

УДК 629.3

В.И. ЛЕЛЮХИНинженер-программист 1-й категории Центра программного обеспечения¹
E-mail: vladislav.lelyukhin@nami.ru**А.М. ЗАВАТСКИЙ**, канд. техн. наукглавный специалист Центра программного обеспечения¹
E-mail: aleksandr.zavatskiy@nami.ru**М.А. ДОЛЖИКОВ**инженер-программист Центра программного обеспечения¹
студент²
E-mail: maks.dolzhikov@nami.ru¹ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», г. Москва, Российская Федерация²Московский политехнический университет, г. Москва, Российская Федерация*Поступила в редакцию 18.09.2025.*

АНАЛИЗ МЕТОДОВ ОЦЕНКИ УГЛА БОКОВОГО УВОДА АВТОМОБИЛЯ НА ОСНОВЕ СИГНАЛОВ БОРТОВЫХ ДАТЧИКОВ СЕРИЙНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Во всем мире активно растет разработка и производство легковых автомобилей с электроприводами. Возможность подавать момент отдельно на каждое колесо или ось открывает новые перспективы управления поворачиваемостью и курсовой устойчивостью. Анализ публикаций по теме автоматического распределения момента по колесам полноприводных электромобилей показал, что в большинстве случаев для управления поворачивающим моментом используется регулирование с обратной связью по ошибке угла бокового увода автомобиля. Поэтому определение угла бокового увода является ключевой задачей при разработке системы автоматического управления поворачивающим моментом. Практические алгоритмы оценки угла бокового увода должны обеспечивать баланс между вычислительными затратами, малой задержкой и устойчивостью к измерительным ошибкам. Целью работы является определение наиболее простого и точного метода оценки угла бокового увода на основе полученной информации с бортовых датчиков автомобиля. Используются методы имитационного моделирования и обработки эксперимента. В статье представлено сравнение методов оценки угла бокового увода с валидированной имитационной моделью электрического транспортного средства. Полученные результаты моделирования не позволяют выявить однозначно лучший метод оценки угла бокового увода автомобиля. Для окончательной оценки требуется моделирование в составе с фильтром Калмана, также при моделировании должно быть принято во внимание качество сигналов ускорений, продольной скорости и скорости рыскания.

Ключевые слова: угол бокового увода, курсовая устойчивость, управление поворачивающим моментом, скорость рыскания, имитационная модель, угол крена, моделирование

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2026-2-75-15-23>

Введение. Во всем мире активно растет разработка и производство легковых автомобилей с электроприводами. Возможность подавать момент отдельно на каждое колесо или ось открывает новые перспективы управления поворачиваемостью и курсовой устойчивостью. Анализ публикаций по теме автоматического распределения момента по колесам полноприводных электромобилей показал [1], что в большинстве случаев для управления поворачивающим моментом используется регулирование с обратной связью по ошибке угла бокового увода автомобиля [2–7].

Бортовые датчики, используемые в серийных автомобилях, не определяют напрямую боковую скорость и угол увода автомобиля, поэтому определение угла бокового увода является ключевой задачей при разработке системы автоматического управления поворачивающим моментом. Практические алгоритмы оценки угла бокового увода должны обеспечивать баланс между вычислительными затратами, малой задержкой и устойчивостью к измерительным ошибкам. В опубликованных работах можно найти как простые велосипедные модели, так и подробные модели

наблюдателей, работающие в связке с расширенным или сигматочечным фильтром Калмана [8].

Цель данной работы — сравнить некоторые из наиболее простых методов оценки угла бокового увода для последующего использования в связке с фильтром Калмана или фильтром частиц в системе управления поворачивающим моментом.

В качестве эталона в работе используется имитационная модель автомобиля, которая была валидирована по результатам испытаний моделируемого автомобиля. Для сравнения рассматриваемых методов выполнены сценарии с различными скоростями и амплитудами рулевого воздействия в имитационной среде Amesim; для количественной оценки точности применены два критерия — относительная ошибка по амплитуде и временной сдвиг по экстремумам. Такой подход позволяет выявить как амплитудные, так и временные расхождения между упрощенными оценками угла бокового увода автомобиля и более детализированной моделью.

Определение угла бокового увода. Угол бокового увода автомобиля определяется как угол между направлениями продольной оси кузова и фактическим вектором скорости центра масс (рисунок 1).

Он отражает наличие боковой скорости V_y при одновременном движении с продольной скоростью V_x . Параметр β является ключевым для анализа управляемости и курсовой устойчивости (1): отклонение угла β от целевых значений указывает на снос или занос. В системах курсовой устойчивости угол бокового увода используется как диагностический показатель для корректировки и распределения тяговых и тормозных усилий.

$$\beta = \arctan\left(\frac{V_y}{V_x}\right). \quad (1)$$

Существующие датчики современных серийных автомобилей не определяют напрямую боковую скорость и угол увода автомобиля, поэтому определение угла бокового увода является ключевой задачей при разработке системы автоматического управления поворачивающим моментом. Оценка значения угла бокового увода будет основываться на данных со следующих датчиков: датчики скорости вращения колес, датчики продольного и поперечного ускорения,

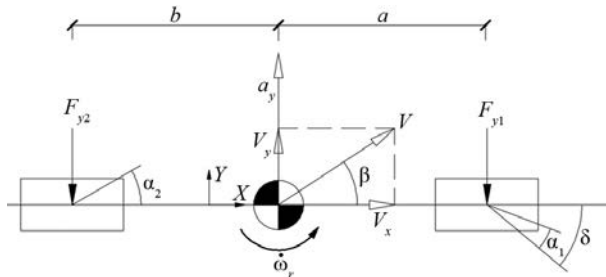


Рисунок 1 — Одноколейная модель динамики транспортного средства
Figure 1 — Single-track model of vehicle dynamics

датчики угла поворота рулевого колеса, датчик угловой скорости.

Методы оценки угла бокового увода автомобиля. Оценка угла бокового увода автомобиля на базе велосипедной модели. Одним из наиболее распространенных подходов к определению угла бокового увода β является использование упрощенной двухстепенной модели автомобиля (так называемой велосипедной модели). Данный метод базируется на допущении, что автомобиль движется в плоскости дороги без учета крена кузова и вертикальной динамики, а передняя и задняя оси рассматриваются как эквивалентные колеса с результирующими жесткостями по боковому уводу. Такой подход позволяет получить аналитические зависимости для оценки угла β и скорости рыскания ω_r , что делает его широко применимым при разработке и верификации алгоритмов активной безопасности (Electronic Stability Control (ESC) — электронная система стабилизации/курсовой устойчивости, Direct Yaw Control (DYC) — прямое управление моментом рыскания, Torque Vectoring (TV) — векторизация крутящего момента) [9, 10].

Система уравнений (2), описывающих динамику автомобиля в данной модели, имеет вид:

$$\begin{cases} (k_1 + k_2)\beta + \frac{1}{u}(ak_1 - bk_2)\omega_r - k_1\delta = m(v + u\omega_r), \\ (ak_1 - bk_2)\beta + \frac{1}{u}(a^2k_1 - b^2k_2)\omega_r - ak_1\delta = I_z\omega_r, \end{cases} \quad (2)$$

где β — угол бокового увода автомобиля; ω_r — скорость рыскания; δ — угол поворота управляемых колес; m — масса автомобиля; I_z — момент инерции относительно вертикальной оси; u — продольная скорость; a, b — расстояния от центра масс до передней и задней осей; k_1, k_2 — жесткости передней и задней осей по боковому уводу.

По системе уравнений (2) составлена схема для определения угла бокового увода на базе велосипедной модели, представленная на рисунке 2.

Преимуществом данного подхода является простота реализации и возможность аналитического описания динамики автомобиля в линейной области работы шин. Модель широко применяется в системах управления курсовой устойчивости для формирования эталонных значений угла β и скорости рыскания ω_r . Однако в реальных условиях ее точность ограничивается рядом допущений: отсутствием учета крена кузова, перераспределения нормальных реакций между осями и нелинейных характеристик шин.

Кинематический метод оценки угла бокового увода автомобиля. Кинематический метод оценки угла бокового увода основан на использовании данных о продольных и поперечных ускорениях, а также скорости рыскания. В отличие от динамических моделей, этот подход не требует знания

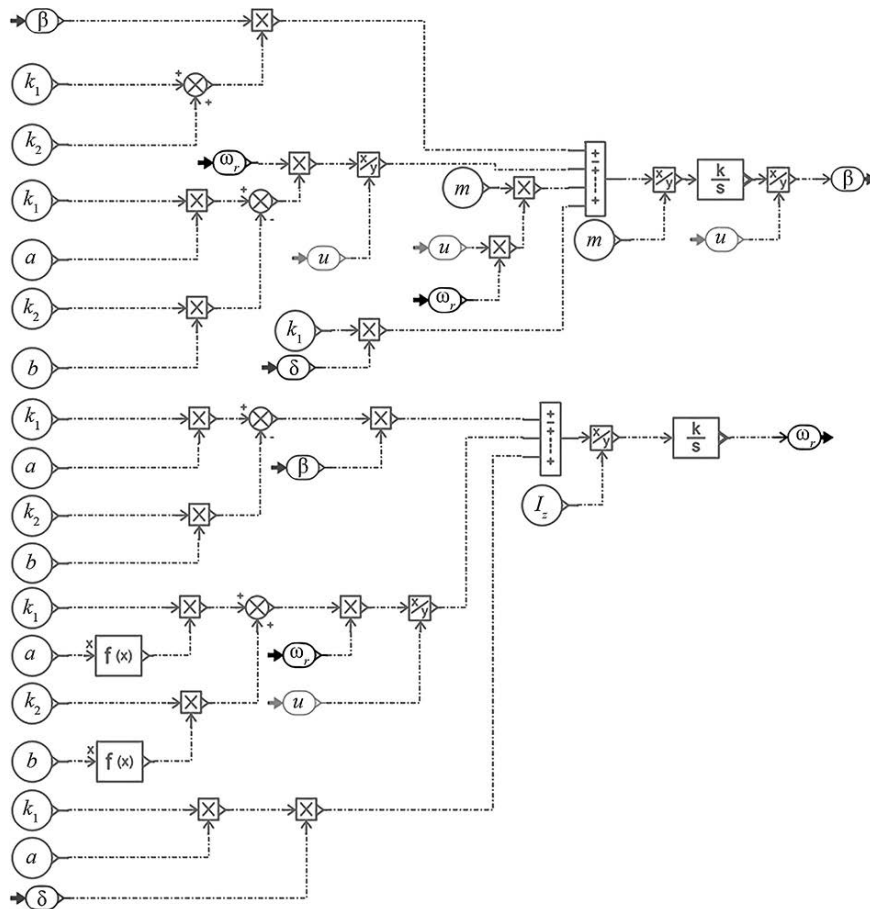


Рисунок 2 — Схема для определения угла бокового увода на базе велосипедной модели, реализованная в среде Amesim
 Figure 2 — Sideslip angle detection scheme based on a bicycle model implemented in the Amesim environment

характеристик шин и геометрических параметров автомобиля, а опирается на фундаментальные уравнения движения центра масс.

Уравнения для проекций скорости центра масс автомобиля при криволинейном движении имеют вид [11]:

$$\dot{V}_x = a_x + \omega_r V_y; \quad \dot{V}_y = a_y + \omega_r V_x, \quad (3)$$

где V_x, V_y — продольная и поперечная скорости в центре масс; a_x, a_y — продольное и поперечное ускорения, измеряемые акселерометрами; ω_r — скорость рыскания, определяемая гироскопом.

Угол бокового увода автомобиля выражается через отношение скорости:

$$\beta = \arctan \left(\frac{\int (a_y + \omega_r V_x) dt}{V_x} \right). \quad (4)$$

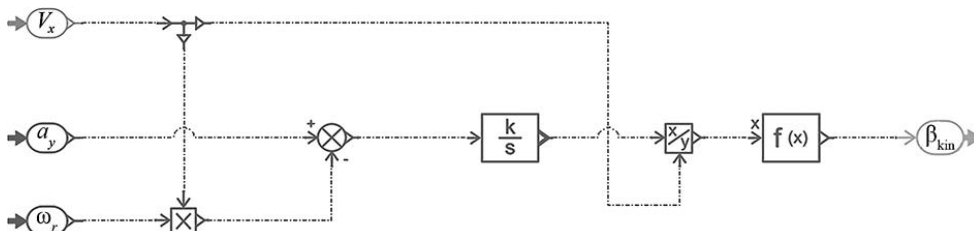


Рисунок 3 — Схема для определения угла бокового увода на основе кинематического метода, реализованная в среде Amesim
 Figure 3 — Scheme for determining the sideslip angle based on the kinematic method, implemented in the Amesim environment

Схема для определения угла бокового увода автомобиля на основе кинематического метода представлена на рисунке 3.

Главным преимуществом кинематического подхода является его независимость от параметров автомобиля и шин: для вычисления угла β достаточно стандартного набора датчиков (акселерометры, гироскоп, датчики скорости колес), которыми уже оснащены современные автомобили.

В то же время данный метод имеет ограничения: интегрирование сигналов приводит к накоплению ошибок, что снижает точность при длительном движении без коррекции. Метод также чувствителен к шумам измерений и не учитывает влияние динамического перераспределения нагрузок. По этой причине на практике кинематический метод чаще используется как часть комбиниро-

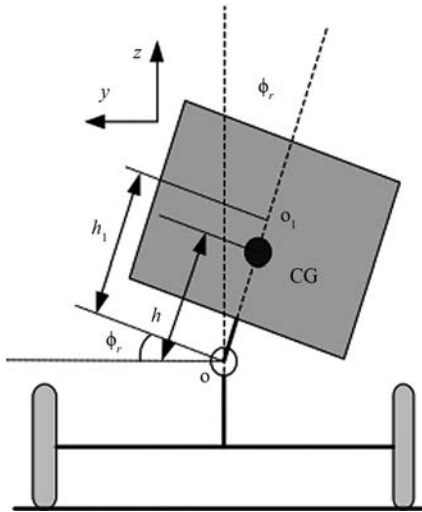


Рисунок 4 — Схема динамической модели транспортного средства
Figure 4 — Diagram of a dynamic vehicle model

ванных алгоритмов совместно с динамическими моделями и наблюдателями состояния, что позволяет повысить устойчивость и достоверность оценки угла бокового увода [12, 13].

Модель, учитывающая угол крена автомобиля. Для задач курсовой устойчивости автомобиля часто используется модель, совмещающая плоскопараллельное движение массы автомобиля и продольный поворот (крен) поддрессоренной массы (рисунок 4) [14, 15].

Поскольку переменные плоскопараллельного движения, такие как продольная скорость, скорость рыскания и боковое ускорение, можно получить с бортовых датчиков автомобиля, воспользуемся только уравнением поворота поддрессоренной массы относительно продольной оси:

$$I_x \ddot{\phi}_r = I_{xz} \dot{\gamma} + m_s h_1 (\dot{V}_y + V_x \gamma) + (m_s g h_1 - K_{\phi_r}) \phi_r - C_{\phi_r} \dot{\phi}_r, \quad (5)$$

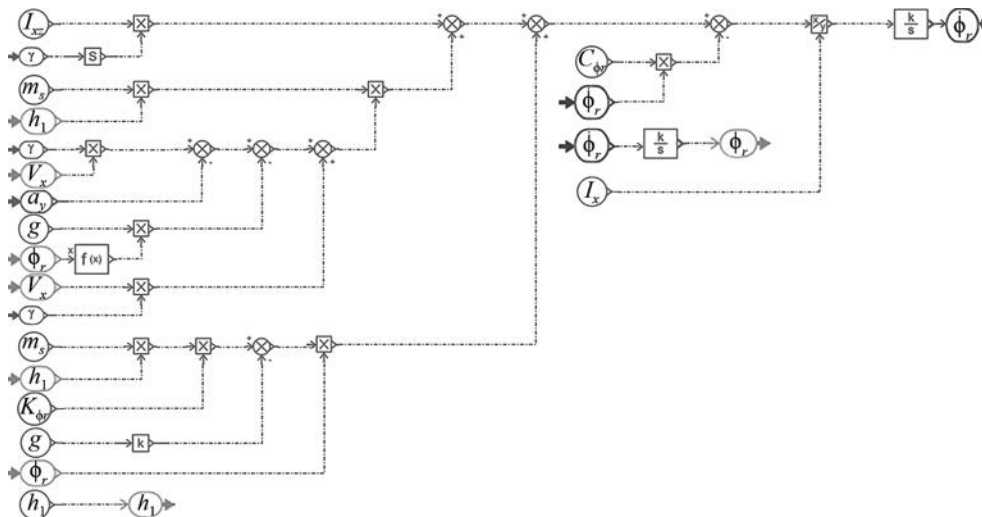


Рисунок 5 — Схема определения угла крена, реализованная в среде Amesim
Figure 5 — Roll angle detection scheme implemented in the Amesim environment

где $\ddot{\phi}_r$ — ускорение крена; $\dot{\phi}_r$ — скорость крена; ϕ_r — угол крена поддрессоренной части кузова; I_{xz} — произведение инерции (связь крена и рыскания) относительно осей $x-z$; I_x — приведенный момент инерции поддрессоренной массы относительно продольной оси x ; h_1 — вертикальное плечо от оси/центра крена до центра масс поддрессоренной части (высота ЦМ над осью крена); $\dot{\gamma}$ — ускорение рыскания; $\gamma = \dot{\omega}_r$ — скорость рыскания; K_{ϕ_r} — эквивалентная жесткость подвески по крену; C_{ϕ_r} — эквивалентное демпфирование по крену.

Так как в данном уравнении 2 целевые неизвестные, необходимо дополнительное связующее уравнение:

$$a_y = \dot{V}_y + \gamma V_x - g \sin \phi_r. \quad (6)$$

По системе из (5)–(6) составлена схема для определения угла крена, представленная на рисунке 5.

Выражаем V_y из уравнения (6) и рассчитываем с учетом полученного угла крена:

$$V_y = \int (\dot{V}_y - g \sin \phi_r) dt. \quad (7)$$

Определяем угол бокового увода:

$$\beta = \arctg \left(\frac{\int (\dot{V}_y - g \sin \phi_r) dt}{V_x} \right). \quad (8)$$

Из полученных уравнений (7) и (8) реализуем схему для угла бокового увода, представленную на рисунке 6.

Имитационная модель. Для проверки адекватности рассматриваемых методов определения угла увода используется сравнение результатов данных методов с результатами моделирования валидированной модели транспортного средства (ТС), которая была разработана в рамках диссертационной работы [16].

Модель ТС (рисунок 7) имеет 15 степеней свободы, контакт шины с дорогой описывается при

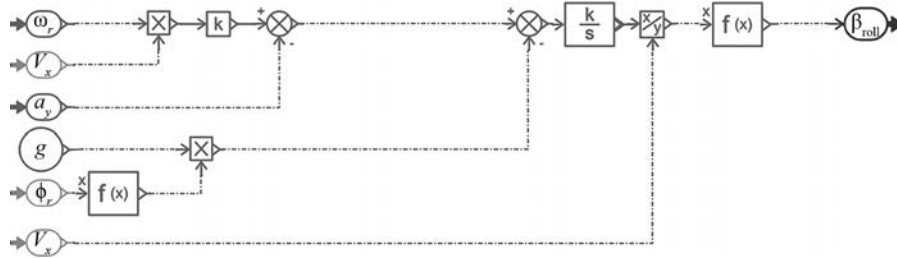


Рисунок 6 — Схема определения угла бокового увода с учетом угла крена автомобиля, реализованная в среде Amesim
 Figure 6 — Sideslip angle detection scheme based on the roll angle of the car, implemented in the Amesim environment

помощи формулы Ганса Пасейки [17, с. 165], параметры которой также были валидированы.

Результаты сравнения модели ТС с испытаниями на реальном объекте показали хорошую сходимость полученных данных [18], поэтому считаем, что ее можно использовать как эталон для сравнения с рассматриваемыми в статье моделями.

Результаты моделирования. Для подведения итогов моделирования сделан количественный и качественный анализ трех упрощенных методов оценки угла бокового увода относительно валидированной модели автомобиля с 15 степенями свободы. Далее в тексте β_{ref} — угол бокового увода модели автомобиля с 15 степенями свободы, β_{2DOF} — угол бокового увода модели двухколесной базы; β_{kin} — угол бокового увода на основе кинематического метода; β_{roll} — угол бокового увода с учетом угла крена автомобиля.

Сопоставление проводится на наборе испытательных сценариев, задаваемых комбинациями скорости движения и амплитуды рулевого воздействия, для достижения целевых значений бокового увода. Для каждого сценария анализ опирается на две согласованные метрики, чувствительные к различиям масштаба и временной структуры отклика:

- ошибка по амплитуде ϵ_A — относительное расхождение в вершинах колебаний, вычисляемое на всем интервале рассмотрения с последующим усреднением:

$$\epsilon_A = \frac{|\beta_{model} - \beta_{ref}|}{|\beta_{ref}|} \cdot 100 \% ; \quad (9)$$

- фазовый сдвиг Δt — временной сдвиг по времени между соответствующими экстремумами:

$$\Delta t = t_{model} - t_{ref} , \quad (10)$$

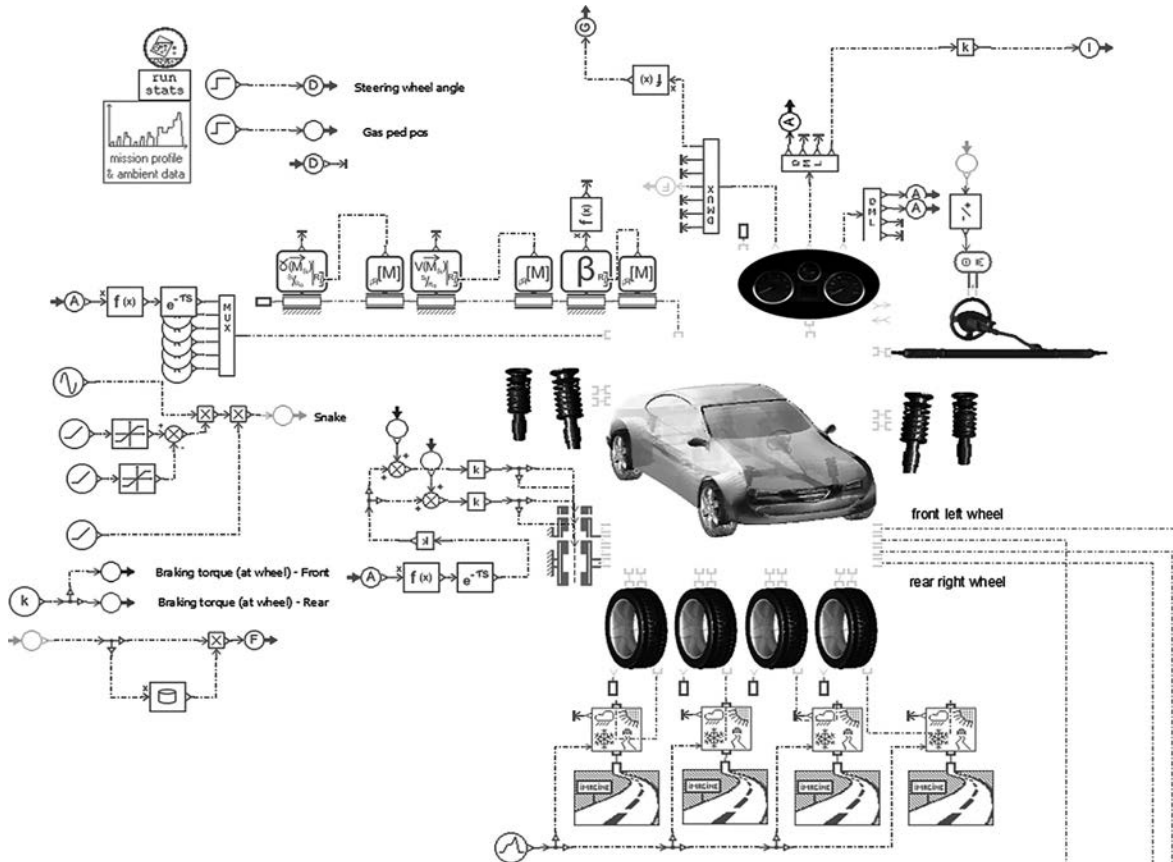


Рисунок 7 — Структура модели транспортного средства
 Figure 7 — Structure of the vehicle model

где $\Delta t > 0$ интерпретируется как запаздывание метода относительно эталона, $\Delta t < 0$ — как опережение. Среднее значение $\Delta \bar{t}$ рассчитывается между соответствующими экстремумами.

Общий анализ. 2DOF — хорошее совпадение формы первых колебаний отражено на ри-

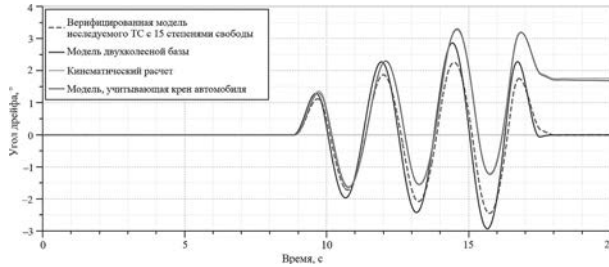


Рисунок 8 — Результат оценки угла бокового увода до 3°
Figure 8 — Assessment result of sideslip angle of up to 3°

Таблица 1 — Результаты сравнительного анализа для целевого значения угла бокового увода до 3°
Table 1 — Comparative analysis results for the target sideslip angle of up to 3°

| t_{ref} , с | β_{ref} , ° | $\varepsilon_{A_{2DOF}}$, % | Δt_{2DOF} , с | $\varepsilon_{A_{kin}}$, % | Δt_{kin} , с | $\varepsilon_{A_{roll}}$, % | Δt_{roll} , с |
|---------------|-------------------|------------------------------|-----------------------|-----------------------------|----------------------|------------------------------|-----------------------|
| 9,460 | 0,33 | 15,37 | -0,05 | 21,49 | 0,05 | 16,53 | 0,04 |
| 10,25 | -0,66 | 14,46 | -0,07 | 5,800 | 0,04 | 4,590 | 0,03 |
| 11,30 | 1,63 | 21,37 | -0,07 | 22,14 | 0,08 | 22,81 | 0,09 |
| 12,56 | -2,22 | 16,78 | -0,07 | 25,23 | 0,02 | 25,51 | 0,03 |
| 13,84 | 2,95 | 26,99 | -0,06 | 44,85 | 0,11 | 46,52 | 0,11 |
| 15,13 | -3,75 | 19,85 | -0,08 | 50,33 | 0,01 | 49,73 | 0,02 |
| 16,41 | 4,51 | 29,95 | -0,06 | 81,99 | 0,07 | 82,31 | 0,07 |
| 17,31 | -1,37 | 15,37 | -0,05 | 21,49 | 0,05 | 16,53 | 0,04 |

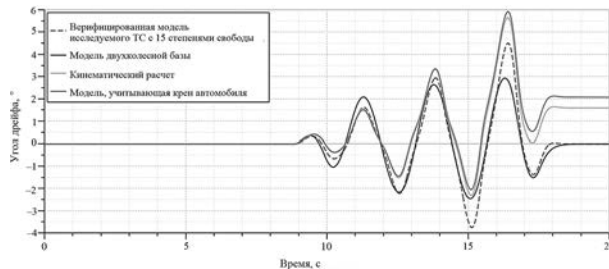


Рисунок 9 — Результат оценки угла бокового увода до 5°
Figure 9 — Assessment result of sideslip angle of up to 5°

Таблица 2 — Результаты сравнительного анализа для целевого значения угла бокового увода до 5°
Table 2 — Comparative analysis results for the target sideslip angle of up to 5°

| t_{ref} , с | β_{ref} , ° | $\varepsilon_{A_{2DOF}}$, % | Δt_{2DOF} , с | $\varepsilon_{A_{kin}}$, % | Δt_{kin} , с | $\varepsilon_{A_{roll}}$, % | Δt_{roll} , с |
|---------------|-------------------|------------------------------|-----------------------|-----------------------------|----------------------|------------------------------|-----------------------|
| 9,460 | 0,33 | 10,23 | -0,06 | 29,11 | 0,07 | 25,22 | 0,07 |
| 10,25 | -0,66 | 57,44 | -0,04 | 41,54 | 0,02 | 43,77 | 0,01 |
| 11,30 | 1,63 | 28,30 | 0 | 4,020 | -0,01 | 7,380 | -0,01 |
| 12,56 | -2,22 | 2,340 | -0,01 | 31,75 | -0,03 | 34,97 | -0,03 |
| 13,84 | 2,95 | 10,44 | -0,06 | 13,13 | -0,01 | 13,92 | -0,01 |
| 15,13 | -3,75 | 34,65 | -0,06 | 38,53 | -0,03 | 45,44 | -0,03 |
| 16,41 | 4,51 | 34,80 | -0,11 | 25,48 | -0,01 | 31,40 | 0 |
| 17,31 | -1,37 | 10,08 | -0,01 | 103,40 | -0,04 | 139,56 | -0,05 |

сунках 8, 9; при росте интенсивности маневра проявляются амплитудные и фазовые искажения (обычно опережение, $\Delta t < 0$) (таблицы 1–4), требующие коррекции (рисунки 10, 11).

Кинематический метод дает минимальную структурную сложность и стабильно малые фа-

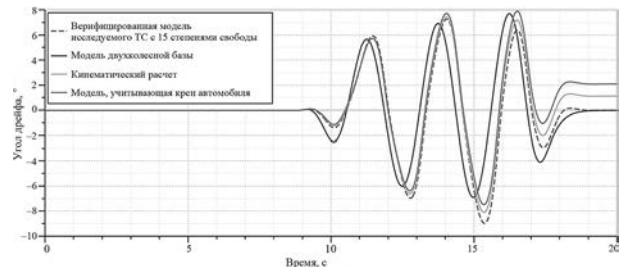


Рисунок 10 — Результат оценки угла бокового увода до 7°
Figure 10 — Assessment result of sideslip angle of up to 7°

Таблица 3 — Результаты сравнительного анализа для целевого значения угла бокового увода до 7°
Table 3 — Comparative analysis results for the target sideslip angle of up to 7°

| t_{ref} , с | β_{ref} , ° | $\varepsilon_{A_{2DOF}}$, % | Δt_{2DOF} , с | $\varepsilon_{A_{kin}}$, % | Δt_{kin} , с | $\varepsilon_{A_{roll}}$, % | Δt_{roll} , с |
|---------------|-------------------|------------------------------|-----------------------|-----------------------------|----------------------|------------------------------|-----------------------|
| 10,11 | -1,38 | 80,18 | -0,02 | 12,19 | -0,01 | 17,83 | -0,02 |
| 11,46 | 5,94 | 4,490 | -0,22 | 3,240 | -0,01 | 3,380 | -0,01 |
| 12,77 | -6,96 | 13,75 | -0,28 | 5,410 | -0,01 | 8,560 | -0,02 |
| 14,04 | 7,29 | 4,910 | -0,30 | 2,100 | -0,01 | 6,060 | 0 |
| 15,37 | -8,97 | 23,07 | -0,39 | 9,850 | -0,02 | 16,72 | -0,02 |
| 16,51 | 6,41 | 20,42 | -0,28 | 12,45 | -0,01 | 23,76 | 0 |
| 17,42 | -2,92 | 39,85 | -0,11 | 31,15 | -0,02 | 64,34 | -0,02 |

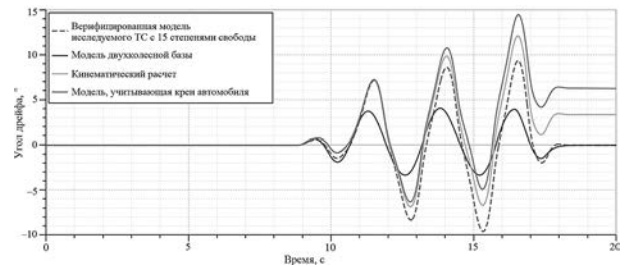


Рисунок 11 — Результат оценки угла бокового увода до 9°
Figure 11 — Assessment result of sideslip angle of up to 9°

Таблица 4 — Результаты сравнительного анализа для целевого значения угла бокового увода до 9°
Table 4 — Comparative analysis results for the target sideslip angle of up to 9°

| t_{ref} , с | β_{ref} , ° | $\varepsilon_{A_{2DOF}}$, % | Δt_{2DOF} , с | $\varepsilon_{A_{kin}}$, % | Δt_{kin} , с | $\varepsilon_{A_{roll}}$, % | Δt_{roll} , с |
|---------------|-------------------|------------------------------|-----------------------|-----------------------------|----------------------|------------------------------|-----------------------|
| 9,45 | 0,60 | 13,83 | -0,04 | 29,45 | 0,07 | 26,79 | 0,07 |
| 10,21 | -1,45 | 30,08 | 0,01 | 39,33 | 0 | 42,74 | -0,01 |
| 11,50 | 7,16 | 47,97 | -0,2 | 0,930 | 0 | 1,290 | 0 |
| 12,80 | -8,33 | 60,03 | -0,2 | 17,78 | -0,02 | 24,17 | -0,03 |
| 14,05 | 8,61 | 52,84 | -0,23 | 14,60 | 0 | 25,22 | 0,01 |
| 15,33 | -9,61 | 65,37 | -0,12 | 30,40 | -0,02 | 48,86 | -0,02 |
| 16,56 | 9,36 | 57,83 | -0,13 | 29,51 | -0,01 | 54,83 | 0 |
| 17,38 | -1,96 | 25,02 | -0,02 | 156,76 | -0,02 | 312,95 | -0,02 |

зовые сдвиги в штатных режимах при умеренной ϵ_A (см. таблицы 3, 4), но накапливает ошибки на длинном окне (см. рисунки 8–11), что делает его надежным только в составе наблюдателя с регулярной коррекцией.

Метод, учитывающий угол крена автомобиля — лучшая фазовая согласованность среди упрощенных подходов особенно видна на рисунках 9–11, однако амплитудные расхождения и фазовые сдвиги сохраняются (см. таблицы 1–4); метод уместен в наблюдателях с адаптацией/коррекцией.

Заключение. В работе выполнен сравнительный анализ трех упрощенных методов оценки угла бокового увода автомобиля — линейной двухстепенной модели, кинематического метода и динамической модели с учетом крена. Сравнение выполнено относительно валидированной эталонной модели транспортного средства с 15 степенями свободы в среде Amesim по набору сценариев, варьирующих скорость движения и амплитуду рулевого воздействия. Для анализа использовались критерии относительной ошибки по амплитуде и фазового сдвига экстремумов.

На малых углах бокового увода автомобиля (см. рисунки 8, 9) модель с двумя степенями свободы (велосипедная модель) показывает лучшие результаты по сравнению с двумя другими методами оценки, при этом все еще наблюдается фазовый сдвиг в среднем в пределах 0,04–0,06 с на всем времени моделирования (см. таблицы 1, 2).

При увеличении угла бокового увода автомобиля ситуация изменяется (см. рисунки 10, 11), лучшие результаты сходимости показывает кинематический метод и метод, учитывающий угол крена автомобиля, средние значения фазового сдвига 0,01–0,017 и 0,012–0,02 с соответственно (см. таблицы 2, 3). Средняя ошибка по амплитуде для кинематического метода до 7° бокового увода составила до 10 % (см. таблицу 2).

Полученные результаты моделирования не позволяют выявить однозначно лучший метод оценки угла бокового увода автомобиля. Для кинематического метода и метода с учетом угла крена автомобиля сильное влияние оказывает накопление интегральной ошибки (это видно на рисунках 8–11, а также отражено в таблицах 1–4), однако этот эффект должен нивелироваться с помощью фильтра Калмана или фильтра частиц. Для окончательной оценки требуется моделирование в составе с фильтром Калмана, также при моделировании должно быть принято во внимание качество сигналов ускорений, продольной скорости и скорости рыскания.

Список литературы

1. Заватский, А.М. Развитие алгоритмов активного распределения момента по осям легкового автомобиля / А.М. Заватский, С.А. Харитонов // Труды НАМИ. — 2017. — № 2(269). — С. 37–47.
2. Takagi–Sugeno fuzzy-based Kalman filter observer for vehicle side-slip angle estimation and lateral stability control / L. Zhang, B. Li, H. Du, B. Zhang // Proc. of the 2019 3rd Intern. Symposium on Autonomous Systems (ISAS), Shanghai, 29–31 May 2019. — 2019. — P. 352–357. — DOI: <https://doi.org/10.1109/ISASS.2019.8757751>.
3. Tahami, F. Stability assist system for a two-motor-drive electric vehicle using fuzzy logic: 2003-01-1285 / F. Tahami, S. Farhanghi, R. Kazemi // SAE Technical Paper. — 2003. — DOI: <https://doi.org/10.4271/2003-01-1285>.
4. Fuzzy based stability enhancement system for a four-motor-wheel electric vehicle: 2002-01-1588 / F. Tahami, R. Kazemi, S. Farhanghi, B. Samadi // SAE Technical Paper. — 2002. — DOI: <https://doi.org/10.4271/2002-01-1588>.
5. Tahami, F. Direct yaw control of an all-wheel-drive EV based on fuzzy logic and neural networks: 2003-01-0956 / F. Tahami, R. Kazemi, S. Farhanghi // SAE Technical Paper. — 2003. — DOI: <https://doi.org/10.4271/2003-01-0956>.
6. Sun, X. Estimation of longitudinal force, sideslip angle and yaw rate for four-wheel independent actuated autonomous vehicles based on PWA tire model / X. Sun, Y. Wan, W. Hu // Sensors. — 2022. — Vol. 22, iss. 9. — DOI: <https://doi.org/10.3390/s22093403>.
7. Sliding mode methods in electric vehicle stability control / T. Agliullin, V. Ivanov, M.S. Kaddari [et al.] // Prof. of the 8th IEEE Intern. Conf. on Connected Vehicles and Expo, Graz, 4–8 Nov. 2019. — 2020. — DOI: <https://doi.org/10.1109/IC-CVE45908.2019.8965171>.
8. Чаплыгин, А.В. Идентификация параметров курсового движения автомобиля с использованием сигма-точечного фильтра Калмана / А.В. Чаплыгин, И.А. Куликов // Известия МГТУ «НАМИ». — 2021. — Т. 15, № 3(49). — С. 57–69. — DOI: <https://doi.org/10.31992/2074-0530-2021-49-3-57-69>.
9. Zhang, H. Yaw torque control of electric vehicle stability / H. Zhang, J. Zhang // Proc. of the 6th IEEE Intern. Conf. on Information and Automation for Sustainability, Beijing, 27–29 Sept. 2012. — 2013. — P. 318–322. — DOI: <https://doi.org/10.1109/ICIAFS.2012.6419924>.
10. Shi, P.-C. Modeling and simulation of linear two-DOF vehicle handling stability / P.-C. Shi, Q. Zhao, S.-S. Peng // ITM Web of Conferences. — 2017. — Vol. 11. — DOI: <https://doi.org/10.1051/itmconf/20171107007>.
11. Vehicle sideslip estimation / H.F. Grip, L. Imsland, T.A. Johansen [et al.] // IEEE Control Systems Magazine. — 2009. — Vol. 29, iss. 5. — P. 36–52. — DOI: <https://doi.org/10.1109/MCS.2009.934083>.
12. Development and validation of a Kalman filter-based model for vehicle slip angle estimation / M. Gadola, D. Chindamo, M. Romano, F. Padula // Vehicle System Dynamics. — 2014. — Vol. 52, iss. 1. — P. 68–84. — DOI: <https://doi.org/10.1080/00423114.2013.859281>.
13. Chindamo, D. On the vehicle sideslip angle estimation: a literature review of methods, models, and innovations / D. Chindamo, B. Lenzo, M. Gadola // Applied Sciences. — 2018. — Vol. 8, iss. 3. — DOI: <https://doi.org/10.3390/app8030355>.
14. Vehicle lateral stability control based on sliding mode control / S. Zhao, Y. Li, L. Zheng, S. Lu // Proc. of the 2007 IEEE Intern. Conf. on Automation and Logistics, Jinan, 18–21 Aug. 2007. — 2007. — P. 638–642. — DOI: <https://doi.org/10.1109/ICAL.2007.4338642>.
15. Куликов, И.А. Совершенствование средств создания и исследования автомобилей с комбинированными энергоустановками с помощью технологий виртуально-физических испытаний: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Куликов Илья Александрович; ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ». — М., 2016. — 204 с.
16. Заватский, А.М. Методы активного распределения момента между осями полноприводного электромобиля: дис. ... канд. техн. наук: 2.5.11 / Заватский Александр Михайлович; ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ». — М., 2023. — 133 с.
17. Pacejka, H.B. Tire and vehicle dynamics / H.B. Pacejka, I.J.M. Besselink. — 3rd ed. — Oxford: Butterworth-Heinemann, 2012. — 672 p.
18. Development of an electric all-wheel-drive simulation model used to test torque distribution algorithms / A.M. Zavatsky, A.V. Keller, S.S. Shadrin [et al.] // Energies. — 2023. — Vol. 16, iss. 20. — DOI: <https://doi.org/10.3390/en16207144>.

LELYUKHIN Vladislav I.

First Category Software Engineer of the Software Center¹

E-mail: vladislav.lelyukhin@nami.ru

ZAVATSKIY Aleksandr M., Ph. D. in Eng.

Chief Specialist of the Software Center¹

E-mail: aleksandr.zavatskiy@nami.ru

DOLZHIKOV Maksim A.

Software Engineer of the Software Center¹

Student²

E-mail: maks.dolzhiikov@nami.ru

¹FSUE "NAMI", Moscow, Russian Federation

²Moscow Polytechnic University, Moscow, Russian Federation

Received September 18, 2025.

ANALYSIS OF METHODS FOR ASSESSING THE SIDESLIP ANGLE OF A CAR BASED ON SIGNALS FROM ON-BOARD SENSORS OF PRODUCTION VEHICLES

The development and production of electric passenger cars is actively growing all over the world. The ability to apply torque separately to each wheel or axle opens up new prospects for steering and stability control. An analysis of publications on the topic of automatic distribution of torque across the wheels of all-wheel drive electric vehicles has shown that in most cases, feedback control is used to control the torque due to the error of the sideslip angle of the car. Therefore, determining the sideslip angle is a key task when developing an automatic torque control system. Practical sideslip angle estimation algorithms must strike a balance between computational cost, low latency, and resistance to measurement errors. The aim of the work is to determine the simplest and most accurate method for assessing the sideslip angle based on the information received from the vehicle's on-board sensors. The methods of simulation modeling and experimental processing are used. The article presents a comparison of sideslip angle estimation methods with a validated simulation model of an electric vehicle. The simulation results obtained do not help to identify the unambiguously best method for evaluating the sideslip angle of a car. For the final assessment, modeling in combination with a Kalman filter is required, and the quality of acceleration, longitudinal velocity, and yaw rate signals must also be taken into account during modeling.

Keywords: sideslip angle, directional stability, torque control, yaw rate, simulation model, roll angle, simulation

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2026-2-75-15-23>

References

- Zavatskiy A.M., Kharitonov S.A. Razvitie algoritmov aktivnogo raspredeleniya momenta po osyam legkovogo avtomobilya [Development of algorithms for active torque distribution along the vehicle axes]. *Trudy NAMI*, 2017, no. 2(269), pp. 37–44 (in Russ.).
- Zhang L., Li B., Du H., Zhang B. Takagi-Sugeno fuzzy-based Kalman filter observer for vehicle side-slip angle estimation and lateral stability control. *Proc. 2019 3rd international symposium on autonomous systems (ISAS)*. Shanghai, 2019, pp. 352–357. DOI: <https://doi.org/10.1109/ISASS.2019.8757751>.
- Tahami F., Farhanghi S., Kazemi R. Stability assist system for two-motor-drive electric vehicle using fuzzy logic. SAE Technical Paper, no. 2003-01-1285, 2003. DOI: <https://doi.org/10.4271/2003-01-1285>.
- Tahami F., Kazemi R., Farhanghi S., Samadi B. Fuzzy based stability enhancement system for a four-motor-wheel electric vehicle. SAE Technical Paper, no. 2002-01-1588, 2002. DOI: <https://doi.org/10.4271/2002-01-1588>.
- Tahami F., Kazemi R., Farhanghi S. Direct yaw control of an all-wheel-drive EV based on fuzzy logic and neural networks. SAE Technical Paper, no. 2003-01-0956, 2003. DOI: <https://doi.org/10.4271/2003-01-0956>.
- Sun X., Wang Y., Hu W. Estimation of longitudinal force, sideslip angle and yaw rate for four-wheel independent actuated autonomous vehicles based on PWA tire model. *Sensors*, 2022, vol. 22, iss. 9. DOI: <https://doi.org/10.3390/s22093403>.
- Agliullin T., et al. Sliding mode methods in electric vehicle stability control. *Proc. 2019 IEEE international conference on connected vehicles and expo (ICCVE)*. Graz, 2019. DOI: <https://doi.org/10.1109/ICCVE45908.2019.8965171>.
- Chaplygin A.V., Kulikov I.A. Identifikatsiya parametrov kursovogo dvizheniya avtomobilya s ispolzovaniem sigma-tochechnogo filtra Kalmana [Identification of vehicle directional parameters using the sigma-point Kalman filters]. *Izvestia MGTU MAMI*, 2021, vol. 15, no. 3(49), pp. 57–69. DOI: <https://doi.org/10.31992/2074-0530-2021-49-3-57-69> (in Russ.).

9. Zhang H., Zhang J. Yaw torque control of electric vehicle stability. *Proc. 2012 IEEE 6th international conference on information and automation for sustainability*, 2012, pp. 318–322. DOI: <https://doi.org/10.1109/ICIAFS.2012.6419924>.
10. Shi P.-C., Zhao Q., Peng S.-S. Modeling and simulation of linear two-DOF vehicle handling stability. *ITM web of conferences*, 2017, vol. 11. DOI: <https://doi.org/10.1051/itmconf/20171107007>.
11. Grip H.F., et al. Vehicle sideslip estimation. *IEEE control systems magazine*, 2009, vol. 29, iss. 5, pp. 36–52. DOI: <https://doi.org/10.1109/MCS.2009.934083>.
12. Gadola M., Chindamo D., Romano M., Padula F. Development and validation of a Kalman filter-based model for vehicle slip angle estimation. *Vehicle system dynamics*, 2014, vol. 52, iss. 1, pp. 68–84. DOI: <https://doi.org/10.1080/00423114.2013.859281>.
13. Chindamo D., Lenzo B., Gadola M. On the vehicle sideslip angle estimation: a literature review of methods, models, and innovations. *Applied sciences*, 2018, vol. 8, iss. 3. DOI: <https://doi.org/10.3390/app8030355>.
14. Zhao S., Li Y., Zheng L., Lu S. Vehicle lateral stability control based on sliding mode control. *Proc. 2007 IEEE international conference on automation and logistics*. Jinan, 2007, pp. 638–642. DOI: <https://doi.org/10.1109/ICAL.2007.4338642>.
15. Kulikov I.A. *Sovershenstvovanie sredstv sozdaniya i issledovaniya avtomobiley s kombinirovannymi energoustanovkami s pomoshchyu tekhnologiy virtualno-fizicheskikh ispytaniy*. Diss. kand. tekhn. nauk [Improving the means of creating and researching vehicles with combined power plants using virtual and physical testing technologies. Ph. D. Thesis]. Moscow, 2016. 204 p. (in Russ.).
16. Zavatskiy A.M. *Metody aktivnogo raspredeleniya momenta mezhdru osyami polnoprivodnogo elektromobilya*. Diss. kand. tekhn. nauk [Methods of active torque distribution between the axles of an all-wheel drive electric vehicle. Ph. D. Thesis]. Moscow, 2023. 133 p. (in Russ.).
17. Pacejka H.B., Besselink I.J.M. *Tire and vehicle dynamics*. Oxford, Butterworth-Heinemann, 2012. 672 p.
18. Zavatsky A.M., et al. Development of an electric all-wheel-drive simulation model used to test torque distribution algorithms. *Energies*, 2023, vol. 16, iss. 20. DOI: <https://doi.org/10.3390/en16207144>.