

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

---

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«Пензенский государственный университет  
архитектуры и строительства»  
(ПГУАС)

**А.М. Белоковылский**

## **ТЕХНИКА ТРАНСПОРТА, ОБСЛУЖИВАНИЕ И РЕМОНТ**

Рекомендовано Редсоветом университета  
в качестве учебного пособия для студентов, обучающихся по направлению  
23.03.01 «Технология транспортных процессов»

Пенза 2014

УДК 629.33. 656.017 (075)

ББК 39.33-08я73

Б43

Рецензенты: кандидат технических наук, доцент кафедры «Транспортные машины» ПГУ А.И. Звижинский;  
кандидат технических наук, доцент кафедры «Организация и безопасность движения» ПГУАС А.С. Ширшиков

**Белоковылский А.М.**

Б43 Техника транспорта, обслуживание и ремонт: учеб. пособие / А.М. Белоковылский. – Пенза: ПГУАС, 2014. – 172 с.

Приведены теоретические сведения и изложена методика выполнения курсовой работы по дисциплине «Техника транспорта, обслуживание и ремонт».

Учебное пособие подготовлено на кафедре «Эксплуатация автомобильного транспорта» и предназначено для студентов очной и заочной форм обучения по направлению подготовки 23.03.01 «Технология транспортных процессов».

© Пензенский государственный университет  
архитектуры и строительства, 2014

© Белоковылский А.М., 2014

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Техническую эксплуатацию автомобилей (ТЭА) можно представить и как область практической деятельности, и как науку, которая определяет пути и методы наиболее эффективного управления техническим состоянием автомобиля и автомобильного парка с целью обеспечения регулярности, безопасности и экономичности перевозок.

Учебное пособие предназначено для закрепления теоретических знаний по дисциплине «Техника транспорта, обслуживание и ремонт», полученных обучающимися по вопросам ТЭА, а также освоения их применения при решении практических задач. Пособие издается впервые и обеспечивает преемственность знаний, приобретенных обучающимися при изучении предшествующих и последующих дисциплин, одновременно являясь связующим звеном между теоретическими положениями и практическими умениями и навыками, формирующимися в результате освоения учебного курса.

Бакалавр по направлению подготовки «Технология транспортных процессов» должен не только знать существующие технологии технической эксплуатации автомобилей, но и уметь разрабатывать их самостоятельно, а также принимать обоснованные и верные решения при осуществлении своей профессиональной деятельности. Творческое решение проблем автомобильного транспорта возможно только путем освоения теоретических знаний и овладения умениями их применения на практике.

Пособие подготовлено на кафедре «Эксплуатация автомобильного транспорта» (ЭАТ) и предназначено для студентов очной и заочной форм обучения по направлению подготовки 23.03.01 «Технология транспортных процессов».

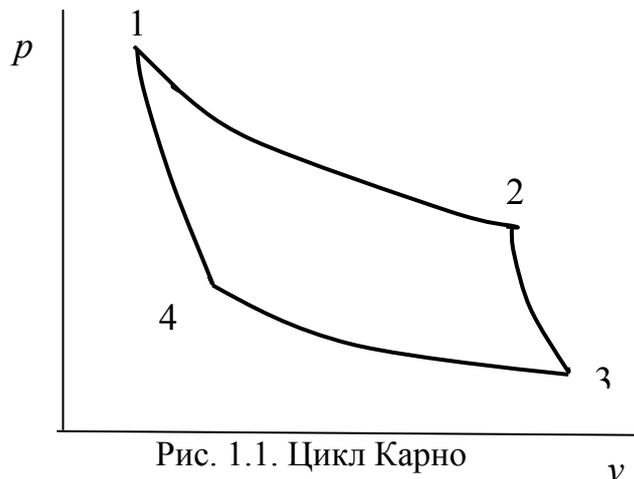
Пособие подготовлено к изданию на основе литературных источников, а также личных исследований автора. Кроме того, при написании пособия также были использованы отдельные, ранее опубликованные материалы других авторов.

Автор благодарит коллектив редакционно-издательского отдела ПГУАС за профессиональную работу и помощь при подготовке рукописи к изданию.

# 1. ТЕОРИЯ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

## 1.1. Теория тепловых машин

Решающий вклад в создание теории тепловых машин внес молодой французский инженер Сади Карно. В 1824 г. он впервые сформулировал мысль, что для производства работы в тепловой машине требуется разность температур, для создания которой необходимы два источника теплоты с различными температурами. Это утверждение называется принципом Карно. Цикл работы идеальной машины Карно можно описать в координатах «давление  $p$  – объем  $v$ » следующим образом. Стенка цилиндра приходит в соприкосновение с нагревателем. Рабочее вещество (у Карно воздух) начинает изотермически расширяться от начального объема 1 до объема 2 (рис. 1.1), т.е. сохраняя на протяжении всего пути расширения постоянную температуру.



Поршень поднимается. Нагреватель передает рабочему веществу столько тепла, сколько необходимо для поддержания постоянной температуры. Цилиндр снят с нагревателя. Поступление тепла прекращено, но рабочее вещество продолжает расширяться и поршень продолжает подниматься, совершая в адиабатических условиях (без обмена теплом) максимальное количество работы. Температура воздуха падает и достигает температуры холодильника. При этом рабочий газ расширяется до объема 3. Цилиндр приводится в соприкосновение с холодильником. Воздух изотермически сжимается до объема 4. Для этого нужно затратить работу. Поршень с грузом опускается. Чтобы температура осталась постоянной, тепло отводится от рабочего вещества через стенку в холодильник. Снова прекращается контакт цилиндра, теперь уже с холодильником. Источник работы (например опускающийся груз) сжимает газ адиабатически. Температура его повышается, пока не достигнет температуры нагревателя. Цикл

завершен. Количество тепла, полученное цилиндром от нагревателя, больше, чем переданное цилиндром холодильнику. Разность теплоты затрачена на то, чтобы совершить работу. Таким образом, машина смогла превратить в работу не все тепло, полученное от нагревателя, а только часть его. Эта величина называется в термодинамике коэффициентом полезного действия машины (к.п.д.):

$$\eta = \frac{T_n - T_x}{T_n},$$

где  $T_n$  и  $T_x$  – соответственно температура нагревателя и холодильника.

Таким образом, к.п.д. тепловой машины, работающей по циклу Карно, определяется только температурами нагревателя и холодильника и не зависит больше ни от чего.

## 1.2. Рабочие процессы двигателя

Двигатель внутреннего сгорания – тепловой поршневой двигатель, в котором топливо сжигается непосредственно внутри цилиндра. При этом химическая энергия топлива превращается в механическую работу.

Действительный рабочий цикл двигателя – комплекс последовательных процессов: сжатие воздуха в дизеле или топлива воздушной смеси в двигателе с принудительным зажиганием от электрической искры; сгорание топлива; расширение рабочего тела, процессы газообмена, периодически повторяющиеся в каждом цилиндре и обуславливающие работу поршневого двигателя. За основу действительных рабочих циклов принимаются соответствующие термодинамические (идеальные) циклы. При анализе термодинамической модели действительного рабочего цикла исходят из ряда допущений, которые упрощают анализ, делают его более лаконичным и наглядным, позволяют установить принципиальные зависимости цикла от условий его протекания.

Для автомобильных дизелей термодинамической моделью служит цикл со смешанным подводом теплоты, а для двигателей с зажиганием от электрической искры (с искровым зажиганием) – цикл с подводом теплоты при постоянном объеме. В действительном рабочем цикле теплота подводится к рабочему телу при сжигании топлива внутри цилиндра. Рабочее тело, представляющее собой смесь свежего заряда топлива с воздухом и отработавшими газами, оставшимися в цилиндре от предыдущего цикла, в процессе сгорания изменяет свой состав за счет увеличения доли продуктов сгорания. В этом цикле вместо отвода теплоты, как это принято в термодинамическом цикле, используется выпуск отработавших газов в атмосферу, уносящих неиспользованную теплоту в окружающее пространство. Процессы сгорания и выпуска протекают во времени и поэтому отличаются от

соответствующих процессов подвода и отвода теплоты в термодинамическом цикле. Кроме того, в действительном рабочем цикле поршневого двигателя процессы протекают с дополнительными потерями теплоты рабочего тела за счет теплоотдачи через стенки цилиндра; процессы сжатия и расширения в этом цикле политропны, имеют место химическая неполнота сгорания топлива и утечка заряда из-за неполной герметичности цилиндра. Все эти особенности обуславливают различия в значениях показателей термодинамического и действительного рабочих циклов, их коэффициентов полезного действия и параметров в узловых точках.

В реальном двигателе за счет опережения зажигания или впрыскивания топлива рабочая смесь воспламеняется до прихода поршня в верхнюю мертвую точку (в.м.т.); при этом давление в конце процесса сжатия повышается. Процесс видимого сгорания происходит при изменяющемся объеме, а выпускной клапан открывается до прихода поршня в нижнюю мертвую точку (н.м.т.); при этом снижается давление в конце расширения. Степень использования теплоты в действительном цикле оценивают индикаторным коэффициентом полезного действия. Расчет процессов действительного рабочего цикла позволяет определить с удовлетворительной точностью значения основных параметров (показателей) вновь разрабатываемых конструкций двигателя для любых заданных условий его работы, оценить влияние отдельных факторов на протекание процессов и показатели цикла в целом. При этом устанавливают характер изменения давления и температуры в каждом процессе, определяют основные размеры проектируемого двигателя, а также решают вопросы повышения его надежности с учетом полученных расчетных тепловых и динамических нагрузок.

При проектировании автомобильного двигателя эффективную мощность задают конструктору или определяют методом тягового расчета с учетом выбранного типа двигателя.

По заданной или расчетной мощности определяют рабочий объем цилиндра и основные размеры двигателя (диаметр цилиндра и ход поршня). В расчетах основных размеров двигателя требуется знание среднего индикаторного давления  $p_i$ . Его значение для проектируемого двигателя находят из индикаторной диаграммы двигателя, принятого в качестве прототипа, или по индикаторной диаграмме, воспроизведенной в результате расчетов и построений. Расчет действительных рабочих циклов позволяет ознакомиться с явлениями и процессами, протекающими в цилиндрах двигателя, и воспроизвести индикаторную диаграмму, по которой определяют среднее индикаторное давление.

В связи с большой сложностью происходящих в цилиндре двигателя физико-химических явлений в расчетах процессов принимают упрощения и допущения с тем, чтобы для их воспроизведения и анализа применить обычные термодинамические уравнения.

Термодинамический цикл – это замкнутый цикл, в котором сжатие и расширение рабочего тела адиабатны, теплоемкость рабочего тела постоянна и не зависит от его температуры, химический состав и объем рабочего тела не меняются, условные процессы подвода и отвода теплоты заменяют процессы сгорания и газообмена, протекающие в реальном рабочем цикле. В термодинамическом цикле нет других потерь теплоты, кроме неизбежной теплоотдачи холодному источнику (в соответствии со вторым законом термодинамики).

В теории двигателей в зависимости от целей исследования, условий формирования циклов, кроме термодинамических (идеальных), рассматриваются и теоретические циклы.

Теоретический цикл – незамкнутый, необратимый цикл, осуществляемый реальным рабочим телом. В отличие от идеального цикла, в расчетном цикле учитываются изменения теплоемкости рабочего тела, его химического состава в зависимости от фазы цикла и другие факторы. Коэффициент полезного действия (к.п.д.) теоретического цикла меньше к.п.д. соответствующего термодинамического цикла. Теоретический цикл представляет собой следующую, после идеального, ступень приближения к действительному циклу. Наибольшее приближение к действительному рабочему циклу характерно для расчетного цикла двигателя.

Расчетный цикл двигателя строится на основе термодинамического цикла, с учетом реальных особенностей и условий протекания соответствующего действительного рабочего цикла. В этом цикле процессы сжатия и расширения политропны, учитываются теплоотдача через стенки цилиндра, изменение химического состава рабочего тела при протекании цикла, химическая неполнота сгорания, связь параметров цикла с процессами газообмена и другие факторы.

На основе расчетного цикла могут быть получены значения среднего индикаторного давления и к.п.д. с наибольшим приближением к их реальным значениям в действительном рабочем цикле. По этим данным могут быть определены основные параметры проектируемого двигателя и расход топлива. Приблизительно может быть проведен расчетный анализ теплоотдачи деталям двигателя и оценена их общая теплонапряженность. Данные этого расчета используют при оценке тепловых условий работы деталей и тепловых зазоров в сопряжениях цилиндропоршневой группы, а также для расчета охлаждающей и смазочной систем двигателя.

Взаимодействие механизмов и систем двигателя происходит следующим образом (рис. 1.2). Когда поршень опускается вниз, горючая смесь через открытый впускной клапан поступает в цилиндр. При движении поршня вверх она сжимается и, когда поршень доходит до крайнего верхнего положения, воспламеняется от электрической искры и сгорает. В процессе сгорания образуются газы, имеющие высокую температуру и боль-

шое давление. Под действием давления расширяющихся газов поршень опускается вниз и через шатун приводит во вращение вал. Таким образом, происходит преобразование возвратно-поступательного движения поршня во вращательное движение коленчатого вала. Затем поршень движется вверх и выталкивает отработавшие газы через открывающийся клапан.

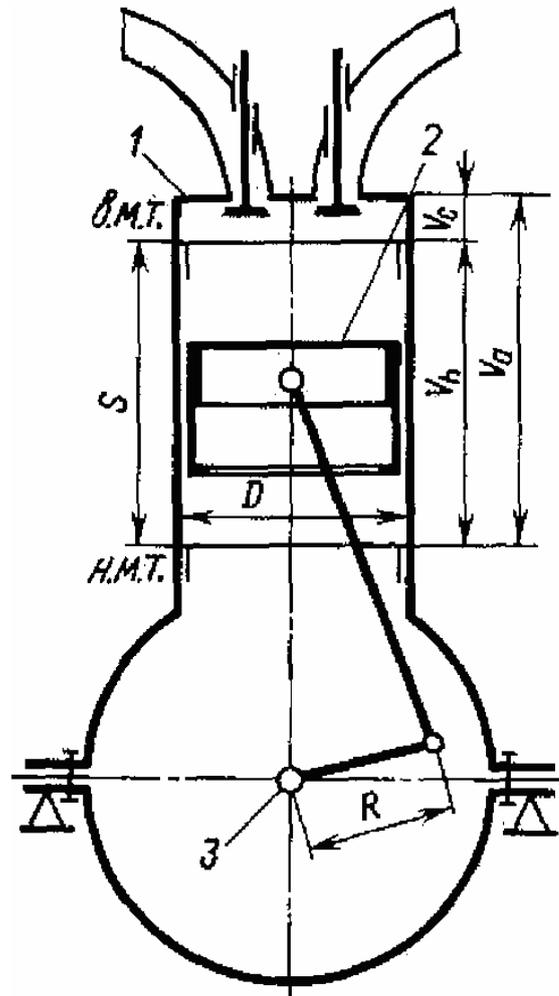


Рис. 1.2. Схема для определения основных параметров двигателя

Основными конструктивными параметрами двигателя являются диаметр цилиндра, ход поршня и число цилиндров. При одном обороте коленчатого вала 3 двигателя (см. рис. 1.2) поршень 2 делает один ход вниз и один ход вверх. Изменение направления движения поршня в цилиндре 1 происходит в двух крайних точках, называемых мертвыми, так как в них скорость поршня равна нулю. Крайнее верхнее положение поршня называется верхней мертвой точкой (в.м.т.), крайнее нижнее его положение – нижней мертвой точкой (н.м.т.). Расстояние, проходимое поршнем от в.м.т до н.м.т., называется ходом поршня, который равен удвоенному радиусу  $R$  кривошипа:

$$S = 2R.$$

Следовательно, при перемещении поршня от одной мертвой точки до другой коленчатый вал поворачивается на  $180^\circ$ , т.е. совершает половину оборота. Пространство над днищем поршня при его нахождении в в.м.т. называется камерой сгорания. Её объем  $V_c$ , а пространство цилиндра между двумя мертвыми точками называется его рабочим объемом  $V_h$ . Сумма объема камеры сгорания  $V_c$  и рабочего объема цилиндра  $V_h$  составляет полный объем цилиндра  $V_a$ .

Рабочий объем цилиндра в кубических сантиметрах или литрах

$$V_h = \pi D^2 s / 4, \quad (1.1)$$

где  $D$  – диаметр цилиндра.

Сумму всех рабочих объемов цилиндров многоцилиндрового двигателя называют рабочим объемом двигателя:

$$V_{\text{д}} = \pi D^2 s i / 4, \quad (1.2)$$

где  $i$  – число цилиндров.

Отношение полного объема цилиндра  $V_a$  к объему камеры сгорания  $V_c$  называется степенью сжатия:

$$\varepsilon = (V_c + V_h) / V_c = V_a / V_c. \quad (1.3)$$

Степень сжатия – безразмерная величина, она показывает, во сколько раз уменьшается объем рабочей смеси или воздуха, находящихся в цилиндре, при перемещении поршня от н.м.т. к в.м.т. Чем выше степень сжатия, тем больше температура и давление рабочей смеси при подходе поршня к в.м.т.

С увеличением степени сжатия повышаются мощность и топливная экономичность двигателя. Однако повышение степени сжатия карбюраторных двигателей возможно лишь до определенных пределов, после достижения которых увеличение степени сжатия приводит к преждевременному самовоспламенению рабочей смеси и вызывает взрывное сгорание – детонацию топлива, что снижает работоспособность двигателя.

Различные виды жидких и газообразных топлив имеют разные температуры самовоспламенения; поэтому вид топлива, на котором работает двигатель, определяет пределы его степени сжатия. Автомобильные двигатели, работающие на бензине (карбюраторные двигатели), имеют степень сжатия 6–10, на газе – 7–9, а дизели – 15–20.

Рабочим циклом двигателя называется периодически повторяющийся ряд последовательных процессов, протекающих в каждом цилиндре двигателя и обуславливающих превращение тепловой энергии в механическую работу. Если рабочий цикл совершается за два хода поршня, т.е. за один оборот коленчатого вала, то такой двигатель называется двухтактным. В настоящее время двухтактные двигатели на автомобилях не применяют, а

используют лишь на мотоциклах и как пусковые двигатели на тракторах. Это связано прежде всего с тем, что они имеют сравнительно высокий расход топлива и недостаточное наполнение горючей смеси из-за плохой очистки цилиндров от отработавших газов. Автомобильные двигатели работают, как правило, по четырехтактному циклу, который совершается за два оборота коленчатого вала или четыре хода поршня и состоит из тактов впуска, сжатия, расширения и выпуска.

В карбюраторном четырехтактном одноцилиндровом двигателе (рис. 1.3) рабочий цикл происходит следующим образом:

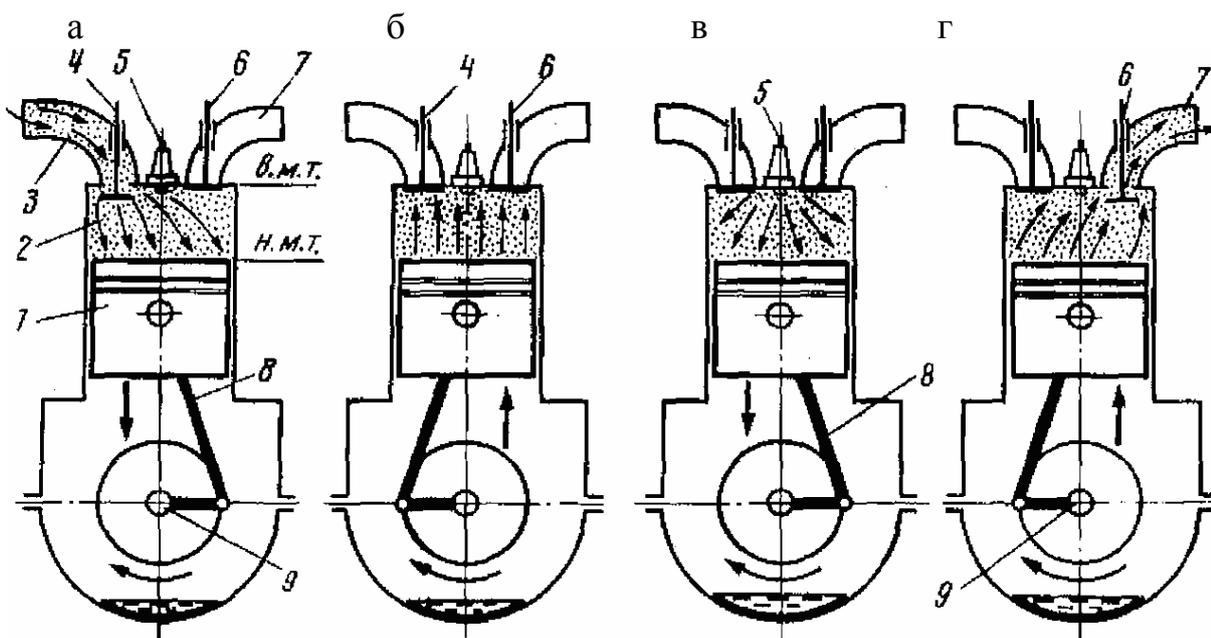


Рис. 1.3. Рабочий цикл четырехтактного одноцилиндрового карбюраторного двигателя

Такт впуска (рис. 1.3, а). Поршень 1 находится в в.м.т. и по мере вращения коленчатого вала 9 (за один его полуоборот) перемещается от в.м.т. к н.м.т. При этом впускной клапан 4 открыт, а выпускной клапан 6 закрыт. При движении поршня вниз объем над ним увеличивается, поэтому в цилиндре 2 создается разрежение, равное  $0,07 \dots 0,095$  МПа, в результате чего свежий заряд горючей смеси, состоящей из паров бензина и воздуха, засасывается через впускной трубопровод 3 в цилиндр. От соприкосновения свежего заряда с нагретыми деталями в конце такта впуска он имеет температуру  $75 \dots 125$  °С.

Степень заполнения цилиндра свежим зарядом характеризуется коэффициентом наполнения, который для высокооборотных карбюраторных двигателей находится в пределах  $0,65 \dots 0,75$ . Чем выше коэффициент наполнения, тем большую мощность развивает двигатель.

Такт сжатия (рис. 1.3, б). После наполнения цилиндра горючей смесью при дальнейшем вращении коленчатого вала поршень перемещается от н.м.т. к в.м.т. Впускной клапан 4 закрывается, а выпускной 6 закрыт. По мере сжатия горючей смеси температура и давление ее повышаются. В зависимости от степени сжатия давление в конце такта сжатия может составлять 0,8...1,5 МПа, а температура газов 300...450 °С.

Такт расширения, или рабочий ход (рис. 1.3, в). В конце такта сжатия горючая смесь воспламеняется от электрической искры, возникающей между электродами свечи 5, и быстро сгорает, в результате чего температура и давление образующихся газов резко возрастают, поршень при этом перемещается от в.м.т. к н.м.т. Максимальное давление газов на поршень при сгорании для карбюраторных двигателей находится в пределах 3,5–5 МПа, а температура газов 2100–2400 °С. При такте расширения шарнирно связанный с поршнем шатун 8 совершает сложное движение и через кривошип передает вращение коленчатому валу. При расширении газы совершают полезную работу; поэтому ход поршня при этом такте коленчатого вала называют рабочим ходом. В конце рабочего хода поршня давление в цилиндре снижается до 0,3...0,75 МПа, а температура – до 900...1200 °С.

Такт выпуска (рис. 1.3, г). Коленчатый вал 9 через шатун перемещает поршень от н.м.т. к в.м.т. При этом выпускной клапан 6 открыт и продукты сгорания выталкиваются из цилиндра в атмосферу через выпускной трубопровод 7. В начале процесса выпуска продуктов сгорания давление в цилиндре значительно выше атмосферного, но к концу такта оно падает до 0,105...0,120 МПа, а температура газов в начале такта выпуска составляет 750...900 °С, понижаясь к его концу до 500...600 °С. Полностью очистить цилиндры двигателя от продуктов сгорания практически невозможно (слишком мало времени); поэтому при последующем впуске свежей горючей смеси она перемешивается с остаточными отработавшими газами и образуется рабочая смесь.

Коэффициент остаточных газов характеризует степень загрязнения свежего заряда отработавшими газами и представляет собой отношение массы продуктов сгорания, оставшихся в цилиндре, к массе свежей горючей смеси. Для современных карбюраторных двигателей коэффициент остаточных газов находится в пределах 0,06...0,12.

По отношению к рабочему ходу такты впуска, сжатия и выпуска являются вспомогательными. Рабочие циклы четырехтактного дизеля и карбюраторного двигателя существенно различаются по способу смесеобразования и воспламенения рабочей смеси. Основное отличие состоит в том, что в цилиндр дизеля при такте впуска поступает не горючая смесь, а воздух, который из-за большой степени сжатия нагревается до высокой температуры, а затем в него впрыскивается мелко распыленное топливо, которое под действием высокой температуры воздуха самовоспламеняется.

В четырехтактном дизеле (рис. 1.4) рабочие процессы происходят следующим образом:

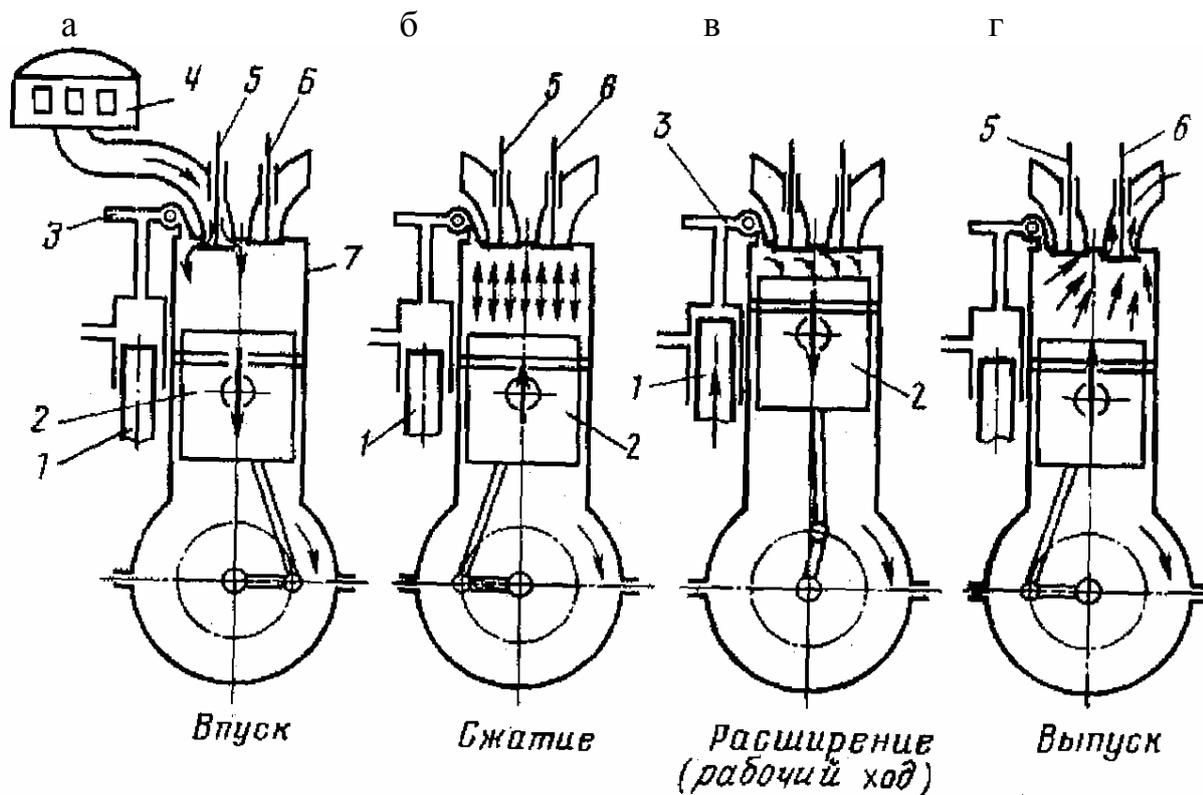


Рис. 1.4. Рабочий цикл четырехтактного дизеля

Такт впуска (рис. 1.4, а). При движении поршня 2 от в.м.т. к н.м.т. вследствие образующегося разрежения из воздухоочистителя 4 в полость цилиндра 7 через открытый впускной клапан 5 поступает атмосферный воздух. Давление воздуха в цилиндре составляет 0,08–0,95 МПа, а температура 40–60 °С.

Такт сжатия (рис. 1.4, б). Поршень движется от н.м.т. к в.м.т. Впускной 5 и выпускной 6 клапаны закрыты, вследствие этого перемещающийся вверх поршень 2 сжимает имеющийся в цилиндре воздух. Для воспламенения топлива необходимо, чтобы температура сжатого воздуха была выше температуры самовоспламенения топлива. Из-за высокой степени сжатия температура воздуха достигает 550...700 °С при давлении воздуха внутри цилиндра 4,0...5,0 МПа.

Такт расширения, или рабочий ход (рис. 1.4, в). При подходе поршня к в.м.т. в цилиндр через форсунку 3 впрыскивается дизельное топливо, подаваемое топливным насосом 1. Впрыснутое топливо, перемешиваясь с нагретым воздухом, самовоспламеняется, и начинается процесс сгорания, характеризующийся быстрым повышением температуры и давления. При этом максимальное давление газов достигает 6–9 МПа, а температура 1800...2000 °С. Под действием давления газов поршень 7 перемещается от

в.м.т. к н.м.т. Происходит рабочий ход. Около н.м.т. давление снижается до 0,3...0,5 МПа, а температура – до 700...900 °С.

Такт выпуска (рис. 1.4, г). Поршень перемещается от н.м.т. к в.м.т., и через открытый выпускной клапан б отработавшие газы выталкиваются из цилиндра. Давление газа понижается до 0,11...0,12 МПа, а температура – до 500..700 °С. После окончания такта выпуска при дальнейшем вращении коленчатого вала рабочий цикл повторяется в той же последовательности.

### 1.3. Показатели работы двигателя

Работа, совершаемая газами за единицу времени внутри двигателя, называется индикаторной мощностью. Мощность, получаемая на коленчатом валу двигателя, называется эффективной мощностью. Она меньше индикаторной на значение мощности, затрачиваемой на насосные потери и на трение в кривошипно-шатунном и газораспределительном механизмах двигателя, а также на приведение в действие вентилятора, жидкостного насоса и других вспомогательных устройств. Таким образом, эффективная мощность меньше, чем индикаторная мощность, из-за механических потерь, расходуемых в механизмах и системах двигателя. На основании этого механическим к.п.д. двигателя называют отношение эффективной мощности к индикаторной.

Мощностные показатели двигателя в значительной мере определяются количеством теплоты, превращенным в полезную работу. Степень использования теплоты, введенной в двигатель с топливом, оценивают эффективным к.п.д.  $\eta_e$ , который представляет собой отношение количества теплоты  $Q_e$ , превращенной в эффективную работу, к количеству теплоты  $Q_t$ , выделившейся в результате сгорания топлива,  $\eta_e = Q_e / Q_t$ .

К показателям, характеризующим топливную экономичность двигателя, относятся расходы топлива. Часовой расход топлива  $G_T$  показывает количество топлива в килограммах, потребляемое двигателем на данном режиме работы за 1 ч. Для оценки экономичности двигателя обычно пользуются эффективным удельным расходом топлива  $g_e$ , представляющим собой отношение часового расхода топлива  $G_T$  к эффективной мощности двигателя  $N_e$ :  $g_e = G_T / N_e$ .

В реальных условиях на работу двигателя влияют многочисленные факторы, формирующие действительный цикл, в котором процессы протекают с дополнительными потерями теплоты. Поэтому его удобно рассматривать с помощью индикаторной диаграммы.

Индикаторная диаграмма – эта диаграмма в координатах «давление – объем» ( $p-V$ ) или «давление – угол поворота коленчатого вала» ( $p-\varphi$ ). По диаграмме в координатах  $p-V$  удобно проводить термодинамический ана-

лиз (определять индикаторную работу, показатели политропы и температуру процессов сжатия и расширения, тепловыделение и др.). В координатах  $(p-\varphi)$  удобно анализировать процесс сгорания с оценкой его динамичности, продолжительности и характера протекания процесса. Индикаторную диаграмму для высокооборотных двигателей чаще всего записывают в координатах  $(p-\varphi)$ ; при необходимости с помощью графических или аналитических методов она может быть перестроена в координаты  $(p-V)$ . Диаграмму, построенную в координатах  $(p-\varphi)$ , называют развернутой, а в координатах  $(p-V)$  – свернутой (рис. 1.5).

Индикаторная работа цикла  $L_i$  – работа за один цикл, определяемая по индикаторной диаграмме в координатах  $(p-V)$ . Действительные рабочие циклы поршневых двигателей происходят за два или четыре такта. Индикаторные показатели характеризуют работу газов внутри цилиндра двигателя. К ним относятся среднее индикаторное давление, индикаторная мощность, индикаторный к.п.д. и индикаторный удельный расход топлива.

Среднее индикаторное давление  $p_i$  – это значение условного постоянного давления в цилиндре двигателя, при котором работа, произведенная рабочим телом за один такт, равнялась бы индикаторной работе реального цикла.

Исходя из этого определения, индикаторная работа цикла

$$L_i = p_i FS, \quad (1.4)$$

где  $F$  – площадь поршня;  
 $S$  – ход поршня.

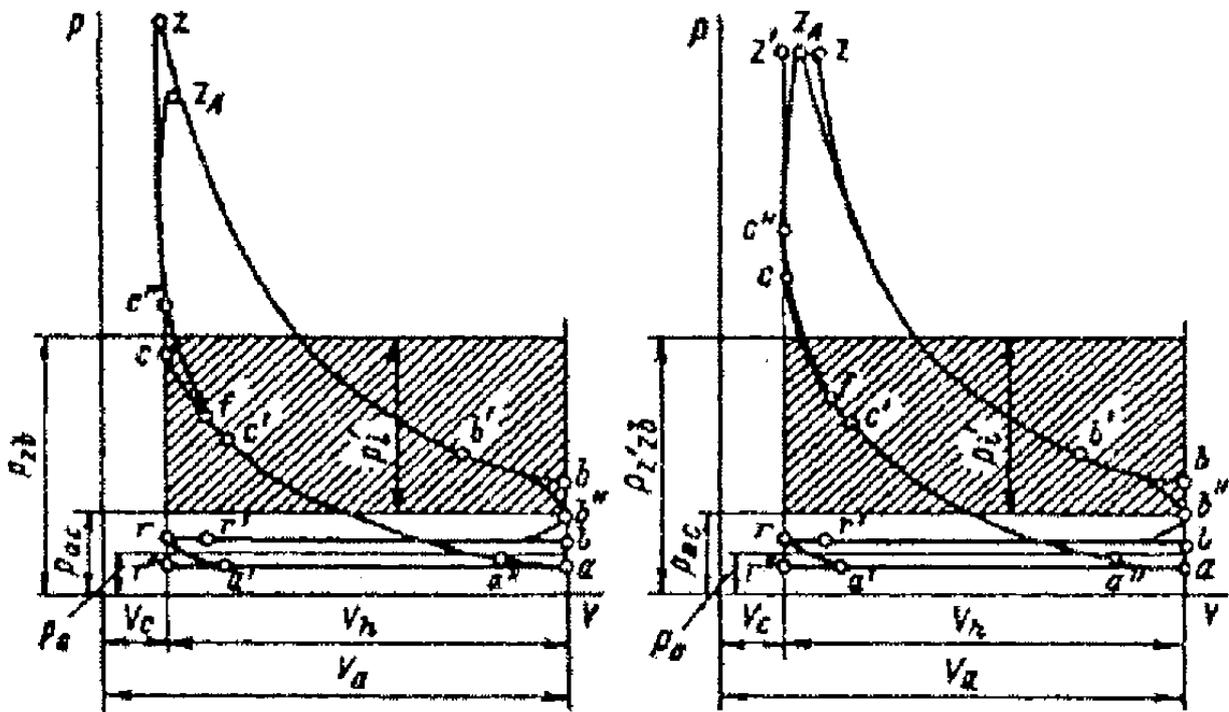


Рис. 1.5. Свернутые индикаторные диаграммы:  
 а – карбюраторного двигателя; б – дизеля

Вместе с тем среднее индикаторное давление – величина, равная индикаторной работе цикла, приходящейся на единицу рабочего объема цилиндра:

$$p_i = L_i / V_h, \quad (1.5)$$

где  $V_h = FS$ .

Обычно  $p_i$  измеряют в единицах удельной работы: Дж/л или МПа.

При нормальном режиме работы двигателей значения  $p_i$  находят в следующих пределах: для четырехтактных двигателей с искровым зажиганием без наддува, работающих на бензине (карбюраторных, с впрыском легкого топлива), 0,8...1,2 МПа; для четырехтактных газовых с искровым зажиганием 0,5...0,7 МПа, с наддувом до 2,2 МПа; для двухтактных карбюраторных с кривошипно-камерной продувкой 0,25...0,45 МПа; для двухтактных дизелей без наддува 0,35...0,7 МПа, с наддувом до 1,2 МПа.

В автомобильных дизелях с низким и средним наддувом  $p_i = 1,2...1,5$  МПа.

Индикаторная мощность  $N_i$  – это работа, совершаемая газами внутри цилиндра в единицу времени, или мощность, соответствующая индикаторной работе цикла. Индикаторная работа:

✓ за цикл  $L_i = p_i V_h$ ;

✓ в минуту  $L_{i\text{мин}} = L_i 2n / \tau_{\text{дв}}$ ,

где  $n$  – частота вращения двигателя,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$2n / \tau_{\text{дв}}$  – число циклов в минуту в одном цилиндре;

$\tau_{\text{дв}}$  – коэффициент тактности двигателя (число ходов поршня за один цикл).

Индикаторная мощность двигателя

$$N_i = L_i 2ni / (\tau_{\text{дв}} 60 \cdot 10^3) = p_i V_h ni / (3 \cdot 10^4 \tau_{\text{дв}}), \quad (1.6)$$

где  $i$  – число цилиндров двигателя.

Принимая  $p_i$  в мегапаскалях, а  $V_h$  в литрах, получаем мощность в киловаттах (кВт)

$$N_i = p_i V_h ni / (30 \tau_{\text{дв}}). \quad (1.7)$$

Индикаторный к.п.д.  $\eta_i$  – это отношение работы  $L_i$  действительного цикла к подведенной теплоте  $Q_i$ , равной низшей теплоте сгорания цикловой дозы топлива:

$$\eta_i = L_i / Q_i. \quad (1.8)$$

Индикаторную работу цикла  $L_i$  определяют по индикаторной диаграмме в координатах  $p$ – $V$ .

По значению  $\eta_i$  оценивают степень использования теплоты в действительном цикле.

Индикаторный удельный расход топлива  $g_i$  – это количество, расходуемого в двигателе за 1 ч топлива, отнесенное к индикаторной мощности, развиваемой двигателем. По значению  $g_i$  оценивают эффективность тепло-

использования при работе на топливе одного вида. При работе на топливах с различной удельной теплотой сгорания  $Q_H$  такая оценка возможна только по значению  $\eta_i$ . Единица измерения  $g_i$ : г/(кВт·ч).

При известных индикаторной мощности  $N_i$  и расходе топлива  $G_T$  индикаторный удельный расход топлива определяют по формуле

$$g_i = 10^3 G_T / N_i. \quad (1.9)$$

При работе двигателя на жидком топливе связь между  $g_i$  и  $\eta_i$  следующая:

$$\eta_i = 3,6 \cdot 10^3 / (g_i Q_H). \quad (1.10)$$

Для современных автомобильных двигателей, работающих на номинальном режиме, значения индикаторного к.п.д. находятся в пределах: для карбюраторных двигателей 0,28...0,38; для дизелей 0,42...0,52. При этом удельный индикаторный расход топлива составляет: для карбюраторных двигателей 235...290 г/(кВт·ч); для дизелей 175...220 г/(кВт·ч).

Эффективные показатели работы двигателя: среднее эффективное давление, эффективная мощность, механический к.п.д. и эффективный удельный расход топлива.

Среднее эффективное давление  $p_e$  – условное постоянное давление в цилиндрах двигателя, при котором работа, производимая в них за один такт, равна эффективной работе за цикл. Оно, как и среднее индикаторное давление, является мерой удельной работы. Единица измерения: МПа или Дж/л.

Среднее эффективное давление можно представить как отношение эффективной работы  $L_e$  двигателя за один цикл к рабочему объему цилиндра  $V_h$ .

$$p_e = L_e / V_h. \quad (1.11)$$

Это давление можно также представить как разность между средним индикаторным давлением  $p_i$  и средним давлением механических потерь  $p_m$ , т.е.

$$p_e = p_i - p_m. \quad (1.12)$$

При работе автомобильных двигателей на номинальном режиме значения  $p_e$  находятся в следующих пределах: для четырехтактных карбюраторных двигателей 0,6...1,1 МПа; для четырехтактных дизелей без наддува 0,55...0,85 МПа; с наддувом до 2 МПа; для газовых двигателей 0,5...0,75 МПа; для двухтактных высокооборотных дизелей 0,4...0,75 МПа.

Эффективная мощность  $N_e$  – это мощность на коленчатом валу двигателя, передаваемая трансмиссии. Эффективная мощность меньше индикаторной на величину мощности  $N_m$ , затрачиваемой на преодоление механических потерь:

$$N_e = N_i - N_m. \quad (1.13)$$

По аналогии с индикаторной мощностью эффективную мощность (кВт) можно рассчитать по формуле

$$N_e = p_e V_h n_i / (30\tau_{дв}). \quad (1.14)$$

Механический к.п.д.  $\eta_m$  – оценочный показатель механических потерь в двигателе:

$$\eta_m = L_e / L_i = p_e / p_i = M_e / M_i = N_e / N_i. \quad (1.15)$$

При работе автомобильных двигателей на номинальном режиме значение  $\eta_m$  находится в следующих пределах: для четырехтактных карбюраторных двигателей 0,7...0,85; для четырехтактных дизелей без наддува 0,7...0,82, с наддувом 0,8...0,9; для газовых двигателей 0,75...0,85; для двухтактных высокооборотных дизелей 0,7...0,85.

Эффективный удельный расход топлива  $g_e$  при известных эффективной мощности  $N_e$  и расходе топлива  $G_T$  определяют по формуле

$$g_e = 10^3 G_T / N_e. \quad (1.16)$$

Единица измерения эффективного удельного расхода топлива: г/(кВт·ч).

При работе двигателя на жидком топливе связь между  $g_e$  и  $\eta_e$  следующая:

$$\eta_e = 3,6 \cdot 10^3 / (g_e \cdot Q_H). \quad (1.17)$$

Для автомобильных двигателей, работающих на номинальном режиме, значения эффективного к.п.д. находятся в пределах: для карбюраторных двигателей 0,25...0,33; для дизелей 0,35...0,4. При этом значение эффективного удельного расхода топлива составляет: для карбюраторных двигателей 300...370 г/(кВт·ч); для дизелей с неразделенными камерами сгорания 245...270 г/(кВт·ч).

#### 1.4. Мощностной баланс ведущих колес

К ведущим колесам мощность подводится через полуоси, которые, вращаясь с некоторой угловой скоростью  $\omega_k$ , передают им крутящий момент  $M_k$ . Мощность, подводимая к колесу ( $N_k = M_k \omega_k$ ), расходуется на покрытие мощности сопротивления качению ( $N_f = M_f \omega_k$ ), сопротивления сил инерции поступательного и вращения движения самого колеса ( $N_j = m_k \epsilon_k \omega_k r_k^2 + J_k \epsilon_k \omega_k$ ), а также на суммарную работу сил внутреннего (вследствие упругих деформаций) и внешнего (в пятне контакта) трения шины ( $N_s$ ). Остаток мощности ( $N_a = R_x V_x$ ), благодаря продольной реакции ( $R_x$ ), передается через ведущий мост к корпусу автомобиля.

Таким образом, уравнение мощности баланса ведущего колеса автомобиля можно представить следующим образом:

$$N_k = N_f + N_j + N_s + N_a. \quad (1.18)$$

Эффективность использования мощности, подводимой к ведущим колесам, оценивается их к.п.д.:

$$\eta_k = \frac{N_a}{N_k} = 1 - \frac{N_f}{N_k} - \frac{N_s}{N_k} - \frac{N_j}{N_k}. \quad (1.19)$$

Как следует из формулы (1.19), к.п.д. ведущего колеса определяется удельными силовыми потерями ( $N_f/N_k$ ), удельными потерями на внешнее и внутреннее трение ( $N_s/N_k$ ) и удельными инерционными потерями ( $N_j/N_k$ ). При равномерном движении колеса ( $\omega_k = 0$ ) инерционные потери равны нулю. Найдем величину потерь на внешнее и внутреннее трение ( $N_s$ ). Для простоты рассмотрим случай равномерного движения ( $N_j = 0$ ). Из (1.18) следует:

$$N_s = N_k - N_a - N_f. \quad (1.20)$$

Учитывая, что  $N_k = M_k \omega_k$ ,  $N_a = R_x V_x$  и  $N_f = M_f \omega_k$ , получим:

$$N_s = M_k \omega_k - R_x V_x - M_f \omega_k = \omega_k (M_k - R_x r_x - M_f). \quad (1.21)$$

Учитывая, что для равномерного движения  $R_x = M_k/r_d - M_f/r_d$ , после подстановки и преобразований получим:

$$N_s = M_k \omega_k \frac{r_d - r_k}{r_d} = N_k \frac{r_d - r_k}{r_d} \quad (1.22)$$

Из формулы (1.22) следует, что величина суммарных потерь на внутреннее и внешнее трение автомобильного колеса определяется относительной разницей динамического и кинематического радиусов.

Если бы автомобильное колесо было абсолютно жестким и не проскальзывало на опорной поверхности, то никаких потерь как на внутреннее, так и на внешнее трение не было бы, т.к. в этом случае  $r_d = r_k$ . Отметим, что наличие разницы между  $r_d$  и  $r_k$ , обусловленной упругими деформациями и проскальзыванием протектора шины, вызывает некоторую потерю скорости движения, равную  $V = (r_d - r_k)\omega_k$ . Следовательно, при качении ведущего колеса одна часть теряемой мощности связана с потерей части продольного усилия ( $R_x$ ) из-за сноса вектора нормальной реакции и действия силы инерции, а другая – с потерей части скорости. По этой причине можно говорить условно о силовых и скоростных потерях мощности. Подчеркнем, однако, что с физической точки зрения потеря скорости не есть причина скоростных потерь, т.к. последние обусловлены работой внутрен-

них и внешних сил трения шины, а сама потеря скорости – следствие упругих деформаций шины и ее проскальзывания.

Если колесо не буксует, то скоростные потери, как правило, очень малы. При этом можно считать, что  $r_k \approx r_d$ . При таком режиме качения колеса его к.п.д. определяют силовые потери.

Если колесо пробуксовывает, то скоростные потери сопоставимы с силовыми. Причем при буксовании колеса на месте потеря скорости достигает максимума. Так как  $V_x = 0$ , а  $\omega_k > 0$ , то  $\eta_k = R_x V_x / M_k \omega_k = R_{x0} / M_k \omega_k = 0$ , т.е. вся подводимая к колесу мощность теряется. При этом подавляющая часть теряемой мощности представляет собой скоростные потери, обусловленные главным образом внешним трением протектора шины об опорную поверхность.

В силовой баланс колеса иногда необходимо включать и другие составляющие. Так, например, при большой скорости заметны потери, обусловленные сопротивлением воздуха; при движении по мокрой грунтовой дороге – потери, связанные с прилипанием колес, выдавливанием жидкой грязи из зоны контакта и разбрасыванием грязевых частиц.

## 2. ХАРАКТЕРИСТИКА СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА АВТОМОБИЛЬ В ПРОЦЕССЕ ДВИЖЕНИЯ

### 2.1. Сила сопротивления качению

Если сложить силы сопротивления качению всех колес автомобиля, то можно найти суммарную силу сопротивления качению:

$$P_f = \sum_1^n R_{z1} f_1 = \sum_1^n R_{z1} \left\{ \left( \sum_1^n R_{z1} f_1 \right) / \sum_1^n R_{z1} \right\} = \left( \sum_1^n R_{z1} \right) f, \quad (2.1)$$

где  $f$  – средневзвешенный коэффициент сопротивления качению.

Сумма нормальных реакций на колесах автомобиля численно равна силе тяжести автомобиля ( $G_a$ ), умноженной на косинус продольного угла уклона дороги (рис.2.1). Поэтому силу сопротивления качению можно вычислять по формуле

$$P_f = f G_a \cos \alpha. \quad (2.2)$$

Из формулы (2.1) следует, что при движении автомобиля по наклонной поверхности сила сопротивления качению всегда меньше, чем при движении по горизонтальной.

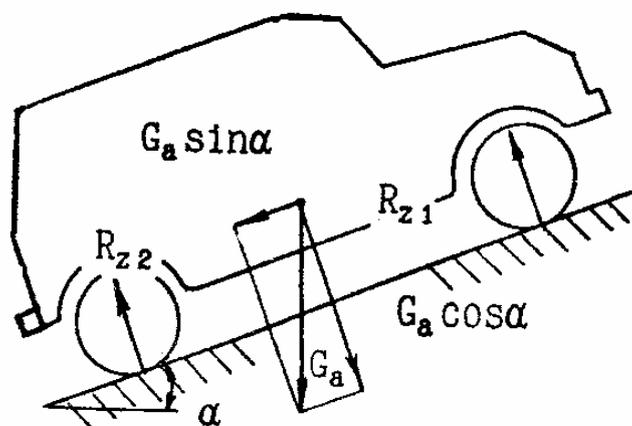


Рис. 2.1. Сила тяжести и ее составляющие

### 2.2. Сила сопротивления подъему

При движении автомобиля вверх по наклонной плоскости к силе сопротивления качению добавляется другая сила сопротивления – продольная составляющая силы тяжести:

$$P_\alpha = \pm G_a \sin \alpha. \quad (2.3)$$

Эта сила называется силой сопротивления подъему. При движении автомобиля вверх сила сопротивления подъему положительна, а при движении под уклон – отрицательна. В последнем случае наличие знака минус означает, что  $P_\alpha$  является не силой сопротивления, а движущей автомобиль силой. В дорожной документации наклон дороги ( $i$ ) принято оценивать тангенсом угла  $\alpha$  и выражать его значение непосредственно ( $i = \operatorname{tg}\alpha$ ) в сотых (%) или тысячных долях (‰). Таким образом, один и тот же наклон дороги может быть выражен, например, следующим образом:  $i = 0,03$ ;  $i = 3 \%$  или  $i = 30 \text{ ‰}$ . Так как продольные уклоны дорог обычно невелики, то  $\sin\alpha = \operatorname{tg}\alpha$ ; поэтому сила сопротивления подъему при использовании указанных единиц должна рассчитываться так:  $P_\alpha = G_a i$ ,  $P_\alpha = G_a(i/100 \%)$  и  $P_\alpha = G_a(i/100 \text{ ‰})$ .

Силы сопротивления качению и подъему возникают при взаимодействии колес с дорогой и в решающей степени зависят от ее типа, состояния и продольного профиля, поэтому их удобно представлять в виде одной суммарной силы:

$$P_\psi = P_f + P_\alpha = G_a f \cos\alpha \pm G_a \sin\alpha = G_a \psi, \quad (2.4)$$

где  $\psi = f \cos\alpha \pm \sin\alpha$  – коэффициент сопротивления дороги.

Силу  $P_\psi$  принято называть силой сопротивления *дороги*.

## 2.3. Сопротивление воздушной среды

### 2.3.1. Аэродинамические силы и моменты

На автомобиль, как и на всякое тело, движущееся в воздушной среде, действуют аэродинамические силы. Равнодействующая всех элементарных аэродинамических сил называется полной аэродинамической силой  $P_w$ . Ее значение определяется по формуле

$$P_w = c_w F q, \quad (2.5)$$

где  $c_w$  – безразмерный коэффициент полной аэродинамической силы;  
 $F$  – площадь миделева сечения,  $\text{м}^2$ ;  
 $q$  – скоростной напор воздушного потока, Па.

Величина скоростного напора определяется по формуле

$$q = \frac{\rho \cdot V_w^2}{2} \quad (2.6)$$

где  $\rho$  – плотность воздуха,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  
 $V_w$  – относительная скорость воздушного потока,  $\text{м}/\text{с}$ .

Автомобили имеют довольно сложную форму; поэтому для них, в отличие от простых тел, вместо площади миделева сечения используется

площадь их проекции на поперечную плоскость (рис. 2.2). Скоростной напор воздушного потока ( $q$ , Па) представляет собой величину динамического давления на корпус автомобиля, создаваемого воздушным потоком, омывающим автотранспортное средство. Точка приложения вектора полной аэродинамической силы ( $P_w$ ) называется метацентром автомобиля (или центром парусности). Метацентр в зависимости от аэродинамических свойств автомобиля может располагаться как внутри, так и вне автомобиля.

Проекция вектора полной аэродинамической силы на оси  $X$ ,  $Y$  и  $Z$ , проходящие через центр тяжести автомобиля, в общем случае дает три составляющие (см. рис. 2.2):

$$P_{wx} = c_x F(\rho_B V_w^2 / 2); \quad (2.7)$$

$$P_{wy} = c_y F(\rho_B V_w^2 / 2); \quad (2.8)$$

$$P_{wz} = c_z F(\rho_B V_w^2 / 2). \quad (2.9)$$

Продольная составляющая ( $P_{wx}$ ) полной аэродинамической силы называется лобовой аэродинамической силой или силой сопротивления воздуха.

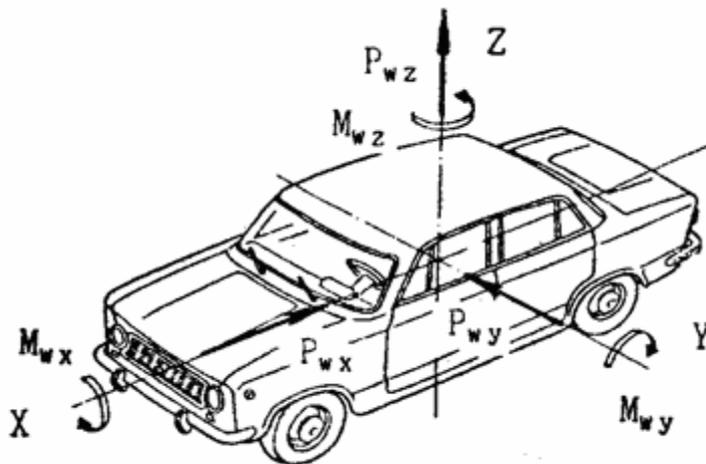


Рис. 2.2. Аэродинамические силы и моменты

Поперечная составляющая ( $P_{wy}$ ) называется боковой, а вертикальная ( $P_{wz}$ ) – подъемной аэродинамической силой.

Коэффициенты  $C_x$ ,  $C_y$  и  $C_z$  называются безразмерными коэффициентами соответственно лобовой, боковой и подъемной аэродинамической силы. Указанные коэффициенты связаны между собой формулой

$$c_w^2 = c_x^2 + c_y^2 + c_z^2. \quad (2.10)$$

Как показывают эксперименты, центр тяжести автомобиля и его метацентр не совпадают; поэтому кроме указанных аэродинамических сил на автомобиль действуют и соответствующие аэродинамические моменты.

Результирующий момент всех элементарных аэродинамических сил относительно центра масс автомобиля называется полным аэродинамическим моментом. Его величина определяется по формуле

$$M_w = m_w F q b_w, \quad (2.11)$$

где  $m_w$  – безразмерный коэффициент полного аэродинамического момента;

$b_w$  – характерный линейный размер по ширине, м.

Проекция вектора  $M_w$  на оси  $X$ ,  $Y$  и  $Z$  дает три составляющие этого момента (см. рис. 2.2):

✓ аэродинамический момент крена

$$M_{wx} = m_x F (\rho_B V_w^2 / 2) b_w, \quad (2.12)$$

где  $m_x$  – коэффициент аэродинамического момента крена;

✓ поворачивающий аэродинамический момент

$$M_{wz} = m_z F (\rho_B V_w^2 / 2) b_w, \quad (2.13)$$

где  $m_z$  – коэффициент аэродинамического поворачивающего момента;

✓ опрокидывающий (продольный) аэродинамический момент

$$M_{wy} = m_y F (\rho_B V_w^2 / 2) l_w, \quad (2.14)$$

где  $m_y$  – коэффициент опрокидывающего аэродинамического момента;

$l_w$  – характерный линейный размер автомобиля по длине.

Связь между коэффициентами аэродинамических моментов выражается формулой

$$m_w^2 = m_x^2 + m_y^2 (l_w / b_w)^2 + m_z^2. \quad (2.15)$$

В качестве характерного линейного размера по ширине ( $b_w$ ) принимают обычно расстояние между правыми и левыми колесами автомобиля, т.е. его колею, а в качестве характерного размера по длине ( $l_w$ ) – базу автомобиля, т.е. расстояние между передним и задним мостами.

При расчетах аэродинамических сил и моментов следует учитывать изменения плотности воздуха в зависимости от температуры и атмосферного давления (см. формулу (2.6)).

### 3.3.2. Лобовая аэродинамическая сила и ее составляющие

При эксплуатации автомобилей из всех аэродинамических сил наибольшее значение имеет сила лобового сопротивления ( $P_{wx}$ ), которая является одной из основных сил сопротивления движению автомобиля. При больших скоростях она становится главным фактором сопротивления движению. Так, например, для автомобиля "Волга" ГАЗ-3102 при скорости движения около 100 км/ч сила лобового аэродинамического сопротивления

численно равна силе сопротивления качению. Значение лобовой аэродинамической силы часто выражают следующей формулой

$$P_{wx} = k_w F V_w^2, \quad (2.16)$$

где  $k_w = c_x \rho_B / 2$  – коэффициент обтекаемости автомобиля,  $\text{Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^4$ .

Мощность, необходимая для преодоления лобовой аэродинамической силы, описывается кубической параболой:

$$N_w = k_w F V_w^3. \quad (2.17)$$

Для легковых автомобилей площадь лобового сопротивления можно определить по приближенной формуле

$$F \approx 0,78 b_r h_r, \quad (2.18)$$

где  $b_r, h_r$  – габаритные ширина и высота автомобиля, м.

Приближенный расчет площади лобового сопротивления грузовых автомобилей производят по формуле

$$F \approx H_k h_r, \quad (2.19)$$

где  $H_k$  – колея автомобиля, м.

Численные значения коэффициента обтекаемости и площади лобового сопротивления ряда отечественных марок и моделей автомобилей приведены в прил. 1.

Анализ аэродинамического сопротивления показывает, что лобовая аэродинамическая сила сопротивления складывается из 5 составляющих:

- 1) сопротивления формы;
- 2) сопротивления выступающих частей (сопротивление интерференции);
- 3) сопротивления поверхностного трения;
- 4) сопротивления внутренних потоков;
- 5) индуктивного сопротивления.

*Сопротивление формы.* Совокупность всех элементарных сил нормального давления воздуха, действующих на переднюю и заднюю наружные поверхности корпуса автомобиля, создает силу, которую принято называть сопротивлением формы. Величина указанной силы определяется разностью давлений воздуха на переднюю и заднюю стенки корпуса (рис. 2.3) и площадью их поверхности. При этом разница давлений в решающей степени зависит от формы кузова. Как показывают исследования, сопротивление формы составляет примерно 50...60 % лобовой аэродинамической силы.

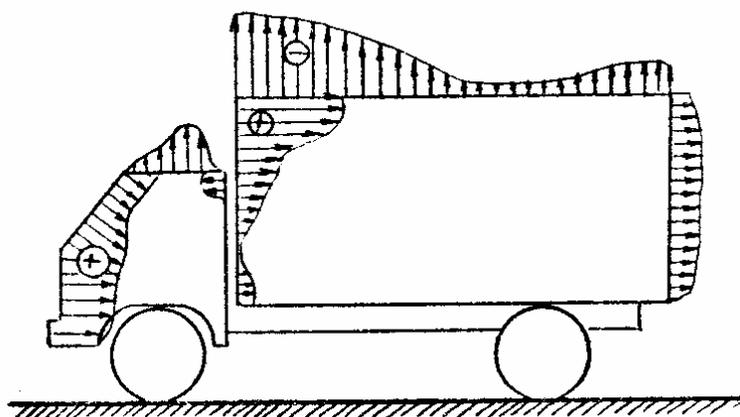


Рис. 2.3. Распределение давления по поверхности автомобиля

*Сопротивление выступающих частей.* Наличие на кузове выступающих частей – фар, подфарников, указателей поворотов, зеркал заднего вида, багажника и т.п. – создает дополнительное сопротивление. При этом все вышеуказанные элементы при установке на кузов создают гораздо большие аэродинамические сопротивления, чем те, которые они создают сами по себе, будучи отделенными от кузова. Это объясняется усилением перемешивания воздушных струй и турбулизацией воздушного потока, омывающего корпус автомобиля и его выступающие элементы. На долю сопротивления выступающих частей приходится около 15...17 % лобовой аэродинамической силы.

*Сопротивление поверхностного трения.* При обтекании автомобиля воздушным потоком вследствие трения о различные поверхности автомобиля скорость движения пограничных слоев воздуха, т.е. слоев, непосредственно примыкающих к стенкам, значительно снижается. Из-за разницы скоростей соседние слои воздушного потока, примыкающие к пограничным, тоже испытывают силу трения, вследствие чего скорость их движения также снижается. В результате в пристеночном слое воздушного потока, омывающего поверхности автомобиля, образуется градиент скорости. Наличие градиента скорости и сил трения приводит к дополнительному сопротивлению воздуха, называемому сопротивлением поверхностного трения.

По своей сути эта сила является результатом сложения всех касательных сил, прикладываемых к автомобилю. На долю силы сопротивления поверхностного трения приходится около 10 % лобовой аэродинамической силы.

*Сопротивление внутренних потоков.* Наряду с наружным обтеканием автомобиля некоторая часть воздушного потока проходит через внутренние полости (подкапотное пространство, салон, кабина водителя, кузов и др.), которые оказывают значительное сопротивление его продвижению. Как показывает анализ, сопротивление, испытываемое внутренними пото-

ками воздуха, обуславливает примерно 8...10 % лобовой аэродинамической силы.

*Индуктивное сопротивление.* Некоторая часть воздушного потока, омывающая автомобиль, имеет вертикальную составляющую скорости, т. е. движется не только вдоль продольной оси кузова, но и одновременно в вертикальном направлении. Это способствует турбулизации воздушного потока и появлению дополнительного аэродинамического сопротивления, которое принято называть индуктивным. На долю индуктивного сопротивления приходится около 6...8 % лобовой аэродинамической силы.

### 2.3.3. Подъемная аэродинамическая сила

Образование подъемной аэродинамической силы  $P_{wz}$  обусловлено перепадом давлений воздуха на автомобиль снизу и сверху (см. рис. 2.3). Преобладание давления воздуха снизу над давлением сверху объясняется тем, что скорость движения воздушного потока, омывающего автомобиль снизу, гораздо меньше скорости потока, омывающего его сверху. Значение подъемной аэродинамической силы относительно мало и не превышает 1,5 % от веса самого автомобиля. Так, например, для автомобиля ГАЗ-3102 "Волга" подъемная аэродинамическая сила при скорости движения 110 км/ч достигает всего лишь 245 Н, что составляет около 1,3 % от собственного веса автомобиля. Спортивным автомобилям, движущимся с большими скоростями, придают такую форму, чтобы сила  $P_{wz}$  была направлена не вверх, а вниз, т.е. прижимала его к дороге.

### 2.3.4. Боковая аэродинамическая сила

Боковая аэродинамическая сила возникает при обтекании автомобиля воздушным потоком под некоторым углом к его продольной оси. Наличие указанного угла в подавляющем большинстве случаев объясняется наличием бокового ветра, дующего под углом к продольной оси автомобиля (рис. 2.4).

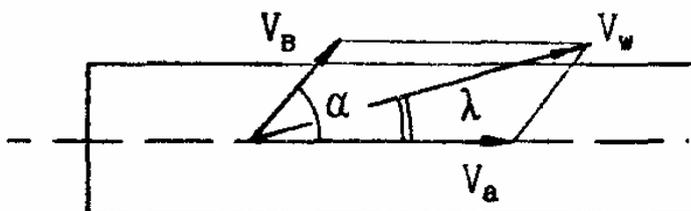


Рис. 2.4. Обтекание автомобиля воздухом при боковом ветре:  
 $\lambda$  – угол натекания;  $\alpha$  – угол атаки ветра

Если боковой ветер дует со скоростью  $V_B$  под углом  $\alpha$  к продольной оси автомобиля, то результирующая скорость движения воздушного потока  $V_w$  будет равна:

$$V_w = \sqrt{V_a^2 + V_B^2 + 2V_a V_B \cos \alpha} \quad (2.20)$$

Из формулы (2.20), в частности, следует, что при угле атаки  $\alpha = 0$  (встречный ветер) скорость воздушного потока равна сумме скоростей автомобиля и ветра ( $V_w = V_a + V_B$ ), а при угле  $180^\circ$  (попутный ветер) – разнице указанных скоростей ( $V_w = V_a - V_B$ ).

Изменение скорости и направления бокового ветра приводит к изменению не только скорости воздушного потока, но и угла натекания воздушного потока ( $\lambda$ ), тангенс которого можно определить по формуле

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{V_B \sin \alpha}{V_a + V_B \cos \alpha} \quad (2.21)$$

Как показывают испытания, действие бокового ветра особенно ощутимо для автотранспортных средств большой длины и высоты, т.е. автобусов и автопоездов.

### 2.3.5. Основные аэродинамические характеристики автомобиля

Основными характеристиками, дающими представление об аэродинамических свойствах автомобиля, являются распределение давления воздуха на наружной поверхности автомобиля (см. рис. 2.4) и зависимости коэффициентов аэродинамических сил и моментов от угла натекания воздушного потока (рис. 2.5):  $C_x = f(\lambda)$ ;  $C_y = f(\lambda)$ ;  $C_z = f(\lambda)$ ;  $m_x = f(\lambda)$ ;  $m_z = f(\lambda)$ .

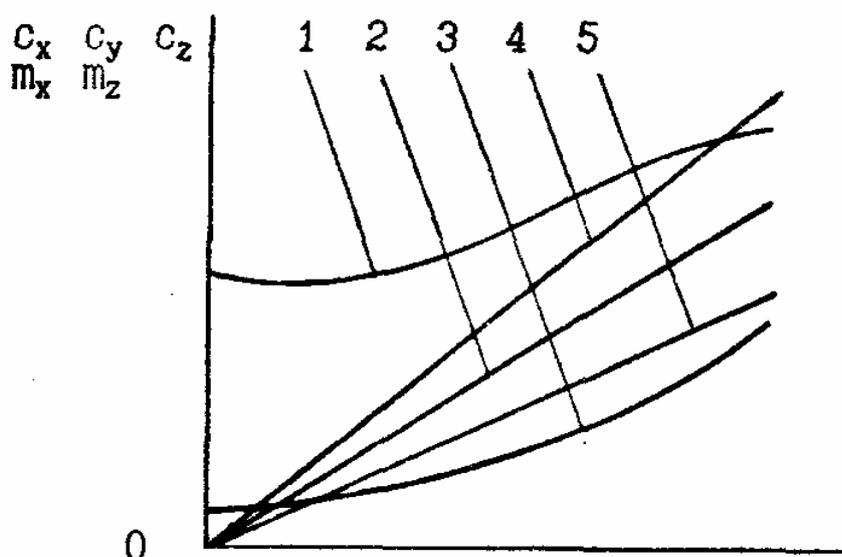


Рис. 2.5. Основные аэродинамические характеристики автомобиля:  
 1 –  $C_x = f(\lambda)$ ; 2 –  $C_y = f(\lambda)$ ; 3 –  $C_z = f(\lambda)$ ; 4 –  $m_x = f(\lambda)$ ; 5 –  $m_z = f(\lambda)$

Все указанные характеристики устанавливаются экспериментальным путем, как правило, на основе продувки автомобилей или их уменьшенных моделей (копий) в аэродинамической трубе.

Как показывают аэродинамические эксперименты (рис. 2.5), при продольном движении воздушного потока ( $\lambda = 0$ ) значения  $C_y$ ,  $m_z$ ,  $m_x$  равны 0. Это означает, что при отсутствии бокового ветра аэродинамическая сила  $P_{wy}$  и моменты этой силы (относительно осей  $X$  и  $Z$ ) не возникают. Важно также подчеркнуть, что увеличение угла натекания воздуха от 0 и выше приводит не только к возрастанию  $C_y$ , но и к существенному повышению  $C_x$  и  $C_z$ . Следовательно, боковой ветер не только вызывает появление боковой аэродинамической силы, но и оказывает влияние на величину лобовой и подъемной аэродинамических сил.

## 2.4. Внутренние силы сопротивления

### 2.4.1. Сопротивление двигателя

Работа ДВС сопровождается силами трения в цилиндропоршневой группе (ЦПГ) и подшипниках коленчатого вала, которые создают момент трения двигателя ( $M_{тд}$ ). При этом особенно большие силы трения возникают между поршнями и гильзами цилиндров, на долю которых приходится почти половина всех механических потерь в двигателе. Это связано с весьма неблагоприятными условиями смазки ЦПГ и работой поршневых колец (особенно верхнего компрессионного) зачастую в условиях полусухой и даже сухой смазки. Условия смазки подшипников коленчатого вала более благоприятны, поэтому силы трения в них гораздо ниже. В целом потери на трение обуславливают около 65...75 % всех механических потерь в двигателе (рис. 2.6). Величина момента трения зависит от литража, тактности, частоты вращения вала и теплового состояния ДВС.

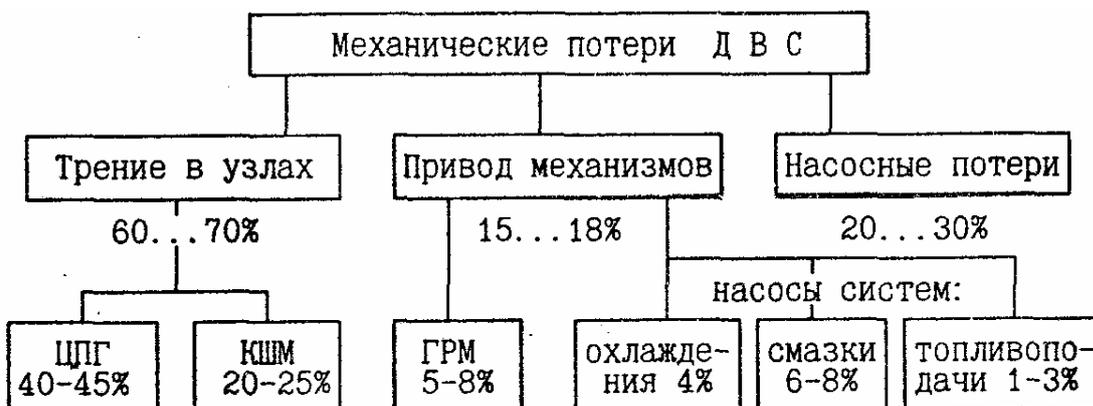


Рис. 2.6. Примерная структура механических потерь ДВС

Значительная часть сил сопротивления ДВС обуславливается работой газораспределительного механизма, а также насосов системы охлаждения, смазки и топливоподачи. Все они создают так называемый момент сопротивления механизмов двигателя ( $M_{мд}$ ), на долю которого приходится около 15...20 % суммарного сопротивления.

Определенная часть мощности ДВС затрачивается на засасывание, сжатие воздуха (или топливно-воздушной смеси) и выталкивание отработавших газов из цилиндров. Момент сопротивления газов ( $M_{гд}$ ), обуславливающий указанные насосные потери, составляет 15...20 % всех механических потерь. Следует отметить, что у карбюраторных ДВС доля насосных потерь при прикрытии дроссельной заслонки может достигать 35...50 %. У дизельных двигателей, в которых поток воздуха, идущий в цилиндры, не регулируется, эта доля намного ниже. При наличии системы наддува величина момента сопротивления газов может быть отрицательной. В этом случае  $M_{гд}$  является движущим моментом, а не моментом сопротивления. Однако за счет устройства, обеспечивающего наддув, соответственно возрастает указанный выше момент сопротивления механизмов ( $M_{мд}$ ).

Таким образом, момент сопротивления двигателя складывается из 3-х моментов:

$$M_{д} = M_{гд} + M_{мд} M_{гд}. \quad (2.22)$$

Значение  $M_{д}$  можно выразить через давление условных механических потерь ( $\rho_{д}$ , МПа), т.е. среднее давление, которое должны развивать газы для равномерного проворачивания вала:

$$M_{до} = 10^3 \frac{V_h}{\pi \tau_d} \rho_{д}, \quad (2.23)$$

где  $V_h$  – рабочий объем (литраж) двигателя, л;  
 $\tau_d$  – тактность двигателя.

Как показывает анализ, величина давления условных механических потерь практически не зависит от нагрузки (величины развиваемого момента) и прямо пропорциональна средней скорости движения поршней в цилиндрах ( $C_{д}$ , м/с):

$$\rho_{д} \approx \rho_{до} + k_{д} c_{п}, \quad (2.24)$$

где  $\rho_{до}$  – давление условных механических потерь при предельно малой угловой скорости вращения коленчатого вала, МПа;  
 $k_{д}$  – коэффициент, учитывающий возрастание механических потерь при увеличении средней скорости поршней, МПа с/м.

Значение средней скорости поршней  $s_{\text{п}}$  прямо пропорционально угловой скорости вращения коленчатого вала и длине хода:

$$s_{\text{п}} = S_{\text{п}}\omega_{\text{е}}/\pi, \quad (2.25)$$

где  $S_{\text{п}}$  – ход поршня, м;

$\omega_{\text{е}}$  – угловая скорость вращения коленчатого вала, рад/с.

Значения  $\rho_{\text{до}}$  и  $k_{\text{д}}$  для различных типов двигателей приведены в табл. 2.1.

Т а б л и ц а 2 . 1

Показатели механических потерь двигателей разных типов

Тип двигателя	$\rho_{\text{до}}$ , МПа	$k_{\text{д}}$ , МПа·с/м	Тип двигателя	$\rho_{\text{до}}$ , МПа	$k_{\text{д}}$ , МПа·с/м
С искровым зажиганием:			Дизели:		
а) $S_{\text{п}}/D_{\text{п}} > 1$	0,05	0,0155	а) раздельная камера сгорания	0,105	0,0138
б) $S_{\text{п}}/D_{\text{п}} < 1$	0,04	0,0135	б) нераздельная камера сгорания	0,105	0,0120

#### 2.4.2. Сопротивление дополнительного оборудования

При установке двигателя в подкапотное пространство к нему присоединяется вспомогательное (дополнительное) оборудование: вентилятор, воздухофильтр, генератор, компрессор, насос гидроусилителя руля, глушитель, коробка передач. В процессе работы двигателя указанное оборудование создает сопротивление, которое складывается из суммы соответствующих моментов:

$$M_{\text{о}} = M_{\text{фил}} + M_{\text{вен}} + M_{\text{глуш}} + M_{\text{ген}} + M_{\text{комп}} + M_{\text{нгур}} + M_{\text{кп}}, \quad (2.26)$$

где  $M_{\text{фил}}$ ,  $M_{\text{вен}}$ ,  $M_{\text{глуш}}$ ,  $M_{\text{ген}}$ ,  $M_{\text{комп}}$ ,  $M_{\text{нгур}}$ ,  $M_{\text{кп}}$  – момент сопротивления, создаваемый соответственно воздухофильтром, вентилятором, глушителем, генератором, компрессором, насосом гидроусилителя рулевого привода, коробкой передач, Н·м.

Количественное представление о влиянии вспомогательных агрегатов и механизмов грузового автомобиля на величину подкапотных потерь мощности дает табл. 2.2.

Как показывают исследования, при установке двигателя в подкапотное пространство наибольшие затраты мощности обуславливаются вентилятором системы охлаждения и насосом гидроусилителя руля, суммарная доля которых составляет около 60 %. При больших скоростях вращения коленчатого вала значительные потери создают глушитель, воздухофильтр и компрессор, на долю которых приходится в совокупности около 30 % всех затрат мощности.

Таблица 2.2

Затраты мощности на привод вспомогательного (дополнительного) оборудования грузового автомобиля с карбюраторным двигателем

№ п/п	Агрегаты и механизмы автомобиля	Частота вращения коленчатого вала, об/мин					
		1000		2000		3000	
		кВт	%	кВт	%	кВт	%
1	Воздухофильтр	0	0	0,7	9,1	1,3	7,5
2	Вентилятор	0,3	15,1	2,6	31,8	7,7	44,0
3	Глушитель	0	0	1,0	12,7	2,6	14,7
4	Генератор	0,1	5,7	0,2	2,7	0,3	1,8
5	Компрессор	0,3	15,1	0,9	10,9	1,2	6,7
6	Насос гидроуилителя руля	0,9	45,3	2,4	21,8	2,6	14,7
7	Коробка передач	0,4	18,9	0,9	10,9	1,8	10,6
Итого:		2,65	100	11,0	100	23,85	100

Момент сопротивления вспомогательного оборудования можно вычислить исходя из той величины давления газов, которая обеспечивает его работу:

$$M_o = 10^3 \frac{V_h}{\pi \tau_d} \rho_o, \quad (2.27)$$

где  $\rho_o$  – давление газов, обеспечивающее работу вспомогательного оборудования, МПа;

Значение  $\rho_o$  зависит от частоты вращения вала и описывается квадратичной параболой

$$\rho_o \approx \rho_{oo} + k_o \omega_e^2, \quad (2.28)$$

где  $\rho_{oo}$  – давление газов, необходимое для привода вспомогательного оборудования при минимальной скорости вращения коленчатого вала двигателя (0,010 МПа);

$k_o$  – коэффициент, учитывающий увеличение потерь на привод вспомогательного оборудования при увеличении угловой скорости вращения коленчатого вала ( $k_o \approx 0,7 \cdot 10^{-8}$  МПа·с<sup>2</sup>; для дизелей с наддувом  $k_o \approx 1,0 \cdot 10^{-8}$  МПа·с<sup>2</sup>).

В целом затраты на привод вспомогательного оборудования автомобиля достигают 12...16 % от максимального крутящего момента двигателя.

### 2.4.3. Сопротивление трансмиссии

В общем балансе сил сопротивления движению существенное значение имеет сопротивление трансмиссии. Ее источником является трение в зубчатых передачах, подшипниках валов, карданных шарнирах и шлицевых соединениях, а также перемешивание масла в картерах коробки передач (КП), раздаточной коробки (РК) и главной передачи (ГП).

Суммарные потери в трансмиссии можно представить в виде совокупности скоростных и силовых потерь. При этом момент силовых потерь ( $M_H$ ) обусловлен силами трения при передаче нагрузки от двигателя к ведущим колесам автомобиля. В отличие от него момент скоростных потерь ( $M_C$ ), т.е. потерь холостого хода, обусловлен перемешиванием трансмиссионного масла. Таким образом, момент сопротивления трансмиссии, приведенный к ведущим колесам автомобиля, складывается из двух моментов:

$$M_{тр} = M_C + M_H. \quad (2.29)$$

При передаче усилий к ведущим колесам потери в трансмиссии оцениваются коэффициентом полезного действия (см. формулу (1.19)):

$$\eta_{тр} = \frac{N_K}{N_T} = \frac{M_K \omega_K}{M_T \omega_e} = \frac{M_K}{M_T i_{тр}}, \quad (2.30)$$

где  $N_T, M_T$  – мощность и момент, подводимые к трансмиссии;

$i_{тр}$  – передаточное отношение трансмиссии.

Учитывая (2.30), к.п.д. трансмиссии можно выразить формулой

$$\eta_{тр} = \frac{M_T i_{тр} - (M_C + M_H)}{M_T i_{тр}} = 1 - \zeta_{сп} - \zeta_{нп}, \quad (2.31)$$

где  $\zeta_{сп} = M_C / M_T i_{тр}$  – коэффициент скоростных потерь;

$\zeta_{нп} = M_H / M_T i_{тр}$  – коэффициент силовых потерь.

Как показывает анализ экспериментальных данных, величина силовых потерь в первом приближении прямо пропорциональна величине передаваемой ведущим колесам нагрузки ( $M_H \sim M_T i_{тр}$ ). Поэтому коэффициент силовых потерь ( $\zeta_{нп}$ ) остается величиной постоянной. В отличие от силовых абсолютная величина скоростных потерь ( $M_C$ ) от передаваемой нагрузки не зависит, а определяется скоростью движения автомобиля. Поэтому их доля ( $\zeta_{сп}$ ) зависит от того, какова величина передаваемой нагрузки. При снижении нагрузки коэффициент скоростных потерь значительно возрастает. Это приводит к соответствующему снижению к.п.д. трансмиссии. Наоборот, увеличение передаваемого усилия вызывает снижение  $\zeta_{сп}$ , что приводит к повышению  $\eta_{тр}$ . Переменный характер к.п.д. трансмиссии усложняет расчеты, поэтому в целях их упрощения значение  $\eta_{тр}$  считают постоянным. Однако это не всегда оправданно и в некоторых случаях приводит к суще-

ственным погрешностям. Кроме того, следует иметь в виду, что к.п.д. имеет пределы применимости.

В частности, при движении автомобиля накатом двигатель отключается от трансмиссии и  $N_T = 0$ . В этом случае показатель  $\eta_{тр}$  теряет смысл. В силу указанных причин потери в трансмиссии целесообразно оценивать не относительной, а абсолютной величиной, т.е. не к.п.д., а приведенным к ведущим колесам моментом ( $M_{тр}$ ) или силой ( $P_{тр}$ ).

Как показывают экспериментальные исследования, значение момента сопротивления трансмиссии, приведенного к ведущим колесам автомобиля, можно представить в виде линейной функции от скорости движения ( $V_a$ ) и передаваемого ведущим колесам момента ( $M_k$ ):

$$M_{тр} = M_{тро} + mV_a + \mu M_k, \quad (2.32)$$

где  $M_{тро}$  – момент сопротивления трансмиссии на холостом ходу при предельно малой скорости вращения валов, Н·м;

$m, \mu$  – коэффициенты, характеризующие скоростные и силовые потери в трансмиссии.

Значения  $M_{тро}$ ,  $m, \mu$  зависят от конструкции трансмиссии,  $N$  передачи и вязкости масла. При передаче усилий от ДВС к ведущим колесам автомобиля поток мощности проходит последовательно через несколько агрегатов и механизмов трансмиссии, в каждом из которых некоторая часть ее теряется вследствие сил сопротивления. При приведении последних к ведущим колесам важно знать, как сказывается момент сопротивления, создаваемый тем или иным агрегатом или механизмом ( $M_{ck}$ ), на общем сопротивлении трансмиссии. Для этого рассмотрим процесс передачи усилий от ДВС к колесам.

Крутящий момент ( $M_k$ ) и угловая скорость вращения ( $\omega_k$ ) на выходе из  $k$ -го агрегата трансмиссии являются одновременно входными величинами для последующего ( $k+1$ )-го агрегата.

Используя закон сохранения энергии, для каждого агрегата можно составить следующее уравнение:

$$N_{k-1} = N_k + N_{ck}, \quad (2.33)$$

где  $N_{k-1}$ ,  $N_k$ ,  $N_{ck}$  – соответственно мощность на входе, на выходе и мощность в самом агрегате.

Поделив правую и левую части уравнения (2.33) на угловую скорость вращения выходного вала  $k$ -го агрегата ( $\omega_k$ ) и произведя перестановку членов, получим:

$$M_k = M_{k-1}i_k - M_{ck}, \quad (2.34)$$

где  $i_k = \omega_{k-1}/\omega_k$  – передаточное отношение  $k$ -го агрегата.

Формула (2.34) справедлива как для отдельного агрегата (механизма), так и для всей трансмиссии в целом (если последняя рассматривается как система, состоящая из одного элемента).

Рассматривая трансмиссию автомобиля в целом как один элемент, на входе которого действует крутящий момент  $M_0$ , а на выходе – момент  $M_n$ , можно составить аналогичное уравнение:

$$M_n = M_0 i_{\text{тр}} - M_{\text{тр}}, \quad (2.35)$$

где  $i_{\text{тр}} = i_1, i_2, \dots, i_k, \dots, i_n$  – передаточное отношение трансмиссии.

Момент на выходе из трансмиссии является одновременно и моментом на выходе из последнего  $n$ -го агрегата. Поэтому, используя формулу (2.35), величину момента на выходе из трансмиссии ( $M_n$ ) можно выразить через момент на выходе ( $n-1$ )-го агрегата ( $M_{n-1}$ ):

$$M_n = M_{n-1} i_n - M_{cn}.$$

В свою очередь,  $M_{n-1}$  можно выразить через момент на выходе из ( $n-2$ )-го агрегата ( $M_{n-2}$ ) и т.д. В конечном счете путем последовательных подстановок величину момента на выходе из трансмиссии можно выразить через момент на входе, а также передаточные отношения и моменты сопротивления составляющих трансмиссию агрегатов:

$$M_n = (M_0 - M_{c1}/i_1 - \dots - M_{ck}/i_1 i_2 \dots i_k - \dots - M_{cn}/i_1 i_2 \dots i_n) i_{\text{тр}}, \quad (2.36)$$

$$k = 1, 2, \dots, n.$$

Приравняв (2.35) и (2.36) и сделав соответствующие преобразования, получим момент сопротивления трансмиссии, приведенный к ведущим колесам автомобиля:

$$M_{\text{тр}} = M_{ci}(i_2 \dots i_n) + \dots + M_{ck}(i_{k+1} \dots i_n) + \dots + M_{cn}, \quad (2.37)$$

$$k = 1, 2, \dots, n.$$

Из полученной формулы следует, что моменты сопротивления агрегатов трансмиссии могут складываться только с учетом передаточного отношения на участке трансмиссии от данного агрегата до ведущих колес. Другими словами, величина момента сопротивления, создаваемая  $k$ -м агрегатом тем весомере в общем сопротивлении трансмиссии, чем «ближе» он расположен к двигателю и «дальше» от ведущих колес.

Учитывая (2.37), величину силы сопротивления трансмиссии, состоящую, например, из основной коробки передач, раздаточной коробки и ведущих мостов, имеющих центральную передачу и колесные редукторы, можно представить в виде суммы сил сопротивления соответствующих агрегатов:

$$P_{\text{тр}} = P_{\text{кп}} + P_{\text{рк}} + P_{\text{цр}} + P_{\text{кр}}, \quad (2.38)$$

где  $P_{кп}$ ,  $P_{рк}$ ,  $P_{цр}$ ,  $P_{кр}$  – силы сопротивления соответственно основной коробки передач, раздаточной коробки, центрального редуктора главной передачи и колесных редукторов, приведенные к ведущим колесам автомобиля.

Силы сопротивления указанных агрегатов и механизмов определяются по формулам:

✓ основной коробки передач

$$P_{кп} = M_{скп} i_{рк} i_{цр} i_{кр} / r_{д}, \quad (2.39)$$

✓ раздаточной коробки

$$P_{рк} = M_{срк} i_{цр} i_{кр} / r_{д}, \quad (2.40)$$

✓ центрального редуктора главной передачи

$$P_{цр} = M_{сцр} i_{кр} / r_{д}, \quad (2.41)$$

✓ колесных редукторов

$$P_{кр} = M_{скр} / r_{д}, \quad (2.42)$$

где  $i_{рк}$ ,  $i_{цр}$ ,  $i_{кр}$  – передаточные отношения соответственно раздаточной коробки, центрального редуктора главной передачи и колесных редукторов.

Учитывая, что суммарный момент сопротивления трансмиссии зависит от скорости движения и передаваемого усилия (формула (2.32)), величину суммарной силы сопротивления можно выразить аналогичной функцией:

$$P_{тр} = P_{тро} + kV_a + uP_T, \quad (2.43)$$

где  $P_{тро}$  – сила сопротивления холостого хода трансмиссии при медленном проворачивании валов;

$k$ ,  $u$  – коэффициенты скоростных и силовых потерь;

$P_T$  – сила тяги, создаваемая на ведущих колесах автомобиля за счет подвода к ним крутящего момента ( $M_k$ ).

В формуле (2.43) второе слагаемое ( $kV_a$ ) характеризует величину дополнительной силы сопротивления, приведенной к ведущим колесам автомобиля и обусловленной скоростными потерями, а последнее слагаемое – передачей усилий к ведущим колесам.

Зимой, пока агрегаты и механизмы трансмиссии еще не прогрелись, сопротивление трансмиссии может быть основным фактором сопротивления движению. Особенно велико сопротивление трансмиссии в момент трогания автомобиля с места, когда при низких температурах трансмиссионное масло теряет свою подвижность. Наблюдения показывают, что при температурах минус 40 °С и ниже вязкость некоторых трансмиссионных масел может быть столь высока, что автомобиль из-за большого сопротивления даже не в состоянии самостоятельно тронуться с места.

## 2.5. Продольные усилия ведущих колес

При подводе крутящего момента к ведущим колесам возникают продольные реакции  $R_x$ , толкающие корпус автомобиля:

$$R_x = \frac{M_k}{r_d} - R_z f - J_k \frac{\varepsilon_k}{r_d}. \quad (2.44)$$

Из формулы (2.44) следует, что величина продольных усилий, создаваемых ведущими колесами, определяется прежде всего величиной подводимого к ним крутящего момента. Используя схему передачи усилий (рис. 2.7), определим величину указанного момента.

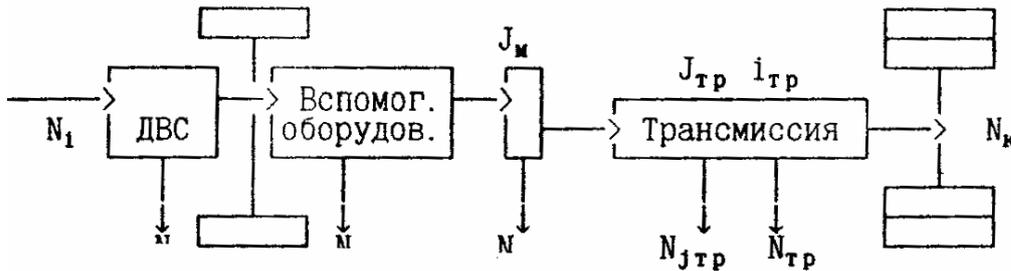


Рис. 2.7. Передача мощности к ведущим колесам автомобиля

Для этого составим уравнение мощностного баланса:

$$N_i = N_d + N_o + N_{jd} + N_{jтр} + N_{тр} + N_k, \quad (2.45)$$

где  $N_i$  – индикаторная мощность двигателя;

$N_d$  – мощность условных механических потерь в двигателе;

$N_o$  – мощность, затрачиваемая на привод вспомогательного оборудования;

$N_{jd}$  – мощность, затрачиваемая на разгон инерционных масс двигателя (маховика и соединенных с ним элементов);

$N_{jтр}$  – мощность, затрачиваемая на разгон инерционных масс трансмиссии (валов, шестерен и т.д.);

$N_{тр}$  – мощность, теряемая в трансмиссии;

$N_k$  – мощность, подводимая к ведущим колесам.

Из (2.45) следует, что к ведущим колесам автомобиля подводится лишь часть индикаторной мощности ДВС, т.к. другая часть их теряется вследствие внутренних сопротивлений и разгона инерционных масс двигателя и трансмиссии.

Мощности, затрачиваемые на разгон инерционных масс двигателя и трансмиссии, определяются соответственно по формулам:

$$N_{jd} = J_d(d\omega_e/dt)\omega_e, \quad (2.46)$$

$$N_{jтр} = J_{тр}(d\omega_k/dt)\omega_k, \quad (2.47)$$

где  $J_d, J_{тр}$  – осевые моменты инерции вращающихся масс соответственно двигателя и трансмиссии, Н·м;

$\omega_e, \omega_k$  – угловые скорости вращения соответственно коленчатого вала двигателя и ведущих колес автомобиля, рад/с.

Поделив правую и левую части уравнения (2.45) на угловую скорость вращения колес, получим уравнение моментов, которое можно привести к следующему виду:

$$M_k = N_k / \omega_k = [M_i - M_d - M_o - J_d(d\omega_k/dt)i_{тр}]i_{тр} - M_{тр} - J_{тр}(d\omega_k/dt). \quad (2.48)$$

Подставив (2.48) в формулу (2.44), получим:

$$R_x = (M_i / r_d)i_{тр} - (M_d / r_d)i_{тр} - (M_o / r_d)i_{тр} - (M_{тр} / r_d) - R_z f_c - (J_d i_{тр} + J_{тр} + J_k)(d\omega_k / dt) / r_d. \quad (2.49)$$

Формулу (2.49) можно представить следующим образом:

$$R_x = P_i - P_d - P_o - P_{тр} - P_f - P_{jk}, \quad (2.50)$$

где

$$P_i = (M_i / r_d)i_{тр} - \text{индикаторная сила тяги автомобиля};$$

$$P_d = (M_d / r_d)i_{тр} - \text{сила сопротивления двигателя};$$

$$P_o = (M_o / r_d)i_{тр} - \text{сила сопротивления вспомогательного оборудования};$$

$$P_{тр} = (M_{тр} / r_d) - \text{сила сопротивления трансмиссии};$$

$$P_{jk} = (J_d i_{тр} + J_{тр} + J_k)(d\omega_e / dt) / r_d - \text{сила инерции вращающихся масс двигателя, трансмиссии и ведущих колес, приведенная к ведущим колесам автомобиля}.$$

Разница между индикаторной силой тяги и силами, обусловленными внутренними сопротивлениями ( $P_d$ ,  $P_o$  и  $P_{тр}$ ), называется силой тяги автомобиля:

$$P_T = P_i - P_d - P_o - P_{тр}. \quad (2.51)$$

Из (2.50) и (2.51) следует, что суммарное продольное усилие, прикладываемое в пятне контакта ведущих колес, равно силе тяги за вычетом сил сопротивления качения и инерции всех вращающихся масс автомобиля, связанных с ведущими колесами:

$$R_x = P_T - P_f - P_{jk}. \quad (2.52)$$

Формула (2.52) означает, что суммарное продольное усилие на ведущих колесах автомобиля всегда меньше силы тяги на величину сил сопротивления качения и инерции.

## 2.6. Уравнение силового баланса

Уравнение силового баланса – это уравнение, выражающее равенство продольных сил, движущих автомобиль и оказывающих сопротивление его движению. При выводе уравнения силового баланса будем исходить из схемы сил, действующих на автомобиль при его движении (рис. 2.8).

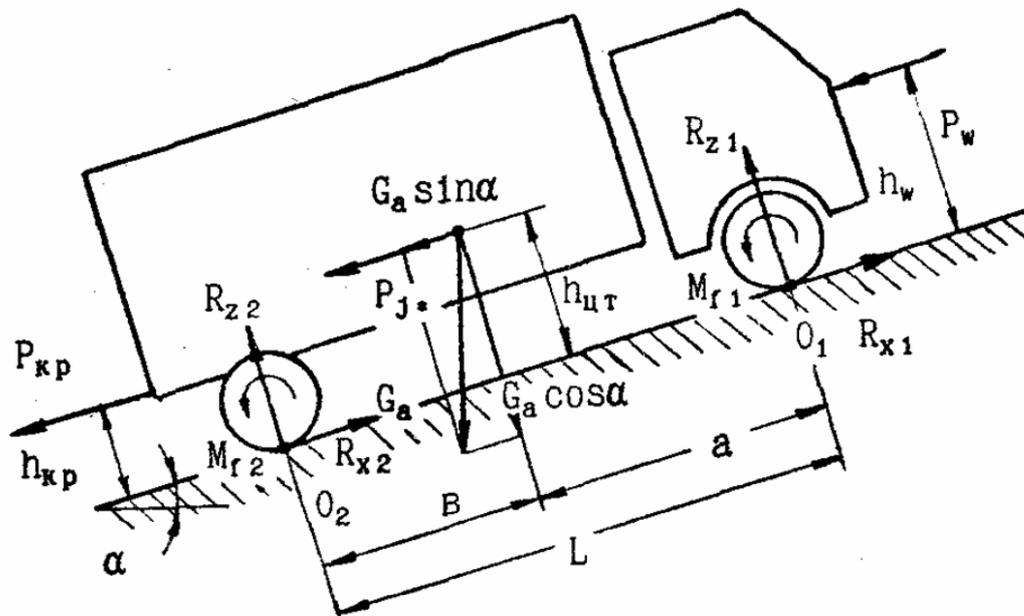


Рис.2.8. Силы и моменты при прямолинейном движении автомобиля

Складывая продольные силы с учетом направления их действия, получим следующее уравнение:

$$R_{x2} = R_{x1} - P_{\alpha} - P_w - P_{j^*} - P_{кр} = 0. \quad (2.53)$$

Подставим в данное уравнение вместо продольных реакций  $R_{x2}$  и  $R_{x1}$  полученные ранее выражения:

$$(P_i - P_d - P_o - P_{тр} - P_{\epsilon_2} - P_{f2}) + (-P_{\epsilon_1} - P_{f1}) - P_{\alpha} - P_w - P_{j^*} - P_{кр} = 0. \quad (2.54)$$

Складывая силы сопротивления качения, испытываемые передними и задними колесами ( $P_{f1}$  и  $P_{f2}$ ), а также силы инерции ( $P_{\epsilon_2}$ ,  $P_{\epsilon_1}$  и  $P_{j^*}$ ), соответственно получаем:

✓ суммарную силу сопротивления качению

$$P_{f1} + P_{f2} = P_f, \quad (*)$$

✓ суммарную (приведенную) силу инерции автомобиля

$$P_{\epsilon_2} + P_{\epsilon_1} + P_{j^*} = P_j, \quad (**)$$

где  $P_j$  – суммарная (приведенная) сила инерции автомобиля;

$P_{j^*}$  – сила инерции поступательного движения.

Используя (\*) и (\*\*), уравнение (2.54) можно привести к следующему виду:

$$P_i = P_d + P_o + P_{тр} + P_f + P_{\alpha} + P_w + P_j + P_{кр}. \quad (2.55)$$

Уравнение (2.55) представляет собой уравнение силового баланса. Оно выражает тот факт, что индикаторная сила тяги, развиваемая автомобилем,

всегда уравновешивается алгебраической суммой всех сил сопротивления движению.

Если в левую часть уравнения (2.55) перенести силы сопротивления двигателя, вспомогательных механизмов и трансмиссии, то уравнение силового баланса можно представить в следующем виде:

$$P_T = P_f + P_\alpha + P_w + P_j + P_{кр}. \quad (2.56)$$

При движения автомобиля некоторые силы могут отсутствовать. Так, например при равномерном движении нет силы сопротивления инерции ( $P_j = 0$ ), при отсутствии прицепа – силы на крюке ( $P_{кр} = 0$ ), а при отсутствии продольного уклона – силы сопротивления подъему ( $P_\alpha = 0$ ). При отключении двигателя от трансмиссии, например при движении накатом или переключении передачи, отсутствует индикаторная сила тяги ( $P_i$ ). Однако во всех случаях уравнения (2.55) и (2.56) сохраняют свою силу.

## 2.7. Приведенная сила инерции

Согласно (\*\*\*) суммарная (приведенная) сила инерции автомобиля представляет собой сумму трех сил инерции:

$$P_j = P_{j*} + P_{\epsilon_2} + P_{\epsilon}. \quad (2.57)$$

Подставим в формулу (2.57) соответствующие выражения входящих в нее сил. В результате получим следующую формулу:

$$P_j = J_a M_a + \left( J_{дi_{тр}}^2 + J_{тр} + J_{k2} \right) \frac{\epsilon_{k2}}{r_{д2}} + J_{k1} \frac{\epsilon_{k1}}{r_{д1}}. \quad (***)$$

Выразим угловые ускорения колес через линейное ускорение автомобиля ( $\epsilon_{k2} = J_a/r_{k2}$ ;  $\epsilon_{k1} = J_a/r_{k1}$ ), после чего подставим их в формулу (\*\*\*) и вынесем  $J_a$  и  $M_a$  за скобки. В результате получим следующую формулу:

$$P_j = J_a M_a \left[ 1 + \frac{J_{дi_{тр}}^2 + J_{тр} + J_{k2}}{M_a r_{д2} r_{k2}} + \frac{J_{k1}}{M_a r_{д1} r_{k1}} \right]. \quad (2.58)$$

В формуле (2.58) выражение в квадратных скобках представляет собой безразмерную величину, которую называют коэффициентом учета вращающихся масс автомобиля. Обозначив указанный коэффициент буквой  $\delta$ , приведенную силу инерции автомобиля можно выразить формулой

$$P_j = J_a M_a \delta, \quad (2.59)$$

где  $\delta$  – коэффициент учета вращающихся масс автомобиля,

$$\delta = 1 + \frac{J_{дi_{тр}}^2 + J_{тр} + J_{k2}}{M_a r_{д2} r_{k2}} + \frac{J_{k1}}{M_a r_{д1} r_{k1}}. \quad (2.60)$$

Из (2.60) следует, что  $\delta > 1$ . Это отражает тот факт, что часть массы автомобиля (маховик двигателя и все связанные с ним элементы, валы, шестерни, шарниры трансмиссии, а также колеса) испытывают инерции не только поступательного, но и вращательного движения.

Численные значения моментов инерции вращающихся масс различных марок и моделей автомобилей приведены в прил. 2.

При отсутствии проскальзывания колес относительно опорной поверхности  $r_k \approx r_d \approx r_{ст}$ . Так как в таких случаях нет особой необходимости различать радиусы, то нижний индекс опускается. Поэтому формулу (2.60) можно представить так:

$$\delta = 1 + \frac{M_a^H}{M_a} \left( \frac{J_d i_o^2}{M_a^H r^2} \right) (i_k i_d)^2 + \left( \frac{J_{тр} + J_{k1} + J_{k2}}{M_a^H r^2} \right) \frac{M_a^H}{M_a}, \quad (2.61)$$

где  $i_k, i_d, i_o$  – передаточные отношения основной и дополнительной коробок передач (делителя, раздаточной коробки), а также главной передачи (центрального редуктора и колесных редукторов);

$M_a^H$  – полная масса автомобиля при номинальной загрузке, кг.

Как показывает анализ, для всех одиночных автомобилей

$$\delta_1 = \frac{J_d i_o^2}{M_a^H r_{cm}^2} \approx 0,04 \dots 0,06;$$

$$\delta_2 = \frac{J_{тр} + J_{k1} + J_{k2}}{M_a^H r_{cm}^2} \approx 0,04 \dots 0,07.$$

В целях удобства практического использования формулу (2.61) целесообразно представить в следующем виде:

$$\delta = 1 + \delta_1 (i_k i_d) \frac{M_a^H}{M_a} + \delta \frac{M_a^H}{M_a} \quad (2.62)$$

При отключении двигателя от трансмиссии (при накатах либо переключениях передач) инерция его вращения не влияет на режим движения автомобиля. Поэтому в целях соблюдения формальности значение момента инерции маховика следует принимать равным нулю ( $J_M = 0$ ) или полагать, что  $\delta_1 = 0$ .

## 2.8. Уравнение мощностного баланса

Умножив левую и правую части уравнения (2.55) на скорость движения, получим уравнение мощностного баланса автомобиля:

$$N_i = N_d + N_o + N_{тр} + N_f + N_\alpha + N_w + N_j + N_{кр}. \quad (2.63)$$

Так как разница между индикаторной мощностью  $N_i$  и затратами мощности на преодоление внутреннего сопротивления ( $N_d$ ) есть так называемая эффективная мощность двигателя, то уравнение мощностного баланса можно представить и так:

$$N_e = N_o + N_{тр} + N_f + N_\alpha + N_w + N_j + N_{кр}. \quad (2.64)$$

Если в левую часть уравнения (2.64) перенести величину мощности, теряемой на привод вспомогательного оборудования ( $N_o$ ) и в трансмиссии ( $N_{тр}$ ), то получим еще одно уравнение мощностного баланса:

$$N_T = N_f + N_\alpha + N_w + N_j + N_{кр}, \quad (2.65)$$

где  $N_T$  – тяговая мощность автомобиля.

Тяговая мощность – это та часть индикаторной мощности двигателя, которая используется автомобилем для преодоления внешних сопротивлений движению и ускорения.

Отношение тяговой мощности ( $N_T$ ) к мощности, получаемой трансмиссией от силовой установки автомобиля ( $N_i - N_d - N_o$ ), представляет собой к.п.д. трансмиссии ( $\eta_{тр}$ ). Как отмечалось ранее, значение  $\eta_{тр}$  используется для оценки механических потерь, возникающих в трансмиссии.

## 2.9. Распределение усилий между ведущими колесами

При передаче усилий от двигателя к ведущим колесам в некоторых узлах трансмиссии автомобиля происходит разветвление потока мощности. К узлам деления мощности относятся прежде всего раздаточные коробки и ведущие мосты. При этом в раздаточной коробке происходит деление потока мощности между ведущими мостами автомобиля, а в ведущем мосту – между колесами.

Функцию разделения потока мощности непосредственно выполняет дифференциал, который призван обеспечивать различные скорости вращения валов. Потребность в различных скоростях вращения колес возникает прежде всего при движении автомобиля на поворотах, когда путь, проходимый левым и правым колесами, неодинаков. Соотношение кинематических параметров дифференциала выражается формулой

$$\omega_1 + \omega_2 i = (1 + i)\omega_d, \quad (2.66)$$

где  $\omega_1$ ,  $\omega_2$ ,  $\omega_d$  – соответственно угловые скорости валов и корпуса самого дифференциала;

$i$  – передаточное отношение дифференциала.

Передаточное отношение дифференциала численно равно отношению угловой скорости забегающего (т.е. более быстро вращающегося) вала к угловой скорости отстающего вала при неподвижной коробке самого дифференциала.

Дифференциация скоростей вращения сопряжена с перераспределением мощности, а иногда и крутящего момента между выходными валами дифференциала. Рассмотрим, от чего зависит распределение мощности и крутящих моментов между валами. Для этого составим уравнение силового и мощностного баланса дифференциала.

Из условия равновесия моментов сил, приложенных к дифференциалу, следует, что подводимый к дифференциалу крутящий момент ( $M_d$ ) равен сумме крутящих моментов на его валах, т.е.

$$M_d = M_1 + M_2. \quad (2.67)$$

При работе дифференциала часть подводимой к нему мощности ( $N_d$ ) вследствие внутреннего трения теряется. Значение теряемой мощности можно выразить через момент сил внутреннего трения ( $M_{тд}$ ) и разницу угловых скоростей вращения валов:

$$N_{тд} = 0,5M_{тд}(\omega_2 - \omega_1). \quad (2.68)$$

Оставшаяся часть мощности ( $N_d - N_{тд}$ ) распределяется между валами. Поэтому уравнение мощностного баланса можно выразить следующим образом:

$$N_d - N_{тд} = N_1 + N_2, \quad (2.69)$$

где  $N_1, N_2$  – мощности на валах дифференциала.

Решая совместно уравнения (2.66) – (2.69) и принимая, что ( $\omega_1 < \omega_2$ ), получим формулы крутящих моментов на отстающем и забегающем валах:

$$M_1 = \frac{M_d}{i+1} + \frac{M_{тд}}{2} \quad (2.70)$$

$$M_2 = \frac{M_d i}{i+1} - \frac{M_{тд}}{2} \quad (2.71)$$

Как видно из формул (2.70) и (2.71), соотношение моментов на валах дифференциала определяется передаточным отношением и моментом внутреннего трения. Если передаточное отношение дифференциала равно единице ( $i = 1$ ), то имеет место так называемый симметричный дифференциал, т. е. такой дифференциал, у которого при остановке коробки угловые скорости вращения валов по модулю одинаковы. Согласно (2.66) у симметричного дифференциала, имеющего  $i = 1$ , всегда соблюдается соотношение

$$\omega_1 + \omega_2 = 2\omega_d. \quad (2.72)$$

Из формулы (2.72) вытекает, что при равенстве угловых скоростей валов их скорость всегда равна скорости вращения коробки дифференциала ( $\omega_1 = \omega_2 = \omega_d$ ), а всякое снижение скорости вращения одного вала на неко-

торую величину  $\Delta\omega$  ( $\omega_1 = \omega_d - \Delta\omega$ ) вызывает автоматически приращение скорости вращения второго вала на точно такую же величину ( $\omega_2 = \omega_d + \Delta\omega$ ).

По конструкции симметричные дифференциалы представляют собой, как правило, конические (гораздо реже цилиндрические) планетарные механизмы. Симметричный конический дифференциал – это самый распространенный тип дифференциала. Он устанавливается как в ведущих мостах автомобилей, так и в раздаточных коробках. Для дифференциалов такого типа  $M_{тд} \approx 0$ , поэтому они всегда делят подводимый крутящий момент между его валами примерно поровну ( $M_1 \approx M_2$ ). Действительно,

$$M_1 = \frac{M_d}{i+1} + \frac{M_{тд}}{2} \approx \frac{M_d}{i+1} + \frac{0}{2} \approx \frac{M_d}{2},$$

$$M_2 = \frac{M_d^i}{i+1} - \frac{M_{тд}}{2} \approx \frac{M_d^i}{i+1} - \frac{0}{2} \approx \frac{M_d}{2}.$$

Если  $i > 1$ , то имеет место несимметричный дифференциал, который обеспечивает неодинаковые значения крутящих моментов на его валах. Если у такого дифференциала невелики и силы внутреннего трения ( $M_{тд} \approx 0$ ), то указанное неравенство крутящих моментов на валах обеспечивается только за счет его кинематических свойств. При этом отношение моментов на его валах примерно прямо пропорционально передаточному отношению дифференциала, т.е.  $M_2/M_1 \approx 1$ . Необходимость в несимметричном дифференциале возникает, например, у 3-осных автомобилей, у которых  $1/3$  крутящего момента необходимо подавать на передний ведущий мост, а  $2/3$  – на тележку из двух мостов. Указанное распределение обеспечивает дифференциал с передаточным отношением, равным двум ( $i = 2$ ).

Использование в трансмиссии симметричных и несимметричных дифференциалов с низким внутренним трением имеет свои недостатки, главный из которых постоянное соотношение крутящих моментов, не позволяющее в полной мере использовать силы сцепления ведущих колес, находящихся в разных условиях. Это снижает суммарную силу тяги ведущих колес и отрицательно сказывается на проходимости автомобиля. Поэтому для повышения проходимости в раздаточной коробке, а иногда и в ведущих мостах предусматривается установка блокируемых или самоблокирующихся дифференциалов. В некоторых случаях прибегают к бездифференциальному приводу ведущих мостов, при котором в раздаточной коробке отсутствует дифференциал, но предусматривается возможность отключения переднего моста.

У блокируемых и самоблокирующихся дифференциалов неравенство крутящих моментов обеспечивается, как правило, не за счет кинематических свойств, а за счет изменения сил внутреннего трения, которые пре-

пятствуют относительно вращению валов. Теоретическая возможность неравенства моментов вытекает из ранее полученных формул (2.70) и (2.71). Поэтому для указанных видов дифференциалов важное значение имеет такой силовой показатель, как коэффициент блокировки, представляющий собой отношение момента сил внутреннего трения ( $M_{\text{тд}}$ ) к подводимому моменту, т.е.

$$k_{\sigma} = \frac{M_{\text{тд}}}{M_{\text{д}}}. \quad (2.73)$$

Если валы вращаются с разными скоростями (причем  $\omega_1 < \omega_2$ ), то работающий дифференциал, имея момент внутреннего трения  $M_{\text{тд}}$ , распределяет подводимый момент в пользу отстающего вала за счет забегающего:

$$M_1 = \frac{M_{\text{д}}}{2} \left[ \frac{2}{i+1} + k_{\sigma} \right]; \quad (2.74)$$

$$M_2 = \frac{M_{\text{д}}}{2} \left[ \frac{2i}{i+1} - k_{\sigma} \right].$$

Как следует из формул (2.74), с увеличением коэффициента блокировки разница в моментах возрастает. У дифференциалов рассматриваемой группы коэффициент блокировки может изменяться от 0 до 1. При этом у самоблокирующихся дифференциалов значение  $k_{\sigma}$  изменяется в диапазоне от 0 до некоторого максимального значения, зависящего от типа конструкции (0,4...0,5 – у дифференциалов кулачкового типа; 0,7...0,8 – у дифференциалов червячного типа). У блокируемых дифференциалов  $k_{\sigma} \approx 0$  либо  $k_{\sigma} = 1$  (при блокировке). Заметим, что при полной блокировке дифференциала ( $k_{\sigma} = 1$ ) угловые скорости валов равны и дифференциал теряет все свои кинематические свойства.

Таким образом, дифференциал обеспечивает не только разницу угловых скоростей валов, но и разницу в крутящих моментах.

Рассмотрим влияние сил внутреннего трения на к.п.д. дифференциала при его использовании в ведущем мосту автомобиля.

Коэффициент полезного действия дифференциала можно представить в виде отношения мощности, отводимой от дифференциала ( $N_1 + N_2$ ), к мощности, подводимой к нему ( $N_{\text{д}}$ ):

$$\eta_{\text{д}} = \frac{N_1 + N_2}{N_{\text{д}}} = \frac{N_{\text{д}} - N_{\text{тд}}}{N_{\text{д}}} = 1 - \frac{N_{\text{тд}}}{N_{\text{д}}}. \quad (2.75)$$

Мощность, подводимую к дифференциалу, выразим через подводимый момент ( $M_{\text{д}}$ ) и угловую скорость его коробки ( $\omega_{\text{д}}$ ):  $N_{\text{д}} = M_{\text{д}}\omega_{\text{д}}$ .

Разницу угловых скоростей наружного ( $\omega_2$ ) и внутреннего ( $\omega_1$ ) колес при движении автомобиля со скоростью  $V_a$ , имеющего колею  $H_k$ , на повороте радиусом  $R$  можно выразить формулой

$$\omega_2 - \omega_1 = \frac{V_a}{r_k R} H_k. \quad (2.76)$$

Угловая скорость вращения коробки дифференциала определяется формулой

$$\omega_d = \frac{V_a}{r_k}. \quad (2.77)$$

Подставляя (2.68), (2.76) и (2.77) в (2.75), после соответствующих сокращений получим:

$$\eta_d = 1 - k_\sigma \frac{H_k}{2R}. \quad (2.78)$$

Из формулы (2.78) следует, что к.п.д. межколесного дифференциала зависит не только от коэффициента блокировки, но и от радиуса поворота. При прямолинейном движении  $\eta_d \approx 1$ , а при движении на повороте значение  $\eta_d$  меньше, но, несмотря на большое внутреннее сопротивление, коэффициент полезного действия не опускается ниже 0,88...0,90. Следовательно, большие внутренние сопротивления в самоблокирующихся дифференциалах не являются препятствием для их использования в ведущих мостах.

При выключении дифференциала из работы, т.е. его блокировании, внутренние потери близки к нулю; поэтому к.п.д. блокируемого дифференциала также близок к единице. Однако движение автомобиля при заблокированном приводе сопровождается повышенным сопротивлением движений и циркуляцией паразитной мощности, обусловленной особенностями распределения усилий между ведущими колесами. Рассмотрим это явление на примере движения автомобиля с колесной формулой 4×4, у которого заблокирован дифференциал в раздаточной коробке. У автомобилей такого типа передний и задний ведущие мосты имеют, как правило, одинаковые передаточные числа главной передачи. При заблокированном приводе ведущих мостов передние и задние колеса автомобиля вынуждены вращаться с одинаковой скоростью. Однако в реальности из-за разных траекторий движения путь, проходимый передними и задними колесами, неодинаков (особенно при поворотах); поэтому их угловая скорость должна быть разной. Более того, разная угловая скорость вращения колес необходима зачастую даже при прямолинейном движении автомобиля.

Это связано с тем, что при одинаковой линейной скорости возможны неодинаковые радиусы колес. Разница в радиусах передних и задних колес

может быть обусловлена неодинаковым давлением воздуха в шинах, разной степенью износа протектора, разной вертикальной нагрузкой. Поэтому принудительное качение колес с одинаковой угловой скоростью сопряжено с возникновением дополнительных нагрузок в их приводе. Предположим, что радиус передних колес в силу тех или иных причин оказался больше радиуса задних. Если колеса были бы абсолютно жесткими, то их качение неизбежно сопровождалось бы пробуксовкой передних, либо проскальзыванием задних. Однако колеса, снабженные эластичными шинами, за счет деформаций в тангенциальном направлении и соответствующего изменения радиусов качения способны перекатываться без пробуксовок и проскальзываний. Другими словами, кинематическая несогласованность вращения передних и задних колес компенсируется изменением кинематических радиусов их качения. Определим, каковы при этом крутящие моменты на передних и задних колесах.

Согласно (1.22), радиус качения при приложении к нему крутящего момента изменяется. Поэтому для передних и задних колес имеем:

$$r_{к1} = r_{к01} - \lambda_{м1} M_{к1}. \quad (2.79)$$

$$r_{к2} = r_{к02} - \lambda_{м2} M_{к2}. \quad (2.80)$$

При этом сумма крутящих моментов на ведущих колесах должна быть равна моменту всех сил сопротивления движению, приведенных к ведущим колесам ( $M_{сд}$ ):

$$M_{к1} + M_{к2} = M_{сд}. \quad (2.81)$$

Приравнявая (2.79) и (2.80) и учитывая (2.81), получаем:

$$M_{к1} = M_{сд} \frac{\lambda_{м2}}{\lambda_{м2} + \lambda_{м1}} + \frac{r_{к01} - r_{к02}}{\lambda_{м2} + \lambda_{м1}}; \quad (2.82)$$

$$M_{к2} = M_{сд} \frac{\lambda_{м1}}{\lambda_{м2} + \lambda_{м1}} + \frac{r_{к01} - r_{к02}}{\lambda_{м2} + \lambda_{м1}}. \quad (2.83)$$

Из формул (2.82) и (2.83) следует, что при  $r_{к01} > r_{к02}$  крутящий момент на передних колесах будет больше, чем на задних, а при  $r_{к01} < r_{к02}$  — наоборот. При этом, если момент сил сопротивления движению ( $M_{сд}$ ) невелик, а разница радиусов  $r_{к01}$  и  $r_{к02}$  значительна, то задние колеса могут перейти в ведомый ( $M_{к2} = 0$ ) или даже тормозной режим качения ( $M_{к2} < 0$ ). Последний случай особенно неблагоприятен, т.к. тормозной момент загружает не только силовой привод заднего моста, но и через раздаточную коробку передается в привод переднего, что обуславливает его дополнительную загрузку. В результате при блокировке дифференциала по ветви трансмиссии, передающей усилие к действительно ведущим колесам автомобиля, мощность передается от раздаточной коробки к колесам. В другой ветви,

загруженной из-за отставания в скорости вращения тормозным моментом, усилие передается от дороги к колесам, а от них к раздаточной коробке, т.е. в противоположном направлении. Таким образом, обе ветви вместе с опорной поверхностью образуют замкнутый контур, внутри которого циркулирует мощность, которая загружает валы, но в итоге не приносит никакой пользы. Поэтому эту мощность называют «паразитной». Если кинематическое несоответствие достаточно велико, а сопротивление движению относительно мало, то паразитная мощность становится сопоставимой с мощностью, развиваемой автомобильным двигателем.

Циркуляция паразитной мощности возникает и при блокировке межколесного дифференциала. Поэтому при движении на дорогах с небольшим сопротивлением движению следует избегать блокировки привода, т.е. необходимо разблокировать дифференциал либо отключить передний ведущий мост.

Таким образом, при заблокированном приводе распределение усилий между ведущими мостами отличается от дифференциального, при котором работающий дифференциал обеспечивает кинематическую согласованность вращения колес и разгружает тем самым трансмиссию.

## 2.10. Время и путь выбега

Время движения накатом (время выбега) определяется разницей между начальной и конечной скоростью движения, а также параметрами автомобиля и условиями движения. Формулу времени выбега можно получить в следующем виде:

$$\tau_{\text{нак}} = \frac{2}{\lambda} \operatorname{arctg} \frac{(V_o - V_k) \lambda}{2aV_oV_k + b(V_o + V_k) + 2c}, \quad (2.84)$$

где  $\tau_{\text{нак}}$  – продолжительность движения накатом, с.

Путь, пройденный автомобилем за время наката, определяется по формуле

$$S_{\text{нак}} = \frac{1}{2a} \left[ \ln \frac{aV_o^2 + bV_o + c}{aV_k^2 + bV_k + c} \right] - b\tau_{\text{нак}} \quad (2.85)$$

## 2.11. Динамический фактор автомобиля

Учитывая, что  $M_a = G_a/g$  и  $P\psi = G_a\psi$ , ускорение автомобиля можно выразить следующей формулой:

$$J_a = \frac{g}{\delta} \left[ \frac{P_T - P_w}{G_a} - \psi - \frac{P_{кр}}{G_a} \right]. \quad (2.86)$$

Из (2.86) следует, что ускорение, которое развивает автомобиль, тем больше, чем больше отношение свободной силы тяги ( $P_{св} = P_{т} - P_{w}$ ) к полному весу автомобиля ( $G_a$ ).

Показатель  $D$  представляет собой удельную свободную силу тяги. Его значение определяет интенсивность разгона автомобиля, т.е. его динамичность. По этой причине показатель  $D$  был назван Е.А. Чудаковым динамическим фактором автомобиля.

$$D = \frac{P_{т} - P_{w}}{G_a}. \quad (2.87)$$

Используя динамический фактор, уравнение силового баланса можно представить так:

$$J_a = \frac{g}{\delta} \left[ D - \psi - \frac{P_{кр}}{G_a} \right]. \quad (2.88)$$

Из уравнения (2.88) следует, что максимальное значение динамического фактора определяет:

а) максимальное ускорение, развиваемое автомобилем:

$$J_{a \max} = \frac{g}{\delta} \left[ D_{\max} - \psi - \frac{P_{кр}}{G_a} \right]; \quad (2.89)$$

б) максимальное сопротивление дороги, преодолеваемое автомобилем:

$$\psi_{\max} = D_{\max} - \frac{P_{кр}}{G_a}; \quad (2.90)$$

в) максимальное тяговое усилие на крюке:

$$P_{кр \max} = G_a (D_{\max} - \psi). \quad (2.91)$$

Таким образом, максимальное значение динамического фактора определяет предельные тяговые и скоростные показатели автомобиля.

Представление о тягово-скоростных свойствах автомобиля дает его динамическая характеристика, которая выражает зависимость динамического фактора от скорости автомобиля.

Графики  $D = f(V)$  представляют собой вогнутые кривые.

На рис. 2.9 приведена динамическая характеристика автомобиля с гидромеханической трансмиссией. По мере увеличения скорости динамический фактор снижается. Отсутствие у кривых  $D = f(V)$  точек перегиба и резкое возрастание  $D$  при малых скоростях движения свидетельствуют о лучшей, по сравнению с автомобилями с механической ступенчатой трансмиссией, способности преодолевать возрастание внешней нагрузки, особенно при малых скоростях движения.

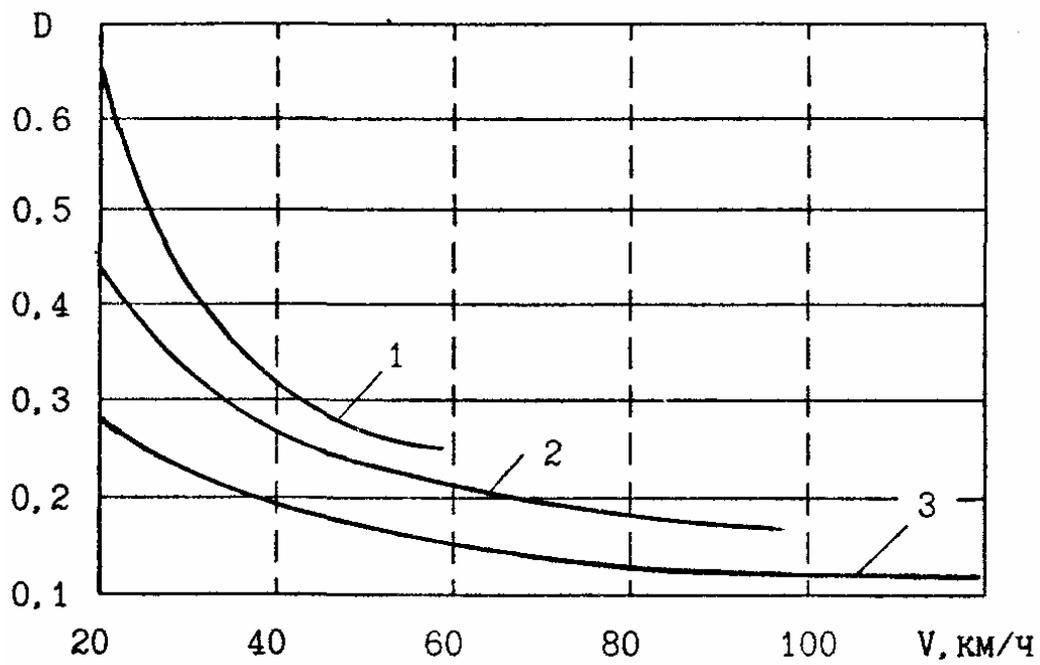


Рис. 2.9. Динамическая характеристика автомобиля с гидромеханической трансмиссией

### 3. МЕТОДИКА РАСЧЕТА КОНСТРУКТИВНЫХ И ТЯГОВО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ АВТОМОБИЛЯ

#### 3.1. Определение полного веса автомобиля

При проектировании легкового автомобиля задается его сухой вес, определяющий его класс. Снаряженный вес берется на 10 % больше сухого. Вес человека принимают равным 785,8 Н (масса 75 кг). Вес багажа, приходящегося на одного человека, включая водителя, принимается равным 98 Н.

Следовательно, полный вес  $G$ , Н, легкового автомобиля равен:

$$G_a = 1,1G_k + 883,8n_{\text{ч}}, \quad (3.1)$$

где  $G_k$  – сухой вес автомобиля;

$n_{\text{ч}}$  – вместимость автомобиля.

Вместимость автомобиля особо малого класса составляет 4 человека, малого и среднего – 5 человек, большого – 7 человек.

Для проектирования автобуса задаются его тип и габаритная длина  $A$ , м. Снаряженный вес  $G$ , Н, автобуса находят по коэффициенту собственного веса  $K_0$ , Н/м:

$$G_{\text{сн}} = K_0 A. \quad (3.2)$$

Коэффициент собственного веса определяют по обобщенным данным (прил. 3).

Для городских сочлененных автобусов длиной  $A = 16 \dots 18$  м  $K_0 = 7,5 \dots 8,0$  кН/м, для междугородных автобусов и автобусов дальнего следования длиной 11...12 м  $K_0 = 10,0$  кН/м.

Для определения полного веса автобуса необходимо знать вес груза (массу людей), погруженного в автобус.

Для городских несочлененных и сочлененных автобусов при номинальной вместимости вес груза, Н, определяется из выражения

$$G_{\text{Г}} = (1,85 \dots 2,15) A \cdot B. \quad (3.3)$$

Их нагрузка, Н, при предельной вместимости

$$G_{\text{Г}} = (2,6 \dots 2,9) A \cdot B. \quad (3.4)$$

Для междугородных автобусов и автобусов дальнего следования нагрузка, Н, задается количеством посадочных мест и остается постоянной:

$$G_{\text{Г}} = 1,5 A \cdot B, \quad (3.5)$$

где  $A$  – габаритная длина, м;  $B$  – габаритная ширина, м.

Полный вес, Н, автобуса

$$G_a = G_{сн} + G_{Г}. \quad (3.6)$$

При проектировании грузовых автомобилей снаряженную массу, Н, находят по грузоподъемности  $G_{Г}$  и коэффициенту снаряженной массы  $K'_o$  (прил. 4).

$$G_{сн} = K'_o G_{Г}. \quad (3.7)$$

Полный вес, Н, грузового автомобиля

$$G_a = G_{сн} + G_{Г} + G_{ч} n_{ч}, \quad (3.8)$$

где  $G_{ч}$  – вес одного человека (785,8 Н);

$n_{ч}$  – число человек в кабине (при  $G_{Г}$  менее 50 кН  $n_{ч} = 2$ ; при  $G_{Г}$  более или равным 50 кН  $n_{ч} = 3$ ).

### 3.2. Определение размера шин

Размер шины выбирают по нагрузке, приходящейся на шину, и заданному внутреннему давлению в шине. Для шин грузовых автомобилей используют ГОСТ 17393–72 и ГОСТ 5513–75, для шин легковых автомобилей – ГОСТ 20993–75 и ГОСТ 4754–80. Справочный материал по шинам автомобилей приведен в прил. 5, а временные нормы эксплуатационного пробега шин автотранспортных средств – в прил. 6. Данные приложения позволяют определять марку шин на каждый автомобиль любой категории, а следовательно, наружный диаметр  $D$ , статический радиус  $r_c$  а по нему радиус качения колеса  $r_k$ . Для диагональных шин грузовых автомобилей  $r_k = 1,02 r_c$ , для радиальных  $r_k = 1,04 r_c$ .

$$r_k = 0,5d_o + (1 - \lambda_{ш})b_{ш},$$

где  $d_o$  – диаметр обода колеса;

$\lambda_{ш}$  – коэффициент радиальной деформации шины;

$b_{ш}$  – высота профиля шины в свободном состоянии, м.

Давление в шинах зависит от типа автомобиля (легковой, грузовой), относится ли он группе Б (для движения на всех дорогах) или к группе А (для движения на дорогах I и II категорий). Давление колеблется от 0,75 до 0,15 МПа.

### 3.3. Расчет требуемой мощности автомобильного двигателя

Мощность автомобильного двигателя, кВт, для движения полностью нагруженного автомобиля с заданной максимальной скоростью

$$N_{e(V_{a\max})} = \frac{V_{a\max}}{3,6 \cdot 10^3 \eta_T} \left( \psi G_a + \frac{K_B F V_{a\max}^2}{13} \right), \quad (3.9)$$

где  $V_{a\max}$  – при заданных дорожных условиях, км/ч;

$\eta_T$  – механический к.п.д. трансмиссии при движении с максимальной скоростью. Для легкового автомобиля и автомобилей ограниченной грузоподъемности  $\eta_T = 0,9 \dots 0,92$ . Для полноприводных  $\eta_T = 0,8 \dots 0,85$ . Для тяжелых грузовых  $\eta_T = 0,85 \dots 0,88$ ;

$\psi$  – приведенный коэффициент дорожного сопротивления; при движении по горизонтальному ровному участку дороги  $\psi = f$  ( $f$  – коэффициент сопротивления качению, прил. 7). При движении в гору  $\psi = f + i$ , под гору  $\psi = f - i$ . Здесь  $i = \operatorname{tg} \alpha_d$  ( $\alpha_d$  – угол уклона дороги);

$K_B$  – коэффициент сопротивления воздуха (обтекаемости),  $\text{Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^4$  (выбираем по типу автомобиля из прил. 1);

$F$  – лобовая площадь автомобиля,  $\text{м}^2$ , приближенно определяется по формулам:

✓ для легковых автомобилей

$$F = 0,78 B_a H_a; \quad (3.10)$$

✓ для грузовых автомобилей

$$F = B H_a, \quad (3.11)$$

где  $H_a$  – наибольшая высота автомобиля, м;

$B_a$  – наибольшая ширина легкового автомобиля, м;

$B$  – ширина колеи грузового автомобиля, м.

Для более лучших динамических качеств автомобилей при движении со средними эксплуатационными скоростями необходимо, чтобы максимальная мощность двигателя, кВт, была в пределах:

✓ карбюраторного

$$N_{e\max} = (1,05 \dots 1,1) N_{e(V_{a\max})}, \quad (3.12)$$

✓ дизеля

$$N_{e\max} = N_{e\text{ном}}. \quad (3.13)$$

Величину мощности, кВт, определяют расчетным путем по формуле Лейдермана:

$$N_{e\max} = \frac{N_{e(V_{a\max})}}{\left(\frac{n_V}{n_N}\right) + \left(\frac{n_V}{n_N}\right)^2 - \left(\frac{n_V}{n_N}\right)^3}, \quad (3.14)$$

где  $n_V$  – частота вращения коленчатого вала при максимальной скорости движения,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$n_N$  – частота вращения коленчатого вала в режиме максимальной мощности,  $\text{мин}^{-1}$ .

У карбюраторных двигателей грузовых автомобилей  $\frac{n_V}{n_N} = 0,8 \dots 0,85$ .

Для дизелей  $\frac{n_V}{n_N} = 1$ . Для современных карбюраторных двигателей грузовых автомобилей  $n_N = 4000 \dots 7000 \text{ мин}^{-1}$ , для дизелей  $n_N = 2000 \dots 3200 \text{ мин}^{-1}$ . Меньшие частоты вращения относятся к двигателям большого литража.

### 3.4. Расчет и построение внешней скоростной характеристики двигателя

Внешнюю скоростную характеристику двигателя строят для интервала частот вращения коленчатого вала:

✓ для карбюраторных двигателей от  $n_{e\min} = 600 \dots 800 \text{ мин}^{-1}$  до  $n_{e\max} = (1,05 \dots 1,2) n_{e\text{ном}} \text{ мин}^{-1}$ ;

✓ для дизелей от  $n_{e\min} = 800 \dots 1000 \text{ мин}^{-1}$  до  $n_{e\text{ном}} \text{ мин}^{-1}$ .

Затем определяют промежуточные точки частот вращения.

Для дизелей:

✓ эффективная мощность, кВт

$$N_{ei} = N_{e\text{ном}} \frac{n_{ei}}{n_{e\text{ном}}} \left[ 0,87 + 1,13 \frac{n_{ei}}{n_{e\text{ном}}} - \left( \frac{n_{ei}}{n_{e\text{ном}}} \right)^2 \right] \quad (3.15)$$

✓ эффективный крутящий момент, Н·м

$$M_{ei} = 9554 \frac{N_{ei}}{n_{ei}}; \quad (3.16)$$

✓ удельный расход топлива, г/кВт·ч

$$g_{ei} = g_{e \text{ ном}} \left[ 1,55 + 1,55 \frac{n_{ei}}{n_{e \text{ ном}}} - \left( \frac{n_{ei}}{n_{e \text{ ном}}} \right)^2 \right]; \quad (3.17)$$

✓ часовой расход топлива, кг/ч

$$G_{Ti} = g_{ei} N_{ei} 10^{-3}. \quad (3.18)$$

Для карбюраторных двигателей:

✓ эффективная мощность, кВт,

$$N_{ei} = N_{e \text{ ном}} \frac{n_{ei}}{n_{e \text{ ном}}} \left[ 1 + \frac{n_{ei}}{n_{e \text{ ном}}} - \left( \frac{n_{ei}}{n_{e \text{ ном}}} \right)^2 \right]; \quad (3.19)$$

✓ эффективный крутящий момент, Н·м,

$$M_{ei} = 9554 \frac{N_{ei}}{n_{ei}}; \quad (3.20)$$

✓ удельный расход топлива, г/кВт·ч,

$$g_{ei} = g_{e \text{ ном}} \left[ 1,2 - 1,2 \frac{n_{ei}}{n_{e \text{ ном}}} + \left( \frac{n_{ei}}{n_{e \text{ ном}}} \right)^2 \right]; \quad (3.21)$$

✓ часовой расход топлива, кг/ч

$$G_{Ti} = g_{ei} N_{ei} 10^{-3},$$

где  $i$  – текущее значение показателя;

$n_{ei}$  – задают от величины  $n_{e \text{ мин}}$  с интервалом  $200 \text{ мин}^{-1}$ .

Соответствующие расчеты сводят в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Расчетные показатели работы двигателя

Расчетные точки	Показатели работы двигателя				
	$n_{ei}, \text{ мин}^{-1}$	$N_{ei}, \text{ кВт}$	$M_{ei}, \text{ Н·м}$	$g_{ei}, \text{ г/кВт·ч}$	$G_{Ti}, \text{ кг/ч}$
1	800	«...»	«...»	«...»	«...»
2	1000	«...»	«...»	«...»	«...»
...	...	«...»	«...»	«...»	«...»
$i$	2500	«...»	«...»	«...»	«...»

На основании расчетных показателей строят внешнюю скоростную характеристику двигателя в зависимости от частоты вращения коленчатого вала ( $n_{ei}$ ) (рис. 3.1).

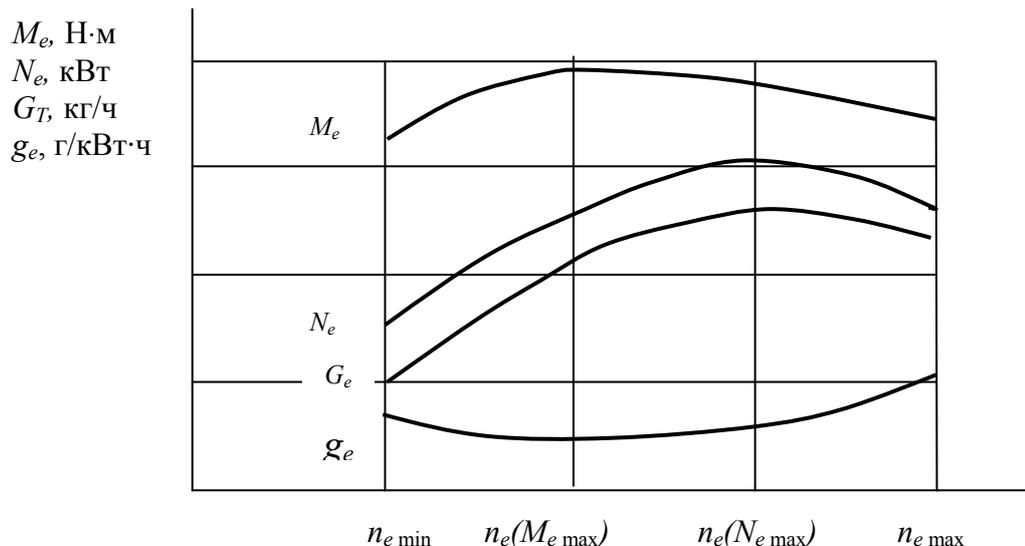


Рис. 3.1. Внешняя скоростная характеристика карбюраторного двигателя

### 3.5. Расчет передаточных чисел агрегатов трансмиссии

Расчет будет осуществляться (в учебных целях) только для прямой передачи, т. е. для передачи, у которой передаточное число коробки передач равно единице. При движении на прямой передаче передаточное число коробки передач  $i_k = 1$ , скорость движения равна максимальной  $V_{a \max}$ . Рассчитываем передаточное число главной передачи

$$i_o = 0,377 \frac{n_{e(V_{a \max})} r_k}{V_{a \max} i_{\text{дк}}}, \quad (3.22)$$

где  $n_{e(V_{a \max})}$  — частота вращения коленчатого вала двигателя при максимальной скорости движения на прямой передаче;

$i_{\text{дк}}$  — передаточное число на высшей передаче в дополнительной коробке передач.

### 3.6. Расчет и построение динамической характеристики автомобиля

Динамическая характеристика автомобиля представляет собой зависимость динамического фактора от скорости движения автомобиля на различных передачах в трансмиссии при полной нагрузке. Для расчета скоростей движения автомобиля выбирают расчетные точки изменения частоты вращения коленчатого вала двигателя  $n_{ei}$ :

- ✓ для карбюраторных двигателей от  $n_{e \min}$  до  $n_{e \max}$ ;
- ✓ для дизелей от  $n_{e \min}$  до  $n_{e \text{ ном}}$ .

Количество расчетных точек  $i$  по частотам вращения коленчатого вала двигателя следует выбирать из следующих условий:

- для карбюраторных двигателей: первая точка соответствует частоте вращения коленчатого вала  $n_{e \min}$ ; вторая выбирается в середине интервала от  $n_{e \min}$  до  $n_{e(Me \max)}$ ; третья – при  $n_{e(Me \max)}$ ; четвертая – от  $n_{e(Me \max)}$  до  $n_{e(Ne \max)}$ ; пятая – при  $n_{e(Ne \max)}$ ; шестая – в середине интервала от  $n_{e(Ne \max)}$  до  $n_{e \max}$ ; седьмая – при  $n_{e \max}$ .
- для дизелей: первая точка соответствует частоте вращения коленчатого вала  $n_{e \min}$ ; вторая выбирается в середине интервала от  $n_{e \min}$  до  $n_{e(Me \max)}$ ; третья – при  $n_{e(Me \max)}$ ; четвертая – в середине интервала от  $n_{e(Me \max)}$  до  $n_{e \max}$ ; пятая – при  $n_{e \max}$ .

Затем подсчитывают величину скоростей, км/ч, для прямой передачи  $i_{тр} = 1$  в каждой выбранной точке частоты вращения коленчатого вала двигателя по формуле (3.22):

$$V_{ai} = 0,377 \frac{n_{ei} r_k}{i_{тр}}. \quad (3.23)$$

Рассчитанные данные сводят в табл. 3.2.

Т а б л и ц а 3 . 2

Исходные данные для построения динамической характеристики на прямой передаче

$n_{ei}$ , мин <sup>-1</sup>	$V_{ai}$ , км/ч	$M_{ei}$ , Н·м	$P_{ki}$ , Н	$P_f$ , Н	$P_{wi}$ , Н	$D_i$
$n_{e \min}$	...	...	...	...	...	...
...	...	...	...	...	...	...
$n_{e \max}$	...	...	...	...	...	...

Далее с учетом выбранных расчетных точек  $n_{ie}$  определяют:

– величину касательной силы тяги, Н, для прямой передачи

$$P_{ki} = \frac{M_{ei} i_{тр} \eta_{тр}}{r_k} \quad (3.24)$$

где  $M_{ei}$  – величины крутящих моментов (рассчитываются методом интерполяции для выбранных расчетных точек  $n_{ie}$  из табл. 3.1);

– величину силы, Н, сопротивления качению в зависимости от скорости

$$P_f = G_a \cdot f, \quad (3.25)$$

где  $f$  – коэффициент сопротивления качению в зависимости от скорости,

$$f = f_0 \left[ 1 + \frac{V_{ai}}{1500} \right]; \quad (3.26)$$

здесь  $f_0$  – коэффициент сопротивления качению при движении с малой скоростью (прил. 7);

– величину силы сопротивления воздуха, Н, для прямой передачи

$$P_{wi} = \frac{K_B \cdot F \cdot V_{ai}^2}{13}, \quad (3.27)$$

где величины  $K_B$  (коэффициент лобового сопротивления) и  $F$  (площадь миделева сечения) находят в зависимости от марки автомобиля (см. прил. 1);

– величину динамического фактора для прямой передачи

$$D_i = \frac{P_{ki} - (P_{wi} + P_f)}{G_a}. \quad (3.28)$$

Расчетные значения величин  $P_{ki}$ ,  $P_f$ ,  $P_{wi}$ ,  $D_i$  также заносят в табл. 3.2.

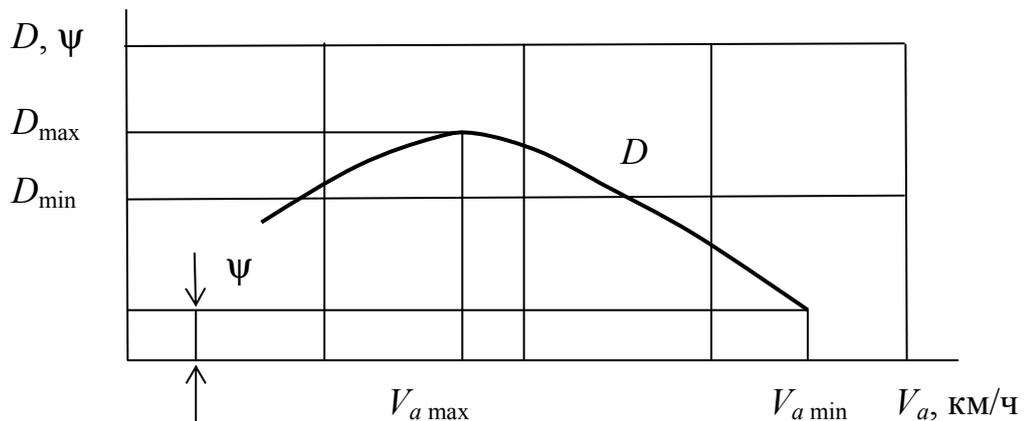


Рис. 3.2. Динамическая характеристика автомобиля на прямой передаче

### 3.7. Расчет и построение экономической характеристики автомобиля

Экономическая характеристика автомобиля показывает расход топлива из учета 100 км пробега в зависимости от скорости движения и дорожного сопротивления при равномерном и прямолинейном движении на прямой передаче.

По выбранным расчетным точкам частот вращения  $n_e^i$  (см. табл. 3.2) и соответствующим скоростям движения  $V_i$  для прямой передачи определяется мощность двигателя, кВт, требуемая для движения автомобиля на одной из заданных дорог до полной загрузки двигателя:

$$N_{e \max}^i = \frac{V_i}{3600 \eta_{TP}} (\psi G_a + P_{wi}). \quad (3.28)$$

Удельный расход топлива  $g_e$  является величиной, зависящей от нагрузочного режима работы двигателя. По отношениям мощностей, соответствующих внешней скоростной характеристике двигателя и рассчитанных

$$\frac{N_e^i}{N_{e \max}^i},$$

определяют величину коэффициента  $K_N$  по графику (рис. 3.3), а далее делают проверочный расчет по следующим формулам:

✓ для дизелей

$$K_N = 1,97124 - 2,53537 \frac{N_e^i}{N_{e\max}^i} + 1,5506 \left( \frac{N_e^i}{N_{e\max}^i} \right)^2 + 0,0031123 \left( \frac{N_e^i}{N_{e\max}^i} \right)^3; \quad (3.29)$$

✓ для карбюраторных двигателей

$$K_N = 2,588 - 3,084 \frac{N_e^i}{N_{e\max}^i} + 0,925 \left( \frac{N_e^i}{N_{e\max}^i} \right)^2 + 0,558 \left( \frac{N_e^i}{N_{e\max}^i} \right)^3 \quad (3.30)$$

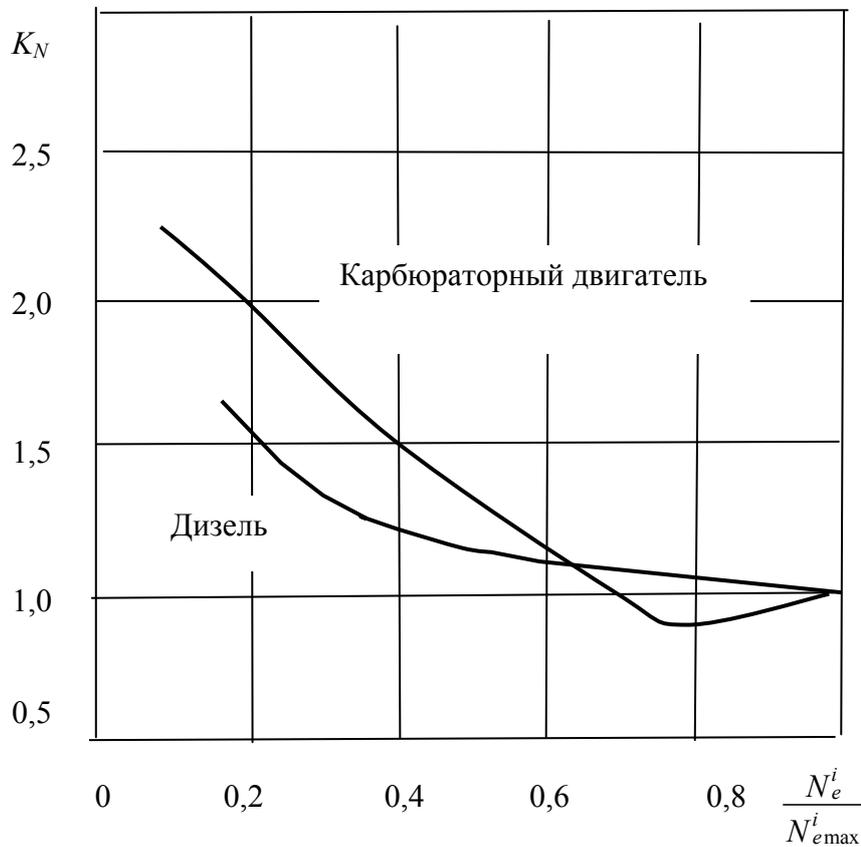


Рис. 3.3. Зависимости коэффициента  $K_N$

Значения  $N_{e\max}^i$  подсчитывают по формуле (3.28), а значения внешней скоростной характеристики двигателя  $N_{e(вн)}^i$  берут из табл. 3.1.

Удельный расход топлива  $g_e$  также является величиной, зависящей и от скоростного режима работы двигателя. По отношениям мощностей, соответствующих внешней скоростной характеристике двигателя и рассчитан-

ных  $\frac{n_e^i}{n_{e(V_a \max)}^i}$ , находят коэффициент  $K_{\Pi}$  по графику (рис. 3.4), а далее делают проверочный расчет по следующим формулам:

$$K_{\Pi} = 1,2177 - 0,580437 \frac{n_e^i}{n_{e(V_a \max)}^i} + 0,91829 \left( \frac{n_e^i}{n_{e(V_a \max)}^i} \right)^2 + 0,271465 \left( \frac{n_e^i}{n_{e(V_a \max)}^i} \right)^3. \quad (3.31)$$

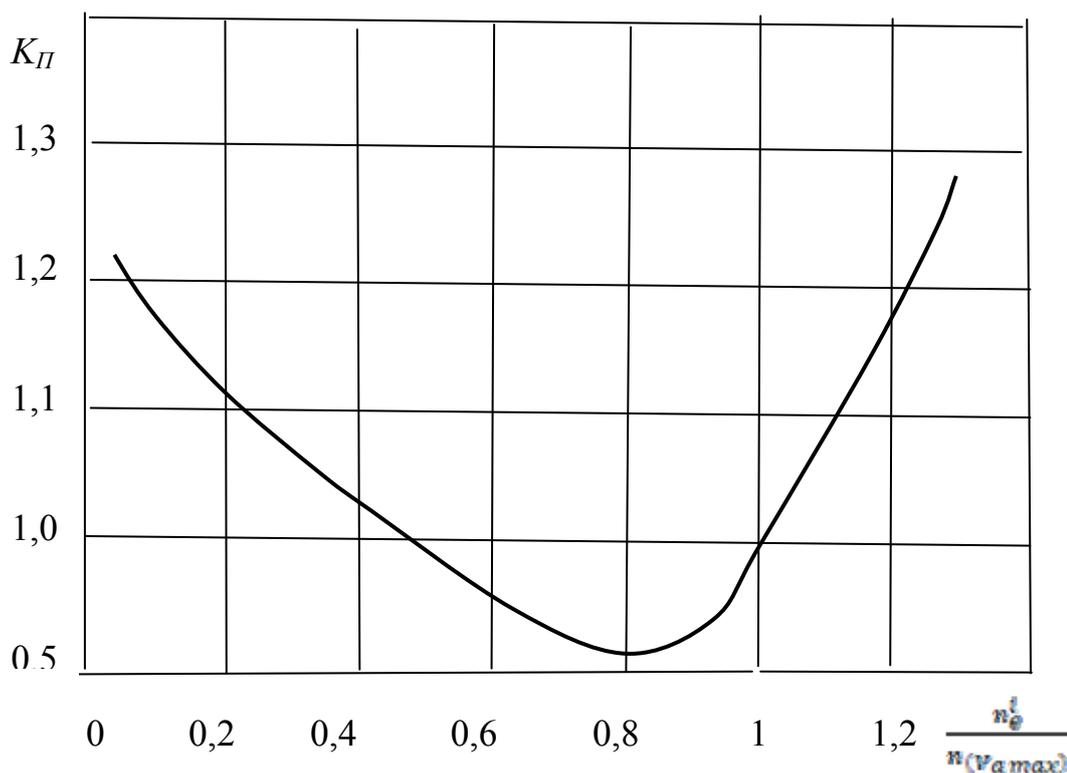


Рис. 3.4. Зависимости коэффициента  $K_{\Pi}$

По формуле  $g_e = K_{\Pi} K_N g_{e(N \max)}$  подсчитывается удельный расход топлива для разных скоростей движения автомобиля.

Согласно полученным значениям  $g_e$  и  $N_e$  для разных скоростей движения на прямой передаче определяют удельный путевой расход топлива:

$$g_{\Pi} = \frac{g_e N_e}{10V \rho_T}, \quad (3.32)$$

где  $\rho_T$  – плотность для бензина  $\rho_T = 0,725$  кг/л, для дизельного топлива  $\rho_T = 0,825$  кг/л.

Далее выполняется построение экономической характеристики автомобиля для заданных дорожных условий, график которой показан на рис. 3.5.

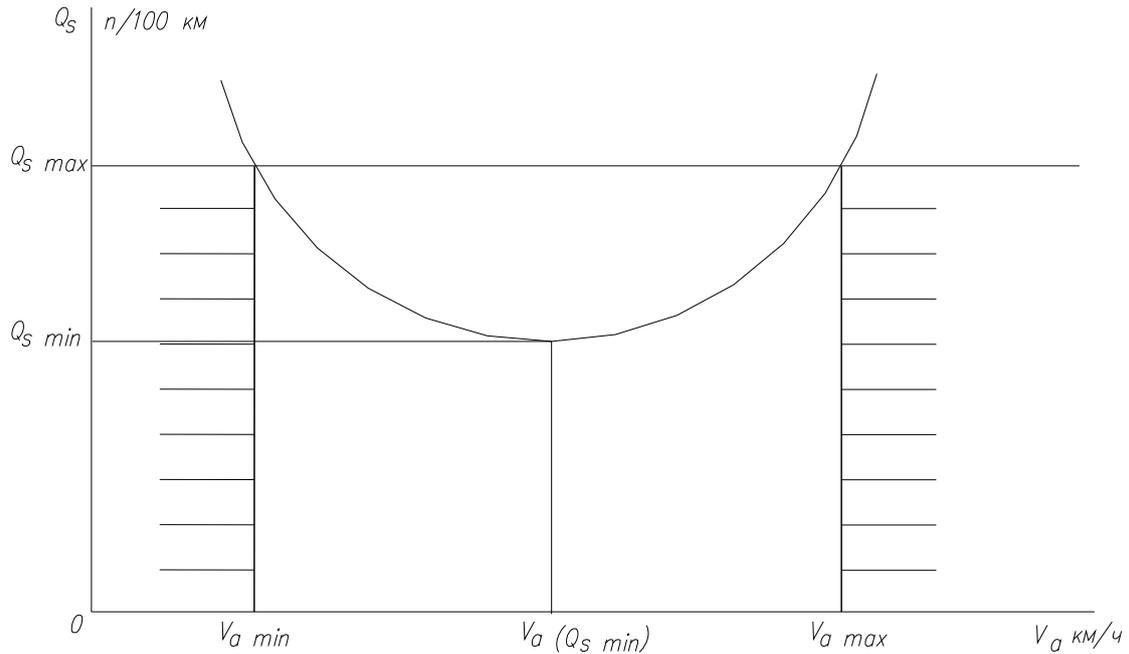


Рис. 3.5. Экономическая характеристика автомобиля

### 3.8. Расчет и построение мощностного баланса автомобиля

Уравнение мощностного баланса автомобиля, кВт, в общем случае имеет вид:

$$N_T = N_e \cdot \eta_{\text{тр}} = N_{\psi} \pm N_j + N_w, \quad (3.33)$$

где  $N_T$  – мощность, кВт, подводимая к ведущим колесам,

$$N_T = \frac{P_k V_a}{3600}; \quad (3.34)$$

здесь  $P_k$  – касательная сила тяги, Н;

$N_{\psi}$  – мощность, кВт, затрачиваемая на преодоление дорожных сопротивлений,

$$N_{\psi} = \frac{\psi G_a V_a}{3600}; \quad (3.35)$$

$N_j$  – мощность, кВт, затрачиваемая на разгон автомобиля,

$$N_j = \frac{M_a j \delta V_a}{3600}; \quad (3.36)$$

$N_w$  – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха,

$$N_w = \frac{K_B \cdot F \cdot V_a^3}{3,6^3 \cdot 1000}. \quad (3.37)$$

Построение графика мощностного баланса выполняют только для случая равномерного движения ( $N_j = 0, j = 0$ ) автомобиля по горизонтальной дороге ( $\alpha = 0$ ) на прямой передаче.

Расчетные данные оформляют в табличном виде (табл. 3.3).

Таблица 3.3

Исходные данные для построения мощностного баланса автомобиля

$n_e^i$ , об/мин	$V_a^i$ , км/ч	$N_e^i$ , кВт	$N_T^i$ , кВт	$N_{\psi}^i$ , кВт	$N_w^i$ , кВт	$N_{\psi}^i + N_w^i$ , кВт
$n_e^1$						
...						
$n_e^m$						

По данным таблицы строят график мощностного баланса автомобиля (рис. 3.5).

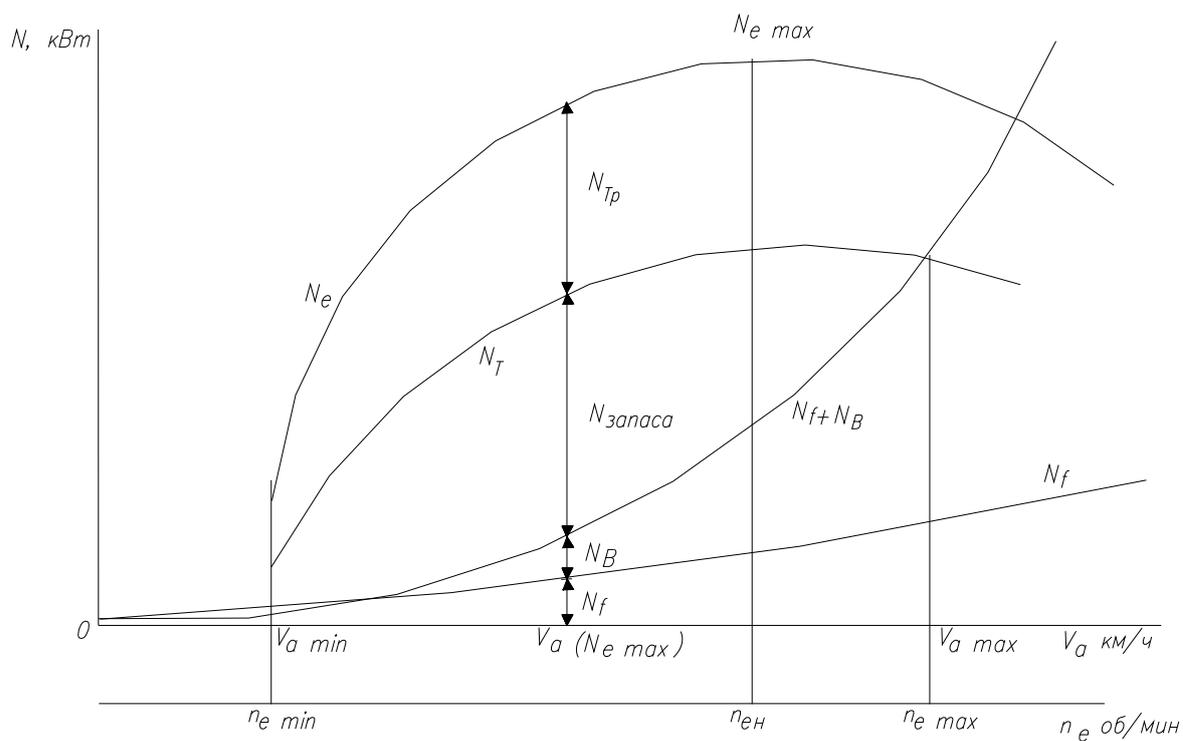


Рис. 3.5. График мощностного баланса автомобиля

## 4. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

### 4.1. Общие положения

Курсовая работа выполняется на тему: «Расчет конструктивных и тягово-экономических параметров автомобиля модели \_\_\_\_\_, эксплуатирующегося в условиях заданного дорожного покрытия (или конкретных факторов бездорожья, указанных в задании), с разработкой технологии операции технического обслуживания двигателя». Номер варианта задания курсовой работы устанавливается в соответствии с прил. 8.

Курсовая работа состоит из 2-х частей. В первой части должен быть представлен расчет основных конструктивных показателей, а также показателей тяговой динамики и топливной экономичности заданной модели автомобиля, эксплуатирующейся в конкретных условиях дорожного покрытия. Вторая часть работы посвящается разработке технологии операции технического обслуживания.

Оформление работы осуществляется в соответствии с установленными общими требованиями. Графическая часть в пояснительной записке должна содержать графики, отражающие внешнюю скоростную характеристику карбюраторного или дизельного двигателя, экономическую характеристику автомобиля, а также график мощностного баланса автомобиля на прямой передаче.

При выполнении первой части курсовой работы все результаты расчетов рекомендуется сверять с показателями технических характеристик реальных моделей автомобилей своего варианта задания. Данные показатели приведены в прил. 10.

Разработанная технологическая карта «Проверки и регулировки зазоров между торцами стержней клапанов и носками коромысел» для заданной модели автомобиля (см. прил. 9) должна быть рассмотрена во второй части работы.

При разработке мероприятий по безопасности жизнедеятельности, экологии и защите окружающей среды необходимо предусмотреть рекомендации по совершенствованию технологического процесса с точки зрения его рационализации, а также защитные средства, особые меры безопасности при выполнении отдельных технологических переходов или операции в целом.

### 4.2. Оформление курсовой работы

Курсовая работа состоит из расчетно-пояснительной записки объемом 25–30 страниц машинописного текста.

Схемы должны выполняться в любых графических редакторах, в соответствии с требованиями Единой системы конструкторской документации (ЕСКД).

Текст записки печатается размером шрифта кегль 14 только на одной стороне листа белой писчей бумаги формата А4 (210×297). На каждой странице без отделения линиями должны оставаться поля: слева – 35 мм, справа – 10 мм, сверху и снизу – по 20 мм. Текст печатается через 1,5 интервала.

К расчетно-пояснительной записке предъявляются следующие требования:

- краткость и точность изложения материала;
- логическая последовательность изложения материала;
- обоснованность рекомендаций и предложений, их аргументация.

Каждый раздел расчетно-пояснительной записки должен начинаться с новой страницы и иметь название в виде заголовка. Этот заголовок обязательно выделяется на фоне общего текста более крупным и четким шрифтом, может быть подчеркнут. Переносы слов в заголовках не допускаются. Точку в конце заголовка не ставят. Если заголовок состоит из двух предложений, их разделяют точкой. Текст раздела записки может иметь подразделы.

Все страницы текста записки нумеруются арабскими цифрами в низу страницы посередине. На титульном листе номер не ставят, но включают его в общую нумерацию записки.

Разделы должны иметь порядковые номера, обозначенные арабскими цифрами с точкой, в пределах всей записки. Введение и заключение не нумеруются. Номера подразделов состоят из номера раздела и номера подраздела, разделенных точкой.

Наименования разделов и подразделов должны быть краткими и соответствовать содержанию, их записывают в виде заголовка буквами более крупного шрифта или подчеркивают.

Иллюстрации (чертежи, рисунки, графики и фотографии) в записке обозначаются словом «Рисунок» и нумеруются последовательно арабскими цифрами в пределах раздела, затем ставится тире и пишется название самой иллюстрации. Например: Рисунок 1.2 – Схема стенда...

Таблицы нумеруют последовательно арабскими цифрами. В левом верхнем углу над таблицей помещают надпись "Таблица" с указанием ее номера, далее опять ставится тире и пишется соответствующий заголовок. Таблицу, как и рисунок, помещают после первого упоминания о ней в тексте.

Формулы в записке также нумеруются арабскими цифрами в пределах раздела: первая цифра указывает на номер раздела, затем ставится точка, за точкой идет вторая цифра, обозначающая порядковый номер формулы в

разделе. Номер (в круглых скобках) указывают с правой стороны листа на уровне формулы и на уровне полей. По каждой формуле с красной строки начиная со слова «где» построчно дается объяснение ее буквенных и цифровых составляющих. В формулах буквы латинского алфавита набираются курсивным шрифтом. Пояснения значений символов и числовых коэффициентов следует приводить непосредственно за формулой в той же последовательности, в какой они даны в формуле. Формулы рекомендуется писать посередине страницы. В конце формулы размерность не проставляется. Она проставляется после пояснения значений символов и отделяется запятой. Размерность определяемой величины проставляется также после вычислений.

Формулы, таблицы, иллюстрации и текстовый материал, заимствованный из литературных источников, должны иметь ссылку на порядковый номер источника (в квадратных скобках). Список использованной литературы приводится в конце записки под заголовком «Список литературы», без точки в конце. Располагают литературные источники в алфавитном порядке по фамилии авторов. Перед фамилией автора или названием источника ставится порядковый номер с точкой. Сведения о литературных источниках должны оформляться в соответствии с ГОСТ 7.0.5–2008.

В тексте записки не допускается произвольное сокращение слов, за исключением общепринятых в русском языке и установленных ГОСТ 7.12–77.

Размерности величин, встречающихся в записке, должны даваться только в системе СИ.

Титульный лист расчетно-пояснительной записки представляет собой заполненный бланк, за ним идет задание с исходными данными для выполнения курсовой работы по форме (прил. 9). Пояснительная записка переплетается.

Выполненная и переплетенная записка представляется в сроки, указанные в задании, на проверку руководителю.

### 4.3. Содержание расчетно-пояснительной записки

Расчетно-пояснительная записка курсовой работы по дисциплине «Техника транспорта, обслуживание и ремонт» должна иметь следующие разделы:

Титульный лист

Задание

Введение

Разделы:

1. Расчет конструктивных и тягово-экономических параметров автомобиля

- 1.1. Определение полного веса автомобиля
- 1.2. Определение размера шин
- 1.3. Расчет требуемой мощности автомобильного двигателя
- 1.4. Расчет и построение внешней скоростной характеристики двигателя
- 1.5. Расчет передаточных чисел агрегатов трансмиссии
- 1.6. Расчет и построение динамической характеристики автомобиля
- 1.7. Расчет и построение экономической характеристики автомобиля
- 1.8. Расчет и построение мощностного баланса автомобиля
2. Разработка технологического процесса по проверке и регулировке зазоров между торцами стержней клапанов и носками коромысел
  - 2.1. Разработка технологической карты заданной операции
  - 2.2. Разработка мероприятий по безопасности жизнедеятельности, экологии и защите окружающей среды

Заключение

Список литературы

Оглавление

Содержание частей и разделов, а также их число могут изменяться в зависимости от конкретной темы задания.

Каждый из разделов должен иметь следующий примерный объем в страницах рукописного текста и примерное содержание части или раздела.

Введение (1–2 страницы) – здесь излагаются общие задачи технической эксплуатации автомобилей, которые увязываются с задачами курсовой работы. Приводится обоснование ее актуальности и перспективности на данном этапе. Описывается значение исследования с указанием поставленных задач, подлежащих решению в данной курсовой работе.

Первый раздел (примерный объем 12–15 страниц) включает в себя расчет конструктивных и тягово-экономических параметров автомобиля в соответствии с приведенным содержанием.

Второй раздел (объем 7–10 страниц) – вначале приводятся требования, предъявляемые к заданной технологической операции. Описываются назначение рассматриваемого устройства, а также его работа, правила эксплуатации и обслуживания, порядок проведения технологических регулировок, влияющих на технологический процесс. Здесь же можно поместить схему технологического процесса работы оборудования, рисунки и технические характеристики оборудования. В конце этого раздела дается разработанная технологическая карта на выполнение проектируемого процесса или вида работ. На основании данных технологической карты делается заключение, в котором указывается, что именно можно усовершенствовать в технологическом процессе и какие преимущества это дает предприятию. В этом же разделе находят отражение все стороны механизации процесса. Обосновывается целесообразность принимаемого оборудования и механизмов.

Также во втором разделе (3–4 страницы) должны быть представлены разработанные мероприятия по безопасности жизнедеятельности, экологии и защите окружающей среды. Особое значение будут иметь мероприятия, разработанные самим студентом. Это ограждения, предохранительные и сигнальные устройства, защитные средства и т.д.

Затем объемом до 1 страницы дается заключение по всей работе, где кратко излагаются ее особенности, показываются достоинства и положительные решения. Здесь же приводятся выводы и рекомендации по производственному использованию предлагаемых разработок.

Список литературы (1–2 страницы) должен содержать перечень источников, которые необходимы для оформления проекта.

Оглавление (содержание) составляется по названиям разделов и подразделов с указанием страниц, где они располагаются в записке.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В пособии систематизированы известные материалы по вопросам теории автомобиля, знание которых является обязательной составляющей квалификационной характеристикой инженера по специальности 190702 «Организация и безопасность движения» и бакалавра по направлению подготовки 23.03.01 «Технология транспортных процессов».

Знакомство студентов с теорией автомобиля обеспечивает понимание причин возникновения отказов и неисправностей его агрегатов и систем.

Рассмотренные теоретические основы определяют закономерности изменения технического состояния автомобилей, что в процессе эксплуатации позволяют бакалавру выбирать рациональные пути в решении практических задач технической эксплуатации автомобилей.

Технологический процесс технического обслуживания автомобилей, рассмотренный на примере выполнения проверки и регулировки температурного зазора между носками коромысел и торцами клапанов, дает возможность получить представление о сложности и многообразии системы технического обслуживания и ремонта автомобилей, что имеет большое практическое значение в профессиональной подготовке бакалавра, деятельность которого будет направлена на решение вопросов технической эксплуатации автомобилей.

Важная роль также отводится основам формирования системы технического обслуживания и ремонта автомобилей и, в частности, особенностям работ, проводимых при различных видах ТО, как для всего автомобиля в целом, так и для некоторых его составных частей. Все это может быть успешно использовано в практической инженерной деятельности.

# БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

## Учебная литература

1. Богатырев, А.В. Автомобили [Текст] / А.В. Богатырев [и др.]; под ред. А.В. Богатырева. – М.: Колос, 2008. – 592 с.
2. Вахламов, В.К. Автомобили: Конструкция и элементы расчета: [Текст]: учебник для студ. высш. учеб. заведений / В.К. Вахламов. – 2-е изд., стер. – М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 480 с.
3. Копотилов, В.И. Автомобили: Теоретические основы [Текст]: учеб. пособие для вузов / В.И. Копотилов. – Тюмень: ТюмГНГУ, 1999. – 403 с.
4. Кузнецов, Е.С. Техническая эксплуатация автомобилей [Текст]: учебник для вузов / Е.С. Кузнецов [и др.]; под. ред. Е.С. Кузнецова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 2003. – 535 с.
5. Малкин, В.С. Техническая эксплуатация автомобилей: Теоретические и практические аспекты [Текст]: учеб. пособие / В.С. Малкин. – М.: ИЦ «Академия», 2007. – 288 с.
6. Николаенко, А.В. Энергетические установки и машины. Двигатели внутреннего сгорания [Текст]: учеб. пособие / А.В. Николаенко, В.С. Шкрабак. – СПб.: Изд-во СПбГАУ, 2005. – 438 с.
7. Проскурин, А.И. Автомобили [Текст]: методические указания по курсовому проектированию / А.И. Проскурин, Г.Д. Оксень. – Пенза: ПГУАС, 2007 – 36 с.
8. Проскурин, А.И. Теория автомобиля. Примеры и задачи [Текст]: учеб. пособие / А.И. Проскурин. – Ростов н/Д: Феникс, 2006. – 201 с.
9. Проскурин, А.И. Теория автомобиля [Текст]: конспект лекций / А.И. Проскурин, Р.Н. Москвин. – Пенза: ПГУАС, 2007. – 96 с.
10. Тураевский, И.С. Теория автомобиля [Текст]: учеб. пособие / И.С. Тураевский. – М.: Высш. шк., 2005. – 240 с.

## Нормативная литература

11. ГОСТ 21624–81. Система технического обслуживания и ремонта автомобильной техники. Требования к эксплуатационной технологичности и ремонтпригодности изделий [Текст]. – М.: Изд-во стандартов, 1982. – 14 с.
12. ГОСТ Р 7.0.5–2008. Библиографическая ссылка. Общие требования и правила составления [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://iramn.ru/author/gost7-05-2008.htm>
13. РД 3112199. Временные нормы эксплуатационного пробега шин автотранспортных средств [Текст]. – М.: ФГУП НИИАТ, 2002. – 24 с.
14. Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта [Текст] / Минавтотранс РСФСР. – М.: Транспорт, 1986. – 73 с.

# ПРИЛОЖЕНИЯ

## Приложение 1

### Коэффициенты обтекаемости и площади лобового сопротивления

№ п/п	Автомобили	$K_B, \text{Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^4$	$F, \text{м}^2$
1	2	3	4
1. Легковые автомобили			
1	ЗАЗ-968	0,30	1,7
2	ЗАЗ-1102	0,23	1,6
3	ВАЗ-2101, 2103, 2106	0,33	1,8
4	ВАЗ-2105	0,34	1,8
5	ВАЗ-2108	0,25	1,9
6	ВАЗ-2121	0,24	2,2
7	«Москвич»-412	0,32	1,8
8	АЗЛК-2141	0,22	1,9
9	ГАЗ-3102	0,23	2,3
10	УАЗ-469	0,38	2,5
11	УАЗ-452	0,8	3,0
3. Автобусы			
1	РАФ-2203	0,27	3,6
2	КАВЗ-685	0,32	5,9
3	ПАЗ-672	0,30	5,3
4	ПАЗ-3202	0,39	5,3
5	ЛАЗ-695Е	0,25	6,3
6	ЛАЗ-695Н	0,38	6,3
7	ЛАЗ-699	0,37	6,3
3. Грузовые автомобили			
1	Иж-2715	0,32	2,1
2	ГАЗ-3305	0,81	4,1
3	ГАЗ-4509	0,68	4,5
4	ЗИЛ-130	0,54	5,1
5	ЗИЛ-4331	0,66	5,2
6	ЗИЛ-4331 + ботовой прицеп	1,00	5,9
7	ЗИЛ-431410	0,53	5,1
8	ЗИЛ-131	0,64	5,4
9	МАЗ-500А (крытый тентом)	0,45	8,5
10	МАЗ-500А	0,64	6,0
11	МАЗ-516 (крытый тентом)	0,49	8,5
12	МАЗ-5336	0,67	8,4

## Окончание прил. 1

1	2	3	4
13	МАЗ-5336 + 8887 (с тентом)	0,79	8,3
14	МАЗ 6422 + 9491	1,04	9,0
15	КамАЗ-5320	0,68	6,0
16	КамАЗ-5511	1,04	6,0
17	КамАЗ-5410 + 9370	0,87	7,9
18	КамАЗ-5410 + 9491	1,04	9,0
19	Урал-375Д	0,71	6,2
20	КрАЗ-256	0,59	6,4
21	КрАЗ-255Б	0,70	7,1
22	КрАЗ-6505	0,98	6,7

Приложение 2

Моменты инерции вращающихся масс автомобиля, кг·м<sup>2</sup>

№ п/п	Марка и модель автомобиля	Двигатель	Ведущие колеса и трансмиссия	Ведомые колеса
<b>1. Легковые автомобили</b>				
1	ЗАЗ-968	0,12	1,40	1,10
2	ЛУАЗ-969А	0,12	3,08	–
3	ВАЗ-2101	0,13	1,42	1,10
4	ВАЗ-2103, 2106	0,13	1,34	1,10
5	ВАЗ-2121	0,13	9,47	–
6	"Москвич"-412,2140	0,16	1,55	1,02
7	ГАЗ-24	0,32	2,52	2,44
8	УАЗ-469	0,37	13,0	–
<b>2. Автобусы</b>				
1	РАФ-2203	0,32	3,80	2,40
2	УАЗ-452В	0,37	13,0	–
3	КАВЗ-685, ПАЗ-672, 3201	0,5252	35,6	21,2
4	ЛАЗ-695Н	1,0101	67,8	33,5
5	ЛАЗ-695Е	1,0101	75,4	36,0
6	ЛАЗ-699Н	1,77	67,8	33,5
<b>3. Грузовые автомобили</b>				
1	Иж-2715	0,16	2,10	2,01
2	УАЗ-451ДМ	0,37	6,50	5,94
3	ГАЗ-53А	0,52	35,6	18,0
4	ГАЗ-66	0,52	66,0	33,5
5	ЗИЛ-130	1,01	49,6	23,3
6	ЗИЛ-131	1,01	154,0	43,9
7	КамАЗ-5320	2,11	98,5	23,3
8	Урал-377	1,77	134,0	67,8
9	Урал-375Д	1,77	202,0	67,8
10	МАЗ-500А	4,46	75,4	43,5
11	МАЗ-514	4,70	152,0	43,5
12	КрАЗ-255Б	4,70	290,0	96,3

### Приложение 3

#### Обобщенный коэффициент собственного веса автобусов

$A$ , м	7	8	9	10	11	12
$K_o$ , кН/м	6,6	7,2	7,7	8,0	8,3	8,5

### Приложение 4

#### Обобщенный коэффициент снаряженного веса грузовых автомобилей

$G_r$ , кН	10	20	30	40	50	80 и более
$K'_o$ , кН/м	1,5	1,2	0,9	0,8	0,7	0,65

### Приложение 5

#### Справочный материал по шинам автомобилей

Пневматическая шина – это упругая оболочка, устанавливаемая на обод колеса и заполняемая воздухом под давлением.

#### Классификация шин по профилю

Тип шины	$H/B$	$A/B$
Обычного профиля	Более 0,89	0,65...0,76
Широкопрофильная	0,6...0,9	0,76...0,89
Низкопрофильная	0,7...0,88	0,69...0,76
Сверхнизкопрофильная	До 0,7	0,69...0,76
Арочная	0,39...0,5	0,9...1,0
Пневмокоток	0,25...0,39	0,9...1,0

В основу классификации шин положены геометрические размеры и конструктивные признаки (см. таблицу). К определяющим геометрическим размерам шины относятся наружный диаметр  $D$ , ширина  $B$ , высота  $H$  профиля, посадочный диаметр  $d_{\text{п}}$  и расстояние между бортовыми закраинами обода  $A$ . В зависимости от ширины профиля шины делят на крупногабаритные ( $B \geq 350$  мм), среднегабаритные ( $B = 200...350$  мм) и малогабаритные ( $B < 260$  мм).

В зависимости от способа герметизации внутренней полости шины при сборке с ободом различают камерные и бескамерные шины.

Бескамерные шины – это шины, в которых воздушная полость образуется крышкой и ободом колеса. Она имеет воздухонепроницаемый слой толщиной 1,5...3 мм, привулканизированный к внутренней стороне крышки.

Широкопрофильными шинами в основном заменяют сдвоенные шины обычного профиля. Арочные шины применяют в условиях бездорожья для повышения проходимости автомобилей. Их протектор имеет грунтозацепы высотой 30...40мм. Бескамерные шины низкого давления (пневмокатки) имеют тонкостенную резинокордную оболочку, радиальная деформация которой может составлять до 25...30 % от высоты профиля.

В обозначениях шин указывают размеры  $D$ ,  $B$ ,  $d_{\text{п}}$ , конструкцию каркаса обозначают буквами  $P$  или  $R$  (для радиальных шин с радиальным кордом). Шины обычного профиля грузовых автомобилей имеют маркировку  $B - d_{\text{п}}$  в миллиметрах (дюймах), например 260 – 508 (9,00–20). Широкопрофильные шины обозначают тремя числами  $D \times B - d_{\text{п}}$  в миллиметрах (1770×670 635), арочные – двумя  $D \times B$  (1300×750), пневмокатки – тремя  $D \times B \times H$  (1000×1000×250).

Безопасная шина ТМГ по внешнему виду и внутреннему строению близка к обычной бескамерной радиальной шине, но имеет широкую беговую дорожку и усиленную надбортную часть.

При выходе воздуха из шины специально выполненные закраины обода опираются через надбортную часть на беговую часть шины, вследствие чего их борта не сходят с полок обода. Боковины, расположенные между ободом и дорожным покрытием, и беговая часть шины служат амортизационной средой и обеспечивают возможность безопасной остановки автомобиля. Чтобы при этом трение резины надбортной части по резине беговой части не было слишком большим, внутри шины на ободу располагают специальные баллончики со смазывающей жидкостью (объемом около 150 см.куб.), которая выдавливается внутрь шины по мере снижения давления. Жидкость не только уменьшает трение и износ соприкасающихся поверхностей, но и герметизирует место прокола. Кроме того, за счет испарения жидкости создается давление около 0,3 кгс/см.кв. Это дополнительно улучшает ездовые качества проколотой шины.

Безопасная шина  $DIP$  по конструкции существенно отличается от известных современных шин. Это бескамерная шина с мощными вогнутыми внутрь цельнорезиновыми боковинами специальной формы, жестким поясом, армированным кордом по окружности, и мощными резиновыми бортами. Шину монтируют на специальный плоский узкий обод. При накачивании воздухом боковины выправляются, а резина их получает предварительное сжатие. Шина приобретает характерную треугольную форму. Упругий эффект обеспечивается на 50 % за счет податливости резины и на 50 % за счет воздуха.

При снижении давления воздуха резиновые боковины опираются на беговую часть покрышки. В этом случае даже при высоких скоростях обеспечиваются сохранность шины, нормальная управляемость и безопасность автомобиля до полной его остановки.

Шина состоит из покрышки, камеры и ободной ленты. Камера представляет собой герметичную торообразную оболочку, снабженную вентилем для накачивания и выпуска воздуха. Ободная лента – эластичное кольцо, предохраняющее истирание камеры об обод и защемление ее бортами обода при монтаже.

Покрышка – это торообразная оболочка, воспринимающая нагрузки со стороны дороги. Она состоит из каркаса, брекера, протектора с рисунком, боковых стенок, боковины и борта.

Каркас состоит из одного или нескольких слоев корда, закрепленных на бортовых кольцах. В качестве материала нитей используют вискозные, полиамидные или полиэфирные волокна, стальную проволоку и др. В зависимости от конструкции каркаса и брекера различают диагональные и радиальные шины. В диагональных шинах угол наклона нитей – 45...60 град, в радиальных – близок к нулю.

Обозначение диагональных шин легковых автомобилей:  $B - d_p$ . При  $H/B > 0,82$  размеры указывают только в дюймах (например, 9.00–15), а при  $H/B \leq 0,82$  – смешанное обозначение (например, 155–13).

Обозначение радиальных шин легковых автомобилей:  $B/70 \times R d_p$ , где  $B$  – в миллиметрах,  $d_p$  – в дюймах, а 70 – номер серии. Вместо знака « $\times$ » может быть введен индекс скорости (буквенное обозначение максимальной скорости движения):  $P$  – при 150 км/ч,  $Q$  – 160 км/ч,  $R$  – 170 км/ч. Например, 185/70 PR14 или 185/60 QR13.

Кроме того, на боковине шины указывают предприятие-изготовитель, страну, номер модели.

**Временные нормы эксплуатационного пробега шин  
автотранспортных средств**

РД 3112199-1085-02

(с изм., внесенными распоряжением Минтранса РФ  
от 05.01.2004 N АК-1-р,  
информационным письмом Минтранса РФ от 07.12.2006  
N 0132-05/394) без ограничения срока действия

В настоящем Руководящем документе приведены нормативно-технические материалы, устанавливающие нормы эксплуатационного пробега шин, предназначенных для использования на легковых, грузовых автомобилях, автобусах и троллейбусах, прицепах и полуприцепах (категорий М1, М2, М3, N1, N2, N3, O1, O2 и O3).

Документ предназначен для работников автотранспортных предприятий и других организаций, эксплуатирующих автотранспортные средства на территории Российской Федерации, в целях планирования потребности в шинах, проведения финансовых расчетов, определения уровня тарифов и обеспечения расчетов по налогообложению предприятий.

"Временные нормы эксплуатационного пробега шин автотранспортных средств" разработаны в Научном центре "Технический уровень и безопасность транспортных средств" Федерального государственного унитарного предприятия "Государственный научно-исследовательский институт автомобильного транспорта".

## 1. Введение

Нормы эксплуатационного пробега шин автотранспортных средств предназначены для планирования потребности транспортных предприятий в шинах, осуществления режима экономии и рационального использования материальных ресурсов, определения уровня тарифов и обеспечения расчетов по налогообложению предприятий.

Нормы эксплуатационного пробега шин разработаны с учетом статистического анализа фактических данных о средних пробегах и основных причинах выхода из строя около 420 тыс. шин, снятых с эксплуатации на автотранспортных предприятиях Российской Федерации.

## 2. Область применения

Настоящие нормы эксплуатационного пробега шин автотранспортных средств установлены для шин, предназначенных для использования на легковых, грузовых автомобилях, автобусах и троллейбусах, прицепах и полуприцепах (категорий М1, М2, М3, N1, N2, N3, O1, O2, O3 и O4) (прил. 1), которые не подвергались восстановительному ремонту и были сняты с эксплуатации по следующим причинам:

- износ рисунка протектора (при условии пригодности шины к восстановительному ремонту);
- разрушения производственного или эксплуатационного характера, исключающие возможность проведения восстановительного ремонта.

Нормы обязательны для использования организациями и индивидуальными предпринимателями независимо от организационно-правовой формы.

## 3. Расчет норм эксплуатационного пробега шин автотранспортных средств

3.1. Нормы эксплуатационного пробега шин автотранспортных средств устанавливаются на основе среднестатистического пробега шин, снятых с эксплуатации.

3.2. Среднестатистические пробеги шин легковых автомобилей (категории М1), грузовых автомобилей (категорий N1, N2 и N3), а также автобусов и троллейбусов (категорий М2, М3) представлены в табл. I–III.

Нормы эксплуатационного пробега шин устанавливаются для каждого типоразмера и модели шины, а также каждой модификации эксплуатируемых автомобилей и соответствуют определенным условиям работы автомобильного транспорта.

Для автомобильных шин, эксплуатирующихся на прицепах и полуприцепах, нормы эксплуатационного пробега устанавливаются как для автомобилей-тягачей.

3.3. Учет дорожно-транспортных и других эксплуатационных факторов производится с помощью ряда поправочных коэффициентов к величине среднестатистического пробега шин.

Поправочные коэффициенты в зависимости от категории условий эксплуатации и характера работы автотранспортных средств представлены в табл. IV и V.

Категория условий эксплуатации автотранспортных средств представлена в табл. VI.

Продолжение прил. 6

Норма эксплуатационного пробега шины ( $H_i$ ) получается умножением среднестатистического пробега шины на поправочные коэффициенты:

$$H_i = H \times K1 \times K2,$$

где  $H$  – среднестатистический пробег шины, тыс. км;

$K1$  – поправочный коэффициент, учитывающий категорию условий эксплуатации автотранспортного средства (см. табл. IV);

$K2$  – поправочный коэффициент, учитывающий условия работы автотранспортного средства (см. табл. V).

При этом норма эксплуатационного пробега шины не должна быть ниже 25 % от среднестатистического пробега шины.

3.4. Для новых моделей шин и новых марок автомобилей, для которых не установлены нормы эксплуатационного пробега шин, руководитель предприятия вправе ввести в действие приказом по предприятию временную норму на основании средних пробегов списанных шин, согласованную с ФГУП НИИАТ. При этом срок действия временных норм не должен превышать 2 года. В течение этого периода проводится проверка соответствия установленного значения нормы среднестатистическому пробегу шины данного типоразмера и модели для конкретного автотранспортного средства и уточнение значения нормы.

Апробация временных норм эксплуатационного пробега шин выполняется ФГУП НИИАТ с привлечением автотранспортных предприятий. После уточнения временных норм эксплуатационного пробега шин они утверждаются в Министерстве транспорта Российской Федерации и приобретают статус постоянно действующих норм.

Т а б л и ц а I

Среднестатистический пробег шин легковых автомобилей  
(категория М1)

№ п/п	Базовая модель автомобиля	Обозначение (типоразмер) шины	Модель шины	Среднестатистический пробег шины, тыс. км
1	2	3	4	5
Автомобили отечественного производства и стран – членов СНГ				
1	ВАЗ-1111 «Ока» и модификации	135/80R12	БИ-308	35

Продолжение прил. 6  
Продолжение табл. I

2	ВАЗ-2101, -2102, -2103, -2104, 2105, -2106, -2107, -2108, -2109 и модификации	155-13/6,15-13	И-151	40
		165-13/6,45-13	АИ-168У, М-145, С-110, Вл-20, VS-2	40
		165/70R13	Бл-85, ВС-11, ВС-2, Бц-19, Я-508, КАМА-205, КАМА-503, МР-8	45
		165/80R13	МИ-16-1, МИ-16, Я-370, Я-515	45
		175/70R13	Бл-85, ВС-4, ВС-11, ВС-20, 10В, VS-12, М-202, М-204, Я-380, Я-458, Я-545, Я-552, И-391 БИ-391, ВЛИ-391	45
			М-232, О-78 Я-400, 15В, SPT-4	40
		185/65R13	БЦ-13, БЦ-16, К-161, К-177	45
3	ВАЗ-2121 "Нива" и модификации	175-16/6,95-16	Вл-21, ВЛИ-5	45
		175/80R16	Я-457	45
			ВЛИ-10	40
		185/75R16	К-156	45
			VS-17, Вл-53	40
4	ГАЗ-24 и модификации	7,35-14	ИД-195, АИД-23, ВЛ-14, ВЛ-20	40
5	ГАЗ-3102, 31013, -31029, 3105, -33029, -24 и модификации	205/70R14	ИД-220, ОИ-297, ИЛ-259, VS-1, КАМА-Арт, КС-2, БЦИД-220, БЦ-1, И-371, И-503, НР-60, ЛМ-2, Бел-59, Я-426, Я-440, Я-436	50
			М-227, М-217	45
6	ГАЗ-3110 и модификации	195/65R15	Л-8, КАМА Nicola, КАМА Grant, Я-437, Я-456, И-501	50
7	ГАЗ-14 "Чайка"	9,35-15	ИЛ-126, ИЛ-137	24
8	ЗАЗ-968, -1102 и модификации	155/70R13	Бц-11, БЛ-85, БЛ-85-1	45
		6,15-13	И-151	40

Продолжение прил. 6  
Продолжение табл. I

9	ИЖ-2125,2126,2715, Москвич- 408,412,423, 424,427,2136,2140 и модификации	6,45-13	М-145, Вл-20, БЦС-1, С-110	40
		165/70R13	Я-370	40
		165/80R13	МИ-16, М-190, Я-370	45
			Вл-14, АИ-168У	40
		175/70R13	ИН-251, 10В, ВЛИ-391, И-391, БИ-391, Я-402	45
		Я-400, С-129, SPT-4	40	
10	Москвич-2141 и модификации	65/80R14	МИ-180	45
		185/65R14	БЦ-5, И-394, БИ-394, М-239,26В, К-187, Я-438,Я-460,Я-523, Я-540, VS-18	50
Автомобили зарубежного производства				
1	BMW различных модификаций	185/65R15, 195/65R15, 205/60R14	шины зарубежного производства	50
2	Chevrolet различных модификаций	195/70R14, 185/70R14, 235/55R15	шины зарубежного производства	50
3	Daewoo различных модификаций	175/70R13, 185/65R14	шины зарубежного производства	45
4	Ford различных мо- дификаций	175/70R13, 185/65R13, 185/65R14, 185/70R14, 185/75R14, 195/70R14	шины зарубежного производства	55
5	Hyundai различных модификаций	195/70R14, 195/75R14, 205/60R15	шины зарубежного производства	40
6	Honda различных модификаций	185/70R14, 205/65R14, 185/65R15, 195/60R15, 185/65R15, 205/65R15	шины зарубежного производства	50
7	Kia различных модификаций	165/70R13, 175/70R13, 195/75R14	шины зарубежного производства	45
8	Mercedes Benz различных модификаций	185/70R14, 195/65R14, 195/75R14, 195/65R15, 205/60R15, 205/65R15	шины зарубежного производства	50

Продолжение прил. 6  
Окончание табл. I

9	Opel различных модификаций	185/70R14, 195/70R14, 225/70R15, 225/75R16, 235/75R16	шины зарубежного производства	60
10	SAAB различных модификаций	185/65R15, 195/60R15, 205/65R15	шины зарубежного производства	40
11	Renault различных модификаций	175/70R13, 195/65R14	шины зарубежного производства	55
12	Toyota различных модификаций	165/70R13, 175/70R13, 195/70R14, 185/80R14	шины зарубежного производства	50
13	Volkswagen различных модификаций	165/70R13, 175/70R13, 185/65R14, 185/70R14, 205/70R14	шины зарубежного производства	55
14	Volvo различных модификаций	185/60R15, 185/65R15, 185/70R15, 195/70R15, 205/65R15	шины зарубежного производства	50

Т а б л и ц а II  
Среднестатистический пробег шин грузовых автомобилей  
(категории N1, N2, N3)

№ п/п	Базовая модель автомобиля	Обозначение (типоразмер) шины	Модель шины	Среднестатистический пробег шины, тыс.км
1	2	3	4	5
Грузовые автомобили отечественного производства и стран – членов СНГ				
Грузовые автомобили полной массой до 3,5 т включительно (категория N1)				
1	Автомобили семейства ГАЗ-3302 "Газель", в т.ч. специальные и специализированные на базе шасси и модификации	175R16C	К-135, Я-462 И-512, ВЛИ-10М, Бр-102, ВИ-14	75
		175/80R16C	Я-447, ДП-10	75

Продолжение прил. 6  
Продолжение табл. II

1	2	3	4	5
2	Автомобили семейства ГАЗ-2217 «Соболь» и модификации	185/75R16C	К-156, К-170, К-182, М-219	70
		215/65R16	К-181	60
		225/60R16	М-250, К-174	60
3	ИЖ-2715-01, 27151-01, 27156-01, Москвич-2335, -233522 и модификации	175/80R13	Я-379	50
4	Псковавто-2214, 2931 "Фермер"	8,40-15	Я-245, Я-192	55
5	Псковавто-2943 "Фермер"	175R16C	К-135, Я-462 И-512, ВЛИ-10М, БР-102, ВИ-14	75
6	РАФ-33111, -3311 и модификации	185/82R15C	Я-288	60
		185/80R15C	М-243	55
7.	УАЗ-3741, 37419, 3962, 39629, 3909, 39099, 2206, 22069, 3303, 33039, 2746, 33036, 39094, 39095, 3153, 31539, 3159	225R16C	К-151	65
		215/90R15	Я-245-1, ЯИ-357А	65
		225/75R16	К-153, Я-435А	
		8,40-15	Я-245, Я-192	65
Грузовые автомобили полной массой свыше 3,5 т до 12,0 т включительно (категория N2)				
1	ГАЗ-52, в т.ч.специальные и специализированные на базе их шасси и модификации	7,50R20	В-196, ИЯ-196	90
		7,50-20	ИЯ-112А	80
			МИ-173, МИ-173-1	80
			Я-151	75
2	ГАЗ-53А, ГАЗ-3307, 3309, в т.ч.специальные и специализированные на базе их шасси и модификации	8,25-20	ИК-6АМ, ИК-6АМ-1, ИК-6АМО	75
		8,25R20	К-55А, КИ-55А	70
			КИ-63	80
			К-84	85
			У-2	75

Продолжение прил. 6  
Продолжение табл. II

1	2	3	4	5
3	ГАЗ-66, в т.ч.специальные и специализированные на базе их шасси и модификации	12,00R18	К-70	50
		12,00-18	КИ-115	65
4	ЗИЛ-130, 431410, 433100, в т.ч. специальные и специализированные на базе их шасси и модификации	9,00-20	ВИ-244, ВИ-244-1	75
			И-252Б	70
		9,00R20	ИН-142БМ, ИН-142Б-1	75
			О-40-БМ-1	75
			М-184	75
			БЦИ-342	80
			БИ-366	80
5	ЗИЛ-5301 "Бычок", в т.ч.специальные и специализированные на базе их шасси и модификации	225/75R16С	М-253	45
		12,00R20	Я-439, ДП-20, Я-462	50
6.	ЗИЛ-131, -4334, в т.ч. специальные и специализированные на базе их шасси и модификации	12,00-20	КИ-113	75
			М-93	70
Грузовые автомобили полной массой свыше 12 т (категория N3)				
1	ЗИЛ-133, в т.ч. специальные и специализированные на базе их шасси и модификации	9,00R20	О-40БМ-1	70
			И-Н142Б, И-Н142Б-1	70
			О-43	70
		9,00-20	ВИ-244, ВИ-244-1	70
2	КамАЗ-5320, 53212-5, -54112 в т.ч. специальные и специализированные на базе их шасси и модификации	9,00R20	ИН-142БМ, ИН-142Б-1	80
			О-40-БМ-1	80
			М-184	80
			БЦИ-342	80
			БИ-366	80

Продолжение прил. 6  
Продолжение табл. II

1	2	3	4	5
3	КамАЗ-5315 и модификации	11,00R20	И-111А	85
4	КамАЗ-55102, - 5511 и модифика- ции (самосвалы)	9,00R20	ИН-142БМ, ИН-142Б-1	80
			О-40-БМ-1	80
			БЦИ-342	80
5	КамАЗ-55111, 55118 (самосвалы)	10,00R20	И-281	85
6	КамАЗ-5410, -54112 (седельные тягачи)	9,00R20	И-Н142Б, И-Н142Б-1	80
			О-40БМ-1	80
			М-184	80
			БЦИ-342	75
			О-43	75
7	КамАЗ-43101, -43105, -43106, в т.ч. специальные и специализиро- ванные на базе их шасси и модифи- кации	1220x400-533	И-П184	60
8	КрАЗ-250 (автомо- бильные шасси для установки специ- альных надстроек, оборудования и кузовов)	11,00R20	И-68А	80
		12,00R20	ИД-304	80
9	КрАЗ-6444, 258Б1, 5444 (седельные тягачи)	11,00R00	И-68А	70
		12,00R20	И-109Б	90
			ИД-304	80
			ВИ-243	80
10	КрАЗ-65032, -6510, 256Б-1 (самосвалы)	12,00R20	И-109Б	85
			ИД-304	80
		12,00-20	ВИ-243, ВИ- 243-1	80
11	КрАЗ-643701 (лесовоз)	12,00-20	ВИ-243	80
12	КрАЗ-260, , в т.ч. специальные и специализирован- ные на базе их шасси и модифи- кации	1300x530-533	ВИ-3, ВИД-201	85

Продолжение прил. 6  
Продолжение табл. II

1	2	3	4	5
13	МАЗ-5337, -53373 (автомобильные шасси для ком- плектации специа- лизированных ку- зовов и установок), МАЗ-53371	11,00R20	И-111АМ	100
		12,00R20	И-68А	80
			И-109Б	90
			БЦИ-150А	90
			ИД-304	80
			И-332	75
			БИ-368	85
		12,00-20	ИЯВ-12Б	80
ВИ-243-1 ВИ-243 А, Б, М	80			
14	МАЗ-5433, -54331, 54323, -54328, 54329, -54326, 54327, 543268-020, 64221, -64229, 64224 (седельные тягачи)	1,00R20	И-111АМ	90
		12,00R20	И-68А	75
			И-109Б	85
			БЦИ-150А	85
			ИД-304	75
			И-332	70
			БИ-368	80
		15	МАЗ-5549, -5551, 55516, -55513, 55514, -55525516, 551603-023, 55165 (самосвалы)	12,00-20
12,00R20	ВИ-243			80
	И-109Б			85
	ИД-304			85
11,00R20	И-68А	75		
16	Урал-4320, 4320-10, 4320- 0611, 5323-20, в т.ч. специальные и специализирован- ные на базе их шасси и модифи- кации	14,00-20	ОИ-25	65
17	Урал-4320-0911, 43206, -6361-01	1200x500-508	ИД-П284	60
18.	Урал-4420-01, 44202-10, 63614-01 (седельные тягочи)	1100x400-533	О-47А	50
		1200x500-508	ИД-П284	55
19	Урал-5960-10, 5960-10-04, 5960- 10-02, 6902-10 (лесовозы)	1200x500-508	ИД-П284	55
20	Урал-5557-10/31, 55571-30, 63615-01 (самосвалы)	1200x500-508	ИД-П284	55

Продолжение прил. 6  
Окончание табл. II

1	2	3	4	5	
21	Урал-IVECO-63291, 632920 (седельные тягочи)	12,00R20	О-75	80	
Грузовые автомобили зарубежного производства					
Грузовые автомобили полной массой до 3,5 т включительно (категория N1)					
1	Mercedes-Benz 208 D"Спринтер"	195R15	шины зарубежного производства	60	
2	Mercedes-Benz 308 D"Спринтер"	225R15	шины зарубежного производства	60	
3	Ford Tranzit	185R14	шины зарубежного производства	70	
			Я-538	60	
Грузовые автомобили полной массой свыше 12 т (категория N3)					
1	Автомобили Tatra, LIAZ, Magirus	12,00-20	ВИ-243	80	
		11,00R20	И-111А, М	95	
		12,00R20 11,00R20	фирмы "Matador"	90	
			"Barum"	95	
			"Taurus"	110	
			"Bridgstone"	130	
			"Pirelli"	130	
			"Firestone"	140	
			"Semperit"	140	
			"Hankook"	150	
			"Continental"	150	
			"Mishelin"	170	
2	Седельные тягачи Volvo, LIAZ, Mercedes-Benz, Iveco, Scania, Tatra, Renault и полуприцепы	11,00R20, 12,00R20, 295/80R22,5, 315/80R22,5, 365/80R22,5, 385/65R22,5	фирмы "Matador"	90	
			"Barum"	100	
			"Taurus"	120	
			"Bridgstone"	140	
			"Pirelli"	140	
			"Firestone"	150	
			"Semperit"	150	
			"Hankook"	160	
			"Continental"	160	
			"Mishelin"	180	
			11,00-20	И-111А, М	90
				И-303	100

## Продолжение прил. 6

Таблица III

Среднестатистический пробег шин автобусов и троллейбусов  
(категории М2 и М3)

№ п/п	Базовая модель автомобиля	Обозначение (типоразмер) шины	Модель шины	Среднестатистический пробег шины, тыс.км
1	2	3	4	5
1	АКА 5225 "Россиянин", АКА 6226 "Россиянин"	275/70R22,5	КАМА-2001	65
2	"Волжанин" 5256 "Волжанин" 5270	11/70R22,5	И-305, И-334	60
		295/80R22,5	Я-454	65
3	Автобусы семейства ГАЗ-221400, -3302, 3221, -2705, -3232 "Газель" и модификации	175R16C	К-135, Я-462, И-512, ВЛИ-10М, Бр-102, ВИ-14	60
		175/80R16C	Я-447, ДП-10	60
4	Автобусы семейства ГАЗ-2217 "Соболь" и модификации	225/60R16	М-250, К-174	60
		215/65R16	К-181	60
		185/75R16	К-156, К-170, К-182, М-219	55
5	ЗИЛ-3250, -3251 "Бычок" и модификации	225/75R16C	М-253, Я-462, ДП-20, БЦ-26, И-359	55
6	КАВЗ-3976, -39765, 3276, -3275 и модификации	8,25R20	К-55А, КИ-55А	80
			Вл-25, И397	80
			КИ-63	80
			К-84, КИ-111	95
			У-2	70
		8,25-20	ИК-6АМ, ИК-6АМ-1, ИК-6АМО	80
7	КАВЗ-3244	225/75R16C	М-253, Я-439	60
8	ЛАЗ-695, -699 и модификации	10,00-20	ИВЛ-1А, ИВЛ-1АБ	80
			ОИ-73А, Б	80
		10,00R20	И-А185, И-А185М, БЦИ-185	75
			Бел-25	80

Продолжение прил. 6  
Продолжение табл. III

1	2	3	4	5
9	ЛАЗ-4202	10,00R20	ОИ-73А, Б	75
			И-А185, И-А185М, БЦИ-185	75
			Бел-25	75
10	ЛАЗ-52523	10,00R20	ОИ-73А, Б	70
			И-185, И-А185М, БЦИ-185	70
			Бел-25	70
11	ЛиАЗ-677 и модификации	10,00R20	ОИ-73А, Б	80
			И-309	80
			ИА-265-1	70
			ИА-268	80
			Бел-25	75
			И-185А, И-А185М, БЦИ-185	70
12	ЛиАЗ-5256 и модификации	11/70R22,5	И-305	60
			И-334	60
13	МАЗ-101, -103, -104	11/70R22,5	И-305, И-334	60
		11R22,5	Я-467, VS-9	65
14	МАРЗ-52661, -42191, 4219	11/70R22,5	И-305, И-334	60
15	ПАЗ-3205, -3206 и модификации	7,50-20	ИЯ-112А	80
		8,25-20	ИК-6АМ, ИК-6АМ-1, ИК6АМО	80
		8,25R20	К-55А, КИ-55А	80
			КИ-63	80
			К-84	95
			Вл-25, И-397	80
			КИ-111	100
У-2	70			
16	ПАЗ-42231, -52691	295/80R22,5	Я-454	85
17	Псковавто-22.14	175R16С	К-135, Я-462, И-512, ВЛИ-10М, Бр-102, ВИ-14	60
18	Псковавто АПВУ	8,40-15	Бел-11	50
19	РАФ-2203-01 и модификации, РАФ-22038-02	185/80R15С	И-243, О-95	45
		185/82R15С	Я-288	50

Продолжение прил. 6  
Продолжение табл. III

1	2	3	4	5
20	САРЗ-3280, СЕМАР-3235	8,25R20	К-55ЯА, КИ-55А	80
			КИ-63	80
			К-84	95
			Вл-25, И-397	80
			КИ-111	100
			У-2	70
21		8,40-15С	Я-245	50
		215/90-15С	Я-245-1	50
22	УАЗ-2206, -22069	8,40-15С	Я-245, Я-192	50
23	ЯАЗ-5267	11/70R22,5	И-305	60
			И-334	60
24		12,00-20	ВИ-243М, ВИ-243А, Б	55
			К-129, М-28	65
			ИЯ-241	65
		12,00R20	ИД-109Б, О-75	65
			VS-15	75
			И-332, И-368, БИ-368	80
			ИД-304	80
			И-150А, БЦИ-150А	80
Автобусы зарубежного производства				
1	Volvo-B 10MA "Safle" Volvo-B 12 Carrus star 602	295/80-22,5	шины зарубежного производства	95
	Volvo-B7RF Avtomontaza		шины зарубежного производства	
2	Ikarus-260, -280 и модификации	11,00-20	В-195	70
			фирма "Taurus"	80
			фирма "Barum"	70
		11,00R20	И-111А, М	75
			И-68А, М-206	75
			И-303	80
			VS-7	70
			В-212	70
			фирма "Barum"	75
			фирма "Taurus"	75
			фирма "Matador"	75
		10,00R20	И-185А, И-А185М, БЦИ-185	75

Продолжение прил. 6  
Продолжение табл. III

1	2	3	4	5
3	Ikarus-350.00, 365.10	10,00R20	И-185А, И-А185М, БЦИ-185	80
4	Ikarus-415.08	10,00R20	И-185А, И-А185М, БЦИ-185	75
		12R22,5	фирма "Matador"	90
			фирма "Taurus"	75
5	Ikarus-250, -256 и модификации	11,00R20	И-303	80
		10,00R20	И-111А, М	80
			фирма "Matador"	75
6		11,00R20	И-303	80
			И-111А, М	80
			фирма "Matador"	75
		10,00R20	В-185А, И-А185М, БЦИ-185	80
			И-321	65
			ИА-265-1	75
			фирма "Вагум"	80
			фирма "Taurus"	80
7	Ford Transit	185R14C	шины зарубежного производства	60
		195R14C	шины зарубежного производства	60
		205/70R14C	шины зарубежного производства	55
		225/70R15C	шины зарубежного производства	65
8	Hyundai H 100	185R14	шины зарубежного производства	50
9	Karosa C834, C835, B831, B832	10,00R20	фирма "Вагум"	75
10	Karosa B 931E	10,00R20	фирма "Вагум"	80
		275/70R22,5	фирма "Вагум"	85
11	MAN-192	11R22,5	И-336, И-346	70
12	MAN SL 232/222	11,00R20	шины зарубежного производства	85
13	Mercedes Benz O 325 O 345, O 345 G	11R22,5	шины зарубежного производства	95
14	Mercedes Benz O 330	12R22,5	шины зарубежного производства	95

Продолжение прил. 6  
Окончание табл. III

1	2	3	4	5
15	Mersedes Benz O 303 "Витязь", "Стайер"	295/80R22,5	шины зарубежного производства	100
16	Mitsubishi L-30	6,00-14C	шины зарубежного производства	55
		185R14C	шины зарубежного производства	60
17.	Nissan Urvan	6,00-14C	шины зарубежного производства	55
18.	Scania city bus	11,00R20	шины зарубежного производства	85
19.	TAM 260 A 119T	10,00R20	шины зарубежного производства	100
20.	TAM 161 A85T	8,25RR20	шины зарубежного производства	90
21.	Volkswagen Caravella	195/70R15C	шины зарубежного производства	60
		205/65R15C	шины зарубежного производства	50
		205/60R15	шины зарубежного производства	55

Т а б л и ц а I V

Поправочные коэффициенты (K1) в зависимости  
от категории условий эксплуатации автотранспортных средств

№ п/п	Категория условий эксплуатации	K1
1	I	1,0
2	II	1,0
3	III	0,95
4	IV	0,90
5	V	0,90

Продолжение прил. 6

Таблица V

Поправочные коэффициенты (K2) в зависимости от условий работы автотранспортных средств

№ п/п	Условия работы автотранспортных средств	K2 <*>
1	Постоянная работа в каменных карьерах	0,85
2	Постоянная работа на разработках угля и руды при добыче открытым способом, а также вывозе металлолома и стеклобоя	0,85
3	Постоянная работа на загрузке из бункеров или экскаватором, а также на лесоразработках, на стройках, на строительстве и ремонте дорог	0,85
4	Работа на вывозке нефтепродуктов и химикатов в условиях разрушающих автомобильные шины	0,85
5	Постоянная работа с прицепами, полуприцепами	0,90
6	Постоянная работа автобусов в условиях международных и междугородних перевозок	0,90
7	Работа скорой и неотложной медицинской помощи	0,90
8	Работа в условиях частых технологических остановок, связанных с погрузкой и выгрузкой, посадкой и высадкой пассажиров	0,95
9	Почасовая работа при обслуживании предприятий	1,10

<\*> Для других условий работы автотранспортных средств K2 = 1.

Таблица VI

Классификация условий эксплуатации

Категория условий эксплуатации	За пределами пригородной зоны (более 50 км от границы города)	В малых городах (до 100 тыс. жителей) и пригородной зоне	В больших городах (более 100 тыс. жителей)	Народнохозяйственное и административное значение автомобильной дороги
1	2	3	4	5
I	Д1 – P1, P2, P3	–	–	Ia – магистральные автомобильные дороги общегосударственного значения, в том числе для международного сообщения
II	Д1 – P4, Д2 – P1, P2, P3, P4, Д3 – P1, P2, P3	Д1 – P1, P2, P3, P4, Д2 – P1	–	Автомобильные дороги общегосударственного(не отнесенные к категории Ia, Ib), республиканского, областного (краевого) значения

Продолжение прил. 6  
Окончание таблица VI

1	2	3	4	5
III	Д1 – P5 Д2 – P5 Д3 – P4,P5 Д4 – P1,P2 P3, P4, P5	Д1 – P5 Д2 – P2, P3, P4, P5 Д3 – P1, P2, P3, P4, P5 Д4 – P1, P2, P3, P4, P5	Д1 – P1, P2, P3, P4, P5 Д2 – P1, P2, P3, P4 Д3 – P1, P2, P3 Д4 – P1	Автомобильные дороги общего-государственного, республиканского,(краевого) (не отнесенные к категории Ia и II) дороги местного значения
IV	Д5 – P1, P2, P3, P4, P5	Д5 – P1, P2, P3, P4, P5	Д2 – P5 Д3 – P4, P5 Д4 – P1, P2, P3, P4, P5 Д5 – P1, P2, P3, P4, P5	Автомобильные дороги),республиканского, областного(краевого) и местного значения(не отнесенные к категории Ib, II, III)
V	Д6 – P1, P2, P3, P4, P5			Автомобильные дороги местного значения (кроме отнесенных к категориям III, IV)

Дорожные покрытия:

Д1 – цементобетон, асфальтобетон, брусчатка, мозаика;

Д2 – битумоминеральные смеси (щебень или гравий, обработанные битумом);

Д3 – щебень (гравий) без обработки, дегтебетон;

Д4 – булыжник, колотый камень, грунт и малопрочный камень, обработанные вяжущими материалами, зимники;

Д5 – грунт, укрепленный или улучшенный местными материалами; лежневое и бревенчатое покрытия;

Д6 – естественные грунтовые дороги; временные внутрикарьерные и отвальные дороги; подъездные пути, не имеющие твердого покрытия.

Тип рельефа местности (определяется высотой над уровнем моря):

P1 – равнинный (до 200 м);

P2 – слабохолмистый (свыше 200 до 300 м);

P3 – холмистый (свыше 300 до 1000 м);

P4 – гористый (свыше 1000 м до 2000 м);

P5 – горный (свыше 2000 м).

**Классификация автотранспортных средств**

Автотранспортные средства (АТС) разделяются на пассажирские, грузовые и специальные.

К пассажирским автотранспортным средствам относятся легковые автомобили и автобусы, к грузовым – грузовые автомобили, прицепы и полуприцепы, в т.ч. специализированные; к специальным относятся автотранспортные средства, предназначенные для выполнения различных, преимущественно нетранспортных, работ. Автотранспортные средства подразделяются на категории, приведенные в таблице.

Категория АТС	Разрешенная максимальная масса, т	Характеристика АТС
М1	Не регламентируется	Предназначенные для перевозки пассажиров и имеющие не более 8 мест для сидения, кроме места водителя(легковые автомобили)
М2 М3	До 5,0 Свыше 5,0	Те же, имеющие более 8 мест для сидения , кроме места водителя (автобусы, для М2, в т.ч. сочлененные)
Н1, Н2, Н3	До 3,5 Свыше 3,5 до 12,0 Свыше 12,0	Предназначенные для перевозки грузов (грузовые автомобили)
О1	До 0,75	Прицепы
О2	Свыше 0,75 до 3,5	Прицепы и полуприцепы
О3 О4	От 3,5 до 10 Свыше 10,0	Прицепы и полуприцепы

Приложение 7

Коэффициент сопротивления качению

Тип дороги	$f$ при $V = 14$ км/ч	$f$ (среднее значение)
Асфальтобетонное или цементобетонное покрытие: в отличном состоянии	0,014	0,014...0,018
	0,018	0,018...0,02
Булыжная мостовая	0,02	0,023...0,03
Гравийное покрытие	0,02	0,02...0,025
Грунтовая дорога: сухая укатанная	–	0,025...0,035
	–	0,05...0,15
Песчаная дорога: сухая укатанная	–	0,1...0,3
	–	0,06...0,15
Снежная укатанная дорога	–	0,07...0,1

Приложение 8

Варианты заданий

Номер варианта согласно списка по журналу	Модель автомобиля	Тип дорожного покрытия
1	2	3
1	ЗАЗ-968М	Асфальтобетонное покрытие в отличном состоянии
2	ЗАЗ-1102	Цементобетонное покрытие в отличном состоянии
3	ВАЗ-2101, 2103, 2106	Асфальтобетонное покрытие в удовлетворительном состоянии
4	ВАЗ-2108	Сухая укатанная грунтовая дорога
5	АЗЛК-2141	Булыжная мостовая
6	ВАЗ-2105	Гравийное покрытие
7	ГАЗ-3102	Сухая укатанная грунтовая дорога
8	УАЗ-469	Грунтовая дорога после дождя
9	УАЗ-452	Сухая укатанная песчаная дорога
10	«Москвич»-412	Цементобетонное покрытие в отличном состоянии
11	ПАЗ-672	Снежная укатанная дорога

## Окончание прил. 8

1	2	3
12	ГАЗ-3307	Гравийное покрытие
13	МАЗ-5336	Грунтовая дорога после дождя
14	ЗИЛ-131	Бульжная мостовая
15	МАЗ-500	Сухая укатанная грунтовая дорога
16	УРАЛ-375	Снежная укатанная дорога
17	КамАЗ-5320	Песчаная дорога после дождя
18	Иж-2715	Асфальтобетонное покрытие в удовлетворительном состоянии
19	ЗИЛ-431410	Цементобетонное покрытие в удовлетворительном состоянии
20	ГАЗ-3305	Песчаная дорога после дождя
21	ЗИЛ-4331	Гравийное покрытие
22	ЛАЗ-695Н	Асфальтобетонное покрытие в удовлетворительном состоянии
23	КАВЗ-685	Гравийное покрытие
24	ПАЗ-3202	Сухая укатанная грунтовая дорога
25	РАФ-2203	Песчаная дорога после дождя
26	ЛАЗ-699	Цементобетонное покрытие в отличном состоянии
27	КрАЗ-255Б	Грунтовая дорога после дождя
28	КамАЗ-5410	Грунтовая дорога после дождя
29	МАЗ-6422	Снежная укатанная дорога
30	КамАЗ-5511	Песчаная дорога после дождя
31	КрАЗ-256	Гравийное покрытие

Приложение 9

Образец оформления курсовой работы

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ

*Пензенский государственный университет  
архитектуры и строительства*

Автомобильно-дорожный институт  
*Кафедра «Эксплуатация автомобильного транспорта»*

**Курсовая работа**  
**по дисциплине:**  
**«Техника транспорта, обслуживание и ремонт»**  
**для направления подготовки бакалавров**  
**«Технология транспортных процессов»**  
**на тему**

«Расчет конструктивных и тягово-экономических параметров автомобиля модели ВАЗ-2121, эксплуатирующегося в условиях дорог с асфальто-бетонным покрытием в отличном состоянии, с разработкой технологии операции по проверке и регулировке зазоров между торцами стержней клапанов и носками коромысел»

Выполнил: ст. гр. *ТПП-21*  
\_\_\_\_\_ *М.С. Иванов*

Работа защищена с оценкой  
\_\_\_\_\_

Проверил: \_\_\_\_\_  
*А.М. Белоковильский*

Дата защиты: \_\_\_\_\_

Пенза – 2014 г.

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ

*Пензенский государственный университет  
архитектуры и строительства*

Автомобильно-дорожный институт  
*Кафедра «Эксплуатация автомобильного транспорта»*

## **Задание**

на курсовую работу

**по дисциплине:**

**«Техника транспорта, обслуживание и ремонт»**

**для направления подготовки бакалавров:**

**«Технология транспортных процессов»**

Тема: «Расчет конструктивных и тягово-экономических параметров автомобиля модели ВАЗ-2121, эксплуатирующегося в условиях дорог с асфальтобетонным покрытием в отличном состоянии, с разработкой технологии операции по проверке и регулировке зазоров между торцами стержней клапанов и носками коромысел»

Выдал: доцент \_\_\_\_\_  
*А.М. Белоковильский*

Получил: студент гр. ТТП-21  
\_\_\_\_\_ *М.С. Иванов*

Дата выдачи: \_\_\_\_\_

Пенза – 2014 г.

### Содержание работы

1. Расчет конструктивных и тягово-экономических параметров автомобиля
- 1.1. Определение полного веса автомобиля
- 1.2. Определение размера шин
- 1.3. Расчет требуемой мощности автомобильного двигателя
- 1.4. Расчет и построение внешней скоростной характеристики двигателя
- 1.5. Расчет скоростей движения автомобилей на прямой передаче
- 1.6. Расчет и построение экономической характеристики автомобиля
- 1.7. Расчет и построение мощностного баланса автомобиля
2. Разработка технологического процесса по проверке и регулировке зазоров между торцами стержней клапанов и носками коромысел
- 2.1. Разработка технологической карты заданной операции
- 2.2. Разработка мероприятий по безопасности жизнедеятельности, экологии и защите окружающей среды

## 1. Расчет конструктивных и тягово-экономических параметров автомобиля

### 1.1. Определение полного веса автомобиля

При проектировании легкового автомобиля задается его сухой вес, определяющий его класс. Снаряженный вес берется на 10 % больше сухого. Вес человека принимают равным 785,8 Н (масса 75 кг). Вес багажа, приходящийся на одного человека, включая водителя, принимают равным 98Н.

Следовательно, полный вес, Н, автомобиля ВАЗ-2121 равен

$$G_a = 1,1G_c + 883,8n_c, \quad (1)$$

где  $G_c$  – сухой вес автомобиля,  $n_c$  – вместимость автомобиля.

Зная, что вместимость автомобиля ВАЗ-2121 – 5 чел., снаряженный вес – 11270 Н (1150 кг) [2], находим сухой вес – 10143 Н (1035 кг).

$$G_a = 1,1G_c + 883,8n_c = 1,1 \cdot 10143 + 883,8 \cdot 5 = 11157,3 + 4419 = 15576,3 \text{ Н} = 1589 \text{ кг}$$

Хотя, по источнику [3], полная масса автомобиля равна 1550 кг, для дальнейших расчетов будем принимать массу, полученную в результате расчетов, равную 1589 кг.

### 1.2. Определение размера шин

Для определения размера шин легковых автомобилей используем ГОСТ 20993–75 и ГОСТ 4754–80.

Для автомобиля ВАЗ-2121 используются шины 175–406 (6,95–16) (Приложения 5, 6).

Статический радиус  $r_c$  равен 8 дм.

Радиус качения колеса  $r_k$  равен:

$$r_k = 0,0254(0,5d + b)\lambda_{ш};$$

$$d = 16 \text{ дм};$$

$$b = 0,85;$$

$$\lambda_{ш} = 0,820 \dots 0,830;$$

$$r_k = 0,19.$$

Давление воздуха в шинах:

передние – 0,18 МПа; (1,8 кг/с<sup>2</sup>);

задние – 0,17 МПа; (1,7 кг/с<sup>2</sup>).

1.3. Расчет требуемой мощности автомобильного двигателя

Мощность автомобильного двигателя, кВт, для движения полностью нагруженного автомобиля с заданной максимальной скоростью

$$N_{e(V_{a\max})} = \frac{V_{a\max}}{3,6 \cdot 1000 \cdot \eta_T} \cdot \left( \Psi \cdot G_a + \frac{K_b \cdot F \cdot V_{a\max}^2}{13} \right), \quad (2)$$

где  $V_{a\max}$  – максимальная скорость движения автомобиля при заданных дорожных условиях,  $V_{a\max} = 132$  км/ч [2],

$\eta_T$  – механический КПД трансмиссии при движении с максимальной скоростью, для легкового автомобиля  $\eta_T = 0,90 \dots 0,92$ .

$\Psi$  – приведенный коэффициент дорожного сопротивления, при движении по горизонтальному ровному участку дороги  $\Psi = f$  ( $f$  – коэффициент сопротивления качению),  $f = 0,014 \dots 0,018$ ,  $f_0 = 0,014$  (прил. 8).

$K_b$  – коэффициент сопротивления воздуха (прил. 1) равен  $0,20 \dots 0,35$  Н·с<sup>2</sup>/м<sup>4</sup>,

$F$  – лобовая площадь автомобиля, приближенно определяется по формуле

$$F = 0,78 B_a H_a; \quad (3)$$

здесь  $H_a$  – наибольшая высота автомобиля, равна 1640 мм = 1,64 м [2],

$B_a$  – наибольшая ширина легкового автомобиля, 1680 мм = 1,68 м [2].

Следовательно,  $F = 0,78 B_a H_a = 0,78 \cdot 1,64 \cdot 1,68 = 2,15$  м<sup>2</sup>

$$\begin{aligned} N_{e(V_{a\max})} &= \frac{V_{a\max}}{3,6 \cdot 1000 \cdot \eta_T} \cdot \left( \Psi \cdot G_a + \frac{K_b \cdot F \cdot V_{a\max}^2}{13} \right) = \\ &= \frac{132}{3,6 \cdot 1000 \cdot 0,92} \cdot \left( 0,18 \cdot 1589,4 + \frac{0,35 \cdot 2,15 \cdot 132^2}{13} \right) = \\ &= 0,04 \cdot 1294,7 = 51,8 \text{ кВт} \end{aligned}$$

$$N_{e\max} = (1,05 \dots 1,10) \cdot N_{e(V_{a\max})} = 1,05 \cdot 51,8 = 54,4 \text{ кВт.}$$

1.4. Расчет и построение внешней скоростной характеристики двигателя

Внешнюю скоростную характеристику двигателя строим для интервала частот вращения коленчатого вала:

от  $n_{e\min} = 600 \dots 800$  об/мин

до  $n_{e\max} = (1,05 \dots 1,20) n_{en}$  об/мин

$n_{en} = 1500 \dots 2000$  об/мин [3].

$n_{e\max} = 1,20 \cdot 1500 = 1800$  об/мин.

Затем определяем промежуточные точки частот вращения:

а) эффективная мощность, кВт,

$$N_{ei} = N_{th} \cdot \frac{n_{ei}}{n_{yy}} \left[ 1 + \frac{n_{ei}}{n_{yy}} - \left( \frac{n_{ei}}{n_{yy}} \right)^2 \right];$$

$$N_{en} = 58,0 \text{ кВт} [3].$$

$$1) N_{ei} = N_{th} \cdot \frac{n_{ei}}{n_{yy}} \left[ 1 + \frac{n_{ei}}{n_{yy}} - \left( \frac{n_{ei}}{n_{yy}} \right)^2 \right] = 58,0 \cdot \frac{600}{1500} \cdot \left[ 1 + \frac{600}{1500} - \left( \frac{600}{1500} \right)^2 \right] =$$

$$= 23,2 \cdot 1,24 = 28,8 \text{ кВт}$$

$$2) N_{ei} = N_{th} \cdot \frac{n_{ei}}{n_{yy}} \left[ 1 + \frac{n_{ei}}{n_{yy}} - \left( \frac{n_{ei}}{n_{yy}} \right)^2 \right] = 58,0 \cdot \frac{800}{1500} \cdot \left[ 1 + \frac{800}{1500} - \left( \frac{800}{1500} \right)^2 \right] =$$

$$= 30,9 \cdot 1,25 = 38,6 \text{ кВт}$$

$$3) N_{ei} = N_{th} \cdot \frac{n_{ei}}{n_{yy}} \left[ 1 + \frac{n_{ei}}{n_{yy}} - \left( \frac{n_{ei}}{n_{yy}} \right)^2 \right] = 58,0 \cdot \frac{1000}{1500} \cdot \left[ 1 + \frac{1000}{1500} - \left( \frac{1000}{1500} \right)^2 \right] =$$

$$= 40,6 \cdot 1,29 = 52,4 \text{ кВт}$$

$$4) N_{ei} = N_{th} \cdot \frac{n_{ei}}{n_{yy}} \left[ 1 + \frac{n_{ei}}{n_{yy}} - \left( \frac{n_{ei}}{n_{yy}} \right)^2 \right] = 58,0 \cdot \frac{1200}{1500} \cdot \left[ 1 + \frac{1200}{1500} - \left( \frac{1200}{1500} \right)^2 \right] =$$

$$= 46,4 \cdot 1,16 = 53,8 \text{ кВт}$$

$$5) N_{ei} = N_{th} \cdot \frac{n_{ei}}{n_{yy}} \left[ 1 + \frac{n_{ei}}{n_{yy}} - \left( \frac{n_{ei}}{n_{yy}} \right)^2 \right] = 58,0 \cdot \frac{1400}{1500} \cdot \left[ 1 + \frac{1400}{1500} - \left( \frac{1400}{1500} \right)^2 \right] =$$

$$= 52,2 \cdot 1,09 = 56,9 \text{ кВт}$$

$$6) N_{ei} = N_{th} \cdot \frac{n_{ei}}{n_{yy}} \left[ 1 + \frac{n_{ei}}{n_{yy}} - \left( \frac{n_{ei}}{n_{yy}} \right)^2 \right] = 58,0 \cdot \frac{1600}{1500} \cdot \left[ 1 + \frac{1600}{1500} - \left( \frac{1600}{1500} \right)^2 \right] =$$

$$= 61,5 \cdot 0,94 = 57,8 \text{ кВт}$$

$$7) N_{ei} = N_{th} \cdot \frac{n_{ei}}{n_{yy}} \left[ 1 + \frac{n_{ei}}{n_{yy}} - \left( \frac{n_{ei}}{n_{yy}} \right)^2 \right] = 58,0 \cdot \frac{1800}{1500} \cdot \left[ 1 + \frac{1800}{1500} - \left( \frac{1800}{1500} \right)^2 \right] =$$

$$= 69,6 \cdot 0,76 = 52,9 \text{ кВт}$$

б) эффективный крутящий момент, Н·м,

$$M_{ei} = 9554 \cdot \frac{N_{ei}}{n_{ei}}.$$

$$1) M_{ei} = 9554 \cdot \frac{N_{ei}}{n_{ei}} = 9554 \cdot \frac{28,8}{600} = 458,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$2) M_{ei} = 9554 \cdot \frac{N_{ei}}{n_{ei}} = 9554 \cdot \frac{38,6}{800} = 460,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$3) M_{ei} = 9554 \cdot \frac{N_{ei}}{n_{ei}} = 9554 \cdot \frac{52,4}{1000} = 500,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$4) M_{ei} = 9554 \cdot \frac{N_{ei}}{n_{ei}} = 9554 \cdot \frac{53,8}{1200} = 428,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$5) M_{ei} = 9554 \cdot \frac{N_{ei}}{n_{ei}} = 9554 \cdot \frac{56,9}{1400} = 388,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$6) M_{ei} = 9554 \cdot \frac{N_{ei}}{n_{ei}} = 9554 \cdot \frac{57,8}{1600} = 345,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$7) M_{ei} = 9554 \cdot \frac{N_{ei}}{n_{ei}} = 9554 \cdot \frac{52,9}{1800} = 280,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

в) удельный расход топлива, г/кВт·ч,

$$g_{ei} = g_{ен} \cdot [1,2 - 1,2 \cdot \frac{n_{ei}}{n_{ен}} + (\frac{n_{ei}}{n_{ен}})^2];$$

$$g_{ен} = 10,5 [3].$$

$$1) g_{ei} = g_{ен} \cdot [1,2 - 1,2 \cdot \frac{n_{ei}}{n_{ен}} + (\frac{n_{ei}}{n_{ен}})^2] = 10,5 \cdot 0,88 = 9,24 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$$

$$2) g_{ei} = g_{ен} \cdot [1,2 - 1,2 \cdot \frac{n_{ei}}{n_{ен}} + (\frac{n_{ei}}{n_{ен}})^2] = 10,5 \cdot 0,85 = 8,93 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$$

$$3) g_{ei} = g_{ен} \cdot [1,2 - 1,2 \cdot \frac{n_{ei}}{n_{ен}} + (\frac{n_{ei}}{n_{ен}})^2] = 10,5 \cdot 0,85 = 8,93 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$$

$$4) g_{ei} = g_{ен} \cdot [1,2 - 1,2 \cdot \frac{n_{ei}}{n_{ен}} + (\frac{n_{ei}}{n_{ен}})^2] = 10,5 \cdot 0,88 = 9,24 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$$

$$5) g_{ei} = g_{ен} \cdot [1,2 - 1,2 \cdot \frac{n_{ei}}{n_{ен}} + (\frac{n_{ei}}{n_{ен}})^2] = 10,5 \cdot 0,93 = 9,77 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$$

$$6) g_{ei} = g_{ен} \cdot [1,2 - 1,2 \cdot \frac{n_{ei}}{n_{ен}} + (\frac{n_{ei}}{n_{ен}})^2] = 10,5 \cdot 1,02 = 10,71 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$$

$$7) g_{ei} = g_{ен} \cdot [1,2 - 1,2 \cdot \frac{n_{ei}}{n_{ен}} + (\frac{n_{ei}}{n_{ен}})^2] = 10,5 \cdot 1,2 = 12,6 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$$

г) часовой расход топлива, кг/ч,

$$G_{Ti} = g_{ei} \cdot N_{ei} \cdot 10^{-3}$$

$$G_{Тен} = 11,67.$$

$$1) G_{Ti} = g_{ei} \cdot N_{ei} \cdot 10^{-3} = 9,24 \cdot 28,8 \cdot 0,01 = 2,66 \text{ кг}/\text{ч}$$

$$2) G_{Ti} = g_{ei} \cdot N_{ei} \cdot 10^{-3} = 9,24 \cdot 38,6 \cdot 0,01 = 3,45 \text{ кг}/\text{ч}$$

$$3) G_{Ti} = g_{ei} \cdot N_{ei} \cdot 10^{-3} = 9,24 \cdot 52,4 \cdot 0,01 = 4,68 \text{ кг}/\text{ч}$$

$$4) G_{Ti} = g_{ei} \cdot N_{ei} \cdot 10^{-3} = 9,24 \cdot 53,8 \cdot 0,01 = 4,97 \text{ кг/ч}$$

$$5) G_{Ti} = g_{ei} \cdot N_{ei} \cdot 10^{-3} = 9,24 \cdot 56,9 \cdot 0,01 = 5,56 \text{ кг/ч}$$

$$6) G_{Ti} = g_{ei} \cdot N_{ei} \cdot 10^{-3} = 9,24 \cdot 57,8 \cdot 0,01 = 6,19 \text{ кг/ч}$$

$$7) G_{Ti} = g_{ei} \cdot N_{ei} \cdot 10^{-3} = 9,24 \cdot 52,9 \cdot 0,01 = 6,67 \text{ кг/ч}$$

$i$  – текущее значение показателя,  $n_{ei}$  – задаем от величины  $n_{e \min}$ , соответствующей минимальной частоте вращения коленчатого вала с интервалом 200 об/мин.

На основании расчетных показателей строим внешнюю скоростную характеристику двигателя в зависимости от частоты вращения коленчатого вала ( $n_{ei}$ ).

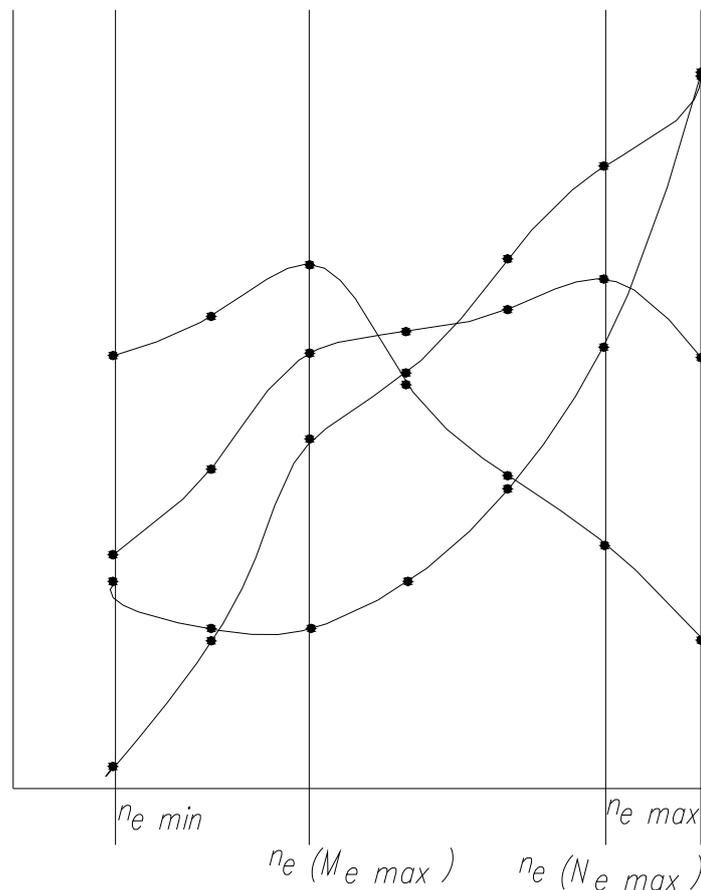


Рисунок 1 – Внешняя скоростная характеристика карбюраторного двигателя

Соответствующие расчетные данные сводим в таблицу 1.

Таблица 1 – Показатели работы двигателя

Расчетные точки	Показатели работы двигателя				
	$n_{eib}$ об/мин	$N_{eib}$ кВт	$M_{eib}$ Н·м	$g_{eib}$ г/кВт	$G_{Tib}$ кг/ч
1	600	28,8	458,6	9,24	2,66
2	800	38,6	460,9	8,93	3,24
3	1000	52,4	500,6	8,93	2,18
4	1200	53,8	428,3	9,24	4,97
5	1400	56,6	388,3	9,77	5,56
6	1600	57,8	345,1	10,71	6,19
7	1800	52,9	280,8	12,6	6,67

### 1.5. Расчет скоростей движения автомобилей на первой передаче

Подсчитываем величину скоростей, км/ч, для первой передачи, в каждой точке частоты вращения коленчатого вала двигателя (в соответствии с таблицей 1):

$$V_{az}^i = 0,377 \cdot \frac{n_e^i \cdot r_k}{i_{тp_z}}$$

где  $i_{тp_z}$  – передаточное число трансмиссии = 1,200

$$V_{az}^1 = 0,377 \cdot \frac{600 \cdot 0,19}{1,200} = 35,8$$

$$V_{az}^2 = 0,377 \cdot \frac{800 \cdot 0,19}{1,200} = 47,8$$

$$V_{az}^3 = 0,377 \cdot \frac{1000 \cdot 0,19}{1,200} = 59,7$$

$$V_{az}^4 = 0,377 \cdot \frac{1200 \cdot 0,19}{1,200} = 71,6$$

$$V_{az}^5 = 0,377 \cdot \frac{1400 \cdot 0,19}{1,200} = 83,6$$

$$V_{az}^6 = 0,377 \cdot \frac{1600 \cdot 0,19}{1,200} = 95,5$$

$$V_{az}^7 = 0,377 \cdot \frac{1800 \cdot 0,19}{1,200} = 107,4$$

Соответствующие расчетные данные сводим в таблицу 2.

Таблица 2 – Показатели работы двигателя на первой передаче

Номер передачи	$n_e^i$ , об/мин	$V_{az}^i$ , км/ч
I	600	35,8
	800	47,8
	1000	59,7
	1200	71,6
	1400	83,6
	1600	95,5
	1800	107,4

### 1.6. Расчет и построение экономической характеристики автомобиля

Экономическая характеристика автомобиля показывает расход топлива из учета 100 км пробега в зависимости от скорости движения и дорожного сопротивления, при равномерном и прямолинейном движении на первой передаче.

По выбранным расчетным точкам частот вращения  $n_e^i$  (таблица 2) и соответствующим скоростям движения  $V_{az}^i$  для первой передачи определяется мощность двигателя, кВт, требуемая для движения автомобиля в заданных дорожных условиях:

$$N_e^i = \frac{V_a^i}{3600 \cdot \eta_{тр}} \cdot \left( \psi \cdot G_a + \frac{K \cdot F \cdot V_a^{i2}}{13} \right)$$

$$G_a = 1589,4 \text{ кг}$$

$$\psi = 0,14$$

$$\eta_{тр} = 0,90$$

$$K = 0,20$$

$$F = 2,15$$

$$N_e^1 = \frac{35,8}{3600 \cdot 0,90} \cdot \left( 0,14 \cdot 1589,4 + \frac{0,20 \cdot 2,15 \cdot 35,8^2}{13} \right) = 29,1$$

$$N_e^2 = \frac{47,8}{3600 \cdot 0,90} \cdot \left( 0,14 \cdot 1589,4 + \frac{0,20 \cdot 2,15 \cdot 47,8^2}{13} \right) = 44,7$$

$$N_e^3 = \frac{59,7}{3600 \cdot 0,90} \cdot \left( 0,14 \cdot 1589,4 + \frac{0,20 \cdot 2,15 \cdot 59,7^2}{13} \right) = 61,3$$

$$N_e^4 = \frac{71,6}{3600 \cdot 0,90} \cdot \left( 0,14 \cdot 1589,4 + \frac{0,20 \cdot 2,15 \cdot 71,6^2}{13} \right) = 86,3$$

$$N_e^5 = \frac{83,6}{3600 \cdot 0,90} \cdot (0,14 \cdot 1589,4 + \frac{0,20 \cdot 2,15 \cdot 83,6^2}{13}) = 117,9$$

$$N_e^6 = \frac{95,5}{3600 \cdot 0,90} \cdot (0,14 \cdot 1589,4 + \frac{0,20 \cdot 2,15 \cdot 95,5^2}{13}) = 152,0$$

$$N_e^7 = \frac{107,4}{3600 \cdot 0,90} \cdot (0,14 \cdot 1589,4 + \frac{0,20 \cdot 2,15 \cdot 107,4^2}{13}) = 199,3$$

Расход топлива, л, на 100 км пробега автомобиля определяется по формуле

$$Q_s^i = \frac{g_e^i \cdot N_e^i}{10 \cdot V_a^i \cdot \rho_T},$$

где  $\rho_T$  – плотность топлива. Для бензина  $\rho_T = 0,725$  кг/л.

$$Q_s^1 = \frac{9,24 \cdot 28,8}{10 \cdot 35,8 \cdot 0,725} = 1,03$$

$$Q_s^2 = \frac{8,93 \cdot 38,6}{10 \cdot 47,8 \cdot 0,725} = 0,99$$

$$Q_s^3 = \frac{8,93 \cdot 52,4}{10 \cdot 59,7 \cdot 0,725} = 1,08$$

$$Q_s^4 = \frac{9,24 \cdot 53,8}{10 \cdot 71,6 \cdot 0,725} = 0,84$$

$$Q_s^5 = \frac{9,77 \cdot 56,6}{10 \cdot 83,6 \cdot 0,725} = 0,91$$

$$Q_s^6 = \frac{10,71 \cdot 57,8}{10 \cdot 95,5 \cdot 0,725} = 0,89$$

$$Q_s^7 = \frac{12,6 \cdot 52,9}{10 \cdot 107,4 \cdot 0,725} = 0,84$$

Расчетные данные сводят в таблицу 3.

Таблица 3 – Исходные данные для построения экономической характеристики автомобиля при движении на первой передаче

$n_e^i$ , об/мин	$V_{az}^i$ , км/ч	$\frac{n_e^i}{n_{(V_{a \max})}}$	$K_n$	$N_e^i$ , кВт	$\frac{N_e^i}{N_{e(BH)}^i}$	$K_N$	$g_{eb}$ , г/кВт	$Q_s^i$ , л/100 км
600	35,8	0,2	1,0	29,1	0,2	0,5	9,24	1,03
800	47,8	0,4	1,1	44,7	0,4	1,0	8,93	0,99
1000	59,7	0,6	1,2	61,3	0,6	1,5	8,93	1,08
1200	71,6	0,8	1,3	86,3	0,8	2,0	9,24	0,84
1400	83,6	1,0	1,4	117,9	1,0	2,5	9,77	0,91
1600	95,5	1,2	1,5	152,0	1,2	3,0	10,71	0,89
1800	107,4	1,4	1,6	199,3	1,4	3,5	12,6	0,84

По данным таблицы 3 строим экономическую характеристику автомобиля.

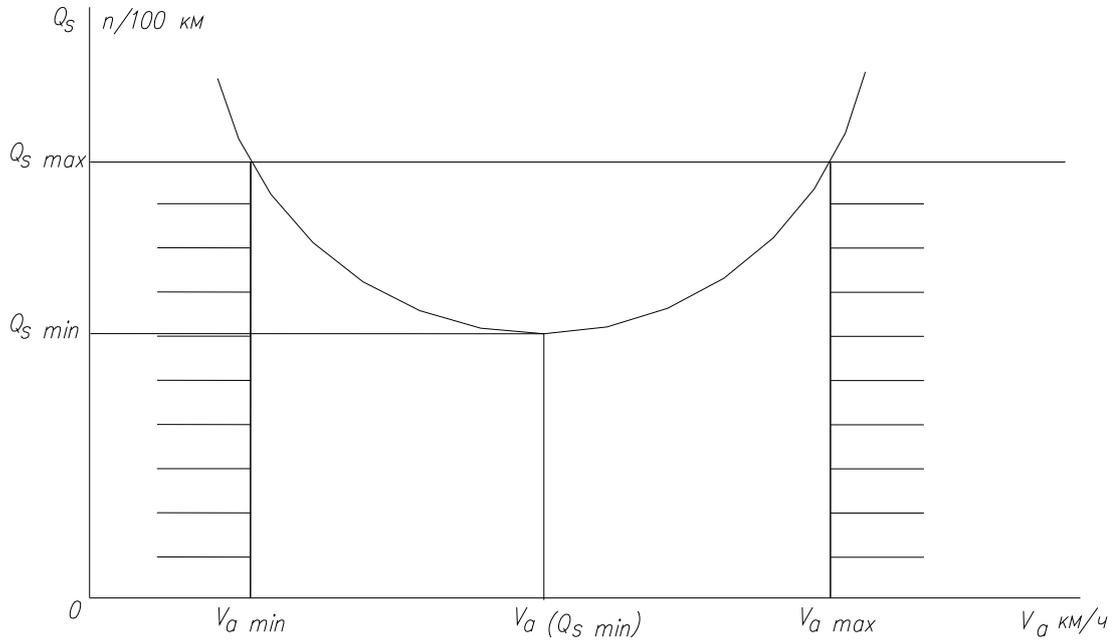


Рисунок 2 – Экономическая характеристика автомобиля

### 1.7. Расчет и построение мощностного баланса автомобиля

Уравнение мощностного баланса автомобиля, кВт, в общем случае имеет вид:

$$N_T = N_e \cdot \eta_{\text{Тр}} = N_{\psi} \pm n_j + N_B = N_f \pm N_h \pm N_j + N_B,$$

где  $N_T$  – мощность, кВт, подводимая к ведущим колеса:

$$N_T = \frac{P_K \cdot V_a^i}{3600};$$

здесь  $P_K$  – касательная сила тяги, Н,

$$P_K^i = \frac{M_a^i \cdot i_{\text{Тр}} \cdot \eta_{\text{Тр}}}{r_K},$$

$$i_{\text{Тр}} = 1,200$$

$$\eta_{\text{Тр}} = 0,90$$

$$r_K = 0,19$$

$$P_K^1 = \frac{458,6 \cdot 1,08}{0,19} = 2606,8$$

$$P_K^2 = \frac{460,9 \cdot 1,08}{0,19} = 2619,9$$

$$P_K^3 = \frac{500,6 \cdot 1,08}{0,19} = 2845,5$$

$$P_K^4 = \frac{428,3 \cdot 1,08}{0,19} = 2434,5$$

$$P_K^5 = \frac{388,3 \cdot 1,08}{0,19} = 2207,2$$

$$P_K^6 = \frac{345,1 \cdot 1,08}{0,19} = 1961,6$$

$$P_K^7 = \frac{280,8 \cdot 1,08}{0,19} = 1596,1$$

$$N_T^1 = \frac{2606,8 \cdot 35,8}{3600} = 25,9$$

$$N_T^2 = \frac{2619,9 \cdot 47,8}{3600} = 34,8$$

$$N_T^3 = \frac{2845,5 \cdot 59,7}{3600} = 47,2$$

$$N_T^4 = \frac{2434,5 \cdot 71,6}{3600} = 48,4$$

$$N_T^5 = \frac{2207,2 \cdot 83,6}{3600} = 51,3$$

$$N_T^6 = \frac{1961,6 \cdot 95,5}{3600} = 52,0$$

$$N_T^7 = \frac{156,1 \cdot 107,4}{3600} = 47,6$$

$N_\psi$  = мощность, кВт, затрачиваемая на преодоление дорожных сопротивлений:

$$N_\psi = \frac{\psi \cdot G_a \cdot V_a}{3600}$$

$$\psi = 0,14$$

$$G_a = 1589,4 \text{ кг}$$

$$N_\psi^1 = \frac{222,5 \cdot 35,8}{3600} = 2,21$$

$$N_\psi^2 = \frac{222,5 \cdot 47,8}{3600} = 2,95$$

$$N_{\psi}^3 = \frac{222,5 \cdot 59,7}{3600} = 3,69$$

$$N_{\psi}^4 = \frac{222,5 \cdot 71,6}{3600} = 4,42$$

$$N_{\psi}^5 = \frac{222,5 \cdot 83,6}{3600} = 5,17$$

$$N_{\psi}^6 = \frac{222,5 \cdot 95,5}{3600} = 5,90$$

$$N_{\psi}^8 = \frac{222,5 \cdot 107,4}{3600} = 6,64$$

$N_j$  – мощность, кВт, затрачиваемая на разгон автомобиля.

$$N_j = \frac{G_a \cdot j \cdot \delta_a^i}{3600}$$

$$G_a = 1589,4 \text{ кг}$$

$\delta$  = коэффициент учета вращающихся масс

$i_K^2$  – передаточное число коробки передач для первой передачи = 3,67

$$\delta = 1,05 \cdot 0,07 \cdot 3,67^2 = 0,99$$

$j$  – ускорение автомобиля

$$j^i = \frac{D^i - \psi^2}{\delta} \cdot g$$

$$D^i = \frac{p_K^i - (P_w^i + P_f)}{G_a}$$

$$P_f = G_a \cdot f = 1589,4 \cdot 0,14 = 222,5$$

$$p_w^i = \frac{K \cdot F \cdot V_a^{i^2}}{13}$$

$$p_w^1 = 42,3$$

$$p_w^2 = 75,6$$

$$p_w^3 = 117,9$$

$$p_w^4 = 169,6$$

$$p_w^5 = 231,2$$

$$p_w^6 = 301,7$$

$$p_w^7 = 381,5$$

$$D^1 = \frac{2606,8 - (42,3 + 222,5)}{1589,4} = 1,5$$

$$D^2 = \frac{2619,9 - (75,6 + 222,5)}{1589,4} = 1,46$$

$$D^3 = \frac{2845,5 - (117,9 + 222,5)}{1589,4} = 1,57$$

$$D^4 = \frac{2434,5 - (169,6 + 222,5)}{1589,4} = 1,29$$

$$D^5 = \frac{2207,2 - (231,2 + 222,5)}{1589,4} = 1,10$$

$$D^6 = \frac{1961,6 - (301,7 + 222,5)}{1589,4} = 0,90$$

$$D^7 = \frac{1596,1 - (381,5 + 222,5)}{1589,4} = 0,62$$

$$j^i = \frac{D^i - \psi^2}{\delta} \cdot g$$

$$j^1 = \frac{1,50 - 0,02}{0,99} \cdot 9,81 = 14,6$$

$$j^2 = \frac{1,46 - 0,02}{0,99} \cdot 9,81 = 14,2$$

$$j^3 = \frac{1,57 - 0,02}{0,99} \cdot 9,81 = 15,3$$

$$j^4 = \frac{1,29 - 0,02}{0,99} \cdot 9,81 = 12,6$$

$$j^5 = \frac{1,10 - 0,02}{0,99} \cdot 9,81 = 10,7$$

$$j^6 = \frac{0,90 - 0,02}{0,99} \cdot 9,81 = 18,7$$

$$j^7 = \frac{0,62 - 0,02}{0,99} \cdot 9,81 = 5,9$$

$$N_j = \frac{G_a \cdot j \cdot \delta \cdot V_a^i}{3600}$$

$$N_j^1 = \frac{1589,4 \cdot 14,8 \cdot 0,99 \cdot 35,8}{3600} = 228,5$$

$$N_j^2 = \frac{1589,4 \cdot 14,2 \cdot 0,99 \cdot 47,8}{3600} = 296,7$$

$$N_j^3 = \frac{1589,4 \cdot 15,3 \cdot 0,99 \cdot 59,7}{3600} = 399,2$$

$$N_j^4 = \frac{1589,4 \cdot 12,6 \cdot 0,99 \cdot 71,6}{3600} = 328,8$$

$$N_j^5 = \frac{1589,4 \cdot 10,7 \cdot 0,99 \cdot 83,6}{3600} = 390,9$$

$$N_j^6 = \frac{1589,4 \cdot 8,7 \cdot 0,99 \cdot 95,5}{3600} = 363,2$$

$$N_j^7 = \frac{1589,4 \cdot 5,9 \cdot 0,99 \cdot 107,4}{3600} = 276,9$$

$N_B$  – мощность, кВт, затрачиваемая на преодоление сопротивлений воздуха,

$$N_B = \frac{K \cdot F \cdot V_a^3}{3600}$$

$$N_B^1 = \frac{0,43 \cdot 35,8^3}{3600} = 5,5$$

$$N_B^2 = \frac{0,43 \cdot 47,8^3}{3600} = 13,1$$

$$N_B^3 = \frac{0,43 \cdot 59,7^3}{3600} = 25,4$$

$$N_B^4 = \frac{0,43 \cdot 71,6^3}{3600} = 43,8$$

$$N_B^5 = \frac{0,43 \cdot 83,6^3}{3600} = 69,8$$

$$N_B^6 = \frac{0,43 \cdot 95,5^3}{3600} = 104,0$$

$$N_B^7 = \frac{0,43 \cdot 107,4^3}{3600} = 147,9$$

Продолжение прил. 9

$N_f$  – мощность, кВт, затрачиваемая на преодоление сопротивлений качению,

$$N_f = \frac{f \cdot G_a \cdot \cos \alpha \cdot V_a^i}{3600}$$

$$N_f^1 = \frac{220,3 \cdot 35,8}{3600} = 2,2$$

$$N_f^2 = \frac{220,3 \cdot 47,8}{3600} = 2,9$$

$$N_f^3 = \frac{220,3 \cdot 59,7}{3600} = 3,7$$

$$N_f^4 = \frac{220,3 \cdot 71,6}{3600} = 4,4$$

$$N_f^5 = \frac{220,3 \cdot 83,6}{3600} = 5,1$$

$$N_f^6 = \frac{220,3 \cdot 95,5}{3600} = 5,9$$

$$N_f^7 = \frac{220,3 \cdot 107,4}{3600} = 6,6$$

Расчетные данные сводим в таблицу 4.

Таблица 4 – Исходные данные для построения графика мощностного баланса автомобиля

$n_e^i$ , об/мин	$V_{az}^i$ , км/ч	$N_e^i$ , кВт	$N_T^i$ , кВт	$N_f^i$ , кВт	$N_B^i$ , кВт	$N_f^i + N_B^i$ , кВт
600	35,8	29,1	25,9	228,5	5,5	7,7
800	47,8	44,7	34,8	296,7	13,1	16,0
1000	59,7	61,3	47,2	399,2	25,4	29,1
1200	71,6	86,3	48,4	328,8	43,8	48,2
1400	83,6	17,9	51,3	390,9	69,8	74,9
1600	95,5	152,0	52,0	363,2	104,0	109,9
1800	107,4	199,3	47,6	276,9	147,9	154,5

По данным таблицы 4 строим график мощностного баланса автомобиля в выбранном масштабе.

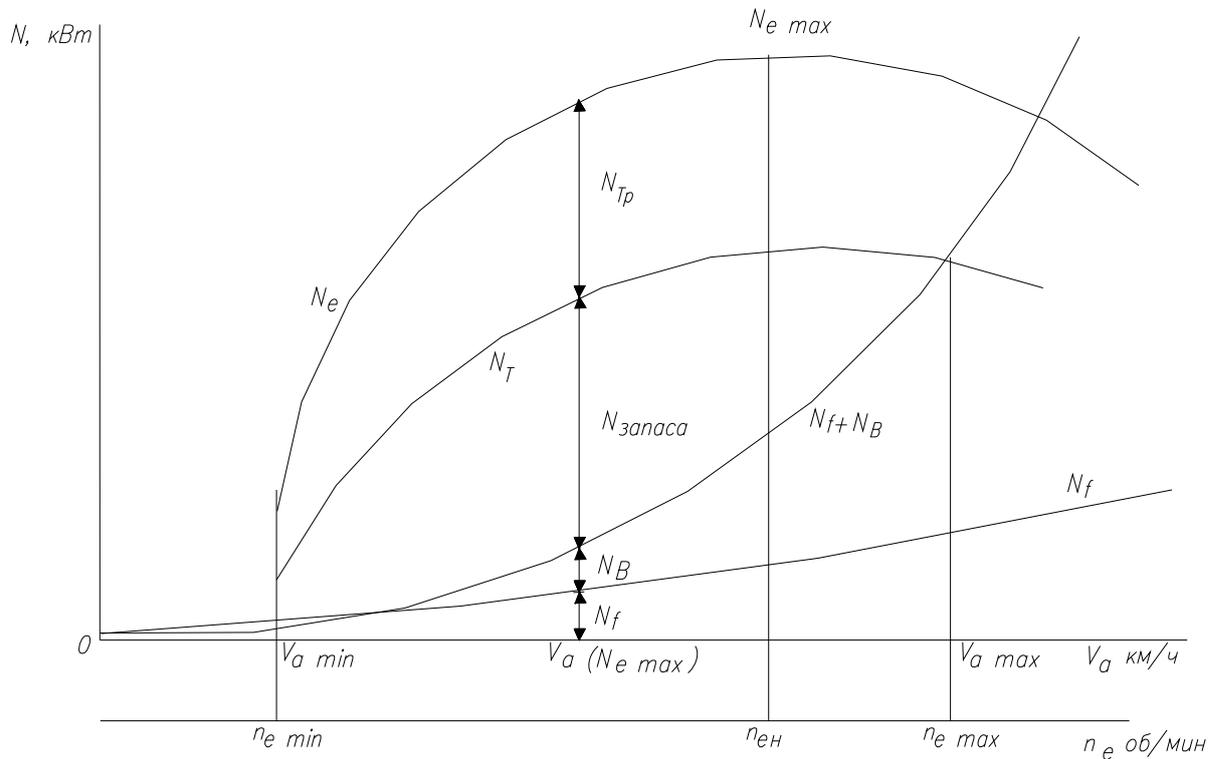


Рисунок 3 – График мощностного баланса автомобиля на первой передаче

## 2. Разработка технологического процесса по проверке и регулировке зазоров между торцами стержней клапанов и носками коромысел

### 2.1. Разработка технологической карты заданной операции

**Исполнители:** водитель, автомобильный механик.

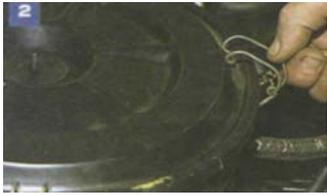
**Инструмент:** шуп толщиной 0,15 мм и 0,20 мм, ключи гаечные 8, 10, 13, 17, отвертка малая, пассатижи.

**Замер и регулировку зазоров проводят на холодном двигателе**

#### Содержание работ и технические условия (ТУ)

№	Наименование операции	№ и содержание работы	Технология выполнения	Инструмент (ТУ)
1	2	3	4	5
1	Демонтаж корпуса воздушного фильтра	1.1. Отвернуть гайку крепления крышки корпуса воздушного фильтра		Ключ гаечный 10

Продолжение прил. 9

1	2	3	4	5
		1.2. Отстегнуть четыре защелки крышки корпуса воздушного фильтра		
		1.3. Снять крышку корпуса воздушного фильтра		
		1.4. Вынуть сменный элемент воздушного фильтра		
2	Снятие шланга	2.1. Ослабить хомут крепления шланга вентиляции		Пассатижи
		2.1. Снять шланг вентиляции		
3	Снятие пламегасителя	3.1. Вынуть пламегаситель		
4	Снятие шланга заборника горячего воздуха	4.1. Ослабить хомут крепления шланга заборника горячего воздуха		Пассатижи

Продолжение прил. 9

1	2	3	4	5
		4.2. Отсоединить шланг заборника горячего воздуха		
5	Снятие прижимной пластины	5.1. Отвернуть четыре самоконтращиеся гайки крепления воздушного фильтра		Ключ 8
		5.2. Снять прижимную пластину		
	Снятие корпуса воздушного фильтра в сборе с терморегулятором			
6	Снятие крышки головки блока цилиндров	6.1. Отвернуть восемь гаек крепления крышки блока цилиндров		Ключ 10
		6.2. Снять со шпилек головки блока цилиндров кронштейны крепления шланга вакуумного усилителя тормозов		

Продолжение прил. 9

1	2	3	4	5
		6.3. Снять подающую трубку топливной рампы		
		6.4. Снять сливную трубку топливной рампы		
		6.5. Снять трос привода дроссельной заслонки		
	Снятие крышки головки блока цилиндров с прокладкой			
7	Снятие крышки датчика распределителя зажигания			
8	Проворот коленчатого вала	8.1. Поворот коленчатого вала за гайку крепления его шкива по часовой стрелке		Метка на шкиве коленчатого вала должна располагаться напротив метки ВМТ на крышке привода распределительного вала

Продолжение прил. 9

1	2	3	4	5	
		8.2. Совмещение меток		Метка (сверления) на звездочке распределительного вала должна совпасть с выступом на корпусе подшипника,	
9	Регулировка зазора	9.1. Проворот коленчатого вала двигателя на 180°		Щуп толщиной 0,15 мм – для впускного клапана и 0,20 мм – для выпускного при нормальном зазоре должен входить с легким закусыванием	
		Угол поворота коленчатого вала, град.			№ регулируемых клапанов
		0			8 и 6
		180			4 и 7
		360			1 и 3
540	5 и 2				
		9.2. Затяжка контрагайки		Ключ 17, 13. Затягивая контрагайку, удерживать регулировочный болт от проворачивания	
10	Установка на места всех элементов и их подсоединение				

2.2. Разработка мероприятий по безопасности жизнедеятельности,  
экологии и защите окружающей среды

Помещение, где проводятся ремонтные работы, должно хорошо проветриваться, дверь – легко открываться как изнутри, так и снаружи. Проход к двери всегда держите свободным.

Топливосмазочные и легковоспламеняющиеся вещества хранить в небьющейся таре на полу или на полках с отбортовками. Если бензин или растворитель разлился, не включать и не отключать свет во избежание воспламенения от искры между контактами выключателя (электродвигатели и нагревательные приборы отключите немедленно); проветрить помещение. Разлитое масло засыпать песком. Промасленную ветошь хранить отдельно, желательно в металлическом ящике – опасность возгорания! Для освещения помещения, по возможности, использовать атмосфероизолированные (герметичные) светильники, люминесцентные лампы. Желательно также иметь сеть низкого напряжения (до 36 В) для работ на улице и на неизолированном полу, в яме и т.п.

Сварочные баллоны использовать только со штатными редукторами. Категорически запрещается смазывать вентиль кислородного баллона или подносить к нему промасленную ветошь – это может вызвать взрыв.

При работе с газосваркой необходимы очки с темными стеклами. Для электросварки нужна маска со специальным светофильтром. Очки с прозрачными стеклами или маска обязательны при работе с отрезной машинкой («болгаркой»), электроточилом, желательны при сверлении и слесарных работах.

На время сварочных работ запастись огнетушителем (лучше углекислотным). Перед электросваркой отключить все электронные блоки управления от бортовой сети автомобиля, а «массовый» контакт сварочного провода располагать как можно ближе к месту сварки. Проследить за тем, чтобы ток не проходил через подвижные (подшипники, шаровые опоры) или резьбовые соединения – они могут быть повреждены.

При ремонте цепей электрооборудования или опасности их повреждения (сварка, рихтовка вблизи жгутов проводов) отключить клемму «минус» аккумуляторной батареи.

Беречь руки от вращающихся приводов, лопастей электрических вентиляторов системы охлаждения двигателя (все работы с ними производить только при обесточенной цепи питания электродвигателей). При работах вблизи алюминиевого радиатора соблюдать осторожность – его пластины очень острые. Желательно надеть кожаные перчатки или прикрыть радиатор куском картона или фанеры.

При работе в моторном отсеке термические ожоги можно получить от радиатора, термостата, головки блока цилиндров, выпускного коллектора, приемной трубы, выплеснувшейся охлаждающей жидкости (или струи пара).

Не применять неисправный инструмент: рожковые ключи с «раскрывшимся» зевом или смятыми губками, отвертки со скругленным или скрученным шлицем, пассатижи с плохо закрепленными пластмассовыми ручками, молотки с незафиксированной ручкой и т.п. Для защиты рук от порезов и ушибов во время «силовых» операций надевать перчатки (лучше кожаные). Предпочтительней тянуть ключ на себя, чем нажимать на него – так меньше риск получить травму.

Для подъема автомобиля, по возможности, пользоваться ромбическими или гидравлическими домкратами взамен штатных – они более устойчивы и надежны. Поднимая или опуская автомобиль (на домкрате или подъемнике), нельзя находиться под ним. Предварительно следует убедиться, что соответствующие силовые элементы кузова (усилители пола, пороги) достаточно прочны. Использовать для подъема автомобиля только штатные точки опоры. Запрещается вывешивать автомобиль на двух или более домкратах – используйте подставки промышленного изготовления. Запрещается нагружать или разгружать автомобиль, стоящий на домкрате (садиться в него, снимать или устанавливать двигатель, пружины подвески и т.п.), если под ним находятся люди

При ремонте автомобиля со снятым двигателем (силовым агрегатом) учитывайте, что дисбаланс по осям изменился: при вывешивании на домкрате такой автомобиль может упасть. Работать только на ровной нескользкой площадке, под невывешенные колеса подкладывать упоры.

При работе двигателя выделяется оксид углерода – ядовитый газ без цвета и запаха. Отравиться им можно даже в открытом гараже, поэтому перед пуском двигателя обеспечить принудительную вытяжку отработавших газов за пределы гаража. При ее отсутствии пускать двигатель следует на короткое время, надев на выпускную трубу отрезок шланга – при этом система выпуска и ее соединение со шлангом должны быть герметичны!

Отработанные моторное и трансмиссионное масла содержат канцерогенные соединения. Замасленные руки вытирать ветошью, затем протереть специальным «средством для чистки рук» (или подсолнечным маслом) и вымыть теплой водой с мылом. Нельзя мыть промасленные руки горячей водой – вредные вещества легко проникают через кожу! Облитые бензином руки вытрите чистой ветошью и вымойте с мылом.

Охлаждающая и тормозная жидкости при попадании внутрь организма могут вызвать отравление. Если это случилось, нужно немедленно вызвать рвоту, промыть желудок, при тяжелом отравлении следует принять солевое слабительное, обратиться к врачу. При попадании жидкостей на руки необходимо смыть их большим количеством воды.

Попавший на кожу электролит вызывает жжение, покраснение. Смыть его большим количеством холодной воды (нельзя смывать его мылом!), затем промыть руки раствором пищевой соды или нашатырного спирта. Помнить, что серная кислота даже в малых концентрациях разрушает органические волокна – берегите одежду! При работе с аккумуляторной батареей (электролит почти всегда присутствует и на ее поверхности) надевать очки, защитную одежду и резиновые перчатки.

Бензин, масла, резинотехнические изделия, пластмассы и тормозная жидкость, свинцовые аккумуляторы крайне медленно перерабатываются в природе. Беречь окружающую среду, беречь свое здоровье.

### Список литературы

1. Автомобиль ВАЗ-2121 и его модификации: технология технического обслуживания и ремонта [Текст] / Б.В. Прохоров [и др.]. – Тольятти: Автоваз, 1990. – Т.5 – 432 с.
2. Автомобили семейства ВАЗ-2121. Руководство по ремонту, эксплуатации и техническому обслуживанию [Текст] / С.Н. Косарев, С.Н. Волгин, П.Л. Козлов, В.А. Яметов. – СПб.: ПетерГранд, 2001. – 224 с.
3. Копотилов, В.И. Автомобили: Теоретические основы [Текст]: учеб. пособие для вузов / В.И. Копотилов. – Тюмень: ТюмГНГУ, 1999. – 403 с.
4. Кузнецов, Е.С. Техническая эксплуатация автомобилей [Текст]: учебник для вузов / Е.С. Кузнецов [и др.]; под. ред. Е.С. Кузнецова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 2003. – 535 с.
5. Проскурин, А.И. Автомобили [Текст]: методические указания по курсовому проектированию / А.И. Проскурин, Г.Д. Оксень. – Пенза: ПГУАС, 2007 – 36 с.
6. Проскурин, А.И. Теория автомобиля. Примеры и задачи [Текст]: учеб. пособие [Текст] / А.И. Проскурин. – Ростов н/Д: Феникс, 2006. – 201 с.
7. Проскурин, А.И. Теория автомобиля [Текст]: конспект лекций / А.И. Проскурин, Р.Н. Москвин. – Пенза: ПГУАС, 2007. – 96 с.

## Показатели технических характеристик автомобилей

Таблица I

## Основные технические характеристики легковых автомобилей особо малого класса

Показатели	Марка (модель) автомобиля			
	ЛуАЗ	ЗАЗ		ВАЗ
	1302	968М	11022 Таврия	1111 Ока
1	2	3	4	5
Колесная формула	4x4	4x2	4x2	4x2
Число мест, чел.	4	5	5	5
Масса багажа, кг	80	50	50	50
Снаряженная масса, кг, в том числе: на переднюю ось на заднюю ось	970	800	727	635
	600	300	444	395
	370	500	283	240
Полная масса, кг, в том числе: на переднюю ось на заднюю ось	1370	1200	1127	975
	700	460	577	495
	670	740	550	480
Допустимая масса прицепа, кг: без тормозов оборудованного тормозами				
	300	–	200	200
	–	–	500	400
Габаритные размеры, м: длина ширина высота	3,430	3,756	3,708	3,200
	1,610	1,490	1,554	1,420
	1,754	1,425	1,410	1,400
База, м	1,800	2,160	2,320	2,180
Колея колес, мм: передних задних	1340	1,228	1,314	1,210
	1335	1,212	1,290	1,200

Продолжение прил. 10

Продолжение табл. I

1	2	3	4	5
Дорожные просветы, мм: до передней оси до задней оси	280	203	224	150
	300	175	170	150
Углы проходимости, град.: передний задний	35	31	32	34
	40	26	35	44
Радиусы поворота, м: наружный габаритный по оси внешнего переднего колеса	6,2	5,6	5,5	–
	5,5	5,3	5,0	4,6
Максимальная скорость, км/ч	100	120	145	120
Время разгона до 100 км/ч	24 (до 80 км/ч)	32	16,2	30
Выбег с 50 км/ч	300	400	500	500
Тормозной путь от скорости 80 км/ч	44,8 (с 70 км/ч)	43,2	43,2	38
Контрольный расход топлива, л/100 км, при скорости:				
90 км/ч	7,7 (при 60 км/ч)	6,5	4,8	3,2
120 км/ч	10,0 (при 80 км/ч)	–	6,8	4,5
Марка двигателя	MeM3 245.20	968H	MeM3-245	BA3-2111
Тип двигателя	К	К	К	К

Продолжение прил. 10

Продолжение табл. I

1	2	3	4	5
Число цилиндров	4	4	4	2
Расположение цилиндров	P	V	P	P
Степень сжатия	9,5	7,2	9,5	9,9
Максимальная мощность двигателя, кВт	39,0	30,8	39	21,5
Частота вращения коленчатого вала, об/мин (при максимальной мощности)	5300–5500	4400	5500	5600
Максимальный крутящий момент, Н·м	80,4	74,5	80,4	44,1
Частота вращения коленчатого вала, об/мин (при максимальном крутящем моменте)	3600–4000	3000	3500	3400
Минимальный удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	286	324	286	279
Передаточное число КПП на передачах:				
1	3,8	3,8	4,454	3,7
2	2,118	2,12	2,056	2,06
3	1,409	1,409	1,333	1,27
4	0,964	0,964	0,969	0,90

Продолжение прил. 10

Окончание табл. I

1	2	3	4	5
5	–	–	0,730	–
З.Х.	4,156	4,156	3,358	3,67
Передаточное число дополнительной коробки: высшая низшая	–	–	–	–
	7,2	–	–	–
Передаточное число главной передачи	4,125x1,294	4,125	3,875	4,54
Маркировка шин	175/80 R13	6,15–13	155/70 R13	135/80 R12
Давление воздуха в шинах, МПа: передних колес задних колес	0,20	0,14	0,20	0,20
	0,20	0,17	0,20	0,20

Таблица II

Основные технические характеристики легковых автомобилей малого класса

Показатели	Марка (модель) автомобиля												
	ВАЗ												
	2104	2105	2106	2107	2108	2109	21099	2110	2111	2112	2115	2121	2131
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Колесная формула	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x4	4x4
Число мест, чел.	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5
Масса багажа, кг	80	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50

Продолжение прил. 10

Продолжение табл. II

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Снаряженная масса, кг, в том числе: на переднюю ось, кг на заднюю ось, кг	1020	995	1035	1030	900	915	915	1010	1030	1010	970	1150	1135
	520	545	555	556	–	555	555	–	–	–	–	680	–
	500	450	480	474	–	360	360	360	–	–	–	470	–
Полная масса, кг, в том числе: на переднюю ось, кг на заднюю ось, кг	1475	1395	1435	1430	1325	1340	1340	1485	1530	1485	1395	1550	1850
	641	635	657	656	670	675	675	–	–	–	–	750	–
	834	760	778	774	655	665	665	–	–	–	–	800	–
Допустимая масса прицепа, кг: без тормозов оборудованного тормозами													
	300	300	500	300	300	300	300	400	400	400	350	300	300
Габаритные размеры, м: длина ширина высота	4,115	4,130	4,166	4,165	4,006	4,006	4,205	4,265	4,285	4,170	4,330	3,770	4,220
	1,620	1,620	1,611	1,680	1,650	1,650	1,650	1,680	1,680	1,680	1,650	1,680	1,680
	1,443	1,445	1,440	1,435	1,102	1,402	1,402	1,420	1,460	1,435	1,415	1,640	1,640
База, м	2,424	2,424	2,424	2,424	2,460	2,460	2,460	2,492	2,492	2,492	2,460	2,200	2,700
Колея колес, м: передних задних	1,365	1,365	1,365	1,365	1,400	1,400	1,400	1,400	1,400	1,400	1,400	1,430	1,430
	1,321	1,321	1,321	1,321	1,370	1,370	1,370	1,370	1,370	1,370	1,370	1,400	1,400

Продолжение прил. 10

Продолжение табл. II

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Дорожные просветы, мм: до передней оси до задней оси	175	162	175	162	160	160	160	165	165	165	160	288	288
	170	157	170	157	160	160	160	165	165	165	160	220	220
Углы проходимости, град.: передний задний	38	38	38	33	27	28	28	–	–	–	–	40	40
	19	17	17	17	22	22	22	–	–	–	–	32	32
Радиусы поворота, м: наружный габаритный по оси внешнего пе- реднего колеса	5,9	5,9	5,9	5,9	5,5	5,5	5,5	5,2	5,2	5,2	5,2	5,8	5,5
	5,6	5,6	5,6	5,6	5,0	5,0	5,0	–	–	–	–	5,5	–
Максимальная скорость, км/ч	137	145	150	150	148	148	156	165	165	185	155	132	155
Время разгона до 100 км/ч, с	18,5	18	16	17	16	13,5	13,5	14	15	12,5	15	23	20
Выбег с 50 км/ч	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500
Тормозной путь со скоро- сти 80 км/ч	38	38	38	38	38	38	38	38	38	38	38	40	–
Контрольный расход топ- лива, л/100 км, при ско- рости:													
	90 км/ч	7,5	7,1	7,4	7,4	5,7	6,1	5,9	5,3	5,4	5,5	5,7	10,5
120 км/ч	10,2	10,1	10,1	10,1	7,8	7,8	8,0	6,6	7,1	7,2	7,3	–	12,1

Продолжение прил. 10

Продолжение табл. II

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Марка двигателя	BA3-2105	BA3-2105	BA3-2106	BA3-2106	BA3-2108	BA3-2108	BA3-21083	BA3-2110	BA3-2111	BA3-2112	BA3-2111	BA3-2121	BA3-2130
Тип двигателя	К	К	К	К	К	К	К	К	К	К	К	К	К
Число цилиндров	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
Расположение цилиндров	Р	Р	Р	Р	Р	Р	Р	Р	Р	Р	Р	Р	Р
Частота вращения коленчатого вала, об/мин (при максимальной мощности)	5600	5600	5400	5400	5600	5600	5600	5600	4800	5600	4860	5400	5200
Максимальный крутящий момент, Н·м	92	92	116	116	94	94	106,4	103,9	115,7	128,3	115,7	114	139
Частота вращения коленчатого вала об/мин (при максимальном крутящем моменте)	3400	3400	3000	3000	3500	3400	3400	3600	3000	3900	3000	3400	3200
Минимальный удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	300	300	300	300	279	279	279	279	279	279	279	299	299
Передаточное число КПП на передачах													
1	3,67	3,67	3,24	3,67	3,636	3,636	3,636	3,636	3,636	3,636	3,636	3,667	3,667
2	2,10	2,10	1,98	2,10	1,96	1,96	1,96	1,95	1,95	1,95	1,95	1,95	2,10
3	1,36	1,36	1,29	1,36	1,357	1,357	1,357	1,357	1,357	1,357	1,357	1,361	1,361
4	1,0	1,00	1,0	0,941	0,941	0,941	0,941	0,941	0,941	0,941	0,941	1,00	1,00

Продолжение прил. 10

Окончание табл. II

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
5	–	0,82	–	0,82	0,784	0,784	0,784	0,784	0,784	0,784	0,784	0,82	0,82
З.Х.	–	3,53	3,34	3,53	3,53	3,53	3,53	3,5	3,5	3,5	3,5	3,526	3,90
Передаточное число до- полнительной коробки: высшая	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	1,2	1,2
	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	2,135	2,135
	2104	2105	2106	2107	2108	2109	21099	2110	2111	2112	2115	2121	2131
Передаточное число глав- ной передачи	4,3 (4,1)	4,3 (4,1)	4,1 (3,9)	3,9	3,94	3,94	3,94	3,706	3,706	3,706	3,706	4,1	3,937
Маркировка шин	175/70 R13	175/70 R13	175/70 R13	175/70 R13	175/70 R13	175/70 R13	175/70R 13	175/70 R13	175/70 R13	175/70 R13	175/70 R13	175/8 0R16	175/70 R16
Давление воздуха в ши- нах, МПа: передних колес	0,17	0,17	0,17	0,17	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	2,1	2,1
	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	1,9	1,9

Продолжение прил. 10

Таблица III

Основные технические характеристики легковых автомобилей малого класса

Показатели	Марка (модель) автомобиля				
	Москвич				
	412 ИМ	ИЖ-21251	ИЖ-2126	2140	2141
1	2	3	4	5	6
Колесная формула	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2
Число мест, чел.	5	5	5	5	5
Масса багажа, кг	50	50	50	50	50
Снаряженная масса, кг, в том числе	1000	1040	1045	1055	970
на переднюю ось	540	535	563	560	635
на заднюю ось	460	505	477	485	420
Полная масса, кг, в том числе:	1400	1440	1440	1445	1455
на переднюю ось	630	635	677	670	785
на заднюю ось	770	805	763	775	670
Допустимая масса прицепа, кг:					
без тормозов	300	300	300	350	300
оборудованного тормозами	–	–	–	–	850
Габаритные размеры					
длина	4,205	4,205	4,068	4,250	4,350
ширина	1,555	1,555	1,650	1,550	1,690
высота	1,500	1,500	1,450	1,480	1,400
База, м	2,400	2,470	2,400	2,560	1,800

Продолжение прил. 10

Продолжение табл. III

1	2	3	4	5	6
Колея колес, мм: передних задних	1,270	1,270	1,270	1,440	1,340
	1,270	1,270	1,380	1,270	1,420
Дорожные просветы, мм: до передней оси до задней оси	173	173	156	173	171
	168	168	161	176	191
Углы проходимости, град.: передний задний	29	31	29	28	23
	21	19	28	16	25
Радиусы поворота, м наружный габаритный по оси внешнего переднего колеса	5,7	5,7	5,6	5,7	5,5
	5,25	5,25	5,25	5,25	5,0
Максимальная скорость, км/ч	142	142	150	142	158
Время разгона до 100 км/ч	19	19	17,7	19	14,9
Выбег с 50 км/ч	450	450	540	540	550
Тормозной путь от скорости 80 км/ч	43,2	43,2	43,2	42,6	43,2
Контрольный расход топлива, л/100 км, при скорости: 90 км/ч 120 км/ч	7,4	7,8	6,9	7,4	5,8
	10,2	10,6	9,6	–	8,0

Продолжение прил. 10

Продолжение табл. III

1	2	3	4	5	6
Марка двигателя	412Э	412Э	43АМ 331.10	412Э	ВА3–2106
Тип двигателя	К	К	К	К	К
Число цилиндров	4	4	4	4	4
Расположение цилиндров	Р	Р	Р	Р	Р
Степень сжатия	8,5	8,5	9,5	8,5	8,5
Максимальная мощность двигателя, кВт	54	54	52,9	54	56,3
Частота вращения коленчатого вала, об/мин (при максимальной мощности)	5800	5800	5600	5800	5400
Максимальный крутящий момент, Н·м	105,8	105,8	105,8	105,8	121
Частота вращения коленчатого вала, об/мин (при максимальном крутящем моменте)	3000–3800	3000–3800	3200	3000–3800	3000
Минимальный удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	327	327	327	327	300
Передаточное число КПП на передачах:					
1	3,49	3,49	3,49	3,49	3,308
2	2,04	2,04	1,864	2,04	2,05
3	1,33	1,33	1,329	1,33	1,367

Продолжение прил. 10

Окончание табл. III

1	2	3	4	5	6
4	1,00	1,00	1,00	1,00	0,946
5	–	–	0,806	–	0,732
З.Х.	3,39	3,39	4,253	3,39	3,357
Передаточное число дополнительной коробки: высшая	–	–	–	–	–
	–	–	–	–	–
Передаточное число главной передачи	3,91	3,91	3,91	3,9	3,9
Маркировка шин	165/70 R13	165/70 R13	175/70 R13	165/70R13	168/80 R14
Давление воздуха в шинах, МПа: передних колес	0,17	0,17	0,20	0,17	0,19
	0,20	0,20	0,20	0,20	0,19

Продолжение прил. 10

Таблица IV

Основные технические характеристики легковых автомобилей среднего и большого класса

Показатели	Марка(модель) автомобиля											
	ГАЗ						ЗиЛ			УАЗ		
	24	24-02	24-10	24-12	31029	14	13	114	117	41047	3151	31512
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Колесная формула	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x4	4x4
Число мест, чел.	5	7	5	7	5	7	7	7	5	7	7	7
Масса багажа, кг	50	–	50	–	50	70	70	80	80	–	100	100
Снаряженная масса, кг	1420	1550	1400	1540	1450	2615	2100	3085	2880	3335	1680	1590
в том числе:												
на переднюю ось, кг	755	725	745	725	770	1415	1130	1510	1420	1584	900	870
на заднюю ось, кг	655	825	655	815	680	1200	970	1575	1460	1751	780	720
Полная масса, кг, в том числе:	1820	2040	1790	2016	1850	3175	2660	3610	3255	3800	2480	2150
на переднюю ось	870	920	855	900	885	1550	1305	1685	1540	1793	1020	920
на заднюю ось	950	1120	935	1116	965	1625	1355	1925	1715	2067	1460	1230
Допустимая масса прицепа, кг:												
без тормозов	300	–	700	–	500	–	–	–	–	–	850	850
Габаритные размеры, м:												
длина	4,760	4,735	4,735	4,735	4,960	6,114	5,600	6,305	5,725	6,330	4,025	4,025
ширина	1,820	1,820	1,800	1,800	1,820	2,020	2,000	2,068	2,068	2,086	1,785	1,785
высота	1,490	1,540	1,476	1,576	1,476	1,525	1,620	1,540	1,520	1,500	2,50	1,990

Продолжение прил. 10

Продолжение табл. IV

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
База, м	2,800	2,800	2,800	2,800	2,800	3,450	3,250	3,880	3,300	3,880	2,380	2,380
Колея колес, м: передних задних	1,470	1,470	1,496	1,496	1,510	1,580	1,540	1,603	1,603	1,643	1,453	1,445
	1,420	1,420	1,428	1,428	1,423	1,580	1,530	1,663	1,663	1,663	1,453	1,445
Дорожные просветы, мм до передней оси до задней оси	190	190	172	172	172	180	180	170	170	170	300	220
	174	174	156	156	156	215	210	195	195	195	300	220
Углы проходимости, град.: передний задний	30	30	30	30	25	22	22	29	29	25	52	48
	18	20	14	20	14	14	16	14	14	12,5	42	38
Радиусы поворота, м: наружный габарит- ный по оси внешнего пе- реднего колеса	6,0	6,0	6,0	6,0	6,2	8,2	8,2	8,2	7,9	8,25	7,0	6,8
	5,6	5,6	5,6	5,6	5,8	7,3	7,3	7,6	7,3	7,6	6,5	6,3
Максимальная ско- рость, км/ч	147	142	147	145	152	175	160	190	200	190	110	115
Время разгона до 100 км/ч, с	21	22	19	21	17	15	20	13,5	13	13	—	—

Продолжение прил. 10

Продолжение табл. IV

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Выбег с 50 км/ч	500	530	500	530	500	500	500	500	500	500	–	–
Тормозной путь со скорости 80 км/ч	43,2	43,2	43,2	43,2	43,2	43,2	49	40	40	40	43,2	43,2
Контрольный расход топлива, л/100 км, при скорости:												
	90 км/ч	10,5 (при 80 км/ч)	11,0 (при 80 км/ч)	9,3	10,4	9,3	17,5	14 (при 50 км/ч)	19 (при 80 км/ч)	18 (при 80 км/ч)	18,8	11,6 (при 60 км/ч)
120 км/ч	–	–	12,9	13,5	12,9	20,0	–	–	–	25,2	14,5 (при 80 км/ч)	13 (при 80 км/ч)
Марка двигателя	24Д	24Д	ЗМЗ-402	ЗМЗ-402	ЗМЗ-402	ГАЗ-14	ГАЗ-13	ЗИЛ-114	ЗИЛ-114	ЗИЛ-4104	4179	4178
Тип двигателя	К	К	К	К	К	К	К	К	К	К	К	К
Число цилиндров	4	4	4	4	4	8	8	8	8	8	4	4
Расположение цилиндров	Р	Р	Р	Р	Р	Ч	У	У	У	У	Р	Р
Степень сжатия	8,2	8,2	8,2	8,2	8,0	8,5	8,5	9,5	9,5	9,3	7,0	7,0
Максимальная мощность двигателя, кВт	69,9	69,9	73,5	73,5	75	161,8	143,4	220,6	220,6	232	66	66

Продолжение прил. 10

Продолжение табл. IV

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Частота вращения коленчатого вала, об/мин (при максимальной мощности)	4500	4500	4500	4500	4500	4200	4400	4400	4400	4400–4600	4000	4000
Максимальный крутящий момент, Н·м	186,3	186,3	182,4	182,4	181,5	451,1	411,9	559	559	6100	171,6	171,6
Частота вращения коленчатого вала, об/мин (при максимальном крутящем моменте)	2200–2400	2200–2400	2400–2600	2400–2600	2400–2600	2700–2800	2200–2500	2700–2900	2700–2900	2500–2700	2200–2500	2200–2500
Минимальный удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	295	295	285,6	285,6	279	600	600	292,4	292,4	285,6	295	295
Передаточное число КПП на передачах:												
1	3,50	3,50	3,50	3,50	3,50	2,64	2,84	2,02	2,02	2,02	3,78	3,78
2	2,26	2,26	2,36	2,36	1,55	1,62	1,42	1,42	1,42	2,60	2,60	2,60
3	1,45	1,45	1,45	1,45	1,45	1,00	1,00	1,00	1,00	1,0	1,55	1,55
4	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	–	–	–	–	–	1,0	1,0
5	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
3.Х.	3,54	3,54	3,54	3,54	3,54	2,00	2,00	1,42	1,42	1,42	4,12	4,12

Продолжение прил. 10

Окончание табл. IV

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Передаточное число дополнительной ко- робки: высшая												
						Гидро- транс. $K_T=2,35$	Гидро- транс. $K_T=2,35$	Гидро- транс. $K_T=2$	Гидро- транс. $K_T=2$	Гидро- транс. $K_T=2$	1,0	1,0
низшая											1,94	1,94
Передаточное число главной передачи	4,10	4,10	3,9	3,9	3,9	3,58	3,58	3,54	3,54	3,615	5,38	4,625
Маркировка шин	7,35–14	7,35– 14	205/70– R14	205/70– R14	205/70– R14	235– 380	210– 380	235– 380	235– 380	245/70– HR16	8,40– 15	8,40– 15
Давление воздуха в шинах, МПа:												
	передних колес	0,17	0,22	0,20	0,20	0,20	0,18	0,17	0,22	0,22	0,28	0,21
задних колес	0,17	0,22	0,20	0,20	0,20	0,18	0,17	0,22	0,22	0,28	0,21	0,21

Основные технические характеристики автобусов особо малого класса

Показатели	Класс автобуса			
	особо малый		средний	
	Марка (модель) автобуса			
	УАЗ	РАФ	ЛАЗ	
	2206	2203-01	695Н	42021
1	2	3	4	5
Колесная формула	4x4	4x2	4x2	4x2
Вместимость:				
число мест для сиденья	10	11	34	31
общее число мест	10	11	67	63
число служебных мест	1	1	1	1
Снаряженная масса, кг, в том числе:	1850	1815	6800	9000
на переднюю ось, кг	1020	980	2200	2550
на заднюю ось, кг	1420	1435	7530	9350
Полная масса, кг, в том числе:	2720	2710	11630	13630
на переднюю ось, кг	1300	1275	4100	4280
на заднюю ось, кг	1420	1435	7530	9350
Габаритные размеры, м:				
длина	4,440	5,070	9,190	9,696
ширина	1,940	1,940	2,500	2,500
высота	2,101	1,970	2,970	3,006
База, м	2,300	2,620	4,190	4,370

Продолжение прил. 10

Продолжение табл. V

1	2	3	4	5
Колея колес, м: передних задних	1,445	1,496	2,116	2,100
	1,380	1,428	1,850	1,880
Дорожные просветы, мм: до передней оси до задней оси	220	190	340	310
	220	175	320	310
Углы проходимости, град.: передний задний	30	22	15	11,5
	36	13	12	10,5
Радиусы поворота, м: наружный габаритный по оси внешнего переднего колеса	6,8	6,2	9,6	10,7
	6,3	5,5	8,5	9,5
Максимальная скорость, км/ч	110	125	86	90
Время разгона до 60 км/ч, с	20,0	14,0	40	37
Выбег с 50 км/ч, м	400	600	1100	1100
Тормозной путь от скорости 60 км/ч, м	32,1	32,0	32,1	32,1
Контрольный расход топлива, л/100 км, при скорости 60 км/ч	10,6	11,8	33,9	20,5
Марка двигателя	УАЗ-4178	ЗМЗ-402.10	ЗИЛ-508.10	КамАЗ-740.10
Тип двигателя	К	К	К	Д
Число цилиндров	4	4	8	8

Продолжение прил. 10

Окончание табл. V

1	2	3	4	5
Расположение цилиндров	P	P	V	V
Степень сжатия	7,0	8,2	7,1	17
Максимальная мощность двигателя, кВт	66	72,1	110,0	154
Частота вращения коленчатого вала, об/мин (при максимальной мощности)	4000	4500	3200	260
Максимальный крутящий момент, Н·м	171,6	180,4	402	637
Частота вращения коленчатого вала, об/мин (при максимальном крутящем моменте)	2200–2500	2400–2600	1800–2000	1600–1800
Минимальный удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	295	285,6	299	217,6
Передаточное число КПП на передачах:				
1	3,78	3,50	7,44	5,62
2	2,60	2,26	4,1	2,89
3	1,55	1,45	2,29	1,64
4	1,00	1,00	1,47	1,00
5			1,0	0,724
З.Х.	4,12	3,54	7,09	5,30
Передаточное число дополнительной коробки				
высшая	1,00			
низшая	1,94			
Передаточное число главной передачи	4,625	3,90	6,98	7,19
Маркировка шин	8,40–15	185/82 R15	10,00–20	10,00–20
Давление воздуха в шинах, МПа:				
передних колес	0,22	0,32	0,60	0,70
задних колес	0,22	0,37	0,60	0,70

Продолжение прил. 10

Таблица VI

Основные технические характеристики автобусов малого класса

Показатели	Класс автобуса						
	малый						
	Марка (модель) автобуса						
	КаВЗ	ПАЗ				ЗиЛ	Икарус
	685	672	3201	3205	3206	3207	543.26
1	2	3	4	5	6	7	8
Колесная формула	4x2	4x2	4x4	4x2	4x4	4x2	4x2
Вместимость:							
число мест для сиденья	21	23	26	28	28	16	18
общее число мест	28	37	26	36	28	16	18
число служебных мест	1	–	–	1	1	1	2
Снаряженная масса, кг, в том числе:	4030	4545	4680	4830	5210	3845	4450
на переднюю ось	1530	2037	2310	2170	2400	1923	1570
на заднюю ось	4609	4910	4512	4690	4200	2625	4053
Полная масса, кг, в том числе:	6289	7210	7155	7460	7200	5100	6263
на переднюю ось	1680	2600	2643	2770	3000	2448	2210
на заднюю ось	4609	4910	4512	4690	4200	2625	4053
Габаритные размеры, м:							
длина	6,705	7,150	7,150	7,000	7,000	6,910	6,505
ширина	2,380	2,440	2,390	2,500	2,500	2,120	2,380
высота	2,930	2,822	2,964	2,947	3,095	2,035	2,850

Продолжение прил. 10

Продолжение табл. VI

1	2	3	4	5	6	7	8
База, м	3,770	3,600	3,600	3,600	3,600	3,760	3,240
Колея колес, м: передних задних	1,630	1,940	1,800	1,930	1,795	1,698	1,750
	1,690	1,690	1,690	1,690	1,690	1,673	1,550
Дорожные просветы, мм: до передней оси до задней оси	377	320	265	320	264	165	300
	267	265	265	264	264	185	390
Углы проходимости, град.: передний задний	39	24	30	25	30	18	22
	18	14	21	18	20	16	11
Радиусы поворота, м: наружный габаритный по оси внешнего переднего колеса	9,0	9,5	12,0	8,5	12,0	7,9	7,7
	8,0	9,0	11,0	7,6	11,0	7,5	7,0
Максимальная скорость, км/ч	90	80	80	80	80	140	86
Время разгона до 60 км/ч, с	33,6	35	45	35	46	15,0	34,0
Выбег с 50 км/ч, м	746	680	650	610	540	700	993
Тормозной путь от скорости 60 км/ч, м	26,4	32,1	32,1	32,1	32,1	30,0	24,8
Контрольный расход топлива, л/100 км, при скорости 60 км/ч	18,3	22,4	24,2	23,0	24,0	25,0	16,2

Продолжение прил. 10

Продолжение табл. VI

1	2	3	4	5	6	7	8
Марка двигателя	ЗМЗ-53.11	ЗМЗ-672.11	ЗМЗ-672.11	ЗМЗ-672.11	ЗМЗ-672.11	ЗиЛ-375	AVJA-712/18
Тип двигателя	К	К	К	К	К	К	Д
Число цилиндров	8	8	8	8	8	8	4
Расположение цилиндров	V	V	V	V	V	V	P
Степень сжатия	7,6	7,6	7,6	7,6	7,6	7,3	17,5
Максимальная мощность двигателя, кВт	88,3	88,3	88,3	88,3	88,3	132,4	61,0
Частота вращения коленчатого вала, об/мин (при максимальной мощности)	3200	3200–3400	3200–3400	3200–3400	3200–3400	3600	3600
Максимальный крутящий момент, Н·м	284,5	284,5	284,5	284,5	284,5	470,0	213,0
Частота вращения коленчатого вала, об/мин (при максимальном крутящем моменте)	2000–2500	2000–2500	2000–2500	2000–2500	2000–2500	1800–2000	1800
Минимальный удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	300	300	300	300	300	299	
Передаточное число КПП на передачах:							
1	6,55	6,55	6,55	6,55	6,55	2,20	5,4
2	3,09	3,09	3,09	3,09	3,09	1,49	3,1
3	1,71	1,7.1	1,71	1,71	1.71	1,00	2,0
4	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00		1,40
5							1,0
З.Х.	7,77	7,77	7,77	7,747	7,77	1,49	4,8

Продолжение прил. 10

Окончание табл. VI

1	2	3	4	5	6	7	8
Передаточное число дополнительной коробки высшая	–	–	1,00	–	1,00	Гидро- транс. K <sub>r</sub> =2,4	–
			1,963		1,963		
низшая			1,963		1,963		
Передаточное число главной передачи	6,17	6,83	6,83	6,83	6,83	5,44	5,57
Маркировка шин	240-568	240-508	240-508	240-508	240-508	250/70 R16	240-508
Давление воздуха в шинах, МПа:							
	передних колес	0,28	0,43	0,43	0,60	0,60	0,35
задних колес	0,43	0,43	0,30	0,50	0,43	0,35	0,50

Основные технические характеристики автобусов большого класса

Показатели	Класс автобуса								
	большой								
	Марка (модель) автобуса								
	Икарус							Мерседес-бенц	ТАМ
	250.93	256.74	260.50	263.00	2650.00	365.10	415.08	0302С	260 А119Т
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Колесная формула	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2
Вместимость:									
число мест для сиденья общее	51	45	22	20	50	46	17	53	46
число мест	51	45	75	87	50	46	76	53	46
число служебных мест	2	2	1	1	2	2	1	2	2
Снаряженная масса, кг, в том числе:									
на переднюю ось	10700	10400	9000	9300	11610	11170	9800	12190	12040
на среднюю ось	3300	3070	4080	4420	4010	3350	3400	4314	4440
на заднюю ось	7400	7330	4920	4880	7600	7820	6400	7876	7600
Полная масса, кг, в том числе:	15440	14645	14175	15290	15926	15550	15050	17500	16000
на переднюю ось	5790	5490	5385	5500	5959	5830	5420	6500	6000
на среднюю ось	—	—	—	—	—	—	—	—	—
на заднюю ось	9650	9155	8790	9790	9967	9720	9630	11000	10000

Продолжение прил. 10  
Продолжение табл. VII

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Габаритные размеры, м:									
длина	11,990	10,990	11,000	11,910	11,980	10,980	11,440	12,000	12,000
ширина	2,500	2,500	2,500	2,500	2,500	2,500	2,500	2,500	2,500
высота	3,200	3,080	3,040	3,040	3,368	3,456	3,007	3,140	3,200
База, м	6,330	5,330	5,400	5,840	6,330	5,420	5,570	6,330	6,300
Колея колес, м:									
передних	2,000	2,000	2,000	2,000	2,000	2,016	2,051	1,960	2,064
задних	1,835	1,835	1,835	1,835	1,835	1,820	1,840	1,821	1,824
Дорожные просветы, мм:									
до передней оси	330	330	330	330	330	330	275	230	272
до задней оси	340	340	310	310	310	280	260	262	217
Углы проходимости, град:									
передний	10,0	10,0	10,0	9,5	11,0	10,5	7,5	12,0	10,0
задний	7,5	7,5	7,5	8,5	8,0	8,5	7,0	9,5	8,0
Радиусы поворота, м:									
наружный габаритный	12,0	10,6	1,075	11,4	11,9	11,7	11,3	11,2	11,3
по оси внешнего переднего колеса	10,2	8,9	8,95	9,45	9,9	10,2	9,48	9,3	9,7
Максимальная скорость, км/ч	106	106	67	66	120,5	108	75	117	118
Время разгона до 60 км/ч, с	31,0	33,0	41,7	41,9	29,0	22,0	41,5	22,0	27,0
Выбег с 50 км/ч, м	1378	1294	877	890	1470	1345	1020	1380	1180

Продолжение прил. 10

Продолжение табл. VII

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тормозной путь от скорости 60 км/ч, м	31,4	26,5	31,8	25,6	24,7	26,1	27,2	25,8	29,7
Контрольный расход топлива, л/100 км, при скорости 60 км/ч	21,0	21,5	27,1	27,3	22,8	17,9	25,2	16,0	19,8
Марка двигателя	МАН Д2156	МАН Д2156	МАН 2156	МАН 2156	МАН Д2156	МАН Д2156	МАН Д2156	ОМ 422482.9	ТАМ F8L41
Тип двигателя	D+TH	D+TH	D	D	D+TH	D+TH	D+TH	D	D
Число цилиндров	6	6	6	6	6	6	6	8	8
Расположение цилиндров	P	P	P	P	P	P	P	P	V
Степень сжатия	17	17	17	17	17	17	17	17	16,35
Максимальная мощность двигателя, кВт	162	162	142	142	184	184	162	206	188
Частота вращения коленчатого вала, об/мин (при максимальной мощности)	2100	2100	2100	2100	2200	2200	2100	2300	2500
Максимальный крутящий момент, Н·м	815	815	697	697	883	883	815	1040	817
Частота вращения коленчатого вала, об/мин (при максимальном крутящем моменте)	1500	1500	1300	1300	1600	1600	1500	1200	1400–1600

Продолжение прил. 10

Окончание табл. VII

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Минимальный удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	217,6	217,6	217,6	217,6	216,0	216,0	217,6	216,0	217,6
Передаточное число КПП на передачах:									
1	7,03	7,03	7,03	7,03	7,03	7,03	7,03	6,98	7,41
2	4,09	4,09	4,09	4,09	4,09	4,09	4,09	4,06	4,27
3	2,45	2,45	2,70	2,70	2,45	2,45	2,70	2,74	2,75
4	1,50	1,50	1,88	1,88	1,50	1,50	1,84	1,89	1,84
5	1,00	1,00	1,35	1,35	1,00	1,00	1,40	1,31	1,24
6	0,70	0,70	1,00	1,00	0,70	0,70	1,00	1,00	1,00
3.Х.	6,48	6,48	6,48	6,48	6,48	6,48	6,48	6,43	6,96
Передаточное число главной передачи	5,648	5,648	6,194	6,194	78,41	3,73	5,648	3,92	4,027
Маркировка шин	280-508	280-508	300-508	300-508	280-508	280-508	280-508	300-508	280-508
Давление воздуха в шинах, МПа:									
передних колес	0,785	0,785	0,700	0,725	0,785	0,80	0,725	0,79	0,70
задних колес	0,710	0,710	0,675	0,725	0,710	0,80	0,825	0,79	0,70

Продолжение прил. 10

Таблица VIII

Основные технические характеристики автобусов большого и особо большого класса

Показатели	Класс автобуса							
	большой				особо большой			
	Марка (модель) автобуса							
	ЛАЗ			ЛиАЗ		Икарус		
	699P	4202	4207	677M	5256	280.64	283.00	435.01
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Колесная формула	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	6x2	6x2	6x2
Вместимость:								
число мест для сиденья	41	25	41	25	24	37	29	34
общее число мест	41	69	41	80	89	115	132	138
число служебных мест	2	1	1	1	1	1	1	1
Снаряженная масса, кг, в том числе:	8896	8600	9440	8363	9600	12500	13850	14330
на переднюю ось	3273	2350	2970	4265	2900	4390	4550	4370
на среднюю ось	–	–	–	–	–	5060	4780	2930
на заднюю ось	5623	6250	6470	4098	6700	3050	4520	7030
Полная масса, кг, в том числе:	12998	13400	13250	14033	15727	20395	229000	23790
на переднюю ось	4548	4100	4520	5725	5383	5300	6250	5470
на среднюю ось	–	–	–	–	–	8975	8480	8565
на заднюю ось	8450	9300	8730	8308	10344	6120	8170	9755

Продолжение прил. 10  
Продолжение табл. VIII

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Габаритные размеры, м: длина ширина высота	10,540	9,700	9,980	10,530	11,400	16,500	17,975	17,850
	2,500	2,500	2,500	2,500	2,500	2,500	2,500	2,500
	2,980	2,945	3,135	3,033	3,007	3,160	3,160	3,007
База, м	5,545	4,370	4,900	5,150	5,840	5,400	5,400	5,570
База от средней до задней оси, м	–	–	–	–	–	6,200	6,475	6,410
Колея колес, м: передних средних задних	2,100	2,100	2,050	2,100	2,050	2,000	2,000	2,051
						1,835	1,835	1,840
	1,850	1,880	1,810	1,800	1,840	2,000	1,835	1,840
Дорожные просветы, мм: до передней оси до средней оси до задней оси	350	350	240	350	180	340	340	275
	–	–	–	–	–	310	310	380
	310	310	240	316	190	340	310	280
Углы проходимости, град: передний задний	12,0	12,0	12,5	11,0	9,0	11,0	9,5	7,5
	12,0	9,0	10,5	7,5	9,0	10,0	8,5	7,0
Радиусы поворота, м: наружный габаритный по оси внешнего перед- него колеса	12,0	9,7	9,3	11,0	10,9	11,2	11,9	11,9
	11,2	8,0	7,8	9,6	8,9	9,8	10,2	10,76

Продолжение прил. 10  
Продолжение табл. VIII

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Максимальная скорость, км/ч	102	75	113	70	70	66,5	65,4	71
Время разгона до 60 км/ч, с	37,0	37,00	45,0	46,5	31,0	57,5	73,6	44,0
Выбег с 50 км/ч, м	900	1100	1000	860	900	853	862	1312
Тормозной путь от скорости 60 км/ч, м	32,1	32,1	32,1	32,1	29,1	32,1	31,3	24,1
Контрольный расход топлива, л/100 км, при скорости 60 км/ч	31,3	20,5	16,8	35,0	25,0	30,1	33,6	28,0
Марка двигателя	ЗиЛ 509.10	КамАЗ 740.10	КамАЗ 7483.10	ЗиЛ 509/10	КамАЗ 7408.10	МАН Д2156	МАН Д2156	LisT D11UT
Тип двигателя	К	D	D	К	D	D	D+TH	D+TH
Число цилиндров	8	8	8	8	8	6	6	6
Расположение цилиндров	V	V	V	V	V	V	P	P
Степень сжатия	7,3	17	16	7,3	17	17	17	17
Максимальная мощность двигателя, кВт	129	154	135	129	144	142	162	206
Частота вращения коленчатого вала, об/мин (при максимальной мощности)	3200	2600	2200	3200	2150-2250	2100	2100	2200

Продолжение прил. 10  
Продолжение табл. VIII

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Максимальный крутящий момент, Н·м	471	634	785	470	687	697	815	1118
Частота вращения коленчатого вала, об/мин (при максимальном крутящем моменте)	1800-2000	1600-1800	1200-1400	1800-2000	1400-1600	1300	1300	1600
Минимальный удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	299,0	217,6	217,6	299,0	217,6	217,6	217,6	216,0
Передаточное число КПП на передачах:								
1	6,171	5,62	7,82	1,792	2,43	7,03	7,03	5,57
2	3,402	2,89	4,03	1,00	1,44	4,09	4,09	3,23
3	1,786	1,64	2,50	–	0,98	2,70	2,70	2,29
4	1,00	1,00	1,53	–	–	1,88	1,84	1,61
5	0,779	0,724	1,00	–	–	1,35	1,40	1,27
6	–	–	–	–	–	1,00	1,00	1,00
З.Х.	6,686	5,30	7,38	1,719	1,97	6,48	6,48	5,12
Передаточное число дополнительной коробки высшая	–	–	–	Гидро- транс. Ктр=2,8	Гидро- транс. Ктр=2,6	–	–	–
низшая	–	–	–	–	–	–	–	–

Продолжение прил. 10

Окончание табл. VIII

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Передаточное число главной передачи	7,19	7,19	3,73	7,456	5,44	6,19	6,27	5,648
Маркировка шин	280-508	280-508	280-572	280-508	280-70R 572	300-508	300-508	280-508
Давление воздуха в шинах, МПа:								
передних колес	0,60	0,70	0,67	0,75	0,875	0,70	0,725	0,75
средних колес	–	–	–	–	–	0,675	0,725	0,70
задних колес	0,63	0,70	0,67	0,67	0,875	0,70	0,675	0,75

Таблица IX

Основные технические характеристики грузовых малотоннажных автомобилей

Показатели	Малотоннажные					
	Марка (модель) автомобиля					
	ИЖ		АЗЛК	ЕрАЗ	УАЗ	
	2715.01	27151.01	2335	762В	3771	3303
1	2	3	4	5	6	7
Колесная формула	4x2	4x2	4x2	4x2	4x4	4x4
Грузоподъемность, кг	450	500	500	1150	800	800
Снаряженная масса, кг, в том числе:	1015	965	990	1475	1700	1650
на переднюю ось	550	550	638	880	990	925
на заднюю ось (тележку)	465	415	352	595	710	725

Продолжение прил. 10

Продолжение табл. IX

1	2	3	4	5	6	7
Полная масса, кг, в том числе: на переднюю ось на заднюю ось (тележку)	1615	1615	1630	2625	2660	2610
	615	615	770	1210	1260	1200
	1000	1000	800	1415	1400	1410
Допустимая масса прицепа, кг	–	–	–	–	850	850
База, м	2,400	2,400	2,700	2,700	2,300	2,300
Расстояние, м от передней до средней оси от средней до задней оси	–	–	–	–	–	–
	–	–	–	–	–	–
Колея колес, м: передних задних	1,270	1,270	1,440	1,410	1,445	1,445
	1,270	1,270	1,420	1,420	1,380	1,445
Дорожный просвет, мм: до передней оси до задней оси	190	193	171	230	220	220
	185	185	191	205	220	220
Углы проходимости, град.: передний задний	28	28	23	27	36	36
	20	20	30	18	28	30
Радиусы поворота, м: наружный габаритный по оси внешнего переднего колеса	5,7	5,7	6,0	6,7	6,8	6,8
	5,25	5,25	5,5	6,5	6,3	6,3
Максимальная скорость, км/ч	125	125	143	110	110	110

Продолжение прил. 10

Продолжение табл. IX

1	2	3	4	5	6	7
Время разгона до скорости км/ч, с	100	100	80	60	60	60
	19	19	14,5	14	20	20
Выбег со скорости км/ч, м	50	50	50	60	50	50
	400	400	500	600	400	400
При скорости, км/ч: тормозной путь, м	80	80	80	60	60	60
	43,2	43,2	43,2	25,8	32,1	32,1
При скорости, км/ч: контрольный расход топлива, л/100 км	60	60	90	50	60	60
	6,9	6,9	7,0	12,0	10,6	10,6
Марка двигателя	412Э	412Э	BA3-2106	3M3-24.01	YA3-4178	YA3-4178
Тип двигателя	К	К	К	К	К	К
Число цилиндров	4	4	4	4	4	4
Расположение цилиндров	Р	Р	Р	Р	Р	Р
Степень сжатия	8,5	8,5	8,5	7,6	7,0	7,0
Максимальная мощность двига- теля, кВт	54,0	54,0	56,3	30,7	66,0	66,0
Частота вращения коленчатого вала, об/мин (при максимальной мощности)	5800	5800	5400	4500	4000	4000
Максимальный крутящий мо- мент, Н·м	105,8	105,8	121,0	166,0	171,6	171,6
Частота вращения коленчатого вала, об/мин (при максимальном крутящем моменте)	3000-3800	3000-3800	3000	2500	2200-2500	2200-2500

Продолжение прил. 10

Окончание табл. IX

1	2	3	4	5	6	7
Минимальный удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	306,0	306,0	300,0	295,0	295,0	295,0
Передаточное число КПП на передачах:						
1	3,49	3,49	3,308	3,50	3,78	3,78
2	2,04	2,04	2,05	2,26	2,60	2,60
3	1,33	1,33	1,367	1,45	1,55	1,55
4	1,00	1,00	0,946	1,00	1,00	1,00
5	–	–	0,732	–	–	–
6						
7		–				
8	–					
З.Х.	3,39	3,39	3,357	3,54	4,12	4,12
Передаточное число дополнительной коробки						
высшая	–	–	–	–	1,00	1,00
низшая	–	–	–	–	1,94	1,94
Передаточное число главной передачи	4,22	4,22	4,55	4,55	4,625	4,625
Маркировка шин	6,40-13	6,40-13	165/80-R14	7,00-15	8,40-15	8,40-15
Давление воздуха в шинах, МПа						
передних колес	0,17	0,17	0,23	0,22	0,22	0,22
задних колес	0,25	0,25	0,32	0,22	0,22	0,22

Продолжение прил. 10  
Таблица X

Основные технические характеристики грузовых автомобилей повышенной проходимости

Показатели	Повышенной проходимости						
	Марка (модель) автомобиля						
	ГАЗ	ЗиЛ		Урал	КамАЗ	КрАЗ	
	66.11	157КД	131Н	4320.01	43101	255Б1	260
1	2	3	4	5	6	7	8
Колесная формула	4x4	6x6	6x6	6x6	6x6	6x6	6x6
Грузоподъемность, кг	2000	3000	3750	5000	6000	8020	9500
Снаряженная масса, кг, в том числе:	3440	5050	6135	8025	8745	11170	11750
на переднюю ось	2125	2190	2750	4015	4315	4920	5740
на заднюю ось (тележку)	1315	2860	3385	4010	4430	6250	6010
Полная масса, кг, в том числе:	5770	8200	10185	13325	15205	19415	21475
на переднюю ось	2715	2770	3060	4360	5020	5190	6320
на заднюю ось (тележку)	3065	5730	7125	8965	10185	14225	15155
Допустимая масса прицепа, кг	2000	3600	4150	7000	7000	10000	10000
База, м	3,300	–	–	–	–	–	–
Расстояние, м:							
от передней до средней оси	–	3,665	3,350	3,525	3,340	4,600	4,600
от средней до задней оси	–	1,120	1,250	1,400	1,320	1,400	1,400

Продолжение прил. 10  
Продолжение табл. X

1	2	3	4	5	6	7	8
Колея колес, м: передних задних	1,800	1,755	1,820	2,000	2,010	2,160	2,160
	1,750	1,750	1,820	2,000	2,010	2,160	2,160
Дорожный просвет, мм: до передней оси до задней оси (оси тележки)	315	310	330	400	365	360	370
	315	355	355	400	365	360	370
Углы проходимости, град.: передний задний	35	35	45	45	32	47	40
	32	43	40	36	35	27	29
Радиусы поворота, м: наружный габаритный по оси внешнего переднего колеса	10,0	12,0	10,8	11,4	11,3	14,2	13,5
	9,5	11,2	10,2	10,8	10,5	13,5	13,0
Максимальная скорость, км/ч	90	65	85	85	85	71	80
Время разгона до скорости км/ч, с	60	50	60	60	60	60	60
	30	50	50	40	35	40	40
Выбег со скорости, км/ч, м	50	30	50	50	50	50	50
	500	150	450	530	600	650	650
Тормозной путь от скорости, км/ч, м	50	50	50	60	40	40	40
	25	25	25	36,7	17,2	17,2	17,2

Продолжение прил. 10  
Продолжение табл. X

1	2	3	4	5	6	7	8
При скорости, км/ч: контрольный расход топлива, л/100 км	60	40	60	60	60	60	60
	20,0	38,5	35,0	29,0	30,0	35,3	38,5
Марка двигателя	ЗМЗ-66.06	ЗиЛ-157КД	ЗиЛ-5081	КамАЗ-740.10	КамАЗ-740.10-20	ЯМЗ-238М2	ЯМЗ-238Л
Тип двигателя	К	К	К	Д	Д	Д	Д+ТН
Число цилиндров	6	6	8	8	8	8	8
Расположение цилиндров	V	P	V	V	V	V	V
Степень сжатия	7,6	6,5	7,1	14,0	17,0	16,5	15,2
Максимальная мощность двигателя, кВт	88,5	81,0	110,0	154,0	164,0	176,0	220,0
Частота вращения коленчатого вала, об/мин (при максимальной мощности)	3200	2800	3200	2600	2600	2100	2100
Максимальный крутящий момент, Н·м	284,5	350,0	402,0	637,0	667,0	883,0	1079
Частота вращения коленчатого вала, об/мин (при максимальном крутящем моменте)	2000-2500	1100-1400	1800-2000	1500-1800	1600-1800	1450-1600	1500
Минимальный удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	300,0	333,0	299,0	217,6	217,6	216,0	204

Продолжение прил. 10  
Окончание табл. X

1	2	3	4	5	6	7	8
Передаточное число КПП на передачах:							
1	6,55	7,44	7,44	5,62	7,82	5,26	7,73
2	3,09	4,10	4,10	2,89	4,03	2,90	5,52
3	1,71	2,29	2,29	1,64	2,50	1,52	3,94
4	1,0	1,47	1,47	1,00	1,53	1,00	2,80
5		1,00	1,0	0,727	1,00	0,66	1,96
6	–	–	–	–	–	–	1,39
7	–	–	–	–	–	–	1,00
8	–	–	–	–	–	–	0,71
3.X.	7,77	7,09	7,09	5,30	7,38	5,48	11,78; 2,99
Передаточное число допол- нительной коробки							
высшая	1,00	1,16	1,00	1,30	0,917	1,23	1,013
низшая	1,982	2,27	2,08	2,15	1,692	2,28	1,310
Маркировка шин	12,0-18	12,0-18	12,0-20	14,00-20	1220X400-583	1300X530-583	1300X530-583
Давление воздуха в шинах, МПа:							
передних колес	–	0,30	0,30	0,32	0,32	0,35	0,40
задних колес	–	0,30	0,30	0,32	0,32	0,35	0,40

Продолжение прил. 10  
Таблица XI

Основные технические характеристики грузовых бортовых автомобилей

Показатели	Марка (модель) автомобиля					
	ГАЗ		ЗиЛ			
	53-12	3307	431410	431510	433100	133ГЯ
1	2	3	4	5	6	7
Колесная формула	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2	6x4
Грузоподъемность, кг	4500	4500	6000	6000	6000	10000
Снаряженная масса, кг, в том числе:	3200	3200	4175	4550	4500	7610
на переднюю ось	1435	1435	2005	2140	3000	3290
на заднюю ось (тележку)	1785	1785	2170	2410	2500	4320
Полная масса, кг, в том числе:	7850	7850	10400	10775	11725	17835
на переднюю ось	1875	1875	2510	2875	3725	4460
на заднюю ось (тележку)	5975	5975	7890	7930	8000	13375
Допустимая масса прицепа, кг	3500	3500	8000	8000	11500	11500
Габаритные размеры, м						
длина	6,395	6,550	6,675	7,610	8,030	9,250
ширина	2,380	2,380	2,500	2,500	2,500	2,500
высота	2,220	3,770	3,800	4,500	4,500	—
База, м	3,700	3,700	3,800	4,500	4,500	—
Расстояние, м:						
от передней до средней оси	—	—	—	—	—	4,610
от средней до задней оси	—	—	—	—	—	1,400

Продолжение прил. 10  
Продолжение табл. XI

1	2		3		4		5		6		7
Колея колес, м: передних задних	1,630		1,630		1,800		1,800		1,930		1,835
	1,690		1,690		1,850		1,850		1,850		1,850
Дорожный просвет, мм: до передней оси до задней оси (оси тележки)	347		347		340		340		324		340
	265		265		220		220		230		234
Углы проходимости, град.: передний задний	41		38		38		38		36		35
	25		25		27		27		23		27
Радиусы поворота, м: наружный габаритный по оси внешнего переднего колеса	9		9		8,9		10,1		8,6		12,1
	8		8		8,3		9,5		8,0		11,6
Максимальная скорость, км/ч	90		90		90		90		95		85
Время разгона до скорости 60 км/ч, с	32		32		37		37		33		50
Выбег со скорости 50 км/ч, м	660		660		750		750		800		900
Тормозной путь от скорости км/ч, м	50		50		50		50		60		40
	25		25		25		25		36,7		17,2
При скорости км/ч: контрольный расход топлива, л/100 км	60	80	60	80	60	80	60	80	60	80	60
	19,6	26,4	19,6	26,4	25,8	32,2	25,8	32,2	18,4	22,9	26,6

Продолжение прил. 10  
Продолжение табл. XI

1	2	3	4	5	6	7
Марка двигателя	ЗМЗ-53-11	ЗМЗ-53-11	ЗиЛ-508.10	ЗиЛ-508.10	ЗиЛ-645	КамАЗ-740.10
Тип двигателя	К	К	К	К	Д	д
Число цилиндров	8	8	8	8	8	8
Степень сжатия	7,6	7,6	7,1	7,1	18,5	17,0
Максимальная мощность двигателя, кВт	88,5	88,5	110	110	136	154
Частота вращения коленчатого вала, об/мин (при максимальной мощности)	3200	3200	3200	3200	2800	2600
Максимальный крутящий момент, Н·м	284,5	284,5	402	402	510	637
Частота вращения коленчатого вала, об/мин (при максимальном крутящем моменте)	2000-2500	2000-2500	1800-2000	1800-2000	1400-1600	1500-1800
Минимальный удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	300	300	299	299	217	217,6
Передаточное число КПП на передачах:						
1	6,55	6,55	7,44	7,44	11,4	7,82
2	3,09	3,09	4,10	4,10	8,26	4,03
3	1,71	1,71	2,29	2,29	6,10	2,5
4	1,00	1,00	1,47	1,47	4,52	1,53

Продолжение прил. 10  
Окончание табл. XI

1	2	3	4	5	6	7
5	–	–	1,00	1,00	3,33	1,00
6	–	–	–	–	2,48	–
7	–	–	–	–	1,83	–
8	–	–	–	–	1,355	–
9	–	–	–	–	1,00	
З.Х.	7,77	7,77	7,09	7,09	8,00	7,38
Передаточное число главной передачи	6,17	6,17	6,33	6,33	5,29	6,83
Маркировка шин	240R508	240R508	260R508	260R508	260R508	260R508
Давление воздуха в шинах, МПа:						
передних колес	0,45	0,45	0,40	0,40	0,60	0,73
задних колес	0,63	0,63	0,63	0,63	0,65	0,53

Продолжение прил. 10

Таблица XII

Основные технические характеристики грузовых бортовых автомобилей

Показатели	Марка (модель) автомобиля						
	МАЗ		КамАЗ				КрАЗ
	53371	53362	5320	53212	5351	5325	250
1	2	3	4	5	6	7	8
Колесная формула	4x2	4x2	6x4	6x4	4x2	4x2	6x4
Грузоподъемность, кг	8700	8280	8000	10000	8220	11060	14575
Снаряженная масса, кг	7150	7950	7080	8000	7630	7790	9200
в том числе:							
на переднюю ось	4090	4720	3320	3525	4230	4250	4580
на заднюю ось (тележку)	3060	3230	3760	4475	3400	3540	4620
Полная масса, кг	16000	16380	15305	18225	16000	19000	24000
в том числе:							
на переднюю ось	6000	6380	4375	4290	6000	6000	6000
на заднюю ось (тележку)	1000	10000	10930	13935	10000	10000	10000
Допустимая масса прицепа, кг	12000	20000	11500	14000	16000	16000	20000

Продолжение прил. 10  
Продолжение табл. XII

1	2	3	4	5	6	7	8
Габаритные размеры, м							
длина	8,650	10,730	8,040	9,135	8,500	8,560	9,560
ширина	2,500	2,500	2,500	2,500	2,500	2,500	2,500
высота	3,950	4,900	–	–	4,650	4,650	–
База, м	3,950	4,900	–	–	4,650	4,650	–
Расстояние, м:							
от передней до средней оси	–	–	3,190	3,690	–	–	4,880
от средней до зад- ней оси	–	–	1,320	1,320	–	–	1400
Колея колес, м:							
передних	2,032	2,032	2,026	2,026	2,012	2,012	1,970
задних	1,972	1,972	1,856	1,856	2,060	2,160	2,165
Дорожный просвет, мм:							
до передней оси	260	260	280	280	290	310	270
до задней оси (оси тележки)	280	280	280	280	290	310	270
Углы проходимости, град.:							
передний	24	20	26	26	20	20	20
задний	28	11	30	20	27	27	27

Продолжение прил. 10  
Продолжение табл. XII

1	2	3	4	5	6	7	8				
Радиусы поворота, м: наружный габаритный по оси внешнего переднего колеса	9,8	9,1	9,3	9,8	9,7	9,7	13,0				
	9,1	8,4	8,5	9,0	8,9	8,9	12,0				
Максимальная скорость, км/ч	85	115	80	80	100	100	78				
Время разгона до скорости 60 км/ч, с	50	50	35	40	30	32	60				
Выбег со скорости 50 км/ч, м	850	850	700	800	1050	1100	700				
Тормозной путь от скорости, км/ч, м	60	60	60	60	60	60	40				
	36,7	36,7	36,7	36,7	36,7	36,7	17,2				
При скорости км/ч: контрольный расход топлива, л/100 км	60	60	80	60	80	60	80	60			
	21,5	21,8	29,6	23	29,6	24,4	31,5	23	29,5	24	30,5
Марка двигателя	ЯМЗ-236М2	ЯМЗ-238.13	КамаЗ-740.10	КамаЗ-740.10	КамаЗ-74006.10	КамаЗ-74006.10	ЯМЗ-238М2				
Тип двигателя	Д	Д	Д	Д	Д	Д	Д				
Число цилиндров	8	8	8	8	8	8	8				
Степень, сжатия	16,5	15,2	17,0	17,0	17,0	17,0	16,5				
Максимальная мощность двигателя, кВт	132	220	154	154	162	162	176				

Продолжение прил. 10  
Продолжение табл. XII

1	2	3	4	5	6	7	8
Частота вращения коленчатого вала, об/мин (при максимальной мощности)	2100	2000	2600	2600	2600	2600	2100
Максимальный крутящий момент, Н·м	667	1180	637	637	667	667	883
Частота вращения коленчатого вала, об/мин (при максимальном крутящем моменте)	1250–1450	1200–1400	1500–1800	1500–1800	1500–1800	1500–1800	1250–1450
Минимальный удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	216	204	217,6	217,6	217,6	217,6	216
Передаточное число КПП на передачах:							
1	5,26	7,73	7,82	7,82	7,82	7,82	5,26
2	2,90	5,52	6,38	6,38	6,38	6,38	2,90
3	1,52	3,94	4,03	4,03	4,03	4,03	1,52
4	1,00	2,800	3,29	3,29	3,29	3,29	1,00
5	0,66	1,96	2,5	2,5	2,5	2,5	0,66
6		1,39	2,04	2,04	2,04	2,04	

Окончание прил. 10  
Окончание табл. XII

1	2	3	4	5	6	7	8
7	–	1,00	1,53	1,53	1,53	1,53	
8	–	–0,71	1,25	1,25	1,25	1,25	
9	–	–	1,00	1,00	1,00	1,00	
10	–	–	0,815	0,815	0,815	0,815	
З.Х.	5,48	11,78   2,99	7,38   6,02	7,38   6,02	7,38   6,02	7,38   6,02	5,48
Передаточное число главной передачи	7,14	4,89	6,53	6,53	6,53	6,53	8,21
Маркировка шин	300R508	300R508	260R508	260R508	300R508	300R508	300R508
Давление воздуха в шинах, МПа:							
передних колес	0,75	0,80	0,73	0,73	0,75	0,75	0,75
задних колес	0,67	0,67	0,43	0,53	0,67	0,67	0,60

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ .....	3
1. ТЕОРИЯ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ.....	4
1.1. Теория тепловых машин .....	4
1.2. Рабочие процессы двигателя.....	5
1.3. Показатели работы двигателя .....	13
1.4. Мощностной баланс ведущих колес .....	17
2. ХАРАКТЕРИСТИКА СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА АВТОМОБИЛЬ В ПРОЦЕССЕ ДВИЖЕНИЯ.....	20
2.1. Сила сопротивления качению .....	20
2.2. Сила сопротивления подъему .....	20
2.3. Сопротивление воздушной среды .....	21
2.4. Внутренние силы сопротивления .....	28
2.5. Продольные усилия ведущих колес .....	36
2.6. Уравнение силового баланса.....	37
2.7. Приведенная сила инерции .....	39
2.8. Уравнение мощностного баланса .....	40
2.9. Распределение усилий между ведущими колесами.....	41
2.10. Время и путь выбега.....	47
2.11. Динамический фактор автомобиля.....	47
3. МЕТОДИКА РАСЧЕТА КОНСТРУКТИВНЫХ И ТЯГОВО- ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ АВТОМОБИЛЯ .....	50
3.1. Определение полного веса автомобиля .....	50
3.2. Определение размера шин.....	51
3.3. Расчет требуемой мощности автомобильного двигателя .....	52
3.4. Расчет и построение внешней скоростной характеристики двигателя.....	53
3.5. Расчет передаточных чисел агрегатов трансмиссии .....	55
3.6. Расчет и построение динамической характеристики автомобиля .....	55
3.7. Расчет и построение экономической характеристики автомобиля .....	57
3.8. Расчет и построение мощностного баланса автомобиля .....	60
4. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ.....	62
4.1. Общие положения .....	62
4.2. Оформление курсовой работы .....	62
4.3. Содержание расчетно-пояснительной записки .....	64
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	67
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК .....	68

Учебное издание

Белоковылский Александр Михайлович

ТЕХНИКА ТРАНСПОРТА, ОБСЛУЖИВАНИЕ И РЕМОНТ

Учебное пособие

Редактор М.А. Сухова

Верстка Т.А. Лильп

---

Подписано в печать 15.07.14. Формат 60×84/16.  
Бумага офисная «Снегурочка». Печать на ризографе.  
Усл.печ.л. 9,10. Уч.-изд.л. 10,75. Тираж 80 экз.  
Заказ №242.



---

Издательство ШУАС.  
440028, г. Пенза, ул. Германа Титова, 28.