

Чтобы появиться в Динамика системы автомобиля
Vol. 00, No. 00, Месяц 20XX, 1-21

Контроль проскальзывания колес со смещением крутящего момента с использованием модели в реальном времени

Прогностический контроль

М. Софиан Басра*, Эфстатиос Сиампис, Эфстатиос Веленис, Донгпу Цао и Стефано Лонго

Центр перспективной автомобильной инженерии, Школа авиакосмической, транспортной и производственной отраслей,
Крэнфилдский университет, Крэнфилд, Великобритания

(Получено 00 месяцев 20XX; принято 00 месяцев 20XX)

В современных гибридных электромобилях используется электрическое торможение для рекуперации энергии во время замедления. Однако в настоящее время функция антиблокировочной тормозной системы (ABS) обеспечивается исключительно фрикционными тормозами. Следовательно, рекуперативное торможение обычно отключается при низком пороге замедления, если возникает сильное скольжение колес и требуется активация ABS. Если бы сочетание трения и электрического торможения могло быть достигнуто во время событий ABS, не было бы необходимости вводить консервативные пороговые значения для отключения рекуперативного торможения, и мощность рекуперации транспортного средства значительно увеличилась бы. Кроме того, электрические приводы обычно реагируют значительно быстрее и обеспечивают лучший контроль проскальзывания колес, чем фрикционные тормоза. В этой работе мы представляем стратегию управления ABS на полностью электрическом транспортном средстве, где каждое колесо независимо приводится в движение электрической машиной, а фрикционный тормоз независимо применяется на каждом колесе. В частности, мы разрабатываем линейные и нелинейные стратегии управления с прогнозированием для оптимальной производительности и обеспечения соблюдения критических ограничений управления и состояния. Оценивается возможность реализации этих контроллеров в реальном времени, и их производительность проверяется с помощью высокоточного моделирования.

Ключевые слова: гибридный электромобиль; реальное время; прогнозирующее управление нелинейной моделью; ПДК; ABS; контроль скольжения; распределение крутящего момента

Обозначение

μ	Коэффициент трения шины о дорогу
δ	Угол поворота рулевого колеса
$\dot{\psi}$	Скорость рыскания автомобиля
ω	Скорость вращения колеса
$a_{\text{Икс}}$	Продольное ускорение транспортного средства в его центре масс
$F_{\text{Икс}}, F_z$	Продольная и нормальная сила в шинах
g	Константа ускорения свободного падения
γ	Индексы $y = F, R$ (передний задний), $j = L, R$ (слева, справа)
M	Масса автомобиля
$r_{\text{ш}}$	Радиус колеса
$S_{\text{Икс}}$	Продольная пробуксовка колес

*Корреспондент. Почта: ssbasrah@cranfield.ac.uk

B	Фактор жесткости Magic Formula Пацейки
C	Фактор жесткости Magic Formula Пацейки
D	Пиковое значение Magic Formula Пацейки
$J_{ш}$	Момент инерции каждого колеса относительно оси вращения
N	Горизонт
$N_{п}$	Горизонт прогноза
$N_{ты}$	Горизонт контроля
T_e	ЕМ крутящий момент
$T_{час}$	Гидравлический тормозной
T_s	момент Время выборки
$T_{сим}$	Время моделирования
$V_{икс}$	Скорость автомобиля

1. Введение

Электрификация транспортных средств является частью крупной инициативы производителей автомобилей, направленной на решение проблем, связанных с выбросами и глобальным потеплением [1]. Уменьшение ресурсов ископаемого топлива - еще один важный вклад в быстрый рост технологий гибридных электромобилей [2]. Электрификация транспортных средств влечет за собой включение электрических машин (ЭМ) и накопителей энергии в трансмиссию транспортного средства. Наличие нового привода создает возможность не только повысить энергоэффективность, но и улучшить характеристики безопасности транспортного средства [3]. Антиблокировочная тормозная система (АБС) - важная функция активной безопасности автомобиля, обеспечивающая устойчивость и управляемость автомобиля, когда водители пытаются остановить автомобиль во время экстренного торможения. АБС соответствующим образом регулирует тормозное усилие, когда система определяет возникновение блокировки колес [4]. Водитель не сможет управлять транспортным средством, поскольку оно продолжает скользить, если передние колеса заблокированы, в то время как транспортное средство склонно выкручиваться и терять контроль, если задние колеса заблокируются. Кроме того, тормозной путь значительно увеличивается, если колеса заблокированы во время торможения на большинстве дорожных покрытий [5]. Рекуперативное торможение может использоваться для поддержки гидравлической фрикционной тормозной системы во время торможения для рекуперации энергии для будущего использования, а также во время чрезвычайных ситуаций, например, во избежание блокировки колес. В настоящее время применяются только консервативные стратегии для разворачивания ЭМ при торможении, которое отключается при возникновении любого риска аварийной ситуации [3, 6, 7]. Водитель не сможет управлять транспортным средством, поскольку оно продолжает скользить, если передние колеса заблокированы, в то время как транспортное средство склонно выкручиваться и терять контроль, если задние колеса заблокируются. Кроме того, тормозной путь значительно увеличивается, если колеса заблокированы во время торможения на большинстве дорожных покрытий [5]. Рекуперативное торможение может использоваться для поддержки гидравлической фрикционной тормозной системы во время торможения для рекуперации энергии для будущего использования, а также во время чрезвычайных ситуаций, например, во избежание блокировки колес. В настоящее время применяются только консервативные стратегии для разворачивания ЭМ при торможении, которое отключается при возникновении любого риска аварийной ситуации [3, 6, 7]. Водитель не сможет управлять транспортным средством, поскольку оно продолжает скользить, если передние колеса заблокированы, в то время как автомобиль склонен к раскрутке и потере управления, если задние колеса заблокируются. Кроме того, тормозной путь значительно увеличивается, если колеса заблокированы во время торможения на большинстве дорожных покрытий [5]. Рекуперативное торможение может использоваться для поддержки гидравлической фрикционной тормозной системы

Эта работа сосредоточена на обеспечении интеграции контроля проскальзывания и смешивания крутящего момента между тормозными приводами, а именно гидравлическим фрикционным тормозом (HFB) и системами рекуперативного торможения. Основная мотивация состоит в том, чтобы разрешить более широкий интервал активации рекуперативного торможения при резком замедлении или экстренном торможении. Кроме того, явное преимущество использования электродвигателя в том, что точное и быстрое управление может применяться для улучшения операции управления скольжением. Электрические машины имеют ограниченный диапазон крутящего момента для торможения, но имеют очень быструю и точную реакцию, а приложенный крутящий момент можно легко измерить [8]. С другой стороны, HFB способен обеспечивать высокий тормозящий момент, но ограничен большой задержкой срабатывания [8, 9]. С комбинацией двух приводов,

О новых стратегиях комбинирования гидравлического и рекуперативного торможения во время торможения с низким проскальзыванием колес сообщалось в [16, 17]. Однако эти стратегии учитывают только нормальные условия торможения, когда существует низкий риск блокировки колес. С другой стороны, смешение крутящего момента для управления проскальзыванием - довольно новая область исследований, и в нескольких статьях сообщается об алгоритмах распределения крутящего момента с использованием основанных на правилах методов [18, 19]. Стратегия распределения тормозного момента с использованием

статическое распределение управления или метод гирляндной цепи предложен в [20]. Явным преимуществом этого подхода является невысокие вычислительные затраты для онлайн-реализации. В статье [9] предлагается стратегия распределения крутящего момента с использованием методов оптимизации, которые учитывают динамику двух тормозных приводов. Недостаток заключается в разделении контроллера скольжения и алгоритма смешивания крутящего момента, что требует независимого расчета необходимого общего тормозного момента и тормозного момента исполнительных механизмов. Предлагаемый подход обеспечивает устойчивость в отслеживании пробуксовки колес при наличии вариаций трения между шиной и дорогой за счет включения адаптивного алгоритма контроля пробуксовки. Метод линейного управления с прогнозированием модели (MPC) предложен для распределения крутящего момента для работы вместе с линейным контроллером скольжения в [21]. Этот подход по-прежнему требует независимого алгоритма управления проскальзыванием для определения заданного крутящего момента ABS до того, как может иметь место процедура распределения. Комбинированный алгоритм управления скольжением и распределения крутящего момента с использованием линейного MPC представлен на [22]. Авторы демонстрируют повышенную производительность контроллера по сравнению с подходами каскадного управления, как в [9] и [21]. Контроллер MPC из [22] использует внутреннюю модель динамики скольжения низкого порядка, которая линеаризуется по отношению к желаемому состоянию равновесия, предполагая медленно меняющуюся скорость по сравнению с вариациями скольжения колеса. Интересное обсуждение устойчивости и устойчивости линейной схемы MPC для управления скольжением представлено в [22], но с учетом неограниченной проблемы. В [23] предлагается управление скольжением с использованием нелинейного MPC для электромобилей с использованием внутриколесного двигателя (IWM). Однако нет никаких указаний на реализацию в реальном времени и не учитывается смешивание тормозного момента. Кроме того, показанные результаты показывают, что достигаемое скольжение колеса намного меньше желаемого.

В [24] авторы предлагают подход с прогнозированием нелинейной модели (NMPC) для интегрированного управления проскальзыванием и смешивания крутящего момента, включающий важные нелинейности и ограничения в задачу оптимизации. В этой статье мы расширяем результаты [24], чтобы включить оценку нормальной силы колеса и скорости транспортного средства в реализацию контроллера. Кроме того, мы представляем разработку линейного контроллера MPC для комбинированного управления проскальзыванием и смешивания исполнительных механизмов для сравнения с нелинейным подходом. В отличие от [22], мы рассматриваем обновление линейной модели относительно текущего рабочего состояния, а не линеаризацию относительно постоянной цели. Мы также используем коэффициент крутящего момента вместо крутящего момента в качестве входной переменной, чтобы исключить необходимость в опорном значении крутящего момента. Кроме того, мы реализуем контроллер для моделирования с высокой точностью, учитывая сценарии, включающие комбинированную продольную и поперечную динамику транспортного средства, в отличие от большинства документов по проектированию ABS, которые в основном сосредоточены на продольной динамике [10–14]. Мы обсуждаем возможность реализации обеих стратегий в реальном времени и представляем тематическое исследование устойчивости контроллеров к критическим неопределенностям в сцеплении шин с дорогой.

В следующем разделе мы представляем моделирование динамики системы и исполнительных механизмов. В следующем разделе мы представляем предлагаемые нелинейные и линейные стратегии MPC с последующей оценкой скорости транспортного средства и вертикальной нагрузки на шины. Реализация высокоточной модели представлена в следующем разделе, после чего обсуждаются результаты моделирования. Представлена устойчивость к неопределенности в отношении сцепления имеющихся шин с дорогой и, наконец, резюмируются выводы.

2. Моделирование

В этом разделе мы представляем модели транспортных средств и шин, используемые для построения предлагаемых стратегий MPC. Уравнения аналогичны приведенным в [15]. Кроме того, динамика тормозного привода вводится аналогично [9].

2.1. Модель с одним колесом

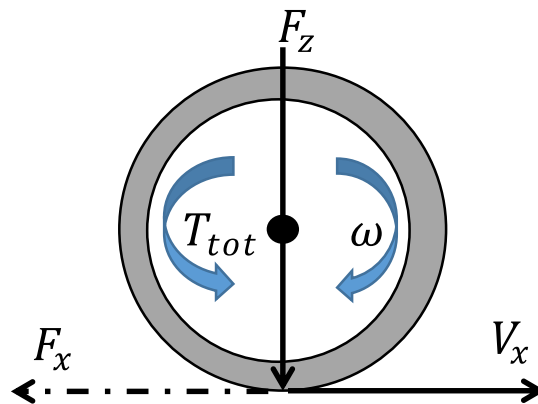


Рисунок 1. Одноколесная модель.

Одноколесная модель используется в качестве внутренней модели MPC. Предположим, что модель непрерывного времени

$$V_{\text{икс}}' \text{ знак равно } \frac{F_{\text{икс}}}{M} \quad (1)$$

$$\omega' = \frac{T - FR_{\text{ш}}}{J_{\text{ш}}} \quad (2)$$

$$T_{\text{малыш}} \text{ знак равно } T_{\text{е}} + T_{\text{час}} \quad (3)$$

с участием $V_{\text{икс}}$ скорость движения колеса вперед, ω угловая скорость колеса, $F_{\text{икс}}$ продольный сила, $T_{\text{малыш}}$ общий крутящий момент, приложенный к колесу, и $r_{\text{ш}}$, $J_{\text{ш}}$ а также m радиус колеса, момент инерции и масса четверти транспортного средства соответственно. Для нашей стратегии смешивания $T_{\text{малыш}}$ это сумма крутящего момента от электродвигателя $T_{\text{е}}$ и крутящий момент от гидравлического тормоза $T_{\text{час}}$.

В приведенной выше модели $F_{\text{икс}}$ задается как функция продольного скольжения, $s_{\text{икс}}$ через упрощенную версию Magic Formula (MF) Пацейки [25]:

$$s_{\text{икс}} \text{ знак равно } \frac{\omega R_{\text{ш}} - V_{\text{икс}}}{V_{\text{икс}}} \quad (4)$$

$$F_{\text{икс}} \text{ знак равно } F_z D \text{ грех} (C_{\text{загар}}(B_{\text{икс}})), \quad (5)$$

куда D_0 Н.Э а также D факторы МЖ и F_z вертикальная сила, действующая на шину. Параметры колеса и шины, использованные в этой статье, можно найти в таблице 1. Мы пренебрегаем боковым движение транспортного средства и сконцентрируемся на упрощенном продольном движении транспортного средства.

Таблица 1. Параметры автомобиля и шин.

Параметр	Ценить
момент инерции колеса	J_w (кгм ²) 1,04
радиус колеса	$r_{ш}$ (м) 0,3
Коэффициент жесткости МП	B 7
Коэффициент формы МП	C 1,6
Пиковый фактор МП	D 1,0,3

2.2. Динамика привода

В данной работе реализовано два тормозных привода; приводы гидравлического торможения и рекуперативного торможения. Подобно [9, 20], мы предполагаем, что используется система электронного торможения, которая обеспечивает постоянный тормозной момент вместо обычного дискретного управления тормозным давлением [26]. Отклик тормозного момента, создаваемого ЭМ, значительно быстрее, чем отклик от системы гидравлического торможения по проводам [27]. Задержка первого порядка принята для представления динамики привода как для гидравлических тормозов, так и для электромагнитного привода в наших исследованиях моделирования, подобных [9].

$$\frac{T_e}{T_e^*} = \frac{1}{\tau_e s + 1} \quad (6)$$

$$\frac{T_{час}}{T_{час}^*} = \frac{1}{\tau_{час} s + 1} \quad (7)$$

куда T_e^* – эталонный крутящий момент ЭМ, $T_{час}^*$ – контрольный момент гидравлического тормоза, τ_e и $\tau_{час}$ – постоянная времени задержки для ЭМ и гидравлического тормоза соответственно. В этой работе постоянная времени, используемая для ЭМ и гидравлического тормоза, установлена на 1,5 мс и 16 мс соответственно. Хотя ЭМ имеет более быстрый отклик крутящего момента, приложение замедляющего крутящего момента ограничено по диапазону и обычно определяется состоянием заряда аккумулятора, скоростью двигателя и рабочей температурой [3]. С другой стороны, гидравлическая тормозная система может обеспечивать высокий крутящий момент, но с меньшей скоростью. Тогда пределы крутящего момента равны

$$T_{e\min} \leq T_e \leq T_{e\max}, \quad T_{час\min} \leq T_{час} \leq T_{час\max}, \quad (8)$$

куда

$$T_{e\min} = -750 \text{ Нм}, \quad T_{e\max} = 750 \text{ Нм}, \\ T_{час\min} = -3000 \text{ Нм}, \quad T_{час\max} = 0 \text{ Нм},$$

и пределы скорости крутящего момента

$$\Delta T_e \leq \Delta T_{\text{предел}}, \quad \Delta T_{час} \leq \Delta T_{\text{предел}}, \quad (9)$$

$$\Delta T_{\text{предел}} \text{ знак равно } 7500 \text{ Нм / с},$$

$$\Delta T_{\text{предел}} \text{ знак равно } 3000 \text{ Нм / с},$$

куда $y \in \{\text{электрический, гидравлический}\}$, ΔT_y (Нм / с) – величина крутящего момента $\Delta T_{\text{предел}}$ (Нм / с) – предел максимального крутящего момента, T_{\min} а также T_{\max} (Нм) – минимальный и максимальный тормозной момент диапазона соответственно. Эти характеристики динамики привода будут приняты во внимание как ограничения задачи оптимизации, обсуждаемой в следующем разделе.

3. Стратегии управления прогнозированием модели

В этом разделе мы представляем две стратегии MPC, которые включают линейные и нелинейные формулы MPC.

Предложенные алгоритмы состоят из стратегий управления пробуксовкой колес и распределения крутящего момента для распределения управляющего крутящего момента ABS между HFB и рекуперативным торможением. Первая цель - избежать блокировки колес за счет регулирования скольжения колеса до желаемого значения.

скользящая цель, $S_{ssылка}$ в аварийной ситуации. Затем крутящий момент распределяется между тормозными приводами с соблюдением динамики и ограничений привода. Эти объекты Все решения будут объединены в единую задачу MPC, которая имеет преимущество обработки многомерные задачи управления с ограничениями. Для системы

непрерывного времени с состоянием $I_{кс}$ и вводом u

$$\dot{x} = f(x, u), \quad (10)$$

эквивалентная дискретная форма

$$I_{ксk+1} \text{ знак равно } g(x_k, u_k). \quad (11)$$

Тогда общая дискретная задача оптимального управления (ОСР) имеет вид

$$\min_{x, u} \sum_{k=0}^{N-1} [(I_{ксk} - I_{ксссылка})TQ (x_k - I_{ксссылка}) + (u_k - u_{кссылка})TRU_k - u_{кссылка}] \quad (12a)$$

$$st \ x(0) = I_{ксв \ этом}, \ I_{ксk+1} \text{ знак равно } g(x_k, u_k), \ k \quad (12b)$$

$$= 0, \dots, N-1 \quad (12c)$$

$$I_{ксмин} \leq I_{ксk} \leq I_{ксМаксимум}, \ k = 0, \dots, N-1 \quad (12d)$$

$$u_{мин} \leq u_k \leq u_{Максимум}, \ k = 0, \dots, N-1 \quad (12e)$$

Целью вышеизложенного является минимизация ошибок состояния и ввода в отношении данные ссылки $I_{ксссылка}$ а также $u_{кссылка}$, в зависимости от начального условия, динамики системы и ограничений по состоянию и входу.

В нашем случае нам нужно найти необходимый гидравлический и электрический крутящий момент на колесе для достижения желаемого продольного скольжения, в то же время отдавая приоритет использованию электродвигателя. Мы предпочитаем пренебрегать динамикой привода (6,7) и вместо этого устанавливаем

$$T_{ек+1} \text{ знак равно } T_e + \Delta T_{ек}, \quad (13)$$

$$T_{чак+1} \text{ знак равно } T + \Delta T_{чак} \quad (14)$$

где мы предположили, что ввод изменяется только время от времени $k, k+1, \dots, k+N-1$ (с N горизонт прогноза). Таким образом, мы не только упрощаем формулировку, но и получаем возможность ограничить скорость изменения гидравлического и электрического крутящего момента, избегая при этом установки целевого гидравлического и электрического крутящего момента в функции затрат, как мы демонстрируем ниже. Таким образом, внутренняя модель MPC (1) - (3) дополнен формулами (13) - (14), так что векторы состояния и входа равны $\bar{x} = [V_{икс} \ \omega \ T_e \ T_{чак}]^T$ и $\bar{u} = [\Delta T_e \ \Delta T_{чак}]^T$. В этой работе мы предполагаем, что можем измерить ω , используя стандартный датчик скорости колеса в транспортном средстве, и оценить $V_{икс}$ а также F_z которые необходимы для MPC

стратегии. Использование расширенной системы MPC с временем выборки T_s затем

$$\min_{x, T_y} \sum_{k=0}^{N-1} [q_s (s_{икк} - s_{ссылка})^2 + q_T T_{2,час} + q_e \Delta T_e + q_{час} \Delta T_{час}] \quad (15a)$$

$$st \bar{x}(0) = \bar{x}_{в \text{ этом}}, \text{ Икс}_{k+1} = \bar{g}(\bar{x}_k, \bar{u}_k), k = \quad (15b)$$

$$0, \dots, N-1 \quad (15c)$$

$$T_{мин} \leq T_e \leq T_{максимум}, k = 0, \dots, N-1 \quad (15d)$$

$$T_{мин} \leq T_{час} \leq T_{максимум}, k = 0, \dots, N-1 \quad (15e)$$

$$\Delta T_{мин} \leq \Delta T \leq \Delta T_{максимум}, k = 0, \dots, N-1 \quad (15f)$$

$$\Delta T_{мин} \leq \Delta T_{час} \leq \Delta T_{максимум}, k = 0, \dots, N-1 \quad (15г)$$

где мы решили наказать $s_{икс}$ из заданного эталона через его определение (4) значения крутящего момента ΔT_e и $\Delta T_{час}$ который заставит крутящие моменты стабилизироваться до значения, а также дополнительный вес на $T_{час}$ избежать использования гидравлических тормозов, когда это возможно, и соблюдая ограничения динамики привода. Таким образом, мы явно не установить эталоны для крутящего момента электродвигателя и гидравлического тормоза, но лучше оставить MPC для поиска оптимальных значений в соответствии с заданным эталонным продольным скольжением, ограничения по крутящему моменту и скорости крутящего момента, а также выбранные веса $q_s, q_e, q_{час}, q_T > 0$. Выбор весов как для линейных, так и для нелинейных стратегий MPC в этой работе следующий.

$$q_s \text{ знак равно } 0,1 \frac{(\Delta T_{предел})^2}{(s_{ссылка})^2}, \quad (16a)$$

$$q_{час} \text{ знак равно } 1000, \quad (16b)$$

$$q_e \text{ знак равно } 50, \quad (16c)$$

$$q_T \text{ знак равно } 1 \quad (16д)$$

где мы нормализуем вес для ошибки скольжения в соответствии с пределом крутящего момента и эталоном скольжения. Регулировка веса осуществляется за счет ограничения гидравлических тормозов и отдается приоритет отслеживанию контрольного значения скольжения с использованием рекуперативного торможения. Первое значение оптимального управляющего входа ty_1 применяется к реальной системе, и затем оптимизация повторяется для смещенного горизонта.

3.1. Нелинейный MPC

Внутренняя модель, используемая в формулировке NMPC, основана на дискретной версии динамики колеса (1-3), найденной с использованием пяти шагов четвертого порядка Рунге-Кутты.

схема [31],

$$k_1 \text{ знак равно } f(x_{k1}), \quad (17a)$$

$$k_2 \text{ знак равно } \frac{\text{час}}{2} (x_k + k_1), \quad (17b)$$

$$k_3 \text{ знак равно } \frac{\text{час}}{2} (x_k + k_2), \quad (17c)$$

$$k_4 \text{ знак равно } f(x_k + \text{гонконгскийзтык}), \quad (17d)$$

$$I_{k+1} \text{ знак равно } I_k - \frac{\text{час}}{6} (2k_1 + k_2 + k_3 + k_4) \quad (17e)$$

который затем дополняется (13) - (14), как объяснено выше.

Для решения проблемы NMPC в реальном времени используется метод первичной двойной внутренней точки (PDIP), доступный в Forces Pro [29]: было обнаружено, что конкретный метод может предоставлять решения в реальном времени без снижения производительности, связанного с линейная формулировка MPC или субоптимальные стратегии NMPC, такие как схема итераций в реальном времени (RTI) [30].

3.2. Линейный ПДК

Второй метод построен на основе линейного MPC для подхода к управлению проскальзыванием колеса с помощью стратегии смещения крутящего момента. Этот алгоритм будет сформулирован с такими же состояниями и входными данными, что и подход, описанный выше (раздел 3), и все ограничения останутся неизменными. Основное различие между линейным MPC и NMPC заключается в том, как мы определяем динамику дискретной системы в (13) - (14).

В случае линейного MPC мы линеаризуем (1) - (3) относительно текущих значений $V_{икс}$, ω и значения T_e , $T_{час}$ на предыдущем временном шаге. Это позволяет нам не устанавливать цель для T_e а также $T_{час}$ как было бы, если бы мы линеаризовали равновесную цель. Если мы линеаризовать динамику непрерывной системы в (10) относительно точки $(I_{кслиньтылинь} \text{ знак равно } I_{ксктык-1})$ у нас есть

$$\dot{x} = Ax + Bu + c, \quad (18)$$

$$\text{куда } c = -(Ax_{линь} + Bu_{линь} - \dot{x}_{линь})$$

Обратите внимание, что $\dot{x}_{линь} = 0$ с $(I_{кслиньтылинь})$ не обязательно является точкой равновесия, и если с рассматривается как кусочно-постоянное возмущение, тогда дискретизированная система

$$I_{k+1} \text{ знак равно } A_d I_{kк} + B_d \text{тык} + E_{кк} \quad (19)$$

куда

$$c_k = -(A_d I_{кк} + B_d \text{тык} - I_{кк+1})$$

$$\text{Ad знак равно } e^{A T_s}, \quad \text{Bd знак равно } \int_0^{T_s} e^{A \eta} d\eta B, \quad E = \int_0^{T_s} e^{A \eta} d\eta$$

или приближение может использоваться для низкого T_s используется в этой работе

$$A_d \text{ знак равно } A + AT_s, \quad B_d \text{ знак равно } T_s B, \quad E = T_s$$

Тогда аффинная дискретизированная система есть

$$X_{k+1} \text{ знак равно } A T_s X_k + T_s B u_k + T_s C_k \quad (20)$$

который затем дополняется (13) - (14), как описано ранее. Наконец, решатель Forces Pro [29] используется для решения линейного MPC в реальном времени, который может быть развернут в высокоточной модели транспортного средства для моделирования, что будет объяснено позже в разделе 5.

4. Оценка состояния

4.1. Оценка скорости автомобиля

Типичные датчики, которые можно найти на современных транспортных средствах для контроля пробуксовки колес, включают датчики угловой скорости колес и акселерометр. Однако скорость транспортного средства не может быть надежно измерена датчиком, и, следовательно, для ее оценки требуется наблюдатель.

В этом разделе мы представляем оценку скорости транспортного средства, необходимую в стратегиях MPC. Скорость автомобиля оценивается с помощью наблюдателя с фильтром Калмана с измерениями угловая скорость колеса ω и продольное ускорение транспортного средства $a_{икс}$ в качестве входных данных [26, 28]. В принципе, скорость автомобиля можно оценить по среднему значению скорости вращения колес. при низком замедлении и при торможении при высоком замедлении значение продольного ускорения транспортного средства используется для поддержания точности оценки скорости транспортного средства. Набор правил используется для корректировки ковариационных матриц, чтобы учесть высокие значения коэффициента скольжения при резком торможении и неточности измерений ускорения на низкой скорости транспортного средства.

Шум вводится в сигналы скорости и ускорения колеса при моделировании для воспроизведения реальных измерений транспортного средства с помощью генератора гауссовского шума в Simulink. Результаты моделирования для сценария торможения на прямой линии показаны на рисунке 2 для сравнения расчетной скорости транспортного средства и фактической скорости. На рисунках 2 (а) - (б) показаны измеренные сигналы скорости и ускорения колеса соответственно. На рисунке 2 (с) ясно видно, что расчетная скорость транспортного средства приблизилась к фактической скорости транспортного средства в пределах 400 мс.

4.2. Оценка силы вертикальной шины

Одним из важных параметров внутренней модели MPC является вертикальное усилие на шину. F_z . В этой работе мы используем простой расчет квазистатической передачи нагрузки, чтобы зафиксировать динамику вертикальной силы шины в случае торможения.

$$\Delta F_z \text{ знак равно } \frac{M - m}{L} a_{икс}, \quad (21)$$

куда m , h а также L - масса автомобиля, высота ЦТ и колесная база соответственно. В Единственным входом в расчет оценки является продольное ускорение $a_{икс}$ которые можно измерить с помощью акселерометра в автомобиле. Перенос веса между передними

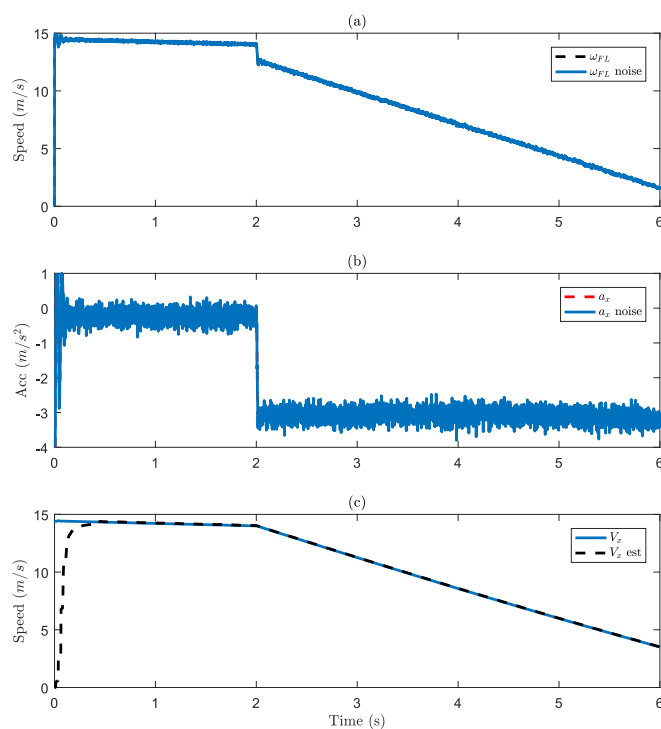


Рисунок 2. Оценка скорости автомобиля с введенным шумовым сигналом.

а задняя ось будет обновлена до внутренней модели, чтобы MPC мог обеспечить точную передачу крутящего момента во время операции контроля пробуксовки для лучшего отслеживания эталонного пробуксовки. На рисунке 3 показана реакция на пробуксовку колес во время активации контроллера NMPC, примененная к имитационной модели автомобиля с высокой точностью и динамикой подвески. Мы рассматриваем случаи, когда динамическая оценка и статическое значение нормальной нагрузки поступают на установку ПДК. модель. Отмечая, что цель скольжения установлена на $s_{ссылка} = -0,1$, включение переноса веса приводит к значительно лучшему отслеживанию эталона скольжения.

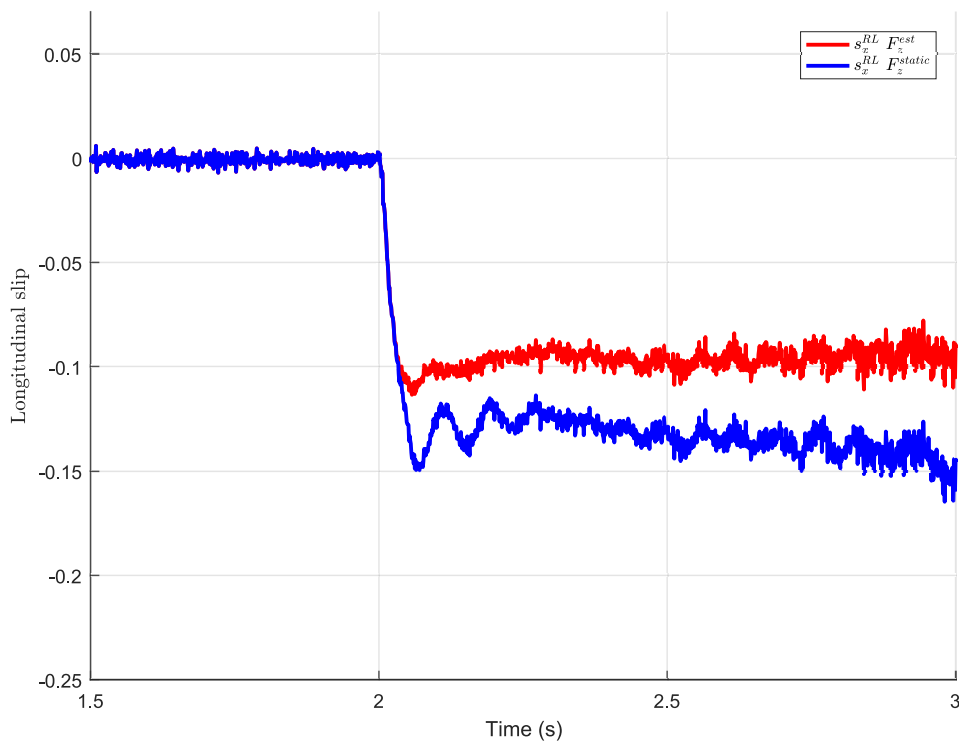


Рисунок 3. Продольное скольжение с оценкой вертикальной силы в шине.

5. Моделирование с использованием высокоточной модели автомобиля.

В этом разделе мы представляем результаты моделирования с использованием формулировок ПДК на высокоточной модели. Модель электромобиля с аккумуляторным приводом на четыре колеса, использующая четыре электродвигателя на ближних колесах, создается в среде MATLAB / Simulink и IPG CarMaker, как показано на рисунке 4. Полная масса транспортного средства составляет 1137 кг. Сложная модель драйвера в CarMaker используется для тестовых маневров с замкнутым циклом для обеспечения единообразия.

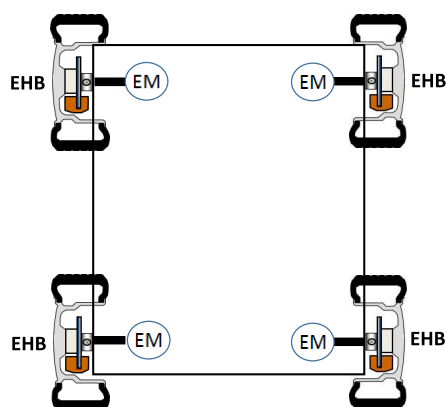


Рисунок 4. 4WD BEV с 4 EM.

5.1. Прямое торможение на высоте μ Дорога

В этом сценарии автомобиль изначально движется со скоростью 50 км / ч по сухой асфальтовой дороге. ($\mu = 1$). Контроллер активируется при $t = 2$ с и цель скольжения $s_{\text{ссылка}} = -0,1$. Скорость автомобиля $V_{\text{Икс}}$ оценивается с помощью наблюдателя, представленного в разделе 4.1, с учетом шума для скорости вращения колеса ω и продольное ускорение $a_{\text{Икс}}$ как упоминалось в предыдущем разделе. Без контроля скольжения резкое торможение на сухом асфальте может привести к блокировке колес. В случае NMPC контроллеру удастся приблизить пробуксовку колеса к эталонному значению, как показано на рисунках 5 (a) - (b). Мы наблюдаем небольшую пробуксовку передних колес. Поскольку передние электродвигатели быстро насыщаются, это может быть связано с более медленной реакцией на фрикционное торможение, как показано на рисунке 5 (c).

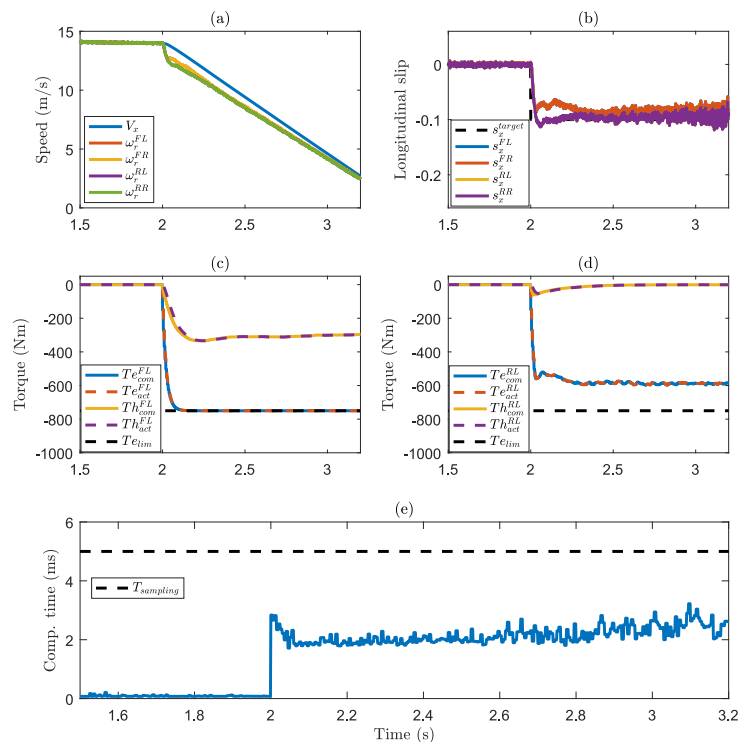


Рисунок 5. Торможение NMPC по прямой с дорогой. $\mu = 1$, $V_{\text{Исходный}} = 50$ км / ч, $s_{\text{ссылка}} = -0,1$.

Согласно рисункам 5 (c) - (d) тормозной момент, создаваемый ЭМ, недостаточен для достижения желаемого скольжения. Следовательно, гидравлический тормозной момент необходим для дополнения тормозного момента ЭМ. Здесь также стоит отметить, что заданные крутящие моменты ($T_{\text{ком}}$) от контроллера очень близки к фактическим крутящим моментам ($T_{\text{действовать}}$), поставляемого приводами, в результате включения ограничений скорости крутящего момента в формулировку NMPC.

Маневр повторяется с помощью линейного алгоритма MPC для оценки производительности контроллера. На рисунке 6 показано, что эту стратегию можно развернуть с использованием линейаризованной внутренней модели для MPC. Характеристики приемлемы и сопоставимы с подходом NMPC на протяжении большей части маневра. Линейный контроллер MPC страдает от плохой работы на более низких скоростях, как показано на рисунке 6. Уменьшение время выборки T_s до 1 мс, мы добиваемся более частого обновления матриц линейаризации и контроллер работает лучше при более низких $V_{\text{Икс}}$ как показано на рисунке 7.

Кроме того, как и ожидалось, мы наблюдаем, что время вычисления меньше для случай линейного MPC по сравнению со стратегией NMPC. На рисунках 5 (e) и 6 (e) показано

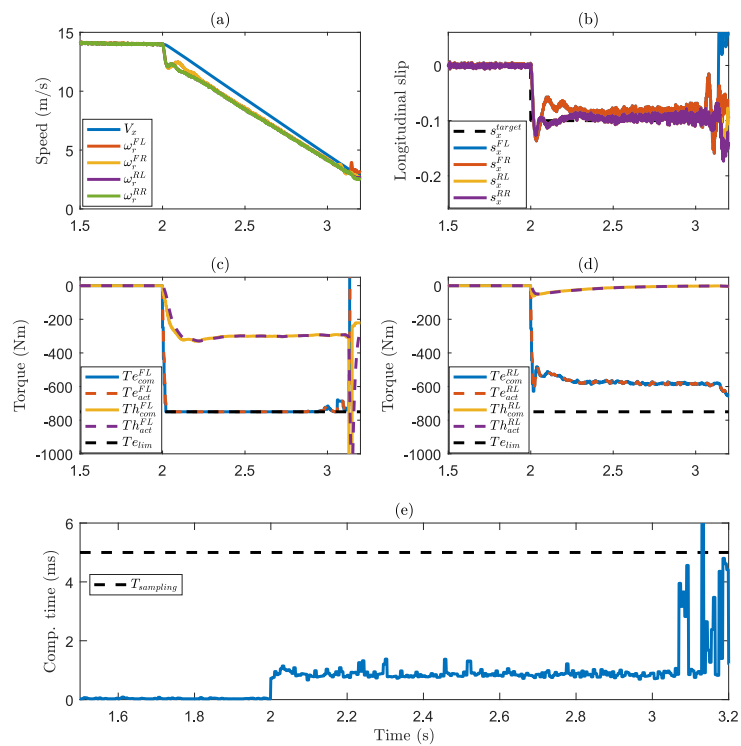


Рисунок 6. Прямая линия $\mu=1$ торможение для Linear MPC с $T_s=5$ мс.

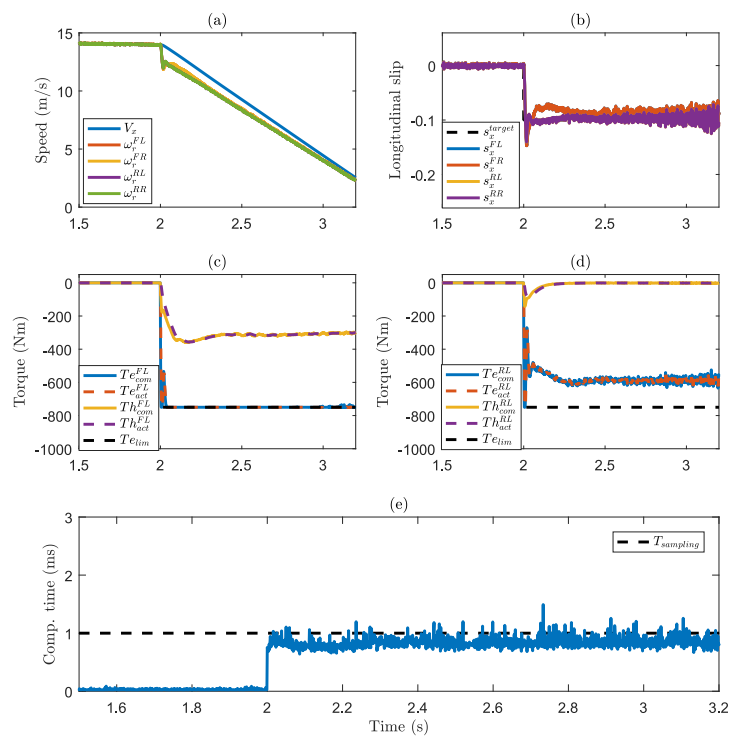


Рисунок 7. Прямая линия $\mu=1$ торможение для Linear MPC с $T_s=1$ мс.

что среднее время 1,95 мс и 0,99 мс требуется для NMPC и линейного MPC ($T_s = 5$ мс) соответственно для решения задачи оптимизации с помощью стандартного рабочего стола (i7-4790M, 3,60 ГГц с 16 ГБ памяти). То есть в обоих случаях время вычисления меньше времени выборки 5 мс, и, следовательно, возможна реализация в реальном времени. Однако когда T_s уменьшается до 1 мс, чтобы улучшить отклик линейного MPC на низкий $\mu_{икс}$, существует риск того, что контроллер не может быть развернут в реальном времени, как показано на рисунке и 7 (е).

5.2. Торможение по прямой на низкой скорости μ Дорога

Следующий сценарий иллюстрирует событие экстренного торможения с АБС на укатанном снегу ($\mu = 0.3$) с начальной скоростью 50 км / ч. Рисунки 8 (а) - (б) показывают, что коэффициент скольжения $s_{икс}$ для отдельных колес хорошо контролируется около эталонного значения $s_{ссылка} = -0,1$ с использованием алгоритма NMPC. Результаты для линейной стратегии ПДК, показанные на рисунке 9, являются приемлемыми. и сравнимы со стратегией NMPC, за исключением снова низкого $\mu_{икс}$.

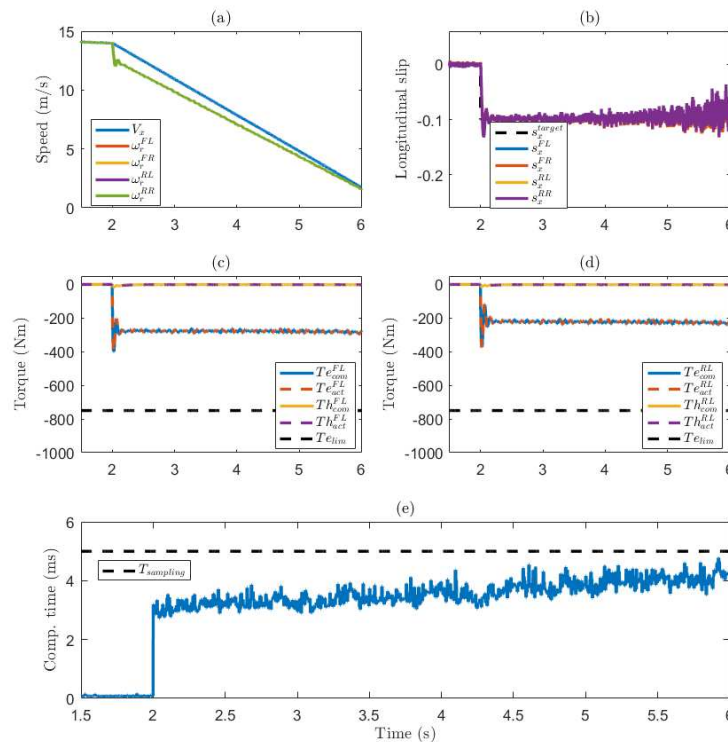
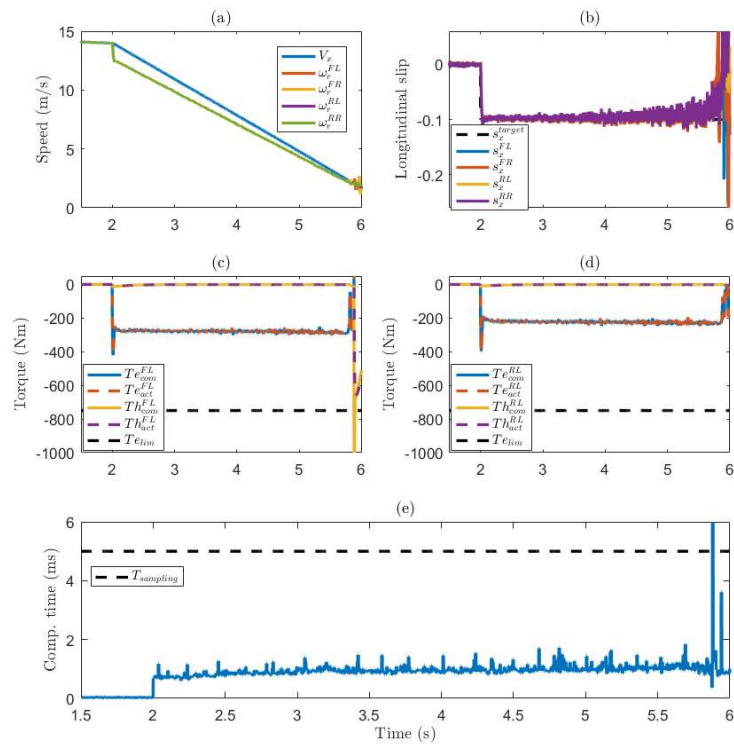
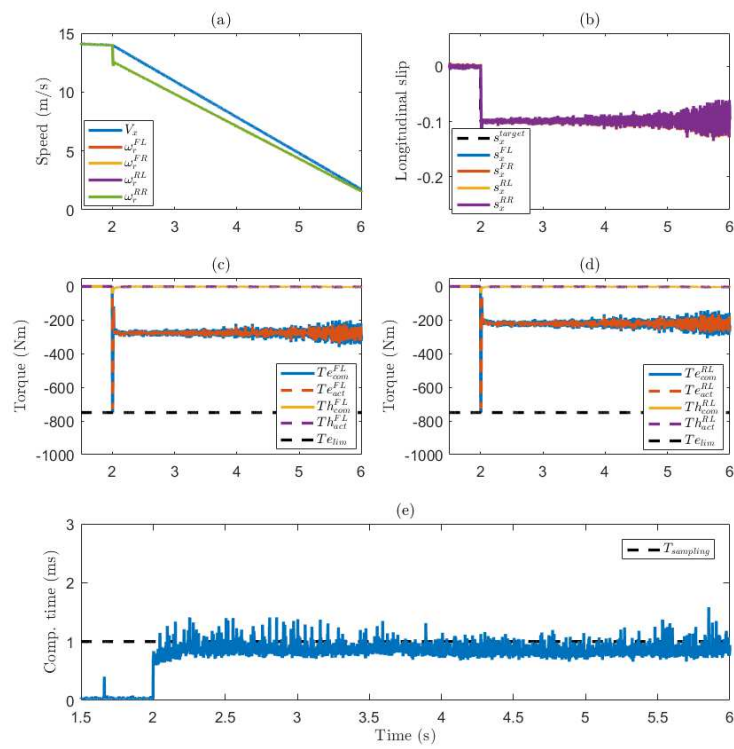


Рис. 8. Торможение NMPC по прямой с дорогой. $\mu = 0,3$, $V_{исходный} = 50$ км / ч, $s_{ссылка} = -0,1$.

Аналогичное наблюдение можно сделать, когда T_s уменьшается до 1 мс, где контроль скольжения производительность на низком уровне $\mu_{икс}$ улучшается, как показано на рисунке 10. И снова уменьшение времени выборки приводит к тому, что время вычислений местами превышает время выборки. Среднее время решения задачи оптимизации составляет 3,7 мс, как показано на рисунке 8 (е) для стратегии NMPC, тогда как на рисунке 9 (е) показано, что 0,92 мс требуется для решения задачи оптимизации для линейной стратегии MPC.

В низком μ В случае торможения мы наблюдаем, как и ожидалось, пониженное требование к общему крутящему моменту для достижения желаемого скольжения по сравнению с высоким μ кейс. Предлагаемые стратегии MPC могут отдавать приоритет электромагнитному торможению, а в случае низкого μ , обеспечить контроль скольжения, используя исключительно

Рисунок 9. Прямая линия $\mu=0,3$ торможения для Linear MPC с $T_s=5$ мс.Рисунок 10. Прямая линия. $\mu=0,3$ торможения для Linear MPC с $T_s=1$ мс.

рекуперативное торможение, как показано на рисунках 8 (с) - (d).

5.3. Торможение по прямой на шпагате μ Дорога

Контроль скольжения очень важен при наличии неравномерного трения дорожных покрытий. В этом примере автомобиль тормозит на дороге с сухим асфальтом на левых колесах ($\mu=1$) и по снегу на правые колеса ($\mu=0,3$) от начальной скорости 50 км / ч. Момент рыскания создается по направлению к стороне дороги с высоким коэффициентом трения, если один и тот же тормозной момент применяется между левым и правым колесами.

Предлагаемый контроллер определяет высокий коэффициент скольжения колес и быстро замедляет тормозной момент, чтобы избежать блокировки колес и предотвратить пробуксовку автомобиля. Более низкий тормозной момент применяется к колесам на низком μ стороны, чтобы поддерживать проскальзывание колеса в допустимых пределах, как показано на рисунке 11 (а). Рисунки 11 (d) - (g) ясно показывают способность отдельного управления проскальзыванием колеса обеспечивать требуемый тормозной момент за счет одного привода или оба привода для достижения эталонного скольжения s_{target} .

Еще одно интересное наблюдение: автомобиль сохраняет управляемость и устойчивость. Для всех колес для стратегии NMPC во время торможения, на что очевидно указывает максимальная достигнутая скорость рыскания ($\dot{\psi} = 10,1$ град / с) и угол поворота рулевого колеса ($\delta = 73$ град) на рис. 11 (b) - (c). При достаточном противодействии рулевого управления со стороны модели водителя CarMaker автомобиль можно безопасно остановить. Даже без электронного контроля устойчивости (ESC) можно сохранить устойчивость автомобиля и реакцию рулевого управления.

На рисунке 12 показана эффективность линейной стратегии MPC для разделения μ торможение. В пробуксовка колеса $s_{икс}$ достигнутое приемлемо во время начального торможения, но становится нестабильным при снижении скорости транспортного средства, как при прямолинейном торможении.

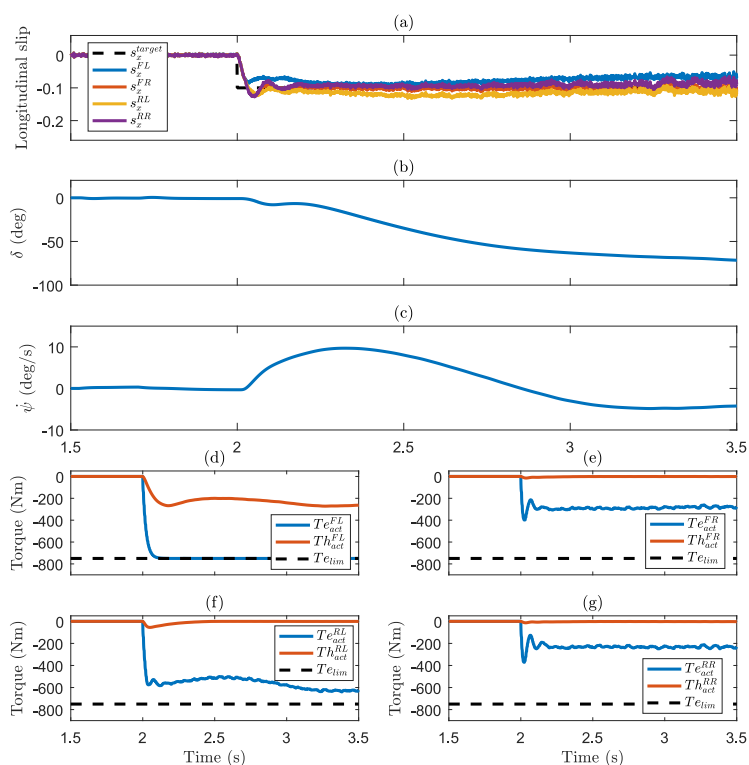
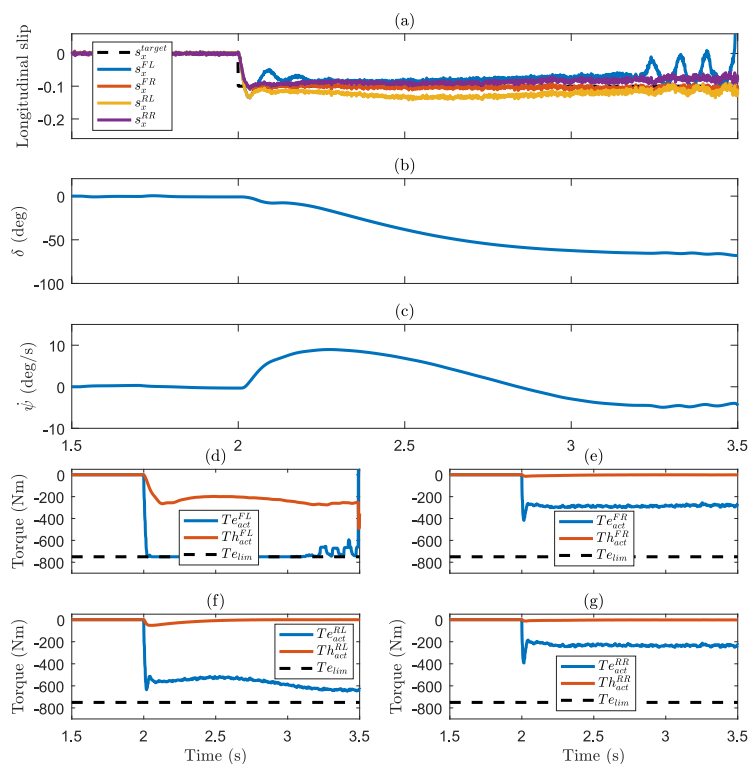


Рисунок 11. Разделение NMPC μ торможение, $V_{исходный} = 50$ км / ч, $s_{ссылка} = -0,1$.

Рисунок 12. Линейный MPC ($T_s = 5$ мс) разделить μ торможение.

6. Устойчивость к неопределенности коэффициента сцепления шины с дорогой.

В формулировке ПДК мы предполагаем, что у нас есть информация о дорожных условиях и, следовательно, о коэффициенте μ , D используется во внутренней модели MPC, что соответствует значению шины-дороги μ . На самом деле нам требуется оценка коэффициента трения дороги, чтобы обновить D значение в алгоритме управления. В этом разделе мы демонстрируем влияние торможения на различные типы трения дороги ($\mu = 0,3$ и $0,9$) с использованием постоянной D для коэффициента МП ($D = 0,6$), чтобы изучить робастность предлагаемого контроллера.

Рисунок 13 показывает, что контроллер NMPC устойчив к погрешностям в коэффициенте сцепления шины с дорогой. В обоих случаях недооценка и переоценка контроллер обеспечивает стабильную реакцию колеса на пробуксовку, однако с некоторым заметным отклонением от эталонного значения. Этого смещения можно избежать путем адаптации внутренней модели. Даже без адаптации, несмотря на значительный разброс μ , проскальзывание колес не является чрезмерным, и автомобиль может безопасно остановиться без риска заноса.

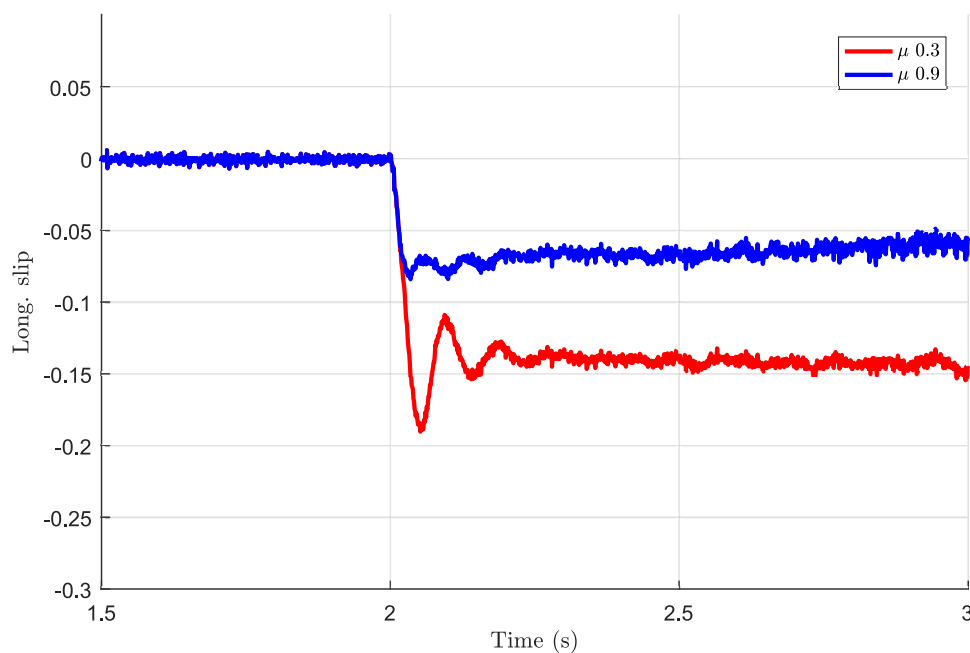


Рисунок 13. Торможение по прямой с использованием $D_{mpc} = 0,6$ с $\mu = 0,3$ и $\mu = 0,9$.

7. Выводы

В этой статье мы продемонстрировали конструкцию линейных и нелинейных прогнозирующих контроллеров для комбинированного управления проскальзыванием колес и пропорционального распределения тормозного момента между электродвигателем и приводами фрикционного тормоза. Реализация контроллеров дополняется оценкой скорости транспортного средства с использованием доступных измеренных переменных в типичном современном транспортном средстве. Оценка нормальной нагрузки шины также реализована для информирования внутренней модели о стратегиях MPC, что, как показано, приводит к улучшенному отслеживанию пробуксовки колес. Эффективность контроллеров оценивается посредством моделирования с использованием высокоточной полной динамической модели транспортного средства в различных сценариях, включая случаи комбинированной продольной и поперечной динамики. Показано, что при умеренных частотах дискретизации возможна реализация как линейного, так и нелинейного случая в реальном времени. при этом достигается высокая эффективность отслеживания пробуксовки колес в широком диапазоне скоростей. Контроллеры также успешно устанавливают приоритеты в использовании электродвигателя, обеспечивая контроль скольжения исключительно за счет электрического торможения, когда требуемый крутящий момент находится в пределах возможностей привода. Контроллер линейного MPC теряет производительность в отслеживании скольжения, когда скорость автомобиля приближается к нулю. Этот недостаток в линейном случае можно преодолеть, выбрав меньшую частоту дискретизации, что, однако, может привести к невозможности реализации в реальном времени. Наконец, контроллеры демонстрируют надежность при наличии значительной неопределенности сцепления шины с дорогой в тематическом исследовании моделирования. Контроллеры также успешно устанавливают приоритет использования электродвигателя, обеспечивая контроль скольжения исключительно за счет электрического торможения, когда требуемый крутящий момент находится в пределах возможностей привода. Контроллер линейного MPC теряет производительность в отслеживании скольжения, когда скорость автомобиля приближается к нулю. Этот недостаток в линейном случае можно преодолеть, выбрав меньшую частоту дискретизации, что, однако, может привести к невозможности реализации в реальном времени. Наконец, контроллеры демонстрируют надежность при наличии значительной неопределенности сцепления шины с дорогой в тематическом исследовании моделирования.

использованная литература

- [1] Чан СС. Современное состояние электромобилей, гибридных автомобилей и транспортных средств на топливных элементах. Труды IEEE, 2007; 95 (4): 704-718.
- [2] Чан С.К., Вонг Ю.С., Бускейрол А., Чен К. Обеспечение устойчивой мобильности: дорожные карты электрических, гибридных автомобилей и транспортных средств на топливных элементах. Труды IEEE, 2009; 97 (4): 603-607.

- [3] Кролла Д., Цао Д. Влияние гибридных и электрических силовых агрегатов на динамику транспортных средств, системы управления и регенерацию энергии. Динамика систем автомобиля 2012; 50 (1): 95-109.
- [4] Хейссинг Б., Эрсой М. Справочник по шасси: основы, динамика движения, компоненты, мехатроника, перспективы. Висбаден: Vieweg + Teubner; 2011 г.
- [5] Кахане Дж. К., Данг Дж. Н.. Долгосрочное влияние АБС на легковые автомобили и легковые автомобили. Технический отчет НАБДД, Вашингтон, США; 2009 г.
- [6] Тегерани М.М., Хайри-Язди М.Р., Хагпанах-Джахроми Б., Исфahanян В., Амири М., Джафари А.Р. Разработка антиблокировочной системы рекуперативного торможения для серийного гибридного электромобиля. Int. J. Automot. Англ. 2011; 1 (2): 14-27.
- [7] Баяр К., Ван Дж., Риццони Г. Разработка стратегии контроля устойчивости транспортного средства для гибридного электромобиля, оснащенного осевыми двигателями. Proc. Inst. Mex. Англ. Часть J. Automob. Англ. 2012; 226 (6): 795-814.
- [8] Мурата С. Инновации за счет моторного привода. Динамика систем автомобиля 2012; 50 (6): 807-830.
- [9] Де Кастро Р., Араужо Р.Э., Танелли М., Савареси С.М., Фрейтас Д. Смещение крутящего момента и контроль проскальзывания колес в электромобилях с внутриколесными двигателями. Динамика систем транспортных средств 2012; 50 (1): 71-94.
- [10] Го Дж. Г., Ван Дж. П.. Применение управления скользким режимом для антиблокировочных тормозных систем электромобилей. Adv. Mater. Res. 2012; 505: 440-446.
- [11] Анвар С. Антиблокировочное управление тормозной системой гибридной тормозной системы. Proc. Inst. Mex. Англ. Часть J. Automob. Англ. 2006; 220: 1101-1117.
- [12] Бера Т.К., Бхаттачарья К., Самантарай А.К. Смещение крутящего момента и контроль проскальзывания колес в электромобилях с колесными двигателями. Proc. Inst. Mex. Англ. Часть J. Syst. Control Eng. 2011; 225 (7): 918-934.
- [13] Сяо М.Х., Линь Ч. Управление антиблокировочной системой электромобилей с электрическим тормозом. Технический документ SAE 2005-01-1581; 2005 г.
- [14] Цзин Х., Лю З. Контроль проскальзывания колес для гибридной тормозной системы электромобиля. Международная конференция по транспорту, меху и электричеству, Чанхун, Китай; 2011 г.
- [15] Веленис Э., Кацуракис Д., Фраццолли Э., Циотрас П., Хаппе Р. Стабилизация в устойчивом дрейфе заднеприводных автомобилей. Control Eng Pract. 2011; 19 (11): 1363-1376.
- [16] Гао Й, Чу Л., Эхсани М. Принципы проектирования и управления гибридной тормозной системой для электромобилей, HEV и FCV. Конференция IEEE Vehicle Power and Propulsion 2007: 384-391.
- [17] Ван Ф., Чжо Б. Стратегия рекуперативного торможения для гибридных электромобилей, основанная на управлении оптимизацией рекуперативного крутящего момента. Proc. Inst. Mex. Англ. Часть J. Automob. Англ. 2008; 222 (4): 1363-1376.
- [18] Чанг В., Инь Д., Омаэ М., Шимузу Х. Интегрированное управление крутящим моментом на основе скольжения антиблокировочной тормозной системы для электромобиля с колесным двигателем. IEEE J. Ind. Appl. 2014; 3 (4): 318-327.
- [19] Муто Н. Способы управления и распределения тормозного момента для электромобилей с независимым приводом на передние и задние колеса на дорогах с низким коэффициентом трения. IEEE Trans. Ind. Electron. 2012; 59 (10): 3919-3933.
- [20] Басра М.С., Веленис Э., Цао Д. Смешивание крутящего момента четырех колес для контроля пробуксовки в гибридном электромобиле с одной электрической машиной. Международная конференция по Sust Energy Eng and App., Бандунг, Индонезия; 2015 г.
- [21] Сатцгер С., Де Кастро Р., Бунте Т. Модельный подход к распределению управления с прогнозированием для гибридного торможения электромобилей. Материалы симпозиума IEEE по интеллектуальным транспортным средствам, Дирборн, Мичиган; 2014 г.
- [22] Сатцгер С., Де Кастро Р. Комбинированное управление пробуксовкой колес и смешение крутящего момента с использованием MPC. Международная конференция по подключенным автомобилям и выставка, Вена; 2014 г.
- [23] Юань Л., Чен Х, Рен Б., Чжао Х. Модельное управление пробуксовкой для электромобиля с четырьмя колесными двигателями. Китайская конференция по контролю, Ханчжоу, Китай; 2015 г.
- [24] Басра М.С., Веленис Э., Цао Д., Лонго С. Интеграция смешивания крутящего момента и управления скольжением с использованием прогнозирующего управления нелинейной моделью realime. Международный симпозиум по усовершенствованному управлению транспортными средствами, Мюнхен, Германия; 2016 г.
- [25] Баккер Э., Нюборг Л., Пацейка Х. Б.. Моделирование шин для использования в исследованиях динамики транспортных средств. Технический документ SAE 870421; 1987 г.
- [26] Савареси С.М., Танелли М. Проектирование систем активного торможения для транспортных средств. Лондон: Springer London; 2010 г.
- [27] Хори Ю. Управление движением электромобилей и перспективы суперконденсаторов. IEEJ Trans. Электротехника и электроника Eng. 2009; 4 (2): 231-239.
- [28] Кобаяши К., Чеок К.С., Ватанабе К. Оценка абсолютной скорости транспортного средства с использованием фильтра Калмана на основе правил нечеткой логики. Труды американской конференции по контролю. 2005; 5: 3086-3090.
- [29] Дохамиди А., Хепес Дж. FORCES Professional. embotech GmbH (<http://embotech.com/FORCES-Pro>); 2014 г.
- [30] Houska B, Ferreau HS, Diehl M. Автоматически сгенерированный итерационный алгоритм в реальном времени для нелинейного MPC в микросекундном диапазоне. Automatica. 2011; 47 (10): 2279-2285.

- [31] Press WH, Flannery BP, Teukolsky SA, Vetterling W. T. «Метод Рунге-Кутты» и «Адаптивное управление размером шага для Рунге-Кутты». гл. 16.1 и 16.2 в Числовых рецептах в FORTRAN: Искусство научных вычислений, 2-е изд. Кембридж, Англия: Издательство Кембриджского университета, стр. 704-716, 1992 г.