

# Design of Active Grey-Kalman System for Vehicles in Roll Steering Control

Kuan-Ti Huang<sup>1</sup> and Chung-Neng Huang<sup>2,\*</sup>

<sup>1</sup> Taiwan JinYe Development Enterprise Co., LTD. Kaohsiung., Taiwan

<sup>2</sup> Institute of Mechatronic System Engineering, National University of Tainan, Taiwan

*Abstract — For the flourishing development of the motor industrial technology in recent years, the improvements between driving performance and security are promoted enormously. However, most of the stability control systems for vehicles such as ESP, EBA and VDC, are always limited in those studies such as yaw, side-slip, brake system or traction controls. In this dissertation, the purpose of this study is concentrated on the users' desires to design a roll steering controller which is based on Grey theory and Kalman filter, and similar to a continuously controlled chassis concept(Four-C, Volvo) framed in the central console. The studying approaches are first, by using the grey theory and the vehicular dynamic equations to estimate the next roll angle of the vehicle during passing one curve. Next, through combining the Kalman filter and SRL control rule, tire speed and steering wheel angle to design a fuzzy grey controller. Consequently, the controller can facilitate the driver to control the steering roll angle in dynamic way matching up with individual driving habit, and improve the driving performance and security at the same time.*

*Index Terms — Grey theory, Kalman filter, roll angle, yaw, side-slip, traction control.*

---

\* Corresponding author: kosono@mail.nutn.edu.tw



# 主動式灰色卡爾曼車輛側傾補償器之設計

黃冠諦

台灣精業開發企業股份有限公司

黃崇能\*

國立臺南大學機電系統工程研究所

## 摘要

由於大多數之車輛穩定控制系統，如：電子穩定程式、電子控制煞車輔助與車輛動態控制系統，多是侷限在於橫擺(yaw)、側滑(sideslip)、煞車(braking)、循跡控制之被動式車輛安全控制機制，而且當上述之被動式安全控制器被觸發時，亦可能伴隨著一些潛在的危險。因此、本研究的目的是為在上述安全機制被觸發之前先行執行本文所提出之控制器，以降低被動式安全可能產生的潛在危機。控制器以駕駛者需求為中心，類似架構於中控台之車輛動態連續底盤控制系統(Four-C)之轉向灰色卡爾曼側傾控制器。而研究方法則是利用灰色理論(grey theory)透過車輛動態方程進行灰建模、灰預測，估測出車輛在過彎行進間之下一步側傾角(roll angle)，並結合卡爾曼濾波器(Kalman filter)與 SRL 控制法則，藉由輪胎速度與方向盤轉向角，設計出一灰色卡爾曼控制器，使駕駛者能以動態方式配合自身駕駛習慣經由控制器控制轉向側傾角，並同時達成提升車輛駕駛性能與安全性之目的。

關鍵詞：灰色理論、卡爾曼濾波器、側傾角、橫擺、側滑、循跡控制

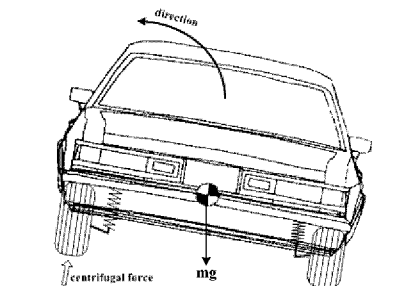
## 壹、前言

目前提升車輛安全的作法大多可分類為防鎖死煞車系統(ABS)、電子煞車力分佈(EBD)、電子控制煞車輔助(EBA)與輪胎循跡控制(TC)之研究上，然而機動車輛之操控(handling)通常是與轉向行為相提並論的一項重要性能，隨著汽車製造研發技術的進步，與駕駛者對於車輛之操控性能要求的逐步提高，因此在不失安全性的前提之下，如何能提升車輛之操控性是日前頂尖汽車製造商研發之重點。

當車輛在過彎時，因為離心力的作用，將會導致彎內輪與彎外輪的懸吊拉伸和壓縮，兩種反向作用力會在車輛的滾動中心(roll center)形成與入彎方向反向之拉力，造成車身與路面存在一傾斜角的發

生，此一傾斜角稱之為側傾角。由於離心力與車輛重心高度高於路面之原因，若速度過快或是轉向角過大時，車輛很容易發生側傾(roll)過多的現象。當側向加速度持續增加時，此時車輪內側之負載將會減少，車輛對轉彎時之側傾扭矩產生抗拒或平衡。當內側輪胎負載達到零點(所有負載已轉移至外側車輪)時，將發生極限轉彎之狀況。於該零點，由於車輛已無法維持在側傾平面之平衡，因此將造成內側車輪離地之車輛本質上的不穩定性，而此現象可視為造成車輛翻轉之初始行為[1-2]，如圖一所示。由上述轉向運動行為中可知，想要降低車輛在過彎中之側傾幅度，可以選擇降低車身速度達到降低車輛的側向加速度為目的；或是藉由修正方向盤，將車輛朝轉彎外側轉向以停止此作用。

故本研究之目的，即是期望在駕駛之及時系統(real time)過程中能夠透過灰色預測器對系統作前期的預測，針對此預測值送入控制器作為控制或補償，然而實際的車輛動態是很容易受到外在因素的擾亂影響，因此利用卡爾曼濾波理論以及離散式對稱根軌跡，作為控制的法則，期望能將外界干擾濾除，結合 Alpha 內涵型灰估測架構成一混合式側傾控制器，當車輛處於轉向過彎時，透過駕駛者對於駕駛要求所送出之性能輸入命令，藉由灰卡爾曼控制系統之輸出，提供加強轉向時之懸吊阻尼比之依據以增進轉向時之側傾控制。此外，透過此主動力產生元件之使用，亦可消除由懸吊所衍生之任何側傾所誘發之不足轉向或轉向過度之效應。



圖一 過彎側傾離心力作用示意圖[1]



貳、車輛過彎動態模型

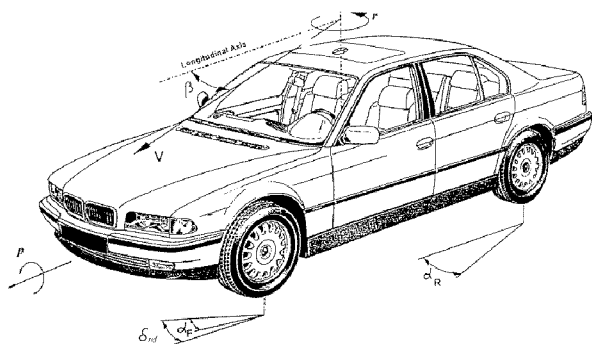
車輛轉向行駛時，由於離心力(側向加速度)的作用，造成車身側傾之非線性行進模式[3]。如圖二所示為四狀態連續時域之車輛側傾模型[4-5]，其主要是由車輛橫擺(yaw)、車輪側滑角(side slip)、側傾中心之側傾速率(roll rate)以及側傾角度變化率(roll angle)四個狀態，利用GPS感測技術，透過車輛動態方程量測出[6-8]。為了簡化複雜的車輛運動模式，提供從事車輛動態分析者較為簡便的方法，進一步地引用零寬度模式[9]加以分析，將四輪非線性系統上的左右輪側滑角、輪胎轉向角視為相同值而簡化為二輪系統，最後再推導出車輛的狀態方程式。

一、車輛非線性動態數學模型

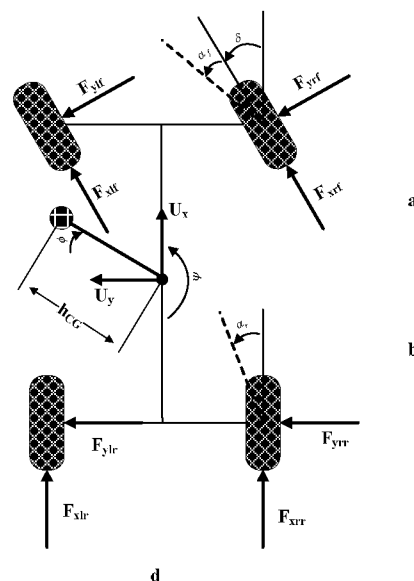
車輛在直線路面行駛時，車輛的前進方向會與輪胎的旋轉面一致。但若在行駛的過程中，因駕駛者的曲線行駛或路面傾斜等因素，造成車輛有側向運動或偏轉運動時，車輛的前進方向就未必會在輪胎的旋轉面上。由於行進間的車體承受側向力之側向擠壓，作用在左右兩邊的懸吊系統上，導致車身不平衡於路面上。

圖三為一具側傾模式之平面車輛模型。其中 a 與 b 為前後車軸到車輛重心(CG)之距離，d 為後輪距寬，h<sub>CG</sub> 為車輛重心之高度。α<sub>f</sub>與 α<sub>r</sub>分別為車輛前/後車軸之側滑角，δ 為輪胎轉向角。m 為非承載之車身質量，I<sub>xx</sub>、I<sub>yy</sub>、I<sub>zz</sub>分別為側傾(roll)、俯仰(pitch)、橫擺(yaw)慣量，F<sub>yr</sub>、F<sub>yf</sub>、F<sub>xr</sub>、F<sub>xf</sub>分別為車輪之側向力與縱向力。並定義狀態方程式參數如下：

$U_x \equiv$  Longitudinal velocity     $U_y \equiv$  Lateral velocity  
 $\dot{\psi} \equiv$  Yawrate     $\dot{\phi} \equiv$  Roll rate     $\phi \equiv$  Roll angle



圖二 車體運動示意圖[4]



圖三 側傾模式之四輪車輛模型[4]

根據上述之定義與牛頓第二運動定律，車輛之運動方程式表示如下：

橫向運動(Lateral motion)：

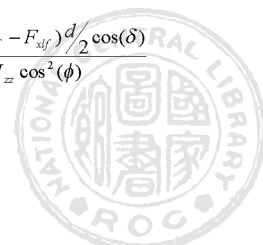
$$\begin{aligned} \dot{U}_y = & \frac{\{I_{xx} + h_{CG}^2 m\}}{I_{xx} + mh_{CG}^2 \sin^2(\phi)} \left( \frac{F_{yr} + F_{yf} \cos(\delta) - F_{yf} \sin(\delta)}{m} \right) \\ & - \frac{\{I_{xx} + h_{CG}^2 m\}}{I_{xx} + mh_{CG}^2 \sin(\phi)} (h_{CG} \sin(\phi) \dot{\phi}^2) - U_x \dot{\psi} \\ & + \frac{\{mgh_{CG} \sin(\phi) - k_r \phi - b_r \dot{\phi}\} h_{CG} \cos(\phi)}{I_{xx} + mh_{CG}^2 \sin(\phi)} - h_{CG} \sin(\phi) \dot{\psi}^2 \\ & + \frac{\{(I_{yy} - I_{zz}) \cos^2(\phi)\} h_{CG} \sin(\phi) \dot{\psi}^2}{I_{xx} + mh_{CG}^2 \sin(\phi)} \end{aligned} \quad (1)$$

縱向運動(Longitudinal motion)：

$$\begin{aligned} \dot{U}_x = & \frac{F_{xr} + F_{xf} \cos(\delta) - F_{xf} \sin(\delta)}{m} + U_y \dot{\psi} \\ & + \frac{\{F_{xr} + F_{xf} \cos(\delta) - F_{xf} \sin(\delta)\} h_{CG}^2 \sin^2(\phi)}{I_{yy} \sin^2(\phi) + I_{zz} \cos^2(\phi)} \\ & - \frac{\{a(F_{yf} \cos(\delta) + F_{yf} \sin(\delta)) - bF_{yr}\} h_{CG} \sin(\phi)}{I_{yy} \sin^2(\phi) + I_{zz} \cos^2(\phi)} \\ & - \frac{\{(F_{xrr} - F_{xrl}) \frac{d}{2} + (F_{xrf} - F_{xlf}) \frac{d}{2} \cos(\delta)\} h_{CG} \sin(\phi)}{I_{yy} \sin^2(\phi) + I_{zz} \cos^2(\phi)} \\ & - \frac{2I_{zz} h_{CG} \cos(\phi) \dot{\psi} \dot{\phi}}{I_{yy} \sin^2(\phi) + I_{zz} \cos^2(\phi)} \end{aligned} \quad (2)$$

橫擺加速度運動(Yaw-acceleration motion)：

$$\dot{\psi} = \frac{a\{F_{yf} \cos(\delta) + F_{yf} \sin(\delta)\} - bF_{yr}}{I_{yy} \sin^2(\phi) + I_{zz} \cos^2(\phi)} + \frac{(F_{xrr} - F_{xrl}) \frac{d}{2} + (F_{xrf} - F_{xlf}) \frac{d}{2} \cos(\delta)}{I_{yy} \sin^2(\phi) + I_{zz} \cos^2(\phi)}$$



$$\frac{\{F_{xr} + F_{yf} \cos(\delta) - F_{yf} \sin(\delta)\} h_{CG} \sin(\phi)}{I_{yy} \sin^2(\phi) + I_{zz} \cos^2(\phi)} - \frac{2(I_{yy} - I_{zz}) \sin(\phi) \cos(\phi) \dot{\psi} \dot{\phi}}{I_{yy} \sin^2(\phi) + I_{zz} \cos^2(\phi)} \quad (3)$$

側傾加速度運動(Roll-acceleration motion)：

$$\ddot{\phi} = \frac{mgh_{CG} \sin(\phi) - k_r \phi - b_r \dot{\phi}}{I_{xx} + mh_{CG}^2 \sin^2(\phi)} + \frac{\{F_{yr} - F_{yf} \cos(\delta) + F_{yf} \sin(\delta)\} h_{CG} \cos(\phi)}{I_{xx} + mh_{CG}^2 \sin^2(\phi)} + \frac{\{(I_{yy} - I_{zz}) \dot{\psi}^2 - mh_{CG}^2 \dot{\phi}^2\} \sin(\phi) \cos(\phi)}{I_{xx} + mh_{CG}^2 \sin^2(\phi)} \quad (4)$$

## 二、零寬度模式(Zero-width model)

雖然三維車體側傾之運動方程式，可用牛頓第二運動定律推導出來，但是實際系統之非線性動態行為，卻無法由此簡單的運動方程式表示，其包含了非線性輪胎摩擦、不平整之路面擾動、懸吊系統的動態行為等，這些非線性動態特性，較難推導出其完整的數學模式之動態方程式。

最早的零寬度分析模式是由 Rocard[9]提出，由於以上述方程來分析車輛運動模形較為複雜，因此方便分析車輛運動特性，學者們將車輛前後的左右輪集中到車輛前後軸與車輛中心的交點上，發現與原始四輪車輛模型之效果相近，假設左右輪胎的特性無差異，而作用於左右輪胎的側向力也無差異，首先將上述非線性系統(1-4)式改寫，程序如下：令車輛縱向速度為  $U_x$ ，則  $U_x = V$ ， $\dot{U}_x = 0$  此外、並導入一新變數  $\beta$  代表車輛重心之側滑角。其中  $\beta_{yf}$ 、 $\beta_{rf}$ 、 $\beta_{lr}$ 、 $\beta_{rr}$  分別代表車輛之四輪側滑角，並假設四個側滑角  $|\beta_{yf}|$ 、 $|\beta_{rf}|$ 、 $|\beta_{lr}|$ 、 $|\beta_{rr}|$  為一小角度之側滑角，由車輛運動力學可知：

$$\beta_{yf,rf} \approx \frac{V\beta + a\dot{\psi}}{V \mp d_f \psi / 2} - \delta \quad (5)$$

$$\beta_{lr,rr} \approx \frac{V\beta - a\dot{\psi}}{V \mp d_r \psi / 2} \quad (6)$$

其中， $d_f$  與  $d_r$  分別表示前後輪距寬度

$$\text{且 } \beta = \tan^{-1}\left(\frac{U_y}{V}\right) \approx \frac{U_y}{V}$$

假設前後輪之左右輪胎側滑角分別相等，可忽略  $d\psi/2$  微小項，則(5)、(6)式前後輪的側滑角可分別改寫成：

$$\beta_f = \beta_{yf} = \beta_{rf} = \beta + \frac{a}{V} \dot{\psi} - \delta \quad (7)$$

$$\beta_r = \beta_{lr} = \beta_{rr} = \beta - \frac{b}{V} \dot{\psi} \quad (8)$$

由圖三可知，前後輪胎之側向力分別設為  $F_{yr}$ 、 $F_{yf}$ ，前後輪胎之側傾剛度分別為  $C_{yf}$ 、 $C_{yr}$ 。側向力是影響車輛方向穩定之主要因素之一，由於側向力是由輪胎側滑角產生，在側滑角很小時(5 度或小於 5 度)，側向力與側滑角之關係為線性，故可表示如下：

$$F = -C\beta \quad (9)$$

其中， $C$  表示轉向剛度(cornering stiffness)

透過(7)、(8)式，作用於輪胎之側向力可簡化為：

$$F_{yr} = -C_{yr} \left\{ \beta - \frac{b}{V} \dot{\psi} \right\} \quad (10)$$

$$F_{yf} = -C_{yf} \left\{ \beta + \frac{a}{V} \dot{\psi} - \delta \right\} \quad (11)$$

為了簡化運動方程式的表示法，定義下列符號：

$$C_0 = C_{yf} + C_{yr} \quad (12)$$

$$C_1 = aC_{yf} - bC_{yr} \quad (13)$$

$$C_2 = a^2C_{yf} + b^2C_{yr} \quad (14)$$

$$I_{eq} = I_{xx} + h^2m \quad (15)$$

根據上述符號定義與零寬度模式之推導，可進一步將(1-4)式簡化為下列動態方程組：

側滑運動(Side-slip motion)：

$$\dot{\beta} = -\frac{I_{eq}C_0}{I_{xx}mV} \beta - \left(1 + \frac{I_{eq}C_1}{I_{xx}mV^2}\right) \dot{\psi} + \frac{h(mgh - k_r)}{I_{xx}V} \phi - \frac{hb_r}{I_{xx}V} \dot{\phi} + \frac{I_{eq}C_{yf}}{I_{xx}mV} \delta \quad (16)$$

橫擺加速度運動(Yaw-acceleration motion)：

$$\ddot{\psi} = \frac{C_1}{I_{zz}} \beta - \frac{C_2}{I_{zz}V} \dot{\psi} + \frac{aC_{yf}}{I_{zz}} \delta + \frac{d}{2I_{zz}} F_{xrr} - \frac{d}{2I_{zz}} F_{xlf} + \frac{d}{2I_{zz}} F_{xrf} - \frac{d}{2I_{zz}} F_{xrl} \quad (17)$$

側傾運動(Roll motion)：

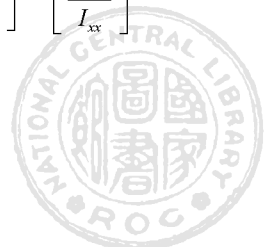
$$\ddot{\phi} = -\frac{hC_0}{I_{xx}} \beta - \frac{hC_1}{I_{xx}V} \dot{\psi} + \frac{mgh - k_r}{I_{xx}} \phi - \frac{b_r}{I_{xx}} \dot{\phi} + \frac{hC_{yf}}{I_{xx}} \delta \quad (18)$$

將上述三個方程式轉化成一狀態方程式(state equation)，並假設狀態變數(state-variables)如下：

$$x_1 = \beta ; x_2 = \dot{\psi} ; x_3 = \phi ; x_4 = \dot{\phi} \text{ 並令}$$

$$X = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4] = [\beta \ \dot{\psi} \ \phi \ \dot{\phi}]' \text{，則狀態矩陣：}$$

$$\dot{X} = \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{I_{eq}C_0}{I_{xx}mV} & -1 - \frac{I_{eq}C_1}{I_{xx}mV^2} & \frac{h(mgh - k_r)}{I_{xx}V} & -\frac{hb_r}{I_{xx}V} \\ -\frac{C_1}{I_{zz}} & -\frac{C_2}{I_{zz}V} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{mgh - k_r}{I_{xx}} & \frac{1}{I_{xx}} \\ -\frac{hC_0}{I_{xx}} & -\frac{hC_1}{I_{xx}V} & \frac{mgh - k_r}{I_{xx}} & -\frac{b_r}{I_{xx}} \end{bmatrix} X + \begin{bmatrix} \frac{I_{eq}C_{yf}}{I_{xx}mV} \\ aC_{yf} \\ \frac{hC_{yf}}{I_{xx}} \\ \frac{hC_{yf}}{I_{xx}} \end{bmatrix} \delta$$



$$+ \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ d & d & d & d \\ 2I_{zz} & -2I_{zz} & 2I_{zz} & -2I_{zz} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{xrr} \\ F_{xlf} \\ F_{xrf} \\ F_{xlf} \end{bmatrix} \quad (19)$$

$$\dot{X} = AX + Bu_1 + Eu_2 \quad (20)$$

$$y = CX \quad (21)$$

$$\text{又、} \delta = \frac{\delta_{sw}}{G}$$

$\delta_{sw}$  為方向盤轉向角；G 為轉向齒輪比

由(16)、(17)、(18)式可知，車輛的運動並不受相對於固定在地面座標系統影響，而是取決於車輛本身運動狀態  $I_{eq}$ 、 $\beta$ 、 $\delta$  等參數，由於零寬度模

式對於重是車輛動態研究提供簡便地公式運算，因此本研究將採用此一模式，延伸運用到灰預測以及模糊控制器之設計上[10]。假設輪胎轉向角為 20 度，車體速度為 60 km/h，以及部分初始狀態之設定，由(19)式求出系統中的頻寬(bandwidth)，本研究採取的取樣頻率定義為 50 倍之系統頻寬，取樣時間為  $T=0.016$  秒，透過零階取樣器(ZOH)取樣，將(20)、(21)式轉換成離散時間系統：

$$X(k+1) = A_d X(k) + B_d u_1(k) + E_d u_2(k) \quad (22)$$

$$y(k+1) = C_d X(k+1) \quad (23)$$

其中  $X(k) = [\beta(k) \quad \dot{\psi}(k) \quad \phi(k) \quad \dot{\phi}(k)]$

### 參、灰色卡爾曼制器

由於車輛駕駛的 real-time 行為，本研究利用灰色理論(grey theory)透過車輛動態方程進行灰建模、灰預測，估測出車輛在過彎行進間之下一步側傾角(roll angle)，並結合卡爾曼濾波器(Kalman filter)與時變 SRL 控制法則，藉由輪胎速度與方向盤轉向角，設計出一灰色卡爾曼控制器，使駕駛者能以動態方式配合自身駕駛習慣經由控制器控制轉向側傾角與側傾速度，同時達成提升車輛駕駛性能與安全性之目的。

#### 一、灰色 GM(1,1)基本模型

灰色 GM(1,1) Alpha 模型為利用背景值  $\alpha$  參數的改變，降低預測之誤差。在 GM(1,1)模型中，其誤差定義為：

$$e(k) = \left| \frac{x^{(0)}(k) - \hat{x}^{(0)}(k)}{x^{(0)}(k)} \right| \times 100\% \quad (24)$$

假設原始序列為

$$x^{(0)} = \{x^{(0)}(1), x^{(0)}(2), \dots, x^{(0)}(n)\}$$

根據定義

$$x^{(1)} = \{x^{(0)}(1), x^{(0)}(1) + x^{(0)}(2), \dots, x^{(0)}(1) + x^{(0)}(2) + \dots + x^{(0)}(k)\} \quad k \in N$$

由  $z^{(1)}(k) = \alpha x^{(1)}(k) + (1-\alpha)x^{(1)}(k-1) = \alpha x^{(0)}(k) + x^{(0)}(k-1)$ ,  $k \geq 2$  帶入各數值，可以得到

$$z^{(1)} = \{\alpha x^{(0)}(2) + x^{(0)}(1), \alpha x^{(0)}(3) + x^{(0)}(2), \dots, \alpha x^{(0)}(k) + x^{(0)}(k-1)\}, \quad k \geq 2$$

使用最小平方方法則求出 a、b 的數值，代入 GM(1,1) 的響應式中，可解出響應式解。

#### 二、卡爾曼濾波器

由於卡爾曼濾波器的估測過程必須在離散時間下進行，因此在運算前必須將動態系統加以離散化。此外對於外部的干擾(例如：具有傾斜度的路面[39])，需再對(22)、(23)式加上雜訊之考量，可得一新離散狀態方程式

$$x_k = A_k x_{k-1} + B_k u_k + W_k \quad (25)$$

$$y_k = C_k x_k + V_k \quad (26)$$

A、B 與 C 均為矩陣，k 是時間係數，x 是系統狀態，u 是系統已知的輸入，y 是量測輸出，W 與 V 分別表示為進程與量測的噪音，再此假設為高斯白噪音(White Gaussian Noise)，兩者互不影響。x 矩陣中包含系統當前狀態的所有資訊，但它不能被直接量測，因此要量測向量 y，而 y 是受到噪音 V 干擾的系統狀態 x 的函數。

在濾波器中兩個變量描述濾波器的狀況：

- 1)  $\hat{x}(k, k)$ ：在時間 k 時之狀態估測值
- 2)  $P(k, k)$ ：誤差之斜方差矩陣

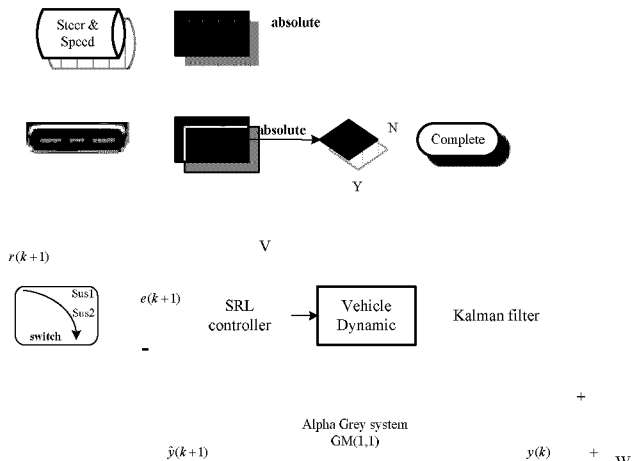
在卡爾曼濾波器估測過程中有兩個主要的階段：(1)估測：利用前一步估測值估測出下一步的估測值，(2)更新：利用現階段系統量測之資訊作為最佳化下一步系統估測值之準備。卡爾曼濾波器估測過程之方程式如下所示：(Q、R 矩陣分別是 W(k) 與 V(k)之斜方差矩陣)

#### 三、系統架構與控制器

將即時之方向盤轉向角與車身速度分別送入系統輸入端與時變系統(time-varying system)中，駕駛



者選擇Sorter分類器中的懸吊阻尼(damping)設定鈕

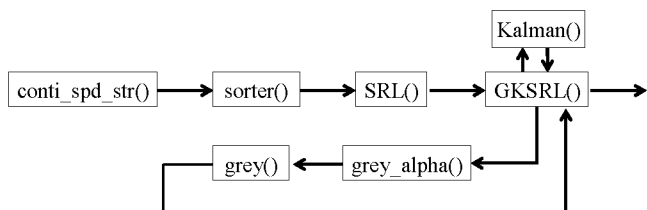


圖四 系統架構與控制器

，作為左右懸吊阻尼轉向操控的控制依據。下圖為本研究所設計之駕駛者導向側傾控制架構，其中、 $W$  與  $V$  分別表示為進程與量測的噪音。

肆、函式流程

如圖五所示，透過函式conti\_spd\_str()呼叫，駕駛者經由Sorter()函式輸入轉向角與速度陣列，選擇Sorter分類器中的懸吊阻尼設定鈕。進一步呼叫時變SRL()函式(附錄F)，藉由SRL函式尋找最佳的時變遞迴式 $\rho$ 控制值。此外，修改Alpha型灰色系統的預測程式，透過GKSRL()函式預先呼叫灰色系統grey\_alpha()與grey()函式，將預測數值載入做預先處理。GKSRL()函式包含了SRL()與Sorter()函式中的離散時變系統全域參數，以及卡爾曼濾波器與灰色估測器呼叫。

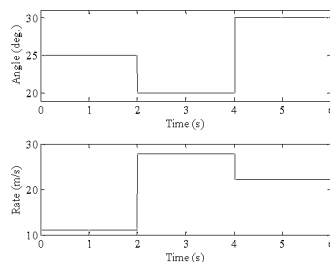


圖五 函式流程

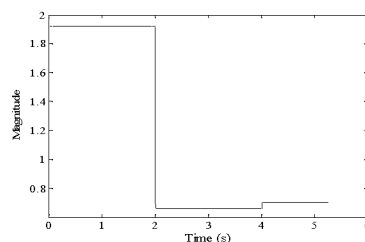
伍、系統模擬

在離散時變系統下，假設駕駛者在Sorter分類器 comfort 模式中分別輸入三個輪胎轉向角以及輪胎速度，如圖六所示，輪胎轉向角依序為 25 度、20 度與 30 度，而輪胎速度分別為 40km/h、100km/h 與 80km/h。時變 SRL 控制器根據離散時變系統下

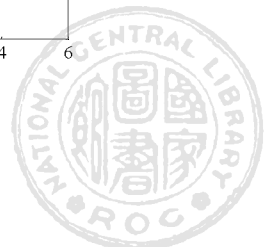
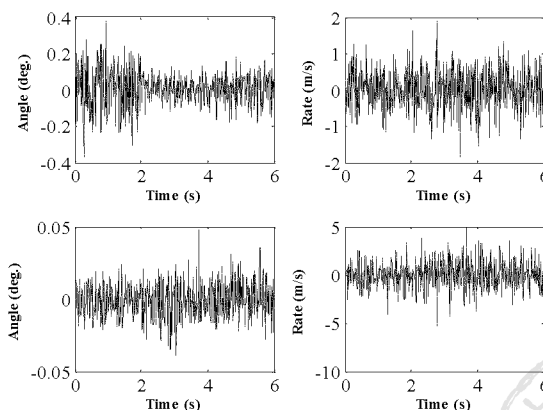
所設定出的  $\rho$  值控制，如圖七，依序為 1.92、0.66 與 0.70。四個狀態(Side-slip、Yaw\_rate、Roll-angle、Roll-rate)之卡爾曼濾波器進程干擾(V)之亂數模擬如圖八所示。圖九(a)為本論文提出的 Alpha 型灰卡爾曼時變 SRL 控制器與傳統卡爾曼控制器之側傾角模擬比較，由於灰色系統的加入，控制系統能夠預先一步模擬濾波器輸出值，因此在系統響應以及干擾排除能力上均優於傳統之卡爾曼控制器，依據時變 SRL 控制器的設定，壓縮百分比分別約為 20.96%、19.74%及 19.94%。圖九(b)、(c)與(d)為在 Alpha 型灰卡爾曼時變 SRL 控制器與傳統卡爾曼控制器下之側滑角、橫擺速率與側傾速率比較。圖十為側傾剛度控制過程，傳統卡爾曼控制器之側傾剛度控制皆維持於 40000N/m，在實際駕駛過程中，受到輪胎速度以及轉向角的持續變化，轉向之初為避免側傾過大的情形產生，必須提高側傾剛度之設定。此外，在行駛中轉向角或是輪胎速度的改變幅度增大將會造成側傾剛度較劇烈的震盪變化。



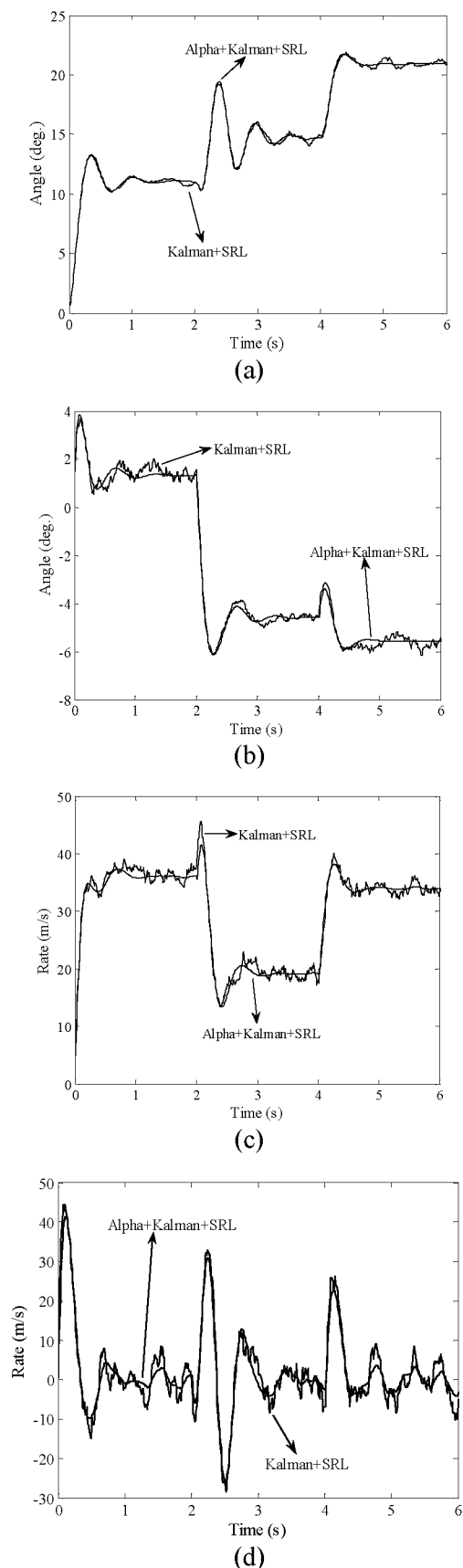
圖六 輪胎轉向角與速度



圖七 時變 SRL 控制器之  $\rho$  值轉換



圖八 各狀態之進程干擾(process disturbance)



圖九 comfort mode，Alpha 型灰卡爾曼時變 SRL 控制器與傳統卡爾曼控制器之比較 (a)側傾角模擬 (b)側滑角模擬 (c)橫擺速率模擬 (d)側傾速率模擬

## 陸、結論

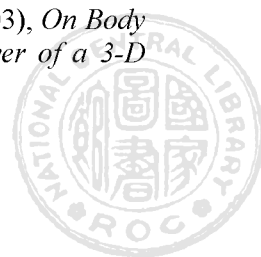
本研究利用灰色系統並結合卡爾曼濾波器與 SRL 回授控制法則架構出一灰色卡爾曼側傾剛度分類控制器。由於車輛過彎行為的控制為一即時性的運算，因此在本研究中首先針對灰色系統作探討，在受到外界的干擾下，分別比較傳統灰色估測與進階型 Alpha 灰色估測。由模擬運算的結果中可以發現：在處於亂數干擾的情形下，Alpha 型灰色估測的估測能力均優於傳統的灰色系統，故本研究採用 Alpha 型灰色系統作為即時性運算的估測架構。除了灰色估測即時性運算考量之外，對外界的干擾也必須有濾波的處理能力，因此本研究利用卡爾曼濾波器以容許側傾剛度控制器在外界的雜訊干擾下，仍可以準確的過濾出系統需求值。

在未來，本研究將持續朝下列方向進行：

- (1) 加入業界已研發出的電磁式懸吊控制系統(Magnetic Ride Control system)，利用本論文所提出之灰卡爾曼側傾補償技術實作出一完整實體架構。
- (2) 在系統量測雜訊中獨立出輪胎變形量所產生的干擾，使控制器能夠獨立處理輪胎變形量所造成的側傾干擾情形。
- (3) 利用 Optimal Time-Varying Feedback Gain 技術來取代 Recursive-SRL 技術，提升系統回授速度與穩態誤差。
- (4) 此控制器亦可整合至連續性底盤(chassis)控制系統上(Four-C)，使駕駛者能同時控制底盤回饋度與懸吊剛度。

## 柒、參考文獻

- [1] Kai-Ten Feng, Han-Shue Tan, Masayoshi Tomizuka (1998), *Automatic Steering Control of Vehicle Lateral Motion with the Effect of Roll Dynamics*, in the proceeding of *American Control Conference*, 4, pp.2248-2252.
- [2] Goldman, R., Gindy, M.E., and Kulakowski, B.T. (2001), *Rollover dynamics of road vehicles: Literature survey*, *Heavy Vehicle Systems*, 8(2), pp. 103-141.
- [3] Thomas, D. Gillespie (2000), *Fundamentals of Vehicle Dynamics*, SAE.
- [4] Pinhas Barak, Sun Tianbing (Mar. 2003), *On Body Roll Angle During Transient Maneuver of a 3-D*



*Model*, 2003 SAE World Congress 2003-01-0963.

- [5] Charles M. Farmer, Adrian K. Lund (Mar. 2002), *Rollover risk of cars and light trucks after accounting for driver and environmental factors*, Accident Analysis & Prevention, 34(2), pp. 163-173.
- [6] D. M. Bevly, R. Sheridan, and J. C. Gerdes, (2000), *The Use of GPS Based Velocity Measurements for Improved Vehicle State Estimation*, in the Proceedings of the American Control Conference, Chicago IL, 4, pp. 2538-2542.
- [7] Jihan Ryu, Eric J. Rossetter, and J. Christian Gerdes (2002), *Vehicle Sideslip and Roll Parameter Estimation Using GPS*, in the Proceedings of AVEC 2002 6<sup>th</sup> International Symposium of Advanced Vehicle Control, Japan.
- [8] Jin-Oh Hahn and Rajesh Rajamani, (May 2002), *GPS-based Real-Time Identification of Tire Road Friction Coefficient*, IEEE Transactions on Control System Technology, 10(3), pp.331-343.
- [9] Rocard Y., *Dynamic Instability*, Crosby Lockwood & Son. Ltd.1960.
- [10] Nikolov, Svetoslav, Nedev, Valentin, Bachvarov, Stefan (2008), *Roadway Automobile Stability*, Engineering Mechanics, 15 (4), pp. 283-295.

## BIOGRAPHIES

**Kuan-Ti Huang** received the M.S. M.E. from the Department of Vehicle Engineering, National Taipei University of Technology, Taipei City, Taiwan, in 2007.

Now, he is employed in Taiwan JinYe Development Enterprise Co. at Kaohsiung, Taiwan as a R&D engineer. His research interests are vehicle traction control and technology etc..



**Chung-Neng Huang** (IEEE M'04) received the B.S.E.E. from National Taiwan University of Science and Technology, Taipei, Taiwan, in 1992, and the M.S.E.E. and PH.D. degrees from Tohoku University, Sendai, Japan, in 1997 and 2000, respectively. From Feb. 2001 to Jul. 2006, he was an assistant professor, and was promoted to be an associate professor at the Vehicle Engineering Department, National Taipei University of Technology, Taipei, Taiwan. In Aug. 2006, he transferred to the Graduate Institute of Mechatronics & System Engineering, National University of Tainan, Tainan City, Taiwan, as an associate professor and was promoted to be as a professor from Aug. 2010 to present. He received the Golden Medal for the excellent paper in the 98<sup>th</sup> National Convention of the Institute of Electrical Engineers of Japan in the 100th anniversary of the foundation, the Excellent Achievements for the New Researchers in 2003 from the National Science Council, Taiwan, and the Outstanding Teacher Award in 2008 from the National University of Tainan.

His research and teaching interests are system optimal design, manufacturing/control parameter optimization, hybrid/intelligent controls and green power applications etc..

