

輪胎胎紋噪音降噪之研究

黃昱豪¹, 鄭榮和², 吳圓生³

¹ 台灣大學機械系研究生

² 台灣大學機械系教授

³ 南港輪胎股份有限公司

摘要

本研究利用有限元素軟體Abaqus與流體力學軟體FlowVision計算行駛過程中輪胎花紋造成之泵氣噪音，並參考ISO-10844輪胎噪音測試規範，以規格205/55 R16 91V之輻射胎建立模擬泵氣噪音模型，取代傳統試誤法進行開發，省去許多時間與金錢成本，並經由實車測試數據驗證本研究有限元素模型之正確性。

利用所建立的模型探討各種行駛參數與胎紋設計對於輪胎花紋噪音的影響，且經由分析結果得到延遲胎紋內空氣排放速度可達到降噪目的，故針對此方向開發低噪音花紋，為減少開發時間，本研究引進一套2D胎紋簡化模型，利用2D模型先對新胎紋設計的結果進行預測與篩選，若結果有利降噪，再進行完整泵氣噪音模擬深入探討，最後經由此開發流程，針對胎面設計提出改善方向。

關鍵字：輻射胎、胎紋噪音、氣動噪音、有限元素、流固耦合

一、前言

當一般轎車時速大於40公里時，輪胎成為整車最大的噪音來源，加上人們越來越重視行車的舒適性，故許多國家開始對輪胎的噪音性能制定相關法規，以歐盟輪胎噪音法為例[2]，在2012年若一般轎車胎噪音大於76分貝，則不給予認證，而再2016年開始，若一般轎車胎噪音大於74分貝，則禁止再歐盟規範地區進行銷售、使用，對於輪胎噪音性能將會越來越要求。

近年來為了因應消費者需求及各國政府的輪胎政策，促使各大輪胎廠商相繼開發各項技術以符合法規要求，然而傳統輪胎設計經常藉由試誤法(trial and error)進行開發，但因輪胎的結構複雜，力學行為也相當複雜，使用試誤法較難以掌握設計的精隨，且開發成本與時間也相當高，很難在輪胎業中取得領先地位。然而隨著科技進步，電腦硬體性能上升，其計算能力也大幅提升，相關電腦輔助分析軟體也漸趨成熟(ABAQUS、ANSYS、FlowVision)，許多廠商紛紛引進

分析軟體應於在開發產品上，使用電腦模擬來取代先前的試誤法，以節省實驗次數與人力資源，並經由模擬可以了解到行駛過程的Insight，發現在實驗過程中一些無法觀察到的現象，也可以藉由模擬分析過程進行觀測，深入了解這些現象並分析，持續地累積設計經驗，進而改善產品品質與降低設計成本。

本研究目的為建立一套計算滾動噪音分析工具，並針對噪音最大來源處-泵氣噪音進行模擬[3]，且在胎紋開發階段引用一套2D Simple Model對模擬結果進行預測，篩選不利噪音之設計，節省模擬設計開發時間，取代傳統試誤法，經由模擬先對新設計進行結果預測，減少設計上修改的時間，並藉由所建立之工具探討不同新胎紋設計對泵氣噪音之影響，累積開發之Knowhow&Knowwhy，並以量化方式說明原因與統整，有效探討各參數之影響，最後由分析結果提供設計低噪音舒適輪胎的方向。

二、文獻回顧

2.1 輪胎模型建立

輪胎主要由橡膠、簾布層及鋼絲所組成，其中橡膠在大變形下仍保持彈性且為非線性，屬於超彈性材料(Hyperelastic)，可藉由應變能函數描述橡膠變形，如Marlow Model、Ogden Model、Yeoh Model等[4]；簾布層由橡膠與尼龍線所組成，為一種複合材料，用薄膜元素建立鋼絲層、鋼絲固定層和簾布層，並以Rebar方式定義加強層；鋼絲的部分，與橡膠相較起來硬非常多，通常以線彈性來描述，空氣模型利用尤拉網格進行建立，再模型中與輪胎的Lagrangian進行結構交互作用。

2.2 噪音性能研究

過去輪胎的噪音常藉由實車測試所得到，而隨著電腦硬體的發展，運用數值分析計算滾動噪音的方法持續發展當中。

在有限元素或數值分析計算輪胎噪音方面，A.K.Noor[4]等提出如何以有限元素法建立輪胎模型，N. A. El-Sebai[5]等提出以邊界元素法進行輪胎/路面泵氣噪音的預測，M.J Gagen[6]提出將泵氣噪音公式化，並推斷車速與泵氣噪音間的關係，Leonardo Molisani[7]提出將利用方程式推出輪胎耦合與否在噪音上的差異，余洁冰[8]等提出以有限元素模型模擬胎紋間空氣擠壓所造成的噪音，陳錦賦[9]等人提出利用有限元素法搭配計算流體力學軟體對胎紋間空氣壓縮所產生的壓力進行探討並搭配實驗驗證，縮短開發時間。

2.3 規範與測試

目前歐盟、美國、日本、韓國皆以ISO-10844 (2014)測試的輪胎噪音測試法規進行測試，此規範也詳細定義測試方法與注意事項，而台灣也參考了ISO-10844[10]訂定出CNS 9480D3146來量測轎車胎的滾動噪音。

ISO-10844測試方法為將輪胎裝於實車上滾動，並利用麥克風量測其噪音，並且對於場地、環境、測試速度、輪胎負載、胎壓、輪胎溫度等等皆有一定限制，而本研究所建立的泵氣噪音模型將會依照以上限制進行建立。

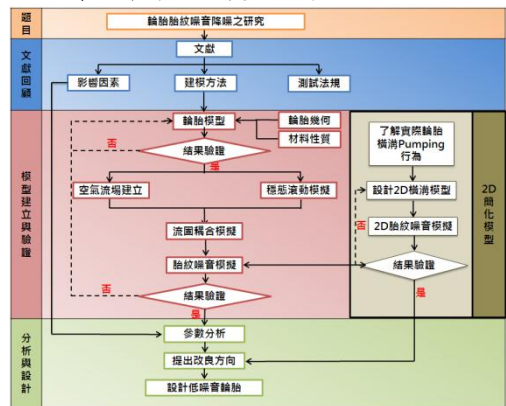
2.4 研究方法

本研究之流程如圖一，可分為三大部分。

第一部分文獻回顧，針對輪胎相關基礎知識以及滾動噪音分析相關文獻進行整理與探討，並歸納出如何建立輪胎模型及泵氣噪音計算方法，瞭解輪胎研究進展，作為本研究在建立模型與分析時的參考。

第二部分建立輪胎模型與驗證，使用有限元素分析軟體 Abaqus 建立 205/55 R16 91V 之輻射胎模型，給予適當之邊界條件模擬輪胎充氣壓地與穩態滾動，輪胎各部分之材料性質由實驗量測取得。輪胎模型之準確性先由接地壓印、充氣壓地及橫向剛性等模擬結果與實驗做初步驗證，接著加入空氣流場進行泵氣噪音模型建立，再經由實車測試確認模型正確性。

第三部份分析與設計，驗證模型能夠預估泵氣噪音之準確性後，使用此模型探討在不同行駛工況與不同結構設計參數下對泵氣噪音的影響，最後由分析結果提出改善方法，對低噪音胎紋提出改善方向。



圖一、研究流程圖

三、模型建立與驗證

本研究分析首先建立輪胎模型並經由驗證，並且利用此模型進一步建立泵氣噪音計算工具，而輪胎規格為 205/55 R16 91V 之輻射胎模型，實體照與切片如圖二。



圖二、實體輪胎與切片

本研究目的在於探討各結構設計參數與不同行駛工況對泵氣噪音之影響，為了降低問題複雜性與節省電腦計算時間，對模型做以下假設：

- (1) 成品尺寸與設計圖尺寸相同。
- (2) 橡膠為等向、均質、不可壓縮體，並呈超彈性與黏彈性。
- (3) 簾布層之尼龍為等向、均質、線彈性，成品簾布層角度與原設計角度相同。
- (4) 地面與胎面之摩擦係數為 0.7。
- (5) 鋼圈與胎唇緊密貼合，不產生滑動。
- (6) 地面、轉鼓與鋼圈為剛體。
- (7) 輪胎穩態滾動時，胎體溫度均勻分布。

輪胎滾動時不考慮環境溫度的影響。

3.1 材料性質

輪胎是由橡膠、簾布層與鋼絲圈所組成，而簾布層包含橡膠與尼龍。本節將說明如何進行實驗量測，並藉由實驗結果計算輪胎各個部分之材料常數。

3.1.1 超彈性(Hyperelastic)

橡膠試片之尺寸與規範參照 ASTM D41214，藉由 MTS 810 進行拉伸實驗取得數據。本研究只進行單軸拉伸實驗求取橡膠彈性變形行為，無雙軸拉伸及平面拉伸之數據，不適合使用 Ogden、Arruda-Boyce、Yeoh 等應變能函數，因此選擇 Marlow Model 來描述橡膠變形。

3.1.2 黏彈性(Viscoelastic)

橡膠之黏彈性質測量使用儀器為 RPA 2000，其量測原理為對試片給予一個固定周期的負載，此以應變來做控制，試片會回應一個固定周期的應力，由於橡膠為黏彈性材料，兩條曲線之間會有一個相位角 δ ，藉由測量到的相位角和應力應變振幅，經過計算可以得到儲存模數 G' 、損失模數 G'' 以及損失正切 $\tan \delta$ ，若材料的損失正切越大，代表材料越接近黏性。

利用 DMA 對輪胎各部分之橡膠在測試條件為溫度 60°C 內進行掃頻實驗，振幅為 0.1% Strain。

然而輪胎在滾動過程，滾動半徑隨著速度不同而變化，在此定義滾動半徑為未充氣之輪胎半徑 312.5mm，若行駛速度是在

20~100km/h，相對應之頻率為 2.83~14.15Hz，實驗取頻率 3~15Hz 對不同膠料進行量測，最後得到不同頻率下所量測之損失正切 $\tan \delta$ 。

由於模擬時要考慮黏彈性，因此需要一個模型來描述橡膠的黏彈，在此使用 Prony Series 來描述黏彈材料的 shear modulus 隨時間的變化，如式(1)：

$$g_R(t) = 1 - \sum_{i=1}^N g_i^P (1 - e^{-t/\tau_i})$$

一般輪胎行駛至穩定，溫度約在 50°C~70°C，在此選擇 60°C 之實驗數據，並以傅立葉轉換將實驗數據由頻域轉換為時域與最小平方方法進行擬合，求取膠料的 g_i^P 、 τ_i 、 N 等 Prony series 常數。

3.1.3 簾布層 Ply&環帶層 Belt&環帶層固定層 Belt Cover

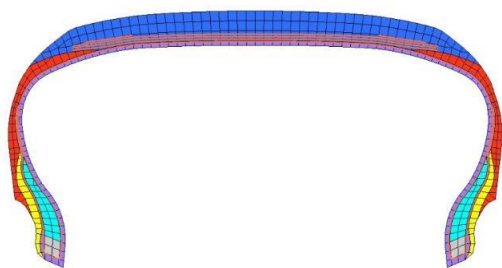
簾布層為輪胎的骨架，由橡膠與尼龍纖維所組成，輪胎充氣後之定形主要是靠簾布層支撐，維持輪胎構造，輻射胎之簾布層與滾動行駛方向成垂直。

環帶層和環帶層固定層是以強韌的鋼絲製成，主要目的在於防止輪胎遭受外部異物穿刺，並加強胎面的抗壓力，增加胎面的堅固性能，進而保護胎體，兩層環帶層分別與滾動行駛方向夾士 27°，環帶層固定層則夾 0°。

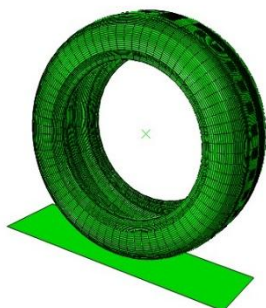
簾布層、環帶層和環帶層固定層以 Surface element 來建立橡膠部分，而其中的尼龍纖維和鋼絲以 Rebar layer 來定義，定義 Rebar layer 之參數有四種，分別為尼龍線截面積、每两根尼龍線之距離、與元素局部座標的夾角、與元素中心面距離。

3.2 輪胎模型建立與驗證

首先先建立輪胎模型，將以上得到材料性質匯入已繪製好的輪胎模型中，如圖三，且使用 Abaqus 的指令將二維模型轉換為三維模型，如圖四，並進行壓地模擬，接著使用 *STEADY STATE TRANSPORT 指令進行輪胎穩態滾動模擬，取得自由滾動(Free Rolling)下的結果。在建立有限元素模型時，除了將橡膠彈性性質考慮外，同時將橡膠之黏彈性質納入，以 Prony Series 描述橡膠黏彈。



圖三、2D 輪胎模型



圖四、3D 輪胎模型

輪胎模型建立完成後，經由充氣壓地、縱向剛性、橫向剛性進行驗證，確認建立之模型靜態力學行為與實際輪胎一致。

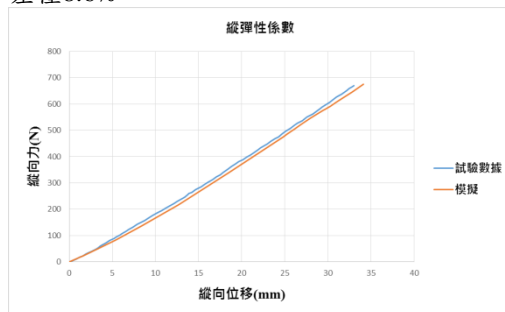
首先為充氣壓地試驗，對輪胎施以充氣壓後，以不同負載的壓印結果進行比較，結果如圖五，可以看到同一個負載下，不論接地長、接地寬、應力分布以及壓印形狀實驗結果與模擬結果皆非常相近，經由此驗證可以得知建立之模型接地行為是正確的。

負載	475kgf	575kgf	675kgf
模擬結果			
實驗結果			

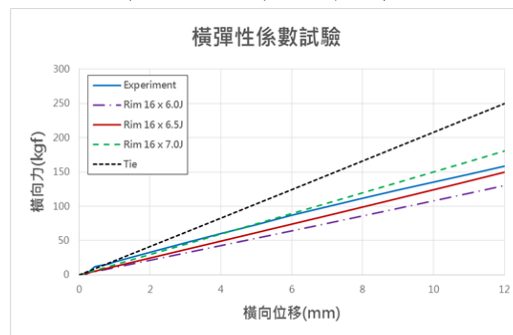
圖五、接地壓印結果比較

縱向剛性為給予地板一固定位移往輪胎中心，並且記錄過程中輪胎給地板的反作用力，結果如圖六，可以看到結果非常相近，而橫向剛性試驗方式與縱向剛性非常相似，但更改地板位移圍網輪胎側邊移動，並記錄輪胎給地板反作用力，結果如圖七，而在模擬橫向剛性時，一開始並未將輪圈考慮進去模型中，而導致模擬出來誤差相當大，約

33.8%，了解到原因為輪圈後將輪圈加入探討並針對不同輪圈大小進行模擬，實驗與誤差僅8.6%。



圖六、縱向剛性結果比較



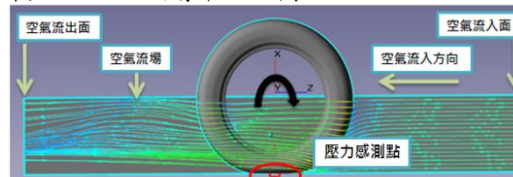
	實驗值	16x6J	16x6.5J	16x7J	Tie
橫彈性係數	13.68	10.93	12.5	15.13	18.3
誤差		11.64%	8.6%	22.34%	33.8%

圖七、橫向剛性結果比較

由以上驗證結果可以得知所建立的輪胎模型靜態表現上非常接近實際輪胎，接著利用此模型進一步建立模擬泵氣噪音模型。

3.3 泵氣噪音模型建立與驗證

驗證完輪胎模型後，接著進一步建立泵氣噪音模型，首先利用 FlowVision 建立輪胎滾動時所造成四周圍的空氣流場，並且將輪胎放入此流場中，如圖八。



圖八、泵氣噪音模型

模型為輪胎原地滾動但不移動，空氣往輪胎滾動方向吹動，並在輪胎接地面放入一

個壓力感測器，感測滾動過程中，胎紋間空氣瞬間被壓縮且釋放產出之壓力差，而這這就是泵氣噪音的來源，利用此模型就可算出泵氣噪音產生之來源，並且搭配噪音傳遞公式如式一，就可計算出來源處噪音傳遞到 ISO10844 法規噪音接收點之噪音值。

$$L2 = L1 - 20 \log \frac{r2}{r1} \quad (1)$$

其中 L1、r1 為測量點 1 之噪音聲壓級及測量點 1 離聲源距離，L2、r2 為測量點 2 之噪音聲壓級及測量點 2 離聲源距離。

建立完泵氣噪音模型後，接著進行模型驗證，而驗證方法為使用 ISO10844 輪胎噪音測試法規搭配四直溝胎進行驗證，而實驗與模擬結果如表一所示，經由模擬於實驗比較，結果非常接近，僅 3.22% 左右。

	實驗值	模擬值
法規接收點聲壓級	66.58 dB	64.43 dB
誤差		3.22 %

表一、試驗胎之實驗與模擬結果

四、各參數泵氣噪音探討

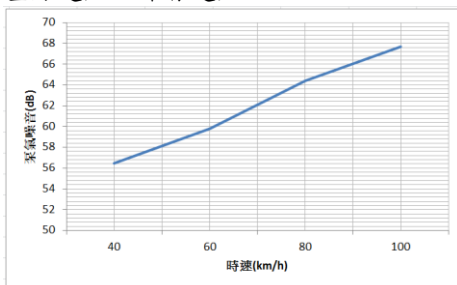
接著利用已建立好的模型，對各參數對泵氣噪音的影響進行探討，分別探討行駛參數與胎面花紋類型對泵氣噪音影響，在此對各參數進行說明與統整。

4.1 行駛參數

分別探討不同車速、負載、充氣壓、摩擦係數等對泵氣噪音的影響，且除了欲探討的參數為變數外，其他行駛條件皆依照法規條件，法規條件為車速 80km/h、負載 4647N、充氣壓 0.25MPa、摩擦係數 0.7。

4.1.1 行駛速度

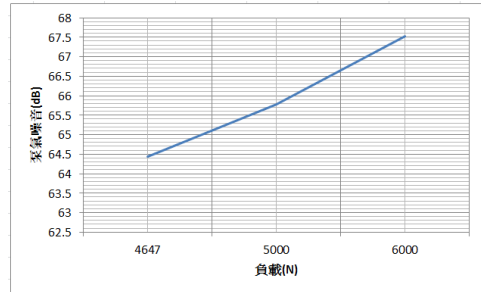
結果如圖九，首先可以看到行駛參數愈快，產出之泵氣噪音越大，因紋間空氣壓縮之壓力跟溝槽體積變化加速度成正比[11]，而速度越快，溝槽變形加速度越快，產出之壓力越大，噪音越大。



圖九、不同速度對泵氣噪音影響

4.1.2 負載

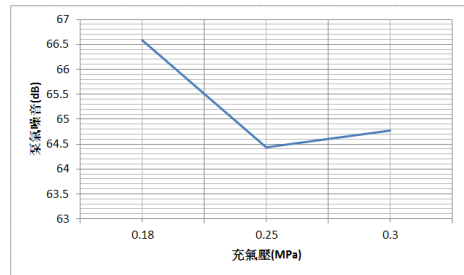
不同負載對泵氣噪音影響如圖十，負載越大，不論接觸面接或變形量皆較嚴重，進一步探討溝槽高度變化關係，負載越大溝槽變化量越大，槽內空氣被擠壓得更嚴重，經由理想氣體方程式 $PV=nRT$ 就可知道產出之壓力越大，噪音越大。



圖十、不同負載對泵氣噪音影響

4.1.3 充氣壓

不同充氣壓產出之泵氣噪音如圖十一，可以看出 0.18MPa 比 0.25MPa 的噪音大許多，而在 0.25MPa 與 0.3MPa 差異卻很小，進一步探討溝槽變形量，如表二，0.18MPa 與 0.25MPa 溝槽變形量差約 2mm，溝槽變形差異大，槽內空氣被壓縮情形也較嚴重，故噪音差異大，而 0.25MPa 與 0.3MPa 僅差 0.02mm，槽內空氣被壓縮情形不明顯，故噪音差異不大，由此分析可得充氣壓越高，使輪胎剛性提高，可以有效降低泵氣噪音，但達到一階段後改善效果趨緩甚至無任何改善。



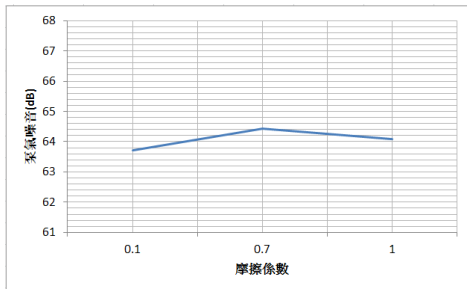
圖十一、不同充氣壓對泵氣噪音影響。

充氣壓	0.18 MPa	0.25 MPa	0.3 MPa
原始溝高	7 mm	7 mm	7 mm
變形後溝高	3.14 mm	5.19 mm	5.17 mm
變形量	3.86 mm	1.81 mm	1.83 mm

表二、不同充氣壓溝槽變形量

4.1.4 摩擦係數

探討不同摩擦係數對泵氣噪音的影響，可以看出在磨擦係數0.1、0.7、1下產出之泵氣噪音差異極小，差距僅在0.7dB左右，而原因可以看到圖及表，可以看到不同摩擦係數下溝槽高度變化量幾乎無差距，故槽內空氣壓縮情形差異不大，故可推論摩擦係數影響泵氣噪音不嚴重。



圖十二、不同摩擦係數對泵氣噪音影響

摩擦係數	0.1	0.7	1
原始溝高	7 mm	7 mm	7 mm
變形後溝高	5.17 mm	5.19 mm	5.2 mm
變形量	1.83 mm	1.81 mm	1.8 mm

表三、不同摩擦係數溝槽變形量

4.2 胎面花紋類型

先前對於輪胎在不同行駛參數影響泵氣噪音之模擬分析皆為使用縱溝胎，也就是沒有考慮到細小胎紋這部分，本次分析則將細小胎紋因素考慮進來，除了比較複雜胎紋的輪胎與縱溝胎之間的差異以外，也會將完全沒有胎紋的光頭胎放進來做比較，如圖十三。



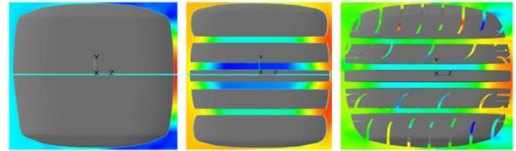
圖十三、胎面花紋示意圖

	光頭胎	四直溝胎	完整胎紋
法規接收點聲壓級	無聲	64.43 dB	70.12 dB

表四、不同胎紋類型與泵氣噪音關係

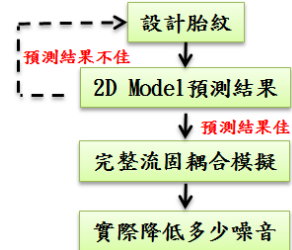
結果如表四，為不同胎面花紋泵氣噪音

大小，接地面胎紋壓力如圖十四所示，可以看到在光頭胎接地面幾乎沒有空氣存留情形，故無產生出之泵氣噪音，而在縱溝胎可以明顯看到四條直溝內皆有空氣存留以及被壓縮情形，此為泵氣噪音來源，而在完整胎紋除了四條縱溝之外，其餘的細小胎紋也有空氣的壓縮，換句話說產生泵氣噪音的來源變多了，故產出之噪音相較於縱溝與光頭胎最大，此為為何胎紋形式越複雜，噪音越大之原因。



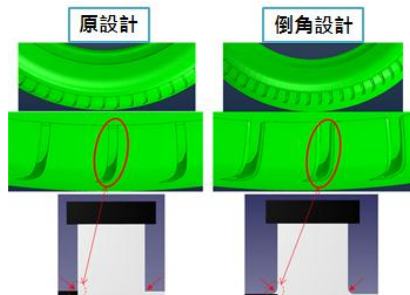
五、低噪音胎紋設計

低噪音胎紋設計流程如圖十五，設計完胎紋後，本研究引進一個2D胎紋簡化模型對於新設計的結果進行預測與篩選，可快速整理出何種設計型式能降低泵氣噪音。

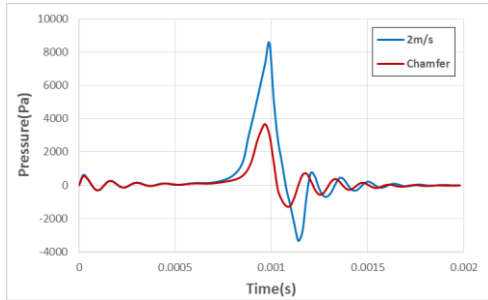


圖十五、低噪音胎紋設計流程

本研究提出低噪音胎紋型式為在胎面溝槽處進行倒角，如圖十六所示，首先經由2D Model 進行結果預測，結果如圖十七，經由倒角後明顯降低溝槽離地時造成的壓力差，達到降低噪音的目的，而將此設計用於完整流固耦合模擬上計算結果如表五，經倒角後可降低 1.42 分貝噪音，也與 2D Model 預測結果一致。



圖十六、原始設計與倒角設計示意圖



圖十七、原始設計與倒角設計壓力曲線圖

	原始橫溝	倒角橫溝
法規接收點聲壓級	62.5 dB	61.08 dB
改善		1.42 dB

表五、原始設計與倒角設計噪音值比較

六、結論

本研究建立一個計算泵氣噪音模型，並經由實驗驗證誤差僅 3.22%，且利用此模型探討不同行駛參數以及胎面花紋類型對泵氣噪音的影響，並進行原因探討與整理，經由結果分析提出低噪音花紋設計，本研究提出在胎面溝槽處進行倒角，可趨緩溝槽內空氣瞬間排出情形，結果可降低 1.42 分貝噪音。

七、致謝

本研究蒙南港輪胎計畫編號 05HT512006 經費補助與實驗設備與技術相關協助，特此誌謝。

感謝郭庭瑋學長在進行這篇研究時的技術指導，解決我很多工具使用上的問題，最後感謝南港輪胎的丁志堂與蔡禹昇先生在輪胎參數和實驗數據的取得。

八、參考文獻

- [1] “Regulation (EC) No 661/2009 of the European Parliament and of the Council of 13 July 2009 concerning typeapproval requirements for the general safety of motor vehicles, their trailers and systems, components and separate technical units intended therefor.”
- [2] “Commission Regulation (EU) No 228/2011 of 7 March 2011 amending Regulation (EC) No 1222/2009 of the European Parliament and of the Council

with regard to the wet grip testing method for C1 tyres. “

- [3] 潘國良, “車用輪胎之環保與安全議題漫談,” 財團法人車輛研究測試中心車輛研測資訊雙月刊, vol. 70, pp. 2-7, 2009.
- [4] A.K. Noor and J. A. Tanner, “Tire Modeling and Contact Problem,” Computer and Structures, vol.20, no.1-3, pp.517-533, 1985.
- [5] N. A. El-Sebai and M. Watany and A. Saad, “Tire/Road Interface Airborne Noise Characteristics Generation,” Proceedings of the 1999 Noise and Vibration Conference, 1999.
- [6] M. J. Gagen, “Novel acoustic sources from squeezed cavities in car tires,” Department of Physics The University of Queensland Queensland 4072, Australia, August 1999.
- [7] L. Molisani, “A Coupled Tire Structure-Acoustic Cavity Model,” Dissertation submitted to the Faculty of the Virginia Polytechnic, Institute and State University in Partial fulfillment of the requirements for the degree of Doctor of Philosophy in Mechanical Engineering, 2004.
- [8] 余洁冰, 臧孟炎, “輪胎泵氣噪音有限元素仿真研究,” 華南理工大學機械與汽車工程學院, 2010.
- [9] 陳錦賦, 陳昭榮, 宋旻峰, 邱文甫, “具流固耦合技術之輪胎噪音分析與實驗結果比對,” SIMULIA Regional User Meeting, 2014.
- [10] “ISO 10844:Acoustics-Specification of test tracks for measuring noise emitted by road vehicles and their tyres,” 2014.
- [11] J. WALSH, “Air-related mechanisms of noise generation by solid rubber tyres with cavities,” Loughborough University Institutional Repository, 2010.