

車輛控制與駕駛輔助系統

WI 2024

課程講義

編者：陳亮光

國立台灣科技大學機械系

Based on materials from references below and personal works

1. Fundamentals of Vehicle Dynamics: Revised Edition, by Thomas D. Gillespie, SAE International, 2012.
2. Vehicle Dynamics and Control, by Rajesh Rajamani, 2nd Ed., Springer, 2012.
3. Digital Human Modeling for Vehicle and Workplace Design, by Don B. Chaffin, SAE International, 2001.
4. Google and Wikipedia

Last revised: WI 2024

目錄

1	背景：科技始終來自於人性、問題也是.....	3
2	車輛動力學.....	10
2.1	傳動系統模型 (powertrain model).....	11
2.2	輪胎動力學模型 (tire model).....	23
2.3	煞車系統模型 (brake model).....	25
2.4	穩態過彎動力學 (steady-state cornering).....	33
2.5	側傾動力學與車輛運動模型 (roll dynamics and vehicle motion model).....	41
3	車輛運動控制與控制系統功能分析.....	47
3.1	車輛控制的自動化.....	47
3.2	功能分類.....	48
3.3	ADAS 系統個案分析.....	52
4	駕駛輔助系統控制設計.....	56
4.1	自動緊急煞車(AEB).....	56
4.2	適應性定速巡航(ACC).....	57
4.2.1.	ACC 功能概念分析.....	58
4.2.2.	控制模式切換 (ACC 4).....	60
4.2.3.	即時速度調節控制器 (ACC 5).....	67
4.3	車道維持輔助(LKA).....	71
4.3.1.	車道維持系統之介入策略.....	73
4.3.2.	車道維持系統之控制策略.....	83
4.3.3.	車道維持系統之功能驗證.....	86
5	駕駛人行為分析與建模.....	92
5.1	依據控制理論建立駕駛人控制模型.....	92
5.2	駕駛人橫向控制模型個案比較.....	96
5.2.1.	駕駛人模型 A (aka 蘿蔔點追蹤法).....	96
5.2.2.	駕駛人模型 B (蘿蔔點追蹤法 + LQR 回授).....	99
5.2.3.	駕駛人模型 C (蘿蔔點追蹤法 + DDPG 回授).....	104
6	駕駛在環之駕駛輔助系統分析探討.....	112
6.1	產品開發與驗證過程.....	112
6.2	不同階段的驗證架構.....	115

1 背景：科技始終來自於人性、問題也是

- 想像一下你要買車，你的考慮有哪些？

(1) 用途與需求(目的)

(2) 預算與花費：購車成本、運行成本(油耗/維修保養)、二手車價, etc.

(3) 安全與性能：e.g., 失火/漏電、結構強度(碰撞)、主動與被動安全等

(4) 車種偏好：車型、品牌形象、顏色、電動車/引擎車

- Buyer maximizes his **utility function**: an optimization result。依購車者的需求決定

(1) Utility function varies (每個人價值觀不同)

(2) Role conflicts (角色衝突)

- 結論：一切回歸人的需求，所有發展的動機來自人性、問題的產生也來自人性。

Q: 因為人的需要，我們開發了新的功能，如何確認此設計真的是駕駛人需要的？如何確認此功能的確提供原本預定的效益？

名詞介紹與說明：

ADS: automated driving systems (自駕系統)

ADAS: advanced driver assist systems (先進駕駛輔助系統)

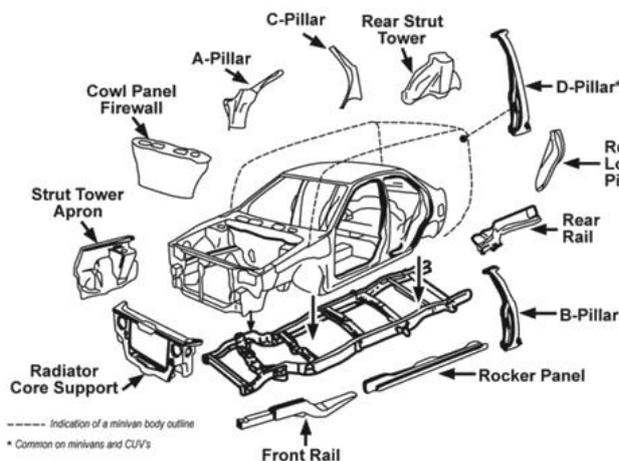
特斯拉的用詞：AP (auto-pilot)、EAP (enhanced auto-pilot)、FSD (full self-driving), etc.

車輛控制 (vehicle control)

引擎控制(動力系統控制)	點火噴油控制、怠速控制
	馬達驅動控制、MTPA/MTPV、FOC/WF/DTC
	電能控管(BMS/EMS)
運動控制(aka Chassis control)	Driver in the loop (human is the controller)
	ADS: replace the human ADAS: assist the human, ABS, ESP, AEB, LKA, etc.
其他	車門、雨刷、燈號
	影音系統

Q: 舉出三種上面沒有列出的車輛上的控制功能。

Chassis (底盤, or body): The basic structure of the automobile which supports many of the other systems and passengers. It is supported by the suspension, which connects it to the axles and wheels. CF: unibody



- 以人控系統(manual control systems)的角度來看車輛運動控制

- 說明：任何由人操控的作業(process)，一般稱作人控系統(manual control systems)，從控制方面來看，人的角色就是控制器，受控廠(plant)就是該作業，事實上這是大部分控制作業最原始的樣貌，仔細分析人作為控制器的功能，常會與人因工程領域相結合(control+human factors)。
- 以車輛操控來看，如下圖，人作為控制器決定方向盤、油門煞車的控制命令
 - 人的特色：多工、多目標、高彈性、智慧
 - 回授資訊管道複雜、決策高度非線性，困難的控制建模與設計問題 (AI solution?)

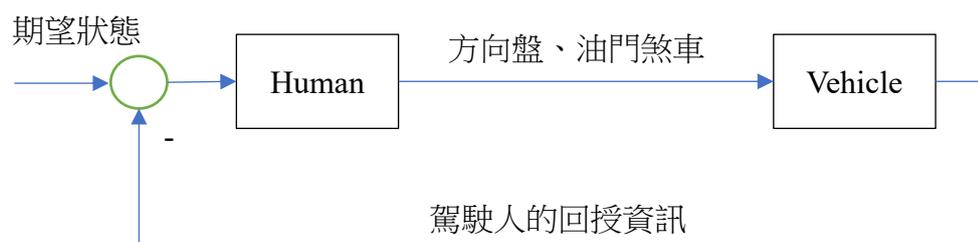


圖 3：人控系統控制架構示意圖

Q: 舉出三種人控系統的例子。

- 如果一切“正常”，是一個很簡單的過程
- “意外”總是存在
 - Unexpected accidents: e.g. falling obstacles
 - inaccurate information and/or improper actions
 - to err is human: more than 90% (some say 95%) accidents due to human errors

- or consider as components malfunction (零件故障) , 而零件可以是系統中任何一個組成 , 包含人、機械、環境 , 畢竟整個車輛在道路上行駛的過程 , 是駕駛-車輛-環境 , 三者互動產生的現象。
- this is why ADAS appear
- 輔助一詞的思考 : 車輛本身就是一個輔助裝置 , 就如同控制本身就是一個智慧化、適應性的作為(解釋?)。車輛輔助了人的“ 移動(mobility)” 需求 , 早年車輛沒有動力方向盤 , power steering 本身就是一個駕駛輔助系統 , 雨刷、電動窗等都是如此。隨著功能逐漸的延伸與演化 , 現在多依 SAE J3016 的標準來看待 ADAS。
- 比較(Cf): SAAS/MAAS, 製造業與服務業的區隔?
- 依對駕駛人提供輔助(介入)的程度來分
 - 資訊提供(提示)、提醒/警示 : e.g.
 - 低互動的輔助(assistance) : master/slave, the concept of transparent (透明), e.g. LKA · ABS · BAS
 - 介入式(intervention) : e.g.
 - 以上僅考慮主動式、被動式不探討 , 主被動式安全系統的分類有諸多版本 , 一般常見的分法是依據功能提供的改善是在事故前(主動)或是事故後(被動)來分 , 而不是看系統是否有主動作用。cf : 安全帶是被動的 , 預縮式安全帶也是被動的 , ABS 是主動的 , ESP 也是主動。安全氣囊?LKA?

Q: ADAS 作為安全系統的主動與被動分類 :

Q: 以達文西手術機器人為例，若搭配 CT 片整合手術刀具的定位，屬於資訊提供的輔助系統，若搭配 surgical guide (導引輔具)則為制動輔助，無論如何，該人控系統是一種 master/slave 的主從式作業架構。

- SAE J3016 的分類

SAE INTERNATIONAL **SAE J3016™ LEVELS OF DRIVING AUTOMATION**

	SAE LEVEL 0	SAE LEVEL 1	SAE LEVEL 2	SAE LEVEL 3	SAE LEVEL 4	SAE LEVEL 5
What does the human in the driver's seat have to do?	You are driving whenever these driver support features are engaged – even if your feet are off the pedals and you are not steering			You are not driving when these automated driving features are engaged – even if you are seated in “the driver’s seat”		
	You must constantly supervise these support features; you must steer, brake or accelerate as needed to maintain safety			When the feature requests, you must drive	These automated driving features will not require you to take over driving	
	These are driver support features			These are automated driving features		
What do these features do?	These features are limited to providing warnings and momentary assistance	These features provide steering OR brake/acceleration support to the driver	These features provide steering AND brake/acceleration support to the driver	These features can drive the vehicle under limited conditions and will not operate unless all required conditions are met	This feature can drive the vehicle under all conditions	
Example Features	<ul style="list-style-type: none"> • automatic emergency braking • blind spot warning • lane departure warning 	<ul style="list-style-type: none"> • lane centering OR • adaptive cruise control 	<ul style="list-style-type: none"> • lane centering AND • adaptive cruise control at the same time 	<ul style="list-style-type: none"> • traffic jam chauffeur 	<ul style="list-style-type: none"> • local driverless taxi • pedals/steering wheel may or may not be installed 	<ul style="list-style-type: none"> • same as level 4, but feature can drive everywhere in all conditions

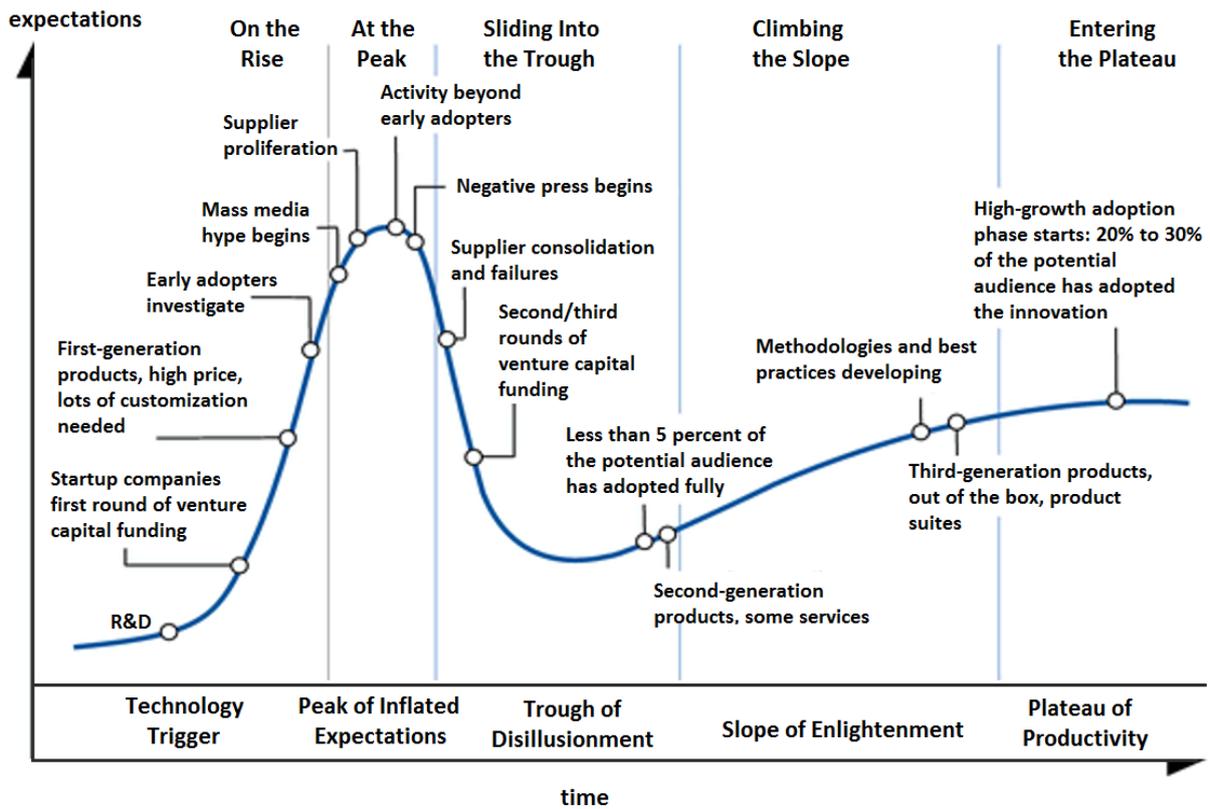
For a more complete description, please download a free copy of SAE J3016: https://www.sae.org/standards/content/J3016_201806/

Copyright © 2018 SAE International. The summary of this may be freely copied and distributed provided SAE International and J3016 are acknowledged in the summary and not be reproduced in any form.

Q: 許多城市積極推動的夜間自駕計程車屬於 SAE J3016 的 LV 幾 ADS?

Q: LKA 通常被認為是 LV 幾? FSD 呢?

- The Gartner hype cycle, or not a cycle? [維基百科]



電動車、智慧自駕兩者，現在處於何階段? (open question, no exact answer)

以上是基本概念的說明，本課程將會針對車輛運動控制相關的 ADAS 進行介紹、說明、

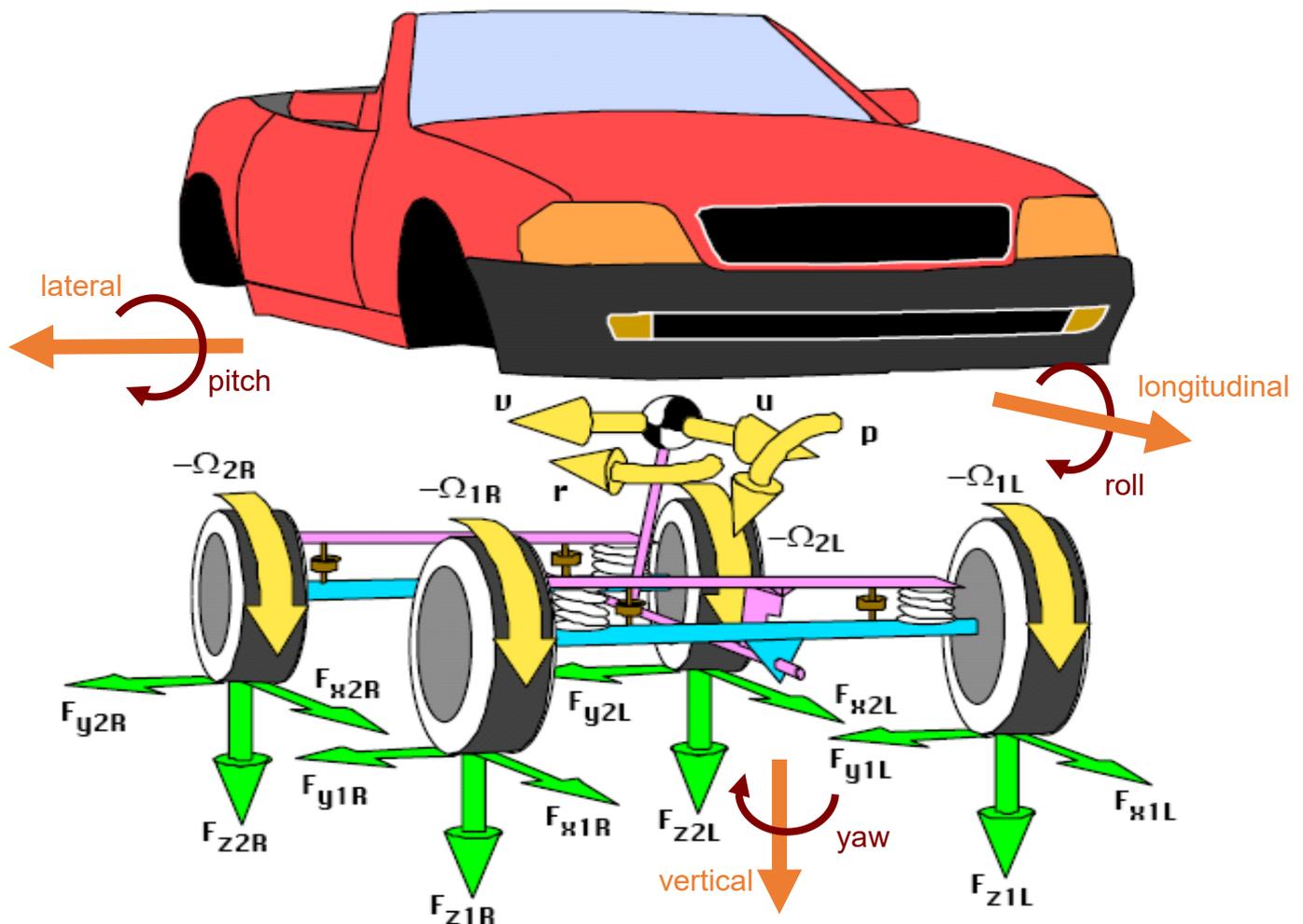
與搭配電腦軟體演練，目標是知道與理解，演練主要在電腦模擬，實作的訓練(PIL、HIL)

將邀請業師做示範，並搭配智慧電動車中心基地建置的設備來展示。

2 車輛動力學

不可避免的，要釐清車輛運動控制系統的運作原理與設計，必須先理解車輛運動的本質，因此必須先介紹車輛動力學。完整的車輛動力學推導需要深入的力學基礎與數學推演，在機械系是安排在研究所的進階課程來教授。在此僅針對大學部同學，欲學習 ADAS 所需的基本車輛動力學模型做概略的介紹(僅需理解並能應用至後續控制器設計，同學無須重新推導)。以下資料主要來自於 Gillespie 的 Fundamentals of Vehicle Dynamics 一書，搭配部分其他來源資料補充。

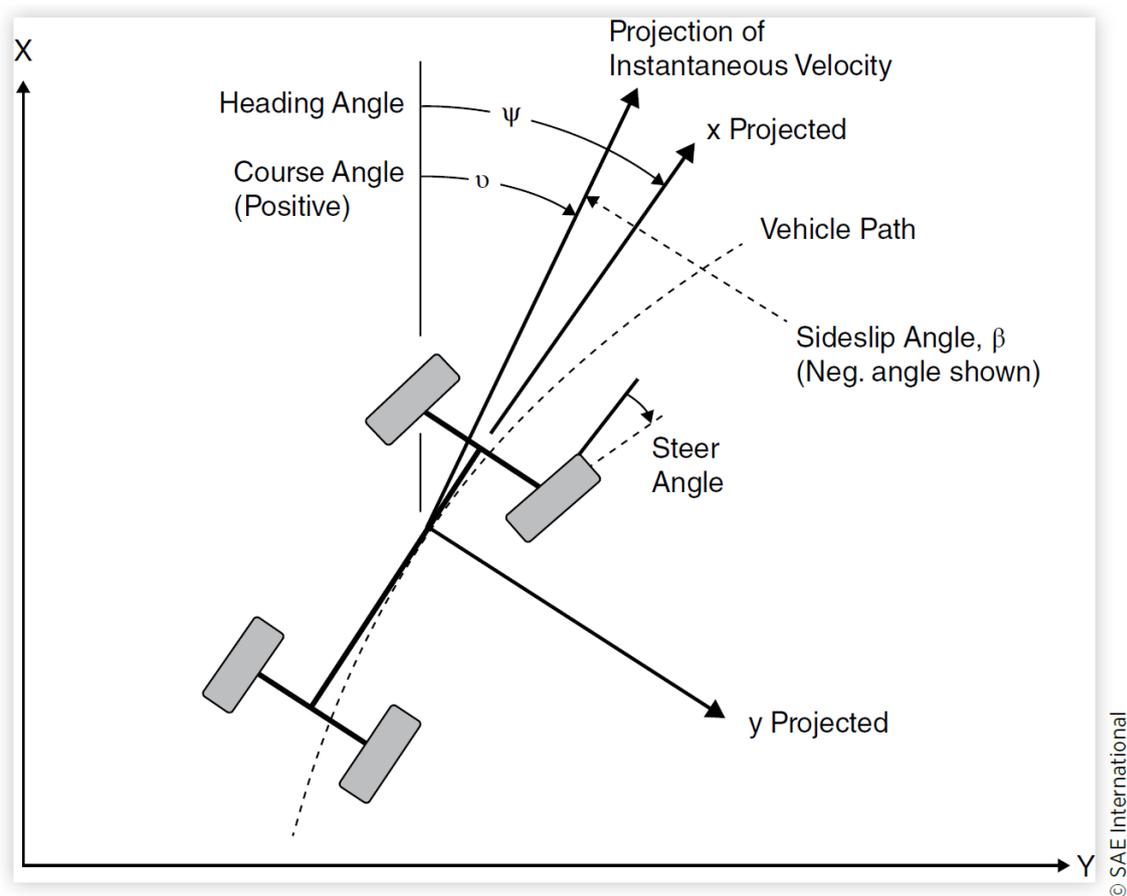
- Vehicle-fixed coord system, aka body-fixed coord system. 下圖是 SAE axis convention (ISO 有不同的定義，學的時候專心用一種，將來其他種定義也可理解)



- Actually coupled, but treated one by one
- Sprung and un-sprung masses

Q: 引擎是屬於 sprung or unsprung mass? 傳動軸呢?

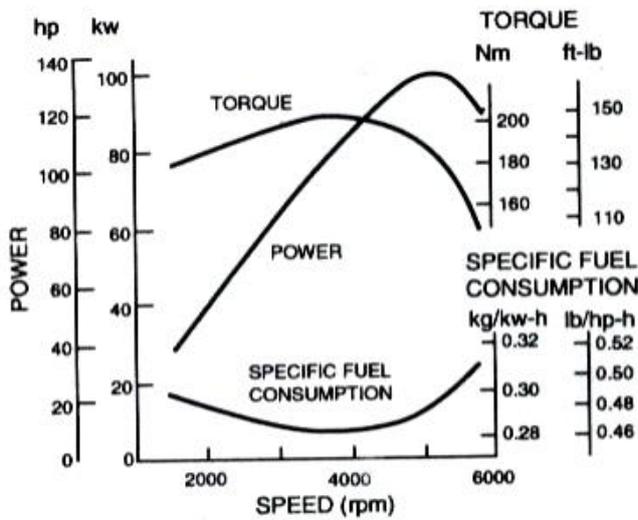
- Earth-fixed Coord. System



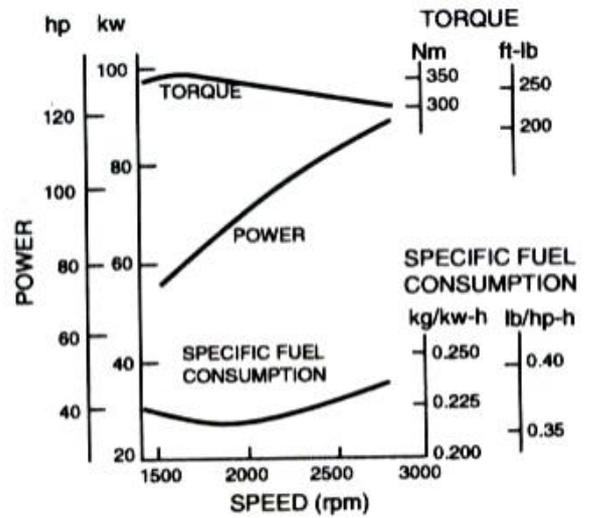
基本上是一個剛體(rigid body)、或連體(multi-body)的動力學問題，隨著建模越細，力學的分析也越困難。基本上後續大部分的建模都是採動力學概念(dynamics, aka 牛頓力學，CF: 基於 Lagrange eqn 的能量法概念)。也就是說，
 $\sum F = Ma$ 或者是 $\sum T = I\alpha$ 。

2.1 傳動系統模型 (powertrain model)

- ▶ 動力源：先以引擎說明，電動車則須改用馬達的特性曲線
- ▶ Gasoline Engines
 - A torque curve (T-N curve from dyno) **peaks in the mid-range** of operating speeds
- ▶ Diesel Engines
 - A torque curve is **flatter** or even rises with decreasing speed
 - More **efficient** for the **specific fuel consumption**



Gasoline

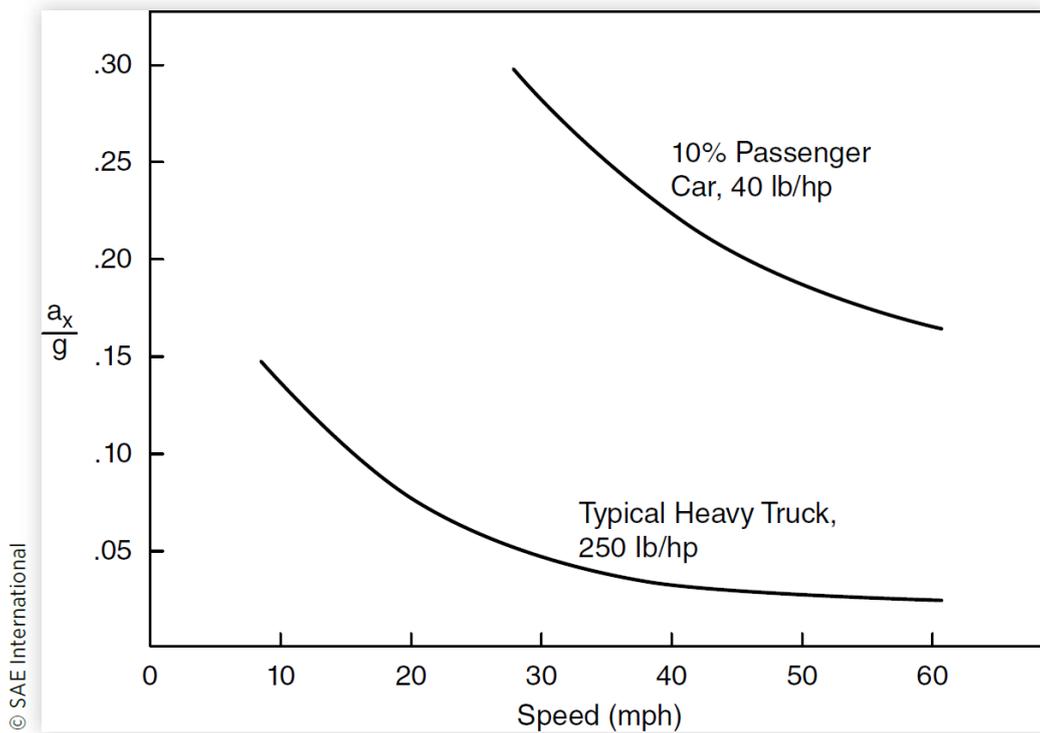


Diesel

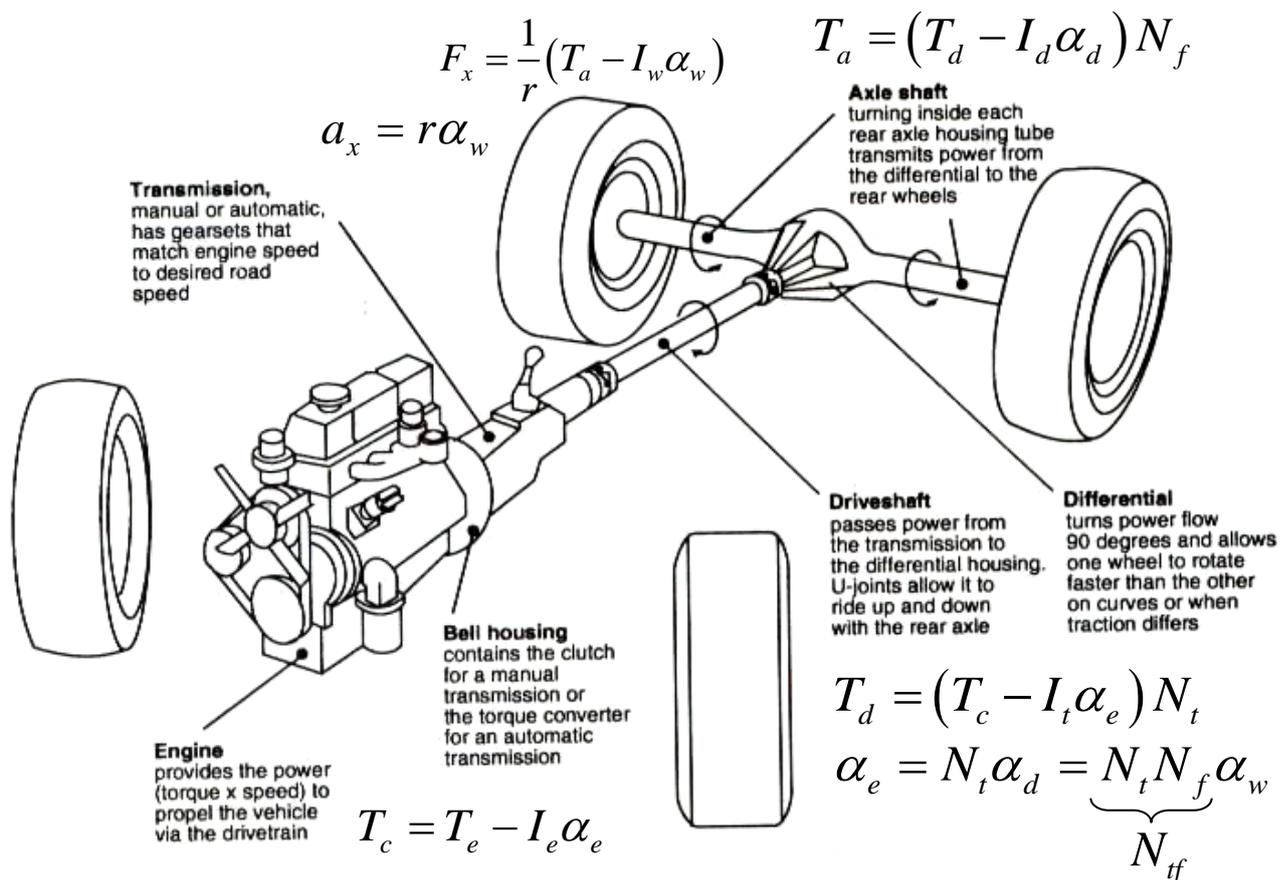
Q: 變速箱檔位 · 汽油引擎與柴油引擎何者需要更多檔位? 電動車呢?

- Acceleration Performance 加速性能
- $Power(W) = T_e(N\cdot m) \times \omega_e(rad/s)$ (1HP = 746W)
- $$a_x = \frac{1}{M} F_x = \frac{g}{W} \cdot \frac{P}{V} = \frac{g}{V} \cdot \frac{P}{W}$$
- P: power (W)
- V: speed (m/s)
- W: weight (N)
- 功率密度(power density)的定義?
- 加速性()依速度不同而異 · 如下圖。

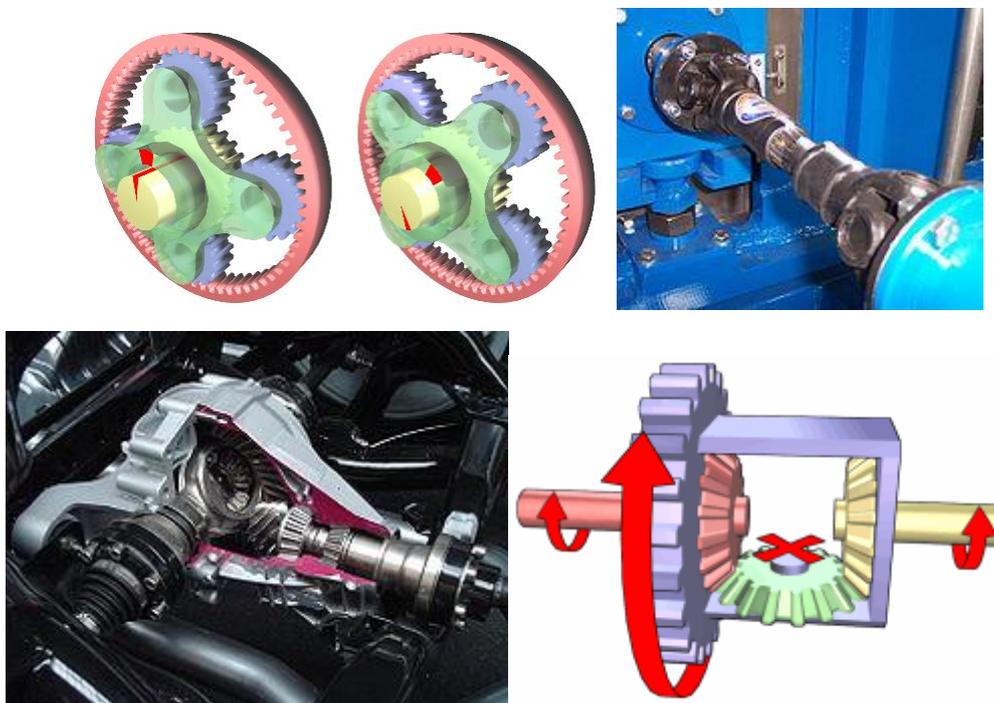
FIGURE 2.2 Effect of velocity on acceleration capabilities of cars and trucks [2].



- 傳動系(Drive train, aka powertrain)
 - Drive train: engine, transmission, driveshaft, differential, and driven wheels.
 - 下圖說明 · 大量參數設定、效率因子
 - Q: 建模時的計算順序(條件與結果關係)?



r: 輪胎半徑，其他符號應該看標記即可理解 (note: $T_a = F_x r + I_w \alpha_w = (T_d - I_d \alpha_d) N_f$)，解釋？
 上面是後驅車的架構，前驅車請 google transaxle，基本建模構想類似。



Q: 前驅車的后輪(軸)是否屬於傳動系(powertrain)的一部分?

- Tractive Force (牽引力/驅動力)

- ▶ Without combined efficiency

$$F_x = \frac{1}{r} \left\{ T_e N_{tf} - \left[(I_e + I_t) N_{tf}^2 + I_d N_f^2 + I_w \right] \alpha_w \right\} \quad \text{and} \quad \alpha_w = \frac{a_x}{r}$$

- ▶ With combined efficiency

$$F_x = \frac{T_e N_{tf} \eta_{tf}}{r} - \left[(I_e + I_t) N_{tf}^2 + I_d N_f^2 + I_w \right] \frac{a_x}{r^2}$$

上式說明了一台車子的動力源，經由傳動系能提供多少的驅動力(牽引力 tractive force)。等號右邊的第一項是引擎力矩經由減速齒輪箱與效率換算後的等效車輛驅動力，第二項是傳動系本身因為慣性所產生的額外負荷(力量損失)。

- ▶ Acceleration：加速性能，依據 N2L，縱向動力學(longitudinal dynamics)的基本方程式

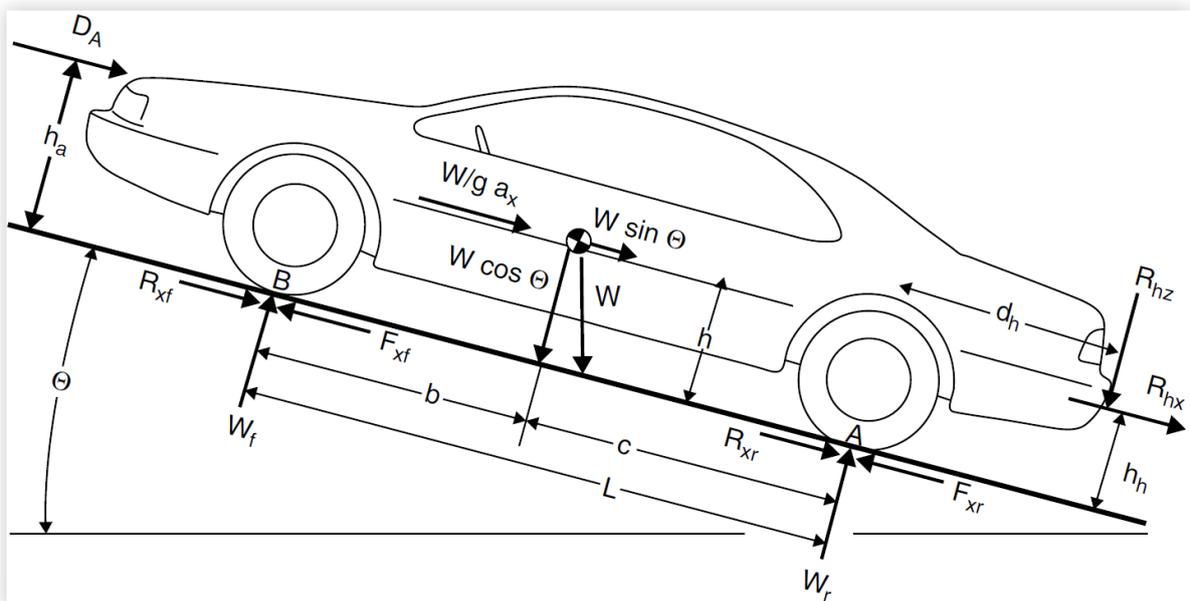
$$M a_x = F_x - R_x - D_A - R_{hx} - W \sin \Theta$$

$$(M + M_r) a_x = \frac{T_e N_{tf} \eta_{tf}}{r} - R_x - D_A - R_{hx} - W \sin \Theta$$

M_r 是由於傳動系的旋轉慣性效應所產生的等效質量。

$M + M_r$: effective mass

FIGURE 1.6 Forces acting on a vehicle under arbitrary conditions.

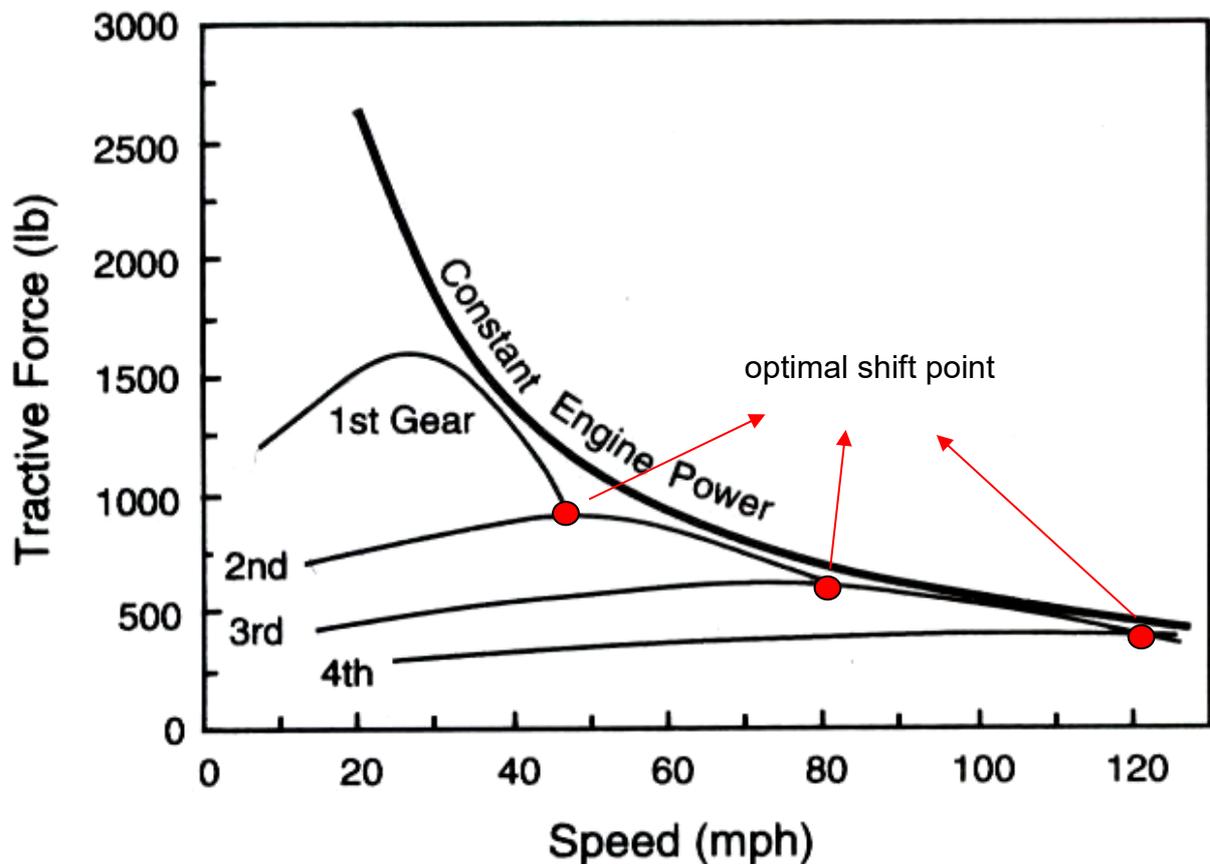


- ▶ Mass Factor
 $(M+M_r)/M$: depend on the operating gear

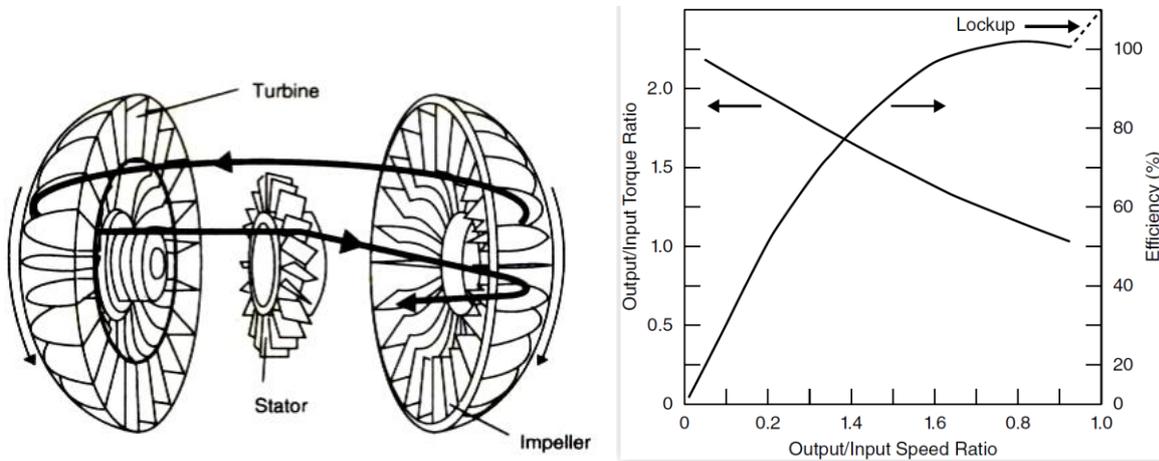
Vehicle	Gear:	Mass factor			
		High	Second	First	Low
Small car		1.11	1.20	1.50	2.4
Large car		1.09	1.14	1.30	-
Truck		1.09	1.20	1.60	2.5

也有人使用經驗法則公式： $\text{mass factor} = 1 + 0.04N_{\text{tf}} + 0.0025N_{\text{tf}}^2$ (供參考)

由於引擎的特性，傳動系傳達的驅動力，必須搭配變速箱才能提供有效的功率輸出。如果是手排車，參見下方 F-V 曲線，往右上方代表較佳的功率，為使驅動力能連續，必須在力矩下降過低時切換到高速檔(不然會有頓挫感)，因此最佳的切換點是使驅動力最大的策略，同時也可使整體 F-V curve 更靠近右上方。(CF: please google automatic manual transmission, AMT)



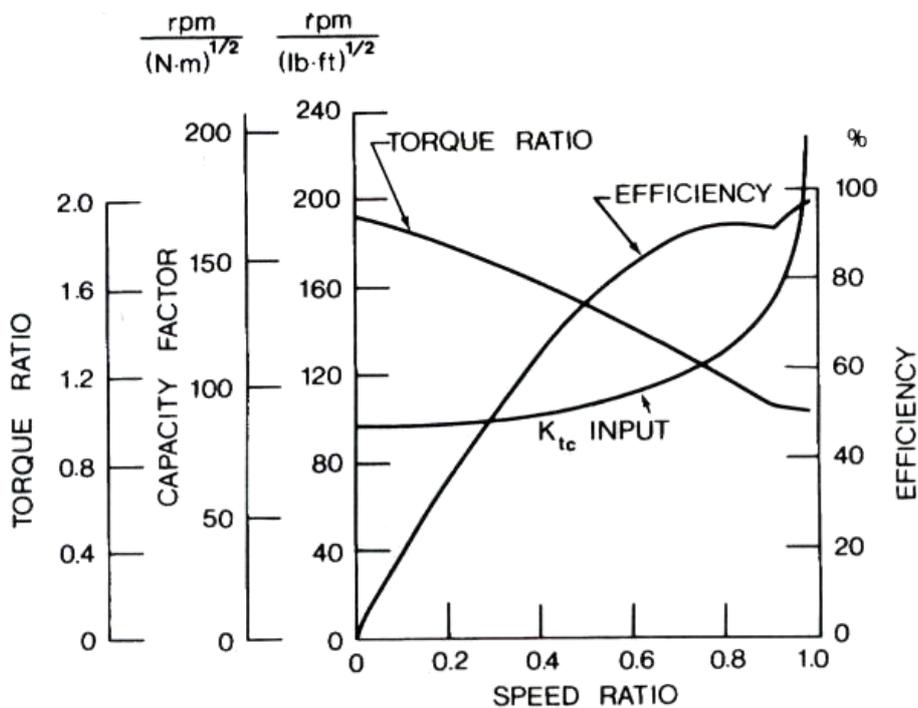
如果是自排車，變速機制稱作力矩轉換器(Torque converter)，類似一個電風扇吹動另一個風扇葉片的概念，如下圖。

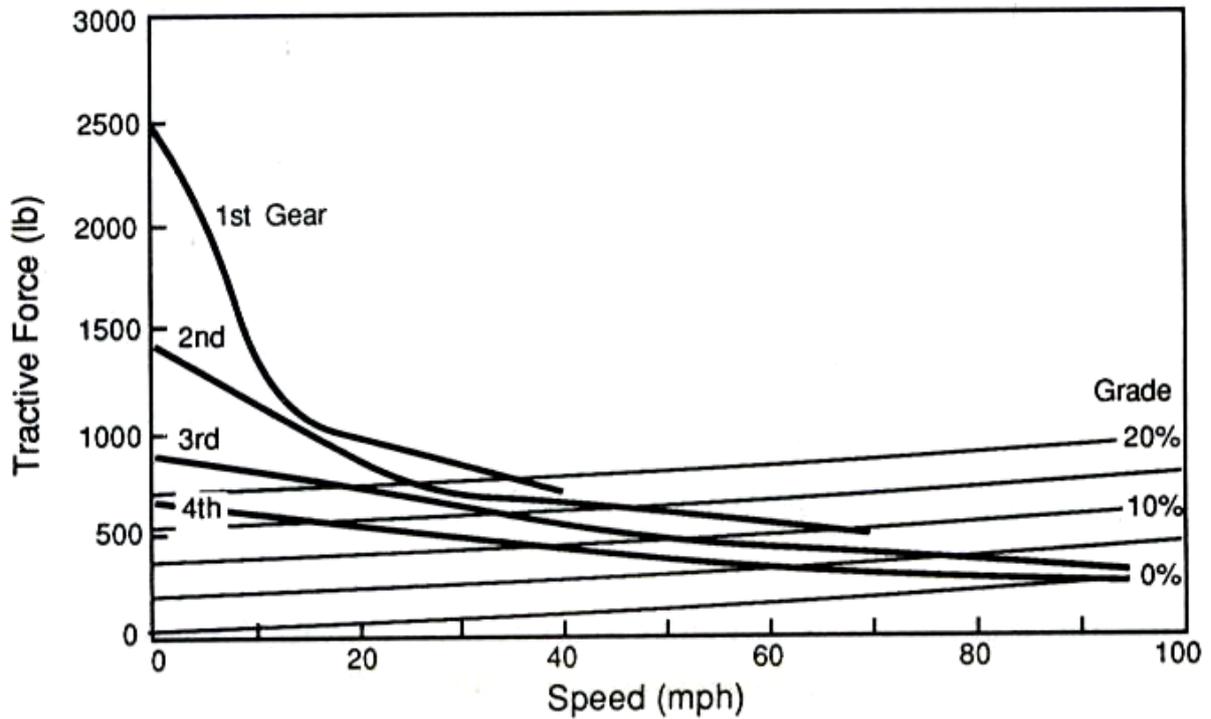


• Torque Converter (力矩轉換器)

Torque Capacity Factor (K_{tc}): An indication of the ability of the converter to absorb (or to transmit) torque, which is **proportional to the square of the rotating speed**.

K_{tc} is determined based on the curve provided.



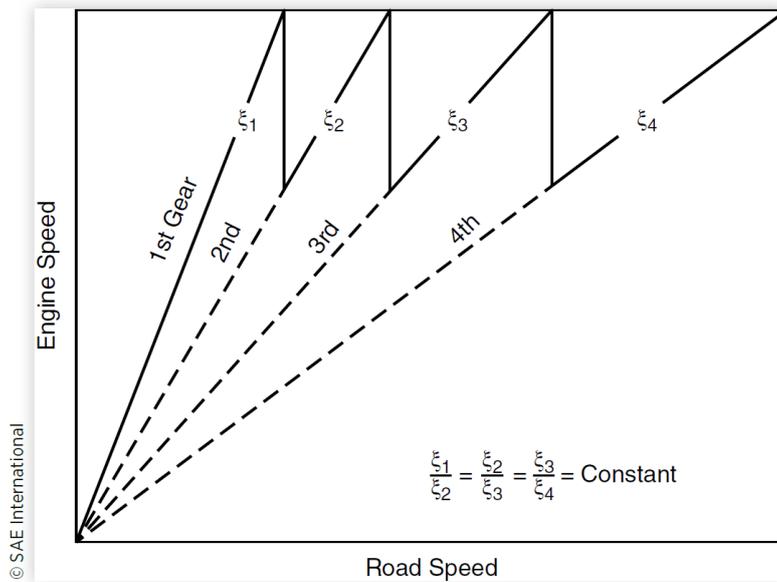


- Gear ratio: (各檔位的齒輪減速比)
 - The actual ratios selected for a transmission (general guidelines)
 - An optimal 1st gear for starting
 - A 2nd or 3rd gear for passing
 - A high gear for fuel economy
 - Geometric progression(依幾何比延伸)
 - Ensure similar fuel economy in each gear.

$$\frac{\xi_2}{\xi_1} = \frac{\xi_3}{\xi_2} = \frac{\xi_4}{\xi_3} = K_g$$

$$K_g = \sqrt[n_g - 1]{\frac{\xi_n}{\xi_1}} \text{ where } n_g \text{ is the number of gears}$$

FIGURE 2.7 Selection of gear ratios based on geometric progression.

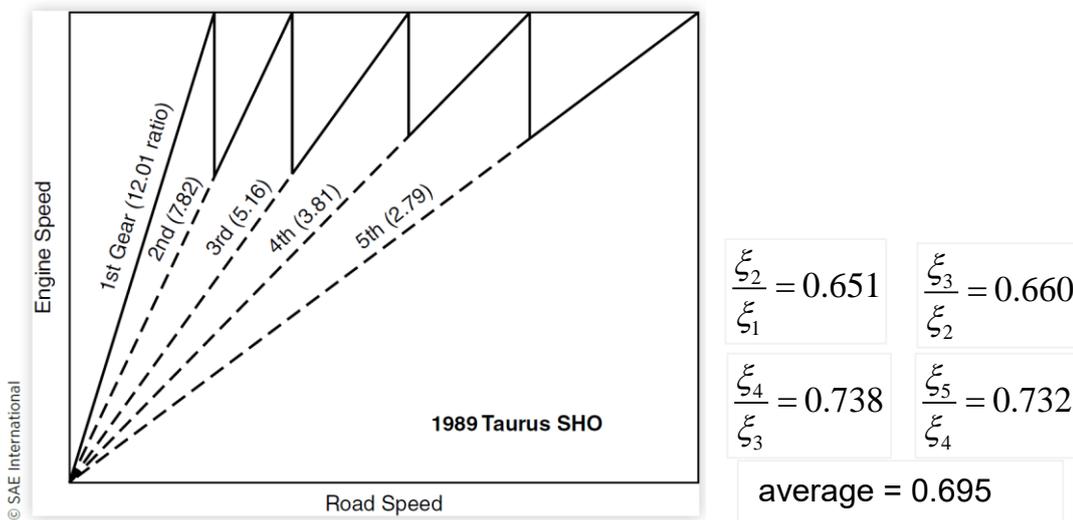


• 實務面

- The gear ratios may not be arranged in a geometric progression.
- The ratios of intermediate gears may be chosen to minimize the time required to reach a specific speed, such as 100km/h or the maximum speed.

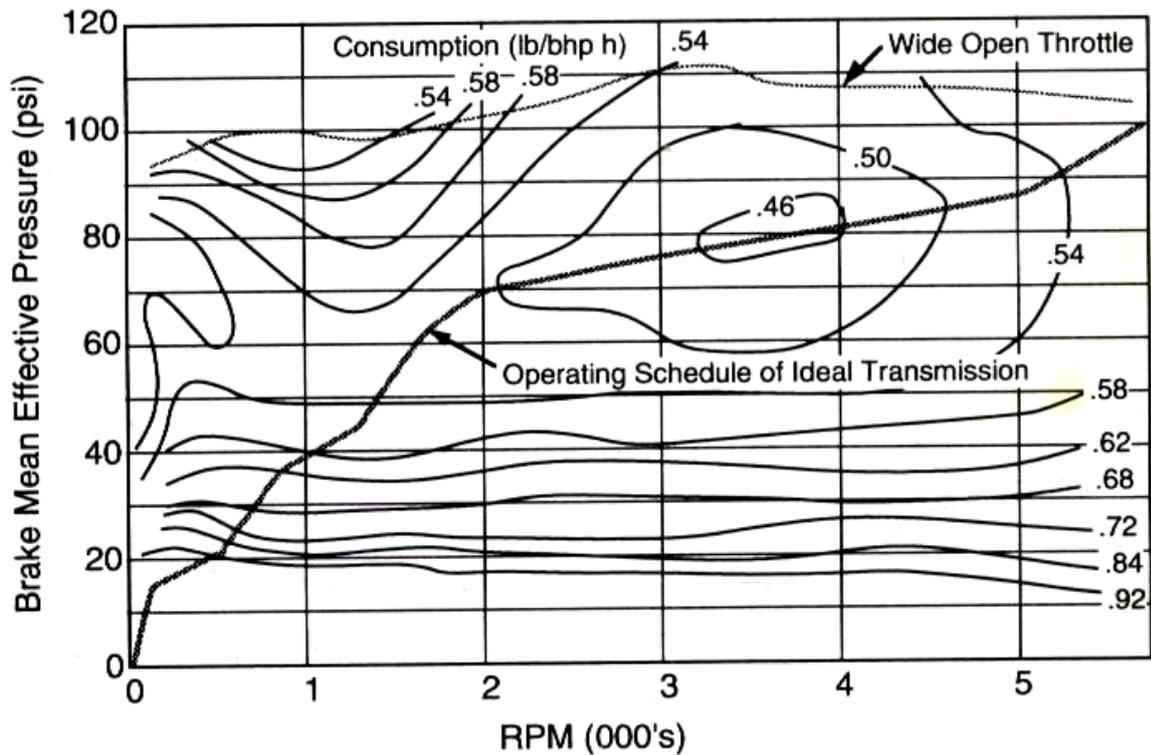
For example:

FIGURE 2.8 Gear ratios on a typical passenger car.



大致與 Geometric progression 類似

- 整體而言，工程師必須考慮到各種設計與特性，一般常用 specific fuel consumption map (比油耗圖?)來評估一個引擎的效能。如下圖是一個 V-8 引擎的示意。



Exercise: SIMULINK example “Modeling an Automatic Transmission Controller”

Example problem: [from Gillespie’s book]

1. We are given the following information about the engine and drivetrain components for a passenger car:

Engine inertia 0.8 in-lb-sec ²						
RPM/torque	800	120	2400	175	4000	200
(ft-lb)	1200	132	2800	181	4400	201
	1600	145	3200	190	4800	198
	2000	160	3600	198	5200	180

Transmission data, gear	1	2	3	4	5
Inertias (in-lb-s ²)	1.3	0.9	0.7	0.5	0.3
Ratios	4.28	2.79	1.83	1.36	1.00
Efficiencies	0.966	0.967	0.972	0.973	0.970

Final drive	Inertia	1.2 in-lb-sec ²
-------------	---------	----------------------------

	Ratio	2.92
	Efficiency	0.99

Wheel inertias	Drive 11.0 in-lb-sec² /Non-drive 11.0 in-lb-sec²
Wheel size	801 rev/mile \Rightarrow 6.59 ft circumference \Rightarrow 12.59 in radius

Solution:

The effective inertia is given by the second term on the right-hand side of Equation (2.9b), which had the following form:

$$F_x = \frac{T_e N_{tf} \eta_{tf}}{r} - \left\{ (I_e + I_t) N_{tf}^2 + I_d N_f^2 + I_w \right\} \frac{a_x}{r^2} \quad (2.9b)$$

The term in the brackets is the effective inertia. It is calculated as follows:

$$\begin{aligned} I_{\text{eff}} &= \left\{ (I_e + I_t) (N_{tf})^2 + I_d N_f^2 + I_w \right\} \\ &= (0.8 + 1.3) \text{ in-lb-sec}^2 (4.28 \times 2.92)^2 + 1.2 \times 2.92^2 + 2 \times 11.0 \text{ in-lb-sec}^2 \\ &= 328 + 10.2 + 22 = 360.2 \text{ in-lb-sec}^2 \end{aligned}$$

Notes:

1. The engine and first gear components are the largest inertia when operating in first gear. In fifth gear, the inertia of these components is about 9.7 in-lb-sec².
2. Only the inertia of the drive wheels was included in this solution because only they subtract from the tractive force available at the ground at the drive wheels. We must keep in mind that the non-driven wheels contribute an additional inertia when the vehicle is accelerated. The inertia of the non-driven wheels should be lumped in with the inertia (mass) of the total vehicle.
3. The rotational inertia, in units of in-lb-sec², is converted into translational inertia (mass) when divided by r² in Equation (2.9). We can see its magnitude as follows:

$$M_{\text{eff}} = I_{\text{eff}} / r^2 = 360.2 \text{ in-lb-sec}^2 / 12.59^2 \text{ in}^2 = 2.27 \text{ lb-sec}^2 / \text{in}$$

Perhaps the more familiar form is the effective weight:

$$W_{\text{eff}} = M_{\text{eff}} g = 2.27 \text{ lb-sec}^2 / \text{in} \times 386 \text{ in} / \text{sec}^2 = 877 \text{ lb}$$

Comparing this figure to the weight of a typical passenger car (2500 lb), we see that it adds about 35% to the effective weight of the car during acceleration in first gear. The inertia of the non-driven wheels will add another 27 lb to the effective weight (1%).

2. Calculate the maximum tractive effort and corresponding road speed in first and fifth gears of the car described above when inertial losses are neglected.

Solution:

Maximum tractive effort will coincide with maximum torque, which occurs at 4400 rpm. So the problem reduces to finding the tractive effort from the first term in Equation (2.9) for that value of torque.

$$\begin{aligned}F_x &= T_e N_{tf} \eta_{tf} / r \\ &= 201 \text{ ft-lb} (4.28 \times 2.92) (0.966 \times 0.99) / 12.59 \text{ in} \times 12 \text{ in} / \text{ft} \\ &= 2290 \text{ lb}\end{aligned}$$

The road speed is determined by the use of relationships given in Equation (2.8). Although the equation is written in terms of acceleration, the same relationships hold true for speed. That is:

$$\omega_d = N_f \omega_w \quad \text{and} \quad \omega_e = N_t \omega_d = N_t N_f \omega_w \quad (2.8a)$$

The wheel rotational speed will be:

$$\begin{aligned}\omega_w &= \omega_e / (N_t N_f) = 4400 \text{ rev} / \text{min} \cdot 2\pi \text{ rad} / \text{rev} \cdot 1 \text{ min} / 60 \text{ sec} / (4.28 \times 2.92) \\ &= 36.87 \text{ rad} / \text{sec}\end{aligned}$$

The corresponding ground speed will be found by converting the rotational speed to translational speed at the circumference of the tire.

$$V_x = \omega_w \cdot r = 36.87 \text{ rad} / \text{sec} \times 12.59 \text{ in} = 464.2 \text{ in} / \text{sec} = 38.7 \text{ ft} / \text{sec} = 26.4 \text{ mph}$$

The same method is used to calculate performance in high gear as well:

$$\begin{aligned}F_x &= T_e N_{tf} \eta_{tf} / r \\ &= 201 \text{ ft-lb} (1.0 \times 2.92) (0.99 \times 0.97) / 12.59 \text{ in} \times 12 \text{ in} / \text{ft} \\ &= 537 \text{ lb}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\omega_w &= \omega_e / (N_t N_f) = 4400 \text{ rev} / \text{min} \cdot 2\pi \text{ rad} / \text{rev} \cdot 1 \text{ min} / 60 \text{ sec} / (1.0 \times 2.92) \\ &= 157.8 \text{ rad} / \text{sec}\end{aligned}$$

$$V_x = \omega_w \cdot r = 157.8 \text{ rad} / \text{sec} \times 12.59 \text{ in} = 1987 \text{ in} / \text{sec} = 165 \text{ ft} / \text{sec} = 113 \text{ mph}$$

2.2 輪胎動力學模型 (tire model)

- 最大靜摩擦的作用：動力系統輸出的力仍要靠輪胎與路面的接觸力來提供驅動力，因此我們需要注意每一輪上的垂直載重(正向力)，輪胎即將離地時即失去抓地力。

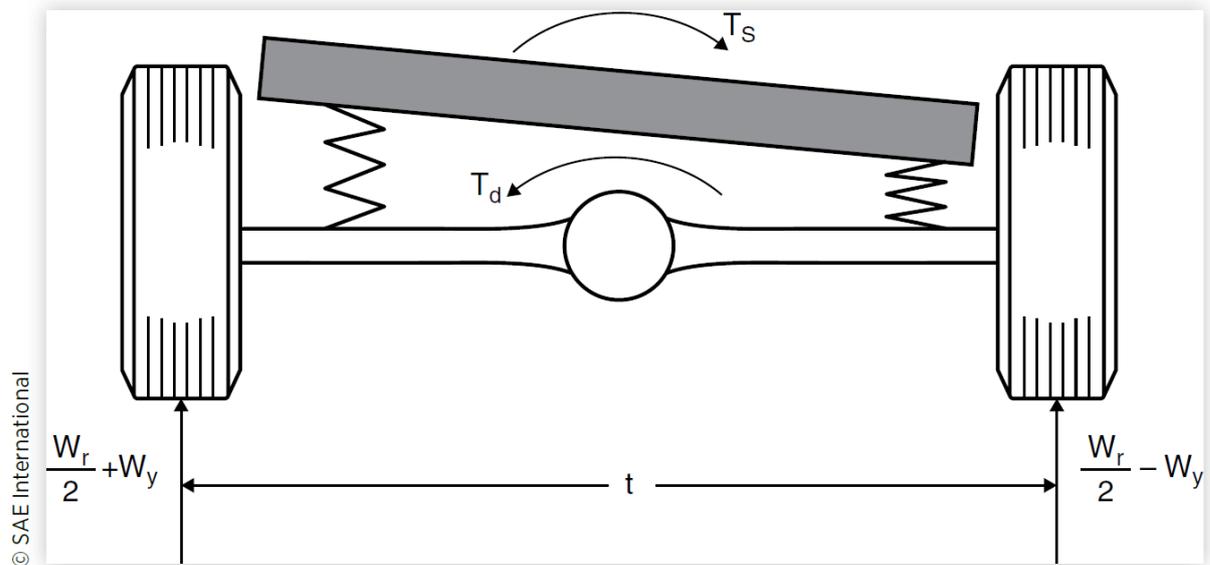
$$F = \mu W$$

動態操作中，輪胎實際承受的正向力(垂直方向)是會變的，例如加減速造成前後軸負載轉移，因側傾、甚或傳動軸做動而產生的左右側負載轉移等，Gillespie 的課本有詳細的討論，繼續下去車輛動力學會介紹得太深入且複雜(超過本課程範疇)，為使後續介紹能順利因而在此停住，有興趣的同學請自行借出課本詳讀。也因為這些細節非常

繁瑣，因此一般車輛動態的模擬我們會使用商用車輛動力學軟體來進行(如 CarSim 等)。

舉例，如下圖， T_d 與 T_s 分別代表 drivetrain 跟 sprung mass 產生的力矩(一般而言， $T_d = F_x r / N_f$ ， $Q: N_f$ 是什麼?)， W_y 是側向的負載轉移，簡單力學分析可得穩態時 $W_y = (T_d - T_s) / t$ ，如此可評估每輪的正向力(其實很重要，因為正向力高度影響輪胎的抓地力)。

FIGURE 2.10 Free-body diagram of a solid drive axle.



Exercise: 使用 CarSim 進行縱向操控情境模擬

- 煞車性能：同樣基於牛頓力學，煞車過程中，車輛必須遵行的基本方程式為

$$Ma_x = -\frac{W}{g}D_x = -F_{xf} - F_{xr} - D_A - W\sin\theta$$

(refer to Fig. 1.6 above, from Gillespie, should be clear)，煞車力的組成有很多，例如傳動軸本身的摩擦與慣性效應、輪胎的滾動摩擦、空氣阻力、斜坡等，但最終主要影響減速的煞車力只有前後軸透過輪胎的縱向力，車輛內部的轉動損耗屬於內力，最終仍需透過輪胎接觸面來造成車輛減速。很明顯的，

$$D_x = \frac{F_{xt}}{M} = -\frac{dV}{dt}, \text{ then, } \int_{V_0}^{V_f} dV = -\frac{F_{xt}}{M} \int_0^{t_s} dt, \quad V_0 - V_f = \frac{F_{xt}}{M} t_s \quad (t_s \text{ 代表減速期的時間，若是煞停就是煞停時間)。}$$

假設考慮煞停的情形，則煞停時間

$$t_s = \frac{V_0}{F_{xt}/M} = \frac{V_0}{D_x}, \text{ 而煞停距離(SD)可由 } dt = \frac{dx}{V} = -\frac{dV}{D_x}, \quad D_x \int_0^{SD} dx = -\int_{V_0}^{V_f} V dV,$$

$$\text{then } D_x \cdot SD = -\frac{1}{2}(V_f^2 - V_0^2),$$

$$\text{so } SD = \frac{V_0^2}{2F_x/M} = \frac{V_0^2}{2D_x}$$

基本上與國中所學的運動學公式完全相同(why?)。

煞停時間與車速成比例、但煞停距離與車速平方成比例，也就是說，當行車速度加倍時，煞停時間同樣加倍，但煞停距離變四倍。

- 考慮空氣阻力：進一步分析縱向力可寫成(其實與之前的式子都等效，只是細部設定不同)

$$\sum F_x = F_b + CV^2, \text{ 因為 } D_A = \frac{1}{2} \rho C_d AV^2。$$

$$\text{類似之前的推演，} \int_0^{SD} dx = -M \int_{V_0}^{V_f} \frac{V}{F_b + CV^2} dV$$

$$SD = M \int_0^{V_0} \frac{V}{F_b + CV^2} dV = \frac{M}{2C} \ln \left(\frac{F_b + CV_0^2}{F_b} \right)$$

- 能量與功率分析

$$\text{車輛之動能： } Energy = \frac{M}{2} (V_0^2 - V_f^2)$$

$$\text{平均功率： } Power = \frac{M V_0^2}{2 t_s}$$

$$\text{瞬時功率： } Power = F_b V_0$$

2.3 煞車系統模型 (brake model)

- 煞車系統：同樣是一個重要的機械組成，常見的有鼓式煞車與碟式煞車(如下圖)，現行乘用車輛(passenger cars)多以碟式煞車為主流，但鼓式煞車仍在一些車輛上使用，以下一併概略介紹主要特色。
- 鼓式煞車：參見課本的 Fig. 3.2 的鼓式煞車構造圖，考慮右方的煞車靴 A (shoe A)，忽略動力學效應，假設成靜力平衡的分析(因為運動程度小)，針對 A 的支點(pivot)寫力矩平衡，可得

$$\sum M_p = eP_a + n\mu N_A - mN_A = 0, \text{ 且 } F_A = \mu N_A \text{ 是該靴(蹄片)提供的摩擦力}$$

同理，右方靴的力矩平衡為

$$\sum M_p = -eP_a + n\mu N_B + mN_B = 0$$

移項可得

$$\frac{F_A}{P_a} = \frac{\mu e}{m - \mu n} \text{ and } \frac{F_B}{P_a} = \frac{\mu e}{m + \mu n}$$

- Brake Factor: 依上方兩式(就是 brake factor)可看出右邊煞車靴提供較大的煞車力，一般稱做 leading shoe，此為肇因於車輪旋轉方向所產生的差異(Shoe B 稱做 trailing shoe)，此現象稱為 Brake factor。如果摩擦係數上升，此差異會更大(分子效應是相同的)，最糟情形(通常不會發生)，當 $m = \mu n$ 時，leading shoe 式的分子為 0，代表施加 P_A 會產生無限大的摩擦力(鼓式煞車鎖死的現象)。同一個因素，但用另一個角度來分析，leading shoe 所承受的摩擦力 F_A 是向下的，而此摩擦力對 shoe A 來說提供了一個順時針的力矩，等於是自動提供類似 P_A 的效果，我們稱做 Self-servo (自伺服)，也就是煞車產生的摩擦力自動會加大煞車命令(從控制的角度來說，這是一個正回授)。對 trailing shoe 來說效應剛好相反(會抵消施加的 P_A 量)。設計可非常多元，搭配不同數量的 leading shoe, trailing shoe，可得不同的 brake factor。由 brake factor 的分析也可知道對鼓式煞車而言，來令片(lining)的磨擦係數(μ)很重要，而那是一個很複雜的現象，鼓式煞車作動特徵變化較大是他主要的困難。

FIGURE 3.1 Drum brake and disc brake.

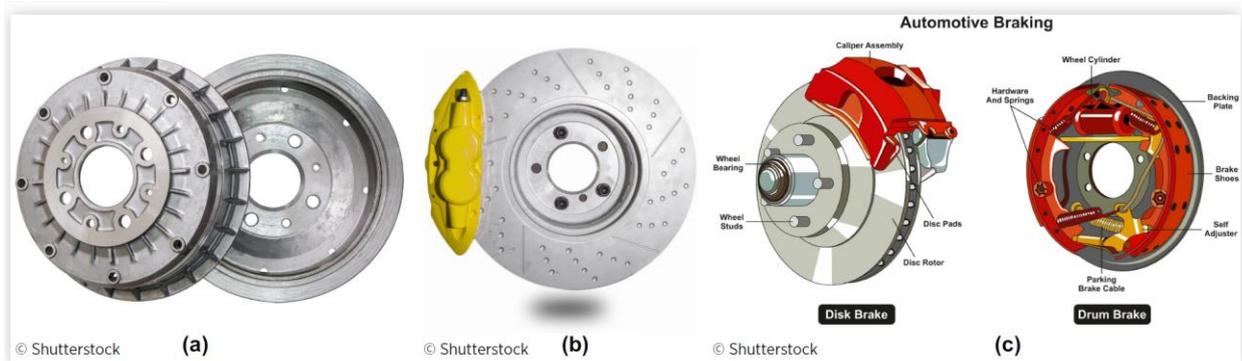
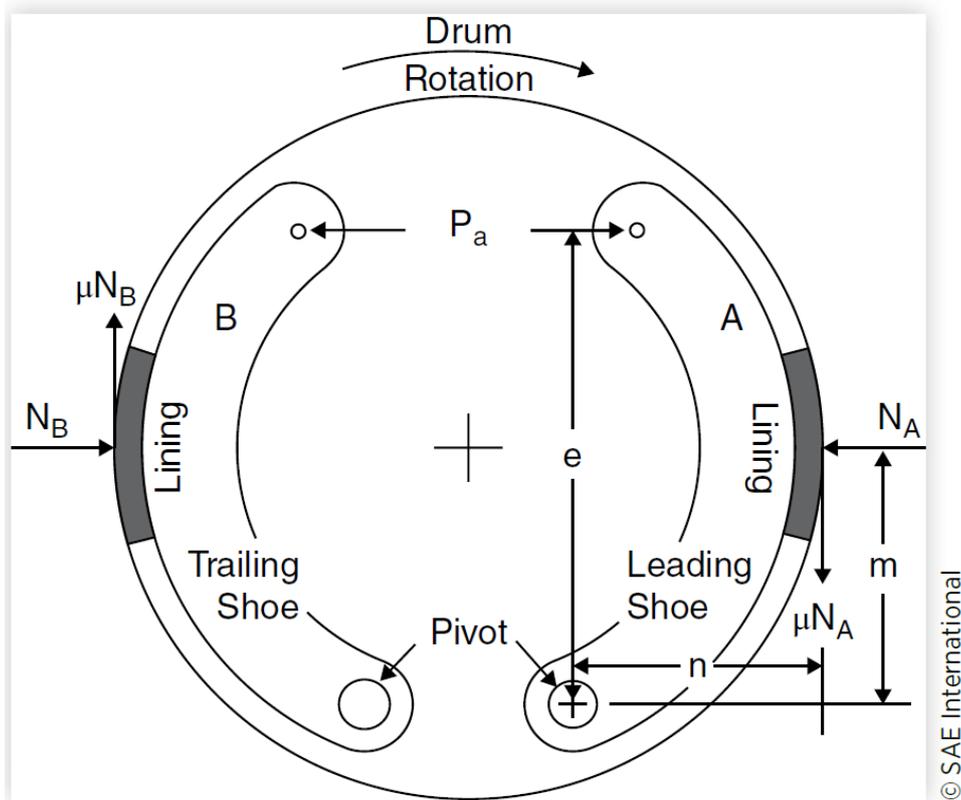


FIGURE 3.2 Forces acting on the shoes of a simple drum brake.



Q: 鼓式煞車能否安裝 ABS?

- 碟式煞車：基本構造非常簡單，隨車輪旋轉的碟盤受一個卡鉗(caliper)上的煞車片 (brake pad) 壓迫而產生摩擦力，摩擦力基本上正比於兩者間的摩擦係數與正向力(來自卡鉗)的乘積，因此受煞車命令控制的線性度好很多。比較碟煞與鼓煞的差異，以下方測試兩種煞車讓一個轉動件，煞車停止過程中由 dyno (dynamometer) 測試而得的力矩曲線來呈現。兩種設計都是在固定煞車力命令下完成煞停。大致可看出碟煞的力矩響應較穩定，而鼓煞受溫度效應煞車力會下降(高溫時摩擦係數較低)，但隨著車速下降煞車力是會略微上升，因此在中間區段會有煞車力較低的現象(sag)。因此，若要精準的建模煞車系統的行為，我們通式寫成 $T_b = f(P_a, \text{Vel}, \text{Temp})$ 。而這個函數 f 可能很複雜，通常用查表法來建立。 $T_b \uparrow = f(P_a \uparrow, \text{Velocity} \downarrow, \text{Temperature} \downarrow)$

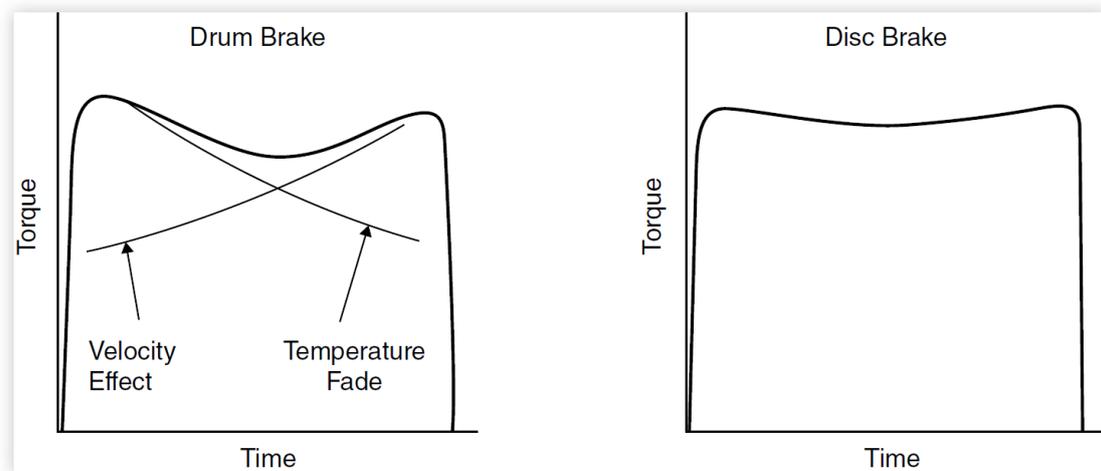
通常煞車的模型會與輪胎動力學結合，也就是說，當考慮煞車操控時，輪胎動力學應寫成

$$F_b = \frac{(T_b - I_w \alpha_w)}{r}$$

而 T_b 要由上面所說複雜的煞車模型函數決定，若額外考慮輪胎的滾動摩擦，可整合此效應至 T_b 內。輪胎鎖死時、或為要簡化，可忽略輪胎的慣性。

Q: 加速時的輪胎動力學模型可如何寫?

FIGURE 3.3 Inertia dynamometer torque measurements.



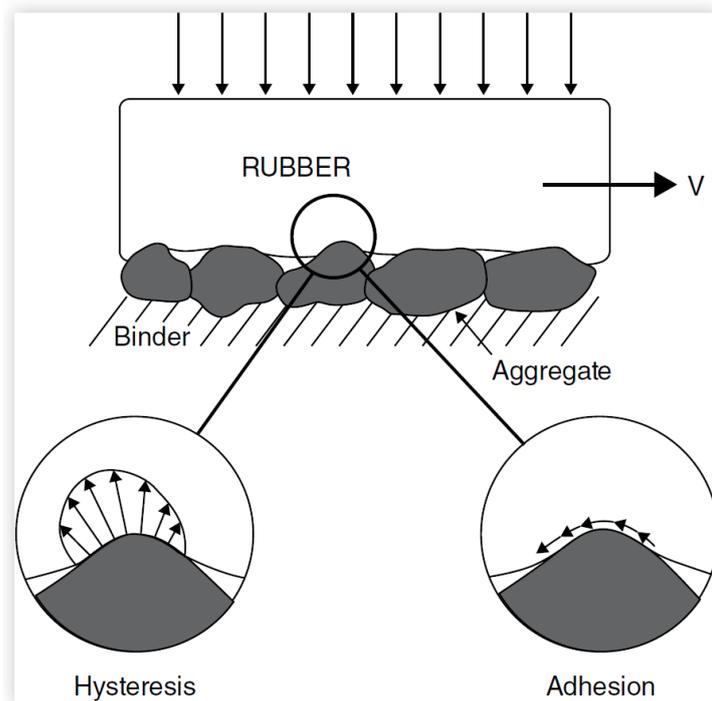
- 輪胎與路面的摩擦力：不言可喻，輪胎是車輛動力學一個很重要的成分。除了上面建模所說的慣性效應以外(這個其實不太重要)，更重要的是輪胎與道路的接觸面，是提供車輛運動控制主要的力量媒介，因此輪胎的抓地力是維持車輛運動穩定的重要因素，輪胎與道路必須維持很低的相對滑動(slip ratio 滑差 λ , or side slip angle 側滑角 β ，後續說明)，方能提供應有的抓地力(動摩擦力小於最大靜摩擦)。常見的 ABS、EBD、ESP 等系統，主要目的都是要維持輪胎跟路面不要變成滑動。輪胎與路面的摩擦力主要來自兩個效應，參見下圖 Fig. 3.4。一個稱做表面黏著效應(surface adhesion)、一個是整體遲滯現象(bulk hysteresis)。

- Surface adhesion arises from the **intermolecular bonds** between the rubber and the aggregate in the road surface.
 - Larger on dry roads
 - Reduced substantially on wet roads
- Bulk hysteresis mechanism represents energy loss in the rubber as it deforms when sliding over the aggregate in the road.
 - Not so affected by water on the road surface

兩種效應皆仰賴一點滑差(slip or slip ratio, denoted λ)的存在方能產生，參見下方兩式，輪胎的抓地力效果可用摩擦係數(μ)來代表，基本上是最大靜摩擦除以正向力的結果，而此摩擦係數與滑差 λ 高度相關。而 λ 的定義則是實際車速與輪速等效值的差異除以車速。也就是說，當沒有滑差時，輪胎與路面是完美的滾動， $\lambda=0$ ，反之當輪胎鎖死時，車速存在、但輪速為 0，則 $\lambda=1$ 。

$$\mu = \frac{F_x}{F_z} = f(\lambda) \quad \text{slip: } \lambda = \frac{V - \omega r}{V}$$

FIGURE 3.4 Mechanisms of tire-road friction [6].



下方 Fig. 3.5 說明因輪胎變形所導致的遲滯效應現象，輪胎滾動著與路面產生接觸，並由輪胎表面變形而形成一個 patch，正向力的分布以前端較大(離地無接觸區塊正向力為 0、且變形量小)，在中間區段因變形量大此效應最顯著。而 slip 的圖在最下方，因為剛接觸時幾乎是滾動發生、離開 patch 前一小段相對速度應該最大，真正離開時幾乎又變成滾動、且幾乎無變形量(離地)。

由於上述兩效應，摩擦係數通常相對於 slip λ 以圖呈現，範例如下 Fig. 3.6.

FIGURE 3.5 Braking deformations in the contact patch.

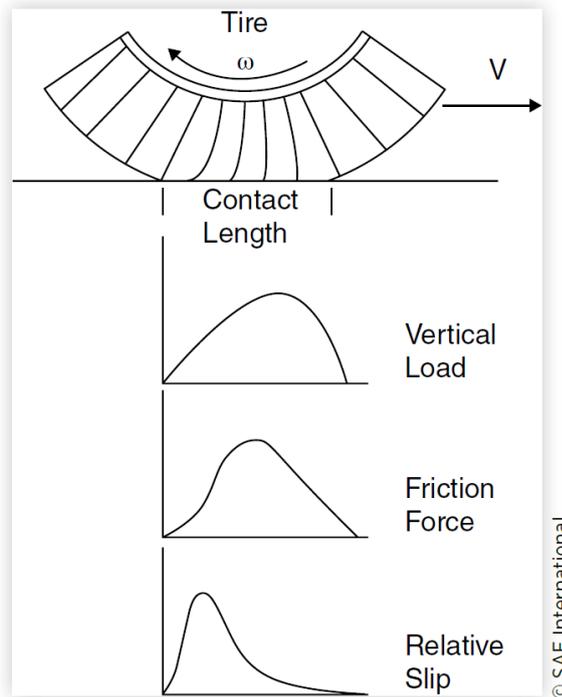
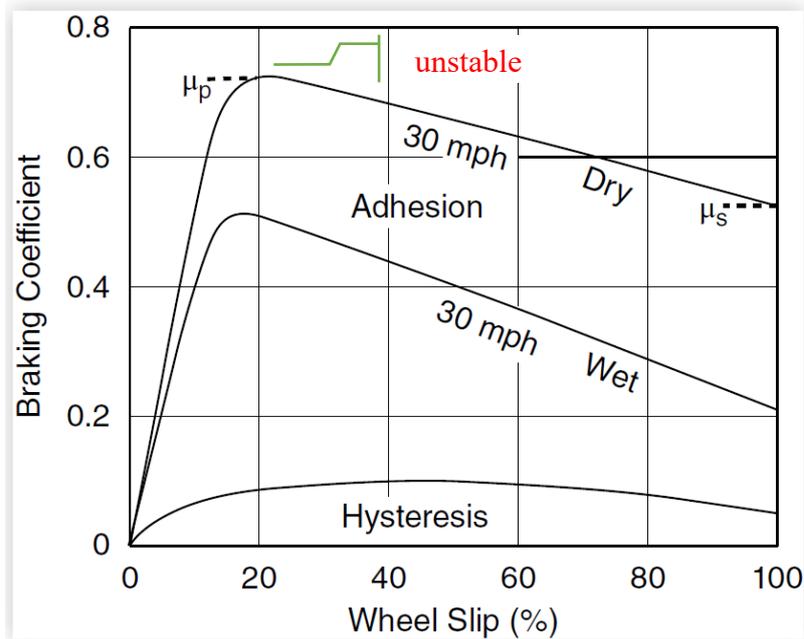


FIGURE 3.6 Braking coefficient versus slip [6].



Example Problem: [Gillespie, p 49]

1. Consider a light truck weighing 3635 lb, performing a full stop from 60 mph on a level surface with a brake application that develops a steady brake force of 2000 lb. Determine the deceleration, stopping distance, time to

stop, energy dissipated, and the brake horsepower at initial application and averaged over the stop. Neglect aerodynamic and rolling resistance forces.

Solution:

The deceleration may be calculated from Newton's Second Law:

$$D_x = \frac{F_x}{M} = \frac{F_b}{M} = \frac{(2000 \text{ lb}) 32.2 \text{ ft/sec}^2}{3635 \text{ lb}} = 17.72 \frac{\text{ft}}{\text{sec}^2}$$

The deceleration can be computed directly in terms of g's by using the form:

$$D_x (g) = \frac{F_x}{W} = \frac{F_b}{W} = \frac{2000 \text{ lb}}{3635 \text{ lb}} = 0.55 g = 12.08 \frac{\text{mph}}{\text{sec}}$$

Now that the deceleration is known, the stopping distance may be computed using Equation (3.6):

$$\begin{aligned} SD &= \frac{V_o^2}{2 \frac{F_{xt}}{M}} = \frac{V_o^2}{2D_x} \\ &= \frac{(88 \text{ ft/sec})^2}{2(17.72 \text{ ft/sec}^2)} = 218.51 \text{ ft} \end{aligned} \quad (3.6)$$

The time to stop comes from Equation (3.7):

$$t_s = \frac{V_o}{F_{xt}/M} = \frac{88 \text{ ft/sec}}{17.72 \text{ ft/sec}^2} = 4.966 \text{ sec}$$

The energy dissipated comes from Equation (3.11):

$$\begin{aligned} \text{Energy} &= \frac{M}{2} (V_o^2 - V_f^2) = \frac{3635 \text{ lb}}{2(32.2 \text{ ft/sec}^2)} (88 \text{ ft/sec})^2 \\ &= 437,103 \text{ ft-lb} \end{aligned}$$

The power dissipation at the point of brake application is simply the brake force times the forward velocity, which is:

$$\text{Power (initial)} = (2000 \text{ lb}) 88 \text{ ft/sec} = 176,000 \text{ ft-lb/sec}$$

$$\text{HP(initial)} = \left(176,000 \frac{\text{ft-lb}}{\text{sec}} \right) \frac{1 \text{ hp}}{550 \text{ ft-lb/sec}} = 320 \text{ hp}$$

On average over the stop, the power may be computed using Equation (3.12) is:

$$\begin{aligned} \text{Power} &= \frac{M V_o^2}{2 t_s} = \frac{3635 \text{ lb}}{2(32.2 \text{ ft/sec}^2)} \frac{(88 \text{ ft/sec})^2}{4.966 \text{ sec}} \\ &= \frac{437,103 \text{ ft-lb}}{4.966 \text{ sec}} = 88,019 \frac{\text{ft-lb}}{\text{sec}} = 160 \text{ hp} \end{aligned}$$

2. For the vehicle described in the previous problem, calculate the stopping distance taking aerodynamic drag into account. The aerodynamic drag force will be given by:

$$F_a = C V^2 = 0.00935 \left(\frac{\text{lb-sec}^2}{\text{ft}^2} \right) V^2 \left(\frac{\text{ft}^2}{\text{sec}^2} \right)$$

$$SD = M \int_0^{V_0} \frac{V}{F_b + CV^2} dV = \frac{M}{2C} \ln \left(\frac{F_b + CV_0^2}{F_b} \right)$$

$$= \frac{3635 \text{ lb}}{2 \left(0.00935 \frac{\text{lb-sec}^2}{\text{ft}^2} \right) \left(32.2 \frac{\text{ft}}{\text{sec}^2} \right)} \ln \frac{2000 \text{ lb} + 0.00935 \frac{\text{lb-sec}^2}{\text{ft}^2} \left(88 \frac{\text{ft}}{\text{sec}} \right)^2}{2000 \text{ lb}}$$

$$= 214.69 \text{ ft}$$

另一種呈現方式 · from Rajamani' s book :

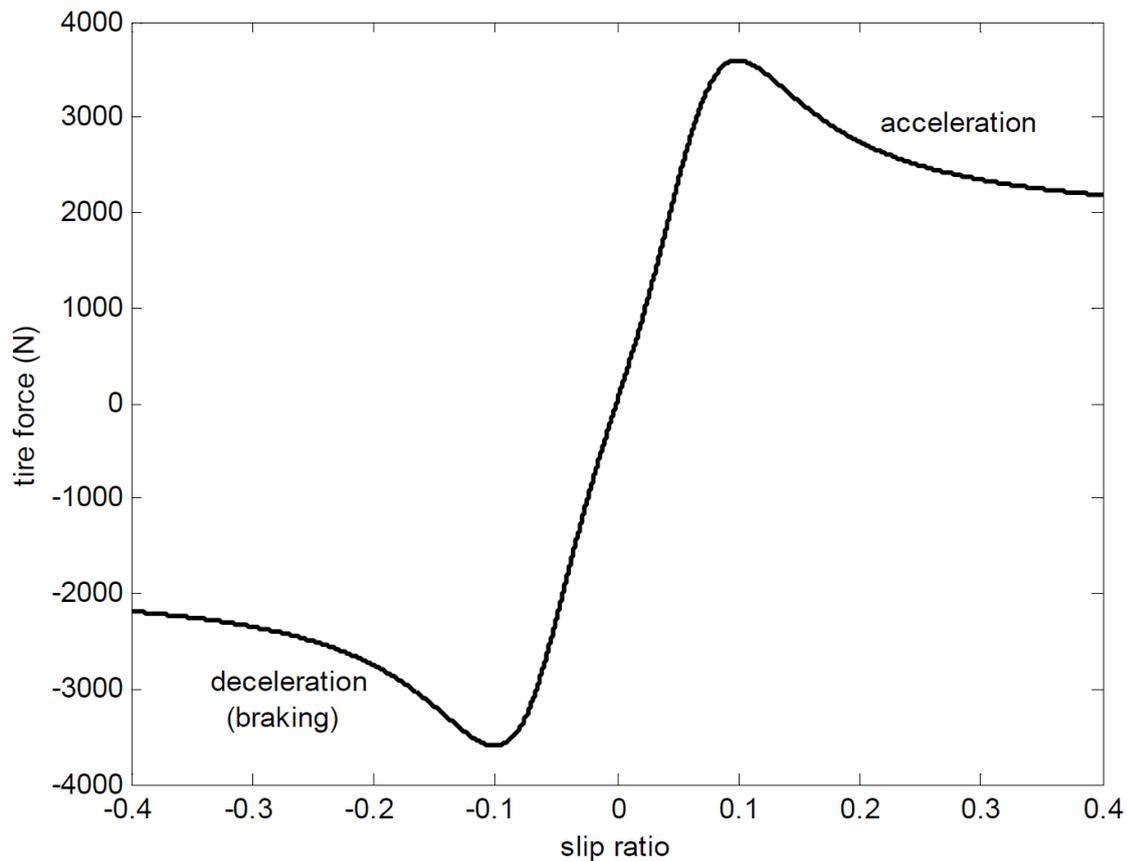


Figure 4-2. Longitudinal tire force as a function of slip ratio

2.4 穩態過彎動力學 (steady-state cornering)

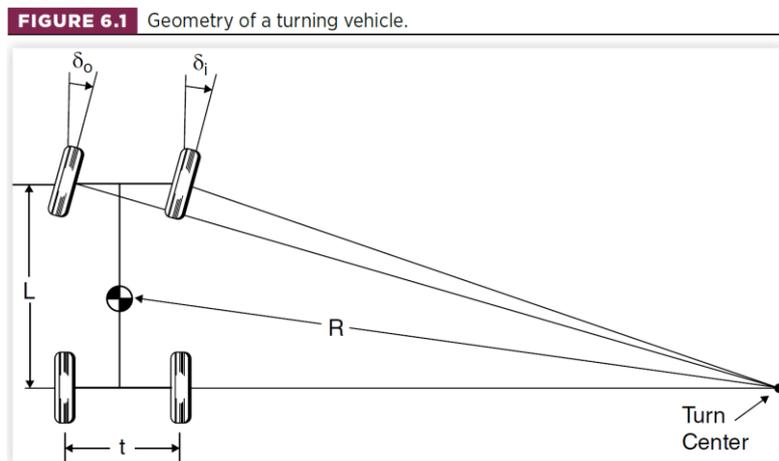
- ◆ 低車速過彎操控：考慮前輪轉向車輛，假設車輛在低速過彎時，近似為繞著一個旋轉中心的等速圓周運動，因車速低很多動態效應均可以忽略，所以基本上大致為幾何分析的問題。參見下方課本的 Fig. 6.1, 應用小角度假設($\tan\theta=\theta$)，可得

$$\delta_o = \frac{L}{\left(R + \frac{t}{2}\right)}, \quad \delta_i = \frac{L}{\left(R - \frac{t}{2}\right)}$$

也就是內側輪的轉向角應略大於外側輪的轉向角(因為旋轉半徑不同)，現實上不會是完美的每輪繞著一個旋轉中心運動，所以各輪間都會存在額外的滑動(輪胎磨耗與耗能)。若忽略輪距(track, t)的效應，等於是把內外側輪壓在一起，我們稱作**自行車模型**，此時可以定義一個等效的平均轉向角(Ackerman angle, 艾克曼角)為軸距除以迴轉半徑 (forcing $t \rightarrow 0$)

$$\delta = \frac{L}{R}$$

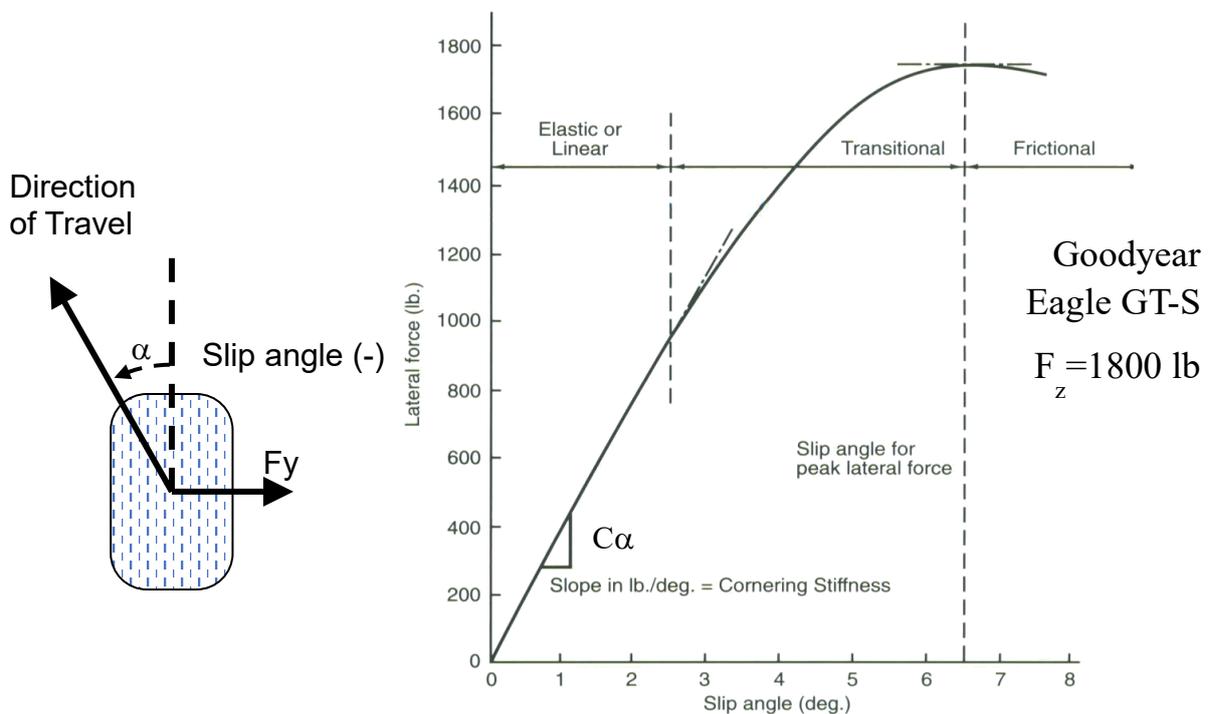
艾克曼角很重要，在高速行駛時，因迴轉半徑大，通常使用此角度即可(但另外的動態效應會變成顯著影響)，但在停車場操控(parking lot maneuver)情境下，就必須仔細追蹤內外輪轉向角的差異，不然轉向之操控性會受影響。



- ◆ 高車速過彎操控：此時會是一個動力學問題，假設車速為常數，可忽略縱向動力學效應，但側向動力學就需要仔細考慮側向加速度等動態效應。產生側向運動的力主要來自於轉向輪，參見下方課本的 Fig. 6.2, 輪胎的側向力取決於輪胎轉動方向與運動方向間的夾角，稱做滑角 (slip angle, α)，而側向力與此滑角的關係如圖所示。在小角度時，線性度良好，因此通常會以一個固定的轉向剛性(cornering stiffness)來代表

$$F_y = C_\alpha \alpha$$

實際車輛運行中， C_α 不會是常數，與車輛配重、路面狀況、滑角等因素都有關，輪胎廠為了釐清輪胎本身的效能，常會把垂直正向力的因子除掉，來呈現輪胎的特性 (在此不詳述，請參閱課本)。



考慮穩態的等速過彎，想像成一個等速率圓周運動，如此側向力的總和應該等於向心力，可得

$$\sum F_y = F_{yf} + F_{yr} = \frac{mu^2}{R}$$

此外，車輛進行穩態的過彎，繞 Z 軸(yaw plane)的轉動力矩應該為 0 (constant yaw rate)。參見下方 Fig. 6.4, 可得 $F_{yf}a - F_{yr}b = 0$, so $F_{yf} = \frac{b}{a}F_{yr}$ (帶入上面的式子)。可得

$$F_{yr} = m \left(\frac{a}{L} \right) \left(\frac{u^2}{R} \right)$$

$$F_{yf} = m \left(\frac{b}{L} \right) \left(\frac{u^2}{R} \right)$$

再帶入輪胎側向力的模型，可得

$$\alpha_f = \frac{mu^2 b}{R L C_{\alpha f}} \text{ and } \alpha_r = \frac{mu^2 a}{R L C_{\alpha r}}$$

記得，滑角 α 是運動方向與輪胎的夾角，依圖由運動學的分析可得

$$\alpha_f = \delta_f - \frac{v + ar}{u}, \quad \alpha_r = -\frac{v - br}{u}$$

上兩式很重要，相減後可得

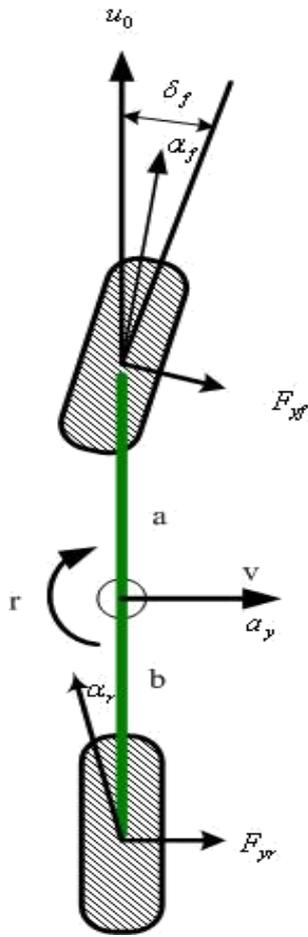
$$\alpha_f - \alpha_r = \delta_f - \frac{L}{R}, \quad \delta_f = \frac{L}{R} + \alpha_f - \alpha_r$$

說明了前後輪的滑角差異就等於轉向角與艾克曼角的差異，此差異隨速度、以及轉向激烈度有關。換句話說，當低速行駛時， r, v 很小，而 $(a+b)=L$ ，前後輪滑角差幾乎為零(使用艾克曼角即可，注意角度項正負號的混淆)。而高速時，此差異不應忽略。一般而言，當前輪滑角大於後輪滑角時，我們稱此現象為“understeer”，指艾克曼角不夠達成此轉向任務，實際轉向角應該要更大。反之稱做“oversteer”。

最後，將前後滑角的表示式帶入轉向角的式子，可得

$$\delta_f = \frac{L}{R} + \left(\frac{mb}{LC_{\alpha f}} - \frac{ma}{LC_{\alpha r}} \right) \frac{u^2}{R} \equiv \frac{L}{R} + K_{us} a_y$$

上式為這段的結論，為了方便討論 understeer and oversteer 的效應，我們定義中間紅色部分為一個稱作 **understeer gradient** 的係數，描述車輛於當下操控時的轉向特性(會改變的係數)，主要取決於重心位置、前後輪的轉向剛性。當此係數為正時，我們稱此車輛處於 understeer 現象，反之若此係數為負，車輛為 oversteer，當 $K_{us}=0$ ，車輛為 neutral steer. K_{us} 是描述車輛轉向特性的一個重要係數，(請記得它其實是變數)，neutral steer 車輛代表轉向時，只要遵照 Ackermann angle 操控即可，車速變化對轉向角並無貢獻。對 understeer 車輛而言， $K_{us}>0$ ，所以當車速上升(a_y 也上升)時，轉向角必須比艾克曼角再多一個量，所以過彎時，當駕駛覺得難以順利過彎，他會減速讓這個項的需求下降而順利過彎，這符合大部分駕駛人的習慣，因此大部分乘用車輛都設計為 understeer (仍要記得是變數，輪胎特性、配重等會影響其值)。反過來說，一些跑車(F1 賽車、超跑等)為了讓車輛能高速過彎，會設計成 oversteer, 要過急迫的彎道時，加速反而能更順利過彎。許多跑車在道路上發生事故的原因，都是因為駕駛人不知此特性，採用一般車輛的操控習慣來開，反而讓車輛失控。



Def: $\beta = v/u$, 運動方向與車身的夾角 $Q: \alpha + \beta = \delta$?

為呈現此係數的影響，對 understeer 車輛我們定義特徵車速(u_{char})為轉向角需求到達艾克曼角兩倍大時的車速，帶入公式可得

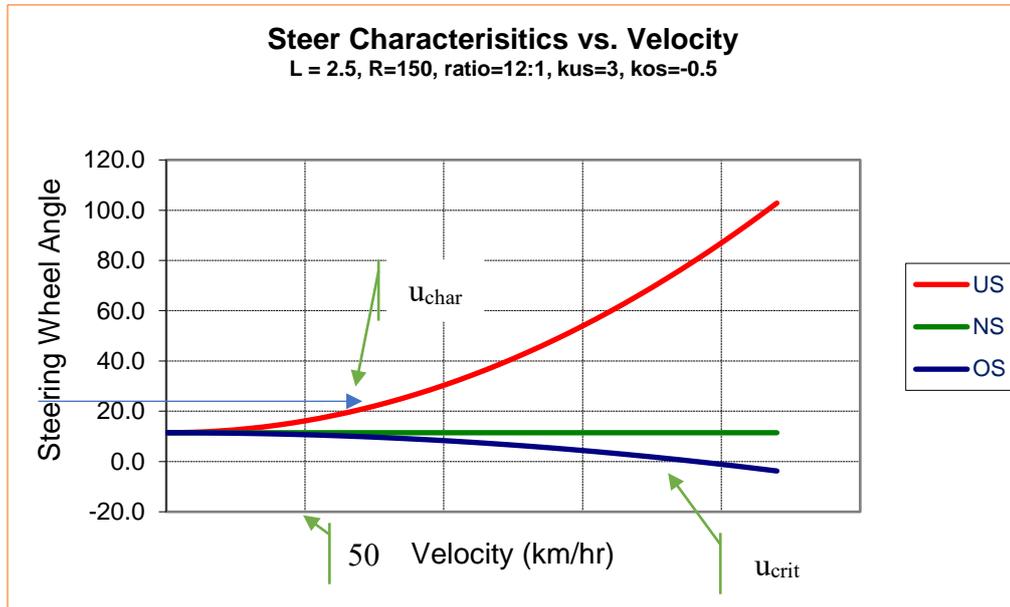
$$u_{char} = \sqrt{\frac{L}{K_{us}}}$$

而對 oversteer 車輛，我們定義臨界車速(u_{crit})為轉向角需求為 0 時的車速，

$$u_{crit} = \sqrt{\frac{-L}{K_{us}}}$$

也就是說，在此車速下，不需任何轉向角就能夠過彎，這是不可能發生的現象，也代表 oversteer 車輛車速增加太高時，雖然能過更急迫的彎，也會讓過彎效果太靈敏(很小的轉向角就能產生很大的過彎動作)，因此先天上跑車較難駕馭(過彎的加減速習慣相反、且不

能太快)。Note: 課本的公式略有不同，因為該作者使用 SAE 習慣，採英制單位與將重力加速度的值排除，造成公式複雜干擾學習，此處簡化改用標準單位公式較簡單。



- 進一步我們可定義側向加速度增益(lateral acceleratin gain, G_a)為

$$G_a = \frac{a_y}{\delta_f} = \frac{\frac{u^2}{R}}{\delta_f} = \frac{\frac{u^2}{L}}{\delta_f \frac{R}{L}} = \frac{\frac{u^2}{L}}{1 + K_{us} \frac{u^2}{L}} = \frac{u^2}{L + K_{us} u^2}$$

- 以及偏航率增益(yaw rate gain)

$$G_r = \frac{r}{\delta_f} = \frac{\frac{u}{R}}{\delta_f} = \frac{u}{L + K_{us} u^2}$$

來描述車輛側向動態(a_y, r)對轉向角的比例關係，很明顯的，對 oversteer 車輛而言，當接近臨界速度時，兩個增益的分母接近 0，代表側向加速度與偏航率增益都會逼近無限大(不穩定)。

[example below is from ME568 coursepack from Univ. of Michigan by Ulsoy and Peng, which is adapted from Gillespie's book]

Example 3.5 - Steady Turning Behavior and Understeer Gradient

Consider a car with a weight of 8000N on the front axle, 6000N on the rear axle, a wheel base of 2.5 meters and the following tire cornering stiffness characteristics (one tire):

Vertical Load (N)	Cornering Stiffness (N/deg)	Cornering comp. Coeff. (N/(N/deg))
1500	502	2.987
2000	656	3.050
2500	787	3.178
3000	903	3.323
3500	1014	3.450
4000	1100	3.636

(a) Determine the Ackermann angles for turn radii values of R = 200 meters. This can be readily calculated from $\delta_f = \frac{L}{R}$ with the correct units:

$$\delta_f = \frac{2.5(m)}{200(m)} = 0.0125(rad) = 0.716(deg)$$

(b) Determine the understeer gradient, K'_{us} , using Eq. (39). This requires that we know the cornering stiffness of the tires at the prevailing loads. On the front axle we have a load of 4000N per tire. From the given data in the table, we get the cornering stiffness of 1100 N/deg. Similarly, for the rear axle the load is 3000N per tire and the cornering stiffness is 903 N/deg. Thus,

$$K'_{us} = \left(\frac{8000N}{1100 * 2N / deg} - \frac{6000N}{903 * 2N / deg} \right) = (3.6363 - 3.3222) deg/g = 0.3141 deg/g$$

(c) Determine the characteristic speed using Eq. (33):

$$K_{us} = K'_{us} / 9.81 = 0.032 deg/(m/sec^2) = 0.0005588 rad/(m/sec^2)$$

$$u_{char} = \sqrt{L/K_{us}} = 66.9m/sec$$

(d) Determine the lateral acceleration gain using Eq. (35) for $u = 55 \text{ mph} = 24.56 \text{ m/sec}$:

$$G_a = \frac{u^2}{L + K_{us}u^2} = 212.7 \left(\frac{\text{m/sec}^2}{\text{rad}} \right) = 3.71 \left(\frac{\text{m/sec}^2}{\text{deg}} \right) \quad (40)$$

(e) Determine the yaw velocity gain using Eq. (36) for $u = 55 \text{ mph} = 24.56 \text{ m/sec}$:

$$G_r = \frac{u}{L + K_{us}u^2} = 8.6586 \left(\frac{\text{rad/sec}}{\text{rad}} \right) = 8.6586 \left(\frac{\text{deg/sec}}{\text{deg}} \right) \quad (41)$$

Note that the calculated understeer gradient shows that this vehicle is very close to being neutral steer. This is a consequence of the tire properties only, and the steering and suspension systems will also contribute to the actual value of the understeer gradient (see Example 3.7 below). Also note the units in these calculations, especially those in Eqs.(40) and (41).

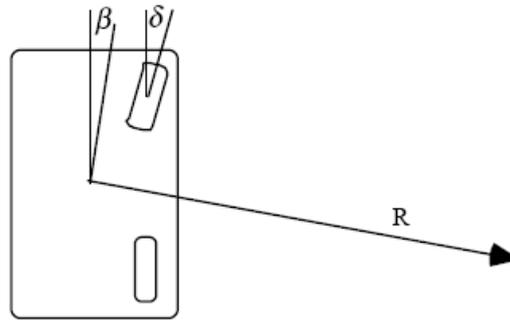
Finally, let's consider the effect of tractive forces, F_{xf} and F_{xr} , on the understeer/oversteer behavior of the vehicle. For the vehicle in a steady turn, the application of Newton's second law in the lateral direction now gives (instead of Eq. (26)) the following equations at each axle:

$$F_{xf} \cos(\delta_f - \beta) + F_{xf} \sin(\delta_f - \beta) = F_{xf} \cos\left(\frac{a}{R} - \alpha_f\right) + F_{xf} \sin\left(\frac{a}{R} - \alpha_f\right) = m \frac{b}{L} \frac{u^2}{R} \quad (42)$$

and

$$F_{yr} \cos(\beta) - F_{xr} \sin(\beta) = F_{yr} \cos\left(\frac{b}{R} - \alpha_r\right) - F_{xr} \sin\left(\frac{b}{R} - \alpha_r\right) = m \frac{a}{L} \frac{u^2}{R} \quad (43)$$

which can be obtained easily by projecting all the forces onto the direction of the instantaneous rotation center.



Assuming small slip angles such that $\sin \alpha = \alpha$ and $\cos \alpha = 1$, and linear tire assumption, we obtain

$$\alpha_f = \frac{m \frac{b u^2}{l R} - F_{xf} \frac{a}{R}}{C_{\alpha_f} - F_{xf}} \quad \alpha_r = \frac{m \frac{a u^2}{l R} + F_{xr} \frac{b}{R}}{C_{\alpha_r} - F_{xr}}$$

A modified form of Eq. (34) to include the effects of tractive forces can thus be obtained:

$$\begin{aligned} \delta &= \frac{L}{R} - (\alpha_f - \alpha_r) = \frac{L}{R} - \frac{m \frac{b u^2}{l R} - F_{xf} \frac{a}{R}}{C_{\alpha_f} - F_{xf}} + \frac{m \frac{a u^2}{l R} + F_{xr} \frac{b}{R}}{C_{\alpha_r} - F_{xr}} \\ &= \frac{L}{R} + \frac{F_{xf}}{C_{\alpha_f} - F_{xf}} \frac{a}{R} + \frac{F_{xr}}{C_{\alpha_r} - F_{xr}} \frac{b}{R} + \left[\frac{ma}{L(C_{\alpha_r} - F_{xr})} - \frac{mb}{L(C_{\alpha_f} - F_{xf})} \right] \frac{u^2}{R} \end{aligned} \quad (44)$$

Although much more complex than Eq.(34), this equation also has the same form. The Ackermann angle is now modified by the presence of the tractive forces, as is the expression for the understeer gradient K_{us} .

就算簡化成等速過彎，轉向操控仍受眾多其他因素影響(如 camber thrust, roll steer 等)，但已超過本課程擬涵蓋的範疇，有興趣的請參閱 Gillespie' s textbook。

2.5 側傾動力學與車輛運動模型 (roll dynamics and vehicle motion model)

- 垂直向動力學與懸吊高度相關，牽涉機構與元件眾多，可能超過本課程範疇
- 先針對與 ADAS 較相關的側傾動力學介紹

motion, it is assumed that $u = u_0 + u'$, where u_0 is constant and large and u' is small. The quantities u' , v , r , p and f are all assumed small, so that their products can be neglected. Based upon these assumptions and the definitions given above the linearized equations of motion, in terms of u' , v , r and p are:

$$\Sigma F_x = (m_R + m_{NR}) \dot{u}' \quad (45)$$

$$\Sigma F_y = (m_R + m_{NR}) (\dot{v} + u_0 r) + m_R h \dot{p} \quad (46)$$

$$\Sigma M_z = I_z \dot{r} + I_{xz} \dot{p} \quad (47)$$

$$\Sigma M_x = m_R h (\dot{v} + u_0 r) + I_x \dot{p} + I_{xz} \dot{r} \quad (48)$$

where

$$I_x = I_{xx|R} + m_R h^2 - 2\theta_r I_{xz|R} + \theta_r^2 I_{zz|R}$$

$$I_{xz} = m_R h c - I_{xz|R} + \theta_r I_{zz|R}$$

$$I_z = I_{zz|R} + I_{zz|NR} + m_R c^2 + m_{NR} e^2$$

The equation for longitudinal motion, Eq. (45), can be neglected if one makes the further assumption that $\dot{u}' = 0$ (i.e., $u = u_0 = \text{constant}$). Then using the sideslip angle $b = \tan^{-1}(v/u_0) \approx (v/u_0)$, and since the velocity of the vehicle c.g. is $\sqrt{u^2 + v^2} \approx u_0$, Eqs. (45)-(48) reduce to:

$$\Sigma F_y = (m_R + m_{NR}) u_0 (\dot{\beta} + r) + m_R h \dot{p} \quad (49)$$

$$\Sigma M_z = I_z \dot{r} + I_{xz} \dot{p} \quad (50)$$

$$\Sigma M_x = m_R h u_0 r + I_x \dot{p} + I_{xz} \dot{r} \quad (51)$$

These equations then represent the linearized dynamics of a three-degree-of-freedom (i.e., v or β , ϕ and ψ) constant-velocity automobile without tire dynamics [Segel 1975].

To complete the model, it is necessary to develop expressions for the force and moment terms appearing on the left hand side of Eqs. (49)-(51). In doing this assume that the vehicle has: (a) a solid rear axle which does not roll (i.e., neglect vertical deflections of the tires due to lateral load transfers), (b) an independent front suspension which causes the front wheels to incline as the sprung mass rolls, and (c) rear-suspension kinematic properties which cause the rear axle to steer as the sprung mass rolls. The side force approximate expressions given in Eq. (25) will be utilized. However, these assumptions lead to additional side forces and rolling moments as a result of the roll displacement of the rolling mass. Specifically, the front tires incline and produce a side force equal to:

$$C_{\psi} \frac{\partial \gamma_f}{\partial \phi} \phi \quad (52)$$

and a yawing moment equal to:

$$a C_{\psi} \frac{\partial \gamma_f}{\partial \phi} \phi \quad (53)$$

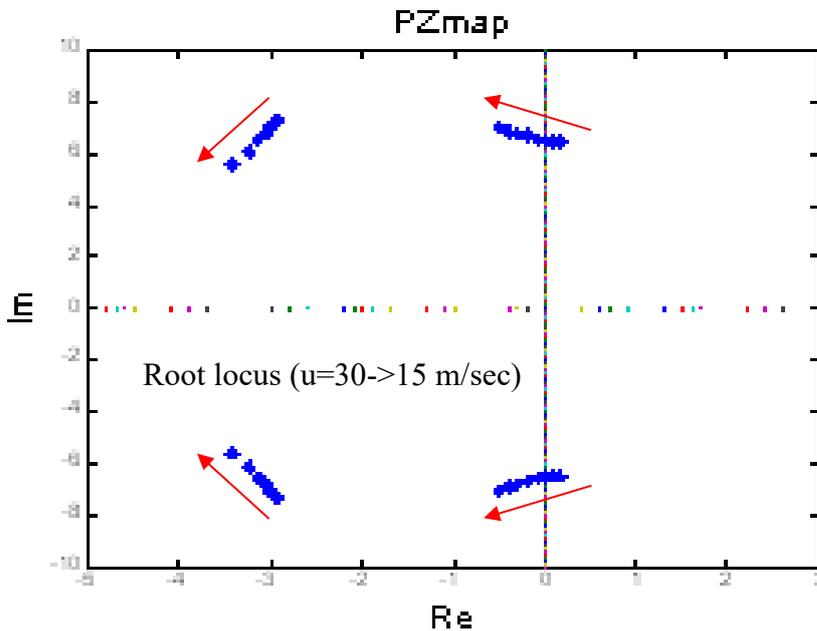
- 應用牛頓定律，推展簡化後可得下方的狀態空間模型，如果不熟悉狀態空間的，可把他想像成一個與轉移函數類似功能、但更詳細的“模型”，可代表我們要描述的車輛運動現象。

$$\begin{bmatrix} mu & 0 & m_R h & 0 \\ 0 & I_z & I_{xz} & 0 \\ m_R hu & I_{xz} & I_x & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{r} \\ \dot{p} \\ \dot{\phi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Y_\beta & Y_r - mu & 0 & Y_\phi \\ N_\beta & N_r & 0 & N_\phi \\ 0 & -m_R hu & L_p & L_\phi \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ r \\ p \\ \phi \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} Y_\delta \\ N_\delta \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \delta_f$$

$$\Rightarrow E\dot{X} = FX + B_1^* \delta_f$$

$$\Rightarrow \dot{X} = E^{-1} \cdot FX + E^{-1} \cdot B_1^* \delta_f$$

$$\Rightarrow \dot{X} = AX + B_1 \delta_f$$



$$m = (m_R + m_{NR})$$

$$Y_\beta = -(C_{\alpha_f} + C_{\alpha_r})$$

$$Y_\phi = C_{\alpha_r} \frac{\partial \delta_r}{\partial \phi} + C_{\alpha_f} \frac{\partial \gamma_f}{\partial \phi}$$

$$N_\beta = bC_{\alpha_r} - aC_{\alpha_f}$$

$$N_\phi = aC_{\alpha_f} \frac{\partial \gamma_f}{\partial \phi} - bC_{\alpha_r} \frac{\partial \delta_r}{\partial \phi}$$

$$L_p = -c_R$$

$$L_\phi = m_R g h - k_R$$

$$Y_r = \frac{bC_{\alpha_r} - aC_{\alpha_f}}{u}$$

$$Y_\delta = C_{\alpha_f}$$

$$N_r = -\frac{a^2 C_{\alpha_f} + b^2 C_{\alpha_r}}{u}$$

$$N_\delta = aC_{\alpha_f}$$

Exercise: 使用 CarSIM 或文獻資料找出模型相關參數，狀態空間轉為轉移函數

上面基本上是包含 roll motion 的 3DOF 動力學(β, r, p)，在假設車速固定下， β 可等同於 v 。實務上為簡化通常先不碰 roll dynamics，因此先移除 ϕ, p 兩個狀態變數。也可加入縱向動力學(假設車速會變)，結合幾何的應用可得呈現縱橫向耦合的運動學方程式，變成一個非線性、時變的模型如下，

$$\dot{y} = v + u\psi = u\beta + u\psi$$

$$\dot{\psi} = r$$

$$\dot{u} = \frac{1}{m} (F_{xTot} + mru\beta + 2mh'\dot{\phi}r + mh'\dot{\phi}\dot{r})$$

$$F_{xTot} = F_{x1l} + F_{x1r} + F_{x2l} + F_{x2r} - (F_{y1l} + F_{y1r})\delta_f$$

上面的運動學呈現車輛的運動受到輪胎運轉的限制，也就是說，在輪胎沒有大幅打滑失控的條件下，車輛運動會依循著輪胎滾動的方向進行(也就是 r, u, v (β) 的關聯)，這種受限制的運動稱作 non-holonomic motion。(CF: holonomic motion 指的是運動可自由的發生在 6DOF 中)。

Q: 飛機的運動、船的運動是 holonomic 還是 non-holonomic? Omni-wheel (or Mecanum wheel) AGV 呢?

假設車速為固定值，並先忽略側傾的運動，可進一步簡化得到 2DOF (yaw and lateral) 的車輛動力學模型如下，此模型一般稱作 **自行車模型(bicycle model)**，因為它是基於把車

輛左右側壓縮成 single track 車輛(bicycle)的假設而推得的，此模型大量用於橫向運動 (lateral motion, aka yaw plane motion) 探討時，使用的最簡化模型。基本的物理現象與分析構想是一致的，對隨需求不同、模型所需包含的現象變化很多樣，課本上通常僅針對較簡單的幾種應用與模型介紹，例如此自行車模型。

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} y \\ v \\ \psi \\ r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & u_0 & 0 \\ 0 & -\frac{C_{\alpha_f} + C_{\alpha_r}}{mu_0} & 0 & \frac{bC_{\alpha_r} - aC_{\alpha_f} - u_0}{mu_0} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & \frac{bC_{\alpha_r} - aC_{\alpha_f}}{I_z u_0} & 0 & -\frac{a^2 C_{\alpha_f} + b^2 C_{\alpha_r}}{I_z u_0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y \\ v \\ \psi \\ r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{C_{\alpha_f}}{m} \\ 0 \\ \frac{aC_{\alpha_f}}{I_z} \end{bmatrix} \delta_f$$

其中：

y 為車輛側向位移

ψ 為偏航角

u_0 為車速(m/sec)

C_{α_r} 為後輪轉向剛度(N/rad)

α_r 為後輪側滑角

I_z 為車身繞 z 軸之轉動慣量(kg-m²)

b 為重心至後軸之距離(m)

v 為側向速度(m / sec)

r 為偏航角速度(rad / sec)

C_{α_f} 為前輪轉向剛度(N / rad)

α_f 為前輪側滑角

m 為車身質量(kg)

a 為重心至前軸之距離(m)

δ_f 為前輪轉向角(rad)

Exercise: 使用 MATLAB 模擬 2DOF 與 3DOF 模型在弦波轉向輸入(sine steer, 類似蛇行或 slalom test)。

3 車輛運動控制與控制系統功能分析

3.1 車輛控制的自動化

- 歷史發展與現況：從科幻到科技
- TV series: Knight rider (Wikipedia: K.I.T.T. and K.A.R.R.)



語音控制：智慧手錶

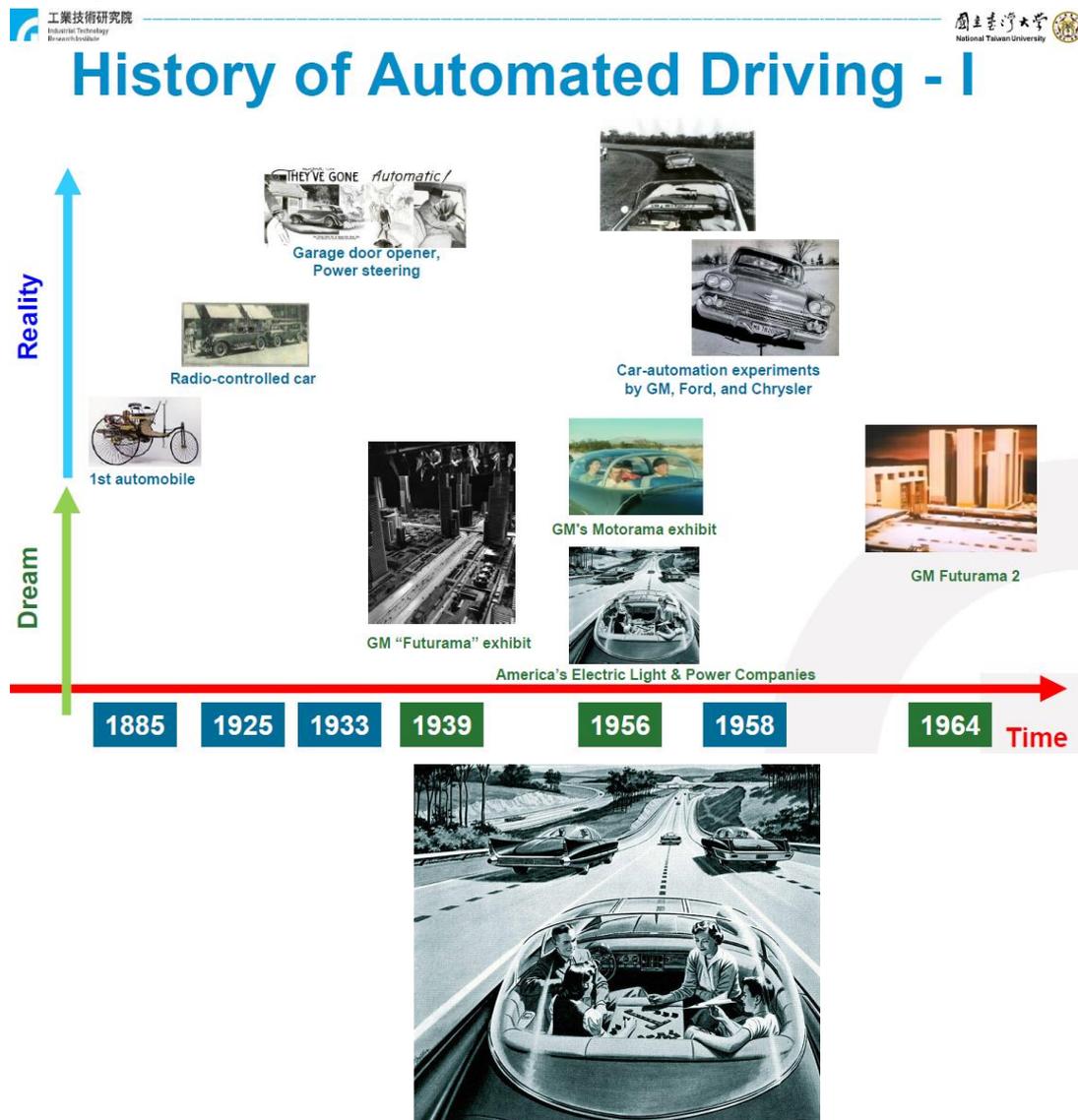
Electronic perceptions: eyes/ears/nose/skin

Electronic action: speaking, driving

AI Personality

Some became reality: Cruise control, auto park and ADS, Surveillance (sentry)

- Using NTU-EE Prof. F.L. Lien's slides (from ITRI) as illustrations:



History of Automated Driving - II



History of Automated Driving - III

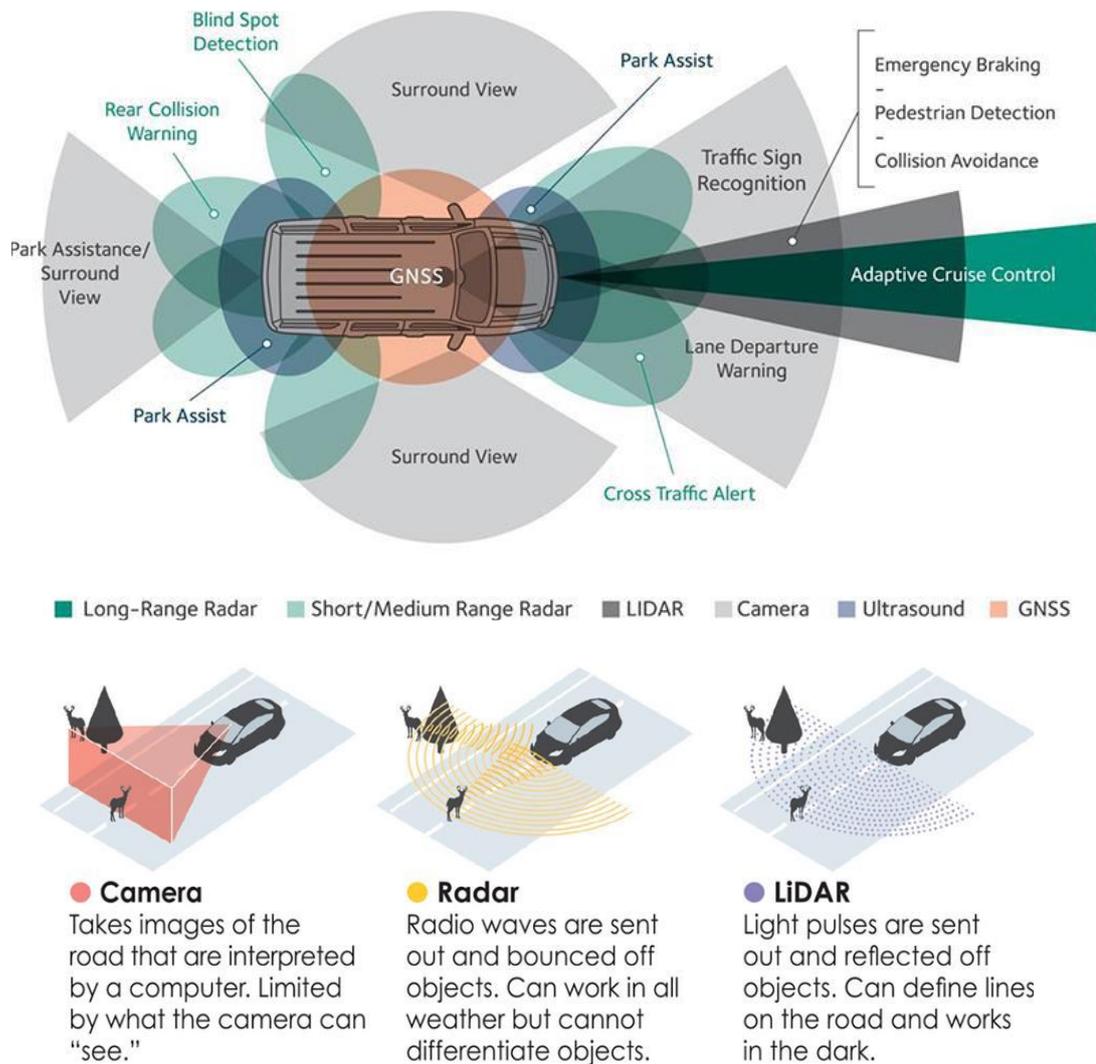


Q:

3.2 功能分類

考慮車輛操控的任務是一個回授控制系統，類似任何自動控制系統與機電整合技術的實現，從控制系統的角度來看，一個控制器的基本功能包含有：感知(sensing or

perception)、決策(decision)、致動(actuation)。下方是網路資訊常見的示意圖，呈現眾多車輛上被安裝的控制系統，以及幾個常見的感測器探討(感知功能)。資料並非完整，於本課程主要介紹基本概念與示範已足夠。



Source: <http://unbonmotgroundswell.blogspot.tw/2016/04/autonomous-driving-levels-0-to-5.html>

Q: 超音波雷達(ultrasonic radar)、雷達(毫米波 or 微米波)、光達(Lidar)的差異為何?
Q: 機器視覺與深度攝影機的原理與符合車用的種類?

決策部分的功能類似控制器設計的控制法則，如前所述，駕駛人的決策是高度複雜且多元的，功能強大但偶而會出錯，從控制的角度來看，要設計一個控制法則來取代人的功能是非常困難的，因此我們通常依操控情境拆解駕駛人當下的功能，針對單一功能來設計控制法則(輔助或自駕)，因此有眾多安全系統(或 ADAS)被開發出來。當前最熱門構想是使用 AI，據說可以高度取代人的決策功能(如眾多車廠或研發單位所展示的全自駕功能 FSD)，但由於 AI 內部的運作細節超過本課程範疇，且大量仰賴資料訓練(資料如何取得?)，在此不多作陳述。

致動部分大量沿用傳統車輛控制供駕駛人施加命令的管道，基本上影響縱向加速度 a_x (事實上是煞車為主)跟轉向角 δ_f (或 yaw moment, due to non-holonomic)。進一步細分，轉向角控制可搭配 EPS (electronic power steering)，不然會需要 by-wire steering，煞車控制也類似，無論如何最後會取決於控制策略如何設計與整合實現。Yaw motion 控制也常搭配輪胎力的差動控制(differential drive/brake)，常用於 4WD 與 ESP (electronic stability program)系統。除非大幅變更車輛運動的根本架構，否則車輛運動控制的致動管道並無太多的選項(CF: 4WS vehicles, active suspension)。開放的思考，未來如果真的靠 LV4-5 的自駕功能，傳統駕駛人的操控介面(油門、煞車、方向盤三者)不再是必要的，車輛的運動控制可以更彈性的設計(reinventing the wheels?)，但這目前仍屬於科幻片的階段。

Q: 4WS, 4WD (4X4), AWD,車輛的差異?

由系統運作機制所提供的介入程度來分類，也可大致分類成：警示與提醒(間接、功能施加在駕駛人的輸入端)、小幅持續輔助、緊急時的介入等(功能施加在車輛的輸入

端)，如第一章所呈現。再次強調，這些分類都只是為了方便思考與溝通所做的大致區隔，文獻中與各標準中並沒有(或不易)訂出明確的區隔依據(cf SAE J3016)，此處分類與用詞僅為了方便介紹使用。

警示/提醒系統，例如 HUD、BSW、LDW、疲勞偵測、酒測系統、安全帶偵測、夜視輔助等系統，其功能本質是依據對車輛操控現況的監控，透過某介面提供資訊給駕駛人，大多被認定為 LV2(或以下)的 ADAS。

小幅度持續輔助，因為是持續運作中的，在 LV2 以下通常要強調對駕駛人的透明度，以不干擾駕駛人操控為重，但 LV3 以上因主客易位，變成需要駕駛人的監控與接手轉換，不可能透明，也仰賴高度的駕駛人與控制器互動，因此牽涉最複雜的人機互動分析。當前車商大力鼓吹的 LV3 的自駕功能有透過法規沙盒(regulatory sandbox)的設立來部分開放，但有高度不確定性且爭議不少，視各國對交通安全法規的冒險程度而定。

大幅度介入式，指的是通常狀況下無運作(inactive)，僅在偵測到危險即將發生時，才啟動其功能，也因為此理念，通常對駕駛人是幾乎無感的(透明)，如 ABS、ESP、AEB 等皆屬此類。我們也假設一般駕駛人不會刻意去觸發危險事故，因此可認為此類系統的設計理念在解決駕駛人操控失誤所可能發生的危險，一旦認定危險即將發生(駕駛人失能)，系統啟動後等於是排除了駕駛人的操控，是一種取代式的控制架構，此類是目前 ADAS 能成熟且列入法規標配的主流(駕駛人失能的補救)。

Q: HUD 是 LV 幾?LDW 呢?

Q: 不同系統的透明度比較：

Q: ACC 有機會變成法規標配嗎?

3.3 ADAS 系統個案分析

CC	Cruise control
功能構想 (why and what)	維持固定車速，降低使用者速度控制的工作負擔
訊號源	車速(事實上是輪速)
致動實現	Throttle by-wire 透過一個馬達(通常是步進)轉動汽門閥，調變引擎的出力，使車速達到設定值。
控制法則	通常簡單 PID 使車速誤差歸零(regulator)即可
ADS LV?	1?
使用者設定與 transparency	設定期望車速，使用者完全知道系統運作之功能與原理(非透明)
關鍵技術與挑 戰	

ABS	Anti-lock Brake System
-----	------------------------

功能構想 (why and what)	防止煞車鎖死，因此透過控制器在接近打滑時(過大)調變油壓的壓力(洩壓)
訊號源	車速(困難)與輪速差，也就是 λ
致動實現	複雜，需要詳細的液壓煞車機構與控制管道
控制法則	其實通常也是 PID 類的簡單控制法，考量系統細部特性，或許會加額外的規則(rules)
ADS LV?	1?
使用者設定與 transparency	無須設定、幾乎完全透明
關鍵技術與挑戰	

以此類推，可針對不同系統做整理，下一章針對幾種常見的系統做進一步介紹。

e.g.:

ESP	Electronic Stability Program
功能構想 (why and what)	
訊號源	

致動實現	
控制法則	
ADS LV?	
使用者設定與 transparency	
關鍵技術與挑 戰	

BSW	Blind Spot Warning
功能構想 (why and what)	
訊號源	
致動實現	
控制法則	
ADS LV?	
使用者設定與 transparency	
關鍵技術與挑 戰	

4 駕駛輔助系統控制設計

ADAS 一詞近年來隨著自駕功能風潮而備受重視，如前一章所呈現，就算以消費者的角度思考，也可以仔細深究各種系統的目的、功能與原理、以及系統運作的範疇。否則在錯誤的期待下使用 ADAS 反而讓駕駛人做出錯誤的決策而產生額外事故。舉例來說，常見的 ADS 可維持車道、變換車道、維持車速與車距等，但部分現象該系統無法有效處理，若駕駛人誤以為系統能自行處理而不採取作為時，就會發生事故，ADS 近期發生的多起事故都可歸類於此原因造成(錯誤的系統功能認知與期待)。也就是說，就算不以工程的角度來看待 ADAS，以一般大眾科普的角度，認識且理解這些 ADS/ADAS 系統的功能仍是必要的。一般性的功能分析與釐清屬前一章的目的，本章擬針對幾種簡單的 ADAS 系統之控制設計做進一步的介紹與演練，主要練習控制器設計與模擬分析。

4.1 自動緊急煞車(AEB)

此構想非常簡單，當前方偵測到障礙物過近、且駕駛人未能施加煞車時，系統主動介入提供自主煞車。簡單將車輛縱向動力學當作點質量，前方障礙物之距離與車速作為已知條件(感測器整合與模型很重要)，控制法則使用 PID，即可進行簡單的模擬分析。主要複雜在於煞車系統的非線性行為(輪胎力的飽和、ABS 啟動等)、以及如何偵測前方物件(感測系統整合，重要且工程浩大，超過本課程範疇)。

Exercise: 簡單 SIMULINK 模擬、搭配 CarSIM。

Q: AEB 偵測前方物件的感測器有哪些?

4.2 適應性定速巡航(ACC)

[以下內容許多為節錄改寫自之前研究生戴志奇之碩士論文]

適應性定速巡航系統(ACC)同樣是縱向控制，需控制油門與煞車，整體架構包含多種功

能，一般大致可分成六個層級面考慮，如圖所示。其中

- 第一層：適應性定速巡航系統所需之感應器類別
- 第二層：雷達目標測量與道路區分
- 第三層：目標追蹤判別
- 第四層：適應性定速巡航系統控制局決策
- 第五層：車輛縱向控制
- 第六層：車輛加、減速控制

每一層都有各自的技術重點，也不可或缺。從車輛使用者與運動控制的角度來思考，層級四(ACC control)與層級五(longitudinal control)是比較直接相關的。層級四(ACC control)主要之功能在於針對車輛行駛時的各種環境狀況進行模式切換，屬於 ACC 的決策面。而層級五(longitudinal control)主要的工作為較核心的速度與距離控制功能。

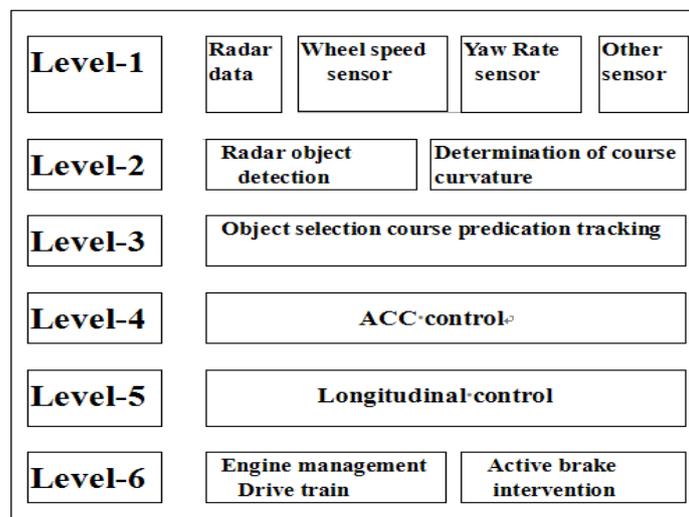


圖 1-1 ACC 控制系統基礎結構圖[69]

4.2.1. ACC 功能概念分析

適應性巡航控制(ACC)·能自動控制車輛之縱向跟車距離與車速。除了能達到定速巡航(CC)之目的·更能自動保持適當之跟車距離(or **headway**)·以免與前車發生事故。ACC 控制器設計中·常區分成市區道路與高速公路兩種情形來設計控制器·對市區道路所設計控制器·類似 Stop&Go 系統·因狀況多元且複雜·常需要大量**規則式控制策略**·或**模糊控制**等法則應用。此層級大致可將 ACC 探討可區分成道路分析、相對距離測量方式、控制器設計法則、安全距離設計、與基本模式切換等五方向。而適應性巡航控制之縱向加速度乃是透過油門進氣閥角(Throttle Angle)與**剎車壓力(Braking Pressure??)**達成。

將複雜之縱向動力學模型簡化·若只著重於本車加、減速之運動情況·其車輛運動學可表述成下列所示。

$$\begin{aligned} \ddot{x}(t) &= a(t) \\ \tau \dot{a}(t) + a(t) &= u(t) \end{aligned} \tag{1-1}$$

在(1-1)式中· $x(t)$ 是縱向位置· $a(t)$ 是本車的縱向加速度· $u(t)$ 是駕駛人所下達的車輛加減速控制命令(期望的加速度值)·而 τ 所代表的一階系統主要描述從駕駛人期望命令到實際發生的加速度間的響應·是一個極度簡化眾多效應的結果。

考慮上方的縱向運動學·CC 的上層控制非常簡單·用回授控制的角度分析· $P(s)=?? C(s)$ 可用 PI·如此可使用根軌跡、頻率響應等工具分析並設計 CC 控制器·並進行模擬。但當把授控廠的輸入改成車輛的縱向力時·就需要考慮動力系統與煞車系統如何產出所需的力·以達成期望的加速度·當考慮這些現象時·通常稱作下層控制設計。

ACC 同時須仰賴前方車輛狀態·一般車輛縱向動力學主要包含一低階系統並搭配兩車間之運動學·足以描述車輛在縱向之行為模式。故車輛數學式可改寫如下

$$\text{令 } \dot{x}_e = v_e \text{、} \dot{v}_e = a_e$$

$$\dot{x}_e = v_e \quad (1-10)$$

$$\dot{v}_e = a_{pre} - \frac{1}{M}(u - C_a v^2 - F_r) \quad (1-11)$$

而(1-11)式中，各項符號表式為 C_a ：空氣阻力、 F_r ：滾動阻力係數、 a_{pre} ：前車加速度、 u ：車輛加、減速控制力(N)。

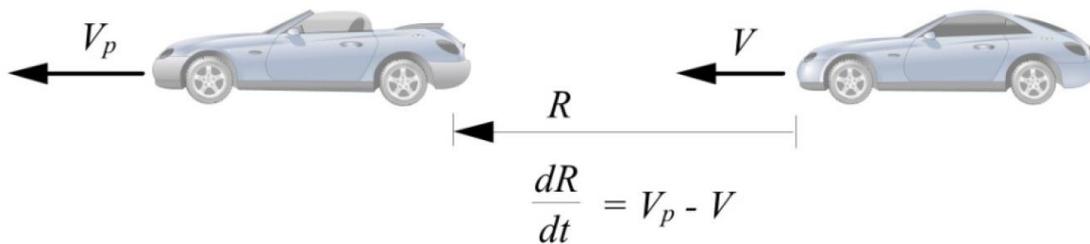


Figure 6-9. Definition of range and range rate

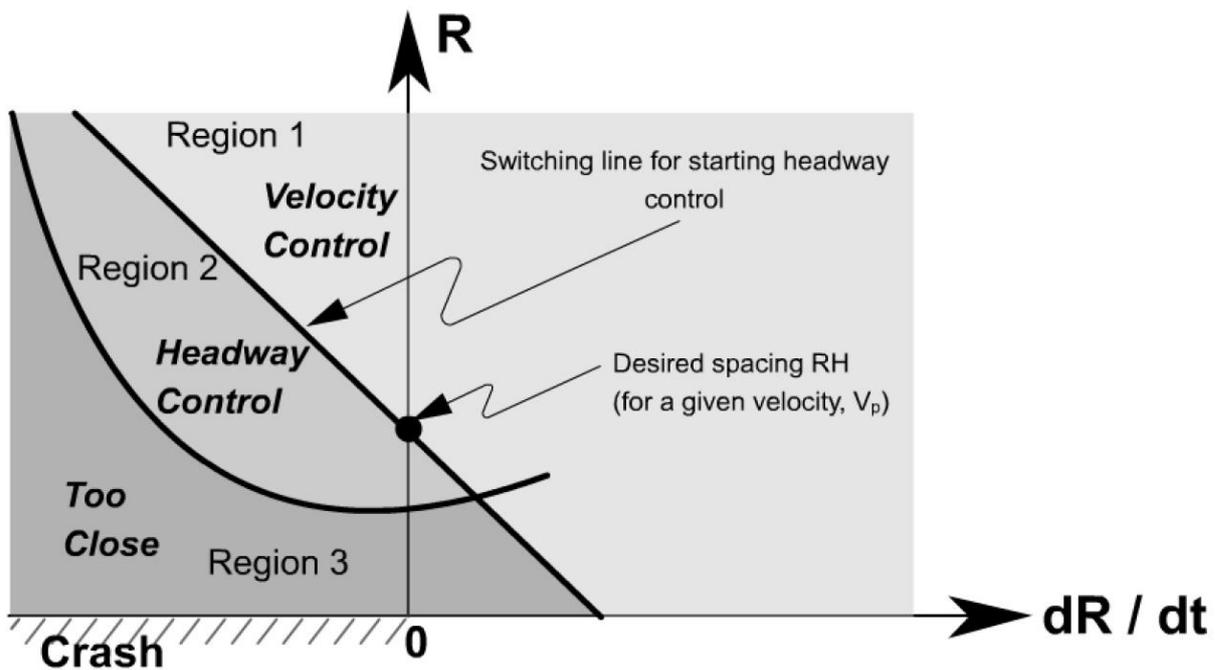


Figure 6-10. Range vs. range-rate diagram

一般所稱 ACC 系統主要的設計是應用在高速公路上，如此在 ACC 系統設計上，就單純許多，主要考慮縱向方面控制就可(功能的 decoupled)。若利用 PID 控制法則來設計

ACC 控制器，將控制方程式表示如下：

$$a_{ref_d} = k_a \cdot a_p + k_v \cdot (v_p - v) + k_d (r - r_{ref}) \quad (1-12)$$

(Q: 回授訊號為何?實務上如何取得?)

若改用 PI 控制器，而控制方程式表示如下：

$$a_{des} = k_v \dot{r}(t) + k_p (r(t) - r_d(t)) \quad (1-13)$$

(check def. range and range rate, again, what is the feedback signal?)

與前車所應保持的相對關係是一個複雜的設計參數，需考慮車速與路況，常見簡單的設計依據會採用headway的概念(前距，有time headway and distance headway兩種，假設車速變化不大下本質差不多)，以time headway 為例，有Constant Time Headway (CTH)與Variable Time Headway (VTH)兩種。

Exercise: 使用模擬評估不同情境下的CTH、VTH 設計效能?

4.2.2. 控制模式切換 (ACC 4)

ACC 4 需負責前方車輛可能會遇到各式各樣的狀態之處理。

車前情境狀態判別

考慮車輛在道路上，可能會遇到各種情境，ACC 會操作在不同的模式下，需透過車輛動態與環境資訊來判別出不同情境模式，再切換至最適用於當時情境之控制策略。初步將前車情境狀態判別之功能分成情境狀態結構與狀態轉換邏輯結構兩部分來介紹。可利用透過 SIMULINK 中 StateFlow 圖型化程式語言來架構出車前情境狀態設計。首先將系統設計區分成系統狀態(acc_state)與情境模式(acc_mode)兩大塊來撰寫。如圖所示。

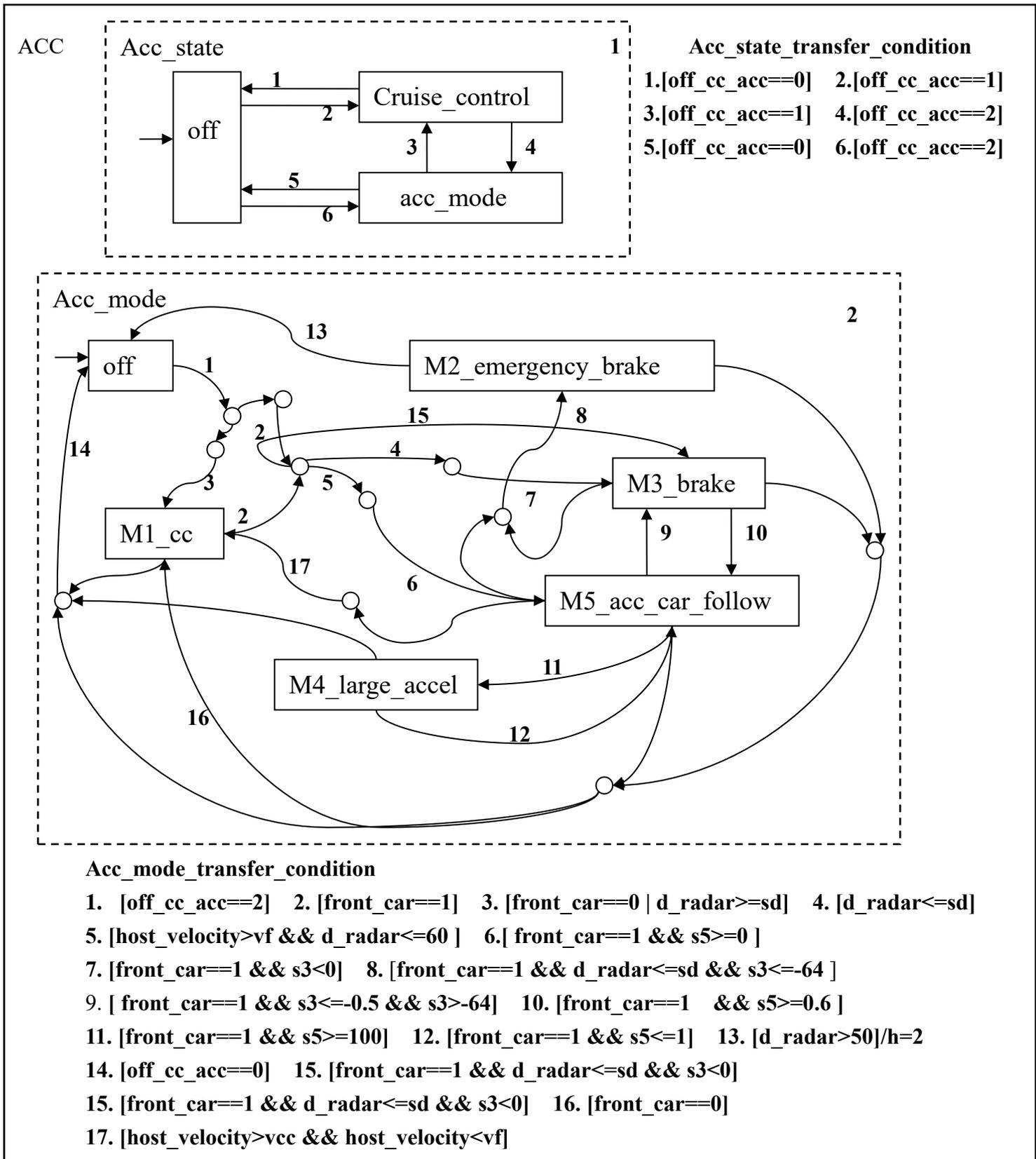


圖 3-2 前車狀態模式切換架構

在 acc_state 中，共分成 off、cruise_control 與 acc_mode 三種狀態。而 acc_mode 中

的狀態設計，共分成 Off、M1_cc、M2_emergency_brake、M3_brake、M4_large_accel 與 M5_acc_car_follow 六大塊。下面就針對系統狀態與情境模式的每一個區塊的功用，說明於表格 3-1 內

表格 3-1 系統狀態與情境模式方塊功能解說

	符號定義	功用解釋
acc_state	off	ACC 系統開關關閉
	cruise_control	車輛速度維持駕駛所設之速度值
	acc_mode	啟動適應性定速航系統
acc_mode	Off	ACC 功能開關關閉
	M1_cc	車輛前方無車或是兩車相對距離大於安全距離時，車速維持在駕駛人所設定的速度
	M2_emergency_brake	兩車相對距離太近或前車突然緊急剎車或突然有外側車輛突然切入時，系統會給予較大的緊急剎車指令
	M3_brake	兩車相對距離還在合理的範圍內，且前車沒有突發的狀況時，系統會給予小幅度的剎車指令，來適應前車速度。
	M4_large_accel	前方車輛突然大幅加速或距離甚大時，為了確保兩車的相對距離可以保持在一定的範圍內，此時 ACC 系統會給予較大油門指令，但車輛速度仍會受限於駕駛人所設定的上限值。
	M5_acc_car_follow	前方車輛加速情形為緩慢時，此時 ACC 系統會給予較小油門量來適應前車加速的情況。

而在圖 3-1 中除了情境模式方塊外，還要搭配依據即時條件切換不同狀態之法則，才能串成整體適應性定速巡航系統狀態判別架構，接著就針對圖 3-1 中的符號定義如表格 3-2 所示。

表格 3-2 條件符號定義與解釋

條件符號定義	條件解釋
Off_cc_acc	ACC 系統開關控制端，由使用者輸入，一共分成三種選擇。 1.off_cc_acc==0 為系統關閉 2.off_cc_acc==1 為定速設定 3.off_cc_acc==2 為啟動適應性定速系統
d_radar	兩車相對距離值，為感測器讀出之值
sd	兩車之安全距離(根據駕駛者所設定 time head way 值加上兩車距離安全餘裕量)
d_dot	兩車相對速度值，根據兩車相對距離所計算而得
s	兩車相對速度值與兩車相對距離誤差值之權重總和，為一設計參數，可解釋為描述跟車誤差之滑動函數(sliding function)
host_velocity	車輛之實際速度值
vcc	駕駛人所設定之期望速度值
Front_car	前方車輛情境條件，此數值須由雷達訊號判別而得，在無實際雷達時，將於模擬時依模擬情境設定 1.front_car==0 設定為無車狀態 2. front_car==1 設定為前車狀態
S_b	防止 sliding function 於零值附近顫震所使用之邊界條件值

在說明整體適應性定速巡航之環境狀態判別的情境模式方塊功能與條件符號定義後，接下來就要說明圖 3-1 中各個方塊串結相關之邏輯。

狀態轉換邏輯結構

前一節已定義所有之條件符號與各個方塊的功能，此處描述如何將串結整體系統各個狀態。下面分別對圖 3-1 中之 acc_state 與 acc_mode 中的各個狀態之進入與離開條件

進行說明。

【acc_state】

● Off 狀態

1. 從其他狀態轉換到 off 狀態之情境條件

- 當轉換條件符合 `off_cc_acc==0`

可依據條件檢查從 `cruise_control` 狀態轉變到 off 狀態，或是從 `acc mode` 狀態轉變到 off 狀態，或由使用者直接設定。

2. 離開 off 狀態到其他狀態之情境條件，由使用者設定

- 當轉換條件符合 `off_cc_acc==1` 可從 off 狀態轉變到 `cruise_control` 狀態
- 當轉換條件符合 `off_cc_acc==2` 可從 off 狀態轉變到 `acc mode` 狀態

● cruise_control 狀態

1. 從其他狀態轉換到 `cruise_control` 狀態之情境條件

- 當轉換條件符合 `off_cc_acc==1`

可從在 off 狀態轉變到 `cruise_control` 狀態，或是從 `acc mode` 狀態轉變到 `cruise_control` 狀態。

2. 離開 `cruise_control` 狀態到其他狀態之情境條件

- 當轉換條件符合 `off_cc_acc==0` 可從 `cruise_control` 狀態轉變到 off 狀態
- 當轉換條件符合 `off_cc_acc==2` 可從 `cruise_control` 狀態轉變到 `acc mode` 狀態

● acc mode 狀態

1. 從其他狀態轉換到 `acc mode` 狀態之情境條件

- 當轉換條件符合 `off_cc_acc==2`

可從在 off 狀態轉變到 `acc mode` 狀態，或是從 `cruise_control` 狀態轉變到 `acc mode` 狀態。

2. 離開 `acc mode` 狀態到其他狀態之情境條件

- 當轉換條件符合 `off_cc_acc==0` 可從 `acc mode` 狀態轉變到 off 狀態
- 當轉換條件符合 `off_cc_acc==1` 可從 `acc mode` 狀態轉變到 `cruise_control` 狀態

【acc_mode】

● Off 狀態

1. 從其他狀態轉換到 off 狀態之情境條件
 - 當轉換條件符合 $\text{off_cc_acc}==0$ 或 $\text{off_cc_acc}==1$ 時，可從任一 acc_mode 狀態模式轉變成 off 狀態
2. 離開 off 狀態到其他狀態之情境條件
 - 當轉換條件符合 $\text{off_cc_acc}==2$ and $d_radar>sd$ or $\text{off_cc_acc}==2$ and $\text{front_car}==0$ 可從 off 狀態轉變成到 M1 狀態
 - 當轉換條件符合 $\text{off_cc_acc}==2$ and $\text{front_car}==1$ and $d_radar\leq sd$ ，可從 off 狀態轉變成到 M3 狀態
 - 當轉換條件符合 $\text{front_car}==1$ and $d_radar<60$ and $\text{host_velocity}>vf$ and $s5>=0$ ，可從 off 狀態轉變成到 M5 狀態

● M1 狀態

1. 從其他狀態轉換到 M1 狀態之情境條件
 - 當轉換條件符合 $\text{off_cc_acc}==2$ and $d_radar>sd$ or $\text{off_cc_acc}==2$ and $\text{front_car}==0$ ，可從任何狀態轉變成到 M1 狀態
 - 當轉換條件符合 $\text{host_velocity}>vcc+s_b$ ，可從 M5 狀態轉變成 off 狀態
2. 離開 M1 狀態到其他狀態之情境條件
 - 當轉換條件符合 $\text{off_cc_acc}==2$ and $\text{front_car}==1$ and $d_radar\leq sd$ and $s<0$ ，可從 M1 狀態轉變成到 M3 狀態
 - 當轉換條件符合 $\text{front_car}==1$ and $s5>=0$ ，可從 M1 狀態轉變成到 M5 狀態
 - 當轉換條件符合 $\text{off_cc_acc}==0$ or $\text{off_cc_acc}==1$ ，可從 M1 狀態轉變成到 off 狀態

● M2 狀態

1. 從其他狀態轉換到 M2 狀態之情境條件
 - 當轉換條件符合 $\text{front_car}==1$ and $s\leq-64$ ，可從 M3 狀態轉變成到 M2 狀態

- 當轉換條件符合 $\text{front_car}==1$ and $s \leq -64$ ，可從 M5 狀態轉變到 M2 狀態

2. 離開 M2 狀態到其他狀態之情境條件

- 當轉換條件符合 $d_radar > 50$ ，可從 M2 狀態轉變到 off 狀態
- 當轉換條件符合 $\text{off_cc_acc}==0$ or $\text{off_cc_acc}==1$ ，可從 M2 狀態轉變到 off 狀態

● M3 狀態

1. 從其他狀態轉換到 M3 狀態之情境條件

- 當轉換條件符合 $\text{off_cc_acc}==2$ and $\text{front_car}==1$ and $d_radar \leq sd$ and $s < 0$ ，可從 off 狀態轉變到 M3 狀態
- 當轉換條件符合 $\text{off_cc_acc}==2$ and $\text{front_car}==1$ and $d_radar \leq sd$ and $s < 0$ ，可從 M1 狀態轉變到 M3 狀態
- 當轉換條件符合 $\text{front_car}==1$ and $s < 0$ 或是 $\text{front_car}==1$ and $s \leq 0$ and $s > -12$ ，可從 M5 狀態轉變到 M3 狀態

2. 離開 M3 狀態到其他狀態之情境條件

- 當轉換條件符合 $\text{front_car}==1$ and $s > 0$ ，可從 M3 狀態轉變到 M5 狀態
- 當轉換條件符合 $\text{front_car}==1$ and $s \leq -64$ ，可從 M3 狀態轉變到 M2 狀態
- 當轉換條件符合 $\text{off_cc_acc}==0$ or $\text{off_cc_acc}==1$ ，可從 M3 狀態轉變到 off 狀態

● M4 狀態

1. 從其他狀態轉換到 M4 狀態之情境條件

- 當轉換條件符合 $\text{front_car}==1$ and $s \geq 100$ ，可從 M5 狀態轉變到 M4 狀態

2. 離開 M4 狀態到其他狀態之情境條件

- 當轉換條件符合 $\text{host_velocity} > vcc$ ，可從 M4 狀態轉變到 M1 狀態
- 當轉換條件符合 $\text{front_car}==1$ and $s \leq 1$ ，可從 M4 狀態轉變到 M5 狀態
- 當轉換條件符合 $\text{off_cc_acc}==0$ or $\text{off_cc_acc}==1$ ，可從 M4 狀態轉變到 off 狀態

● M5 狀態

1. 從其他狀態轉換到 M5 狀態之情境條件

- 當轉換條件符合 $front_car==1$ and $s>=0$ ，可從 off 狀態轉變成到 M5 狀態
- 當轉換條件符合 $front_car==1$ and $s>=0$ ，可從 M1 狀態轉變成到 M5 狀態
- 當轉換條件符合 $front_car==1$ and $s>0$ ，可從 M3 狀態轉變成到 M5 狀態

2. 離開 M5 狀態到其他狀態之情境條件

- 當轉換條件符合 $off_cc_acc==0$ or $off_cc_acc==1$ ，可從 M5 狀態轉變成到 off 狀態
- 當轉換條件符合 $front_car==1$ and $s<=0$ and $s>-64$ ，可從 M5 狀態轉變成到 M3 狀態
- 當轉換條件符合 $front_car==1$ and $s<=-64$ ，可從 M5 狀態轉變成到 M2 狀態

Exercise: Finite state machine and stateflow (fewer states and rules)

4.2.3. 即時速度調節控制器 (ACC 5)

車輛速度控制器的設計上，須符合車前情境狀態判別出之條件來作考量，同時也要

符合(ISO-15622) 與(SAE-J2399)車輛加、減速度的規範值，如表格 3-3 所示。

表格 3-3 ACC 系統國際規範值

項目	ISO-15622	SAE-J2399
ACC 最大加速度(m/s^2)	2	Not specified
ACC 平均減速度(2 秒以上之平均)(m/s^2)	≤ 3	Not specified
最大減速度率(1 秒以上之平均)(m/s^3)	≤ 2.5	Not specified
低於此值則無須偵測目標車輛(m)	$MAX[2, 0.25V_low]$	Not specified
允許系統自動加速之最小速度(m/s)	5	$8.9\pm 10\%$ (20mph $\pm 10\%$)
車輛可選擇最低速度(m/s)	≥ 7 and $\geq V_low$	$11.2\pm 10\%$ (25mph $\pm 10\%$)
最大可選擇時間間距(秒)	2.2	Not specified
最小可選擇時間間距(秒)	1.5	1.5
最小穩態跟車時間間距(秒)	1	1

ACC 的縱向控制大多採用 PID 或 PI 來作施加車輛油門與煞車命令之依據，因為 PID/PI 控制器在此速度控制需求上，通常就足以應付即時車速之維持。而整體控制架構流程圖分成兩種，其一當前方有車時，將與前車維持定距控制。其二當前方沒車時，將維持定速控制。而兩種控制流程架構圖，如圖 3-2 與圖 3-3 所示：

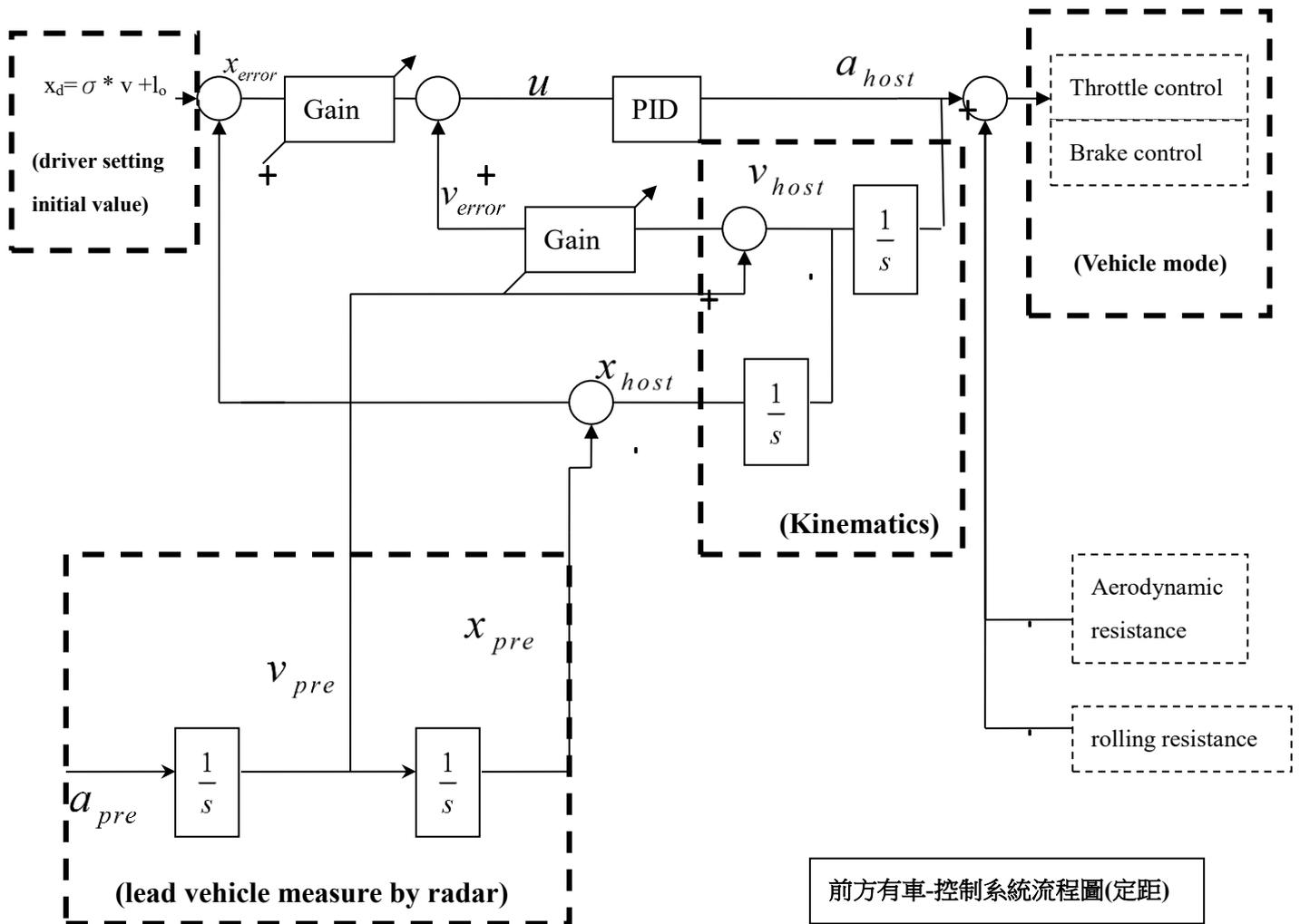


圖 3-3 控制流程架構圖

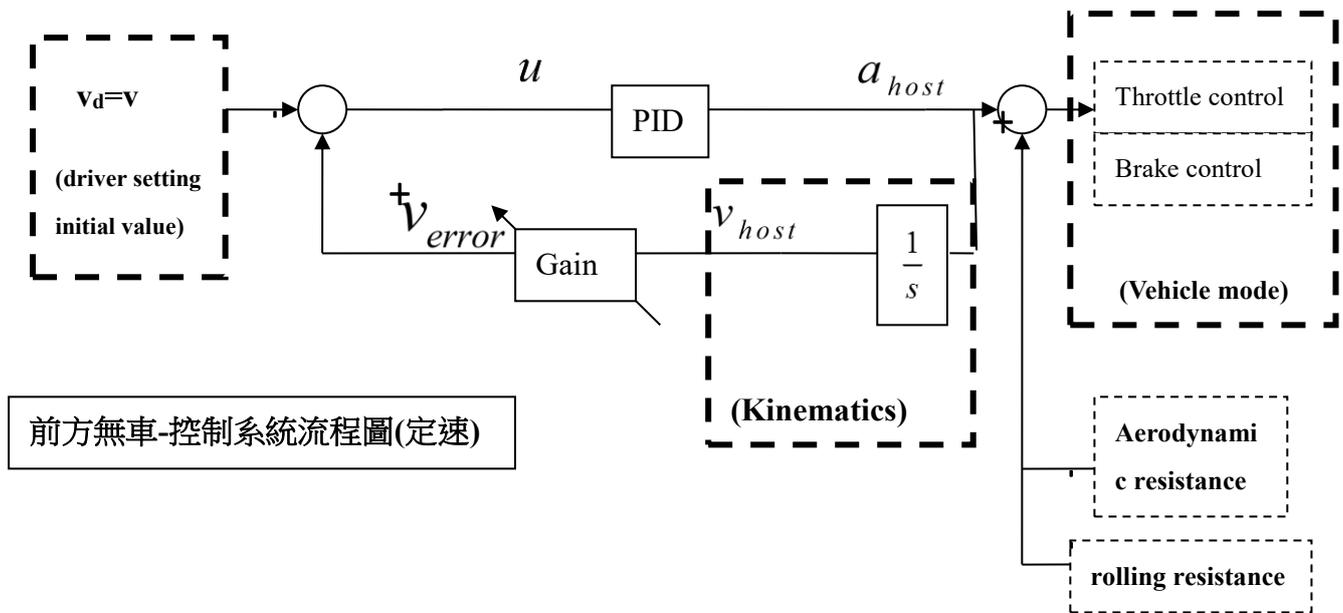


圖 3-4 定速控制流程架構圖

當前方有車狀態裡，定距控制之設計採用 sliding control law 運算方式來做誤差修正速度調教，整體推導過程如下所示。

表格 3-4 參數表示

Name	Explanation	Name	Explanation
x_e	Relative distance w. r. t. lead vehicle measured by a radar	v_e	Relative speed w. r. t. lead vehicle measured by a radar
a_e	Relative acceleration, not measurable	v	Host vehicle speed
a	Host vehicle acceleration ($a = \dot{v}$)	\dot{a}	Host vehicle jerk
x_{pre}	Desired inter-vehicle distance	v_{pre}	Preceding speed (measured by radar)
a_{pre}	Lead vehicle acceleration, may or may not be available, depending on estimation	M	Vehicle mass
c_a	Aerodynamic drag coefficient	F_r	Total sum of rolling resistance and friction
u	Net out torque expected from engine or brake torque	σ	timeheadway
l_0	Minimum collision distance		

為了與前車維持定速與定距控制，需求出相對距離、相對速度與相對加速度。故將

兩車之距離、速度與加速度作相減，求出兩車之相對誤差值。

$$x_e = x_{pre} - x \quad (3-1)$$

$$v_e = v_{pre} - v \quad (3-2)$$

$$a_e = a_{pre} - a \quad (3-3)$$

在 Host vehicle 所之控制車輛速度模式，以第二運動定律來表示

$$a = \frac{1}{M}(u - c_a v^2 - F_r) \quad (3-4)$$

將(3-4)式代入(3-3)中，可得到相對加速度運算式

$$\dot{v}_e = a_e = -\frac{1}{M}(u - c_a v^2 - F_r) + a_{pre} \quad (3-5)$$

為了控制車輛定速與定距值，所以要將駕駛期望之定速值與預期維持定距值，故以(3-6)式來表示。

$$x_d = \sigma v + l_0, \quad \sigma > 0, \quad l_0 > 0 \quad (3-6)$$

再將(3-6)式取時間導數，可得

$$\dot{x}_d = v_d = \sigma \dot{v} = \sigma a = \frac{\sigma}{M}(u - c_a v^2 - F_r) \quad (3-7)$$

所以，將速度與距離誤差，用 sliding mode 來表示，推出(3-8)式

$$s = k_v(v_e - v_d) + k_x(x_e - x_d) \quad (3-8)$$

接著，前方沒車狀態裡，定速控制之設計，整體推導過程如下所示。

為維持定速控制，故需利用 Host vehicle 距離、速度與加速度條件，來做控制器推導。

$$x_e = x \quad (3-16)$$

$$v_e = v \quad (3-17)$$

$$a_e = a \quad (3-18)$$

車輛要定速行駛，所以需利用駕駛預設之定速值，故以(3-19)式來表示。

$$v_d = v \quad (3-19)$$

在計算上需求，取(3-19)式取時間導數

$$a_d = \dot{v}_d \quad (3-20)$$

4.3 車道維持輔助(LKA)

[以下內容許多為節錄改寫自之前研究生熊子賢之碩士論文]

車道維持系統的功能主要目的為，車輛在行駛過程中，駕駛者因精神不濟或疏忽而偏離行駛車道，即車輛在非駕駛意圖下產生偏離出車道的行為，車道維持系統會主動介入轉向控制，協助駕駛者將車輛平穩地駛回到車道內，在車輛回到車道內且車頭方向朝向車道前進方向時，車道維持系統就會解除轉向輔助修正，並平順地將轉向控制權回歸給駕駛者。系統也會根據駕駛人操控狀態進行判斷，如駕駛人啟動方向燈有意進行變換車道或轉向，甚至是緊急情況的大幅度轉向，則系統不會介入；在輔助的過程中，駕駛者擁有最高控制權，隨時可以介入轉向，解除車道維持系統的功能。

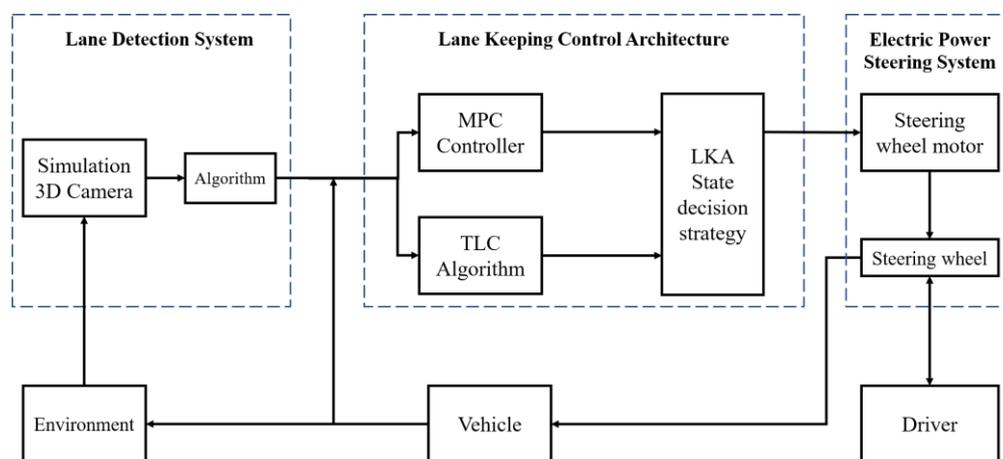


圖 5: 車道維持系統之架構示意圖

本節主要說明 LKA 系統之整體設計架構，包含介入策略與控制策略，以及系統功能性。

LKA 系統參考車輛研究測試中心之報告[古昆隴. (2017). 車道維持輔助開發技術介紹 Available: https://www.artc.org.tw/chinese/03_service/03_02detail.aspx?pid=3165]，將系統架構區分為三個子系統，

分別為車道偵測模組 (Lane detection system)、車道維持控制模組 (Lane keeping control)以及電動輔助轉向控制模組 (Electric power steering)，完整系統架構如圖 5。其功能與設計說明如下：

(1) 車道偵測模組 (Lane Detection System)：

提供車道維持系統所需之車道資訊，是一個基於視覺的系統，利用車輛搭載的感測鏡頭擷取道路影像，經由影像處理辨識車輛前方兩側車道標線，如雙黃線或虛線，並由演算法獲取車輛在車道中的位置訊息。

由 MATLAB 之 Automated Driving Toolbox 提供之相機感測器模型，模擬架設於車輛上之相機所得的畫面，並透過工具箱所提供之演算法計算得車輛相對車道之數據。

(2) 車道維持系統控制模組 (Lane Keeping Control Architecture)：

車道維持系統控制架構可分為決策單元與控制單元，介入策略決定車道維持系統介入與退出之時機，控制策略決定轉向輔助修正的控制命令。

(3) 電動輔助轉向控制模組 (Electric Power Steering System)：

電動輔助轉向系統接收車道維持控制架構所提供的轉向控制命令，內部馬達控制器就會追隨其命令，完成轉向輔助修正的動作。依控制方法又可分為**扭矩轉向控制** (SbT, Steer by Torque) 與**角度轉向控制** (SbA, Steer by Angle)。當條件觸發系統介入，控制策略輸出方向盤轉向命令，由電動輔助轉向控制模組接收轉向命令，並由方向盤內部馬達控制器執行該命令，完成 LKA 系統主動轉向輔助之介入過程。

SBW 系統取消了傳統方向盤與轉向輪之間的機構連接，如圖 6，將其分為兩個系統，駕駛的施於方向盤的轉向動作，由角度或扭力感測器將量測訊號傳給電子控制單元 (ECU,

Electric Control Unit) · 再由 ECU 輸出命令控制前輪轉向；同時也由 ECU 輸出轉向命令於方向盤內部馬達 · 產生反饋力矩或主動轉向輔助。

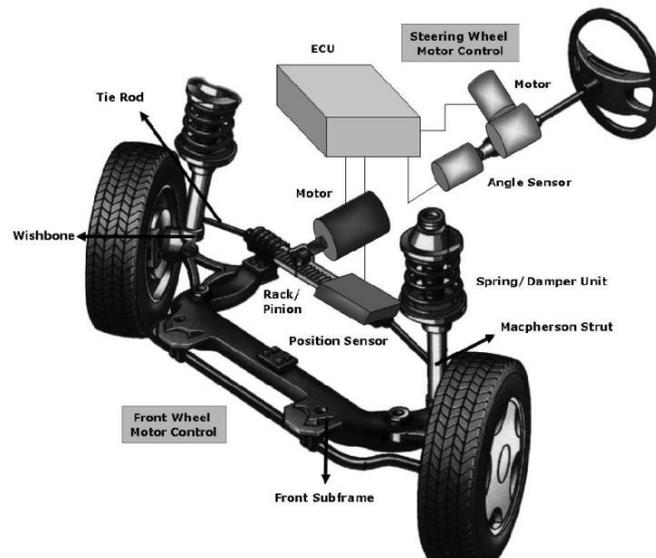


圖 6: Steer-By-Wire系統示意圖 [Oh, S.-W., Chae, H.-C., Yun, S.-C. and Han, C.-S. (2004). The Design of a Controller for the Steer-by-Wire System. *JSME International Journal Series C Mechanical Systems, Machine Elements and Manufacturing*, vol. 47, no. 3, pp. 896-907. DOI: 10.1299/jsmec.47.896]

LKA 系統介入過程中方向盤執行角度轉向之輔助，若駕駛人的轉向命令與其大致相同，則幾乎不會感受到系統的干預，與此同時方向盤的轉向過程也變得更輕鬆；反之若駕駛人的轉向命令與轉向輔助存在明顯差異，甚至完全相反，駕駛只會感受到輕微之方向盤阻力，仍保有操控主導權，隨時能覆蓋該轉向輔助。

4.3.1. 車道維持系統之介入策略

LKA 系統之介入策略為，判斷車輛狀態在當前時刻系統是否要介入、介入時間與退出時機之執行過程，決定 LKA 系統當前工作狀態之決策；介入策略中最關鍵的部分為介入之時機點，而車道偏離時間 (TLC, Time to Lane Crossing) 為 LKA 系統最重要也是被廣泛使用的介入策略之指標，TLC 定義為車輛於當前狀態，跨越車道任一邊之路標線或邊緣需

要的持續時間，作為觸發系統介入之條件。TLC 作為 LKA 系統介入策略之依據，其準確性也是 LKA 系統之安全性的關鍵要素，由動態模擬車輛跨越車道線之情境，系統設計者需探討並分析不同演算法之 TLC 性能，選擇最佳演算法作為決策之依據。

車道偏離時間與介入策略流程

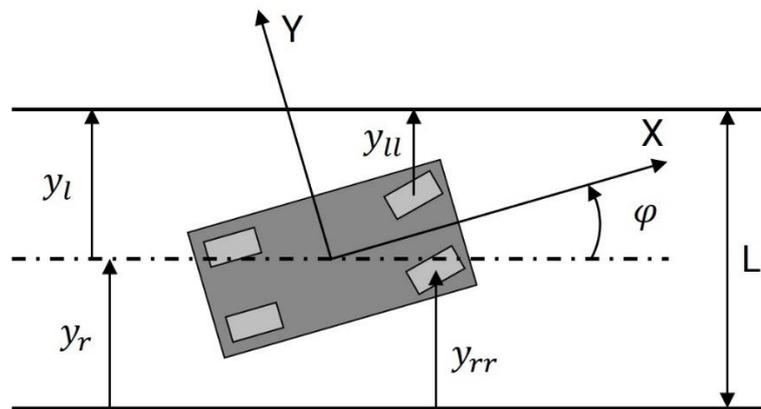


圖 7: 車輛相對於道路之位置關係圖

使用 TLC 作為 LKA 系統之介入觸發條件，以下說明各式 TLC 演算法與系統之介入策略流程。關於 TLC 的各式演算法參考文獻[11]，文獻提出的 TLC 的演算法主要為，計算沿車輛路徑的車道偏離距離 (DLC, Distance to Lane Crossing)，並將其除以車輛速度可得相對應算法之 TLC。車輛相對於車道之位置如圖 7 所示，圖中 y_{ul} 為左前輪胎到左邊車道邊界的側向距離， y_{rr} 為右前輪胎到右邊車道邊界的側向距離，該計算彎曲道路通用，其計算如式 19。根據直線與彎曲道路，TLC 演算法也有差異，以下說明直線與曲線道路 TLC 之計算流程。

$$y_{ul} = y_l - l_f \sin \varphi - \frac{a}{2} \cos \varphi$$

$$y_{rr} = y_r + l_f \sin \varphi - \frac{a}{2} \cos \varphi$$

式 19

其中：

L ： 車道寬

y_l ： 車輛重心至左邊車道邊界的距離

y_r ： 車輛重心至右邊車道邊界的距離

l_f ： 車輛重心至前軸距離

a ： 車輛輪距

φ ： 車輛相對車道中心線之偏航角 (CCW)

(一) TLC 演算法

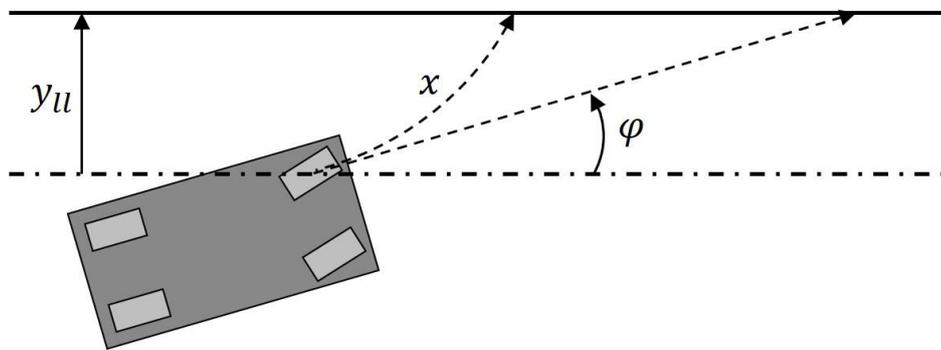


圖 8: 直線道路之 DLC

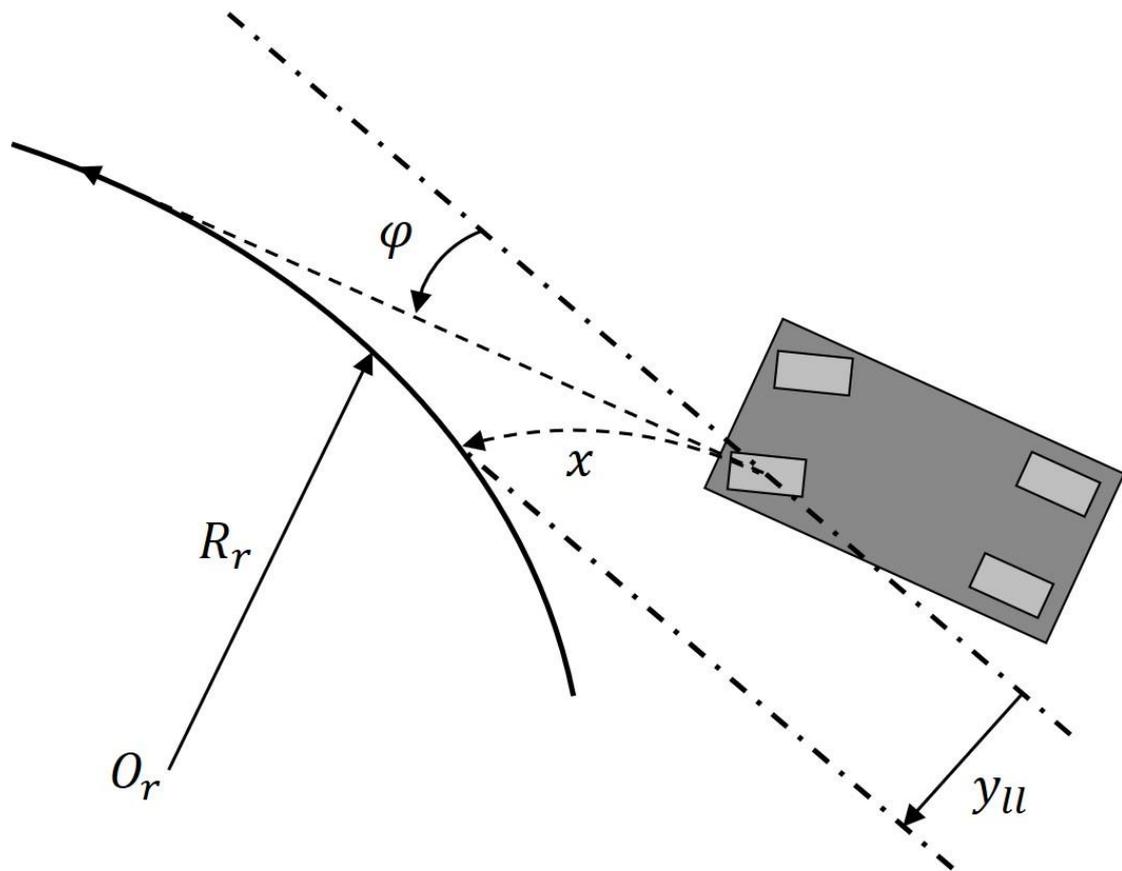


圖 9: 彎曲道路之 DLC

總結常見 TLC 演算法如表 1 所示，直線與彎曲道路之 DLC 如圖 8、圖 9 所示。TLC 演算法 (1) 與 (2) 為 DLC 除以速度之一階計算，差別在於 (1) 之 DLC 為側向距離 y_u ，(2) 之 DLC 為車輛之圓弧路徑長 x ，因此分母的變數不同。演算法 (3) 為考慮側向位移受到側向加速度的影響之二階計算，演算法 (4) 為 (2) 加入車輛動力學之 TLC 計算；直線與彎曲道路之 TLC 演算法 (1)、(3) 計算方式皆相同，而彎曲道路之 TLC 演算法 (2)、(4) 則多考慮了道路曲率半徑 R_r 與車輛行駛之曲率半徑 R_{vl} 。

表 1: TLC 演算法

演算法		參數
(1)	一階	$\frac{y_{ll}}{v_x \sin \varphi}$
(2)		$\frac{x}{v_x}$
(3)	二階	$\frac{-v_x \sin \varphi + \sqrt{v_x^2 \sin^2 \varphi + 2\gamma_l y_{ll}}}{\gamma_l}$
(4) 直線		$\frac{l_v (k v_x^2 + 1) (\cos^{-1} (\cos \varphi - \frac{y_{ll}}{l_v (k v_x^2 + 1)} \delta_f) - \varphi)}{\delta_f v_x}$
(4) 彎道		$\frac{-v_x \sin(\varphi + \delta_f) + \sqrt{v_x^2 \sin^2(\varphi + \delta_f) + 2v_x^2 \left(\frac{1}{R_{vl} - \frac{a}{2}} - \frac{1}{R_r}\right) y_{ll}}}{v_x^2 \left(\frac{1}{R_{vl} - \frac{a}{2}} - \frac{1}{R_r}\right)}$

(二) LKA 系統介入策略流程

實務上 LKA 系統介入策略常以 ISO 11270 定義之系統邏輯為設計基礎，如圖 10，LKA 系統開啟時，系統進入預備模式，於預備模式時，系統應自行運算介入標準，當標準符合介入條件時，系統將執行車道維持功能，即進入介入模式，於介入模式時，系統同樣持續運算，並於安全條件符合時退出介入模式，返回預備模式。

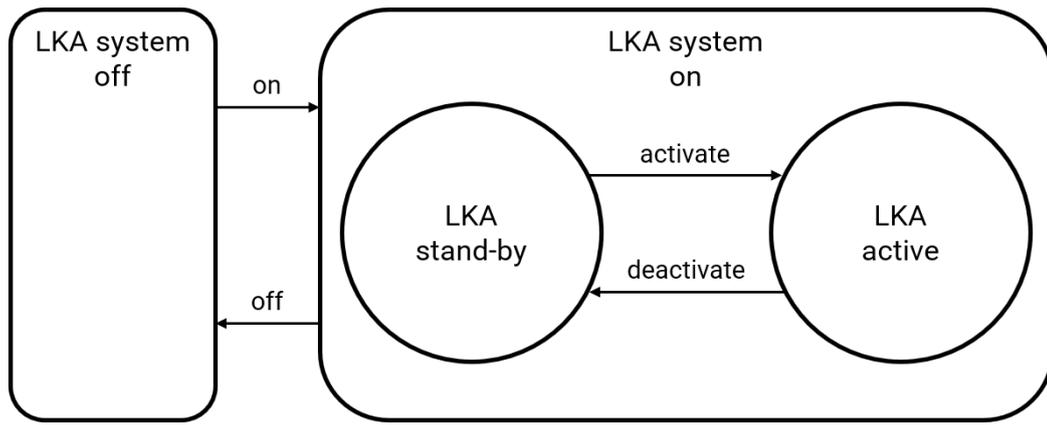


圖 10: ISO 定義 LKA 系統邏輯說明

LKA 預備模式之流程圖如圖 11， α 為系統介入之狀態， $\alpha = 0$ 為系統不介入， $\alpha = 1$ 為系統介入，進行轉向輔助，初始值為 0，TLC 門檻值為 2；當系統啟動進入預備模式並初始化後，進入圖 11 中第一個菱形方塊，判斷 TLC 值是否有低於門檻值，不成立則進入迴圈循環此階段，若成立則系統進行介入；進入第二個菱形方塊，判斷 TLC 值是否有大於門檻值，若不成立則繼續介入並進入迴圈，若成立則退出介入轉向輔助，成立即代表未來 2 秒內沒有車道跨越事件的狀況發生。

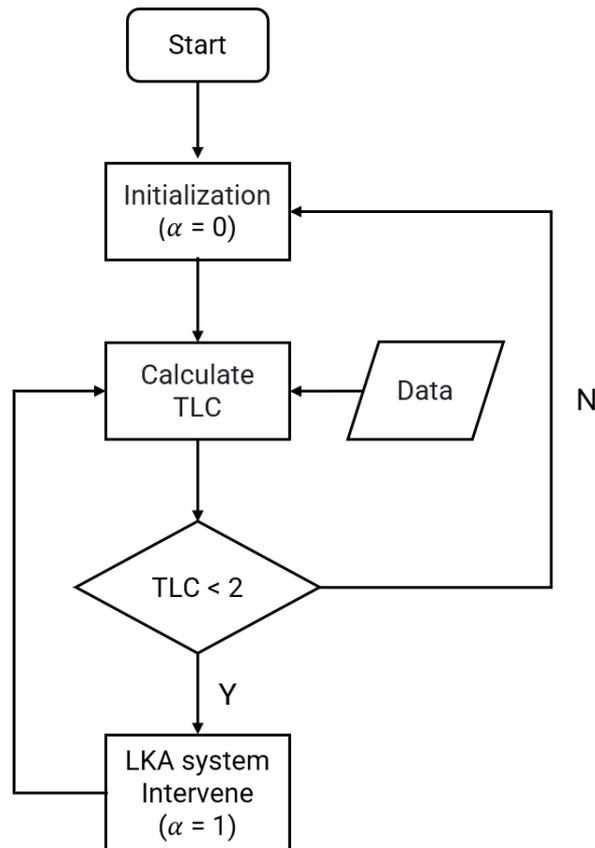


圖 11: LKA 系統介入策略流程圖

LKA 系統之介入策略除了介入時間與流程外，尚需考慮系統介入之強度，因介入轉向之強度應視情況不同而有所變化，故在此導入比例因子 σ ，如式 20 所示， TLC_{min} 作為 LD 風險評估的門檻值，大於 TLC_{min} 為低風險，小於為高風險，在此先將 TLC_{min} 設定為 1，而 TLC_{max} 即為系統介入之門檻值 2； σ 作為比例因子可使系統介入之強度隨 TLC 值的下降而增加，依照車輛當前狀態來調配介入的轉向輔助之強度。

$$\sigma = \begin{cases} \frac{1}{TLC} & , 1 < TLC < 2 \\ 1 & , TLC < 1 \end{cases} \quad \text{式 20}$$

欲確保 LKA 系統在正確的時間啟動，同時減少錯誤發生率，TLC 值作為啟動門檻，其準確性是非常重要的，當車輛發生車道跨越事件之前 2 秒的 TLC 響應(太久之前估算無意義)，在 X 軸交越點斜率愈接近-1 之直線，代表其準確性愈高。本小節針對之前所介紹的直線與彎曲道路各 4 種 TLC 演算法進行驗證與比較。

驗證實驗分為直線道路與彎曲道路，由真人操作駕駛模擬器(之後介紹)所得之資料進行驗算，以貼近真實情況，實驗情境為駕駛操作車輛時，故意跨越車道左右標線各兩次，實現車道偏離事件 (LD, Lane departure)，過程中車速維持於 60 至 80 公里/小時，配合實驗所設定之車速，轉向則不受限制。

(一) 直線道路之 TLC 演算法驗證實驗

圖 12 之 (a) 圖為車輛於直線車道側向偏移位置圖，其中包含 4 次之 LD 事件 (A, B, C, D)，(b) 圖為方向盤轉向角，圖 13 為 4 次車道偏離事件之 TLC 響應圖，其演算法順序對應於表 1 之演算法編號。

在 4 次的 LD 事件中，演算法 (1) 之計算為直接將車輛與車道邊界的側向距離除以側向速度，而演算法 (3) 為二階型式，故兩者響應是接近一致的，但準確性欠佳；而演算法 (2) 與 (4) 之響應始終保持接近於斜率-1 的狀態下降。故此驗證可以得出演算法 (2) 與 (4) 在直線道路之響應優於其他 2 種之結論。

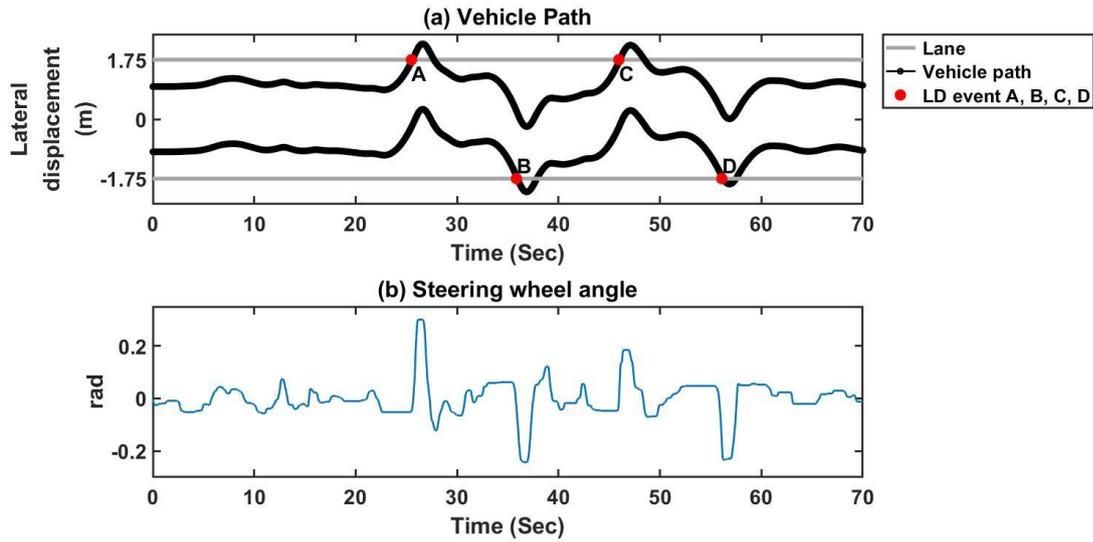


圖 12: 直線道路偏離路徑與方向盤轉向角

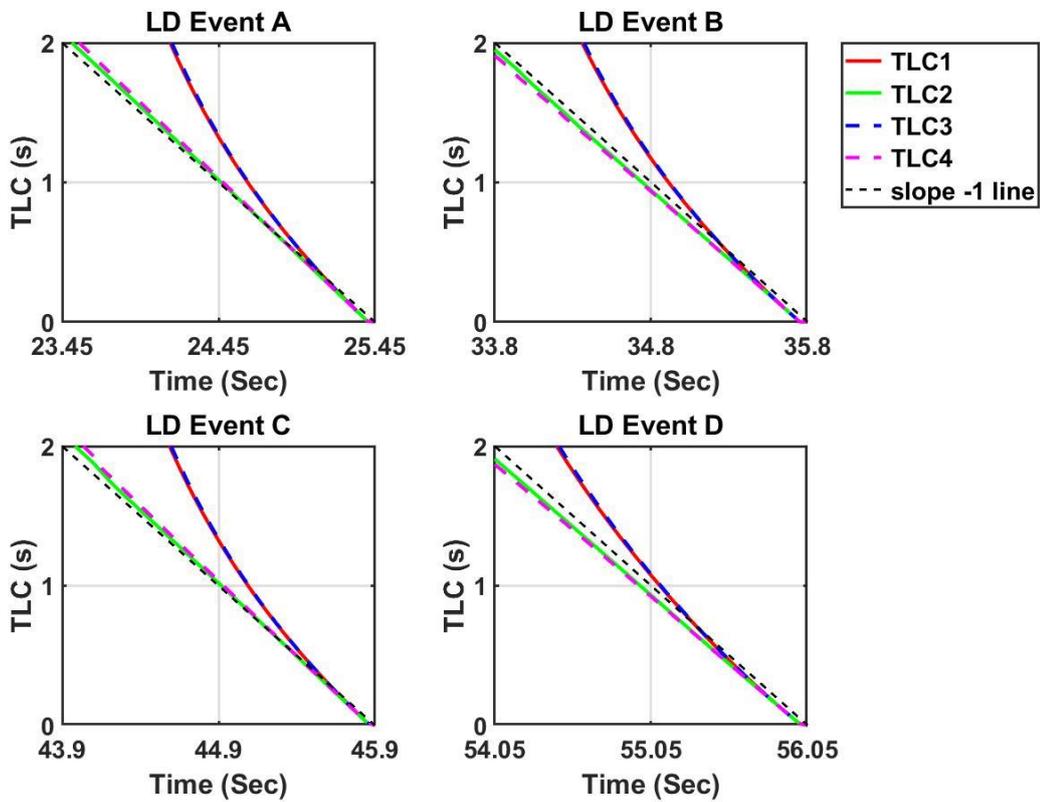


圖 13: 直線道路偏離之TLC響應

(二) 彎曲道路之 TLC 演算法驗證實驗

驗證 TLC 響應之彎曲道路，為轉彎半徑 500 公尺之右彎，圖 14 之 (a) 圖為車輛於彎曲道路之側向偏移位置圖，其中包含 4 次之 LD 事件 (A, B, C, D)，(b) 圖為方向盤轉向角，圖 15 為 4 次車道偏離事件之 TLC 響應圖，演算法順序對應於表 1 之編號；可以觀

察在 4 次的 LD 事件中，演算法 (4) 響應之誤差皆較大，而於右彎之車道右側 LD 事件 B、D，其演算法 (1)、(2)、(3) 之響應與直線路段之結果類似，(2) 仍保持較良好之響應結果；而針對右彎道路左側的 LD 事件之 TLC 響應則較難評估，考慮到車輛駛出道路左側較右側有更多種可能的狀況，故綜合評估下，最終選擇演算法 (2) 作為 LKA 系統介入策略中的 TLC 演算依據。

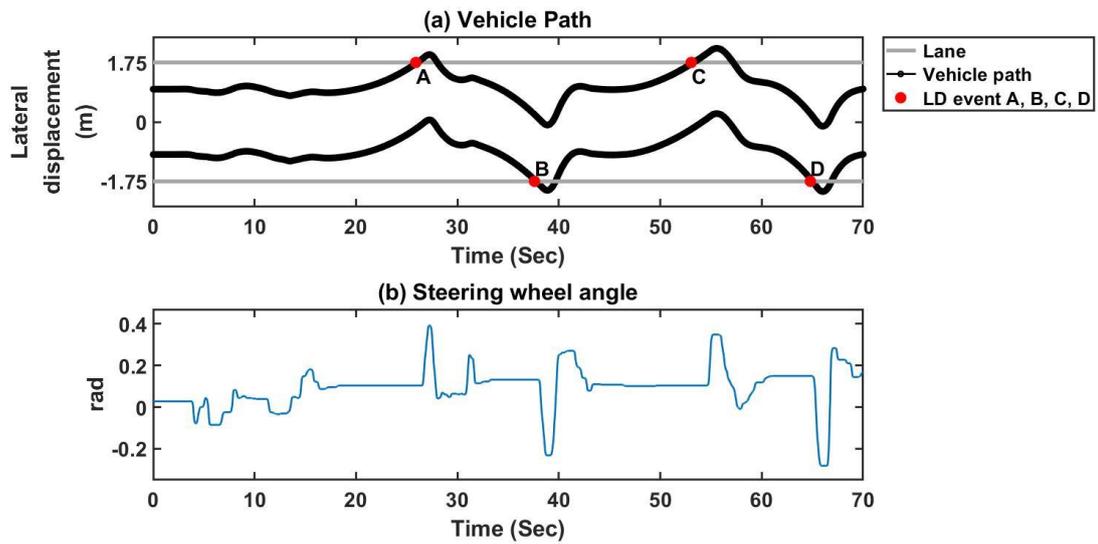


圖 14: 彎曲道路偏離路徑與方向盤轉向角

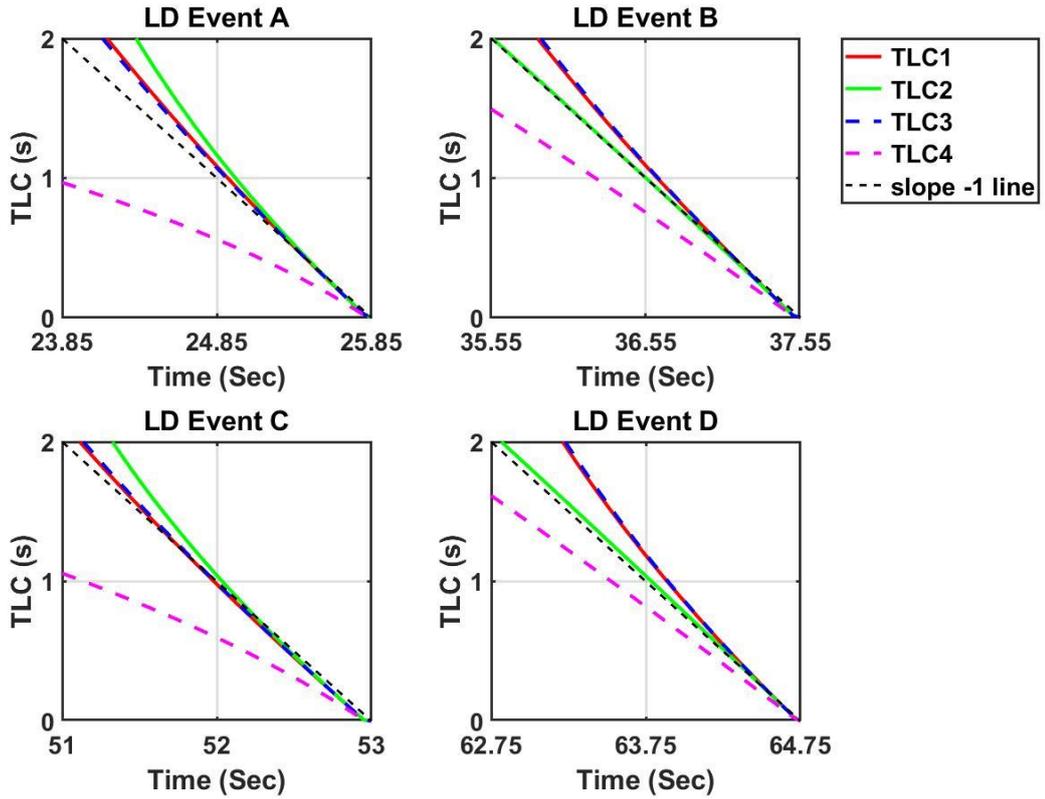


圖 15: 彎曲道路偏離之TLC響應

4.3.2. 車道維持系統之控制策略

LKA 系統之控制方塊圖如圖 16。LKA 控制器接收由車道偵測模組所提供之道路訊息，經由演算法所得最佳轉向控制命令，並由介入策略判斷是否要進入介入模式，進而完成轉向輔助之過程。

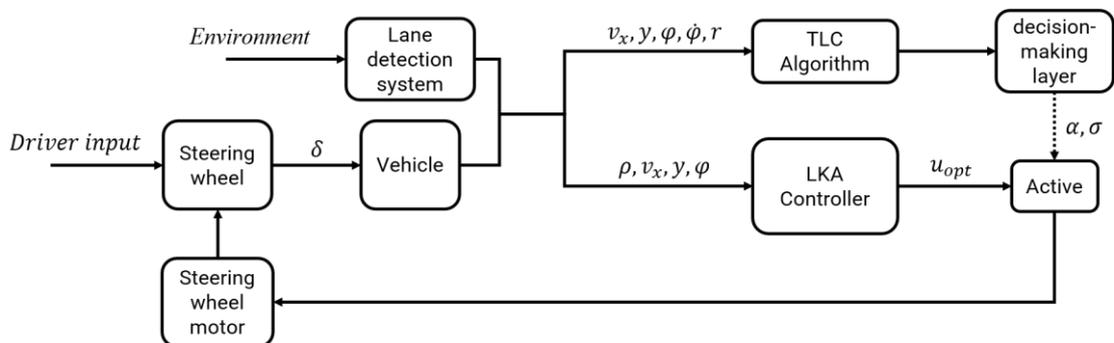


圖 16: 車道維持系統之控制圖

控制方法

LKA 系統控制器使用自 MATLAB 中 Model Predictive Control Toolbox 所提供於 Simulink 中的 Lane Keeping Assist System 模塊，如圖 17 [MathWorks. *Lane Keeping Assist System*. Available: <https://ww2.mathworks.cn/help/mpc/ref/lanekeepingassistssystem.html>]，該模塊基於模型預測控制法(MPC, Model Predictive Control) 進行設計，求解最佳的轉向控制命令，高度符合實際駕駛人的操控策略。對應設計使用者的需求，可直接對預測區間、輸入與輸出狀態之權重、預測模型之參數以及約束條件進行設定。此模塊之輸入端口分別為：道路曲率(Curvature)、車輛速度(Longitudinal velocity)、橫向偏移(Lateral deviation)、相對偏航角(Relative yaw angle)，其中橫向偏移為車輛重心相對於道路中心線之偏移量，相對偏航角為車輛縱向與車道中心線之夾角；輸出端口為前輪轉向角，該系統通過調整前輪轉向角使受控車輛沿直線或彎道道路的中心行駛，如圖 18。

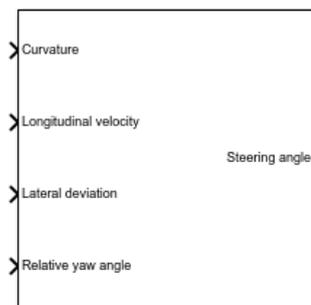


圖 17: Lane Keeping Assist System Block

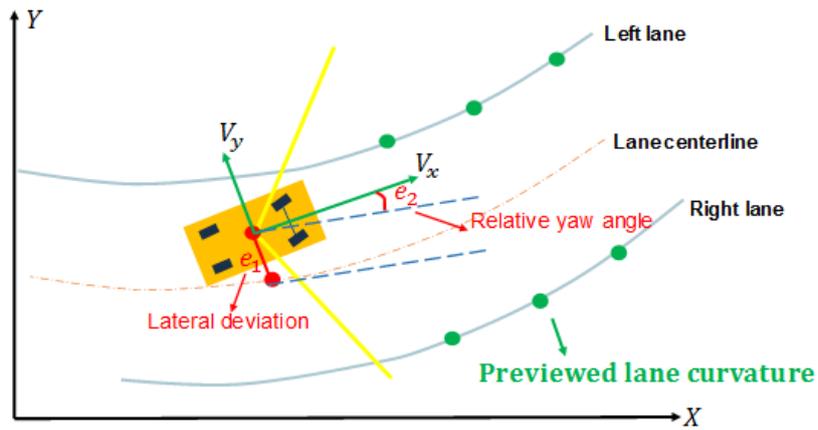


圖 18: 車輛與車道中心之誤差

參考狀態的決定是使用 MPC 控制的一項重要資訊，依據 LKA 系統的控制目的，為減少車輛相對於車道中心線的橫向偏差和相對偏航角，防止車輛偏離車道，故控制器之參考狀態為橫向偏差與相對偏航角，由車道偵測系統獲得該數據，預測模型使用自行車車輛模型(Bicycle Model)預測未來行駛狀態，結合成本函數在預測區間內進行最佳化，求解未來的最佳轉向角命令。MPC 之理論超過本課程範疇，以上僅做為示範使用，無須深究其演算原理。

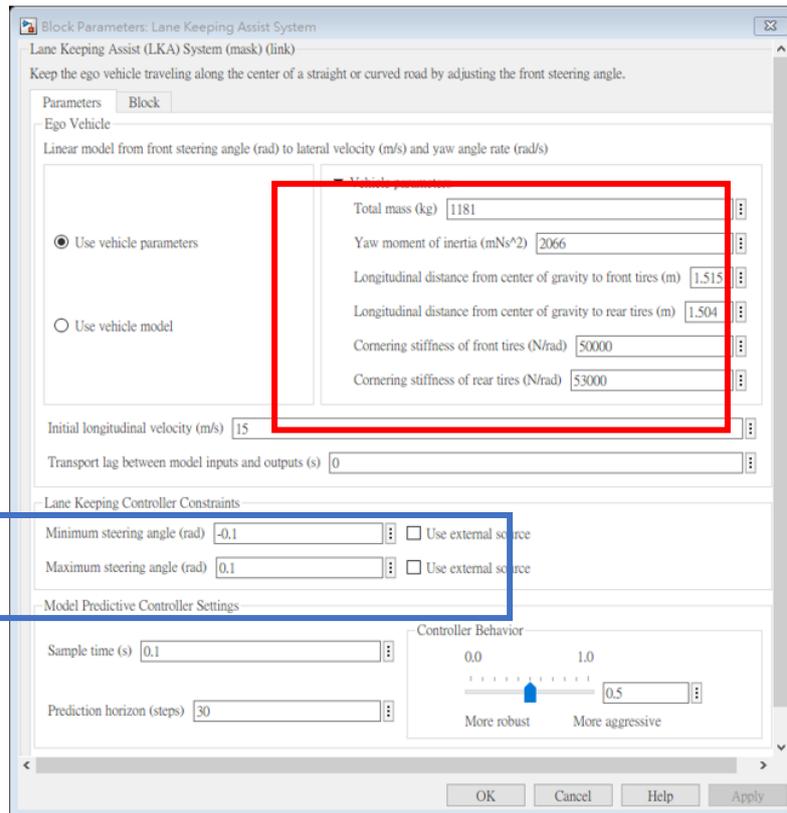


圖 19: LKA 系統控制器參數介面

圖 19 為 LKA 控制模塊的參數介面，紅色框線中為系統進行預測的車輛模型參數，藍色框線內容為系統控制命令的上下限約束，為避免轉向輔助與駕駛人發生衝突甚至是扭傷駕駛人的手，初步將控制命令的上下限設定為 $\pm 0.1 \text{ rad}$ (輪胎上)，即最大轉向輔助於方向盤之角度值為 $\pm 1.8 \text{ rad}$ (steering ratio=18, 偏高，常見為 10-15)。

4.3.3. 車道維持系統之功能驗證

車道維持系統只在車輛即將偏離車道時，才會介入轉向輔助控制使車輛維持於車道中，此節針對 LKA 系統之功能進行驗證，並呈現介入轉向控制的車輛動態響應，其中依據 ISO 11270 LKA 系統測試規範進行功能性驗證，測試分為直線與彎曲路線測試。以下為測試程序之內容與限制：

(1) 直線測試程序：

測試車以時速 72 ~ 79.2 (km/h) 行駛於一直線道路，並且轉動方向盤，使測試車輛產生 0.2 ~ 0.6 m/s 車道偏移率，系統若能控制測試車保持在車道寬加上允許偏移內，代表測試成功，此程序向左與向右分別各偏移 4 次，共須執行 8 次。

(2) 彎道測試程序：

測試車輛以時速 72 ~ 79.2 (km/h) 直行於車道中心線上，駛進一彎曲道路，進入彎道持續時間至少 5 秒，系統控制車輛使輪胎不超過車道寬加上允許偏差，即測試成功，此程序以左彎道與右彎道各執行 1 次。其中彎道曲率半徑依公式 $R = v_x^2 / a_y$ (v_x ：車速， a_y ：側向加速度) 計算， a_y 範圍 0.5 m/s² ~ 1.0 m/s²。

直線道路驗證

直線道路由 RoadRunner 軟體編輯測試環境，設定車道寬為 3.5 公尺，過程中車輛將以 20 m/s 的速度定速行駛，驗證結果如圖 20 所示。由上而下分別為，(a) 實驗車於車道之側向位移變化，(b) 車道偏移率，(c) 測試車方向盤轉角，(d) TLC 值，(e) LKA 介入狀態 α ，(f) 測試車橫向加速度與 (g) 橫向急跳度。

(a) 中車道左側為正，反之為車道右側為負，藍色實線 Lane 為兩側車道線所在位置，紅色虛線 Limit 代表 ISO 11270 規範中所允許的最大偏移量位置 0.4 公尺，測試中車輛邊緣不得超過此線，黑色點線 Edge 為車輛邊緣在車道中的位置，而當 TLC 小於門檻值 2 秒時，如 (d) 圖中 15.5 秒，(e) 圖的 α 值將上升至 1，代表系統進入介入模式，進行轉

向輔助。由 (b) 可知，8 次觸發 LKA 之車道偏移事件中，車道偏移率均達到規範中的 0.2 ~ 0.6 m/s。

由驗證結果可知，所設計之 LKA 系統在測試過程中都能符合 ISO 11270 規範範圍內，除了車輛無超越限制範圍，(f) 側向加速度與 (g) 急跳度皆小於規範要求的 3 m/s^2 與 5 m/s^3 。

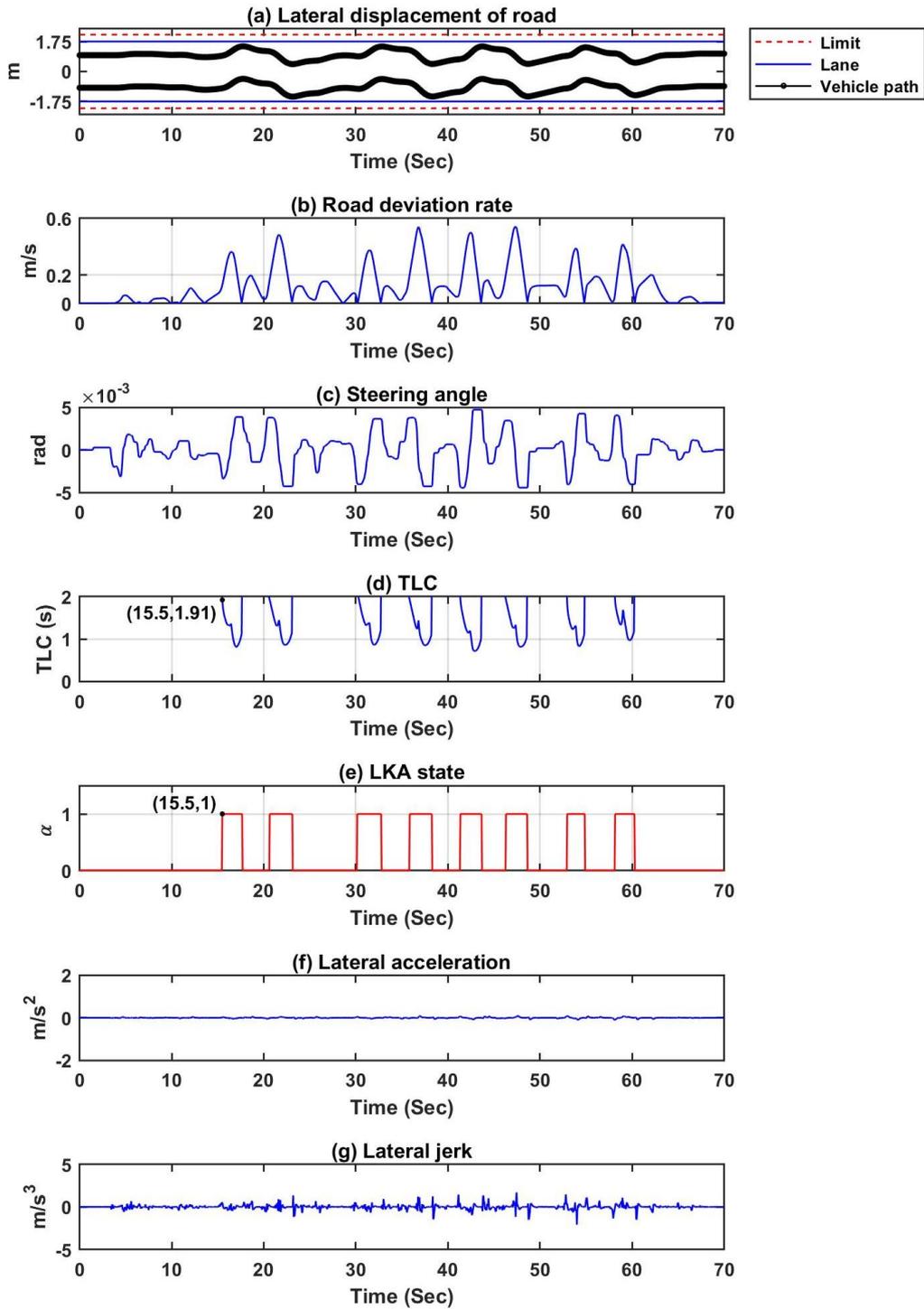


圖 20: 直線道路驗證結果

彎曲道路驗證

本小節接續採用彎道測試規範進行驗證，由 RoadRunner 軟體建構一個右彎的測試環境，車道寬度為 3.5 m，而測試彎道的最大側向加速度不得超過 $1 m/s^2$ ，故彎道之曲率

半徑設定為 500 m，測試車速為 20 m/s，而實驗結果如圖 21 所示。表示型式如直線驗證圖 20；彎道測試實驗過程中，測試車約從第 10 秒由直線道路駛入彎曲道路，從第 10.1 秒開始，TLC 值低於啟動門檻值 2，並且以接近斜率 -1 的速率下降，此時系統進入介入模式，轉向輔助控制車輛遠離左側車道並修正的同時，TLC 值開始增加，並退出轉向介入，直到下次又計算出 TLC 值低於門檻值時，再次觸發 LKA 系統介入進行轉向輔助。

驗證結果在彎道路段的測試全程中都符合在 ISO 11270 規範要求，駛入彎曲道路時間持續超過 5 秒，車輛不超過規範中設定的最大偏移量，且側向加速度與急跳度皆小於 ISO 規範要求的 3 m/s^2 與 5 m/s^3 。

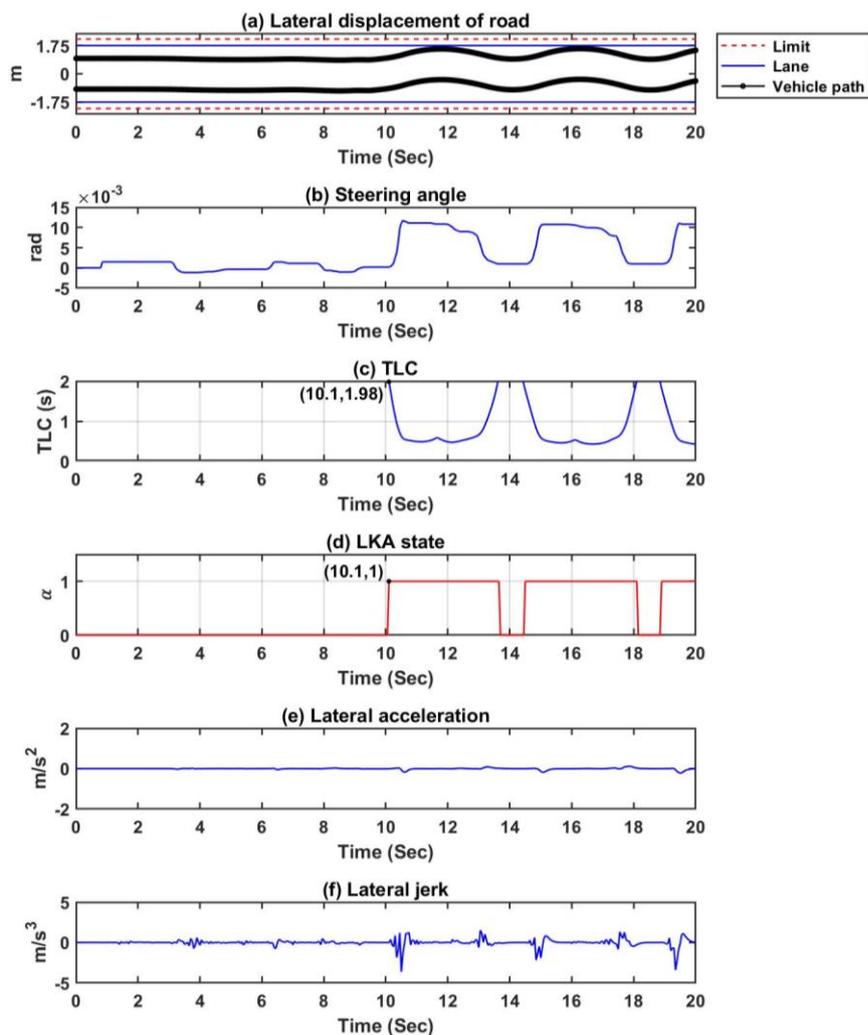


圖 21: 彎曲道路驗證結果

5 駕駛人行為分析與建模

5.1 依據控制理論建立駕駛人控制模型

[以下內容彙整多份之前研究報告與已畢業之碩士生之論文，詳細清單容後補齊]

Human Operator 的控制模型相關研究上，先驅者如 McRuer 等人首先在 1957 年從實驗數據中證明可以用轉移函數來描述人控系統(manual control)中人的補償追蹤行為。後來又考慮到人類適應不同工作之能力，因此 McRuer 在 1965 年指出人類具有修正調整能力，並可用交越模型(Crossover model)來描述，其主張在人控制系統之開路增益於交越頻率(Crossover Frequency, ω_c)附近的頻率響應可近似為 $Y_p Y_c = \frac{\omega_c e^{-\tau_c s}}{s}$ 。意指人類在操作不同的系統時，會根據狀況自動調整自己的動態反應，而調整後的系統與操作者的整體轉移函數將會符合交越模型的特性。駕駛人的神經肌肉效應也可透過一階系統搭配延遲來進行細部建模。

以功能上來說，Johannsen 認為人類完整的駕駛行為大致可分為三個層級，由上而下依次為 Navigation、Guidance, and Control。Navigation 為最高層級，包括旅程規劃預備以及方向判斷兩部份(路況導航)，旅程規劃及預備通常在駕駛之前進行，而方向判斷則是在駕駛中進行。Guidance 層級是在駕駛行進過程中對於交通路況的反應，包括路況、天氣、交通規則與車輛間互動關係...等。Control 層級為最低，主要描述駕駛者與所駕駛車輛間的相互關係，是駕駛與車輛間互動最頻繁的層級，主要工作包括縱向控制和橫向控制兩部份。Weir and McRuer 提出 Human Driver 在駕駛即時的控制模型架構(圖 1-1)，在 Guidance and Control 層級(這兩層經常綁在一起)上駕駛行為可再細分為三層：由上而下分別是 Precognitive Behavior, Pursuit Behavior 和 Compensatory Behavior。在 Precognitive Behavior 層級考慮的是駕駛預防未知的狀況所採取的一些動作的修正；而

Pursuit Behavior 層級的所要發揮的功能則是針對即將來臨的路徑所作的預測與規劃的動作；而 Compensatory Behavior 層級則是針對所規劃的路徑作回授補償 Tracking 動作。儘管 ACC 之功能涵蓋了 Guidance and Control 層級，但 ACC 系統主要功能，在於當前方車輛發生無法預期的動作與行為，藉由 ACC 系統的邏輯判斷與車輛控制修正，達到輔助駕駛之功效。故本研究使用之駕駛控制模型由於即時性之需求主要針對 Precognitive Behavior 與 Compensatory Behavior 這兩層探討。

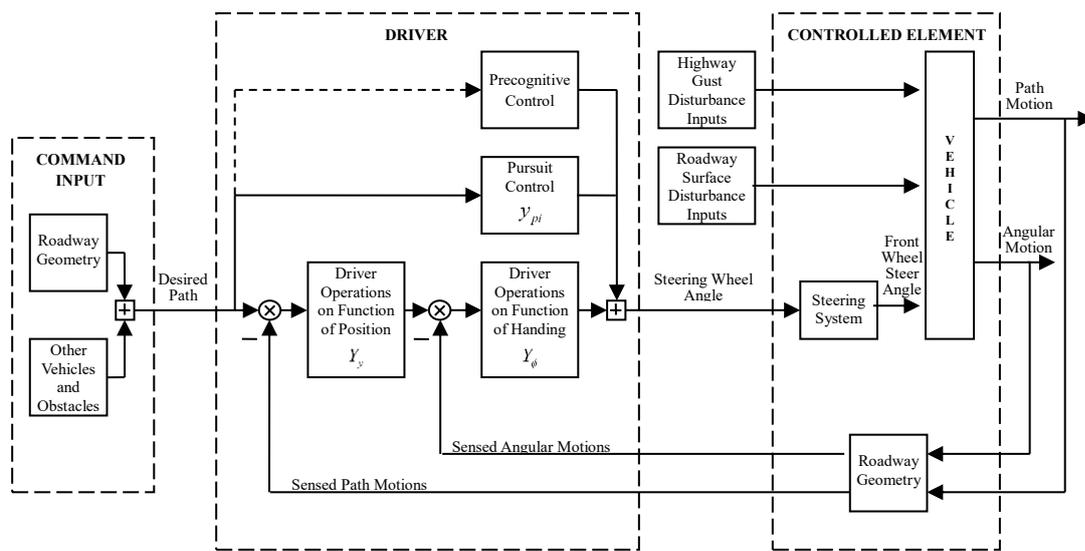


圖 1-22 駕駛行為結構圖[10]

駕駛人轉向模型可以分為無預測以及有預測兩種類型，前者不考慮前方道路的情形針對當下進行修正，後者則將未來的路徑納入考慮。早期之路徑追蹤模型多為無預測類模型，給定路徑後以調節器(Regulator)的方式追蹤路徑，如 Iguchi (1959) 錯誤! 找不到參照來源。使用 PID 控制器追蹤路徑，但此 PID 控制之參數調整較為困難，並沒有受到廣泛應用，Ashkena and McRuer (1962) 錯誤! 找不到參照來源。、McRuer (1967) 錯誤! 找不到參照來源。提出之模型則為最早被廣泛使用的 Crossover 模型，將人類之反應時間等行為因素納入模型，並提供了調整模型參數之依據，此外 Snider (2009) 錯

誤! 找不到參照來源。將現代控制中線性二次調節器(LQR, Linear Quadratic Regulator)應用至路徑追蹤，LQR 透過最佳化線性二次矩型式的成本函數得到一組狀態回授增益，其結果指出沒有考慮預測的 LQR 在高速情況下效果不好甚至失控，因此預測類型的控制器似乎可以擁有更好地表現，以下探討其相關文獻。預測類型的控制器中有較簡易的幾何運動學控制器(Geometric and Kinematic Controller)，這類型控制器考慮幾何關係以及運動學來控制，雖然較簡易卻也穩定。其中最簡易的模型為 Rankin et al. (1996) **錯誤! 找不到參照來源。**蘿蔔點(carrot point)追蹤，以前方路徑上一點作為蘿蔔點計算偏航角誤差並調整方向盤來追蹤路徑(圖 23)。Amidi and Thorpe (1991) **錯誤! 找不到參照來源。**純追蹤法(pure pursuit)為蘿蔔點追蹤的變形版本如圖 24 所示， (g_x, g_y) 即為圖 23 中蘿蔔點的角色，透過計算車輛後軸到蘿蔔點的圓弧半徑後再以幾何關係來決定方向盤轉角。以上介紹了兩種常見的幾何運動學控制器，幾何運動學控制器簡易且穩定的特性使其經常被拿來做為駕駛人模型，同類型仍有其他控制器如 Abe (2015) **錯誤! 找不到參照來源。**所整理之類似模型如表 2 所示，表中模型皆為考慮未來路徑上某一點並計算未來誤差計算相對應之方向盤操作，模型皆考慮了人的反應因素等。

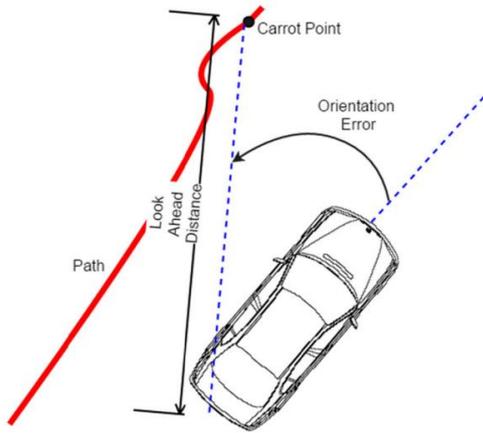


圖 23: 蘿蔔點示意圖

(Amer et al. (2017) 錯誤! 找不到參照來源。)

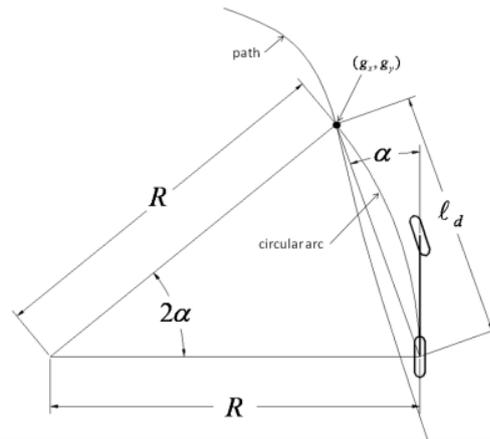


圖 24: 純追蹤法

(Snider and Jarrod (2009) 錯誤! 找不到參照來源。)

表 2: 人類駕駛人模型 Abe (2015) 錯誤! 找不到參照來源。

1	$K \frac{(1+T_s)}{s} e^{-\tau s}$	by Tustin
2	$K \frac{(T_1 s + 1) e^{-\tau s}}{(T_2 s + 1)(T_3 s + 1)}$	by McRuer & Krendel
3	$K(T_1 s + 1 + \frac{1}{T_2 s}) e^{-\tau s}$	by Ragazzini
4	$K \frac{(A_n s^n + \dots + A_0)}{s^m (B_m s^m + \dots + B_0)} e^{-\tau s}$	by Jackson

預測類型的控制器亦有另一種考慮未來特定時間內路徑點之模型，最著名的莫過於

MacAdam (1981) 錯誤! 找不到參照來源。提出之模型，該模型透過線性車輛動態模型

針對成本函數最佳化，其成本函數定義如下：

$$J = \frac{1}{T} \int_0^T \{y_{target}(t) - y(t)\}^2 W(t) dt$$

其中 T 為預測時間，成本函數由當下往前看 T 秒計算成本， y_{target} 為給定的路徑函數，

$y(t)$ 為車輛本身質心的位置， $W(t)$ 為權重函數。由該成本函數可知此駕駛人模型將考慮未

來 T 秒路徑誤差並盡可能得沿著路徑行駛。相比於蘿蔔點追蹤考慮未來單一點，該模型

考慮了未來一段路徑且在模型中納入動態因素。 Snider (2009) 錯誤! 找不到參照來

源。中亦提及預測型控制器，以離散狀態空間設計，對未來路徑取樣並將取樣點視為狀

態在使用最佳化方法計算回授增益(包含路徑取樣點)·此方法將路徑的動態納入考慮。

除了上述駕駛人外·某些情況下車輛模型的參數會有所變動·因此亦有部分研究將適應性控制應用到駕駛人模型上·如 Martins et al. (2008) **錯誤! 找不到參照來源**。將控制分為運動學和動力學兩個層面·以車輛縱向速度和偏航率作為參考訊號·搭配適應性法則調整動力學控制器的內部參數·最後經模擬與實驗證實配有該控制器的車輛在某些參數(重量)有不同的情況下可以達到更好的追蹤效果。Ping et al. (2010) **錯誤! 找不到參照來源**。使用兩個控制迴圈分別控制車輛與路徑間的位置與偏航角·其中偏航角的控制迴圈使用類神經網路中的倒傳遞法調整控制器中的增益等參數以達到適應性的效果。

5.2 駕駛人橫向控制模型個案比較

橫向操控中的路徑追蹤功能·可視為涵蓋 pursuit 與 compensation 兩層級的控制。[以下內容主要摘錄並改寫自實驗室畢業之碩士生陳輝正之論文]

本節提出模型 A、B、C 三種駕駛人模型·其中模型 A 和模型 B 參考過去研究提出之方法做設計模型 C 則為結合一種深度學習演算法(DDPG)訓練之駕駛人模型。

5.2.1. 駕駛人模型 A (aka 蘿蔔點追蹤法)

本模型採用 Pauwelussen (2012) **錯誤! 找不到參照來源**。提供的模型·該模型效仿人類駕駛人行為·與 Amer et al. (2017) **錯誤! 找不到參照來源**。中的追蹤胡蘿蔔點方法相似如圖 25·觀看車輛前方路徑上一點計算偏航角誤差修正方向盤並考慮反應時間等效應·方向盤操控公式如式 1·其中 τ_d 為反應時間·G 為誤差修正之增益·L 則為駕駛向前方看之距離。其中 Pauwelussen (2012) **錯誤! 找不到參照來源**。提供了以車輛穩態轉向條件所計算 G 與 L 的關係式·此處將 L 設定為前方 0.7 秒處的距離·透過 Pauwelussen (2012) **錯誤! 找不到參照來源**。中的關係式得到 G 作為初始值再以試誤法調整出適當的 G 值。以上為調整 G、L 的方法·最後欲決定參數 τ_d · τ_d 涵蓋了駕駛人反應等因素·由式

1 可知其為一階系統中的時間常數，該時間常數影響系統的截止頻率(cutoff frequency)，系統會過濾掉頻率大於截止頻率的訊號成分，其中 τ_d 與截止頻率的關係如下：

$$\tau_d \cdot \dot{\delta}_{fd} + \delta_{fd} = G \cdot (L \cdot \Psi_{predE} + E_y) \dots \dots \dots \text{式 1}$$

其中：

$$\Psi_{predE} = \Psi_p(t, L) - \Psi_t(t) = \tan^{-1} \left(\frac{y(X_t + L \cdot \cos \Psi_t) - y(X_t)}{L \cdot \cos \Psi_t} \right) - \Psi_t(t)$$

$$E_y = Y_{td} - Y_t$$

$$f_{cutoff} = \frac{1}{2\pi\tau_d} \dots \dots \dots \text{式 2}$$

此性質與駕駛人的動作頻率相關，Delice and Ertugrul (2007) 錯誤! 找不到參照來源。根據以往的研究以及統計資料說明人類在轉動方向盤、踩油門、煞車等動作頻率皆低於 2 Hz，故此處設定 $\tau_d = 0.1$ ，截止頻率約為 1.6Hz。綜合以上，最終所使用之參數如表 3。

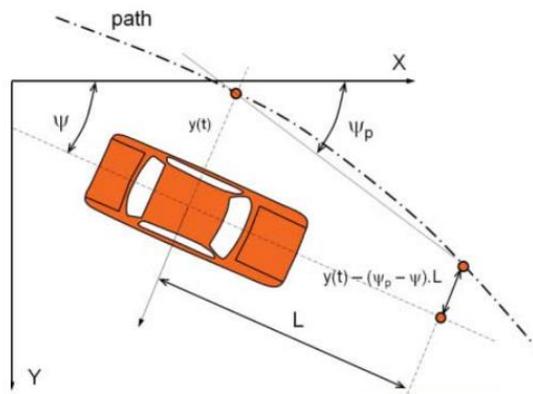


圖 25: 駕駛人模型 A 示意圖(Pauwelussen (2012) 錯誤! 找不到參照來源。)

表 3: 駕駛人模型 A 參數設定

參數	數值
τ_d	0.1
L	0.7*27.78 (m)
G	0.045

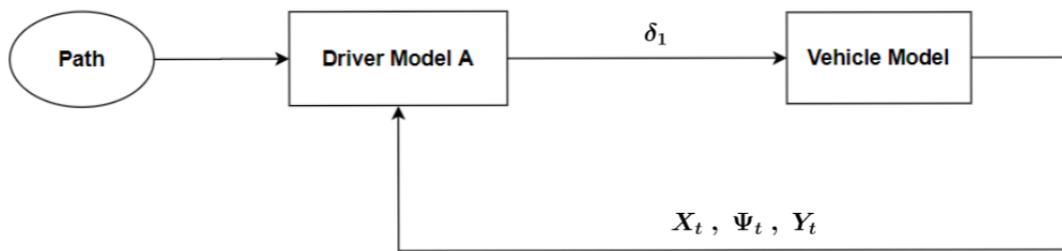


圖 26: 駕駛人模型 A 控制架構

套用以上駕駛人 A 至圖 26 之架構中，並分別在 Linear Model (LM)和 TruckSim (TS) 中模擬不同急迫度的兩種車道變換(lane change, LC)路徑，首先觀察平緩路徑之結果如圖 27、圖 28，模型 A 在 LM 與 TS 中呈現些微差異，但仍然可以良好地追蹤在目標路徑附近，然而急迫路徑之結果如下圖 29、圖 30，駕駛人 A 在急迫路徑下 LM 仍然維持好的響應，但 TS 之模擬結果與 LM 呈現明顯差異，在閃避過後無法維持在直道上而逐漸失控。

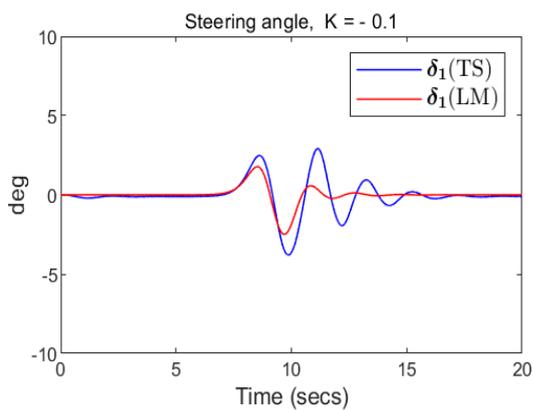


圖 27: 駕駛人 A 追蹤平緩路徑(δ_1)

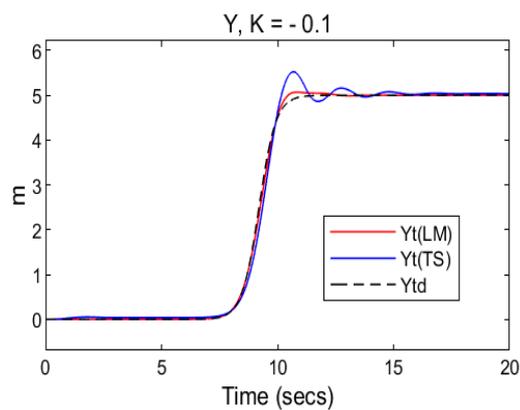


圖 28: 駕駛人 A 追蹤平緩路徑(Y_t)

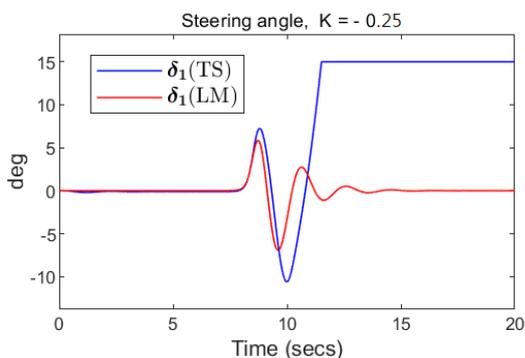


圖 29: 駕駛人 A 追蹤急迫路徑(δ_1)

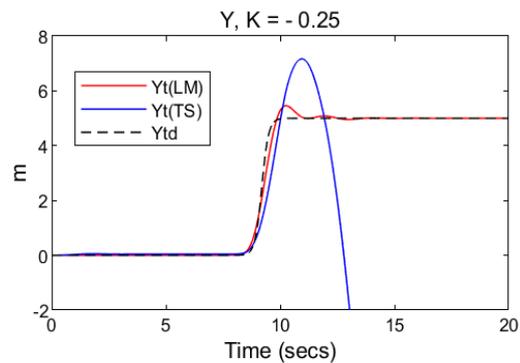


圖 30: 駕駛人 A 追蹤急迫路徑(Y_t)

上述可知駕駛人 A 在理想的 LM 環境中可以有良好的追蹤效果，然而在 TS 中追蹤效

果有變差的現象，推測有兩個因素造成此現象，第一為 **TS** 有較顯著的非線性特徵，車輛行為並非如 **LM** 般理想，造成兩者的差異，第二項原因為**模型 A** 專注於追蹤蘿蔔點上，並沒有考慮到其餘車輛狀態以至於**模型 A** 無法適時針對其他狀態做修正，因此以下駕駛人 **B** 將採用線性二次調節器 (Linear-Quadratic Regulator, LQR)設計狀態回授控制器以協助**模型 A** 追蹤路徑，期望可以改善追蹤效果。

5.2.2. 駕駛人模型 B (蘿蔔點追蹤法 + LQR 回授)

本模型使用 LQR 搭配前述駕駛人模型 A 做設計，LQR 考慮錯誤! 找不到參照來源。線性模型中的六個狀態，以下說明 LQR 控制器的設計並觀察其模擬結果。

LQR 控制器設計

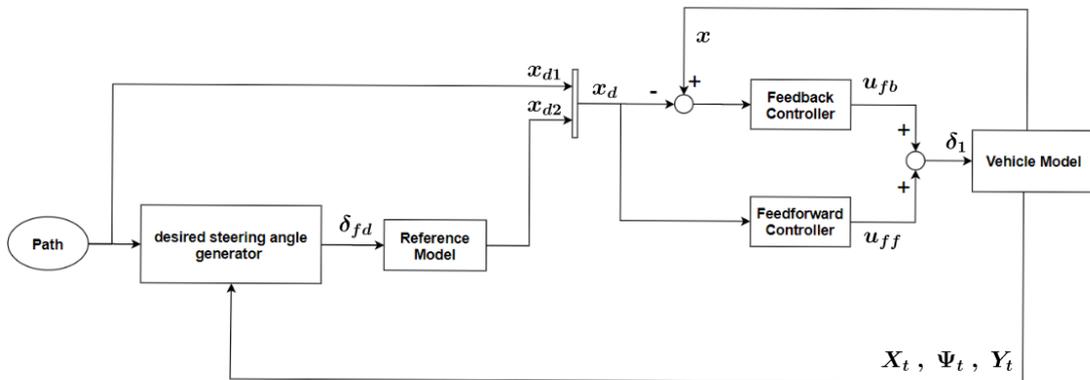


圖 31: 駕駛人模型 B 控制架構(修正前, 本研究未採用此架構)

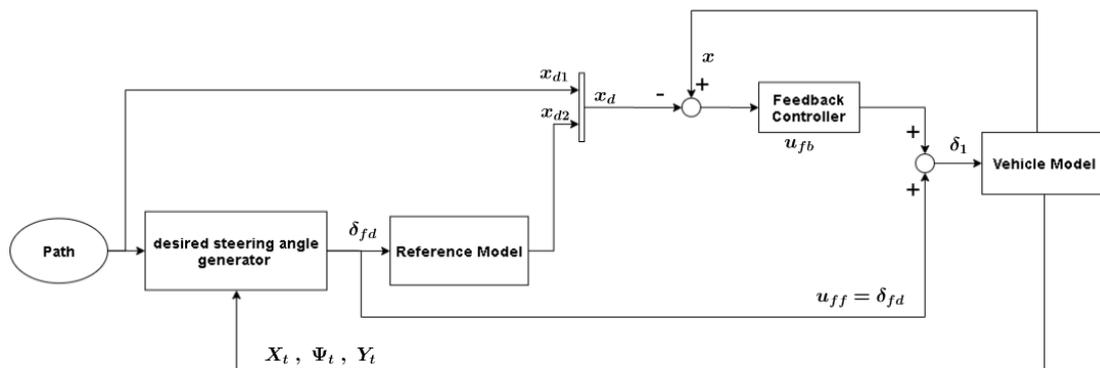


圖 32: 駕駛人模型 B 控制架構(修正後, 本研究採用此架構)

上圖 31、圖 32 為 LQR 設計的整體控制架構，兩者差異只在前饋項 u_{ff} ，此處先針對圖 31 之架構做說明，圖 31 最左側方塊目的為從路徑產生 δ_{fd} 和 x_d ， δ_{fd} 為透過式 1 和表 3 計算而得，而 x_d 則透過參考狀態 **A(Q?)**的方式計算。接下來說明右側控制器的部分。

控制器部分以 LQR 設計，使用 LQR 前必須先將系統轉為誤差動態系統 (Error Dynamic)，這裡我們參考 Tabatabaei et al. (2012) 錯誤! 找不到參照來源。的方法透過前饋項

轉換為誤差動態系統如下:

$$e = x - x_d \dots\dots\dots \text{式 3}$$

$$\dot{e} = \dot{x} - \dot{x}_d = Ae + Bu - \dot{x}_d + Ax_d \dots\dots\dots \text{式 4}$$

令 $u = u_{ff} + u_{fb}$ 且 $u_{ff} = B^{-1}(\dot{x}_d - Ax_d)$ 得:

$$\dot{e} = Ae + Bu_{fb} \dots\dots\dots \text{式 5}$$

以上為圖 31 控制架構之說明，然而前饋控制項的部分 u_{ff} 根據 x_d 運算而得到，此處的 x_d 又是根據參考轉向角 δ_{fd} 計算而得，故推測此處 u_{ff} 和 δ_{fd} 兩者應當相似，圖 33、圖 34 為圖 43 控制架構中 u_{ff} 和 δ_{fd} 的比較圖，兩者在平緩與急迫路徑下模擬的響應皆非常相似，若採用圖 32 之架構可以簡化模擬之計算並且得到類似之結果，故採用圖 32 中直接將 δ_{fd} 作為前饋控制項的控制架構。

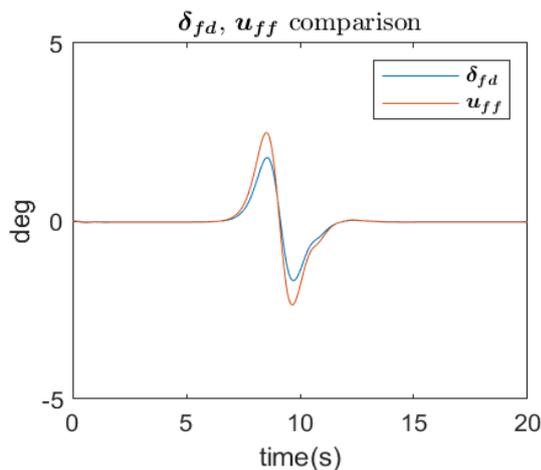


圖 33: δ_{fd} 和 u_{ff} 比較(平緩路徑)

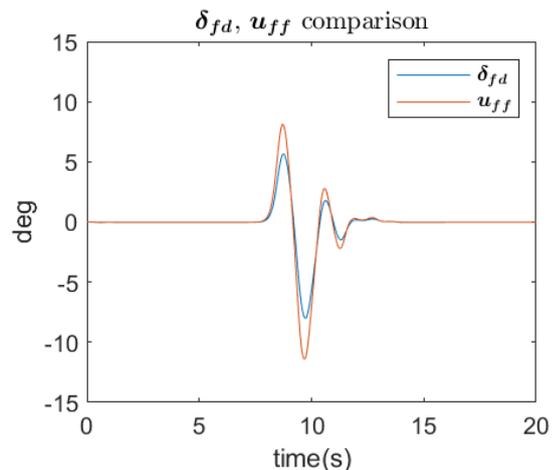


圖 34: δ_{fd} 和 u_{ff} 比較(急迫路徑)

在式 5 的型式下即可設計 LQR，其中成本函數的設計如下:

$$Q = \text{diag}([600, 500, 8000, 1200, 100, 300]) \dots\dots\dots \text{式 6}$$

$$R = 200000 \dots\dots\dots \text{式 7}$$

由於 LQR 為一項非常強力的控制器，Q、R 矩陣的調整會影響控制器的效果，然而 Q、R 是任由設計者自行決定的，有無限多種可能。

模擬結果

本節觀察上述設計之控制器以圖 32 之架構模擬追蹤錯誤! 找不到參照來源。兩個路

徑的結果，下圖 35~圖 41 為 $K = -0.1$ 之響應結果，圖 42~圖 48 為 $K = -0.25$ 之響應結果。

相較於駕駛人模型 A(圖 29、圖 30)，此模型改善了平緩路徑下的追蹤效果以及急迫路徑下的穩定度。為便於比較將線性模型的模擬響應放入響應圖，紅色曲線為控制器套用至線性模型的響應，藍色曲線為控制器套用至 TS 模型的響應。平緩路徑($K = -0.1$)下 LM 與 TS 兩者的響應非常相似。另一方面，較急迫的路徑($K = -0.25$)下 LM 與 TS 的響應出現較明顯的差異，TS 的響應下各狀態明顯都有較大的過衝現象(Overshoot)。

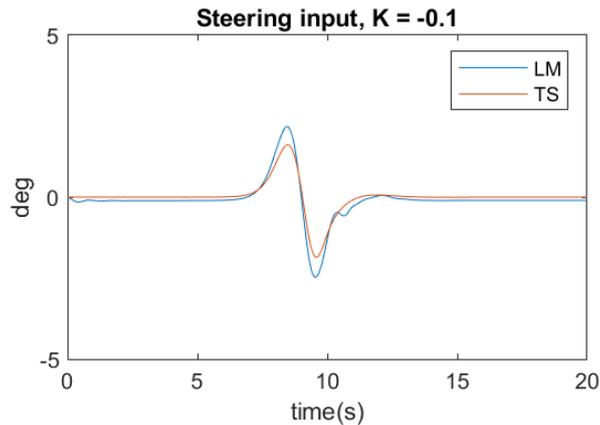


圖 35: 模型 B 於平緩路徑之響應(δ_1)

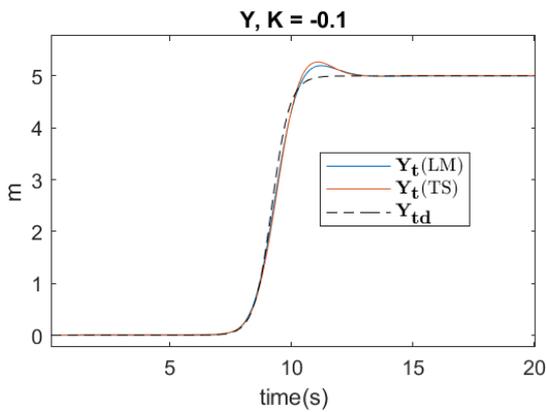


圖 36: 模型 B 於平緩路徑之響應(Y)

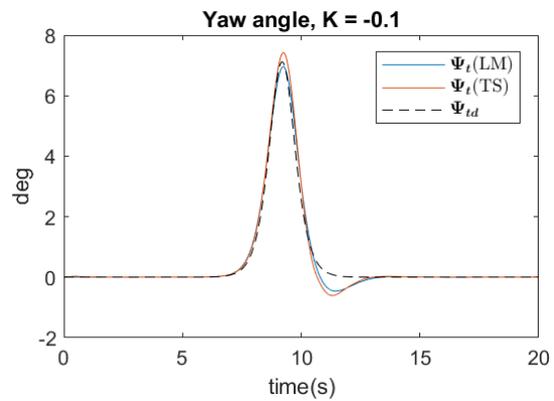


圖 37: 模型 B 於平緩路徑之響應(Ψ_t)

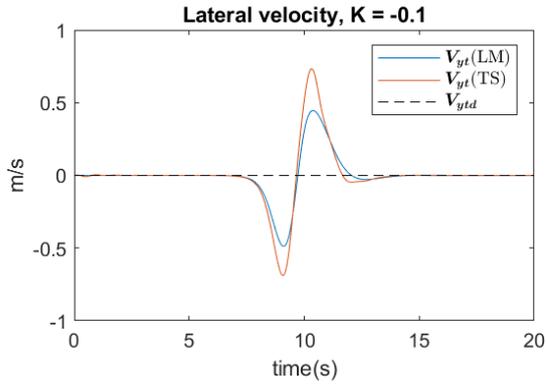


圖 38: 模型 B 於平緩路徑之響應(V_{yt})

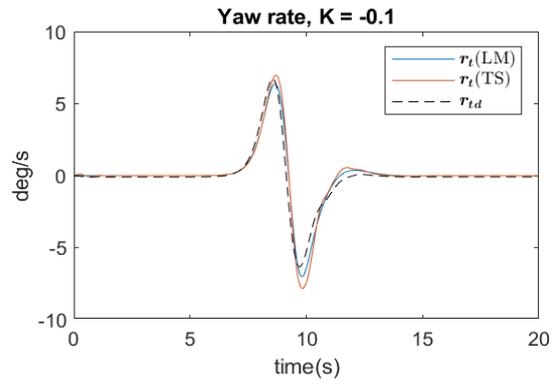


圖 39: 模型 B 於平緩路徑之響應(r_t)

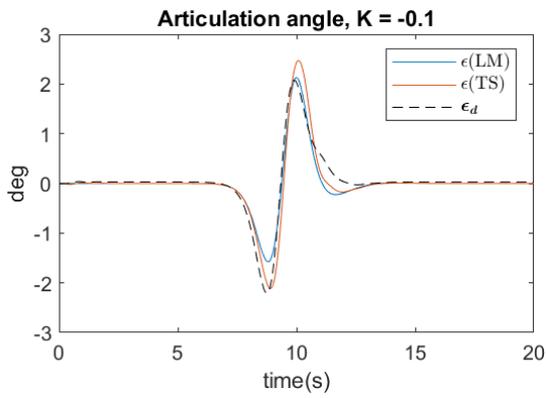


圖 40: 模型 B 於平緩路徑之響應(ϵ)

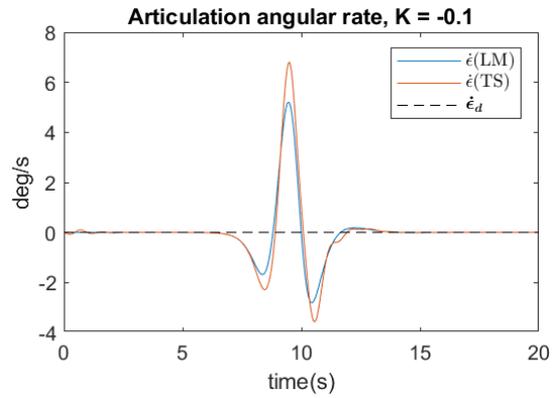


圖 41: 模型 B 於平緩路徑之響應($\dot{\epsilon}$)

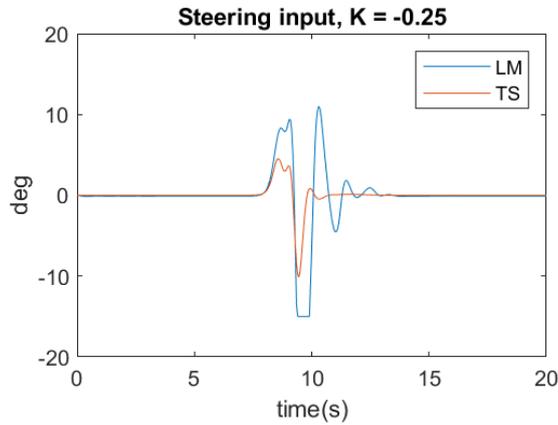


圖 42: 模型 B 於急迫路徑之響應(δ_1)

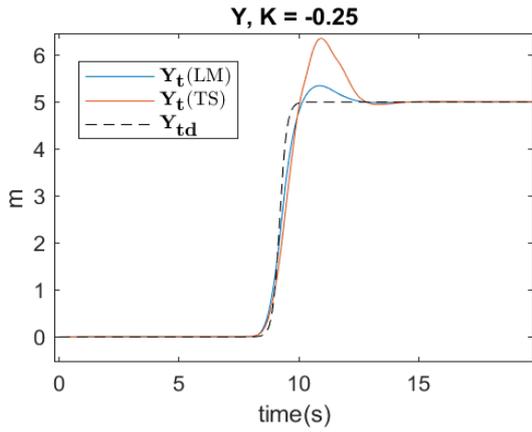


圖 43: 模型 B 於急迫路徑之響應(Y)

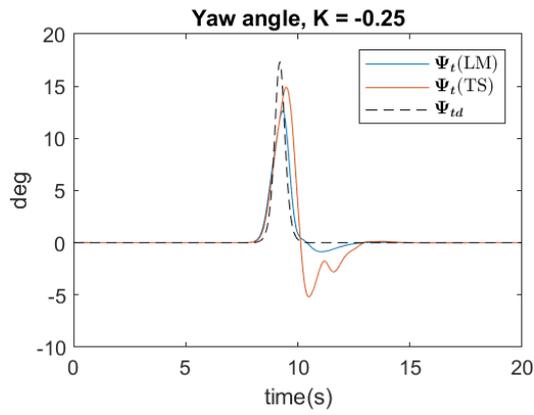


圖 44: 模型 B 於急迫路徑之響應(Ψ_t)

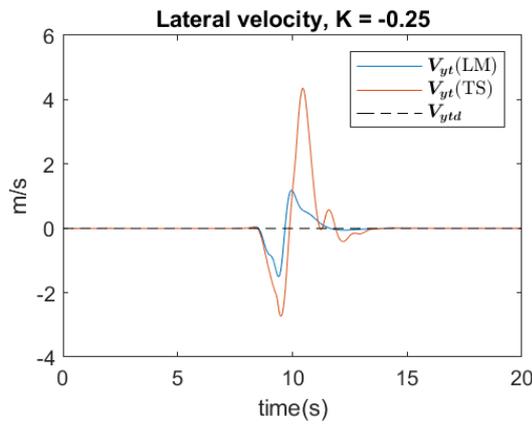


圖 45: 模型 B 於急迫路徑之響應(V_{yt})

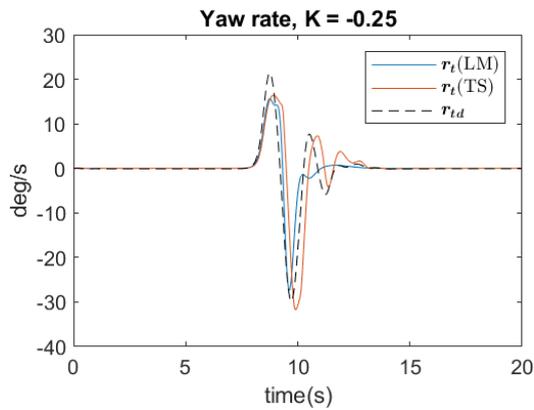


圖 46: 模型 B 於急迫路徑之響應(r_t)

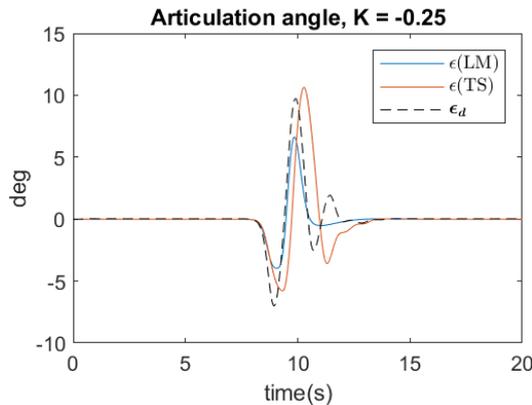


圖 47: 模型 B 於急迫路徑之響應(ϵ)

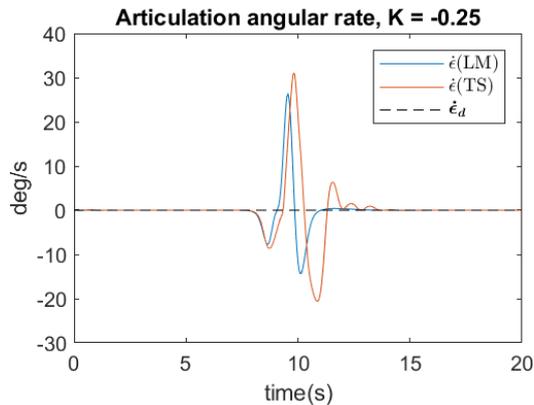


圖 48: 模型 B 於急迫路徑之響應($\dot{\epsilon}$)

以上急迫路徑的案例中，TS 和 LM 的響應出現較明顯的差異，說明兩個模型的計算出現了差別，而因 TS 本身考慮了較多因素，為較精確的動力學模擬軟體，相較之下 LM 則如附錄錯誤! 找不到參照來源。所述進行了幾項假設且將物理性質皆假設為線性，屬於較簡化的模型。因此在急迫路徑案例下，一些不符合 LM 假設的非線性性質較為顯著，造成上述差異。

LM 模型所作的假設包含 δ_1 、 Ψ_t 、 ϵ 為小角度與輪胎模型為線性等，TS 中的非線性性

質與這些假設中的因素差異交互影響造成急迫案例下兩模型的差異， δ_1 、 Ψ_t 、 ε 等響應見上述響應圖，以下觀察輪胎模型的假設。**錯誤! 找不到參照來源。**中為 TS 內的輪胎模型， $\pm 5^\circ$ 內約為線性區，圖 49、圖 50 為駕駛人 B 分別在 TS 中模擬平緩與急迫兩路徑各軸的輪胎滑角(取單一輪胎)響應，由圖中可之平緩情形下 α 皆保持在 $\pm 3^\circ$ 以內，仍屬於線性區，急迫情形下 α 值最大值約為 15° ，進入了飽和區域，因此非線性性質在此較為明顯。以上各因素造成 TS 與 LM 的差異，而因 LQR 的設計是根據 LM 模型，因此在非線性性質較明顯的案例中，控制的性能會有下降的情形。

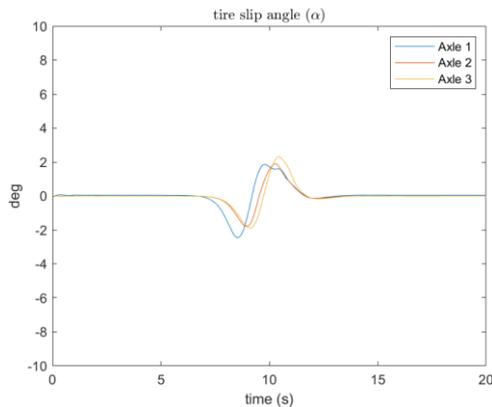


圖 49: 模型 B 輪胎滑角響應
($K = -0.1$)

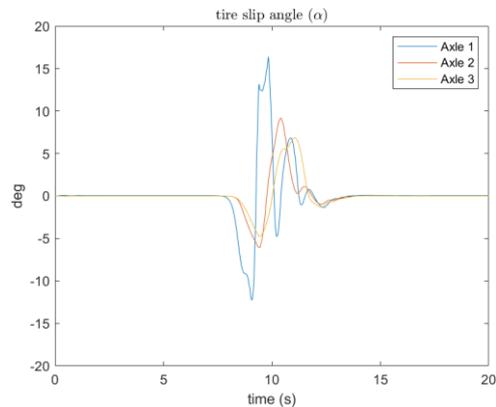


圖 50: 模型 B 輪胎滑角響應
($K = -0.25$)

綜上所述，駕駛人模型 B 相較於駕駛人模型 A 改善了平緩路徑下的響應以及急迫路徑下的穩定性，已經大幅增加了駕駛人循跡的效能，然而於急迫路徑下駕駛人模型 B 因模型簡化假設的緣故，仍然有些微不理想的現象，再經過更深入的探討與調整 LQR 控制器中的權重或許可以消弭掉模型假設偏差的現象，以下提出另一駕駛人模型 C，將原本圖 32 中作為回授控制器的 LQR 以 DDPG 取代。

5.2.3. 駕駛人模型 C (蘿蔔點追蹤法 + DDPG 回授)

鑒於駕駛人模型 B 受限於建立的數學模型，駕駛人模型 C 使用 DDPG 演算法取代 LQR 的狀態回授控制器，該演算法使用類神經網路作為控制器，因此為非線性回授控制器，將輸入的狀態(同 LQR 之狀態)轉為控制訊號(此情境為前輪轉向角)，訓練過程中通過在環境中探索資料並逐步改善神經網路內部的權重參數，最後得到類神經網路回授控制器。這個方法可以使用 TS 作為訓練環境，如此資料來源為帶有考慮複雜行為及非線性特徵的動力學軟體，直接從該環境中訓練回授控制器將不受數學模型限制，預期可以改善模型偏差的問題。

駕駛人模型 C 控制架構與模型 B 相同(圖 32)，惟將圖 32 中的回授控制器部分以 DDPG 取代。

觀察狀態與輸出動作

類神經網路的輸入即為觀察狀態，此處與 LQR 相同，**觀察狀態為車輛狀態與參考狀態間的誤差**，輸出動作則為正規化的前輪轉向角，亦即 DDPG 的輸出動作介於 ± 1 間，該動作經過一些運算處理後才輸入 TS 中如圖 51 所示。首先通過一低通濾波器，該低通濾波器有兩個主要功能，第一為避免模擬過程中產生代數迴圈(Algebraic loop)，第二為降低方向盤的操作頻率，避免其以過度高頻的行為操作方向盤，15 倍的增益代表前輪轉向角介於 $-15^\circ \sim 15^\circ$ ，飽和函數之限制亦為 $-15^\circ \sim 15^\circ$ ，再經由 25 倍的減速比轉換為 TS 內的方向盤角度後輸入 TS。

表 4: 情境一 DDPG 觀察狀態與輸出動作

觀察狀態	描述	單位
當下誤差 E_y	路徑函數 Y 座標-拖車頭質心之 Y 座標	m
偏航角誤差 ψ_{err}	拖車頭偏航角 - 參考偏航角	rad
偏航率誤差 r_{terr}	拖車頭偏航率 - 參考偏航率	rad/s
第五輪角度誤差 ϵ_{err}	參考第五輪角度 - 第五輪角度	rad
第五輪角速度 $\dot{\epsilon}_{err}$	參考第五輪角速度 - 第五輪角速度	rad/s
側向速度 V_{yterr}	拖車頭質心側向速度	m/s
輸出動作	描述	單位
正規化方向盤命令 δ_{1n}	正規化方向盤角度(-1~+1)	X

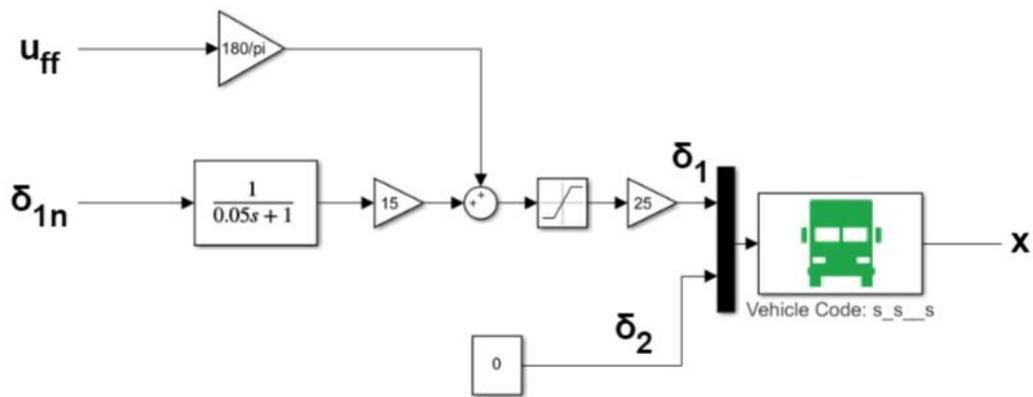


圖 51: 情境一 DDPG 輸出動作處理

獎勵函數

定義完上述觀察狀態與輸出動作後，本節訂定訓練過程作為好壞標準的獎勵，亦即**錯誤! 找不到參照來源。**中的 $r(s_i, a_i)$ 。

獎勵函數分為**離散獎勵** r_D 與**連續獎勵** r_C ，離散獎勵為達成某些特定條件時給予的獎勵，該特定條件通常為狀態在理想值附近時獲得獎勵或是遠離理想值時給予負獎勵，如此可以鼓勵類神經網路控制器的行為靠近目標狀態以及遠離壞的狀態，本駕駛人模型 C 的離散獎勵 r_D 如表 5，在狀態誤差小於門檻值時給予獎勵，並且在狀態誤差大於另一門檻值時給予負獎勵並且停止該回合的訓練。**錯誤! 找不到參照來源。**路徑函數中 $\Delta =$

250m，故表 5 第五項($X_t < 150$ or $X_t > 350$)為直線路段，在此段直線路段若與路徑的位置誤差小、偏航率誤差小且方向盤轉角亦小則給予獎勵，因研究過程中曾有幾次案例有方向盤在直道上來回打動但仍然保持在目標值附近的情形，故加入表 5 第五項抑制此現象。另一方面，上述離散獎勵對於目標路徑附近的狀態給予獎勵以及遠離標的狀態給予負獎勵，然而 DDPG 於訓練初期為隨機策略，仍會遇到一些狀態是未被定義獎勵的，此時離散獎勵無法提供適當的獎勵機制，故在此加入連續獎勵，該連續獎勵形式參考 LQR 成本函數，以二次矩形式定義，透過權重的方式給予各狀態誤差懲罰如下式中之 r_c 。

$$r(s_i, a_i) = r_D + r_C \dots \dots \dots \text{式 8}$$

其中

$$r_c = -5 \cdot E_y^2 - 3.5 \cdot \Psi_{err}^2 - 1 \cdot r_{t_{err}}^2 - 1.5 \cdot \varepsilon_{err}^2 - 0.5 \cdot \dot{\varepsilon}_{err}^2 - 1.5 \cdot V_{yt_{err}}^2 - 25 \cdot \delta_{in}^2$$

表 5: 駕駛人模型 C 離散獎勵 r_D

條件	獎勵
$ E_y < 0.1$	+1
$ \Psi_{err} < 0.02$	+1
$ r_{t_{err}} < 0.02$	+0.5
$ \varepsilon_{err} < 0.02$	+0.5
if ($X_t < 150$ or $X_t > 350$): $ \delta < 0.15$ and (前四項成立)	+1
$(E_y > 3)$ or $(\Psi_{err} > \frac{\pi}{6})$ or $(V_{yt_{err}} > 7)$ or $(\varepsilon_{err} > \frac{\pi}{3})$ (Episode Terminated)	-100 (Terminate Episode)

訓練過程

DDPG 訓練過程需經歷大量回合數(Episodes)，於本案例中一個回合模擬時間最長為 20 秒，每回合將以平均分布機率隨機生成一組表 6 中的參數帶入**錯誤! 找不到參照來源**。產生路徑，其中 offset 為介於 ± 1 之間的隨機數，因 TS 的設定緣故，每回合車輛起始位置為 $(X_t, Y_t) = (0, 0)$ ，故以 offset 參數使得每一回合車輛可以在離路徑函數不同的距離處生成以增加資料的探索量。此外訓練過程因為類神經網路為隨機初始化，一開始對於環境完全不了解，需探索一定的資料後才能漸漸地改善駕駛行為，因此該過程車輛有可能會偏離路徑過多，導致訓練花費過多時間於偏離路徑過多的位置或是已經發生事故的車輛狀態，為預防此現象我們給予終止機制，一旦符合終止條件將進入下一回合的訓練，終止條件如表 5 的最後一項。

表 6: 訓練路徑參數

參數	數值
Δ	250 (m)
W	± 3 、 ± 5
K	-0.1、-0.25
offset	[-1, 1] (m)

上述過程經過數回合的訓練將使控制器的表現改善，訓練過程記錄每一回合的得分如下圖 52，當回合得分不再上升並收斂即手動停止訓練，訓練得的 Agent 作為控制器使用。

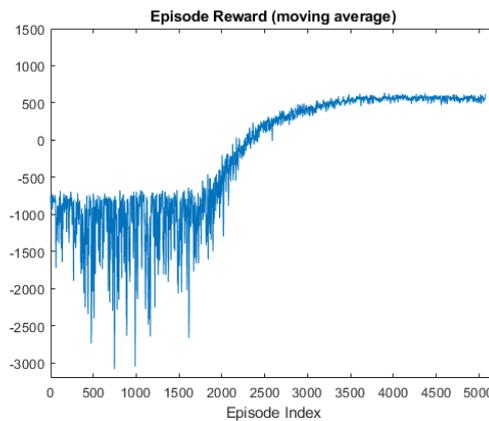


圖 52: 訓練過程回合獎勵

訓練結果

經以上訓練後，將所得的 **Actor Network** 套用致圖 32 模擬架構中回授控制器模擬並與駕駛人模型 B 作比較，圖 53~圖 59 為 $K = -0.1$ 路徑下的狀態響應，圖 60~圖 66 為 $K = -0.25$ 路徑下的狀態響應。由於參考值的計算涉及當下車輛的偏航角與 Y 值(章節 5.2.1)，因此駕駛人 B 和 C 的狀態參考值在模擬過程中不盡相同也不能比較，而線性模型的模擬雖較為理想化且與 TS 有所差異，但在此可以做為一個基準(benchmark)並以此比較駕駛人 B 和 C 的效能，因此以下圖中虛線部分為線性模型模擬過程中所計算的參考值。為比較其差異，定義以下 E 作為誤差的指標:

$$E = \sqrt{\sum_{i=1}^M e_i^2} \dots\dots\dots \text{式 9}$$

式 9 中 M 為整個模擬過程中誤差資料的比數，此處為 20 秒鐘每 0.05 秒取一筆資料，因此 $M = 400$ 。分別對駕駛人模型 B、C 計算 E 如下表 7、表 8，其中 E 越小代表誤差越小同時也表示追蹤效能較佳。

下圖中可以發現駕駛人 C 在平緩道路情形下與駕駛人 B 的狀態響應差不多，透過表

7、表 8 知駕駛人 C 在部分狀態改善而另一部分則比駕駛人 B 效能更差，但差異並不顯著。另一方面，急迫的情境下駕駛人 C 的整體表現無論從響應圖或 P 值都可以看出相較駕駛人 B 有所改善。

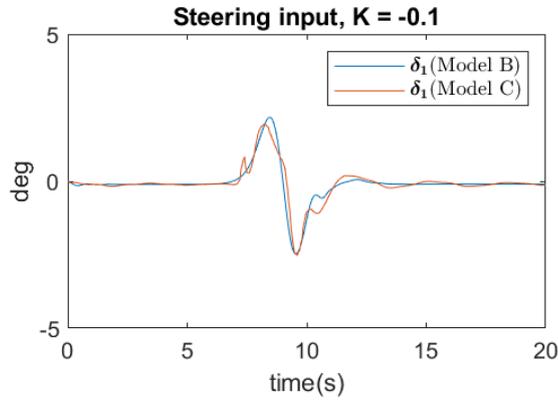


圖 53: 模型 C 於平緩路徑之響應(δ)

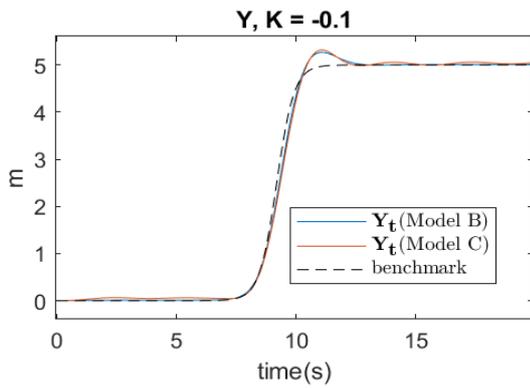


圖 54: 模型 C 於平緩路徑之響應(Y)

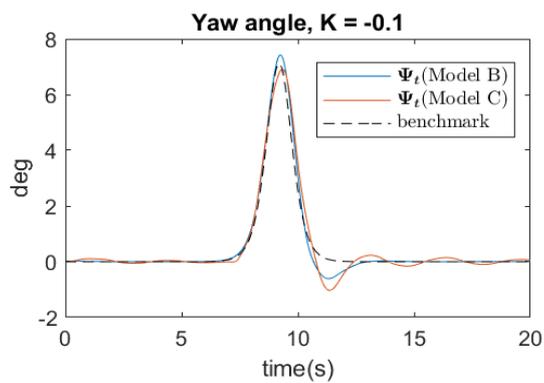


圖 55: 模型 C 於平緩路徑之響應(Ψ_t)

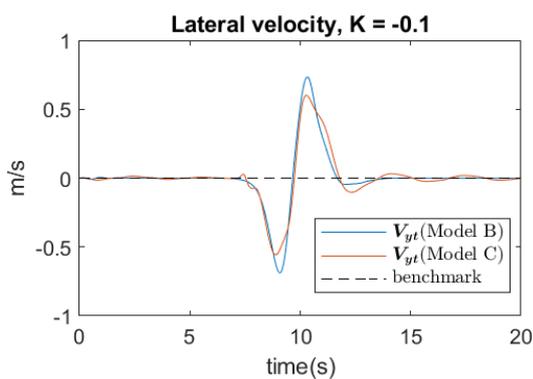


圖 56: 模型 C 於平緩路徑之響應(V_{yt})

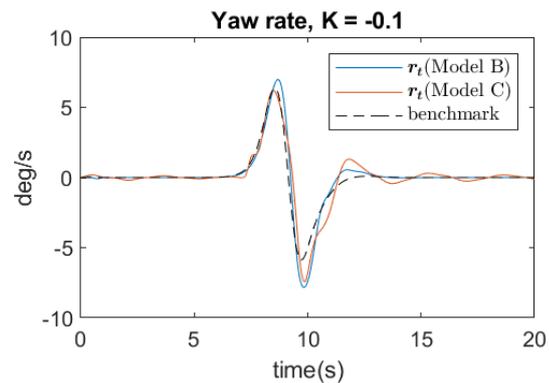


圖 57: 模型 C 於平緩路徑之響應(r_t)

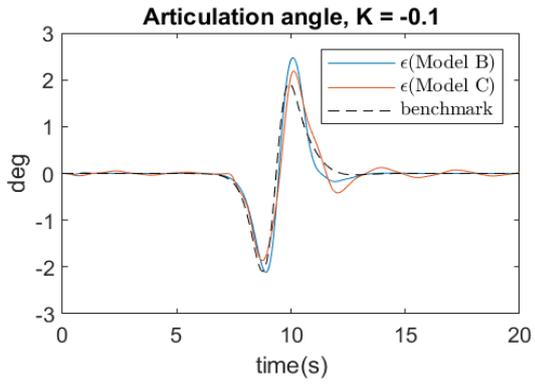


圖 58: 模型 C 於平緩路徑之響應(ϵ)

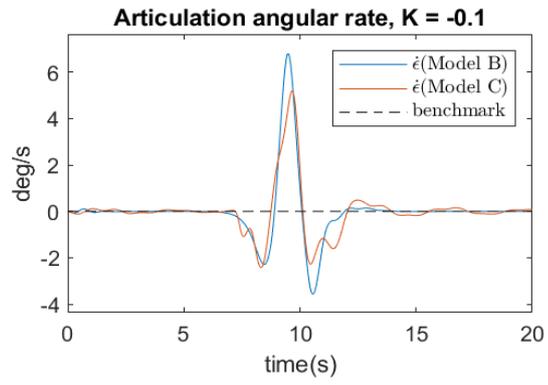


圖 59: 模型 C 於平緩路徑之響應($\dot{\epsilon}$)

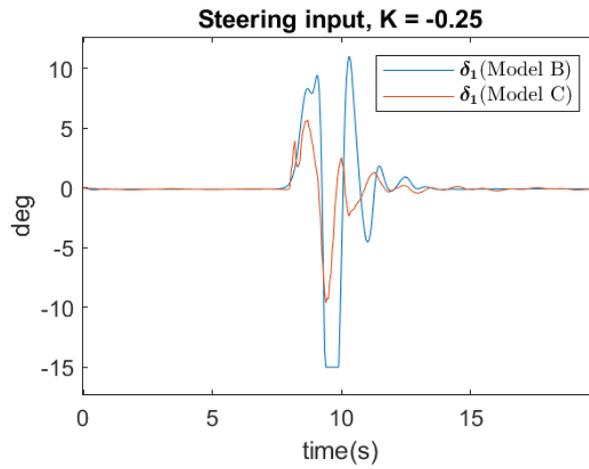


圖 60: 模型 C 於急迫路徑之響應(δ)

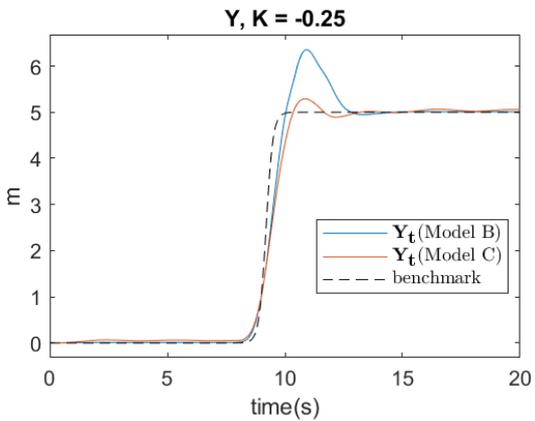


圖 61: 模型 C 於急迫路徑之響應(Y)

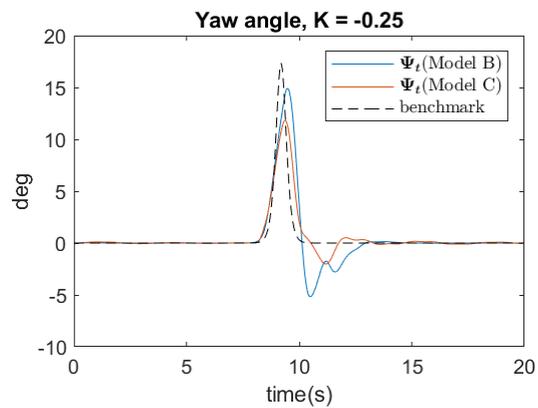


圖 62: 模型 C 於急迫路徑之響應(Ψ_t)

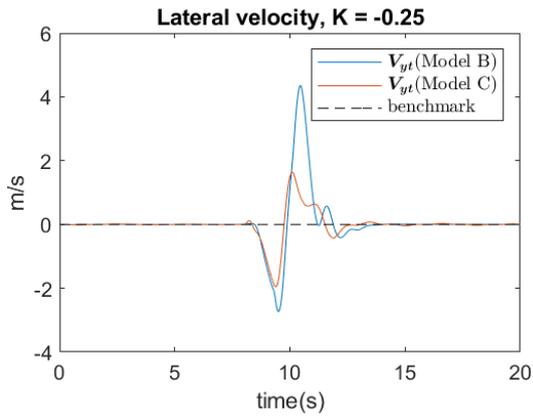


圖 63: 模型 C 於急迫路徑之響應(V_{yt})

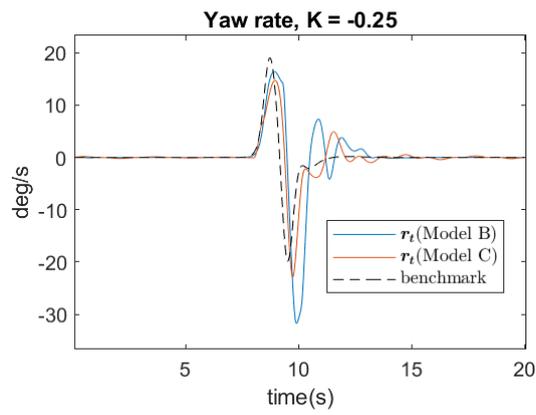


圖 64: 模型 C 於急迫路徑之響應(r_t)

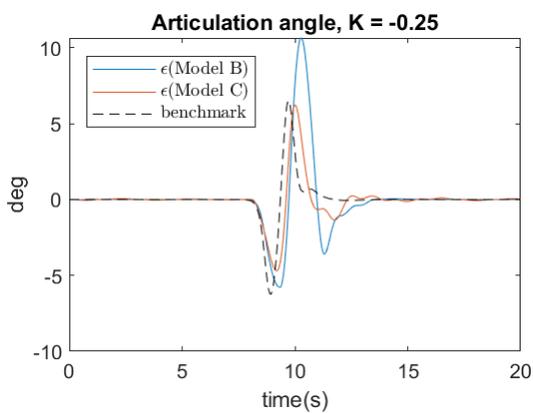


圖 65: 模型 C 於急迫路徑之響應(ϵ)

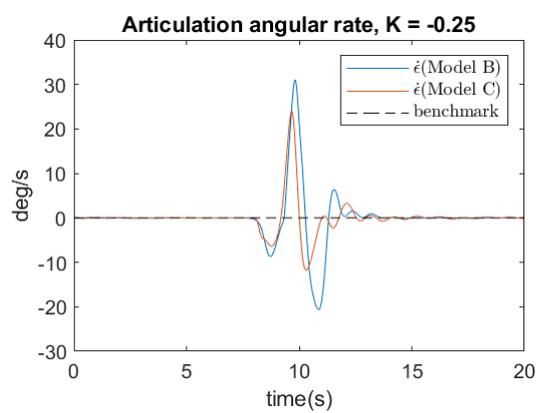


圖 66: 模型 D 於急迫路徑之響應($\dot{\epsilon}$)

表 7: 駕駛人 C 之 E 值 ($K = -0.1$)

狀態誤差	E (Driver B)	E (Driver C)
E_y	2.07	2.67
ψ_{err}	0.08	0.11
$V_{yt_{err}}$	3.82	3.53
$r_{t_{err}}$	0.19	0.22
$\dot{\epsilon}_{err}$	0.45	0.37
ϵ_{err}	0.06	0.07

表 8: 駕駛人 C 之 E 值 ($K = -0.25$)

狀態誤差	E (Driver B)	E (Driver C)
E_y	7.75	5.75
ψ_{err}	0.64	0.39
$V_{yt_{err}}$	16.54	8.35
$r_{t_{err}}$	1.91	1
$\dot{\epsilon}_{err}$	2.01	1.33
ϵ_{err}	0.74	0.37

綜上所述，駕駛人 C 相較於駕駛人 B 在平緩的道路情況下可以改善某些狀態響應，但與此同時亦犧牲掉了另一些狀態的追蹤效能，而急迫情境下駕駛人 C 則在各個狀態的追蹤效能上皆得到了改善。以上佐證了以資料為基礎的 DDPG 方法可以透過直接在較複雜、非線性較顯著的环境下訓練改善 LQR 控制器中因模型偏差產生的問題。

情境一總結

本章說明了三種駕駛人模型，模型 A 以追蹤前方路徑上某一點作為控制策略，然而在 TS 模擬中模型 A 在急迫路徑下因為非線性性質與過於簡化的控制而造成不穩定，因此後續模型 B、C 皆已回授車輛狀態的方式補償模型 A，模型 B 以 LQR 方法設計，相較於模型 A 改善了平緩路徑下的追蹤效能，並且在急迫路徑下仍能維持穩定，但模型 B 在急迫路徑的情形下，因為線性模型的假設失真導致追蹤效能變差。因此模型 C 以 DDPG 演算法直接在考慮了非線性性質等複雜因素的 TruckSim 模型下訓練，雖然模型 C 在平緩路徑的追蹤效能相較模型 B 沒有明顯改善，但在急迫路徑下可以看出模型 C 有較好的表現。

6 駕駛在環之駕駛輔助系統分析探討

本工作大量仰賴軟硬體整合的實務，牽涉知識甚廣，會邀請業界教師來簡介與示範，部分教材會由業師提供，以下為基本概念介紹。

以車用軟體(automotive software, ASW)工程師的立場來看，一個新的功能在被設計與概念驗證後，必須根據給定的要求進行實際測試。如果直接在實驗車上測試此新功能、新的控制器，並在測試中調校控制器參數等，當然非常實際且有助於凍結最終設計與參數集。然而，這樣做非常不經濟、且會浪費大量不必要的失敗測試努力。MIL/SIL/PIL/HIL 等概念因應而生。

6.1 產品開發與驗證過程

新產品在其開發週期中大致會經歷以下幾個大階段：提案及專案計劃、需求收集與分析、設計和開發、驗證和確認、現場測試、PPAP (Production part approval process) 和其他審核。要介紹實務面的車輛功能開發與驗證，我們需要以下幾個基本概念：

IV&V (Independent Verification and Validation)

- By NIST: A comprehensive review, analysis, and testing, (software and/or hardware) performed by an objective third party **to confirm (i.e., verify) that the requirements are correctly defined, and to confirm (i.e., validate) that the system correctly implements the required functionality and security requirements.**
- The PMBOK guide, also adopted by IEEE as a standard

- **"Validation.** The assurance that a product, service, or system meets the needs of the customer and other identified stakeholders. It often involves acceptance and suitability with external customers. Contrast with *verification*."
- **"Verification.** The evaluation of whether or not a product, service, or system complies with a regulation, requirement, specification, or imposed condition. It is often an internal process. Contrast with *validation*."
- It is sometimes said that validation can be expressed by the query "Are you building the right thing?" and verification by "Are you building it right?" In practice, the usage of these terms varies.
- So, ISO 9001? cULus?



(figures from Google results)

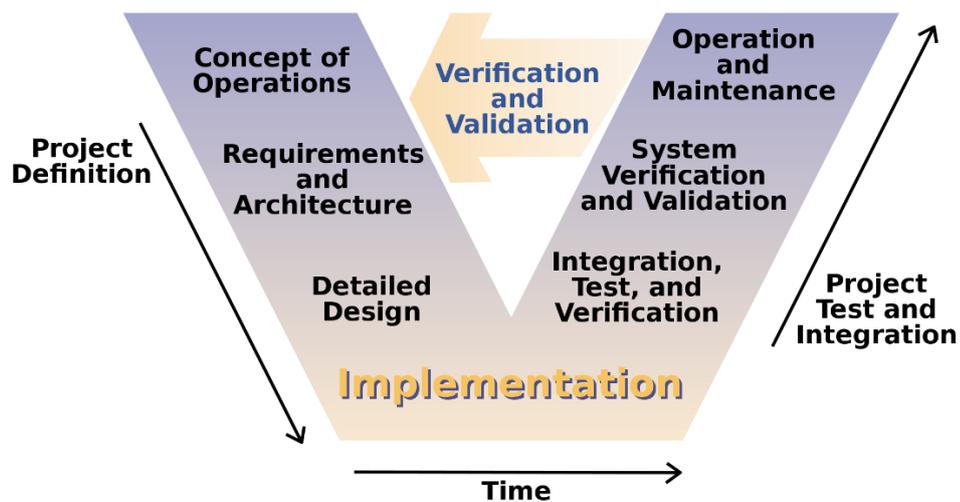


Figure 1 : V-cycle. Figure from Wikipedia, the figure speaks for itself (self-explanatory). Cycle period varies among products/industries.

The V development cycle

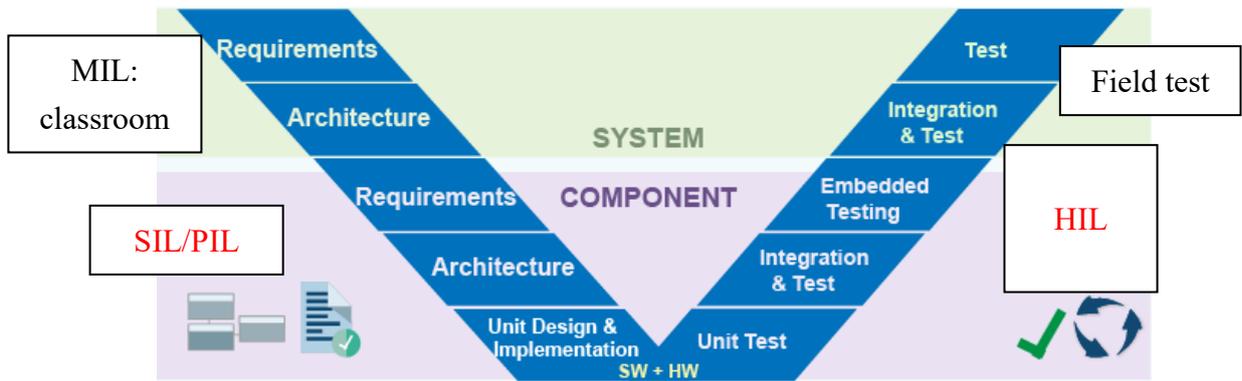
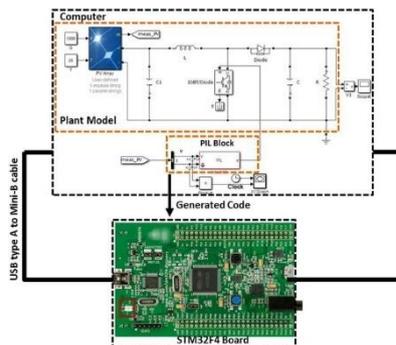
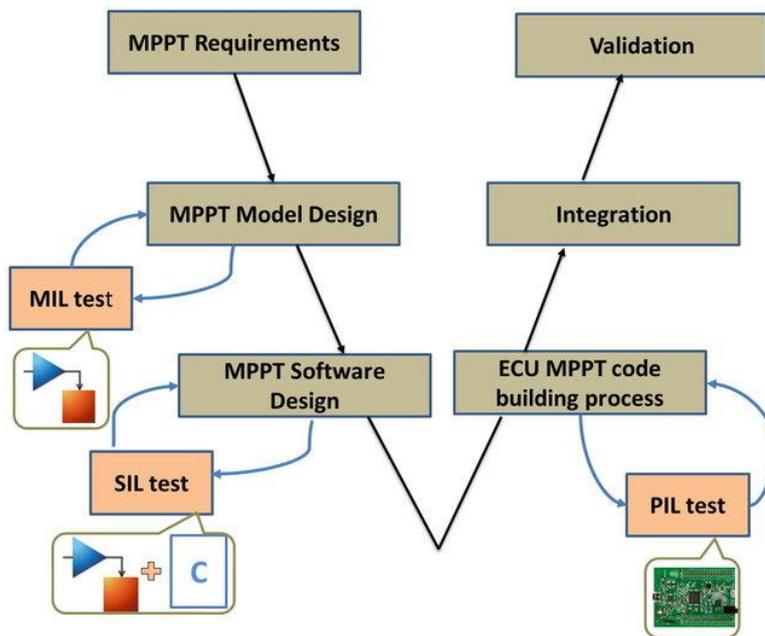


図 2 : MATLAB version of V-cycle

(speed encoder as an example for PIL: high resolution and high speed)

(CF: CarSim, New Eagle Raptor, 科飛 · Dyno · Chroma 8610, etc)



Above two figures from: Saad Motahhir, Abdelaziz El Ghzizal, Souad Sebti & Aziz Derouich | (2017)MIL and SIL and PIL tests for MPPT algorithm, Cogent Engineering, 4:1, 1378475

(1) (PDF) MIL and SIL and PIL tests for MPPT algorithm. Available from:

https://www.researchgate.net/publication/319684243_MIL_and_SIL_and_PIL_tests_for_MPPT_algorithm#fullText
[FileContent](#) [accessed Feb 06 2024].

6.2 不同階段的驗證架構

MIL、SIL、PIL 和 HIL 模擬(simulation)測試都是驗證階段的一部分，尤其是控制功能開發常基於模型進行設計(Model-based design)，使用受控廠模型與控制器模型(e.g., 轉移函數)等先驗證新設計之概念是否成立(proof of concept, POC)，再逐步驗證執行的程式碼、MCU 與訊號、以及系統總成的功能等，最後才會上實車驗證。雖然看起來增加步驟，但事實上會更經濟有效(一個不良的設計要越早發現越好)。

Model-in-the-loop (MIL)

基本上與學校的訓練類似，使用如 Simulink (maybe also Simscape, Stateflow)等模組化的模型，針對新構想進行模擬分析。模型可包含理論模型(轉移函數等)、或是實務面常用的資料表格(look-up table)等，現在很常被使用的數位雙生(digital twin)其實也是類似的概念。很明顯的，作為初步驗證的模型基礎，分析時通常會大幅簡化模型，這也是自控課本介紹的一階系統、二階系統為何如此重要的原因，因為通常都使用這兩個先建立基礎模型。請記得，MIL 並不包含任何實體設備(除了電腦與軟體程式以外)，所有的現象、訊號等都只是電腦記憶體中，基於模型與數值方法計算出的結果，因此一般直接稱的模擬分析就是指這種。但是，最終新的功能仍需要一個實體控制器(MCU)執行並處理訊號的輸入輸

出，以控制車輛，因為那是真正執行功能的產品。在 MIL 中，主要目的是檢測並排除任何功能與邏輯上的錯誤，因此不會將控制設計轉換為如 C/C++ 的程式碼。並沒有評估實體控制器如何執行演算法、以及訊號品質等。

Software-in-the-loop (SIL)

很明顯的，第二個階段是驗證一個控制器(MCU)能否正確執行我們的演算法，在還沒有真正測試控制器(MCU)訊號前，先選定控制器(MCU)規格，並評估使用此 MCU 的程式碼能否正確完成 MIL 所驗證成功的“模型”，則此模擬測試稱為 SIL (因為此時軟體是真實的被測試了)。控制器上執行的軟體 (e.g. C/C++ 程式碼) 與受控廠的模型整合進行閉迴路模擬。SIL 比 MIL 更實際，因為可以檢測並解決程式碼可能產生的錯誤、以及確認 MCU 的規格需求(但還沒有引入真的 MCU)。此步驟也可驗證控制器模型是否與一些嵌入式系統開發環境(如 MATLAB 的 Codegen 工具等)相容，因為這會大幅減少低階程式碼撰寫的工作量。除非能使用所設計的控制器模型產生能與目標 MCU 編譯器相容的程式碼，否則貿然編譯它與燒到 MCU 上並沒有任何意義。

Processor-in-the-loop (PIL)

相對於 SIL，PIL 主要的差異是將控制器的「軟體」替換為一個「真正執行程式碼的 MCU」。請記得，開發階段我們通常需要一個能調整設計與修改參數的 MCU，但量產時會使用只保留部分待調校(calibrated)參數的 MCU，但 MCU 基本架構差異有限。此處有不同的工具可協助，例如其他課程會教授的 New Eagle Raptor 工具，能整合 MATLAB/SIMULINK 進行 PIL，工研院 spin-off 的科飛也有類似的系統，協助國內廠商開發車用控制單元。同樣的，PIL 中 MCU 也會與受控廠的模型進行閉迴路模擬，這牽涉到一

個實體設備(MCU)、與軟體環境(MATLAB/SIMULINK 等)的整合，因此會需要訊號的介面、通訊協定、資料轉換等處理，也因此會需要更複雜的開發環境介面(如上述)。PIL 可驗證 SIL 所產生的程式碼是否可以順利編譯供 MCU 使用，並驗證在標準目標 MCU 上執行的正確性，這會是選擇適當 MCU 成敗與否的關鍵。除非新功能在經過驗證的 MCU 上順利編譯且運作，否則沒有必要把它與其他元件(或車輛)結合進行測試。

Hardware-in-the-loop (HIL)

事實上，PIL 跟 HIL 的差異很微妙，一開始是 HIL 的名詞先被定義出，(因為 MIL 跟實車測試差異太大)，processor 本身也是一種硬體，所以說 PIL 是屬於 HIL 也說得通。但通常 MCU 的輸出會影響一些致動器作動，再搭配授控廠(這裡廠指的是軟體形式的車輛模型)進行迴路模擬，此時才稱作 HIL(個人認為)。舉例來說，要開發轉向輔助(EPS)，控制器需搭配 EPS 馬達(或油壓機構)並結合轉向機柱(steering column)，才是一個完整的子系統(總成)，但搭配此子系統，車輛的動力學與運動學我們仍可用軟體模型來代替，此時就是標準的 HIL。其他如動力系統(馬達、驅動控制器、電池堆等)、煞車系統等都可使用類似的架構進行 HIL，這其實就是原始 HIL 的構想。另一個變化是，如果最後想測某功能(如 ADAS)搭配實際駕駛人(human driver)是否有效，我們稱做 Human-in-the-loop，也可視作 HIL，此時被測的硬體是“ 駕駛人” 。