



Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Московский государственный технический университет
имени Н.Э. Баумана
(национальный исследовательский университет)»
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

ФАКУЛЬТЕТ «Специальное машиностроение»

КАФЕДРА «Колесные машины»

Отчёт о выполнении лабораторной работы №4
по курсу
«Динамика транспортных средств»
на тему
«Тормозной режим качения колесного движителя»

Студент СМ10-71

(подпись, дата)

В.Б. Сухоносенко

(Ф.И.О.)

Преподаватель

(подпись, дата)

П.В. Зыбин

(Ф.И.О.)

2025 г.

Содержание

1	Исходные данные	1
2	Основная часть	2
2.1	Построение математической модели	2
2.2	Составление схемы в Simulink	5
2.3	Симуляция модели	8
3	Вывод	13
A	Скрипт MATLAB для модели Simulink	14

1 Исходные данные

Задачей лабораторной работы №4 являлось построение математической модели тормозного режима качения автомобиля, работы антиблокировочной системы (АБС), учёта наличия сцепления в трансмиссии и обеспечение возможности управления сцеплением, тормозным усилием и подачей топлива в модели, моделирование разгона с последующим торможением. За основу взята модели из лабораторной работы №3 "Режимы качения колеса".

Режимы качения и соотношения продольной силы P_x и крутящего момента M_k при них показаны на рис. 1.1: цифра 1 соответствует ведомому режиму, 2 - свободному, 3 - ведущему, 4 - нейтральному, 5 - тормозному.

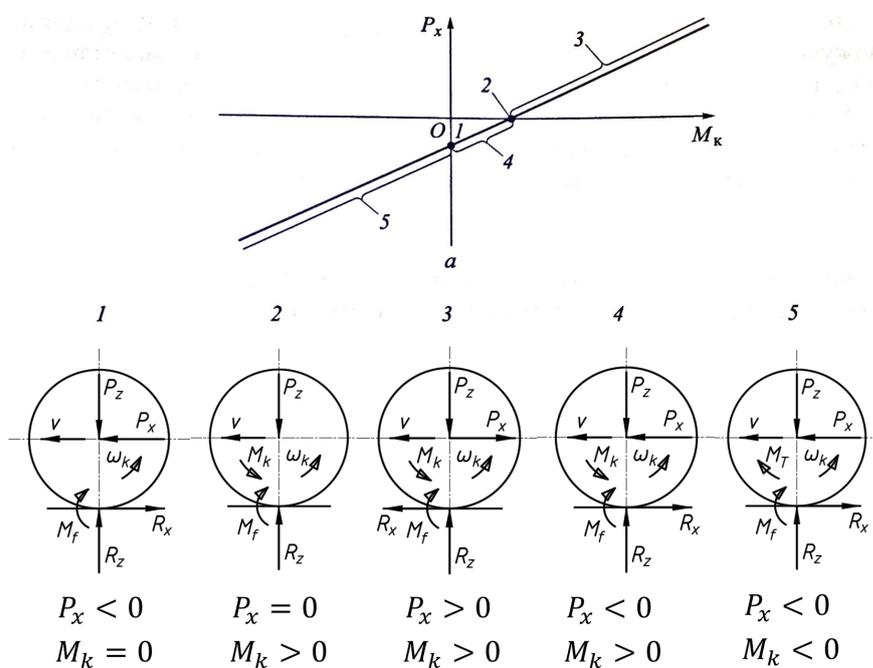


Рисунок 1.1 — Режимы качения колесного движителя

2 Основная часть

2.1 Построение математической модели

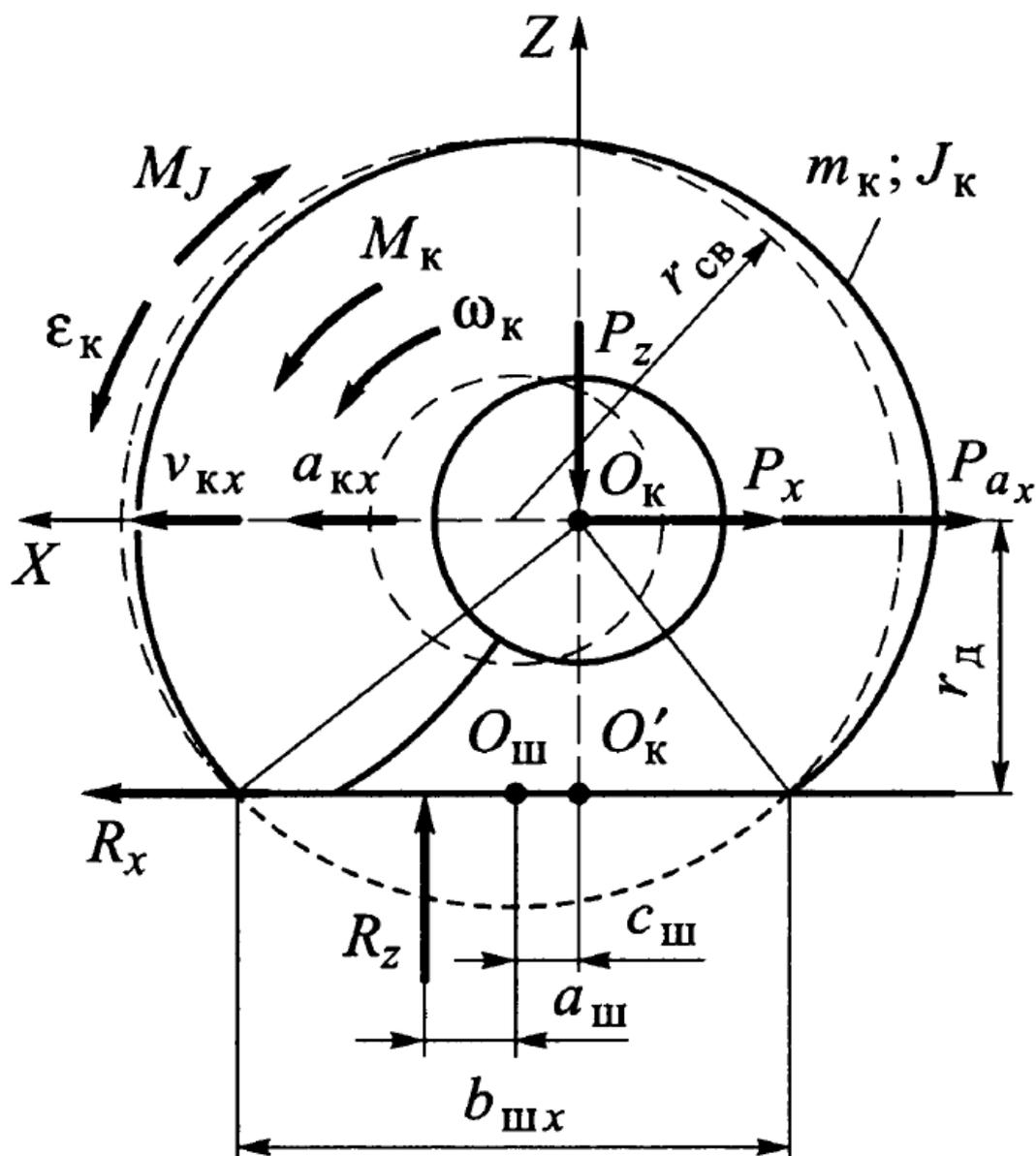


Рисунок 2.1 — Схема качения колеса

Движение колеса описывается тремя уравнениями, исходящими из второго закона Ньютона:

1. Ускорение в проекции на вертикальную ось находится из (2.1). Его принимаем равным нулю (вертикальным перемещением пренебрегаем при прямолинейном движении).

$$\ddot{z} = 0 = \frac{1}{m} [R_z - P_z] \implies R_z = P_z = mg \quad (2.1)$$

где m - четверть массы автомобиля, R_z - вертикальная реакция в пятне контакта колеса с опорной поверхностью, $P_z = mg$ - вертикальная нагрузка на колесо.

2. Ускорение в проекции на горизонтальную ось (уравнение 2.2)

$$\dot{v} = \frac{1}{m}[R_x - P_x] = \frac{1}{m}[\varphi R_z - P_x] \quad (2.2)$$

Где $R_x = \varphi R_z$ - горизонтальная реакция в пятне контакта, φ - коэффициент сцепления с опорной поверхностью, который задаётся эмпирической формулой 2.3

$$\varphi = \varphi_{max}[1 - e^{-s/s_0}][1 + e^{-s/s_1}]\text{sign}(s) \quad (2.3)$$

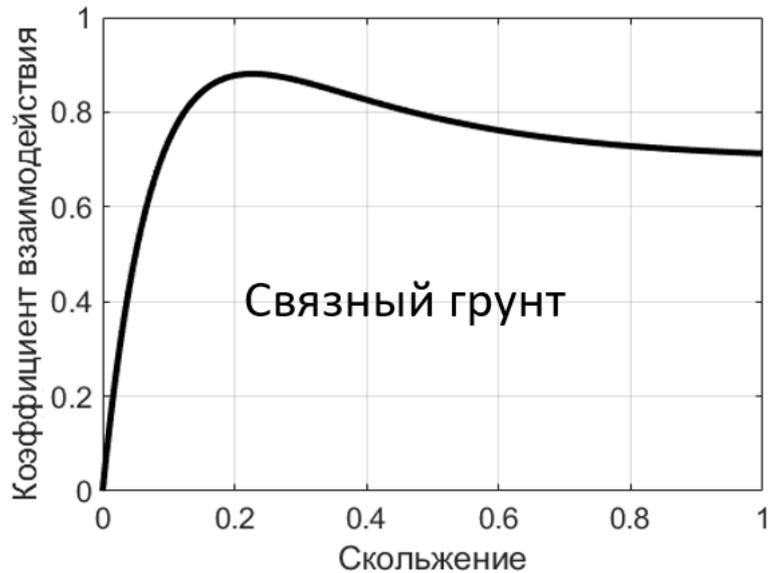


Рисунок 2.2 — Зависимость $\varphi(s)$ для связного грунта

Здесь $s_0 = 0.1, s_1 = 0.15$ - константы, s - коэффициент скольжения, определяемый по (2.4):

$$s = \frac{\omega_k r_{k0} - v}{\max(\omega_k r_{k0}, v)} \quad (2.4)$$

(ω_k - угловая скорость вращения колеса) Радиус качения r_{k0} приближенно принимаем постоянным и равным 97% от свободного радиуса колеса.

3. Угловое ускорение колеса (уравнение 2.5)

$$\dot{\omega}_k = \frac{1}{J_k}[M_k - R_z f r_{k0} - R_x r_{k0} - M_{br}] \quad (2.5)$$

Где M_k - подводимый к колесу крутящий момент, f - коэффициент сопротивления качению, учитывающий смещение центра приведения реакции R_z относительно центра пятна контакта, M_{br} - тормозной момент.

4. Помимо этого, двигатель может отсоединяться от остальной части трансмиссии благодаря сцеплению. Вместо M_k на колесо приходит момент, передаваемый сцеплением M_f , который может отличаться от выдаваемого двигателем момента M_e - это зависит от степени закрытия сцепления. Уравнение вращательного движения для двигателя имеет вид (2.6):

$$\dot{\omega}_e = \frac{1}{J_e} [M_e - M_f] \quad (2.6)$$

Где ω_e - угловая частота вращения коленчатого вала двигателя, J_e - момент инерции вращающихся масс двигателя. $M_f = M_f(\omega_e - \omega_{\omega_k})$ - момент, передаваемый сцеплением, зависит от рассогласования частоты вращения двигателя и колеса.

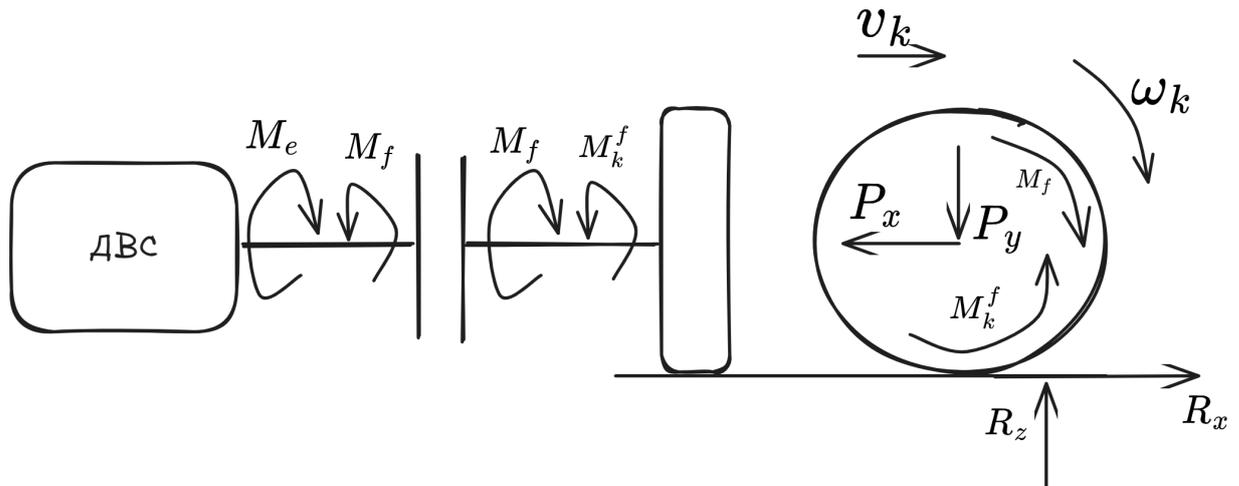


Рисунок 2.3 — Схема со сцеплением

5. Управление движением осуществляется различной степенью открытия сцепления $h_{sc} \in [0,1]$, подачи топлива ($h_{acc} \in [0,1]$) и нажатия на педаль тормоза ($h_{br} \in [0,1]$). В этом случае реализуемый двигателем момент равен $h_{acc}M_e(\omega_e)$ - частичная характеристика двигателя; реализуемое тормозное усилие равно $h_{br}M_{br}$; момент, передаваемый сцеплением - $h_{sc}M_f$.

В конечном счете получим систему уравнений (2.7) для описания качения колеса:

$$\begin{cases} R_z = mg \\ \dot{v} = \frac{1}{m}[\varphi R_z - P_x] \\ \dot{\omega}_k = \frac{1}{J_k}[h_{sc}M_f - R_z r_{k0}(f + \varphi(s)) - h_{br}M_{br}] \\ \dot{\omega}_e = \frac{1}{J_e}[h_{acc}M_e - h_{sc}M_f]\varphi = \varphi_{max}[1 - e^{-s/s_0}][1 + e^{-s/s_1}]\text{sign}(s) \\ s = \frac{\omega_k r_{k0} - v}{\max(\omega_k r_{k0}, v)} \end{cases} \quad (2.7)$$

Величина P_x зависит от режима качения - в ведущем режиме $P_x = fmg$, в ведомом $P_x = -fmg$, в свободном она равна нулю. В нейтральном режиме, например, при движении вниз по склону, $0 < P_x < fmg$.

2.2 Составление схемы в Simulink

На рис. рис. 2.5 показано, каким образом задаётся зависимость возможного для реализации тормозного момента от частоты вращения колеса - линейный участок в окрестности нуля позволяет избежать ошибок решателя при работе с функциями, имеющими разрыв. Таким же образом (рис. 2.6) задаётся возможный для реализации момент, передаваемый сцеплением.

Для АБС так же задана характеристика (см. рис. 2.6). При увеличении скольжения и выходе за пределы оптимального коэффициента сцепления АБС ограничивает максимальное тормозное усилие.

Блоки `function block` вычисляют значения φ, s в соответствии с (2.3), (2.4).

Момент от электродвигателя мотор-колеса задаётся линейной функцией: Максимальный момент равен $\varphi_{max}mgr_{k0}$ при нулевых оборотах и равен нулю при максимальной угловой скорости колеса v_{max}/r_{k0} .

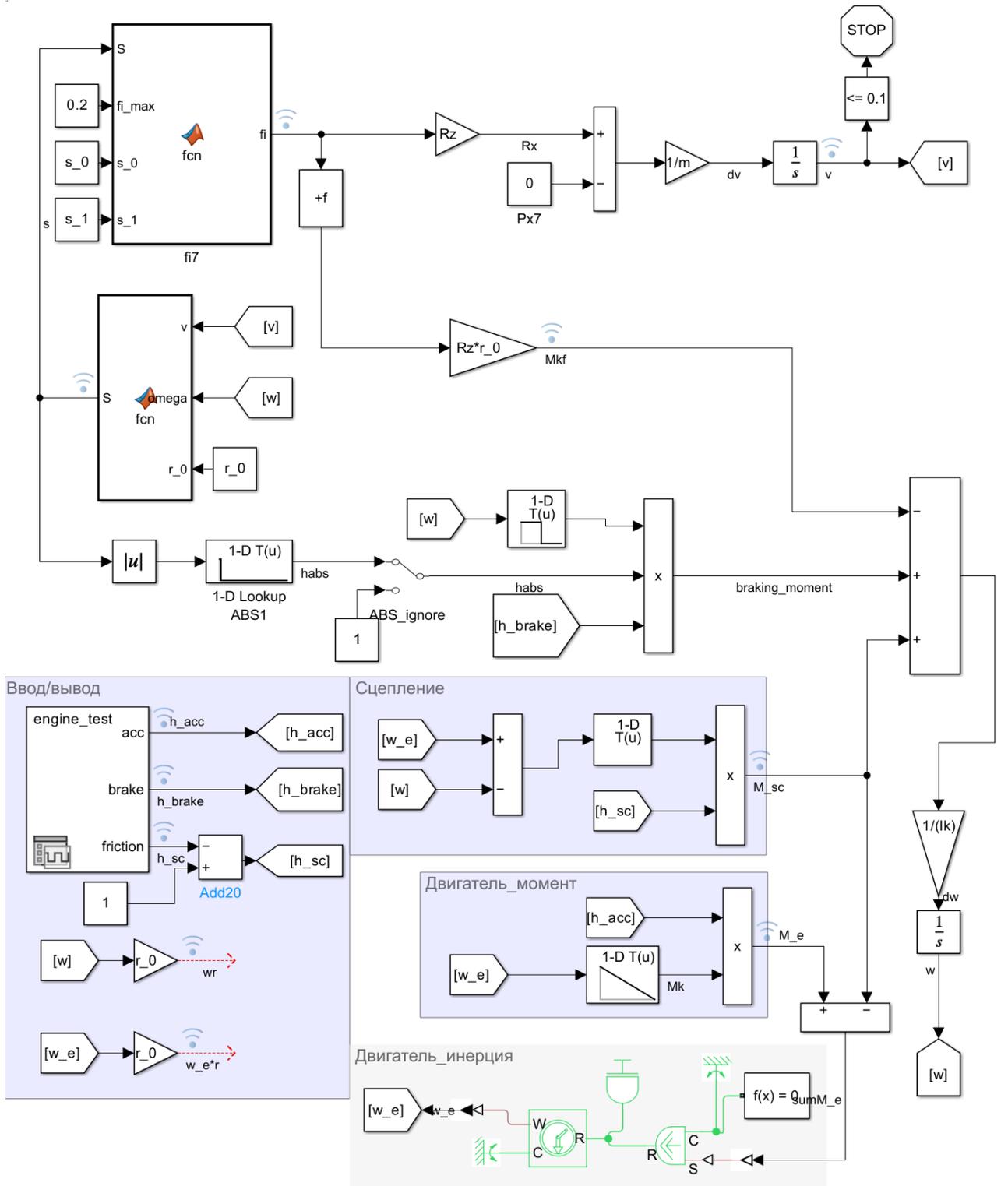


Рисунок 2.4 — Блок-схема Simulink, соответствующая модели колеса

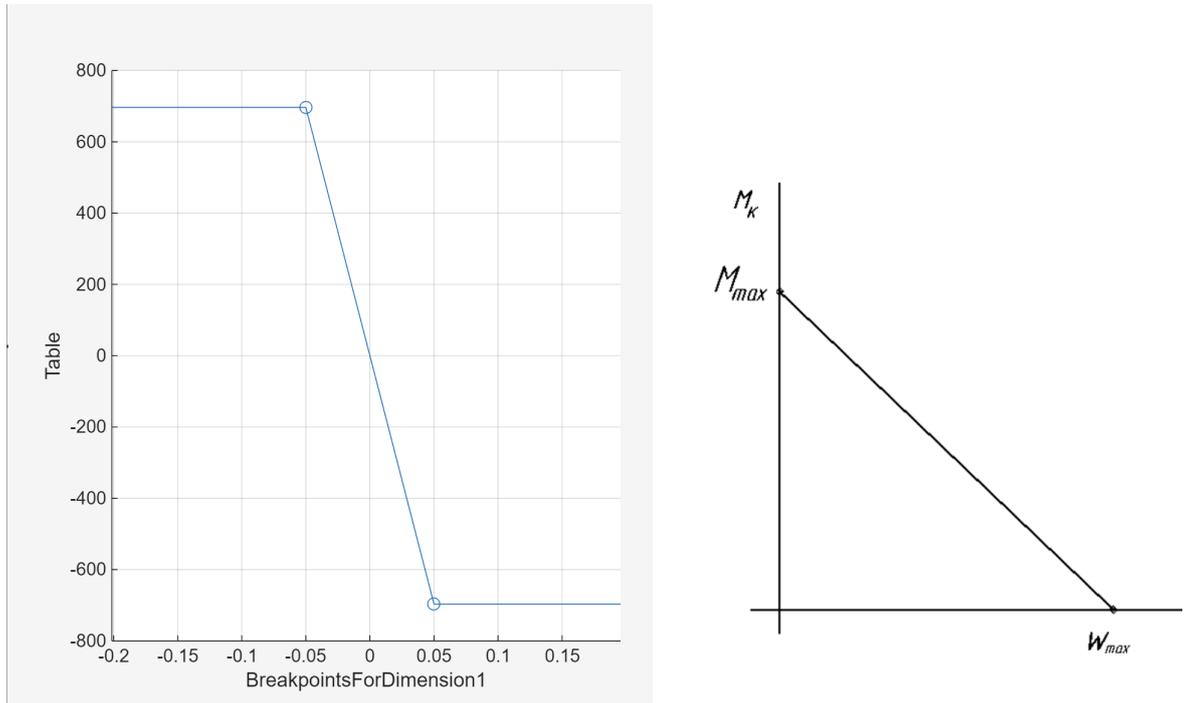


Рисунок 2.5 — Задание характеристики $M_{br}(\omega_k)$ и тягового момента

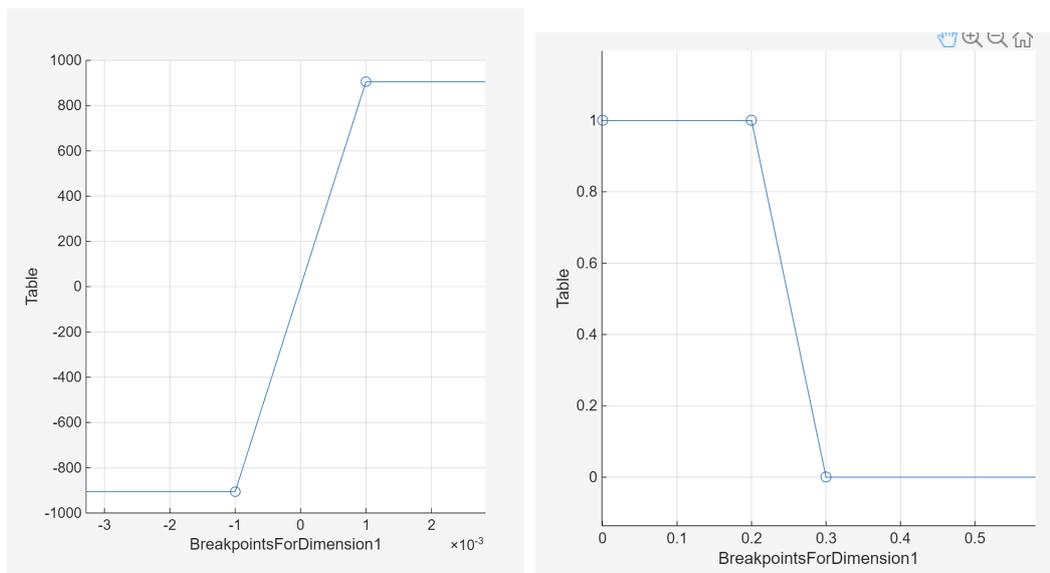


Рисунок 2.6 — Зависимость $M_f(\Delta\omega)$ и характеристика для ABS

2.3 Симуляция модели

2.3.1 Работа АБС

На рис. 2.7 показаны результаты симуляции модели при максимальном коэффициенте сцепления $\varphi_{max} = 0.2$ (лёд) и соответствующим управляющим воздействием.

Автомобиль разгоняется с практически нулевой скорости засчёт нажатия на педаль подачи топлива и после того, как он достигает установившейся скорости, педаль газа отжимается и нажимается педаль тормоза. Во время всего эксперимента педаль сцепления отпущена. Видно, как при трогании присутствует значительное скольжение ($\omega_k r_{k0}$ больше линейной скорости v колеса). Два нижних графика показывают разницу при выключенном и включенном АБС - в первом случае происходит блокировка колёс, а во втором - нет. При этом тормозной путь практически не изменяется.

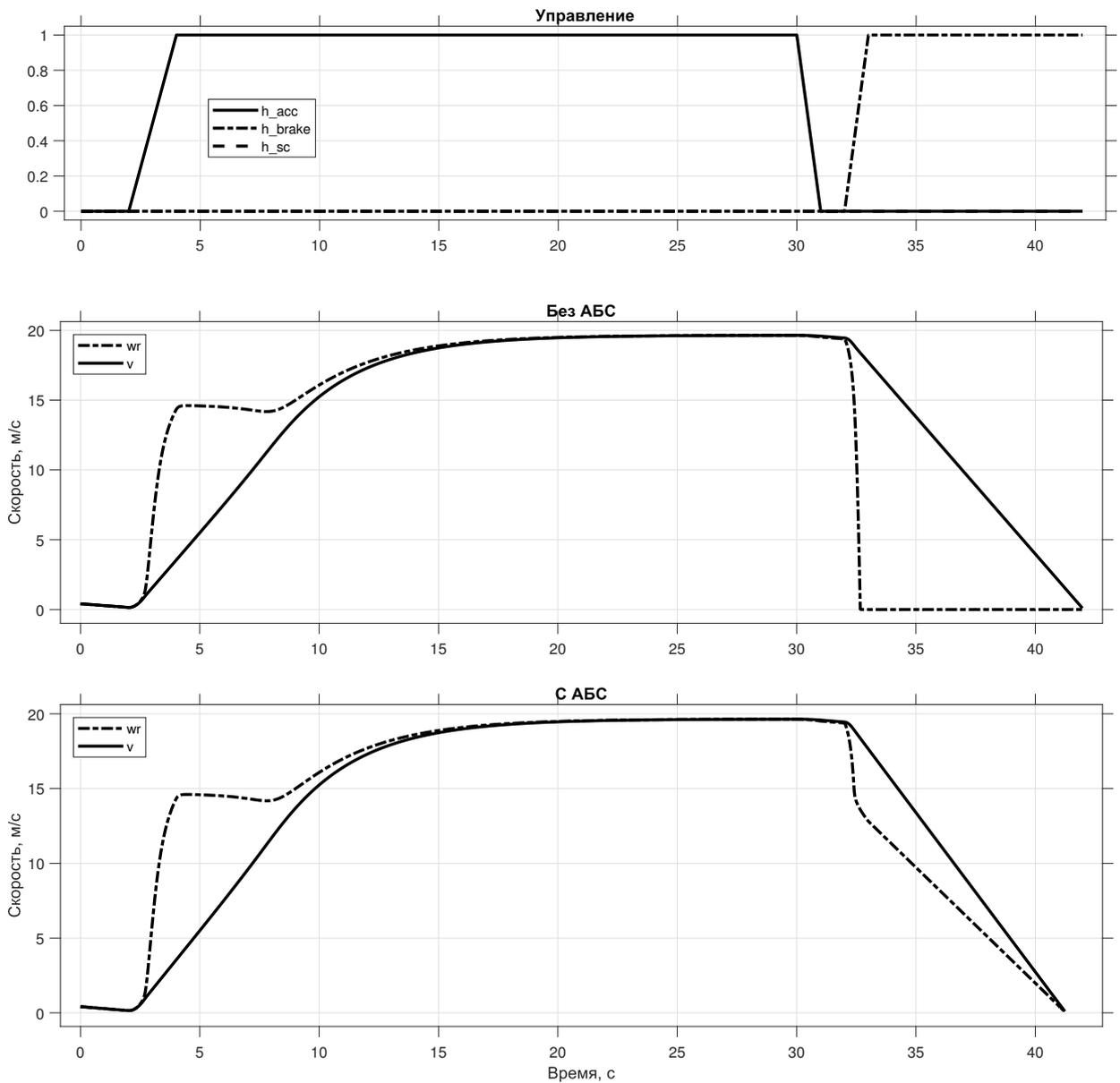


Рисунок 2.7 — Проверка работы ABS

На рис. 2.8 показаны результаты двух экспериментов: В первом случае максимальный коэффициент сцепления равен 0.8 (асфальт), а во втором - 0.2 (лёд). Видно, как скольжение на протяжении всего пути в первом случае значительно меньше, меньше и время до полной остановки.

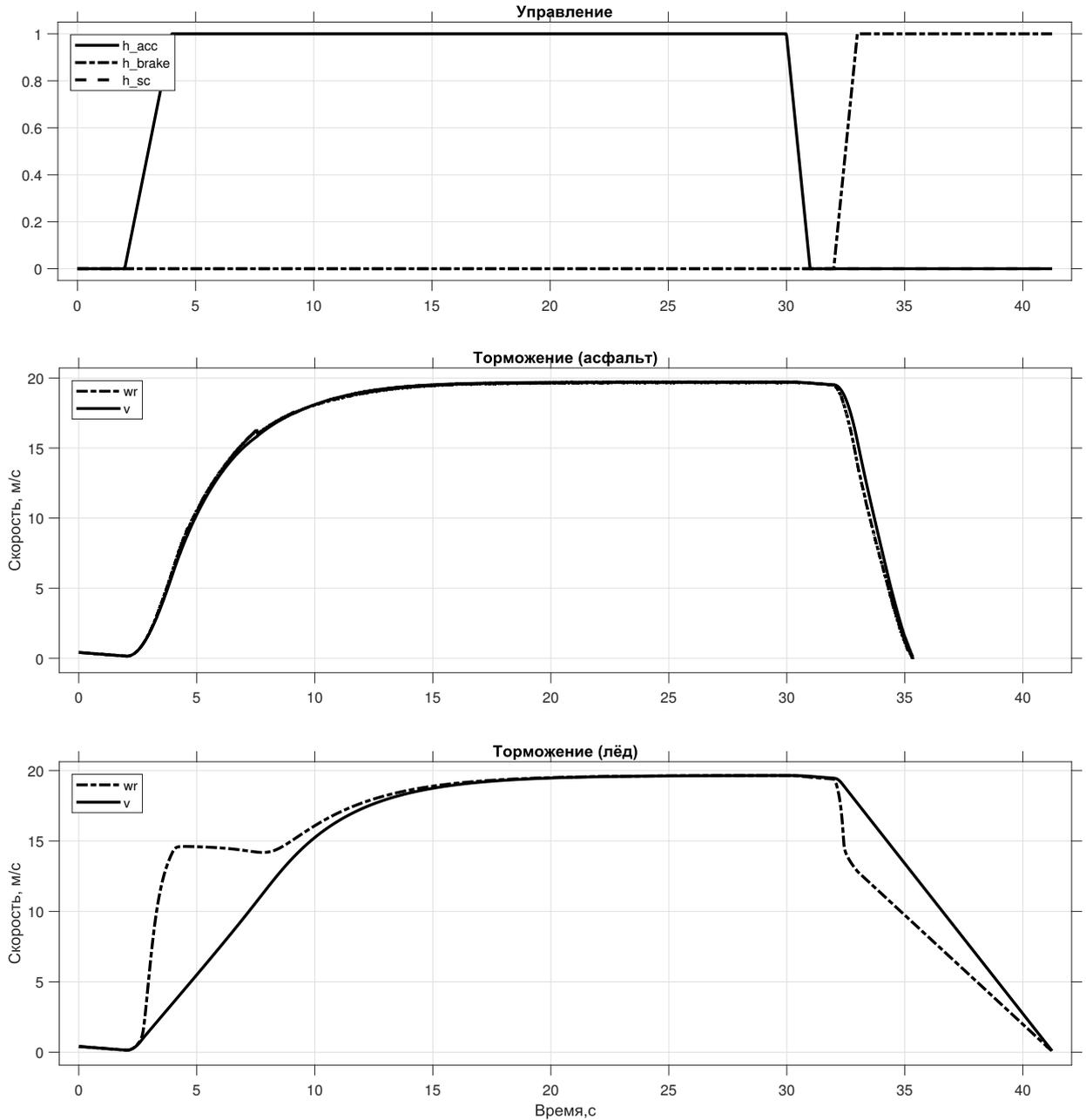


Рисунок 2.8 — Сравнение при различном φ_{max}

В обоих приведённых экспериментах $\omega_e = \omega_k$ в силу того, что сцепление полностью закрыто на протяжении всего пути, поэтому оно может передавать весь момент M_e двигателя к колесу, так как его максимальный реализуемый момент остаётся равным $1.3M_e$.

2.3.2 Работа сцепления

На рис. 2.9 представлены результаты симуляции при изменении всех трёх управлений - газа, тормоза и сцепления. Видно, как в начале движения, при разгоне, когда сцепление не до конца замкнуто, частота вращения двигателя опережает частоту вращения колеса (хотя передаточное число трансмиссии здесь принято равным единице). В свою очередь, скорость $\omega_k r_{k0} > v$, что означает буксование. При большем включении сцепления частота двигателя подстраивается под частоту вращения колеса, а затем и скольжение уменьшается до малого значения - так же, как и в прошлых экспериментах. При торможении видно то же поведение АБС, что и в прошлом эксперименте, а так же и то, что после выключения сцепления частота вращения двигателя перестаёт уменьшаться - моменты трения не задавались в модели, сцепление перестало действовать на двигатель, и поэтому из второго закона Ньютона его частота вращения при отсутствии внешних воздействий остаётся постоянной.

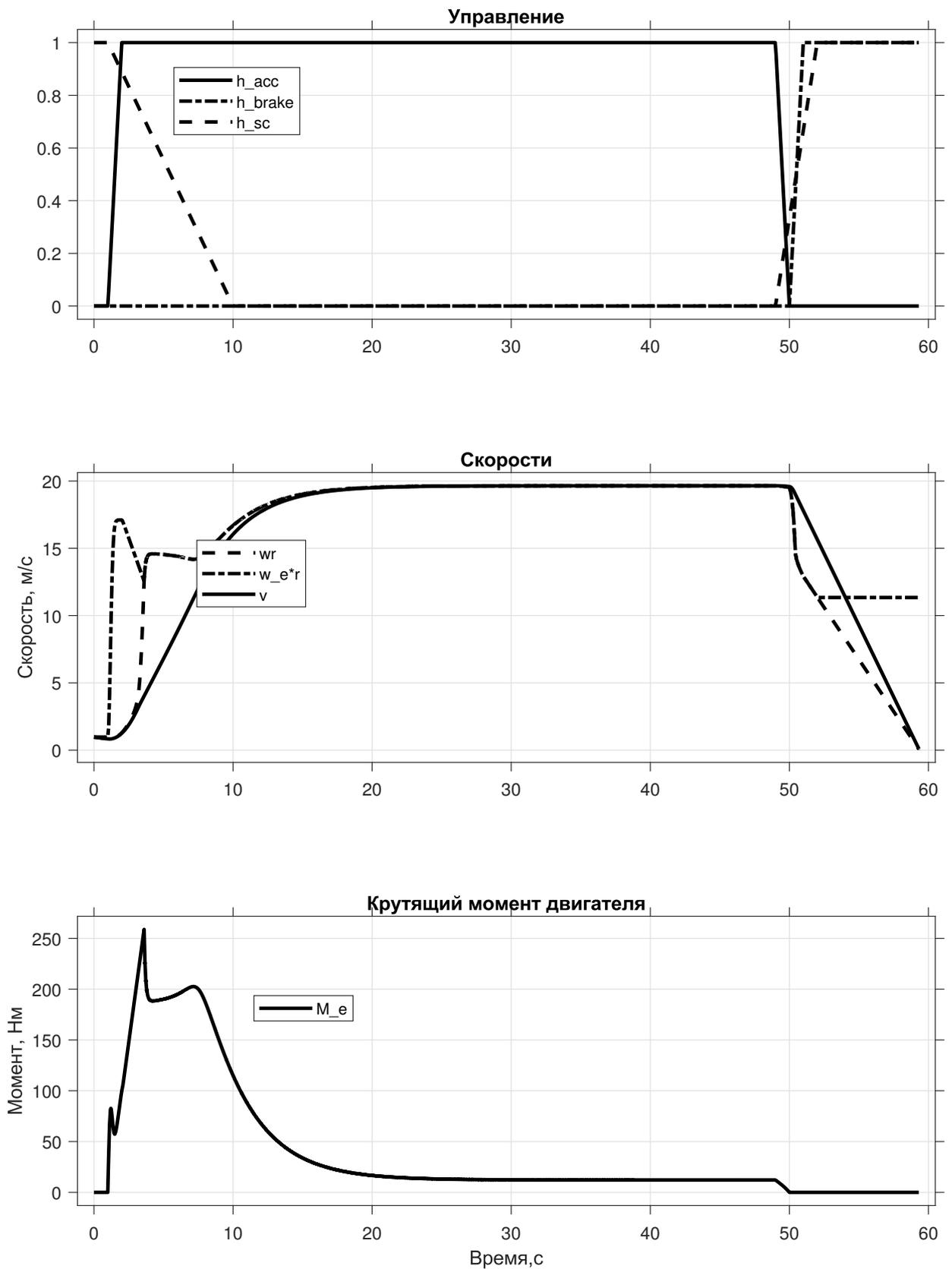


Рисунок 2.9 — Проверка работы сцепления

3 Вывод

В ходе лабораторной работы была построена математическая модель, описывающая режимы качения колеса автомобиля в соответствии с (2.7). Обеспечена возможность управлять моделью с помощью управляющих воздействий - нажатием педали тормоза, подачи топлива, сцепления. Для осуществления последнего необходимо было добавить одну степень свободы к системе из лабораторной работы №3 - частота вращения трансмиссии и двигателя связываются отключаемым сцеплением.

Получены качественные результаты, проведено сравнение поведения системы при включенной и выключенной антиблокировочной системе и при различном коэффициенте сцепления опорной поверхности. Эти качественные результаты соответствуют физическим соображениям.

Таким образом, данную модель можно использовать для симуляции колеса в более сложных расчётах, например, при составлении модели всего автомобиля.

Приложение А Скрипт MATLAB для модели Simulink

```
close all
clear
m=300;
m_k = 15;
r_sv=0.305;
g=9.81;
r_0=0.97*r_sv;
w_0=0.01;
Ik=m_k*r_sv^2/2;
fi_max=0.8;
f=0.014;
v_0=r_0*w_0;
s_0=0.1;
s_1=0.15;
Rz=m*g;
v_max=20;

Mfb=0.8*Rz*r_0;
Mdvmax=fi_max*m*g*r_0;

v01=50*1000/3600;
w01=v01/r_0;
w0d1=w01;

time = [0 5 10 12 15 30]';
h_accsign = [1 1 0 0 0 0]';
h_brsign = [0 0 0 0 1 1]';
h_sc = ones(length(time),1);
signal = [0 5 10 15 30; 1 1 0 0 0; 0 0 0 1 1];
```