

車輛防翻覆系統之車身動態與輪胎力估測器開發研究

李綱¹、陳子強²、張旭沅³、游超智⁴

¹ 國立臺灣大學機械工程學系(助理教授)

² 國立臺灣大學機械工程所(碩士生)

³ 國立臺灣大學機械工程所(碩士生)

⁴ 財團法人車輛研究測試中心(副工程師)

²E-mail: kangli@ntu.edu.tw

財團法人車輛研究測試中心計畫編號: 100-EC-17-A-04-02-0803

摘要

車輛防翻覆系統之開發為近幾年車輛工程研發領域之重要主題，為了達到車輛防翻覆之目的，防翻覆系統必須能即時(real-time)且準確地估測車輛動態穩定性之相關參數，以進行車輛側向及側傾動態穩定性之判斷。本論文提出一套車輛動態與輪胎力即時估測之方法，以提供車輛防翻覆系統之開發使用。該估測系統使用擴展型卡曼濾波器(extended Kalman Filter, EKF)演算法、四輪車輛動態、懸吊及輪胎模型所建立，包含一個輪胎力估測器及一個車身側滑與側傾動態估測器，此兩估測器各自獨立運算但是相互回饋其估測結果，作為彼此估測模型中之輸入資訊。所建立之估測系統現階段使用車輛動態模擬與分析軟體 CarSim 進行驗證，以測試估測系統在不同駕駛狀態與道路上之準確性，初步之模擬結果顯示該估測系統能提供相當準確之車身動態與輪胎力估測值，具備相當之潛力提供車輛防翻覆控制系統開發使用，未來將進一步修正估測器使用之車輛模型以提升其準確性，並以實車進行性能驗證。

關鍵詞：防翻覆系統、車輛動態模型、輪胎力、擴展型卡門濾波器、估測器。

符號

| | |
|---------------------------------|--------------|
| $\dot{\psi}$ | 偏航角速度 |
| δ_1, δ_2 | 左前輪、右前輪轉向角 |
| a_y, a_x | 橫向、縱向加速度 |
| $\ddot{\phi}, \dot{\phi}, \phi$ | 側傾角加速度、角速度、角 |
| V_g | 車質心速度 |
| F_{y1}, F_{y2} | 前、後輪橫向力 |
| F_{x1} | 前輪縱向輪胎力 |
| $\dot{\beta}, \beta$ | 側滑角速度、側滑角 |

1. 前言

為了提升車輛的安全性與操控性，現代車輛多配備有各式電子化駕駛安全輔助系統，包括防碰撞警示與控制系統及穩定控制系統，例如：Lane Departure Warning、Adaptive Cruise Control (ACC)、Anti-lock

Braking System (ABS)、Electronic Stability Control (ESC)、Electronic Safety Program (ESP)等 [1-2, 18]，其中車輛穩定控制系統依其功能又可分為防偏轉與防傾覆等兩類，前者目的在於維持車輛偏轉軸向之穩定性(yaw stability)，以防止車輛過彎打滑而失控，後者則是維持車身側傾軸向之穩定性(roll stability)，以避免車輛發生翻覆(rollover)意外。由於車輛之側傾動態(roll dynamics)穩定性受諸多變數影響，包括懸吊、轉向(steering)、輪胎以及道路狀況等，故車輛防翻覆系統之開發難度高，也是近年車輛工程研究之重要課題，不同防傾覆控制系統也已陸續被提出[3-6]。

為了有效達成防傾覆之目的，系統必須藉由車輛感測器資訊與車輛模型，包括車身、懸吊與輪胎，對車身之側向(lateral)、偏轉(yaw)與側傾(roll)動態進行即時之監控，例如：可藉由側向加速度、偏轉角速度、側滑角、側傾角與側傾角速度等參數判斷發生傾覆之可能性高低並做出反應。因此，防翻覆系統對於車身動態、輪胎力與路況之即時估測準確性高低將直接影響系統之性能。對於無法直接量測之車身動態參數如側滑角、側傾角與輪胎力，則必須設計觀測器/估測器(observer/estimator)進行估測，目前最常見之方法是利用卡門濾波器(Kalman Filter)技術設計車身動態與輪胎力估測器[7, 8]。此外，為了提升在非平坦道路上之車輛動態與穩定性估測正確性，道路參數如道路坡度(road grade)、側向坡度(bank angle)等亦須由估測器進行估測[9]。

本論文提出一套車身動態與輪胎力之估測方法，以提供車輛防傾覆警告/控制系統開發之使用，如圖一所示為該系統之架構圖。本系統參考[7]之估測器設計概念，採用兩個擴展型卡門濾波器(extended Kalman Filter, EKF)建構輪胎力估測器與車輛動態估測器，分別對輪胎力(含輪胎與地面間之正向力與摩擦力)與車身側滑、側傾動態進行估測。此兩估測器間相互回授，輪胎力估測器提供車輛動態估測器所需之輪胎力當作模型輸入，而車輛動態估測器則提供輪胎力估測器所需之車身側滑角與側傾角等輸入資訊，車輛防翻覆系統則可根據此兩估測器與感測器提供之完整車身動態資訊進行車輛翻覆之預警與控制。本論文所提出之車身動態與輪胎力估測方法目前先以車輛模擬與動力分析軟體 CarSim 進行驗證，下一階段將以實車進行驗證並進行車輛防傾

覆系統之開發。

本論文之其餘部分介紹如下:第二部分描述輪胎力估測器之設計,第三部分描述車輛動態估測器之設計,第四部分簡述所採用之擴展型卡曼濾波器演算法,第五部分為 CarSim 模擬及估測器驗證結果,第六部份為本論文之結論。

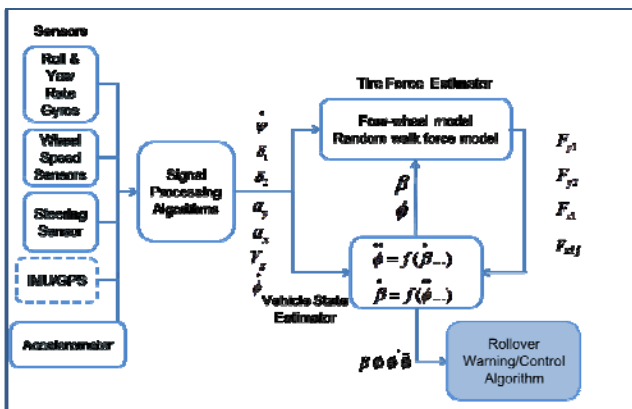


圖 1 防翻覆系統架構方塊圖

2. 輪胎力估測器

輪胎力與車身動態有直接的關係,故為了分析車身之動態穩定性必須取得輪胎力之資訊,然而現有輪胎力感測器非常昂貴,無法應用在一般車輛上,所以必須藉由車身感測器資訊與車輛動態模型建立輪胎力之估測器。本論文參考[7]使用擴展型卡曼濾波器與四輪車輛模型配合 random walk tire force model,建立一個四輪輪胎力估測器,其說明如下。

2.1 四輪車輛模型

如圖 2 為本文所採用之四輪車輛模型自由體圖,此模型描述車輛質心速度、偏轉角速度受輪胎與地面摩擦力、轉向角作用下之變化情形,由方程式(1)和(2)代表之。 \dot{V}_g 為輪胎水平總力對車質心所造成的絕對加速度如式(1), $\ddot{\psi}$ 為輪胎水平總力對車質心造成之偏轉力矩總和所產生之偏轉加速度(yaw acceleration),其平衡式如式(2)。

$$\dot{V}_g = \frac{1}{m} [F_{xL1} \cos(\beta - \delta_1) + F_{xR1} \cos(\beta - \delta_2) + F_{yL1} \sin(\beta - \delta_1) + F_{yR1} \sin(\beta - \delta_2) + (F_{yR2} + F_{yL2}) \sin \beta] \quad (1)$$

$$\ddot{\psi} = \frac{1}{I_z} [L_1 (F_{yL1} \cos \delta_1 + F_{yR1} \cos \delta_2 + F_{xL1} \sin \delta_1 + F_{xR1} \sin \delta_2) - L_2 (F_{yL2} + F_{yR2}) + \frac{E}{2} (F_{yL1} \sin \delta_1 - F_{yR1} \sin \delta_2 + F_{xR1} \cos \delta_2 - F_{xL1} \cos \delta_1)] \quad (2)$$

F_{xL1} 與 F_{xR1} 分別代表左前輪與右前輪之縱向力, F_{yL1} 、 F_{yR1} 、 F_{yL2} 、 F_{yR2} 則分別代表左前、右前、左後、右後輪之橫向力。此模型假設所使用之車輛為前驅車且後輪無轉向,基於估測器之可觀測性(observability)理由,將後輪的縱向力忽略不計[7]。 δ_1 、 δ_2 分別為左前輪與右前輪的轉向角, β 為車輛側滑角, V_g 為車輛重心(C.G.)的絕

對速度, E 為車寬, L_1 與 L_2 分別為重心到前輪軸與後輪軸的距離, $\dot{\psi}$ 為偏航角速度。

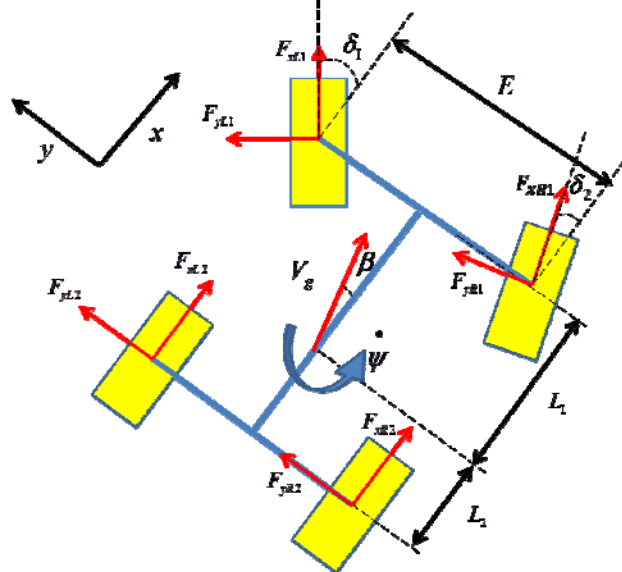


圖 2 四輪模型自由體圖

此外,四輪之水平輪胎力變化以 random walk model 描述之[10]:

$$[\dot{F}_{x1}, \dot{F}_{y1}, \dot{F}_{y2}] = [0, 0, 0] \quad (3)$$

估測器之量測向量(measurement vector)則包含偏航角速度 $\dot{\psi}$ 、車質心絕對速度 V_g 、質心橫向及縱向加速度 a_y 、 a_x 等車輛感測器資訊,其量測方程式(measurement equations)如下:

$$Y = [\dot{\psi}, V_g, a_y, a_x] = [Y_1, Y_2, Y_3, Y_4] \quad (4)$$

$$Y_1 = \dot{\psi} \quad (5)$$

$$Y_2 = V_g \quad (6)$$

$$Y_3 = \frac{1}{m} [F_{yL1} \cos \delta_1 + F_{yR1} \cos \delta_2 + (F_{yL2} + F_{yR2}) + F_{xL1} \sin \delta_1 + F_{xR1} \sin \delta_2] \quad (7)$$

$$Y_4 = \frac{1}{m} [-F_{yL1} \sin \delta_1 - F_{yR1} \sin \delta_2 + F_{xL1} \cos \delta_1 + F_{xR1} \cos \delta_2] \quad (8)$$

由於後輪無轉向,且當車輛於直線運動時偏航角速度 $\dot{\psi}$ 很小, δ_1 、 δ_2 也很小且兩者相近,所以前軸與後軸之左右輪橫向力(F_{yL1} 與 F_{yR1} 或 F_{yL2} 與 F_{yR2})難以分辨,故上述量測方程式(7)、(8)中前/後軸之左右輪橫向力無法個別估測出,僅能估測其總力($F_{y1} = F_{yL1} + F_{yR1}$ 及 $F_{y2} = F_{yL2} + F_{yR2}$),故基於此可觀測性之考量,此一輪胎力估測器之狀態向量(state vector)定義如下:

$$X = [\psi, F_{y1}, F_{y2}, F_{x1}, V_g] \quad (9)$$

此式中 F_{x1} 為前軸左右兩輪之縱向力總和($F_{x1} = F_{xL1} + F_{xR1}$)。

為了區別前軸之左/右輪縱向力以及前/後軸之左右輪橫向力,根據輪胎正向力於四輪之分佈比例可得下列估測算式:

$$F_{xL1} = \frac{F_{zL1}}{F_{zL1} + F_{zR1}} F_{x1}, \quad F_{xR1} = \frac{F_{zR1}}{F_{zL1} + F_{zR1}} F_{x1} \quad (10)$$

$$F_{yL1} = \frac{F_{zL1}}{F_{zL1} + F_{zR1}} F_{y1}, \quad F_{yR1} = \frac{F_{zR1}}{F_{zL1} + F_{zR1}} F_{y1} \quad (11)$$

$$F_{yL2} = \frac{F_{zL2}}{F_{zL2} + F_{zR2}} F_{y2}, \quad F_{yR2} = \frac{F_{zR2}}{F_{zL2} + F_{zR2}} F_{y2} \quad (12)$$

F_{zL1} 、 F_{zR1} 、 F_{zL2} 、 F_{zR2} 分別為左前、右前、左後、右後輪之正向力。若考慮四輪之負載效應，懸吊以及側傾運動，則四輪之正向力模型為[11]：

$$F_{zL1} = \frac{L_2 m}{2(L_1 + L_2)} g - \frac{h_{cog} m}{2(L_1 + L_2)} a_x - \frac{L_2 h_{cog} m}{(L_1 + L_2) E} a_y - \frac{m_{uf} h_{uf}}{E} a_y + \frac{1}{E} [-K_{\phi f} \phi - C_{\phi f} \dot{\phi}] \quad (13)$$

$$F_{zR1} = \frac{L_2 m}{2(L_1 + L_2)} g - \frac{h_{cog} m}{2(L_1 + L_2)} a_x + \frac{L_2 h_{cog} m}{(L_1 + L_2) E} a_y + \frac{m_{uf} h_{uf}}{E} a_y - \frac{1}{E} [-K_{\phi f} \phi - C_{\phi f} \dot{\phi}] \quad (14)$$

$$F_{zR2} = \frac{L_2 m}{2(L_1 + L_2)} g + \frac{h_{cog} m}{2(L_1 + L_2)} a_x + \frac{L_2 h_{cog} m}{(L_1 + L_2) E} a_y + \frac{m_{ur} h_{ur}}{E} a_y - \frac{1}{E} [-K_{\phi r} \phi - C_{\phi r} \dot{\phi}] \quad (15)$$

$$F_{zL2} = \frac{L_2 m}{2(L_1 + L_2)} g + \frac{h_{cog} m}{2(L_1 + L_2)} a_x - \frac{L_2 h_{cog} m}{(L_1 + L_2) E} a_y - \frac{m_{ur} h_{ur}}{E} a_y + \frac{1}{E} [-K_{\phi r} \phi - C_{\phi r} \dot{\phi}] \quad (16)$$

h_{cog} 為車輛重心高， g 為重力加速度， m_{uf} 、 m_{ur} 為前、後軸之車身質量 (sprung mass)， h_{uf} 、 h_{ur} 各為前、後之車身重心高， K_{uf} 、 K_{ur} 為前、後懸吊之側傾剛性係數， C_{uf} 、 C_{ur} 為前、後懸吊之側傾阻尼。此處負載效應模型假設可以獨立縱向加速度與橫向加速度產生之效應相疊加[12]。根據上述車輛模型，此輪胎力估測器之輸入向量 U 定義為： $U = [\delta_1, \delta_2, \beta, F_{zL1}, F_{zR1}, F_{zR2}, F_{zL2}, \phi, \dot{\phi}]$

3. 車輛動態估測器

前述輪胎力估測器使用之四輪車輛模型包含(縱向)加速度與偏轉動態模型，此處之車輛動態估測器則將考慮車輛之側滑與側傾動態，以提供車身側滑角與側傾角之估測值給予輪胎力估測器當作模型輸入，並連同側滑角速度與側傾角速度等估測值提供給防翻覆系統計算使用。

3.1 側滑動態模型

假設輪胎水平力之和力所造成的車質心 y 方向加速度為 a_y ，側滑角速度為 $\dot{\beta}$ ，偏航角速度為 $\dot{\psi}$ ，車質心 x 方向之速度為 V_x ，則 $V_x(\dot{\beta} + \dot{\psi})$ 為根據剛體運動公式所合成之車質心正 y 方向的加速度，若再考慮車身之側傾運動產生之影響， $h_s \ddot{\phi} \cos \phi$ 為因車側傾所產生在負 y 方向的加速度，而 $mV_x(\dot{\beta} + \dot{\psi}) - m_s h_s \ddot{\phi}$ 為車輛慣性力之

和，故可得等式(17)：

$$m a_y = m V_x (\dot{\beta} + \dot{\psi}) - m_s h_s \ddot{\phi} \cos \phi \quad (17)$$

移項之後可得車身側滑動態模型如下式(18)：

$$\dot{\beta} = \frac{1}{m V_x} (m a_y + m_s h_s \ddot{\phi} \cos \phi) - \dot{\psi} \quad (18)$$

3.2 側傾動態模型

如圖 3 所示為車輛側傾動態模型之自由體圖，本文中將懸吊對車身 (sprung mass) 之垂直 (z 方向) 與側向 (y 方向) 作用力各別當作輪胎正向力與側向力之函數計算，兩者各以一個 tuning factor $\alpha_z(\phi, \dot{\phi})$ 與 $\alpha_y(\phi, \dot{\phi})$ 代表懸吊之非線性特性。利用此一懸吊模型表示法及式(17)可得車身側傾動態模型如式(19)所示。

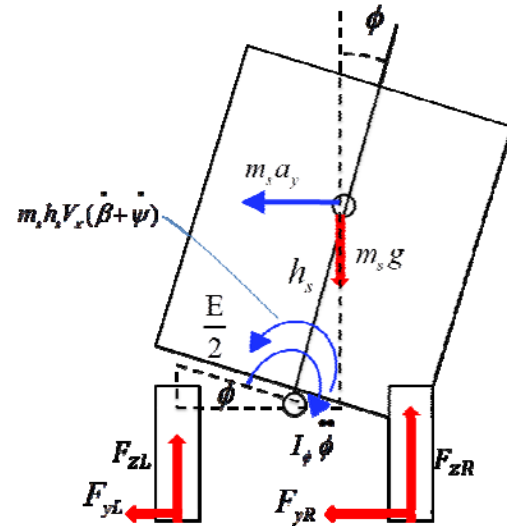


圖 3 側傾模型自由體圖

$$\ddot{\phi} = \frac{1}{(I_\phi - \frac{1}{m} m_s^2 h_s^2 \cos^2 \phi)} [m_s a_y h_s \cos \phi + m_s g h_s \sin \phi + \alpha_z(\phi, \dot{\phi}) (F_{zL} - F_{zR}) \frac{E}{2} \cos \phi - \alpha_y(\phi, \dot{\phi}) (F_{yL} - F_{yR}) \times \frac{E}{2} \sin \phi] \quad (19)$$

$$F_{zL} = F_{zL1} + F_{zL2}, \quad F_{zR} = F_{zR1} + F_{zR2} \quad (20)$$

$$F_{yL} = F_{yL1} \cos \delta_1 + F_{yL2} + F_{xL1} \sin \delta_1 \quad (21)$$

$$F_{yR} = F_{yR1} \cos \delta_2 + F_{yR2} + F_{xR1} \sin \delta_2 \quad (22)$$

上述式(19)為根據圖 3 側傾模型自由體圖，對側傾軸所做的力矩平衡方程式，而式(20-22)為輪胎的正向力與 y 方向總力。

3.3 估測器

利用前述車身側滑與側傾動態模型，我們可以建立車輛動態穩定性參數之估測器，其狀態向量定義如下：

$$X = [\phi, \dot{\phi}, \ddot{\phi}, \beta, a_y] \quad (23)$$

此處我們假定 $\ddot{\phi}$ 與 a_y 對時間的一次微分皆為0，其餘狀態變數之改變率則依照式(18)與(19)得之。量測向量則包括車身之側傾角速度與側向加速度：

$$Y = [\dot{\phi}, a_y] \quad (24)$$

輸入向量U之定義如下：

$$U = [\delta_1, \delta_2, \dot{\psi}, V_x, F_{x1}, F_{y1}, F_{y2}, F_{zL1}, F_{zR1}, F_{zR2}, F_{zL2}] \quad (25)$$

其中正向力 F_{z1} 、縱向力 F_{x1} 與橫向力 F_{y1} 、 F_{y2} 則由前述輪胎力估測器提供。

4. 擴展形卡曼濾波器

卡曼濾波器之原理最先由 R. E. Kalman 在 1960 年發表，至今其應用領域已非常廣泛，除了線性系統之狀態估測更進一步應用於非線性系統之估測問題，而有所謂擴展型卡曼濾波器之名稱出現，本篇論文所使用之演算法便是其中之一，該演算法簡述如下。

如式(26-27)描述一離散化非線性系統之狀態演進變化(state transition)與系統輸入之關係，式(28)描述量測向量與系統狀態變數及輸入間之關係。 X_k 、 Y_k 、 U_k 分別代表著系統狀態、量測與輸入向量，並以 $n_{model,k}$ 、 $n_{measurement,k}$ 分別代表狀態演進模型與量測模型之誤差/雜訊， $n_{input,k}$ 代表輸入訊號雜訊，且假設此三種隨機雜訊都是高斯分佈(Gaussian-distributed)， Q_{model} 、 $Q_{measurement}$ 與 Q_{input} 代表各雜訊之 covariance matrix。

$$F(X_k, U_k^*) = X_k + \int_{t_k}^{t_{k+1}} \dot{X}_k dt \quad (26)$$

$$X_{k+1} = F(X_k, U_k^*) + n_{model,k} \quad (27)$$

$$Y_k = h(X_k, U_k^*) + n_{measurement,k} \quad (28)$$

$$U_k^* = U_k + n_{input,k} \quad (29)$$

此處 F 為離散化的系統狀態演進模型，h 為量測模型， \hat{X}_k^- 為系統狀態在時間 t_k 時根據狀態演進模型(27)所做出的狀態預測，此一步驟為卡曼濾波器之預測階段

(prediction)， \hat{X}_k^+ 則為系統狀態在時間 t_k 時根據量測資訊 Y_k 做出修正後之新的估測，此一步驟為卡曼濾波器之修正階段(correction)。

擴展型卡曼濾波器的運算步驟第一步為將非線性系統方程式(26)做線性化：

$$A_k = \frac{\partial}{\partial X} F(\hat{X}_k^+, U_k^*), B_k = \frac{\partial}{\partial U} F(\hat{X}_k^+, U_k^*) \quad (30)$$

第二步驟為利用前一時間之狀態估測值及輸入預測狀態的新值：

$$\hat{X}_{k+1}^- = F(\hat{X}_k^+, U_k^*) \quad (31)$$

接著更新估測狀態的 covariance matrix：

$$P_{k+1}^- = A_k P_k^+ A_k^T + B_k Q_e B_k^T + Q_m \quad (32)$$

此處 P_{k+1} 代表時間 t_{k+1} 時所估測之系統狀態 covariance matrix， Q_e 與 Q_m 分別代表輸入訊號及系統狀態演進模型之雜訊/誤差之 covariance matrix。

第三步驟為利用線性化後的量測矩陣計算 Kalman gain matrix：

$$C_k = \frac{\partial}{\partial X} h(\hat{X}_{k+1}^-, U_k^*), D_k = \frac{\partial}{\partial U} h(\hat{X}_{k+1}^-, U_k^*) \quad (33)$$

$$B_k = \frac{\partial F(\hat{X}_{k+1}^-, U_k^*)}{\partial U}$$

另外定義兩個參數 S_k 、 R_k ，並用此兩參數表示 Kalman gain 如下：

$$S_k = B_k Q_e D_k^T, R_k = C_k P_{k+1}^- C_k^T + D_k Q_e D_k^T \quad (34)$$

$$K_k = (P_{k+1}^- C_k^T + S_k)(R_k + Q_s + C_k S_k + S_k^T C_k^T)^{-1} \quad (35)$$

最後一步驟是利用量測資料 Y_{k+1} 與 Kalman gain 對系統狀態估測值進行修正(correction)，並同時更新其 covariance matrix：

$$\hat{X}_{k+1}^+ = \hat{X}_{k+1}^- + K_k (Y_{k+1} - h(\hat{X}_{k+1}^-, U_{k+1}^*)) \quad (36)$$

$$P_{k+1}^+ = P_{k+1}^- - K_k (C_k P_{k+1}^- + S_k^T) \quad (37)$$

5. 模擬結果

本論文中我們使用車輛動態模擬與分析軟體 CarSim 對所開發之估測器進行軟體驗證，由 CarSim 提供之車輛狀態資訊代替真實感測器資訊，當作估測器模型之輸入(input)與量測(measurement)資料，包括速度、加速度、轉向角、偏航角速度與側傾角速度等。藉由 CarSim 所提供之不同車輛模型、道路模型與操控狀況設定，我們可以針對估測器在不同道路、駕駛狀態下之準確性進行評估並做修正，未來也可利用此一 CarSim 軟體驗證平台進行車輛防翻覆系統之開發與驗證。

如圖 4 所示為本模擬所選用之測試跑道路線平面圖，該跑道為平地上之 S 型轉彎路線。車輛參數設定如表一，平均車速設定保持在 70km/hr。

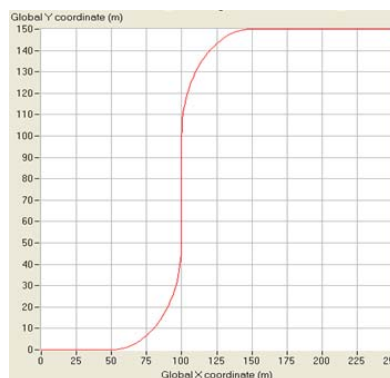


圖 4 S 型轉彎路線

表 1 車輛參數設定

| 車輛參數名稱： | 設定數值： |
|-----------|--------------------------|
| 重心到前輪距離 | 1.05m |
| 重心到後輪距離 | 1.559m |
| 車體+底盤輪胎重量 | 1429+81kg |
| 重心高度 | 0.67m |
| 車寬 | 1.565m |
| Z 軸轉動慣量 | 1765kg/m ² |
| 側傾軸轉動慣量 | 505.71 kg/m ² |
| 目標平均車速 | 70km/hr |

如表 2 與表 3 所示分別為輪胎力估測器與車輛動態

估測器所選用之參數設定值。在此模擬中我們將輪胎正向力之模型式(13-16)進行簡化，僅考慮負載轉移的效應，懸吊與側傾運動則在車輛動態估測器之模型中(18-19)考慮，並進行側滑角與側傾角之估測。

表 2 輪胎力估測器參數設定

| | |
|-------------------|--|
| Q_{model} | $diag[10^{-6}, 10^5, 10^5, 10^5, 10^5]$ |
| $Q_{measurement}$ | $diag[10^{-4}, 10^{-2}, 10^{-3}, 10^{-3}]$ |
| Q_{input} | $diag[10^{-5}, 10^{-9}, 10^5, 10^5, 10^5, 10^5, 10^5]$ |

表 3 車輛動態估測器參數設定

| | |
|-------------------|--|
| Q_{model} | $diag[10^{-5}, 10^{-4}, 10^{-4}, 10^{-4}, 10^{-1}]$ |
| $Q_{measurement}$ | $diag[10^{-7}, 10^{-1}]$ |
| Q_{input} | $diag[10^{-5}, 10^{-9}, 10^{-7}, 10^{-4}, 10^2, 10^2, 10^2, 10^5, 10^5, 10^5, 10^5]$ |

如圖 5 所示為此模擬中車輛之縱向與橫向加速度，圖 6 顯示左前輪與右前輪之轉向角，此兩圖之數據皆由 CarSim 提供當作估測器之模型輸入與量測資料。

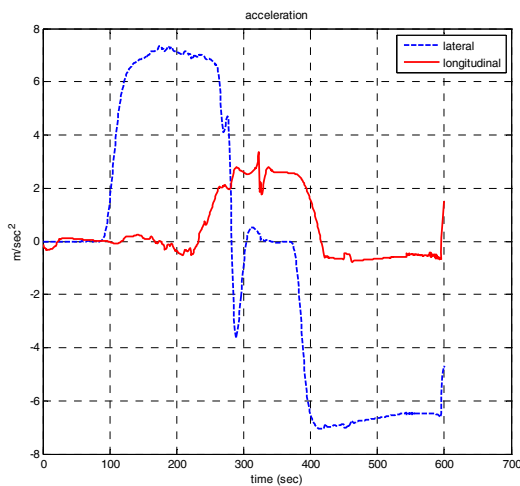


圖 5 縱向與橫向加速度

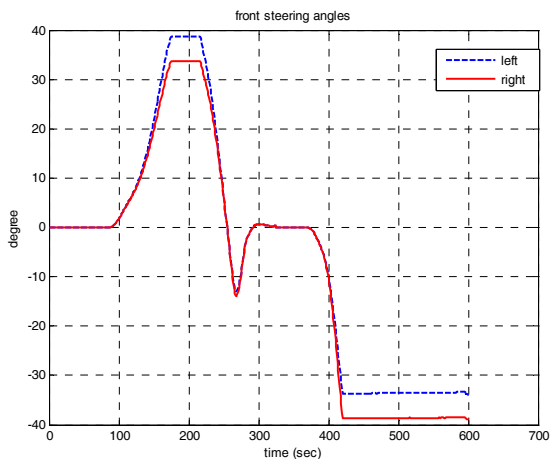


圖 6 左前輪與右前輪轉向角

5.1 輪胎力估測器結果比較

圖 7 顯示估測器對偏航角速度之估測值(estimate)與 CarSim 提供之偏航角速度值(simulation)，圖 8~10 顯示輪胎力之估測結果，包括前、後輪之總側向力 F_{y1} 、 F_{y2} 與前輪總縱向力 F_{x1} ，圖 11 顯示車質心之絕對速度值，圖 12 顯示四輪之正向力 F_{zij} 估測結果。

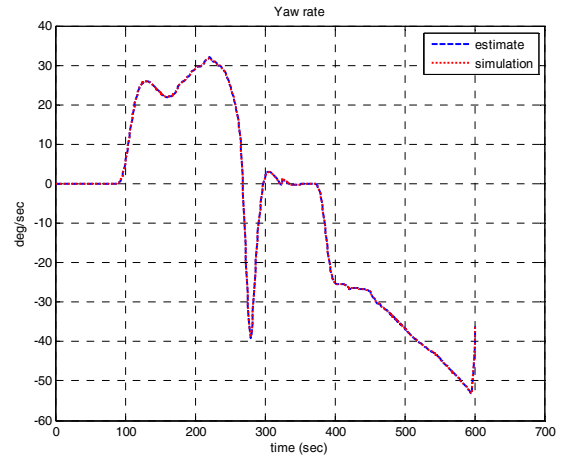


圖 7 偏航角速度

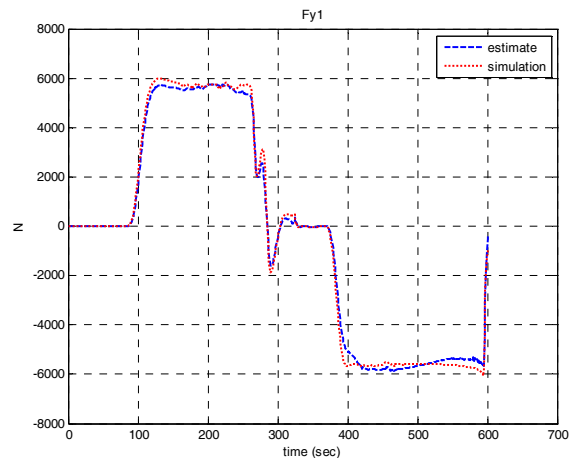


圖 8 前輪總側向力(N)

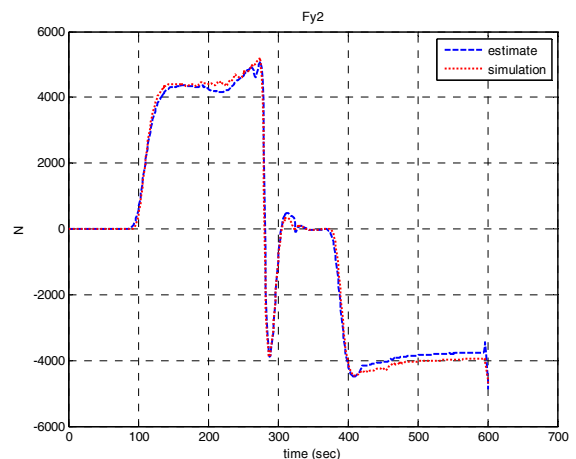


圖 9 後輪總側向力(N)

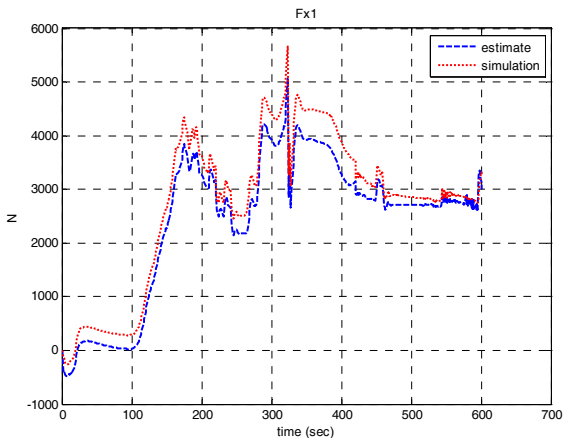


圖 10 前輪總縱向力(N)

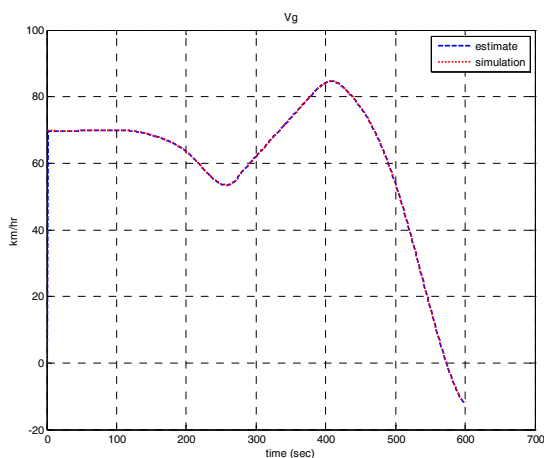


圖 11 車質心絕對速度(km/hr)

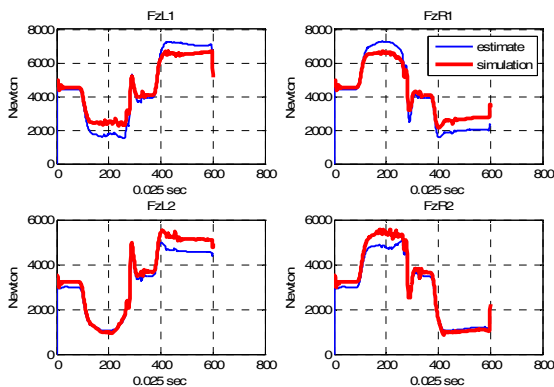


圖 12 四輪正向力(N)

該模擬於時間約在 400 秒時速度達到最大值，側向加速度約達 0.7g(如圖 5)，其後因過彎速度過快而失控，兩前輪之轉向角值快速增加且都超過 30 度，最後車輛衝出跑道並發生自旋(spin)，並在時間約為 575 秒之後速度由零轉為負值，由電腦模擬顯示此時車輛倒退中並未完全停止，此一模擬包含了車輛動態在穩定與非穩定之行為，故對於估測器之準確性有較大之考驗。

由圖 7~12 我們可以看到估測器結果與 CarSim 模擬結果很相近，只有前輪縱向力(圖 10)與正向力(圖 12)

之估測誤差較大，但是趨勢仍然吻合。推測前者誤差可能是因為該估測器模型不考慮後輪的縱向力所致，後者則應與輪胎力估測器沒有考慮到懸吊與側傾運動有關，也是未來可改進之方向。

5.2 車輛動態估測器結果比較

圖 13、14 顯示側滑角與側滑角速度之估測結果，由此兩圖可見側滑角之/角速度之估測於車輛未失控前接近實際值，其發展趨勢與 CarSim 模擬相吻合。但是時間在 400 秒之前，側滑角仍有較大之 bias 誤差存在。在車輛失控後(約 450 秒之後)，側滑角/角速度之估測差逐漸增大。

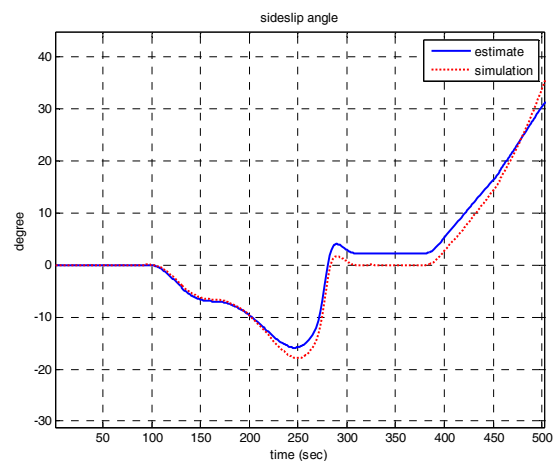


圖 13 側滑角

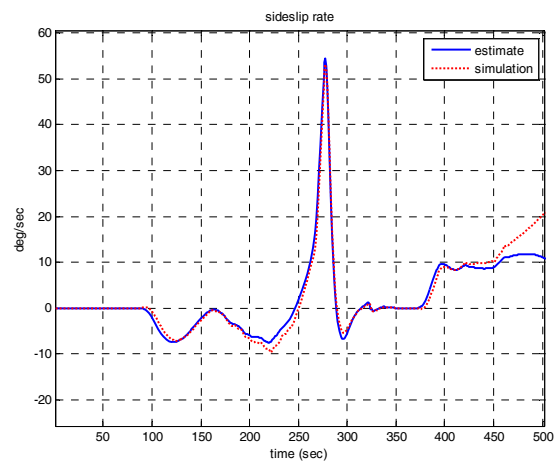


圖 14 側滑角速度

圖 15 顯示側傾角加速度之估測結果，由此圖可發現估測之側傾角加速度與 CarSim 模擬結果有 bias 誤差存在，但是高頻的變化趨勢仍大致吻合，故此低頻部分之 bias 誤差改進將是下一階段車輛動態估測器之改進重點。

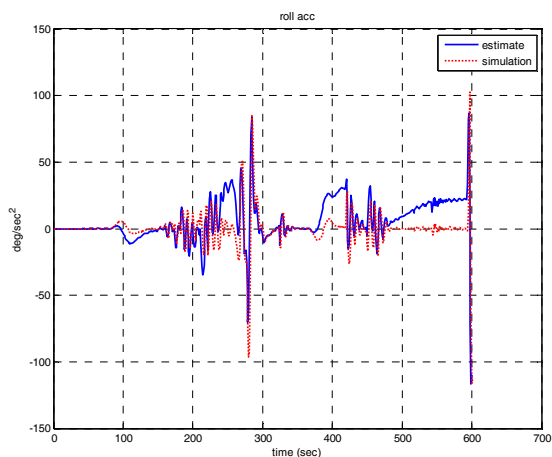


圖 15 側傾角加速度

6. 結論

本論文提出一套車身動態與輪胎力之即時估測方法，以提供車輛防翻覆系統之開發使用。本套車身動態與輪胎力估測系統使用擴展性卡曼濾波器演算法、車輛動態模型、懸吊與輪胎力模型所建立，此估測系統包含兩個相隔離(isolated)但是相互回饋之擴展型卡曼濾波器，分別針對輪胎力與車身側滑、側傾動態進行估測。此套估測系統之準確性現階段先以車輛動態模擬與分析軟體 CarSim 進行驗證，其結果顯示估測之準確性相當高，但是仍有改進之處。未來將首先改進輪胎力估測器之模型，除了考慮負載轉移效應，也將納入懸吊與側傾運動相關之參數，對於車身動態估測器之 bias 誤差亦將優先改進。此外，未來並將道路參數納入本估測系統之估測模型當中，以進一步提升本系統之準確性。

7. 致謝

感謝財團法人車輛研究測試中心(ARTC)提供本研究計畫所需之經費與軟/硬體設備，並感謝 ARTC 李玉忠先生及相關人員提供技術上之支援與建議。最後感謝本研究之總計畫召集人臺大電機系傅立成教授，本子計畫主持人臺大生機系林達達教授，以及相關子計畫之研究夥伴：臺北科大車輛工程系陳柏全教授，台大電機系連豐力教授等人之建議。

8. 參考文獻

期刊論文：

- [1] H. E. Tseng, D. Madau, B. Ashrafi, T. Brown, and D. Recker, "Technical challenges in the development of vehicle stability control system," in Proc. IEEE Int. Conf. Control Appl., Aug. 1999, pp. 1660-1666.
- [2] A. T. van Zanten, "Bosch ESP systems: 5 years of experience," in Proc. SAE Automotive Dynamics and Stability Conf., Troy, MI, May 2000, 2000-01-1633.
- [3] M. Biglarbegian, W. Melek, and F. Golnaraghi, "Design of a novel fuzzy controller to enhance stability of vehicles," North American Fuzzy Information Processing Society, 2007.
- [4] L. Xu, and H. E. Tseng, "Robust model-based fault

detection for a roll stability control system," IEEE Trans. on Control Systems Technology, Vol. 15, 3, pp. 519-528, May 2007.

- [5] J. Yoon, W. Cho, B. Koo, and K. Yi, "Unified chassis control for rollover prevention and lateral stability," IEEE Trans. on Vehicular Technology, Vol. 58, 2, pp. 596-609, Feb. 2009.
 - [6] B. Chen, and H. Peng, "Rollover warning for articulated heavy vehicles based on a time-to-rollover metric", Journal of Dynamics System, Measurement and Control, 127, 406, 2005.
 - [7] G. Baffet, A. Charara, D. Lechner, and D. Thomas, "Experimental evaluation of observers for tire-road forces, sideslip angle and wheel cornering stiffness", Vehicle System Dynamics, 46: 6, pp. 501 -520, 2008.
 - [8] M. C. Best, A. P. Newton, and S. Tuplin, 'The identifying extended Kalman filter: parametric system identification of a vehicle handling model', Proc. IMechE Vol. 221 Part K: J. Multi-body Dynamics, pp. 87-98, 2007.
 - [9] D. (Neng) Piyabongkarn, R. Rajamani, J. A. Grogg and J. Y. Lew, "Development and experimental evaluation of a slip angle estimator for vehicle stability control", IEEE Transactions On Control Systems Technology, Vol. 17, No. 1, January 2009.
 - [10] L. Ray, "Nonlinear tire force estimation and road friction identification: simulation and experiments", Automatica, Vol. 33(10), pp. 1819-1833, 1997.
 - [11] Junjie He, D. A. Crolla, M. C. Levesley, and W. J. Manning, "Coordination of active steering, driveline, and braking for integrated vehicle dynamics control", Proc. IMechE Part D Journal of Automobile Engineering, 220. pp. 1401-1421.
 - [12] D. Lechner, *Analyse du comportement dynamique des vehicules routiers legers: developpement d'une methodologie appliquee a la securite primaire*, Ph.D. diss., Ecole Centrale de Lyon, Lyon, France, 2002.
 - [13] M. Doumiati, A. Victorino, A. Charara, and D. Lechner, "A method to estimate the lateral tire force and the sideslip angle of a vehicle: experimental validation", American Control Conference, 2010.
 - [14] J. Dakhallah, S. Glaser, S. Mammari and Y. Sebsadji, "Tire-road forces estimation using extended Kalman filter and sideslip angle evaluation", American Control Conference, 2008.
 - [15] R. Rajamani, D. Piyabongkarn, V. Tsourapas and J. Y. Lew, "Real-time estimation of roll angle and CG height for active rollover prevention applications", American Control Conference, 2009.
 - [16] T. Shim and D. Margolis, "Model-based road friction estimation", Vehicle System Dynamics, Vol.41, No.4. pp249-276, 2004.
 - [17] D. Odenthal, T. Bunte, J. Ackermann, "Nonlinear steering and braking control for vehicle rollover avoidance", European Control Conference, 1999.
- 書籍：
- [18] R. Rajamani, *Vehicle Dynamics and Control*. New York: Springer-Verlag, 2005.