

3 Chapter

鐵路噪音

- 3.1 噪音特性**
 - 3.1.1 鐵路噪音的組成
 - 3.1.2 鐵路噪音的特性
 - 3.1.3 高架鐵路噪音的特性
- 3.2 噪音預測和評估**
 - 3.2.1 噪音陳情案件
 - 3.2.2 軌道系統交通噪音量測
 - 3.2.3 鐵路噪音的預測
 - 3.2.4 高速鐵路噪音預測
 - 3.2.5 噪音的評估
 - 3.2.6 複合性噪音
 - 3.2.7 軌道交通噪音引起的煩惱程度
- 3.3 噪音控制**
 - 3.3.1 降低噪音源音量
 - 3.3.2 控制傳播途徑降低噪音
 - 3.3.3 控制敏感點
 - 3.3.4 隔音牆對於高樓層之減音成效模擬分析及探討
 - 3.3.5 鐵路噪音防制措施之優缺點分析
- 3.4 臺灣高速鐵路噪音源分析與經驗迴歸公式之建立**
- 3.5 鐵路半罩式隔音牆噪音防制**
- 3.6 鐵路超高隔音牆噪音防制**
- 3.7 高速鐵路隧道出口微氣壓波**
- 3.8 陸上運輸系統噪音陳情案件辦理程序及應注意事項**

習題



軌道是鐵路系統的一部分，包括鋼軌、軌枕、聯結零件、道床 (foundation) 和道岔等，而軌道營運系統包括一般鐵路、高速鐵路、輕軌及大眾捷運系統。當一列火車在軌道上行走時，由於輪軌之間的相互作用，在小半徑曲線線路上就會產生強烈的磨擦尖叫音；當車輪經過鋼軌接縫處或鋼軌表面不平順處時，就會產生撞擊或跳動，引起振動；如果軌枕的基礎 - 道床在列車反覆作用下發生變形，就會影響縱、橫阻力，使軌枕縱、橫向移動，偏離軌道的正確位置，造成線路的不平順，引起噪音和振動。表 3-1 為各國營運高鐵路線、營運年期、營運時速及里程介紹。

表 3-1 各國高速鐵路比較表

國家	路線	營運年期	最高營運時速 (公里)	里程 (公里)
比利時	布魯塞爾－法國境內	1998	300	71
美國 Acela	波士頓－華盛頓特區	2000	240	736
中國	廣州－武漢	2009	341	1,068
日本 SKS	東京－新大阪 (東海道線)	1964	270	515
	新大阪－博多 (山陽線)	1972	300	554
	東京－盛岡 (東北線)	1991	270	497
	大宮－新潟 (上越線)	1982	275	270
	高崎－長野 (北陸線)	1997	270	117
西班牙 AVE	馬德里－塞維利亞	1992	300	471
法國 TGV	巴黎－里昂 (東南線)	1981	270	410
	巴黎－TOURS (大西洋線)	1989	300	280
	巴黎－CALAIS・FRETHUN	1993	300	333
	巴黎近郊 (相互聯絡線)	1994	270	102
	里昂－瓦朗斯	1994	300	122
臺灣	臺北－高雄	2007	300	345
德國 ICE	漢諾威－柏林	1998	250	264
韓國 KTX-II	漢城－釜山	2004	300	410
瑞典	Fleminsberg-Jarna	1995	250	31

除了上表外，中國新一代高速列車 2011 年底前後投入京滬高鐵營運，全程 1,320 公里，最高時速可達 480 公里以上。2008 年 8 月 1 日，京津城際高速鐵路開通營運，最高時速 350 公里；2009 年 2 月 26 日，武廣高鐵營運時速 350 公里；2010 年 9 月 28 日，滬杭高鐵試運行最高時速達 416.6 公里，創下目前世界鐵路營運試驗最高速新記錄。

2017 年中國陸續有寶雞至蘭州高速鐵路、西安至成都高速鐵路西安至江油段、石家莊至濟南高速鐵路等重點項目陸續完成，其中寶蘭鐵路將大西北與東部地區緊密聯繫在一起，西成鐵路打通了秦嶺天塹，石濟高鐵為中國「四縱四橫」高鐵網絡畫上了圓滿的句號。截至 2017 年底，中國鐵路營業里程達到 12.7 萬公里，其中高速鐵路 2.5 萬公里，中西部地區 (含東三省) 鐵路營業里程達 9.7 萬公里。

隨著中國大陸高鐵路線快速發展，越來越多城市擁有高鐵，中國大陸將於 2019 年通車的 (北) 京張 (家口) 高鐵，日前公佈新版本的復興號動車組外觀彩繪，在現有的車型上，搭配「鷹隼」和「旗魚」頭型方案、以及「龍鳳呈祥」與「瑞雪迎春」兩種外觀，車身上也將配合 2022 年

北京冬季奧運。中國大陸(北)京蘭(州)高速鐵路北京至張家口段的京張高鐵，起點設於北京北站，途經沙城、下花園、宣化，至河北張家口等 10 個車站，全線長約 174 公里。該鐵路建成後，搭乘高鐵(動車)從張家口到北京，通勤時間將縮短到一小時內；原設定行車速度為 250 公里、後於 2015 年宣布，全面提升為時速 350 公里。



資料來源：<https://www.chinatimes.com/realtimenews/20180424001668-260409>.

圖 3-1 大陸京張高鐵復興號車廂彩繪

至 2016 年底，中國高鐵運營里程超過 2.2 萬公里，佔世界高鐵運營總里程 60% 以上，位居全球第一；中國預計到 2020 年，中國鐵路網規模和質量達到世界領先，全國鐵路營業里程達到 15 萬公里左右，基本覆蓋 20 萬人口以上城市；其中高鐵 3 萬公里左右，覆蓋 80% 以上的大城市。目前，中國已不僅是世界上高鐵里程最長的國家，也是高鐵安全運輸規模最大的國家，2016 年，高鐵運送旅客 14.43 億人次，相當於幫非洲和南美洲的總人口搬了一次家。

3.1 噪音特性

鐵路噪音屬於流動污染源，具有線長、面廣、間歇性等特點，其污染程度隨列車速度的提高而加大。普通鐵路、輕軌及大眾捷運系統噪音的音源主要以軌道噪音為主，而高速鐵路，噪音包括橋梁結構的噪音、空氣動力噪音以及集電系統噪音。

3.1.1 鐵路噪音的組成

鐵路噪音通常包括列車鳴笛噪音、軌道噪音、橋梁結構振動噪音、空氣動力噪音以及集電系統噪音，下面分別就其噪音的特點進行介紹。

一 列車鳴笛噪音

列車鳴笛原因主要有兩個：一是為聯絡信號，主要為列車運行時司機與司機間及司機與車站值班員、扳道

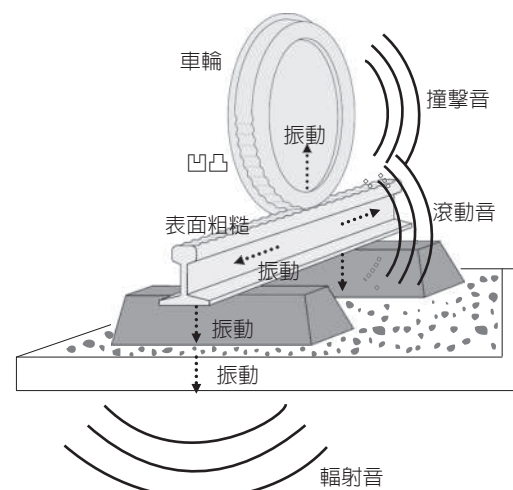


圖 3.1-1 軌道發生噪音及振動示意圖

員、運轉車長間的聯絡，另一個為警告信號，列車經過彎道、信號機、平交道口時，警告突然橫跨軌道的人畜、車輛，或接近列車行走的人。因此，國際鐵路聯盟規定：列車風(汽)笛的噪音在 5 m 處需達到 120 ~ 125 dB(A)，但也因此引起平交道附近居民的抗議。

二 軌道噪音

有研究發現軌道噪音通常是由 100 Hz 以上的輪軌系統的振動引起的。因而，能激起輪軌系統 100 Hz 以上振動的輪軌幾何不平順，均是軌道噪音的激擾源。通常將由於軌道結構和車輪的振動經由空氣傳播而產生的軌道噪音分為三類：撞擊音、滾動音與尖叫音。撞擊音是車輪經過鋼軌接縫處或鋼軌其他不連續部位及表面呈波紋狀鋼軌時所產生的噪音；滾動音是由於車輪和鋼軌接觸表面粗糙所造成的；尖叫音是列車沿小半徑曲線軌道運行時產生的強烈磨擦噪音。

軌道噪音是鐵路噪音的主要來源，我國鐵路的軌道噪音頻譜特性見圖 3.1-2。

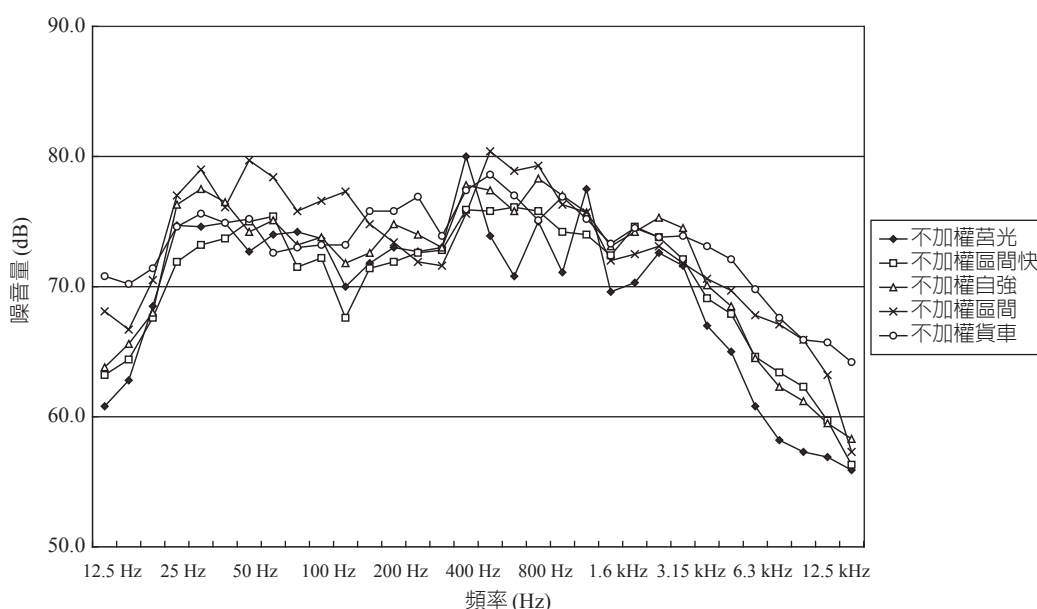


圖 3.1-2 我國鐵路噪音頻譜圖

三 橋梁噪音

橋梁噪音指列車運行通過橋梁時向橋梁的各個結構傳遞振動能量，產生橋梁各個結構振動，並形成二次結構振動噪音。橋梁噪音與普通路線比較的噪音增量見如表 3.1-1 所示。

表 3.1-1 橋梁結構振動噪音與平面線路比較的噪音增量

鐵路橋梁構造類型	噪音增量 /dB(A)
有碴道床的混凝土或混凝土板與鋼梁的混合結構	0 ~ 5
無碴道床的混凝土或混凝土板與鋼梁的混合結構	5 ~ 10
有碴道床鋼結構	5 ~ 10
無碴軌枕道床或鋼軌直接安裝在縱梁上的鋼結構	10 ~ 15
鋼軌直接固定在鋼板道床上的鋼結構	15 ~ 20

四 集電系統噪音

集電系統噪音主要是集電弓和接觸網的高頻噪音，高速時常發生的弓網脫離和導線波磨等引起的。它主要表現為三種形式：滑動音、電弧音、集電弓的氣動噪音。隨著滑板導線間的滑動引起的高頻波振動而產生滑動音；列車在高速運行時集電弓容易發生脫離而產生電弧噪音；集電弓突出在車頂上，幾乎受到與列車速度相同的風速作用而產生磨擦而引發集電弓的氣動噪音。其中電弧噪音可達 100 dB(A)。日本新幹線在電動車組車速為 200 km/h，所測得的集電系統噪音在中高頻區 1,000 Hz、2,500 Hz 和 5,000 Hz 有三個峰值，1,000 Hz、2,500 Hz 兩峰值是由車頂面聲波反射引起的，而電弧噪音是一種寬頻帶噪音，其峰值約在 5,000 Hz 處。集電弓與集電系統圖如圖 3.1-3 所示。



圖 3.1-3 集電弓與集電系統示意圖

五 空氣動力噪音

空氣動力噪音主要是因為在高速鐵路上行駛的列車，會使車體表面出現空氣流分離，並因此引起渦流，從而產生空氣動力噪音，這種噪音與列車的行駛速度、車體表面的粗糙程度以及車體前端是否流線化等因素有關。一般而言，鐵路線路各噪音值隨列車的速度提高而增加，圖 3.1-4 為鐵路噪音值與列車速度的關係。據日本測試結果，高速鐵路的軌道噪音、橋梁結構的噪音、空氣動力噪音、集電系統噪音四種噪音源的強度及其點噪音的比重見表 3.1-2，測試條件：未磨軌的板式軌道、混凝土高架橋、垂直式隔音牆、測點距線路中心線 25 m，高於地面 1.2 m。

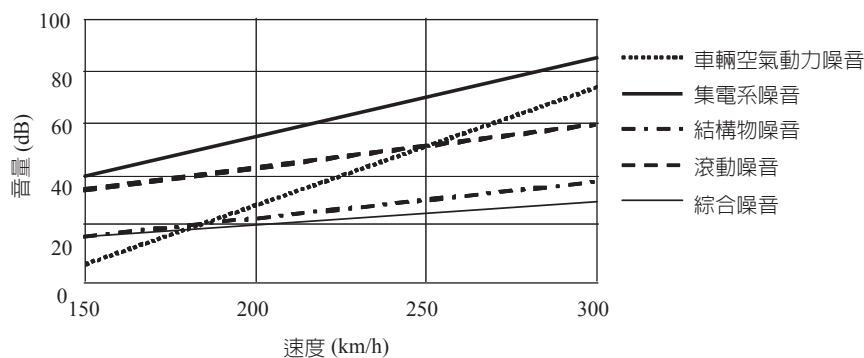


圖 3.1-4 噪音值與速度的關係

表 3.1-2 鐵路噪音主要噪音源強度及其所佔比重

噪音及 音源種類	速度					
	190 (km/h)		210 (km/h)		230 (km/h)	
	噪音 (dB(A))	比重 (%)	噪音 (dB(A))	比重 (%)	噪音 (dB(A))	比重 (%)
集電系統噪音	71.5	18	73	23	77.5	35
軌道噪音	77	63	78	58	79	50
建築物噪音	70	13	71	11	72	10
空氣動力噪音	<67	<6	<70	<8	<73	5
總噪音	79		80.3		82	

3.1.2 鐵路噪音的特性

一 頻譜特性

圖 3.1-5 是針對我國高速鐵路列車，速度 250 km/h 時，麥克風距高速鐵路水平距離約 22 m，與軌道面垂直距離約 18 m 處，所量測的噪音頻譜。由圖可看出，其音能量主要集中在頻率 $f=500 \sim 3,500$ Hz 範圍。

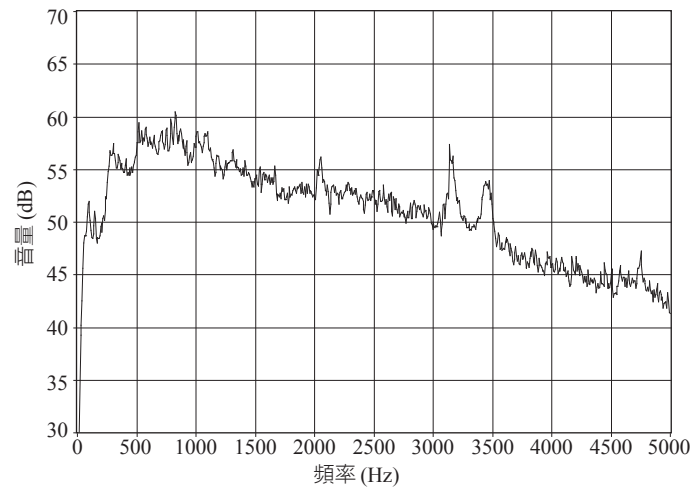


圖3.1-5 我國高速鐵路噪音頻譜

臺灣捷運系統的軌道噪音頻譜特性見圖 3.1-6，超過 70 dB(A) 之軌道噪音頻率範圍為 800 ~ 3 kHz，超過 80 dB(A) 之軌道噪音頻率範圍為 3 kHz 附近。

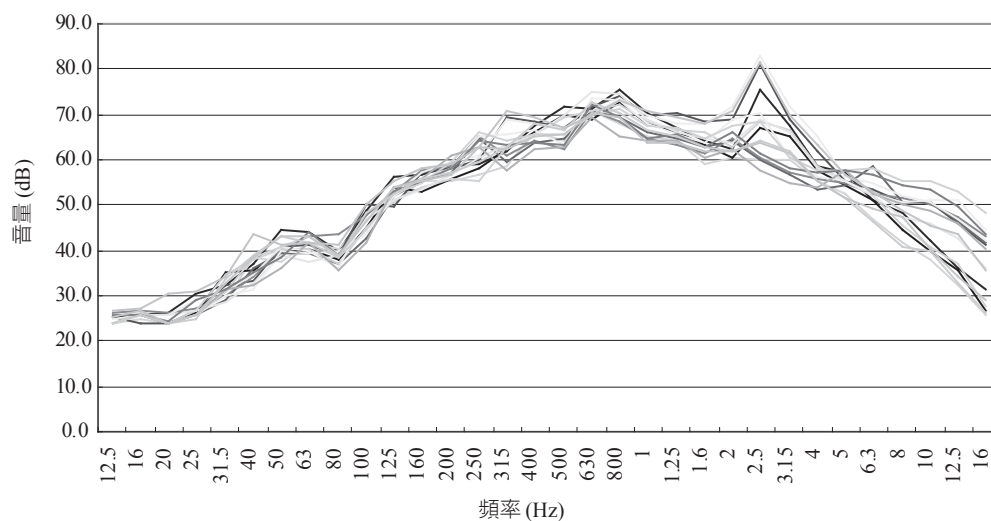


圖3.1-6 我國捷運系統軌道平面段噪音頻譜

二 速度特性

車速對列車噪音有一定程度的影響，車速提高一倍，噪音約增大 8 dB(A) 左右 (高速公路約 6

dB(A) 左右)，所以當列車提高速度後會嚴重惡化鐵路兩側的音環境。國外測得的高速鐵路噪音與列車速度的關係見表 3.1-3。

表 3.1-3 國外高速鐵路環境噪音與列車速度的關係

國家	關係式	測試條件
德國 ICE	$L_p = 33.6 \log_{10} u + 6.4$	到軌道中心距離 25 m 距軌面高度 3.5 m
法國 TGV	$L_p = 40.7 \log_{10} u - 6.9$	到軌道中心距離 25 m 距軌面高度 3.5 m
日本	$L_p = 58.2 \log_{10} u - 66.9$	到軌道中心距離 25 m 距軌面高度 1.3 m

三 距離特性

噪音的距離衰減和音源的種類、位置、傳播途徑等各種因素有關，國外高速鐵路做了一些測試，法國 TGV 東南線的測試結果見表 3.1-4，日本在北陸新幹線環境影響評估的噪音預測中採用的距離衰減量見表 3.1-5 所示，而我國一般鐵路，如果 $L_{\max, \text{mean}, \text{lh}}$ 為 96 dB(A) 左右時，至少隔離綠帶需 46 m 才可符合我國管制標準。

表 3.1-4 法國 TGV 東南線噪音隨距離衰減量

距軌道距離 (m)	25	50	100	200	300
峰值噪音量 (dB(A))	97.3	93.6	91.8	85.9	80.9
倍距離衰減量 (dB(A))		3.7 (0 ~ 50 m)	1.8 (50 ~ 100 m)	5.9 (100 ~ 200 m)	5.0 (200 ~ 300 m)

表 3.1-5 日本北陸新幹線噪音隨距離衰減量

距軌道距離 (m)	25	50	100	150	200
峰值噪音量 (dB(A)) (7 m 高路堤、2 m 高隔音牆)	77	75	72	68	/
峰值噪音量 (dB(A)) (7 m 高架橋、2 m 高隔音牆)	79	77	73	71	69
倍距離衰減量 (dB(A))		2 (0 ~ 50 m)	3 (50 ~ 100 m)		5 (100 ~ 200 m)

四 高度特性

圖 3.1-7 為距軌道中心線 30 m 處，傳聲器 (麥克風) 在不同高度所測得的列車輻射噪音量。一般隨測點高度的升高，開始時列車輻射噪音量增加較快，當測點到一定高度後增長減緩，直至不增加。

軌道交通與一般鐵路噪音在聲學特徵上既有相同之處又有其特有的特徵。例如軌道交通一般為 2 ~ 8 輛編組的電動車組，採用全動車或部分動車，一般運行於隧道和高架橋上。它沒有鐵路噪音經歷時間 (一次通過) 長，但行車頻率卻比鐵路高，一般 2 ~ 5 分鐘出現 1 次。它又不同於道路交通的噪音，道路交通往往是由無數連續點音源構成線音源。而城市軌道交通噪音除軌道噪音為線音源外，其餘 (如輪軌牽引電機、齒輪傳動及空壓機噪音等) 均為點音源。

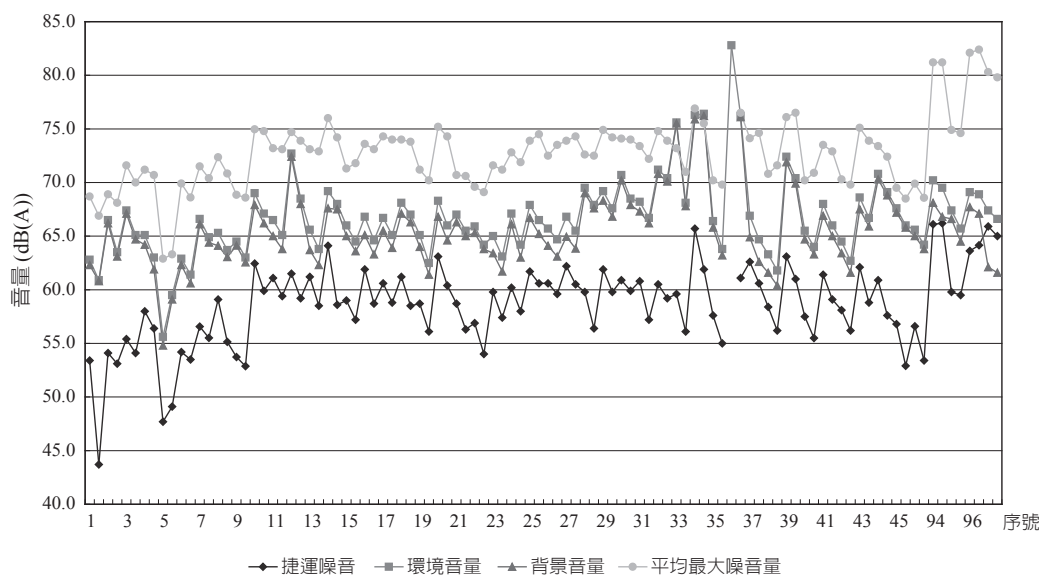


圖3.1-7 臺北捷運淡水線各站監測結果

列車運行時的車體噪音包括兩部分，一是機車、車輛車體因振動而輻射的結構噪音以及牽引噪音經機車車體做二次輻射噪音，此類噪音呈中、低頻特徵；另一是列車表面與空氣作用，氣體黏滯性在列車表面引起附面層壓力變化，激發表面振動；同時產生氣流渦旋和磨擦衝擊，形成高頻氣流噪音。

牽引動力系統噪音為機車所特有，指機車動車組、各種輔助裝置、設備（冷卻風扇、齒輪箱、架空接觸網與集電弓之間產生的磨擦音等）在運作時所產生的機械性噪音、電磁噪音和空氣動力噪音。

煞車 (braking) 噪音與機車、車輛採用的基礎煞車的形式關係很大。目前機車、車輛基礎煞車仍為閘瓦抵壓車輪踏面（閘瓦，brake shoe，煞車來令片，俗稱煞車皮）。低速時，踏面的粗糙引起閘瓦壓力振動，輪輻與閘瓦壓力的激勵使輪輻成為音輻射體，輻射窄帶（3.5 ~ 5 kHz）高頻尖叫噪音，其噪音量可達 90 ~ 105 dB(A)（測點距車輪 6.5 m）。

列車通過高架橋梁時，輪軌作用除了使車輪和軌道直接向外輻射噪音之外，還要向橋梁的各個構件傳遞振動能量，激發橋梁的各個構件產生振動，並形成噪音的二次輻射。由於採用高架結構，音源位置提高，噪音影響範圍擴大。許多實測結果說明，一般情況下高架橋梁噪音要比普通線路上增加約 2 ~ 10 dB(A)。

3.1.3 高架鐵路噪音的特性

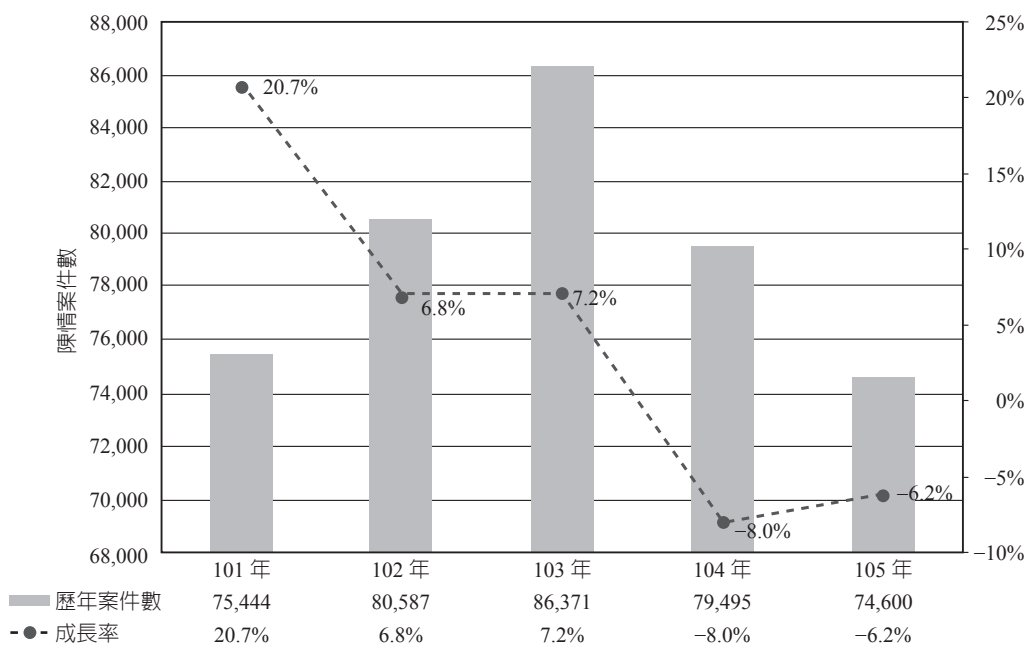
100 km/h 以下中低速行駛軌道列車的噪音源主要是輪軌，列車噪音的主要成分以中低頻率為主。歐洲標準化委員會還公佈了交通噪音標準的 A 加權 1/3 倍頻譜。由於高架軌道交通的車型、道床等與一般鐵路及捷運系統有很大不同，噪音的頻率特性也會有所不同。高架軌道交通噪音的頻率範圍主要是中低頻，其中 1,000 Hz 以下部分是最主要的頻率範圍，列車通過時，對於鋼軌和橋面的振動而言，主要頻率成分均低於 500 Hz；低頻時振動速度最大，隨著頻率的增大，振動速度會下降，此規律會導致噪音以中低頻成分為主，因為列車運行通過橋梁形成二次結

構振動噪音。捷運系統高架段(橋梁)之二次結構振動噪音頻譜特性，頻譜曲線較平面捷運系統平坦，均能音量較平面捷運系統低，但大部分音量集中於低頻音(頻率 1,000 赫茲(Hz) 以下之聲音)範圍。

3.2 噪音預測和評估

3.2.1 噪音陳情案件

根據環保署「噪音管制紀實」資料顯示，民國 100 至 103 年噪音陳情案件處理件數逐年成長，但 104 年至 105 年已有下降趨勢，101 年至 105 年噪音陳情案件數及年成長率如圖 3.2-1 所示。



資料來源：中華民國 102~106 年環境保護統計年報。

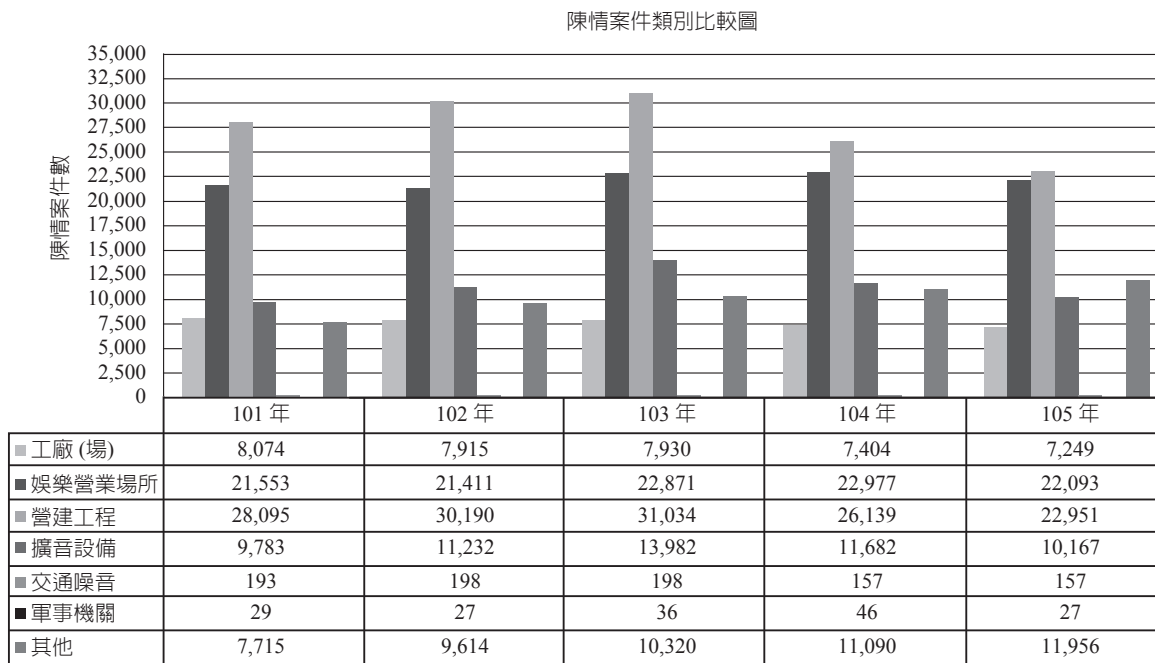
圖 3.2-1 噪音陳情案件處理件數變化情形 (101 年 ~ 105 年)

表 3.2-1 為近 5 年來噪音陳情案件處理件數依音源別進行之分類統計分析，顯示娛樂、營業場所與營建工程噪音最多，近 5 年均達 1 萬 8 千件以上。其中，營建工程噪音陳情案件於 102 年已超出 3 萬件，但 104 年起已逐漸下降至 2 萬 6 千多件，至 105 已降至 2 萬 2 千件，近兩年平均下降約 4 千件。雖 104 年娛樂、營業場所案件數比例有所增加，但仍以營建工程造成陳情件數最多。其他噪音(含近鄰噪音)的陳情案件，包括冷氣空調壓縮機、洗衣機、小孩跑跳等噪音，其陳情案件數自 103 年已逾 1 萬多件，案件增加之因素，除了與民眾陳情管道增加有關外(目前陳情管道包括：電話、行動裝置 APP 及 e-mail 等)，另因各縣市環保局依據噪音管制法第 8 條及第 9 條擴大噪音管制範圍，民眾陳情之近鄰噪音案件若符合公告事項，則從警察機關轉移至環保單位處理，因此亦增加許多近鄰噪音之陳情案件。各類噪音陳情案件處理件數與百分比及各類陳情案件處理件數比較如圖 3.2-2。

表3.2-1 各類噪音陳情案件處理件數與百分比 (101 年 ~ 105 年)

年份	工廠(場)	娛樂營業場所	營建工程	擴音設施	交通噪音	軍事機關	其他	合計
101 年	8,074 (10.7%)	21,553 (28.6%)	28,095 (37.2%)	9,783 (13.0%)	193 (0.3%)	29 (0.0%)	7,675 (10.2%)	75,442
102 年	7,915 (9.8%)	21,411 (26.6%)	30,190 (37.5%)	11,232 (13.9%)	198 (0.2%)	27 (0.0%)	9,550 (11.9%)	80,587
103 年	7,930 (9.2%)	22,871 (26.5%)	31,034 (35.9%)	13,982 (16.2%)	198 (0.2%)	36 (0.0%)	10,215 (11.8%)	86,372
104 年	7,404 (9.3%)	22,977 (28.9%)	26,139 (32.9%)	11,682 (14.7%)	157 (0.2%)	46 (0.1%)	10,976 (13.8%)	79,495
105 年	7,249 (9.7%)	22,093 (29.6%)	22,951 (30.8%)	10,167 (13.6%)	157 (0.2%)	27 (0.0%)	11,956 (16.0%)	74,600
合計	38,572 (9.7%)	110,905 (28.0%)	138,409 (34.9%)	56,846 (14.3%)	903 (0.2%)	165 (0.0%)	50,695 (12.8%)	396,495
近 5 年平均	7,714	22,181	27,682	11,369	181	33	10,139	79,299

資料來源：中華民國 102 ~ 106 年環境保護統計年報。



資料來源：中華民國 102 ~ 106 年環境保護統計年報。

圖3.2-2 各類噪音陳情案件處理件數比較圖 (101 年 ~ 105 年)

3.2.2 軌道系統交通噪音量測

一 量測方法

依據環保署 99 年 1 月 21 日公佈「陸上運輸系統噪音管制標準」辦理交通噪音量測，軌道系統小時均能音量 ($L_{eq,1h}$)：指特定時段內一小時所測得軌道系統交通噪音之能量平均值，其計算公式如下：

1.

$$L_{eq,1h} = 10 \log_{10} \left(\frac{1}{3600} \sum_{i=1}^N 10^{\frac{L_{p,T(i)}}{10}} \right)$$

N ：一小時內通過測量地點之軌道機車車輛數，即為小時班次數。

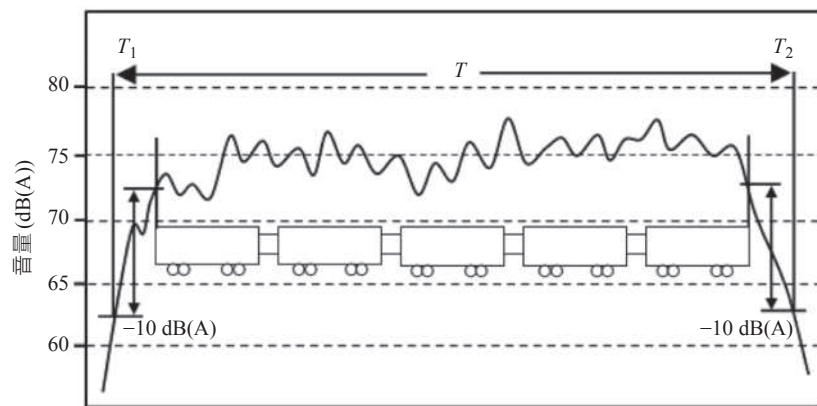
$L_{p,T}$ ：指單一班次軌道機車車輛通過測量地點於事件歷時時間 (T) 內，所測得軌道系統交通噪音之事件音量，其計算公式如下：

$$L_{p,T} = 10 \log_{10} \int_{T_1}^{T_2} \left(\frac{P_t}{P_0} \right)^2 dt$$

P_t ：測定音壓，單位為巴斯噶 (Pa)。

P_0 ：基準音壓為 $20 \mu\text{Pa}$ 。

T ：軌道機車車輛通過測量地點之事件歷時時間 (T_1 至 T_2)，單位為秒，參見下圖。



T_1 ：軌道機車車輛接近測量地點時，低於整體音量 10 dB(A) 之時間點。

T_2 ：軌道機車車輛離開測量地點時，低於整體音量 10 dB(A) 之時間點。

2. 無法依前目規定決定 T_1 、 T_2 時，依下列原則之一計算事件歷時時間 T ：
 - (1) 依據該小時其他班次之 T_1 、 T_2 計算其平均時距，作為事件歷時時間 T 。
 - (2) 依據軌道機車車輛之長度加一百公尺除以車速，以計算該班次事件歷時時間 T 。
3. 背景音量之計算由 T_1 往前計算 T 時間之事件前背景音量，及由 T_2 往後計算 T 時間之事件後背景音量，再取二者之算數平均值。前述事件前、後背景音量之計算公式與事件音量相同。
4. 軌道機車車輛之音量與前目背景音量相差小於 10 dB(A) 者，應依第三條第七款規定進行背景音量修正。

平均最大音量 ($L_{\max, \text{mean}, 1\text{h}}$)：指一小時內所測得軌道機車車輛各班次交通噪音最大音量 (L_{\max}) 之能量平均值。

$$L_{\max, \text{mean}, 1\text{h}} = 10 \log_{10} \left(\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N 10^{\frac{L_{p \max(i)}}{10}} \right)$$

$L_{p \max}$ ：軌道機車車輛交通噪音 A 加權測定之最大音量。

N ：一小時通過測量地點之軌道機車車輛數，即為小時班次數。

二 監測診斷系統建置

在噪音事件的監測中，傳統的監測方式是以噪音計記錄的每秒噪音值，再過濾出符合條件的噪音事件。但是，只有記錄每秒的噪音值，這樣的方式，無法瞭解噪音事件發生當時，現場的狀況，如果有噪音事件發生時的照片、錄音檔、錄影帶，同時記錄下來，就可以輔助噪音資料的分析，瞭解造成噪音事件的原因。得到了噪音事件發生當時所拍攝的照片(錄音檔、錄影)

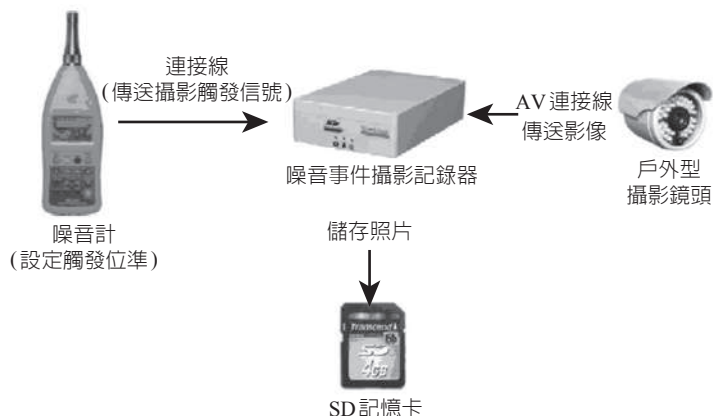


圖3.2-3 噪音事件攝影記錄系統架構圖

後，可以依照時間對應當時的噪音事件，並可以依照片判斷，此噪音事件是否與所監測的噪音來源有關，藉以確認噪音事件的有效性，可以提升噪音監測的可靠度及正確性。但是照片(錄音檔、錄影)與噪音事件的配對分析，非常不方便，費時費力，因此，具有自動噪音事件分析及事件照片自動配對顯示的功能之軟體或系統，方便噪音事件分析員處理噪音資料，可以有效的增進噪音資料處理的效率及正確性。

系統架構說明(圖3.2-3)如下：

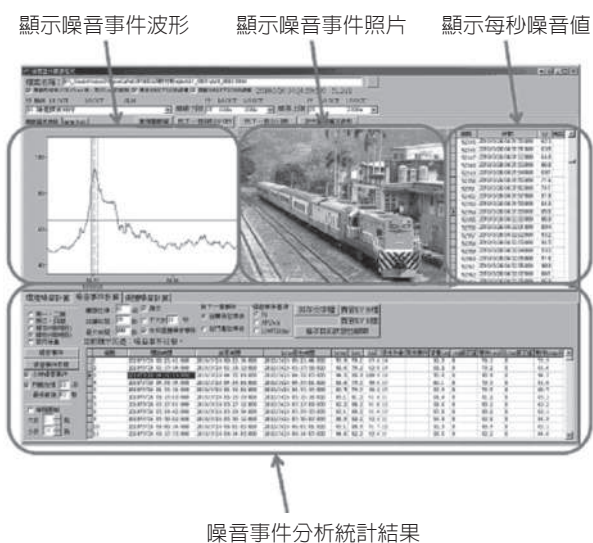


圖3.2-4 噪音事件後處理程式預期畫面

1. 系統的核心是一台噪音事件攝影記錄器(以下簡稱記錄器)。
2. 記錄器可以透過連接線連接噪音計，當噪音計偵測到超過觸發位準的噪音值時，會送出觸發信號給記錄器。
3. 記錄器接收到觸發信號後，會馬上抓取攝影鏡頭所拍到影像，並儲存照片在記錄器內的SD記憶卡，以JPG的格式儲存。

可以自動就噪音資料中，初步分析並統計噪音事件的功能之外，並且可以自動找尋，顯示噪音事件發生當時的照片，以供分析人員判斷噪音事件的有效性，可以有效的減輕分析人員的負擔，並可以提升分析的效率。噪音事件後處理程式畫面如圖3.2-4所示。

三 實際量測分析

捷運系統的輪軌之間的相互作用而引起的振動回應沿軌道結構通過岩層和土壤層向臨近的建築物傳播，其產生的聲學效果是引起低頻轟響音。地基(土傳)振動的頻率是10~200 Hz，這種低頻音的傳播距離遠，影響範圍廣，使臨近建築物的牆體、地板和天花板產生振動的感覺，並由此產生低頻音，即二次輻射噪音。

噪音隨距離衰減與周圍的地形、建築物等許多因素有關。量測我國淡水線捷運，整體環境音量約介於 60.0 dB(A) ~ 70.0 dB(A) 之間，平均最大音量約介於 65.0 dB(A) ~ 75.0 dB(A) 之間，其中背景音量約介於 60 dB(A) ~ 70 dB(A) 之間，捷運噪音約介於 55 dB(A) ~ 65 dB(A) 之間，如圖 3.1-7 所示。

而木柵線捷運整體環境音量約介於 65 dB(A) ~ 75 dB(A) 之間，平均最大音量約介於 70 dB(A) ~ 80 dB(A) 之間，背景音量約介於 65 dB(A) ~ 75 dB(A) 之間，捷運噪音約介於 50 dB(A) ~ 60 dB(A) 之間，如圖 3.2-5 所示。

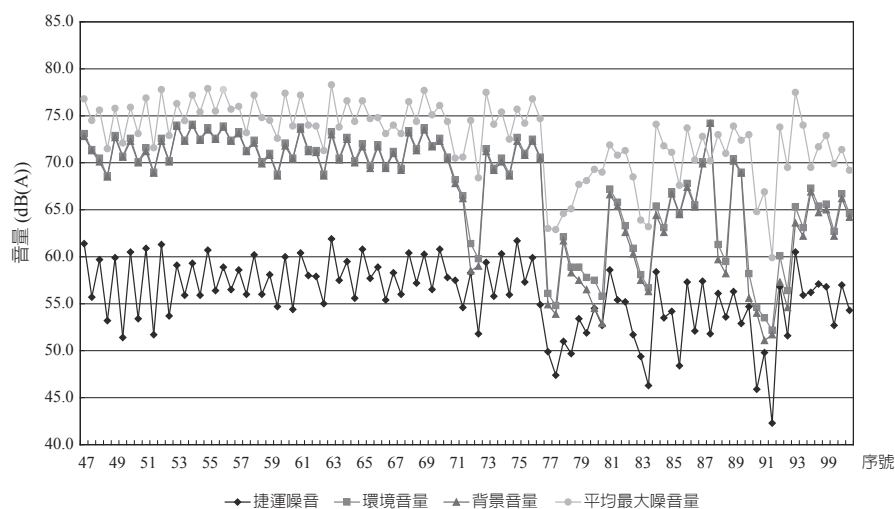


圖 3.2-5 臺北捷運木柵線各站監測結果

一般情況下，在 100 m 範圍內及 100 ~ 200 m 範圍內，距離加倍，噪音約衰減 3 dB(A)；200 ~ 300 m 範圍內，距離加倍，噪音約衰減 8 dB(A)；300 m 以上時距離加倍，噪音約衰減 10 dB(A)，我國高速鐵路板橋車站方面，在列車停止時量測月台最大值約 75.0 dB(A)，辦公室於列車進站停止時之音量曲線圖，深色曲線為列車停止音量約 60.6 dB(A)，如圖 3.2-6 所示。

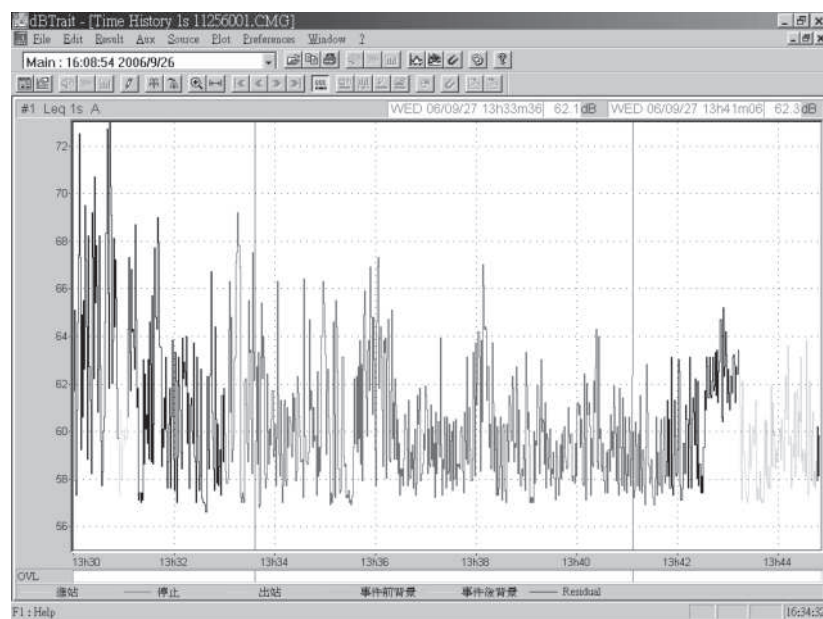


圖 3.2-6 深色曲線為列車停止時辦公室音量示意圖

而桃園車站方面，在列車進站、出站及停止時之量測月台最大值約為 82.0 dB(A)、82.2 dB(A)、81 dB(A)。當然列車速度快均能音量比速度慢的高，班次多的均能音量比班次少的高。

另臺灣一般鐵路噪音特性，由量測結果知， $L_{eq, 1h}$ 量測結果多符合法規標準， $L_{max, mean, 1h}$ 大多不合法規標準，如圖 3.2-7 及圖 3.2-8 所示。

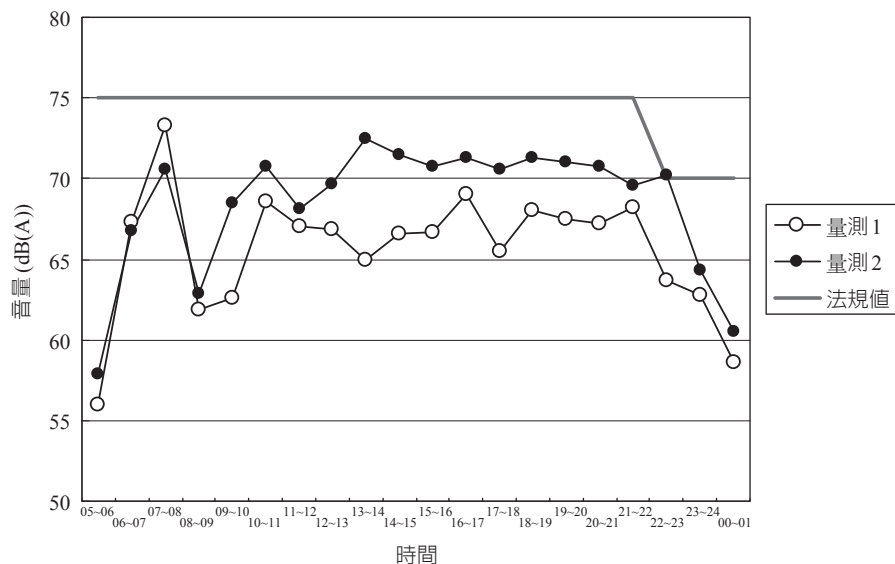


圖 3.2-7 臺灣一般鐵路 $L_{eq, 1h}$ 量測結果示意圖

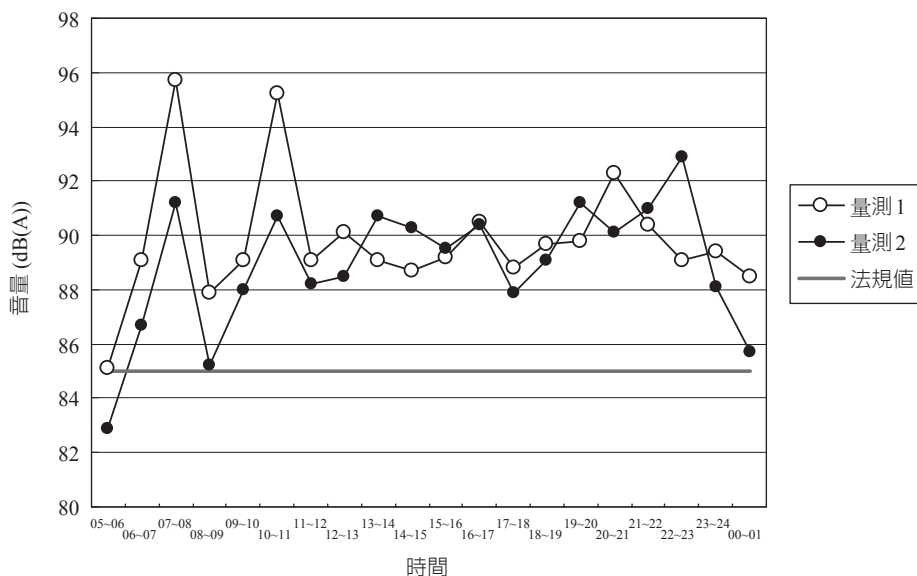


圖 3.2-8 臺灣一般鐵路 $L_{max, mean, 1h}$ 量測結果示意圖

3.2.3 鐵路噪音的預測

近年來，鐵路噪音一直是國際上鐵路研究的熱點課題，在日本及歐美國家都已經開展了一系列廣泛的研究，並且開發了一些預測鐵路噪音大小的理論模型和軟體。例如，其中有代表性的是由歐洲鐵路研究所 (European Railway Institute, ERRI) C163 委員會組織有關人員 (來自英、美、法、德、荷蘭及眾多的歐洲鐵路部門) 開發的一個預測鐵路噪音大小的力學模型及軟體 TWINS (track-

wheel interaction noise software)。這個模型軟體已得到許多現場測試的驗證，在歐洲已成為預測鐵路噪音大小、開發減振降低噪音產品、指導新線設計和舊線路改造的主要理論工具。

3.2.4 高速鐵路噪音預測

高速鐵路噪音預測研究是學術界和各國政府關心的一項重要課題。在歐美國家，高速鐵路噪音早已引起各國政府、鐵路運輸部門、研究機構和高等院校的高度重視。美、日、法、英、德等國都建立了適合本國情況的高速鐵路環境噪音預測模型，並將模型應用於高速鐵路既有線的噪音評估和新建鐵路設計中的噪音預測。如德國鐵路噪音預測標準 Schall03，是德國鐵路噪音預測的標準方法，在歐盟國家中有很大影響。國外一些聲學公司開發的噪音預測軟體，如 SoundPLAN、CadnaA 等，都引入了 Schall03 方法。Schall03 方法將鐵路線劃分為若干小段，每一段簡化為點音源，形成有限長的系列點音源，分別計算所有點音源對受音點作用的噪音量後，按能量疊加合成總的 A 加權噪音量。依據聲學基礎理論對其主要計算方法進行了理論推導，核對總和分析了其方法的合理性。

3.2.5 噪音的評估

一 高速鐵路噪音評估

高速鐵路噪音評估標準中採用的評估噪音響度和煩惱度，包括 A 加權噪音量和以 A 加權噪音量為基礎的均能音量 L_{eq} 、暴露噪音量 L_{se} 、最大噪音量 L_{max} 和日夜均能音量 L_{dn} 等，另可參考本書 5.2.2 節說明。

(一) A 加權音量 (L_A)

A 加權噪音量就是用 A 加權網路測得的噪音值。由於 (1) A 加權噪音量較容易測量；(2) A 加權噪音量測得的結果與人耳對聲音響度的感覺基本一致；(3) A 加權噪音量與煩擾調查的一致性好過其他噪音基本單位；(4) 自從 20 世紀 30 年代以來，A 加權噪音量就一直在應用中；(5) 世界各國的聲學界和醫學界都將 A 加權噪音量作為理想的聲學基本單位。所以，通常選 A 加權噪音值作為基本噪音單位。

(二) 均能音量 (L_{eq})

在規定的時間內，某一連續穩態音的 A 音壓，具有與隨時間變化的噪音相同的均方 A 音壓，則這一連續穩態音的噪音就是此時噪音的均能音量。

(三) 暴露噪音量 (L_{se})

一般將在某段時間內或某個事件的累計噪音量稱為暴露噪音量。在高速列車噪音中，「暴露」代表一輛列車通過時段內某一定點接收到的音能量總和，暴露噪音量定量描述單列高速列車噪音的大小。

由於，(1) L_{se} 隨著噪音源持續時間的增加而增大，這與人們的主觀反應是一致的；(2) 對於不同類型的高速列車， L_{se} 為一種統一的噪音評估量；(3) L_{se} 可以用於計算 1 h 或一日夜噪音累計值。所以，通常將 L_{se} 作為一趟高速列車噪音源的測量指標。

(四) 最大噪音量 (L_{\max})

隨著一輛列車靠近、通過、漸行漸遠，A 加權噪音值增大，達到一個最大值，然後，融入環境噪音中。一輛列車通過時的最大 A 加權噪音量稱為「最大噪音」，這裡記做“ L_{\max} ”。對於在光滑軌道量測列車時，把噪音計動特性置於“FAST”特性，可以測出，這時 L_{\max} 是 0.125 秒內的平均值。對於連續變化或靜止音源，通常更適用於使用“SLOW”開關，此時 L_{\max} 是一秒鐘內的平均值。當置於“SLOW”開關時，噪音測試儀略去了某些非常短暫的瞬間波動，這對於人們總體評估噪音的影響並不大，我國測量道路系統交通噪音使用快特性 (FAST)，而測量軌道系統交通噪音使用慢特性 (SLOW)。

(五) 日夜噪音 (L_{dn})

表示所有音源一日夜累計暴露量的是一日夜噪音，簡記為“ L_{dn} ”。 L_{dn} 表示一日夜所有音源共合成的隨時間變化的 A 加權噪音值。

日夜均能音量 L_{dn} 為評估噪音指標的一種，依據均能音量 (L_{eq}) 在日夜發生不同的位置，加以考慮發生時間，及夜間位準的加權 (10 dB(A))，建立日夜均能音量如下：

$$L_{dn(24\text{小時})} = 10 \log_{10} \left(\frac{1}{24} \right) [m \times 10^{L_d/10} + n \times 10^{L_n+10/10}]$$

L_d ：日間平均均能音量，dB(A)，

L_n ：夜間平均均能音量，dB(A)，

m ：日間時數 (都市為 07:00 ~ 23:00，鄉村為 07:00 ~ 22:00)，

n ：夜間時數 (都市為 23:00 ~ 07:00，鄉村為 22:00 ~ 07:00)。

式中：

$$L_d = 10 \log_{10} \left[\frac{1}{m} \left(\sum_{i=1}^m 10^{0.1L_i} \right) \right]$$

$$L_n = 10 \log_{10} \left[\frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^n 10^{0.1L_i} \right) \right]$$

$$L_{dn(24\text{小時})} = 10 \log_{10} \left(\frac{1}{24} \right) [m \times 10^{L_d/10} + n \times 10^{L_n+10/10}]$$

(六) L_x 統計性噪音量 (statistical noise level)、時間累積分佈 L_N

統計性噪音量為噪音發生時間之累積分佈 (cumulative distribution)，是表示噪音量與時間性最有效的方法，亦則顯示在某一地區有多少時間發生噪音超過某一位準值。 L_x 常應用於交通噪音指標，尤其是交通噪音評估模式。

L_{10} 表示某時段內有 10% 的時間，噪音超過指示標準，又視為「事件」噪音。

L_{50} 表示某時段內有 50% 的時間，噪音超過指示標準。

L_{90} 表示某時段內有 90% 的時間，噪音超過指示標準，又視為「背景」噪音。

二 噪音評估技術規範

我國軌道系統（一般鐵路、高速鐵路及大眾捷運系統）指標為小時均能音量 ($L_{eq, 1h}$) (指特定時段內一小時所測得軌道系統交通噪音之能量平均值) 及平均最大音量 ($L_{max, mean, 1h}$) (指一小時內所測得軌道機車車輛各班次交通噪音最大音量 (L_{max}) 之能量平均值)。

噪音評估依據「開發行為環境影響評估作業準則」第 58 條規定訂定「鐵路交通噪音評估模式技術規範」進行評估工作。於辦理環境影響評估作業時使用之模式如表 3.2-2。

表 3.2-2 鐵路交通噪音評估模式

鐵路分類	模式名稱
一般鐵路	郭宏亮鐵路交通噪音預測模式 SoundPlan 噪音評估模式 Cadna-A 噪音評估模式 MITHRA 噪音評估模式
大眾捷運系統	SoundPlan 噪音評估模式 Cadna-A 噪音評估模式 MITHRA 噪音評估模式 Peterson 修正模式

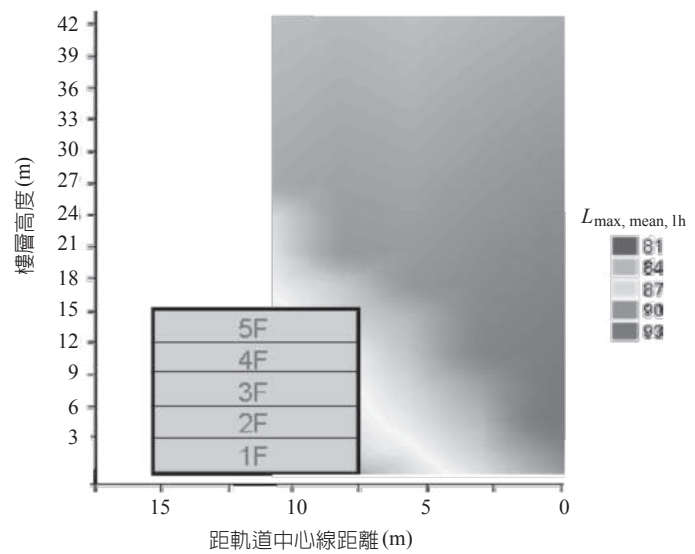


圖 3.2-9 SoundPlan 聲場模擬剖面示意圖

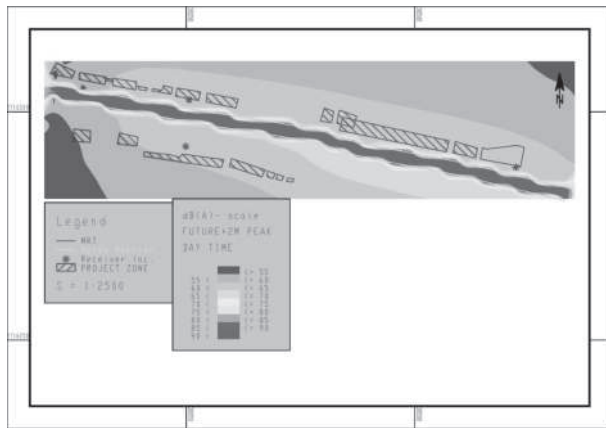


圖 3.2-10 SoundPlan 聲場 $L_{eq, 1h}$ 模擬平面示意圖

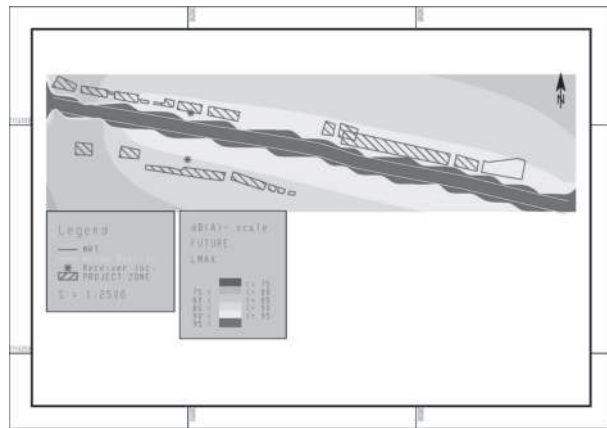


圖 3.2-11 SoundPlan 聲場 $L_{max, mean, 1h}$ 模擬平面示意圖

三 陸上運輸系統噪音管制標準

環保署將道路、鐵路交通細分為快速道路、高速公路、鐵路及大眾捷運系統，我國現行噪音管制標準如下，單位 dB(A)。

表3.2-3 第六條一般鐵路交通噪音管制標準

管制區	時段與音量	小時均能音量 ($L_{eq, 1h}$)			平均最大音量 ($L_{max, mean, 1h}$)
		早、晚	日間	夜間	
第一類、第二類		73	73	70	80
第三類、第四類		75	75	70	85

表3.2-4 第七條高速鐵路交通噪音管制標準

管制區	時段與音量	小時均能音量 ($L_{eq, 1h}$)			平均最大音量 ($L_{max, mean, 1h}$)
		早、晚	日間	夜間	
第一類、第二類		65	70	60	80
第三類、第四類		70	75	65	85

表3.2-5 第八條大眾捷運系統交通噪音管制標準

管制區	時段與音量	小時均能音量 ($L_{eq, 1h}$)			平均最大音量 ($L_{max, mean, 1h}$)
		早、晚	日間	夜間	
第一類、第二類		65	70	60	80
第三類、第四類		70	75	65	85

四 日本高鐵（新幹線）噪音管制環境基準

目前日本高鐵（日本稱之新幹線）所使用的鐵路是在舊有的鐵路系統外再另行興建的，但此鐵路系統所經過之區域大部分是人口密集的住宅區，因此日本政府亦針對新幹線增訂比一般鐵路更為嚴格的管制標準，有關管制標準以及預計達成改善目標時間之說明如表 3.2-6 至表 3.2-7 所示。

日本新幹線用以評估噪音之指標為最大音量 L_{Amax} ，其量測範圍應包含南下與北上的列車，原則上應連續對 20 班列車進行量測，而此最大音量 L_{Amax} 之計算方式則為：所量測 20 班列車中之前 10 大（半數）的最大噪音量的平均值。

五 德國高鐵噪音管制標準

目前德國高鐵 ICE 是與舊有的鐵道互為共用，因此並未再有針對高鐵噪音制定管制標準，而是直接沿用現有的鐵路管制標準來管制高鐵周邊的環境音量，以現有管制鐵路噪音標準而言，

表3.2-6 日本新幹線鐵路噪音管制標準表

地區類型	符合地區	管制值 (dB(A))
I	第一種低層住宅專用區、第二種低層住宅專用區、第一種中高層住宅專用區、第一種中高層住宅專用區、第一種住宅區、第二種住宅區以及準住宅	70 以下*
II	商業地區、準工業區以及工業區	75 以下*

說明：

*：以最大音量 L_{Amax} 作為評估指標。

表 3.2-7 日本新幹線鐵路沿線區域噪音改善達成目標期程表

新幹線鐵路沿線區域的區分		達成目標期程		
		既設新幹線鐵路 相關期間	工程中新幹線鐵路相 關期間	新設新幹線鐵路相 關期間
A	80 dB(A) 以上的區域	3 年以內	開業時	開業時
B	超過 75 dB(A) 未達 80 dB(A) 的區域	a	7 年以內	
		b	10 年以內	
C	超過 70 dB(A) 未達 75 dB(A) 的區域	10 年以內	開業時起 3 年以內	

說明：

1. 新幹線鐵路沿線區域之區分欄 B 中的 a 就是相當於表 2 的 I 類區域，而 b 則是指 a 以外的區域。
2. 所謂達成目標期間欄位中之既設新幹線鐵路、工程中新幹線鐵路以及新設新幹線鐵路則是相當於下列各項的新幹線鐵道：
 - (1) 既設新幹線鐵路：東京及博多間的新幹線鐵路。
 - (2) 工程中心幹線鐵路：東京及盛岡間、大宮、新潟間以及東京與成田間的新幹線。
 - (3) 新設新幹線：指除 (1) 與 (2) 以外的新幹線。

主要是依據 DIN18005 所制定，而 DIN18005 之規範內容所包含的準則項目有：(1) 土地使用性質；(2) 評估時段 (日間與夜間)；(3) 噪音源 (交通運輸或工業噪音等)；(4) 都市計畫發展類型。DIN18005 規範再提出一噪音評估表 (如表 3.2-8)，以作為城市在發展規劃之際，對於環境噪音的評量準則，因此現有的鐵路噪音管制標準即是參考上述 DIN18005 所提之原則，而制定出管制交通噪音 (含一般鐵路、高速鐵路及道路) 之相關規定，有關德國鐵路噪音管制標準如表 3.2-9。

表 3.2-8 DIN18005 城市環境噪音評估說明表

評估時段	日間 (A.M. 6:00 ~ P.M. 10:00) (dB(A))	夜間 (P.M. 10:00 ~ A.M. 6:00) (dB(A))
純住宅區	55	45
特定住宅區	60	45/40
混合區	60	50/45
市中心地區	65	55/50
工業區	65	55/50

表 3.2-9 德國鐵路噪音管制標準表

評量時段	日間 (A.M. 6:00 ~ P.M. 10:00) (dB(A))	夜間 (P.M. 10:00 ~ A.M. 6:00) (dB(A))
高鐵路沿線區域之土地使用性質		
醫院、學校、療養院以及老人安養中心	57	47
純住宅、住宅社區以及村落集結區	59	49
市中心、村落以及混合住宅區	64	54
工業區	69	59

表 3.2-8 所規定之管制標準可適用於鐵路與一般道路，但於評估鐵路噪音時應將管制值再減 5 dB(A) 才可，這是因為鐵路噪音與一般道路噪音兩者在相同的均能音量 (L_{Amax}) 位準下，考慮人耳對於此兩者噪音的吵鬧感覺與等響曲線之間的關係而採行的計算方式。(例如：於純住宅區 A.M. 6:00 至 P.M. 10:00 所測得的鐵路噪音 L_{Amax} 值為 55 dB(A)，依表 3.2-9 規定，純住宅區管制

值為 59 dB(A)，但因為所量測的噪音是鐵路噪音的緣故，所以 59 dB(A) 減 5 dB(A) 所得的數值作為鐵路噪音管制值，因此本案例純住宅區之鐵路噪音管制值為 54 dB(A)，可知此區域所測得的鐵路噪音是高於管制值)。

六 法國高鐵噪音管制標準

目前法國高鐵 (TGV) 路線雖是與舊有鐵路路線並非共軌，而是採以新建獨立軌道的方式。但現行法國高鐵 (TGV) 所通過的沿線區域大部分多為地廣人稀，因此噪音問題的影響並非甚多，故目前法國政府單位仍採用現行的鐵路管制標準 (NF S 31-110) 作為管制高鐵噪音的依據，此管制標準所使用的評估指標為時段均能音量 (L_{Aeq} (A.M. 8:00 至 P.M. 8:00))，且 NF S 31-110 規範也是以 ISO 1996 規範作為制定的參考依據，因此 NF S 31-110 的量測方法及技術與 ISO 1996 差距並不大，有關法國鐵路噪音管制標準如表 3.2-10。

表3.2-10 法國鐵路噪音管制標準表

現況噪音量, L_{Aeq} (A.M. 8:00 ~ P.M. 8:00) (dB(A))	高速鐵路噪音量, L_{Aeq} (A.M. 8:00 ~ P.M. 8:00) (dB(A))
$L_{eq} < 65$	$L_{eq} < 65$
$65 \leq L_{eq} \leq 70$	同現況音量
$L_{eq} > 70$	$L_{eq} < 70$

說明：

1. 此管制標準僅適用於鐵路。
2. 此管制標準適用評量時間為 A.M. 8:00 ~ P.M. 8:00。
3. 現況噪音量意指在高速鐵路興建之前的 L_{Aeq} 值 (A.M. 8:00 ~ P.M. 8:00)。

3.2.6 複合性噪音

隨著經濟蓬勃發展，民眾生活品質提升，對高環境品質之要求日益殷切，交通噪音之改善實有必要與提升。近來民眾常陳情數個交通噪音源於同一地點 (如高速公路與捷運系統、一般鐵路與一般道路)，其共同產生之合成音量效應，影響環境安寧。



圖3.2-12 複合性音源示意圖

例如國道一號高速公路係通過臺北地區且緊鄰住宅區，沿線多處居民感覺高速公路交通噪音甚大及不舒適，加上如有地方平面道路或捷運通過 (如國道一號高速公路與淡水捷運系統)，共同產生之合成音量更大 (圖 3.2-12)。

陸上運輸系統管制標準第三條第八項規定訂定複合性音源鑑定分離方法，適用於測量地點之整體音量包括二個以上交通系統音量，且各交通系統之音量相差數值小於 10 dB(A) 時之複合性音源鑑定分析及分離作業。

需使用符合環境噪音量測方法 NIEA P201.93C 所規定之麥克風及記錄器。麥克風數量為複合性音源數目加一，進行複合性音源之整體音量量測，三支麥克風之相互距離不得超過 2 公尺 (如圖 3.2-13 所示)。



圖 3.2-13 集音盤示意圖

一 陸上運輸系統與高速公路音源分離說明

按噪音計本身之歷時逐秒音量變化圖(時域圖)等錄音記錄及配合錄影作業,依據「陸上運輸系統噪音管制標準」第 2 條第 12 項第 1 款規定計算,進行捷運噪音事件與高速公路噪音的計算分析與說明,詳如表 3.2-11 所示。

(一) 計算每筆捷運事件音量

1. 讀取該監測點之 24 小時噪音歷時逐秒時域圖。
2. 依據 24 小時噪音歷時逐秒時域圖,初步篩選可能之捷運噪音事件。
3. 依捷運列車營運時間表,比對篩選捷運噪音事件(表 3.2-11)。
4. 依「陸上運輸系統噪音管制標準」第 2 條第 12 項第 1 款規定計算捷運事件音量。
 - (1) 判定車輛前端通過測量地點及車輛尾端通過測量地點之時間點。
 - (2) 決定 T_1 (低於軌道機車車輛前端通過測量地點時整體音量 10 dB(A) 之時間點) 及 T_2 (低於軌道機車車輛尾端通過測量地點時整體音量 10 dB(A) 之時間點)。
 - (3) 計算本事件之 $L_{p,T}$

軌道機車車輛通過測量地點事件於事件歷時時間 (T) 內,所測得軌道系統交通噪音之事件音量。

$$L_{p,T} = 10 \log_{10} \int_{T_1}^{T_2} \left(\frac{p_t}{p_0} \right)^2 dt$$

依公式

$$\begin{aligned}
 &= 10 \times \log_{10} (10^{0.1 \times 60.7} + 10^{0.1 \times 74.9} + 10^{0.1 \times 74.1} + 10^{0.1 \times 77.6} + 10^{0.1 \times 79.1} + 10^{0.1 \times 79.2} + 10^{0.1 \times 77.5} \\
 &\quad + 10^{0.1 \times 74.9} + 10^{0.1 \times 71.5} + 10^{0.1 \times 68.5} + 10^{0.1 \times 61.0} + 10^{0.1 \times 58.8}) \\
 &= 85.9 \text{ dB(A)}
 \end{aligned}$$

表 3.2-11 單一捷運噪音事件歷時時間 (T)、事件前背景及事件後背景時間及音量說明表

事件逐秒時間	逐秒音量 dB(A) — 錄音判斷	法規計算說明	區分捷運及高速公路
11:06:21	67.2	事件前背景音量 78.1 dB(A)	其他高速公路聲音 (背景音量)
11:06:22	67.4		
11:06:23	66.8		
11:06:24	66.8		
11:06:25	66.7		
11:06:26	66.4		
11:06:27	66.5		
11:06:28	67.2		
11:06:29	68.4		
11:06:30	68.1		
11:06:31	67.7		
11:06:32	68.2		
T₁ 11:06:33	T₁ 60.7	本事件 T ₁ — 11:06:33 T ₂ — 11:06:44 軌道機車車輛通過測量地 點之事件歷時時間 T = 12 s L _{p, max} = 79.2 dB(A) 發生於 11:06:38 L _{p, T} 85.9 dB(A)	事件前、後背景音量 二者之能量平均值 事件之高速公路 (背景音量) 77.5 dB(A) L _{p, T} 修正 純捷運事件音 85.2 dB(A)
11:06:34	74.9		
11:06:35	車輛前端 74.1		
11:06:36	77.6		
11:06:37	79.1		
L_{p, max} 11:06:38	L_{p, max} 79.2		
11:06:39	77.5		
11:06:40	車輛尾端 74.9		
11:06:41	71.5		
11:06:42	68.5		
11:06:43	61.0		
T₂ 11:06:44	T₂ 58.8		
11:06:45	66.2	事件後背景音量 76.8 dB(A)	其他高速公路聲音 (背景音量)
11:06:46	63.8		
11:06:47	61.7		
11:06:48	60.0		
11:06:49	68.6		
11:06:50	67.3		
11:06:51	66.2		
11:06:52	65.9		
11:06:53	66.2		
11:06:54	66.2		
11:06:55	66.7		
11:06:56	67.2		

(4) 計算本事件之事件前背景音量

由 T₁ 往前計算 T 時間之事件前背景音量。

$$L_{p, T} = 10 \log_{10} \int_{T_1}^{T_2} \left(\frac{p_t}{p_0} \right)^2 dt$$

依公式

$$\begin{aligned}
&= 10 \times \log_{10}(10^{0.1 \times 67.2} + 10^{0.1 \times 67.4} + 10^{0.1 \times 66.8} + 10^{0.1 \times 66.8} + 10^{0.1 \times 66.7} + 10^{0.1 \times 66.4} + 10^{0.1 \times 66.5} \\
&\quad + 10^{0.1 \times 67.2} + 10^{0.1 \times 68.4} + 10^{0.1 \times 68.1} + 10^{0.1 \times 67.7} + 10^{0.1 \times 68.2}) \\
&= 78.1 \text{ dB(A)}
\end{aligned}$$

- (5) 計算本事件之事件後背景音量

由 T_2 往後計算 T 時間之事件後背景音量。

$$L_{p,T} = 10 \log_{10} \int_{T_1}^{T_2} \left(\frac{p_t}{p_0} \right)^2 dt$$

依公式

$$\begin{aligned}
&= 10 \times \log_{10}(10^{0.1 \times 66.2} + 10^{0.1 \times 63.8} + 10^{0.1 \times 61.7} + 10^{0.1 \times 60.0} + 10^{0.1 \times 68.6} + 10^{0.1 \times 67.3} + 10^{0.1 \times 66.2} \\
&\quad + 10^{0.1 \times 65.9} + 10^{0.1 \times 66.2} + 10^{0.1 \times 66.2} + 10^{0.1 \times 66.7} + 10^{0.1 \times 67.2}) \\
&= 76.8 \text{ dB(A)}
\end{aligned}$$

- (6) 計算本事件之事件背景音量

前述事件前、後背景音量二者之能量平均值。

$$10 \times \log_{10}(0.5 \times (10^{0.1 \times 78.1} + 10^{0.1 \times 76.8})) = 77.5 \text{ dB(A)}$$

- (7) 判斷是否須進行背景音量修正

$$\begin{aligned}
&\therefore \text{本事件之 } L_{p,T} \text{ 85.9 dB(A)} - \text{本事件之事件背景音量 } 77.5 \text{ dB(A)} \\
&= 8.4 \text{ dB(A)} < 10 \text{ dB(A)}
\end{aligned}$$

\therefore 須進行背景音量修正 0.7 dB(A)

故此一事件音量 $L_{p,T}$ 為 85.2 dB(A)。

- (8) 計算本事件最大音量之背景音量

各事件交通噪音最大音量之背景音量計算，應依前款第三目規定計算所得之背景音量再取歷時時間 T 之均能音量值。

$$L_{\max, \text{背景音量}} = \text{事件背景音量} - (10 \times \log_{10}(T)) = 77.5 \text{ dB(A)} - (10 \times \log_{10}(12)) = 66.7 \text{ dB(A)}$$

- (9) 判斷最大音量之背景音量是否須進行背景音量修正

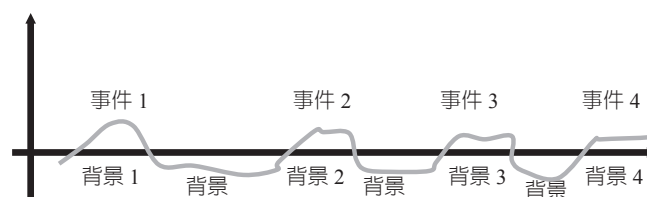
$$\begin{aligned}
&\therefore \text{本事件之 } L_{p, \max} \text{ 79.2 dB(A)} - \text{本事件最大音量之背景音量 } 66.7 \text{ dB(A)} \\
&= 12.5 \text{ dB(A)} > 10 \text{ dB(A)}
\end{aligned}$$

\therefore 不須進行背景音量修正

故此一事件之 $L_{p, \max}$ 進行背景音量修正後仍為 79.2 dB(A)。

(二) 捷運音量與高速公路音量分離想法

將總音量區分為「捷運 (事件音量)」與「高速公路 (背景音量)」二部分。



1. 依法規先計算每筆捷運 (事件音量)

可得捷運事件小時均能音量 $L_{eq,1h(捷運)}$ 。

2. 再計算該小時非事件時間內之高速公路 (背景音量) 能量

高速公路 (事件外之背景音量)，不足 3,600 秒之能量值。

3. 將 2. 之值再加上每筆事件之背景音量能量值

高速公路 (事件之背景音量能量值) + 高速公路 (事件外之背景音量能量值)，湊足 3,600 秒之能量值，可得高速公路 (背景音量) 小時均能音量 $L_{eq,1h(高速公路)}$ 。(因每秒鐘都有車流來往，一直都在，當列車通過時也一樣，故把列車通過時之高速公路 (背景音量) 再加回來)

4. 如此可得

捷運事件小時均能音量 $L_{eq,1h(捷運)}$ 及高速公路 (背景音量) 小時均能音量 $L_{eq,1h(高速公路)}$ ，二音量皆為 3,600 秒之平均值。

註：1. 小於 3 dB(A)：捷運事件音量扣除「高速公路 (背景音量)」小於 3 dB(A)，表示捷運事件音量很小屬於無效事件，即視為「高速公路 (背景音量)」。

2. 介於 3 dB(A) ~ 10 dB(A) 之間：原本只有高速公路車流在跑 (背景音)，突然有輛捷運列車經過造成聲音增量 (捷運事件音)，但此捷運事件音增量同時受到「高速公路 (背景音量)」干擾 (即 3 dB(A) 到 10 dB(A) 之間)。所以把背景干擾修正得到純捷運事件音，但背景音的總量不會變，原本就那麼多，所以「不用」再把修正的背景音加回去。

舉例：

如表 3.2-11 所示，依法規之計算已得到每筆純事件音量及該事件音量的背景音量 (高速公路)。

事件背景音量 = 77.5 dB(A)，即高速公路 (背景音量)。

事件音量 L_{PT} 修正為 85.2 dB(A)，即純捷運事件音。

假設 1 小時內有 10 筆有效事件，每筆事件時間都是 12 秒 (實際上每筆事件時間不同)，則音源分離計算如下：

● 小時均能總音量 $T_{eq,1h} =$ 純捷運事件小時均能音量 (經過背景修正的) $E_{eq,1h}$ + 高速公路小時均能音量 (背景音量) $B_{eq,1h}$

● 純捷運事件小時均能音量 (經過背景修正的) $E_{eq,1h} = 10 \times \log_{10} [(12 \times 10^{0.1L_{P(經過修正的), T1}} + 12 \times 10^{0.1L_{P(經過修正的), T2}} + \dots + 12 \times 10^{0.1L_{P(經過修正的), T10}}) / 3600]$

● 高速公路小時均能音量 (背景音量) $B_{eq,1h} = 10 \times \log_{10} [(12 \times 10^{0.1L_{事件背景1}} + 12 \times 10^{0.1L_{事件背景2}} + \dots + 12 \times 10^{0.1L_{事件背景10}} + 秒數 \times 10^{0.1L_{事件外之其他背景}}) / 3600]$

3. 大於 10 dB(A)：事件音增量若無受到高速公路背景噪音干擾 (即大於 10 dB(A))。所以不需要把背景干擾修正得到純事件音，直接把列車通過的背景音視為高速公路音源。

二 以拋物面聚音裝置鑑定音源之研究

近來民眾常陳情數個交通噪音源於同一地點 (如高速公路與捷運系統、一般鐵路與一般道路)，其共同產生之合成音量效應，影響環境安寧，本研究探討「拋物面聚音裝置」的理論模型和數值模擬與實際量測結果進行比較分析，並提出以「拋物面聚音裝置」來鑑定噪音源之方式，建立我國叢聚性交通噪音之量測方式。本文引用 Wahlström 論文中的理論推導，以數值模擬拋物面在不同 $1/a$ 值的音壓放大係數，再與本研究的「拋物面聚音裝置」進行驗證比較。

以下分析「拋物面聚音裝置」，在平面波入射、球面波入射（點音源）情況下的音量放大和指向性特點。

(一) 理論模型和數值模擬

1. 平面波入射

平面波入射可分為平行於拋物面軸線入射和與拋物面軸線夾一定角度入射兩種情況。

(1) 平行於拋物面軸線入射

a. 軸線上的音量放大

- 焦點處的音量放大

現有一列平面波平行於 x 軸沿負方向入射，速度勢 (velocity potential) 為 $Ae^{j(\omega t+kx)}$ (即速度勢的偏微分是速度)；經拋物面反射後，反射波向焦點 F 匯聚， \vec{n} 為法向，如圖 3.2-14 所示。圖 3.2-15 為拋物線的幾何尺寸。

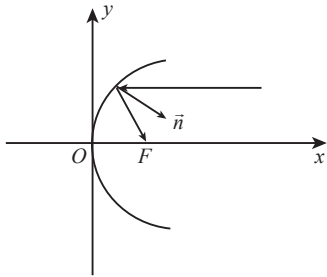


圖 3.2-14 平行於軸線入射的平面波被拋物面匯聚到焦點

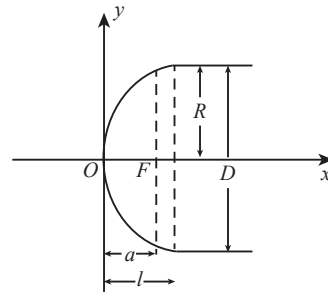


圖 3.2-15 拋物線的幾何尺寸： a —頂點到焦點的距離； l —頂點到拋物線開口的距離； R —開口半徑； D —開口直徑

忽略 $e^{j\omega t}$ 項，則入射波的速度勢 (velocity potential) 為：

$$\Phi_i = Ae^{jkx} \quad (3-1)$$

入射波經拋物面反射後，距離拋物面某處的反射波的速度勢為：

$$\Phi_r = \frac{1}{2\pi} \iint \frac{\partial \Phi_i}{\partial n} \frac{e^{-jkr}}{r} dS \quad (3-2)$$

其中

$$\frac{\partial \Phi_i}{\partial n} = \frac{\partial \Phi_i}{\partial x} \cos(\vec{n}, x) = jkAe^{jkx} \cos(\vec{n}, x) \quad (3-3)$$

$\cos(\vec{n}, x)$ 為法向 \vec{n} 與 x 軸的夾角，則：

$$\Phi_r = \frac{jkA}{2\pi} \iint \frac{e^{jkx} e^{-jkr}}{r} \cos(\vec{n}, x) dS \quad (3-4)$$

在焦點處，如圖 3.2-16 所示，利用拋物面的性質， $r = x + a$ ，反射波的速度勢為：

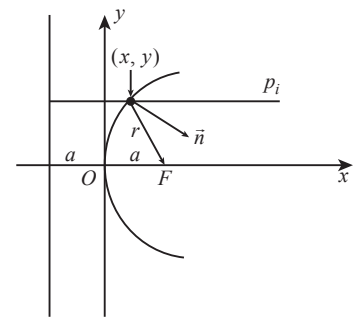


圖 3.2-16 焦點處的反射波

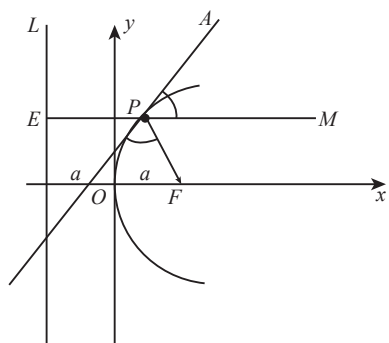


圖3.2-17 拋物線的一些幾何性質

而 $dS = 2\pi y ds$, ds 是拋物線上的一小段弧線的長度, 則利用幾何關係, 可得:

$$dS \cos(\bar{n}, x) = 2\pi y ds \cos(\bar{n}, x) = 2\pi y dy \quad (3-6)$$

利用拋物線的一些幾何性質, 如圖 3.2-17 所示, AP 是過拋物線上一點 P 的切線, F 是拋物線的焦點, 焦距為 a , LE 是拋物線的准線, MP 平行於軸入射, 反射後到達 F 點。由拋物線的幾何性質可知, PF 的長度等於 PE 的長度, 由反射定理, MP 與切線的夾角等於 PF 與切線的夾角。

另外由拋物面方程, $4ax - y^2 - z^2 = 0$, 可推出 $y dy = 2a dx$, 則反射波的速度勢 (velocity potential) 為:

$$\Phi_r = \frac{jke^{-jka} A}{2\pi} \int_0^l \frac{4\pi a dx}{x+a} = j2ake^{-jka} A \log_e \left(1 + \frac{l}{a} \right) \quad (3-7)$$

在焦點處的總速度勢為:

$$\Phi = \Phi_i + \Phi_r = Ae^{jka} + j2ake^{-jka} \log_e \left(1 + \frac{l}{a} \right) \quad (3-8)$$

總的聲壓為:

$$p = \rho \frac{\partial \Phi}{\partial t} = j\omega \rho (\Phi_i + \Phi_r) \quad (3-9)$$

定義焦點處聲壓放大係數為 $F_p = \left| \frac{p}{p_i} \right|$, 可以求得:

$$F_p = \left| \frac{p}{p_i} \right| = \left| 1 + j2ake^{-j2ak} \log_e \left(1 + \frac{l}{a} \right) \right| \quad (3-10)$$

以 dB 為單位, 聲壓放大係數可以表示為:

$$\Delta L_p = 20 \log_{10} F_p \quad (\text{dB}) \quad (3-11)$$

• 軸線上其他點的音量放大

對於軸線上焦點以外的其他任一點 $(x_0, 0, 0)$, 很難獲得解析解, 採用數值計算的方法求出聲壓放大係數, 推導如下。現有一列聲壓為 $p_i = Ae^{jkx}$ 的平面波沿著 x 軸負方向入射到拋物面上, 如圖 3.2-18 所示。

拋物面的方程可寫成:

$$4ax - y^2 - z^2 = 0 \quad (3-12)$$

採用座標變換, 令

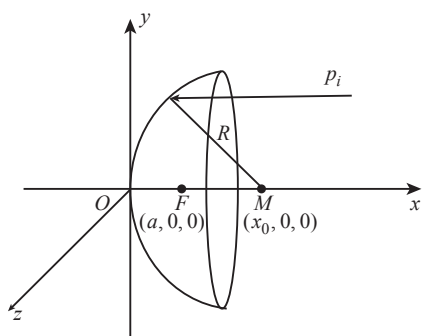


圖3.2-18 拋物面幾何形狀

$$\begin{cases} x = r^2/4a \\ y = r \sin \theta \\ z = r \cos \theta \end{cases} \quad (3-13)$$

則拋物面上任一點的法向向量為：

$$\vec{n} = (4a, -2r \sin \theta, -2r \cos \theta) \quad (3-14)$$

入射波碰到拋物面後發生反射，反射波的速度勢為：

$$\Phi_r = \frac{1}{2\pi} \iint \frac{\partial \Phi_i}{\partial n} \frac{e^{-jkR}}{R} dS \quad (3-15)$$

可求得反射波的聲壓為：

$$p_r = \frac{j\omega\rho}{2\pi} \iint v_n \frac{e^{-jkR}}{R} dS \quad (3-16)$$

其中：

$$v_n = v_x \cos(\vec{n}, \vec{x}) = \frac{Ae^{jkx}}{\rho_0 c_0} \frac{4a}{\sqrt{4r^2 + (4a)^2}} \quad (3-17)$$

$$R = \sqrt{\left(\frac{r^2}{4a} - x_0\right)^2 + (r \sin \theta)^2 + (r \cos \theta)^2} \quad (3-18)$$

$$dS = \frac{r^2}{2a} \frac{1}{\sin(\vec{n}, \vec{x})} dr d\theta = \frac{r\sqrt{r^2 + 4a^2}}{2a} dr d\theta \quad (3-19)$$

軸線上任一點 $(x_0, 0, 0)$ 處的聲壓放大係數可表示為：

$$\Delta L_p = 20 \log_{10} \left| \frac{p_i + p_r}{p_i} \right| \text{ (dB)} \quad (3-20)$$

b. 數值模擬

• 焦點處的音量放大

根據式 (3-11)，可以計算不同 ℓ/a 值 (ℓ 與 a 的定義見圖 3.2-11 所示) 的拋物面在焦點處的聲壓放大係數，圖 3.2-19 為三種 ℓ/a 值的拋物面示意圖 (保持焦距 a 不變)。

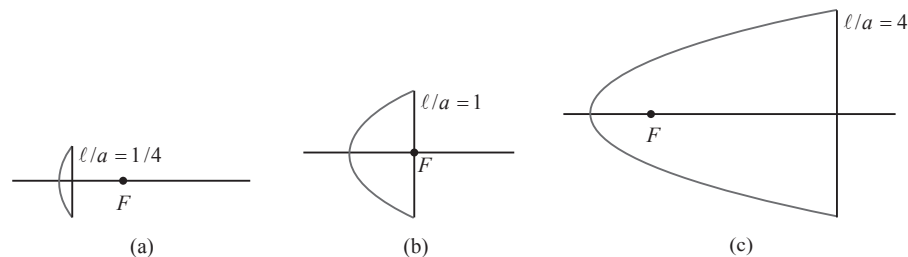


圖 3.2-19 三種 ℓ/a 值的拋物面示意圖：(a) $\ell/a = 1/4$ ；(b) $\ell/a = 1$ ；(c) $\ell/a = 4$ (保持焦距 a 不變)

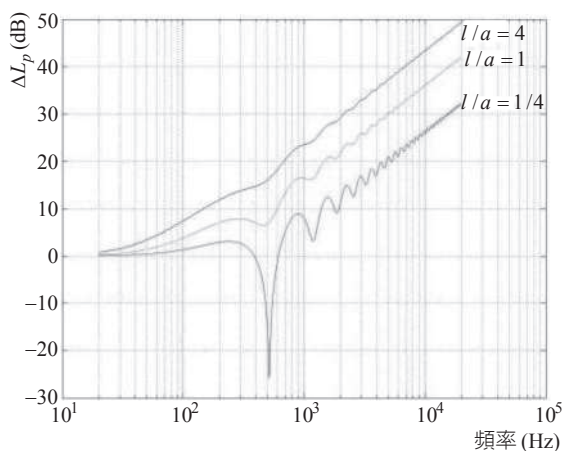


圖 3.2-20 不同 l/a 值的拋物面在焦點處的聲壓放大係數隨頻率的變化 (保持焦距 a 不變)

圖 3.2-20 分別為 l/a 等於 4、1 和 1/4 時，焦點處的聲壓放大係數隨頻率的變化 (保持焦距 $a = 0.25 \text{ m}$ 不變)。在 100 Hz 以下，三種拋物面的聲壓放大係數相差不大 (都很小)；在 100 Hz ~ 4,000 Hz 之間，三種拋物面的聲壓放大係數的差距較大；超過 4,000 Hz 以後， $l/a = 4$ 和 $l/a = 1$ 兩種拋物面的聲壓放大係數保持 8 dB 左右的差值， $l/a = 1$ 和 $l/a = 1/4$ 兩種拋物面的聲壓放大係數保持 10 dB 左右的差值。對 $l/a = 1/4$ 這種拋物面，在 550 Hz 左右 (波長約為 0.50 ~ 0.60 m) 由於反射波干涉，會出現接收聲波靈敏度不放大，反而減少很多的狀況。

保持拋物面開口直徑不變 $D = 1 \text{ m}$ ，同樣可以計算不同 l/a 值的拋物面在焦點處的聲壓放大係數，圖 3.2-21 為這樣幾種拋物面的示意圖。3.2-22 為拋物面開口直徑保持不變時，不同 l/a 值的拋物面在焦點處的聲壓放大係數。從圖中可以看出，在 2,000 Hz 的時候， $l/a = 5$ 時聲壓放大係數最大；在 4,000 Hz 的時候， $l/a = 3.5$ 時聲壓放大係數最大；在 8,000 Hz 和 16,000 Hz 時， l/a 在 3 ~ 5 之間時聲壓放大係數最大。當 l/a 超過 5 以後，上述四種頻率時的聲壓放大係數逐漸減小。實際使用時，一般選用 $l/a = 1$ 的拋物面，此時聲壓放大係數與最大值的差距不超過 2 dB。

表 3.2-12 為三種 $l/a = 1$ 值的情況下一一些典型頻率的聲壓放大係數 (保持焦距 a 不變)。

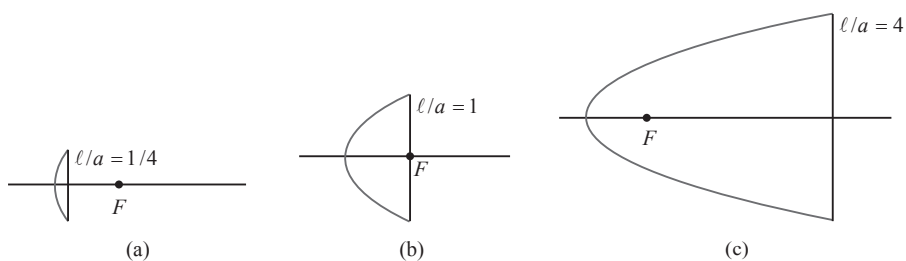


圖 3.2-21 三種 l/a 值的拋物面示意圖：(a) $l/a = 1/4$ ；(b) $l/a = 1$ ；(c) $l/a = 4$ (保持開口直徑 D 不變)

表 3.2-12 三種 l/a 值的情況下一一些典型頻率的聲壓放大係數 (保持焦距 a 不變)

頻率 (Hz)	500	1,000	2,000	4,000	8,000
聲壓放大係數 (dB) $l/a = 1/4$	-25	8	10	18	24
聲壓放大係數 (dB) $l/a = 1$	7.5	17	21	28	34
聲壓放大係數 (dB) $l/a = 4$	16	23	30	36	41

表 3.2-13 為三種 l/a 值的情況下一一些典型頻率的聲壓放大係數 (保持開口直徑 D 不變)。從圖 3.2-22 和表 3.2-13 可以看出, 某一頻率的拋物面的聲壓放大係數在開口直徑 D 確定後, 只要 l/a 值大於 1, 聲壓放大係數的變化就不大了。「拋物面聚音裝置」的放大倍數主要和焦距、開口直徑和聲波波長的比值有關。在拋物面開口直徑保持不變的條件下, 在 l/a 值大於 1 的條件下, 頻率增加一倍, 波長減少一倍, 聲壓放大係數增大約 6 dB。在頻率、焦距一定的條件下, 開口直徑越大, 聲壓放大係數越大。開口直徑增加一倍, 則聲壓放大係數增大約 6 dB。

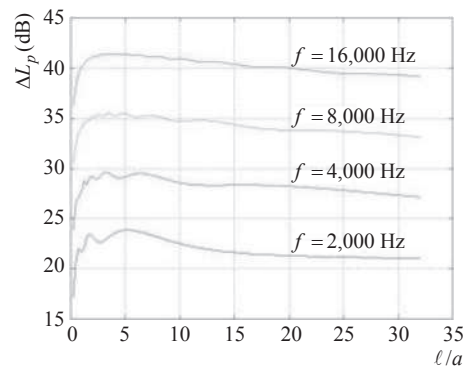


圖 3.2-22 不同 l/a 值的拋物面在焦點處的聲壓放大係數 (保持拋物面開口直徑 D 不變)

表 3.2-13 三種 l/a 值的情況下一一些典型頻率的聲壓放大係數 (保持開口直徑 D 不變)

頻率 (Hz)	2,000	4,000	8,000	16,000
聲壓放大係數 (dB) $l/a=1$	22	27	34	40
聲壓放大係數 (dB) $l/a=4$	23	28.5	35.5	42
聲壓放大係數 (dB) $l/a=5$	23.5	29	35.5	42

• 軸線上其他點的音量放大

根據式 (3-12) 可以計算不同 l/a 值時在軸線上焦點以外的其他點 $(0.5a, 0, 0)$ 、 $(1.5a, 0, 0)$ 的聲壓放大係數, 如圖 3.2-23 所示。同樣保持焦距不變 ($a = 0.25$ m), 得出 $l/a = 1$ 、 $1/4$ 和 4 這三種情況下, 聲壓放大係數隨頻率變化的關係, 見圖 3.2-24、3.2-25 和 3.2-26 所示。

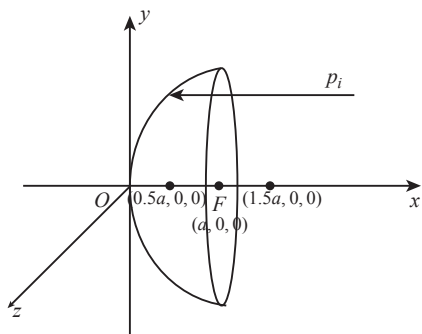


圖 3.2-23 軸線上其他點的音量放大

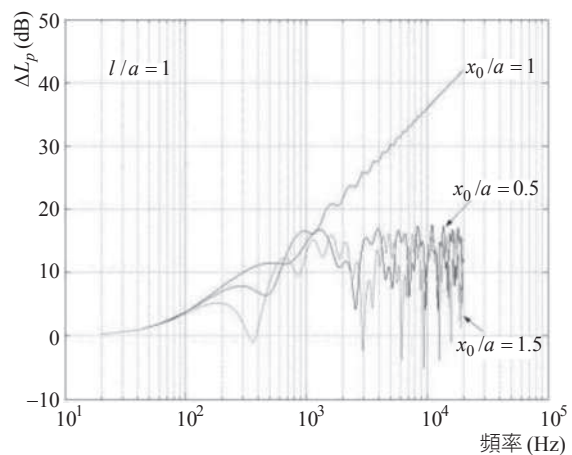


圖 3.2-24 $l/a = 1$ 時軸線上的聲壓放大係數隨頻率的變化 ($x_0 = a, 0.5a, 1.5a$)

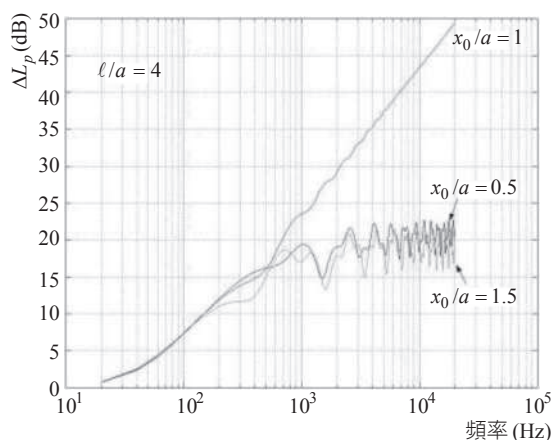


圖3.2-25 $\ell/a = 1/4$ 時軸線上的聲壓放大係數隨頻率的變化 ($x_0 = a, 0.5a, 1.5a$)

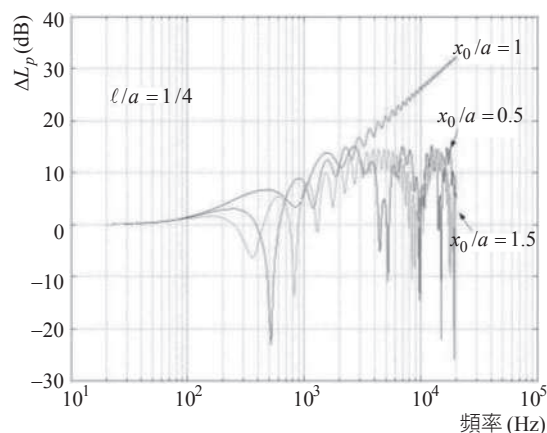


圖3.2-26 $\ell/a = 4$ 時軸線上的聲壓放大係數隨頻率的變化 ($x_0 = a, 0.5a, 1.5a$)

從上述圖可以看出，一旦接收點的位置偏離了焦點，聲壓放大係數就會有明顯的變化。在 200 Hz 以下，三個位置處的聲壓放大係數相差不大；在 200 Hz ~ 2,000 Hz 之間，三個位置處的聲壓放大係數波動較大，相互的差距也在變化；超過 2,000 Hz 以上，焦點處的聲壓放大係數隨頻率單調增大，而偏離焦點的其他點的聲壓放大係數仍然在波動。

圖 3.2-27 為頻率為 1,000 Hz 和 8,000 Hz 時軸線上各點聲壓放大係數的情況 ($\ell/a = 1, a = 0.25$ m)。從圖中可以看出，在 8,000 Hz 的時候，在 $x_0/a = 1$ 即焦點處，聲壓放大係數最大，達到了 34 dB；在偏離焦點的位置，聲壓放大係數迅速減小。在 1,000 Hz 的時候，在 $x_0/a = 0.9$ 處，聲壓放大係數最大，達到了 18 dB；在偏離焦點的其他位置，聲壓放大係數同樣迅速減小。由於 8,000 Hz 的波長比 1,000 Hz 短 8 倍，故放大係數相差約為 18 dB ($20\lg 8$)。而在軸線上偏離焦點處，8,000 Hz 頻率的聲波聲壓放大係數減少得非常迅速，比 1,000 Hz 快多了，即「拋物面聚音裝置」的高頻的聲壓放大係數對位置更敏感。

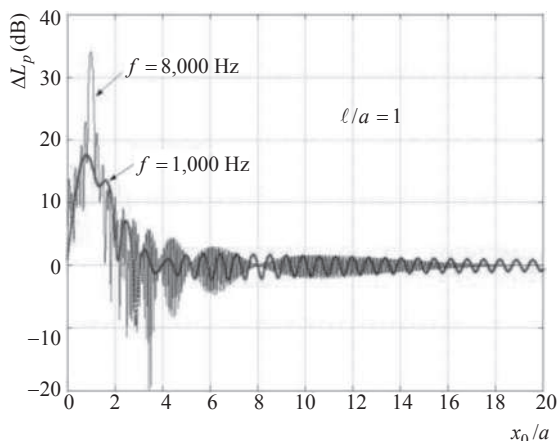


圖3.2-27 1,000 Hz 和 8,000 Hz 時軸線上各點的聲壓放大係數 ($\ell/a = 1, a = 0.25$ m)

例如，對 8,000 Hz 頻率的聲波，若偏離焦點 15% 處，聲壓放大係數可從 3 最大 4 dB 減少到 18 dB 以下，而對 1,000 Hz 頻率的聲波，若偏離焦點 15% 處，聲壓放大係數可從最大 18 dB 減少到 15 dB 以下。

(2) 與拋物面軸線夾一定角度入射

a. 軸線上的音量放大

如圖 3.2-28 所示，一系列平面波沿著 x 軸負方向入射，與 x 軸夾角為 α 。入射波的聲壓為：

$$p_i = Ae^{jk(x/\cos\alpha + y\sin\alpha)} \quad (3-21)$$

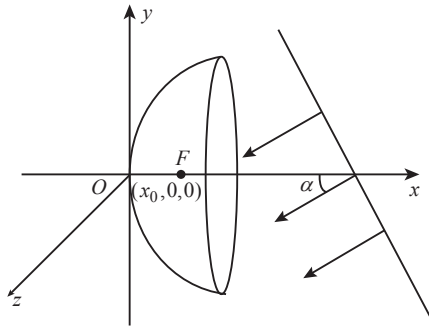


圖 3.2-28 平面波傾斜入射，與 x 軸夾角為 α

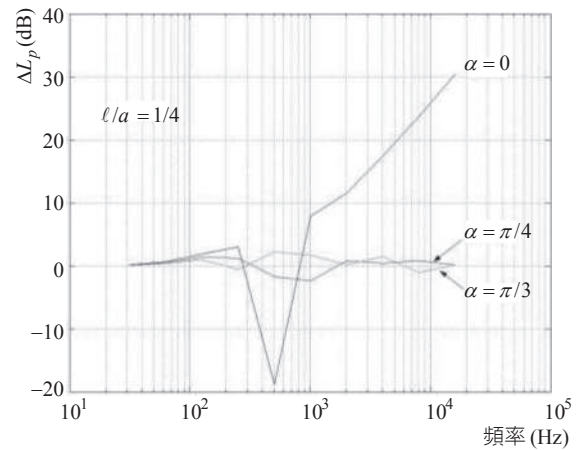


圖 3.2-29 不同 α 角入射時焦點處的聲壓放大係數隨頻率變化的情況 ($l/a = 1/4$ ，焦距 $a = 0.25$ m)

採用式 (3-16) 可求得反射波的聲壓 p_r ，其中 R 與 dS 的運算式與式 (3-18) 和 (3-19) 相同，注意：

$$v_n = jkAe^{jk(x/\cos\alpha + y/\sin\alpha)} \cos(\vec{n}, \vec{k}_\alpha) \quad (3-22)$$

根據式 (3-20) 同樣可以求得平面波傾斜入射時，軸線上的聲壓放大係數。

- 焦點處的音量放大

圖 3.2-29、3.2-30 和 3.2-31 分別為 $l/a = 1/4$ ，1 和 4 時 (焦距 $a = 0.25$ m 保持不變)，不同 α 角入射時，焦點處的聲壓放大係數隨頻率變化的情況。

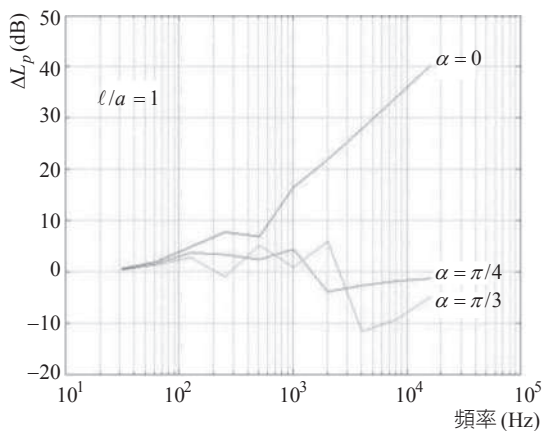


圖 3.2-30 不同 α 角入射時焦點處的聲壓放大係數隨頻率變化的情況 ($l/a = 1$ ，焦距 $a = 0.25$ m)

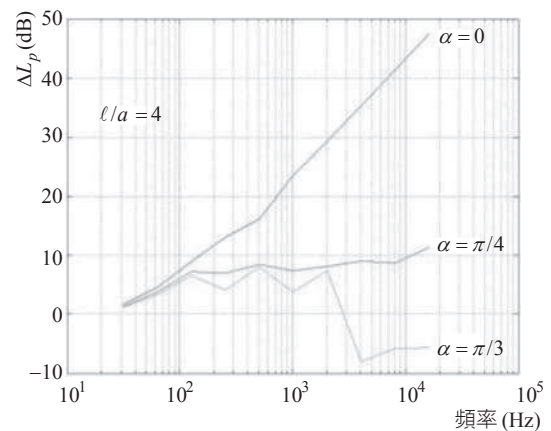


圖 3.2-31 不同 α 角入射時焦點處的聲壓放大係數隨頻率變化的情況 ($l/a = 4$ ，焦距 $a = 0.25$ m)

從以上圖可看出，與 $\alpha = 0$ 相比， $\alpha = \pi/4$ 和 $\alpha = \pi/3$ 時焦點處的聲壓放大係數均非常小及「拋物面聚音裝置」的聲壓放大係數對其他方向的入射聲波放大很小。結論基本一致，但指向性或波束寬度和頻率有關。頻率越高，波束越窄，指向性越好。

• 軸線上其他點的音量放大

圖 3.2-32 為 $\alpha = \pi/4$ 時，軸線上偏離焦點處的聲壓放大係數隨頻率變化的情況 ($\ell/a = 1$ ，焦距 $a = 0.25$ m)。從圖中可以看出，與平行於軸線入射的平面波相比， $\alpha = \pi/4$ 時接收點在軸線上移動，接收點處的聲壓放大係數的情況較複雜，隨頻率增大而上下波動。

圖 3.2-33 為 $\alpha = \pi/4$ ，頻率為 1,000 Hz 及 8,000 Hz 時軸線上各點的聲壓放大係數 ($\ell/a = 1$ ，焦距 $a = 0.25$ m)。

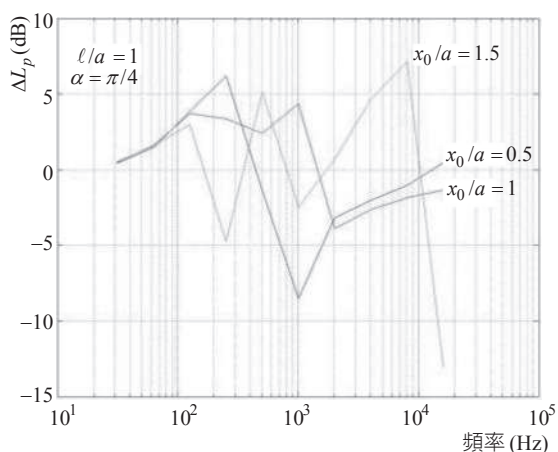


圖 3.2-32 $\alpha = \pi/4$ 時軸線上的聲壓放大係數隨頻率變化的情況 ($\ell/a = 1$ ，焦距 $a = 0.25$ m)

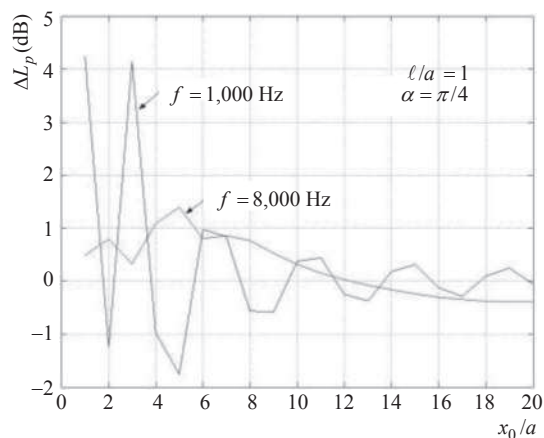


圖 3.2-33 $\alpha = \pi/4$ ， $f = 1,000$ Hz、 $8,000$ Hz 時軸線上各點的聲壓放大係數 ($\ell/a = 1$ ，焦距 $a = 0.25$ m)

從上圖可以看到，在離拋物面較近的位置處，聲壓放大係數波動較大；當接收點與拋物面的距離超過六倍焦距以後，聲壓放大係數逐漸趨於零。

b. 指向性

當入射平面波與軸線夾角為 α 時，焦點處的聲壓放大係數為：

$$\Delta L_p = 20 \log_{10} \left| \frac{p_i(\alpha) + p_r(\alpha)}{p_i(\alpha)} \right| \quad (3-23)$$

下面研究 $\left| \frac{p_i(\alpha) + p_r(\alpha)}{p_i(\alpha)} \right|$ 隨著 α 變化的情況。圖 3.2-34 分別為頻率為 500 Hz、1,000 Hz、

2,000 Hz 和 4,000 Hz 時 $\left| \frac{p_i(\alpha) + p_r(\alpha)}{p_i(\alpha)} \right|$ 隨 α 變化的情況。

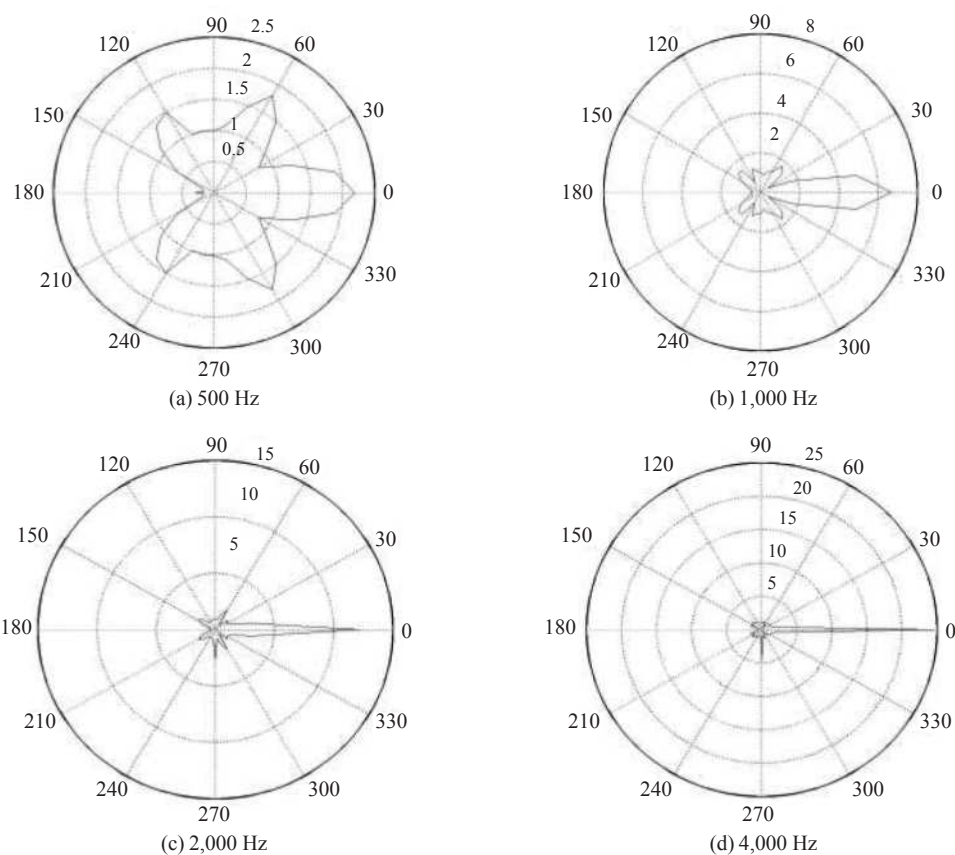


圖3.2-34 焦點處的音量放大隨夾角 α 變化的情況：(a) 500 Hz；(b) 1,000 Hz；(c) 2,000 Hz；(d) 4,000 Hz

從上圖可以看出，隨著頻率的增加，指向性越來越好。在 2,000 Hz 的時候，0 度角的放大倍數在 12.5 左右，而最大旁瓣的放大倍數不超過 2。具體波束寬度有待進一步研究。

2. 球面波入射 (點音源)

(1) 點音源在軸線上

a. 焦點處的音量放大

如圖 3.2-35 所示，有一點音源放在軸線上，座標為 $(x_s, 0, 0)$ 。該點音源在拋物面上某一點產生的聲壓為：

$$p_i = \frac{A}{R} e^{-jkR} \quad (3-24)$$

入射波經拋物面反射後的反射波的聲壓可用式 (3.1-16) 表示，採用座標變換 (3-13) 式，則：

$$v_n = v_R \cos(\vec{n}, \vec{R}) = \frac{e^{-jkR}}{\rho c R} \left(1 + \frac{1}{jkR} \right) \cos(\vec{n}, \vec{R}) \quad (3-25)$$

$$R = \sqrt{\left(\frac{r^2}{4a} - x_s \right)^2 + (r \sin \theta)^2 + (r \cos \theta)^2} \quad (3-26)$$

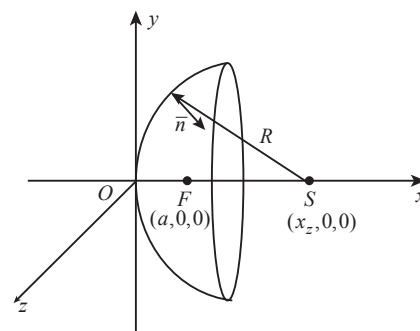


圖3.2-35 拋物面軸線上的點音源

ds 可由式 (3-19) 表示。焦點處的聲壓放大係數仍用式 (3-20) 表示。下面採用數值計算的方法來研究不同的 ℓ/a 值對焦點處的聲壓放大係數的影響。圖 3.2-36 為 $\ell/a = 1/4$ 、1 和 4 時聲壓放大係數隨頻率變化的情況 (保持焦距 $a = 0.25$ m 不變, 點音源座標為 $(10a, 0, 0)$)。從圖中可以看出, 入射波為軸線上的點音源產生的球面波時, 情況較複雜。當入射波為平行於軸線的平面波時, 圖 3.2-37 給出的情況較簡單, 隨著頻率的增大, ℓ/a 值越大, 聲壓放大係數也越大。當入射波為球面波時, 在 1,000 Hz 以下, ℓ/a 值越大, 聲壓放大係數也越大; 一旦頻率超過 1,000 Hz, 三條曲線開始波動, 互相交疊, 沒有明顯的規律。

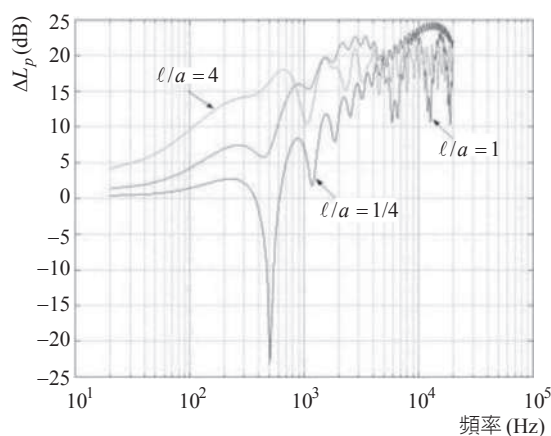


圖3.2-36 不同的 ℓ/a 值時焦點處的聲壓放大係數隨頻率的變化 (保持焦距 a 不變, 點音源座標為 $(10a, 0, 0)$)

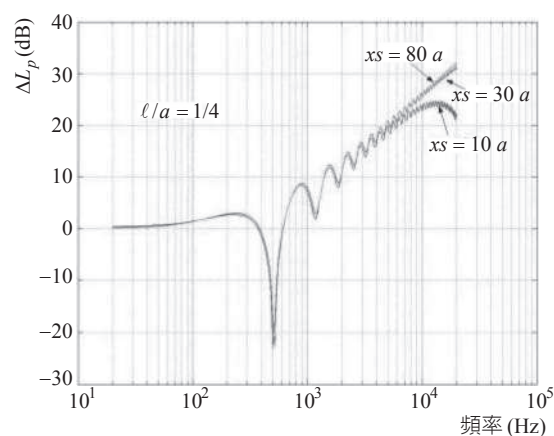


圖3.2-37 點音源距拋物面 $10a$ 、 $30a$ 和 $80a$ 時, 焦點處的聲壓放大係數隨頻率變化的關係 (焦距 $a = 0.25$ m 保持不變, $\ell/a = 1/4$)

b. 點音源離拋物面的遠近的影響

軸線上的點音源離拋物面的遠近對焦點處的聲壓放大係數也有影響。圖 3.2-38、3.2-39 和 3.2-40 分別為 $\ell/a = 1/4$ 、1 和 4 時, 點音源距拋物面 10 倍焦距、30 倍焦距和 80 倍焦距時, 焦點處的聲壓放大係數隨頻率變化的關係 (焦距 $a = 0.25$ m 保持不變)。

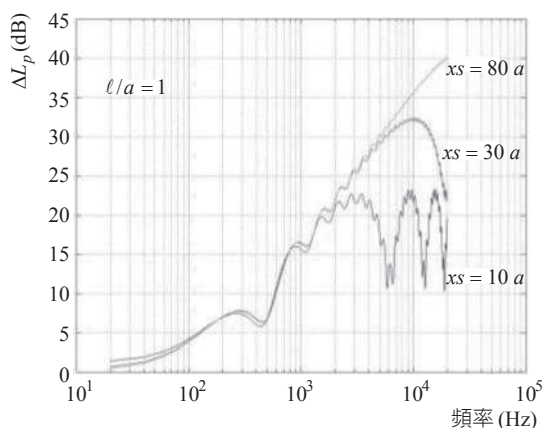


圖3.2-38 點音源距拋物面 $10a$ 、 $30a$ 和 $80a$ 時, 焦點處的聲壓放大係數隨頻率變化的關係 (焦距 $a = 0.25$ m 保持不變, $\ell/a = 1$)

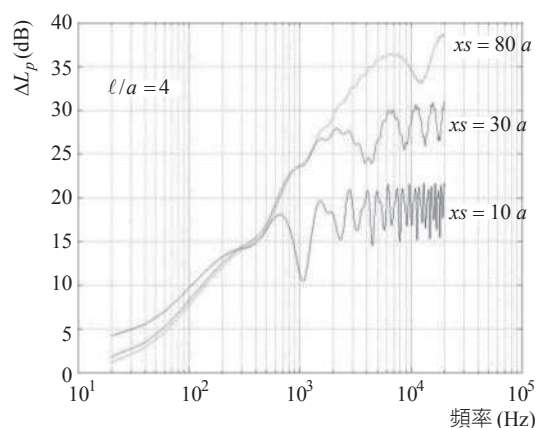


圖3.2-39 點音源距拋物面 $10a$ 、 $30a$ 和 $80a$ 時, 焦點處的聲壓放大係數隨頻率變化的關係 (焦距 $a = 0.25$ m 保持不變, $\ell/a = 4$)

對於 $\ell/a = 1/4$ 的拋物面，在 8,000 Hz 以下，點音源距拋物面的遠近對聲壓放大係數沒有明顯的影響；超過 8,000 Hz 以後，點音源距拋物面 10 倍焦距時的聲壓放大係數逐漸偏離另外兩種間距下的數值。而點音源距拋物面 30 倍焦距和 80 倍焦距的情況與入射波為平行於軸線入射的平面波的情況類似。這也是容易理解的，因為在無窮遠處的點音源產生的聲場與平面波聲場很相似。

對於 $\ell/a = 1$ 的拋物面，在 1,500 Hz 以下，三條曲線基本重合；到了 2,000 Hz 左右，點音源與拋物面的距離為 10 倍焦距時，焦點處的聲壓放大係數偏離其他兩個距離時的聲壓放大係數，並且隨著頻率的增大開始波動；在 5,000 Hz 以下，點音源與拋物面的距離為 30 倍焦距和 80 倍焦距時，焦點處的聲壓放大係數基本一致，超過 5,000 Hz 以後，兩條曲線開始分離；超過 10,000 Hz 以後，點音源與拋物面的距離為 30 倍焦距時，焦點處的聲壓放大係數迅速減小；而點音源與拋物面的距離為 80 倍焦距時，焦點處的聲壓放大係數在頻率範圍內一直單調增大，與平行於軸線入射的平面波類似。

對於 $\ell/a = 4$ 的拋物面，在 500 Hz 以下，三條曲線基本重合；超過 500 Hz 以後，點音源與拋物面的距離為 10 倍焦距時，焦點處的聲壓放大係數偏離其他兩個距離時的聲壓放大係數，並且隨著頻率的增大開始波動；在 1,500 Hz 以下，點音源與拋物面的距離為 30 倍焦距和 80 倍焦距時，焦點處的聲壓放大係數基本一致，超過 1,500 Hz 以後，兩條曲線開始分離，點音源與拋物面的距離為 30 倍焦距時，焦點處的聲壓放大係數也隨著頻率的增大開始波動；而點音源與拋物面的距離為 80 倍焦距時，焦點處的聲壓放大係數在 7,000 Hz 以下一直單調增大，在 7,000 Hz 與 20,000 Hz 之間有一個小的波動，與前面 $\ell/a = 1/4$ 和 1 的情況稍有不同。

圖 3.2-40 為頻率為 500 Hz、1,000 Hz、2,000 Hz、4,000 Hz 和 8,000 Hz 時點音源離拋物面的遠近對焦點處的聲壓放大係數的影響（焦距 $a = 0.25$ m， $\ell/a = 1$ ）。從圖中可以看出，在 500 Hz 的時候，當點音源與拋物面的距離超過 8 倍焦距以後，焦點處的聲壓放大係數保持在 7 dB 左右；在 1,000 Hz 的時候，當點音源與拋物面的距離超過 20 倍焦距以後，焦點處的聲壓放大係數保持在 16.5 dB 左右；在 2,000 Hz 的時候，當點音源與拋物面的距離超過 20 倍焦距以後，焦點處的聲壓放大係數保持在 22 dB 左右；在 4,000 Hz 的時候，當點音源與拋物面的距離超過 30 倍焦距以後，焦點處的聲壓放大係數保持在 27.5 dB 左右；在 8,000 Hz 的時候，當點音源與拋物面的距離超過 60 倍焦距以後，焦點處的聲壓放大係數保持在 33.5 dB 左右。

與表 3.2-12 進行對照可以發現，頻率為 500 Hz 時，當點音源與拋物面的距離超過 8 倍焦距以後，就可以作為平面波來處理；頻率為 1,000 Hz 時，當點音源與拋物面的距離

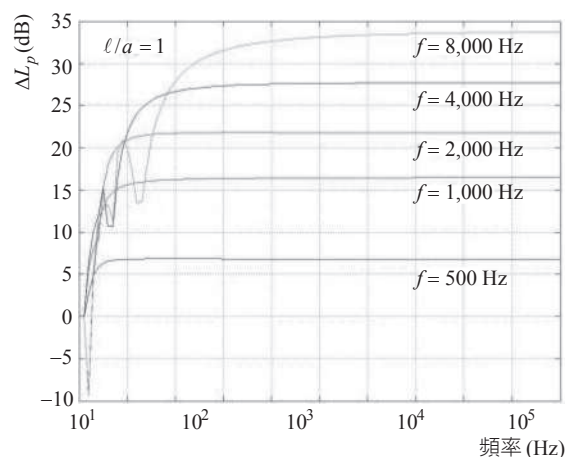


圖 3.2-40 500 Hz、1,000 Hz、2,000 Hz、4,000 Hz 和 8,000 Hz 時點音源離拋物面的遠近對焦點處的聲壓放大係數的影響（焦距 $a = 0.25$ m， $\ell/a = 1$ ）

超過 20 倍焦距以後，就可以作為平面波來處理；頻率為 2,000 Hz 時，當點音源與拋物面的距離超過 20 倍焦距以後，就可以作為平面波來處理；頻率為 4,000 Hz 時，當點音源與拋物面的距離超過 30 倍焦距以後，就可以作為平面波來處理；頻率為 8,000 Hz 時，當點音源與拋物面的距離超過 60 倍焦距以後，就可以作為平面波來處理。「拋物面聚音裝置」的主要特點是針對正入射平面波進行放大。其原理是利用拋物面的性質使到達焦點的各個能量流（各條聲線、或平面波）同相位。對點音源，這個條件顯然很難達到。除非點音源距離拋物面很遠，可以近似為平面波，因此，當點音源距離拋物面較遠時，「拋物面聚音裝置」仍有較好的放大正入射聲波的作用。但這個距離的具體大小和頻率有關，頻率越高，則從點音源到達拋物面的各點的相位差仍有可能較大。對上例（焦距 $a = 0.25 \text{ m}$ ， $\ell/a = 1$ ），拋物面焦點為 0.25 m ，點音源距離焦點 $d \text{ m}$ 以外。此時，和平面波相比的聲程差導致的相位差約為 $0.25/d\lambda$ 。根據相位疊加要求，可算得一定距離的有效頻率（對點音源仍有較好的放大正入射聲波的作用）為 $f \leq 400d \text{ Hz}$ 。同樣，可以針對所要研究的頻率，給出對點音源仍有較好的放大正入射聲波的最小距離要求 $d \geq f/400 \text{ m}$ 。更精確的公式有待進一步研究。

(2) 點音源不在軸線上

a. 焦點處的音量放大

如點音源不在軸線上，如圖 3.2-41 所示，可以求出焦點處的聲壓放大係數。計算焦點處的聲壓放大係數的公式與前述公式基本相同，只有點音源與拋物面上某點的距離 R 發生改變，即：

$$R = \sqrt{\left(\frac{r^2}{4a} - x_s\right)^2 + (r \sin \theta - y_s)^2 + (r \cos \theta)^2} \quad (3-27)$$

下面採用數值計算的方法來研究不同的 ℓ/a 值對焦點處的聲壓放大係數的影響。圖 3.2-42 為 $\ell/a = 1/4$ 、1 和 4 時聲壓放大係數隨頻率變化的情況（保持焦距 $a = 0.25 \text{ m}$ 不變，點音源座標為 $(10a, 3a, 0)$ ）。從圖中可以看出，超過 100 Hz 以後， $\ell/a = 4$ 的拋物面在焦點處的聲壓放大係數在 10 上下波動； $\ell/a = 1/4$ 和 1 的拋物面在焦點處的聲壓放大係數逐漸趨於零。這與點音源在軸線上的情況又不太一樣。

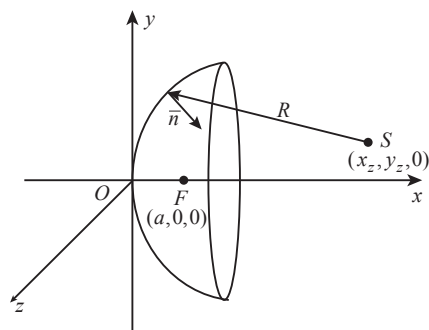


圖 3.2-41 偏離拋物面軸線的點音源

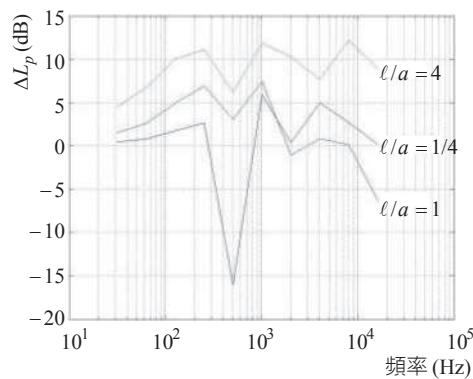


圖 3.2-42 不同的 ℓ/a 值時焦點處的聲壓放大係數隨頻率的變化（保持焦距 a 不變，點音源座標為 $(10a, 3a, 0)$ ）

b. 點音源離拋物面的遠近的影響

固定點音源的 x 座標，改變 y 座標，看看此時焦點處的聲壓放大係數。圖 3.2-43 為當點音源座標為 $(10a, 10a, 0)$ 時，不同的 ℓ/a 值時焦點處的聲壓放大係數隨頻率的變化 (保持焦距 a 不變)。從圖中可看出，超過 100 Hz 以後，焦點處的聲壓放大係數迅速減小；在 500 Hz 以上，又有一定的增大，超過 1,000 Hz 以後又趨於零。圖 3.2-44 為當點音源座標為 $(10a, 3a, 0)$ 時，不同的 ℓ/a 值時焦點處的聲壓放大係數隨頻率的變化 (保持焦距 a 不變)。從圖中可以看出，在整個頻率範圍內，焦點處的聲壓放大係數均很小。

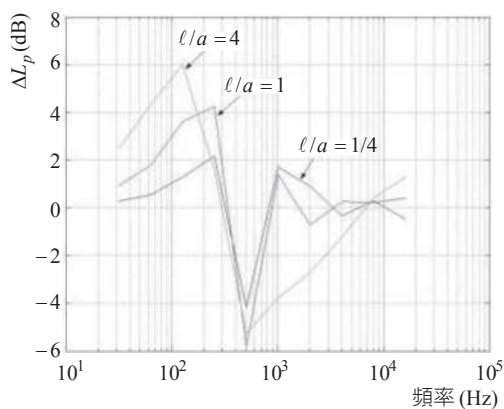


圖3.2-43 不同的 ℓ/a 值時焦點處的聲壓放大係數隨頻率的變化 (保持焦距 a 不變，點音源座標為 $(10a, 10a, 0)$)

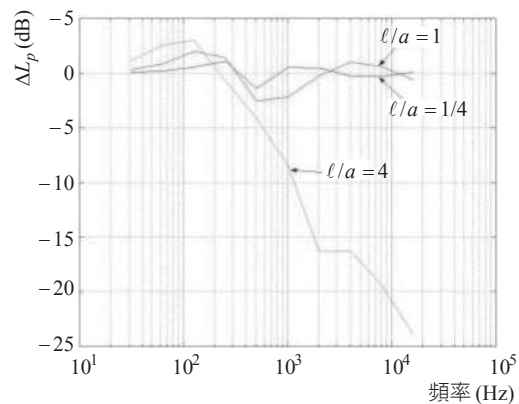


圖3.2-44 不同的 ℓ/a 值時焦點處的聲壓放大係數隨頻率的變化 (保持焦距 a 不變，點音源座標為 $(10a, 3a, 0)$)

3. 柱面波入射 (線音源)

線音源輻射的聲場可以近似用多個點音源輻射的聲場疊加起來模擬。主要考慮線音源垂直於拋物面軸線及與軸線夾一定角度時焦點處的音量放大，線音源與拋物面的距離對焦點處的音量放大的影響。

(1) 焦點處的音量放大

如圖 3.2-45 所示，有一列線音源垂直於拋物面軸線，這裡用九個間距相等的點音源來模擬線音源。對於整個線音源在焦點處的聲壓放大係數可用下式進行計算：

$$\Delta L_p = 20 \log_{10} \left| \frac{\sum p_i + \sum p_r}{\sum p_i} \right| \quad (3-28)$$

圖 3.2-46 給出的是不同的 ℓ/a 值時，焦點處的聲壓放大係數隨頻率變化的情況保持焦距 a 不變，線音源中心的座標為 $(10a, 0, 0)$ 。從圖中可以看出，和點音源情況類似，焦點處的聲壓放大係數基本上隨頻率增大而增大。

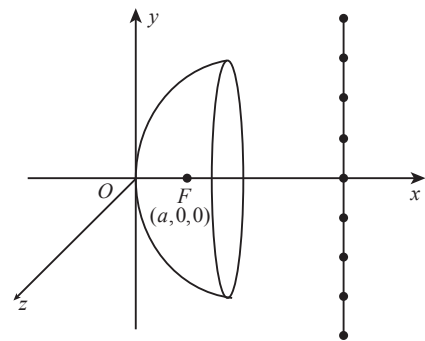


圖3.2-45 線音源示意圖 (不代表實際尺寸)

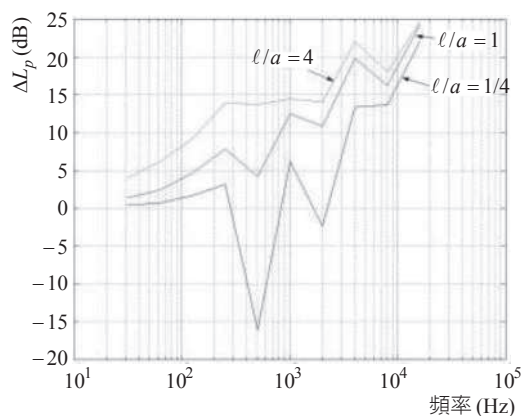


圖3.2-46 不同的 l/a 值時焦點處的聲壓放大係數隨頻率的變化 (保持焦距 a 不變, 線音源中心的座標為 $(10a, 0, 0)$)

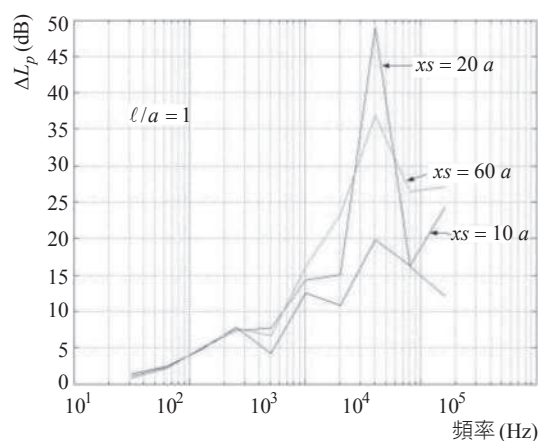


圖3.2-47 線音源距離拋物面頂點 10 倍焦距、20 倍焦距和 60 倍焦距, 焦點處的聲壓放大係數隨頻率變化的情況 ($l/a = 1, a = 0.25 \text{ m}$)

圖 3.2-47 是線音源中心距離拋物面頂點 10 倍焦距 ($10a = 2.5 \text{ m}$)、20 倍焦距 ($20a = 5 \text{ m}$) 和 60 倍焦距 ($60a = 15 \text{ m}$) 時, 焦點處的聲壓放大係數隨頻率變化的情況。線音源總長為 4 m, 每個點源之間的間隔為 0.5 m, 拋物面開口直徑為 1 m ($l/a = 1$)。從圖中可以看出, 聲壓放大係數近似隨著頻率的增大而增大, 在 4,000 Hz 時出現了一個峰值, 然後快速的減小。

(2) 指向性

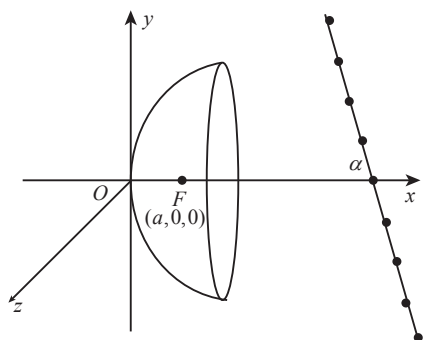


圖3.2-48 線音源與軸線夾一定角度 α

當線音源與軸線夾一定角度 α 時圖 3.2-48, 焦點處的聲壓放大係數也會有一定的變化。圖 3.2-49 和 3.2-50 給出的是頻率為 1,000 Hz 時, 線音源中心距離拋物面 10 倍焦距和 50 倍焦距時, 焦點處的音量放大 $\left| \frac{p_i(\alpha) + p_r(\alpha)}{p_i(\alpha)} \right|$ 隨角度 α 變化的情況 ($l/a = 1$)。從圖中可以看出, 當線音源中心距離拋物面 10 倍焦距時, 在 50 度、130 度、230 度和 310 度處, 音量放大出現極大值; 當線音源中心距離拋物面 50 倍焦距時, 各個方向上的音量放大比較均勻, 指向性不好。

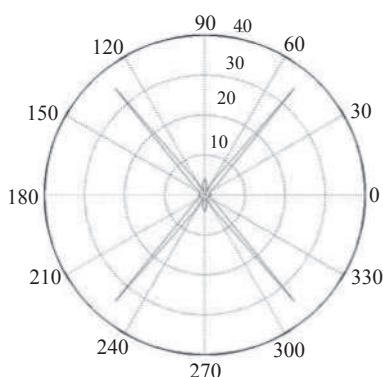


圖3.2-49 1,000 Hz 時線音源中心距離拋物面 10 倍焦距, 焦點處的音量放大隨角度 α 變化的情況 ($l/a = 1$)

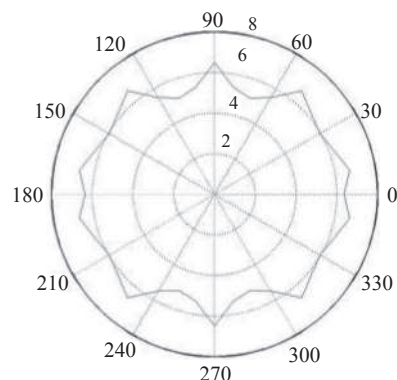


圖3.2-50 1,000 Hz 時線音源中心距離拋物面 50 倍焦距, 焦點處的音量放大隨角度 α 變化的情況 ($l/a = 1$)

(二) 現場量測

本研究僅將數值模擬拋物面在 $\ell/a = 0.42$ 時焦點處的聲放大因數 (dB) 隨頻率變化的理論關係與戶外現場量測進行比對。正焦型拋物面碟型天線：(1) Diameter (cm) 盤面開口直徑 (cm)：114。(2) Focal Length 焦距 (cm)：45.6。(3) Elevation angle range (o) 仰角度調整：0-90。(4) Azimute (o) 方位調整：0-360。(5) F/D ratio 焦距 / 直徑比例：0.38。(6) Painture (Polyester Powder) 塗裝 (粉體塗裝)。(7) Net Weight (kgw) 淨重：12.0 kgw。(8) Material 材質：鐵板。

(三) 結果與討論

主要考慮點音源在軸線上焦點處的音量放大，再研究不同的 ℓ/a 值和點音源離拋物面的遠近對焦點處的音壓放大係數的影響。圖 3.2-51 為本研究以 Matlab 推導出「拋物面聚音裝置」在軸線上，聲放大因數 (dB) 隨頻率變化的理論關係圖。圖 3.2-52，以拋物面直徑 $D = 1.14$ m，焦距 $a = 0.456$ m， $\ell/a = 0.42$ ，用 NL-32 麥克風進行實際量測，再與理論值進行比對驗證。

進行實驗時，麥克風距離音源 4.56 m 遠，在 4 kHz 以下，理論值和實驗資料相吻合，兩數列間相關係數 (r) 為 0.9774。相關係數 (r) 代表兩數列間的緊密程度，可用來衡量變數之間相關的程度。在 4 kHz 以上，實驗值小於理論預測值，而且誤差越來越大。其中主要有兩個原因：音源距離麥克風僅 4.5 m 遠，在拋物面周圍產生的不是嚴格的平面波，入射波經過拋物面反射以後聚焦在焦點以外 (遠離拋物面) 的地方。4 kHz 的時候聲波波長為 86 mm，與麥克風振膜的大小在同一數量級，隨著聲波頻率越來越高，波長越來越短，麥克風振膜不能很好地響應高頻的聲波。上述的量測結果，與 Wahlström 論文中所提到的結果一致，且實際量測所得測值皆相當接近理論值推導。

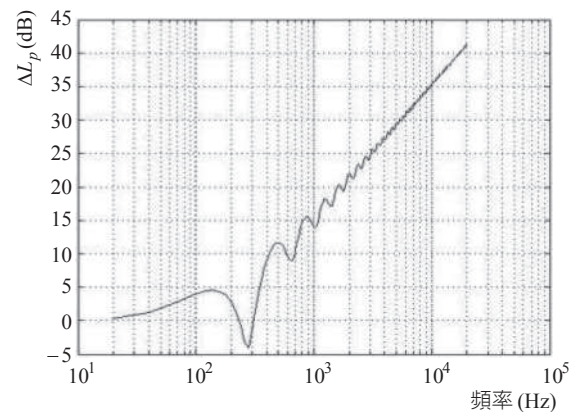


圖 3.2-51 本研究推導出 $\ell/a = 0.42$ 時焦點處的聲放大因數 (dB) 隨頻率變化的理論關係

(四) 結論與建議

1. 結論

- (1) 平面波平行於軸線入射和與軸線夾一定角度入射的情況下，焦點處的聲壓放大係數以及指向性等問題。平面波平行於軸線入射，保持焦距不變，相同頻率下， ℓ/a 值越大，焦點處的聲壓放大係數也越大；保持拋物面開口直徑不變，相同頻率下， ℓ/a 值在 3~5 之間時，焦點處的聲壓放大係數最大。實際使用時，一般選用 $\ell/a = 1$ 的拋物面，此時焦點處的聲壓放大係數與最大值的差距不超過 2 dB。當接收點偏離焦點時，聲壓放大係數明顯減小。當平面波與軸線有一定夾角入射時，焦點處的聲壓放大係數也減小很多。當接收點也偏離焦點時，音量放大效果很差，情況也更為複雜。焦點處的聲壓放大係數隨夾角 α 的變化也說明了該拋物面裝置具有較好的指向性。「拋物面聚音裝置」的放大倍數主要和焦距、開口直徑和聲波波長的比值有關。在拋物面開口直徑保持不變的條件下，在 ℓ/a 值大於 1 的條件下，頻率增加一倍，波長減少一倍，聲壓放大係數增大約 6

dB。在頻率、焦距一定的條件下，開口直徑越大，聲壓放大係數越大。開口直徑增加一倍，則聲壓放大係數增大約 6 dB。

- (2) 當點音源不在軸線上，與平面波的情形不同，點音源產生的聲場在焦點處引起的聲壓放大係數的情況較為複雜。隨著頻率的增大，焦點處的聲壓放大係數並不一定單調地增大，可能會出現波動或振盪。點音源距離拋物面的遠近也會對焦點處的聲壓放大係數產生影響。當點音源距離拋物面較近時，焦點處的音量放大效果不是很好，情況也比較複雜；當點音源距離拋物面較遠時，焦點處的音量放大效果較好，接近於平面波的情況。針對(焦距 $a = 0.25 \text{ m}$ ， $\ell/a = 1$) 這種特殊情況，初步估算公式為：點音源在一定距離 d 的有效頻率(對點音源仍有較好的放大正入射聲波的作用) 為 $f \leq 400 d \text{ Hz}$ ；針對所要研究的頻率，對點音源仍有較好的放大正入射聲波的最小距離要求 $d \geq f/400 \text{ m}$ 。
- (3) 當音源為線音源時，在焦點處的聲壓放大係數基本上隨著頻率的增加而增大。在 4,000 Hz 的時候，焦點處的聲壓放大係數會出現一個極大值，對於 $\ell/a = 1$ 的拋物面，當線音源中心距離拋物面 20 倍焦距時，這種情況尤其明顯。在 1,000 Hz 的時候，當線音源中心距離拋物面 10 倍焦距，焦點處的音量放大在四個角度(50 度、130 度、230 度和 310 度) 出現極大值；當線音源中心距離拋物面 50 倍焦距時，指向性不好。基本沒有明顯的一般規律。

2. 建議

- (1) 叢聚性交通噪音源分離初步可使用「拋物面聚音裝置」量測方式。
- (2) 「拋物面聚音裝置」量測方式，因量測範圍內有直接音與反射音，麥克風之焦點理論上非一點，靈敏度或放大倍數和頻率有關，因此對測得噪音須做進一步頻譜分析，並無法準確量出叢聚性交通個別噪音值，主要功能建議：
 - 可執行音源分離，以瞭解主、次要音源，如遇陳情案件，可以判斷責任歸屬。
 - 可排定噪音源改善先後次序。

3.2.7 軌道交通噪音引起的煩惱程度

美國運輸部聯邦公共交通管理局 (FTA) 於 1995 年發布了《聯邦公共交通工程噪音、振動環境影響評估指南》，其中提出了一套都市軌道交通工程噪音環境影響評估標準，使用的評估指標是 L_{dn} 和軌道交通噪音 1 小時均能音量 $L_{eq(1h)}$ ，軌道交通 $L_{eq(1h)}$ 與我國相同。韓國使用的評估指標是 L_{dn} ，法國、德國評估指標為 L_{eq} ，ISO Acoustics - Railway applications - Measurement of noise emitted by railbound vehicles 《鐵路應用 - 聲學 - 軌道車輛噪音排放測量》(ISO3095-2013)、中國評估指標為 L_{max} 和 L_{eq} ，歐盟環境噪音指標 L_{den} (又稱為 LEU) 與 L_{night} (又稱為 LEU.N)，並針對道路交通、鐵路，機場附近航空噪音、及工業噪音制定暫行計算方式，相當於我國一般地區環境音量。歐盟針對鐵路噪音方面，提供「Annoyed 受干擾 %」及「Highly Annoyed 極度受干擾 %」的 L_{den} 關係表，詳細列於表 3.2-14 中。

不同國家軌道交通噪音標準的制定往往根據國情不同而採取不同的評估方法，一些國家選擇 L_{eq} 或者 $L_{eq, 24h}$ 作為評估指標，一些國家則增加了 L_{max} 作為 $L_{eq(1h)}$ 輔助的評估指標。都市軌道交通噪音引起的煩惱程度主要取決於五個因素：

表 3.2-14 鐵路在不同噪音位準 L_{den} 受干擾 % 及極度受干擾 %

L_{den}	鐵路	
	%A	%HA
45	3	0
50	5	1
55	10	2
60	15	5
65	23	9
70	34	14
75	47	23

1. 噪音的強度：強度越高引起煩惱的可能性越大，軌道交通噪音在眾多交通噪音源中屬於高強度音源。
2. 噪音的頻率：響度相同而頻率高的噪音比頻率低的噪音容易引起煩惱。都市軌道交通列車行駛或煞車時將產生高頻率窄頻帶強噪音，相關研究表明，輪軌噪音峰值約在 1 ~ 2 kHz 範圍內，煞車引起的噪音的頻率集中在更高的頻率範圍內，另機動車輛行駛時產生的振動頻率集中於低頻範圍內。
3. 噪音的漲落幅度：噪音量的漲落幅度越大，則越容易引起煩惱。而都市軌道交通沿線環境噪音漲落幅度較大，環境背景噪音與列車通過時的最大音量差值可達 15 ~ 25 dB(A) 以上。
4. 噪音的暴露時段：噪音暴露時段正處於人群的休息時間如早晨和夜晚，則容易感到煩惱。
5. 噪音的持續時間：衝擊性噪音對睡眠的影響或引起主觀煩惱，最大音量的大小是一個重要的因素。因此用最大音量評估都市軌道交通噪音對人們的影響，與均能音量相比其與主觀評估的相關性較好。考量噪音的建議值時，交通噪音對人群主觀煩惱較大的因素最大音量 L_{max} 可以引入均能音量 L_{eq} 的計算方法，使得 L_{eq} 更貼近交通沿線地區人群的實際主觀反應現狀。

3.3 噪音控制

軌道交通降低噪音可採用多種措施和方法，是一項涉及多種專業領域的綜合技術，複雜度也高。總而言之，包括三種：一是針對噪音源研究降低噪音強度的辦法，使其向外產生的聲波能量盡可能的低；二是在噪音的傳播途徑上採取措施，盡可能增加噪音強度的衰減；三是敏感點的控制。

3.3.1 降低噪音源音量

一 軌道噪音的控制

軌道交通中軌道結構的設計原則應確保少維修、高彈性、減振降低噪音。一方面，通過最佳化軌道結構，減少激振源達到減振降低噪音的目的；另一方面，還可以通過改變軌道結構的振動參數來控制振動，從而產生降低軌道噪音的作用。具體控制方法如下：

(一) 輪軌表面不平的控制

軌道噪音的根源是輪軌接觸表面的不平順，因此多以磨軌方式來降低軌道噪音。

(二) 車輪噪音的控制

1. 阻尼措施

增加輪對 (wheelset, wheel-axle assembly of a railroad car) 阻尼是一項有效的降低噪音措施，例如 ICE 高速列車增加了阻尼措施，對高達 200 km/h 的 ICE 列車速度，能將整體噪音大小降低 5 ~ 8 dB(A)。

2. 車輪形狀的最佳化

車輪的橫截面形狀對噪音的產生具有重要的影響。在不影響其他指標 (如強度) 的要求

而對車輪形狀進行最佳化，以使噪音最小。據報導，TU Berlin 在對 1:3 模型的實驗室測試的基礎上，開發出一個最佳化車輪，如圖 3.3-1 所示。該車輪的噪音性能由德國聯邦鐵路公司 (Deutsche Bahn, DB) 進行了實際測試。該車輪沒有採用任何阻尼措施，但其噪音性能與經過阻尼處理的車輪的噪音性能相差無幾。車輪形狀最佳化前後的音功率可相差達 6 dB(A)，最佳化效果對高頻尤其明顯。



圖 3.3-1 各種形式的最佳化車輪橫截面形狀

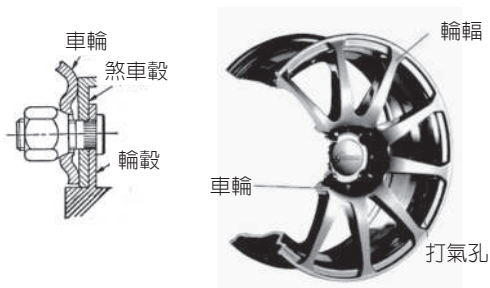


圖 3.3-2 輪轂與輪輻示意圖

3. 彈性車輪

彈性車輪的輪轂 (wheel hub) 與輪輻 (spoke) 之間含有橡膠材料隔離層。隔離層不但將輪轂和輪輻的振動隔離，而且為整個車輪提供阻尼。為使隔振效果和阻尼效果明顯，隔離層的剛度必須很低，存在一個範圍內，使鋼軌的音功率降低，而使總的音功率降低了大約 2 dB(A)(與全鋼車輪相比)。

4. 降低車輪的音輻射效率

另一個可能的措施是設法降低車輪振動的音輻射，透過在輪輻的裡外兩面之間造成「聲學短路」來減少音輻射效率，其減音效果取決於孔洞的大小和孔洞之間的距離。由於其他因素對孔洞大小和孔洞之間的距離的限制，穿孔車輪只對低頻有效，能達到 6 ~ 9 dB(A) 的降低噪音效果；而對高於 1 kHz 的頻率，效果則不明顯。

(三) 隔音裙

使用隔音裙是降低軌道交通噪音污染的有效途徑，在安裝隔音裙時，要保證隔音裙不會產生過大的振動，即隔

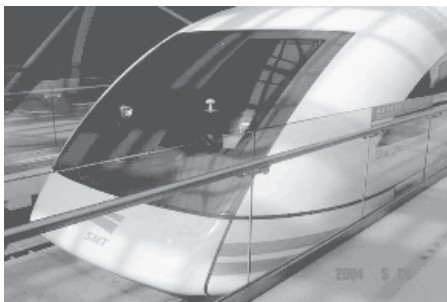


圖 3.3-3 隔音裙

音裙要彈性安裝，並在連接處有足夠的阻尼。同時在軌枕上安裝低矮的隔音牆。對於速度為 150 km/h 的列車，這種辦法可以降低噪音 5 ~ 8 dB(A)。

二 車體噪音的控制

利用結合面間摩擦阻尼和材料內摩擦阻尼抑制機車、車輛車體結構振動，阻止噪音發生。一般可採用損耗因數較高的阻尼漿噴塗於車體內壁，可抑制並部分吸收車體振動能量並減弱車體二次輻射噪音。另為減少列車高速運行時外表空氣動力性噪音，設計採車頭流線型，如圖 3.3-4。此外，列車外表面盡量平滑並無突出部分，同時也要確保門窗等的穩固，以避免因安裝不穩固而產生噪音。



中國上海磁懸浮列車



臺灣高鐵



法國 TGV (Train à Grande Vitesse)



中國武廣高鐵

圖 3.3-4 車頭流線型設計

三 牽引動力系統噪音的控制

採用直線電機牽引。使動力系統不需要從旋轉運動轉換成直線運動，省去齒輪箱等一系列傳動機構，從而減少噪音；否則要提高設備的加工精度和結構剛度，並施以消音、隔振、阻尼等措施，以減少噪音。盡量減少集電弓的數量，安裝集電弓罩 (圖 3.3-5)。



圖 3.3-5 集電弓罩

四 煞車噪音的控制

閘瓦 (brake shoe, 煞車來令片, 俗稱煞車皮) 煞車會使車輪踏面週期性地變得粗糙 (車輪前後的兩片閘瓦將車輪夾緊，達到停車的目的)，甚至出現局部熔結，使踏面出現所謂的波狀磨耗 (corrugation)，由此加劇了輪軌的噪音。採用盤形煞車 (碟式煞車, disc brake) 代替閘瓦煞車，改

善了踏面狀態，消除了波狀磨耗 (corrugation)，可降低軌道噪音約 8 dB(A)。還可在煞車零件上加減振裝置，裝設彈性衰減振動阻尼器，或裝阻尼環，可使煞車噪音約下降 20 dB(A)。

五 高架軌道噪音的控制

高架橋梁的輻射噪音聲場分佈複雜，控制措施要根據橋梁結構不同採取不同的策略，否則不會奏效。國外輕軌高架橋結構大多採用箱形梁形式，據日本在山線對各種構造形式、斷面形式、跨度的橋梁進行對比試驗結果，說明空板形式噪音最低，故盡量採用箱形梁，少採用鋼梁；橋梁支座採用橡膠支座；線路應採用有碎石道碴以降低噪音。

六 地面承載噪音的控制

捷運系統隧道上方建築物的基礎可設置彈性裝置 (如橡膠墊塊等) 能有效降低振動。

軌道裝設彈性的「浮動板面」的軌道路基，即在鋼軌與和混凝土軌道基板面之間設置一層彈性墊板，稱之為浮動道床 (圖 3.3-6)。

我國如捷運新莊線與蘆洲線，這種結構可以降低被傳遞到隧道牆壁的振動噪音約 10~20 dB(A)，可以完全隔離道床板與隧道仰拱等土建完成面，阻絕振動傳遞，進而調整支承墊彈性係數，以降低軌道自然頻率，進而達到隔振、減低噪音功能。圖

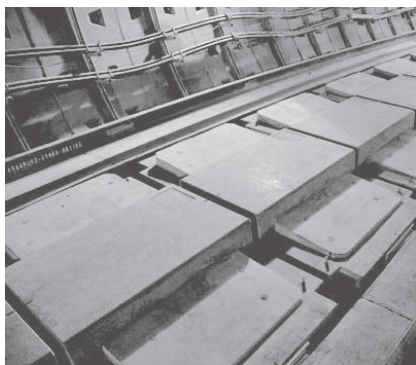
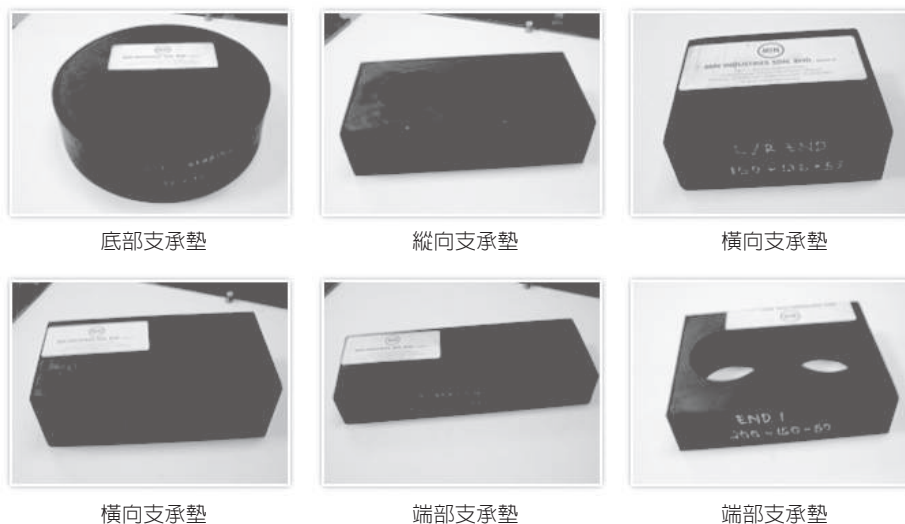


圖3.3-6 浮動道床

3.3-7 為浮動式道床減振支承墊產品圖。

預估以墊片隔絕道床上的列車行駛振動，避免傳導至地面或捷運結構，將可大幅減少近五成噪音。為了降低噪音，捷運蘆洲線，部分民宅密集或轉彎噪音較大、共約 520 公尺長的路段，即採用浮動道床工法，新莊線也有長約 4 公里路段會採用，這是全國首次使用浮動道床的交通工程。臺北捷運信義線、松山線也在規劃中，浮動道床有如將道床懸空設置，工程難度高，每公尺造價約為傳統道床的四至六倍，香港地鐵馬鞍山支線、德、韓新捷運均採用。



資料來源：萬和有限公司 (<http://www.winhor-bearing.com.tw/index.htm>)

圖3.3-7 浮動式道床減振支承墊產品圖

在路基採用碎石構成的道床 (圖 3.3-8)，可以起到衰減從鋼軌向路基傳遞的振動和噪音，一般而言碎石的粒徑越小，減音效果越好，這種道床還可以降低車內噪音量，但採用這種道床要求有較大的隧道半徑，且在軌道上鋪設防音墊亦可有效減小噪音 (圖 3.3-9)。另對防振要求很高的建築物，如精密儀器實驗室、晶圓廠等，路線應盡可能繞避。



圖 3.3-8 以碎石構成的道床示意圖



圖 3.3-9 軌道道床噪音防制示意圖

3.3.2 控制傳播途徑降低噪音

一 隔音牆降低噪音

設置隔音牆是控制傳聲途徑的重要措施。隔音牆的主要功能是阻擋聲音的傳播，將大部分音能反射回去，僅使部分音能繞射過去，在隔音牆的後面形成一個音影區，從而降低噪音，還可以採用路塹段佈置，也可以起到有如隔音牆的效果。

二 綠化降低噪音

對道路兩側地面進行植栽綠化。包括樹木綠化和地面綠化，不僅可以有效改善城市生態環境，而且有利於減低交通噪音。綠化降低噪音主要是植物對聲波的反射和吸收作用，植物本身是一種多孔材料，具有一定的音吸收功能，由於植物的吸收，可以減少聲波的能量，使噪音減弱。為充分發揮綠地降低噪音效果，應採用蔓藤類複層種植結構，使種植立面的每個層次都有茂密的植物層。有條件的路口可以建人工地形景點來降低噪音，在條件許可的路段，可以大力發展垂直綠化，還可以把綠籬植物與人工隔音牆相結合。

三 其他降低噪音措施

設置車輪隔音罩和在車輛兩側設置下「車裙」邊並在內側設置吸音材料；採用密封車體設計，減少噪音進入車內；在隧道內、車內以及隔音牆靠近音源的一側採用吸音塗層，減少音反射；加大噪音敏感點與鐵路間的距離，可使噪音的擴散衰減和附加衰減增加，從而有效減緩不良環境影響；以噪治噪，國外已有過報導，利用噪音降低噪音，即根據交通噪音的頻譜分析情況，在利用一個反相位衰減頻率，以達到主動 (有源) 控制降低噪音的目的。

3.3.3 控制敏感點

在許多情況下，當環境條件受到限制，也可以考慮建築物隔音，特別是將面向線路的門、窗、敞開式走廊改造成全封閉隔音門、窗並加設通風及空調裝置，一般的隔音量也能達到 20 ~

30 dB(A)。對於結構較薄弱的敏感建築，加強其本身的吸音、隔音能力。例如在面向線路的牆體外表面設吸音層，提高其吸收線路噪音的能力，同時加厚牆體以提高其面密度，使其隔音能力增強。調整建築物功能，例如將學校內對噪音較敏感而離線路又較近的教學大樓改成相對不太敏感的實驗室使教學大樓遠離線路，從而起到減小線路噪音對敏感設施的干擾。

3.3.4 隔音牆對於高樓層之減音成效模擬分析及探討

設置隔音牆為目前國內外道路交通噪音防制最普遍之工程做法，而關於新型隔音牆之研究開發，國外正進行著研究，惟仍僅只於「音影區受音點」具有減音效果，對於「明亮區受音點」之功效並不大。透過德國 CadnaA 聲場軟體模擬分析隔音牆之減音效果，並與實測結果呈現一致性，研究發現，隔音牆只能使其上端約「1 層樓 ~ 2 層樓」有減音效果，即隔音牆非屬萬能，對於高樓層之噪音問題仍存在，成本較大且經濟效益較差，以作為未來噪音防制之參考。

一 研究緣起與目的

於噪音防制措施中，比音源高之隔音牆是預防交通噪音直接傳達至沿線敏感點之常用設施，尤其是對於音源高度較低之車輛下方的輪軌(胎)噪音，更屬較有效之對策。因此，瞭解及預測不同情境下之隔音牆效能，藉此改善沿線居民所承受之環境聲音品質，便顯得格外重要。以高速鐵路噪音改善為例，將依高鐵橋梁斷面結構建立標準基本聲場模型，關於模型結果方面，將藉由：(1) 載重最大限度之 4 m 高吸音型隔音牆；及 (2) 隔音牆與車體之間的距離等參數，俾模擬噪音傳播後，隔音牆對於不同樓層住家之減音效能評估，以作為交通噪音防制改善上之參考。

二 文獻回顧與研究方法

(一) 文獻回顧

1. 美國

聲音傳遞路徑可藉由隔音牆、地形、建築物或樹林等予以遮斷，而於噪音敏感地區，隔音牆為最普遍之噪音衰減措施。隔音牆降低到達住宅區之噪音量主要通過吸收、透射、反射或者增大傳播路徑之繞射來達成，如圖 3.3-10 所示。

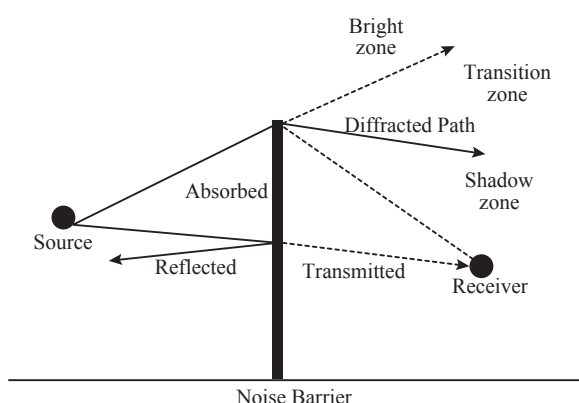


圖 3.3-10 隔音牆之吸收、透射、反射及繞射示意圖

隔音牆阻斷音源與受音點之間的直接傳遞路徑，使音能繞射過牆體頂部傳至受音點，一般可使「音影區受音點」之音量約減少 5 dB(A) ~ 15 dB(A)，此決定在於音源高度、受音點高度、隔音牆高度、隔音牆長度及音源與受體之間的距離等條件。而高速列車上部之空氣動力音比輪軌音位置高，因此，隔音牆須足夠高以遮斷其影響，但相對的，價格便昂貴上許多。

2. 日本

頂端改良型的隔音牆於鐵公路之應用實例相當多，新幹線隔音牆高度約軌面上 2 m 高。其效

果因鐵路結構的不同而有所差異，由於其原理係利用聲波繞經隔音牆頂端時予以吸音衰減，故對直接音大的案例效果不大（如高樓層敏感點），而若屬繞射音較大的案例（如低樓層住家）則其效果較大，因隔音牆「後面」的音壓就會大幅度減少。

另有關將吸音材設置於隔音牆牆面時，在隔音牆上端的評估點，經模型實驗仍無法期待藉由吸音材而降低音量；在隔音牆下端若屬繞射角度大，且藉由繞射衰減而降音的評估點時，則具有較小之吸音材減音量的情形。

3. 臺灣

高鐵公司曾針對桃園縣蘆竹鄉南崁地區（高鐵里程 32 公里附近）之鵬程萬里社區噪音超標案，進行平均車速約 285 km/h 下之不同樓層噪音量測，其結果請參表 3.3-1。該社區位於高鐵北上側（既有 3 m 高隔音牆），隔音牆頂端約 8 樓高，由結果顯示隔音牆之防制功效約為所在高度再往上 1 層樓～2 層樓範圍，即針對高樓層之改善成效不顯著。

(二) 研究方法

隔音牆的效能分析與評估，係使用德國 DataKustik 公司所發展之「CadnaA version 4.3.144」噪音預測評估軟體；並採用環保署公告之「鐵路交通噪音評估模式技術規範」所認可之德國 Schall 03 鐵路交通噪音計算規範。以臺灣高鐵列車為例，模擬條件及參數區分為：(1) 隔音牆、(2) 高鐵音源、(3) 受音點位置及 (4) 模型圖說等四大部分，茲說明如下。

表 3.3-1 設置 3 m 高隔音牆對於不同樓層之實測音量表

音量單位：dB(A)

鵬程萬里社區	近軌	遠軌
5 樓	—	74.5
6 樓	77.7	76.1
8 樓	78.3	78.3
10 樓	84.9	88.0
11 樓	86.6	90.4
頂樓 (13F)	88.5	88.4

註：1. 鵬程萬里社區量測點與兩軌中心線距離約 25 m，位於高鐵里程約 32 k 北上側，既有 3 m 高隔音牆。

2. 灰階表超過第 3 類噪音管制區平均最大音量管制標準 85 dB(A) 之樓層。

3. 實測值資料來源：高鐵公司提供（包括：THSRC 量測、工研院量測），民國 97 年。

1. 隔音牆

- (1) 胸牆端直立型附掛式 4 m 高（含胸牆 1.25 m 高度），因受限於橋體結構安全，故全線隔音牆最高為軌道面 4 m 高。
- (2) 吸音材之吸音率：0.85。隔音牆之設施功能要求乃依據行政院公共工程委員會「公共工程技術資料庫」第 02863 章 V6.0 隔音牆之相關規範內容辦理。聲響特性：隔音牆具吸音功能者，其吸音係數 (noise reduction coefficient, NRC) 值應為 0.85 以上。

2. 高鐵音源

- (1) 平均列車速率 285 km/h。
- (2) 車體與隔音牆之距離：距胸牆內緣約 2.55 m（近軌）；距胸牆內緣約 7.05 m（遠軌）。

(3) 音源包括四種：輪軌音、車頭音、車體動力音及集電弓音。於音源聲功率方面，將引用「長倉清，善田康雄 - 新幹線沿線騒音予測手法」鐵道總研究報告 Vo1.14, No 9, 2000 年, P5 ~ P10 之資料。

- 輪軌音： $L_{\text{輪軌}}(u) = L_{\text{輪軌}}(200) + 30 \times \log_{10}(u/200)$ ；
- 車頭音： $L_{\text{車頭}}(u) = L_{\text{車頭}}(200) + 60 \times \log_{10}(u/200)$ ；
- 車體動力音： $L_{\text{車體動力}}(u) = L_{\text{車體動力}}(200) + 60 \times \log_{10}(u/200)$ ；
- 集電弓音： $L_{\text{集電弓}}(u) = L_{\text{集電弓}}(200) + 60 \times \log_{10}(u/200)$ 。

式中， u 表示列車速率 (km/h)，以車速 200 km/h 作為各音源之基準聲功率。依據該研究文獻之 700 型列車聲功率基準值，並把欲評估之車速代入前述公式，即得各音源之聲功率值，列示如表 3.3-2。

表 3.3-2 新幹線 700 型列車音源組成之聲功率一覽表

音量單位：dB(A)

新幹線 700 型列車	輪軌音	車頭音	車體動力音	集電弓音
車速 200 km/h (聲功率基準值)	113.5	95.0	88.0	97.0
車速 285 km/h (評估值)	118.1	104.2	97.2	106.2

(4) 音源高度：均為軌道面以上之高度。參考前述日本及美國運輸部之研究文獻與實際各設備之位置，輪軌音為 0.6 m；車頭音為 1.5 m；車體動力音為 3.5 m；集電弓音為 5.0 m。

(5) 音源位置：分為近軌及遠軌，請參圖 3.3-11 之斷面圖說。

3. 模型圖說

參照高鐵橋梁立面結構建立標準之基本聲場模型，圖 3.3-11 表示高架結構和車輛模型尺寸，橋面寬度 13 m，軌道面離地高 10 m，胸牆軌道面以上 1.25 m 高；車身高 3.65 m，寬度 3.4 m；近軌列車車身至胸牆內緣 2.55 m，近軌中心線至胸牆內緣 4.25 m，近軌中心線至兩軌中心線 2.25 m；遠軌列車車身至胸牆內緣 7.05 m，遠軌中心線至胸牆內緣 8.75 m。

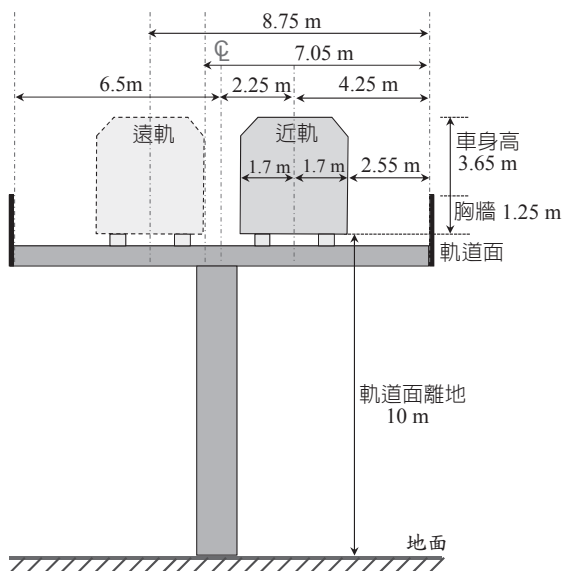


圖 3.3-11 高架結構及車輛模型尺寸示意圖

4. 受音點位置

水平方向 4 點，垂直方向 15 點，模擬網格合計 60 處噪音預測點，如下之說明並請參圖 3.3-12 所示。

- (1) 水平距離：距離兩軌中心線外 12.5 m、25 m、37.5 m 及 50 m。
- (2) 垂直距離：假設每層樓高 3 m，噪音計離樓地板 1.5 m 高，模擬高度為 15 層樓，高度離地 1.5 m~43.5 m。

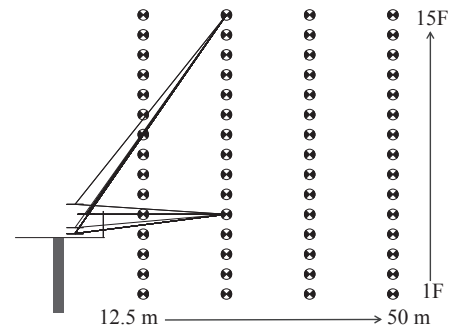


圖 3.3-12 隔音牆對於高樓層及低樓層之音線示意圖

三 研究成果

由表 3.3-2 知，主要能量貢獻為輪軌音，因此，主要係呈現輪軌音及合成音源之等音線分佈狀況，另選擇音源數量較多且音源高度較高之車身音作為比較對照組。相關模擬圖說請參圖 3.3-13 ~ 圖 3.3-24。

(一) 近軌及遠軌音源之隔音特性及影響程度

依聲音傳播特性知，當車體與隔音牆之間間隔較狹窄時（即近軌），也會連同縮窄聲音傳播之空間，進而減低音量之最大值；當車體與隔音牆之間間隔較寬廣時（即遠軌），則呈開放空間，從列車所發出之聲音（如車體下方之輪軌音），受隔音牆屏障之影響相對較小而擴大聲音傳播之空間，進而增加音量之最大值。如圖 3.3-17 及圖 3.3-23 所示。

換言之，當車體和隔音牆的間隔越狹窄，即音源越靠近隔音牆時，隔音牆的隔音量就越大；間隔越寬廣，即音源越遠離隔音牆時，隔音牆的隔音量就越小。由等音線圖可看出越靠近隔音牆處之等音線越密集，遠離隔音牆處之等音線則相對疏鬆，即近場受音點隨高度變化其噪音量遞增或遞減之值越大。

(二) 近軌及遠軌音源之隔音牆減音量大小

當車體和隔音牆之距離較狹窄時（即近軌），車體和隔音牆之間的聲音反射次數可能較多，入射吸音材的次數也會變多，能量耗損較多，故增加吸音效果，且繞射聲程差較大（隔音量較大），因此，對於近軌側音源就會加大減音量；反之，在隔音牆和車體之距離較寬廣（即遠軌）的

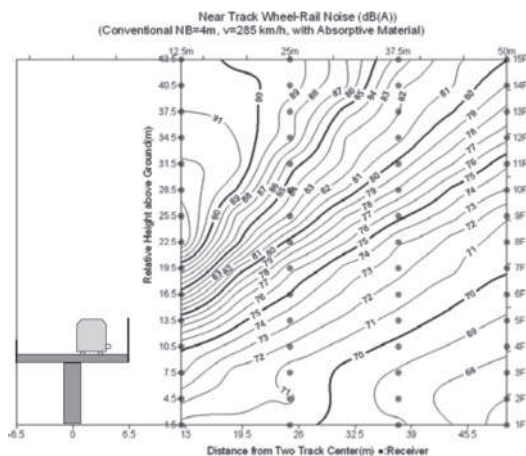


圖 3.3-13 近軌輪軌音於 4 m 高隔音牆下之等音線圖

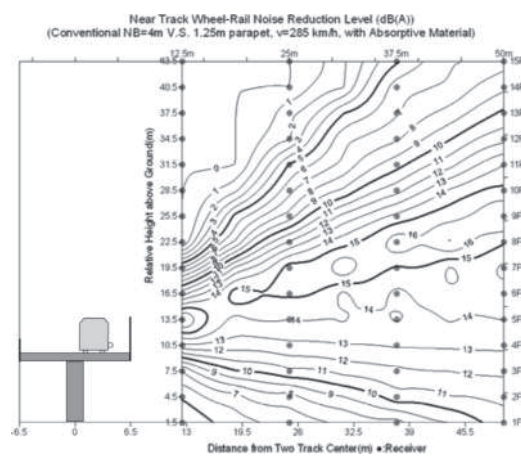


圖 3.3-14 近軌輪軌音於 4 m 高隔音牆下之減音量圖

條件下，減音量較小。如圖 3.3-18 及圖 3.3-24 所示。

(三) 隔音牆對噪音源之減音有效性

隔音牆之高度須達可屏障或阻擋噪音源之傳播途徑，使其產生繞射、反射等方有減音功效，如圖 3.3-12 所示，故對於音源位置較低之輪軌音（圖 3.3-14 及圖 3.3-20）之減音有效性範圍較大；高速列車上部氣動噪音之音源位置較高（圖 3.3-16 及圖 3.3-22），使得高樓層之受音點（直接音為主之聲音明亮區）超出隔音牆的音影區範圍，使得噪音直達受音點，造成隔音牆無法發揮功效。

(四) 隔音牆對高樓層之模擬減音效果

圖 3.3-18 及圖 3.3-24 為設置 4 m 高隔音牆後，相對於既有 1.25 m 高胸牆之減音量等音線圖。以兩軌中心線外水平距離 25 m 處之受音點為例，近軌側音源 1 樓~13 樓有約 1.8 dB(A)~15.4 dB(A) 之減音效果，11 樓以上仍可能超過 85 dB(A)；遠軌側音源 1 樓~11 樓有約 0.9 dB(A)~11.5 dB(A) 之減音效果，8 樓以上仍可能超過 85 dB(A)。列車行經路段之音量最大樓層約出現在 12 樓~14 樓左右。

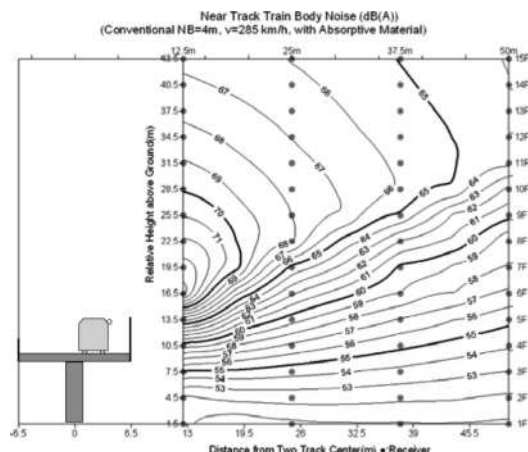


圖 3.3-15 近軌車身音於 4 m 高隔音牆下之等音線圖

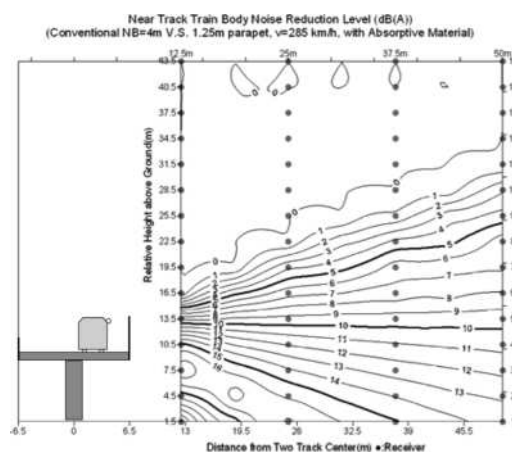


圖 3.3-16 近軌車身音於 4 m 高隔音牆下之減音量圖

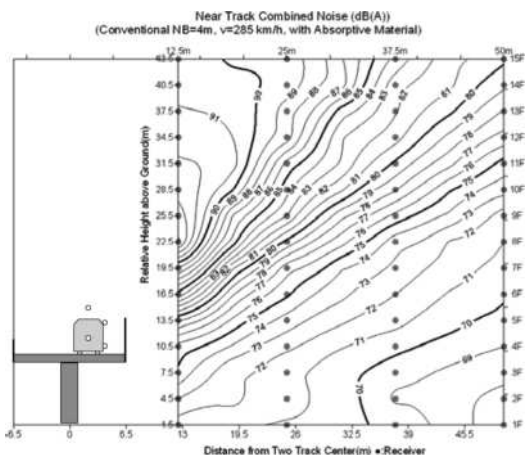


圖 3.3-17 近軌合成音於 4 m 高隔音牆下之等音線圖

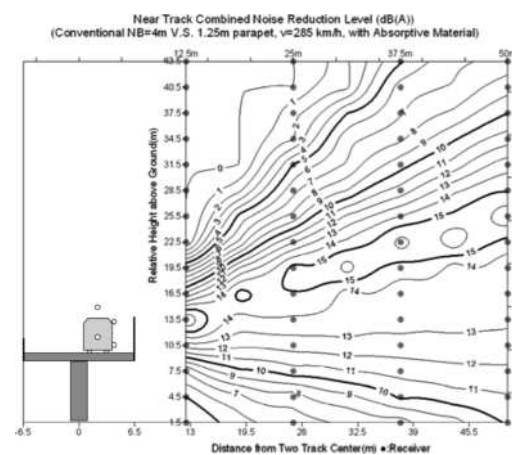


圖 3.3-18 近軌合成音於 4 m 高隔音牆下之減音量圖

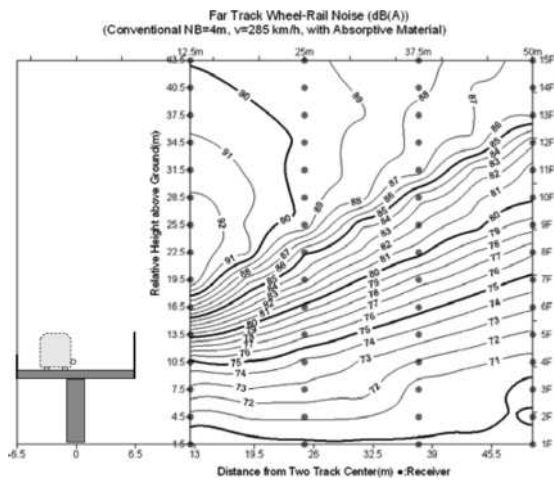


圖3.3-19 遠軌輪軌音於 4 m 高隔音牆下之等音線圖

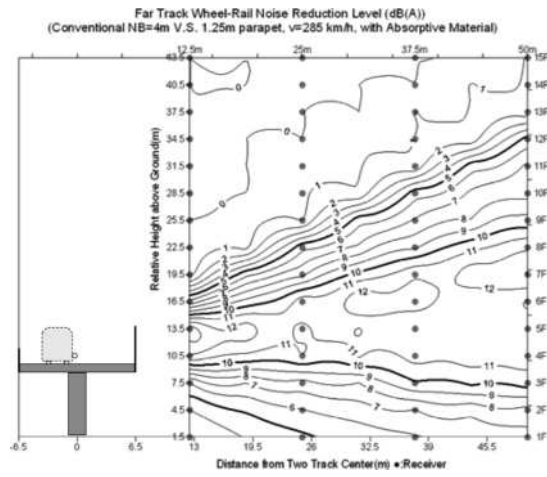


圖3.3-20 遠軌輪軌音於 4 m 高隔音牆下之減音量圖

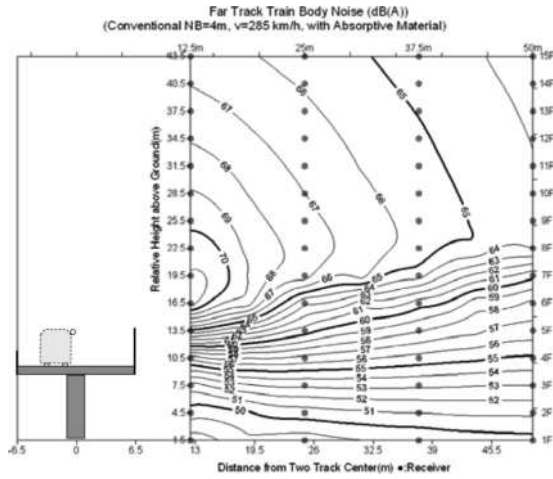


圖3.3-21 遠軌車身音於 4 m 高隔音牆下之等音線圖

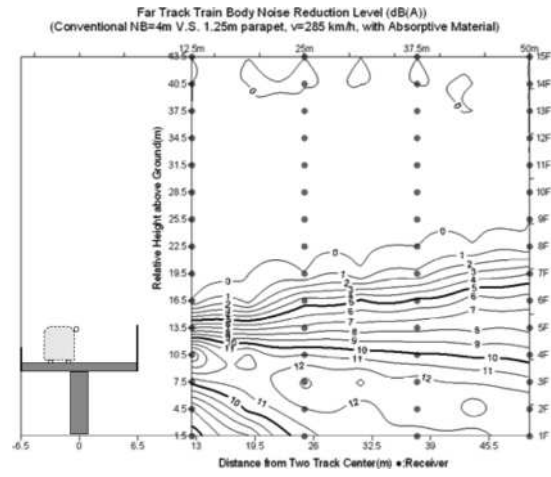


圖3.3-22 遠軌車身音於 4 m 高隔音牆下之減音量圖

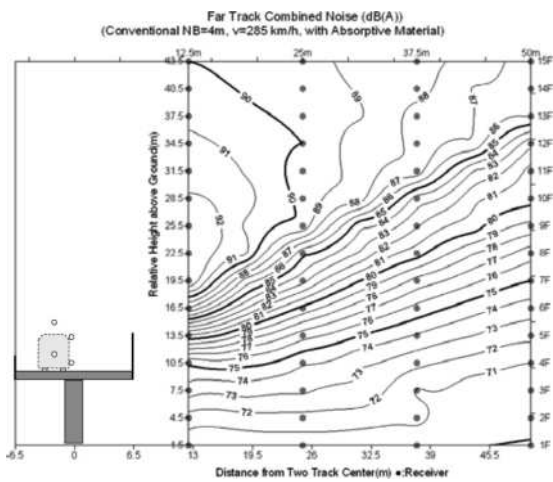


圖3.3-23 遠軌合成音於 4 m 高隔音牆下之等音線圖

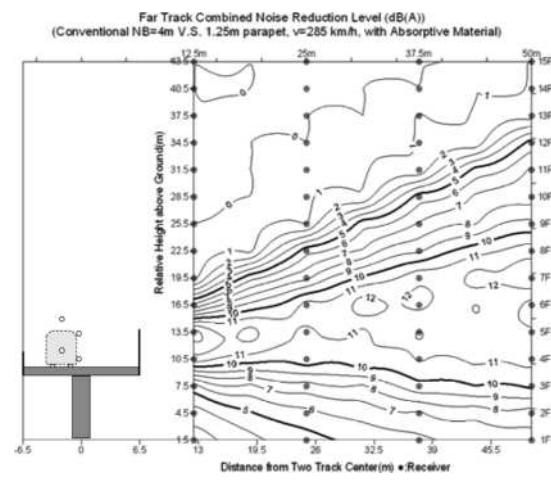


圖3.3-24 遠軌合成音於 4 m 高隔音牆下之減音量圖

(五) 比對隔音牆對高樓層之實測減音效果

由文獻回顧之鵬程萬里社區的 3 m 高隔音牆之實測結果，大約只能防制隔音牆上端 2 層樓高度；而 4 m 高隔音牆模擬結果，亦顯示對高樓層部分只到隔音牆上端「1 層樓～2 層樓」較有減音效果，使其能符合管制標準，二者具有一致性。即隔音牆對高樓層較無效，其效果不算好。

四 結論與建議

(一) 結論

1. 由文獻回顧知，隔音牆即使採用頂端改良型式仍只對於「音影區受音點」具有減音效果，對於「明亮區受音點」之功效並不大，隔音牆不是萬能的，陳情點變更成其他高樓層或更高、離軌道更近之建物出現時，超過標準之風險將增加。
2. 透過聲場模型模擬，施作或改高隔音牆對噪音改善效果有限，又施作 4 m 高之隔音牆時，對乘客、居民之景觀損害、日照、風壓、壓迫感等負面影響很大，所以日本之新幹線，隔音牆高度是軌道面上 2 m 高而已，不會再加高，並且不准在新幹線 100 m 範圍內蓋高樓。
3. 由過去實測資料及模擬結果，以兩軌中心線外約 25 m 處之受音點為例，不論隔音牆施作多高，對高樓層部分只到隔音牆上端「1 層樓～2 層樓」能符合管制標準，即對高樓層較無效，噪音問題仍存在，成本龐大其經濟效益較差。

(二) 建議

1. 改善目標應整體考量，不是指對陳情人一戶滿足即可，應對同一社區大樓全部改善才算有改善，惟考量減音效果、成本效益等多方面因素，可由施作隔音牆轉為建築物防音改善方式。
2. 可先普查目前鐵(公)路兩側未發展地區，評估噪音影響範圍所需之劃定綠帶，並先行文相關主管機關，劃定路權線外禁限建距離。未發展地區若鐵(公)路先已存在，則新建之建築物應做防音措施，自負噪音防制之責。
3. 因早期未規劃綠帶或限建距離導致建物距離軌道過近，建議相關單位研擬鐵(公)路兩側綠帶範圍(路權線外禁限建距離)及土地使用規範、鐵(公)路噪音管制區、鐵(公)路周圍地區交通噪音防制辦法等，其間之因果關係應訂出規範，以便修訂都市化土地使用分區之參考依據，依據不同噪音管制區檢討現有土地使用及開發計畫。

3.3.5 鐵路噪音防制措施之優缺點分析

目前國內外於鐵路噪音改善之方法，其中於噪音源減少及控制傳播途徑方面，大致上可包括：

1. 軌道噪音：輪軌表面不平(輪軌音)、車輪噪音的控制、車裙、道岔(特殊軌道工程設計)；
2. 車體噪音的控制：車體內、車體外；
3. 牽引動力系統：傳動機構、集電弓；
4. 煞車噪音的控制：煞車型式；
5. 控制傳播途徑：工程手段、自然景觀、土地利用的均衡性；
6. 交通營運管理：車輛管理、駕駛人；
7. 其他：營運模式。

依據目前國內外相關做法，彙整鐵路噪音防制措施之優缺點分析，詳如表 3.3-3 所示。

表 3.3-3 鐵路噪音防制措施之優缺點分析彙整表

分類	控制項目	改善方法	優點	缺點
一、軌道噪音	輪軌表面不平 (輪軌音)	1. 鋼軌研磨 (定期磨軌)	1. 以磨軌方式(如：臺北捷運)來降低軌道噪音，成效較為顯著。 2. 增加軌道平整度。 3. 維持軌型和減少表面缺陷。 4. 增加行車舒適度。	1. 成本較高，容易造成污染。 2. 研磨所產生的金屬屑若無適當處理，會沾黏於鋼軌或車輪上，行駛時易生噪音或振動。 3. 週期過度頻繁，除增加維修成本亦可能增加營運之風險，如何決定最佳磨軌週期為問題點。
		2. 鋼軌防磨塗佈器 (噴油系統)	1. 使軌面潤滑，成本較低。 2. 降低輪緣與鋼軌之磨耗，提升兩者之使用壽命。 3. 減少磨軌、換軌或車削等作業。 4. 降低行車噪音或振動，減少軌道材料損傷，降低軌道養護成本。 5. 車輛動搖小，增加行車舒適度。	1. 容易造成污染。 2. 增加養護作業人力。 3. 調車煞車恐較不易，使用前提為不影響原行車安全。
		3. 抽換新軌 (抽換基本軌)	1. 減少鋼軌磨耗，增強軌道強度。 2. 減低噪音或振動，增加行車安全。 3. 車輛動搖小，增加行車舒適度。 4. 介面協調較易，減少車輪磨耗。 5. 初期建造成本較低。	1. 後期養護成本較高。 2. 須投入較多養護人力，使人力資源無法做更有效之運用。
		4. 軌面硬化 (基本軌改採硬頭鋼軌)	1. 減緩鋼軌磨耗及尖軌損傷，減少換軌次數，延長軌道使用年限。 2. 車輛動搖小，增加行車舒適度。 3. 後續養護維修成本較低。	1. 增加初期成本。 2. 增加車輪磨耗。 3. 介面協調困難。
		5. 加設防磨護軌	1. 減低噪音或振動。另防磨護軌有防止車輪爬軌(防脫)之作用，使列車行車更加安全。	1. 初期建造成本較高。
		6. 重型鋼軌	1. 越能承受鋼輪的重壓，適合高運量列車行駛。 2. 使用年限長、性能穩定和抗振性能(垂向振動)良好。	1. 成本較高。
		7. 增加鋼軌斷面	1. 增加磨耗面積。 2. 延長使用時間。 3. 增加軌道強度。	1. 增加成本。 2. 增加養護人力。
		8. 鋼軌接頭焊接	1. 成本較低。 2. 接縫減少，整體結構強度提高。 3. 減少衝擊噪音或振動，減少軌道材料損傷，降低軌道養護成本。 4. 車輛動搖小，增加行車舒適度。	1. 鋼軌焊接處如與原材料強度之間有所差異，如鋁熱劑焊接其強度就相對低，形成一弱點。 2. 若焊接品質控制不良，營運後反覆受力很可能產生龜裂，將影響號誌信號之傳輸，對行車安全影響甚鉅。 3. 焊接的焊口在完成之後，定期要檢查焊道有沒有劣傷。如果在焊接過程中，焊道之內有氣泡，導致焊接強度變弱，焊接點會裂開，反而無法有效減輕衝擊噪音或振動。 4. 在營運時間外，要四處去檢查保養，亦增加養護人力。
		9. 長焊鋼軌 (連續焊接鋼軌、無縫鋼軌)	1. 軌道維修週期長，作業量減少。 2. 減少衝擊噪音或振動，減少軌道材料損傷，降低軌道養護成本。 3. 車輛動搖小，乘車舒適度良好。 4. 枕木配置間距全線相同，適合機械砸道作業。 5. 約可減少列車行車摩擦阻力 5%，提升列車運轉速率。 6. 可減少道床或基座、扣件及軌枕等磨耗，增加使用壽命。	1. 鋼軌焊接處如與原材料強度之間有所差異，如鋁熱劑焊接其強度就相對低，形成一弱點。 2. 若焊接品質控制不良，營運後反覆受力很可能產生龜裂，將影響號誌信號之傳輸，對行車安全影響甚鉅。 3. 焊接的焊口在完成之後，定期要檢查焊道有沒有劣傷。如果在焊接過程中，焊道之內有氣泡，導致焊接強度變弱，焊接點會裂開，反而無法有效減輕衝擊噪音或振動。 4. 在營運時間外，要四處去檢查保養，亦增加養護人力。
		10. 安裝可吸振之扣件系統 (軌道吸振器)	1. 安裝容易。 2. 可明顯降低隧道結構及地面上建築物之振動量。 3. 增加行車舒適度。	1. 須定期檢修更換。 2. 增加養護人力。

表 3.3-3 鐵路噪音防制措施之優缺點分析彙整表 (續 1)

分類	控制項目	改善方法	優點	缺點
一、軌道噪音	輪軌表面不平 (輪軌噪音)	11. 版式軌道 (無道碴軌道)	1. 不需要定期夯實和補充由於因振動而鬆散了的道碴來維持道床的形狀。 2. 可長期免予維修和養護的特性。	1. 初建造成本約高出道碴軌道 1.3 倍 ~ 1.75 倍。 2. 減振抑噪效果較道碴軌道差，需另有其他搭配設備，如：彈性基鈹。
		12. 更換支承墊之勁度	1. 基鈹之勁度降低可降低輪軌之互制力，減低波狀磨耗。 2. 勁度的下降，對於減小道床振動加速度反應亦有明顯之效果。 3. 減少噪音振動，增加行車舒適度。 4. 減少軌材損傷，增加使用年限。	1. 須定期檢修更換。 2. 增加養護人力。
		13. 浮動道床 (彈性基鈹)	1. 為隧道段軌道工程有實績中最佳之減振軌床。 2. 北捷新莊線及蘆洲線已有實例。 3. 可大幅降低輪軌振動所引起的地傳振動，達最有效的隔減振效果。	1. 造價為一般軌道之 3 倍 ~ 5 倍。 2. 壽命不易評估。 3. 支承墊維修檢視或置換不易。 4. 工程難度較高。
		14. 改善線型 (道岔幾何，曲率加大，外軌加高)	1. 減少磨耗，降低噪音或振動。 2. 增加行車安全。 3. 增加行車舒適度。	1. 調車運轉須改變，介面協調困難。 2. 用地取得不易，成本增加。 3. 若曲率加大，道岔號數須加大，站場區有效長度受限。
		15. 軌距加寬	1. 適當的加寬軌距可以使列車運轉順暢並可減少噪音。 2. 增加列車穩定性、安全性及行車舒適性。	1. 成本較高。 2. 曲線段時，曲線阻力大，空氣阻力亦較大。
		16. 車輛速率變化	可讓波狀磨耗較不易形成，因波狀磨耗會增加輪軌之間的滾動噪音。	1. 可能影響營運及管理單位之整體服務水平。 2. 影響大多數旅客行的權利，如：乘車舒適性、到站率等。
		17. 加裝軌腹減振吸音材	1. 拆裝方便。 2. 增加軌道阻尼，減低輪軌噪音或振動，增加行車舒適度。	1. 容易損壞。 2. 耐候性能較差。 3. 增加維護成本。
		18. 路基夯實 (砸道、加鋪道碴肩部)	1. 減低噪音及振動，增加行車安全。 2. 車輛動搖小，增加行車舒適度。 3. 減少列車通過時，產生較大之衝擊力，減輕軌道變形程度。	1. 增加養護作業人力。 2. 維護費用較高，需定期夯實和補充由於因振動而鬆散了的道碴來維持道床的形狀。
		19. 撒佈固結安定劑 (或吸音道碴)	1. 施工快速、便捷且節省經費。 2. 改善原有道碴軌之結構穩定性。 3. 降低列車通過時產生之振動。 4. 改善鋼軌磨耗現象。 5. 宜蘭線蘇新至蘇澳間小半徑 (半徑 300 m) 曾有實例。	
		20. 曲線段框式軌枕	1. 本局曾委託工研院研發曲線段框式軌枕，後續亦有推廣應用。 2. 路基上增大了支承面，提高了單個軌枕的橫向移動阻力。 3. 改善軌道的水平框架承載功能。	1. 妨礙橫向軌枕下所需的碎石路基的壓實，增加壓實工作的費用及時間消耗。 2. 影響軌道的高度位置，在軌道維護較差時，將導致框架的扭曲及損壞，增加維護成本。
	車輪噪音的控制	1. 彈性車輪	21. 軌枕安裝挫屈防止鈹	1. 長期而言，軌道較為穩定。 2. 進而減低噪音或振動，增加行車舒適性。
1. 彈性車輪			1. 使用壽命長，明顯降低車輪的噪音，縮短噪音衰減時間。 2. 改善頻譜特性，降低高頻音尤佳。	1. 結構複雜。 2. 成本較高。 3. 運行安全性較差。

表 3.3-3 鐵路噪音防制措施之優缺點分析彙整表 (續 2)

分類	控制項目	改善方法	優點	缺點
一、軌道噪音	車輪噪音的控制	2. 阻尼車輪	1. 增加輪對阻尼是一項有效的降低噪音措施。 2. 共振阻尼車輪阻尼器不易老化，可重複使用。	1. 環狀阻尼車輪阻尼器安裝困難，易影響車輪使用壽命。 2. 約束阻尼車輪阻尼器，易妨礙車輛檢修。
		3. 車輪形狀的最佳化	1. 與經過阻尼處理的車輪之噪音性能相差無幾。 2. 最佳化效果對高頻音尤其明顯。	1. 所需投入設備及成本較高。 2. 技術層面較高。
		4. 鋼輪車削	1. 增加輪緣平整度，可減低輪緣不整所造成之噪音或振動。 2. 維持輪型和減少表面缺陷。 3. 增加行車舒適度。	1. 成本較高，影響車輛調度，容易造成污染。 2. 車削的金屬屑若無妥當處理，會沾黏於鋼軌或車輪上，行駛時易生噪音或振動。 3. 週期過度頻繁，除增加維修成本亦可能增加營運之風險，如何決定最佳車削週期為問題點。
		5. 輪緣潤滑	1. 不需額外加裝設備，成本較低。 2. 降低輪緣與鋼軌之磨耗，提升兩者之使用壽命。 3. 減少磨軌、換軌或車削等作業。 4. 降低行車噪音或振動，減少軌道材料損傷，降低軌道養護成本。 5. 車輛動搖小，增加行車舒適度。	1. 容易造成污染。 2. 增加養護作業人力。 3. 調車煞車恐較不易，使用前提為不影響原行車安全。
		6. 降低車輪材質硬度 (膠輪)	1. 減少鋼軌磨耗。 2. 低行駛噪音。 3. 更高的加速及減速率。 4. 列車可輕易爬行陡峭 (最高坡度：13%) 的斜坡。 5. 可行走弧度半徑較小的彎位。	1. 價格比鋼輪便宜，但損耗速度較快，使更換次數頻密得多，變相令膠輪系統的保養費用較昂貴。 2. 不像鋼輪系統已經被定立諸如標準軌具有國際共識的規格。
	車輪噪音的控制	車裙 (車輪隔音罩)	1. 舒緩行車時的噪音。 2. 降低車輪的音輻射效率。	1. 妨礙車輛檢修。 2. 養護需投入更多成本及人力。 3. 安裝隔音裙時，要保證隔音裙不會產生過大的振動，即要彈性安裝，並在連接處有足夠的阻尼。
	道岔 (特殊軌道工程設計)	1. 更換 PC (預力混凝土) 枕道岔	1. 改善使用多年之木枕道岔在平穩性及安全性上之不足。 2. 提高路線強度、降低噪音量並降低後續養護成本。 3. 較不受環境及氣候等因素影響。	1. 購置費用較高。 2. 施工成本較高。
		2. 可動式岔心	1. 將車輛通過岔心軌距線不連續處，產生之振動或噪音予以消除。	1. 材料及施工成本較高。
		3. 檢討道岔尖軌削切型式及尺寸	2. 減少鋼輪無支承區間，將輪軌撞擊所產生之二次噪音減少。	2. 岔心轉轍器與尖軌轉轍器連動之安裝、系統設定、操作及整體之維修均較複雜。 3. 線型佈設較受限制，故以地下化為主之系統 (如：捷運) 大多未採用，目前採用者多為高鐵系統。 4. 因牽涉經費之增加及增加機械動作之裝置，故多採用在大號數道岔上，因其鋼輪無支承區間較長，實施後效果較為顯著。
		4. 分析岔心區鼻軌幾何形狀及輪緣槽尺寸		
5. 道岔區間鋼軌接頭焊接		1. 成本較低。 2. 減少衝擊噪音或振動，減少軌道材料損傷，降低軌道養護成本。 3. 車輛動搖小，增加行車舒適度。	1. 鋼軌焊接處如與原材料強度之間有所差異，如鋁熱劑焊接其強度就相對低，形成一弱點。 2. 若焊接品質控制不良，反無法有效減輕衝擊噪音或振動。	
二、車體噪音的控制	車體內	阻尼漿噴塗於車體內壁	1. 抑制並部分吸收車體振動能量。 2. 減弱車體二次輻射噪音。	1. 阻尼性能可能受固化溫度、濕度的影響。 2. 對結構表面形狀及材質之要求較高。

表 3.3-3 鐵路噪音防制措施之優缺點分析彙整表 (續 3)

分類	控制項目	改善方法	優點	缺點
二、車體噪音的控制	車體外	1. 車頭流線型	減少列車高速運行 (約 250 km 以上) 時, 外表空氣動力性噪音。	購置費用較高。
		2. 消音包覆	可降低引擎音、散熱系統及排氣管噪音。例如： 1. 柴電客車之引擎音與散熱系統防制措施, 於機車下方引擎處設置隔音罩, 機車上方散熱口處風扇改成下吹式軸向風扇。 2. 柴電貨車排氣管設置消音器, 引擎與散熱口處, 增加隔吸音與消音能力。	1. 妨礙車輛檢修。 2. 經費較龐大, 後期養護成本較高。 3. 須投入較多養護人力。
三、牽引動力系統	傳動機構	直線電機牽引	使動力系統不需要從旋轉運動轉換成直線運動, 省去齒輪箱等一系列傳動機構, 從而減少噪音。	直線電機輪軌交通系統牽引能耗較高, 相對付出的營運成本將增加。
	集電弓	1. 集電弓罩 2. 集電弓改良	使用與車頂結構形成良好流場之集電弓罩, 能順利將集電弓氣流噪音降為次要噪音。 1. 減少集電弓數量及更改集電弓截面形狀、構造以降低離線率, 進而降低高速行駛之氣流噪音。 2. 集電弓與架空電纜接觸面之滑動噪音可透過減低集電弓之數量而改善。	1. 初期建造成本較高。 2. 對高速行駛列車較為有效。
四、煞車噪音的控制	煞車型式	盤型煞車 (碟式煞車, disc brake)	1. 改善了踏面狀態, 消除了波狀磨耗, 進而降低軌道噪音。 2. 若在煞車零件上加減振裝置, 裝設彈性衰減振動阻尼器, 或裝阻尼環, 可進一步降低煞車噪音。	1. 相對於踏面塊式煞車 (tread brakes) 價格較昂貴。 2. 後期養護成本較高。
五、控制傳播途徑	工程手段	1. 裝設隔音牆	1. 可改善室內及室外的聲環境。 2. 可長期使用, 使用年限較長。 3. 結構技術成熟, 施工期較短。 4. 國內已有相關豐富實績, 為目前國道高速公路及其他交通噪音防制最普遍之做法。	1. 安裝費用較高, 維護不易。 2. 可能產生阻隔影響, 造成居民外出不方便, 影響逃生。 3. 減音量有限, 針對較高樓層無防制效果, 僅對隔音牆所在高度樓層或往上一層樓高度較具減音功效。 4. 設置高度有限 (高鐵胸牆端最高 4 m), 須考量結構荷重、乘客及住家之景觀、日照、風壓、壓迫感等。 5. 因隔音牆與大樓壁面可能構成煙囪效應, 使橋下道路汽機車排氣之懸浮微粒上升, 如開窗時進入房屋內使居民增加氣喘病、心跳異常, 提高心臟病風險。
		2. 簡易隔音牆 (吸音圍籬)	1. 相較隔音牆, 其價格較便宜。 2. 拆裝較方便, 可視現場地形環境隨時做改變。 3. 適用於過渡期的施工或行車噪音保護 (如: 鐵路高架化或地下化完工前之階段)。	防制效果相較於隔音牆而言, 較不穩定。
		3. 建築物防音改善計畫	1. 提高建物隔音能力, 敦親睦鄰。 2. 費用較便宜, 經濟可行性較佳。 3. 使用年限較長, 施工期較短。國內於軍民用機場及高鐵公司辦理改善上已有相關豐富實績。	1. 須時常緊閉門窗, 空氣較不流通。 2. 無法改善室外的聲環境。 3. 須多考量建物通風換氣之能力。

表 3.3-3 鐵路噪音防制措施之優缺點分析彙整表 (續 4)

分類	控制項目	改善方法	優點	缺點
五、控制傳播途徑	工程手段	4. 隔音罩	<ol style="list-style-type: none"> 1. 一般減音量可達 30 dB(A) 以上。 2. 可長期使用，使用年限較長。 3. 結構技術成熟 (國內目前於臺北捷運內湖線及木柵線有應用實例)。 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 安裝費用相當高，維護不易。 2. 施工期較長。 3. 國內於道路、臺鐵及高鐵尚無實績。 4. 施工困難、造價昂貴、結構安全、通風、採光、排廢氣及駕乘人壓迫感等因素須多加考量，最佳之施工時間點為新工時，即一併設計並施作完成。
		5. 頂端改良型的隔音牆	<ol style="list-style-type: none"> 1. 若屬繞射音較大的案例 (如：高架段隔音牆) 則其效果較大。 2. 比單純直立型隔音牆加高更有優勢，因其性價比更高，減音量更佳。 3. 使用年限長。 4. 結構技術成熟，施工期較短。 5. 國內已有相關豐富實績。例如：新北永福橋、新竹東光橋、西濱快速道路大安橋樑段、臺北松山機場隔音牆及部分工廠或捷運冷卻水塔亦皆有吸音筒應用實例。 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 安裝費用較高，維護不易。 2. 對直接音大的案例效果不大 (如：平面段隔音牆)。 3. 設置高度仍有限，需考量結構荷重、住家景觀、風壓、駕乘人壓迫、經費成本等因素。
	自然景觀	鐵路兩側的綠化	<ol style="list-style-type: none"> 1. 可以美化環境、淨化空氣、穩定路基、防止鐵路邊坡受雨水沖刷、削弱噪音的傳播。 2. 綠化帶的存在，對降低人們對噪音的主觀煩惱度，有一定的作用。 3. 樹木遮住了鐵路的視線，有助於減輕噪音的厭煩感。 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 樹林對噪音的降低只有成為密植林帶才有明顯的效果。 2. 靠一兩排樹木來降低噪音，其效果是不明顯的，特別是在都市中，不可能有大片的樹林。 3. 提供的降低噪音效果非常有限。
五、控制傳播途徑	土地利用的均衡性	1. 合理的都市規劃 (路權線外)	<ol style="list-style-type: none"> 1. 可以有效減低交通噪音，例如：按照噪音幾何衰減原理安排不同功能建築物與鐵路之間的距離、合理設計建築物外形佈局、利用自然地形地貌的隔音牆作用、利用建築物形成隔音牆防止噪音擴散。 2. 於路權線兩旁與民宅之間設立公園及道路等，可減輕噪音對鄰近居民之影響。 	國內都市發展已久、土地狹小、人口稠密、房屋越蓋越密集及汽機車數量較多，故於建築物興建之前，考量噪音影響面之都市規劃較不易。
		2. 鄰近地質改良	改變地質狀態，進而改變噪音傳遞介質，得以減少振動之傳送量。	成本龐大且技術性較高，須考量對鄰近建物與設施之影響。
六、交通營運管理	車輛管理	1. 降速	<ol style="list-style-type: none"> 1. 降低噪音最好之方法是降低速度 (率) 與限制交通量。 2. 減少瞬間高噪音。 3. 民眾可明顯感受到行經之班次減少，有效改善心理因素。 4. 如以交通管理方式即可達到改善的效果，則盡量以交通管理之方式取代如增設隔音牆工程，可以避免公部門需籌措大筆工程改善經費。 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 可能影響營運及管理單位之整體服務水平。 2. 需要相關單位配合，但又要符合大多數旅客行的權利。 3. 如居民對此做法不滿足，責任是交通管理單位或環保單位值得考慮。
		2. 減班	<ol style="list-style-type: none"> 1. 具有較高的加速性。 2. 加速或煞車時較平穩，增加行車舒適度。 3. 以電力貨車取代柴電貨車，行駛時噪音較低，較無空氣污染。 4. 操作較安全且維修容易。 	
		3. 更換機車頭 (以電力機車拖曳)	<ol style="list-style-type: none"> 1. 需較高的投資成本。 2. 電力中斷時，會影響全線列車的運轉。 3. 在車輛不足的狀況下，可能影響營運調度，影響旅客權益。 	

表 3.3-3 鐵路噪音防制措施之優缺點分析彙整表 (續 5)

分類	控制項目	改善方法	優點	缺點
六、交通營運管理	車輛管理	4. 使用較低噪音電力貨車	單純以電力貨車取代柴電貨車恐無法完全符合噪音管制標準，若採較低噪音電力貨車，有助於符合標準。	
		5. 禁駛柴電貨車	1. 直接且有效的降低影響最大之噪音源 (特別為深夜擾民之時段)。 2. 應可符合噪音管制標準。 3. 避免對居民休憩之強烈干擾，減少民怨。	1. 可能影響營運及管理單位之整體服務水平。 2. 在無鐵路電氣化路段，實不可行。
6. 汰換老舊或噪音量大之車種 (車輛採購更新、檢修維護)			1. 經費成本龐大。 2. 逐年汰換需時較久。 3. 民眾較無法立即感受到。	
	駕駛人	駕駛操作管理及定期教育訓練	1. 避免列車不必要之鳴笛，可減少突發性之高噪音。 2. 降低油電門段位，減低噪音。 3. 控制列車速率一定，以避免不必要之煞車音。 4. 緩速進站，出站避免急速加速等。	1. 不確定性較大，受限於駕駛本身之操作習慣。 2. 需定期執行之，才能確保成效。
七、其他	營運模式	1. 鐵路高架化	1. 改善平交道造成之交通問題，大幅提升安全度。 2. 改善市容景觀，提升都會區環境生活品質及土地利用價值並增加經濟活動力。 3. 沿線低樓層住宅位於「音影區」內，改善噪音問題。 4. 提高行車效率與路線容量，改善都會區大眾運輸之服務品質。	1. 需要投入大筆資金，施工期長。 2. 需徵收土地或拆除建物。 3. 需規劃臨時軌，可能引發噪音陳情。 4. 高樓層仍無法完全避免噪音問題。 5. 針對伸縮縫及橋工段結構引發之噪音及振動，需仔細檢視確認，避免新的噪振問題。如：下部結構覆蓋隔音板，用以阻隔下部結構因列車通過造成土建結構振動產生之結構噪音；或安裝橋面板底部吸音裝置。
		2. 鐵路地下化	1. 改善平交道造成之交通問題，大幅提升安全度。 2. 改善市容景觀，提升都會區環境生活品質及土地利用價值並增加經濟活動力。 3. 提高行車效率與路線容量，改善都會區大眾運輸之服務品質。 4. 最「直接且有效」的改善噪音及振動問題，為「治本」方式。 5. 民眾看不到列車，聽不到噪音，大幅改善心理因素及觀感，減少陳情案之發生。	1. 需要投入龐大資金，施工不易，施工期長。 2. 需規劃臨時軌，可能引發噪音陳情。 3. 鐵路地下化經過之住宅區，民眾可能會反彈，故須事前溝通，採取適當保護措施，如：隧道上方建築物的基礎可設置彈性裝置 (如橡膠墊塊等)，以有效降低振動。 4. 車廂內會有隧道壁面反射音，影響乘車舒適性，須考慮在隧道面噴覆吸音材。

資料來源：工作團隊整理。

3.4 臺灣高速鐵路噪音源分析與經驗迴歸公式之建立

隨著軌道列車營運速率之提高，其車輛噪音特性有別於傳統之一般列車，如何有效降低與防制高速列車之噪音影響已成為近年各國研究之重要議題。透過不同車速下之列車音量量測，經由量測結果與數據迴歸分析，初步建立臺灣本土化之經驗公式。研究發現，臺灣高鐵 700T 型列車之噪音量與速率對數呈現約 30 倍之關係，主要噪音來源為輪軌間之滾動噪音，與國外相關研究文獻之結果呈現一致性，透過主要噪音源及其位置、頻率與速率相關等特性，可作為噪音防制之參考。

鐵路運輸的成長與經濟發展息息相關，惟在追求提升列車速率或增強運量之虞，交通便捷衍生之環境負荷也對於高鐵沿線民眾之權益及居家環境造成影響。當高鐵路線鄰近人口密集區域或通過原先屬於較安寧之地區，則來自於高鐵列車之噪音遂逐漸成為社會關注與重視之議題。基於此噪音敏感問題及聲學等特性有別於傳統鐵路，以此為出發點，目的在於量測不同車速下之列車噪音量及瞭解不同噪音源之分佈特性並提出本土化之音量迴歸公式，進而作為如何減少列車運行時衍生之音量以達噪音防制工程之經濟性及有效性等之參考。

一 文獻回顧

(一) 美國

運輸部聯邦鐵路管理局於 2012 年 9 月提出「高速地面運輸之噪音與振動影響評估 (High-Speed Ground Transportation Noise and Vibration Impact Assessment)」報告。當列車高速運行時，其整體噪音一般可分為主要的三個速率區域，分別用符號「I、II 及 III」代表，每一區域有最顯著的噪音源，請參圖 3.4-1。

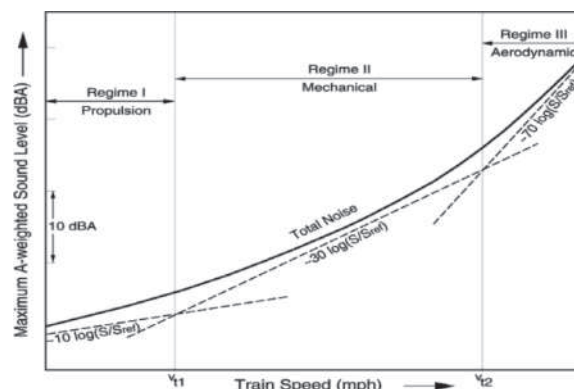


圖 3.4-1 典型列車速率與噪音量關係圖

I：推進或機械噪音 (propulsion or machinery noise)。

II：輪軌接觸或導向槽振動引起的機械噪音 (mechanical noise)。

III：氣流經過列車 (含：集電弓) 引起的氣動噪音 (aerodynamic noise)。

對於鋼輪列車，鋼軌表面小的粗糙度造成輪軌接觸時，鋼輪與鋼軌輻射滾動噪音，此音源靠近軌道床，其有效高度約軌道面以上 0.6m。滾動噪音頻譜的峰值頻率範圍約 2,000 Hz ~ 4,000 Hz，且隨著速率增加其增量比推進噪音的增加快上許多，典型的關係為列車速率對數之 30 倍。在速率約 258 km/h 時，輪軌噪音通常控制了 A 加權音壓位準；超過此速率，氣動噪音傾向控制輻射之噪音量。

當速率約 290 km/h 時，高速氣流流經列車開始產生顯著的氣動噪音。對於傳統的鋼輪列車，氣動噪音係由不穩定的流動分離 (unsteady flow separations) 於列車的前端或尾端及結構物件所產生，主要區域包含：車體、集電弓、車廂連接處及表面的不連續性等，且在整體列車的表面產生紊流邊界層。氣動噪音通常的輻射聲音在低於 500 Hz 之頻帶，通常以隆隆聲 (rumbling sound) 來描述。隨著列車速率增加，氣動噪音比推進或滾動噪音之增量快上許多，典型的關係為列車速率對數之 60 倍 ~ 70 倍。

(二) 日本

「長倉清，善田康雄 - 新幹線沿線騒音予測手法」鐵道總研究報告 Vol. 14，No. 9，2000 年，P5 ~ P10 之資料，將新幹線 700 型列車之輪軌音、車頭音、列車上方氣動噪音及集電系統噪音等四種噪音源，提出了其音源聲功率計算式。茲將 700 型列車之音量關係說明如下。

1. 列車下方噪音： $L_{\text{輪軌}}(u) = 113.5_{(200)} + 30 \times \log_{10}(u/200)$ ；

2. 車頭噪音： $L_{\text{車頭}}(u) = 95.0_{(200)} + 60 \times \log_{10}(u/200)$ ；

3. 列車上方氣動噪音： $L_{\text{車體動力}}(u) = 88.0_{(200)} + 60 \times \log_{10}(u/200)$ ；
4. 集電系統噪音： $L_{\text{集電弓}}(u) = 97.0_{(200)} + 60 \times \log_{10}(u/200)$ 。

式中， u 表示列車速率 (km/h)，以車速 200 km/h 作為各噪音源之基準聲功率，可發現輪軌噪音已遠大於其他音源達 10 dB(A) 以上。

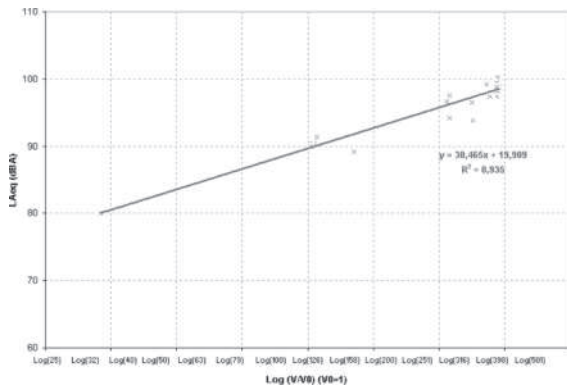


圖3.4-2 TGV 列車於車速 200 km/h ~ 380 km/h 與 L_{Aeq} 之關係圖

(三) 法國

量測法國高速列車 (Train à Grande Vitesse, TGV) 於不同車速 100 km/h ~ 380 km/h 下，軌道中心線外 25 m 處之均能音量，相關結果呈現於圖 3.4-2。於車速 200 km/h ~ 380 km/h 時，迴歸係數為 30.4 且相關係數為 0.93。此迴歸係數已經由 Deufrako 計畫檢視及 C. Mellet 等重複驗證；此約 30 之迴歸係數為常用於列車滾動噪音之預測公式中的數值，其被廣泛用於推測列車之噪音。此研究確認了於普通車速下或即使車速達到約 360 km/h 時，滾動噪音仍為主要之噪音來源。

二 研究方法

(一) 現場量測

量測高鐵 700T 型列車於不同車速下之噪音特性，相關量測事宜簡述如後。

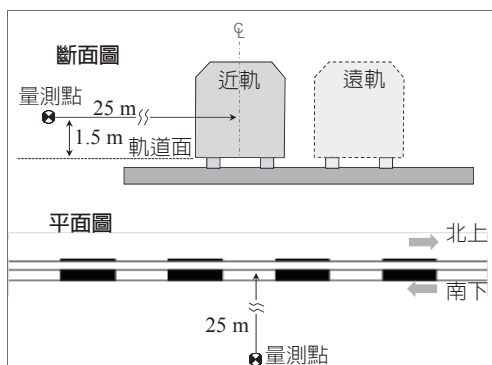


圖3.4-3 現場量測之位置示意圖

1. 量測儀器：廠牌 RION，型號 NL-52 噪音計。
2. 加權特性：A 加權慢特性。
3. 量測時間：民國 103 年 2 月 21 日 (星期五) 06:00 ~ 12:00。
4. 量測地點：新竹市金山附近地區之空曠農地，軌道邊無胸牆或隔音牆。
5. 量測位置：南下方向，噪音計距近軌中心線水平距離約 25 m，離軌道面高約 1.5 m，如圖 3.4-3 所示。
6. 量測車速：157.6 km/h ~ 281.3 km/h。
7. 分析項目：時域及 1/3 八音階頻域。

(二) 理論公式

列車事件均能音量 (L_{Aeq}) 之增加與列車車速之對數關係，其一般方程式如式 3-29 所示。將量測結果進行線性迴歸以求取迴歸係數，即求取噪音量與車速之關係。

$$L_{Aeq}(v) - L_{Aeq}(v_0) = k \times \log_{10}(v / v_0) \quad (3-29)$$

式中： v 為列車速率 (km/h)， v_0 為參考列車速率 ($v_0 = 1$)， k 為迴歸係數。

三 研究成果

(一) 時域及頻域分析

1. 主要頻帶範圍

以南下近軌列車為例，於車速約 281 km/h、205 km/h 及 192 km/h 下之頻譜特性請分別參圖 3.4-4、圖 3.4-6 及圖 3.4-8。不同車速下之主要音壓級 (Sound pressure level) 約出現在 800 Hz ~ 5,000 Hz 頻帶之間，多分佈在中高頻帶範圍內，即採用之噪音防制措施可針對此頻帶範圍以有效改善噪音問題。而一般人們交談的頻率範圍 (Speech intelligibility range) 約為 500 Hz ~ 2,500 Hz 之間，故易受到影響。

2. 噪音成因

由文獻資料知車速約大於 258 km/h 時，漸產生氣動噪音成分。依圖 3.4-4 之車速約 281 km/h 時的頻域圖，滾動噪音頻帶峰值約 80 dB(A)，氣動噪音頻帶峰值約 69 dB(A)，輪軌滾動噪音主要頻帶相較於氣動噪音主要頻帶 (低於 500 Hz)，音量差距超過 10 dB(A)，即氣動噪音貢獻量已可忽略不計；隨著車速降至約 205 km/h 時，由圖 3.4-6 可明顯看到氣動噪音降低許多，滾動噪音頻帶峰值約 78 dB(A)，氣動噪音頻帶峰值約 63 dB(A)，其與滾動噪音差值遠超過 10 dB(A)；當車速續降低到 192 km/h 時，由圖 3.4-8 發現此情形更為顯著。即車速增快時，氣動噪音增加量較多，但仍小於滾動噪音 10 dB(A) 以上。

3. 時域特性

圖 3.4-5、圖 3.4-7 及圖 3.4-9 分別呈現列車於車速約 281 km/h、205 km/h 及 192 km/h 下之時域特性，隨車速降低其事件最大音量亦跟著減少。依動力車配掛的位置可分為機車型 (locomotive) 及聯結型 (cab) 兩種，其中高鐵 700T 型列車係屬聯結型。聯結型係牽引動力分散配置於各車廂內，即動力部件或者空氣壓縮機等設備被平均分佈在客車車下，其動力為分散型，啟動引擎引發之噪音因而屬於分散型。故由時域圖可發現波形於前後車頭處或集電弓處並未明顯凸起，波形皆表現在輪軌音之峰谷變化，其噪音源高度較低，因而採取如隔音牆之防制措施亦較為有效且較容易達成減音目標，惟仍須視敏感點高度而定。

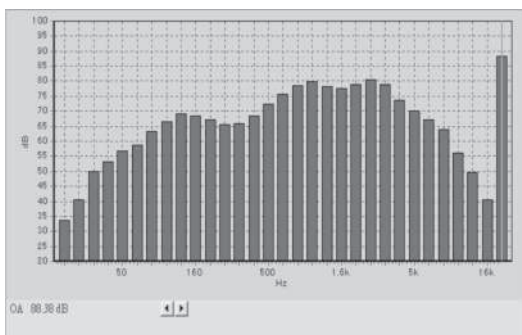


圖 3.4-4 列車車速約 281 km/h 下之頻域特性圖

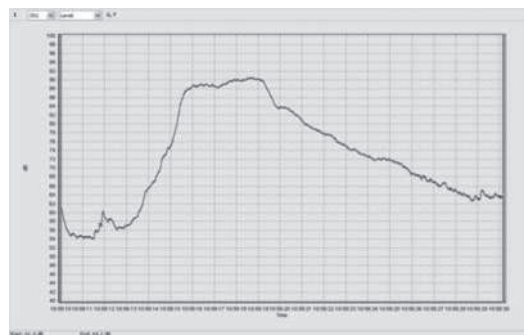


圖 3.4-5 列車車速約 281 km/h 下之時域特性圖

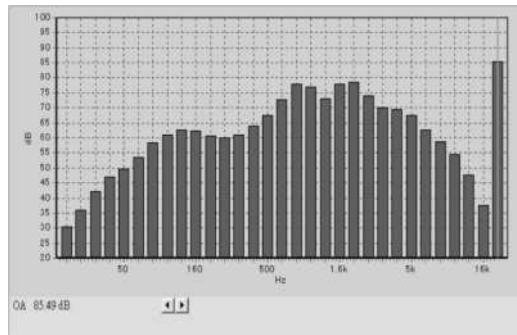


圖3.4-6 列車車速約 205 km/h 下之頻域特性圖

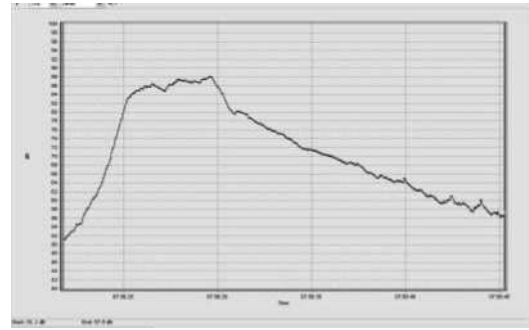


圖3.4-7 列車車速約 205 km/h 下之時域特性圖

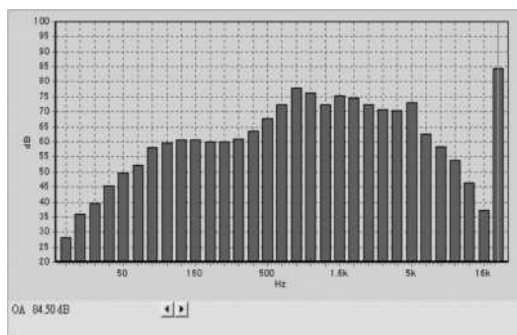


圖3.4-8 列車車速約 192 km/h 下之頻域特性圖

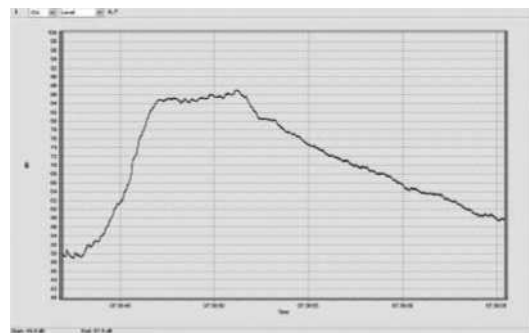


圖3.4-9 列車車速約 192 km/h 下之時域特性圖

(二) 噪音量與車速關係之迴歸分析

1. 南下近軌列車

音量與速率對數關係如圖 3.4-10 所示，量測之車速範圍約介於 191.9 km/h ~ 281.3 km/h 不等。其迴歸公式請參式 3-30，迴歸係數 k 值約 29.7，相關係數約 0.89。

$$y = 29.734x + 16.433 \quad (3-30)$$

2. 北上遠軌列車

音量與速率對數關係如圖 3.4-11 所示，量測之車速範圍約介於 157.6 km/h ~ 262.9 km/h 不等。其迴歸公式請參式 3-31，迴歸係數 k 值約 30.9，相關係數約 0.83。

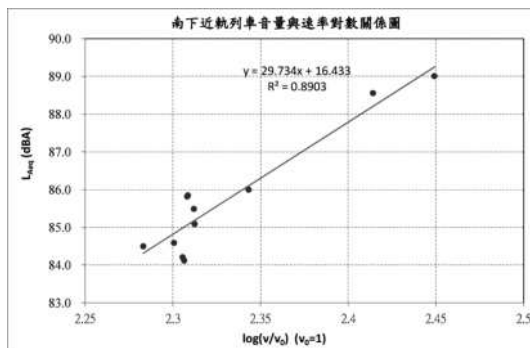


圖3.4-10 南下近軌列車音量與速率對數關係圖

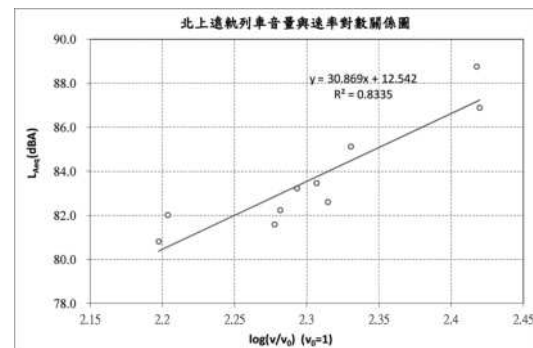


圖3.4-11 北上遠軌列車音量與速率對數關係圖

$$y = 30.869x + 12.542 \quad (3-31)$$

3. 比對國外研究文獻

由國內之高鐵 700T 型列車之量測結果進行迴歸分析，其音壓值與列車速率對數有著約「30 倍 ($30 \log_{10}(v)$)」之關係，將此結果與前述美日法三國之研究文獻做比較，其結果呈現一致性。此代表不同國家之高速列車，其輪軌滾動噪音均有此特性存在，不會隨著地點或車型不同而有太大之差異。此次研究之車速的範圍約介於 157.6 km/h ~ 281.3 km/h，因受限於高鐵營運車速，無法量測到更高速率之列車噪音量，惟由結果呈現即使車速達到 280 km/h 左右，輪軌滾動噪音仍為主要之噪音源。

4. 不同車速下之列車噪音量推估

由前述式 3-30 及式 3-31 之經驗式，推估高鐵列車於 285 km/h、230 km/h、170 km/h 及 120 km/h 等四種營運速限下之噪音量，其結果表列於表 3.4-1。可發現當列車速率降低時，其推估之噪音量顯著減少，特別是當速率降至約 170 km/h 時，其距離近軌中心線外約 25 m 處，軌道面約 1.5 m 高之噪音量已低於 85 dB(A)。此可作為如隔音牆效果不大或不採行時，在不影響運轉實務及行車調度下，噪音敏感路段之列車營運速率的參考。

表 3.4-1 不同車速下之高鐵列車噪音量推估

音量單位：dB(A)

營運速限 (km/h)	南下近軌 噪音量	北上遠軌 噪音量
285	89.4	88.3
230	86.7	85.4
170	82.8	81.4
120	78.3	76.7

註：評估點於近軌中心線外水平距離約 25 m 處，軌道面約 1.5 m 高；軌道邊無胸牆或隔音牆。

四 結論與建議

(一) 結論

1. 經由頻譜量測結果，呈現中高頻帶範圍內之滾動噪音的音量，顯著大於低頻氣動噪音頻帶範圍之音量達 10 dB(A) 以上，此結果與國外研究文獻呈現一致性。
2. 透過量測數據進行迴歸分析，高鐵列車之噪音量與速率對數有著約「30 倍 ($30 \log_{10}(v)$)」之關係，此結果與國外研究文獻呈現一致性。
3. 噪音量與速率對數之 30 倍關係至少可至車速約 280 km/h 左右，此確認了國內營運之高鐵列車，其主要之噪音貢獻為輪軌滾動噪音，亦是一般人耳敏感的頻帶範圍，成為亟需改善的噪音源，故應針對其音源特性研擬相應之防制措施。
4. 由初步之經驗迴歸公式，推估當列車速限約 170 km/h 時，列車衍生之噪音量應可低於 85 dB(A)，此可作為在不花費龐大噪音工程改善經費或不影響行車調度時，營運管理方式上之思考方向。

(二) 建議

1. 可再進行重複量測或取得更高車速下之實驗結果，以進一步驗證國內高鐵列車音量與速率之間的關係。
2. 未來可透過如麥克風陣列量測 (antenna measurement) 之方式，進一步分析高鐵列車各成分音源之噪音特性與貢獻量，進而提出適用於國內之本土化經驗公式。

3.5 鐵路半罩式隔音牆噪音防制

鐵路高架化帶來行的便利，相對的也帶來對環境之影響。隨著社會經濟的發展，建築物越蓋越高及更接近運輸系統周界，在不影響整體營運服務水準之下，採用傳統噪音防制措施已無法解決高樓層之噪音問題。以交通部臺灣鐵路管理局臺北工務段之汐止高架鐵路交通噪音改善為例。規劃三種半罩式隔音牆之改善設施配置構想，並針對結構工程分析、工程施工程序、交通維持計畫及景觀色彩計畫等進行全面性的檢討。以德國 CadnaA 聲場軟體模擬分析，當吸音板單側之橫向長度約 7 m 時，列車通過時於陳情社區各樓層之音量應均可符合平均最大音量管制標準。以下相關規劃設計及研究可作為噪音防制之參考。

一 研究緣起與目的

我國因交通運輸便利及地域狹小等特性，導致人口往都會地區移動、集合住宅越來越稠密、建築物越蓋越高及更接近運輸系統場站周界等現象，故近年來相關之交通噪音陳情案件逐年增加，因此，提升住宅聲音環境品質之要求日益殷切。本文將以交通部臺灣鐵路管理局臺北工務段之「新北市汐止高架鐵路」交通噪音改善為研究案例。隨著汐止高架鐵路於民國 95 年 4 月啟用後，沿線陸續有居民陳情噪音之影響，故於環評承諾之相關噪音防制措施似已不足。基於此特殊聲場結構的特性及傳播規律，規劃及評估高架橋梁之半罩式隔音牆噪音防制措施，並進行全面之結構工程分析、減音配置構想、施工程序、交通維持及景觀色彩等實務考量，進而作為相關單位噪音減音設計或防制措施採用等之參考。

二 研究方法

(一) 交通噪音改善評估案例簡介

1. 陳情位置及背景現況

此案例為超過「陸上運輸系統噪音管制標準 (102.09.11)」第六條「一般鐵路交通噪音管制標準」之陳情路段：汐科站北側約 500 m 範圍內之高架路段。三股軌道之二側整體區域多為高樓層社區，住家最高樓層可達 27 樓，屬於區域敏感受體分佈，故本案具有「公共性、區域性及長期性」之噪音背景特性，因此，須從上述之角度做噪音防制措施之整體分析評估與規劃。陳情代表社區「新幹線」與橋梁胸牆最近僅約 5.0 m，緊鄰場站周界，約 4 樓以上即高於既有隔音牆頂部 (聲音明亮區)，屬於新北市環境保護局公告之第 3 類噪音管制區，平均最大音量 ($L_{\max, \text{mean}, 1h}$) 管制標準為 85 dB(A)。



汐科站北側約 500 m 範圍多為高樓層社區



長焊鋼軌及撒佈吸音石碴



軌枕底部及端部安裝彈性材料



1.8 m 高護欄之內側設置吸音板

資料來源：於現地拍攝。

圖3.5-1 研究案例之現場相關照片

2. 陳情路段既有防制措施

- (1) 無道碴軌道並布設長焊鋼軌以減少鋼軌接頭。
- (2) 「彈性 PC 軌枕防振直結軌道」，於軌枕底部及端部安裝彈性材料。
- (3) 軌枕四周及 RC 道床周圍空地撒佈吸音石碴。
- (4) 橋梁兩側約 1.8 m 高護欄之內側設置吸音板。

(二) 結構工程分析

1. 橋梁型式

主要以預力箱型梁為主，橋梁配置為 3 跨~4 跨連續，跨度約 24 m，梁深 2m。汐科站區橋墩為下拱型橋墩。

2. 斷面配置

共有三軌，其中兩軌斷面採雙箱雙室之組合斷面；第三軌高架橋為後期增設，採單箱單室斷面。請參閱圖 3.5-2 之示意。

(三) 減音設施配置構想

1. 單軌結構型式（結構雙岔道區域）

單軌半罩式隔音牆，約汐科站北側 300 m 範圍內，如圖 3.5-2 之示意。

2. 橫跨三軌對稱型結構（結構無岔道區域）

三軌半罩式隔音牆，為延續汐科高架段後段需求規劃。若遇另一側之陳情案件有需要

機具架置於周邊社區巷道，施工期間將視情況採取道路封閉，對於鄰近住戶及行人通行之影響將較大。

三 研究成果

(一) 半罩式隔音牆之吸音板橫向長度及功能評估

就第三軌單側半罩式隔音牆進行初步之減音成效評估，考量結構安全、通風、採光、排廢氣及駕乘人壓迫感等因素，將先行評估隔音牆頂端之單側吸音板向軌道內伸之橫向長度，以盡量可使陳情社區各樓層均可符合噪音管制標準。

以噪音量較大之普悠瑪號行駛於中間軌對於陳情社區之音量影響情形為例，以德國 DataKustik 公司所發展之「CadnaA version 4.3.144」噪音預測評估軟體，評估半罩式隔音牆(高度約軌道面以上 8 m 高)所需之吸音板橫向長度。依序分析單側之橫向長度各約 2 m、3 m、4 m、5 m、6 m 及 7 m 等六種狀況，其結果如表 3.5-1 所示，音量模擬圖請參閱圖 3.5-3。經評估吸音板單側之橫向長度約 7 m，列車通過時於陳情社區各樓層之平均最大音量應均可符合標準。

(二) 半罩式隔音牆型式之可行性評估

經評估方案有三，分別為：(1) 隔音牆採獨立基礎；(2) 隔音牆錨定於橋梁墩柱；及 (3) 隔音牆錨定於橋面板，其示意圖說及優缺點分析請詳圖 3.5-4 及表 3.5-2。經評估，建議採用「方案三、隔音牆錨定於橋面板」，惟須檢核橋面懸臂結構之接合問題。

表 3.5-1 半罩式隔音牆所需之單側吸音板橫向長度評估表

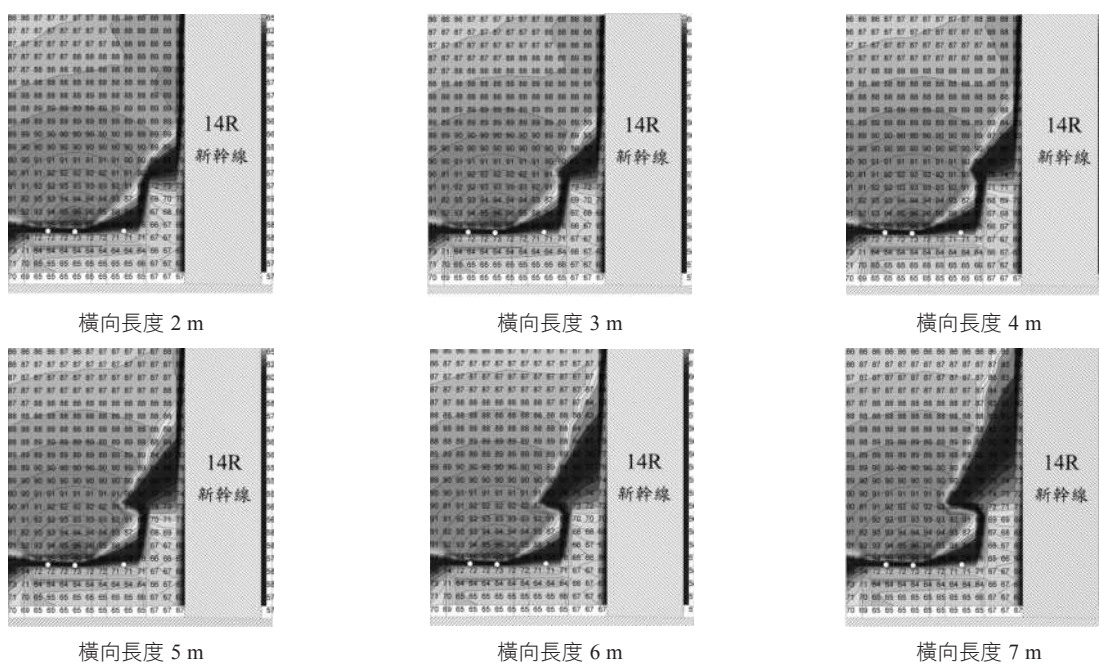
音量單位：dB(A)

新幹線社區	音量 改善前之 L_{max}	不同吸音板橫向長度之 L_{max}					
		2 m	3 m	4 m	5 m	6 m	7 m
1 樓	70.9	66.9	66.9	66.9	66.9	66.9	66.9
2 樓	73.2	67.3	67.3	67.3	67.3	67.3	67.3
3 樓	77.1	67.7	67.7	67.7	67.6	67.6	67.6
4 樓 *	78.3	68.0	67.8	67.5	67.2	66.8	66.3
5 樓	80.7	70.3	69.9	69.4	68.9	68.4	67.7
6 樓	83.6	73.5	72.7	72.0	71.2	70.5	69.7
7 樓	85.8	78.0	76.5	75.1	73.9	72.9	71.9
8 樓	86.7	83.9	81.0	78.5	76.5	74.8	73.4
9 樓	89.6	88.8	84.9	82.5	79.5	77.0	75.0
10 樓	89.6	89.6	88.5	84.7	82.7	79.5	76.8
11 樓	89.2	89.2	89.2	88.1	84.2	81.9	78.6
12 樓	88.9	88.9	88.9	88.9	87.4	83.5	80.4
13 樓	88.5	88.5	88.5	88.5	88.2	84.2	82.0
14 樓	88.2	88.2	88.2	88.2	88.2	86.7	82.9

註：1. 灰階表超過第 3 類最大音量標準 85 dB(A)，* 表陳情量測代表點。

2. 代表車次：以民國 102 年 10 月 29 日 20 時(星期二)~30 日 20 時(星期三)實測噪音量較大之普悠瑪號列車行駛於中間軌道做評估。

3. 實際橫向長度未來視現場狀況及噪音影響程度等因素加以調整。



註：代表車次以民國 102 年 10 月 29 日 20 時(星期二)~30 日 20 時(星期三)實測音量較大之普悠瑪號列車行駛於中間軌道做評估

圖 3.5-3 半罩式隔音牆於單側不同吸音板橫向長度下之音量 (dB(A)) 模擬圖

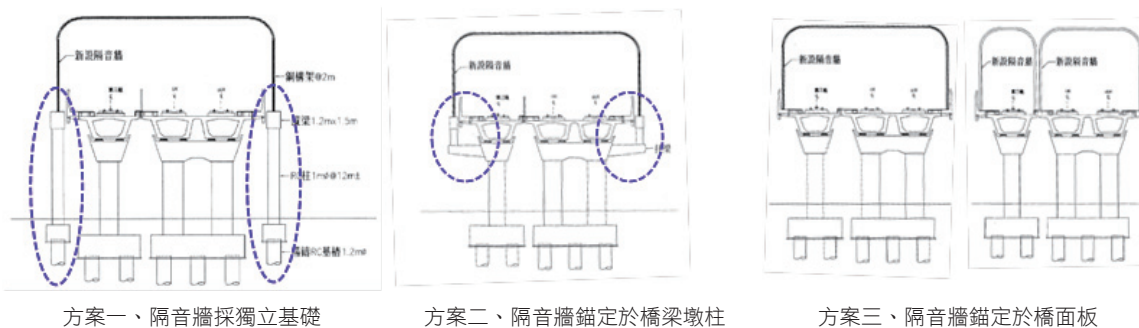


圖 3.5-4 半罩式隔音牆型式之示意圖

表 3.5-2 半罩式隔音牆型式之優缺點評估表

方案	一、隔音牆採獨立基礎	二、隔音牆錨定於橋梁墩柱	三、隔音牆錨定於橋面板
優	● 對既有橋梁結構影響最小，不需緊鄰營運中之鐵路施作。	● 可避免影響橋下道路使用。	● 可避免影響橋下道路使用。
劣	● 鐵路兩側用地受限，若設置獨立基礎將嚴重影響橋下交通。	● 須於帽梁側面設置托梁，以供隔音牆支柱安裝。 ● 須檢核增設隔音牆對既有橋梁結構之影響。 ● 第二軌及第三軌屬獨立結構系統，地震時易造成隔音牆損毀。	● 須檢核橋面懸臂結構是否需進行局部補強。
整體考量	● 對結構影響最小；但有用地問題，嚴重影響橋下交通。	● 無用地問題；但整體結構系統不佳，不建議採用。	● 無用地問題；但須針對橋面板結構檢核是否需進行補強。
序列	【2】	【3】	【1】

1. 方案三之檢討

(1) 優點：採「隔音牆支柱安裝於既有橋面」設計方案可避免影響橋下平面道路及橋下空間使用，惟須檢討增設隔音牆對既有橋梁結構之影響。

- (2) 缺點：針對箱梁結構安全方面，因原設計箱梁結構橋面板強度經初步評估無法承受 8 m 高隔音牆因風壓 (390 kg/m^2) 所造成的額外載重，若針對箱梁採以補強則因箱梁腹板內預力鋼筋高程變化不一，其風險及成本皆高，不建議採此型式。

2. 因應對策 (如圖 3.5-5)

- (1) 移除原臺鐵既有預鑄護欄以減輕橋梁荷重。

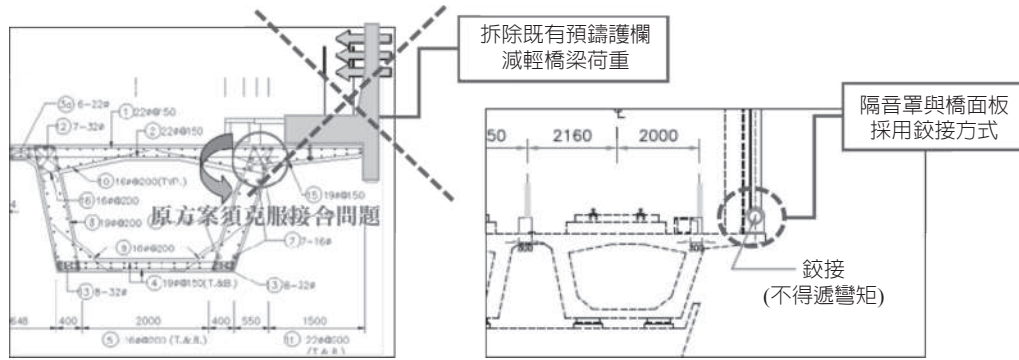


圖 3.5-5 半罩式隔音牆錨定於橋面板型式之因應對策示意圖

- (2) 採用鉸接方式僅以垂直、水平力加載至橋面板 (為能避免不同橋梁振動個體的拉扯，因而採「三鉸拱系統」)。
- (3) 採用輕量化之桁架系統以減少垂直荷載 (考量隔音牆外觀一致性，建議採用單跨屋架式的輕桁架結構)。

(三) 工程施工程序構想

本案隔音牆之基座鉸接固定於橋面板，緊鄰營運中鐵路，施工難度高，考量重點如圖 3.5-6 及說明如下。

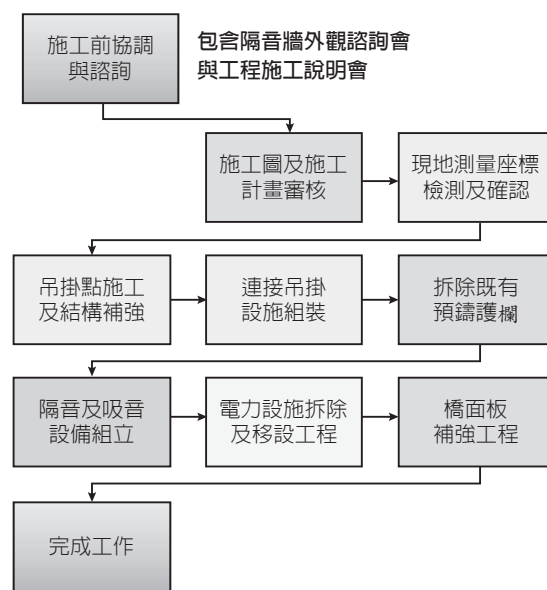


圖 3.5-6 工程施工程序流程圖

1. 隔音牆及基座安裝均位於既有鐵路橋護欄內側，施工動線規劃及各工項可施工時間之安排均需特別考量。
2. 第三軌臨軌側橋面外緣至軌道中心僅有 2.4 m，此處垂直支柱及隔音牆安裝，須考量淨空包絡線，必要時於夜間斷電封鎖後施作。
3. 隔音牆支柱位置與既有護欄衝突，既有護欄須先配合拆除。
4. 隔音牆安裝位置部分會與既有號誌設施衝突，號誌設備須配合移設。
5. 上方支架及隔音牆構件安裝，須跨越軌道上方施工，施工風險較高，應考量維持電氣淨空及架設安全防護網，且必須於夜間斷電封鎖後施作，須做必要防護措施。
6. 電車線吊掛系統若配合新設半罩式隔音牆更換型式，則電力桿可配合拆除。

(四) 景觀色彩計畫構想

隔音牆色彩搭配原則：與周邊都市環境相和，能柔和適度提亮環境而不顯過，可提升既有橋梁色系，顏色稍具對比但不顯強烈突兀。初步建議以「綠 - 白 - 藍」作為隔音牆配色之元素，相較之前現況色彩分析，預期可使整體社區呈現溫和提亮之效果，示意圖請參考圖 3.5-7。



橋梁原色皆為暗系大地色

「綠 - 白 - 藍」溫和提亮之效果

圖 3.5-7 汐止鐵路高架段之環境色彩分析應用圖

(五) 交通維持計畫構想

實施區域約位於縱貫線 13k + 700 ~ 14 k + 200，依據施工規劃及考量機具作業空間，施工期間須佔用部分臺鐵軌道及附近平面道路範圍，惟現況工區其一邊社區巷道寬度多僅為 8 m，如施工機具置於社區巷道，施工期間將視情況採取道路封閉，對於鄰近住戶及行人通行之影響將較大。

因此，為維持地區民眾通行需求俾降低社區巷道之交通影響衝擊，除建議可採夜間施工 (22 時至隔日 6 時)，亦將採分段漸進式施作。對於施工範圍之影響將可僅限於施工側之道路，其影響屬短暫性與局部性。初步評估半罩式隔音牆施工期間需佔用社區巷道兩車道。

四 結論與建議

(一) 結論

1. 經國內外之文獻回顧，一般隔音牆大概只能使其上端「1 層樓至 2 層樓」噪音敏感點能符合管制標準，即對高樓層較無效，噪音問題仍存在。受限於音源端防制措施效果有限且不影響整體營運服務水準 (如：列車減班、減速等) 之下，探討及評估半罩式隔音牆防制措施之成效。
2. 減音設施配置構想方面：約汐科站北側 300 m 範圍內，可採單軌半罩式隔音牆 (結構雙岔道區域)；為延續汐科高架段後段 (結構無岔道區域) 需求規劃，若遇另一側之陳情案件有需要增設隔音牆時，可採「三軌半罩式隔音牆」之型式。若採橫跨三軌對稱型結構，隔音效果相同，亦為穩定結構。
3. 就研究路段汐科站北側而言，以單側半罩式隔音牆進行初步之減音成效探討，評估半罩式隔音牆 (高度約軌道面以上 8 m 高) 所需之吸音板橫向長度。依序分析單側之橫向長度各約 2 m、3 m、4 m、5 m、6 m 及 7 m 等六種狀況。經評估吸音板單側之橫向長度約 7 m，列車通過時於陳情社區各樓層之音量應均可符合平均最大音量管制標準。
4. 半罩式隔音牆之型式經評估方案有三，分別為：(1) 隔音牆採獨立基礎；(2) 隔音牆錨定於橋梁墩柱；及 (3) 隔音牆錨定於橋面板。經評估以方案三為佳，此設計方案可避免影響橋下平面道路及橋下空間使用，惟須檢討增設隔音牆對既有橋梁結構之影響。

(二) 建議

1. 防制措施係以電腦軟體模擬評估減音效果，若未來有現地實務化之機會，建議施作前後皆進行噪音測量及訪談陳情民眾之意見，俾瞭解改善後之減音成效及可作為模式模擬等之參考。
2. 建議「方案三、隔音牆錨定於橋面板」之結構補強：(1) 移除原臺鐵既有預鑄護欄以減輕橋梁荷重；(2) 採用鉸接方式僅以垂直、水平力加載至橋面板（為能避免不同橋梁振動個體的拉扯，因而採「三鉸拱系統」）；及 (3) 採用輕量化之桁架系統以減少垂直荷載（考量隔音牆外觀一致性，建議採用單跨屋架式的輕桁架結構）。
3. 建議可採夜間施工（22 時至隔日 6 時），亦採分段漸進式施作，對於施工範圍之影響將可僅限於施工側之道路，降低對社區之交通影響衝擊，俾使影響屬短暫性與局部性。
4. 建議透過自然色彩系統 (Natural Colour System, NCS) 的科學性研究方法，整理分析工程沿線路廊的景觀區段，以實景照片挑選出主要視點具代表性之景觀同質單元照片，進行影像色彩萃取。挑選出最佳與環境融合色系，運用於整體隔音設施之色彩表現。

3.6 鐵路超高隔音牆噪音防制

設置隔音牆為目前國內外交通噪音防制最普遍之工程做法，一般隔音牆常用之材料可以分為隔音及吸音兩大類，惟目前對於隔音牆設置後之實際改善效果與模擬預測之間的資料分析較為缺乏。以交通部臺灣鐵路管理局臺北工務段之新竹縣湖口一般鐵路交通噪音改善為例，透過德國 CadnaA 聲場軟體模擬分析超大型隔音牆（6 m 高倒 L 型金屬吸音板）之減音量，並與現地改善前後實際測量之資料結果相互比較。最後並對於吸音型隔音牆之吸音功能模擬提出建議，在「不忽視」吸音材功能之下，可將改善前後之模擬減音成效更接近於實際測量值，期可做為噪音防制改善及模擬評估等之參考。

一 研究緣起與目的

於噪音防制措施中，隔音牆是預防交通噪音直接傳達至沿線敏感點之常用設施，尤其是對於低樓層住家或噪音源高度比隔音牆來得低之音源，更屬較有效之對策。因此，瞭解、評估及實測隔音牆之效能，藉此改善沿線居民所承受之環境聲音品質，便顯得格外重要。以臺灣新竹縣湖口鄉一般鐵路之「道岔段」噪音改善為例，依實地現況建立電腦軟體之三維聲場模型，模擬評估隔音牆設置後之減音成效，並與隔音牆實際設置後之減音效能做比較。將對國內噪音評估較為缺乏之模擬結果及實測結果做差異比較分析，期能作為模式模擬參數反饋修正及交通噪音防制改善上等之參考。

二 研究方法

(一) 交通噪音改善評估案例簡介

超過「陸上運輸系統噪音管制標準」第六條「一般鐵路交通噪音管制標準」之陳情戶及量測點為：新竹縣湖口鄉信勢村德興路 15 巷 32 號 2 樓，為湖口老人會館，總樓高 3 樓。陳情路段介於北湖（上行）及新豐（下行）二車站之間，量測代表點緊鄰且面向軌道「道岔段」，約位於西部

縱貫線德興路平交道 89 k + 243 以南約 187 m 處，里程：西正線（北上）89 k + 430。未進行噪音設施改善前之照片如圖 3.6-1 所示。

因緊鄰路權線且高於軌道踏面約 1.5 層樓高，雖現階段有約 1.8 m 高混凝土圍牆作為音屏障，惟 2 樓以上仍位於「聲音明亮區（直接音）」內；1 樓則屬「聲音過渡區（繞射音）」，故就空間幾何結構初判，陳情戶將明顯受到列車行駛噪音之影響。本案屬第三類噪音管制區，改善前於有列車開行時段，其測值均超過平均最大音量 ($L_{\max, \text{mean}, 1h}$) 之管制標準 85 dB(A)。

(二) 評估案例採取之防制措施

本交通噪音改善計畫案例經新竹縣環境保護局（以下簡稱環保局）核定，隔音牆部分係設置「6 m 高倒 L 型隔音牆（金屬吸音板）」，位於西線（北上近軌）既有混凝土牆內側，區間 89 k + 250 ~ 89 k + 500，長約 250 m。噪音設施改善後之照片如圖 3.6-2 所示。



資料來源：本案於現地拍攝。

圖 3.6-1 未進行隔音牆改善前之實地照片



資料來源：本案於現地拍攝。

圖 3.6-2 已進行隔音牆改善後之實地照片

(三) 電腦軟體及模式

1. 軟體及模式簡介

隔音牆的效能分析與評估，係使用德國 DataKustik 公司所發展之「CadnaA version 4.3.144」噪音預測評估軟體，並採用環保署公告之「鐵路交通噪音評估模式技術規範」所認可之德國 Schall 03 鐵路交通噪音計算規範。依據現地量測檢核結果，將陳情點周邊地形、地物納入 CadnaA 軟體之三維聲場模型建構，以對該路段所受之噪音影響做整體通盤之考量。為避免降低模式預測之精確度，故採取數值基本圖檔方式進行模擬，已將模型之環境條件、軌道交通狀況近似於改善路段。軟體三維聲場模型如圖 3.6-3 及圖 3.6-4 所示。



資料來源：本案依實地實物建置之模型。

圖 3.6-3 未進行隔音牆改善前 CadnaA 軟體聲場模型圖



資料來源：本案依實地實物建置之模型。

圖 3.6-4 已進行隔音牆改善後 CadnaA 軟體聲場模型圖

2. 校估及預測參數

校估係採用輸入車長、車速及其他鐵路交通參數的方式，模擬出陳情處之噪音量並依據「鐵路交通噪音評估模式技術規範」第五條校估聲場，其模擬值與實測值介於 ± 3 dB(A) 內。相關聲場模型之輸入參數詳如表 3.6-1 所示。

3. 校估車種及結果

為了驗證所建構聲場模型之可行性、準確性及對全日各車種之噪音影響程度做評估，以環保局陳情量測時，上行及下行各車種通過量測代表點 2 樓且超過 85 dB(A) 之單班最大音量 (保守評估) 作為校估與噪音防制優先對象。陳情量測代表點 2 樓之噪音模擬結果詳如表 3.6-2 所示。

其中模擬值扣除實際量測值後，各車種均可符合環保署相關噪音評估模式技術規範之誤差 ± 3 dB(A) 以內，顯示所建立之聲場模型應可運用於未來本案設置隔音牆防制措施之音量模擬推估。

表 3.6-1 聲場模型相關輸入參數表

一、音源		
(一) 輪軌音高度 (一般車種、柴電貨車)	軌道面上 0.6 m、3.5 m	Schall 03 模式預設及實測值
(二) 軌道種類：碎石道碴混凝土枕	+ 2.0 dB(A)	Schall 03 模式音量加權
(三) 橋梁：無行經橋梁或高架橋	+ 0.0 dB(A)	
(四) 交軌：行經道岔段	+ 5.0 dB(A)	
(五) 曲率半徑：2,000m	+ 0.0 dB(A)	
二、土建構造		
(一) 建築物		
1. 反射修正值	+ 2.0 dB(A)	模式內建值
2. 每層樓高度	3.0 m	基本假設
3. 噪音計高度	1.5 m	
三、改善成效預測		
(一) 設置 6 m 高倒 L 型隔音牆	吸音率 0.85	工程會規範

表 3.6-2 聲場模型模擬值與實測值校估表

音量單位：dB(A)

測點及音量		陳情量測代表點：湖口鄉信勢村德興路 15 巷 32 號 2 樓		
		L_{\max} 模擬值 (1)	L_{\max} 實測值 (2)	差值 (1) - (2)
區間車	上行近軌	94.3	91.7	2.6
	下行遠軌	95.8	96.4	-0.6
自強號	上行近軌	101.0	102.9	-1.9
	下行遠軌	101.9	102.6	-0.7
莒光號	上行近軌	93.6	91.3	2.3
	下行遠軌	94.0	92.2	1.8
貨車	上行近軌	92.6	93.6	-1.0
	下行遠軌	90.9	92.7	-1.8

註：上行近軌係指西正線，為靠近陳情戶之軌道 (往桃園)；下行遠軌係指東正線，為遠離陳情戶之軌道 (往新竹)。實測值來自於環保局陳情量測之數據。

(四) 防制措施成效追蹤

為確認本案所採取之噪音防制措施執行成效，以掌握沿線社區後續噪音改善情形，故噪音量測驗證或改善成效追蹤列為計畫的一部分，本案已於民國 105 年 7 月 29 日 (週五) 14:00 ~ 7 月 30 日 (週六) 14:00 執行之。隔音牆措施完成後，同環保局陳情量測代表點進行一次改善成效追蹤量測：湖口鄉信勢村德興路 15 巷 32 號 2 樓 (湖口老人會館)，俾具參考價值，以確認改善成果，並可作為後續改善或模式模擬比對之參考。

監測及測定報告係由取得環保署許可證之國立臺灣海洋大學噪音振動檢驗室 (環署環檢字第 168 號) 執行之。音量分析包括：(1) 整體小時均能音量 ($L_{eq,1h}$)；(2) 軌道系統小時均能音量 ($L_{eq,1h}$)；及 (3) 軌道系統平均最大音量 ($L_{max,mean,1h}$)。

(五) 噪音資料分析

將分為三部分進行比對分析，分別為：

1. 實測背景資料

環保局於民國 101 年 1 月 11 日 13 時 (週三) ~ 1 月 12 日 13 時 (週四) 之陳情量測數據，作為後續改善比較之背景資料 (隔音牆未施作前)。將逐時之平均最大音量 ($L_{max,mean,1h}$) 取「算術平均值」作為改善前之代表音量。

2. 模擬減音數據

本案透過 CadnaA 聲場模型模擬評估之隔音牆對於各車種之減音效果。將各車種之減音量取「算術平均值」作為改善後之代表減音成效。

3. 實測改善數據

民國 105 年 7 月 29 日 (週五) 14:00 ~ 7 月 30 日 (週六) 14:00 之成效追蹤量測資料 (隔音牆施作後)。將逐時之平均最大音量 ($L_{max,mean,1h}$) 取「算術平均值」作為改善後之代表音量。

三 研究成果

(一) 實測背景資料

陳情點恰位於道岔段，故列車通過時之撞擊噪音特別大。經環保局於陳情量測代表點 2 樓之實測資料，於有列車開行時段之逐時平均最大音量 ($L_{max,mean,1h}$) 介於 88.4 dB(A) ~ 93.7 dB(A)，即當列車通過時，逐時均超過第 3 類管制區之標準 85 dB(A)。

將逐時之平均最大音量 ($L_{max,mean,1h}$) 取「算術平均值」，其平均值約 90.4 dB(A)，以此作為改善前之代表音量。

(二) 模擬減音數據

經以 CadnaA 軟體模擬設置隔音牆前後之音量，改善前上下行各車種之 L_{max} 算術平均模擬值約 95.5 dB(A)；改善後之模擬值約 80.7 dB(A)，減音量約 13.6 dB(A) ~ 15.2 dB(A)，平均減音量約 14.8 dB(A)，詳如表 3.6-3 所示。以上行自強號單班最大音量 L_{max} 為代表，其模擬圖請參閱圖 3.6-5 ~ 圖 3.6-7。

表 3.6-3 改善前後之聲場模型模擬值比較表

音量單位：dB(A)

測點及音量		陳情量測代表點：湖口鄉信勢村德興路 15 巷 32 號 2 樓		
		改善前 L_{\max} 模擬值 (1)	改善後 L_{\max} 實測值 (2)	差值 (1) - (2)
區間車	上行近軌	94.3	79.3	15.0
	下行遠軌	95.8	80.7	15.1
自強號	上行近軌	101.0	86.4	14.6
	下行遠軌	101.9	87.2	14.7
莒光號	上行近軌	93.6	78.6	15.0
	下行遠軌	94.0	78.9	15.1
貨車	上行近軌	92.6	77.4	15.2
	下行遠軌	90.9	77.3	13.6
算術平均值		95.5	80.7	14.8

註：1. 灰階表超過第 3 類管制區標準 85 dB(A)。

2. L_{\max} 為單班最大音量（保守評估）。

圖 3.6-5 未進行隔音牆改善前 2 樓處等音線模擬圖

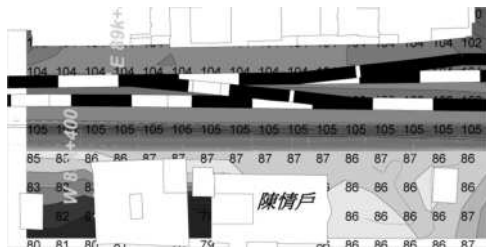


圖 3.6-6 已進行隔音牆改善後 2 樓處等音線模擬圖

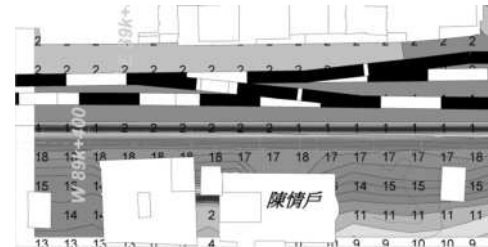


圖 3.6-7 已進行隔音牆改善後 2 樓處等減音量線模擬圖

註：圖 3.6-5 ~ 圖 3.6-7 以上行自強號單班最大音量 L_{\max} 為代表。

(三) 實測改善數據

於隔音牆施作完成後之成效追蹤量測，陳情量測代表點 2 樓於有列車開行時段之逐時平均最大音量 ($L_{\max, \text{mean}, 1\text{h}}$) 介於 63.1 dB(A) ~ 74.5 dB(A)，即當列車通過時，逐時均符合第 3 類管制區之標準 85 dB(A)。

將逐時之平均最大音量 ($L_{\max, \text{mean}, 1\text{h}}$) 取「算術平均值」，其平均值約 71.6 dB(A)，以此作為改善後之代表音量。

(四) 模擬及實測之減音量比較分析

隔音牆施作前後於代表陳情 2 樓處之實測平均減音量約 18.8 dB(A)；以 CadnaA 軟體模擬之

平均減音量約 14.8 dB(A)，二者之差異約 4.0 dB(A)，詳如表 3.6-4 所示。因軌道系統之音量受實際上下行的開行車種、車齡、車速、車長、列次等影響較大，而 CadnaA 軟體之模擬值係以改善前後相同的營運基準進行減音評估，無法實際考量改善前後不同的營運狀況，故可能與實測值之間有些落差，惟仍有相當不錯的減音成效。

表 3.6-4 聲場模型模擬值及實測值之減音量比較分析表 音量單位：dB(A)

項目	陳情量測代表點：湖口鄉信勢村德興路 15 巷 32 號 2 樓		
	改善前 (1)	改善後 (2)	減音量值 (1) - (2)
1. 實測平均最大音量	90.4	71.6	18.8
2. 模擬 L_{max} 平均值	95.5	80.7	14.8

註：1. 實測為逐時之平均最大音量取「算術平均值」。
2. 模擬 L_{max} 為單班最大音量(保守評估)。

(五) CadnaA 軟體之隔音牆吸音效能的探討

於大多數的計算標準中，對於隔音牆(聲屏障)的基礎為把其視為一最小質量體。言下之意，隔音牆可視為不具穿透損失功能，故隔音牆僅考量繞射減音。

本案之倒 L 型 6 m 高隔音牆屬金屬吸音板，吸音係數依據工程會規範至少須達 0.85，故軟體忽略了此部分的減音成效。進一步分析當 6 m 高牆體之吸音係數為 0.85 時，其吸音材對於近軌及遠軌音源之減音成效，詳如圖 3.6-8 及圖 3.6-9 所示。

當車體和隔音牆之距離較狹窄時(即近軌)，車體和隔音牆之間的聲音反射次數可能較多，入射吸音材的次數也會變多，能量耗損較多，故增加吸音效果，因此，對於近軌側音源就會加大減音量(圖 3.6-8)；反之，在隔音牆和車體之距離較寬廣(即遠軌)的條件下，減音量較小(如圖 3.6-9)。本案之 2 樓受音點與二軌中心線之距離約 16.5 m，由圖知，吸音材平均減音效果約有 1.0 dB(A)。

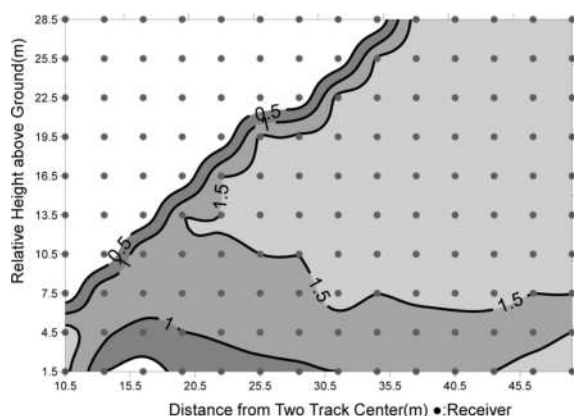


圖 3.6-8 近軌音源於 6 m 高隔音牆下之吸音材減音量模擬圖

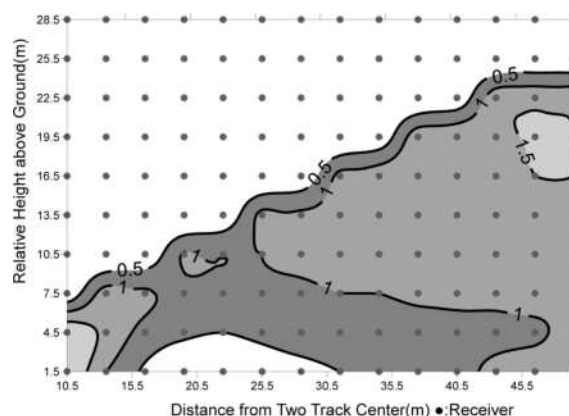


圖 3.6-9 遠軌音源於 6 m 高隔音牆下之吸音材減音量模擬圖

(六) 考量吸音功能後與實測值之差異分析

綜整前述之第四及第五部分之探討分析，隔音牆綜合考量繞射及吸音之功能後，估計對於 2 樓處之減音量約 15.8 dB(A)；改善前後之實測平均減音量約 18.8 dB(A)。故模擬與實測之差異約

3.0 dB(A) 左右，即計算標準若考量吸音，則其模擬效果應可更貼近於實際情況，可為吸音型隔音牆於改善功能模擬上之參考。

四 結論與建議

(一) 結論

1. 超高隔音牆之改善效果

本案屬於鐵路「道岔段」，在其餘改善措施成效有限的狀況之下，設置 6 m 高倒 L 型隔音牆後，2 樓處已屬無直接音影響及繞射音程度較小之「音影區」，設置隔音牆後已達到一定程度之保護效果，減音量程度已屬一般人耳可明顯分辨與感受之音量範圍。

2. 模擬及實測之減音量比較分析

本案將改善前後之實測噪音數據，其逐時之平均最大音量 ($L_{\max, \text{mean}, 1h}$) 取「算術平均值」，以此作為改善前後之代表音量。於代表陳情 2 樓處之實測平均減音量約 18.8 dB(A)；以 CadnaA 軟體模擬之平均減音量約 14.8 dB(A)，二者之差異約 4.0 dB(A)。

3. CadnaA 軟體模擬改善前後成效之基礎

因軌道系統之音量受實際上下行開行車種、車齡、車速、車長、列次等影響較大，CadnaA 軟體之模擬值係以改善前後相同的營運基準進行減音評估，無法實際考量改善前後不同的營運狀況，故可能與實測值之間有些落差。

4. CadnaA 軟體忽視隔音牆之吸音效果

因大多數的計算標準中，將隔音牆視為不具穿透損失功能，故隔音牆僅考量繞射減音。進一步考量吸音材之減音效果，因牆體離軌道較遠，故估計吸音材平均減音量約 1.0 dB(A)。在「不忽視」吸音材功能之下，可將改善前後之模擬減音成效更接近於實際測量值。

(二) 建議

1. 建立隔音牆改善前後之音量測值及分析結果資料庫

隔音牆施作前後建議加強量測工作，建立量測數據資料庫，除了瞭解改善效益，以確認改善成果，並可作為後續改善或模式模擬比對之參考與改進。

2. CadnaA 軟體模擬考量隔音牆之吸音效果

建議模擬時加以考量吸音材之減音量，如此可更貼近於現地之情況，將模擬更近似於實際。

3.7 高速鐵路隧道出口微氣壓波

針對高速鐵路隧道出口進行低頻噪音的量測，期望藉由現地量測數據的分析，瞭解高鐵列車通過隧道口時的低頻噪音音量及其頻譜特性，提供國內相關單位於列車行經隧道時噪音防制及影響評估方面之參考。內容包含高速鐵路隧道出口實測及低頻噪音理論模型探討。實測結果顯示，隧道口存在大小約為 0.1 Pa 的低頻噪音，頻率在 5 Hz 以下。這可能就是高速列車進入隧道在隧

道出口產生的微氣壓波。實測結果和理論推導和數值類比相比較，兩者幅度差異大。根據所測試隧道的簡化模型進行數值模擬得到的微壓波幅度在百 Pa 量級，而目前實測的僅有 0.1 Pa 量級，相差近 60 ~ 80 dB。其可能原因包括：(1) 數值模擬預測的微氣壓波是在隧道口的，而實測是在距離隧道口約 22 m 處；(2) 隧道設計上已將可降低噪音之方法納入考量；及 (3) 模型推導並無法完全符合實際狀況如考量隧道洞口形狀和列車頭型等。

一 前言

近一個世紀以來，隨著經濟和技術的發展，世界上軌道運輸的發展也異常迅猛。由於軌道在國民經濟和交通運輸方面的重要作用，很多國家已經有或準備開始了高速鐵路計畫，如：臺灣高速鐵路、德國城際快車、日本新幹線、法國的巴黎 - 里昂間高速火車、中國的京滬高速鐵路等。高速鐵路上列車的速率越來越快，目前已超過 300 km/h，但隨著速率的加快，一些在列車出現的低頻噪音、空氣動力噪音與振動問題也逐漸暴露出來，如：兩輛列車相向行駛時所產生的衝擊力，造成列車變形，車內大氣壓力會改變，隧道出口的衝擊波，乘客的聽覺不適等。而以往對高速列車的研究主要著重在提高列車的發動機功率以改善列車的驅動與加速系統，很少去研究列車行駛時所引起周圍的低頻噪音與空氣流場問題。隨著列車速率的增大，列車周圍的空氣流場紊亂得更厲害，空氣流的能量轉化成空氣阻力、噪音和振動，而這又導致了大量的能量損失和列車的性降低。當高速列車通過隧道時，列車與隧道內的空氣之間發生強烈的相互作用，誘發一系列空氣動力學效應，較突出的就是洞內列車行車阻力增大、在隧道內部形成很大的瞬變壓力，這種壓力變化以壓縮波的形式接近音速在隧道內傳播，當壓縮波傳播到隧道出口時，大部分能量以膨脹波的形式向隧道內反射回去，造成隧道內壓力波動，影響乘車舒適度；同時也向外輻射出一「低頻脈衝波」，這種脈衝波產生的爆炸聲可達 140 ~ 150 dB 甚至更高的噪音量，對周邊環境造成嚴重危害，我們稱這種低頻脈衝波為「微氣壓波或超低頻噪音」。

列車在隧道中行駛引發的空氣動力學問題最初由德國的 Tollmien 在 1927 年進行了研究，他假設流體是靜態不可壓縮的，導出了列車行駛時受到的阻力的解析計算式。在 20 世紀 60、70 年代，日本科學家在這一領域出了重要的貢獻。接著，許多研究者透過模型實驗、現場測量、數值模擬和理論探討對這一問題做了更深入的研究。我國對這方面的研究起步較晚，而中國大陸以西南交通大學土木學院的研究為代表，他們建立了相應的實驗系統，對高速列車進入隧道引發的微氣壓波進行了各種研究，包括理論探討、數值類比、模型實驗等，其結論基本與國外的研究結論一致，在此不一一贅述。根據趙氏採用的理論方法具有一定的新穎性。由微氣壓波的產生原理可知微氣壓波是由部分隧道內的壓縮波轉化而來的脈衝波，其產生過程經歷了三個階段：(1) 高速列車進入隧道內產生壓縮波；(2) 壓縮波在隧道內傳播；(3) 部分壓縮波轉變為微氣壓波向隧道出口外傳播。

對於第一階段和第二階段，Howe 把模型隧道視為一個半無限長圓柱體，把模型列車的運動視為一單極子音源，運用聲學格林函數計算列車與隧道的相互作用，並提出壓縮波最大值及其最大梯度（壓縮波的時間變化率）與列車速率、阻塞比（cross section area ratio of train to tunnel）、隧道半徑及空氣密度的關係的經驗公式。實驗驗證表明，當馬赫數 $M < 0.3$ 時，經驗公式的誤差在 5% 以內。作者同時指出，當 $M < 0.2$ 時，列車進入隧道時，隧道入口附近的氣流可以看作是不可壓縮的。

1. 隧道內壓縮波最大音壓值 (噪音值 p)

$$p = \frac{\rho_0 U^2 \beta}{1 - M^2} \quad (3-32)$$

其中， p 為隧道內壓縮波的音壓 (噪音值)， ρ_0 為空氣密度， U 為列車進入隧道時的速率， β 為阻塞比 (cross section area ratio of train to tunnel，即列車橫斷面積和隧道橫斷面積之比)， M 是馬赫數 (Mach number，是表示速率的量詞，一馬赫即一倍音速；馬赫數小於 1 者為次音速，馬赫數大於 5 左右為超音速；馬赫數是飛行的速率和當時飛行的音速之比值，大於 1 表示比音速快，同理，小於 1 是比音速慢， $M = \frac{U}{c}$)。

2. 隧道內壓縮波 p 對時間的最大梯度值 (壓縮波的時間變化率 (習慣上稱為梯度)) 由式 (3-33) 確定：

$$\left(\frac{\partial p}{\partial t}\right)_{\max} = \frac{\rho_0 U^3 \beta}{R} \cdot \frac{0.64 + 1.3M^6}{1 - M^2}, \quad 0 < M < 0.6 \quad (3-33)$$

其中， R 為隧道的半徑。

3. 對於第三階段，Yamamoto 在遠場和低頻近似條件下，得到微氣壓波的壓力值 P 與到達隧道出口端的壓縮波 p 的近似關係式 (3-34)：

$$P(r, t) = \frac{2A}{\Omega cr} \left(\frac{\partial p}{\partial t}\right)_{Ex} \quad (3-34)$$

其中， A 是隧道橫斷面積； Ω 是代表隧道出口處環境狀況的三維立體角弧度數，微氣壓波在其範圍內傳播； r 是測點與隧道出口處線路中心點的距離； c 為音速； $\left(\frac{\partial p}{\partial t}\right)_{Ex}$ 為隧道出口處的壓縮波對時間的梯度。

高速列車突入隧道引起的壓縮波和微氣壓波 (脈衝波) 的演化過程和兩種波的大致形狀如圖 3.7-1 所示：由圖上可以看出：微氣壓波是一種脈衝波，在短時間裡音壓 (噪音值) 迅速達到峰值，然後又迅速減小。微氣壓波的頻譜主要集中在低頻部分，一般在 100 Hz 以下。當列車速率在 167 km/h 以下時，20 Hz 以上的頻率分量 (超低頻) 甚至和背景噪音相當。

針對高速鐵路隧道出口進行低頻噪音的量測，期望藉由現地量測數據的分析，瞭解高鐵列車通過隧道口時的低頻噪音音量及其頻譜特性，其主要目的包括：

1. 建立我國高速鐵路隧道出口噪音理論模型；
2. 進行高速鐵路隧道出口低頻噪音實測，並與數值模擬結果進行比較；及
3. 提出高速鐵路隧道出口噪音減輕對策與控制技術。

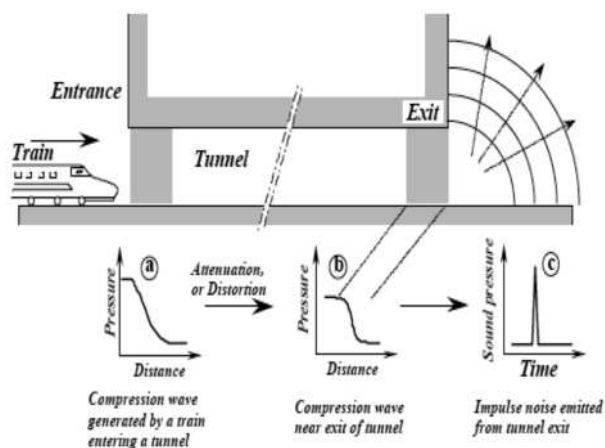


圖 3.7-1 壓縮波和微氣壓波的波形圖

二 研究方法

於麻園坑隧道北口進行高速鐵路低頻噪音現場實測，並將實測結果與理論模型與數值模擬方法進行探討。茲將測量設備、測量方法及預測公式簡述如下。

(一) 量測設備

噪音量測所需使用之設備如下：

1. 超低頻噪音計 (NA-18A)。
2. 2 ~ 4 ch 小型資料記錄器 (DA-20)。
3. DA-20PA1 波形處理軟體。

超低頻噪音計 (RION NA-18A) 符合 ISO 7196:1995 和 JIS C 1514:2002 Class 1 (相當於 IEC 61260:1995 Class 1) 標準；低頻率測量範圍 1 ~ 500 Hz，量測時間手動最大可達 8 小時。與 UC-24 陶質傳聲器 (內含 0.4 ~ 800 Hz 的前置放大器) 配合使用，量程可達 143 dB。可直接輸出波形，具有波形記錄和 AC 輸出端子，輸出電壓滿刻度為 1 Vrms。超低頻噪音計 (NA-18A) 的波形輸出通過 BNC-RCA 轉換線 CC-24 傳到資料記錄器 (RION DA-20) 上，採用 WAV 檔格式記錄到記憶卡上。然後採用波形處理軟體 (整理與分割 RION DA40 Viewer 和頻譜分析 RION DA-20PA1) 或者其他聲學分析軟體進行分析。在測試時，噪音計 NA-18A 的設定為：連接記錄儀 DA-20 的 ch1，頻率加權設定為 FLAT 特性 (不加權) 的 DR 特性 (1 Hz ~ 500 Hz)，音聲測量範圍為 70 dB ~ 130 dB，其中 AC 輸出滿刻度 1 Vrms 對應的音壓級為 130 dB。記錄儀 DA-20 的輸入設定為連接噪音計 NA-18A，頻率範圍為 100 Hz 或者 500 Hz (兩台 DA-20 設定不同)，採樣率是 100 Hz 或者 500 Hz 的 2.56 倍，即 256 Hz 或者 1,280 Hz。DA-20 中的感測器 (sensor) 靈敏度 (sensitivity) 設定為 6.32 E + 1 EU/V，則輸入電壓 1 Vrms 對應 130 dB 音壓級。而 130 dB = 6.32 E+1 Pa，故記錄儀的輸出單位 EU 就是 Pa。

(二) 量測步驟

1. 現場測前校正記錄。
2. 測量周圍背景噪音。
3. 測量 / 錄音，重複測試三次。
4. 現場測後校正記錄。
5. 對同一列列車通過測量時，盡量在各測點同時測量。
6. 測試的內容為記錄隨時間變化的波形，不要任何加權。
7. 測試時，測點距地面高度均為 1.2 m，周圍背景噪音要低、不能講話，要帶防風球。
8. 列車狀況如下，包括車號、車型、車頭的形狀、車身的截面積、車的長度車速等。

測量時噪音計設置於距麻園坑隧道北口 22 公尺之位置。

(三) 公式推導

採用在 Sugimoto 和 Ogawa 在 1997 年提出的「無擾動邊界理論」對高速列車在隧道內產生的壓縮波聲場進行計算。假設隧道是半無限長的圓柱體，一長為 L 的軸對稱的列車以速率 U 行

駛並在 $t = 0$ 時通過隧道入口。以隧道入口平面的中心為座標原點，隧道軸線為 z 軸建立柱座標系，如圖 3.7-2 所示。

線性聲波方程為：

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - \nabla^2 p = \frac{\partial q}{\partial t} \quad (3-35)$$

其中：

p 為音壓，

c 為空氣中的音速，

∇^2 為拉普拉斯算符。

在柱座標系中表示為：

$$\nabla^2 = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$$

音源 q 的運算式為：

$$q = \frac{m}{\pi r} \delta(r) [\delta(z - Ut) - \delta(z - Ut + L)] \quad (3-36)$$

其中：

m 為單極子的質量流率，

$m = \rho S U$ ，

S 為列車車身的橫截面積，

ρ 是空氣密度，

$\delta(x)$ 為單位衝激函數 (impulse function)，

$\delta(r)/\pi r$ 是柱座標下徑向 δ 函數的等價形式，

$\delta(z - Ut)$ 表示 t 時刻列車頭行駛到位置 $z = Ut$ 處，是列車頭作為音源的位置函數，

L 是列車的長度。

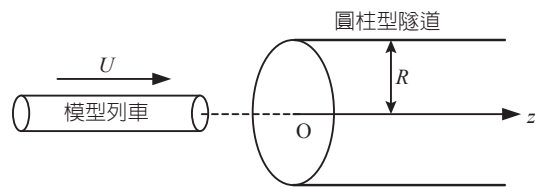


圖 3.7-2 軸對稱列車模型通過半無限長的圓柱體隧道

三 結果與討論

(一) 麻園坑隧道口微壓波測試結果及其分析

麻園坑隧道長約 3,060 m，列車車速約為 280 km/h，即 77.8 m/s。列車從隧道入口進入隧道時產生壓縮波，壓縮波經隧道傳播到隧道出口，在隧道出口產生微壓波。壓縮波傳播的時間約為 $3,060 / 344 = 8.9$ s，而列車從進入隧道行駛到隧道出口所需時間約為 $3,060 / 77 = 39.7$ s。因此，微壓波出現的時刻是列車出隧道口前大約 30 s 的時刻。圖 3.7-3 是隧道出口處 12:51 附近 8 分鐘左右的波形

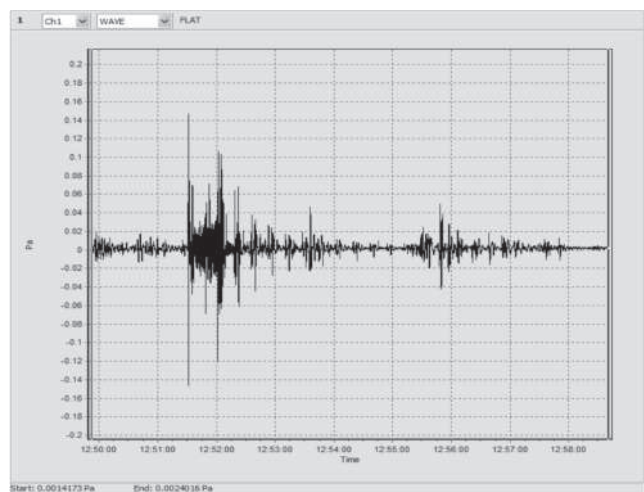


圖 3.7-3 隧道出口處 12:51 附近 8 分鐘左右的波形

附近 8 分鐘左右的波形。根據前文的分析第一個峰值 (圖中的最大值處, 幅度約為 0.14 Pa) 可能是微壓波; 約 30 秒後, 列車到達隧道出口, 出現第二個最大值, 幅度約為 0.1 Pa。圖 3.7-4 表示出了隧道出口處在 12:51 附近最大值 4 s 左右的微氣壓波波形和功率譜密度, 以展示微壓波的細節。對於具有連續頻譜和有限平均功率的信號或噪音, 表示其頻譜分量的單位帶寬功率的頻率函數; 在物理學中, 信號通常是波的形式, 例如電磁波、隨機振動或者聲波。當波的頻譜密度乘以一個適當的係數後將得到每單位頻率波攜帶的功率, 這被稱為信號的功率譜密度 (power spectral density, PSD)。利用 MATLAB 中的 PSD 函數計算得到 (256 Hz 採樣時採用 1,024 點 FFT, 1,280 Hz 採樣時, 採用 4096 點 FFT), dB 的參考值是 $20 \mu\text{Pa}$ 。圖 3.7-5 及圖 3.7-6 分別為 隧道出口處在 14:31 及 14:51 附近 4 s 左右的波形和功率譜密度。測量結果顯示, 隧道微氣壓波之大小約為 0.1 Pa, 頻率在 5 Hz 以下, 音壓約介於 80 ~ 90 dB 間。

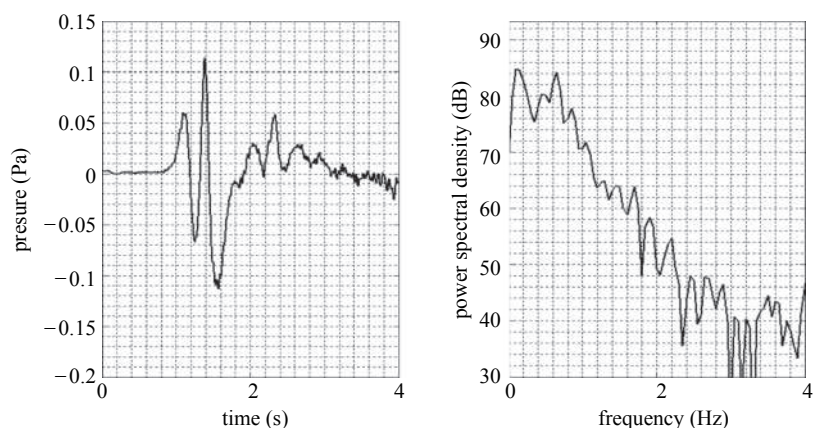


圖 3.7-4 隧道出口處 12:51 附近 4 s 左右的微氣壓波波形和功率譜密度

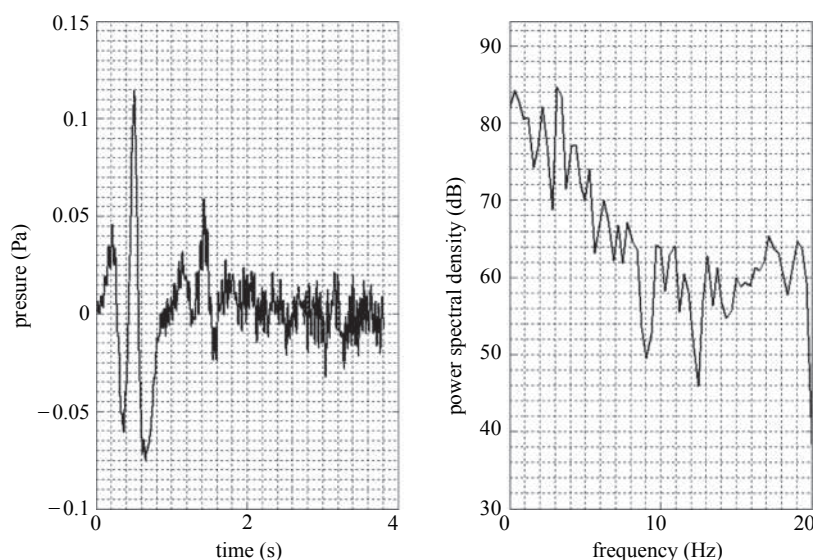


圖 3.7-5 隧道出口處 14:31 附近 4 s 左右的微氣壓波波形和功率譜密度

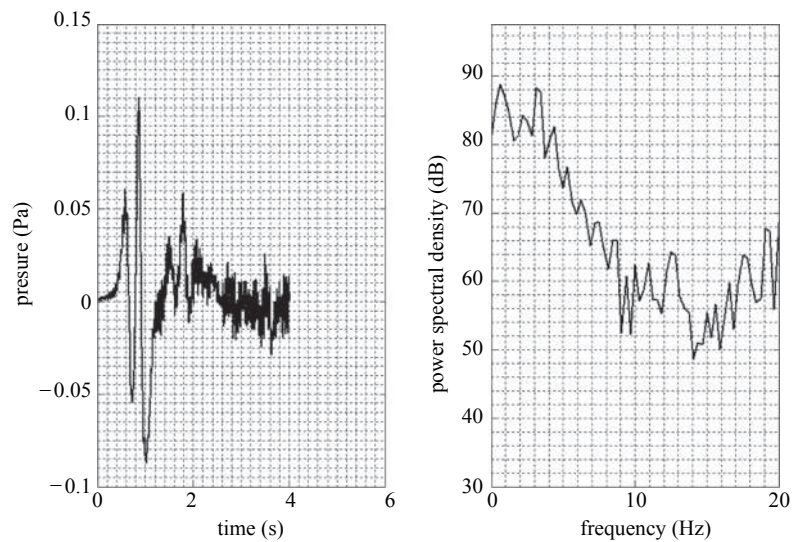


圖 3.7-6 隧道出口處 14:51 附近 4 s 左右的微氣壓波波形和功率譜密度

(二) 數值模擬結果

隧道出口附近觀測點的微壓波波形可通過以下步驟求出：

1. 確定隧道入口處產生的初始壓縮波，模擬用兩種方法計算壓縮波 $P^{(t)}$ 。方法 1 是利用式 (3-37)：

$$p(z, t) = AE(r, z - Ut) \quad (3-37)$$

帶回到方程 (3-36)，長為 L 的軸對稱的列車以速率 U 行駛並在 $t = 0$ 時通過隧道入口在隧道內 z 處 t 時刻產生的壓縮波為

$$p(z, t) = A[E(r, z - Ut) - E(r, z - Ut + L)] \quad (3-38)$$

式中：

- A 是隧道橫斷面積，
- r 為隧道半徑，
- z 為隧道內 z 處，
- L 為列車長度，
- t 為時間，
- U 為列車速度。

方法 2 採用式 (3-39)：

$$p(t) = p \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{\pi} \tan^{-1} \frac{Ut}{kD} \right) \quad (3-39)$$

式中：

- D 為隧道的直徑，
- U 為列車的速率，
- k 為一實驗係數，通常在 0.3 ~ 0.33 之間，
- t 為時間，選值在 -0.5 s 到 0.5 s。

2. 計算初始壓縮波傳播到隧道出口處的波形 $p_0(t)$ ；這裡假設傳播沒有損失，直接用步驟 (1) 計算得到的壓縮波 $p(t)$ 。
3. 利用式 (3-40) 計算隧道出口處微壓波 $P(t)$ ，和實驗測得的資料進行對比。

$$P(t) = 2[p(t) - p(t - r/c)] \quad (3-40)$$

式中：

- r 為隧道半徑，
- $p(t)$ 為壓縮波。

根據實驗，計算中隧道截面積 $S = 90 \text{ m}^2$ ，半徑 $r = 5.4 \text{ m}$ ，列車截面積 $S_l = 12.4 \text{ m}^2$ ，半徑 $R_l = 2.0 \text{ m}$ ，車速 $U = 280 \text{ km/h}$ (約 77.8 m/s)，音速 $c_0 = 344 \text{ m/s}$ 。空氣的比熱 $\gamma = 1.4$ ，標準大氣壓 $P_0 = 0.1013 \text{ MPa}$ ，公式 (3-39) 中的實驗係數 $k = 0.3$ ，時間 t 在 -0.5 s 到 0.5 s 。圖 3.7-7 是利用式 (3-37) 算出的在 $r = 0.5 R$ 處的聲場分佈及其微分。圖 3.7-8 是利用式 (3-39) 算出的壓縮波和微壓波。模擬結果顯示，微氣壓波幅度約介於 $100 \text{ Pa} \sim 1,000 \text{ Pa}$ 之間。

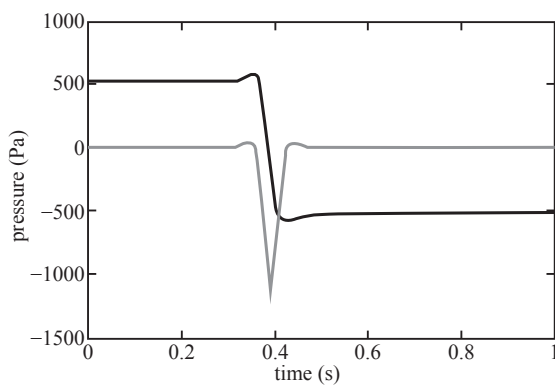


圖 3.7-7 利用式 (3-37) 算出的壓縮波 (黑線) 和微壓波 (灰線)

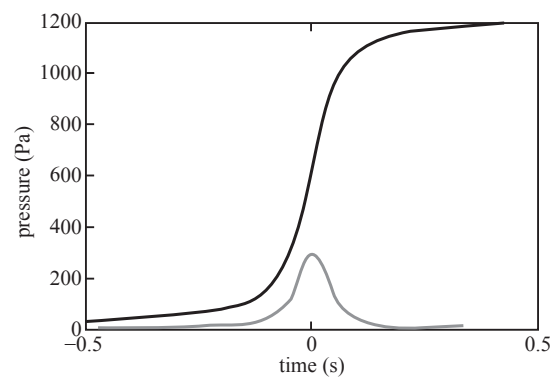


圖 3.7-8 利用式 (3-39) 算出的壓縮波 (黑線) 和微壓波 (灰線)

(三) 實測與模擬結果差異性分析

研究者們根據數值類比，從壓縮波的產生和其在隧道中的傳播入手，提出了很多減小微壓波的措施。直接在隧道壁上開孔；在隧道入口前端加入一節緩衝隧道，且在緩衝隧道壁開處多個視窗；在隧道中間開一個較大的孔，隧道截面也抬高了一定的高度，同樣能夠有效減小微壓波；在隧道中修建一些旁支；拋物面型的列車車頭比橢圓形、圓錐面型列車車頭更能降低壓縮波梯度，從而減小壓縮波；喇叭形隧道入口設計和橫通道的加入，都可以達到減小微壓波的目的。

以麻園坑隧道測得之資料分析可以看出，在隧道口存在大小約為 0.1 Pa 的低頻噪音，頻率在 5 Hz 以下。這可能就是高速列車進入隧道在隧道出口產生的微壓波。實測結果和理論推導和數值類比相比較，兩者幅度差異大。根據所測試隧道的簡化模型進行數值模擬得到的微壓波幅度在百 Pa 量級，而目前實測的僅有 0.1 Pa 量級，相差近 $60 \text{ dB} \sim 80 \text{ dB}$ ，其可能原因如下：

1. 由於數值模擬預測的微壓波是在隧道口的，而實測是在距離隧道口 20 m 處，由於距離衰減導致的衰減量可能有 $20 \sim 40 \text{ dB}$ 。
2. 麻園坑隧道口為減少高鐵列車高速行駛時隧道內空氣動力效應，軌道面以上淨斷面積為 90 平

方公尺；列車截面積為 12.4，阻塞比僅為 0.14，不易產生較大的微壓波；另外。為防止列車出隧道時引起突爆之噪音，隧道洞口採 45°角之斜洞口設計，隧道長度大於 3 公里之隧道，另加設假隧道解壓段，其頂部開設 2 處開孔，將微氣壓波逐漸釋放，並增加橫坑或豎井作為緊急逃生道，這同樣能夠有效減小微壓波；另外，最佳化的拋物面型的列車車頭比橢圓形、圓錐面型列車車頭更能降低壓縮波梯度，從而減小壓縮波。而這些措施都沒有在簡化模型中表現。

(四) 高速鐵路隧道出口噪音減輕與控制對策

微氣壓波的產生主要取決於兩個方面：(1) 壓縮波的產生；(2) 壓縮波在隧道裡的傳播。針對這兩個方面，科學家提出了減小微氣壓波的許多措施。從壓縮波產生過程的角度，增加壓縮波的上升時間（達到噪音值的時間），如對列車車頭形狀和長度進行最佳化設計，對隧道口進行最佳化設計，在隧道入口處增加一段橫截面積大於隧道橫截面積的假隧道等。從壓縮波傳播過程的角度，改變壓縮波波陣面的形狀，如在隧道中放置一些物體或裝置，將最初的壓縮波分成幾個較弱的波，或在隧道裡修建一些旁支隧道，或增大部分隧道的橫截面積，改變其音阻抗，或在隧道出口處加一擴張室。此外，碎石道床與板式道床相比，產生的微氣壓波更小，隧道的壁面對壓縮波的傳播也有重要影響。在所有措施中，研究最多的是對隧道口的改進，特別是對假隧道和擴張式隧道口的研究，帶通風孔的假隧道可以增加壓縮波的上升時間，從而減小壓縮波的時間變化率（習慣上稱為梯度），減小微氣壓波。總體而言，微氣壓波之控制可從列車、隧道入口、隧道內及隧道出口等四部分進行：

1. 列車

- (1) 改變列車車頭形狀（拋物面狀）。
- (2) 增加列車車頭長度。
- (3) 控制列車的速度。

2. 隧道入口

- (1) 增加橫截面積大於隧道橫截面積的假隧道。
- (2) 採用漸變擴張式入口。

3. 隧道內

- (1) 修建旁支隧道。
- (2) 放置一些物體或裝置。
- (3) 增大部分隧道橫截面積，改變聲阻抗。
- (4) 碎石道床。
- (5) 設置通風孔（井、窗）。
- (6) 隧道阻塞比、壁面形狀。

4. 隧道出口

- (1) 加擴張室。
- (2) 安裝消音器（被動控制）。

- (3) 反向負脈衝作用於微氣壓波 (主動控制)。

四 結論與建議

(一) 結論

由資料分析可以看出，在隧道口存在大小約為 0.1 Pa 的低頻噪音，頻率在 5 Hz 以下。這可能就是高速列車進入隧道在隧道出口產生的微壓波。根據所測試隧道的簡化模型進行數值模擬得到的微壓波幅度在百 Pa 量級，而目前實測的僅有 0.1 Pa。實測隧道口微氣壓波並不明顯，推估可能原因如下：

1. 由於數值模擬預測的微壓波是在隧道口的，而實測是在距離隧道口 22 m 處，由於距離衰減導致的衰減量可能有 20 ~ 40 dB。
2. 隧道口為減少高鐵列車高速行駛時隧道內空氣動力效應，軌道面以上淨斷面積為 90 平方公尺；列車截面積為 12.4，阻塞比僅為 0.14，不易產生較大的微壓波；另外。為防止列車出隧道時引起突爆之噪音，隧道洞口採 45° 角之斜洞口設計，隧道長度大於 3 公里之隧道，另加設假隧道解壓段，其頂部開設 2 處開孔，將微氣壓波逐漸釋放，並增加橫坑或豎井作為緊急逃生道，這同樣能夠有效減小微壓波；另外，最佳化的拋物面型的列車車頭比橢圓形、圓錐面型列車車頭更能降低壓縮波梯度，從而減小壓縮波。
3. 在模型的推導中做了若干近似，如隧道無限長，列車很細，得到的結果能夠用於研究列車行駛進入無限長隧道在隧道內產生的聲場的基本規律，但較難和實際測量資料進行比較。這是因為影響隧道內初始壓縮波的許多因素，如隧道洞口形狀和列車頭型等在上述模型中都沒有任何表現。因此，和實際測量結果有一定差別，但基本趨勢相同。

(二) 建議

1. 測點最接近隧道出口處為圍籬旁，此處垂直隧道出口截面距離隧道壁面或近軌處約有 22 m 長，由於數值模擬預測的微壓波是在隧道口，若未來可於隧道口處量測，可以免除由於距離因素而導致的衰減量，進一步提升模式與實測值之間的可比性。
2. 我國高鐵隧道口微壓波不明顯，壓縮波小 (在隧道口存在大小約為 0.1 Pa 的低頻噪音，頻率在 5 Hz 以下)，其原因主要為設計之初已將大部分可降低微氣壓波之方法納入考慮。若需進一步降低微氣壓波之產生，建議隧道洞口採 45° 角之斜洞口設計、加設假隧道解壓段 (頂部開孔)、增加橫坑或豎井、採購拋物面型的列車車頭比橢圓形、圓錐面型列車車頭更能降低壓縮波梯度，從而減小壓縮波。
3. 未來如發生有微壓波陳情，將建議採有源控制 ANC (Active Noise Control 或稱主動控制)。

3.8 陸上運輸系統噪音陳情案件辦理程序及應注意事項

辦理程序	應注意事項	檢視項目
(一) 現勘選點階段		
一、通知會同現勘	「陸上運輸系統噪音管制標準」第三條： 三、由直轄市、縣(市)主管機關會同交通營運或管理機關(市)會同測量，並確認測量地點位於交通系統營運管理範圍外。	<input type="checkbox"/> 是否有事前通知現勘？(直轄市、縣(市)主管機關行文交通營運或管理機關(市)，三天前通知) <input type="checkbox"/> 通知現勘時間。 <input type="checkbox"/> 通知現勘地點。 <input type="checkbox"/> 參與現勘的人員是否有被授權，還是僅瞭解測點位置？ <input type="checkbox"/> 參與現勘人員出示證件。
二、噪音監測地點選定	「陸上運輸系統噪音管制標準」第三條： 三、由主管機關通知交通營運或管理機關(構)於下列地點測量： 1. 於陳情人所指定其居住生活範圍之室外地點測定者，應距離周圍建築物牆面線及其他主要反射面一至二公尺。 2. 陳情人未指定地點者，由主管機關指定陸上運輸系統營運或管理範圍外與陳情人居住生活建築物最近處之室外地點測定之，並應距離周圍建築物牆面線及其他主要反射面一至二公尺。 3. 執行補助計畫後之測量地點應於補助計畫載明之測量地點測定之。 4. 另外一般道路，依據環境音量標準第3條規定，選定陳情人所指定其居住生活之地點(室內或室外地點)或道路邊地區測量。 5. 測量地點環境及氣象條件應符合管制標準規定，測量地點應距離周圍建築牆面線1至2公尺，測量時間內測量地點須無雨、路乾且風速每秒5公尺下。 6. 測量地點選擇應以陳情人居住生活受交通噪音影響具代表性地點測量。	<input type="checkbox"/> 測量地點選定符合管制標準規定。 <input type="checkbox"/> 測量地點環境條件符合規定。 <input type="checkbox"/> 測量過程氣象條件符合規定。 <input type="checkbox"/> 測量地點具代表性。 <input type="checkbox"/> 我國目前無「陸上運輸系統噪音管制標準」室內噪音管制標準，但「環境音量標準」則可選定室內。 <input type="checkbox"/> 選室外地點(不可選室內、有屋簷的陽台、非居住生活範圍)。 <input type="checkbox"/> 距離周圍建築物牆面線1至2公尺(如果屬高樓層，伸出窗外，不可放在頂樓)，否則不簽名。氣象設備可放在頂樓。 <input type="checkbox"/> 噪音計置於離地面或樓板1.2 m。 <input type="checkbox"/> 有無複合性音源。 <input type="checkbox"/> 請稽查人員留下聯絡方式。 <input type="checkbox"/> 自行現場也記錄，多拍照。
(二) 量測階段		
三、噪音管制區	「噪音管制區劃定作業準則」第七條 相鄰二噪音管制區之劃分，不得有下列情形： 一、將第一類噪音管制區相鄰之地區，劃為第三類或第四類噪音管制區。 二、將第二類噪音管制區相鄰之地區，劃為第四類噪音管制區。	<input type="checkbox"/> 例如鐵路屬第四類噪音管制區，所以在鐵路旁之陳情點不得屬第一類、第二類噪音管制區。(先查詢，後要求，交通用地應屬第四(或三)類管制區)。
四、用詞定義	「陸上運輸系統噪音管制標準」第二條：用詞定義。	<input type="checkbox"/> 快速道路。高速公路。鐵路。大眾捷運系統。時段區分。管制區。音量單位。測定音源音量。背景音量。整體音量。道路系統小時均能音量($L_{eq,1h}$)。軌道系統小時均能音量($L_{eq,1h}$)。軌道系統平均最大音量($L_{max,mean,1h}$)。複合性音量。 <input type="checkbox"/> 現場多拍照。
五、錄音	環境噪音測量方法(NIEA P201.96C)四、儀器及設備(六)錄音機。	<input type="checkbox"/> 提供錄音檔。
六、如有其他音源		<input type="checkbox"/> 測定音源音量。 <input type="checkbox"/> 測定背景音量。 <input type="checkbox"/> 音源分離。
七、通知會同量測(架設噪音計)		<input type="checkbox"/> 有無通知任何人員會同量測？
八、量測現場抽空勘查	無	<input type="checkbox"/> 有無其他音源(陳情點旁邊放錄音機、敲鑼打鼓、電視、洗衣機、廚房、廟會、節慶活動、噪音計被移動...) <input type="checkbox"/> 查看噪音計是否距離周圍建築物牆面線1至2公尺(如果屬高樓層，伸出窗外，不可放在頂樓)。

辦理程序	應注意事項	檢視項目
		<input type="checkbox"/> 噪音計置於離地面或樓板最好 1.2 m。 <input type="checkbox"/> 自行現場也記錄，多拍照。
九、氣象	「陸上運輸系統噪音管制標準」第三條九。	<input type="checkbox"/> 注意測量時間內測量地點有無下雨？ <input type="checkbox"/> 有無風速計？ <input type="checkbox"/> 氣象設備可放在頂樓。
(三) 量測結束階段		
十、測量儀器	1. 「陸上運輸系統噪音管制標準」第三條一。 2. 環境噪音測量方法 (NIEA P201.96C) 四、儀器及設備。	<input type="checkbox"/> 測量儀器是否符合中華民國國家標準 (CNS 7129) 規定之一型噪音計或國際電工協會標準 (IEC 61672-1) Class 1 噪音計。 <input type="checkbox"/> 氣象設備校正報告。 <input type="checkbox"/> 噪音計校正報告。 <input type="checkbox"/> 測量前、後噪音計校正值。 <input type="checkbox"/> 儀器設備符合定期檢定校正。(測量之儀器設備均應有效檢定或校正週期內 (噪音計檢定期限為兩年，聲音校正器校正期限為 1 年，風速計須每 2 年送至中央氣象局儀器檢校中心或可追溯至國家級實驗室進行校正))
十一、測定高度	「陸上運輸系統噪音管制標準」第三條二。	<input type="checkbox"/> 提供現場量測照片。 <input type="checkbox"/> 噪音計置於離地面或樓板延伸線 1.2 至 1.5 m 之間 (最好離地面 1.2 m)。
十二、噪音計動特性	「陸上運輸系統噪音管制標準」第三條四。	測量道路系統交通噪音使用快特性 (FAST)。測量軌道系統交通噪音使用慢特性 (SLOW)。 <input type="checkbox"/> 噪音計動特性選擇符合規定。
十三、測量時間	「陸上運輸系統噪音管制標準」第三條五。	可於陳情人指定時段進行連續測定。陳情人未指定時段則進行 24 小時連續測定。 <input type="checkbox"/> 測量時段符合規定。
十四、背景音量之修正	「陸上運輸系統噪音管制標準」第三條七。	<input type="checkbox"/> 測量地點之整體音量與背景音量相差 10 dB(A) 以下，則須進行背景音量修正。 <input type="checkbox"/> 修正記錄 (表)。
十五、氣象條件	「陸上運輸系統噪音管制標準」第三條八。	<input type="checkbox"/> 測量時間內測量地點須無雨、路乾。 <input type="checkbox"/> 風速 5 m/sec 以下。
十六、測定記錄 (主管機關報告)	1. 「陸上運輸系統噪音管制標準」第三條十。 2. 環境噪音測量方法 (NIEA P201.96C) 五。 3. 環境噪音測量方法 (NIEA P201.96C) 六、結果處理。	<input type="checkbox"/> 日期、時間、地點 (含高度及座標，座標)。 <input type="checkbox"/> 測定時間之氣象狀態 (風向、風速、相對濕度、氣溫及最近降雨日期)。 <input type="checkbox"/> 測量人員姓名、服務單位。 <input type="checkbox"/> 測量動特性。 <input type="checkbox"/> 噪音發生源之種類與特徵，適用之標準。 <input type="checkbox"/> 測量位置 (測量點及其高度、聲音感應器高度等) 與音源相對位置及距離，附簡圖及照片，周圍之情況 (周圍之建築物、地形、地貌、防音設施等，附簡圖)。 <input type="checkbox"/> 測量方法 (噪音計 (含聲音校正器) 廠牌、型號、序號，噪音計動特性、取樣的時距與次數及其校正記錄與檢定、校正有效期限等)。 <input type="checkbox"/> 其他 (特殊音源之特性及其隨時間變化性、可能影響測量結果之因素等)，如現場 (異常情形) 記錄。 <input type="checkbox"/> 測量期間噪音原始數據應存檔備查。 <input type="checkbox"/> 民國 100 年 7 月 1 日以後環保局檢查人員要有訓練合格並領有證書 (細則 13 條)。
十七、交通噪音監測	1. 品質管制事項應依陸上運輸系統噪音管制標準、環境音量標準及環境噪音測量方法 (NIEA P201.96C) 規定辦理。 2. 稽查測量記錄應依管制標準及測量方法規定記錄詳實，原始數據應存檔備查。	<input type="checkbox"/> 品質管制事項符合規定。 <input type="checkbox"/> 測量記錄或報告填具事項符合規定。 <input type="checkbox"/> 原始數據完整存檔。

辦理程序	應注意事項	檢視項目
其他 (範例參考)		
十八、判斷時段區分對否？	「陸上運輸系統噪音管制標準」第二條五。	<input type="checkbox"/> 早：指上午五時至上午七時。 <input type="checkbox"/> 晚：指晚上八時至晚上十時。 <input type="checkbox"/> 日間：指上午七時至晚上八時。 <input type="checkbox"/> 夜間：指晚上十時至翌日上午五時。
十九、判斷軌道系統小時均能音量 ($L_{eq,1h}$)、平均最大音量 ($L_{max,mean,1h}$) 對否？	「陸上運輸系統噪音管制標準」第二條十二、十三。	<input type="checkbox"/> 軌道系統小時均能音量 ($L_{eq,1h}$)：指特定時段內一小時所測得軌道系統交通噪音之能量平均值。 <input type="checkbox"/> 平均最大音量 ($L_{max,mean,1h}$)：指一小時內所測得軌道機車車輛各班次交通噪音最大音量 (L_{max}) 之能量平均值。
二十、是否有複合性噪音？		<input type="checkbox"/> 如有其他音源，要求音源分離。
二十一、機務處索取同一天班次		<input type="checkbox"/> 班次、車種、車型、車長 (車廂)、車速。
二十二、錄音	環境噪音測量方法 (NIEA P201.96C) 四、儀器及設 (三) 錄音機	<input type="checkbox"/> 提供錄音檔。
二十三、監測結果判定	<ol style="list-style-type: none"> 陸上運輸系統，軌道系統應確認事件音量發生時間與軌道列車班次時間相符。 陸上運輸系統管制指標為小時均能音量、平均最大音量 (軌道系統)；一般道路管制指標為時段均能音量。 超過管制標準路段之測量結果，應釐清背景音量影響或複合性音量之噪音來源。 噪音管制區類別應以噪音計所在位置為認定依據 (99 年 11 月 11 日環署空字第 0990100633 號釋示函)。 	<input type="checkbox"/> 軌道系統事件音量發生時間與實際班次相符。 <input type="checkbox"/> 結果計算方式及管制指標符合規定。 <input type="checkbox"/> 背景音量影響、複合性音量來源已確認釐清。 <input type="checkbox"/> 管制區類別確認無誤。
二十四、超過管制標準之通知及改善計畫提送期限	<ol style="list-style-type: none"> 地方主管機關依行政程序法第 102 條、第 104 條至 106 條規定給予交通營運或管理機關 (構) 陳述意見期限不宜少於 10 日。 若地方主管機關參採交通營運或管理機關 (構) 之陳述意見，則無須命其提送改善計畫，但仍應以書面回復，並據以辦理陳情案件後續處理或結案程序。 若地方主管機關未參採交通營運或管理機關 (構) 之陳述意見，應送達該陳情案件超過管制標準之行政處分，書面通知內容至少應記載下列事項： <ol style="list-style-type: none"> 不採納陳述意見之理由。 敘明依據噪音管制法第 14 條第 1 項或第 15 條第 1 項規定，交通營運或管理機關 (構) 應自地方主管機關通知之日起 180 日內，訂定該路段噪音改善計畫送交核定。 依行政程序法第 96 條規定應記載事項，尤應注意敘明對行政處分不服，得自處分書送達翌日起 30 日內，繕具訴願書提起訴願之救濟方法。 地方主管機關於 180 日期限屆滿前 2 至 3 個月，發現交通營運或管理機關 (構) 仍未提報噪音改善計畫者，宜主動再發文敦促交通營運或管理機關 (構)，並副知中央主管機關。 	<input type="checkbox"/> 依規定辦理處分前意見陳述。 <input type="checkbox"/> 回復交通營運或管理機關 (構) 是否參採陳述意見。 <input type="checkbox"/> 已製作完整行政處分。 <input type="checkbox"/> 通知之日起算日為書面通知之函文日期。 <input type="checkbox"/> 書面通知改善函文已併同告知訴願提起之規定。 <input type="checkbox"/> 180 日期限屆滿前已再主動發文告知。 <input type="checkbox"/> 相關函文均已副知中央主管機關。
二十五、改善計畫審查及核定	<ol style="list-style-type: none"> 依噪音管制法施行細則第 7 條第 2 項規定地方主管機關應於噪音改善計畫送達之日起 60 日內完成審查核定。 	<input type="checkbox"/> 噪音改善計畫於期限屆滿前提送。 <input type="checkbox"/> 地方主管機關審查核定日數符合規定。 <input type="checkbox"/> 補正總日數符合規定。

辦理程序	應注意事項	檢視項目
	2. 噪音改善計畫內容有欠缺或不合規定者，地方主管機關應於送達之日起 30 日內通知交通營運或管理機關(構)限期補正，且核准補正之總日數不得超過 60 日；補正日數不算入審查期間內。 3. 交通營運或管理機關(構)逾期未依規定完成補正者，視為未依噪音管制法第 29 條規定檢送噪音改善計畫。	
二十六、補助計畫審查及核定	1. 依噪音管制法施行細則第 8 條第 1 項規定，噪音改善計畫經地方主管機關核定無法於其營運或管理範圍內改善交通噪音者，交通營運或管理機關(構)應自地方主管機關核定之日起 180 日內，訂定噪音補助計畫，送交地方主管機關核定。 2. 地方主管機關於 180 日期限屆滿前 2 至 3 個月，發現交通營運或管理機關(構)仍未提報噪音補助計畫者，宜主動再發文敦促交通營運或管理機關(構)，並副知中央主管機關。 3. 依噪音管制法施行細則第 8 條第 4 項規定，地方主管機關應於噪音補助計畫送達之日起 30 日內完成審查並核定之。 4. 噪音補助計畫內容有欠缺或不合規定者，應於送達之日起 30 日內通知交通營運或管理機關(構)限期補正，且核准補正之總日數不得超過 60 日；補正日數不算入審查期間內。 5. 交通營運或管理機關(構)逾期未依規定完成補正者，視為未依噪音管制法第 29 條規定檢送噪音補助計畫。	<input type="checkbox"/> 書面核定無法改善，應提補助計畫。 <input type="checkbox"/> 核定之日起算日為書面核定之函文日期。 <input type="checkbox"/> 180 日期限屆滿已再主動發文告知。 <input type="checkbox"/> 噪音補助計畫於期限屆滿前提送。 <input type="checkbox"/> 地方主管機關審查核定日數符合規定。 <input type="checkbox"/> 補正總日數符合規定。 <input type="checkbox"/> 相關函文均已副知中央主管機關。
二十七、未依規定檢送噪音改善計畫或補助計畫	1. 依噪音管制法第 29 條規定，自通知之日起 180 日期限屆滿後，未檢送噪音改善或補助計畫或未依噪音改善或補助計畫執行，經通知限期檢送或改善、補助，屆期仍未檢送或未依改善、補助計畫執行者，由直轄市、縣(市)主管機關報請中央主管機關處營運或管理機關(構)新臺幣十萬元以上五十萬元以下罰鍰。 2. 前項期限屆滿未檢送計畫，再通知限期檢送之合理期限，不宜少於 1 個月。 3. 地方環保機關應依各項檢視項目備妥相關文件，並檢視及說明文件之正確性及妥當性後，報請中央主管機關裁處。應備妥相關文件包括：陳情案受理及現場會勘記錄、監測報告及原始數據、儀器校正記錄、相關通知函等。	<input type="checkbox"/> 再通知限期檢送之期限合理。 <input type="checkbox"/> 報請中央主管機關裁處前文件是否完備、妥當。 <input type="checkbox"/> 報請中央主管機關裁處前檢視文件是否正確及完備。
二十八、未依改善或補助計畫執行	1. 交通營運或管理機關(構)未依改善或補助計畫執行，經通知限期改善、補助，屆期仍未依改善、補助計畫執行者，由地方主管機關報請中央主管機關處交通營運或管理機關(構)新臺幣 10 萬元罰鍰。 2. 前項未依計畫執行，通知限期依計畫執行之合理期限，不宜少於 1 個月。 3. 地方主管機關應定期查核改善、補助計畫之執行情形是否依核定計畫辦理。 4. 地方主管機關應依各項檢視項目備妥相關文件，並檢視及說明文件之正確性及妥當性後，報請中央主管機關裁處。應備妥相關文件包括：查核改善、補助計畫之執行情形記錄、照片或其他佐證資料，相關通知函等。	<input type="checkbox"/> 再通知限期檢送之期限合理。 <input type="checkbox"/> 已定期查核之計畫辦理情形。 <input type="checkbox"/> 報請中央主管機關裁處前檢視文件是否正確及完備。