

## НАГРУЖЕННОСТЬ МЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ ТЯГОВОГО ПРИВОДА ТРОЛЛЕЙБУСА

*Канд. техн. наук САФОНОВ А. И., инж. АВТУШКО С. В.*

*Белорусский национальный технический университет,  
РУП «Минский автомобильный завод»*

При расчетах для реальных условий эксплуатации первоочередной задачей является установление эксплуатационных нагрузочных режимов. Для этого используются квазистатические, кинематические и динамические модели машины [1].

Очевидно, что степень адекватности любой модели напрямую зависит от полноты и качества установления и описания упомянутых выше эксплуатационных нагрузочных режимов, учитывающих или не учитывающих особенности конструкции, тягово-сцепные условия, скорость движения, интенсивность разгона и торможения, осевые нагрузки и количество ведущих мостов, взаимодействие звеньев в шарнирно-сочлененных машинах, режим работы, особенности кинематической схемы трансмиссии, характеристики двигателя и элементов привода. В этой связи анализ нагруженности тягового привода троллейбуса в зависимости от степени точности, адекватности и экономичности математической модели возможно проводить по трем расчетным режимам [2–4]. В основе первого – расчетный момент на рассматриваемом валу трансмиссии, определяемый через максимальный момент двигателя. Во втором режиме расчетный момент определяется по максимальному сцеплению ведущих колес с дорогой. Третий расчетный режим, наиболее адекватно учитывающий реальные динамические нагрузки, наблюдающиеся при переходных режимах движения машины, предусматривает определение расчетного момента с учетом коэффициента динамичности  $k_d$ .

Если параметры 1-го и 2-го нагрузочных режимов установить достаточно просто, то определение максимальных динамических нагрузок (коэффициента  $k_d$ ) – сложная задача, требующая моделирования реальных процессов, происходящих в трансмиссии и зависящих от перечисленных факторов.

Работы в данном направлении проводились практически с момента создания первых троллейбусов. Наиболее известны среди них – исследования 1950–1960-х гг. И. С. Ефремова, В. Л. Марковникова и др. В них, в частности, отмечается, что для более полной, по сравнению со статическими методами, оценки действительных нагрузок, возникающих в трансмиссии троллейбуса при пуске, необходимо учитывать ударные моменты, связанные с поглощением кинетической энергии якоря тягового электродвигателя при выборе люфтов тяговой передачи [4]. Наличие ударных моментов при этом объясняется прежде всего несовершенством преобладающих на тот момент реостатно-контакторных систем управления тяговым двигателем, обеспечивающих скачкообразное (ступенчатое) нарастание тягового момента. Для со-временного же подвижного состава (1970-е гг.), оборудованного системами плавного бесступенчатого изменения тяговой характеристики двигателя (тиристорно-импульсные системы управления (ТИСУ)), ударные нагрузки тяговой передачи практического влияния на прочность не имеют [4]. Данные системы, вытесняемые в настоящее время еще более экономичными и совершенными цифровыми системами управления на IGBT-матрицах, позволяют задавать практически любой закон, в том числе любую бесступенчатую интенсивность, изменения тока двигателя, сводя на нет влияние люфтов в передаче на ее нагруженность и обеспечивая при этом необходимые тягово-скоростные качества троллейбуса.

Один из вариантов решения проблемы динамической нагруженности трансмиссии троллейбуса предлагается в [5]. Однако объектом исследования в ней также является троллейбус, оборудованный устаревшей реостатно-контак-

торной системой управления, учитываются люфты в трансмиссии троллейбусов, регламентируемые с 1970–1980-х гг., используется упрощенная двухмассовая расчетная схема с одним суммарным люфтом трансмиссии, не учитывающая рассеивание кинетической энергии в промежуточных звеньях передачи, накопленной при выборке отдельных люфтов.

Таким образом, исследования, посвященные снижению динамической нагруженности трансмиссии современных троллейбусов, оборудованных актуальными системами управления тяговым двигателем, учитывающие специфику работы трансмиссии не только в тяговом, но и в тормозном режимах практически отсутствуют. А в отличие от нагрузочных режимов автомобилей в нагрузочных режимах троллейбусов присутствуют так называемые отрицательные (тормозные) моменты, доля которых составляет не менее 50 % от их общего количества [6]. В связи с этим требуется корректировка существующих методик оценки надежности зубчатых зацеплений и других элементов трансмиссий троллейбусов.

Основная задача данной статьи – анализ результатов исследований динамики современных троллейбусов с учетом специфики их конструкций и эксплуатационных режимов с целью дальнейшего определения расчетных динамических моментов и выработки рекомендаций по снижению нагруженности элементов в механической передаче тягового привода.

Помимо отмеченных выше факторов при разработке расчетной схемы и математической модели учитывались наиболее неблагоприятные с точки зрения нагруженности режимы работы троллейбуса и вводился без существенной потери адекватности ряд допущений: наибольшие динамические нагрузки в трансмиссии возникают при резком трогании с места с быстрым нарастанием тягового момента двигателя (за 0,5–1,5 с); при торможении троллейбуса могут возникать большие динамические нагрузки на участке силовой передачи между тормозным механизмом и тяговым двигателем в силу относительно большого момента инерции последнего; при наличии в приводе симметричного дифференциального разветвления потока мощности величины моментов в правой и левой ветвях считать идентичными; троллейбус в це-

лом и тяговый привод как составная часть являются системами с распределенными параметрами, но при разработке расчетной схемы с целью упрощения без потери адекватности, трансмиссия представляется в виде колебательной системы с дискретными параметрами (основанием для возможности дискретизации является наличие в трансмиссиях выраженного дискретного спектра собственных частот колебаний в диапазоне до 200 Гц); тягач и прицеп имеют симметричную относительно продольной плоскости, проходящей через их центр масс, развесовку и не совершают поперечных колебаний; массы переднего, заднего мостов тягача и моста прицепа рассматриваются как точечные массы, совершающие движения вдоль вертикальной оси и имеющие одну степень свободы; тягач и прицеп движутся прямолинейно; жесткостные характеристики шин и подвески линейны и пропорциональны их деформации.

Разработанная математическая модель [7, 8], учитывающая выше обозначенные обстоятельства, позволяет оценивать тягово-скоростные свойства троллейбуса, а также исследовать нагруженность его трансмиссии. Данная модель, особенностью которой является сочетание механической трансмиссии, не содержащей коробки передач и фрикционных элементов, и тягового электродвигателя, а также учитывающая перераспределение по мостам сцепного веса, включает в себя три основные подсистемы. Первая подсистема моделирует поступательное движение троллейбуса и учитывает его колебательный характер, т. е. жесткостные и демпфирующие свойства не только подвески, но и тягово-сцепного устройства. Вторая – представляет собой математическую модель трансмиссии, а третья – моделирует работу тягового электродвигателя.

Обоснование и описание тяговых характеристик двигателя вида  $M_{дв} = f(\omega_{дв})$  (зависимость момента от угловой скорости) рассматривались в [9]. Эта зависимость достаточно точно описывает характеристики двигателей троллейбусов, что в дальнейшем позволит оценить точность и адекватность всей комплексной математической модели на основании сравнительного анализа результатов моделирования и экспериментальных исследований. Интенсив-

ность нарастания тягового момента во времени при трогании троллейбуса описывалась дополнительно.

Широко известен разрабатываемый в ОИМ НАН Беларуси комплекс методик и пакетов программ по автоматизированному построению и расчетам трансмиссий мобильных машин [1, 10]. В их основу положены известные принцип регулярности структурных схем и методика применения базовых (типовых) элементов [10–12], которые нацелены на создание именно универсальных и автоматизированных продуктов по проектированию. В этой связи представляется возможным автоматизировать с их помощью проектирование и расчет в том числе трансмиссии троллейбуса. А предложенная выше динамическая модель может служить некоторым дополнением, учитывающим специфику троллейбуса и облегчающим процесс проектирования. При необходимости с помощью разработанного математического описания можно дополнить базы данных (элементов, характеристик и т. п.) имеющихся программных продуктов, особенно в части моделирования: характеристик электродвигателя [9] в тяговом и тормозном режимах; специфической для сочлененного троллейбуса расчетной схемы; режимов совместной работы рабочей и вспомогательной тормозных систем.

Результаты теоретических исследований, полученных в ходе реализации описанной выше комплексной математической модели, представлены на рис. 1–3.

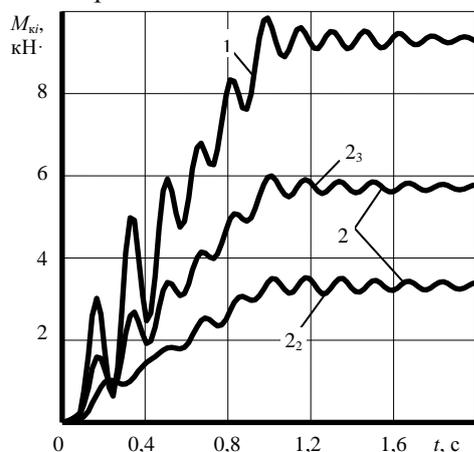


Рис. 1. Изменение тягового момента на одном из ведущих колес трехосного сочлененного троллейбуса полной массы: 1 – один (третий) ведущий мост; 2 – два (2<sub>1</sub> – второй; 2<sub>2</sub> – третий) ведущих моста

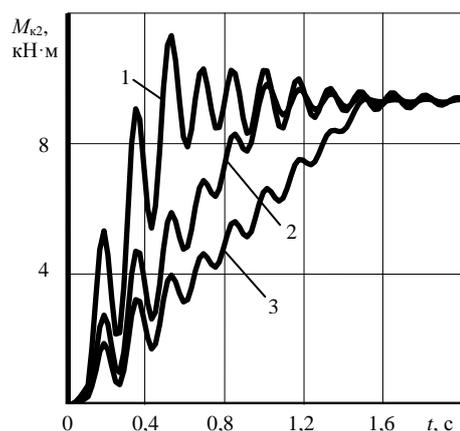


Рис. 2. Изменение тягового момента на одном из ведущих колес трехосного сочлененного троллейбуса полной массы с одним (вторым) ведущим мостом при различном времени  $t_n$  нарастания момента двигателя: 1 –  $t_n = 0,5$  с; 2 – 1,0; 3 – 1,5 с

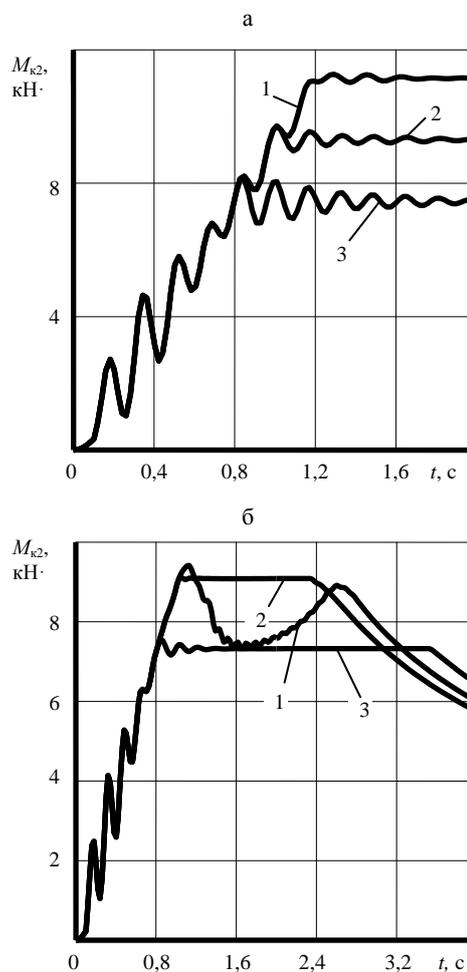


Рис. 3. Изменение тягового момента на одном из ведущих колес трехосного сочлененного троллейбуса с одним (вторым) ведущим мостом при максимальном крутящем моменте двигателя, равном: 1 – 2400 Н·м; 2 – 2000; 3 – 1600 Н·м; а – полная масса троллейбуса, б – снаряженная масса

Как показал анализ, наибольшие по величинам крутящие моменты, нагружающие элементы ведущих мостов, как и предполагалось, имеют место при трогании троллейбуса с полной загрузкой.

Следует отметить, что динамические моменты в элементах тягового привода имеют колебательный затухающий характер. Вследствие высокой жесткости тягового привода качественный характер изменения моментов во всех элементах имеет идентичный характер, и разница заключается лишь в количественных значениях пиковых нагрузок.

При этом пиковые значения не всегда пропорциональны передаточным отношениям, а, как показали исследования, определяются соотношениями инерционных и жесткостных характеристик.

Исследованиями установлено, что введение в трансмиссию дополнительного демпфера практически не влияет на характер изменения и величины максимальных динамических нагрузок (разница 2–3 %). Это связано с достаточно высокими значениями инерционных характеристик звеньев системы, относительно высокими жесткостями и короткими ветвями распределения момента двигателя к колесам. В этом смысле силовые передачи автомобиля, имеющие большое число динамических звеньев и податливостей (сцепление, коробка передач и пр.), являются более чувствительными к изменению характеристик динамической системы.

Анализ результатов также показал, что максимальные нагрузки существенным образом зависят от наличия второго ведущего моста (рис. 1) и интенсивности разгона, которая при моделировании задавалась временем выхода тягового двигателя на максимальный крутящий момент (рис. 2) и величиной этого момента (рис. 3). Так, при сравнении нагруженности трансмиссии троллейбусов с одним и двумя ведущими мостами (рис. 1, 2) очевидна меньшая нагрузка последних как в начальный, так и в установившийся периоды разгона в силу распределения тягового усилия на два моста. Так, коэффициент динамичности  $k_d$ , определяемый отношением максимального значения момента к его установившемуся значению, снижается с 1,065 (рис. 1, кривая 1) до 1,034 (рис. 1, кривые 2<sub>3</sub> и 2<sub>2</sub>), а установившееся значение момента на одном из

ведущих колес снижается с 9,3 до 5,8 кН·м на третьем и до 3,4 кН на втором мосту (рис. 1).

Как видно из рис. 2, со снижением интенсивности разгона (увеличением времени нарастания  $t_n$  тягового момента двигателя до максимального значения) величина динамических моментов, нагружающих детали тягового привода троллейбуса, также снижается. При этом в случае  $t_n \geq 1,5$  с практически отсутствуют колебания крутящего момента в тяговом приводе троллейбуса. Коэффициент  $k_d$  снижается с 1,21 при  $t_n = 0,5$  с до 1,05 при  $t_n = 1$  с (рис. 2). Следует также отметить равнозначность, с точки зрения нагруженности привода, трансмиссий со 2-м или 3-м ведущим мостом сочлененного троллейбуса (рис. 1, кривая 1, рис. 2, кривая 2), так как максимальные и установившиеся значения моментов в этих случаях практически одинаковы ( $k_d = 1,05$ – $1,065$ ;  $M_{ki} = 9,3$ – $9,38$  кН·м). Невысокие значения  $k_d$  (от 1,034 до 1,065) при нарастании тягового момента до максимального значения за время, большее 1–1,5 с, дают основание утверждать, что нагруженность трансмиссии в этих случаях с достаточной степенью точности можно оценить, используя статические модели.

Величина максимально ограничиваемого момента  $M_{дв.маx}$  двигателя оказывает очевидное влияние на нагрузку тягового привода, а также на ее продолжительность (рис. 3). Так, с повышением  $M_{дв.маx}$  пропорционально увеличивается установившееся значение момента на ведущем колесе, однако продолжительность его действия в силу тяговой характеристики двигателя сокращается. В свою очередь, снижение загрузки троллейбуса в этой ситуации может привести к повышенному буксованию ведущих колес и, как следствие, к изменению характеристики нагруженности (рис. 3б, кривая 1).

Адекватность разработанной математической модели подтверждается результатами дорожных испытаний троллейбуса, оборудованного ТИСУ, проведенными испытательным центром РУП «МАЗ» с целью исследования нагруженности трансмиссии. Отдельные результаты этих исследований опубликованы в [6], а также представлены на рис. 4. Сравнительный анализ диаграммы на рис. 4 и кривой 3 на рис. 2, полученной при моделировании аналогичных схемы и условий эксплуатации (процесс трогания троллейбуса при одинаковой ин-

тенсивности нарастания тягового момента), показал качественное соответствие (одинаковые показатели переходного процесса) зависимостей, смоделированных и полученных экспериментально. Количественное же различие между ними объясняется прежде всего исследуемыми элементами трансмиссии (ведущее колесо – при моделировании и полуось – в эксперименте), разделенными колесным редуктором, передаточное отношение которого и определяет эту разницу.

### ВЫВОДЫ

1. Разработанная математическая модель, обладающая высокой степенью адекватности, может быть использована при оценке динамической нагруженности трансмиссии троллейбусов и формировании алгоритмов оптимальной работы систем управления тяговым и тормозным приводами.

2. В исследованиях нагруженности трансмиссии троллейбуса при условии плавного нарастания тягового момента при трогании с достаточной степенью точности можно использовать статические модели.

3. Для снижения нагруженности элементов трансмиссии троллейбуса необходимо: обеспечить в меру более плавное (за 1,0–1,5 с) нарастание тягового момента двигателя; предпочтительно использовать схему трансмиссии с двумя ведущими мостами; предусмотреть наименьшее максимально установившееся значение тягового момента двигателя, но при этом обеспечивающее тягово-скоростные свойства машины.

4. Полученные в ходе моделирования значения динамических моментов, действующих в трансмиссии троллейбуса, можно использовать в расчетах ее отдельных элементов на прочность.

Проведенные исследования являются частью комплекса научно-исследовательских работ, проводимых кафедрой «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод» БНТУ с 1997 г. в рамках хозяйственной и госбюджетной тематики по разработке тяговых и тормозных приводов нерельсового городского электрического транспорта. Результаты проведенных исследований, в частности по снижению динамической нагруженности трансмиссии за счет формирования оптимальной характеристики двигателя,

используются УП «Белкоммунмаш» и могут быть использованы другими предприятиями автомобилестроения при создании и совершенствовании тяговых и тормозных приводов пассажирских и грузовых транспортных средств, оборудованных электромеханической трансмиссией.

### ЛИТЕРАТУРА

1. **Высоцкий, М. С.** Расчеты кинематики, динамики и ресурса многомассовых систем мобильных машин: основные направления и перспективы развития / М. С. Высоцкий, В. Б. Альгин // *Механика машин, механизмов и материалов*. – 2008. – № 1. – С. 17–23.
2. **Богдан, Н. В.** Троллейбус. Теория, конструирование, расчет / Н. В. Богдан, Ю. Е. Атаманов, А. И. Сафонов; под ред. Н. В. Богдана. – Минск: Ураджай, 1999. – 345 с.
3. **Высоцкий, М. С.** Грузовые автомобили: проектирование и основы конструирования / М. С. Высоцкий, Л. Х. Гилелес, С. Г. Херсонский. – М.: Машиностроение, 1995. – 256 с.
4. **Ефремов, И. С.** Теория и расчет механического оборудования подвижного состава городского электрического транспорта / И. С. Ефремов, Б. П. Гущо-Малков. – М., 1970. – 450 с.
5. **Галямов, П. М.** Совершенствование алгоритма и системы управления тяговым электродвигателем троллейбуса с целью снижения динамических нагрузок в трансмиссии при трогании / П. М. Галямов, В. Б. Альгин // *Современный транспорт и транспортные средства: проблемы, решения, перспективы: материалы МНТК, посвященной 55-летию автотракторного факультета БНТУ*. – Минск, 2007. – С. 15–19.
6. **Исследование** нагруженности трансмиссии троллейбуса / О. С. Руктешель [и др.] // *Вестник БНТУ*. – 2006. – № 6. – С. 48–51.
7. **Сафонов, А. И.** Комплексная математическая модель для исследования тягово-скоростных свойств и нагруженности трансмиссии троллейбуса / А. И. Сафонов, С. Н. Новицкий // *Вестник БГПА*. – 2002. – № 1. – С. 50–52.
8. **Богдан, Н. В.** Повышение устойчивости движения сочлененного троллейбуса при торможении тяговым электродвигателем / Н. В. Богдан, А. И. Сафонов, А. С. Поварехо // *Весці Нац. акад. навук Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук*. – 2000. – № 4. – С. 56–61.
9. **Сафонов, А. И.** Алгоритм оценки механической характеристики тягового электродвигателя / А. И. Сафонов // *Автомобильная промышленность*. – 2005. – № 8. – С. 33–36.
10. **Кинематический** и динамический расчет трансмиссионных систем на основе регулярных структурных компонентов / В. Б. Альгин [и др.] // *Теоретич. и прикл. механика: межвед. сб. науч.-метод. ст.* / БНТУ. – Минск, 2006. – Вып. 21. – С. 67–77.
11. **Тарасик, В. П.** Математическое моделирование технических систем / В. П. Тарасик. – Минск: Дизайн ПРО, 1997. – 640 с.
12. **Альгин, В. Б.** Динамика, надежность и ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин / В. Б. Альгин. – Минск: *Навука і тэхніка*, 1995. – 256 с.

Поступила 20.01.2009