



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ  
РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

**Белорусский национальный  
технический университет**

---

**Кафедра «Тракторы»**

**Ю. Е. Атаманов  
В. Н. Плищ**

# **ТЕОРИЯ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА**

**Учебно-методическое пособие  
по лабораторным работам**

**Часть 1**



**Минск  
БНТУ  
2017**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ  
Белорусский национальный технический университет

---

Кафедра «Тракторы»

Ю. Е. Атаманов  
В. Н. Плищ

## ТЕОРИЯ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Учебно-методическое пособие  
по лабораторным работам  
для студентов специальности  
1-37 01 05 «Городской электрический транспорт»

В 2 частях

Часть 1

### КОЛЁСНЫЙ ДВИЖИТЕЛЬ. ТЯГОВО-СКОРОСТНЫЕ И ТОРМОЗНЫЕ СВОЙСТВА

*Рекомендовано учебно-методическим объединением по образованию  
в области транспорта и транспортной деятельности*

Минск  
БНТУ  
2017

УДК [629.341.062+629.433.015](076.5)

ББК 39.82я73-5+39.83я73-5

A92

Р е ц е н з е н т ы :

заведующий кафедрой «Тракторы и автомобили»

Белорусского государственного аграрного технического университета»,

доктор технических наук *Ю. Д. Карпиевич*;

заместитель главного конструктора по сертификации и испытаниям

управления конструкторских и экспериментальных работ-1

ОАО «Минский тракторный завод» *И. А. Колтович*

**Атаманов, Ю. Е.**

A92 Теория подвижного состава : учебно-методическое пособие по лабораторным работам для студентов специальности 1-37 01 05 «Городской электрический транспорт» : в 2 ч. Ч. 1. Колёсный движитель. Тягово-скоростные и тормозные свойства / Ю. Е. Атаманов, В. Н. Плищ. – Минск : БНТУ, 2017. – 193 с.

ISBN 978-985-550-556-4 (Ч. 1).

Изложены основные теоретические положения, необходимые для выполнения лабораторных работ по дисциплине «Теория подвижного состава», составления механико-математических моделей для исследования эксплуатационных свойств подвижного состава. Освещены вопросы моделирования изменения крутящего момента тягового электродвигателя при разгоне подвижного состава, моделирования взаимодействия колёсного движителя с опорной поверхностью (асфальтовая дорога, рельсовый путь), систем поддрессоривания, механического привода ведущих колес и т. п.

В приложениях приведены необходимые справочные материалы для выполнения лабораторных работ и указаны численные значения исходных данных. Все лабораторные работы выполняются с помощью персональных компьютеров с использованием механико-математических моделей.

УДК [629.341.062+629.433.015](076.5)

ББК 39.82я73-5+39.83я73-5

ISBN 978-985-550-556-4 (Ч. 1)

ISBN 978-985-550-557-1

© Атаманов Ю. Е., Плищ В. Н., 2017

© Белорусский национальный  
технический университет, 2017

## Содержание

Предисловие.....	5
Введение.....	7
Методические указания .....	9
<b>1. КОЛЁСНЫЙ ДВИЖИТЕЛЬ.....</b>	<b>14</b>
Лабораторная работа № 1.1. Зависимость касательной силы и радиуса качения пневматического колеса от буксования и скольжения.....	14
Лабораторная работа № 1.2. Качение пневматического колеса под действием боковой силы .....	21
Лабораторная работа № 1.3. Кинематика взаимодействия пневматической шины с дорогой при качении колеса в различных режимах .....	31
Лабораторная работа № 1.4. Зависимость касательной силы трамвайного колеса от буксования и скольжения.....	37
Лабораторная работа № 1.5. Определение максимального давления в пятне контакта колеса с рельсом. Расчёт эпюры распределения давления в пятне контакта .....	39
<b>2. ТЯГОВО-СКОРОСТНЫЕ СВОЙСТВА ПОДВИЖНОГО СОСТАВА .....</b>	<b>45</b>
Лабораторная работа № 2.1. Разгон двухосного троллейбуса .....	51
Лабораторная работа № 2.2. Разгон сочленённого троллейбуса.....	58
Лабораторная работа № 2.3. Разгон четырёхосного трамвая.....	95
Лабораторная работа № 2.4. Разгон трамвайного поезда .....	104
Лабораторная работа № 2.5. Определение максимального подъёма, преодолеваемого троллейбусом.....	111
Лабораторная работа № 2.6. Определение максимального подъёма, преодолеваемого трамваем.....	118

3. ТОРМОЗНЫЕ СВОЙСТВА ПОДВИЖНОГО СОСТАВА .....	123
Основные понятия и определения .....	123
Лабораторная работа № 3.1. Экстренное торможение двухосного троллейбуса .....	126
Лабораторная работа № 3.2. Экстренное торможение сочленённого троллейбуса.....	136
Лабораторная работа № 3.3. Экстренное торможение четырёхосного трамвая .....	139
Лабораторная работа № 3.4. Экстренное торможение трамвайного поезда .....	142
Литература .....	151
Приложения .....	152
Предметный указатель .....	193

*Умный человек иногда торопится,  
но ничего не делает второпях.*  
Честерфилд

## **ПРЕДИСЛОВИЕ**

В соответствии с новым учебным планом для студентов специальности 1-37 01 05 «Городской электрический транспорт» на выполнение лабораторных работ отводится 32 часа. Лабораторные работы проводятся в 6-м и 7-м семестрах.

Цель данного издания – представить студентам специальности «Городской электрический транспорт» практическое пособие для выполнения лабораторных работ по дисциплине «Теория подвижного состава». Задачей лабораторных работ по названной дисциплине является исследование движения рельсового и нерельсового подвижного состава, изучение зависимостей, возникающих при его движении в разнообразных условиях эксплуатации. Под нерельсовым подвижным составом городского электрического транспорта понимаются троллейбусы (двухосные, трехосные, сочлененные), а под рельсовым – трамваи, трамвайные поезда, сочлененные трамваи. Однако основное внимание уделено троллейбусам, представляющим собой наиболее распространенный вид городского электрического транспорта.

Содержание пособия построено на материалах различных литературных источников, авторских разработках по исследованию эксплуатационных свойств подвижного состава городского электрического транспорта на базе созданного и прочитанного курса лекций по дисциплине «Теория подвижного состава» на кафедре «Тракторы» Белорусского национального технического университета (БНТУ) в период с 1997 по 2015 годы и тесном контакте со студентами в рамках научно-исследовательских работ. Так, в разработке программ для выполнения лабораторных работ по теме «Устойчивость движения подвижного состава» активное участие приняли студенты группы 101150 А. Г. Ермолайчик и А. В. Врублевский.

Данное издание разработано в соответствии с типовой программой по дисциплине «Теория подвижного состава». Отличительной особенностью этого пособия является подробное изложение разработки некоторых наиболее сложных механико-математических мо-

делей по дисциплине «Теория подвижного состава», предусмотренных программой.

Лабораторные работы, предусмотренные в первой части пособия, посвящены изучению взаимодействия колёсного движителя подвижного состава с опорной поверхностью (асфальтовая дорога, рельсовый путь), а также его тягово-скоростным и тормозным свойствам.

В настоящем практикуме лабораторные работы располагаются по темам:

1. Колёсный движитель подвижного состава – пять работ.
2. Тягово-скоростные свойства подвижного состава – шесть работ.
3. Тормозные свойства подвижного состава – четыре работы.
4. Криволинейное движение подвижного состава – семь работ.
5. Устойчивость движения подвижного состава. Устойчивость подвижного состава против опрокидывания – пять работ.
6. Колебания и плавность хода подвижного состава – шесть работ.

В первой части приведены лабораторные работы, отнесенные к темам 1–3, которые выполняются в шестом семестре. Темы 4–6 выполняются в 7-м семестре и даны во 2-й части лабораторного практикума. Все исследования эксплуатационных свойств подвижного состава при проведении лабораторных работ выполнены на механико-математических моделях подвижного состава с помощью персональных компьютеров.

Для оперативного самоконтроля в конце каждой лабораторной работы приводятся контрольные вопросы, ответ на которые гарантирует защиту отчета. Издание снабжено предметным указателем, что позволяет студентам легко ориентироваться в тексте.

Авторы выражают искреннюю благодарность рецензентам – заведующему кафедрой «Тракторы и автомобили» Белорусского государственного аграрного технического университета, доктору технических наук Ю. Д. Карпиевичу и заместителю главного конструктора ОАО «Минский тракторный завод» И. А. Колтовичу, а также будут признательны за все высказанные пожелания и замечания по улучшению содержания пособия.

*Авторы*

## ВВЕДЕНИЕ

Основные закономерности движения рельсового и нерельсового подвижного состава городского электрического транспорта одинаковы. Но если в двухосных троллейбусах с одним ведущим мостом вопрос о величине и, тем более, направлении сил, действующих на колеса ведущего и ведомого мостов в определенных условиях эксплуатации, решается однозначно, то в трехосных троллейбусах и четырехосных трамваях величина и даже направление сил зависят, кроме того, от соотношения ряда конструктивных и эксплуатационных факторов. Другим закономерностям, во всяком случае при установившемся движении, подчиняется изменение нормальных реакций, действующих на колеса многоосного подвижного состава в сравнении с двухосным.

Вместе с тем от сил, действующих в контакте колесного движителя с дорогой или рельсом, зависят также основные эксплуатационные свойства подвижного состава, такие как тягово-скоростные, тормозные, управляемость, устойчивость и некоторые другие. Трехосные и сочленённые двухзвенные троллейбусы могут иметь разнообразные схемы трансмиссии, разные схемы управления поворотом, что также существенно влияет на их эксплуатационные свойства.

Процессы, происходящие как внутри подвижного состава, так и в тех его частях, которые непосредственно взаимодействуют с внешней средой, особенно с дорогой или рельсом, весьма сложны. Подвижной состав представляет собой сложную механическую и не только механическую систему, состоящую из множества масс и имеющую множество степеней свободы. Рассматривать все движения такой системы одновременно в большинстве случаев нецелесообразно.

Задачей дисциплины «Теория подвижного состава» является изучение динамики подвижного состава, т. е. перемещение его по дорогам или рельсовому пути, а также некоторые относительные перемещения в подвижном составе, которые в наибольшей степени влияют на перечисленные выше эксплуатационные свойства или связаны с непосредственным взаимодействием подвижного состава с внешней средой. Явления, в том числе и относительные перемещения, которые происходят лишь внутри подвижного состава, хотя они самым тесным образом связаны с основным его движением,



а может быть, даже обеспечивают внешнюю работу подвижного состава, обычно рассматриваются в других дисциплинах.

В зависимости от цели исследования того или иного эксплуатационного свойства подвижного состава в различных разделах пособия применяются разные математические модели и делаются соответствующие допущения. Причем учтены лишь главные движения подвижного состава как механической системы для рассматриваемого случая, если при этом принятые допущения не вносят существенной ошибки в результат исследования. В связи с этим методы изучения движения подвижного состава и его основных эксплуатационных свойств могут различаться. Однако при быстро развивающейся науке, колоссальном техническом прогрессе, который сейчас происходит в промышленности, использование разнообразных методов исследования полезно, так как оно побуждает к большему анализу, самостоятельности и творчеству.

По этой же причине в издании нет рецептов, как сделать так, чтобы подвижной состав наилучшим образом удовлетворял одновременно всем или большинству требований. Задача настоящего пособия — научить студентов исследовать на математических моделях основные эксплуатационные свойства подвижного состава, оценивать влияние на его свойства различных конструктивных и эксплуатационных факторов, определять или рассчитывать исходные величины для проведения исследования.

## Методические указания

Лабораторный практикум разработан в соответствии с типовой программой по дисциплине «Теория подвижного состава» для студентов специальности I-37 01 05 «Городской электрический транспорт» [2]. Учебным планом для студентов указанной специальности на изучение этой дисциплины отводятся шестой и седьмой семестры. Для успешного выполнения лабораторных работ по еще не изученным вопросам, учитывая отсутствие методических разработок по лабораторным работам по дисциплине «Теория подвижного состава», авторы считают целесообразным дать в каждой лабораторной работе раздел «Краткие теоретические сведения», в котором освещаются основные положения по исследуемому вопросу (определения, критерии оценки, математическая модель и т. п.). Затем следуют разделы «Исходные данные» и «Контрольные вопросы».

Лабораторные работы расположены по темам и имеют двойную нумерацию: первая цифра соответствует номеру темы, вторая – порядковому номеру лабораторной работы, посвященной данной теме. Все лабораторные работы выполняются с помощью персональных электронно-вычислительных машин (ПЭВМ). Быстродействие современных ПЭВМ позволяет за время, отведенное на одно занятие по лабораторной работе, выполнить одну-две работы, представленные в данном издании, т. е. за отведенное время получить и распечатать результаты исследований (таблица результатов, графические зависимости) по одной-двум работам. Сказанное при соответствующей организации лабораторного практикума и предварительной подготовке студентов к выполнению лабораторных работ в часы самоподготовки (задания на самоподготовку приведены в каждой лабораторной работе в разделе исходные данные) позволяет полностью выполнить все лабораторные работы, намеченные к выполнению в шестом семестре за 18 часов, как и предусмотрено учебным планом.

При подготовке к каждой лабораторной работе рекомендуется вначале изучить материал, помещенный в разделе «Краткие теоретические сведения», и ответить на контрольные вопросы. Это будет свидетельствовать о достаточном для выполнения лабораторной работы усвоении теоретического материала. Особое внимание следует уделить изучению математической модели (допущения; рас-

четная схема; силы и моменты, действующие на расчетную схему и их природа; система уравнений).

Используя исходную информацию и методические рекомендации, приведенные в разделе «Краткие теоретические сведения», следует самостоятельно получить систему уравнений, описывающих движение расчетной схемы и ее элементов под действием заданных сил и моментов. Сравнивая количество исходных данных, выданных преподавателем для выполнения лабораторной работы, с полным списком исходных данных, приведенных в разделе «Исходные данные», можно приступить к расчету недостающих исходных данных или подбору их по каталогам. В прил. 12 приведены технические характеристики подвижного состава белорусского производства, которые можно использовать в качестве исходных данных к большинству лабораторных работ. Некоторые справочные данные представлены в других приложениях. На этом подготовка к лабораторной работе в часы самоподготовки заканчивается.

Во время выполнения лабораторных работ в вычислительном центре следует иметь в виду, что пакет программ лабораторного практикума расположен по адресу D:\TPS. После запуска пакета на экране дисплея появляется меню с перечнем лабораторных работ. Номера и названия лабораторных работ, перечисленных в меню, полностью соответствуют номерам и названиям лабораторных работ, помещенных в пособии.

Щелчок по кнопке «Выход» левой клавишей манипулятора «мышь» приведет к окончанию работы пакета программ лабораторного практикума.

Запуск в работу программы для выполнения заданной лабораторной работы осуществляется щелчком левой клавиши мыши по соответствующему пункту меню. После загрузки программы на экране дисплея появляется главная (первая) форма, которая содержит название лабораторной работы, исходные данные, необходимые для выполнения лабораторной работы, и две кнопки «Расчет» и «Выход».

Используя полосу прокрутки, следует внимательно просмотреть все исходные данные, численные значения которых расположены в окнах, и сравнить их численные значения со своими исходными данными. О том что просмотрены все исходные данные, говорит красная надпись «Конец исходных данных». Если численные значе-

ния исходных данных не совпадают, их удаляют обычным способом, используя, например, клавишу «Del» на клавиатуре ПЭВМ, а затем в том же окне пишется требуемое значение параметра. Программа начинает выполняться после щелчка левой клавишей мыши по кнопке «Расчет». О том что программа выполняется и ПЭВМ не «висит», говорит увеличивающаяся синяя полоса индикатора с одновременным указанием процента выполнения расчета.

Главные формы некоторых лабораторных работ кроме названных выше элементов содержат переключатели, позволяющие выполнить заданный вариант расчета, например, исследовать торможение троллейбуса только задними колесами. Необходимо внимательно просматривать предлагаемые варианты расчетов и щелчком левой клавиши мыши по соответствующему переключателю установить требуемый вариант расчета (в соответствующем переключателе появляется черная точка). Следует иметь в виду, что при появлении главной формы программы ни один из предлагаемых вариантов не выбран (черные точки отсутствуют на всех переключателях). Если студент не выбрал ни один вариант расчета, ПЭВМ напомним ему об этом. При этом она включит переключатель наиболее часто встречающегося варианта расчета. При несоответствии установленного ПЭВМ варианта расчета заданному варианту необходимо установить требуемый вариант расчета указанным выше способом.

После завершения расчета главная форма на экране дисплея исчезает и на экране появляется вторая форма, которая содержит таблицу результатов расчета. Полоса прокрутки позволяет просмотреть всю таблицу результатов расчёта. Следует иметь в виду, что редактирование (изменение) результатов расчета, размещенных на второй форме, невозможно.

На второй форме помещены три кнопки: «Печать», «Назад» и «Графики».

Если щелкнуть левой клавишей мыши по кнопке «Печать», произойдет печать таблицы результатов на принтере. Щелчок по кнопке «Назад» приведет к исчезновению на экране дисплея второй формы и появлению на экране дисплея главной формы. Чтобы просмотреть графические зависимости, построенные по результатам расчета, следует щелкнуть левой клавишей мыши по кнопке «Графики». После этого на экране дисплея исчезает вторая форма и появляется третья форма, на которой располагаются графики. Причем часто,

чтобы нагляднее представить графические зависимости, они располагаются на вкладках, которые названы «График 1», «График 2» и т. д. Щелчок левой клавишей мыши по соответствующему корешку вкладки вызывает появление на экране дисплея соответствующего графика. Третья форма содержит две кнопки «Печать» и «Назад». Чтобы отпечатать на принтере график, который высвечивается на экране дисплея, следует щелкнуть левой клавишей мыши по кнопке «Печать». При щелчке левой клавиши мыши по кнопке «Назад» с экрана дисплея исчезает третья форма и появляется вторая форма с результатами расчета.

Для окончания работы программы соответствующей лабораторной работы на экран дисплея следует вызвать главную форму и щелкнуть левой клавишей мыши по кнопке «Выход».

После выполнения лабораторной работы разрабатывается отчет, в котором должны быть отражены следующие вопросы:

- цель исследования;
- исходные данные к работе, выданные преподавателем;
- недостающие исходные данные, рассчитанные студентом (приводится расчет этих данных);
- математическая модель исследуемого объекта (расчетная схема, уравнения, описывающие движение расчетной схемы и ее элементов);
- результаты исследований, представленные в виде распечаток таблицы результатов и графических зависимостей;
- подробный анализ результатов исследований с пояснениями, почему так, а не иначе происходит исследуемый процесс и насколько он соответствует нормативным требованиям, например, ГОСТ 31286–2005 [3] (нормативные требования к плавности хода подвижного состава представлены в прил. 9 и 10);
- заключение по результатам исследований.

Отчет о выполненной лабораторной работе представляется преподавателю на следующем лабораторном занятии.

Отчет пишется от руки на одной стороне листа бумаги формата А4 (210 × 297 мм). Поля страниц — левое и нижнее 25 мм, верхнее 20 мм, правое 10 мм. Текст следует написать четко. Рукопись отчета должна отвечать требованиям стандарта «Оригиналы авторские и издательские» (ГОСТ 7.3–77).

Текст отчета и графический материал должны быть увязаны между собой в полном соответствии с действующими нормативны-

ми документами как в области теории подвижного состава, так и по оформлению информации.

В состав отчета входят:

титульный лист (пример оформления титульного листа дан в прил. 11);

основной текст со всеми определяемыми содержанием элементами: заголовками, рисунками, формулами и т. д.;

распечатки результатов исследования.

Номер страницы проставляется в правом верхнем углу листа (на титульном листе номер страницы не ставится).

Иллюстрации (рисунки, графики) выполняются четко, аккуратно, черной тушью (пастой или карандашом). Такие иллюстрации, как чертежи, схемы, графики, должны удовлетворять требованиям государственных стандартов, входящих в единую систему конструкторской документации (ЕСКД). На иллюстрациях следует применять только стандартные условные графические обозначения по ЕСКД. Нумерация иллюстраций и таблиц должна быть сквозной по всему отчету.

Уравнения и формулы следует выделять из текста свободными строками (сверху и снизу). Пояснение значений символов и числовых коэффициентов приводится непосредственно под формулой в той же последовательности, в какой они даны в формуле.

Законченный отчет подписывается студентом с простановкой даты оформления.

Защита каждого отчета происходит индивидуально. При этом могут быть заданы вопросы по теме лабораторной работы, не входящие в раздел «Контрольные вопросы». Защищенные отчеты подписываются преподавателем и в дальнейшем хранятся у него.

# 1. КОЛЁСНЫЙ ДВИЖИТЕЛЬ

## *Лабораторная работа № 1.1*

### ЗАВИСИМОСТЬ КАСАТЕЛЬНОЙ СИЛЫ И РАДИУСА КАЧЕНИЯ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО КОЛЕСА ОТ БУКСОВАНИЯ И СКОЛЬЖЕНИЯ

**Цель работы:** освоить методику расчета касательной силы, развиваемой колесом с пневматической шиной, и радиуса качения пневматического колеса в зависимости от буксования-скольжения при различной нормальной нагрузке на колесо.

#### Краткие теоретические сведения

Одним из главных параметров, характеризующих взаимодействие колеса с опорной поверхностью (дорогой или рельсом), является коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью (асфальтовая дорога, рельсовый путь), который непрерывно изменяется при движении колёсной машины (троллейбуса или трамвая). Важность его измерения необходима для определения предельных значений сил в контакте колёс с опорной поверхностью, по которым можно было бы производить оценку динамического состояния колёсной машины. Необходимо отметить, что исследователи взаимодействия колёс с опорной поверхностью избегают термина «коэффициент сцепления», а используют понятия «удельная тяговая сила» или «удельная тормозная сила», представляющие собой безразмерные величины ([4–7]) и др.

В ведущем режиме пробуксовка колеса оценивается *коэффициентом буксования*  $\delta$ :

$$\delta = \frac{v_T - v}{v_T} = 1 - \frac{v}{v_T} = 1 - \frac{r_k}{r_{ко}}, \quad (1.1)$$

где  $v_T$  и  $v$  – теоретическая и действительная скорости колеса;

$r_k$  и  $r_{ко}$  – радиус качения колеса и радиус качения колеса в ведомом режиме (расчетный радиус).

Радиус качения пневматического колеса в ведомом режиме  $r_{\text{ко}}$  рассчитывается как разность свободного радиуса  $r_c$  и деформации шины  $h_{\text{ш}}$ :

$$r_{\text{ко}} = r_c - h_{\text{ш}}.$$

Деформацию шины можно определить по формуле Хейдекеля [8, 9]

$$h_{\text{ш}} = \frac{G_{\text{к}}}{2\pi p_{\text{в}} \sqrt{r_c r_{\text{сеч}}}},$$

где  $G_{\text{к}}$  – нормальная нагрузка на колесо;

$p_{\text{в}}$  – давление воздуха в шине;

$r_{\text{сеч}}$  – радиус поперечного сечения шины.

В тормозном режиме скольжение колеса оценивается *коэффициентом скольжения*

$$s = \frac{v - v_{\text{т}}}{v} = 1 - \frac{v_{\text{т}}}{v} = 1 - \frac{r_{\text{ко}}}{r_{\text{к}}}. \quad (1.2)$$

Коэффициенты буксования и скольжения изменяются от нуля до единицы.

Из формулы (1.1) можно получить выражение для определения радиуса качения ведущего пневматического колеса в зависимости от буксования, а из формулы (1.2) – радиуса качения тормозящего колеса:

– ведущий режим:

$$r_{\text{к}} = r_{\text{ко}} (1 - \delta); \quad (1.3)$$

– тормозной режим:

$$r_{\text{к}} = \frac{r_{\text{ко}}}{1 - s}. \quad (1.4)$$

Изменение радиуса качения колеса в зависимости от режима качения показано на рис. 1.1 ([4, 5]), из которого видно, что радиус качения в ведущем режиме изменяется от  $r_{\text{ко}}$  до нуля (полное буксование), а в тормозном режиме – от  $r_{\text{ко}}$  до бесконечности (полное скольжение).



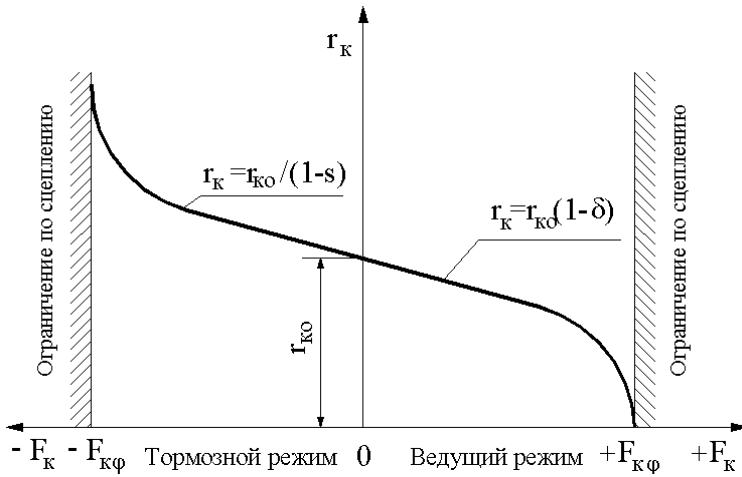


Рис. 1.1. Зависимость радиуса качения колеса от режима работы колеса

Используя зависимости удельных сил от буксования или скольжения, полученные экспериментальным путем, строят графики, аналогичные показанному на рис. 1.2.

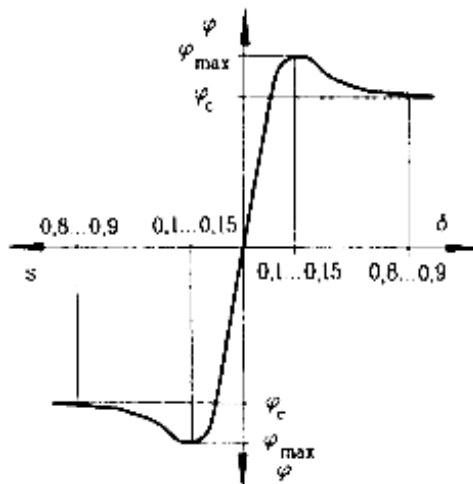


Рис. 1.2. Характерная зависимость удельной касательной силы колеса от коэффициента буксования (скольжения)

Правая часть графика соответствует ведущему режиму качения колеса, левая – тормозному. На линейных участках графика по мере увеличения буксования-скольжения пропорционально увеличивается удельная касательная сила колеса. При определенном буксовании-скольжении (0,10–0,15) продольная реакция опорной поверхности достигает максимального значения. Работа колеса на этом участке является устойчивой. При дальнейшем увеличении буксования-скольжения начинают скользить большинство точек колеса в зоне его контакта с опорной поверхностью. Это сопровождается уменьшением удельной касательной силы, поскольку определяющим становится трение скольжения, которое меньше трения покоя. В результате в ведущем режиме быстро нарастает буксование колеса, а в тормозном – его остановка. Следовательно, работа колеса на рассматриваемом участке графика является неустойчивой.

Удельная касательная сила при полном буксовании-скольжении (коэффициент сцепления  $\varphi_c$ ) характеризует величину крутящего или тормозного момента, который может быть реализован колесом по условиям его сцепления с опорной поверхностью. Максимальное значение удельной касательной силы колеса определяет максимальный реализуемый момент и называется *максимальным коэффициентом сцепления*  $\varphi_{\max}$ .

Значения  $\varphi_c$  и  $\varphi_{\max}$  зависят от многих факторов, основными из которых являются:

тип и состояние опорной поверхности и поверхности качения колеса;

нагрузка на колесо;

скорость движения подвижного состава.

В справочной литературе, как правило, приводятся значения коэффициента сцепления  $\varphi_c$  при полном буксовании-скольжении. Это связано с тем, что наиболее распространен метод определения коэффициента сцепления путем измерения крутящего момента полностью буксующего колеса или силы, необходимой для движения заблокированного тормозом колеса.

Для моделирования взаимодействия колеса с опорной поверхностью  $\varphi = f(\delta)$  на кафедре «Тракторы» БНТУ разработана эмпирическая формула с использованием гиперболических функций, довольно хорошо описывающая рассмотренный процесс взаимодействия колеса с опорной поверхностью:

$$\varphi = \varphi_c \operatorname{th}(k_1 \delta) \left[ 1 + \frac{k_2}{\operatorname{ch}(k_1 \delta)} \right], \quad (1.5)$$

где  $\varphi_c$  – коэффициент сцепления;

$\delta$  – буксование-скольжение колеса;

$k_1$  и  $k_2$  – коэффициенты аппроксимации.

Значения коэффициентов аппроксимации для взаимодействия колеса с рельсом приведены в прил. 7.

Умножив текущее значение коэффициента сцепления  $\varphi$  на нагрузку  $G_k$ , действующую на колесо, получим значение касательной силы  $F_k$ , развиваемой колесом. Произведение касательной силы  $F_k$  на динамический радиус  $r_d$  – момент на колесе  $M_k$ :

$$F_k = \varphi G_k \leq \varphi_c G_k = F_\varphi; \quad M_k = F_k r_d \leq F_\varphi r_d. \quad (1.6)$$

Максимальная касательная сила колеса и максимальный момент на колесе не могут быть больше значения силы  $F_\varphi$  и момента  $M_\varphi$  по сцеплению колеса с опорной поверхностью.

Для решения задачи используются формулы (1.5) и (1.6) при различном состоянии дорожного покрытия: сухой асфальт-бетон, мокрый асфальт-бетон, укатанная снежная дорога, обледенелая дорога. Величины коэффициентов  $\varphi_c$  и  $\varphi_{\max}$  взяты из работ [8] и [11], а коэффициенты  $k_1$  и  $k_2$  определены на кафедре «Тракторы» БНТУ (прил. 7).

Таким образом, изменение удельной касательной силы в зоне контакта колеса с опорной поверхностью в зависимости от буксования-скольжения графически описывается кривой с локальным максимумом, который возникает при 0,10–0,15%-м буксовании-скольжении колеса. Эта зависимость хорошо описывается эмпирической формулой с использованием гиперболических функций. Касательная сила, развиваемая колесом, в зависимости от буксования-сцепления рассчитывается как произведение текущего значения удельной касательной силы (текущего значения коэффициента  $\varphi$ ) на нормальную нагрузку на колесо, а момент на колесе – как произведение касательной силы на динамический радиус колеса. Обе эти величины не могут быть больше значения касательной силы или момента по сцеплению колеса с опорной поверхностью.

## Варианты заданий

Номер варианта	Обозначение шины	Давление воздуха, МПа	Нагрузка на шину, кН	Тип и состояние дорожного покрытия	Коэффициенты			
					$\varphi_{\max}$	$\varphi_c$	$k_1$	$k_2$
1	320-508	0,55	12-25	Сухой асфальт, бетон	0,80	0,70	0,725	1,0
2	300-508	0,53	10-23	Укатанный снег	0,20	0,15	1,065	1,0
3	11,0-20	0,63	11-26	Мокрый асфальт	0,50	0,45	0,70	1,0
4	280-508	0,53	10-20	Обледелая дорога	0,10	0,07	1,30	1,0
5	220-508P	0,60	8-20	Мокрый бетон	0,75	0,65	0,744	1,0
6	8,25R20	0,60	8,5-20,5	Сухой асфальт, бетон	0,90	0,80	0,70	1,0
7	240-508P	0,63	8,5-20,5	Укатанный снег	0,15	0,15	0,50	1,0
8	8,25R20	0,60	7-15	Мокрый асфальт	0,70	0,60	0,763	1,0
9	7,50R20	0,60	6-12	Обледелая дорога	0,10	0,07	01,30	1,0
10	12,00-20	0,67	15-30	Мокрый бетон	0,80	0,70	0,726	1,0

## Исходные данные

1. Шина (обозначение).
2. Свободный диаметр, м.
3. Ширина шины, м.
4. Давление воздуха в шине, МПа.
5. Нагрузка на колесо, кН:
  - минимальная;
  - максимальная.
6. Тип и состояние дорожного покрытия.
7. Коэффициенты:
  - сцепления  $\varphi_{\max}$ ,  $\varphi_c$ ;
  - аппроксимации  $k_1$  и  $k_2$ .

При самоподготовке:

изучить теоретические основы взаимодействия пневматического колеса с дорогой, запомнить формулы для расчета зависимости удельной касательной силы колеса от скольжения-буксования, расчета касательной силы, развиваемой колесом в режиме тяги и торможении;

подготовить исходные данные согласно своему номеру варианта для в вода в ПЭВМ (для заданной шины определяются свободный диаметр, ширина профиля шины и радиус поперечного сечения по каталогу или расчетным методом).

## Контрольные вопросы

1. По каким формулам рассчитываются буксование ведущего колеса и скольжение тормозного колеса?
2. Каков физический смысл величин, входящих в формулы для определения буксования-скольжения?
3. В каких пределах изменяются значения коэффициентов буксования-скольжения?
4. Почему вначале удельная касательная сила с увеличением буксования-скольжения растет, достигая своего максимума, а при дальнейшем росте буксования-сцепления падает?
5. При каких значениях буксования-скольжения достигается максимум удельной касательной силы колеса?

6. Какие значения удельной касательной силы принимают за коэффициент сцепления колеса (приводится в литературе) с опорной поверхностью и почему?

7. Как определить максимальные значения касательной силы, развиваемой колесом, и наибольший момент на колесе?

### *Лабораторная работа № 1.2*

## **КАЧЕНИЕ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО КОЛЕСА ПОД ДЕЙСТВИЕМ БОКОВОЙ СИЛЫ**

**Цель работы:** научиться рассчитывать коэффициент сопротивления уводу шины и поправочные коэффициенты от нормальной нагрузки, угла увода и касательной силы, а также определять боковую силу в зависимости от угла увода при различной нагрузке на колесо и давлении воздуха в шине.

### **Краткие теоретические сведения**

Если к оси вертикально установленного и нагруженного вертикальной силой  $G_k$  колеса приложить также боковую силу  $F_b$  (рис. 1.3), то вследствие боковой эластичности шины изменится форма ее поперечного профиля. Шина становится несимметричной относительно вертикальной плоскости, перпендикулярной оси колеса и совпадающей с плоскостью симметрии шины. Элементы шины, находящиеся в опорной площадке, вследствие сцепления с дорогой остаются на месте, а верхняя часть шины вместе с диском перемещается в направлении приложенной силы. В результате в пятне контакта на шину будут действовать боковая реакция  $R_y$  и момент  $M_y$ .

Форма контактной площадки из эллиптической превращается в «бобовидную» (рис. 1.4, а). Если колесо при этом катится, то в контакт с дорогой входят новые элементы шины. Непрерывная боковая де-

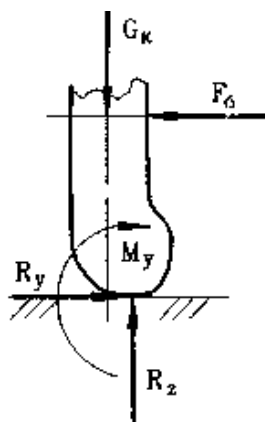


Рис. 1.3. Деформация эластичного колеса под действием боковой силы

формация в пятне контакта все новых участков при качении шины приводит к перемещению плоскости колеса в направления действия боковой силы  $F_{\delta}$ . Колесо катится уже не в плоскости своего вращения, а под некоторым углом  $\psi$  к этой плоскости (рис. 1.4, б).

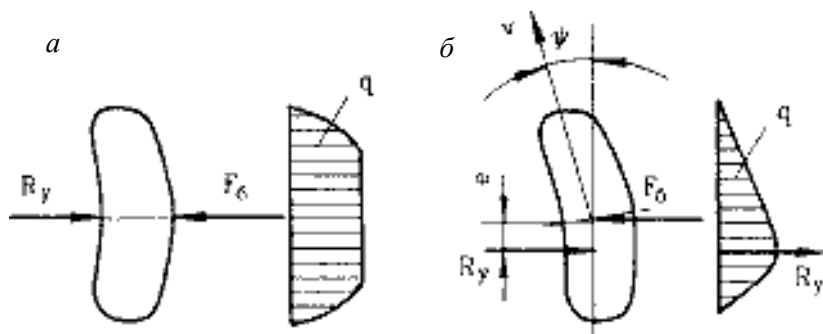


Рис. 1.4. Эпюры поперечных напряжений

Качение колеса под некоторым углом к плоскости своего вращения называется *качением с боковым уводом*, а сам угол  $\psi$  – *углом бокового увода*. В реальных условиях эксплуатации углы бокового увода могут достигать  $7-8^{\circ}$ , а в некоторых случаях – до  $10-12^{\circ}$ . Следовательно, в случае прямолинейного движения троллейбуса углы бокового увода соизмеримы с углами поворота управляемых колес для поддержания заданного прямолинейного движения, и поэтому углы бокового увода оказывают влияние на кинематику поворота троллейбуса, а также на другие его эксплуатационные свойства.

По мере удаления элементов шины от начала контактной площадки напряженность их возрастает. Ближе к задней части контактной площадки поперечные элементарные силы  $q$  становятся максимальными, начинается проскальзывание элементов шины. В соответствии с этим их эпюра по средней линии контактной площадки и в параллельных направлениях имеет форму, близкую к треугольнику, а форма контактной площадки искривляется (см. рис. 1.4, б).

Эпюру элементарных боковых реакций можно заменить равнодействующей  $R_y$ , которая смещена относительно оси колеса на величину плеча  $e$ . Поэтому боковая сила  $F_{\delta}$  и равная ей реакция  $R_y$  создают момент относительно вертикальной оси, проходящей через центр пятна контакта. Этот момент направлен таким образом, что

стремится повернуть колесо в нейтральное положение, соответствующее прямолинейному движению троллейбуса, т. е. оказывает сопротивление повороту колеса. По этой причине его называют *стабилизирующим моментом*  $M_{ст}$ .

Характер зависимости боковой силы  $F_{\delta}$  от угла увода представлен на рис. 1.5. На кривой  $F_{\delta} = f(\psi)$  можно условно выделить три участка. При изменении угла увода от нуля до некоторого значения, различного для разных шин, нормальных нагрузок и коэффициентов трения между шиной и дорогой (кривые 1 и 2) зависимость  $F_{\delta} = f(\psi)$  почти линейна (участки  $0b_1$  и  $0b_2$ ). Эти участки соответствуют значениям боковой силы, при которых зона скольжения в пятне контакта мала.

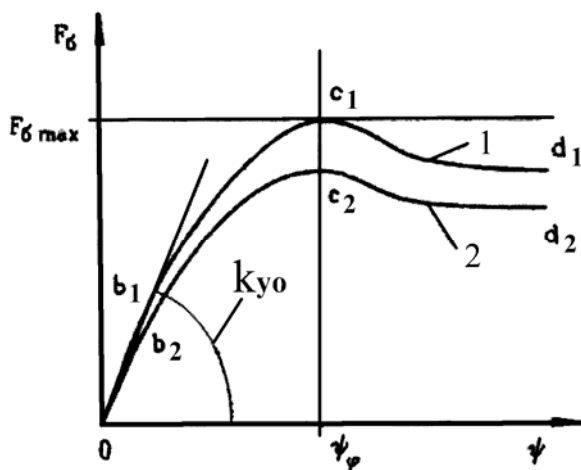


Рис. 1.5. Зависимость боковой силы от угла увода

Участок  $b_1c_1$  ( $b_2c_2$ ) соответствует значениям боковой силы, при которых скольжение происходит на значительной части контактной площадки, тем большей, чем больше угол увода. В точке  $c_1$  ( $c_2$ ) боковая сила достигает значения, максимально возможного по условиям бокового сцепления колеса с дорогой, а на участке  $c_1d_1$  ( $c_2d_2$ ) определяется равенством

$$F_{\delta_{\max}} = \varphi_{y \max} G_K.$$



Коэффициент

$$\varphi_{y \max} = F_{\bar{6} \max} / G_{\kappa}$$

называется *коэффициентом поперечного (бокового) сцепления*.

Условно на участках  $0c_1$  и  $0c_2$  боковое перемещение колеса под действием боковой силы называют *боковым уводом*, а на участках  $c_1d_1$  и  $c_2d_2$  – *боковым скольжением*. Значение угла увода, при котором начинается боковое скольжение, зависит от конструкции шины, нормальной нагрузки, коэффициента поперечного сцепления и ряда других факторов. Обычно на сухой твердой дороге максимальное значение угла увода составляет  $\psi_{\phi} = 7\text{--}10^\circ$ . С точки зрения кинематики безразлично, по какой причине возникает отклонение вектора скорости от плоскости вращения колеса. Поэтому этот угол называют углом увода на всем участке  $0d_1$  и  $0d_2$ . Для линейного участка кривой  $F_{\bar{6}} = f(\psi)$  можно записать

$$F_{\bar{6}} = k_{y0} \operatorname{tg} \psi \approx k_{y0} \psi,$$

где  $k_{y0}$  – *коэффициент сопротивления боковому уводу* шины на линейном участке кривой  $F_{\bar{6}} = f(\psi)$ .

Было предложено много формул для определения коэффициента  $k_{y0}$  сопротивления боковому уводу шины на линейном участке кривой  $F_{\bar{6}} = f(\psi)$ . Однако А. С. Литвинов [12] нашел, что с достаточной степенью точности коэффициент  $k_{y0}$ , Н/рад, можно определить по формуле Р. Смилей и В. Горна:

для  $h/D \leq 0,088$

$$k_{y0} = c \left[ 1,75 \frac{h}{D} - 12,7 \left( \frac{h}{D} \right)^2 \right] p_{\text{в}} B_{\text{ш}}^2;$$

для  $h/D > 0,088$

$$k_{y0} = c \left[ 0,095 - 0,49 \frac{h}{D} \right] p_{\text{в}} B_{\text{ш}}^2,$$

где  $c$  – коэффициент, зависящий от конструкции шины:  $c = 100\text{--}120$ ;

$$\frac{h}{D} = 0,42 \frac{G_k}{p_B D_c^2} \sqrt{\frac{D_c}{B_{\text{ш}}}}$$

$p_B$  – давление воздуха в шине;

$D_c$  – наружный диаметр шины в свободном состоянии;

$B_{\text{ш}}$  – ширина шины.

Ориентировочно значения коэффициента  $k_{y0}$  для шин с диагональным расположением нитей корда можно определить по эмпирической формуле, полученной в НАМИ:

$$k_{y0} = 500 B_{\text{об}} (D_{\text{об}} + 2 B_{\text{об}}) (p_B + 1),$$

где  $B_{\text{об}}$ ,  $D_{\text{об}}$  – ширина и диаметр обода колеса, м;

На величину коэффициента сопротивления боковому уводу, а значит и на направление качения колеса, кроме конструктивных факторов шины (диаметр шины, ширина профиля, расположение нитей корда и др.) влияет значительное число эксплуатационных факторов (нагрузка на колесо, давление воздуха в шине, продольные и поперечные силы, действующие на колесо и др.). Их влияние учитывается соответствующими поправочными коэффициентами, а величина коэффициента сопротивления уводу шины подсчитывается по формуле, учитывающей основные эксплуатационные факторы:

$$k_y = k_{y0} \varepsilon_G \varepsilon_F \varepsilon_{\psi},$$

где  $\varepsilon_G$ ,  $\varepsilon_F$ ,  $\varepsilon_{\psi}$  – коэффициенты, учитывающие соответственно изменение нормальной нагрузки на колесо, касательной силы колеса и влияние увода шины.

Поправочные коэффициенты подсчитываются по следующим эмпирическим формулам:

– на нормальную нагрузку колеса

$$\varepsilon_G = 2,4 a_z - 1,8 a_z^2 + 0,4 a_z^3,$$

где  $a_z = G_k / G_{\text{кн}}$ ,

$G_k$  – действительная нормальная нагрузка на шину,

$G_{\text{кн}}$  – нормальная (оптимальная) нагрузка, рекомендуемая для данной шины заводом-изготовителем при выбранном давлении воздуха в шине;

– на касательную силу, действующую в пятне контакта колеса с дорогой:

$$\varepsilon_F = \begin{cases} \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{F_{\text{к}}}{\varphi_{\text{р}} G_{\text{к}}}\right)^2}}{1 + 0,375 \left(\frac{F_{\text{к}}}{\varphi_{\text{р}} G_{\text{к}}}\right)} & \text{при } \sqrt{F_{\text{к}}^2 + F_{\text{б}}^2} \leq 0,5 \varphi_{\text{р}} G_{\text{к}}; \\ \sqrt{1 - \left(\frac{F_{\text{к}}}{\varphi_{\text{р}} G_{\text{к}}}\right)^2} & \text{при } \sqrt{F_{\text{к}}^2 + F_{\text{б}}^2} > 0,5 \varphi_{\text{р}} G_{\text{к}}, \end{cases}$$

где  $\varphi_{\text{р}}$  – расчетное значение коэффициента сцепления, которое определяется по формуле

$$\varphi_{\text{р}} = \sqrt{\varphi_{\text{х}}^2 + \varphi_{\text{у}}^2},$$

$\varphi_{\text{х}}$ ,  $\varphi_{\text{у}}$  – коэффициенты сцепления в продольном и боковом направлениях.

Коэффициент сцепления  $\varphi_{\text{х}}$  в продольном направлении рассчитывается для заданного буксования  $\delta$  колеса, принимаемого в пределах  $\delta = 0,05\text{--}0,12$ , по формуле

$$\varphi_{\text{х}} = \varphi_{\text{х табл}} \left(1 - e^{-k\delta}\right),$$

где  $\varphi_{\text{х табл}}$  – коэффициент сцепления в продольном направлении, выбираемый по таблице для заданного состояния дороги.

Коэффициент сцепления  $\varphi_{\text{у}}$  в боковом направлении обычно несколько выше коэффициента сцепления в продольном направлении  $\varphi_{\text{х}}$ . Этот коэффициент можно рассчитать, используя следующее соотношение:

$$\varphi_{\text{у табл}} = k_{\varphi} \varphi_{\text{х табл}},$$

где  $\varphi_{y \text{ табл}}$  – коэффициент сцепления в боковом направлении, соответствующий коэффициенту сцепления  $\varphi_{x \text{ табл}}$  в продольном направлении;  
 $k_\varphi$  – коэффициент связи между коэффициентами сцепления  $\varphi_x$  и  $\varphi_y$ :  
 $k_\varphi = 1-1,3$ .

Если при расчете коэффициента  $\varphi_{y \text{ табл}}$  выбрать  $k_\varphi = 1$ , то сцепление шины с дорогой по всем направлениям будет одинаковым, т. е. получаем круг трения. При значении коэффициента  $k_\varphi$  больше единицы имеем эллипс трения, уравнение которого имеет вид

$$\left( \frac{\varphi_x}{\varphi_{x \text{ табл}}} \right)^2 + \left( \frac{\varphi_y}{\varphi_{y \text{ табл}}} \right)^2 = 1.$$

Из этого уравнения определяется коэффициент сцепления  $\varphi_y$ , а затем и результирующий коэффициент сцепления  $\varphi_r$ . Далее вычисляется поправка на касательную силу.

Поправочный коэффициент на увод колеса (боковую силу)

$$\varepsilon_\psi = \frac{\arctg [a_\psi (\psi - \psi_0)]}{a_\psi (\psi - \psi_0)},$$

где  $a_\psi = \pi k_{y0} / (2\varphi G_k)$ ;

$\psi_0$  – угол увода, соответствующий переходу от линейного участка к нелинейному (точки  $b$  на рис. 1.4); обычно  $\psi_0$  принимают равным 0,025–0,035 рад.

Таким образом, под действием боковой силы эластичное колесо деформируется в боковом направлении. В результате боковой деформации движущееся колесо начинает катиться под некоторым углом к плоскости своего вращения, который называется углом увода. На линейном участке зависимости боковой силы от угла увода связь между ними выражается через коэффициент сопротивления уводу. Чтобы учесть зависимость боковой силы от угла увода на нелинейном участке вводят поправочные коэффициенты на нормальную нагрузку, касательную силу и увод шины.

## Исходные данные

1. Шина (обозначение).
2. Свободный диаметр, м.
3. Ширина шины, м.
4. Давление воздуха в шине, МПа.
5. Нагрузка на колесо, кН:
  - минимальная;
  - максимальная;
  - оптимальная.
6. Тип и состояние дорожного покрытия.
7. Коэффициент сцепления в продольном направлении  $\varphi_x$ .
8. Коэффициент  $c$ .
9. Коэффициент  $k_\varphi$  ( $\varphi_y = k_\varphi \varphi_x$ ).

В процессе самоподготовки:

изучить теоретические основы качения пневматического колеса под действием боковой силы;

запомнить формулы для расчета коэффициента сопротивления боковому уводу от нормальной нагрузки, касательной силы и увода;

подготовить исходные данные согласно своему номеру варианта для ввода в ПЭВМ (для заданной шины определяются свободный диаметр, ширина профиля шины по каталогу или расчетным методом, выбираются и рассчитываются коэффициенты  $c$ ,  $\varphi_p$  и  $k_\varphi$ ).

## Варианты заданий

Номер варианта	Обозначение шины	Давление воздуха в шине, МПа		Нагрузка на шину, кН		Тип и состояние дорожного покрытия
		min	max	min–max	оптимальная	
1	8,25R20	0,50	0,80	7–15	12	Мокрый асфальт
2	300-508	0,35	0,73	10–23	19	Укатанный снег
3	12,00-20	0,46	0,87	15–30	27	Мокрый бетон
4	280-508	0,32	0,73	10–20	17	Обледенелая дорога

Номер варианта	Обозначение шины	Давление воздуха в шине, МПа		Нагрузка на шину, кН		Тип и состояние дорожного покрытия
		min	max	min–max	оптимальная	
5	220-508P	0,038	0,80	8–20	18	Мокрый бетон
6	8,25R20	0,40	0,80	8,5–20,5	17	Сухой асфальт, бетон
7	240-508P	0,39	0,83	8,5–20,5	17	Укатанный снег
8	320-508	0,34	0,75	12–25	23	Сухой асфальт, бетон
9	7,50R20	0,36	0,80	6–12	10	Обледенелая дорога
10	11,0-20	0,37	0,83	11–26	24	Мокрый асфальт

Покажем на конкретном примере расчет коэффициента  $\varphi_r$  для исходных данных: нормальная нагрузка на колесо  $G_k = 10$  кН; тип и состояние дорожного покрытия – асфальтобетонное покрытие, сухое.

### Решение

1. По табл. ПЗ находим пределы изменения коэффициента сцепления для сухого асфальтобетонного покрытия:  $\varphi_x = 0,5–0,8$ ; коэффициент  $k = 23,29$ . Для расчетов принимаем  $\varphi_{x \text{ табл}} = 0,65$ .

2. Приняв буксование колеса  $\delta = 0,10$ , рассчитываем коэффициент сцепления  $\varphi_x$ :

$$\varphi_x = \varphi_{x \text{ табл}} (1 - e^{-k\delta}) = 0,65 (1 - e^{-23,29 \cdot 0,1}) = 0,587.$$

3. Приняв для расчета коэффициент  $k_\varphi = 1,25$ , определяем коэффициент сцепления  $\varphi_{y \text{ табл}}$ :

$$\varphi_{y \text{ табл}} = k_\varphi \varphi_{x \text{ табл}} = 1,25 \cdot 0,65 = 0,813.$$

4. Используя формулу эллипса, с помощью пакета Mathcad рассчитываем коэффициент сцепления  $\varphi_y$ :

$$\left(\frac{0,587}{0,65}\right)^2 + \left(\frac{\varphi_y}{0,813}\right)^2 - 1;$$
$$\begin{pmatrix} -0,34916629407878140604 \\ 0,34916629407878140604 \end{pmatrix}.$$

Нашли, что коэффициент сцепления  $\varphi_y = 0,349$ .

5. Находим расчетное значение коэффициента сцепления  $\varphi_p$ :

$$\varphi_p = \sqrt{\varphi_x^2 + \varphi_y^2} = \sqrt{0,587^2 + 0,349^2} = 0,683.$$

Следовательно, расчет поправочного коэффициента на касательную силу ведем с учетом, что расчетный коэффициент сцепления  $\varphi_p = 0,683$ .

### Контрольные вопросы

1. По какой формуле рассчитывается боковая сила в зависимости от угла увода?
2. Каков физический смысл вида действительной кривой зависимости боковой силы от угла увода?
3. Как определить коэффициент сопротивления уводу с учетом нормальной нагрузки, касательной силы и увода?
4. В каком направлении катится пневматическое колесо под действием боковой силы?
5. Что понимается под углом бокового увода?
6. Что понимается под коэффициентом бокового сцепления шины с дорогой?
7. Как определить стабилизирующий момент от боковой реакции в пятне контакта колеса с дорогой?

## Лабораторная работа № 1.3

### КИНЕМАТИКА ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ШИНЫ С ДОРОГОЙ ПРИ КАЧЕНИИ КОЛЕСА В РАЗЛИЧНЫХ РЕЖИМАХ

**Цель работы:** изучить особенности кинематики пневматической шины при качении колеса в ведущем и тормозном режимах.

#### Краткие теоретические сведения

Рассмотрим кинематику взаимодействия пневматической шины с горизонтальной опорной поверхностью при равномерном прямолинейном движении колеса (рис. 1.6). Будем считать, что при изменении сил и моментов, действующих на колесо, его угловая скорость останется постоянной ( $\omega_k = \text{const}$ ), а ось колеса движется со скоростью  $v_{к.д.}$ . Иными словами, в этом случае работа колеса рассматривается без связи с работой двигателя и трансмиссии, т. е. автономно.

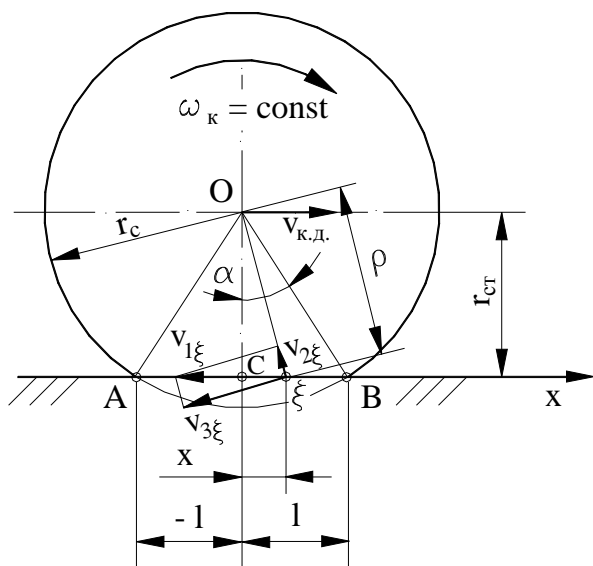


Рис. 1.6. Кинематика взаимодействия пневматической шины с дорогой



Рассмотрим движение какой-либо точки контакта  $\xi$  протектора пневматической шины с дорогой при качении колеса. Если точка  $\xi$  относится к протектору пневматической шины, то она движется в радиальном направлении со скоростью  $v_{2\xi}$  (скорость радиальной деформации) и в окружном направлении – со скоростью  $v_{3\xi}$  (окружная скорость):

$$v_{2\xi} = \frac{d\rho}{dt}; \quad v_{3\xi} = \omega_k \rho. \quad (1.7)$$

Величину  $\rho$ , которая входит в выражение (1.7), определим из треугольника  $OC\xi$ :

$$\rho = r_{ct} / \cos \alpha.$$

Подставляя полученную зависимость в уравнение (1.7) и дифференцируя их, после преобразований получим

$$v_{2\xi} = \frac{d\rho}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} = \omega_k r_{ct} \frac{\sin \alpha}{\cos^2 \alpha};$$

$$v_{3\xi} = \frac{\omega_k r_{ct}}{\cos \alpha},$$

где  $d\alpha/dt = \omega_k$ .

Тогда результирующая скорость точки  $\xi$ , принадлежащей поверхности пневматической шины, будет

$$v_{1\xi} = \sqrt{v_{2\xi}^2 + v_{3\xi}^2} = \frac{\omega_k r_{ct}}{\cos^2 \alpha}.$$

Имея в виду, что  $\cos \alpha = r_{ct} / \sqrt{r_{ct}^2 + x^2}$ , окончательно получим

$$v_{1\xi} = \frac{r_{ct}^2 + x^2}{r_{ct}} \omega_k. \quad (1.18)$$

С учетом выражения для  $\cos\alpha$  скорость радиальной деформации пневматической шины

$$v_{2\xi} = \frac{\omega_k x}{r_{ст}} \sqrt{r_{ст}^2 + x^2}.$$

Формула (1.8) позволяет определить скорости движения точек протектора шины вдоль опорной поверхности. Они различны и зависят от положения рассматриваемой точки в области контакта  $AB$  шины с дорогой. Так как ось колеса движется со скоростью  $v_{к.д.}$ , то элементы протектора пневматической шины, за исключением тех, у которых  $v_{1\xi} = v_{к.д.}$ , будут неизбежно проскальзывать. При этом скорость проскальзывания элементов протектора пневматической шины  $\Delta v_{и\xi}$  будет

$$\Delta v_{и\xi} = v_{1\xi} - v_{к.д.}$$

Подставляя в последнее выражение значение скорости  $v_{1\xi}$  по формуле (1.8), получим

$$\Delta v_{и\xi} = \omega_k \frac{r_{ст}^2 + x^2}{r_{ст}} - v_{к.д.}$$

Если в некоторой точке  $\Delta v_{и\xi} > 0$ , то данный элемент пневматической шины проскальзывает относительно опорной поверхности в сторону, противоположную направлению поступательного движения колеса. Такое проскальзывание называется *буксованием*. Когда в некоторой точке  $\Delta v_{и\xi} < 0$  рассматриваемый элемент протектора пневматической шины проскальзывает в направлении, совпадающем с направлением поступательного движения колеса, этот вид проскальзывания вызывает *юз*. Наконец, если в некоторой точке  $\Delta v_{и\xi} = 0$ , это значит, что данный элемент протектора шины не проскальзывает относительно опорной поверхности.

Проскальзывание элементов протектора пневматической шины ведущего колеса оценивается коэффициентом буксования

$$\delta = 1 - \frac{v}{v_m} = 1 - \frac{v_{к.д} r_{ст}}{\omega_k (r_{ст}^2 + x^2)}, \quad (1.9)$$

где  $v = v_{к.д}$  – действительная скорость колеса;

$v_T = v_{1\xi}$  – теоретическая скорость колеса.

Приняв в формуле (1.9)  $\alpha = 0$  или  $x = 0$ , получим ее частный вид, позволяющий определить коэффициент буксования центральной точки длины контакта пневматической шины (точка C):

$$\delta_0 = 1 - \frac{v_{к.д}}{\omega_k r_{ст}}. \quad (1.10)$$

С учетом выражения (1.10) зависимости для ведущего колеса можно представить в виде

$$v_{1\xi} = \frac{(r_{ст}^2 + x^2) v_{к.д}}{(1 - \delta_0) r_{ст}^2}; \quad (1.11)$$

$$v_{2\xi} = \frac{\sqrt{r_{ст}^2 + x^2}}{r_{ст}^2} \cdot \frac{v_{к.д}}{1 - \delta_0} x; \quad (1.12)$$

$$\Delta v_{u\xi} = \left[ \frac{r_{ст}^2 + x^2}{(1 - \delta_0) r_{ст}^2} - 1 \right] v_{к.д}; \quad (1.13)$$

$$\delta = \frac{r_{ст}^2 \delta_0 + x^2}{r_{ст}^2 + x^2}. \quad (1.14)$$

Проскальзывание элементов протектора пневматической шины тормозящего колеса оценивается коэффициентом скольжения:

$$s = 1 - \frac{v_m}{v} = 1 - \frac{\omega (r_{ст}^2 + x^2)}{v_{к.д} r_{ст}}.$$

Приняв  $x = 0$ , получим выражение для определения коэффициента скольжения центральной точки (точки  $C$ ) контакта шины с дорогой:

$$s_0 = 1 - \frac{\omega_k r_{ct}}{v_{к.д}}. \quad (1.15)$$

С учетом выражения (1.15) зависимости (1.11)–(1.14) для тормозящего колеса примут вид

$$\begin{aligned} v_{1\xi} &= \frac{(r_{ct}^2 + x^2)}{r_{ct}^2} v_{к.д} (1 - s_0); \\ v_{2\xi} &= \frac{\sqrt{r_{ct}^2 + x^2}}{r_{ct}^2} .x v_{к.д} (1 - s_0); \\ \Delta v_{ii\xi} &= \left[ \frac{r_{ct}^2 + x^2}{r_{ct}^2} (1 - s_0) - 1 \right] v_{к.д}; \\ s &= \frac{r_{ct}^2 + x^2}{r_{ct}^2} s_0 - \frac{x^2}{r_{ct}^2}. \end{aligned} \quad (1.16)$$

Из выражений (1.14) и (1.16) следует, что элементы протектора шины ведущего и тормозящего колес, положения которых в области контакта определяются координатой  $x$ , будут иметь различные коэффициенты буксования и скольжения соответственно при  $\delta_0 = \text{const}$  и  $s_0 = \text{const}$ . Поэтому буксование или скольжение колеса в целом целесообразно оценивать коэффициентом буксования  $\delta_0$  и скольжения  $s_0$  центральной точки  $C$  пятна контакта шины с дорогой.

### Исходные данные

1. Обозначение шины.
2. Вертикальная (нормальная) нагрузка на шину, кН.
3. Свободный диаметр шины, м.

4. Радиус поперечного сечения шины, м.
5. Давление воздуха в шине, МПа.
6. Скорость движения колеса, км/ч.
7. Буксование центра пятна контакта – пять значений.
8. Скольжение центра пятна контакта – пять значений.

При самоподготовке для заданной модели шины определяются свободный диаметр и радиус поперечного сечения шины по каталогу или расчетным методом.

### Варианты заданий

Номер варианта	Обозначение шины	Пределы изменения	
		Нагрузки, кН	Давление воздуха, МПа
1	220–508P (7,50R20)	8–12,5	0,50–0,70
2	240–508P (8,25R20)	10–15	0,51–0,63
3	260–508P (9,00R20)	15–20,5	0,55–0,65
4	260–508 (9,00–20)	15–20,5	0,50–0,60
5	280–508P (10,00R20)	20–27	0,60–0,80
6	280–508 (10,00–20)	15,0–20,8	0,40–0,53
7	300–508P (11,00R20)	25,0–29,0	0,60–0,80
8	300–508 (11,00–20)	24,0–26,0	0,53–0,63
9	320–508P (12,00R20)	26,0–30,0	0,65–0,80
10	320–508 (12,00–20)	25,0–27,0	0,45–0,55

### Контрольные вопросы

1. Какие конструктивные размеры шины входят в ее обозначение?
2. Как по обозначению шины определить ее свободный диаметр (радиус)?
3. Как определить нормальную нагрузку на шину, зная полную массу троллейбуса и координаты его центра масс?
4. Как классифицируются шины в зависимости от ширины их профиля и рабочего давления воздуха в них?
5. Что такое буксование (скольжение) колеса и при каком режиме движения колеса оно возникает?

6. Какая величина буксования (скольжения) принимается за буксование (скольжение) колеса?

7. Чем отличается кинематика взаимодействия шины с дорогой в тормозном режиме от кинематики в ведущем режиме движения колеса?

8. Какие кинематические параметры движения шины характеризуют скорости  $v_{\xi 1}$ ,  $v_{\xi 2}$  и  $v_{\xi 3}$ ?

9. Что понимается под статическим радиусом шины?

### *Лабораторная работа № 1.4*

## **ЗАВИСИМОСТЬ КАСАТЕЛЬНОЙ СИЛЫ ТРАМВАЙНОГО КОЛЕСА ОТ БУКСОВАНИЯ И СКОЛЬЖЕНИЯ**

**Цель работы:** освоить методику расчета касательной силы, развиваемой трамвайным колесом, и радиуса качения трамвайного колеса в зависимости от буксования-скольжения при различной нормальной нагрузке на колесо.

### **Краткие теоретические сведения**

Процессы взаимодействия трамвайного колеса с рельсом во многом сходны с аналогичными процессами взаимодействия пневматического колеса с дорогой. Так, буксование трамвайного колеса рассчитывается по формуле (1.1), скольжение – по формуле (1.2), изменение радиуса качения трамвайного колеса в тяговом режиме подсчитывается по формуле (1.3), а в тормозном режиме – по формуле (1.4). Зависимость удельной касательной силы трамвайного колеса от буксования-скольжения аналогична зависимости, показанной на рис. 1.1. Следует только помнить, что в тормозном режиме трамвайное колесо при взаимодействии с рельсом имеет примерно в 3,5 раза меньший коэффициент сцепления, чем в режиме тяги.

При расчете касательной силы, развиваемой колесом, используются формулы (1.5) и (1.6). Максимальная касательная сила колеса с рельсом не может быть больше ее значения по сцеплению:

$$F_k \leq \varphi G_k.$$

## Исходные данные

1. Диаметр качения колеса, м.
2. Нагрузка на колесо, кН:
  - минимальная;
  - максимальная.
3. Состояние рельсового пути.
4. Коэффициенты:
  - сцепления  $\varphi_{\max}$ ,  $\varphi_c$ ;
  - аппроксимации  $k_1$  и  $k_2$ .

Во время самоподготовки:

изучить теоретические основы взаимодействия трамвайного колеса с рельсом;

запомнить формулы для расчета зависимости удельной касательной силы колеса от скольжения-буксования, расчета касательной силы, развиваемой колесом в режиме тяги и торможения;

подготовить для ввода в ПЭВМ исходные данные согласно номеру варианта.

## Варианты заданий

Номер варианта	Диаметр колеса, мм	Нагрузка на колесо, кН	Состояние рельсового пути	Коэффициенты			
				$\varphi_{\max}$	$\varphi_c$	$k_1$	$k_2$
1	700	58–70	Сухой, чистый, обезжиренный	0,55	0,52	0,655	1,553
2	690	58–68	Покрытый тонким слоем смазки СТП	0,15	0,13	0,511	1,86
3	900	65–80	Мокрый с подачей песка	0,43	0,40	0,486	1,65
4	950	72–85	Сухой, чистый	0,50	0,48	0,448	1,72
5	700	60–75	Политый водой	0,25	0,25	0,503	1,11
6	950	65–80	Сухой, чистый с подачей песка	0,62	0,58	0,451	1,86
7	700	60–72	Политый водой	0,25	0,25	0,503	1,0
8	900	60–65	Мокрый с подачей песка	0,70	0,60	0,763	1,11
9	690	58–70	Сухой, чистый	0,50	0,48	0,448	1,72
10	700	58–72	Сухой, чистый с подачей песка	0,62	0,58	0,451	1,86

## Контрольные вопросы

1. Какие формулы используются для расчета буксования ведущего колеса и скольжения тормозного колеса?
2. Каков физический смысл величин, входящих в формулы для определения буксования-скольжения?
3. В каких пределах изменяются значения коэффициентов буксования-скольжения?
4. Почему вначале удельная касательная сила с увеличением буксования-скольжения растет, достигая своего максимума, а при дальнейшем росте буксования-сцепления падает?
5. При каких значениях буксования-скольжения достигается максимум удельной касательной силы колеса?
6. Какие значения удельной касательной силы принимают за коэффициент сцепления колеса (приводится в литературе) с опорной поверхностью и почему?
7. Как определить максимальные значения касательной силы, развиваемой колесом, и наибольший момент на колесе?

### *Лабораторная работа № 1.5*

## **ОПРЕДЕЛЕНИЕ МАКСИМАЛЬНОГО ДАВЛЕНИЯ В ПЯТНЕ КОНТАКТА КОЛЕСА С РЕЛЬСОМ. РАСЧЕТ ЭПЮРЫ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ В ПЯТНЕ КОНТАКТА**

**Цель работы:** научиться рассчитывать максимальное давление в пятне контакта колеса с рельсом и строить эпюру распределения давлений в пятне контакта.

### **Краткие теоретические сведения**

Материалы рельса и бандажа трамвайного колеса не являются абсолютно жесткими телами. Вследствие деформации колесо контактирует с рельсом не в точке и не по линии, а по некоторой поверхности. Форму и размер этой поверхности, а также закон распределения давлений можно определить теоретически только для



простейших сочетаний профиля бандажа и рельса. Основу решения этих задач составляет известное уравнение Г. Герца о распределении давлений и напряжений по поверхности взаимодействия двух гладких, изотропных и однородных упругих тел (сферы и цилиндра) при их статическом сжатии.

Рассмотрим идеализированный случай упругого контактного взаимодействия бандажа и рельса при неподвижном колесе, полагая их материалы изотропными, исходные контуры колеса – соответствующими расчетным геометрическим размерам. Влияние конструкции трамвая и рельсового пути не учитываем. Предположим, что нормальная нагрузка  $G_k$  на колесо постоянна.

Так как центральная часть поверхности головки стандартного рельса имеет в поперечнике радиус (радиус железнодорожных рельс  $r = 300$  мм), колесо и рельс рассматриваются как два бесконечных цилиндра со взаимно перпендикулярными осями (рис. 1.7), подверженных сжатию силой, действующей от колеса на рельс. Проекция на плоскость колеса (плоскость  $xOz$ ) представлена на рис. 1.8, а, на плоскость поперечного сечения рельса (плоскость  $yOz$ ) – на рис. 1.8, б [13]. Упругая деформация колеса, соответствующая координате  $x$ , обозначена через  $z_1$ ; деформация рельса, соответствующая координате  $y$ , – через  $z_2$ .

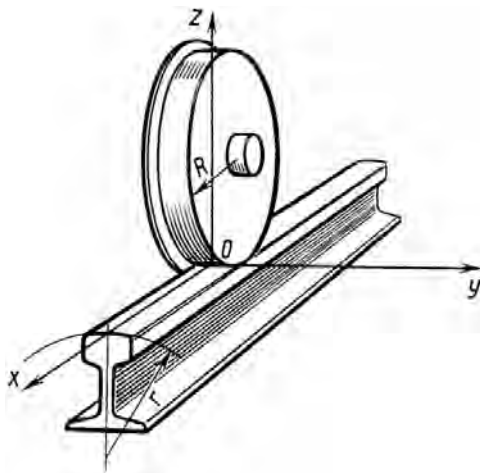


Рис. 1.7. Система координат для исследования качения колеса по рельсу

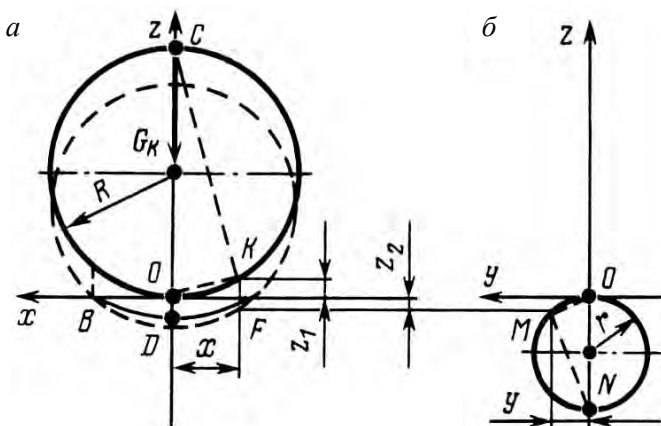


Рис. 1.8. Взаимодействие колеса с рельсом:  
 а – проекция на плоскость  $xOz$ ; б – проекция на плоскость  $yOz$

Суммарное значение упругого сжатия обоих цилиндров предполагаем постоянным в любой точке поверхности контакта:

$$z_1 + z_2 = \Delta = \text{const по дуге } BDF.$$

Из подобных треугольников  $OKC$  и  $OKF$  (плоскость  $xOy$ , см. рис. 1.8, а) имеем

$$\frac{2R - z_1}{x} = \frac{x}{z_1} \quad \text{или} \quad x^2 = 2Rz_1 - z_1^2,$$

где  $R$  – радиус колеса.

Поскольку  $z_1^2 \ll 2R$ , то приближенно можно записать

$$x^2 = 2Rz_1 \quad \text{или} \quad \frac{x^2}{2R} = z_1.$$

Аналогично из треугольника  $OMN$  (плоскость  $yOz$ , см. рис. 1.8, б) находим, что

$$\frac{y^2}{2r} = z_2,$$

где  $r$  – радиус головки рельса.

Складываем выражения для  $z_1$  и  $z_2$ , и учитывая, что по условию задачи  $\Delta = \text{const}$ , получим уравнение эллипса:

$$\frac{x^2}{2R} + \frac{y^2}{2r} = \Delta = \text{const}.$$

Следовательно, текущие координаты  $x$  и  $y$  опорной поверхности цилиндрического колеса на рельсе связаны уравнением эллипса. Поверхность распределения давлений  $p_{x,y}$  по контактной площадке имеет форму эллипсоида (рис. 1.9):

$$p_{x,y} = p_{0,0} \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}}, \quad (1.17)$$

где  $p_{0,0}$  – давление в центре эллипса (в центре пятна контакта);

$a = f_1(E, \mu, G_k, R, r)$  – большая полуось эллипса;

$b = f_2(E, \mu, G_k, R, r)$  – меньшая полуось эллипса;

$E$  и  $\mu$  – модуль упругости и коэффициент Пуассона материала бандажа и рельса.

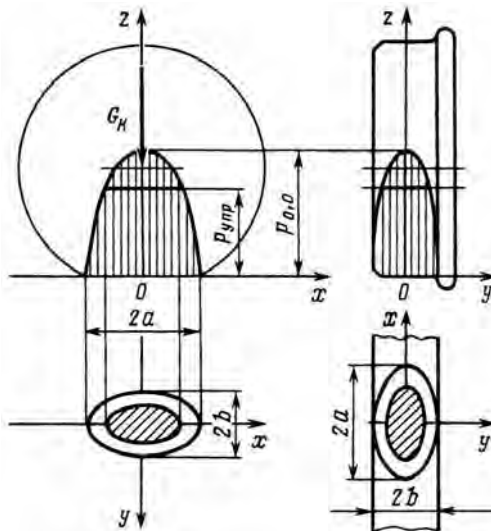


Рис. 1.9. Эпюры распределения давления в пятне контакта неподвижного колеса:  
 $a$  – в продольном;  $b$  – в поперечном направлении

В центре эллипса ( $x = 0$ ;  $y = 0$ ) давление, как это следует из уравнения (1.17), максимально и равно  $p_{0,0}$ . Причем

$$p_{0,0} = \frac{3G_k}{2\pi ab} = 1,5 \frac{G_k}{\pi ab}.$$

Это значит, что в центре площадки контакта давление в 1,5 раза выше среднего давления

$$p_{\text{ср}} = \frac{G_k}{\pi ab}.$$

По контуру контактной площадки, где координаты точек контакта удовлетворяют уравнению (1.17), давление равно нулю. Распределение давлений по опорной поверхности бандажа схематично показано вертикальной штриховкой на рис. 1.9. Распределение давлений в рельсе представляет собой зеркальное отображение эпюры давления бандажа.

Ориентация эллипса и его размеры зависят от степени износа (проката) бандажа: при отсутствии износа большая ось эллипса направлена вдоль рельса, малая – поперек. По мере увеличения износа и связанного с ним искажения профиля бандажа угол между продольными осями эллипса и рельса увеличивается. Как следствие, изменяется форма контактной площадки. При изношенном бандаже и рельсе контактная площадка принимает форму, близкую к прямоугольнику, продольная ось которого расположена поперек рельса.

### Исходные данные

1. Нагрузка на колесо, кН.
2. Полуоси эллипса  $a$  и  $b$ , мм.

При самоподготовке:

изучить теоретические основы расчета давления в пятне контакта трамвайного колеса с рельсом и определение максимального давления в пятне контакта колеса с рельсом;

запомнить формулу для расчета максимального давления колеса на рельс;

подготовить для ввода в ПЭВМ исходные данные согласно своему номеру варианта.

## Варианты заданий

Номер варианта	Нагрузка на колесо, кН	Полуоси эллипса, мм	
		<i>a</i>	<i>b</i>
1	21,5	6,08	4,23
2	48,9	10,43	5,21
3	72,6	12,31	6,87
4	69,9	11,04	6,87
5	56,9	9,28	6,51
6	51,5	8,58	6,82
7	39,9	7,39	5,85
8	59,2	9,92	6,63
9	58,3	10,78	6,45
10	58,2	10,88	5,67

## Контрольные вопросы

1. Почему контакт колеса с рельсом происходит не в точке?
2. Какую форму имеет пятно контакта колеса с рельсом при малом и сильном износе?
3. Что положено в основу теоретического определения формы пятна контакта колеса с рельсом и эпюры давления в пятне контакта?
4. Какая формула используется для расчета распределения давления в пятне контакта колеса с рельсом?
5. Как рассчитать среднее и максимальное давление в пятне контакта колеса с рельсом?
6. Чему равно давление колеса на рельс по границе пятна контакта?
7. Каково соотношение между средним и максимальным давлением колеса на рельс?
8. Выведите формулу для расчета максимального давления в пятне контакта колеса с рельсом.
9. В каких пределах находится нормальная нагрузка на трамвайное колесо?
10. В каких пределах находится площадь пятна контакта трамвайного колеса с рельсом?

## 2. ТЯГОВО-СКОРОСТНЫЕ СВОЙСТВА ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

*Тягово-скоростные свойства* подвижного состава – совокупность свойств, определяющих возможные по характеристикам тягового электродвигателя или сцепления ведущих колес с опорной поверхностью диапазоны изменения скоростей движения и предельные интенсивности разгона подвижного состава при его работе на тяговом режиме в различных условиях эксплуатации.

*Тяговым* называется режим, при котором энергия передается от тягового электродвигателя к ведущим колёсам.

В зависимости от решаемой задачи (конструкторской, исследовательской, эксплуатационной) применяют различный набор оценочных критериев тягово-скоростных свойств. При выборе подвижного состава для заданного целевого назначения обычно принимаются во внимание следующие показатели:

- максимальная скорость  $v_{\max}$ ;
- время разгона на участке пути 400 м  $t_{400}$  и 1000 м  $t_{1000}$ ;
- время разгона до заданной скорости  $t_v$ ;
- динамический фактор при максимальной скорости  $D_v$ ;
- максимальный преодолеваемый подъем  $i_{\max}$ .

Работа подвижного состава сопровождается частыми остановками с последующим троганием и разгоном.

*Разгон* — процесс увеличения скорости движения подвижного состава от начального или нулевого значения до установившейся скорости, возможной в заданных условиях эксплуатации.

*Приемистость* — способность подвижного состава к быстрому разгону. Приемистость подвижного состава влияет на его среднюю скорость движения по маршруту, а в условиях интенсивных транспортных потоков определяет пропускную способность дороги.

Основными критериями оценки разгонных свойств подвижного состава являются:

- максимальное ускорение в процессе разгона;
- продолжительность разгона, т. е. время, в течение которого скорость подвижного состава возрастает от начального или нулевого значения до заданной конечной величины;

- путь, проходимый подвижным составом за время разгона;
- максимальный динамический момент в трансмиссии.

Приемистость подвижного состава улучшается с увеличением ускорения при разгоне. Однако по условию комфортности пассажиров ускорение подвижного состава при разгоне не должно превышать 1,5–1,8 м/с<sup>2</sup>.

Время разгона подвижного состава после трогания с места на горизонтальной дороге до скорости 50 км/ч должно составлять 20–25 с. При этом путь разгона должен находиться в пределах 150–200 м. Максимальный динамический момент в трансмиссии при разгоне не должен превышать установившегося значения в 2,5–3 раза.

### **Моделирование изменения крутящего момента тягового электрического двигателя при исследовании процессов трогания и разгона подвижного состава**

Требуемую максимальную мощность тягового электрического двигателя при установившемся режиме движения подвижного состава определяют из уравнения тягового баланса подвижного состава [9, 10, 14, 15]:

для троллейбуса

$$P_{\max} = \frac{v_{\max}}{3600\eta_{\text{тр}}z_{\text{дв}}} \left( gm\psi_{\text{д}} + \frac{k_{\text{в}}A_{\text{лоб}}v_{\max}^2}{3,6^2} \right), \text{ кВт}; \quad (2.1)$$

для трамвая

$$P_{\max} = \frac{v_{\max}}{3600\eta_{\text{тр}}z_{\text{дв}}} \left[ (w_0 + i)mg + \frac{k_{\text{в}}A_{\text{лоб}}v_{\max}^2}{3,6^2} \right], \text{ кВт}, \quad (2.2)$$

где  $v_{\max}$  – заданная максимальная скорость подвижного состава;

$\eta_{\text{тр}}$  – КПД трансмиссии;

$z_{\text{дв}}$  – число тяговых двигателей;

$m$  – полная масса подвижного состава;

$\psi_{\text{д}}$  – суммарный коэффициент сопротивления дороги;

$k_{\text{в}}$  – коэффициент сопротивления воздуха;

$A_{\text{лоб}}$  – площадь лобового сопротивления подвижного состава;

$w_0$  – суммарное удельное сопротивление движению подвижного состава;

$i$  – уклон пути.

При расчете по формуле (2.1) значение сопротивления дороги принимают  $\psi_d = 0,018-0,03$ , а по формуле (2.2) удельное сопротивление принимают равным  $w_0 = (0,7-1,5)$  Н/кН, уклон пути  $i = 30-40$  ‰.

При определении величины аэродинамической силы коэффициент сопротивления воздуха и площадь лобового сопротивления выбирают, исходя из эскизной компоновки подвижного состава или по аналогии с существующими машинами.

На рис. 2.1 показано характерное изменение крутящего момента тягового электрического двигателя при трогании и разгоне подвижного состава.

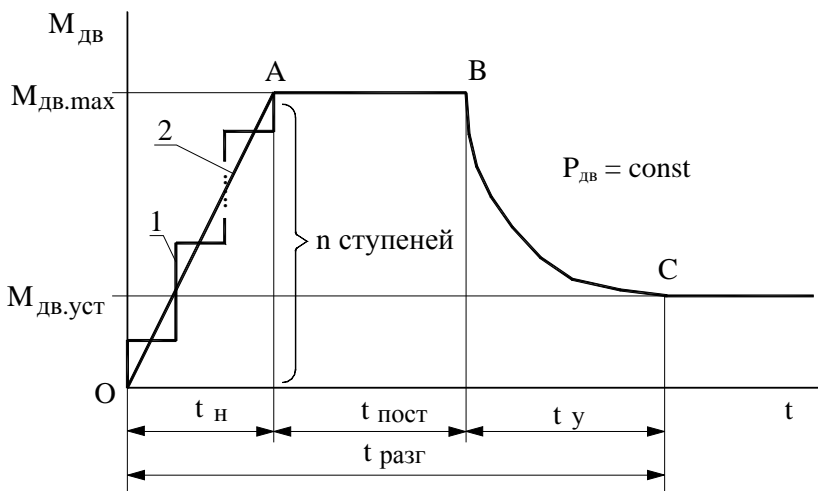


Рис. 2.1. Изменение крутящего момента тягового электрического двигателя при разгоне подвижного состава:

- 1 – при контактно-резисторной системе управления двигателем;
- 2 – при тиристорно-импульсной и при транзисторной системах управления двигателем

График имеет три участка:

1)  $OA$  — нарастание крутящего момента тягового двигателя от нуля до максимального момента;



2)  $AB$  — движение подвижного состава с максимальным крутящим моментом тягового двигателя;

3)  $BC$  — уменьшение крутящего момента тягового двигателя от максимального крутящего момента до крутящего момента, соответствующего установившемуся движению подвижного состава с наибольшей постоянной скоростью, возможной в данных условиях эксплуатации.

На участке  $OA$  крутящий момент тягового электрического двигателя за время  $t_n$  ступенчато (контакторно-резисторная система управления тяговым двигателем) или линейно (тиристорно-импульсная система управления тяговым двигателем) возрастает от нуля до максимального значения. Величина максимального крутящего момента рассчитывается по формуле

$$M_{дв.мах} = P_{дв.В} / \omega_B.$$

Здесь  $P_{дв.В}$  — мощность тягового двигателя в точке  $B$ ;

$\omega_B$  — угловая скорость якоря при мощности тягового двигателя  $P_{дв.В}$ .

В первом приближении можно принять

$$P_{дв.В} = (1,2-1,5)P_{дв.н},$$

где  $P_{дв.н}$  — номинальная мощность тягового двигателя, которая указывается в технической характеристике.

Темп нарастания крутящего момента (время нарастания) тягового электрического двигателя подбирается таким образом, чтобы обеспечить подвижному составу с номинальной нагрузкой на горизонтальной дороге ускорение, не превышающее  $1,8 \text{ м/с}^2$ . Выбранный темп нарастания крутящего момента двигателя закладывается в проектируемую систему управления тяговым электрическим двигателем.

На участке  $AB$  тяговый электрический двигатель развивает максимальный крутящий момент при увеличивающейся угловой скорости вращения якоря. Величина максимального крутящего момента тягового электрического двигателя совместно с темпом нарастания крутящего момента должны обеспечить достижение скорости подвижного состава с номинальной нагрузкой на горизонтальной до-

роге 50 км/ч за 20–25 с. Эта величина максимального крутящего момента также закладывается в проектируемую систему управления тяговым электрическим двигателем. Продолжительность работы двигателя с максимальным крутящим моментом  $t_{\text{пост}}$  зависит от условий эксплуатации (загрузки, состояния дороги или пути, уклона дороги или пути) подвижного состава. В точке  $B$  тяговый электрический двигатель развивает максимальную мощность  $P_{\text{дв.}B}$  при угловой скорости вращения якоря  $\omega_B$ . В первом приближении угловую скорость якоря при мощности тягового электрического двигателя  $P_{\text{дв.}B}$  можно определить по выражению

$$\omega_B = (0,7-0,8)\omega_n.$$

Здесь  $\omega_n$  – номинальная угловая скорость вращения якоря двигателя, которую определяют по номинальному числу оборотов  $n_n$  якоря, указанному в технической характеристике тягового электрического двигателя:

$$\omega_n = \pi n_n / 30.$$

На последнем участке ( $BC$ ) момент тягового двигателя уменьшается по некоторому закону, близкому к параболическому, до значения, соответствующего установившемуся режиму движения подвижного состава. Примем, что на этом участке мощность тягового электрического двигателя за время  $t_y$  может или уменьшаться от максимального значения  $P_{\text{дв.}B}$  (точка  $B$ ) до мощности  $P_{\text{дв.}C}$  (точка  $C$ ), соответствующей установившемуся движению подвижного состава, по линейному закону или оставаться постоянной ( $P_{\text{дв}} = \text{const}$ ). Тогда можно записать пропорцию

$$\frac{P_{\text{дв.}B} - P_{\text{дв.}C}}{P_{\text{дв}} - P_{\text{дв.}C}} = \frac{\omega_C - \omega_B}{\omega - \omega_B}, \quad (2.3)$$

где  $P_{\text{дв}}$ ,  $\omega$  – текущее значение мощности тягового двигателя и угловой скорости вращения его якоря соответственно;

$\omega_C$  – угловая скорость вращения якоря двигателя при установившемся режиме движения подвижного состава.

Решая пропорцию (2.3) относительно текущего значения мощности тягового электрического двигателя, получим

$$P_{\text{дв}} = \frac{\omega - \omega_B}{\omega_C - \omega_B} (P_{\text{дв.}B} - P_{\text{дв.}C}) + P_{\text{дв.}C}. \quad (2.4)$$

В выражении (2.4) текущее значение угловой скорости якоря берется из решения системы уравнений, описывающей движение элементов расчетной схемы подвижного состава. Величина мощности тягового электрического двигателя, соответствующая установившемуся режиму движения подвижного состава в заданных условиях эксплуатации, определяется по формуле (2.1) или (2.2) соответственно для троллейбуса или трамвая.

Установившуюся скорость вращения якоря двигателя определим по выражению

$$\omega_C = \frac{v_{\text{уст}} u_{\text{тр}}}{3,6(0,95 \dots 0,97) r_{\text{ст}}},$$

где  $v_{\text{уст}}$  – установившаяся скорость подвижного состава;

$u_{\text{тр}}$  – передаточное число трансмиссии;

$r_{\text{ст}}$  – статический радиус ведущего колеса.

В случае разгона подвижного состава до максимальной скорости движения установившаяся угловая скорость вращения якоря тягового двигателя определяется через максимальные обороты якоря, которые указаны в характеристике двигателя:

$$\omega_C = \pi n_{\text{max}} / 30.$$

Величина крутящего момента тягового электрического двигателя на участке  $BC$  при текущих величинах угловой скорости  $\omega$  вращения якоря и мощности  $P_{\text{дв}}$  тягового двигателя находится по выражению

$$M_{\text{дв}} = P_{\text{дв}} / \omega.$$

Величина установившегося крутящего момента тягового электрического двигателя и установившаяся скорость подвижного состава зависят от условий его эксплуатации (загрузки, состояния дороги или пути, уклона дороги или пути).

## Контрольные вопросы

1. Что понимается под процессом разгона и приемистостью подвижного состава?
2. Какие критерии используются для оценки приемистости подвижного состава?
3. Назовите численные значения критериев оценки приемистости подвижного состава.
4. Как выбирается темп нарастания крутящего момента тягового электрического двигателя (время  $t_n$ ) и какие ограничения накладываются на него?
5. От чего зависит время работы тягового электрического двигателя  $t_{\text{пост}}$  с максимальным крутящим моментом?
6. Как приблизительно можно определить мощность  $P_{\text{дв.В}}$ , развиваемую тяговым электрическим двигателем в точке  $B$ ?
7. Как в первом приближении можно рассчитать максимальный крутящий момент, развиваемый тяговым электрическим двигателем при разгоне подвижного состава?
8. Как подсчитываются текущие значения мощности и крутящего момента, развиваемые тяговым электрическим двигателем на участке  $BC$ ?
9. Как определить мощность тягового электрического двигателя при установившемся режиме движения подвижного состава?
10. От чего зависит величина крутящего момента, развиваемого тяговым электрическим двигателем при установившемся режиме движения подвижного состава?

### *Лабораторная работа № 2.1*

## РАЗГОН ДВУХОСНОГО ТРОЛЛЕЙБУСА

**Цель работы:** изучить математическую модель двухосного троллейбуса, применяемую для исследования динамики процессов его трогания и разгона, ее возможности; критерии оценки разгонных свойств подвижного состава; методику моделирования изменения крутящего момента тягового электрического двигателя при разгоне подвижного состава; взаимодействие движителя с опорной поверхностью.

## Краткие теоретические сведения

Процессы трогания и разгона троллейбуса будем исследовать на трехмассовой модели, показанной на рис. 2.2. На рисунке приняты следующие обозначения:

$I_{дв}$  – момент инерции тягового электрического двигателя;

$I_{к2}$  – суммарный момент инерции карданной передачи, деталей ведущего моста и ведущих колес, приведенный к валу двигателя;

$M_{тр}$  – суммарный упругий момент трансмиссии, приведенный к валу двигателя;

$c_{тр}$  – суммарная крутильная податливость карданной передачи и деталей ведущего моста, приведенная к валу двигателя;

$k_{тр}$  – суммарный коэффициент демпфирования карданной передачи и деталей ведущего моста, приведенный к валу двигателя;

$G$  – полный (эксплуатационный) вес троллейбуса;

$x$  – путь, проходимый троллейбусом;

$F_{к2}$  – касательная сила тяги ведущих колес.

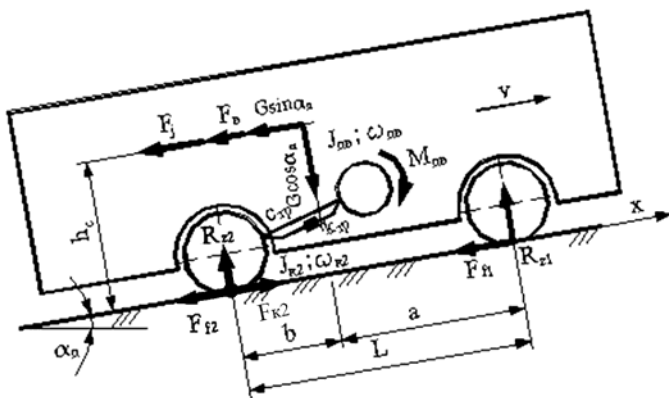


Рис. 2.2. Силы и моменты, действующие на троллейбус при разгоне

На динамическую крутильную систему трансмиссии троллейбуса действуют два внешних момента: момент  $M_{дв}$ , развиваемый двигателем, и момент  $F_{к2}r_{д}/(\eta_{тр}u_{тр})$ , развиваемый ведущими колесами, приведенный к валу двигателя, где  $r_{д}$  – динамический радиус ведущих колес;

$\eta_{тр}$  – КПД трансмиссии;

$u_{тр}$  – передаточное число трансмиссии.

Движение элементов расчетной схемы (см. рис. 2.2) под действием названных внешних моментов и сил описывается следующей системой дифференциальных уравнений [9]:

$$\begin{aligned}\dot{\omega}_{\text{дв}} &= \left[ M_{\text{дв}} - M_{\text{тр}} - k_{\text{тр}} (\omega_{\text{дв}} - \omega_{\text{к2}}) \right] / J_{\text{дв}}; \\ \dot{\omega}_{\text{к2}} &= \left[ M_{\text{тр}} + k_{\text{тр}} (\omega_{\text{дв}} - \omega_{\text{к2}}) - \frac{F_{\text{к2}} r_{\text{д}}}{u_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}}} \right] / J_{\text{к2}}; \\ \dot{M}_{\text{тр}} &= c_{\text{тр}} (\omega_{\text{дв}} - \omega_{\text{к2}}); \\ \ddot{x} &= (F_{\text{к2}} - F_{f\Sigma}) / m,\end{aligned}\tag{2.5}$$

где  $F_{f\Sigma}$  – суммарная сила сопротивления движению, включающая в себя силу сопротивления движению колес ( $F_{f1}$ ,  $F_{f2}$ ), силу сопротивления воздуха ( $F_{\text{в}}$ ) и составляющую силу тяжести  $G \sin \alpha_{\text{д}}$ .

Система уравнений (2.5) имеет нулевые начальные условия. Возмущением для нее является закон нарастания крутящего момента тягового электрического двигателя.

При трогании и разгоне троллейбуса изменение крутящего момента, развиваемого тяговым электрическим двигателем, во времени описывается законом, представленным на рис. 2.1. После того, как троллейбус достигает скорости, соответствующей угловой скорости якоря тягового двигателя  $\omega_{\text{в}}$ , он переходит на работу по своей характеристике, задаваемой системой управления тяговым электродвигателем.

Суммарная сила сопротивления определяется как сумма сил сопротивления качению

$$F_f = fG = f(G_1 + G_2),$$

сопротивления воздуха

$$F_{\text{в}} = k_{\text{в}} A_{\text{лоб}} v^2$$

и составляющей силы тяжести  $G \sin \alpha_{\text{д}}$ :

$$F_{f\Sigma} = (f + \sin \alpha_{\text{д}})G + k_{\text{в}} A_{\text{лоб}} v^2,$$

где  $f = f_a + k_{fv}v^2$ ,

$f_a$  – коэффициент сопротивления качению колеса при малой скорости (менее 20 км/ч);

$k_{fv}$  – коэффициент, учитывающий возрастание сопротивления качению с увеличением скорости; когда действительное значение  $k_{fv}$  неизвестно, рекомендуется принимать  $k_{fv} = 7 \cdot 10^{-6}$ .

Касательная сила тяги ведущего моста троллейбуса определяется по формуле

$$F_{к2} = \varphi G_{сц} = \varphi_{\max} G_{сц} (1 - e^{-k\delta}), \quad (2.6)$$

где  $\varphi_{\max}$  – коэффициент сцепления колес с дорогой;

$G_{сц}$  – сцепной вес троллейбуса;

$k$  – коэффициент, зависящий от условий сцепления колес с дорогой;

$\delta$  – буксование ведущих колес троллейбуса.

В свою очередь, буксование ведущих колес троллейбуса находится по выражению

$$\delta = 1 - v / v_T, \quad (2.7)$$

где  $v = \dot{x}$  – действительная скорость движения колеса (троллейбуса), которая определяется в результате решения системы уравнений (2.5);

$v_T = \omega_{к2} r_d$  – теоретическая скорость движения колеса (троллейбуса);

$\omega_{к2}$  – угловая скорость ведущих колес, определяемая в результате решения системы уравнений (2.5);

$r_d$  – расчетный (динамический) радиус ведущих колес.

Таким образом, представленная выше система уравнений (2.5) позволяет исследовать процессы трогания и разгона троллейбуса в различных условиях эксплуатации и дать оценку его разгонным свойствам.

## Исходные данные

1. Шаг интегрирования дифференциальных уравнений, с.
2. Шаг печати результатов расчета, с.

3. Масса троллейбуса, кг.
4. База троллейбуса, м.
5. Расстояние от центра масс до оси задних колес, м.
6. Высота расположения центра масс над дорогой, м.
7. Площадь лобового сопротивления,  $\text{м}^2$ .
8. Момент инерции одного ведущего колеса,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ .
9. Крутильная жесткость трансмиссии,  $\text{Н} \cdot \text{м}/\text{рад}$ .
10. Коэффициент демпфирования в трансмиссии,  $\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}/\text{рад}$ .
11. Передаточное число трансмиссии.
12. КПД трансмиссии.
13. Момент инерции тягового электрического двигателя,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ .
14. Номинальная мощность тягового электрического двигателя, кВт.
15. Номинальное число оборотов якоря тягового электрического двигателя,  $\text{мин}^{-1}$ .
16. Максимальный крутящий момент тягового электрического двигателя,  $\text{Н} \cdot \text{м}$ .
17. Число оборотов якоря тягового электрического двигателя при максимальной мощности,  $\text{мин}^{-1}$ .
18. Максимальное число оборотов якоря тягового электрического двигателя,  $\text{мин}^{-1}$ .
19. Обозначение применяемых шин.
20. Свободный диаметр шины, м.
21. Радиус поперечного сечения шины, м.
22. Давление воздуха в передних шинах, МПа.
23. Давление воздуха в задних шинах, МПа.
24. Угол уклона местности, градус.
25. Коэффициент сцепления.
26. Коэффициент сопротивления качению при малой скорости.
27. Скоростной коэффициент сопротивления качению.
28. Коэффициент сопротивления воздуха.

Во время самоподготовки для заданной модели шин: определяются свободный диаметр, ширина профиля и радиус поперечного сечения шины по каталогу или расчетным методом, а также координаты центра масс троллейбуса;

рассчитываются крутильная жесткость трансмиссии и коэффициент демпфирования.



## Варианты заданий

Параметры	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Площадь лобового сопротивления, м <sup>2</sup>	5,5	5,5	6,0	6,0	6,5	7,0	7,0	6,5	7,0	7,0
Момент инерции одного колеса, кг·м <sup>2</sup>	12,5	12,6	12,5	12,6	12,8	12,7	12,5	12,7	12,8	12,8
Крутильная жесткость трансмиссии, Н·м/рад	4166,67	4761,90	5263,16	5555,56	5714,29	5882,35	6060,61	6250,0	6451,61	6666,67
Коэффициент демпфирования в трансмиссии, Н·м·с/рад	20,5	19,2	18,4	17,7	16,2	15,7	14,5	13,6	12,2	11,4
Передачное число трансмиссии	11,650	11,679	11,054	10,261	10,829	9,432	10,958	9,446	9,315	11,902
КПД трансмиссии	0,90	0,94	0,92	0,93	0,92	0,93	0,92	0,90	0,94	0,92
Момент инерции тягового двигателя, кг·м <sup>2</sup>	0,874	0,874	1,147	1,147	1,377	1,377	1,377	1,476	1,476	1,680
Номинальная мощность тягового двигателя, кВт	84,6	84,6	110,3	110,3	132,4	132,4	132,4	141,9	141,9	162,3
Номинальное число оборотов тягового двигателя, мин <sup>-1</sup>	2000	2000	1800	1800	1800	1400	1800	1300	1300	1600

Параметры	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Максимальный крутящий момент тягового двигателя, Н·м	866,0	866,0	1254,6	1254,6	1505,9	1936,2	1505,9	2234,7	2234,7	2076,8
Обороты тягового двигателя при максимальной мощности, мин <sup>-1</sup>	1400	1400	1260	1260	1260	980	1260	910	910	1120
Максимальное число оборотов тягового двигателя, мин <sup>-1</sup>	3200	3200	3200	3200	3200	3500	3200	3500	3500	3600
Угол уклона местности, градус	0-5	0-3	0-2	0-3	0-5	0-6	0-5	0-4	0-4	0-3
Коэффициент сопротивления качению	0,015	0,020	0,020	0,020	0,015	0,015	0,015	0,014	0,014	0,020
Скоростной коэффициент сопротивления качению	$7 \cdot 10^{-6}$	$7,5 \cdot 10^{-6}$	$7,5 \cdot 10^{-6}$	$7,5 \cdot 10^{-6}$	$7 \cdot 10^{-6}$	$7 \cdot 10^{-6}$	$7 \cdot 10^{-6}$	$6,5 \cdot 10^{-6}$	$6,5 \cdot 10^{-6}$	$7,5 \cdot 10^{-6}$
Коэффициент сопротивления возмущения воздуха	0,35	0,42	0,45	0,42	0,35	0,30	0,35	0,40	0,40	0,40

## Контрольные вопросы

1. Воспроизведите расчетную схему для исследования процессов трогания и разгона троллейбуса.
2. Какие силы и моменты действуют на троллейбус в процессе трогания и разгона?
3. Какая сила изменяет свое направление в зависимости от движения троллейбуса вверх или вниз по уклону дороги?
4. Какие внешние моменты действуют на динамическую систему трансмиссии троллейбуса?
5. Какие аналитические выражения используются для приведения моментов инерции, крутильной податливости и коэффициентов демпфирования к заданному валу приведения?
6. Как момент, действующий на ведущие колеса троллейбуса, привести к валу тягового электрического двигателя?
7. Как определить максимальный момент, который могут реализовать ведущие колеса троллейбуса в заданных условиях эксплуатации?
8. Как определить передаточное число и КПД трансмиссии троллейбуса?
9. Что понимается под сцепным весом троллейбуса?
10. Как определить продольные координаты центра масс троллейбуса, зная распределение его веса по мостам?
11. Как рассчитать суммарную силу сопротивления дороги?
12. Как определяется коэффициент сопротивления качению колеса при возрастании скорости движения троллейбуса?
13. Как определяется площадь лобового сопротивления троллейбуса?

## *Лабораторная работа № 2.2*

### РАЗГОН СОЧЛЕНЁННОГО ТРОЛЛЕЙБУСА

#### Цель работы

1. Изучить особенности трогания и разгона сочленённого троллейбуса с различным расположением ведущих осей (вторая, третья, вторая и третья), механико-математическую модель сочленённого троллейбуса, применяемую для исследования динамики процессов его трогания и разгона, возможности математической модели.

2. Освоить методику вывода дифференциальных уравнений, описывающих процесс разгона сочлененного троллейбуса.

### Краткие теоретические сведения

**Сочленённый троллейбус** – троллейбус, состоящий из двух или более жестких шарнирно соединённых между собой секций так, что обеспечивается перемещение пассажиров из одной секции в другую [3]. Некоторые секции (звенья) сочленённой машины могут иметь ведущие оси. Наибольшее распространение получили двухзвенные трехосные сочленённые троллейбусы, у которых ведущей является средняя (вторая) ось. Однако есть сочленённые троллейбусы, имеющие третью ведущую ось или вторую и третью, рис. 2.3.

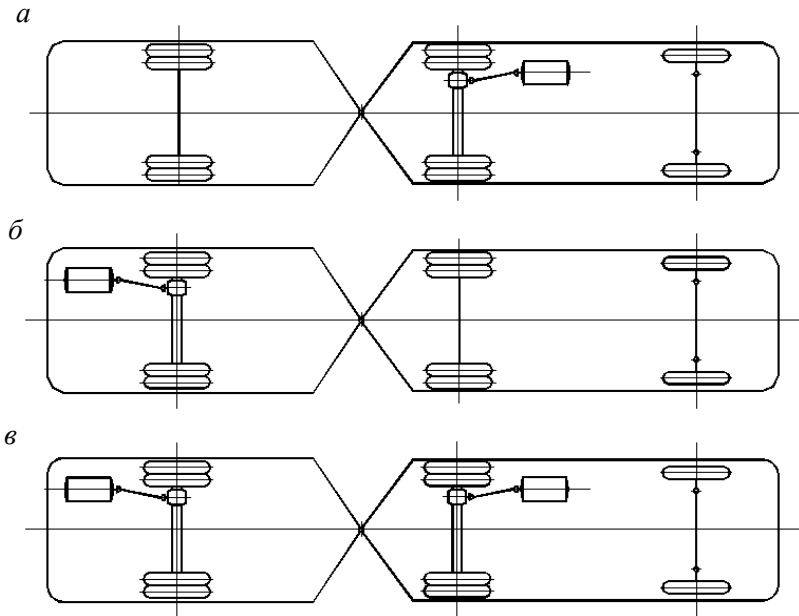


Рис. 2.3. Схемы трансмиссий, применяемые на сочленённых машинах

Особенностью разгона сочленённого троллейбуса с третьей, а также со второй и третьей ведущими осями является возможность складывания троллейбуса, особенно если разгон начинается, когда про-

дольные оси троллейбуса и пассажирского полуприцепа не совпадают, а между ними имеется некоторый начальный угол. Процесс складывания сочленённого троллейбуса происходит, когда в устройстве сочленения (сцепном устройстве) образуется сжимающее усилие.

Следовательно, с точки зрения комплексной оценки динамики трогания и разгона сочленённого троллейбуса интерес представляет не только получение общеизвестных критериев разгона, но и исследование силовых воздействий звеньев троллейбуса. Кроме того, анализ силового воздействия звеньев сочленённого троллейбуса с различными схемами трансмиссии при разгоне позволит прогнозировать изменение направлений и знаков сил в пятне контакта колёс с дорогой, что, в свою очередь, даст возможность формировать сигналы управления процессом разгона с целью сохранения устойчивости движения и исключения складывания звеньев троллейбуса.

В этой связи математическое описание процесса трогания и разгона сочленённого троллейбуса с различной схемой трансмиссии с учетом динамических явлений представляется весьма важным. Для того чтобы упростить формальные выкладки, связанные с математическими преобразованиями, рассмотрим движение сочленённого троллейбуса относительно неподвижной системы координат  $XOY$ , рис. 2.4.

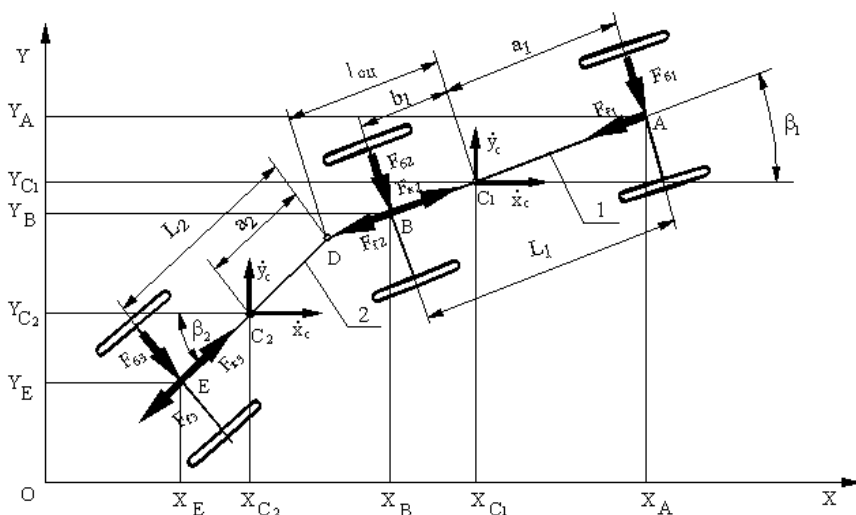


Рис. 2.4. Расчетная схема сочленённого троллейбуса

На рис. 2.4 с известными допущениями представлена расчетная схема сочленённого троллейбуса, имеющего вторую и третью ведущие оси. Путем исключения одной из ведущих осей можно получить сочленённый троллейбус или со второй, или с третьей ведущей осью. На рисунке приняты следующие обозначения:

$I$  – троллейбус;

$2$  – пассажирский полуприцеп;

$A, B, E$  – середины осей троллейбуса (передняя, задняя) и полуприцепа;

$C_1, C_2$  – центры масс троллейбуса и полуприцепа;

$D$  – точка сцепки звеньев троллейбуса;

$\beta_1$  – курсовой угол троллейбуса;

$\beta_2$  – курсовой угол полуприцепа;

$F_{fi}$  – силы сопротивления качению  $i$ -й оси;

$F_{\beta i}$  – боковые силы, действующие на  $i$ -ю ось;

$F_{к2}, F_{к3}$  – касательные силы тяги ведущих осей (второй и третьей).

Дифференциальные уравнения движения сочленённого троллейбуса относительно неподвижной системы координат  $XOY$  будем разрабатывать в форме уравнений Лагранжа 2-го рода:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial T}{\partial q} = Q_i,$$

где  $T$  – кинетическая энергия системы;

$q$  – обобщенная координата;

$Q$  – обобщенная сила.

Расчетная схема сочлененного троллейбуса, представленная на рис. 2.4, характеризуется четырьмя обобщенными координатами:

$$\begin{cases} q_1 = x_{c1}; & q_2 = y_{c1}; & q_3 = \beta_1; & q_4 = \beta_2; \\ \dot{q}_1 = \dot{x}_{c1}; & \dot{q}_2 = \dot{y}_{c1}; & \dot{q}_3 = \dot{\beta}_1; & \dot{q}_4 = \dot{\beta}_2, \end{cases}$$

где  $\dot{x}_{c1} = v_{c1x}$ ;  $\dot{y}_{c1} = v_{c1y}$ ;  $\dot{\beta}_1 = \omega_1$ ;  $\dot{\beta}_2 = \omega_2$ .

Кинетическая энергия системы представляет сумму кинетических энергий звеньев сочленённого троллейбуса:

$$T = T_1 + T_2,$$

где  $T_1, T_2$  – кинетическая энергия троллейбуса и пассажирского полуприцепа соответственно.

Составляющие кинетических энергий

$$T_1 = \frac{m_1 v_{c1}^2}{2} + \frac{J_1 \omega_1^2}{2};$$

$$T_2 = \frac{m_2 v_{c2}^2}{2} + \frac{J_2 \omega_2^2}{2},$$

где  $m_1$  – масса троллейбуса;

$J_1$  – центральный момент инерции троллейбуса относительно вертикальной оси, проходящей через его центр масс;

$m_2$  – масса пассажирского полуприцепа;

$J_2$  – центральный момент инерции полуприцепа относительно вертикальной оси, проходящей через его центр масс;

$v_{c1}, v_{c2}$  – скорости соответственно центров масс троллейбуса и полуприцепа;

$\omega_1, \omega_2$  – угловые скорости соответственно троллейбуса и полуприцепа относительно вертикальных осей, проходящих через их центры масс.

Запишем аналитические выражения для скоростей центров масс звеньев сочленённого троллейбуса, необходимые для вычисления кинетических энергий ( $v_{c1}, v_{c2}, \omega_1$  и  $\omega_2$ ):

$$v_{c1}^2 = \dot{x}_{c1}^2 + \dot{y}_{c1}^2; \quad v_{c2}^2 = \dot{x}_{c2}^2 + \dot{y}_{c2}^2;$$

$$\omega_1^2 = \dot{\beta}_1^2; \quad \omega_2^2 = \dot{\beta}_2^2.$$

Из кинематики плоского движения сочленённого троллейбуса связь между скоростями точек механической системы троллейбуса имеет вид

$$\bar{v}_{c2} = \bar{v}_D + \bar{v}_{Dc2};$$

$$\bar{v}_D = \bar{v}_{c1} + \bar{v}_{Dc1},$$

где  $\bar{v}_{c2}$  – вектор скорости центра масс полуприцепа;

$\bar{v}_D$  – вектор скорости точки сцепки  $D$ ;

$\bar{v}_{Dc2}$  – вектор скорости центра масс полуприцепа в относительном вращении вокруг точки сцепки  $D$ ;

$\bar{v}_{c1}$  – вектор скорости центра масс троллейбуса;

$\bar{v}_{Dc1}$  – вектор скорости точки сцепки  $D$  в относительном вращении вокруг центра масс троллейбуса.

Следовательно,

$$\bar{v}_{c2} = \bar{v}_{c1} + \bar{v}_{Dc1} + \bar{v}_{Dc2}. \quad (2.8)$$

Спроецируем векторное уравнение (2.8) на оси неподвижной системы координат  $XOY$ , получим

$$\begin{cases} v_{c2x} = v_{c1x} + v_{Dc1x} + v_{Dc2x}; \\ v_{c2y} = v_{c1y} + v_{Dc1y} + v_{Dc2y}. \end{cases} \quad (2.9)$$

Из расчетной схемы сочленённого троллейбуса (см. рис. 2.4) имеем следующую связь между скоростями точки сцепки относительно центров масс троллейбуса и полуприцепа в проекциях на оси неподвижной системы координат:

$$\begin{cases} v_{Dc1x} = v_{Dc1} \sin \beta_1 = DC_1 \omega_1 \sin \beta_1 = l_{цп} \dot{\beta}_1 \sin \beta_1, \\ v_{Dc1y} = v_{Dc1} \cos \beta_1 = DC_1 \omega_1 \cos \beta_1 = l_{цп} \dot{\beta}_1 \cos \beta_1; \end{cases} \quad (2.10)$$

$$\begin{cases} v_{Dc2x} = v_{Dc2} \sin \beta_2 = DC_2 \omega_2 \sin \beta_2 = a_2 \dot{\beta}_2 \sin \beta_2, \\ v_{Dc2y} = v_{Dc2} \cos \beta_2 = DC_2 \omega_2 \cos \beta_2 = a_2 \dot{\beta}_2 \cos \beta_2. \end{cases} \quad (2.11)$$

С учетом выражений (2.9), (2.10) и (2.11) выражения для квадрата скорости центра масс полуприцепа и квадрата его угловой скорости примут вид



$$\begin{cases} v_{c2}^2 = (\dot{x}_{c1} + l_{\text{cu}}\dot{\beta}_1 \sin \beta_1 + a_2\dot{\beta}_2 \sin \beta_2)^2 + \\ \quad + (\dot{y}_{c1} + l_{\text{cu}}\dot{\beta}_1 \cos \beta_1 + a_2\dot{\beta}_2 \cos \beta_2)^2; \\ \omega_2^2 = \dot{\beta}_2^2. \end{cases}$$

С учетом полученных выражений для квадрата скорости центра масс полуприцепа и его угловой скорости уравнение кинетической энергии системы примет вид

$$T = \frac{1}{2}m_1(\dot{x}_{c1}^2 + \dot{y}_{c1}^2) + \frac{1}{2}J_1\dot{\beta}_1^2 + \frac{1}{2}m_2\left[(\dot{x}_{c1} + l_{\text{cu}}\dot{\beta}_1 \sin \beta_1 + a_2\dot{\beta}_2 \sin \beta_2)^2 + (\dot{y}_{c1} + l_{\text{cu}}\dot{\beta}_1 \cos \beta_1 + a_2\dot{\beta}_2 \cos \beta_2)^2\right] + \frac{1}{2}J_2\dot{\beta}_2^2.$$

Для составления динамических уравнений разгона сочленённого троллейбуса в форме уравнений Лагранжа второго рода найдем частные производные от кинетической энергии по всем обобщённым координатам. При этом получим

$$\frac{\partial T}{\partial x_{c1}} = 0; \quad \frac{\partial T}{\partial y_{c1}} = 0;$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \beta_1} &= m_2\left[(\dot{x}_{c1} + l_{\text{cu}}\dot{\beta}_1 \sin \beta_1 + a_2\dot{\beta}_2 \sin \beta_2)l_{\text{cu}}\dot{\beta}_1 \cos \beta_1 + \right. \\ &+ \left. (\dot{y}_{c1} + l_{\text{cu}}\dot{\beta}_1 \cos \beta_1 + a_2\dot{\beta}_2 \cos \beta_2)l_{\text{cu}}\dot{\beta}_1 (-\sin \beta_1)\right] = \\ &= m_2l_{\text{cu}}\dot{\beta}_1\left[\dot{x}_{c1} \cos \beta_1 - \dot{y}_{c1} \sin \beta_1 - a_2\dot{\beta}_2 \sin(\beta_1 - \beta_2)\right]; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \beta_2} &= m_2\left[(\dot{x}_{c1} + l_{\text{cu}}\dot{\beta}_1 \sin \beta_1 + a_2\dot{\beta}_2 \sin \beta_2)a_2\dot{\beta}_2 \cos \beta_2 + \right. \\ &+ \left. (\dot{y}_{c1} + l_{\text{cu}}\dot{\beta}_1 \cos \beta_1 + a_2\dot{\beta}_2 \cos \beta_2)a_2\dot{\beta}_2 (-\sin \beta_2)\right] = \\ &= m_2a_2\dot{\beta}_2\left[\dot{x}_{c1} \cos \beta_2 - \dot{y}_{c1} \sin \beta_2 + l_{\text{cu}}\dot{\beta}_1 \sin(\beta_1 - \beta_2)\right]. \end{aligned}$$

Частные производные по обобщённым скоростям будут

$$\begin{aligned}\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_{c1}} &= m_1 \dot{x}_{c1} + m_2 (\dot{x}_{c1} + l_{\text{цн}} \dot{\beta}_1 \sin \beta_1 + a_2 \dot{\beta}_2 \sin \beta_2) = \\ &= (m_1 + m_2) \dot{x}_{c1} + m_2 l_{\text{цн}} \dot{\beta}_1 \sin \beta_1 + m_2 a_2 \dot{\beta}_2 \sin \beta_2;\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial T}{\partial \dot{y}_{c1}} &= m_1 \dot{y}_{c1} + m_2 (\dot{y}_{c1} + l_{\text{цн}} \dot{\beta}_1 \cos \beta_1 + a_2 \dot{\beta}_2 \cos \beta_2) = \\ &= (m_1 + m_2) \dot{y}_{c1} + m_2 l_{\text{цн}} \dot{\beta}_1 \cos \beta_1 + m_2 a_2 \dot{\beta}_2 \cos \beta_2;\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}_1} &= J_1 \dot{\beta}_1 + m_2 \left[ (\dot{x}_{c1} + l_{\text{цн}} \dot{\beta}_1 \sin \beta_1 + a_2 \dot{\beta}_2 \sin \beta_2) l_{\text{цн}} \sin \beta_1 + \right. \\ &\quad \left. + (\dot{y}_{c1} + l_{\text{цн}} \dot{\beta}_1 \cos \beta_1 + a_2 \dot{\beta}_2 \cos \beta_2) l_{\text{цн}} \cos \beta_1 \right] = \\ &= (J_1 + m_2 l_{\text{цн}}^2) \dot{\beta}_1 + m_2 \dot{x}_{c1} l_{\text{цн}} \sin \beta_1 + m_2 \dot{y}_{c1} l_{\text{цн}} \cos \beta_1 + \\ &\quad + m_2 l_{\text{цн}} a_2 \dot{\beta}_2 \cos(\beta_1 - \beta_2);\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}_2} &= J_2 \dot{\beta}_2 + m_2 \left[ (\dot{x}_{c1} + l_{\text{цн}} \dot{\beta}_1 \sin \beta_1 + a_2 \dot{\beta}_2 \sin \beta_2) a_2 \sin \beta_2 + \right. \\ &\quad \left. + (\dot{y}_{c1} + l_{\text{цн}} \dot{\beta}_1 \cos \beta_1 + a_2 \dot{\beta}_2 \cos \beta_2) a_2 \cos \beta_2 \right] = \\ &= (J_2 + m_2 a_2^2) \dot{\beta}_2 + m_2 \dot{x}_{c1} a_2 \sin \beta_2 + m_2 \dot{y}_{c1} a_2 \cos \beta_2 + \\ &\quad + m_2 l_{\text{цн}} a_2 \dot{\beta}_1 \cos(\beta_1 - \beta_2).\end{aligned}$$

Дифференцируя частные производные от кинетической энергии по обобщённым скоростям по времени, получим выражения, необходимые для написания дифференциальных уравнений разгона сочленённого троллейбуса в форме уравнений Лагранжа второго рода:

$$\begin{aligned}\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_{c1}} \right) &= (m_1 + m_2) \ddot{x}_{c1} + m_2 l_{\text{цн}} \ddot{\beta}_1 \sin \beta_1 + m_2 a_2 \ddot{\beta}_2 \sin \beta_2 + \\ &\quad + m_2 l_{\text{цн}} \dot{\beta}_1^2 \cos \beta_1 + m_2 a_2 \dot{\beta}_2^2 \cos \beta_2;\end{aligned}$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{y}_{c1}} \right) = (m_1 + m_2) \ddot{y}_{c1} + m_2 l_{\text{cu}} \ddot{\beta}_1 \cos \beta_1 + m_2 a_2 \ddot{\beta}_2 \cos \beta_2 - \\ - m_2 l_{\text{cu}} \dot{\beta}_1^2 \sin \beta_1 - m_2 a_2 \dot{\beta}_2^2 \sin \beta_2.$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}_1} \right) = m_2 l_{\text{cu}} \ddot{x}_{c1} \sin \beta_1 + m_2 l_{\text{cu}} \ddot{y}_{c1} \cos \beta_1 + (J_1 + m_2 l_{\text{cu}}^2) \ddot{\beta}_1 + \\ + m_2 l_{\text{cu}} a_2 \ddot{\beta}_2 \cos(\beta_1 - \beta_2) + m_2 l_{\text{cu}} \dot{x}_{c1} \dot{\beta}_1 \cos \beta_1 - \\ - m_2 l_{\text{cu}} \dot{y}_{c1} \dot{\beta}_1 \sin \beta_1 - m_2 l_{\text{cu}} a_2 \dot{\beta}_2 (\dot{\beta}_1 - \dot{\beta}_2) \sin(\beta_1 - \beta_2);$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}_2} \right) = m_2 a_2 \ddot{x}_{c1} \sin \beta_2 + m_2 a_2 \ddot{y}_{c1} \cos \beta_2 + m_2 l_{\text{cu}} a_2 \ddot{\beta}_1 \cos(\beta_1 - \beta_2) + \\ + (J_2 + m_2 a_2^2) \ddot{\beta}_2 + m_2 a_2 \dot{x}_{c1} \dot{\beta}_2 \cos \beta_2 - m_2 a_2 \dot{y}_{c1} \dot{\beta}_2 \sin \beta_2 - \\ - m_2 l_{\text{cu}} a_2 \dot{\beta}_1 (\dot{\beta}_1 - \dot{\beta}_2) \sin(\beta_1 - \beta_2).$$

Для дальнейшего составления уравнений движения сочлененного троллейбуса определим обобщённые силы  $Q_i$ , стоящие в правых частях уравнений Лагранжа второго рода. Принимаем, что сочленённый троллейбус движется по ровной дороге, т. е. изменение высот центров масс троллейбуса и полуприцепа несущественно. При этом будем учитывать, что боковые силы  $F_{61}$ ,  $F_{62}$  и  $F_{63}$ , действующие на колёса троллейбуса и полуприцепа, ограничены по модулю условиями сцепления колёс с дорогой и являются знакопеременными величинами. Учитывая, что боковые силы направлены против векторов скоростей перемещения середин осей сочленённого троллейбуса – точки  $A$ ,  $B$ ,  $E$  (см. рис. 2.4), боковые реакции определяютсся из выражений

$$\begin{cases} \bar{F}_{61} = -\text{sign}(\bar{V}_A) F_{61}; \\ \bar{F}_{62} = -\text{sign}(\bar{V}_B) F_{62}; \\ \bar{F}_{63} = -\text{sign}(\bar{V}_E) F_{63}. \end{cases}$$

Полученное соотношение представим в проекциях на оси неподвижной системы координат  $XOY$ :

$$\begin{cases} F_{61x} = -\text{sign}(V_{Ax})|F_{61x}|; & F_{61y} = -\text{sign}(V_{Ay})|F_{61y}|; \\ F_{62x} = -\text{sign}(V_{Bx})|F_{62x}|; & F_{62y} = -\text{sign}(V_{By})|F_{62y}|; \\ F_{63x} = -\text{sign}(V_{Ex})|F_{63x}|; & F_{63y} = -\text{sign}(V_{Ey})|F_{63y}|. \end{cases}$$

Модули боковых реакций

$$\begin{cases} |F_{61x}| = |F_{61} \sin \beta_1|; & |F_{61y}| = |F_{61} \cos \beta_1|; \\ |F_{62x}| = |F_{62} \sin \beta_1|; & |F_{62y}| = |F_{62} \cos \beta_1|; \\ |F_{63x}| = |F_{63} \sin \beta_2|; & |F_{63y}| = |F_{63} \cos \beta_2|. \end{cases} \quad (2.12)$$

Связь между координатами середин каждой из осей сочленённого троллейбуса (точки  $A$ ,  $B$  и  $E$ ) и обобщёнными координатами ( $x_{c1}$ ,  $y_{c1}$ ,  $\beta_1$  и  $\beta_2$ ) определяется уравнениями вида (см. рис. 2.4):

$$\begin{cases} x_A = x_{c1} + a_1 \cos \beta_1; \\ x_B = x_{c1} - b_1 \cos \beta_1; \\ x_E = x_{c1} - l_{\text{цт}} \cos \beta_1 - L_2 \cos \beta_2; \\ y_A = y_{c1} + a_1 \sin \beta_1; \\ y_B = y_{c1} - b_1 \sin \beta_1; \\ y_E = y_{c1} - l_{\text{цт}} \sin \beta_1 - L_2 \sin \beta_2. \end{cases} \quad (2.13)$$

Из выражений (2.13) найдем виртуальные перемещения  $\delta x_A$ ,  $\delta x_B$ ,  $\delta x_E$ ,  $\delta y_A$ ,  $\delta y_B$ , и  $\delta y_E$ :

$$\begin{cases} \delta x_A = \delta x_{c1} - a_1 \delta \beta_1 \sin \beta_1; \\ \delta x_B = \delta x_{c1} + b_1 \delta \beta_1 \sin \beta_1; \\ \delta x_E = \delta x_{c1} + l_{\text{цт}} \delta \beta_1 \sin \beta_1 + L_2 \delta \beta_2 \sin \beta_2; \\ \delta y_A = \delta y_{c1} + a_1 \delta \beta_1 \cos \beta_1; \\ \delta y_B = \delta y_{c1} - b_1 \delta \beta_1 \cos \beta_1; \\ \delta y_E = \delta y_{c1} - l_{\text{цт}} \delta \beta_1 \cos \beta_1 - L_2 \delta \beta_2 \cos \beta_2. \end{cases} \quad (2.14)$$

Обобщённые силы  $Q_{qi}$  по  $q_i$ -й обобщённой координате определим как выражение перед виртуальным перемещением  $\delta q_i$  в уравнениях для виртуальной работы  $\delta W_{qi}$  сил на данном перемещении:

$$\delta W_{qi} = Q_{qi} \delta q_i.$$

Запишем общее выражение для обобщённых сил  $Q_{qi}$  по обобщённым координатам:

$$Q_{qi} = \frac{\delta W_{qi}}{\delta q_i} = \frac{1}{\delta q_i} (F_{f1x} \delta x_A + F_{к2x} \delta x_B + F_{f2x} \delta x_B + F_{f3x} \delta x_E + F_{к3x} \delta x_E + \\ + F_{f1y} \delta y_A + F_{к2y} \delta y_B + F_{f2y} \delta y_B + F_{f3y} \delta y_E + F_{к3y} \delta y_E + \\ + F_{б1x} \delta x_A + F_{б2x} \delta x_B + F_{б3x} \delta x_E + F_{б1y} \delta y_A + F_{б2y} \delta y_B + F_{б3y} \delta y_E).$$

В полученное выражение входят проекции всех сил, действующих на сочленённый троллейбус. Проекции боковых сил  $F_{бi}$  на оси координат определяются выражениями (2.12), а проекции продольных сил на оси координат имеют вид

$$\begin{cases} F_{f1x} = -F_{f1} \cos \beta_1; & F_{f1y} = -F_{f1} \sin \beta_1; \\ F_{к2x} = F_{к2} \cos \beta_1; & F_{к2y} = F_{к2} \sin \beta_1; \\ F_{f2x} = -F_{f2} \cos \beta_1; & F_{f2y} = -F_{f2} \sin \beta_1; \\ F_{к3x} = -F_{к3} \cos \beta_2; & F_{к3y} = F_{к3} \sin \beta_2; \\ F_{f3x} = -F_{f3} \cos \beta_2; & F_{f3y} = F_{f3} \sin \beta_2. \end{cases}$$

Подставив в общее выражение для обобщённых сил значения продольных сил из соотношений (2.14) и боковых сил из соотношений (2.12), получим окончательный вид общего выражения для обобщённых сил:

$$\begin{aligned}
Q_{qi} = \frac{1}{\delta q_i} & (-F_{f1} \delta x_A \cos \beta_1 + F_{k2} \delta x_B \cos \beta_1 - F_{f2} \delta x_B \cos \beta_1 - \\
& - F_{f3} \delta x_E \cos \beta_2 + F_{k3} \delta x_E \cos \beta_2 - F_{f1} \delta y_A \sin \beta_1 + F_{k2} \delta y_B \sin \beta_1 - \\
& - F_{f2} \delta y_B \sin \beta_1 - F_{f3} \delta y_E \sin \beta_2 + F_{k3} \delta y_E \sin \beta_2 - \\
& - \text{sign}(V_{Ax}) |F_{61} \sin \beta_1| \delta x_A - \text{sign}(V_{Bx}) |F_{62} \sin \beta_1| \delta x_B - \\
& - \text{sign}(V_{Ex}) |F_{63} \sin \beta_2| \delta x_E - \text{sign}(V_{Ay}) |F_{61} \cos \beta_1| \delta y_A - \\
& - \text{sign}(V_{By}) |F_{62} \cos \beta_1| \delta y_B - \text{sign}(V_{Ey}) |F_{63} \cos \beta_2| \delta y_E).
\end{aligned} \tag{2.15}$$

Получим выражение для обобщённой силы  $Q_{xc1}$  по обобщённой координате  $x_{c1}$ , учитывая, что виртуальное перемещение  $\delta x_{c1} \neq 0$ , а виртуальные перемещения по остальным координатам равны нулю:

$$\delta y_{c1} = \delta \beta_1 = \delta \beta_2 = 0.$$

Тогда выражения (2.14) примут вид

$$\left\{ \begin{array}{l}
\delta x_A = \delta x_{c1} - a_1 \delta \beta_1 \sin \beta_1 = \delta x_{c1}; \\
\delta x_B = \delta x_{c1} + b_1 \delta \beta_1 \sin \beta_1 = \delta x_{c1}; \\
\delta x_E = \delta x_{c1} + l_{cu} \delta \beta_1 \sin \beta_1 + L_2 \delta \beta_2 \sin \beta_2 = \delta x_{c1}; \\
\delta y_A = \delta y_{c1} + a_1 \delta \beta_1 \cos \beta_1 = 0; \\
\delta y_B = \delta y_{c1} - b_1 \delta \beta_1 \cos \beta_1 = 0; \\
\delta y_E = \delta y_{c1} - l_{cu} \delta \beta_1 \cos \beta_1 - L_2 \delta \beta_2 \cos \beta_2 = 0.
\end{array} \right. \tag{2.16}$$

После подстановки значений виртуальных перемещений по соотношениям (2.16) в выражение для обобщённых сил (2.15) и преобразований выражение для определения обобщённой силы  $Q_{xc1}$ , соответствующей обобщённой координате  $x_{c1}$ , на виртуальном перемещении  $\delta x_{c1}$  примет окончательный вид:

$$\begin{aligned}
Q_{xc1} = & -F_{f1} \cos \beta_1 + F_{k2} \cos \beta_1 - F_{f2} \cos \beta_1 - F_{f3} \cos \beta_2 + F_{k3} \cos \beta_2 - \\
& - \text{sign}(V_{Ax}) |F_{61} \sin \beta_1| - \text{sign}(V_{Bx}) |F_{62} \sin \beta_1| - \text{sign}(V_{Ex}) |F_{63} \sin \beta_2|.
\end{aligned} \tag{2.17}$$

Продифференцировав уравнения (2.13), получим скорости середин осей сочленённого троллейбуса в проекциях на оси неподвижной системы координат  $X$  и  $Y$ :

$$\left\{ \begin{array}{l} v_{Ax} = \dot{x}_{c1} - a_1 \dot{\beta}_1 \sin \beta_1; \\ v_{Ay} = \dot{y}_{c1} + a_1 \dot{\beta}_1 \cos \beta_1; \\ v_{Bx} = \dot{x}_{c1} + b_1 \dot{\beta}_1 \sin \beta_1; \\ v_{By} = \dot{y}_{c1} - b_1 \dot{\beta}_1 \cos \beta_1; \\ v_{Ex} = \dot{x}_{c1} + l_{cu} \dot{\beta}_1 \sin \beta_1 + L_2 \dot{\beta}_2 \sin \beta_2; \\ v_{Ey} = \dot{y}_{c1} - l_{cu} \dot{\beta}_1 \cos \beta_1 - L_2 \dot{\beta}_2 \cos \beta_2. \end{array} \right. \quad (2.18)$$

Для обобщённой силы  $Q_{yc1}$  выражения (2.14) с учетом виртуальных перемещений по обобщённым координатам  $\delta y_{c1} \neq 0$ , а  $\delta x_{c1} = \delta \beta_1 = \delta \beta_2 = 0$ , примут вид

$$\left\{ \begin{array}{l} \delta x_A = \delta x_{c1} - a_1 \delta \beta_1 \sin \beta_1 = 0; \\ \delta x_B = \delta x_{c1} + b_1 \delta \beta_1 \sin \beta_1 = 0; \\ \delta x_E = \delta x_{c1} + l_{cu} \delta \beta_1 \sin \beta_1 + L_2 \delta \beta_2 \sin \beta_2 = 0; \\ \delta y_A = \delta y_{c1} + a_1 \delta \beta_1 \cos \beta_1 = \delta y_{c1}; \\ \delta y_B = \delta y_{c1} - b_1 \delta \beta_1 \cos \beta_1 = \delta y_{c1}; \\ \delta y_E = \delta y_{c1} - l_{cu} \delta \beta_1 \cos \beta_1 - L_2 \delta \beta_2 \cos \beta_2 = \delta y_{c1}. \end{array} \right.$$

Таким образом, учитывая проекции сил на оси координат и виртуальные перемещения, после преобразования получим окончательный вид выражения для определения обобщенной силы  $Q_{yc1}$ :

$$Q_{yc1} = -F_{f1} \sin \beta_1 + F_{k2} \sin \beta_1 - F_{f2} \sin \beta_1 - F_{f3} \sin \beta_2 + F_{k3} \sin \beta_2 - \text{sign}(V_{Ay}) |F_{\delta 1} \cos \beta_1| - \text{sign}(V_{By}) |F_{\delta 2} \cos \beta_1| - \text{sign}(V_{Ey}) |F_{\delta 3} \cos \beta_2|. \quad (2.19)$$

Выражения (2.14) для обобщённой силы  $Q_{\phi 1}$  с учетом, что  $\delta \beta_1 \neq 0$ , а  $\delta x_{c1} = \delta y_{c1} = \delta \beta_2 = 0$ , примут вид

$$\left\{ \begin{array}{l} \delta x_A = \delta x_{c1} - a_1 \delta \beta_1 \sin \beta_1 = -a_1 \delta \beta_1 \sin \beta_1; \\ \delta x_B = \delta x_{c1} + b_1 \delta \beta_1 \sin \beta_1 = b_1 \delta \beta_1 \sin \beta_1; \\ \delta x_E = \delta x_{c1} + l_{\text{цн}} \delta \beta_1 \sin \beta_1 + L_2 \delta \beta_2 \sin \beta_2 = l_{\text{цн}} \delta \beta_1 \sin \beta_1; \\ \delta y_A = \delta y_{c1} + a_1 \delta \beta_1 \cos \beta_1 = a_1 \delta \beta_1 \cos \beta_1; \\ \delta y_B = \delta y_{c1} - b_1 \delta \beta_1 \cos \beta_1 = -b_1 \delta \beta_1 \cos \beta_1; \\ \delta y_E = \delta y_{c1} - l_{\text{цн}} \delta \beta_1 \cos \beta_1 - L_2 \delta \beta_2 \cos \beta_2 = -l_{\text{цн}} \delta \beta_1 \cos \beta_1. \end{array} \right.$$

С учетом виртуальных перемещений, выражение для обобщённой силы  $Q_{\beta_1}$  запишем

$$\begin{aligned} Q_{\beta_1} = & \frac{1}{\delta \varphi_1} \left( -F_{f1} \delta \beta_1 \cos \beta_1 (-a_1 \sin \beta_1) + F_{\kappa 2} \delta \beta_1 \cos \beta_1 (b_1 \sin \beta_1) - \right. \\ & - F_{f2} \delta \beta_1 \cos \beta_1 (b_1 \sin \beta_1) + F_{\kappa 3} \delta \beta_1 \cos \beta_2 (l_{\text{цн}} \sin \beta_1) - \\ & - F_{f3} \delta \beta_1 \cos \beta_2 (l_{\text{цн}} \sin \beta_1) - F_{f1} \delta \beta_1 \sin \beta_1 (a_1 \cos \beta_1) - \\ & - F_{\kappa 2} \delta \beta_1 \sin \beta_1 (b_1 \cos \beta_1) - F_{f2} \delta \beta_1 \sin \beta_1 (-b_1 \cos \beta_1) + \\ & + F_{\kappa 3} \delta \beta_1 \sin \beta_2 (-l_{\text{цн}} \cos \beta_1) - F_{f3} \delta \beta_1 \sin \beta_2 (-l_{\text{цн}} \cos \beta_1) - \\ & - \text{sign}(V_{Ax}) |F_{\delta 1} \sin \beta_1| (a_1 \sin \beta_1) \delta \beta_1 - \\ & - \text{sign}(V_{Bx}) |F_{\delta 2} \sin \beta_1| (-b_1 \sin \beta_1) \delta \beta_1 - \\ & - \text{sign}(V_{Ex}) |F_{\delta 3} \sin \beta_2| (-l_{\text{цн}} \sin \beta_1) \delta \beta_1 - \\ & - \text{sign}(V_{Ay}) |F_{\delta 1} \cos \beta_1| (a_1 \cos \beta_1) \delta \beta_1 - \\ & - \text{sign}(V_{By}) |F_{\delta 2} \cos \beta_1| (-b_1 \cos \beta_1) \delta \beta_1 - \\ & \left. - \text{sign}(V_{Ey}) |F_{\delta 3} \cos \beta_2| (-l_{\text{цн}} \cos \beta_1) \delta \beta_1 \right). \end{aligned}$$

Окончательно это выражение примет вид

$$\begin{aligned} Q_{\beta_1} = & l_{\text{цн}} F_{\kappa 3} \sin(\beta_1 - \beta_2) + l_{\text{цн}} F_{f3} \sin(\beta_1 - \beta_2) - \text{sign}(V_A) |a_1 F_{\delta 1}| - \\ & - \text{sign}(V_B) |b_1 F_{\delta 2}| - \text{sign}(V_E) |l_{\text{цн}} F_{\delta 3} \cos(\beta_1 - \beta_2)|. \end{aligned} \quad (2.20)$$



Определим обобщённую силу  $Q_{\varphi_2}$ . Виртуальные перемещения (2.14) при  $\delta\beta_2 \neq 0$  и  $\delta x_{c1} = \delta y_{c1} = \delta\beta_1 = 0$  примут вид

$$\begin{cases} \delta x_A = \delta x_{c1} - a_1 \delta\beta_1 \sin \beta_1 = 0; \\ \delta x_B = \delta x_{c1} + b_1 \delta\beta_1 \sin \beta_1 = 0; \\ \delta x_E = \delta x_{c1} + l_{\text{цд}} \delta\beta_1 \sin \beta_1 + L_2 \delta\beta_2 \sin \beta_2 = L_2 \delta\beta_2 \sin \beta_2; \\ \delta y_A = \delta y_{c1} + a_1 \delta\beta_1 \cos \beta_1 = 0; \\ \delta y_B = \delta y_{c1} - b_1 \delta\beta_1 \cos \beta_1 = 0; \\ \delta y_E = \delta y_{c1} - l_{\text{цд}} \delta\beta_1 \cos \beta_1 - L_2 \delta\beta_2 \cos \beta_2 = -L_2 \delta\beta_2 \cos \beta_2. \end{cases}$$

После подстановки полученных соотношений для виртуальных перемещений в выражение (2.15) получим

$$\begin{aligned} Q_{\beta_2} = & \frac{1}{\delta\varphi_2} \left( -F_{f3} \delta\beta_2 \cos \beta_2 (L_2 \sin \beta_2) + F_{к3} \delta\beta_2 \cos \beta_2 (L_2 \sin \beta_2) - \right. \\ & - F_{f3} \delta\beta_2 \sin \beta_2 (-L_2 \cos \beta_2) + F_{к3} \sin \beta_2 (-L_2 \cos \beta_2 \delta\beta_2) - \\ & - \text{sign}(V_{Ex}) |F_{\delta 3} \sin \beta_2| (-L_2 \sin \beta_2) \delta\beta_2 - \\ & \left. - \text{sign}(V_{Ey}) |F_{\delta 3} \cos \beta_2| (-L_2 \cos \beta_2) \delta\beta_2 \right). \end{aligned}$$

После преобразований этого выражения получим окончательный вид выражения для определения обобщённой силы  $Q_{\varphi_2}$ :

$$Q_{\beta_2} = -\text{sign}(V_E) F_{\delta 3} L_2. \quad (2.21)$$

Таким образом, определены функции Лагранжа и обобщённые силы по всем обобщённым координатам, необходимые для представления уравнений движения сочленённого троллейбуса при разгоне в виде уравнений Лагранжа второго рода. Окончательно система дифференциальных уравнений движения звеньев сочленённого троллейбуса запишется в следующем виде:

$$\left\{ \begin{aligned}
 & (m_1 + m_2) \ddot{x}_{c1} + m_2 l_{cu} \ddot{\beta}_1 \sin \beta_1 + m_2 a_2 \ddot{\beta}_2 \sin \beta_2 = \\
 & = -m_2 l_{cu} \dot{\beta}_1^2 \cos \beta_1 - m_2 a_2 \dot{\beta}_2^2 \cos \beta_2 + Q_{xc1}; \\
 & (m_1 + m_2) \ddot{y}_{c1} + m_2 l_{cu} \ddot{\beta}_1 \cos \beta_1 + m_2 a_2 \ddot{\beta}_2 \cos \beta_2 = \\
 & = m_2 l_{cu} \dot{\beta}_1^2 \sin \beta_1 + m_2 a_2 \dot{\beta}_2^2 \sin \beta_2 + Q_{yc1}; \\
 & m_2 l_{cu} \ddot{x}_{c1} \sin \beta_1 + m_2 l_{cu} \ddot{y}_{c1} \cos \beta_1 + (J_1 + m_2 l_{cu}^2) \ddot{\beta}_1 + \\
 & + m_2 l_{cu} a_2 \ddot{\beta}_2 \cos(\beta_1 - \beta_2) = -m_2 l_{cu} \dot{x}_{c1} \dot{\beta}_1 \cos \beta_1 + \\
 & + m_2 l_{cu} \dot{y}_{c1} \dot{\beta}_1 \sin \beta_1 + m_2 l_{cu} a_2 \dot{\beta}_2 (\dot{\beta}_1 - \dot{\beta}_2) \sin(\beta_1 - \beta_2) + Q_{\phi 1}; \\
 & m_2 a_2 \ddot{x}_{c1} \sin \beta_2 + m_2 a_2 \ddot{y}_{c1} \cos \beta_2 + m_2 l_{cu} a_2 \ddot{\beta}_1 \cos(\beta_1 - \beta_2) + \\
 & + (J_2 + m_2 a_2^2) \ddot{\beta}_2 = -m_2 a_2 \dot{x}_{c1} \dot{\beta}_2 \cos \beta_2 + m_2 a_2 \dot{y}_{c1} \dot{\beta}_2 \sin \beta_2 + \\
 & + m_2 l_{cu} a_2 \dot{\beta}_1 (\dot{\beta}_1 - \dot{\beta}_2) \sin(\beta_1 - \beta_2) + Q_{\phi 2}.
 \end{aligned} \right. \quad (2.22)$$

Причем, чтобы уменьшить громоздкость окончательной системы дифференциальных уравнений, описывающих разгон сочленённого троллейбуса, обобщённые силы в системе уравнений (2.22) записаны в общем виде, а их значения при решении системы уравнений определяются выражениями (2.17), (2.19)–(2.21).

Для решения системы уравнений (2.22) необходимо знать продольные и боковые силы, действующие на колёса сочленённого троллейбуса и входящие в выражения для определения обобщённых сил. Получим эти выражения.

**Силы сопротивления качению  $F_{fi}$** , как и ранее, находим по формуле

$$F_{fi} = fG_i,$$

где  $f$  – коэффициент сопротивления качению;

$G_i$  – вес, приходящийся на  $i$ -й мост.

### ***Касательные силы тяги ведущих мостов***

Для определения касательных сил тяги среднего  $F_{к2}$  и третьего  $F_{к3}$  ведущих мостов, представим динамическую систему трансмиссии сочленённого троллейбуса с двумя ведущими мостами, рис. 2.5.

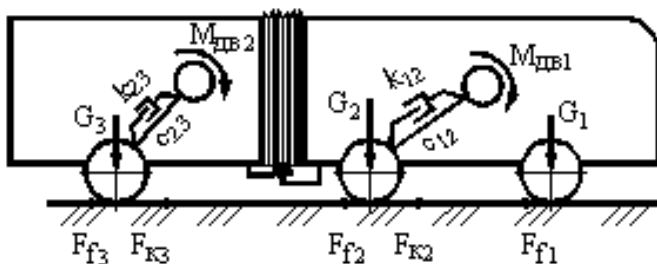


Рис. 2.5. Динамическая система трансмиссии сочленённого троллейбуса с двумя ведущими мостами

Динамическая система трансмиссии сочленённого троллейбуса с двумя ведущими мостами состоит из двух динамических систем, включающих в себя две инерционные массы тягового электродвигателя  $J_{двi}$  и ведущих колёс  $J_{ki}$ , соединенных упругим валом с крутильной жесткостью  $c_{ij}$ , обладающим демпфированием  $k_{ij}$ . На каждую динамическую систему действуют внешние моменты: момент тягового электродвигателя  $M_{двi}$  действует на инерционную массу  $J_{двi}$  и момент на ведущем колесе  $F_{ki}r_{ди} / (u_{тр}\eta_{тр})$  действует на инерционную массу  $J_{ki}$ . Здесь  $F_{ki}$  – сила тяги ведущего моста;  $r_{ди}$  – динамический (расчетный) радиус ведущего колеса;  $u_{тр}$ ,  $\eta_{тр}$  – передаточное число и КПД трансмиссии. Уравнения движения элементов, приведенных к валу тягового электродвигателя, каждой динамической трансмиссии описываются следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} J_{двi}\dot{\omega}_{двi} = M_{двi} - M_{ij} - k_{ij}(\omega_i - \omega_j); \\ J_{ki}\dot{\omega}_{ki} = M_{ij} + k_{ij}(\omega_i - \omega_j) - F_{ki}r_{ди} / (u_{тр}\eta_{тр}); \\ \dot{M}_{ij} = c_{ij}(\omega_i - \omega_j). \end{cases} \quad (2.23)$$

Как и в лабораторной работе № 2.1 касательная сила тяги колёс ведущего моста определяется по формуле

$$F_{ki} = \varphi G_i (1 - e^{-k\delta_i}),$$

где  $\varphi$  – коэффициент сцепления ведущих колёс с дорогой;

$G_i$  – нормальная нагрузка на  $i$ -й мост троллейбуса;

$k$  – коэффициент, зависящий от состояния дороги;

$\delta_i$  – буксование ведущих колёс  $i$ -го моста.

Буксование ведущих колёс  $i$ -го моста определяется из решения системы уравнений (2.22) и (2.23) с использованием формулы

$$\delta_i = 1 - \frac{\dot{x}_{ci}}{\omega_{ki} r_{di}},$$

где  $\dot{x}_{ci}$  – скорость центра масс  $i$ -го звена;

$\omega_{ki}$  – угловая скорость ведущих колёс  $i$ -го моста.

Чтобы получить машину только с одним ведущим мостом, необходимо крутильную жесткость  $c_{ij}$  и демпфирование  $k_{ij}$  неведущего моста принять равными нулю. Так, чтобы получить сочленённый троллейбус со средним ведущим мостом, принимаем  $c_{12}$  и  $k_{12}$  равными нулю, а сочленённый троллейбус с третьим ведущим мостом –  $c_{23}$  и  $k_{23}$  принимаем равными нулю.

### ***Боковые силы, действующие на мосты***

Боковые силы  $F_{\delta i}$  представим как произведение коэффициента сопротивления уводу  $k_{yi}$  на угол увода середины (центра) каждого моста  $\Psi_{yi}$ :

$$F_{\delta i} = k_{yi} \Psi_{yi}.$$

В первом приближении коэффициент сопротивления уводу прием постоянным:  $k_{yi} = \text{const}$ . Углы увода середин мостов сочленённого троллейбуса  $\Psi_{yi}$  в неподвижной системе координат найдем как отношение боковых скоростей вдоль оси ординат к поступательным скоростям вдоль оси абсцисс минус угол поворота продольной оси троллейбуса или полуприцепа. Тогда можем записать:

– для переднего управляемого (первого) моста, колёса которого повернуты на средний угол  $\alpha$ :

$$\text{tg}(\alpha - \Psi_1) = \frac{v_{Ay}}{v_{Ax}} - \beta_1;$$

– для среднего (второго) моста

$$\operatorname{tg}\psi_2 = \frac{v_{By}}{v_{Bx}} - \beta_1;$$

– для последнего (третьего) моста

$$\operatorname{tg}\psi_3 = \frac{v_{Ey}}{v_{Ex}} - \beta_2.$$

Углы увода не превышают  $10^\circ$ , и при малых углах поворота управляемых колёс можно принять, что тангенсы углов увода и тангенс разности угла поворота управляемых колёс и угла увода середины переднего моста равны их аргументам. Полученные выше выражения с учетом допущений решим относительно углов увода переднего  $\psi_1$ , среднего  $\psi_2$  и заднего  $\psi_3$  мостов:

$$\psi_1 = \alpha - \frac{v_{Ay}}{v_{Ax}} + \beta_1;$$

$$\psi_2 = \frac{v_{By}}{v_{Bx}} - \beta_1;$$

$$\psi_3 = \frac{v_{Ey}}{v_{Ex}} - \beta_2,$$

где  $\alpha$  – средний угол поворота передних управляемых колёс.

Проекции скоростей середин мостов на оси неподвижной системы координат рассчитываются по выражениям (2.18).

### ***Усилие в сцепке***

Сочленённый троллейбус можно рассматривать как две отдельные системы (троллейбус и полуприцеп), связанные между собой силами в сцепном устройстве  $F_{сц,x}$  и  $F_{сц,y}$ , рис. 2.6.

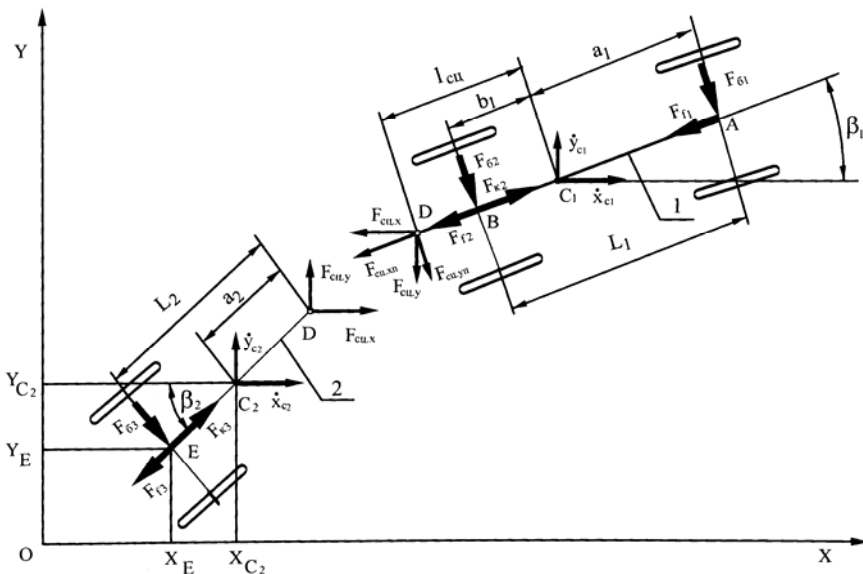


Рис. 2.6. Расчетная схема сочленённого троллейбуса для определения усилий в сцепном устройстве

Силы, действующие в сцепном устройстве (точка  $D$ ), равны для троллейбуса и полуприцепа, но имеют противоположное направление (см. рис. 2.6). Учитывая сказанное, эти силы можно определить из системы уравнений проекций сил, действующих на троллейбус или полуприцеп, на оси неподвижной системы координат. Напишем уравнения для полуприцепа, так как на него действует меньшее число сил:

$$\begin{cases} m_2 \ddot{x}_{c2} = (F_{k3} - F_{f3}) \cos \beta_2 + F_{\delta 3} \sin \beta_2 + F_{c1x}; \\ m_2 \ddot{y}_{c2} = (F_{k3} - F_{f3}) \sin \beta_2 - F_{\delta 3} \cos \beta_2 + F_{c1y}. \end{cases} \quad (2.24)$$

Ускорения центра масс полуприцепа найдём следующим образом. Подставим выражения (2.10) и (2.11) в уравнения (2.9), получим

$$\begin{cases} \dot{x}_{c2} = \dot{x}_{c1} + l_{c1} \dot{\beta}_1 \sin \beta_1 + a_2 \dot{\beta}_2 \sin \beta_2; \\ \dot{y}_{c2} = \dot{y}_{c1} + l_{c1} \dot{\beta}_1 \cos \beta_1 + a_2 \dot{\beta}_2 \cos \beta_2. \end{cases}$$

Продифференцировав полученные выражения, после преобразования получим искомые ускорения центра масс полуприцепа:

$$\begin{cases} \ddot{x}_{c2} = \ddot{x}_{c1} + l_{\text{цп}} (\dot{\beta}_1^2 \cos \beta_1 + \ddot{\beta}_1 \sin \beta_1) + a_2 (\dot{\beta}_2^2 \cos \beta_2 + \ddot{\beta}_2 \sin \beta_2); \\ \ddot{y}_{c2} = \ddot{y}_{c1} - l_{\text{цп}} (\dot{\beta}_1^2 \sin \beta_1 - \ddot{\beta}_1 \cos \beta_1) - a_2 (\dot{\beta}_2^2 \sin \beta_2 - \ddot{\beta}_2 \cos \beta_2). \end{cases} \quad (2.25)$$

Решая систему уравнений (2.24) с учетом выражений (2.25), определяем усилия в сцепке, направленные вдоль осей неподвижной системы координат. Однако для определения устойчивости движения сочленённого троллейбуса при разгоне лучше найти усилия в сцепке, действующие вдоль продольной оси троллейбуса  $F_{\text{цп}x}$  и нормально к продольной оси  $F_{\text{цп}y}$ . Для определения этих составляющих, действующих в сцепке, спроецируем силы  $F_{\text{цп}x}$  и  $F_{\text{цп}y}$  на продольную ось троллейбуса и направление, нормальное ей:

$$\begin{aligned} F_{\text{цп}xn} &= -F_{\text{цп}x} \cos \beta_1 - F_{\text{цп}y} \sin \beta_1; \\ F_{\text{цп}yn} &= +F_{\text{цп}x} \sin \beta_1 - F_{\text{цп}y} \cos \beta_1. \end{aligned}$$

Таким образом, решая полученные системы дифференциальных уравнений, определяем все кинематические и динамические параметры, характеризующие разгон сочленённого троллейбуса и позволяющие определить устойчивость его движения при разгоне, т. е. его движение без складывания.

### ***Разгон троллейбусов в случае, когда колёса ведущего моста находятся в различных условиях по сцеплению***

Троллейбусы движутся по городским дорогам с твердым покрытием, и колёса ведущего моста находятся практически в одинаковых условиях по сцеплению. Однако в осенние, зимние и весенние периоды при осадках в виде дождя, снега и низких температурах колёса ведущего моста чаще всего находятся в различных условиях по сцеплению.

Дифференциалы, устанавливаемые в ведущих мостах, называются *межколесными* дифференциалами. Они оказывают существенное

влияние на тяговые свойства троллейбуса. В теории колесных машин используются специфические термины для наименования основных элементов межколесных дифференциалов: центральные зубчатые колеса называют полуосевыми шестернями, так как они устанавливаются на полуосях ведущего моста и связаны с ведущими колесами; водило называют корпусом дифференциала.

На рис. 2.7 приведена кинематическая схема межколесного простого конического дифференциала. Цифрами 2 и 3 обозначены центральные зубчатые колеса (полуосевые шестерни), цифрой 1 – водило (корпус), цифрой 4 – сателлиты, цифрами 5 и 6 – полуоси, цифрами 7 – ведущее, 8 – ведомое колёса. Эти дифференциалы делят момент, подведенный к корпусу 1 (водило), пополам и передают его на полуосевые шестерни 2, 3.

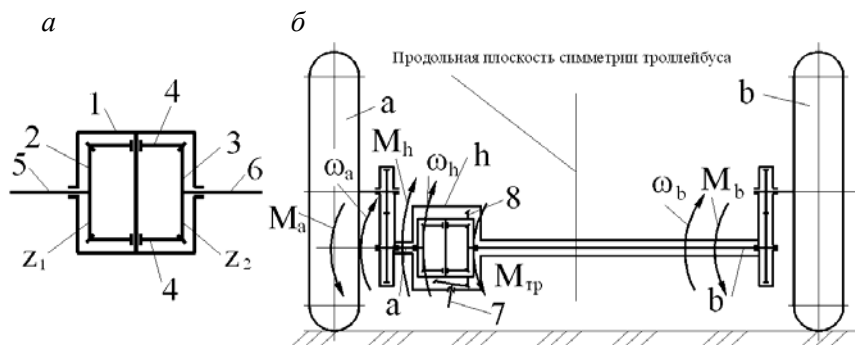


Рис. 2.7. Схема симметричного, конического дифференциала (а) и схема его установки в ведущем низкопольном мосту (б)

Простой межколесный дифференциал позволяет ведущим колесам вращаться с различными угловыми скоростями, что необходимо при движении по неровностям дороги и особенно – при криволинейном движении троллейбуса. Кроме того, угловые скорости ведущих колес моста различаются из-за неизбежного различия свободных радиусов шин, обусловленных погрешностями изготовления, различным износом протектора, различным давлением воздуха в шинах, изменением нормальной нагрузки на шины и др.



Кинематические зависимости между звеньями эквивалентного ряда характеризуются уравнениями связи:

$$\varphi_3 = \varphi_2 u_{32}^{(1)} + \varphi_1 \left(1 - u_{32}^{(1)}\right),$$

где  $\varphi_i$  – углы поворота элементов 3, 2 и 1 межосевого дифференциала;

$u_{32}^{(1)}$  – передаточное число планетарного ряда при остановленном водиле 1:  $u_{32}^{(1)} = -z_2/z_3$ .

Для симметричного дифференциала  $z_2 = z_3$ . Тогда  $u_{32}^{(1)} = -1$  и после дифференцирования по времени предыдущее выражение примет вид

$$\omega_1 = \frac{\omega_2 + \omega_3}{2},$$

где  $\omega_1, \omega_2, \omega_3$  – угловые скорости элементов планетарного ряда 1, 2 и 3.

Из последнего выражения следует, что угловая скорость корпуса дифференциала (водила) равна полусумме угловых скоростей полуосевых шестерен и при остановленном корпусе полуосевые шестерни будут вращаться в противоположные стороны с одинаковыми угловыми скоростями. Из него же следует, что при полном буксовании одного колеса (второе колесо неподвижно) буксующее колесо будет вращаться с удвоенной угловой скоростью корпуса дифференциала. Заметим, что в колесной паре такого не может быть, так как ведущие колёса связаны жесткой осью (блокированный межколесный привод), что повышает тяговые свойства колесной пары в неблагоприятных условиях по сцеплению.

Динамическая система межколесного дифференциала с фрикционной муфтой  $M_\phi$  блокировки представлена на рис. 2.8. Здесь  $M_1$  – момент, подводимый к корпусу дифференциала;  $M_2$  и  $M_3$  – моменты на полуосях;  $e_{123}$  – податливость дифференциала.

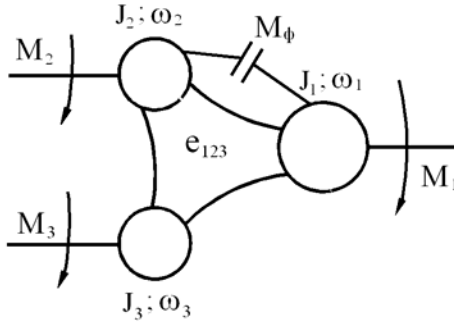


Рис. 2.8. Динамическая система дифференциала

Межколесный дифференциал на рис. 2.8 представлен в виде эквивалентного планетарного ряда с безынерционными сателлитами. Моменты инерции его основных звеньев планетарного ряда определяются по формулам

$$J_1^3 = J_1 + nm_4 r_1^2 - nJ_4;$$

$$J_2^3 = J_2 + \frac{nJ_4}{2};$$

$$J_3^3 = J_3 + \frac{nJ_4}{2},$$

где  $J_1, J_2, J_3, J_4$  – моменты инерции элементов 1, 2, 3 и 4 относительно собственной оси вращения;

$n$  – число сателлитов в планетарном ряду;

$m_4$  – масса сателлита;

$r_1$  – радиус начальной окружности полуосевых шестерен 2 и 3.

Кроме моментов инерции звеньев планетарного ряда для разработки дифференциальных уравнений, описывающих движение его элементов, необходимо рассчитать податливости элементов. Податливость планетарного ряда складывается из податливостей зубьев шестерен и цапфы сателлита. Податливость  $i$ -й зубчатой передачи, приведенная к одному из валов, определяется по формуле

$$e_{\text{зуб.}i} = \frac{k_{\text{зуб}}}{abR^2 \cos^2 \alpha}, \frac{1}{\text{Н} \cdot \text{м}},$$

где  $k_{\text{зуб}}$  – коэффициент для зубчатой передачи:  $k_{\text{зуб}} = 6,2 \cdot 10^{-11} \text{ м}^2/\text{Н}$  для стальных прямозубых колес;  $k_{\text{зуб}} = 3,7 \cdot 10^{-11} \text{ м}^2/\text{Н}$  для стальных косозубых колес;

$a$  – число пар зубьев шестерен, участвующих в зацеплении;

$b$  – рабочая ширина зубчатого колеса, м;

$R$  – радиус начальной окружности зубчатого колеса, расположенного на валу, к которому приводится податливость зубчатой передачи, м;

$\alpha$  – угол зацепления.

Податливость сателлита на его оси (крестовине) диаметром  $d$

$$e_4 = \frac{4 \cdot 10^{-4}}{d^{2,1} R^2}, \frac{1}{\text{Н} \cdot \text{м}}.$$

Суммарная податливость дифференциала складывается из суммарной податливости сателлитов

$$e_{\text{сат}} = e_4/n,$$

где  $n$  – число сателлитов и податливостей зубьев полуосевых шестерен 2 и 3.

При разработке расчетной схемы межколесного дифференциала величины его элементов (моменты инерции, податливости) приводятся к одному из валов, чаще всего к ведущему. Метод приведения требует соблюдения равенства кинетических энергий приводимой и приведенной массы, потенциальных энергий деформаций приводимого и приведенного упругих звеньев системы и энергий рассеивания на приведенном и приводимом элементе динамической системы. Следовательно, приведенные значения параметров системы могут быть найдены из выражений

$$J_{\text{пр}} = \frac{J^{3*}}{u^2};$$

$$e_{\text{пр}} = e^{\varepsilon^*} u^2;$$

$$k_{\text{пр.}r} = \frac{k_r^{\varepsilon^*}}{u_2}$$

где  $u$  – передаточное число от вала приведения до оси приводимого элемента:  $u = \omega/\omega^*$ ;

$J^{\varepsilon^*}$ ,  $e^{\varepsilon^*}$ ,  $k_r^{\varepsilon^*}$  – собственные эквивалентные значения соответствующих величин.

В соответствии с этим приведенные к корпусу параметры дифференциала определяются по формулам

$$J_{\text{пр.1}} = J_1^{\varepsilon^*}; \quad J_{\text{пр.2}} = \frac{J_2^{\varepsilon^*}}{\left[ u_{12}^{(3)} \right]^2}; \quad J_{\text{пр.3}} = \frac{J_3^{\varepsilon^*}}{\left[ u_{13}^{(2)} \right]^2};$$

$$e_{\text{пр.диф}} = e_{123} = \frac{e_4^{\varepsilon^*}}{n} + e_{\text{зуб.2}}^{\varepsilon^*} \left[ u_{12}^{(3)} \right]^2 + e_{\text{зуб.3}}^{\varepsilon^*} \left[ u_{13}^{(2)} \right]^2;$$

$$\omega_{\text{пр.1}} = \omega_1^{\varepsilon^*}; \quad \omega_{\text{пр.2}} = \omega_2^{\varepsilon^*} u_{12}^{(3)}; \quad \omega_{\text{пр.3}} = \omega_3^{\varepsilon^*} u_{13}^{(2)},$$

где  $u_{12}^{(3)}$ ,  $u_{13}^{(2)}$  – передаточные числа, определяемые как отношение оборотов звена, индекс которого стоит первым внизу при остановленном звене, индекс которого стоит вверху.

Уравнения движения, определяющие работу дифференциала, записываются следующим образом:

$$J_1 \dot{\omega}_1 = M_1 - (M_{123} + M_{\phi});$$

$$J_2 \dot{\omega}_2 = \frac{1}{2} (M_{123} + M_{\phi}) - M_2;$$

$$J_3 \dot{\omega}_3 = \frac{1}{2} (M_{123} + M_{\phi}) - M_3;$$

$$\dot{M}_{123} = c_{123} \left[ \omega_1 - \frac{1}{2}(\omega_2 + \omega_3) \right];$$

$$M_{\phi} = k_r \left[ \omega_1 - \frac{1}{2}(\omega_2 + \omega_3) \right],$$

где  $M_{123}$  – динамический упругий момент в дифференциале.

Предположим, что одно ведущее колесо, связанное с полуосевой шестерней 3, находится на опорной поверхности с низким коэффициентом сцепления  $\varphi_{\min}$  и буксует, а второе колесо имеет более высокий коэффициент сцепления  $\varphi_{\max}$ . Следовательно, полуосевая шестерня 3 вращается быстрее, чем полуосевая шестерня 2, т. е. колесо, связанное с полуосевой шестерней 3, забегает, а колесо, связанное с полуосевой шестерней 2, отстаёт. В этом случае момент на колесе 3 достигает значения по сцеплению. Так как момент сопротивления качению  $M_f$  значительно меньше момента по сцеплению, то с целью упрощения выкладок величиной момента  $M_f$  пренебрегаем. Тогда вращающий момент забегающего колеса  $M_3$  определим по формуле

$$M_3 = M_{\varphi \min} = \varphi_{\min} R_{z3} r_{\text{ко}},$$

где  $R_{z3}$  – нормальная реакция буксующего колеса.

Из условия равновесия дифференциала под действием внешних моментов получаем следующее равенство:

$$M_1 = M_2 + M_3.$$

На основе ранее полученных выражений находим значение суммарного момента, реализуемого обоими колесами ведущего моста (моменты должны быть равными, а реализуется только меньший момент) в случае неравенства коэффициентов сцепления колес:

$$M_{1\varphi} = 2M_{\varphi \min} = 2\varphi_{\min} R_{z3} r_{\text{ко}}.$$

Следовательно, при различных коэффициентах сцепления под ведущими колесами суммарный момент, реализуемый обоими ко-

лесами ведущего моста, равен удвоенному моменту, развиваемому колесом, находящимся в худших условиях по сцеплению. При этом сцепные возможности колеса, находящегося в лучших условиях по сцеплению, не используются в полной мере. В результате тяговые свойства троллейбуса в этом случае ухудшаются тем в большей мере, чем значительно различаются коэффициенты сцепления под ведущими колесами.

Для обеспечения полного использования сцепных возможностей обоих ведущих колес, находящихся в разных условиях по сцеплению, межколесный дифференциал необходимо блокировать. В случае блокирования дифференциала реализуемый ведущим мостом вращающий момент равен сумме моментов по сцеплению обоих колес и определяется по формуле

$$M_{1\phi.бл} = \varphi_{\min} R_{z3} r_{ко} + \varphi_{\max} R_{z2} r_{ко}.$$

При равенстве нормальных нагрузок на ведущих колесах

$$R_{z2} = R_{z3} = 0,5R_z$$

предыдущие выражения примут вид

$$M_{1\phi} = 2M_{\phi \min} = 2\varphi_{\min} R_{z3} r_{ко} = \varphi_{\min} R_z r_{ко};$$

$$M_{1\phi.бл} = \varphi_{\min} R_{z3} r_{ко} + \varphi_{\max} R_{z2} r_{ко} = \frac{1}{2}(\varphi_{\min} + \varphi_{\max}) R_z r_{ко},$$

где  $R_z$  – суммарная нормальная реакция опорной поверхности на оба колеса ведущего моста:

$$R_z = R_{z2} + R_{z3}.$$

Следовательно, наряду с положительными свойствами простого конического дифференциала, обеспечивающего качество ведущих колес без проскальзывания при криволинейном движении в условиях хорошего сцепления, этот дифференциал имеет серьезный недостаток, обусловленный свойством делить момент, подведенный к корпусу, поровну между полуосевыми шестернями (ведущими колесами).

Для уменьшения отмеченного недостатка простого конического дифференциала применяют блокировку его элементов, например фрикционной муфтой, т. е. дополнительно вводят внутреннее трение. Если при возникновении буксования одного из колес включение муфты блокировки происходит автоматически от внутренних сил, дифференциал называют *самоблокирующимся* или *дифференциалом повышенного трения*.

Примем во внимание внутреннее трение и приведем момент трения к одной из полуосей дифференциала, например к забегающей. Тогда при остановленном корпусе (водителе)  $\omega_{\text{отн}} = \omega_3$ , а уравнение баланса мощности примет вид

$$M_2\omega_2 + M_3\omega_3 + M_{\text{тр}}\omega_3 = 0.$$

Разделим все члены этого уравнения на  $\omega_3$ :

$$M_2 \frac{\omega_2}{\omega_3} + M_3 + M_{\text{тр}} = 0.$$

Так как при остановленном корпусе для симметричного дифференциала справедливо выражение

$$k = \omega_2/\omega_3 = -1,$$

то в результате получаем следующее равенство:

$$M_2 - M_3 = M_{\text{тр}}.$$

Из равенства видно, что при наличии внутреннего трения моменты на ведущих колесах будут различны. Для характеристики дифференциалов повышенного трения вводится показатель  $k_6$ , называемый *коэффициентом блокировки дифференциала*. Его значение определяется как отношение момента  $M_{\text{фmax}}$  на колесе, находящемся в лучших условиях по сцеплению (отстающее колесо), к моменту  $M_{\text{фmin}}$  на колесе, находящемся в худших условиях (забегающее колесо) [16]:

$$k_{\delta} = \frac{M_{\varphi \max}}{M_{\varphi \min}}.$$

Воспользовавшись уравнениями, полученными выше, можно записать следующую систему:

$$\begin{cases} M_2 + M_3 = M_1; \\ M_2 - M_3 = M_{\text{тр}}. \end{cases}$$

Сложим почленно обе части этих уравнений, получим

$$M_2 = \frac{M_1 + M_{\text{тр}}}{2}.$$

Вычитая второе выражение из первого, найдем

$$M_3 = \frac{M_1 - M_{\text{тр}}}{2}.$$

Из определения коэффициента блокировки дифференциала можно записать:

$$M_{\varphi \max} = k_{\delta} M_{\varphi \min} \quad \text{или} \quad M_2 = k_{\delta} M_3 \quad \text{и} \quad M_3 = M_2 / k_{\delta}.$$

Выразим моменты на забегающем  $M_3$  и отстающем  $M_2$  колесах через момент на корпусе дифференциала  $M_1$  и коэффициент блокировки  $k_{\delta}$ :

$$M_1 = M_2 + M_3 = k_{\delta} M_3 + M_3 = M_3 (1 + k_{\delta});$$

$$M_1 = M_2 + M_3 = M_2 + \frac{M_2}{k_{\delta}} = M_2 \frac{1 + k_{\delta}}{k_{\delta}}.$$



Откуда

$$M_3 = \frac{1}{1+k_{\delta}} M_1 \quad \text{или} \quad M_{\varphi \min} = \frac{1}{1+k_{\delta}} M_1;$$
$$M_2 = \frac{k_{\delta}}{1+k_{\delta}} M_1 \quad \text{или} \quad M_{\varphi \max} = \frac{k_{\delta}}{1+k_{\delta}} M_1; \quad (2.6)$$

$$M_{\varphi 1} = (1+k_{\delta}) M_{\varphi \min}.$$

Если момент на корпусе межколесного дифференциала  $M_{\varphi 1}$  превышает момент  $M_{1\varphi.бл}$ , то принимают  $M_{\varphi 1} = M_{1\varphi.бл}$ , так как  $M_{1\varphi.бл}$  определяет предельный реализуемый обоими колесами момент по сцеплению с дорогой. В случае когда отношение моментов на отстающем колесе к моменту на забегающем колесе больше коэффициента блокировки дифференциала, фрикционные диски муфты блокировки дифференциала начинают проскальзывать и дифференциал срывает. Однако моменты на ведущих колесах не становятся равными, а их значения вычисляются по выражениям (2.26).

Таким образом, дифференциал повышенного трения увеличивает реализуемый момент на колесах троллейбуса за счет более полного использования сцепных свойств небуксующего колеса, которое находится в лучших условиях по сцеплению, и тем самым улучшает его тяговые свойства. Чем выше значение коэффициента блокировки дифференциала, тем выше реализуемый момент по сцеплению и тяговые свойства троллейбуса. Тяговые свойства и проходимость троллейбуса в значительной степени зависят от своевременной блокировки дифференциала.

### Исходные данные

1. Шаг интегрирования дифференциальных уравнений, с.
2. Шаг печати результатов расчета, с.
3. Массы троллейбуса и полуприцепа, т.
4. Моменты инерции троллейбуса и полуприцепа, т·м<sup>2</sup>.
5. Геометрические параметры сочленённого троллейбуса, м.

6. Координаты центра масс троллейбуса и полуприцепа, м.
7. Характеристика тягового электродвигателя.
8. Момент инерции ведущего колеса,  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ .
9. Площадь лобового сопротивления,  $\text{м}^2$ .
10. Передаточное число трансмиссии.
11. КПД трансмиссии.
12. Крутильная жесткость трансмиссии, Н/рад.
13. Демпфирование в трансмиссии, Н·с/рад.
14. Коэффициент сцепления колеса с дорогой.
15. Коэффициент показателя степени.
16. Коэффициент сопротивления движению.
17. Начальные углы между продольными осями троллейбуса и полуприцепа и осью  $X$  неподвижной системы координат.
18. Коэффициент обтекаемости троллейбуса.
19. Ведущая ось троллейбуса.
20. Время запаздывания пуска второго двигателя, с.

При самоподготовке:

определить расчетный радиус колеса;

подобрать тяговый электродвигатель и найти характерные точки его характеристики, по которым можно построить его характеристику, выбрать время пуска тягового электродвигателя;

для второй части лабораторной работы рассчитать моменты инерции и податливости элементов межколесного дифференциала по чертежу;

составить расчетную схему межосевого дифференциала и записать уравнения, описывающие работу его элементов в приведении всех значений к корпусу дифференциала (водило) и исследовать разгон троллейбуса в вариантах: сцепные условия ведущих колес одинаковы (межколесный дифференциал разблокирован и заблокирован); сцепные условия ведущих колес различны (межколесный дифференциал разблокирован и заблокирован).

Для этого следует воспользоваться механико-математической моделью троллейбуса, показанной на рис. 2.9.

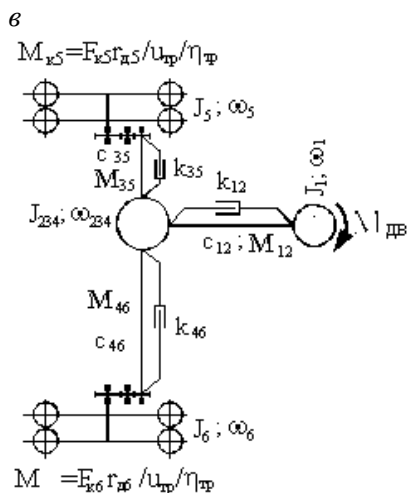
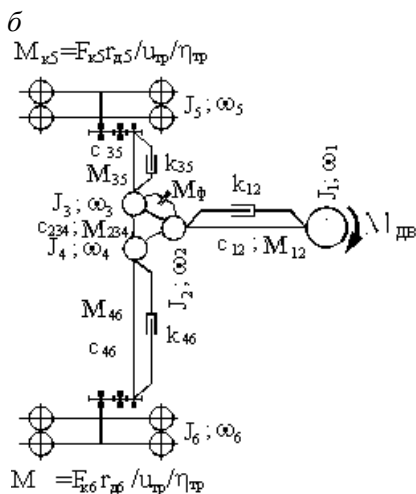
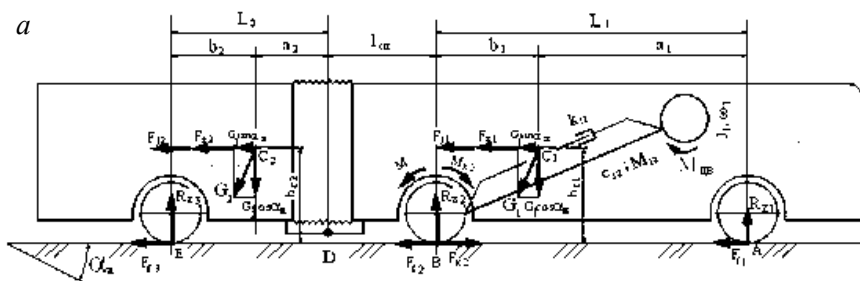


Рис. 2.9. Расчетная схема сочлененного троллейбуса (а), динамические системы трансмиссии с разблокированным дифференциалом (б), с заблокированным дифференциалом (в)

Дифференциальные уравнения, описывающие трогание и разгон сочлененного троллейбуса (6×2) при различных коэффициентах сцепления под правым и левым колесами, имеют следующий вид:

1. Межколесный дифференциал разблокирован,  $M_{\phi} = 0$ .

$$J_1 \dot{\omega}_1 = M_{дв} - [M_{12} + k_{12} (\omega_1 - \omega_2)];$$

$$J_2 \dot{\omega}_2 = M_{12} + k_{12} (\omega_1 - \omega_2) - M_{234};$$

$$J_3 \dot{\omega}_3 = \frac{1}{2} M_{234} - [M_{35} + k_{35} (\omega_3 - \omega_5)];$$

$$J_4 \dot{\omega}_4 = \frac{1}{2} M_{234} - [M_{46} + k_{46} (\omega_4 - \omega_6)];$$

$$J_5 \dot{\omega}_5 = M_{35} + k_{35} (\omega_3 - \omega_5) - \frac{F_{к2лев} r_{д.}}{u_{тр} \eta_{тр}};$$

$$J_6 \dot{\omega}_6 = M_{46} + k_{46} (\omega_4 - \omega_6) - \frac{F_{к2прав} r_{д.}}{u_{тр} \eta_{тр}};$$

$$\dot{M}_{12} = c_{12} (\omega_1 - \omega_2);$$

$$\dot{M}_{234} = c_{234} \left( \omega_2 - \frac{\omega_3 + \omega_4}{2} \right);$$

$$\dot{M}_{35} = c_{35} (\omega_3 - \omega_5);$$

$$\dot{M}_{46} = c_{46} (\omega_4 - \omega_6);$$

$$m \ddot{x} = F_{к2прав} + F_{к2лев} - (F_f + F_B + F_\alpha).$$

2. Межколесный дифференциал заблокирован,  $M_\phi = M_{\phi_{\max}}$ .

$$J_{234} = J_2 + J_3 + J_4;$$

$$J_1 \dot{\omega}_1 = M_{дв} - [M_{12} + k_{12} (\omega_1 - \omega_2)];$$

$$J_{234} \dot{\omega}_2 = M_{12} + k_{12} (\omega_1 - \omega_2) - M_{35};$$

$$J_{234} \dot{\omega}_3 = M_{12} + k_{12} (\omega_1 - \omega_2) - M_{35};$$

$$J_{234} \dot{\omega}_4 = M_{12} + k_{12} (\omega_1 - \omega_2) - M_{46};$$

$$J_5 \dot{\omega}_5 = M_{35} + k_{35} (\omega_3 - \omega_5) - \frac{F_{к2прав} r_{д.}}{u_{тр} \eta_{тр}};$$

$$J_6 \dot{\omega}_6 = M_{46} + k_{46} (\omega_4 - \omega_6) - \frac{F_{к2лев} r_{д.}}{u_{тр} \eta_{тр}};$$

$$\dot{M}_{12} = c_{12} (\omega_1 - \omega_2);$$

$$\dot{M}_{35} = c_{35} (\omega_3 - \omega_5);$$

$$\dot{M}_{46} = c_{46} (\omega_4 - \omega_6);$$

$$m \ddot{x} = F_{к2прав} + F_{к2лев} - (F_f + F_B + F_\alpha).$$

## Варианты заданий

Наименование параметров	Номера вариантов									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Масса троллейбуса, т	9,4	12,4	10,3	15,5	16,4	12,3	11,1	13,6	10,1	9,5
Масса полуприцепов, т	5,6	7,3	8,2	8,8	9,1	5,8	7,4	6,1	8,5	6,2
Момент инерции троллейбуса, т·м <sup>2</sup>	71,0	97,0	78,0	118,0	128,0	93,0	85,0	103,0	77,0	70,0
Момент инерции полуприцепа, т·м <sup>2</sup>	18,0	26,0	33,0	30,0	33,0	20,0	27,0	21,0	31,0	23,0
База троллейбуса, м	5,91	5,91	5,92	5,91	5,92	5,92	5,92	5,91	5,91	5,92
Расстояние $a_1$ , м	1,97	1,95	2,01	1,98	2,0	1,95	1,99	2,0	2,01	1,98
Расстояние $l_{ср}$ , м	5,99	6,02	5,95	6,0	6,05	5,96	6,02	5,97	6,03	5,98
Расстояние $L_2$ , м	4,1	4,2	4,1	4,1	4,0	4,1	4,1	4,0	4,2	4,2
Расстояние $a_2$ , м	1,37	1,35	1,41	1,39	1,45	1,38	1,41	1,44	1,37	1,45
Площадь лобового сопротивления, м <sup>2</sup>	5,5	5,5	6,0	6,0	6,5	7,0	7,0	6,5	7,0	7,0
Обозначение шин	11/70R22,5	12,00R20	7,50R20	9,00-20	10,80R20	12,00-20	12,00R20	11/70R22,5	11,00-20	12,00R20
Момент инерции одного колеса, кг·м <sup>2</sup>	12,5	12,6	12,5	12,6	12,8	12,7	12,5	12,7	12,8	12,8
Крутильная жесткость трансмиссии, Н·м/рад	41667	47619	52632	55556	57143	58824	60606	62500	64516	66667
Коэффициент демпфирования в трансмиссии, Н·м·с/рад	20,5	19,2	18,4	17,7	16,2	15,7	14,5	13,6	12,2	11,4

Передаточное число трансмиссии	11,65	11,68	11,05	10,26	10,83	9,43	10,96	9,45	9,32	11,92
КПД трансмиссии	0,90	0,94	0,92	0,93	0,92	0,93	0,92	0,90	0,94	0,92
Ведущая ось	2	3	2 и 3	3	2	3	2 и 3	2	2	3
Запаздывание пуска второго электро-двигателя, с	-	-	0,05	-	-	-	0,04	-	-	-
Угол между продольной осью троллейбуса и осью X, градус	0,0	3,0	5,0	4,0	1,0	5,0	2,0	3,0	4,0	0,0
Угол между продольной осью полуприцепа и осью X, градус	5,0	2,0	3,0	6,0	4,0	0,0	1,0	5,0	7,0	3,0
Коэффициент сцепления	0,71	0,55	0,61	0,25	0,20	0,45	0,35	0,65	0,70	0,67
Коэффициент сопротивления качению	0,015	0,020	0,020	0,020	0,015	0,015	0,015	0,014	0,014	0,020
Скоростной коэффициент сопротивления качению	$7 \cdot 10^{-6}$	$7,5 \cdot 10^{-6}$	$7,5 \cdot 10^{-6}$	$7,5 \cdot 10^{-6}$	$7 \cdot 10^{-6}$	$7 \cdot 10^{-6}$	$7 \cdot 10^{-6}$	$6,5 \cdot 10^{-6}$	$6,5 \cdot 10^{-6}$	$7,5 \cdot 10^{-6}$
Коэффициент сопротивления воздуха	0,35	0,42	0,45	0,42	0,35	0,30	0,35	0,40	0,40	0,40

## Контрольные вопросы

1. Какая машина называется сочленённой?
2. В чём отличие разгона сочленённого троллейбуса со второй и третьей ведущими осями, а также только с третьей ведущей осью от разгона двухосного троллейбуса?
3. Какие силы и моменты действуют на сочленённый троллейбус в процессе трогания и разгона?
4. Какие внешние моменты действуют на динамические системы трансмиссий сочленённого троллейбуса?
5. Какие аналитические выражения используются для приведения моментов инерции, крутильной податливости и коэффициентов демпфирования к заданному валу приведения?
6. Как привести момент, действующий на ведущие колеса сочленённого троллейбуса, к валу тягового электрического двигателя?
7. Как определить максимальный момент, который могут реализовать ведущие колеса сочленённого троллейбуса в заданных условиях эксплуатации?
8. Как определить передаточное число сочленённого троллейбуса, необходимое для его движения с заданной скоростью, и КПД трансмиссии?
9. Что понимается под сцепным весом сочленённого троллейбуса?
10. Как определить продольные координаты центра масс троллейбуса и полуприцепа, зная распределение веса по осям?
11. Как рассчитать суммарную силу сопротивления движению сочленённого троллейбуса?
12. Как определяется площадь лобового сопротивления сочленённого троллейбуса?
13. Как определить усилие в сцепном устройстве сочленённого троллейбуса и его составляющие, действующие вдоль продольной оси троллейбуса и нормально к ней?
14. На что оказывают влияние составляющие усилия в сцепном устройстве сочленённого троллейбуса?

## Лабораторная работа № 2.3

### РАЗГОН ЧЕТЫРЁХОСНОГО ТРАМВАЯ

#### Цель работы

1. Изучить механико-математическую модель четырёхосного трамвая, используемую для исследования его разгона.

2. Используя механико-математическую модель, исследовать влияние конструктивных параметров и условий эксплуатации на разгонные свойства трамвая.

#### Краткие теоретические сведения

На рис. 2.10 показана расчетная схема для исследования процессов трогания и разгона четырёхосного трамвая, а также силы и моменты, действующие на него при разгоне. Если сравнить расчетные схемы для исследования разгона троллейбуса и трамвая, то можно заметить, что на трамвай действуют те же силы и моменты, что и на троллейбус. Поэтому не будем давать пояснения сил и моментов, представленных на рис. 2.10, они подробно описаны в пояснении к рис. 2.2. Отметим только, что  $F_{k\Sigma i} = F_{k1i} + F_{k2i}$  – суммарная сила тяги  $i$ -й тележки, а  $F_{f\Sigma i} = F_{f1i} + F_{f2i}$  – суммарная сила сопротивления движению  $i$ -й тележки.

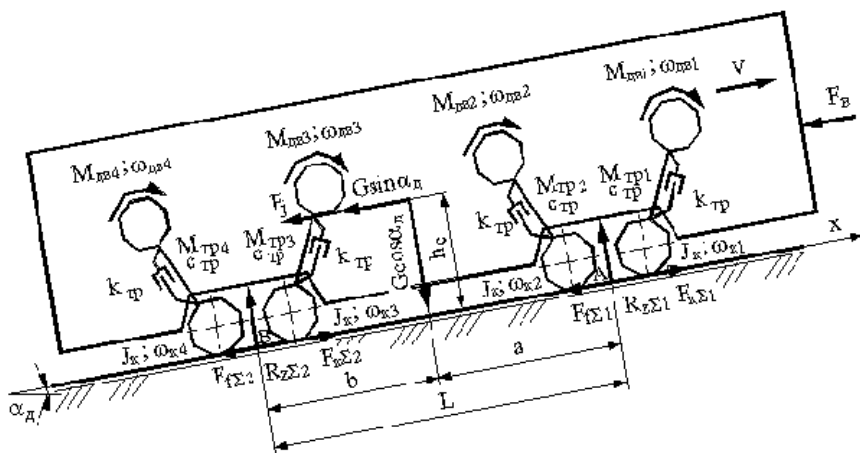


Рис. 2.10. Силы и моменты, действующие на четырёхосный трамвай при разгоне



Основное отличие расчетной схемы трамвая от расчетной схемы троллейбуса состоит в том, что первая содержит в себе четыре одинаковые динамические системы «тяговый электрический двигатель — трансмиссия — ведущая колесная пара (колёса)», а не одну, как последняя. На каждую динамическую систему также действуют два внешних момента: момент  $M_{двi}$ , развиваемый  $i$ -м тяговым электрическим двигателем, и момент  $F_{ки}r/(u_{тр}\eta_{тр})$ , развиваемый  $i$ -й колесной парой, приведенный к валу тягового двигателя. Здесь  $r$  — расчетный радиус колеса колесной пары — принят одинаковым для всех колесных пар, так как размеры колес каждой колесной пары равны.

Сказанное выше позволяет заметить, что математическая модель для исследования процессов трогания и разгона четырехосного трамвая будет иметь сходство с математической моделью для исследования разгона троллейбуса, представленной уравнениями (2.5). Однако математическая модель для исследования разгона трамвая более сложна, так как содержит четыре одинаковых описания движения элементов динамических систем «тяговый электрический двигатель — трансмиссия — ведущая колесная пара». Отметим еще одну особенность работы четырехосного трамвая как многоосной, полноприводной, многодвигательной механической системы, о чем указывалось во введении, — возможность одновременного пуска тяговых электрических двигателей, вызванная различными причинами. Это приведет к тому, что каждый тяговый двигатель будет развивать свой крутящий момент, отличный от крутящих моментов, развиваемых другими тяговыми двигателями. Чтобы учесть эту нежелательную особенность работы четырехосного трамвая и исследовать ее влияние на его разгон, в математическую модель описания изменения крутящего момента, развиваемого каждым тяговым электрическим двигателем, введено время запаздывания пуска  $t_{3i}$  тяговых двигателей. В данной лабораторной работе предоставлена возможность учета запаздывания пуска тяговых электрических двигателей первой  $t_{31}$  и второй  $t_{32}$  тележек.

После такого подробного вступления, поясняющего сходство и отличие математических моделей четырехосного трамвая и двухосного троллейбуса, приведем систему уравнений, описывающих движение элементов расчетной динамической системы трансмиссии и поступательно движущейся массы трамвая, представленных на рис. 2.10 [1, 14, 15]:

$$\left. \begin{aligned}
\dot{\omega}_{\text{дв1}} &= \left( M_{\text{дв1}} - M_{\text{тр1}} - k_{\text{тр}} (\omega_{\text{дв1}} - \omega_{\text{к1}}) \right) / J_{\text{дв}}; \\
\dot{\omega}_{\text{к1}} &= \left( M_{\text{тр1}} + k_{\text{тр}} (\omega_{\text{дв1}} - \omega_{\text{к1}}) - \frac{F_{\text{к1}} r}{u_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}}} \right) / J_{\text{к}}; \\
\dot{M}_{\text{тр1}} &= c_{\text{тр}} (\omega_{\text{дв1}} - \omega_{\text{к1}}); \\
\dot{\omega}_{\text{дв2}} &= \left( M_{\text{дв2}} - M_{\text{тр2}} - k_{\text{тр}} (\omega_{\text{дв2}} - \omega_{\text{к2}}) \right) / J_{\text{дв}}; \\
\dot{\omega}_{\text{к2}} &= \left( M_{\text{тр2}} + k_{\text{тр}} (\omega_{\text{дв2}} - \omega_{\text{к2}}) - \frac{F_{\text{к2}} r}{u_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}}} \right) / J_{\text{к}}; \\
\dot{M}_{\text{тр2}} &= c_{\text{тр}} (\omega_{\text{дв2}} - \omega_{\text{к2}}); \\
\dot{\omega}_{\text{дв3}} &= \left( M_{\text{дв3}} - M_{\text{тр3}} - k_{\text{тр}} (\omega_{\text{дв3}} - \omega_{\text{к3}}) \right) / J_{\text{дв}}; \\
\dot{\omega}_{\text{к3}} &= \left( M_{\text{тр3}} + k_{\text{тр}} (\omega_{\text{дв3}} - \omega_{\text{к3}}) - \frac{F_{\text{к3}} r}{u_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}}} \right) / J_{\text{к}}; \\
\dot{M}_{\text{тр3}} &= c_{\text{тр}} (\omega_{\text{дв3}} - \omega_{\text{к3}}); \\
\dot{\omega}_{\text{дв4}} &= \left( M_{\text{дв4}} - M_{\text{тр4}} - k_{\text{тр}} (\omega_{\text{дв4}} - \omega_{\text{к4}}) \right) / J_{\text{дв}}; \\
\dot{\omega}_{\text{к4}} &= \left( M_{\text{тр4}} + k_{\text{тр}} (\omega_{\text{дв4}} - \omega_{\text{к4}}) - \frac{F_{\text{к4}} r}{u_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}}} \right) / J_{\text{к}}; \\
\dot{M}_{\text{тр4}} &= c_{\text{тр}} (\omega_{\text{дв4}} - \omega_{\text{к4}}); \\
\ddot{x} &= (F_{\text{к}\Sigma} - F_{f\Sigma}) / m,
\end{aligned} \right\} \quad (2.27)$$

где  $F_{\kappa\Sigma} = F_{\kappa1} + F_{\kappa2} + F_{\kappa3} + F_{\kappa4}$  – суммарная касательная сила тяги, развиваемая трамваем;

$F_{j\Sigma} = F_{j1} + F_{j2} + F_{j3} + F_{j4} + F_B + G\sin\alpha_d$  – суммарная сила сопротивления движению трамвая;

$F_B$  – сила сопротивления воздуха.

Суммарная сила сопротивления движению каждой тележки складывается из сопротивления качению колес ( $w = 0,3\text{--}0,6$  Н/кН), трения в подшипниках ( $w = 0,01\text{--}0,02$  Н/кН), трения скольжения колес по рельсам ( $w'_2 = 0,1$  Н/кН,  $w''_2 = 0,2$  Н/кН), вливания вагона ( $w''_2 = 0,15$  Н/кН), ударов колеса на стыках рельсов ( $w = 0,3\text{--}0,6$  Н/кН).

Система уравнений (2.27) имеет нулевые начальные условия. Возмущениями для нее являются законы нарастания крутящих моментов, развиваемые каждым тяговым электрическим двигателем (синхронно или несинхронно). Изменение крутящего момента каждого электрического двигателя описывается законом, представленным на рис. 2.1. Мощность, развиваемая тяговыми двигателями при установившемся режиме движения трамвая, рассчитывается по формуле (2.2).

Тяговые электрические двигатели и колесные пары имеют одинаковые моменты инерции. Жесткости и демпфирование в каждой трансмиссии также равны. Поэтому в системе уравнений (2.27) эти параметры трамвая даны без индексов.

Суммарная сила сопротивления движению трамвая определяется по выражению в квадратных скобках формулы (2.2). Касательная сила тяги каждой колесной пары рассчитывается по формуле (2.6), а буксование – по формуле (2.7).

Нормальные реакции пути на колёса передней  $R_{z\Sigma1}$  и задней  $R_{z\Sigma2}$  тележек определим из уравнения моментов относительно середин передней (точка  $A$ ) и задней (точка  $B$ ) тележек (см. рис. 2.10):

$$R_{z\Sigma1} = \left[ (b \cos \alpha_d - h_c \sin \alpha_d) G - (F_j + F_B) h_c \right] / L;$$

$$R_{z\Sigma2} = \left[ (a \cos \alpha_d + h_c \sin \alpha_d) G + (F_j + F_B) h_c \right] / L.$$

Для нахождения нормальных нагрузок колесных пар каждой тележки воспользуемся схемой нагружения тележки при известной нормальной нагрузке на нее, показанной на рис. 2.11:

$$R_{zi1} = 0,5G_i - \frac{h_c}{l_{\text{тел}}} F_i;$$

$$R_{zi2} = 0,5G_i + \frac{h_c}{l_{\text{тел}}} F_i,$$

где  $G_i = R_{z\Sigma i}$  – нормальная нагрузка на  $i$ -ю тележку;

$F_i = (G \sin \alpha + F_j + F_B) G_i / G$  – суммарная сила сопротивления движению  $i$ -й тележки, действующая на высоте центра масс вагона;

$i = 1, 2$ .

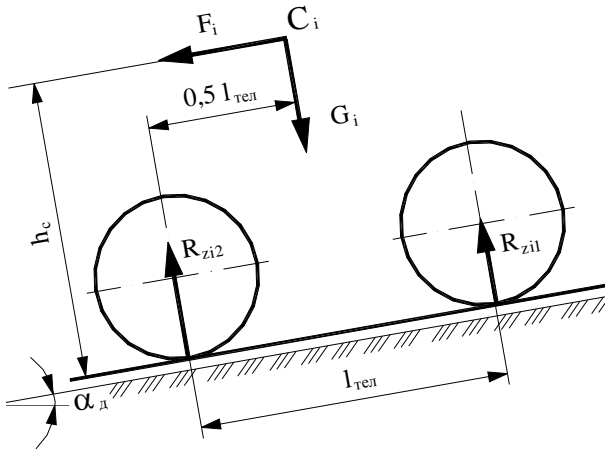


Рис. 2.11. Схема для определения нормальных нагрузок колесных пар тележки

Таким образом, представленная выше система уравнений (2.27) позволяет исследовать процессы трогания и разгона четырехосного трамвая в различных условиях эксплуатации и оценить его разгонные свойства в зависимости от конструктивных параметров трамвая.

### Исходные данные

1. Шаг интегрирования дифференциальных уравнений, с.
2. Шаг печати результатов расчета, с.
3. Полная масса трамвая, кг.
4. База трамвая, м.

5. Координата центра масс  $b$ , м.
6. Высота центра масс над рельсом, м.
7. Расчетный радиус колеса, м.
8. Момент инерции колесной пары,  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ .
9. Площадь лобового сопротивления,  $\text{м}^2$ .
10. Момент инерции тягового электрического двигателя,  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ .
11. Максимальный момент тягового электрического двигателя, Н·м.
12. Номинальная мощность тягового электрического двигателя, кВт.
13. Номинальные обороты тягового электрического двигателя,  $\text{мин}^{-1}$ .
14. Обороты тягового электрического двигателя при максимальной его мощности,  $\text{мин}^{-1}$ .
15. Максимальные обороты тягового электрического двигателя,  $\text{мин}^{-1}$ .
16. Время нарастания крутящего момента тягового электрического двигателя до максимального значения, с.
17. Передаточное число трансмиссии.
18. КПД трансмиссии.
19. Крутильная жесткость трансмиссии, Н/рад.
20. Демпфирование в трансмиссии, Н·с/рад.
21. Расчетная скорость движения, км/ч.
22. Уклон пути.
23. Коэффициент сцепления колеса с рельсом.
24. Коэффициент показателя степени.
25. Удельный коэффициент сопротивления движению трамвая, Н/кН.
26. Коэффициент обтекаемости вагона.
27. Время запаздывания пуска двигателей 1-й тележки, с.
28. Время запаздывания пуска двигателей 2-й тележки, с.
29. Скорость встречного ветра, м/с.

При самоподготовке:

определить расчетный радиус колеса, площадь лобового сопротивления, координаты центра масс трамвая;

рассчитать крутильную жесткость трансмиссии и коэффициент ее демпфирования.

## Варианты заданий

Наименование параметров	Номер варианта задания									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Полная масса трамвая, т	17,3–24,4	18,0–28,5	21,0–31,4	18,4–28,0	18,4–28,3	18,0–29,3	20,0–34,8	30,5–45,0	30,0–40,0	30,9–45,6
База трамвая, м	6,4	6,4	7,35	7,5	6,4	6,4	7,5	6+6,7+6	7,5	9,3+9,3
Координата центра масс $b$ , м	3,1	3,2	3,4	3,5	3,2	3,4	3,5	3+3,3+3	3,5	4,4+4,4
Высота центра масс над рельсом, м	1,60	1,65	1,65	1,60	1,70	1,65	1,60	1,70	1,65	1,60
Расчетный радиус колеса, м	0,65	0,65	0,70	0,70	0,65	0,70	0,70	0,65	0,70	0,65
Момент инерции колесной пары, кг·м <sup>2</sup>	31,61	31,61	36,88	36,88	31,61	36,88	36,88	31,61	36,88	31,61
Площадь лобового сопротивления, м <sup>2</sup>	6,5	6,5	7,0	7,0	6,5	7,0	7,0	6,5	7,0	6,5
Момент инерции тягового двигателя, кг·м <sup>2</sup>	0,22	0,22	0,29	0,29	0,34	0,34	0,34	0,42	0,42	0,42
Номинальная мощность тягового двигателя, кВт	31,1	31,1	37,6	37,6	43,1	43,1	45,2	50,5	50,5	50,5
Номинальное число оборотов тягового двигателя, мин <sup>-1</sup>	1900	1900	1800	1800	1800	1850	1850	1900	1900	1900

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Обороты тягового двигателя при максимальной мощности, мин <sup>-1</sup>	1330	1330	1260	1260	1260	1295	1295	1330	1330	1330
Максимальное число оборотов тягового двигателя, мин <sup>-1</sup>	3200	3200	3200	3200	3200	3500	3200	3500	3500	3600
Время нарастания крутящего момента тягового двигателя до максимального значения, с	0,1–1,0	0,05–1,0	0,1–1,5	0,05–1,2	0,1–1,5	0,05–1,5	0,1–1,0	0,05–1,5	0,05–1,0	0,05–1,5
Передаточное число трансмиссии	7,714	7,714	7,310	7,310	7,310	7,511	7,511	7,714	7,714	7,714
КПД трансмиссии	0,94	0,94	0,95	0,96	0,96	0,95	0,95	0,96	0,96	0,96
Крутильная жесткость трансмиссии, Н·м/рад	18020	18020	17500	17500	17500	18250	18250	18500	18500	18500
Коэффициент демпфирования в трансмиссии, Н·м·с/рад	20,5	19,2	18,4	17,7	16,2	15,7	14,5	13,6	12,2	11,4
Расчетная скорость, км/ч	60	60	65	65	70	70	75	70	75	70
Уклон пути, ‰	5	5	8	8	10	10	15	10	15	10
Коэффициент сцепления	0,20	0,20	0,25	0,25	0,30	0,30	0,35	0,30	0,35	0,30

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Удельный коэффициент сопротивления движения трамвая, Н/кН	1,06	1,67	1,65	1,06	1,50	1,40	1,06	1,65	1,67	1,06
Коэффициент обтекаемости вагона	0,40	0,30	0,35	0,40	0,35	0,30	0,30	0,35	0,40	0,40
Время запаздывания пуска двигателей первой тележки, с	0-1,5	0-1,2	0-1,0	0-1,0	0-0,5	0-0,5	0-1,0	0-1,2	0-1,5	0-1,5
Время запаздывания пуска двигателей второй тележки, с	0-1,5	0-1,2	0-1,0	0-1,0	0-0,5	0-0,5	0-1,0	0-1,2	0-1,5	0-1,5
Скорость встречного ветра, м/с	0-5	0-8	0-10	0-14	0-14	0-12	0-8	0-8	0-10	0-10



## Контрольные вопросы

1. Воспроизведите расчетную схему для исследования процессов трогания и разгона четырехосного трамвая.
2. Какие силы и моменты действуют на четырехосный трамвай в процессе трогания и разгона?
3. Какая сила изменяет свое направление в зависимости от движения четырехосного трамвая вверх или вниз по уклону пути?
4. Какие внешние моменты действуют на динамические системы трансмиссий четырехосного трамвая?
5. Какие аналитические выражения используются для приведения моментов инерции, крутильной податливости и коэффициентов демпфирования к заданному валу приведения?
6. Как привести момент, действующий на ведущие колеса четырехосного трамвая, к валу тягового электрического двигателя?
7. Как определить максимальный момент, который могут реализовать ведущие колеса четырехосного трамвая в заданных условиях эксплуатации?
8. Как определить передаточное число и КПД трансмиссии четырехосного трамвая?
9. Что понимается под сцепным весом четырехосного трамвая?
10. Как определить продольные координаты центра масс четырехосного трамвая, зная распределение его веса по тележкам?
11. Как рассчитать суммарную силу сопротивления пути?
12. Как определяется площадь лобового сопротивления трамвая?

### *Лабораторная работа № 2.4*

## РАЗГОН ТРАМВАЙНОГО ПОЕЗДА

### Цель работы

1. Изучить механико-математическую модель трамвайного поезда, используемую для исследования его разгона.
2. Используя механико-математическую модель, исследовать влияние конструктивных параметров и условий эксплуатации на разгонные свойства трамвайного поезда.

## Краткие теоретические сведения

Расчетная схема для оценки тягово-скоростных свойств и исследования процесса трогания и разгона трамвайного поезда, состоящего из двух вагонов, соединенных податливой сцепкой с жесткостью  $c_{\text{сц}}$  и демпфированием  $k_{\text{сц}}$ , представлена на рис. 2.12. Причем второй вагон может быть как моторным ( $F_{\text{к}\Sigma 2} \neq 0$ ), так и ведомым ( $F_{\text{к}\Sigma 2} = 0$ ). Положение центра масс первого вагона характеризуется координатой  $x_1$ , второго вагона – координатой  $x_2$ .

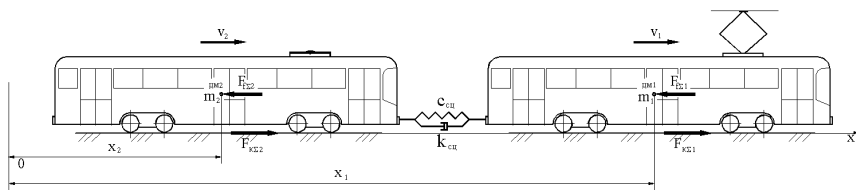


Рис. 2.12. Расчетная схема для исследования движения трамвайного поезда

Для вывода дифференциальных уравнений взаимодействия звеньев трамвайного поезда при трогании и разгоне упругую связь в сцепке заменим соответствующими усилиями. Тогда уравнения движения звеньев трамвайного поезда будут иметь вид [15]:

для первого вагона

$$m_1 \ddot{x}_1 = F_{\text{к}\Sigma 1} - F_{f\Sigma 1} - F_{\text{сц}}; \quad (2.28)$$

второго вагона

$$m_2 \ddot{x}_2 = F_{\text{к}\Sigma 2} - F_{f\Sigma 2} + F_{\text{сц}}, \quad (2.29)$$

где  $F_{\text{сц}} = c_{\text{сц}}(x_1 - x_2) + k_{\text{сц}}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2)$  – усилие в сцепном устройстве;

$F_{\text{к}\Sigma 1}$ ,  $F_{\text{к}\Sigma 2}$  – суммарные силы тяги, развиваемые соответственно первым и вторым ведущими вагонами;

$F_{f\Sigma 1}$ ,  $F_{f\Sigma 2}$  – суммарные силы сопротивления движению соответственного первого и второго вагонов.

Режим трогания и разгона, при котором не будет взаимодействия звеньев трамвайного поезда, т. е. усилие в сцепке будет равно нулю, выполняется при условии  $\ddot{x}_1 = \ddot{x}_2$ . В этом случае интенсивность разгона звеньев трамвайного поезда будет одинакова в любой момент времени. Однако такой случай разгона трамвайного поезда в реальных условиях практически неосуществим.

Желательно выбирать такое распределение сил тяги ведущих вагонов поезда, при котором усилие в сцепке было бы растягивающим, так как в этом случае движение трамвайного поезда будет устойчиво. Для получения растягивающего усилия в сцепке необходимо, чтобы действительное ускорение первого вагона было бы больше ускорения второго вагона, т. е.  $\ddot{x}_1 > \ddot{x}_2$ .

Для любого момента разгона в реальных условиях эксплуатации добиться выполнения полученного условия, обеспечивающего растягивающее усилие в сцепке, сложно из-за асинхронности нарастания суммарных сил тяги первого и второго вагонов. Поэтому в начальный период разгона трамвайного поезда соотношение ускорений его звеньев будет различным, и лишь при достижении установившегося значения суммарных сил тяги обоих вагонов соотношение их ускорений становится постоянным. Неодинаковые по величине ускорения вагонов трамвайного поезда вызывают продольные колебания звеньев поезда относительно друг друга.

Продольные колебания звеньев трамвайного поезда вызывают колебания усилий в сцепном устройстве, которые в установившемся режиме движения затухают. В этом случае уравнение движения центра масс каждого звена трамвайного поезда при заданном числе  $n$  ведущих колесных пар каждого звена будет

$$\left( m_i + \sum_{k=1}^n \frac{J_k}{r_{\text{ко}}^2} \right) \ddot{x} = \sum_{k=1}^n \frac{M_{\text{двк}}(t)}{u_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}} r_{\text{ко}}} - F_{f\Sigma i}, \quad (2.30)$$

где  $J_k$  – момент инерции колесной пары относительно оси ее вращения;

$r_{\text{ко}}$  – расчетный радиус колеса;

$i$  – число звеньев в трамвайном поезде.

На основании выражения (2.30) исходные уравнения (2.28) и (2.29) движения для каждого звена трамвайного поезда можно записать в виде [15]

$$\begin{cases} \left( m_1 + \sum_{k=1}^4 \frac{J_k}{r_{\text{ко}}^2} \right) \ddot{x}_1 + k_{\text{сц}} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + c_{\text{сц}} (x_1 - x_2) = \sum_{k=1}^4 \frac{M_{\text{двк}}(t)}{u_{\text{тр}} n_{\text{тр}} r_{\text{ко}}} - F_{f\Sigma 1}; \\ \left( m_2 + \sum_{k=1}^4 \frac{J_k}{r_{\text{ко}}^2} \right) \ddot{x}_2 - k_{\text{сц}} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - c_{\text{сц}} (x_1 - x_2) = \sum_{k=1}^4 \frac{M_{\text{двк}}(t)}{u_{\text{тр}} n_{\text{тр}} r_{\text{ко}}} - F_{f\Sigma 2}. \end{cases} \quad (2.31)$$

При более точном исследовании процесса трогания и разгона силу тяги колесной пары определяют с учетом параметров трансмиссии, как описано выше при исследовании трогания и разгона четырехосного моторного вагона. В этом случае значительно усложняется исходная система дифференциальных уравнений (2.31), но и расширяется круг вопросов, которые можно исследовать.

Таким образом, механико-математическая модель для исследования разгона подвижного состава включает в себя расчетную схему исследуемого объекта с указанием всех сил и моментов, действующих на данный объект, и систему дифференциальных уравнений, описывающих движение данного объекта. Исходная система дифференциальных уравнений является статически неопределимой, так как в правых частях уравнений присутствуют неизвестные силы тяги ведущих колес или колесных пар. Для их определения рассматриваются динамические системы трансмиссии «тяговый электродвигатель–ведущие колеса (колесная пара)–опорная поверхность». Из системы дифференциальных уравнений, описывающих работу динамических систем трансмиссии, определяются буксования ведущих колес (колесных пар), а затем – и их силы тяги.

### Исходные данные

1. Шаг интегрирования дифференциальных уравнений, с.
2. Шаг печати результатов расчета, с.
3. Полная масса трамвая, кг.
4. Расчетный радиус колеса, м.

5. Момент инерции колесной пары,  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ .
6. Площадь лобового сопротивления,  $\text{м}^2$ .
7. Момент инерции тягового электрического двигателя,  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ .
8. Максимальный момент тягового электрического двигателя,  $\text{кН}\cdot\text{м}$ .
9. Номинальная мощность тягового электрического двигателя,  $\text{кВт}$ .
10. Номинальные обороты тягового электрического двигателя,  $\text{мин}^{-1}$ .
11. Обороты тягового электрического двигателя при максимальной его мощности,  $\text{мин}^{-1}$ .
12. Максимальные обороты тягового электрического двигателя,  $\text{мин}^{-1}$ .
13. Время нарастания крутящего момента тягового электрического двигателя до максимального значения, с.
14. Продольная жесткость сцепки,  $\text{Н}/\text{м}$ .
15. Демпфирование в сцепке,  $\text{Н}\cdot\text{с}/\text{м}$ .
16. Максимальная скорость движения,  $\text{км}/\text{ч}$ .
17. Уклон пути, градус.
18. Коэффициент сцепления колеса с рельсом.
19. Коэффициент показателя степени.
20. Удельный коэффициент сопротивления движению,  $\text{Н}/\text{кН}$ .
21. Коэффициент обтекаемости вагона.
22. Время запаздывания пуска двигателей 1-го вагона, с.
23. Время запаздывания пуска двигателей 2-го вагона, с.
24. Скорость встречного ветра,  $\text{м}/\text{с}$ .

В ходе самоподготовки:

определить расчетный радиус колеса, площадь лобового сопротивления, координаты центра масс трамвая;

рассчитать продольную жесткость сцепки и ее коэффициент демпфирования.

## Варианты заданий

Наименование параметров	Номер варианта задания										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
Полная масса вагонов, кг:	245000	25125	31500	28525	25350	29250	34850	26500	28250	30500	
	205000	27100	28250	28525	27200	28500	34850	27100	26500	30500	
Расстояние между центрами тягести вагонов перед троганием, м	15,0	16,6	16,8	16,3	15,0	15,1	16,6	16,3	15,2	16,8	
Жесткость сцепки, кН/м	943	1355	1800	1710	1250	1466	2090	1735	1656	1405	
Демпфирование в сцепке, Н·с/м	150	10	115	130	120	140	135	100	120	150	
Удельный коэффициент сопротивления движению трамвайного поезда, Н/кН	1,51	1,06	1,25	1,60	1,05	1,42	1,33	1,00	1,13	1,35	
Расчетный радиус колеса, м	0,65	0,65	0,70	0,70	0,65	0,70	0,70	0,65	0,70	0,65	
Момент инерции колесной пары, кг·м <sup>2</sup>	31,61	31,61	36,88	36,88	31,61	36,88	36,88	31,61	36,88	31,61	
Площадь лобового сопротивления, м <sup>2</sup>	6,5	6,5	7,0	7,0	6,5	7,0	7,0	6,5	7,0	6,5	
Момент инерции тягового двигателя, кг·м <sup>2</sup>	0,22	0,22	0,29	0,29	0,34	0,34	0,34	0,42	0,42	0,42	
Номинальная мощность тягового двигателя, кВт	31,1	31,1	37,6	37,6	43,1	43,1	45,2	50,5	50,5	50,5	
Номинальное число оборотов тягового двигателя, мин <sup>-1</sup>	1900	1900	1800	1800	1800	1850	1850	1900	1900	1900	

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Обороты тягового двигателя при максимальной мощности, мин <sup>-1</sup>	1330	1330	1260	1260	1260	1295	1295	1330	1330	1330
Максимальное число оборотов тягового двигателя, мин <sup>-1</sup>	3200	3200	3200	3200	3200	3500	3200	3500	3500	3600
Время нарастания крутящего момента тягового двигателя до максимального значения, с	0,1	0,05	1,5	1,2	0,15	0,05	0,16	0,08	0,03	0,04
Передаточное число трансмиссии	7,714	7,714	7,310	7,310	7,310	7,511	7,511	7,714	7,714	7,714
КПД трансмиссии	0,94	0,94	0,95	0,96	0,96	0,95	0,95	0,96	0,96	0,96
Крутильная жесткость трансмиссии, Н·м/рад	18020	18020	17500	17500	17500	18250	18250	18500	18500	18500
Коэффициент демпфирования в трансмиссии, Н·м·с/рад	20,5	19,2	18,4	17,7	16,2	15,7	14,5	13,6	12,2	11,4
Расчетная скорость, км/ч	60	60	65	65	70	70	75	70	75	70
Уклон пути, ‰	0,5	0,5	0,8	0,8	1,0	1,0	1,5	1,0	1,5	1,0
Коэффициент сцепления	0,20	0,20	0,25	0,25	0,30	0,30	0,35	0,30	0,35	0,30
Коэффициент обтекаемости вагона	0,40	0,30	0,35	0,40	0,35	0,30	0,30	0,35	0,40	0,40
Время запаздывания пуска двигателей первой тележки, с	0-1,5	0-1,2	0-1,0	0-1,0	0-0,5	0-0,5	0-1,0	0-1,2	0-1,5	0-1,5
Время запаздывания пуска двигателей второй тележки, с	0-1,5	0-1,2	0-1,0	0-1,0	0-0,5	0-0,5	0-1,0	0-1,2	0-1,5	0-1,5
Скорость встречного ветра, м/с	0-5	0-8	0-10	0-14	0-14	0-12	0-8	0-8	0-10	0-10

## Контрольные вопросы

1. Воспроизведите расчетную схему для исследования процессов трогания и разгона трамвайного поезда.
2. Какие силы и моменты действуют на трамвайный поезд в процессе трогания и разгона?
3. Какая сила, действующая на звенья трамвайного поезда, изменяет свое направление в зависимости от его движения вверх или вниз по склону пути?
4. Какие внешние моменты действуют на динамические системы трансмиссий моторного вагона?
5. Какие аналитические выражения используются для приведения моментов инерции, крутильной податливости и коэффициентов демпфирования к заданному валу тягового электродвигателя?
6. Как привести момент, действующий на ведущие колеса трамвая, к валу тягового электрического двигателя?
7. Как определить максимальный момент, который могут реализовать ведущие колеса моторного вагона в заданных условиях эксплуатации?
8. Как определить передаточное число и КПД трансмиссии моторного вагона?
9. Что понимается под сцепным весом моторного вагона трамвая?
10. Как определить продольные координаты центра масс вагона трамвая, зная распределение его веса по тележкам?
11. Как рассчитать суммарную силу сопротивления пути трамвайного поезда, составленного из одинаковых или разных вагонов?
12. Как определяется площадь лобового сопротивления трамвая?

### *Лабораторная работа № 2.5*

## **ОПРЕДЕЛЕНИЕ МАКСИМАЛЬНОГО ПОДЪЁМА, ПРЕОДОЛЕВАЕМОГО ТРОЛЛЕЙБУСОМ**

**Цель работы:** научиться определять преодолеваемые двухосными и сочленёнными троллейбусами подъёмов с места и с ходу с заданной начальной скоростью в зависимости от состояния дороги.



## Краткие теоретические сведения

При анализе тягово-скоростных свойств определяют *максимальный продольный уклон*  $i_{\max}$  дороги или рельсового пути, который может быть преодолен подвижным составом при его равномерном движении на подъеме, а также *предельный уклон*  $i_{\text{пред}}$ , который он может преодолеть с разгона (с ходу).

Значение максимального преодолеваемого уклона зависит от соотношения между касательной силой тяги ведущих колёс и сил сопротивления движению, согласно которому движение подвижного состава обеспечивается при выполнении условия [4, 5, 7–9]:

$$\varphi \sum R_{zi} \geq \sum F_f, \quad (2.32)$$

где  $\varphi$  – коэффициент сцепления ведущих колёс с опорной поверхностью;

$\sum R_{zi}$  – суммарная нормальная реакция на ведущих колёсах;

$\sum F_f$  – суммарная сила сопротивления движению.

### *Двухосный троллейбус*

Для определения максимального подъёма двухосным троллейбусом воспользуемся расчётной схемой, представленной на рис. 2.2. Спроецируем силы, действующие на троллейбус при его равномерном движении, на ось  $X$  (плоскость дороги), получим уравнение, отвечающее условию (2.32):

$$F_{к2} - (F_{f1} - F_{f2} - G \sin \alpha_d) = 0.$$

Касательная сила тяги задних ведущих колёс

$$F_{к2} = \varphi R_{z2} = \frac{\varphi}{L} (a \cos \alpha_d + h_c \sin \alpha_d) G.$$

Сумма сил сопротивления качению передних и задних колёс составляет общую силу сопротивления качению троллейбуса, которую

определим как произведение коэффициента сопротивления качению  $f$  на нормальную нагрузку на дорогу  $G \cos \alpha_d$ :

$$F_f = F_{f1} + F_{f2} = fG \cos \alpha_d.$$

Подставив полученные выражения для сил тяги и сопротивления качению в уравнение (2.32), после преобразования получим формулу для определения максимального подъема, который сможет преодолеть двухосный троллейбус в заданных условиях эксплуатации:

$$\operatorname{tg} \alpha_{d, \max} = i_{\max} = \frac{a\varphi - f}{L - \varphi h_c}.$$

Величина преодолеваемого подвижным составом угла подъема будет увеличена, если использовать его кинетическую энергию, накопленную до въезда на подъем. Такой подъем называют предельным уклоном  $i_{\text{пред}}$ .

*Предельный уклон дороги или рельсового пути* – уклон, который на участке пути заданной длины вызывает снижение скорости от начальной  $v_0$ , соответствующей скорости на горизонтальном участке, до критической скорости  $v_{\text{кр}}$ . Предельный уклон равен сумме максимального уклона  $i_{\max}$ , преодолеваемого за счет работы тягового электродвигателя, и дополнительного уклона  $i_{\text{доп}}$ , преодолеваемого за счет использования накопленной подвижным составом кинетической энергии:

$$i_{\text{пред}} = i_{\max} + i_{\text{доп}}.$$

Для определения дополнительного уклона используют теорему об изменении кинетической энергии, согласно которой изменение кинетической энергии подвижного состава равно работе силы тяжести при подъеме его на высоту  $h_{\text{доп}}$ :

$$\frac{1}{2} \delta_{\text{п.м}} m (v_{\text{кр}}^2 - v_0^2) = -mgh_{\text{доп}}. \quad (2.33)$$

Выразим дополнительную высоту  $h_{\text{доп}}$  через путь  $s$  и дополнительный угол подъема  $\alpha_{\text{доп}}$ :

$$h_{\text{доп}} = s \sin \alpha_{\text{доп}}$$

и, учитывая, что дополнительный угол  $\alpha_{\text{доп}}$  небольшой, когда можно принять

$$\sin\alpha_{\text{доп}} \approx \text{tg}\alpha_{\text{доп}} = i_{\text{доп}},$$

окончательно получим

$$h_{\text{доп}} = si_{\text{доп}}. \quad (2.34)$$

Подставив (2.34) в (2.33), решим полученное выражение относительно дополнительного уклона  $i_{\text{доп}}$ :

$$i_{\text{доп}} = \frac{\delta_{\text{п.м}}(v_0^2 - v_{\text{кр}}^2)}{2gs}. \quad (2.35)$$

Анализируя формулу (2.35), заметим, что величина дополнительного подъема не зависит от сцепления колес с дорогой или рельсами, так как работа, затрачиваемая на преодоление дополнительного подъема, выполняется за счет изменения кинетической энергии подвижного состава без взаимодействия ведущих колес с опорной поверхностью. По формуле (2.35) можно определить дополнительный преодолеваемый подъем  $i_{\text{доп}}$  при заданном пути  $s$  или путь  $s$ , на котором скорость движения подвижного состава понизится от  $v_0$  до  $v_{\text{кр}}$ .

### Сочленённый двухзвенный троллейбус

Расчетная схема сочленённого двухосного троллейбуса, разрезанного по сцепному устройству, показана на рис. 2.13.

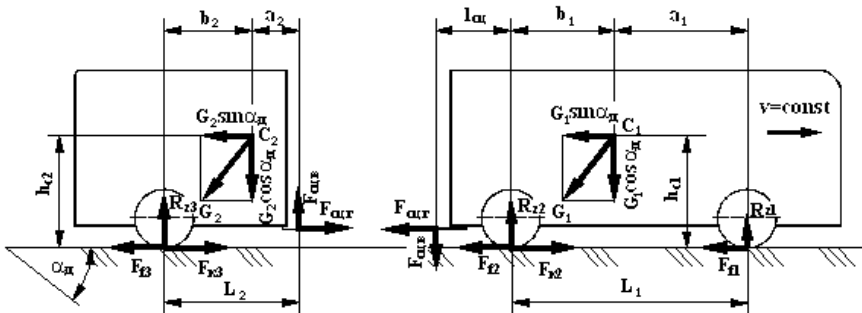


Рис. 2.13. Расчетная схема сочленённого двухзвенного троллейбуса

Запишем условие (2.32) для сочленённого троллейбуса, у которого ведущими являются вторая и третья оси:

$$F_{к2} + F_{к3} - [F_f + (G_1 + G_2) \sin \alpha_d] = 0,$$

где  $F_{к2}$  и  $F_{к3}$  – соответственно сила яги второй и третьей оси:  $F_{к2} = \varphi R_{z2}$ ;  $F_{к3} = \varphi R_{z3}$ ;

$F_f$  – сила сопротивления качению сочленённого троллейбуса:  $F_f = f(G_1 + G_2) \cos \alpha_d$ .

Подставляя выражения для сил тяги и сопротивления качению в полученное уравнение, после преобразования будем иметь

$$\varphi(R_{z2} + R_{z3}) - (G_1 + G_2)(f \cos \alpha_d + \sin \alpha_d) = 0. \quad (2.36)$$

Анализируя уравнение (2.36), находим, что для его решения необходимо знать нормальные реакции второй  $R_{z2}$  и третьей  $R_{z3}$  оси. Эти реакции определим из расчетной схемы сочленённого троллейбуса, см. рис. 2.13:

горизонтальную составляющую усилия в сцепке  $F_{сц.г}$  определим из проекции сил, действующих на полуприцеп, на ось абсцисс:

$$F_{сц.г} = m_2 \ddot{x} + (\sin \alpha_d + f \cos \alpha_d) G_2 - \varphi R_{z3} \cos \alpha_d;$$

вертикальную составляющую усилия в сцепке  $F_{сц.в}$  определим из уравнения моментов сил, действующих на полуприцеп, относительно точки сцепки  $D$ :

$$F_{сц.в} = \frac{1}{L_2} [(b_2 \cos \alpha_d - h_{c2} \sin \alpha_d) G_2 + h_{сц} F_{сц.г} - (m_2 \ddot{x} + G_2 \sin \alpha_d) h_{c2}];$$

реакцию третьей оси  $R_{z3}$  сочленённого троллейбуса найдем из уравнений моментов сил, действующих на полуприцеп, относительно точки сцепки  $D$ :

$$a_2 G_2 \cos \alpha_d + (h_{c2} - h_{сц}) (G_2 \sin \alpha_d + m_2 \ddot{x}) - L_2 R_{z3} + h_{сц} (F_{к3} - F_{f3}) = 0.$$

Учитывая, что на предельном подъёме

$$F_{к3} = \varphi R_{z3}, \text{ а } F_{f3} = f R_{z3},$$

решим полученное уравнение относительно нормальной реакции на третьей оси сочленённого троллейбуса:

$$R_{z3} = \frac{a_2 G_2 \cos \alpha_{д} + (h_{c2} - h_{цц})(G_2 \sin \alpha_{д} + m_2 \ddot{x})}{L_2 - h_{цц}(\varphi - f)};$$

реакции на колёсах первой и второй осей троллейбуса – из уравнений моментов сил относительно точек контакта колёс передней и второй осей:

$$R_{z1} = \frac{1}{L_1} \left[ b_1 G_1 \cos \alpha_{д} - (m_1 \ddot{x} + G_1 \sin \alpha_{д}) h_{c1} - h_{цц} F_{цц,г} - l_{цц} F_{цц,в} \right];$$

$$R_{z2} = \frac{1}{L_1} \left[ a_1 G_1 \cos \alpha_{д} + (m_1 \ddot{x} + h_{c1} G_1 \sin \alpha_{д}) h_{c1} + h_{цц} F_{цц,г} + (L_1 + l_{цц}) F_{цц,в} \right].$$

Решая уравнение (2.36) с учетом выражений для нормальных реакций второй и третьей осей, найдём максимальный угол  $\alpha_{д,маx}$ , который может преодолеть сочленённый троллейбус. Максимальный подъём определим как тангенс максимального угла подъёма:

$$i_{маx} = \operatorname{tg} \alpha_{д,маx}.$$

Таким образом, приведенные формулы позволяют определить максимальный подъем как двухосного, так и сочленённого троллейбуса. Кроме того, можно определить преодолеваемый подъём, если перед подъёмом троллейбус двигался с некоторой начальной скоростью. Критерием оценки преодолеваемого подъёма с ходу является уменьшение начальной скорости до критической, принимаемой обычно не менее 30 км/ч.

## Исходные данные

1. Максимальные нагрузки на оси троллейбуса, кН.
2. Геометрические размеры троллейбуса и пассажирского полуприцепа, м.
3. Высота расположения центров масс троллейбуса и полуприцепа, м.
4. Коэффициенты сцепления и сопротивления качению.

В ходе самоподготовки:

определить расчетный радиус колеса, площадь лобового сопротивления, координаты центра масс троллейбуса и пассажирского полуприцепа;

рассчитать максимальный коэффициент сцепления для заданных дорожных условий.

## Варианты заданий

Для определения максимального преодолеваемого подъёма двухосным троллейбусом в заданных условиях эксплуатации использовать вариант задания к лабораторной работе № 2.1, а для определения максимального преодолеваемого подъёма сочленённым троллейбусом – вариант к лабораторной работе № 2.2.

## Контрольные вопросы

1. Какова допустимая нормальная нагрузка на мосты троллейбуса?
2. Какая часть веса двухосного троллейбуса приходится на его задний мост?
3. Какую часть массы сочлененного троллейбуса составляет масса пассажирского полуприцепа?
4. Как выбираются шины для проектируемого троллейбуса и расчетный радиус колес?
5. Как выбрать максимальную скорость движения троллейбуса?
6. Как рассчитать передаточное число трансмиссии и в каких пределах оно находится у троллейбусов?
7. Как определить величину максимального преодолеваемого подъема двухосным и сочленённым троллейбусами?

8. Как определяется величина предельного преодолеваемого подъема двухосным и сочленённым троллейбусами?

9. Как определить величины реакций дороги на колёсах двухосного и сочленённого троллейбусов на горизонтальном участке дороги и при движении на уклоне?

10. Как определить составляющие усилия в сцепке сочленённого троллейбуса, направленные параллельно и нормально дороге?

### *Лабораторная работа № 2.6*

## **ОПРЕДЕЛЕНИЕ МАКСИМАЛЬНОГО ПОДЪЁМА, ПРЕОДОЛЕВАЕМОГО ТРАМВАЕМ**

**Цель работы:** научиться определять преодолеваемые трамваем уклоны с места и с ходу с заданной начальной скоростью в зависимости от состояния рельсового пути.

### **Краткие теоретические сведения**

#### *Четырёхосный трамвай*

Для определения максимальных преодолеваемых уклонов одиночным четырёхосным трамваем воспользуемся расчетной схемой трамвая, представленной на рис. 2.10, и системой уравнений (2.27).

Условие (2.32) движения трамвая на максимальном уклоне с учетом того, что все его колёса ведущие, примет вид

$$\varphi(R_{z1} + R_{z2} + R_{z3} + R_{z4}) \geq \frac{w_0}{1000} G \cos \alpha_d + G \sin \alpha_d,$$

где  $R_{zi}$  – нормальные реакции рельсового пути на  $i$ -ю колёсную пару;  
 $w_0$  – основное сопротивление качению трамвая.

Сумма нормальных реакций рельсового пути на колёсные пары будет равна  $G \cos \alpha_d$  (здесь  $G$  – вес трамвая), т. е. можно записать

$$R_{z1} + R_{z2} + R_{z3} + R_{z4} = G \cos \alpha_d.$$

Тогда условие движения трамвая на подъёме примет вид

$$\varphi G \cos \alpha_{\text{д}} \geq \frac{w_0}{1000} G \cos \alpha_{\text{д}} + G \sin \alpha_{\text{д}}.$$

Откуда после преобразования находим максимально преодолеваемый уклон:

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{д. max}} = i_{\text{max}} = \varphi - \frac{w_0}{1000}.$$

### *Сочленённый трёхзвенный (секционный) трамвай*

Условие возможности движения трёхзвенного сочленённого трамвая на максимальном уклоне запишется следующим образом:

$$\varphi (R_{z1} + R_{z3}) = g (m_1 + m_2 + m_3) \left( \frac{w_0}{1000} \cos \alpha_{\text{д}} + \sin \alpha_{\text{д}} + \ddot{x} \right), \quad (2.37)$$

где  $R_{z1}$  и  $R_{z2}$  – нормальные нагрузки на первую и третью ведущие тележки;

$m_i$  – масса  $i$ -го звена;

$w_0$  – удельное сопротивление сочленённого трамвая.

Нормальные нагрузки на первую и третью ведущие тележки определим, воспользовавшись расчётной схемой трёхзвенного сочленённого трамвая, которая представлена на рис. 2.14.

Нормальную нагрузку на переднюю ведущую тележку найдем из уравнения моментов сил, действующих на первую секцию, относительно первой точки сцепки:

$$(h_{c1} - h_{cc}) (G_1 \sin \alpha_{\text{д}} + m \ddot{x}) - b_1 G_1 \cos \alpha_{\text{д}} + L_1 R_{z1} + (F_{к1} - F_{f1}) h_{cc} = 0.$$

Причем

$$F_{к1} = \varphi R_{z1},$$

$$F_{f1} = f R_{z1} = \frac{w_1}{100} R_{z1}.$$

Здесь  $w_1$  – удельное сопротивление первой секции сочленённого трамвая.



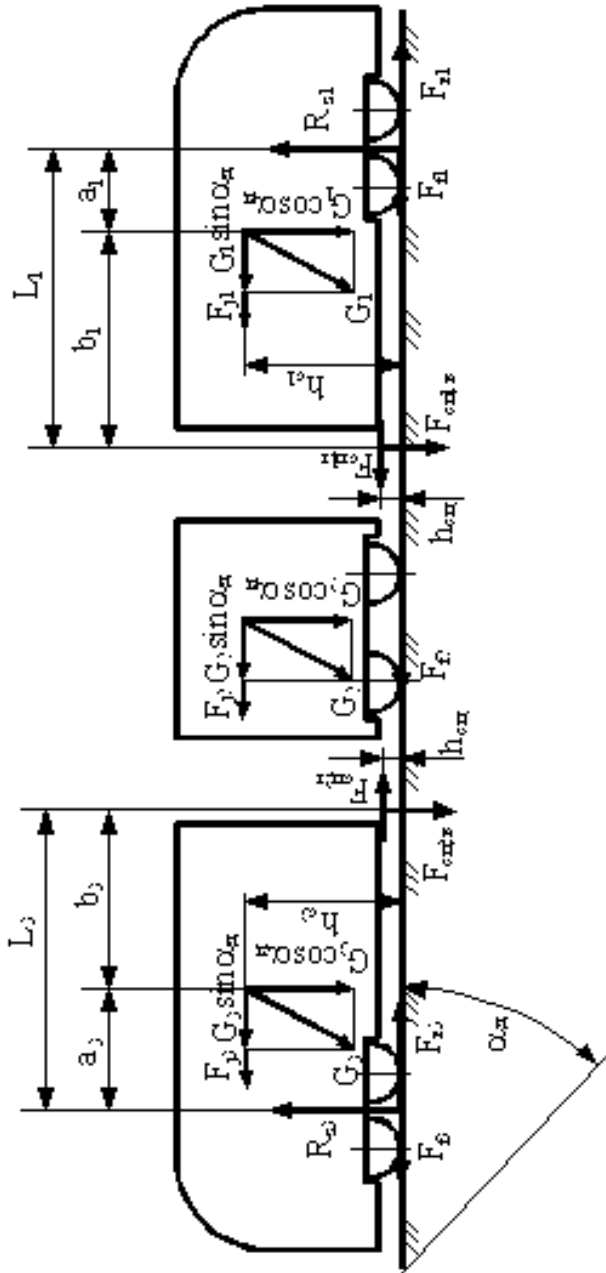


Рис. 2.14. Расчетная схема сочленённого трамвая, «разорванного» по сцепным устройствам

После преобразований получим выражение для определения нормальной реакции первой ведущей тележки:

$$R_{z1} = \frac{G_1 \left[ b_1 \cos \alpha_{\text{д}} - (h_{c1} - h_{\text{цн}}) \sin \alpha_{\text{д}} \right] - (h_{c1} - h_{\text{цн}}) m \ddot{x}}{L_1 + \left( \varphi - \frac{w_1}{1000} \right) h_{\text{цн}}}.$$

Аналогично найдем выражение для определения нормальной реакции третьей ведущей тележки, составив уравнение моментов сил, действующих на третью секцию трамвая, относительно второй точки сцепки:

$$(h_{c2} - h_{\text{цн}})(G_{12} \sin \alpha_{\text{д}} + m_2 \ddot{x}) - b_3 G_2 \cos \alpha_{\text{д}} - L_3 R_{z2} + (F_{к3} - F_{f3}) h_{\text{цн}} = 0.$$

Причем

$$F_{к3} = \varphi R_{z3},$$

$$F_{f3} = f R_{z3} = \frac{w_3}{100} R_{z3}.$$

Здесь  $w_3$  – удельное сопротивление третьей секции сочленённого трамвая.

После преобразований получим выражение для определения нормальной реакции второй ведущей тележки:

$$R_{z3} = \frac{G_2 \left[ b_3 \cos \alpha_{\text{д}} - (h_{c2} - h_{\text{цн}}) \sin \alpha_{\text{д}} \right] - (h_{c2} - h_{\text{цн}}) m_2 \ddot{x}}{L_3 - \left( \varphi - \frac{w_3}{1000} \right) h_{\text{цн}}}.$$

Решая уравнение (2.37) с учетом выражений для нормальных реакций первой и третьей ведущих тележек, найдем максимальный угол  $\alpha_{\text{д, макс}}$ , который может преодолеть сочленённый трамвай. Максимальный подъем определим как тангенс максимального угла подъема:

$$i_{\text{max}} = \text{tg} \alpha_{\text{д, макс}}.$$

Таким образом, приведенные формулы позволяют определить максимальный подъем как двухосного, так и сочленённого троллейбу-

са. Кроме того, можно определить преодолеваемый подъем, если перед подъемом трамвай двигался с некоторой начальной скоростью. Критерием оценки преодолеваемого подъема с ходу является уменьшение начальной скорости до критической, принимаемой обычно не менее 30 км/ч.

### Исходные данные

1. Масса сочленённого трехсекционного трамвая и масса его каждой секции, кг.
2. Координаты центра масс каждой секции, м.
3. Высота расположения точек сцепки, м.
4. Коэффициенты сцепления и удельные сопротивления качению трамвая и каждой секции.

В ходе самоподготовки:

определить полную массу сочленённого трамвая и массы его секций в соответствии с загрузкой салона пассажирами, координаты центра масс трамвая и его секций, коэффициент сцепления для заданного состояния рельсового пути и удельное сопротивление сочленённого трамвая и каждой его секции.

Для определения максимального преодолеваемого подъёма четырёхосным трамваем в заданных условиях эксплуатации использовать вариант задания к лабораторной работе № 2.3. Варианты заданий для определения максимального уклона сочленённым трехсекционным трамваем, в том числе и с ходу, приведены ниже.

### Варианты заданий

Наименование параметров	Номер варианта задания									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
I	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Трамвай-аналог АКСМ	843	843	743	843	743	843	743	843	843	743
Число пассажиров, % от номинального	100	10	80	50	75	35	90	105	75	85
Состояние рельсового пути	Сухое	Загрязнённое	Мокрое	Сухое	Сухое	Загрязнённое	Мокрое	Сухое	Мокрое	Загрязнённое
Начальная скорость, км/ч	55	40	45	50	60	55	62	48	50	60

## Контрольные вопросы

1. Какова допустимая нормальная нагрузка на рельсовый путь?
2. Как выбираются диаметры колёсных пар для проектируемого трамвая и расчетный радиус колес?
3. Как выбрать максимальную скорость движения трамвая?
4. Как рассчитать передаточное число трансмиссии и в каких пределах оно находится у трамваев?
5. Напишите условие движения трамвая на максимальном подъеме.
6. Как определить величину максимального преодолеваемого подъема четырёхосным и сочленённым трамваем?
7. Как определяется величина предельного преодолеваемого подъема четырёхосным и сочленённым трамваем?
8. Как определить величины реакций дороги на ведущие тележки четырёхосного и сочленённого трамвая на горизонтальном участке дороги и при движении на уклоне?
9. Как определить составляющие усилия в сцепке сочленённого трамвая, направленные параллельно и нормально дороге?

## 3. ТОРМОЗНЫЕ СВОЙСТВА ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

### Основные понятия и определения

*Торможение* — процесс создания и изменения искусственного сопротивления движению подвижного состава с целью уменьшения его скорости вплоть до полной остановки или удержания его неподвижным относительно опорной поверхности.

*Тормозной режим* — режим движения подвижного состава, при котором ко всем или нескольким колесам подводятся тормозные моменты.

Тормозные свойства относятся к важнейшим эксплуатационным свойствам, определяющим активную безопасность подвижного состава, под которой понимается совокупность конструктивных специальных мероприятий, обеспечивающих снижение вероятности дорожно-транспортных происшествий.

Подвижной состав должен иметь несколько тормозных систем, выполняющих различные функции: рабочую, вспомогательную и стояночную.

*Рабочая тормозная система* служит для уменьшения скорости подвижного состава вплоть до его полной остановки. У современного подвижного состава тормозными механизмами рабочей тормозной системы являются колесные тормоза. В процессе торможения кинетическая энергия подвижного состава переходит в работу трения между фрикционными накладками и тормозным барабаном или дисками, а также между колесами и опорной поверхностью. Если на подвижном составе применяется пневматический тормозной привод, то тормозной момент  $M_{\text{тор}}$ , развиваемый тормозным механизмом, зависит от его конструкции и давления воздуха  $p_v$  в тормозном приводе:

$$M_{\text{тор}} = \alpha_t p_v,$$

где  $\alpha_t$  – коэффициент пропорциональности, зависящий от конструкции тормозного механизма и привода, а также от давления воздуха в приводе.

Управление рабочей тормозной системой осуществляется от ножной педали.

*Вспомогательная тормозная система* используется для снижения скорости при незначительном замедлении или длительном торможении подвижного состава, например, на затяжных спусках. При использовании вспомогательной тормозной системы тормозной момент создается тяговым электрическим двигателем, работающим в генераторном режиме. При исследовании процесса торможения на математических моделях тормозной момент, развиваемый электродвигателем, аппроксимируют полиномом 7–8-й степени.

Управление вспомогательной тормозной системой осуществляется от ножной педали управления двигателем.

*Стояночная тормозная система* предназначена для удержания неподвижным подвижного состава относительно опорной поверхности. Привод стояночной тормозной системы воздействует на колесные тормоза рабочей тормозной системы или на специальный дополнительный тормоз, связанный с трансмиссией подвижного состава. Управление стояночной тормозной системой — ручное.

Оценочными показателями эффективности работы тормозной системы являются *установившееся замедление*, соответствующее движению подвижного состава при постоянном усилии воздействия на тормозную педаль в условиях, оговоренных ГОСТ, и *минимальный*

*тормозной путь* — расстояние, проходимое подвижным составом от момента нажатия на педаль тормоза до остановки.

Для сочлененных троллейбусов и трамвайных поездов применяется дополнительный оценочный показатель — *время срабатывания тормозной системы*: время от момента нажатия на тормозную педаль до достижения установившегося замедления.

Различают аварийное (экстренное) и служебное торможение.

*Аварийное торможение* производится с максимальной для данных условий интенсивностью (замедлением). Их количество не превышает 5–10 % общего числа торможений.

*Служебное торможение* применяют для плавного уменьшения скорости подвижного состава или его остановки в заданном месте. Оно выполняется с небольшой интенсивностью, не вызывающей неприятных ощущений у пассажиров и водителя. Замедление при служебном торможении не превышает 1,0–1,5 м/с<sup>2</sup>.

Служебное торможение может осуществляться только тормозами рабочей тормозной системы, двигателем и тормозами совместно, только двигателем.

### **Контрольные вопросы**

1. Что понимается под торможением и тормозным режимом движения подвижного состава?
2. Какими тормозными системами должен быть оборудован подвижной состав и каково их назначение?
3. Как определить тормозной момент, развиваемый тормозным механизмом в зависимости от давления воздуха в тормозной камере?
4. Как при исследованиях на математических моделях процесса торможения подвижного состава тяговым электрическим двигателем вводится изменение его тормозного момента?
5. Какие критерии применяются для оценки тормозных свойств подвижного состава?
6. Назовите виды торможения подвижного состава.
7. Какие способы торможения подвижного состава применяются при служебном торможении?
8. Какое максимальное замедление подвижного состава рекомендуется при служебном торможении и почему?

## Лабораторная работа № 3.1

### ЭКСТРЕННОЕ ТОРМОЖЕНИЕ ДВУХОСНОГО ТРОЛЛЕЙБУСА

**Цель работы:** изучить математическую модель двухосного троллейбуса, применяемую для исследования динамики его торможения, её возможности; методику моделирования изменения крутящего момента тягового электрического двигателя при работе в генераторном режиме и взаимодействие движителя с опорной поверхностью при торможении.

#### Краткие теоретические сведения

Внешние силы, уменьшающие скорость движения троллейбуса при торможении движения в общем случае, представлены на рис. 3.1.

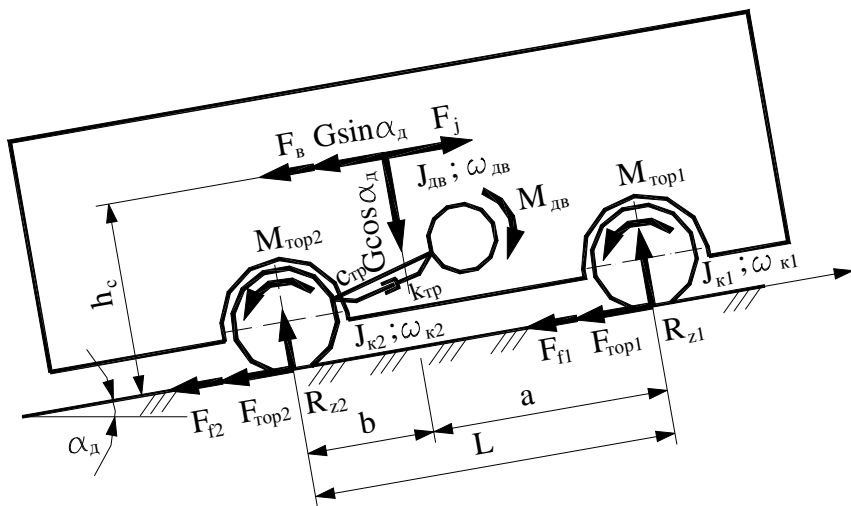


Рис. 3.1. Силы и моменты, действующие на троллейбус при торможении

Основными силами, обеспечивающими замедление троллейбуса, являются тормозные силы  $F_{top1}$  и  $F_{top2}$ , действующие в плоскости контакта передних и задних колес с дорогой и направленные противоположно направлению движения троллейбуса. При достаточном сцеплении колес с дорогой тормозные силы  $F_{top1}$  и  $F_{top2}$  определя-

ются тормозными моментами, развиваемыми тормозными механизмами (передние колеса) и тормозными механизмами совместно с тормозным моментом двигателя (задние колеса).

Их максимальные значения ограничены сцеплением колес с дорогой:

$$F_{\text{top}i} = M_{\text{top}i} / r_{\text{д}} \leq \varphi R_{zi},$$

где  $\varphi$  – коэффициент сцепления колес с дорогой;

$R_{zi}$  – нормальная нагрузка колес  $i$ -го моста.

Кроме тормозных сил на троллейбус действуют силы сопротивления качению колес переднего  $F_{f1}$  и заднего  $F_{f2}$  мостов, сила сопротивления подъему  $F_{\alpha} = G \sin \alpha_{\text{д}}$  и аэродинамическое сопротивление  $F_{\text{в}}$ . К вращающимся массам в процессе торможения относятся массы передних и задних колес, моменты инерции деталей трансмиссии и тягового электрического двигателя, так как двигатель при торможении троллейбуса через трансмиссию постоянно связан с задними колесами.

Максимальное значение тормозной силы независимо от способа торможения достигается при определенном проскальзывании колеса относительно дороги, рис. 3.2.

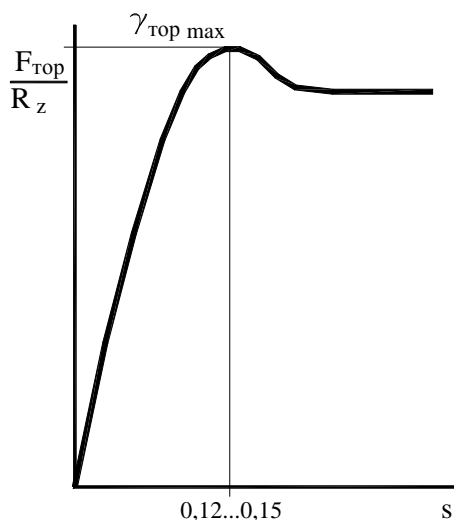


Рис. 3.2. Зависимость удельной тормозной силы от скольжения колеса



Тормозные системы троллейбусов конструируют таким образом, чтобы при торможении коэффициенты скольжения (удельные тормозные силы  $\gamma = F_{\text{тор}}/R_z$ ) колес всех мостов были бы одинаковы.

Только в этом случае можно рационально использовать весь вес троллейбуса при аварийном торможении, а также исключить блокировку колес. При блокировке колес уменьшается значение удельной тормозной силы:

$$\gamma_{\text{тоpi}} = F_{\text{тоpi}}/R_{zi}.$$

Из определения удельных тормозных сил следует, что для обеспечения наиболее эффективного торможения троллейбуса необходимо, чтобы тормозные силы (тормозные моменты) распределялись между колесами пропорционально нормальным реакциям дороги.

Также нецелесообразно доводить колёса до полного скольжения (юзa) и с точки зрения устойчивости движения и управляемости троллейбуса, так как при полном скольжении колесо практически не воспринимает боковые силы. В этом случае даже небольшие боковые силы или разворачивающие моменты, действующие на троллейбус, могут вызвать боковое скольжение колес.

Когда первыми блокируются колеса заднего моста, троллейбус теряет управляемость и устойчивость движения. Незначительная боковая сила, действующая на троллейбус, или разворачивающий момент, обусловленный различием тормозных сил на колесах моста, могут вызвать боковое скольжение колес заднего моста. Это приведет к повороту продольной оси троллейбуса на некоторый угол. Поскольку при торможении сила инерции направлена в сторону движения, при отклонении продольной оси троллейбуса от прямолинейного движения она создает момент, стремящийся увеличить занос заднего моста.

Если блокируются передние колеса, водитель не способен управлять троллейбусом, который продолжает движение в прежнем направлении, но устойчивость его при этом не теряется. При боковом скольжении переднего моста сила инерции создает момент, стремящийся вернуть троллейбус в исходное положение, соответствующее направлению движения до начала заноса. Потеря управляемости водителем воспринимается быстро и может быть восстановлена за счет уменьшения тормозной силы.

Если же блокируются задние колеса, то после отклонения троллейбуса на определенный угол водитель уже не в состоянии даже путем полного растормаживания колес восстановить управляемость и устойчивость движения троллейбуса. Поэтому блокировка задних колес более опасна, чем передних. Особенно опасна блокировка задних колес при малом коэффициенте сцепления их с дорогой. При торможении в этих условиях кинетическая энергия троллейбуса рассеивается слабо и троллейбус, обладающий большой кинетической энергией, при заносе может совершить вращательное движение.

При теоретических исследованиях торможения троллейбуса кривая  $\gamma_{\text{тор}} = f(s)$  аппроксимируется полиномом или кусочно-линейной зависимостью.

В процессе торможения троллейбуса происходит изменение нормальных реакций на колесах переднего  $R_{z1}$  и заднего  $R_{z2}$  мостов. Реакции  $R_{z1}$  и  $R_{z2}$  могут быть найдены из уравнений моментов относительно центров площадок контакта колес с дорогой:

$$\begin{aligned} R_{z1} &= \left[ bG \cos \alpha_{\text{д}} + (F_j - F_{\text{в}} - G \sin \alpha_{\text{д}}) \right] / L; \\ R_{z2} &= \left[ (L - b)G \cos \alpha_{\text{д}} - (F_j - F_{\text{в}} - G \sin \alpha_{\text{д}}) \right] / L. \end{aligned} \quad (3.1)$$

Из уравнений (3.1) видно, что при торможении троллейбуса реакция передних колес увеличивается, а задних – уменьшается. Степень перераспределения веса по мостам троллейбуса зависит от интенсивности торможения (силы инерции  $F_j$ ) и высоты расположения центра масс  $h_c$  троллейбуса.

В процессе торможения происходит не только изменение нормальных реакций на колесах троллейбуса, но и меняются динамические радиусы передних  $r_{\text{д1}}$  и задних  $r_{\text{д2}}$  колес, которые можно определить по формуле

$$r_{\text{д}i} = r_{\text{с}i} - h_{\text{ш}i},$$

где  $r_{\text{с}}$  – свободный радиус шины.

Деформацию шины  $h_{\text{ш}}$  можно определить по формуле Хейдекеля.

Если же торможение осуществляется с максимальной интенсивностью и суммарная тормозная сила троллейбуса распределяется

между его мостами так, что оба моста полностью используют сцепные свойства шин с дорогой, то можно записать

$$F_{\text{тор}} = \varphi R_{z1} + \varphi R_{z2} = \varphi G.$$

Следовательно, в условиях полного использования сцепления удельная тормозная сила троллейбуса равна коэффициенту сцепления:  $\gamma_{\text{тор}} = \varphi$ .

Запишем систему уравнений, описывающую торможение троллейбуса, представленного расчетной схемой на рис. 3.1 [2, 9]:

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_{\text{дв}} &= \left[ M_{\text{дв}} - M_{\text{тр}} - k_{\text{тр}} (\omega_{\text{дв}} - \omega_{\text{к2}}) \right] / J_{\text{дв}}; \\ \dot{\omega}_{\text{к2}} &= \left[ M_{\text{тр}} + k_{\text{тр}} (\omega_{\text{дв}} - \omega_{\text{к2}}) + M_{\text{тор2}} - \frac{F_{\text{тор2}} + F_{f2}}{u_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}}} r_{\text{д2}} \right] / J_{\text{к2}}; \\ \dot{M}_{\text{тр}} &= c_{\text{тр}} (\omega_{\text{дв}} - \omega_{\text{к2}}); \\ \dot{\omega}_{\text{к1}} &= \left[ M_{\text{тор1}} - (F_{\text{тор1}} + F_{f1}) r_{\text{д1}} \right] / J_{\text{к1}}; \end{aligned} \quad (3.2)$$

$$\ddot{x} = - \left( F_{\text{тор1}} + F_{\text{тор2}} + F_{f1} + F_{f2} + F_{\text{в}} - G \sin \alpha_{\text{д}} \right) / m,$$

где  $J_{\text{дв}}$ ,  $J_{\text{к1}}$ ,  $J_{\text{к2}}$  – моменты инерции соответственно тягового электрического двигателя, передних и задних ведущих колес;

$c_{\text{тр}}$ ,  $k_{\text{тр}}$  – крутильная жесткость и коэффициент демпфирования трансмиссии;

$m$  – полная масса троллейбуса;

$r_{\text{д1}}$ ,  $r_{\text{д2}}$  – динамические радиусы передних и задних колес;

$u_{\text{тр}}$ ,  $\eta_{\text{тр}}$  – передаточное число и КПД трансмиссии.

Система уравнений (3.2) имеет следующие начальные условия: при  $t = 0$

$$\omega_{\text{дв}} = \mathcal{U}_0 u_{\text{тр}} / r_{\text{д2}},$$

$$\omega_{\text{к1}} = \mathcal{U}_0 / r_{\text{д1}}, \quad \omega_{\text{к2}} = \mathcal{U}_0 / r_{\text{д2}},$$

$$M_{\text{тр}} = (F_{f1} + F_{f2} + F_{\text{в}} + G \sin \alpha_{\text{д}}) r_{\text{д}2} / u_{\text{тр}},$$

$$x = 0, \quad \dot{x} = v = v_0,$$

где  $v_0$  – начальная скорость, с которой производится торможение.

Система уравнений (3.2) позволяет исследовать различные варианты торможения троллейбуса.

### ***Торможение только тормозами рабочей тормозной системы***

В этом случае тяговый электрический двигатель не создает тормозного момента, т. е.  $M_{\text{дв}} = 0$ . Тормозные моменты (силы), развиваемые тормозными механизмами передних и задних колес, изменяются по заданному закону. При исследовании процесса торможения на математической модели обычно принимается экспоненциальный закон нарастания тормозного момента (силы) в зависимости от давления воздуха в тормозной камере.

В случае торможения троллейбуса только задним мостом тормозная сила и тормозной момент на передних колесах принимаются равными нулю ( $F_{\text{тор}1} = 0, M_{\text{тор}1} = 0$ ), а при торможении только передними колесами тормозная сила и тормозной момент на задних колесах равны нулю ( $F_{\text{тор}2} = 0, M_{\text{тор}2} = 0$ ).

Кроме того, система уравнений (3.2) позволяет оценить влияние моментов инерции деталей трансмиссии и тягового электрического двигателя на процесс торможения троллейбуса. Для этого крутильную жесткость и коэффициент демпфирования трансмиссии следует принять равными нулю ( $c_{\text{тр}} = 0, k_{\text{тр}} = 0$ ).

### ***Торможение только тяговым электрическим двигателем***

В этом случае тяговый электрический двигатель работает в генераторном режиме и создает момент сопротивления вращению якоря двигателя и задних колес, связанных с двигателем через трансмиссию, которые становятся тормозящими. Момент сопротивления (тормозной момент) тягового электрического двигателя для этого случая торможения троллейбуса, как указывалось выше, аппроксимируется

полиномом. Колесные тормозные механизмы рабочей тормозной системы не включаются, и их тормозные моменты принимаются равными нулю ( $M_{\text{top1}} = 0$ ,  $M_{\text{top2}} = 0$ ).

При торможении тяговым электрическим двигателем обязательно отслеживается скольжение задних колес. Если их тормозная сила, достигшая максимального значения, начинает падать, тормозной момент двигателя уменьшают до тех пор, пока тормозная сила задних колес опять не достигнет максимального значения.

Скольжение колес отслеживается по знаку производной от кривой  $\gamma_{\text{top2}} = f(s_2)$ , представленной на рис. 3.2. Как только знак производной становится отрицательным (пройден максимум функции  $\gamma_{\text{top2}} = f(s_2)$ ), подается команда на уменьшение тормозного момента тягового электрического двигателя. Тормозной момент двигателя уменьшается до тех пор, пока знак производной функции  $\gamma_{\text{top2}} = f(s_2)$  снова не становится положительным. Тем самым обеспечивается оптимальное скольжение задних тормозящих колес, при котором они развивают максимальную удельную тормозную силу, и предотвращается блокировка задних колес при торможении троллейбуса в различных дорожных условиях.

Чтобы изменять тормозной момент тягового электрического двигателя и отслеживать скольжение колес, троллейбус должен быть оборудован специальным устройством, управляющим работой тягового электрического двигателя в тормозном режиме.

### ***Совместное торможение троллейбуса тормозами рабочей тормозной системы и тяговым электрическим двигателем***

При этом способе торможения можно достигнуть значительного замедления.

В системе уравнений (3.2) тормозной момент двигателя  $M_{\text{дв}}$  начинает нарастать раньше тормозных моментов на передних  $M_{\text{top1}}$  и задних  $M_{\text{top2}}$  колесах. После заданного падения скорости движения (оборотов якоря тягового электродвигателя) троллейбуса в работу вступают тормоза основной тормозной системы. Тормозной момент электродвигателя, работающего в генераторном режиме, и моменты в механических тормозах изменяются по законам, принятыми для ранее рассмотренных случаев отдельного торможения троллейбуса.

Во избежание блокировки колес заднего моста отслеживается их скольжение по знаку производной от полинома, описывающего кривую  $\gamma_{\text{top2}} = f(s_2)$  задних колес для заданного состояния дороги. Когда знак производной становится отрицательным, подается команда на уменьшение тормозного момента двигателя вплоть до его нулевого значения, если знак производной не становится положительным. Тормозные механизмы продолжают развивать тормозные моменты в соответствии с принятым законом. Однако при некотором состоянии дороги тормозной момент, развиваемый тормозными механизмами, может привести к блокировке как передних, так и задних колес даже при отсутствии тормозного момента двигателя. Как указывалось выше, блокировка колес может привести к потере управляемости и устойчивости движения троллейбуса.

### *Моделирование работы антиблокировочной системы*

Для предотвращения блокировки колес при торможении троллейбус оборудуется антиблокировочной системой тормозов (АБС), суть работы которой заключается в следующем. При достижении каким-либо колесом порогового значения скольжения, порогового значения углового замедления колеса или при изменении знака производной текущей  $\varphi$ - $s$  диаграммы подается команда на растормаживание колеса, т. е. на уменьшение тормозного момента, развиваемого тормозным механизмом. Тем самым предотвращается блокировка тормозящих колес. Действие АБС циклично, т. е. затем подается команда на увеличение тормозного момента и процесс повторяется.

При исследовании торможения троллейбуса на разработанной математической модели отслеживание скольжения тормозящих передних и задних колес ведется по знаку производной от полинома, описывающего кривую  $\gamma_{\text{top}i} = f(s_i)$ , или отслеживаются величины угловых замедлений (ускорений) колес и их скольжение. Как указывалось выше, на главной форме должен быть включен переключатель, обеспечивающий включение АБС в работу.

При выполнении лабораторной работы выбор способа торможения троллейбуса и включения в работу АБС осуществляется переключателями на главной форме. Моделирование работы АБС возможно при первом и третьем способе торможения троллейбуса, если включен соответствующий переключатель.

## Исходные данные

1. Шаг интегрирования уравнений, с.
2. Шаг печати результатов расчета, с.
3. Масса троллейбуса, кг.
4. Площадь лобового сопротивления троллейбуса,  $\text{м}^2$ .
5. База троллейбуса, м.
6. Координата центра масс  $b$ , м.
7. Высота центра масс над дорогой, м.
8. Момент инерции двигателя,  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ .
9. Крутильная жесткость трансмиссии,  $\text{Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$ .
10. Коэффициент демпфирования трансмиссии,  $\text{Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}/\text{рад}$ .
11. Передаточное число трансмиссии.
12. КПД трансмиссии.
13. Момент инерции одного переднего колеса,  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ .
14. Момент инерции одного заднего колеса,  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ .
15. Ошиновка колес заднего моста.
16. Обозначение применяемых шин.
17. Свободный диаметр шины, м.
18. Ширина профиля шины, м.
19. Радиус поперечного сечения шины, м.
20. Давление воздуха в передних шинах, МПа.
21. Давление воздуха в задних шинах, МПа.
22. Угол уклона дороги, градус.
23. Коэффициент сцепления.
24. Коэффициент сопротивления качению.
25. Время задержки срабатывания передних тормозов, с.
26. Время задержки срабатывания задних тормозов, с.
27. Время нарастания давления воздуха в тормозных камерах передних колес, с.
28. Время нарастания давления воздуха в тормозных камерах задних колес, с.
29. Максимальное давление воздуха в тормозных камерах передних колес, МПа.
30. Максимальное давление воздуха в тормозных камерах задних колес, МПа.
31. Коэффициент пропорциональности между давлением воздуха в тормозных камерах и тормозным моментом передних колес.

32. Коэффициент пропорциональности между давлением воздуха в тормозных камерах и тормозным моментом задних колес.

33. Коэффициент обтекаемости троллейбуса.

34. Коэффициент сопротивления воздуха.

В ходе самоподготовки для заданной модели шин:

определить свободный диаметр, ширину профиля и радиус поперечного сечения шины по каталогу или расчетным методом, а также координаты центра масс троллейбуса;

рассчитать крутильную жесткость трансмиссии и ее коэффициент демпфирования.

### Варианты заданий

Параметры	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Давление воздуха в шинах, МПа: передних задних	0,43 0,43	0,43 0,30	0,53 0,53	0,63 0,53	0,66 0,66	0,70 0,75	0,75 0,68	0,70 0,65	0,73 0,68	0,75 0,70
Время задержки срабатывания тормозов, с: передних задних	0–1,5 0	0–1,0 0–1,0	0–1,2 0–0,5	0 0–1,2	0–0,5 0–1,0	0–1,5 0–1,5	0–0,8 0–1,0	0 0–1,0	0–1,1 0–0,8	0–1,0 0
Время нарастания давления воздуха в тормозных камерах, с: передних задних	1,0 1,0	1,2 1,5	0,8 1,5	1,0 0,8	1,5 1,0	0,5 1,2	1,2 0,8	1,0 0,5	1,0 1,5	0,5 0,8
Максимальное давление воздуха в тормозных камерах, МПа: передних задних	0,70 0,60	0,70 0,70	0,65 0,70	0,60 0,60	0,65 0,55	0,55 0,70	0,65 0,55	0,65 0,65	0,70 0,60	0,60 0,70
Коэффициент пропорциональности между давлением воздуха в тормозных камерах и тормозным моментом колес: передних задних	40 45	50 45	45 40	40 50	45 50	40 40	40 45	50 40	50 50	40 50



## Контрольные вопросы

1. Изобразите расчетную схему троллейбуса для исследования процесса торможения.
2. При каком скольжении колеса достигается максимальная тормозная сила?
3. Почему при скольжении более 20 % тормозная сила колеса уменьшается?
4. Почему нецелесообразно доводить тормозящее колесо до полного скольжения?
5. Что понимается под удельной тормозной силой?
6. Как диаграмма  $\gamma_{\text{тор}} = f(s)$  заводится в математическую модель торможения троллейбуса?
7. Как ведет себя троллейбус при блокировке передних или задних колес.
8. Почему блокировка задних колес более опасна, чем передних?
9. Как определяются нормальные нагрузки на мосты при торможении троллейбуса?
10. Почему изменяются динамические радиусы и радиусы качения колес троллейбуса?
11. Чему равна удельная тормозная сила троллейбуса при полном использовании сцепления колес с дорогой?
12. Опишите математическую модель торможения троллейбуса.
13. Как изменяется математическая модель торможения троллейбуса в зависимости от способа торможения?
14. По какому критерию оценивается предельное скольжение колеса при торможении?
15. Какова суть работы антиблокировочной системы и как ее работа воспроизводится на принятой математической модели?

### *Лабораторная работа № 3.2*

## ЭКСТРЕННОЕ ТОРМОЖЕНИЕ СОЧЛЕНЁННОГО ТРОЛЛЕЙБУСА

**Цель работы:** изучить математическую модель сочленённого троллейбуса, применяемую для исследования динамики его торможения, ее возможности; методику моделирования изменения тормозного

момента в механических тормозных механизмах и момента сопротивления тягового электрического двигателя при работе в генераторном режиме; взаимодействие движителя с опорной поверхностью при торможении.

### **Краткие теоретические сведения**

Для исследования экстренного торможения сочленённого троллейбуса воспользуемся механико-математической моделью сочленённого троллейбуса, на которой исследовался его разгон (см. лабораторную работу № 2.2). Расчетные схемы сочленённого троллейбуса представлены на рис. 2.4 и 2.5, а математическая модель – системой дифференциальных уравнений (2.22). Усилие в сцепном устройстве определяется с помощью системы уравнений (2.24) с учетом выражений (2.25).

Как и исследование экстренного торможения двухосного троллейбуса, исследование торможения сочленённого троллейбуса выполняется для следующих вариантов:

торможение только механическими тормозами (синхронно срабатывают тормоза троллейбуса и полуприцепа, тормоза троллейбуса срабатывают раньше тормозов полуприцепа и тормоза полуприцепа срабатывают раньше тормозов троллейбуса);

сочленённый троллейбус тормозится электродвигателем, работающим в генераторном режиме;

совместное торможение электродвигателем и механическими тормозами.

Торможение сочленённого троллейбуса происходит только электрическим способом. При этом для сочленённого троллейбуса, имеющего второй и третий ведущие мосты, исследуется его торможение при синхронной и несинхронной работе электродвигателей в генераторном режиме.

Совместное торможение сочленённого троллейбуса механическими тормозами и электрическое торможение выполняются так же, как и двухосного троллейбуса.

При любом способе торможения сочленённого троллейбуса следят за относительным положением троллейбуса и пассажирского полуприцепа (за устойчивостью сочленённого троллейбуса при торможении).

## Исходные данные

1. Шаг интегрирования дифференциальных уравнений, с.
2. Шаг печати результатов расчета, с.
3. Массы троллейбуса и полуприцепа, т.
4. Моменты инерции троллейбуса и полуприцепа,  $t \cdot m^2$ .
5. Геометрические параметры сочленённого троллейбуса, м.
6. Координаты центра масс троллейбуса и полуприцепа, м.
7. Характеристика тягового электродвигателя, работающего в генераторном режиме.
8. Момент инерции ведущего колеса,  $кг \cdot м^2$ .
9. Площадь лобового сопротивления,  $м^2$ .
10. Передаточное число трансмиссии.
11. КПД трансмиссии.
12. Крутильная жесткость трансмиссии, Н/рад.
13. Демпфирование в трансмиссии, Н·с/рад.
14. Коэффициент сцепления колеса с дорогой.
15. Коэффициент показателя степени.
16. Коэффициент сопротивления движению.
17. Начальные углы между продольными осями троллейбуса и полуприцепа и осью  $X$  неподвижной системы координат.
18. Коэффициент обтекаемости троллейбуса.
19. Ведущая ось троллейбуса.
20. Время запаздывания начала торможения вторым двигателем, с.

Численные значения исходных данных для выполнения лабораторной работы берутся по таблице «Варианты заданий» к лабораторной работе № 2.2 в соответствии с вариантом задания.

В ходе самоподготовки:

определить расчетный радиус колеса;

подобрать тяговый электродвигатель и найти характерные точки его характеристики, по которым можно построить характеристику электродвигателя при работе в генераторном режиме;

выбрать время запаздывания начала торможения вторым тяговым электродвигателем.

## Контрольные вопросы

1. Изобразите расчетную схему сочленённого троллейбуса для исследования его торможения различными способами.
2. Какими тормозными системами должен быть оборудован сочленённый троллейбус и каково их назначение?
3. Как определить тормозной момент, развиваемый тормозным механизмом в зависимости от усилия, прикладываемого к исполнительному механизму?
4. Как при исследованиях на математических моделях процесса торможения сочленённого троллейбуса тяговым электрическим двигателем вводится изменение его тормозного момента?
5. Какие критерии применяются для оценки тормозных свойств сочленённого троллейбуса?
6. Какое максимальное замедление подвижного состава рекомендуется при служебном торможении и почему?
7. При каком скольжении колеса достигается максимальная тормозная сила?
8. Почему при скольжении более 15–20 % тормозная сила колеса уменьшается?
9. Почему нецелесообразно доводить тормозящее колесо до полного скольжения?
10. Каковы основные конструктивные особенности сцепного устройства сочлененного троллейбуса?
11. Как при торможении определяются нормальные нагрузки на мосты сочленённого троллейбуса?
12. Как влияют тормозные свойства сочленённого троллейбуса на его среднюю скорость движения по маршруту?

### *Лабораторная работа № 3.3*

## ЭКСТРЕННОЕ ТОРМОЖЕНИЕ ЧЕТЫРЕХОСНОГО ТРАМВАЯ

### Цель работы

1. Ознакомиться с механико-математической моделью для исследования торможения четырёхосного трамвая.

2. Выявить основные закономерности динамики торможения трамвая в зависимости от синхронности и несинхронности торможения передней и задней тележек, его конструктивных параметров и условий эксплуатации.

### **Краткие теоретические сведения**

Для исследования экстренного торможения четырёхосного трамвая используется механико-математическая модель четырёхосного трамвая, с помощью которой исследовался его разгон (см. лабораторную работу № 2.3 «Разгон четырёхосного трамвая»). Расчётная схема четырёхосного трамвая представлена на рис. 2.7, а математическая модель – системой дифференциальных уравнений (2.27). Причем сила тяги ведущих колёсных пар заменяется на тормозную силу, величина которой определяется в зависимости от способа торможения.

Исследование торможения четырёхосного трамвая выполняется для следующих вариантов:

торможение только механическими тормозами (синхронно срабатывают тормоза всех колёсных пар, тормоза первой тележки срабатывают раньше тормозов второй тележки, и тормоза второй тележки срабатывают раньше тормозов первой тележки);

четырёхосный трамвай тормозится электродвигателями, работающими в генераторном режиме;

совместное торможение электродвигателями и механическими тормозами.

Торможение четырёхосного трамвая происходит только электрическим способом. При этом для четырёхосного трамвая исследуется его торможение при синхронной и несинхронной работе электродвигателей в генераторном режиме.

Совместное торможение четырёхосного трамвая механическими тормозами и электрическое торможение выполняются так же, как и двухосного троллейбуса.

### **Исходные данные**

1. Шаг интегрирования дифференциальных уравнений, с.
2. Шаг печати результатов расчета, с.
3. Масса четырёхосного трамвая, т.

4. Геометрические параметры четырёхосного трамвая, м.
5. Координаты центра масс четырёхосного трамвая, м.
6. Характеристика тягового электродвигателя, работающего в генераторном режиме.
7. Момент инерции колёсной пары,  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ .
8. Площадь лобового сопротивления,  $\text{м}^2$ .
9. Передаточное число трансмиссии.
10. КПД трансмиссии.
11. Крутильная жесткость трансмиссии, Н/рад.
12. Демпфирование в трансмиссии, Н·с/рад.
13. Коэффициент сцепления колеса с рельсом.
14. Коэффициент показателя степени.
15. Удельный коэффициент сопротивления движению.
16. Коэффициент обтекаемости четырёхосного трамвая.
17. Время запаздывания начала торможения двигателями второй тележки, с.

Численные значения исходных данных для выполнения лабораторной работы берутся по таблице «Варианты заданий» к лабораторной работе № 2.3 в соответствии с вариантом задания.

В ходе самоподготовки:

определить расчетный радиус колеса;

подобрать тяговый электродвигатель и найти характерные точки его характеристики, по которым можно построить его характеристику при работе в генераторном режиме;

выбрать время запаздывания начала торможения тяговыми электродвигателями второй тележки.

### **Контрольные вопросы**

1. Изобразите расчётную схему четырехосного трамвая для исследования его торможения различными способами.
2. Какими тормозными системами должен быть оборудован четырёхосный трамвай и каково их назначение?
3. Как определить тормозной момент, развиваемый тормозным механизмом в зависимости от усилия, прикладываемого к исполнительному механизму?

4. Как при исследованиях на математических моделях процесса торможения четырехосного трамвая тяговым электрическим двигателем вводится изменение его тормозного момента?

5. Какие критерии применяются для оценки тормозных свойств четырехосного трамвая?

6. Какое максимальное замедление подвижного состава рекомендуется при служебном торможении и почему?

7. При каком скольжении колесной пары достигается максимальная тормозная сила?

8. Почему при скольжении более 15–20 % тормозная сила колесной пары уменьшается?

9. Почему нецелесообразно доводить тормозящую колесную пару до полного скольжения?

10. Как при торможении определяются нормальные нагрузки на колесные пары одной тележки четырехосного трамвая ?

11. Как влияют тормозные свойства четырехосного трамвая на его среднюю скорость движения по маршруту?

### *Лабораторная работа № 3.4*

## **ЭКСТРЕННОЕ ТОРМОЖЕНИЕ ТРАМВАЙНОГО ПОЕЗДА**

**Цель работы:** ознакомиться с механико-математической моделью для исследования торможения трамвайного поезда и выявить основные закономерности продольного динамического взаимодействия звеньев трамвайного поезда при торможении в зависимости от синхронности и несинхронности торможения звеньев поезда, его конструктивных параметров и условий эксплуатации.

### **Краткие теоретические сведения**

Исследование продольного взаимодействия звеньев трамвайного поезда при торможении проводится с помощью расчетной схемы, показанной на рис. 3.3. Звенья трамвайного поезда соединены между собой упругой сцепкой, имеющей жесткость  $c_{сц}$  и коэффициент демпфирования  $k_{сц}$ .

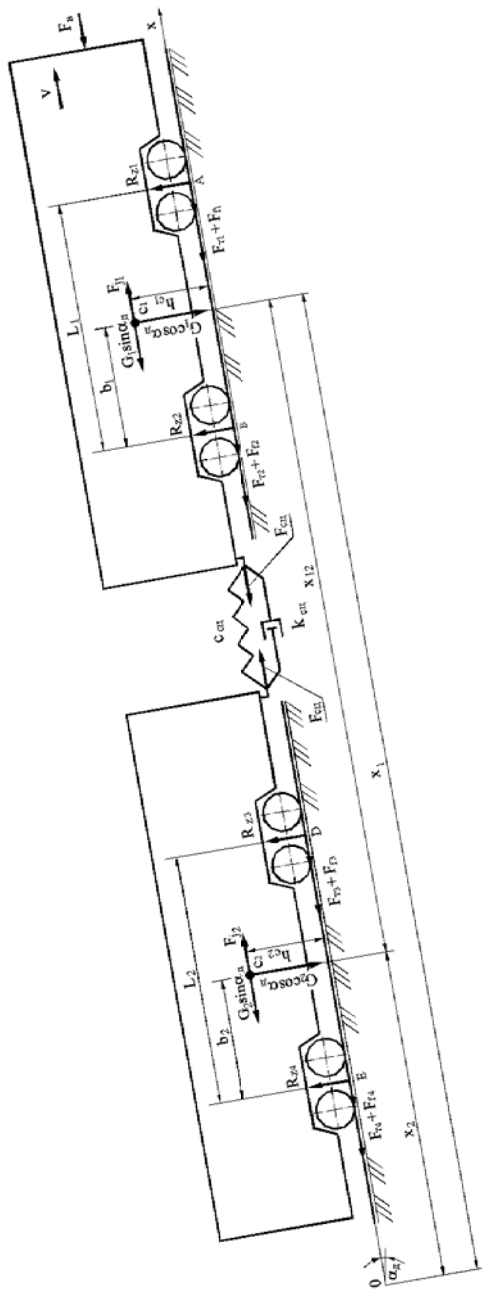


Рис. 3.3. Расчетная схема трамвайного поезда при торможении



В сцепном устройстве трамвая обычно устанавливается резиновый блок, обладающий некоторой жесткостью и демпфированием. Кроме того, при движении трамвайного поезда в кривых, после соприкосновения реборды колесных пар вагонов с боковой поверхностью головки рельса, сцепное устройство при набегании второго вагона на первый кроме сжатия начинает работать и на изгиб. Это явление уменьшает жесткость сцепного устройства по сравнению с его работой только на растяжение или сжатие. Следовательно, жесткость трамвайного сцепного устройства изменяется в довольно широких пределах.

Полная масса первого вагона обозначена через  $m_1$ , второго вагона –  $m_2$ . Принимаем, что масса каждого звена (вагона) сосредоточена в его центре масс (точки  $C_1$  и  $C_2$ ). При разработке расчетной схемы торможения трамвайного поезда из всех действующих сил учитывались лишь те, которые оказывают существенное влияние на динамику системы. В рассматриваемой задаче такими силами являются суммарные силы сопротивления движению тележек

$$F_{f\Sigma i} = F_{\text{тор}i} + F_{fi}.$$

Здесь  $F_{\text{тор}i}$ ,  $F_{fi}$  – соответственно тормозная сила и сила сопротивления качению  $i$ -й тележки каждого вагона.

Суммарная сила сопротивления движению каждой тележки складывается из сопротивления качению колес ( $w = 0,3-0,6$  Н/кН), трения в подшипниках ( $w = 0,01-0,02$  Н/кН), трения скольжения колес по рельсам ( $w'_2 = 0,1$  Н/кН,  $w''_2 = 0,2$  Н/кН), влияния вагона ( $w''_2 = 0,15$  Н/кН), ударов колеса на стыках рельсов ( $w = 0,3-0,6$  Н/кН).

До начала торможения трамвайный поезд двигался с некоторой скоростью  $v_0$  и расстояние между центрами масс вагонов до начала торможения на рис. 3.3 обозначено через  $x_{12}$ .

Трамвай может тормозиться теми же способами, что и троллейбус. Кроме того, трамвай имеет рельсовый тормоз, отсутствующий у троллейбуса. Таким образом, суммарная тормозная сила тележки складывается из тормозной силы, развиваемой механическими тормозами, тормозного момента тягового двигателя и рельсового тормоза.

Независимо от способа торможения вагонов принимаем, что тормозные силы тележек изменяются по экспоненциальному закону:

$$F_{\text{top}i} = \varphi G_{\text{тели}i} \left[ 1 - e^{-k(t-t_{3i})} \right]; \quad i = 1 \dots 4,$$

где  $\varphi$  – коэффициент сцепления колес с рельсом;

$k = 3/t_n$  – показатель экспоненты, зависящий от времени нарастания  $t_n$  тормозной силы тележки;

$t_3$  – время запаздывания «срабатывания тормозов»  $i$ -й тележки.

Нормальные реакции тележек  $R_{zi} = G_{\text{тели}i}$  определяются по выражениям [1, 14]

$$R_{z1} = \left[ (b_1 \cos \alpha_d - h_{c1} \sin \alpha_d) G_1 - h_{c1} F_{j1} - h_{\text{цн}} F_{\text{цн}} \right] / L_1;$$

$$R_{z2} = \left\{ \left[ (L_1 - b_1) \cos \alpha_d + h_{c1} \sin \alpha_d \right] G_1 + h_{c1} F_{j1} + h_{\text{цн}} F_{\text{цн}} \right\} / L_1;$$

$$R_{z3} = \left[ (b_2 \cos \alpha_d - h_{c2} \sin \alpha_d) G_2 - h_{c2} F_{j2} + h_{\text{цн}} F_{\text{цн}} \right] / L_2;$$

$$R_{z4} = \left\{ \left[ (L_2 - b_2) \cos \alpha_d + h_{c1} \sin \alpha_d \right] G_2 - h_{c2} F_{j2} - h_{\text{цн}} F_{\text{цн}} \right\} / L_2,$$

где  $F_{\text{цн}} = c_{\text{цн}} (x_1 - x_2) + k_{\text{цн}} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2)$  – усилие в сцепном устройстве.

При торможении трамвайного поезда возможны следующие случаи, которые отличаются друг от друга направлением усилия в сцепке:

– усилие в сцепке равно нулю – идеальный случай, который в условиях эксплуатации практически невозможно достигнуть;

– усилие в сцепке имеет положительное значение – сцепное устройство работает на растяжение (второй вагон не набегает на первый);

– усилие в сцепке имеет отрицательное значение – сцепное устройство работает на сжатие (второй вагон набегает на первый).

Этот случай нежелателен, так как ухудшается процесс торможения трамвайного поезда.

Для составления дифференциальных уравнений движения трамвайного поезда используем уравнения Лагранжа второго рода. В нашем случае система имеет две обобщенные координаты  $q_1$  и  $q_2$ :

$q_1 = (m_1 x_1 + m_2 x_2) / (m_1 + m_2)$  – перемещение центра масс системы;

$q_2 = x_1 - x_2$  – относительное перемещение вагонов.

Уравнение поступательного движения центра масс трамвайного поезда при торможении можно записать следующим образом:

$$\ddot{q}_1 = -\frac{F_{\text{top1}} + F_{\text{top2}} + F_{\text{top3}} + F_{\text{top4}} + F_{f\Sigma1} + F_{f\Sigma2} + (G_1 + G_2) \sin \alpha_d}{m_1 + m_2}. \quad (3.3)$$

Для разработки уравнений относительного движения звеньев трамвайного поезда при торможении воспользуемся уравнениями Лагранжа второго рода и напишем выражения:

для кинетической энергии:

$$T = \frac{1}{2} m_1 \dot{x}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{x}_2^2;$$

потенциальной энергии:

$$\Pi = \frac{1}{2} c_{\text{цп}} (x_1 - x_2)^2;$$

диссипативной функции:

$$\Phi = \frac{1}{2} k_{\text{цп}} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2)^2;$$

обобщенных сил:

$$Q_{x1} = -\left(F_{\text{top1}} + F_{\text{top2}} + F_{f1} + F_{f2}\right) - G_1 \sin \alpha_d;$$

$$Q_{x2} = -\left(F_{\text{top3}} + F_{\text{top4}} + F_{f3} + F_{f4}\right) - G_2 \sin \alpha_d.$$

Теперь возьмем соответствующие производные:  
от кинетической энергии:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1} \right) = m_1 \ddot{x}_1; \quad \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_2} \right) = m_2 \ddot{x}_2;$$

$$\frac{\partial T}{\partial x_1} = 0; \quad \frac{\partial T}{\partial x_2} = 0;$$

потенциальной энергии:

$$\frac{\partial \Pi}{\partial x_1} = c_{\text{сц}}(x_1 - x_2); \quad \frac{\partial \Pi}{\partial x_2} = -c_{\text{сц}}(x_1 - x_2);$$

диссипативной функции:

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \dot{x}_1} = k_{\text{сц}}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2); \quad \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{x}_2} = -k_{\text{сц}}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2).$$

Запишем уравнения движения звеньев трамвайного поезда [1, 14]:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 &= -k_{\text{сц}}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - c_{\text{сц}}(x_1 - x_2) - \\ &- (F_{\text{тор}1} + F_{\text{тор}2} + F_{f1} + F_{f2} + G_1 \sin \alpha_{\text{д}}); \\ m_2 \ddot{x}_2 &= k_{\text{сц}}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + c_{\text{сц}}(x_1 - x_2) - \\ &- (F_{\text{тор}3} + F_{\text{тор}4} + F_{f3} + F_{f4} + G_2 \sin \alpha_{\text{д}}). \end{aligned}$$

Разделим первое уравнение на  $m_1$ , а второе уравнение – на  $m_2$  и вычтем второе уравнение из первого и, учитывая, что  $\ddot{q}_2 = \ddot{x}_1 - \ddot{x}_2$ , получим одно уравнение, описывающее относительное движение звеньев трамвайного поезда при торможении:

$$\begin{aligned} \ddot{q}_2 &= -\frac{F_{\text{тор}1} + F_{\text{тор}2} + F_{f1} + F_{f2} + G_1 \sin \alpha_{\text{д}}}{m_1} + \\ &+ \frac{F_{\text{тор}3} + F_{\text{тор}4} + F_{f3} + F_{f4} + G_2 \sin \alpha_{\text{д}}}{m_2} - \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2} (k_{\text{сц}} \dot{q}_2 + c_{\text{сц}} q_2). \quad (3.4) \end{aligned}$$

Начальными условиями системы уравнений являются скорость движения трамвайного поезда до начала торможения  $v_0$  и расстоя-

ние между центрами масс вагонов  $x_{12}$  также до начала торможения. В начальный момент времени  $x_2 = 0$ . Тогда  $x_{12} = x_1$ .

Таким образом, решая совместно уравнения (3.3) и (3.4), получим полную картину торможения трамвайного поезда.

Изменяя величины конструктивных и эксплуатационных параметров трамвайного поезда, входящих в систему уравнений (3.3)–(3.4), и повторяя решения, можно проследить влияние различных факторов на динамику торможения (путь, скорость, замедление) трамвайного поезда и взаимодействия звеньев (относительного перемещения вагонов) трамвайного поезда при торможении.

### Исходные данные

1. Шаг интегрирования дифференциальных уравнений, с.
2. Шаг печати результатов расчета, с.
3. Полная масса первого вагона, кг.
4. Полная масса второго вагона, кг.
5. Жесткость сцепки, Н/м.
6. Расстояние между центрами масс вагонов перед торможением, м.
7. Коэффициент демпфирования в сцепке, Н·с/м.
8. Удельный коэффициент сопротивления движению трамвайного поезда, Н/кН.
9. Коэффициент сцепления колес с рельсом.
10. Время нарастания тормозного усилия, с.
11. Время опережения нарастания тормозного усилия второго вагона, с.
12. Скорость движения трамвайного поезда перед началом торможения, км/ч.

В часы самоподготовки для описанной математической модели торможения трамвайного поезда рассчитываются: радиус колеса, координаты центров масс вагонов, жесткость и коэффициент демпфирования сцепки, расстояние между центрами масс вагонов до начала торможения.

## Варианты заданий

Параметры	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Полная масса вагонов, кг: первого второго	24500	25125	31500	28525	25350	29250	34850	26500	28250	30500
	20500	27100	28250	28525	27200	25500	34850	27100	26500	30500
Жесткость сцепки, кН/м	943	1355	1800	1710	1250	1466	2090	1735	1656	1405
Коэффициент демпфирования в сцепке, Н·с/м	150	110	115	130	120	140	135	100	120	150
Удельный коэффициент сопротивления движению трамвайного поезда, Н/кН	1,51	1,06	1,25	1,60	1,05	1,42	1,33	1,00	1,13	1,35
Коэффициент сцепления колес с рельсом	0,113	0,046	0,167	0,110	0,050	0,160	0,106	0,048	0,165	0,115
Время нарастания тормозного усилия, с	0,12	0,51	0,44	0,23	0,35	0,10	0,31	0,58	0,46	0,62
Время опережения нарастания тормозного усилия второго вагона, с	-0,2	-0,1	-0,4	0,1	0,3	-0,15	-0,12	-0,11	-0,20	-0,15
Скорость движения трамвайного поезда перед началом торможения, км/ч	60	40	55	45	60	55	40	45	60	45
Расстояние между центрами масс вагонов перед торможением, м	15,0	16,6	16,8	16,3	15,0	15,1	16,6	16,3	15,0	16,8

## Контрольные вопросы

1. Изобразите расчетную схему взаимодействия трамвайного поезда при торможении.
2. Из каких составляющих складывается суммарная тормозная сила тележки?
3. Как определяется тормозная сила тележки при исследовании торможения трамвайного поезда?
4. Опишите конструкцию трамвайного сцепного устройства.
5. Как работает трамвайное сцепное устройство?
6. Как определяются нормальные нагрузки тележек трамвайного поезда при его торможении?
7. Как определяются нормальные нагрузки колесных пар тележки, если известна нормальная нагрузка на тележку?
8. Какие обобщенные координаты применяются для исследования взаимодействия звеньев трамвайного поезда при торможении?
9. Какие уравнения описывают относительное движение звеньев трамвайного поезда при торможении?
10. Какое значение может принимать усилие в сцепном устройстве при торможении трамвайного поезда?

## Литература

1. Теория подвижного состава : лабораторный практикум для студентов специальности 1-37 01 05 «Городской электрический транспорт / сост. : Ю. Е. Атаманов, К. И. Мазаник. – Минск : БНТУ, 2005. – 174 с.
2. Теория подвижного состава : типовая учебная программа для учреждений высшего образования специальности 1-37 01 05 «Городской электрический транспорт. Регистрационный № ТД-І.898/тип. – 21 с.
3. Транспорт дорожный. Основные термины и определения. Классификация : ГОСТ 31286–2005. – Минск : Госстандарт Республики Беларусь, 2005. – 17 с.
4. Тарасик, В. П. Теория движения автомобиля / В. П. Тарасик. – СПб. : БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.
5. Гришкевич, А. И. Автомобили / А. И. Гришкевич. – Минск : Вышэйшая школа, 1987. – 208 с.
6. Исаев, И. П. Случайные факторы и коэффициент сцепления / И. П. Исаев. – М. : Транспорт, 1970. – 182 с.
7. Смирнов, Г. А. Теория движения колесных машин / Г. А. Смирнов. – М. : Машиностроение, 1981. – 271 с.
8. Вонг, Дж. Теория наземных транспортных средств : пер. с англ. / Дж. Вонг. – М. : Машиностроение, 1982. – 284 с.
9. Богдан, Н. В. Троллейбус. Теория, конструирование и расчет / Н. В. Богдан, Ю. Е. Атаманов, А. И. Сафонов. – Минск : Ураджай, 1999. – 345 с.
10. Атаманов, Ю. Е. Теория подвижного состава / Ю. Е. Атаманов, В. Н. Плищ. – Минск : БНТУ, 2013. – 267 с.
11. Литвинов, А. С. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств / А. С. Литвинов, Я. Е. Фаробин. – М. : Машиностроение, 1989. – 240 с.
12. Литвинов, А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А. С. Литвинов. – М. : Машиностроение, 1971. – 271 с.
13. Теория электрической тяги / под ред. И. П. Исаева. – М. : Транспорт 1995. – 294 с.
14. Атаманов, Ю. Е. Теория подвижного состава. Трамвай / Ю. Е. Атаманов, К. И. Мазаник. – Минск : БНТУ, 2008. – 388 с.
15. Теория, конструирование и расчет подвижного состава. Трамвай / Н. В. Богдан [и др.]. – Минск : БНТУ, 2008. – 373 с.
16. Андреев, А. Ф. Дифференциалы колесных машин / А. Ф. Андреев, В. В. Ванцевич, А. Х. Лефаров; под общ. ред. А. Х. Лефарова. – М. : Машиностроение, 1987. – 176 с.



## ПРИЛОЖЕНИЯ

### ПРИЛОЖЕНИЕ 1

#### Классификация и обозначения шин для грузовых автомобилей, автобусов и троллейбусов

Классификацию шин проводят по назначению, форме профиля, габаритам конструкции и принципу герметизации.

По назначению шины подразделяются на шины *легковых* и *грузовых* автомобилей.

По форме профиля:

– *обычного профиля* с отношением высоты профиля  $H_{ш}$  к его ширине  $B_{ш}$  более 0,89;

– *широкопрофильные*:  $H_{ш}/B_{ш} = 0,6–0,9$ ;

– *низкопрофильные*:  $H_{ш}/B_{ш} = 0,7–0,88$ ;

– *сверхнизкопрофильные*:  $H_{ш}/B_{ш} \leq 0,7$ ;

– *арочные*:  $H_{ш}/B_{ш} = 0,39–0,50$ ;

– *пневмокатки*:  $H_{ш}/B_{ш} = 0,25–0,30$ .

По габаритам:

– *крупногабаритные* с шириной профиля 350 мм (14 дюймов) и более, независимо от посадочного диаметра;

– *среднегабаритные* с шириной профиля 200–350 мм (7–14 дюймов) и посадочным диаметром не менее 457 мм (18 дюймов);

– *малогобаритные* с шириной профиля не более 260 мм (до 10 дюймов) и посадочным диаметром не более 457 мм (18 дюймов).

По конструкции:

– *диагональные*, у которых нити корда каркаса и брекера перекрещиваются в смежных слоях, а угол наклона нитей по середине беговой дорожки в каркасе и брекере находится в пределах 45–60°;

– *радиальные*, у которых угол наклона нитей корда каркаса 0°, а брекера – не менее 65°.

По принципу герметизации:

– *камерные*, в которых воздушная полость образуется герметизирующей камерой;

– *бескамерные*, в которых воздушная полость образуется крышкой и ободом колеса.

В зависимости от назначения шины имеют следующие типы рисунка протектора:

– *дорожный* рисунок (Д) для работы на дорогах с твердым усовершенствованным покрытием;

– *универсальный* рисунок (У) для работы на дорогах с твердым покрытием и по грунту;

– рисунок *повышенной проходимости* (ПП) для работы преимущественно по мягкому грунту;

– *зимний (снежный)* рисунок (З) без шипов или с шипами для работы на заснеженных и обледенелых дорогах;

– *карьерный* рисунок (Кар) для работы в карьерах, на лесозаготовках и т. п.

На каждой покрышке имеется следующая маркировка:

наименование или товарный знак завода-изготовителя;

обозначение (размер) шины;

дата изготовления покрышки;

индекс завода-изготовителя;

порядковый номер;

индекс скорости – принятое условное обозначение максимально допустимой скорости для шин ( $L - 120$ ;  $P - 150$ ;  $Q - 160$ ;  $S - 180$  км/ч);

норма слоистости – условное обозначение допустимой нагрузки на шину;

балансировочная метка, обозначающая самую легкую часть покрышки (для шин, подлежащих балансировке);

номер ГОСТ или ТУ на шины;

штамп технического контроля и сортность изделия.

Шины имеют *миллиметровое* или *дюймовое* обозначение. Например: шина 260-508, где 260 и 508 – соответственно ширина профиля и посадочный диаметр обода в миллиметрах; шина 5,90-13, где 5,90 и 13 – ширина профиля и посадочный диаметр в дюймах. Некоторые шины имеют смешанное обозначение. Например, 165-13, где 165 и 13 – обозначение ширины профиля в миллиметрах и посадочного диаметра в дюймах.

Шины радиальной конструкции имеют в обозначении индекс R или R. Например, 260-508R и 205/70R14, где 70 – индекс серии (отношение высоты профиля  $H$  к ширине профиля  $B$ , %) низкопрофильных шин.

Пример маркировки диагональной шины: 155-13/6,15-13, где 155 и 6,15 – обозначение ширины профиля шины в миллиметрах и дюймах, 13 – посадочный диаметр в дюймах.

Пример маркировки радиальной шины: 260-508P (9,00R20), где 260 и 9,00 – обозначение ширины профиля шины в миллиметрах и дюймах, буквы P и R указывают, что шина радиальная.

Пример маркировки широкопрофильной шины: 1300×530-533, где 1300 – обозначение наружного диаметра в миллиметрах, 530 – ширина профиля в миллиметрах, 533 – посадочный диаметр в миллиметрах.

## ПРИЛОЖЕНИЕ 2

### Шины для грузовых автомобилей, автобусов и троллейбусов

Обозначение шины	Тип рисунка	Масса, кг	Наружный диаметр, мм	Ширина профиля, мм	Статический радиус, мм	Нагрузка max, кН	Давление воздуха, МПа
220-508P (7,50R20)	У	39	928	217	440	12,5	0,60
220-508 (7,50-20)	У	39	932	217	445	12,5	0,50
240-508P (8,25R20)	У	48	970	235	457	15,0	0,63
	ПП	50	972	235	457	14,0	0,60
260-508P (9,00R20)	У	60	1020	262	476	20,5	0,65
260-508 (9,00-20)	У	60	1028	260	488	20,5	0,60
	Д	60	1023	260	485	20,5	0,60
280-508P (10,00R20)	Д	75	1045	282	488	27,00	0,80
280-508 (10,00-20)	Д	67	1060	275	498	20,80	0,53
300-508P (11,00R20)	У	83	1080	296	505	26,00	0,70
	Д	80	1080	292	505	29,00	0,80
300-508 (11,00-20)	Д	70	1075	292	507	23,50	0,53
	Д	75	1075	292	507	26,00	0,63
320-508P (12,00R20)	У	90	1120	313	525	27,30	0,70
	Д	85	1120	313	525	30,00	0,80
320-508 (12,00-20)	У	90	1140	315	537	27,30	0,55
	Д	90	1125	315	527	30,00	0,67

### ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Значения коэффициентов  $\varphi_x = \varphi_{\max} (1 - e^{-k\delta})$  сцепления шины с дорогой и коэффициентов аппроксимации  $\varphi_{\max}$  и  $k$

Опорная поверхность		Коэффициенты		
Наименование	Состояние	$\varphi_x$	$\varphi_{\max}$	$k$
Асфальтобетонное покрытие	Сухое	0,50–0,80	0,76	23,89
	Мокрое	0,45–0,60	0,55	18,48
	Загрязненное	0,25–0,45	0,41	15,26
Снег	Рыхлый	0,20–0,30	0,28	8,16
	Укатанный	0,15–0,20	0,12	6,87
Обледенелая дорога, лед		0,07–0,15	0,11	5,85

### ПРИЛОЖЕНИЕ 4

Значения коэффициентов аппроксимации коэффициента сцепления  $\varphi_x = \varphi_c \operatorname{th}(k_1 \delta) \left( 1 + \frac{k_2}{\operatorname{ch}(k_1 \delta)} \right)$  гиперболическими функциями

Тип и состояние дорожного покрытия	Коэффициенты			
	$\varphi_{\max}$	$\varphi_c$	$k_1$	$k_2$
Сухой асфальт и бетон	0,80–0,90	0,70–0,80	0,725–0,70	1,0
Мокрый асфальт	0,50–0,70	0,45–0,60	0,70–0,763	1,0
Мокрый бетон	0,75–0,80	0,65–0,70	0,744–0,726	1,0
Укатанный снег	0,15–0,2	0,15	0,50–1,065	1,0
Обледенелая дорога	0,10	0,07	1,30	1,0

### ПРИЛОЖЕНИЕ 5

Значения коэффициентов сопротивления качению шины в ведомом режиме

Опорная поверхность		Коэффициент сопротивления качению
Наименование	Состояние	
Асфальтобетонное покрытие	Хорошее	0,015–0,018
	Удовлетворительное	0,018–0,020
Снежная дорога	Укатанная	0,030–0,050
Обледенелая дорога		0,015–0,018

## ПРИЛОЖЕНИЕ 6

### Значения коэффициента сцепления колеса с рельсом

Состояние поверхности рельсов	Режим тяги			Режим торможения		
	max	среднее	min	max	среднее	min
Сухая обезжиренная	0,84	0,58	0,32	0,240	0,167	0,091
Чистая политая водой	0,61	0,41	0,20	0,174	0,113	0,052
Замасленная	0,24	0,16	0,08	0,068	0,046	0,023

Величину коэффициента сцепления колеса с рельсом в зависимости от скорости движения в режиме тяги можно определить по формуле

$$\varphi = \eta_c \frac{1}{a_c + 0,04v},$$

где  $\eta_c$  – коэффициент, учитывающий неравенство нагрузок между ведущими осями:  $\eta_c = 0,92-0,96$ ;

$v$  – скорость движения, км/ч;

$a_c$  – постоянная величина, зависящая от состояния пути и рода поставленной в расчетах задачи:

- при расчете механических частей вагона, определении максимальной нагрузки тягового двигателя  $a_c = 2,3$ ;
- при трогании и экстренном торможении с применением песка и движении в обычных условиях эксплуатации  $a_c = 3,7$ ;
- для тех же случаев на обособленном пути  $a_c = 3,6$ ;
- при наихудших условиях и расчетах, связанных с вопросами безопасности,  $a_c = 6$ .

В режиме торможения коэффициент сцепления колеса с рельсом примерно в 3,5 раза меньше коэффициента сцепления в режиме тяги.

## ПРИЛОЖЕНИЕ 7

$$\text{Значения коэффициентов } \varphi = \varphi_c \operatorname{th}(k_1 \delta) \left( 1 + \frac{k_2}{\operatorname{ch}(k_1 \delta)} \right)$$

**при взаимодействии колеса с рельсом**

Тип и состояние рельсового пути	Коэффициенты			
	$\varphi_{\max}$	$\varphi_c$	$k_1$	$k_2$
Сухой, чистый, обезжиренный	0,55	0,52	0,655	1,553
Сухой, чистый	0,50	0,48	0,448	1,720
Мокрый с подачей песка	0,43	0,40	0,486	1,650
Политый водой	0,25	0,25	0,503	1,110
Чистый, сухой с подачей песка	0,62	0,58	0,451	1,86
Покрытый тонким слоем смазки СТП	0,15	0,13	0,511	1,86

## ПРИЛОЖЕНИЕ 8

**Удельные сопротивления  
при качении колеса по рельсу, Н/кН**

От трения качения колеса по рельсу	0,3–0,6
Сопротивление движению трамвая на роликовых подшипниках	0,01–0,02
От трения скольжения колес по рельсам	0,1
От неправильного формирования колесных пар и установки их в тележки	0,2
От влияния вагона	0,15
От ударов колеса на стыках рельсов	0,3–0,6

## ПРИЛОЖЕНИЕ 9

### Нормы виброскоростей в октавных полосах при длительности рабочего дня 8 ч

Средние геометрические значения частот полос, Гц	1	2	4	8	16	31,5	63
Допустимые значения виброускорений, $m/c^2$ :							
вертикальных	1,10	0,79	0,57	0,60	1,14	2,26	4,49
горизонтальных	0,39	0,42	0,80	1,62	3,20	6,38	12,76
Допустимые значения виброскоростей, м/с:							
вертикальных	0,020	0,071	0,025	0,013	0,011	0,011	0,011
горизонтальных	0,063	0,035	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032

## ПРИЛОЖЕНИЕ 10

### Величины средних и наибольших значений коэффициентов динамики, ускорений и показателя плавности хода вагона

Оценка плавности хода вагона	Коэффициент динамики $k_d$		Ускорение вагона, $m/c^2$		Показатель плавности хода
	Вертикальный	Горизонтальный	Вертикальное	Горизонтальное	
Отличная	До 10	До 0,05	1,0	0,5	До 1
Хорошая	0,10–0,15	0,05–0,10	1,0–1,5	0,5–1,0	До 2
Удовлетворительная (допустимая для пассажирских вагонов)	0,16–0,20	0,11–0,15	1,6–2,0	1,1–2,0	До 3,25
Допустимая (для грузовых вагонов)	0,21–0,35	0,16–0,25	2,1–3,5	2,1–3,0	До 4
Непригодная для регулярного движения (по воздействию на конструкцию и организм человека)	0,36 и более	0,26 и более	3,6 и более	3,1 и более	До 5
Небезопасная при длительном движении (по устойчивости вагона и воздействию на организм человека)	Более 0,7	Более 0,4	Более 7,0	Более 5,0	Более 5

**Образец титульного листа отчета о лабораторной работе**

Белорусский национальный технический университет

**Кафедра «Тракторы»**

**Группа 101101-16**

**Лабораторная работа № 1.1  
по дисциплине «Теория подвижного состава»**

**ЗАВИСИМОСТЬ КАСАТЕЛЬНОЙ СИЛЫ  
И РАДИУСА КАЧЕНИЯ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО КОЛЕСА  
ОТ БУКСОВАНИЯ И СКОЛЬЖЕНИЯ**

Выполнил \_\_\_\_\_ И.И. Иванов  
(подпись, дата)

Принял \_\_\_\_\_ П.И. Петров  
(подпись, дата)

Минск 20\_\_



## ПРИЛОЖЕНИЕ 12

### ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА, ВЫПУСКАЕМОГО В РЕСПУБЛИКЕ БЕЛАРУСЬ

#### *П12.1. Троллейбусы*

В настоящее время в Республике Беларусь производителями троллейбусов являются ОАО «МАЗ» и УП «Белкоммунмаш». ОАО «МАЗ» производит троллейбусы модели МАЗ-103Т, УП «Белкоммунмаш» – троллейбусы моделей 201, 213, 321, 333, 42003А и совместно – троллейбусы модели 221.

Конструкция троллейбуса МАЗ-103Т максимально унифицирована с автобусом МАЗ-103 по кузову, основным узлам и системам ходовой части, рулевому управлению, тормозной системе. В троллейбусе используется тяговый электродвигатель постоянного тока с напряжением питания 550 В. Рабочую двухконтурную пневматическую тормозную систему, снабженную ABS, дополняет электродинамическое рекуперативно-реостатное торможение тяговым электродвигателем, причем электродинамическое торможение может осуществляться до скорости 2–3 км/ч. В табл. П12.1 приведены технические характеристики троллейбуса МАЗ-103Т, а на рис. П12.1 – его основные геометрические параметры и планировка салона.

Таблица П12.1

Технические характеристики троллейбуса МАЗ-103Т

Номинальная пассажироместимость, чел.	92
Пассажироместимость при технически допустимой массе, чел.	108
Число пассажирских мест для сиденья	25
Общая площадь, предназначенная для пассажиров, м <sup>2</sup>	21,8
Площадь для размещения стоящих пассажиров, м <sup>2</sup>	11,35
Количество дверей для пассажиров	5
Количество дверей для водителя	1

Внутренняя высота салона в среднем проходе, мм	2375
Высота первой ступеньки над уровнем дороги, мм	338
Высота пола над уровнем дороги, мм	360
Габаритная длина, мм	12160
Габаритная ширина, мм	2500
Габаритная высота, мм	3220
Передний свес, мм	2465
Задний свес, мм	3380
База, мм	6140
Колея передних колес, мм	2046
Колея задних колес, мм	1824
Снаряженная масса, кг	11700
Полная масса, кг	18000
Технически допустимая максимальная масса, кг	19367
Распределение снаряженной массы по осям, кг:	
передняя ось	4100
задняя ось	7600
Распределение полной массы по осям, кг:	
передняя ось	6500
задняя ось	11500
Распределение максимальной массы по осям, кг:	
передняя ось	6955
задняя ось	12412
Ширина коридора, занимаемая троллейбусом при повороте с внешним габаритным радиусом 12,5 м, не более	6,7
Внешний минимальный габаритный радиус поворота, м, не более	11,3
Максимальный подъем, преодолеваемый троллейбусом с полной массой, %, не менее	15
Время разгона троллейбуса с номинальной нагрузкой с места до скорости 60 км/ч, с, не более	26
Максимальная кинематическая скорость, км/ч	65

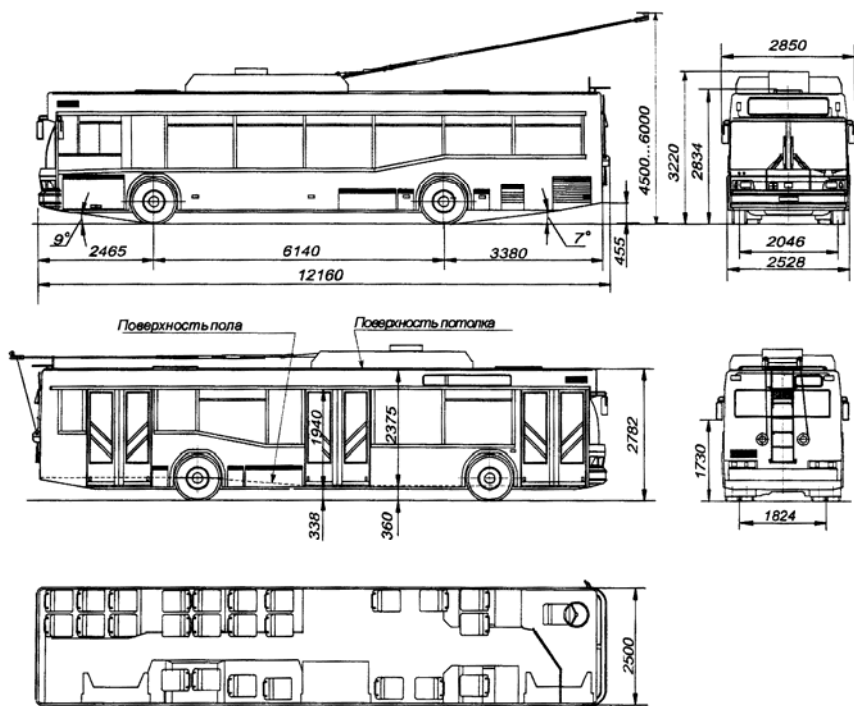


Рис. П12.1. Общий вид троллейбуса МАЗ-103Т

Троллейбус модели 221 – низкопольный, нормальной вместимости, однозвенный, трехдверный, с тиристорно-импульсной системой управления тяговым электродвигателем постоянного тока – разработан с применением машинокомплекта троллейбуса МАЗ-103Т и максимальной унификации тягового электрооборудования и системы управления тяговым электродвигателем с троллейбусом модели 201. На рис. П12.2 представлены основные геометрические параметры троллейбуса модели 221, в табл. П12.2 – его технические характеристики.

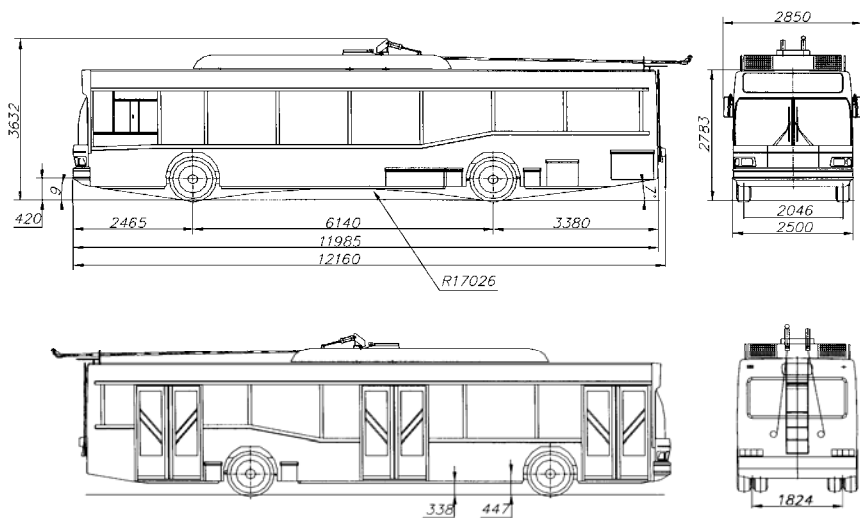


Рис. П12.2. Общий вид троллейбуса модели 221

Таблица П12.2

### Технические характеристики троллейбуса модели 221

Пассажировместимость, чел.	108
Количество мест для сидения	25
Тяговый электродвигатель:	
тип	ДК 211 БМ
мощность, кВт	170
Номинальное напряжение цепей управления, В	24
Масса снаряженного троллейбуса, кг	12250
Максимальная техническая масса, кг	19594
Максимальная установившаяся скорость движения, км/ч	60
Колесная формула / ведущие колеса	4 × 2 / задние

Троллейбус модели 201 является базовой моделью. Он однозвенный, трехдверный, с тиристорно-импульсной системой управления

тяговым электродвигателем постоянного тока. В 2003 г. была проведена модернизация троллейбуса с целью повышения его надежности и улучшения удобства обслуживания. Новая машина стала называться «троллейбус модели 201А7». Отличительными особенностями этого троллейбуса являются перенос электрооборудования из-под пола на крышу, улучшение внешнего вида, а также унификация его электрооборудования с троллейбусом модели 221.

Троллейбус модели 20101 – однозвенный, трехдверный, с контактно-резисторной системой управления тяговым электродвигателем постоянного тока, от базовой модели отличается системой управления тяговым электродвигателем.

На рис. П12.3 показаны основные геометрические параметры троллейбуса модели 201, в табл. П12.3 приведены его основные технические характеристики.

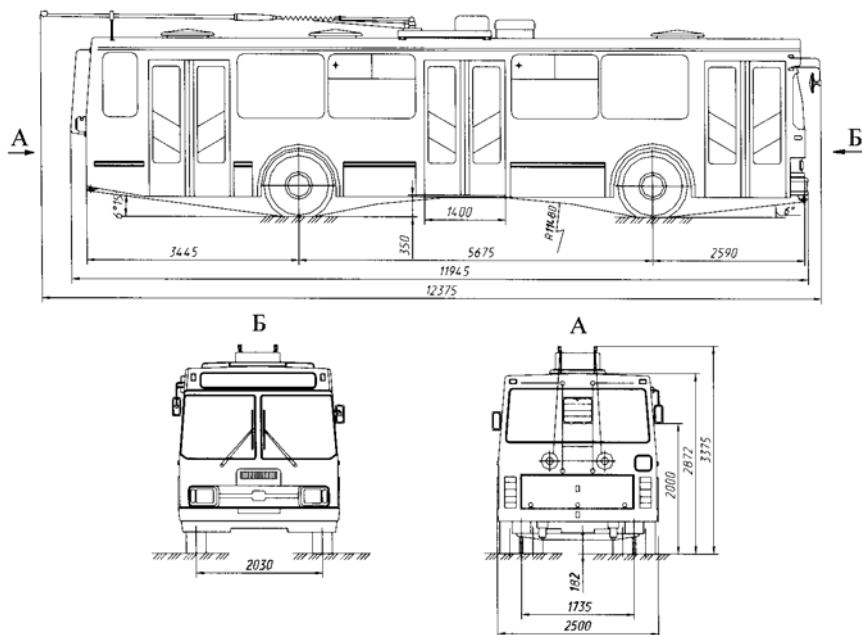


Рис. П12.3. Общий вид троллейбуса модели 201

## Технические характеристики троллейбуса модели 201/20101

Пассажировместимость, чел.	109
Количество мест для сидения	25
Тяговый электродвигатель: тип	ДК 213 (ЭК 213)
мощность, кВт	115
Номинальное напряжение цепей управления, В	24
Масса снаряженного троллейбуса, кг	10445
Максимальная техническая масса, кг	18000
Максимальная установившаяся скорость движения, км/ч	60
Время разгона троллейбуса с максимальной техни- ческой массой до скорости 50 км/ч, с, не более	23
Колесная формула / ведущие колеса	4 × 2 / задние
Колеса	Бездисковые, 8,5 × 20
Шины	Камерные, 12.00R20

Троллейбус модели 213 – повышенной вместимости, двухзвенный (сочлененный), четырехдверный, с тиристорно-импульсной системой управления тяговым электродвигателем постоянного тока – является модификацией базовой модели 201. На рис. П12.4 приведены основные геометрические параметры троллейбуса модели 213, в табл. П12.4 – технические характеристики.

Распределение массы троллейбуса модели 213 по осям составляет, кг:

- снаряженной:
  - через шины передней оси ..... 4600
  - шины средней оси ..... 6200
  - шины задней оси ..... 5700
- максимальной:
  - через шины передней оси ..... 6500
  - шины средней оси ..... 11500
  - шины задней оси ..... 10000

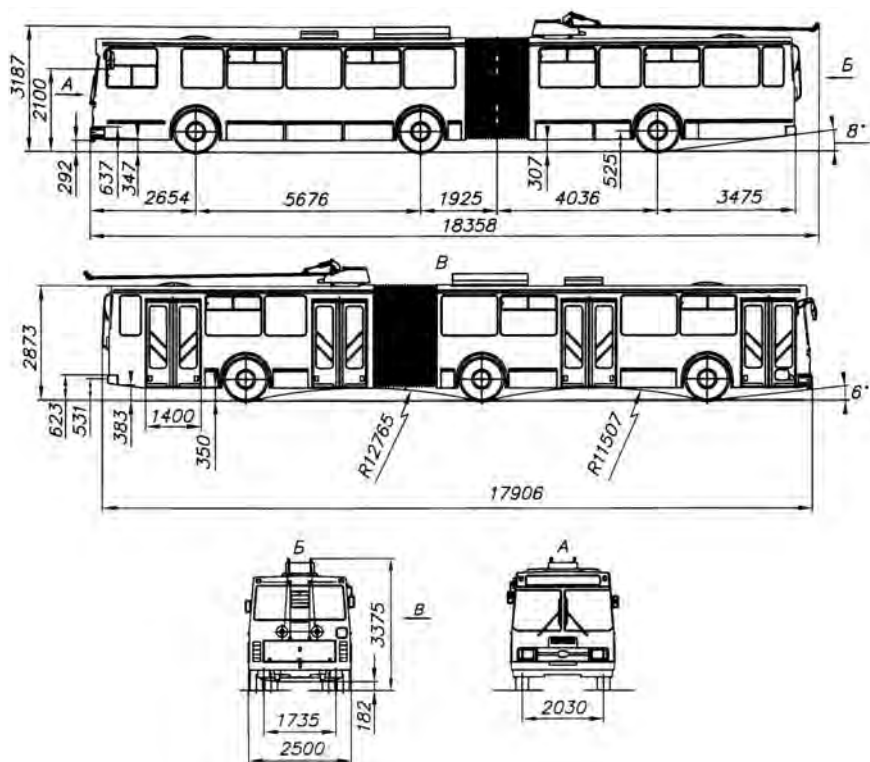


Рис. П12.4. Общий вид троллейбуса модели 213

Таблица П12.4

Технические характеристики троллейбуса модели 213

Пассажировместимость, чел.	168
Количество мест для сидения	41
Тяговый электродвигатель:	
тип	ДК 211 БМ
мощность, кВт	170
Номинальное напряжение цепей управления, В	24

Масса снаряженного троллейбуса, кг	16500
Максимальная техническая масса, кг	28000
Максимальная установившаяся скорость движения, км/ч	55
Время разгона троллейбуса с максимальной технической массой до скорости 50 км/ч, с, не более	34
Колесная формула / ведущие колеса	6 × 2 / средние
Колеса	Дисковые, 8,5 × 20
Шины	Камерные, 12,00R20

Тяговый двигатель ДК-211 БМ постоянного тока последовательного возбуждения с дополнительной независимой обмоткой возбуждения.

Технические данные двигателя ДК-211 БМ:

- напряжение номинальное, В ..... 550
- мощность номинальная, кВт ..... 170
- ток якоря номинальный, А ..... 340
- частота вращения номинальная, мин<sup>-1</sup> ..... 1700
- частота вращения максимальная, мин<sup>-1</sup> ..... 3900
- режим работы номинальный, мин ..... 60
- КПД номинальный, % ..... 91

Троллейбус модели 321 – низкопольный, однозвенный, трехдверный, с транзисторной системой управления тяговым электродвигателем переменного тока. В конструкции троллейбуса предусмотрена возможность установки тиристорно-импульсной системы управления тяговым электродвигателем постоянного тока (троллейбус модели 32102) и транзисторной системы управления тяговым электродвигателем постоянного тока (троллейбус модели 32104).

На рис. П12.5 показаны основные геометрические параметры троллейбуса модели 321, в табл. П12.5 приведены технические характеристики.



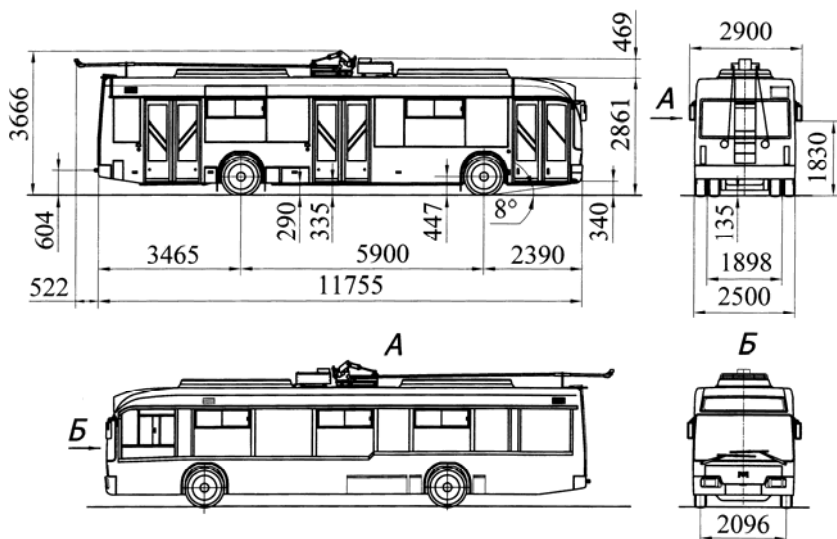


Рис. П12.5. Общий вид троллейбуса модели 321

Таблица П12.5

Технические характеристики троллейбуса модели 321

Пассажировместимость, чел.	115
Количество мест для сидения	29
Тяговый электродвигатель: тип	8ML 3550k/4
мощность, кВт	185
Номинальное напряжение цепей управления, В	24
Масса снаряженного троллейбуса, кг	11100
Максимальная техническая масса, кг	19000
Максимальная установившаяся скорость движения, км/ч	60
Колесная формула / ведущие колеса	4 × 2 / задние
Колеса	Дисковые, 22,5 × 8,25
Шины	Бескамерные, 11/70 R 22,5

Троллейбус модели 333 (базовая модель) – низкопольный, повышенной вместимости, двухзвенный (сочлененный), четырехдверный, с транзисторной системой управления тяговым электродвигателем переменного тока, обеспечивающей снижение потребления электроэнергии до 55 % по сравнению с троллейбусами, использующими реостатно-контакторную систему управления.

Троллейбус модели 33302 – низкопольный, повышенной вместимости, двухзвенный (сочлененный), четырехдверный, с тиристорно-импульсной системой управления двумя тяговыми электродвигателями постоянного тока. Отличается от базовой модели системой управления тяговыми электродвигателями. На рис. П12.6 показаны основные геометрические параметры троллейбуса модели 333, в табл. П12.6 приведены технические характеристики.

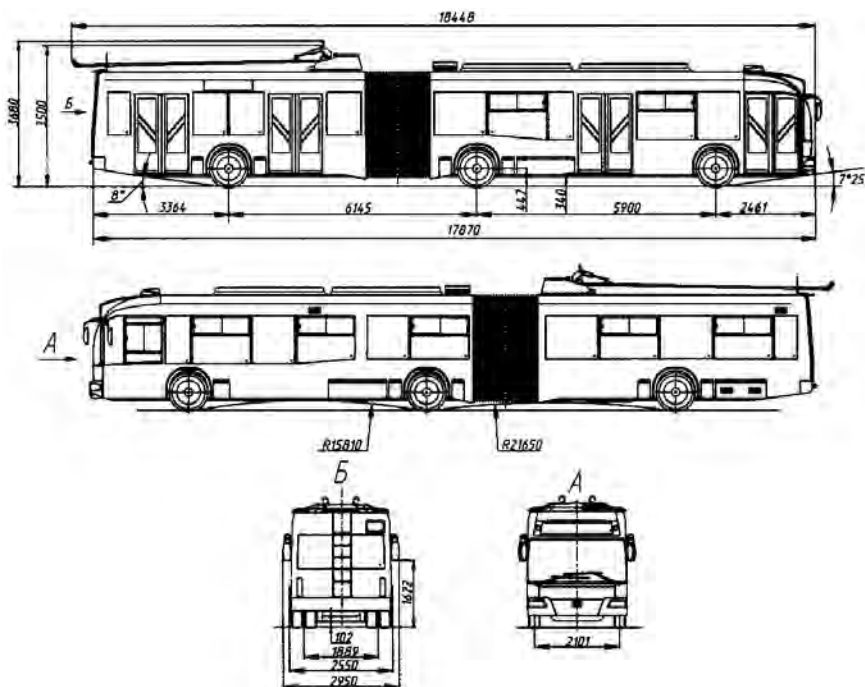


Рис. П12.6. Общий вид троллейбуса модели 333

## Технические характеристики троллейбуса модели 333/33302

Пассажировместимость, чел.	170/164
Количество мест для сидения	37/48
Тяговый электродвигатель: тип	SKODA ML 3550/ ДК 263 Б (2 шт.)
мощность, кВт	180/2 × 80
Масса снаряженного троллейбуса, кг	16440/16773
Максимальная техническая масса, кг	28000
Максимальная установившаяся скорость движения, км/ч	55
Время разгона троллейбуса с максимальной технической массой до скорости 50 км/ч, с, не более	34
Колесная формула / ведущие колеса	6 × 2 / средние / 6 × 4 / средние и задние
Колёса	Дисковые, 22,5 × 8,25
Шины	Бескамерные, 11/70 R 22,5

Распределение массы троллейбуса модели 333 по осям составляет, кг:

- снаряженной:
  - через шины передней оси ..... 4560
  - шины средней оси ..... 5710
  - шины задней оси ..... 6170
- максимальной:
  - через шины передней оси ..... 7130
  - шины средней оси ..... 10290
  - шины задней оси ..... 10580

На троллейбусе модели 333 устанавливают тяговый электродвигатель 8ML 3550 К/4.

Технические характеристики двигателя 8ML 3550 К/4:

– номинальное напряжение, В .....	420
– номинальная мощность, кВт .....	155
– номинальный ток, А .....	279
– число оборотов, мин <sup>-1</sup> :	
номинальное .....	1482
максимальное .....	3778
– расход охлаждающего воздуха, м <sup>3</sup> /с .....	0,15
– масса, кг .....	595
– исполнение .....	IP 20/IC 17
– cos φ .....	0,8
– температурный класс .....	200

Троллейбус модели 42003А – низкопольный, с увеличенной базой, двухдверный, с электронной системой управления на IGBT – модулях тяговым электродвигателем переменного тока и автономным источником энергии на базе конденсаторных батарей. На рис. П12.7 показаны основные геометрические параметры троллейбуса модели 42003А, в табл. П12.7 приведены технические характеристики.

Кузов троллейбуса – одноэтажный, вагонной компоновки, цельнометаллический сварной, несущий, с увеличенной базой. Наружная обшивка выполнена из стеклопластиковых панелей, теплоизоляция салона – из полистирольных плит и вспененного полиэтилена.

Подвеска – зависимая пневморычажная, обеспечивающая возможность наклона кузова с целью понижения высоты подножек на остановках во время входа-выхода пассажиров.

Электронная система управления уровнем пола обеспечивает плавность движения и возможность клиринга на остановках, а также для увеличения проходимости позволяет принудительно приподнять кузов троллейбуса на 90 мм.

Передний управляемый и задний ведущий мосты порталного типа.

Для удобства посадки пассажиров с ограниченной мобильностью в проеме передней двери установлена аппарель с электроприводом и управлением из кабины водителя (либо механическая).

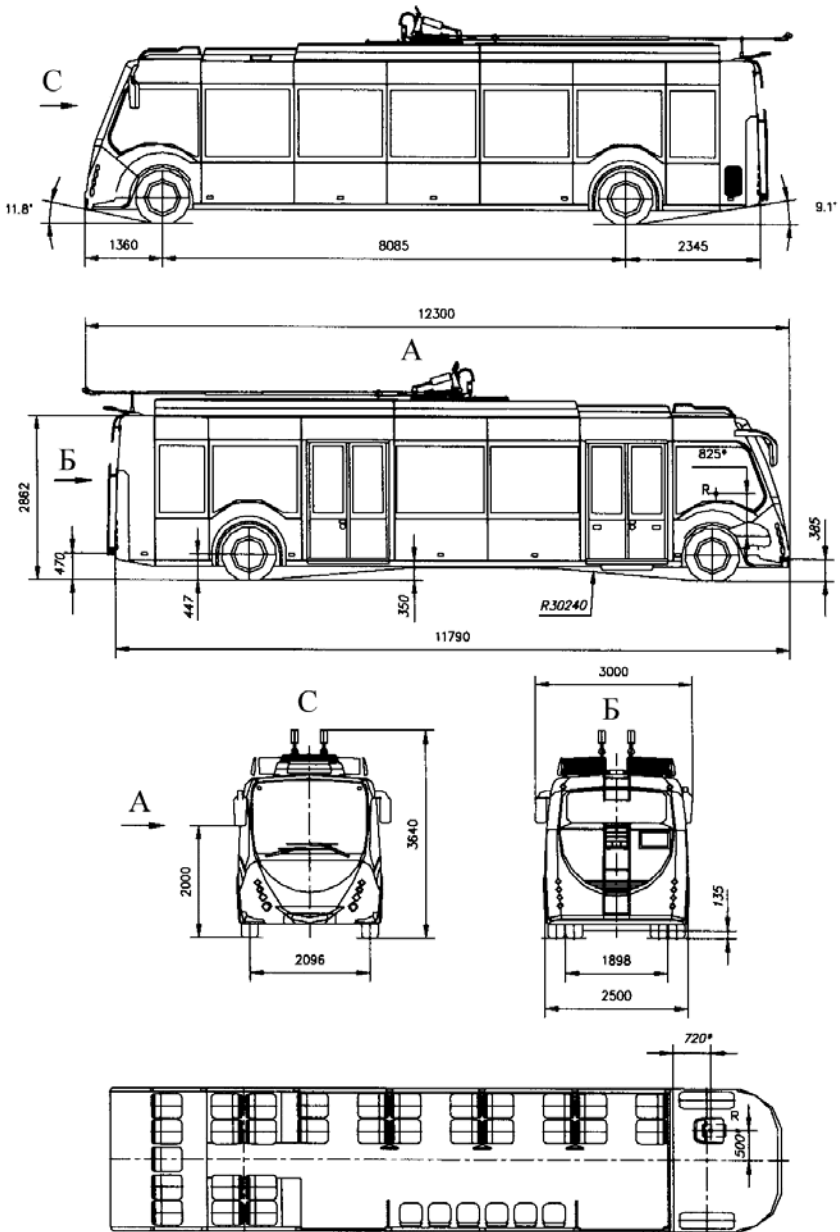


Рис. П12.7. Общий вид троллейбуса модели 42003А

## Технические характеристики троллейбуса модели 42003А

Пассажиروместимость, чел.	100
Пассажиروместимость при технически допустимой массе, чел.	115
Пассажиروместимость при установке конденсаторных батарей, чел.	78
Количество мест для сидения (в том числе откидных)	29 (+6)
Тяговый электродвигатель:	
тип	8ML 3550k4
мощность, кВт	185
Масса снаряженного троллейбуса (при наличии КБ), кг	12600
Полная масса троллейбуса, кг	18000
Максимальная установившаяся скорость движения, км/ч	60
Время разгона троллейбуса с максимальной технической массой до скорости 40 км/ч, с, не более	15
Запас автономного хода троллейбуса с полной массой на прямом горизонтальном участке, не менее, км	5

Система отопления – калориферная, от контактной сети. Установлена система климат-контроля для поддержания температуры в салоне и кабине водителя в заданных пределах.

Система вентиляции – вентиляторы, нагнетающие воздух в салон с заборов извне, форточки салона сдвижного типа и кондиционер салона.

На троллейбусе установлен прибор контроля токов утечки со звуковой и световой сигнализацией.

Троллейбус пассажирский модели 32100D – нормальной вместимости однозвенный трехдверный с транзисторной системой управления тяговым электродвигателем переменного тока. Габаритные размеры троллейбуса 32100D и планировка салона представлены на рис. П12.8.

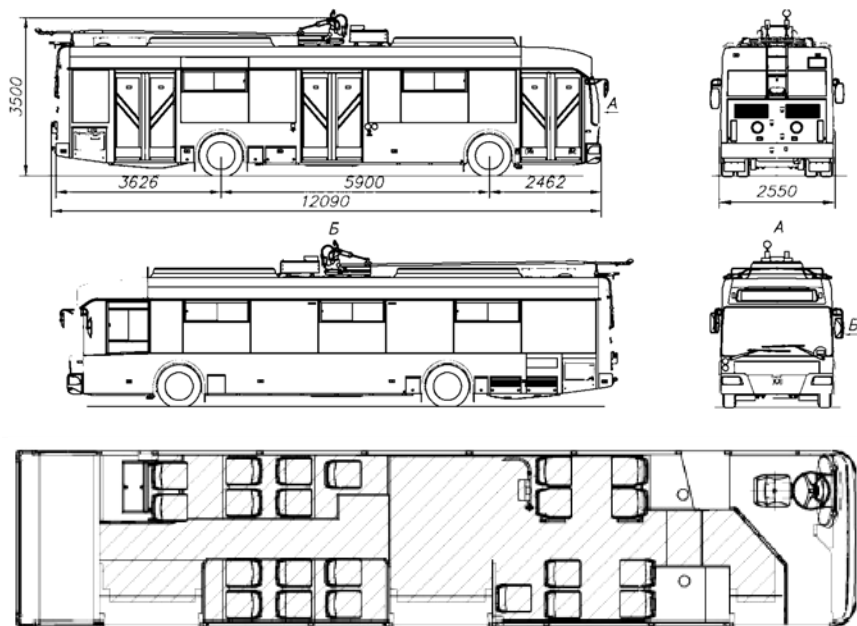


Рис. П12.8. Габаритные размеры и планировка салона троллейбуса модели 32100D

Троллейбус оборудован автономным источником энергии, в качестве которого применены накопители Н16-1 фирмы «Drive Electro». Технические характеристики троллейбуса 32100D приведены в табл. П12.8.

Таблица П12.8

Технические характеристики троллейбуса модели 32100D

Наименование параметра	Значение параметра троллейбуса модели 32100D
Число пассажиров (стоящих и сидящих):	
- без инвалидной коляски	90
- с одной инвалидной коляской	86

Число пассажирских сидений	22
Максимальное число инвалидных колясок	1
Масса снаряженного транспортного средства, кг	11880
Распределение этой массы между осями, кг:	
- первая ось (управляемая)	3600
- вторая ось	8280
Технически допустимая максимальная масса с грузом, кг	18000
Распределение этой массы между осями, кг:	
- первая ось (управляемая)	6500
- вторая ось	11500

На троллейбусе модели 32100D установлен тяговый асинхронный защищенный двигатель трехфазный с короткозамкнутым ротором с самовентиляцией ДТА-6 У1 производства «ПЭМЗ», г. Псков, и имеющим следующие технические характеристики:

- номинальная мощность (на валу), кВт ( $S_2 = 60$  мин) ..... 140
- номинальное линейное напряжение, В ..... 407
- ток обмотки статора, А ..... 237
- частота тока, Гц ..... 50
- частота вращения синхронная,  $\text{мин}^{-1}$ :
  - номинальная ..... 1500
  - максимальная ..... 4000
- номинальный момент на валу, Н·м ..... 894
- максимальное среднеквадратическое значение виброскорости по ГОСТ 20815–93:
  - при частоте вращения  $1500 \text{ мин}^{-1}$  ..... 2,8
  - частоте вращения  $4000 \text{ мин}^{-1}$  ..... 4,5
- средний уровень звука при номинальной частоте вращения, дБА ..... 88
- коэффициент полезного действия, % ..... 93
- масса двигателя, кг ..... 500
- схема соединений фаз обмотки ..... звезда
- степень защиты по ГОСТ 17494–87 ..... IP54



Для обеспечения движения троллейбуса модели 32100D в режиме автономного хода в троллейбусе установлены:

- два блока накопителей Н16-1 в заднем отсеке троллейбуса на выдвижных направляющих (рис. П12.9). На боковой стенке накопителя Н16-1 на крышке располагаются сальники для силовых кабелей сечением 35 мм<sup>2</sup> и разъем управления. Два накопителя Н16-1 соединяются кабелем управления (CAN-шиной), который обеспечивает автономную работу накопителей;

- панель индикации накопителей – в левом верхнем углу в отделении водителя;

- блок контроля заряда – в ящике электрооборудования на крыше троллейбуса;

- преобразователи ПНР 58-36-2 (5 шт.) – на раме преобразователей на крыше троллейбуса;

- преобразователь ПЗ-1 – на раме преобразователей на крыше троллейбуса.

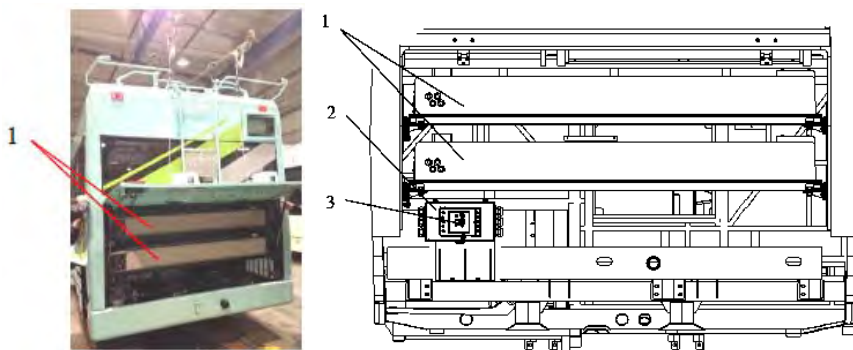


Рис. П12.9. Установка электрооборудования в заднем отсеке:

1 – накопители Н16-1 (2 шт.); 2 – коробка соединительная; 3 – выключатель

Технические характеристики накопителей Н16-1:

- тип аккумуляторов ..... литий-титанатные (LTO)
- максимальное напряжение, В ..... 518
- минимальное напряжение, В (соответствует уровню заряда (SOC) 50 %) ..... 434
- емкость, А·ч ..... 40

– энергоемкость накопителя, кВт·ч .....	17,6
– максимальный продолжительный ток заряда/разряда, А .....	120 (3С)
– максимальный кратковременный ток заряда/разряда, А (до 20 с).....	210 (более 5 С)
– ток срабатывания встроенного быстродействующего предохранителя, А.....	250
– номинальное напряжение питания собственных нужд, В....	24±5
– номинальная потребляемая мощность на собственные нужды, В.....	200
– масса, кг.....	350

Время заряда аккумуляторов автономного хода – от 40 до 90 % емкости – не более 30 мин. Запас автономного хода троллейбуса 15–20 км. Перед началом использования функции «автономный ход» накопители должны иметь уровень заряда не менее 90 %. Если заряд накопителей меньше 70 %, необходимо дозарядить накопители от контактной сети. Перед использованием (режим автономного хода) уровень температур « $T_{\min}$ » и « $T_{\max}$ » накопителей Н16-1 должен быть в пределах от 5 до 35 °С. Режим автономного хода активируется установкой переключателя режима работы, установленно-го на блоке выключателей, в положение АВ ХОД.

### ***П12.2. Трамваи***

В Республике Беларусь единственным производителем трамваев является УП «Белкоммунмаш». В настоящее время заводом выпускаются модели трамваев 60102, 62103 и 84300М. Ранее выпускался сочлененный трамвай модели 743.

Трамвай модели 60102 (рис. П12.10) односекционный, с двумя моторными тележками, трехдверный, с тиристорно-импульсной системой управления тяговым электродвигателем постоянного тока.

Трамвай предназначен для внутригородских перевозок пассажиров на трамвайных линиях с шириной колеи 1524 мм. Конструкция вагона предусматривает возможность его работы на путях с уклонами до 0,090 и протяженностью не более 1000 м. Технические характеристики трамвая модели 60102 приведены в табл. П12.9.

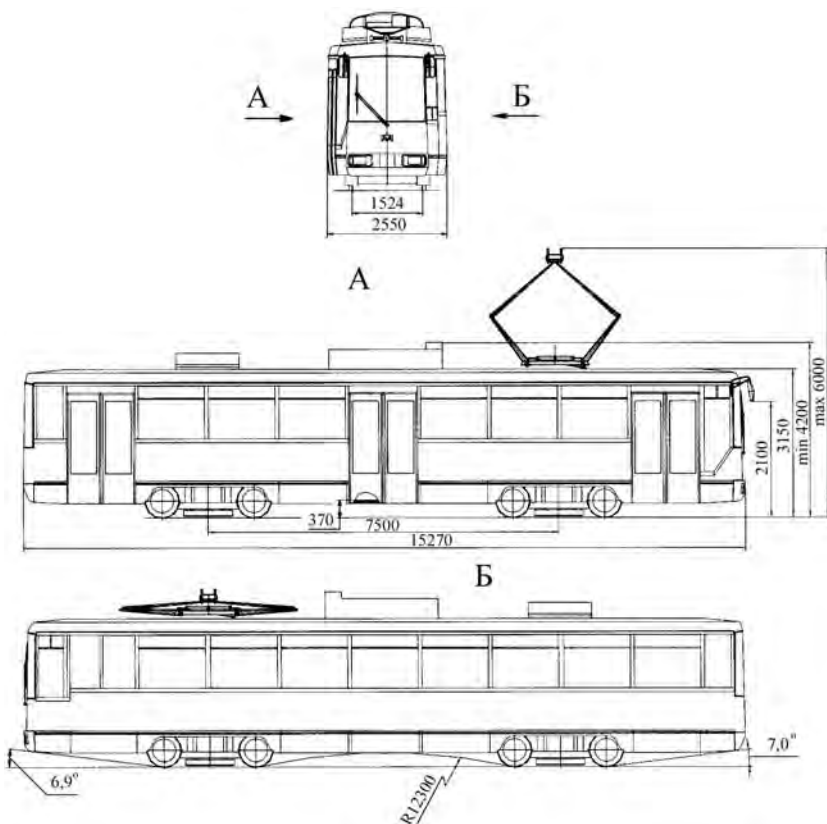


Рис. П12.10. Трамвай модели 60102

Таблица П12.9

Технические характеристики трамвая модели 60102

Количество пассажирских мест для сидения	30
Пассажировместимость, чел.:	
– максимальная (10 чел./м <sup>2</sup> )	211
– номинальная (5 чел./м <sup>2</sup> )	121
Масса снаряженного вагона, кг	20 000
Максимальная техническая масса, кг	34 840

Максимальная установившаяся скорость движения вагона с номинальной технической массой и номинальным напряжением контактной сети на горизонтальном участке пути, км/ч, не менее	62
Время разгона вагона с номинальной технической массой и номинальным напряжении контактной сети с места до скорости 40 км/ч на горизонтальном участке пути, с, не более	11
Удельное энергопотребление на тягу при условной расчетной скорости сообщения 25 км/ч, Вт·ч/т·км, не более	100
Наименьший габаритный радиус прохождения криволинейных участков парковых путей при скорости не более 10 км/ч, м	16
Наименьший габаритный радиус прохождения криволинейных участков эксплуатационных путей, м	20
Рабочая высота токоприемника над уровнем головки рельсов, м: – максимальная – минимальная	6,0 4,2
Длина тормозного пути вагона с номинальной нагрузкой при торможении со скорости 40 км/ч, м, не более: – при служебном торможении – экстренном торможении	60 30
Уровень внешнего шума, создаваемого вагоном, дБ (А), не более	82
Номинальное напряжение цепей управления, В	24
Тяговый электродвигатель: – тип – мощность, кВт	ДК 263Б 4 × 80

Трамвай модели 62103 (рис. П12.11) предназначен для внутригородских перевозок на трамвайных линиях с шириной колеи 1524 мм, односекционный, с двумя моторными тележками, с транзисторной системой управления тяговым электродвигателем, трехдверный, с переменным уровнем пола (низкий пол составляет не менее 40 %), в проеме средних дверей установлена аппарель откидного типа. В салоне напротив средней двери предусмотрено место для инва-

лидной коляски. Двери трамвайного вагона 62103 – поворотнo-выдвижного типа, двухстворчатые, с электромеханическим приводом. Створки дверей при открывании выходят за пределы дверного проема наружу кузова, что обеспечивает максимально возможный открытый проем, упрощает вход и выход пассажиров из салона, уменьшает время пребывания трамвая на остановках. В салоне установлено электронное табло «Бегущая строка», а на панели управления центральное место занимает дисплей, который отображает данные по скорости движения, состоянию дверей, подсистем. Трамвай модели 62103 создан на базе трамвая модели 62102.

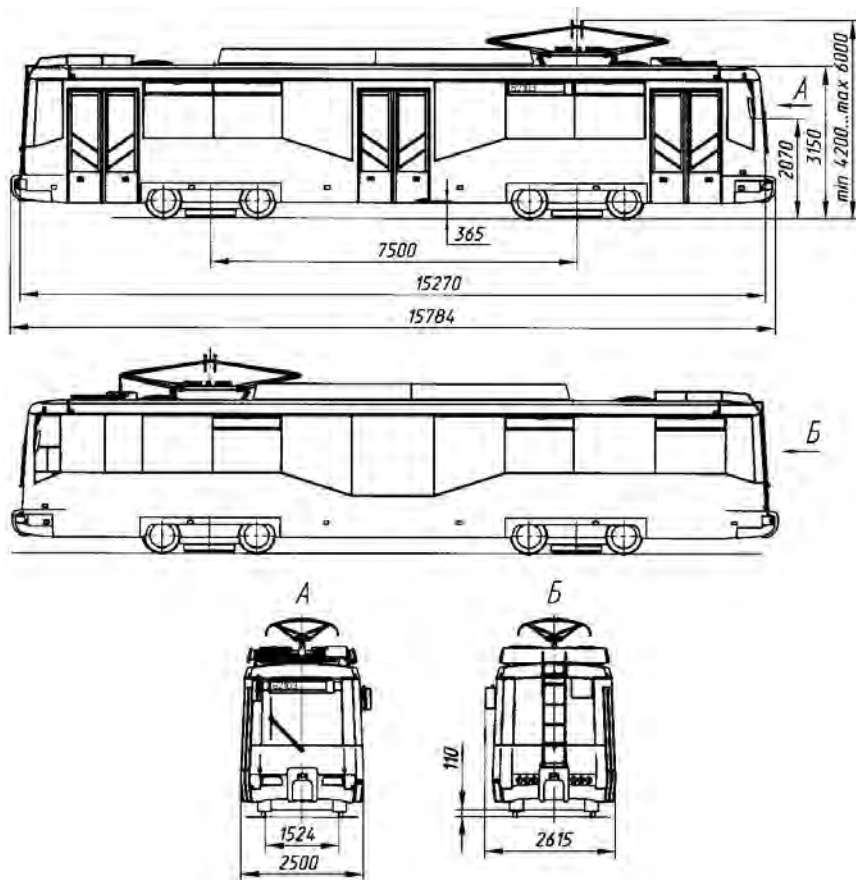


Рис. П12.11. Трамвай модели 62103

Основные технические характеристики трамвая модели 62103 приведены в табл. П12.10.

Таблица П12.10

Технические характеристики трамвая модели 62103

Пассажировместимость, чел.	159
Количество мест для сидения	29
Электродвигатель: – тип – мощность, кВт	Переменного тока 4 × 50
Номинальное напряжение цепей управления, В	24
Масса снаряженного трамвая, кг	20000
Максимальная техническая масса, кг	33515
Максимальная установившаяся скорость движения, км/ч	62

Трамвай модели 743 (рис. П12.12) – повышенной вместимости, трехсекционный, с переменным уровнем пола, двумя моторными и одной ходовой тележками, шестидверный, с тиристорно-импульсной системой управления тяговыми электродвигателями постоянного тока, предназначен для эксплуатации на трамвайных линиях с шириной колеи 1524 мм. Основные технические характеристики трамвая модели 743 приведены в табл. П12.11.

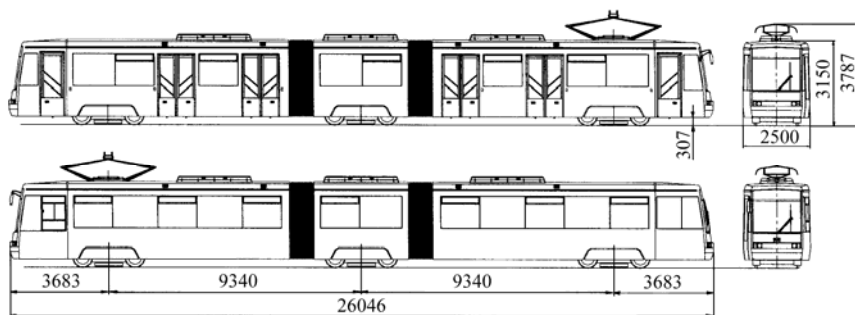


Рис. П12.12. Трамвай модели 743

## Технические характеристики трамвая модели 743

Пассажировместимость, чел.	302
Количество мест для сидения	66
Тяговый электродвигатель: – тип	ДК 263Б
– мощность, кВт	4 × 80
Номинальное напряжение цепей управления, В	24
Масса снаряженного вагона, кг	30 850
Максимальная техническая масса, кг	51 990
Максимальная установившаяся скорость движения, км/ч	62
Время разгона вагона с максимальной технической массой до скорости 40 км/ч, с, не более	16

Трамвай модели 84300М ТУ ВУ 100205408.020–2009 – с низким уровнем пола, двухстороннего движения, трехсекционный, шестиосный, с транзисторной системой управления тяговыми электродвигателями переменного тока – предназначен для эксплуатации на маршрутах, оборудованных контактной сетью и рельсовыми путями с шириной колеи 1524 мм, спроектированных в соответствии со СНиП 2.05.09–90 «Трамвайные и троллейбусные линии». Вагон изготавливается в климатическом исполнении У1 по ГОСТ 15150–69 и рассчитан на эксплуатацию при температуре окружающего воздуха от –40 до +40 °С и среднегодовой относительной влажности 75 % при среднегодовой температуре 15 °С.

Общий вид трамвая модели 84300М с номинальными значениями основных размеров приведен на рис. П12.13.

Основные характеристики вагона:

- число мест для сидения, шт. .... 66
- общее число сидящих и стоящих пассажиров ..... 226
- максимальная техническая масса, кг  
(нагрузка из расчета восемь человек на 1 м<sup>2</sup>) ..... 44 400
- порожняя масса, не более, кг ..... 29 000
- масса при номинальной вместимости  
(нагрузка из расчета пять человек на 1 м<sup>2</sup>), кг ..... 40 000

- максимальная скорость вагона, не менее, км/ч ..... 62
- время разгона до скорости 40 км/ч, не более, с ..... 12
- высота пола от уровня головки рельса (УГР), мм ..... 350/600
- рабочая высота токоприемник над уровнем головки рельсов, м:  
 максимальная ..... 6,0  
 минимальная ..... 4,0
- удельная мощность, кВт/т ..... 9,46

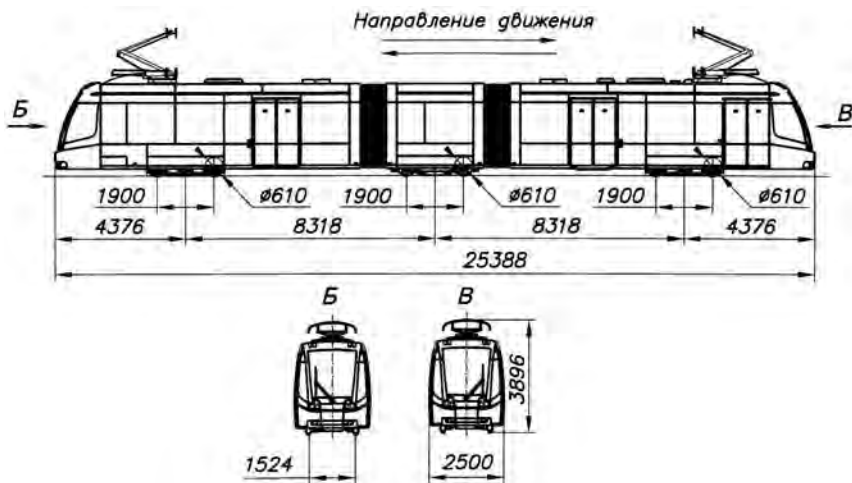


Рис. П12.13. Трамвай модели 84300М

Вагон состоит из трех секций: секция № 1, секция № 2 и секция № 3. Секции кузова – цельнометаллические, сварные, каркасной конструкции, собраны из труб прямоугольного сечения. Секции № 1 и 3 опираются на одинаковые моторные тележки, секция № 2 – на поддерживающую (безмоторную) тележку. Между собой секции соединены шарнирными сочленениями, обеспечивающими взаимный поворот секций в горизонтальной и вертикальной плоскостях и проход пассажиров внутри вагона. Зоны сочленения ограждены гибкими гофрированными ограждениями (гармошками).

Наружная обшивка кузова выполнена из стеклопластиковых панелей. Внутренняя отделка боковых каркасов, крыши, салона и кабины водителя выполнена из стеклопластиковых и металлических панелей. Под ветровым стеклом в средней части предусмотрены две



открывающиеся крышки для доступа к оборудованию вагона. Тепло- и шумоизоляция салона выполнены из полистирольных плит и вспененного полиэтилена, закрепленных между наружной и внутренней обшивками каркаса кузова.

Пол вагона выполнен в двух уровнях: над моторными тележками уровень пола над головкой рельсов составляет 600 мм, в низкой части – 350 мм. Переход с высокой на низкопольную часть салона выполнен в виде ступеньки. Пол в вагоне выполнен из щитов ламинированной фанеры и покрыт линолеумом для автотранспортных средств.

Секции № 1 и 3 оборудованы аппарелью выдвижного типа с электрическим приводом (или откидного типа) для обеспечения удобства посадки пассажиров с ограниченными способностями к передвижению. В салоне секций № 1 и 3 предусмотрена площадка для инвалидной коляски.

На крыше вагона (секции № 1 и 3) установлены однорычажные токоприемники. Токоприемник имеет электромеханический привод для поднятия и опускания его из кабины водителя. Для вентиляции салона в средней части на крыше каждой секции установлены вентиляционные люки. Кабина водителя отделена от пассажирского салона перегородкой. Для выхода водителя перегородка кабины имеет дверь с запорным устройством. В кабине расположены сиденье водителя, органы управления вагоном, зеркало обзора салона. Кабина водителя оснащена защитными противосолнечными шторками, регулируемые по высоте. Сиденье водителя – поддрессоренное, регулируемое по высоте, продольному положению и углу наклона спинки – позволяет водителю подобрать максимально удобное положение для управления вагоном.

Кабина водителя оборудована электрокалориферной системой отопления для обогрева и обдува ветрового и боковых стекол теплым воздухом, кондиционером, местом для установки огнетушителя (с массой порошка не менее 4 кг).

В салоне вагона установлены пассажирские сиденья раздельного типа, расположенные вдоль правого и левого бортов. Планировка салона приведена на рис. П12.14. В низкопольной части салона в секциях № 1 и 3 напротив дверей расположены накопительные площадки для пассажиров. Для стоящих пассажиров салон оборудован горизонтальными и вертикальными поручнями и ограждениями. Поручни изготовлены из стальных труб, окрашенных поли-

мерной краской. В салоне в секциях № 1 и 3 возле сцепного устройства установлены кронштейны с огнетушителями (с массой порошка не менее 4 кг).

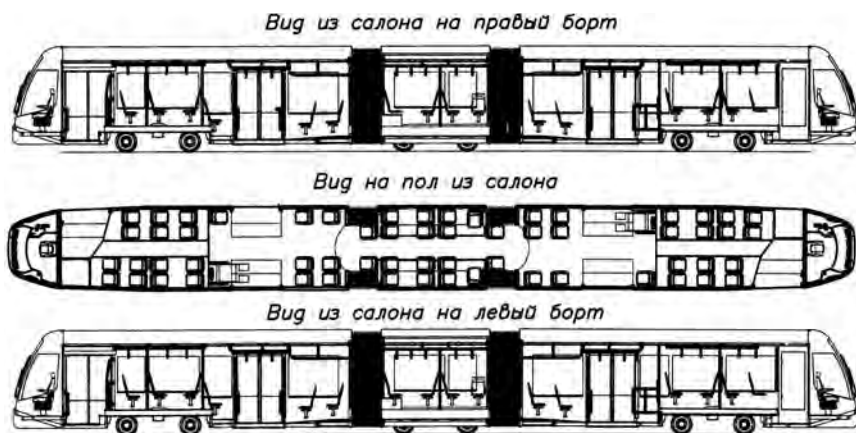


Рис. П12.14. Планировка салона трамвая модели 84300М

Вагон имеет шесть двухстворчатых дверей (по три с каждой стороны) выносного-сдвижного типа с электрическим приводом дверных створок. Привод дверных механизмов обеспечивает автоматическое открытие дверей при попадании пассажира между створками. Ветровые и боковые стекла кабины водителя трехслойные, крепятся к каркасу клеем. Окна пассажирского салона выполнены из теплопоглощающего (затемненного) закаленного стекла, вклеенного в проемы.

На вагоне установлены три тележки.

Под секциями № 1 и 3 расположены две моторные поворотные тележки. На тележках установлены по два электродвигателя переменного тока мощностью по 105 кВт каждый. Моторная тележка вагона имеет двухступенчатое подрессоривание.

Первая ступень подрессоривания обеспечивается креплением колесных пар к раме через резинометаллические элементы. Вторая ступень подрессоривания обеспечивается винтовыми пружинами, резиновыми и гидравлическими амортизаторами.

Рама моторной тележки – шарнирной конструкции, обеспечивающей прохождение неровностей трамвайных путей без кососимметричных нагрузок на элементы тележек.

В каждой моторной тележке установлен датчик уровня, рычажная опора которого передает информацию о загрузке вагона на торозную электронику, осуществляющую корректировку тормозного давления в безмоторной ходовой части в зависимости от информации о загрузке.

Под секцией № 2 установлена неповоротная низкопольная поддерживающая тележка, обеспечивающая проход по этой секции на уровне низкой части пола. Тележка имеет двухступенчатое подрессоривание, которое обеспечивается аналогично подрессориванию на моторной тележке.

Основные технические данные тележек приведены в табл. П12.12.

Таблица П12.12

Характеристики тележек трамвая модели 84300М

Наименование параметра	Моторная тележка	Поддерживающая тележка
Колея, мм	1524	
База тележки для вагона, мм	1900	
Диаметр новых колес по кругу катания для вагона, мм	610	
Клиренс (кроме деталей подвески рельсовых тормозов), мм, не менее	110	
Подрезиненные колеса	Имеются	
Дисковые и рельсовые тормоза	Имеются	
Масса тележки, кг	4500	3000
Передаточное число редуктора	5,9563	—

Колесные пары входят в число элементов ходовых частей вагона, они несут нагрузку от веса вагона и пассажиров и передают ее рельсам, воспринимают удары от неровностей рельсового пути и служат для перемещения вагона по рельсовому пути. На колесные пары также передается тормозная сила нажатия колодок.

Колесные пары с подрезиненными колесами снижают неподрессоренный вес вагона до минимума, так как неподрессоренными ос-

таются лишь бандажи. Они уменьшают динамическое воздействие от неровностей пути на ходовые части вагона, а также шум, возникающий при взаимодействии колес с рельсами.

На вагоне установлены:

а) на моторных тележках:

– комплект ведущих (приводных) колесных пар (4 шт.) с колесами с резиновой амортизацией.

Колёса жестко соединены друг с другом с помощью вала колесной пары, имеющего внутренние опоры, и напрессованы на вал колесной пары. Ступица колеса имеет смазочное отверстие с масло-распределительной канавкой для подачи масла под давлением.

Технические характеристики ведущей колесной пары:

- максимальная статическая нагрузка на колесную пару, т..... 10
- максимальная скорость движения, км/ч..... 75
- межбандажное расстояние сзади, мм ..... 1474
- ширина колеи, мм ..... 1524
- расстояние между центрами опор, мм..... 1200
- диаметр колеса, нового, мм ..... 610
- диаметр колеса, изношенного, мм ..... 530
- привод..... с полым валом
- тормоза ..... тормозной диск на полом валу

б) на низкопольной поддерживающей тележке:

– комплект поддерживающих колесных пар (2 шт.) с колёсами с резиновой амортизацией. Колёса ходовой части не связаны друг с другом. Каждое колесо имеет собственный конический ролико-подшипник.

Технические характеристики поддерживающей колесной пары:

- максимальная статическая нагрузка на колесную пару, т..... 8
- максимальная скорость движения, км/ч..... 75
- межбандажное расстояние, мм..... 1474
- ширина колеи, мм ..... 1524
- расстояние между центрами опор, мм..... 1320
- диаметр колеса, нового, мм ..... 610
- диаметр колеса, изношенного, мм ..... 530
- тормоза ..... тормозные диски, прифланцованные к колесу

Каждая колесная пара поддерживающей тележки тормозится двумя тормозными дисками, которые закреплены снаружи на конце вала, число оборотов которого равно числу оборотов колесной пары. Тормозной диск вентилируется.

### *Редуктор тележки*

Корпус редуктора двухступенчатый, с цилиндрическими зубчатыми колесами. Ведущий и ведомый валы расположены в горизонтальном положении и находятся с одной стороны редуктора. Выходной вал редуктора соединен с колесной парой при помощи резиновой шаровой шарнирной муфты. Для снижения динамических ударов при пуске и торможении применено реактивное крепление редуктора через резинометаллические амортизаторы.

К редуктору крепится тяговый двигатель, который соединен с ведущим валом посредством гибкой мембранной муфты.

### *Колесо с резиновой амортизацией*

Колесо с резиновой амортизацией состоит:

- из бандажа колеса с уступами в отверстии для осевого охвата резиновых элементов;
- резиновых элементов, базирующихся на каучуковой смеси. Резиновые элементы способствуют амортизации бандажа колеса по отношению к ступице дискового колеса в радиальном, осевом и тангенциальном направлениях;
- ступицы дискового колеса с дном обода из двух половин для удержания резиновых элементов с помощью боковых выступов;
- замочного кольца обода с дном обода из двух половин для удержания резиновых элементов с помощью боковых выступов. Замочное кольцо обода дополнительно зафиксировано резьбовым соединением на ступице дискового колеса;
- конического прессового соединения между замочным кольцом и ступицей дискового колеса с отверстием для подачи масла под давлением;
- расположенных снаружи перемычек для прохождения тока между бандажом колеса и замочным кольцом обода (только для ведущей колесной пары).

## *Центральное подрессоривание*

Центральное подрессоривание предназначено для обеспечения нормируемой плавности хода вагона в различных режимах работы.

Концы шкворневых балок опираются на комплекты пружин и колец амортизаторов, установленных на продольных балках.

Комплект подрессоривания состоит из шести резиновых колец и двух пружин. Нагрузка от кузова через шкворневую балку передается на продольные балки и далее через буксовые амортизаторы на ось колесной пары.

По мере возрастания нагрузки комплект рессорного подвешивания работает в следующей последовательности:

- совместная работа пружин и резиновых амортизаторов до момента соприкосновения витков пружин;
- работа резиновых колец до момента упора поддона в резиновую прокладку, расположенную на продольной балке;
- совместная работа резиновых колец и прокладки.

Пятник шкворневого узла обеспечивает поворот тележки до  $15,5^\circ$  от оси вагона при движении в кривых.

## *Тормозные системы*

Вагон оборудован независимо действующими тормозными системами:

а) служебной. Функции служебной тормозной системы выполняет электрическая система электродинамического торможения (ЭДТ), развиваемая тяговыми электродвигателями, переведенными в генераторный режим при снижении скорости вагона до 5 км/ч, с последующим дотормаживанием механическим тормозом (МТ) до его полной остановки. В случае отказа ЭДТ торможение осуществляется МТ;

б) стояночной. Функции стояночной тормозной системы выполняет механическая тормозная система, которая включается принудительно из кабины водителя независимым органом управления;

в) экстренной (аварийной).

Функции экстренной тормозной системы обеспечиваются совместным действием ЭДТ и магнитно-рельсового тормоза (МРТ) с одновременной подачей песка на рельсы и включением наружной звуковой сигнализации.

Экстренная тормозная система должна срабатывать:

- при включении контроллера в кабине водителя в крайнюю тормозную позицию;
- отпуске педали безопасности в кабине водителя (совместное действие МТ и МРТ).

### *Магнитно-рельсовый тормоз*

Магнитно-рельсовый тормоз предназначен для торможения вагона за счет трения башмаков по рельсам. Каждая тележка оснащена двумя магнитно-рельсовыми тормозами с подвеской пружины сжатия над головками рельсов с двух сторон тележки. Магнитно-рельсовый тормоз оборудован неподвижными магнитами с прочностью сцепления каждого тормозного магнита  $64 \text{ кН} \pm 5 \%$ . Все магнитно-рельсовые тормоза установлены в низкой подвеске. Регулировка подвешенных к тележке рельсовых тормозов производится в вертикальной плоскости регулировочными гайками, расположенными в верхней части подвески рельсового тормоза, при этом зазор между тормозом и головкой рельса должен быть в пределах 7 мм. Максимальный допустимый износ рельсового башмака не должен превышать 13 мм.

Рельсовые тормоза включаются:

- при постановке рукоятки контроллера водителя в крайнюю тормозную позицию;
- отпуске педали безопасности;
- нажатии на выключатель на пульте.

### *Тяговый двигатель*

Тяговый двигатель предназначен для привода в движение колесных пар вагона. На вагоне установлены четыре тяговых двигателя переменного тока DKCBZ 0211-4FA (по два на каждой моторной тележке). Каждый тяговый двигатель подключен непосредственно к отдельному тяговому инвертору.

Технические характеристики электродвигателя DKCBZ 0211-4FA:

- номинальная мощность, кВт ..... 105
- номинальный момент, Н·м ..... 563
- номинальное число оборотов,  $\text{мин}^{-1}$  ..... 1780

– максимальное число оборотов, мин <sup>-1</sup> .....	4463
– номинальная частота, Гц .....	60
– номинальное напряжение, В .....	430
– номинальный ток, А .....	190
– максимальный пусковой момент, Н·м .....	750
– максимальный тормозной момент, Н·м .....	840
– КПД, % .....	93,33

В 2012 г. УП «Белкоммунмаш» преобразовано в ОАО «Штадлер Минск», которое вошло в состав «Stadler Rail Gruppe». ОАО «Stadler Minsk» разработало 100%-низкопольные трамвайные вагоны моделей В853 с одной кабиной управления и В85300М – с двумя кабинами управления, предназначенные для рынков Центральной и Восточной Европы. Данные модели были представлены на рынке в 2014 г. Сочленённые низкопольные вагоны с повышенной пассажироместимостью состоят из трёх секций. Вагоны предназначены для эксплуатации при температурных режимах от –40 до +40 °С. Трамвайные вагоны В853 и В85300М базируются на 80%-низкопольных трамваях моделей 843/84300М, которые были доработаны для того, чтобы соответствовать новейшему техническому состоянию производственной номенклатуры фирмы Stadler. Концепция трамвайных вагонов моделей В853 и В85300М предназначена для высокоскоростных городских линий с большим пассажиропотоком. Общий вид и планировка салона вагона В85300М представлены на рис. П12.15. Технические характеристики вагонов моделей В853 и В85300М приведены в табл. П12.13.

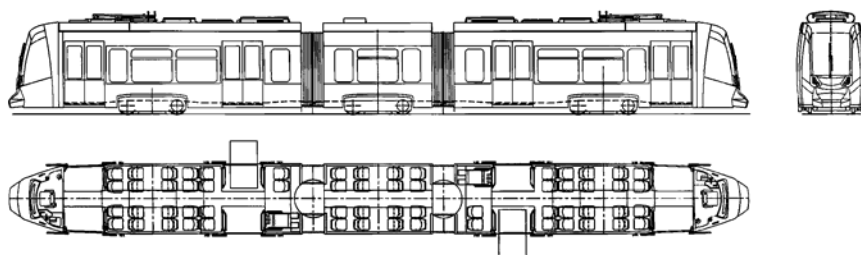


Рис. П12.15. Общий вид и планировка салона трамвая модели В85300М



Таблица П12.13

## Характеристики трамваев моделей В853 и В85300М

Наименование параметра	С одной кабиной управления В853	С двумя кабинами управления В85300М
Колея, мм	1524	
Напряжение в сети, В	От 400 до 720	
Количество сидячих мест	70	60
Количество стоячих мест (5 чел./м <sup>2</sup> )	108	130
Количество стоячих мест (8 чел./м <sup>2</sup> )	136	164
Пассажировместимость (8 чел./м <sup>2</sup> , сидячие места + стоячие места)	206	224
Высота пола, мм:		
низкий уровень пола	370	
низкий уровень пола над тележками	483	
Ширина дверного проема, мм	1300	
Количество дверей на одной стороне	4	4 + 4
Длина, мм	26716	
Ширина, мм	2500	
Масса снаряженного трамвая, кг	33000	
Максимальная техническая масса, кг	49450	50500
Максимальная нагрузка на колесную пару, т	10	
База моторной тележки, мм	1800	
Диаметр колеса, мм:		
нового	610	
использованного	530	
Суммарная номинальная мощность двигателей, кВт	420	
Суммарная максимальная мощность двигателей, кВт	560	
Тяга, кН	60	
Максимальное ускорение, брутто, м/с <sup>2</sup>	1,24	
Максимальная скорость, км/ч	75	
Песочницы с электроподогревом	6	8
Форсунки для смазки реборд колес	4	8

## ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

Аварийное торможение .....	125
Время срабатывания тормозной системы .....	125
Вспомогательная тормозная система .....	124
Давление в центре контакта колеса с рельсом .....	39
Коэффициент буксования .....	14
Коэффициент поперечного сцепления .....	24
Коэффициент скольжения .....	15
Коэффициент сопротивления боковому уводу шины.....	24
Коэффициент сцепления.....	18
Критерии оценки разгонных свойств .....	45
Максимальный коэффициент сцепления .....	17
Максимальный продольный уклон.....	112
Минимальный тормозной путь .....	124
Оценочные критерии тягово-скоростных свойств .....	45
Поверхность распределения давлений по контактной площадке колеса с рельсом.....	42
Предельный уклон.....	113
Приемистость.....	45
Рабочая тормозная система .....	124
Радиус качения колеса в зависимости от режима качения.....	15
Разгон.....	45
Служебное торможение .....	125
Сочленённый троллейбус .....	59
Стабилизирующий момент.....	23
Стояночная тормозная система.....	124
Текущие координаты опорной поверхности цилиндрического колеса на рельсе .....	42
Торможение .....	123
Тормозной режим .....	123
Тягово-скоростные свойства .....	45
Тяговый режим .....	45
Угол бокового увода .....	22
Установившееся замедление .....	124

Учебное издание

**АТАМАНОВ** Юрий Евгеньевич  
**ПЛИЩ** Владимир Николаевич

## **ТЕОРИЯ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА**

Учебно-методическое пособие  
по лабораторным работам  
для студентов специальности  
1-37 01 05 «Городской электрический транспорт»

В 2 частях

Часть 1

**КОЛЁСНЫЙ ДВИЖИТЕЛЬ.  
ТЯГОВО-СКОРОСТНЫЕ И ТОРМОЗНЫЕ СВОЙСТВА**

Редактор *Т. Н. Микулик*  
Компьютерная верстка *Н. А. Школьниковой*

Подписано в печать 07.04.2017. Формат 60×84 1/16. Бумага офсетная. Ризография.  
Усл. печ. л. 11,28. Уч.-изд. л. 8,82. Тираж 100. Заказ 616.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.  
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя  
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.