

@InBook{motorcycleDynamics2014,
author = {Cossalter, Vittore and Lot, Roberto and Massaro, Matteo},
title = {Modelling, Simulation and Control of Two-Wheeled Vehicles},
chapter = {Motorcycle Dynamics},
publisher = {Wiley},
year = {2014},
doi = {http://dx.doi.org/10.1002/9781118536391.ch1},}

1

Динамика на мотоциклета

Виторе Косалтер, Роберто Лот, Матео Масаро

Университет в Падуа

Тази глава има за цел да даде основна представа за динамиката на двуколесните превозни средства, която да се вземе предвид при моделирането и управлението на превозни средства. Най-важните кинематични свойства са разгледани в раздел 1.1, особеностите на мотоциклетните гуми са представени в раздел 1.2, най-популярните схеми на окачване са представени в раздел 1.3, докато раздели 1.4 и 1.5 са посветени на анализа на режимите на вибрации в равнината и извън равнината на превозното средство. Накрая, раздел 1.6 подчертава връзката между динамиката в равнината и извън равнината.

1.1 Кинематика

От кинематична гледна точка, всяка механична система се състои от редица твърди тела, свързани помежду си с редица стави. Всяко тяло има шест степени на свобода (DEF), тъй като неговата позиция и ориентация в пространството са напълно дефинирани с шест параметъра, например трите координати на точка (x, y, z) и три ъгъла (райскане, люлеене, тангаж). Когато е включена става, броят на степените на свобода намалява в зависимост от вида на ставата: въртящата се става (например тази, определяща оста на кормилното управление на мотоциклета) инхибира пет степени на свобода, призматичната става (например тази, определяща оста на плъзгане на телескопичната вилка) инхибира пет степени на свобода, контактната става колело-път инхибира три степени на свобода, когато се приема чисто търкаляне (допускат се само три завъртания около точката на контакт, без плъзгане), или една степен на свобода, когато е разрешено надлъжно и странично приплъзване (единственото ограничение е във вертикална посока, където се избягва компенсацията между колелото и пътя).

1.1.1 Основи на кинематиката на мотоциклета

Двуколесните превозни средства могат да се считат за пространствени механизми, съставени от шест тела:

- задното колело;
- люлеещото се рамо;

Това е заглавие на книга Име на автора/редактора
с XXXX Джон Уайли и синове, ООД

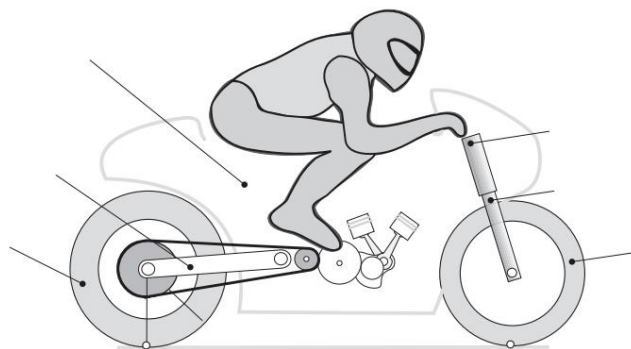
2 Динамика на мотоциклета

- шасито (включително седалката, резервоара, задвижващия механизъм и др.);
- кормилото (включително огледалата за обратно виждане, фара, горната част на предната част окачване и др.);
- предната окачваща маса (т.е. долната част на предното окачване, предния спирачен апарат, и др.);
- предното колело.

Тези тела са свързани помежду си и с пътната настилка чрез седем съединения:

- контактна връзка между задното колело и пътната настилка;
- въртяща се връзка между задното колело и люлеещото се рамо, за да се осигури въртене на задното колело ос;
- въртяща се връзка между люлеещото се рамо и шасито, за да се осигури завъртане на люлеещото се рамо шасито;
- въртяща се връзка между шасито и кормилото, за да се осигури оста на завиване;
- призматична връзка между кормилото и предната безпружинска част, за да се осигури оста на плъзгане на телескопичната вилка;
- въртяща се връзка между предното непружинно колело и предното колело, за да се осигури на предното колело ос на въртене;
- контактна фуга между предното колело и равнината на пътя.

Следователно, двуколесното превозно средство има девет степени на свобода, като се имат предвид двадесетте степени на свобода, инхибирани от четирите въртящи се съединения, пет степени на свобода, инхибирани от призматичното съединение, и двете степени на свобода, инхибирани от двете контактни съединения (допуска се приплъзване на гумите), извадени от тридесетте и шестте степени на свобода, свързани с шестте твърди тела. Обичайно е също да се включи деформацията на задните и предните гуми поради податливостта на гумите и следователно броят на степените на свобода нараства до единадесет. Сред многото различни набори от единадесет параметъра, които могат да бъдат избрани за определяне на конфигурацията на превозното средство, е обичайно (напр. Cossalter et al. (2011b), Cossalter et al. (2011c)) да се използват тези, изобразени на Фиг. 1.1: позиция и ориентация на шасито, ъгъл на завиване, ход на предното окачване, въртене на люлеещото се рамо и въртене на колелата.



Фигура 1.1 Степени на свобода на двуколесно превозно средство.

Накрая, заслужава да се отбележи, че тези степени на свобода са свързани с общото движение на превозното средство, докато допълнителни степени на свобода са необходими винаги, когато се има предвид някаква структурна гъвкавост на превозното средство (напр. Cossalter et al. (2007b)).

Някои геометрични параметри, като например междусието p , нормалният след a_n и ъгълът на кастъра ϵ , са много важни, когато става въпрос за стабилността, маневреността и управлението на превозното средство. По-подробно, междусието е разстоянието между точките на контакт с пътя и обикновено варира между 1,2 и 1,6 м, нормалният след е разстоянието между предната точка на контакт и оста на кормилното управление (обикновено 80-120 мм), а ъгълът на кастъра е ъгълът между вертикалната ос и оста на кормилното управление (обикновено 19-35°).

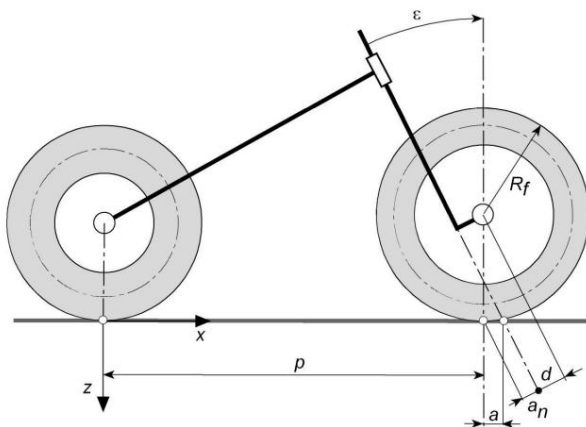
Като цяло, увеличаването на междусието, ако приемем, че другите параметри остават постоянни, води до неблагоприятно увеличение на огъващата и торсионната деформируемост на рамката (това може да намали маневреността на превозното средство), неблагоприятно увеличение на минималния радиус на кривина, благоприятно намаляване на прехвърлянето на натоварването при ускорение и спиране (това затруднява завиването на предно и задно колело), благоприятно увеличение на посоката на движение на мотоциклета.

Ъгълът на тралене и наклон на кормилната колона са особено важни, тъй като те определят геометричните характеристики на кормилната глава. От тях зависи, наред с други неща, определянето на свойствата на маневреност и стабилност на посоката на двуколесните превозни средства. Малките стойности на траленето и наклона характеризират спортните превозни средства, докато по-високите стойности са типични за туристическите и крайцерските превозни средства. Траленето и наклонът са свързани помежду си чрез следната зависимост:

$$a_n = R_f \sin \epsilon \quad (1.1)$$

където R_f е радиусът на предната гума, а ϵ е отместването на вилката, вижте Фиг. 1.2.

Накрая, заслужава да се отбележи, че всички тези параметри обикновено са дадени за номиналната (в състояние на неподвижно състояние) конфигурация на тримера, докато те се променят с промяната на скоростта на превозното средство, надлъжните и страничните ускорения.



Фигура 1.2 Междусие, ъгъл на кастъра и следа.

1.1.2 Ъгъл на завиване на кормилото и кинематичен ъгъл на завиване

Докато водачът управлява ъгъла на завиване с кормилото, поведението на автомобила при завиване е... определен от проекцията върху пътната повърхност на ъгъла между задното и предното колело равнини, така нареченият кинематичен ъгъл на завиване. При двуколесните превозни средства, връзката ъгълът на завъртане между кормилото и кинематичното управление варира значително в зависимост от ъгъла на накланяне. По-специално, кормилният механизъм е атенюиран (т.е. кинематичният ъгъл е по-малък от ъгъл на кормилото) до определена стойност на ъгъла на накланяне (близка до стойността на ъгъла на кацъра), след това се усилва (т.е. кинематичният ъгъл е по-голям от ъгъла на кормилото), вижте фиг. 1.3 за пример.

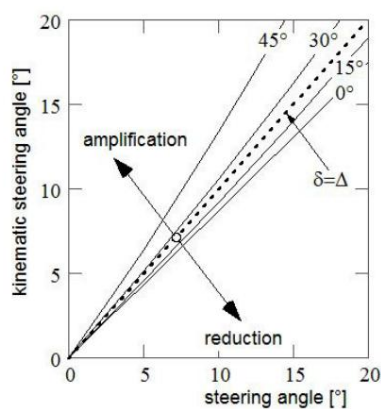
Следният опростен израз може да се използва за оценка на кинематичния ъгъл на завиване от ъгъла на завиване на кормилото, ъгъла на кацъра и ъгъла на накланяне:

$$\delta_k = \arctan \left(\frac{\tan \delta}{\cos \phi} \right) \quad (1.2)$$

Локалната кривина на траекторията на превозното средство C (или радиусът на завиване R_c) може да бъде оценена от кинематичния ъгъл и междуосието p , като се използва следният израз:

$$C = \frac{1}{R_c} = \frac{\tan \delta_k}{p \cos \phi} = \frac{\tan \delta}{p \cos^2 \phi} \quad (1.3)$$

Обърнете внимание, че уравнение 1.3 не включва ефекта от приплъзването на гумите, чийто принос ще бъде описано в раздел 1.2 и 1.5.2.



Фигура 1.3 Кинематичен ъгъл на завиване като функция от ъгъла на завиване на кормилото.

1.2 Гуми

Характеристиките на двуколесните превозни средства до голяма степен се влияят от характеристиките на техните гуми. Всъщност контролът върху равновесието и движението на превозното средство се осъществява чрез генерирането на надлъжни и странични сили, произтичащи от действията на водача върху кормилния механизъм, дросела и спирачната система. Особеността на мотоциклетните гуми е, че те работят с ъгли на наклон до 50° и дори повече, докато автомобилните гуми рядко достигат 10° .

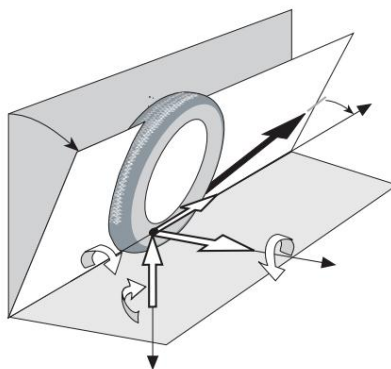
1.2.1 Контактни сили и въртящи моменти

От макроскопична гледна точка, взаимодействието на гумата с пътя може да бъде представено чрез система, съставена от три сили и три въртящи момента, както е показано на фиг. 1.4:

- надлъжна сила F_x (положителна при шофиране и отрицателна при спиране); • странична сила F_y ; •
- сила F_z , перпендикулярна на
- пътната повърхност;
- момент на преобръщане M_x ; • момент на
- съпротивление при търкаляне M_y ; • момент на
- ъглово отклонение M_z .

Експерименталните наблюдения показваха, че генерирането на сили и въртящи моменти е свързано главно със следните входни величини:

- надлъжно приплъзване на гумите ;
- странично приплъзване на гумите;
- ъгъл на наклон на гумата; •
- радиално отклонение на гумата R ; •
- скорост на превъртане на гумата $\dot{\theta}$.



Фигура 1.4 Сили и въртящи моменти върху гумите.

Следователно може да се напише:

$$\begin{aligned} F_x &= F_x(\dots, R, \dot{\varphi}) \\ F_y &= F_y(\dots, R, \dot{\varphi}) \\ M_x &= M_x(\dots, R, \dot{\varphi}) \\ M_{\text{тоето}} &= M_{\text{тоето}}(\dots, R, \dot{\varphi}) \\ M_z &= M_z(\dots, R, \dot{\varphi}) \end{aligned} \quad (1.4)$$

като надлъжната сила F_x е свързана главно с надлъжното приплъзване, страничната сила F_y е свързана главно свързан със страничното приплъзване и ъгъла на наклон, моментът на преобръщане M_x е свързан главно с ъгълът на наклон, съпротивлението при търкаляне, свързано главно със скоростта на превъртане на колелата! и отклонението от курса момент, свързан главно със страничното приплъзване и ъгъла на наклона.

Надлъжното приплъзване (положително при движение и отрицателно при спиране) се определя като:

$$= \frac{\dot{R}_e V_x}{V_x} \quad (1.5)$$

където V_x е надлъжната скорост на гумата, $\dot{\varphi}$ е скоростта на превъртане на гумата, R_e е ефективната скорост на гумата радиус на търкаляне. По-специално, ефективният радиус на търкаляне R_e може да се изчисли от свободно търкаляща се гума като:

$$R_e = V_x / \dot{\varphi} \quad (1.6)$$

Обърнете внимание, че ефективният радиус на търкаляне не съвпада нито с радиуса на натоварване на гумата R_I нито с радиуса R_U на ненатоварената гума, вижте фиг. 1.5. Това не би трябвало да е изненадващо, тъй като гумата не е твърдо тяло. Експериментални наблюдения показват, че е $R_I < R_e < R_U$. Въпреки това, Общото предположение е $R_I = R_e$.

Понякога се приема малко по-различна формулировка за надлъжно приплъзване:

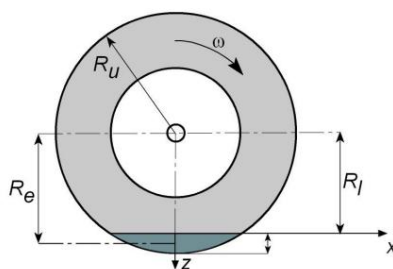
$$= \frac{\dot{R}_e V_x}{\dot{R}_e} \quad (1.7)$$

Лесно може да се установи, че разликата между двете формулировки е:

$$\Delta = \dot{R}_e / (1 + \dots) \quad (1.8)$$

и

$$= (\Delta \dots) / \dots = \Delta \dots \quad (1.9)$$



Фигура 1.5 Радиуси на гумите.

което обикновено е по-ниско от 5% при нормални условия (т.е. когато няма пързаяне).

Страничното приплъзване се определя като:

$$= \arctan \frac{T_y}{V_x} \quad (1.10)$$

където V_y е страничната скорост на гумата, а V_x е надлъжната скорост. Знакът е избран така, че силата да е положителна при положително приплъзване.

Понякога се разглежда и друга входна величина, а именно плъзгането на завоя τ :

$$\tau = \frac{1}{R_c} = \frac{1}{V_x} \quad (1.11)$$

където R_c е кривината на траекторията на контактната точка на е скоростта на риване. Това количество гумата и е важна само при много ниска скорост и следователно не се разглежда в следващите раздели.

1.2.2 Поведение в стационарно състояние

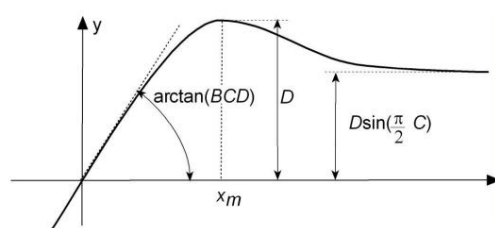
Широко използван модел за изчисляване на силите и момента върху гумите в стационарно състояние се основава на така наречената формула на Магич (Расејка (2006)). Общата форма е:

$$y(x) = D \sin[\text{Символ } \{Bx \text{ E}(Bx \text{ символ } Bx)\}] \quad (1.12)$$

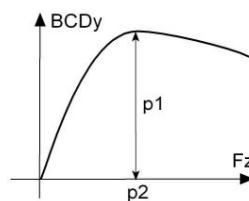
където $y(x)$ обикновено преминава през началото на координатната система $x = y = 0$, достига максимум и впоследствие се стреми към хоризонтална асимптота, виж Фиг. 1.6. За дадени стойности на коефициентите B , C , D , E , кривата показва антисиметрична форма спрямо началото. За да се позволи на кривата да има отместване спрямо началото (например поради корекция на кордата и конусност на гумата), могат да се въведат две отмествания SH и SV :

$$Y = y(x) + SV \quad x = X + SH \quad (1.13)$$

Коефициентът $D (> 0)$ представлява пиковата стойност на кривата, докато произведението BCD съответства на наклона на кривата в началото на координатната система $x = y = 0$ (например, коравината на страничното приплъзване, когато страничната сила е отразена по вертикалната ос y , а страничното приплъзване е отразено по хоризонталната ос x). Факторът на формата $C (> 0)$ определя формата на получената крива. Факторът B се използва за определяне на наклона в началото и се нарича коефициент на коравина.



Фигура 1.6 Основни параметри на гумата Magic Formula.



Фигура 1.7 Твърдост на гумата при завиване като функция на нормалното натоварване.

Е(1) се въвежда, за да контролира кривината във върха и едновременно с това хоризонталата позицията на върха. Различните фактори зависят от нормалното натоварване на гумата F_z (или радиалното натоварване на гумата отклонение).

По-специално, наклонът на страничната сила $BCDy$ е особено чувствителен към промяната на натоварването и обикновено се моделира по следния начин (фиг. 1.7):

$$BCDy = p1 \sin(2 \arctan(F_z/p2)) \quad (1.14)$$

Коравината на страничното приплъзване достига максимум $p1$ при нормално натоварване $F_z = p2$.

Друга широко използвана формула за гуми е моделът на Бъркхард (Kiencke and Nielsen (2001)):

$$y(x) = \#1(1 - e^{-x^2}) \cdot x^3 \quad (1.15)$$

Отново, кривата обикновено преминава през началото на координатната система $x = y = 0$, достига максимум и впоследствие намалява. Отместването може да се добави, следвайки същия подход, използван по-горе. Типичните криви на гумите са изобразени на Фиг. 1.8.

Основна концепция при разглеждането на поведението на гумите е връзката между надлъжното и странични сили върху контактната повърхност. На практика гумата осигурява максимална надлъжна (странична) сила при чисто надлъжно (странично) приплъзване. Всъщност, теоретичният анализ на физически модели (Расејка (2006)) показва, че надлъжната и страничната сила на гумата Генерирането зависи от следните теоретични величини на приплъзване:

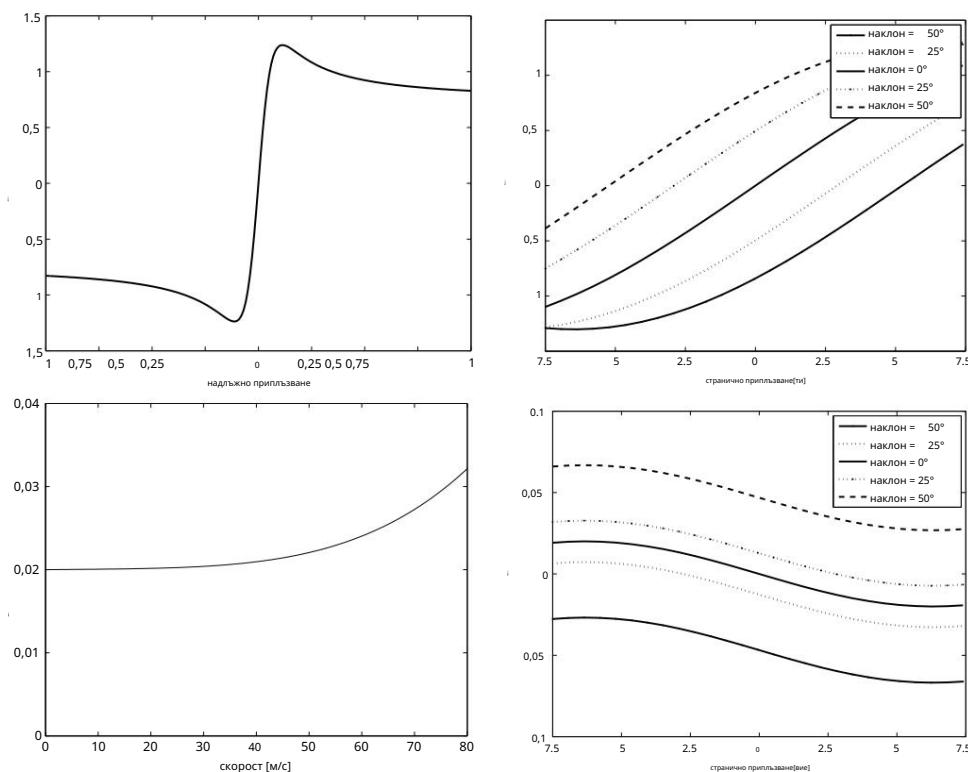
$$x = \frac{\text{тен}}{1 + \text{и}} \quad (1.16)$$

а не върху практическите количества на приплъзване и , и че съществува пълно подхлъзване:

$$= q^2 \cdot x + \frac{2}{\text{и}} \quad (1.17)$$

която определя максималната сила на триене, достъпна от гумата. Съответната обща Силата може да бъде разделена между надлъжна и странична посока, в зависимост от приплъзването x и и . Също така, ефектът на наклона може да се включи в страничното приплъзване, както следва:

$$= + \frac{K}{K} \quad (1.18)$$



Фигура 1.8 Типични криви на гумите.

и формулите за сили гласят:

$$F_x = \frac{x}{\mu} F_{x0} \quad \text{Моето} = \frac{y}{\mu} F_{y0} \quad (1.19)$$

където F_{x0} и F_{y0} са надлъжната и страничната сила при чисто приплъзване.

Съществува и по-нов емпиричен подход към моделирането на свързването на силите (Pacejka (2006)). опишете ефекта на комбинираното приплъзване върху характеристиките на страничната сила и надлъжната сила, Използват се следните функции G с форма на хълм:

$$G = D \cos(\arctan(Bx)) \quad (1.20)$$

където x е или надлъжното приплъзване, или страничното приплъзване (или $\tan$). Коефициентът D е пиковата стойност, C определя височината на основата на хълма, а B влияе на остротата на хълма, като основният фактор, отговорен за формата на функцията. Формулите в комбинираните условия на приплъзване се четат:

$$F_x = G_x F_{x0} \quad F_y = G_y F_{y0} \quad (1.21)$$

1.2.3 Динамично поведение

Връзките между входните данни за гумата (приплъзване, наклон, натоварване/деформация и превъртане) и гумата. Изходните данни (сили и въртящи моменти), описани в предишния раздел, се запазват в стационарни условия. Всъщност силите върху гумите не възникват мигновено: за да изглеждат сякаш гумата се търкаля определено разстояние, разстояние, което зависи от характеристиките на гумата. Физическата причина е гъвкавостта на гумата, и свързаното с това поведение може да се обясни по следния начин.

Разглеждаме гума, чиято точка на контакт има надлъжна скорост $V_x + \dot{x}$ и страничната скорост $V_y + \dot{y}$, където V_x и V_y са скоростите на точката на контакт, когато се пренебрегне гумата деформация, докато $\dot{x}$ и $\dot{y}$ са скоростите на отклонение, вижте Фиг. 1.9.

Наблюдаваното надлъжно приплъзване (напр. със сензори на джантата) е:

$$i = \frac{Re \dot{x} - V_x}{V_x} \quad (1.22)$$

където $\dot{x}$ е скоростта на въртене на джантата, а Re е ефективният радиус на търкаляне, докато действителният (или моментният) надлъжното приплъзване, изпитвано от контактната точка, е:

$$i = \frac{Re \dot{x} - V_x}{V_x} \quad (1.23)$$

и следователно:

$$i = \frac{\dot{x}}{V_x} \quad (1.24)$$

По подобен начин, наблюдаваното странично приплъзване е:

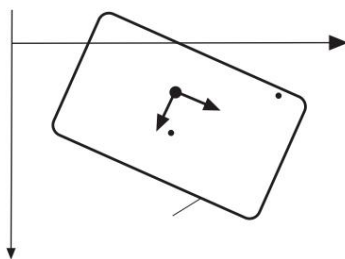
$$\alpha = \arctan \frac{T_i}{V_x} \quad (1.25)$$

докато действителното (или моментното) странично приплъзване се чете:

$$\alpha = \arctan \frac{V_y + \dot{y}}{V_x} \quad (1.26)$$

При допускане за малък ъгъл е:

$$\alpha = \frac{\dot{y}}{V} \quad (1.27)$$



Фигура 1.9 Контактна площ на гумата с отклонения.

В точката на контакт между гумата и пътя, предизвиканите от приплъзване надлъжни и странични сили балансират сили, предизвикани от отклонение. При допускане за малки приплъзвания са валидни следните зависимости:

$$k_{\text{и}} F_z = k_{\text{x}} x \quad k_{\text{и}} F_z = k_{\text{y}} y \quad (1.28)$$

където k_{x} и k_{y} са съответно страничната коравина на приплъзване и надлъжната коравина на приплъзване, k_{x} и k_{y} са страничната и надлъжната структурна коравина, а F_z е нормалното натоварване на гумата. При въвеждане на уравнения 1.24 и 1.27 в 1.28 се получава:

$$k_{\text{x}} \frac{x}{V_x} F_z = k_{\text{x}} x \quad V_x F_z = k_{\text{x}} x \quad V_x F_z \quad (1.29)$$

$$k_{\text{y}} \frac{y}{V_x} F_z = k_{\text{y}} y \quad (1.30)$$

което, след елиминирание на отклоненията на каркаса x и y , води до:

$$F_{x0} = \frac{x}{B} F_{\text{x}} + F_x \quad (1.31)$$

$$F_{y0} = \frac{y}{B} F_{\text{и}} + \text{Моят} \quad (1.32)$$

където F_x и F_y са действителните сили върху гумите (т.е. изчислени с моментното приплъзване i и i), докато F_{x0} и F_{y0} са силите върху гумите, изчислени с практическите приплъзвания x и y с

$$x = \frac{k_{\text{x}} F_z}{k_{\text{x}}} \quad y = \frac{k_{\text{y}} F_z}{k_{\text{y}}} \quad (1.33)$$

На практика има забавяне, предизвикано от деформация, между F_x, F_y и F_{x0}, F_{y0} . Полученото Диференциалните уравнения от първи ред се наричат релаксационни уравнения, като релаксационното дължини. Уравнение 1.33 показва, че надлъжната (страничната) релаксационна дължина се увеличава с надлъжната (страничната) твърдост на приплъзване и с нормалното натоварване, докато намалява с надлъжна (странична) структурна коравина. Дължината на релаксация представлява пространството, в което колелото трябва да покрие, за да бъде силата 63% от силата в стационарно състояние. Типични стойности на дължината на релаксация е в диапазона 0,10-0,4 м, като по-високите стойности съответстват на по-висока гума нормално натоварване и по-високи скорости.

Горните уравнения описват ефекта на гъвкавостта върху надлъжната сила, дължаща се на надлъжно приплъзване и странична сила, дължаща се на странично приплъзване. Всъщност при двуколесните превозни средства има е значителен компонент на страничната сила, свързана с ъгъла на наклон. Следователно, при малко предположение, уравнение 1.28 се превръща в:

$$(k_{\text{и}} + k) F_z = k_{\text{y}} y \quad (1.34)$$

където k е коравината на наклона, а след заместване уравнение 1.32 гласи:

$$F_{y0} + \frac{y}{V_x} F_z = \frac{y}{V_x} F_{\text{и}} + \text{Моят} \quad (1.35)$$

Накрая, заслужава да се спомене жирокопичната двойка, която възниква в резултат на скоростта на промяна на деформацията на наклона на гумата, скоростта на превъртане на колелата и инерцията на ремъка. Този ефект е видимо за определен тип гума при високи скорости и води до увеличаване на наблюдаваната дължина на релаксация (De Vries and Pacejka (1998)).

1.3 Суспендирания

Окачването служи за няколко цели, като например допринасяне за поведението/управлението на автомобила на пътя, осигуряване на комфорт на водача и сравнително добра изолация от шума от пътя.

Тези цели обикновено си противоречат. Освен това, окачването влияе върху баланса на автомобила при ускорение, спиране, завиване и др. Правилният избор на характеристики на предното и задното окачване зависи от много параметри: теглото на водача и автомобила, положението на центъра на тежестта, характеристиките на твърдостта и вертикалното демпфиране на гумите, геометрията на мотоциклета, условията на употреба, пътната настилка, спирачната ефективност, мощността на двигателя, техниката на шофиране и др.

1.3.1 Сили на окачване

Общата сила F , упражнявана от пружинно-амортизърната група, е сумата от следните различни действия:

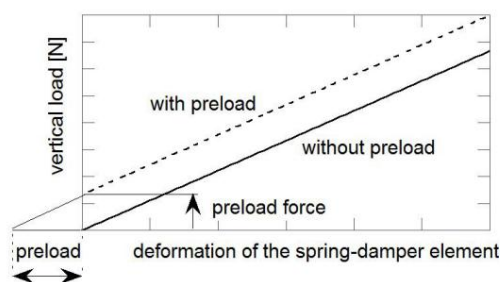
$$F = F_e + F_d + F_f + F_p \quad (1.36)$$

където F_e е еластичната сила, упражнявана от спиралната пружина и/или пневматичната пружина (или различни еластични компоненти), F_d е силата на демпфиране, упражнявана от амортизъра, F_f е силата на триене, а F_p е силата на накладката в края на хода.

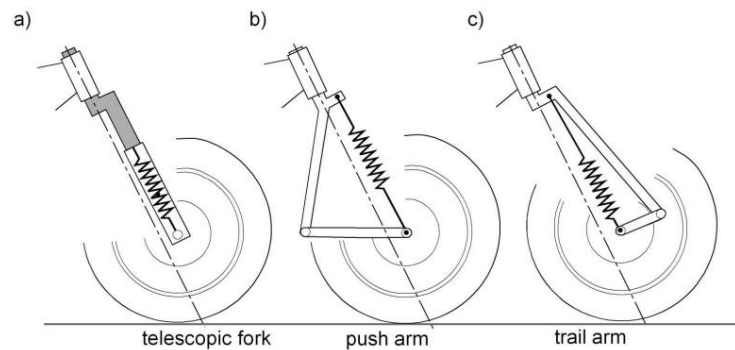
Предварителното натоварване обикновено се използва за регулиране на началното положение на окачването, като тежестта на превозното средство и водача действа върху него. То се състои в предварително свиване на пружината: в резултат на това, ако пружината е натоварена със сили, по-малки или равни на предварителното натоварване, тя не се свива. На практика това регулиране измества кривата на еластичната сила като функция на хода F_e , вижте Фиг. 1.10.

1.3.2 Разположение на окачванията

През годините са използвани няколко варианта на окачване и следващите раздели представят кратък преглед.



Фигура 1.10 Еластичната сила като функция на предварителното натоварване.



Фигура 1.11 Пример за предно окачване.

Видове предно окачване

Най-разпространеното предно окачване е телескопичната вилка (фиг. 1.11a). Тя е съставена от два телескопични плъзгача, които се простират по вътрешността на две тръби на вилката и образуват призматична връзка между нересорираната маса на предното колело и ресорната маса на шасито.

Телескопичната вилка се характеризира с ограничена инерция около оста на кормилната глава.

Две ограничения на телескопичната вилка са невъзможността за постигане на прогресивно изместване на силата и сравнително високите стойности на нересорната маса, която е неразделна част от колелото. За да се преодолеят типичните дефекти на телескопичната вилка, са предложени алтернативни решения: тласкащо рамо (фиг. 1.11b), теглително рамо (фиг. 1.11c), четирилостова връзка (като при BMW duolever).

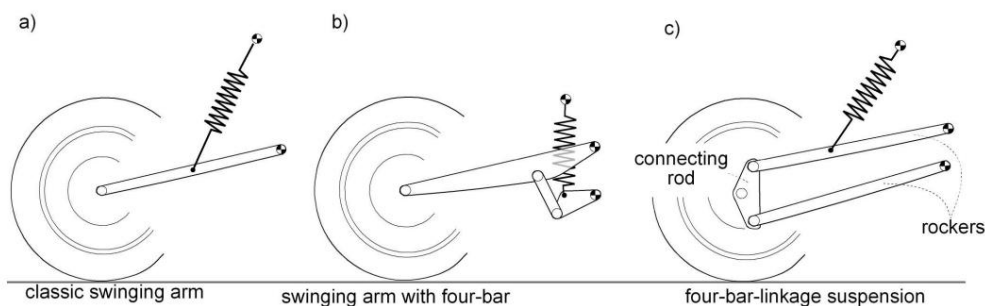
Предното окачване и четирилостовото окачване могат да бъдат проектирани така, че да осигуряват пълно или частично противогмуркащо поведение при спирачни условия. Освен това, липсата на призматично съединение елиминира типичните проблеми със сухото триене на телескопичните вилки.

Видове задно окачване

Класическото задно окачване се състои от люлеещо се рамо (колесница, съставена от две осцилиращи рамена) с два пружинно-амортизорни елемента, разположени от двете страни (фиг. 1.12a). Основните предимства са простотата на конструкцията и скромните реактивни сили, предавани на шасито. Сред недостатъците са слабо прогресивната характеристика сила-изместване и възможността двата пружинно-амортизорни елемента да генерират различни сили и следователно торсионно напрежение върху люлеещото се рамо.

Алтернатива е конзолната моноамортизорна система, характеризираща се само с един пружинно-амортизорен модул. Това окачване обаче не позволява прогресивна характеристика сила-изместване, а разположението на пружинно-амортизорния модул близо до двигателя може да причини проблеми с разсейването на топлината от амортизатора.

Въвеждането на четири-прътова връзка в задното окачване улеснява постигането на желаните криви на твърдост. Могат да се избират различни точки на закрепване на пружинно-амортизорните елементи, например при Kawasaki Uni-Trak елементът на окачването е между кобилицата и шасито (фиг. 1.12b), при Suzuki Full-Floater е между кобилицата и люлеещото се рамо, при



Фигура 1.12 Пример за задно окачване.

При Honda Pro-Link елементът е между мотовилката и люлеещото се рамо и т.н. Получават се скромни непружинни маси, както и голяма амплитуда на колелата, но между различните части на четириланковата система се обменят големи реактивни сили.

Четирипрътовата връзка (фиг. 1.12в) е и основата на окачване, използвано особено при трансмисия с крайна ос с универсални шарнири (напр. паралевърът на BMW). Колелото е закрепено към свързващия прът на четирипрътовата връзка. Окачването действа така, сякаш е съставено от много дълга вилка, закрепена към шасито в центъра на въртене (точката на пресичане на осите на двата кобилицы). Може да се добави допълнителна малка четирипрътова връзка, за да се осигури подходяща точка на закрепване на пружинно-амортизирания елемент и по този начин правилно поведение на окачването.

1.3.3 Еквивалентна твърдост и затихване

От гледна точка на динамиката, превозното средство може да се разглежда като основно окачено тяло (шаси и водач), свързано с две неокачени тела (колела) с две еластични системи (предно и задно окачване). Също така, вместо характеристиките на пружинно-амортизирните възли, важни са характеристиките на окачванията по отношение на вертикалното изместване на колелата като функция на приложената вертикална сила. Следователно е полезно реалните окачвания да се сведат до еквивалентни, по-прости окачвания, представени от два вертикални пружинно-амортизирни елемента, които свързват неокачените маси с окачената маса. Параметрите, определящи еквивалентното окачване, са: намалена твърдост, намалено демпфиране, зависимост на намалената твърдост от вертикалното изместване (прогресивно/регресивно окачване), максимален ход и предварително натоварване. За да изведем еквивалентната (или редуцирана) твърдост, разглеждаме израза за изменението на силата на пружината F_e като функция на хода:

$$F_e = F_0 + k_L(L - L_0) \quad (1.37)$$

където F_0 е силата на пружината при началния ход на окачването L_0 , k_L е твърдостта при L_0 и L е ходът след изменението. Силовият баланс между действителната сила на пружината F_e и еквивалентната ѝ вертикална сила F_z в центъра на колелото е:

$$F_{zz'} = F_{eL'} = F_{ez'} \quad \frac{\partial L}{\partial C} \quad (1.38)$$

Следователно

$$F_z = F_e \frac{\partial L}{\partial z} = F_e \quad (1.39)$$

където е съотношението на скоростите между скоростта на движение на окачването и вертикалното положение на колелото скорост. Еквивалентната твърдост k_z е:

$$k_z = k_L \left(\frac{\partial F_z}{\partial z} \right)^2 + F_e \frac{\partial^2 L}{\partial z^2} \quad (1.40)$$

Когато се приеме постоянно съотношение на скоростите, изразът се опростява до:

$$k_z = k_L \quad (1.41)$$

Извеждането на еквивалентния (редуциран) демпфер се извършва със същия подход и

Следователно уравнение 1.40 може да се използва и за затихването, като k_z , k_L се замени с c_z , c_L . Предварителното натоварване на еквивалентното окачване може да се изчисли със следния израз (отново от баланса на силите и мощността):

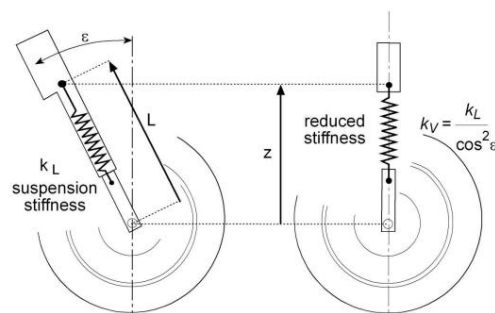
$$\Phi_z|_{L=0} = F_e|_{L=0} \quad (1.42)$$

Накрая, зависимостта на намалената твърдост от вертикалното изместване може да бъде засегната или чрез промяна на характеристиката на съотношението на скоростите, или чрез промяна на характеристиките на пружинния елемент k_L .

Предна част

Еквивалентната твърдост и затихване могат лесно да се изчислят за широко разпространените телескопични... вилци. Съотношението на скоростите се получава, като се има предвид геометричната връзка между вилцата ход и вертикалното изместване на колелото:

$$\frac{\partial L}{\partial C} = \frac{1}{\cos(\epsilon)} \quad (1.43)$$



Фигура 1.13 Намалена твърдост на телескопичната вилка.

където γ е ъгълът на завъртане. При допускане на постоянна коравина k_L и затихване c_L коефициенти и съотношение на постоянната скорост v , Намалените стойности са:

$$k_z = \frac{k_L}{\cos^2 \gamma} \quad c_z = \frac{c_L}{\cos 2\gamma} \quad (1.44)$$

В случай на по-сложни връзки, съотношението на скоростите се изчислява числено от кинематичния анализ на механизма. Когато не е постоянно или коефициентите на пружина/амортизатор не са константни, трябва да се използва пълното уравнение 1.40.

Обикновено коравината на окачването k_L е в диапазона 13-25 kN/m, а еквивалентната коравина k_z в диапазона 15-37 kN/m, докато коефициентът на затихване c_L е в диапазона 500-2000 Ns/m, и еквивалентното c_z в диапазона 550-2200 Ns/m, представляващо съотношението на скоростите v в диапазона 1,05-1,25 с ъгъл на кастъра в диапазона 19-35.

Задна част

Предавателното число на скоростта на задно окачване с лостов механизъм зависи от много параметри и понякога не може да се изрази аналитично. Във всеки случай съотношението може лесно да се изчисли числено от кинематичния анализ на механизма. Типични стойности на γ за люлеещото се рамо с четириланкова връзка е в диапазона 0,3-0,6. Обикновено твърдостта на окачването k_L е в диапазона 100-150 kN/m, а еквивалентната коравина k_z е в диапазона 10-55 kN/m, докато коефициентът на затихване c_L е в диапазона 5-15 kNs/m, а еквивалентният c_z в диапазон 450-5400 Ns/m.

1.4 Динамика в равнината

Динамиката на превозното средство може да се раздели на динамика в равнината и извън равнината. Първата включва движението на превозното средство в неговата равнина на симетрия (напр. накланяне, отскачане, ход на окачването) и влияе най-вече върху комфорта на возене и поведението на пътя, докато втората включва страничното движение на превозното средство (напр. отклонение от курса, люлеене, завиване) и силно влияе върху стабилността и безопасността. При движение по права линия двуколесните превозни средства са съществено симетрични и движенията в равнината и извън равнината са отделени (следователно могат да се разглеждат отделно), докато при завиване възникват силни взаимодействия.

В този раздел са представени различни модели в равнината с нарастваща сложност, за да се подчертаят основните динамики на превозните средства.

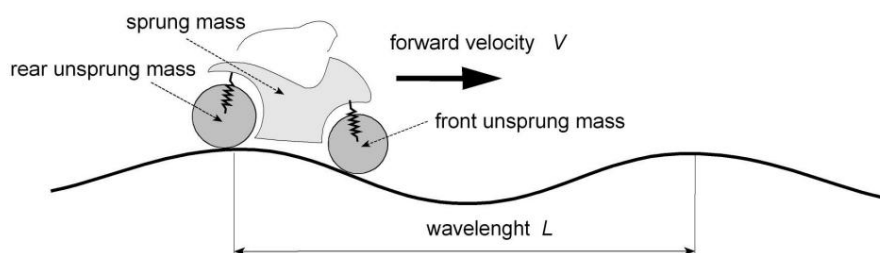
На практика тези динамики се възбуждат от пътните неравности и/или от инерционните сили, генерирани при ускорение/спиране. Да предположим, че превозното средство се движи с постоянна скорост V_x по път с еднакво отдалечени неравности (напр. сегментите на виадукт), Фиг. 1.14. Времето t , необходимо за изминаване на разстоянието L между две неравности (дължината на сегмента), е равно на:

$$t = \frac{L}{V_x} \quad (1.45)$$

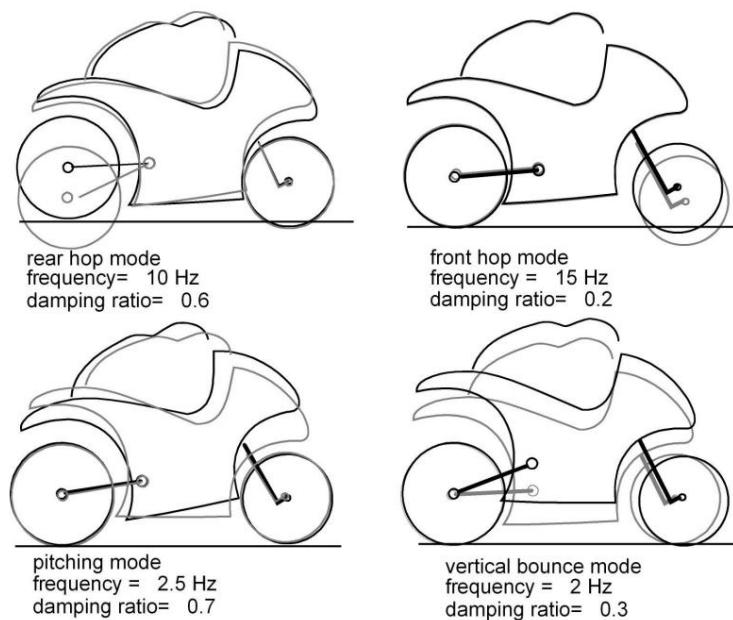
и представлява периода на външното възбуждане. Резонансно състояние възниква, когато честотата на възбуждане е равна на собствената честота на един от режимите на вибрация в равнината на превозното средство. Като пример, при $L=12$ m и $V_x=24$ m/s, $t=0,5$ s, т.е. възбуждането е с честота 2 Hz. Като цяло, няколко честотни компонента присъстват едновременно, в зависимост от характеристиките на пътя.

1.4.1 Режими Pitch, bounce и hops

Сред единадесетте степени на свобода, необходими за пълното дефиниране на триенето на превозното средство (вижте раздел 1.1), само седем участват в динамиката в равнината: надлъжно и вертикално движение на шасито, ъгъл на наклон на шасито, ходове на окачването, въртене на колелата. Ако приемем, че превозното средство се движи с постоянна скорост (което е често срещано предположение при анализа на комфорта), степента на свобода допълнително се намалява до четири: вертикално движение на шасито, ъгъл на наклон и ходове на окачването. Тази степен на свобода е свързана с четири физически режима на вибрации: подскачане, наклон, подскачане на предните колела и подскачане на задните колела. Подскачането е свързано главно с вертикалното движение на шасито,



Фигура 1.14 Вълнообразие на пътя.



Фигура 1.15 Режими на вибрации в равнината.

Наклонът е свързан главно с наклона на шасито, докато подскоците са свързани главно с вертикалното движение на колелата. На практика всеки режим включва известен принос от всичките четири степени на свобода. Фиг. 1.15 изобразява пример за режими на вибрации в равнината, с типични стойности на собствената честота и коефициента на затихване.

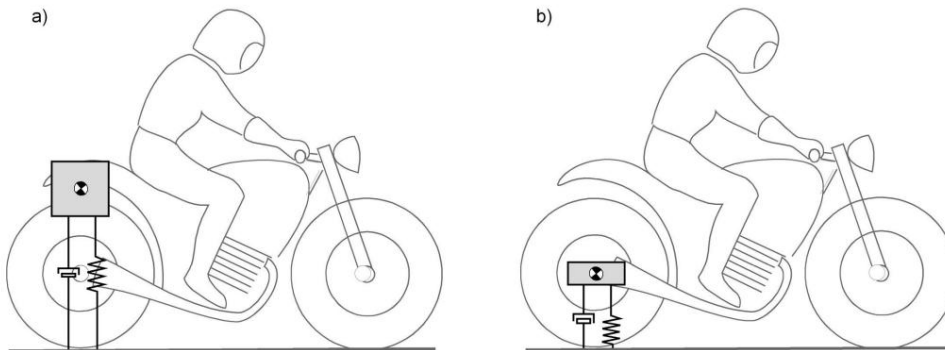
За моделиране на динамиката в равнината, в допълнение към сложните многотелни модели, често се използват няколко прости модела. Най-популярните са представени в следващите раздели.

Модели на полупревозни средства

Моделът на полупревозното средство е прост, но широко разпространен модел, използван за моделиране на динамиката на окачването и гумите. Името му се дължи на факта, че се разглеждат само една гума и едно окачване. Използват се две версии: една DOF (или SDF) и две DOF.

В най-простия вариант (фиг. 1.16) моделът е с маса, окачена от пружинен амортизатор. Масата може да представлява или пружинната маса (чийто дял се изчислява от цялата маса на превозното средство, като се отчита разпределението на натоварването върху гумите), или непружинната маса (джанта, спирачен апарат и др.). В първия случай пружинният амортизатор представлява окачването, докато еластичността на гумата се пренебрегва (фиг. 1.16a), а във втория случай пружинният амортизатор представлява еластичността на гумата, докато динамиката на окачването се пренебрегва (фиг. 1.16b). Недемпфираната собствена честота f_0 , демпфираната честота f и коефициентът на демпфиране са:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad f = f_0 \sqrt{1 - \frac{c^2}{4mk}} \quad = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m} - \frac{c^2}{4m^2}} \quad (1.46)$$



Фигура 1.16 Модел на полупревозно средство с 1 степен на свобода за окачена маса а) и за неокачена маса б).

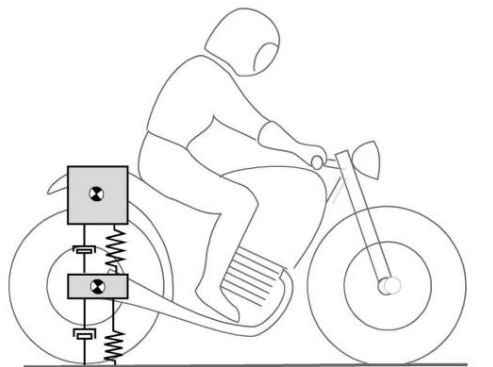
където k_z е твърдостта, c_z е коефициентът на затихване, а m е масата. Като пример, разглеждаме превозно средство с маса 200 kg, включващо две колела с маса по 15 kg всяко, ездач с маса 80 kg и целият център на масата точно по средата. Целта ни е да оценим собствената честота на системата на окачване на предните колела, като се има предвид намалената вертикална твърдост на предното окачване (вижте раздел 1.3) $k_z=15 \text{ kN/m}$ и радиалната твърдост на гумата $k_T=180 \text{ kN/m}$. Ако искаме моделът да улови режима на окачване, използваме $m=140 \text{ kg}$ и $k_z=15 \text{ kN/m}$, получавайки собствена честота $f_0=1.64 \text{ Hz}$. Друг вариант е да се използва комбинацията от пружината на окачването и пружината на гумата:

$$k_{z0} = \frac{k_z k_T}{k_z + k_T} \quad (1.47)$$

В този случай коравината намалява до $k_{z0}=14 \text{ kN/m}$, а собствената честота до $f_0=1.59 \text{ Hz}$.

В противен случай, ако искаме моделът да улови режима на надежда на колелото, използваме $m=15 \text{ kg}$ и $k_z=180 \text{ kN/m}$, получавайки собствена честота от 17 Hz.

Във версията с две степени на свобода (фиг. 1.17), моделът включва две маси, представляващи пружинната маса m_s и непружинната маса m_i , и два пружинно-амортизирани елемента, представляващи



Фигура 1.17 Модел на полупревозно средство с 2 степени на свобода.

характеристиката на окачването и радиалната податливост на гумата. Следователно се улавят два взаимно влияещи си режима. Изразите за собствените незатихващи честоти са:

$$f_{01,02}^2 = \frac{1}{4} \frac{a_1 \pm \sqrt{a_2^2 - 4a_2a_0}}{2a_2} \quad (1.48)$$

С

$$a_2 = m_{\text{smu}} \quad a_1 = k_z(m_s + m_u) + k_T \quad m_u \quad a_0 = k_z k_T \quad (1.49)$$

Когато се използват параметрите на превозното средство, дефинирани по-горе, се установява, че $f_{01}=1,58$ Hz (режим на окачване) и $f_{02}=18,15$ Hz (режим на подскачане на колелата).

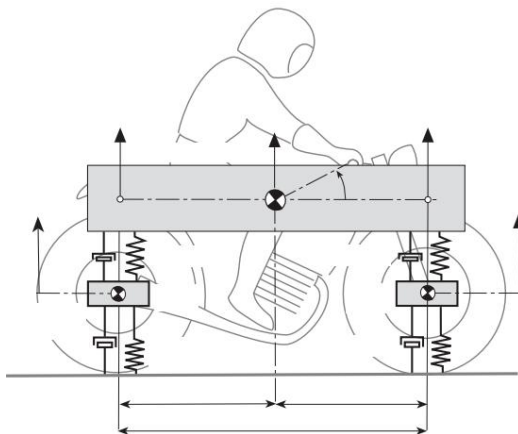
Модели на цялото превозно средство

Пълният модел на превозното средство има четири степени на свобода и е изобразен на Фиг. 1.18. Тъй като няма аналитични и компактни изрази за собствените честоти на системата, изразът за движение е представен:

$$M\{\ddot{x}\} + C\{\dot{x}\} + K\{x\} = 0 \quad (1.50)$$

С

$$x = \begin{bmatrix} \mu \\ z_F \\ z_R \end{bmatrix} \quad M = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 \\ 0 & I_y G & 0 \\ 0 & 0 & m \phi \\ 0 & 0 & 0 & \Gamma-H \end{bmatrix} \quad (1.51)$$



Фигура 1.18 Модел на цялото превозно средство с четири степени на свобода.

$$\begin{aligned}
 C = & \begin{array}{cccc}
 & \begin{array}{c} 2 \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \end{array} & \begin{array}{c} cz,f + cz,r \\ cz,f (pb) \quad cz,rb (pb) \\ cz,f \\ cz,r \end{array} & \begin{array}{c} cz,f (pb) \quad cz,rb \\ cz,f + cz,rb2 \\ (p + b) \quad cz,f \\ cz,rb \end{array} & \begin{array}{c} cz,f \\ cz,f (pb) \\ cz,f + cT,f \\ 0 \end{array} & \begin{array}{c} cz,r \\ cz,rb \\ 0 \\ cz,r + cT,r \end{array} & \begin{array}{c} 3 \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \end{array} \\
 & 4 & & & & 5 \\
 K = & \begin{array}{cccc}
 & \begin{array}{c} 2 \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \end{array} & \begin{array}{c} kz,f + kz,r \\ kz,rb + kz,f (pb)(pb) \\ k\phi, \phi \\ kz,r \end{array} & \begin{array}{c} kzV,rb + kz,f (pb) \\ kz,f + kz,rb2 \\ (p + b) \quad kz,f \\ kz,rb \end{array} & \begin{array}{c} k\phi, \phi \\ kz,f (n6) \\ kz,f + kT,f \\ 0 \end{array} & \begin{array}{c} kz,r \\ kz,rb \\ 0 \\ kz,r + kT,r \end{array} & \begin{array}{c} 3 \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \end{array} \\
 & 4 & & & & 5
 \end{array}$$

където m_f и m_r са съответно предната и задната нересорна маса, m е ресорната маса,

kz,f и kz,r са намалената твърдост на предното и задното окачване, cz,f и cz,r са предното и задното намалено демпфиране на задното окачване, kT,f и kT,r са радиалната твърдост на предните и задните гуми, cT,f и cT,r са радиалното затихване на предната и задната гума.

Обърнете внимание, че незатихналите радианови честоти ! могат да бъдат числено изведени от:

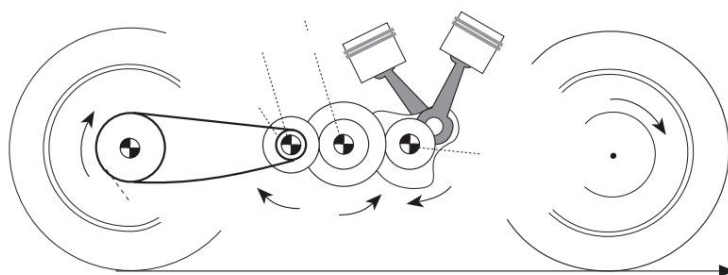
$$K \cdot M = 0 \quad (1.52)$$

докато за пълния модален анализ системата трябва да бъде редуцирана до стандартен първи ред формулировка преди изчисляване на собствените стойности.

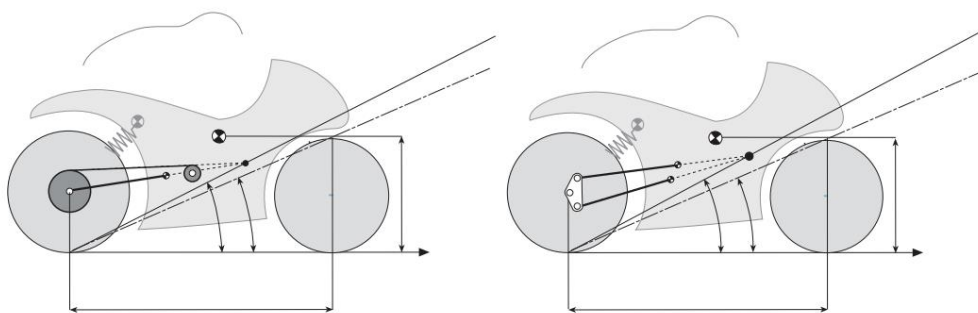
1.4.2 Задвижващ агрегат

Динамиката на силовото предаване включва колебанията на надлъжната скорост на превозното средство и движението на колелата. ротации, т.е. тези три степени на свобода, които не са разгледани в моделите, представени в предишния раздел. Фиг. 1.19 изобразява често срещано разположение на силовото предаване на мотоциклет, което включва коляновия вал (където се генерира задвижващият или спиращият въртящ момент на двигателя), първичният и вторичният валове (чието съотношение на скоростите се задава от ездача, работещ с лоста на скоростната кутия), крайният на веригата трансмисията и задното колело.

Струва си да се отбележи, че геометрията на крайната трансмисия силно влияе на облицовката на автомобила.



Фигура 1.19 Задвижващ агрегат на мотоциклет.



Фигура 1.20 Линии на клек и пренос на товар.

при промяна на движещата сила. По-специално, може да се покаже (Cossalter (2006)), че промяната на тримера на задната част на превозното средство (по отношение на конфигурацията в покой) зависи главно от параметър, наречен коефициент на наклон R :

$$R = \frac{\text{тен}}{\text{тен}} \quad (1.53)$$

където тен е ъгълът на линията на пренасяне на натоварването, а тен е ъгълът на линията на клек, вижте Фиг. 1.20, където линиите са изобразени за люлеещото се рамо с верижна крайна предавка (Фиг. 1.20a) и за четириланковата връзка с валова крайна предавка (Фиг. 1.20b).

По-подробно, линията на прехвърляне на натоварването представлява посоката на силата, прехвърляна от гумата, действаща върху задната точка на контакт. Прехвърлянето на натоварване се предизвиква от ускорението на превозното средство и/или аеродинамичните сили. Следователно могат да се изчислят две линии на прехвърляне, една от които е действителната линия между тях и друга, движеща се в зависимост от условията на движение. В случай на значително ускорение линията на прехвърляне е линията на натоварване, докато в случай на леко ускорение линията на прехвърляне е аеродинамичната линия:

$$\tan \alpha = \frac{hg}{\text{стр.}} \quad \text{или} \quad \tan \beta = \frac{xa}{\text{стр.}} \quad (1.54)$$

където hg е височината на центъра на масата на превозното средство, ha е височината на аеродинамичния център, а r е междуосието.

Що се отнася до линията на клек, тя преминава през точката на контакт на задната гума и точката А, която е пресечната точка на оста на люлеещото се рамо с оста на веригата в случай на крайна трансмисия с верига и люлеещо се рамо (фиг. 1.20a), шарнирната ос на люлеещото се рамо върху шасито в случай на крайна трансмисия с вал и люлеещо се рамо, пресечната точка на двете кобилици в случай на крайна трансмисия с вал и четириланкова връзка (фиг. 1.20b).

Когато $R = 1$ (често е проектна цел), няма промяна в наклона на задната част на превозното средство при промяна на силата на натиск върху гумите F_x . На практика може да има малка промяна, поради теоретичните допускания. При увеличаване на надлъжната сила с $R < 1$ задното окачване се удължава, докато в случай на $R > 1$ задното окачване се свива.

1.4.3 Динамика на приплъзване на двигателя

Въртящият момент на двигателя, генериран от колянния вал, се предава през силовото предаване към задната гума, което генерира надлъжна сила като функция на надлъжното приплъзване. Тази динамика е особено важна, когато става въпрос за проектирането на системи за контрол на сцеплението (Massaro et al. (2011a), Massaro et al. (2011b), Corno and Savaresi (2010)): по-долу са описани три прости модела, за да се подчертаят физическите характеристики на системата.

Първоначално разглеждаме един много опростен модел на силовото предаване, който не отчита нито гъвкавостта на гумата, нито на амортизатора на зъбното колело, вижте Фиг. 1.21а. Обърнете внимание, че амортизаторът на зъбното колело е устройство, което обикновено се поставя между зъбното колело на задното колело и джантата, с цел да се гасят торсионните вибрации на трансмисионната система. Този опростен модел е представен, защото е широко разпространен.

Въртящият момент на двигателя T се прилага към колянния вал, той се предава през скоростната кутия (според избраното предавателно число) към изходния вал (чиято скорост на въртене е показана на фиг. 1.21а), преминава през веригата към задния джант на колелото (чиято ъглова скорост е $\dot{\theta}$) и след това към точката на контакт. Външните сили, действащи върху модела, са надлъжната сила на гумата F_x и нормалното натоварване на гумата F_z , докато съпротивлението при търкаляне се пренебрегва за простота. Уравнението на движение гласи:

$$(I_w + I_t)\ddot{\theta} = -T R F_x \quad (1.55)$$

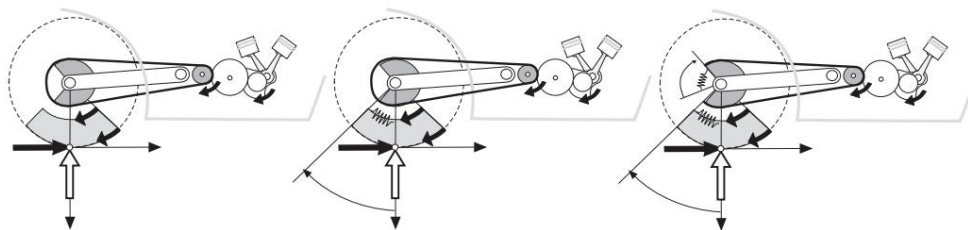
където I_w е инерцията на превъртане на задното колело, I_t е инерцията на трансмисията, редуцирана към задното колело, $\dot{\theta}$ е скоростта на превъртане на джантата на колелото, T е общото предавателно число, T е въртящият момент на двигателя при колянния вал, R е рамото на надлъжната сила (прието равно на радиуса на търкаляне) и F_x е надлъжната сила.

По-подробно, инерцията на трансмисията, редуцирана към задното колело, се изчислява от инерцията на въртене на двигателя I_e (плюс съединител, стартер и др.), инерцията на въртене на първичния вал на скоростната кутия I_p и инерцията на въртене на изходния вал на скоростната кутия I_o , като се има предвид първичното предавателно число p (между колянния вал и първичния вал на скоростната кутия), предавателното число g (между първичния и изходния вал на скоростната кутия, следователно зависимо от избраната предавка) и крайното предавателно число f (между изходния вал и задното колело):

$$T_o = T_e \cdot \frac{2}{\omega_{\text{сп}}} + I_p \frac{2}{g} + A_z \dot{f}^2 \quad (1.56)$$

Освен това, произведението на първичното предавателно число, предавателното число на скоростната кутия и крайното предавателно число се определя като цяло предавателно число:

$$= p \cdot g \cdot f \quad (1.57)$$



Фигура 1.21 Модел на полупревозно средство.

и представлява съотношението между скоростта на въртене на двигателя и скоростта на въртене на задните колела.

За изчисляване на надлъжната сила между пътната гума и гумата, пълната нелинейна формула се линеаризира около стационарно състояние (т.е. стационарно надлъжно приплъзване x_{ss} и стационарна надлъжна сила $F_{x,ss}$), като по този начин се получава следната връзка между действителната сила F_x и приплъзването x :

$$F_x = F_{x,ss} + k_{ss} F_z \quad (1.58)$$

където k_{ss} е наклонът на кривата на надлъжното приплъзване в точката на линеаризация (наричана още нормализирана надлъжна коравина на приплъзване в точката на линеаризация), а F_z е нормалното натоварване на гумата. Надлъжното приплъзване се определя като:

$$x = \frac{R V_x V_{x'}}{V_x} \quad (1.59)$$

Уравнението на модела може да бъде записано във формулировка за пространство на състоянията

$$\dot{x} = Ax + B\tau \quad (1.60)$$

и предавателната функция между въртящия момент на двигателя и надлъжното приплъзване може да се изрази като:

$$H(s) = \frac{C}{T}(s) = C(sI - A)^{-1}B \quad (1.61)$$

където I е единичната матрица, s е променливата на Лаплас и

$$A = \frac{R^2 k_{ss} F_z}{(I_w + I_t) V_x}, \quad B = \frac{R}{A_z + T_0}, \quad C = \frac{P}{V_x}, \quad x = [x] \quad (1.62)$$

Следователно системата има един полюс на:

$$p = \frac{R^2 k_{ss} F_z}{(I_w + I_t) V_x} \quad (1.63)$$

Тъй като всички параметри на уравнение 1.63 са винаги положителни, освен k_{ss} , стабилността на инсталацията (т.е. знакът на полюса) е свързана със знака на нормализираната надлъжна коравина на хлъзгане k_{ss} . В частност, системата е нестабилна, когато коравина на хлъзгане k_{ss} е отрицателна, и това обикновено се случва само при високи стойности на хлъзгане (условие на плъзгане), след пика на кривата сила спрямо хлъзгане, който обикновено се случва при стойности на хлъзгане в диапазона 0,1-0,2. Накрая, заслужава да се подчертае, че динамиката на инсталацията е много бърза при ниски скорости, $p(V=0) = 1$, и много бавна при високи скорости, $p(V \rightarrow \infty) = 0$.

Като втора стъпка се взема предвид и периферното съответствие на гумата, вижте Фиг. 1.21b. По отношение на предишния модел, сега ъгловата скорост на джантата се различава от периферната ъглова скорост на гумата, поради отклонението δ . В резултат на това изразът за надлъжно приплъзване се променя на:

$$x_i = \frac{(\dot{\delta} + \dot{x}) R V_x}{V_x} \quad (1.64)$$

На практика, когато става въпрос за пътни тестове, периферното отклонение на гумата не се взема предвид, а приплъзването се изчислява съгласно уравнение 1.59. Поради тази причина е обичайно да се използва

Уравнение 1.59 като практическо приплъзване, тъй като това е приплъзването, което се измерва на практика, и към Уравнение 1.64 като моментно приплъзване (Lot (2004)), тъй като това е действителното приплъзване в точката на контакт, т.е. физическата причина за надлъжната сила на гумата. С други думи, моментното приплъзване генерира надлъжната сила, докато практическото приплъзване е това, което се наблюдава. Следователно, моментното приплъзване i се използва за изчисляване на силата между гумата и пътя, докато практическото приплъзване e се наблюдава при изчисляване на предавателната функция от двигателя към приплъзване Уравнение 1.61 и при сравняване на числени резултати с пътни тестове. Физическият ефект на гъвкавостта е да генерира фазово забавяне между практическото приплъзване и действителната сила. Всъщност действителната сила е във фаза с моментното приплъзване.

Използва се пружинен амортизатор, за да се вземе предвид гъвкавостта на гумата, и по-специално следният израз свързва периферното отклонение на гумата x и отклонението x_{el} към надлъжната сила на гумата F_x :

$$F_{x,el} = (k_{\pi} + c_{\pi}) R \quad (1.65)$$

В точката на контакт има силов баланс между силата, дължаща се на еластичното отклонение $F_{x,el}$ и силата, дължаща се на приплъзване F_x :

$$F_{x,el} = F_x, \quad (1.66)$$

Системата вече има две уравнения (ур. 1.56 и 1.66) и две променливи на състоянието ($\dot{x}$ и x). Намерени са следните матрици на пространството на състоянията:

$$A = \begin{bmatrix} \frac{R^2 k_{\pi} - N c_{\pi}}{(I_w + I_t)(k_{\pi} N + c_{\pi} V)} & \frac{R^2 k_{\pi} - N k_{\pi}}{(I_w + I_t)(k_{\pi} N + c_{\pi} V)} \\ \frac{k_{\pi} N}{k_{\pi} N + c_{\pi} V} & \frac{V k_{\pi}}{k_{\pi} N + c_{\pi} V} \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} I_w + I_t \\ 0 \end{bmatrix}, \quad C = \begin{bmatrix} \frac{P}{B} \\ 0 \end{bmatrix}, \quad x = ! \quad (1.67)$$

При проверка на предавателната функция от двигателя към приплъзване (ур. 1.61) се оказва, че при нулева надлъжна скорост системата вибрира с незатихваща собствена честота $f_{1,2}$ и коефициент на затихване $\zeta_{1,2}$:

$$f_{1,2} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{R^2 k_{\pi} - N c_{\pi}}{I_w + I_t}}, \quad \zeta_{1,2} = \frac{c_{\pi} R}{2p k_{\pi} (I_w + I_t)} \quad (1.68)$$

С увеличаване на скоростта честотата намалява и затихването се увеличава до критична скорост (обикновено в диапазона 30-60 m/s):

$$f_{crit} = \frac{(c_{\pi} R + 2p k_{\pi} (I_w + I_t)) F_z k_{\pi} R}{k_{\pi} (I_w + I_t)} \quad (1.69)$$

над която системата вече не вибрира (двата полюса се превръщат от комплексно спрегнати двойки в реални полюси).

Струва си да се отбележи, че има алтернативен подход за отчитане на това забавяне на силата на гумите. Вместо да се отчита гъвкавостта на гумата, е възможно да се добави диференциално уравнение от първи ред (уравнение за релаксация, вижте раздел 1.2.3), което замества уравнение 1.66:

$$\frac{dx}{dt} + F_x = F_0 \quad (1.70)$$

където x е дължината на релаксация, V_x е надлъжната скорост, F_x е действителната надлъжна сила, F_0 е надлъжната сила, изчислена с практическото приплъзване от уравнение 1.59. Двете подхода дават подобни резултати, когато:

$$x = \frac{k F_z}{k} \quad (1.71)$$

Като трета стъпка, между зъбното колело на веригата на задното колело и джантата на задното колело се поставя гъвкав амортизатор тип „зъбно колело“, в допълнение към гъвкавата гума, вижте Фиг. 1.21с. Следният израз се използва за изчисляване на въртящия момент T_a на амортизатора като функция на неговото отклонение:

$$T_a = k_a + k_a \quad (1.72)$$

където k_a е твърдостта на абсорбатора, k е коефициентът на затихване и скоростта на отклонение на абсорбатора.

Матриците на пространството на състоянията са:

$$A = \begin{bmatrix} \frac{R2k}{Iw(k)} \frac{Nc}{N+c} \frac{V}{V} & \frac{R2k}{Iw(k)} \frac{Nk}{N+c} \frac{V}{V} & \frac{1}{Iw} & 0 \\ \frac{V}{k} \frac{N}{N} \frac{k}{k} \frac{N+c}{N+c} \frac{V}{V} & \frac{V}{k} \frac{N}{N} \frac{k}{k} \frac{N+c}{N+c} \frac{V}{V} & 0 & 0 \\ \frac{R2k}{Iw(k)} \frac{Nc}{N+c} \frac{V}{V} & \frac{R2k}{Iw(k)} \frac{Nk}{N+c} \frac{V}{V} & \frac{1}{Iw} + \frac{1}{To} & 0 \\ \frac{R2k}{Iw(k)} \frac{Nc}{N+c} \frac{V}{V} & \frac{R2k}{Iw(k)} \frac{Nk}{N+c} \frac{V}{V} & 0 & \frac{1}{Iw} + \frac{1}{To} \end{bmatrix} \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad C = \begin{bmatrix} \frac{P}{B} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad x = \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \end{bmatrix} \quad T = \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (1.73)$$

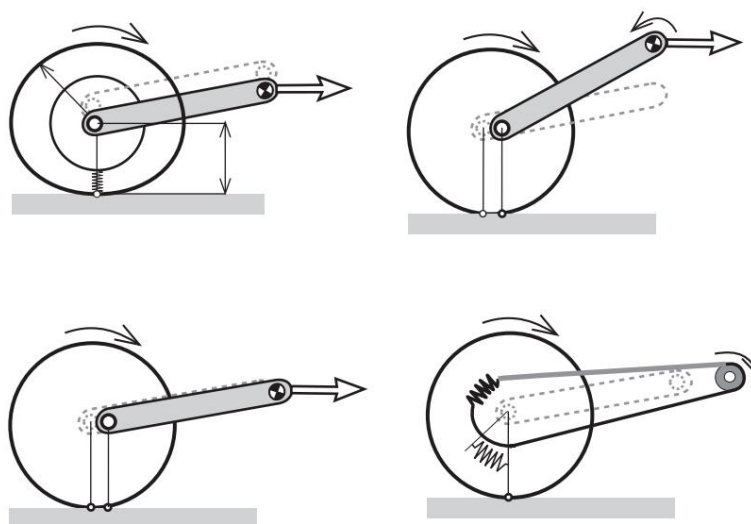
Няма компактни изрази за полюсите, но те могат лесно да бъдат изчислени числено от уравнение 1.73. Четирите комплексни полюса на системата са свързани с два торсионни вибрационни режима, които могат да бъдат идентифицирани или в периферното отклонение на гумата и амортизатора на зъбното колело, или в превъртането на колелото и трансмисията.

Накрая, трябва да се отбележи, че когато динамиката на двигателя до приплъзване е от интерес за честоти над 30 Hz, към модела трябва да се добави и динамиката на гумения пояс (като по този начин се увеличава броят на променливите на състоянието над четири).

1.4.4 Бърборене

Тракането на мотоциклетите е вибрационен феномен, който се появява по време на спиране и се състои от вибрации на задните и предните нересорни маси с честота в диапазона 17-22 Hz, в зависимост от характеристиките на превозното средство. Тази вибрация може да бъде много силна, а ускорението на нересорните маси може да достигне 5-10 g (Cossalter et al. (2012), Cossalter et al. (2008)).

Физическо обяснение на явлениято е следното. Маневрата на спиране може да се разглежда като композиция от две движения: невибрационно спиращо движение, т.е. последователност от равновесни положения при избрано забавяне и различни скорости, и вибриращо движение, т.е. трептене на превозното средство около тези равновесни положения. По време на спиране кинетичната енергия на общото движение се губи, но ако има нестабилен режим, част от тази енергия се прехвърля към динамиката в равнината, т.е. появява се вибрация. На практика, когато



Фигура 1.22 Механизми, генериращи надлъжни флукутиращи приплъзвания.

Когато колоездачите започнат да спират, възниква преходен процес и превозното средство започва да вибрира около равновесното си положение. Тези трептения водят до колебание на надлъжното приплъзване на задната гума, т.е. до вариация на надлъжната сила, която може да вкара енергия в системата, в зависимост от фазовото забавяне между надлъжната сила на задната гума и колебанията в положението на точката на контакт.

Флукутиациите на надлъжното приплъзване могат да бъдат групирани в четири основни причини, виж Фиг. 1.22: а) радиално отклонение на задната гума R, б) флукутация на въртенето на люлеещото се рамо, в) флукутация на надлъжната скорост $\dot{x}$ и г) флукутация на отклонението на амортизатора на зъбното колело

Гъвкавостта на торсионното натоварване на гумата и гъвкавостта на амортизатора на зъбното колело са съществени фактори за улавяне на нестабилността на вибрациите, а вибрациите зависят от стила на спиране (само предна спирачка, предна спирачка плюс задна спирачка, със или без спиране с двигателя и др.). По-подробно, гъвкавостта на силовото предаване е свързана с вибрационен режим (режим на трансмисия), който включва инерцията на силовото предаване и може да стане нестабилен при определени условия на движение (напр. при спиране с определено забавяне при определени скорости). При проверка на формата на този вибрационен режим се откриват компоненти, свързани с колебанията на вертикалното натоварване на гумата, които дават причина за вибрационното поведение.

Струва си да се подчертае, че тази нестабилност може да се появи и на идеално равен път и с перфектно балансирани колела. Очаква се обаче, че както правилно разположените неравности на пътя, така и дисбалансът на колелата могат допълнително да възбудят вибрациите. По-специално, тъй като честотата на въртене на колелата f_w е:

$$f_w = \frac{V_x}{2R} \quad (1.74)$$

където V_x е скоростта на превозното средство, а R е радиусът на търкаляне, типичният диапазон на скоростта, при който пътят и/или колелата могат допълнително да възбудят режима на трансмисия, е 32-41 m/s (115-150 km/h).

1.5 Динамика извън равнината

Страничната динамика включва страничното изместване на превозното средство, ъглите на отклонение от курса, накланяне и завиване. При движение по права линия тази динамика е отделена от динамиката в равнината, докато при завиване възникват силни взаимодействия. Поведението извън равнината е било обстойно изследвано през годините, тъй като е свързано със стабилността и безопасността на превозното средство (Cossalter (2006), Cossalter et al. (2011b)).

В този раздел първо е представен статичният отговор на кормилното управление на две колела, след което са разгледани най-важните вибрационни режими.

1.5.1 Равновесие при търкаляне

Равновесният ъгъл на накланяне може да се оцени от радиуса на кривата R_c и скоростта на превозното средство.

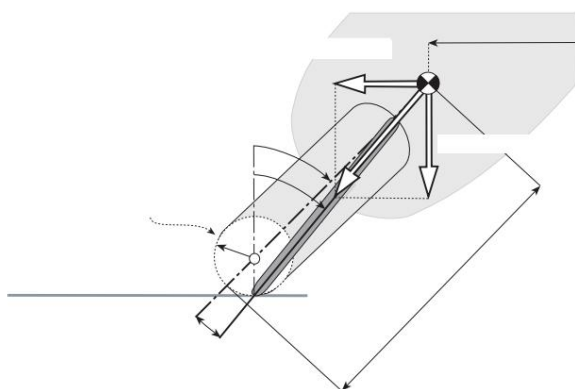
Вх като:

$$= \arctan \frac{v^2}{g R_c} \quad (1.75)$$

където g е гравитационното ускорение, като се има предвид, че резултантната сила на центробежната сила и силата на теглото преминава през линията, свързваща двете точки на контакт между пътя и гумата, при допускане за гума тип „think-disc“, нулев ъгъл на завиване и пренебрежимо малки жирокопични ефекти от гумата/двигателя. Когато се включи ефектът от напречното сечение на гумата, уравнение 1.75 се променя на (Cossalter (2006)):

$$\arctan \frac{v^2}{g R_c} + \frac{t \sin \arctan \frac{v^2}{g R_c}}{h} = \arctan \frac{v^2}{g R_c} \quad (1.76)$$

което подчертава, че действителният ъгъл на накланяне се увеличава с увеличаване на напречното сечение на гумата (широка гума) и понижаване на центъра на тежестта, като t е напречното сечение на гумата, а h е височината на центъра на тежестта, вижте Фиг. 1.23.



Фигура 1.23 Равновесие при търкаляне.

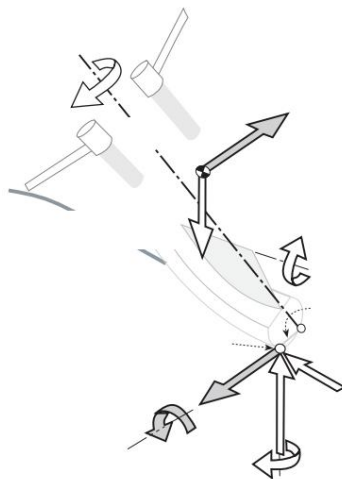
1.5.2 Контразавиване на мотоциклет

Страничната динамика на едноколесните превозни средства се контролира главно от управлението на водача, въпреки че движенията на тялото на водача могат да дадат допълнителен принос. Има съществена разлика при сравняване на управлението на водача на двуколесно превозно средство с това на водач на четириколесно превозно средство. Докато при четириколесните превозни средства водачът завърта волана надясно (по часовниковата стрелка), за да влезе в десен завой, като прилага въртящ момент на волана по посока на часовниковата стрелка и поддържа въртящ момент на волана и ъгъл на волана по посока на часовниковата стрелка през цялото време на завоя, при двуколесните превозни средства се използва съвсем различен подход. За да влезе в десен завой, водачът трябва да завърти кормилото наляво (маневра с обратно завъртане), като прилага въртящ момент на волана обратно на часовниковата стрелка. В резултат на това се генерират както центробежна сила върху превозното средство, така и странична сила от предната гума, като по този начин превозното средство се накланя надясно в завоя. В този момент водачът може да насочи кормилото в завоя. Крайният въртящ момент на волана може да бъде по посока на часовниковата стрелка или обратно на часовниковата стрелка, в зависимост от характеристиките на превозното средство. Предпочитаното поведение е въртящият момент на волана да се върти обратно на часовниковата стрелка и ъгълът на завиване по часовниковата стрелка при каране в завой по часовниковата стрелка, а инженерите на мотоциклети използват за регулиране на някои параметри на превозното средство, за да постигнат желаното поведение на въртящия момент на волана.

Струва си да се отбележи, че маневрата на контра-завиване може да се избегне, когато се използва движението на тялото за влизане в завой (Bertolazzi et al. (2007)). Въртящият момент на волана обаче е доста по-ефективен от въртящия момент на движението на тялото. Опитните колоездачи се възползват и от двата механизма, докато повечето ежедневни колоездачи игнорират подхода на контра-завиване.

Въртящият момент на кормилото, прилаган от ездача върху кормилото, е реакция на много фактори (Cossalter et al. (2010)). Когато се разглежда равновесието на предната рамка в стационарно състояние, въртящият момент на кормилото на ездача реагира на силите и въртящите моменти, изобразени на Фиг. 1.24, т.е. надлъжната сила на гумата, страничната сила, вертикалното натоварване, въртящия момент на гумата, въртящия момент на отклонение, теглото и центробежната сила на предния възел, както и жирокопичния въртящ момент. По-подробно, тези фактори могат да бъдат разделени на компоненти, влияещи на подравняването, и компоненти, влияещи на неправилното подравняване. Когато преобладават компонентите, влияещи на подравняването, въртящият момент на ездача върху кормилото е навътре към завоя, т.е. ездача дърпа кормилото с ръка навътре към завоя. Обратно, когато преобладават факторите, влияещи на неправилното подравняване, въртящият момент на ездача върху кормилото е навън към завоя, т.е. ездача бута кормилото с ръка навътре към завоя. Страничната сила на гумата, въртящият момент на гумата, центробежната сила на предната рама и жирокопичният ефект на колелото дават самоподравняващи се въртящи моменти около оста на кормилно управление, докато надлъжната (спирачна) сила на гумата, нормалната сила на гумата, въртящият момент на гумата при отклонение от курса и силата на теглото на предната рама дават въртящи моменти на несъответствие. Струва си да се отбележи, че в необичайния случай, когато центърът на тежестта на предната рама е зад оста на кормилно управление, центробежният принос става несъответстващ, а теглото допринася за подравняването. Обърнете внимание, че при спиране с предната гума възниква значителен компонент на несъответствие, който се добавя към този, свързан с надлъжното триене.

Основните приноси към целия въртящ момент на кормилното управление са тези, свързани с нормалното натоварване на гумата и страничната сила върху гумата, които почти се балансират взаимно. В резултат на хистерезиса на каркаса на гумата, въртящият момент се противопоставя на въртенето на колелото и възниква сила на триене. Надлъжната сила на триене върху предната гума води до малко несъосие, което допринася за въртящия момент на кормилното управление, чието наличие се дължи на факта, че каркасът на гумата не е тънък диск и следователно надлъжната сила има рамо, различно от нулево, когато превозното средство е наклонено, поради миграцията на точката на контакт върху каркаса на гумата. Въртящият момент на гумата също допринася (съосие) за въртящия момент на кормилното управление, свързан с факта, че когато превозното средство е наклонено,



Фигура 1.24 Сили и въртящи моменти, действащи върху предната рама.

Проекцията на въртящия момент върху оста на кормилното управление вече не е нулева. Друг важен принос е този, свързан с въртящия момент на гумите при отклонение от курса. Този принос към въртящия момент на кормилното управление винаги е неправилен и е значителен. Жироскопският принос (винаги подравняващ се) към въртящия момент на кормилното управление възниква, защото предното колело се върти около оста си на въртене и в резултат на това се отклонява от курса. на маневрата при завиване. Накрая, второстепенни компоненти са тези, свързани с предната рама тегло (неправилно подравняване) и към центробежния ефект на предната рамка (подравняване).

Недозавиване и презавиване

Поведението на волана на превозното средство зависи от много параметри, и по-специално от гумите свойства. Всъщност, когато се има предвид приплъзването на гумите, ефективният ъгъл на завиване е (фиг. 1.25):

$$= + R + F \quad (1.77)$$

като от уравнение 1.2, R е ъгълът на странично приплъзване на задната гума и ъгълът на странично приплъзване на предната гума. В

На практика ефективният ъгъл на завиване е равен на кинематичния ъгъл на завиване само когато

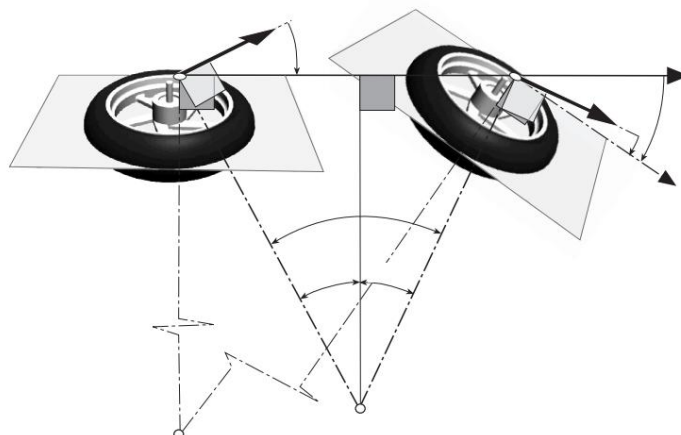
и двете гуми имат еднакво странично приплъзване, т.е. $P = F$ (или когато няма странично хлъзгане, което е разумно предположение при много ниски скорости). В противен случай е по-малък или по-голям, което води до недозавиване и съответно поведение при презавиване.

Поведението на кормилното управление може да се изрази чрез предатно число на кормилното управление :

$$= \frac{Rc0}{Rc} = \frac{1}{1 + \frac{P}{\phi}} \quad (1.78)$$

където $Rc0$ е кинематичният радиус на кривината, докато Rc е действителният радиус на кривината.

Поведението на волана на превозното средство може да се определи, както следва:



Фигура 1.25 Кинематичен ъгъл на завиване и ефективен ъгъл на завиване

• неутрално: $\sigma = 1, R \cdot \Phi = \Phi$;

презавиване: $\sigma > 1, R > F$;

• недозавиване: $\sigma < 1, R < F$.

В случай на превозни средства с презавиване, може да има критична скорост V_{cr} , където $\sigma = 0$ и следователно

!1. Над тази скорост превозното средство се движи в контра-завиване, т.е. водачът трябва да се придържа към кормилото се завъртя извън завоя (както при състезания по пистата).

За разлика от четириколесните превозни средства, значителните ъгли на наклон (до 50-60)

са налице при завиване с двуколесни превозни средства. Следователно, предавателното число на кормилното управление е значително повлияно и от характеристиката на страничната сила като функция на наклона

(в допълнение към характеристиките на силата като функция на страничното приплъзване). Това може да бъде ефективно подчертано при изразяване на предадено число на кормилното управление за прост модел на превозно средство под предположението за малки ъгли на накланяне и линейно поведение на гумата:

$$F_{y,R} = (k_{RR} + k_{RF})F_{z,R} \quad F_{y,F} = (k_{FF} + k_{FR})F_{z,F} \quad (1.79)$$

където $F_{y,R}$ и $F_{y,F}$ са съответно страничната сила на задната и предната гума, k_{RR} и k_{FF}

са твърдостта на задното и предното странично приплъзване, k_{RF} и k_{FR} са наклонът на задните и предните гуми твърдост, R и F са задната и предната гума.

Ъглите на наклон на гумите, $F_{z,R}$ и $F_{z,F}$ са нормалното натоварване на задната и предната гума. При решаване на уравнение 1.79 за ъглите на странично плъзгане се получава:

$$\sigma = \frac{1}{k_F} \left(\frac{\Phi_{F,R}}{F_{z,R}} - k'_{P,R} \Phi \right) = \frac{1}{k_F} \left(\frac{F_{y,F}}{F_{z,F}} - k'_{P,F} \Phi \right) \quad (1.80)$$

При постоянно завиване, при допускане на малки ъгли на наклон, е:

$$\frac{\Phi_{F,R}}{F_{z,R}} - \sigma \Phi = \frac{F_{y,F}}{F_{z,F}} \quad (1.81)$$

което може да се използва в уравнение 1.80, за да се получи:

$$R \frac{1}{k_P} F' k_R \frac{1}{k_F} \Phi \quad (1.82)$$

Когато се използва уравнение 1.82 в уравнение 1.78, предаточното число на кормилното управление е:

$$= \frac{1}{1 + \left(\frac{1000 \text{ рупии}}{k_P} \frac{1000 \text{ рупии на фермата}}{k_F} \right) \frac{B^2}{g_P}} \quad (1.83)$$

което подчертава, че е възможно да се смекчи презавиването чрез увеличаване на задната твърдостта на наклона на гумите и намаляването на твърдостта на наклона на предната гума, в допълнение към увеличаването твърдостта на страничното приплъзване на задната гума и намаляване на твърдостта на страничното приплъзване на предната гума.

Накрая, обърнете внимание, че други автори определят поведението на кормилното управление по различен начин, използвайки вариацията на предното число на кормилното управление (като функция на скоростта на превозното средство V_x при движение по завой с постоянен радиус R_c), а не абсолютната му стойност:

- неутрално: $\left(\frac{\partial}{\partial V} \right) R_c = 1$;
- презавиване: $\left(\frac{\partial}{\partial V} \right) R_c > 1$;
- недозавиване: $\left(\frac{\partial}{\partial V} \right) R_c < 1$.

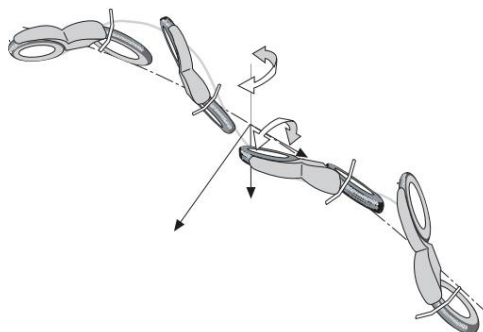
С това последно определение може да има превишаване на волана и с предвидното дефиницията определя недозавиване. На практика, презавиването се определя като състояние, при което, на при постоянен завой, страничното приплъзване на задната гума се увеличава повече от предното приплъзване при увеличаване скоростта на превозното средство.

1.5.3 Криволинейност, клатене и преобръщане

При праволинейно движение, динамиката извън равнината включва четири от единадесетте степени на свобода, необходими за пълноценно дефиниране на превозното средство (вижте раздел 1.1): страничното изместване на превозното средство, ъгловото отклонение, накланянето и ъгли на завиване. Тези степени на свобода се комбинират, за да дадат три добре познати режима на вибрация: преобръщане, тъкат се и се клатушкат.

Преобръщането е невибриращ режим, който се състои главно от люлеещо се движение, комбинирано с странично изместване (плюс някои по-малко важни движения на волана и отклонението от курса). В зависимост от В зависимост от характеристиките на превозното средство, то може да бъде стабилно при ниски скорости, а след това леко нестабилно над критична скорост или леко нестабилна в целия диапазон на скоростта. Във всеки случай, този режим е лесно контролирано от ездача.

Тъкането е трептене на целия мотоциклет (фиг. 1.26), с честота, нарастваща с скорост от 0 до 3-4 Hz в зависимост от характеристиките на превозното средство. Обикновено е нестабилна за скорости до 6-7 м/с, тогава е стабилен и има тенденция към слабо затихване при високи скорости (>100 км/ч). Нестабилност при висока скорост може да възникне както при движение без кормило, така и при движение с ръце върху него. като първите имат потенциал да бъдат по-стабилни от вторите при един и същ набор от условия на движение (Massaro et al. (2012)). По-точно, при нулева скорост тъканта се състои на два невибриращи режима: преобръщане на каросерията и преобръщане на кормилното управление. Тези два режима се обединяват за генериране на вибриращото тъкане със скорост в диапазона 0-1 m/s.



Фигура 1.26 Режим на преплитане.

Преобръщането на каросерията е преобръщане на цялото превозно средство, т.е. нестабилност при люлеене, подобна на обърнато махало. Неговата времева константа b_c може да се оцени с прост модел на обърнато махало:

$$b_c = \frac{I_x}{Mgh} \quad (1.84)$$

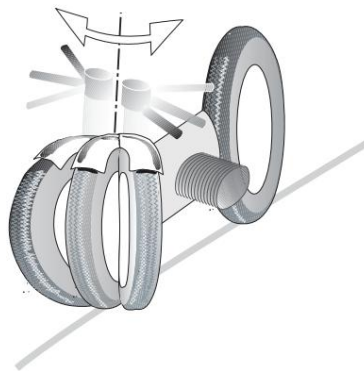
където I_x е инерционният момент на цялото превозно средство около центъра на масата, M е масата на цялото превозно средство, h е височината на центъра на масата на превозното средство и g е гравитационното ускорение. Преобръщането на волана е нестабилност на волана, дължаща се на ефектите на несъосност както от масата на предната рама, така и от нормалното натоварване на предната гума. Неговата времева константа може да се оцени с опростен модел на предната рама:

$$b_s = \frac{1}{\omega^2} \quad (1.85)$$

където M_f е масата на предната рама, b_f е разстоянието на центъра на масата на предната рама от оста на кормилно управление, $F_{z,f}$ е нормалното натоварване на предната гума, a_n е нормалното изтегляне и α е ъгълът на кастър.

И накрая, клатушкането е вибрационен режим, доминиран от трептенето на предния кормилен механизъм около оста на кормилното управление (фиг. 1.27) в диапазона 6-10 Hz. На практика, режимът на клатушкане обикновено се вижда, когато ръцете не са хванати за кормилото (Cossalter et al. (2007b)) и, в зависимост от структурната съвместимост на предния механизъм и дисбаланса на колелата, може да стане осезаем за ездача при ниски до средни скорости.

В обобщение, типичното поведение на стабилност на мотоциклет с постоянна скорост в праволинейно движение е следното. В покой превозното средство е нестабилно поради преобръщане на каросерията и кормилното управление. Всъщност, водачите обикновено стъпват с краката си на пътя, за да предотвратят падането на превозното средство. При скорости до 6-7 м/с мотоциклетът е нестабилен поради режима на криволичене и следователно е необходимо действие от водача, за да се стабилизира превозното средство. Над 6-7 м/с превозното средство навлиза в зона на самостабилизиране, т.е. не е необходимо действие от водача за стабилизиране на системата (двуколесното превозно средство се държи изправено дори когато ръцете на водача не са на кормилото). С увеличаване на скоростта, преобръщането може да стане леко нестабилно (с ръце, не на кормилото), но тази нестабилност лесно се стабилизира чрез пасивно действие на водача върху кормилото. Когато превозното средство е правилно проектирано, не би трябвало да има криволичене или клатушкане в нормални условия.



Фигура 1.27 Режим на колебание.

условия на каране. Високата скорост и натоварването на товара обаче допринасят за лошо демпфирано преплитане на вълната. Докато клатушкането може да бъде предизвикано от дисбаланс на колелата и определени пътни настилки. Освен това Тези два режима на вибрация са опасни, защото колоездачите може да имат проблеми с контрола тях. Освен това, повечето от параметрите, подобряващи стабилността на единия, влошават тази на другия. Ето защо поведението им трябва да се обмисли внимателно при проектирането

превозно средство.

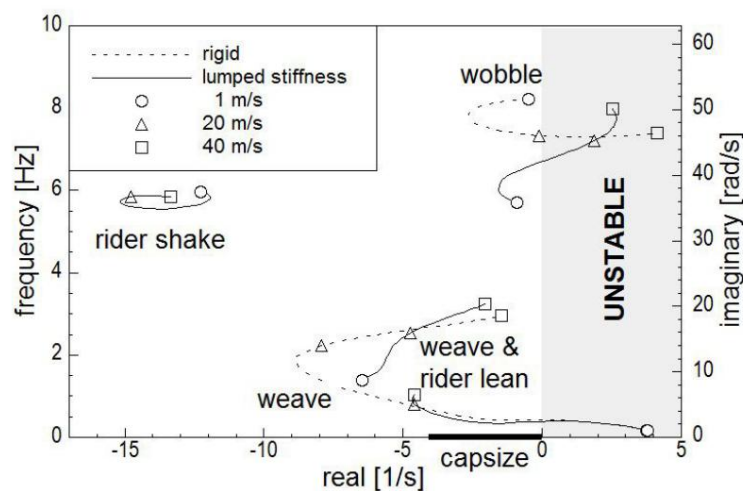
Модел на твърди тела

В този раздел са представени резултатите от основен модел, изграден от твърди тела, за да се обсъдят страничните вибрационни режими на превозното средство (www.multibody.net). Тъй като целта е да се проучи стабилността при праволинейно движение с постоянна скорост, наличието на окачвания може да бъде пренебрегват се и са необходими само четири степени на свобода: странично изместване u , ъгъл на отклонение от курса, ъгъл на накланяне и ъгъл на завиване. Освен това, свойствата на гумата могат да бъдат линеаризирани, тъй като само малки странични Подхлъзване и ъгъл на накланяне ще се използват от превозно средство, вибриращо около вертикалната облицовка. Гума може да се приеме чисто търкаляне в надлъжна посока, тъй като няма интерес към надлъжна динамика. Ефектът от гъвкавостта на гумите (и свързаното с нея забавяне на силата, вижте раздел 1.2.3) се отчита чрез включване в модела на страничното отклонение на предната и задната гума R и F . Обърнете внимание, че немоментното поведение на гумата е от съществено значение за улавяне на колебанието. Единственият входен момент на водача е въртящият момент на волана. Моделът има четири твърди корпуса: задната рама (включително водача и люлеещото се рамо), предната рамка (кормило и окачване) и колелата. Неговите уравненията на движението могат да бъдат записани във форма на пространство на състоянията:

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + B \\ x &= [u, \theta, \phi, \psi]^T, \quad R, F \\ u &= \{ \end{aligned} \quad (1.86)$$

където u, θ, ϕ, ψ представляват производните на съответните променливи.

Стабилността се анализира чрез изчисляване на собствените стойности на A в уравнение 1.86 при различни скорости, вижте пунктираните линии на Фиг. 1.28. Стабилността на превозното средство без ръце е следната. До скорост



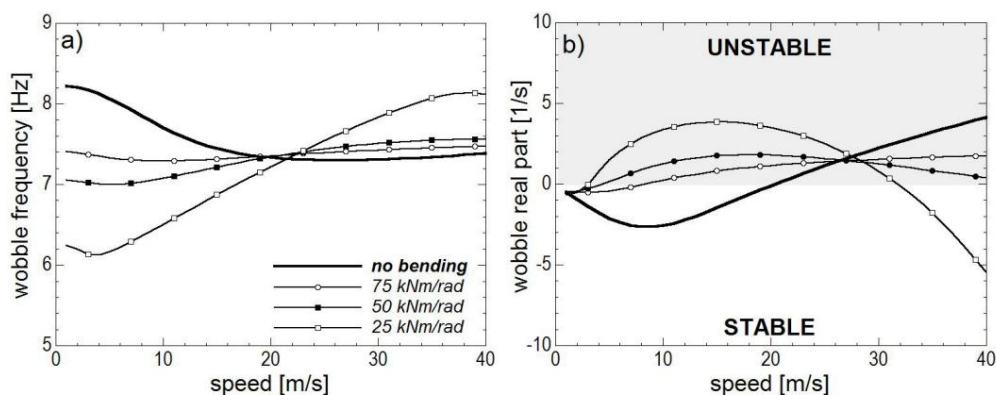
Фигура 1.28 Пример за коренов локус на мотоциклета като функция на скоростта.

от 0,6 m/s превозното средство е нестабилно както поради преобръщане на каросерията (реална положителна собствена стойност с времева константа 0,30 s при 0,1 m/s), така и поради преобръщане на кормилното управление (реална положителна собствена стойност с времева константа 0,17 s при 0,1 m/s). При 0,6 m/s двата нестабилни режима се сливат, за да образуват нестабилното вълнообразно движение (собствени стойности на комплексно спрегнати двойки), чиято честота се повишава от 0 при 0,6 m/s до 0,4 Hz при 7 m/s. Оттук нататък вълнообразното движение е стабилно и честотата му се увеличава със скоростите (3 Hz при 40 m/s). Обърнете внимание, че при високи скорости режимът се измества към зоната на нестабилност. Колебанието има честота в диапазона 7-8 Hz и е нестабилно за скорости по-високи от 22 m/s. Преобръщането е стабилно в целия диапазон на скоростите. Съществува и друг режим, обикновено наричан задно клатушкане или „weaving 2“: той вибрира за скорости до 25 m/s, след което се разделя на два невибриращи режима. Този режим не е много интересен, защото е добре стабилен в целия диапазон на скоростта и следователно не е изобразен на Фиг. 1.28.

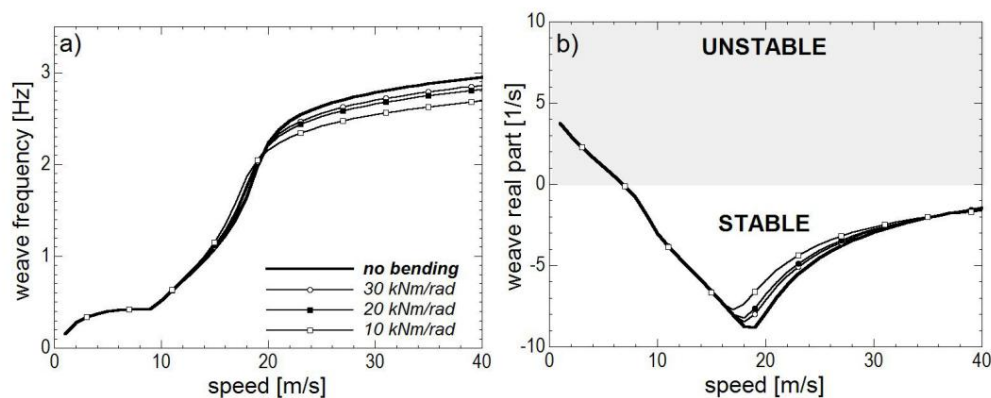
Влияние на съответствието на рамката

Съвместимостта на рамката и пасивната мобилност на водача могат значително да повлияят на стабилността на двуколесните превозни средства (Cossalter et al. (2007b) включва експериментално валидиране). По-специално, най-важната структурна гъвкавост е тази на предния агрегат спрямо задния, докато пасивното люлеене на водача е най-важното пасивно движение на водача, влияещо върху стабилността.

Моделът, използван в предишния раздел, е разширен, за да включи основната податливост на превозното средство (уравненията и матриците на състоянията са публикувани на www.multibody.net). По-специално, добавени са няколко степени на свобода, за да се отчетат: усукване и гъвкавост при огъване на люлеещото се рамо (R и R), огъване и гъвкавост при усукване на предната рамка (F и F), странично и пасивно движение на ездача върху седалката (u и p). Движението по тези нови степени на свобода се ограничава посредством пружинно-амортизирни елементи, настроени да възпроизвеждат свойствата на податливост на реалното превозно средство. Допълнителните степени на свобода са свързани с толкова много сложни спрегнати двойки, представляващи структурните режими на вибрация. Още по-важно е, че тези степени на свобода влизат в тъкането и се клатят, за да повлияят на тяхното...



Фигура 1.29 Влияние на предното огъване върху клатушкането.



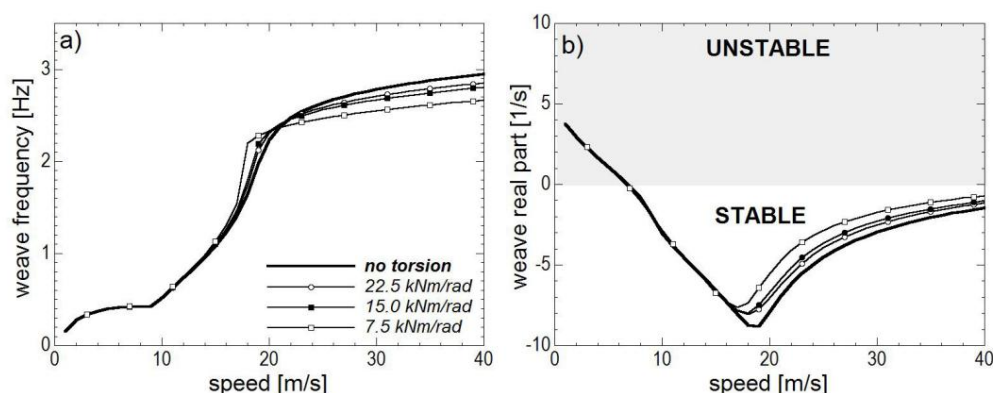
Фигура 1.30 Влияние на задното огъване върху тъканта.

стабилност.

По-подробно, огъването на предната рамка силно влияе върху стабилността на клатушкане (фиг. 1.29).

Докато моделът на твърдото превозно средство предсказва стабилно трептене при ниски скорости (до 22 м/с за разглежданото тук превозно средство) и нестабилно трептене при високи скорости, когато се включи гъвкавостта на предната част, моделът предсказва нестабилен режим на вибрации при ниски скорости и стабилен режим при високи скорости. С други думи, гъвкавостта на предната рама обръща поведението на стабилността на трептене като функция на скоростта. Физическата причина за ефекта на стабилизиране е допълнителният жирокопичен ефект, генериран от скоростта на отклонение, комбинирайки се с инерцията на въртене на колелата и скоростта на въртене (Cossalter et al. (2007b)).

Влиянието на огъването на люлеещото се рамо и гъвкавостта на усукване върху стабилността на преплитането е показано съответно на Фиг. 1.30 и Фиг. 1.31. В анализираният превозен средство огъването е незначително.



Фигура 1.31 Влияние на задното усукване върху тъканта.

до положителен ефект върху стабилността на високоскоростното тъкане (отново стабилизиращият ефект е свързан с допълнителен жирокопичен ефект, предизвикан от огъване и отклонение), докато гъвкавостта на торсиона влошава стабилността на високоскоростното тъкане.

Ефектът от пасивното движение на ездача е разгледан, като се позволява на ездача да вибрира върху седалката. Тялото на ездача е разделено на долна част (от стъпалата до ханша) и горна част (от ханша до главата). Долната част на тялото може да се движи странично спрямо задната рамка, докато горната част на тялото може да се търкаля спрямо долната част около ос на търкаляне, минаваща в близост до ханша на ездача. Движението на ездача се ограничава от пружинно-амортизирни елементи, настроени да придадат типичните за ездача модални характеристики (страничната собствена честота обикновено е в диапазона 3,5-4,0 Hz с коефициент на затихване в диапазона 0,3-0,6, докато собствената честота на търкаляне е в диапазона 0,8-1,5 Hz и коефициент на затихване 0,1-0,3, Nishimi et al. (1985), Katayama et al. (1987)). Пасивното движение на ездача е включено в модела и неговата стабилност е в сравнение със случая с твърди тела на Фиг. 1.28, където непрекъснатите линии представляват модела с податливи тела и движението на ездача, докато пунктирните линии представляват модела с твърди тела. Страничното движение на ездача е свързано с новия режим на вибрация, наречен „треперене на ездача“, докато търкалящото движение дълбоко се слива с тъканта, чиято крива сега е разделена. На практика движението на ездача стабилизира клатушкането при ниска скорост и значително стабилизира тъканта при висока скорост, като ефектът от търкалянето върху тъканта е по-важният принос.

При ускорение, режимът на прелитане има тенденция да увеличава честотата си, докато този на трептенето намалява и може да се осъществи свързване между тях. При спиране, режимът на трептене увеличава честотата си и обикновено намалява затихването си, докато прелитането намалява честотата и затихването си. Струва си да се подчертае, че всички съображения, докладвани в този раздел, се отнасят до стабилността на превозното средство в свободен режим, т.е. задържане, когато водачът държи кормилото с ръце или леко го хваща (Massaro et al. (2012)).

Влияние на импеданса на ездача

На практика, докато водачът кара превозното средство, ръцете му са на кормилото. Това може да промени стабилността на двуколесното превозно средство поради образуваната примка между тялото на водача, задната част...



Фигура 1.32 Модел на импеданса на ездача.

рама (където седи ездачът) и предна рама (където са ръцете на ездача). Ефектът от такъв пасивен импеданс на кормилното управление от ездача върху стабилността на превозното средство не е изследван доскоро (Sharp and Limebeer (2004), Cossalter et al. (2011a), Massaro and Cole (2012), Massaro et al. (2012), като само последното включва сравнение с експериментални пътни тестове).

За да се моделира такъв ефект, горната част на тялото на ездача се отклонява спрямо долната част на тялото му и кормилото. Движението се ограничава от пружинно-амортисьорни елементи, правилно настроени, за да се получат експериментално измерените модални свойства на ездача, фиг. 1.32.

Ефектът от импеданса на ездача е да стабилизира режима на трептене и да дестабилизира режима на криволичене при висока скорост. Ефектът е подобен на този на амортисьор на волана. Въпреки това, докато идеалният амортисьор на волана генерира въртящ момент на волана, той е пропорционален и синфазен със скоростта на ъгъла на завиване.

:

$$= cd \quad (1.87)$$

Въртящият момент на волана, генериран от водача, се променя с честота както по величина, така и по фаза. Освен това, докато амортисьорът на волана генерира равни и противоположни въртящи моменти върху предния и задния мост, водачът го прави само при ниска и висока честота, поради наличието на инерция.

1.6 Свързана динамика в равнината и извън равнината

В предходните два раздела динамиката в равнината и извън равнината беше разгледана отделно, използвайки опростени модели, за да се подчертае най-важното поведение на превозното средство. Съществуват обаче условия (напр. влизане в завой при спиране, Massaro (2011), Massaro and Lot (2010)), при които е от съществено значение да се улови връзката между динамиката в равнината и извън равнината, използвайки пълни модели на превозно средство като FastBike (Cossalter et al. (2011b), Cossalter et al. (2011c)). По-долу са представени три типични примера за свързана динамика.

Стабилност в завой

При завиване, двойката динамика в равнината и извън равнината (Cossalter et al. (2004)) и всички режими на вибрации на превозното средство включват както степен на свобода в равнината, така и извън равнината. Взаимодействията могат да бъдат дори предсказани от стабилността на праволинейното движение, когато режимите в равнината и извън равнината имат собствени стойности, близки една до друга в кореновото място. Типично свързване е между отскок/наклон и преливане: при това условие настройката на окачването също може да се използва за контрол на трептенията в завой. По подобен начин, клатушкането може да се комбинира с режим на подскок на предното колело, за да се получи трептене на волана, комбинирано с трептенето на окачването. Важно е също да се подчертае, че докато при праволинейно движение режимите в равнината са почти независими от скоростта, при завиване всички режими зависят от скоростта на движение.

Откат

Неравностите на пътя или напречните фуги, например по мостове на магистрала, могат да разтоварят предното колело на превозното средство, което се повдига от пътната повърхност. Мотористът обикновено реагира автоматично с движение на волана, измествайки равнината на предното колело извън посоката на движение на велосипеда. Когато предното колело отново се докосне до пътната повърхност, предната рама не е в силов баланс спрямо оста на волана. В резултат на това се генерира импулсивна сила, която „отблъсква“ предната рама назад на посоката на ъгъла на завиване (Lot and Massaro (2007)). Явлението на обратен удар може да бъде толкова силно, че мотоциклетистът не може да контролира кормилото и следователно губи контрол над мотоциклета. Ъгълът на завиване може да достигне много високи стойности. Това явление може да се появи както при движение на право (особено при ускорение), така и при завиване. Струва си да се отбележи, че то не е свързано с нов режим на вибрация, а със стабилността на режима на криволинейност и клатушкане. На практика по-малко стабилният режим е най-възбуден и следователно получената вибрация може да бъде или в честотния диапазон на клатушкане, или в честотния диапазон на криволинейност.

Висока страна

Това явление се дължи на взаимодействието между страничната сила на задната гума и надлъжната сила. Може да се случи по време на спирачна маневра при влизане в завой или по време на маневра с рязко движение при излизане от завой (Cossalter et al. (2007a)). Например, за да излезе от завоя, мотоциклетистът започва да натиска задното колело, следователно надлъжната движеща сила се увеличава и се добавя към съществуващата странична сила. Ако общата сила на триене на гумите достигне граничната стойност, задното колело губи сцепление и следователно задната част на мотоциклета се измества навън от завоя. Мотоциклетистът реагира чрез намаляване на отвора на газта, което води до натискане.

силата намалява внезапно и задната гума отново поема сцепление. Съществуващото голямо странично приплъзване (произтичащо от предишната загуба на сцепление) генерира страничен импулс на сила, който силно избутва задната гума. мотоциклетът може да се издигне нагоре и дори да изхвърли водача от седалката. Във всеки случай, режимът на прелитане е силно възбуден от импулсното действие.

Референции

- Bertolazzi E, Biral F, Da Lio M и Cossalter V 2007 Влиянието на движенията на горната част на тялото на мотоциклета минимално време за маневриране MULTIBODY DYNAMICS 2007, тематична конференция на ECCOMAS.
- Корно М. и Савареси С. 2010. Експериментално идентифициране на динамиката на двигателя до приплъзване за контрол на сцеплението. приложения в спортен мотоциклет. Европейско списание за контрол 16(1), 88-108.
- Динамика на мотоциклета Cossalter V 2006. Лулу.
- Cossalter V, Aguggiaro A, Debus D, Bellati A и Ambrogi A 2007a. Изследване на данни от състезания с мотоциклети и мотоциклетисти в реални случаи: анализ на поведението при падане. 20-та Международна техническа конференция за повишена безопасност на превозните средства: Иновации за възможности и предизвикателства пред безопасността.
- Cossalter V, Doria A, Lot R и Massaro M 2011a Влиянието на пасивния импеданс на кормилното управление на водача върху мотоциклета стабилност: Идентификация и анализ. Meccanica 46(2), 279-292.
- Cossalter V, Lot R и Maggio F 2004 Модален анализ на мотоциклет при праволинейно движение и в завой. Механика 39(1), 1-16.
- Cossalter V, Lot R и Massaro M 2007b Влиянието на податливостта на рамката и мобилността на ездача върху стабилността на скутера. Vehicle System Dynamics 45(4), 313-326.
- Cossalter V, Lot R и Massaro M 2008 Бърборенето на състезателни мотоциклети. Vehicle System Dynamics 46(4), 339-353.
- Cossalter V, Lot R и Massaro M 2011b Усъвършенстван многотелен код за анализ на управление и стабилност мотоциклети. Механика 46 (5), 943-958.
- Cossalter V, Lot R и Massaro M 2012 Значението на характеристиките на силовото предаване върху вибрациите на състезанията мотоциклети.
- Cossalter V, Lot R, Massaro M и Peretto M 2010 Разлагане на въртящия момент на кормилното управление на мотоциклет, том 2, стр. 1257-1262.
- Cossalter V, Lot R, Massaro M и Sartori R 2011c Разработване и валидиране на усъвършенстван симулатор за каране на мотоциклет. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering 225(6), 705-720.
- Де Врис Е и Пацейка Х 1998 Измервания и модели на мотоциклетни гуми. Динамика на системите на превозните средства 29 (ДОПЪЛНЕНИЕ), 280-298.
- Катаяма К, Аоки А, Нишими Т и Окаяма Т 1987 Измерване на структурните свойства на ездачите. SAE статия 871229.
- Kiencke U и Nielsen L 2001 Автомобилни системи за управление. Springer-Verlag.
- Lot R 2004 Модел на мотоциклетна гума за динамични симулации: Теоретични и експериментални аспекти. Meccanica 39(3), 207-220.
- Lot R и Massaro M 2007 Откатът на мотоциклети: Експериментален и числен анализ. MULTIBODY DYNAMICS 2007, Тематична конференция на ECCOMAS.
- Massaro M 2011 Нелинеен виртуален ездач за мотоциклети. Vehicle System Dynamics 49(9), 1477-1496.
- Massaro M и Cole DJ 2012 Невромускулна динамика на управлението: мотоциклетисти срещу шофьори на автомобили.
- Massaro M и Lot R 2010 Виртуален ездач за двуколесни превозни средства, стр. 5586-5591.
- Massaro M, Lot R и Cossalter V 2011a Върху моделирането на приплъзване на двигателя за проектиране на система за контрол на сцеплението на мотоциклети. Трудове на Института на машинните инженери, Част D: Списание за автомобилно инженерство 225(1), 15-27.
- Massaro M, Lot R, Cossalter V, J. B и J. S 2012 Числено и експериментално изследване на значимостта на ездач на мотоциклетна преплетена конструкция. Динамика на системните превозни средства 50(51), 215-227.
- Massaro M, Sartori R и Lot R 2011b Числено изследване на динамиката на приплъзване на двигателя при сцепление на мотоциклет приложения за управление. Системна динамика на превозни средства 49(3), 419-432.
- Нишими Т., Аоки А. и Катаяма К. 1985. Анализ на стабилността на мотоциклети при праволинейно движение. SAE paper 856124.
- Пацейка ХБ 2006 Динамика на гумите и превозните средства 2-ро издание. Бътърфурт-Хайнеман, Оксфорд.
- Sharp R и Limebeer D 2004 Върху трептенията на волана на мотоциклети. Proceedings of the Institution of Machine engineers, част C: Списание за машиностроене 218(12), 1449-1456.