

機車引擎殼體結構優化技術

吳勇宏 蔡夏生 黃敏祥
車輛研究測試中心 振動噪音課
E-mail: wuyhu@artc.org.tw

宋承恩

三陽工業股份有限公司

摘要

本論文主題是探討如何改善機車引擎殼體輻射噪音, 引擎殼體輻射噪音係殼體受外力產生振動, 而輻射噪音至空氣中。由於引擎的燃燒條件需遷就馬力、油耗等性能要求, 如欲降低噪音而修改這些性能參數是不被採用。因此, 期望藉由修改引擎本體或曲軸的結構特性, 例如: 引擎本體結構剛性、曲軸與主軸承動態特性、曲軸與引擎本體耦合特性分析等, 達到降低輻射噪音的目的。

改善噪音的對策, 可由噪音傳遞路徑來處理: 來源(Source); 傳遞路徑(Transfer); 發散源(Emitter)。本研究將以發散源(Emitter)作為研究方向, 利用提高引擎殼體剛性方法來改善引擎殼體輻射噪音。利用 CAE 優化(Optimization)方法以及模態振型結果, 針對引擎殼體有限元素模型進行模擬修改, 最後利用實驗方式驗證, 確認本論文改善對策是可行的。

關鍵詞: 引擎噪音、CAE、優化、噪音改善

1. 前言

隨著能源危機、環保意識覺醒以及消費者喜好趨勢的演進, 機車引擎高性能、低油耗、低廢氣排放以及低噪音的特性, 已成為引擎設計的基本要求。然而, 性能與噪音經常成正比關係, 在追求引擎馬力的同時, 如何能兼顧引擎低噪音的特性要求, 最為設計人員所困擾。

近年各國噪音法規的管制值逐步加嚴, 國產機車業者通常先以進排氣消音器的噪音降低來因應, 如消音器容積加大、使用雙層殼體、隔板與管件全週焊、加裝吸音棉、調整或加裝共振腔等, 因進排氣系統即使在引擎開發到接近量產階段都還有一些修改或補強的空間, 除了上述必須增加成本的改善方式外, 要再進一步降低噪音, 可能就要犧牲部分性能了。除了改善進排氣噪音外, 若欲進一步降低噪音, 必須再考慮機車引擎本身所發出的噪音問題。引擎噪音的定義很廣泛, 如燃燒噪音、汽門噪音、活塞噪音、機械摩擦噪音、殼體共振輻射等, 舉凡實際運轉時由引擎內部向外所發出的噪音都可稱為引擎噪音。

2. 文獻討論

由日本 HONDA 公司於 2002 年在 SAE (The Society of Automotive Engineers) 期刊發表, 關於機車曲軸的研

究論文[1]指出, 機車曲軸噪音是所有機車噪音中最具代表性的噪音源之一, 文中指出機車曲軸噪音主要分佈範圍可達 900~2000Hz, 是一個非常廣域的噪音源。針對機車引擎噪音改善方式, 文獻[1]針對引擎噪音傳遞路徑, 建議三個改善方向與建議可作為參考:

- 一來源(Source): 改變曲軸的動態行為。
- 一傳遞路徑(Transfer): 改變或修改曲軸軸承型式。
- 一發散源(Emitter): 增加引擎本體剛性, 降低輻射噪音。

文獻[2]文中說道因為高頻能量容易消散, 如果能夠有效提高曲軸響應頻率, 則可降低軸承傳遞至本體的激振力, 進而降低整個引擎本體振動, 有效降低引擎噪音。同樣的道理, 如能有效提高引擎殼體剛性, 同樣也可降低引擎噪音。

3. 引擎殼體修改方法

本論文將以提高殼體剛性作為策略方向, 整個研究方法將以如何有效提高引擎殼體剛性(亦即提高其自然頻率)為主。整個研究方法是利用 CAE 技術, 建立引擎殼體有限元素模型, 並使用優化(Optimization)手法找出最有效提高殼體剛性的修改對策, 並且結合實驗模態振型結果, 來進行模擬分析。最後, 利用實際翻砂模的方式試做修改件, 並且進行實際比對測試以驗證本文建立之修改對策可靠性。

3.1 引擎有限元素模型

本論文所使用之引擎殼體有限元素模型如圖 1 所示, 整個模型是以二階四面體元素(Tetra10)所建構而成, 共由五個主要構件組成, 依序稱為左外蓋(Lcover)、左本體(Lcase)、傳動箱(Tran)、右本體(Rcase)、右外蓋(Rcover)。

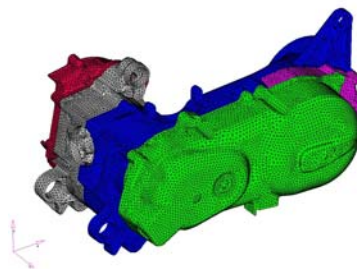


圖 1、引擎殼體模型

3.2 殼體優化修改建議

為了能有效率改善引擎殼體，本文使用 Altair Engineering 公司發展的結構優化設計軟體—OptiStruct。OptiStruct 的實用性與準確性，在眾多發表的文獻中[3-5]已得到證實。本文參用文獻[5]中所使用方法，利用拓撲(Topology)最佳化方法提高引擎殼體剛性。

引擎左本體為整個引擎殼體最主要也是最關鍵的組件，故針對左本體來作 Topology 最佳化分析。Topology 優化範圍，如圖 2 中間紅色區域所示。整個分析條件與優化結果整理於表 1 中，其比較結果如表 2 所示。

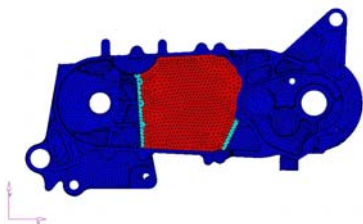


圖 1 優化模型

表 1 優化結果

分析條件	最佳化圖形
Lcase-Opti1	
Lcase-Opti2	
Lcase-Opti3	
Lcase-Opti4	
Lcase-Opti5	

Lcase-Opti6	
Lcase-Opti7	
Lcase-Opti8	
Lcase-Opti9	
Lcase-Opti10	

表 2 結果比較

分析條件	Mode1	Mode2	Mode3	Mode4
Default	—	—	—	—
Lcase-Opti1	13%	6%	2%	2%
Lcase-Opti2	32%	9%	7%	4%
Lcase-Opti3	34%	8%	7%	3%
Lcase-Opti4	31%	7%	7%	3%
Lcase-Opti5	29%	6%	6%	3%
Lcase-Opti6	21%	11%	4%	3%
Lcase-Opti7	32%	17%	7%	5%
Lcase-Opti8	30%	16%	6%	4%
Lcase-Opti9	25%	13%	4%	3%
Lcase-Opti10	28%	15%	5%	4%

從以上 10 個最佳化分析結果可知，每項優化條件都能達到提高左本體剛性助之設計目標，以提昇左本體第一個模態頻率為優化目標，由結果可知：除了 Lcase-opti1 的提高結果低於 20% 外，其餘結果都能達到提高左本體剛性 20%。

3.3 殼體模態修改建議

另一種常用修改引擎殼體方法，是根據引擎殼體的模態振型來作修改。從已知引擎殼體主要模態振型—第一階的彎曲(First Bending)與扭轉(First Torsion)，可針對引擎殼體有限元素在該振型中變形量最大的位置，進行補強修改措施。

圖 3 為五件式引擎殼體有限元素第一個模態振型(First Bending)的圖形，由圖可知引擎殼體是以類似「<」字型作上下開合運動，其最大的變形量在本體 L 型彎角處。另外，圖 4 為引擎殼體有限元素第二個模態振型(First Torsion)的圖形，由圖可知引擎殼體是作上下扭轉運動，其元素最大的變形量是在 L 型內側面。

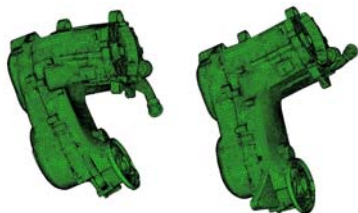


圖 3 引擎殼體模態振型(First Bending)

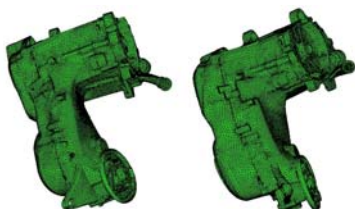


圖 4 引擎殼體模態振型(First Torsion)

針對上述兩個位置的加強方法為：針對本體 L 型彎角位置作強化，採取的方式是將此倒角弧度補滿，如圖 5 所示。

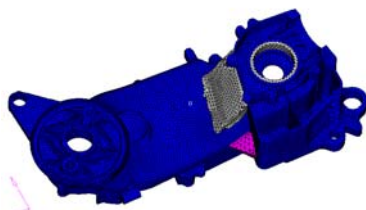


圖 5 引擎殼體倒角加強示意圖

包括倒角強化方式，本研究共規劃 5 種殼體強化形式：圖 6 為倒角加強型式；圖 7 為中肋條加強型式，於引擎殼體倒角處中間補強兩條肋條；圖 8 為外肋條加強型式，於引擎殼體倒角外側補強兩條肋條；圖 9 為倒角與外肋條加強，結合倒角強化與外肋條的組合；圖 10 為倒角肋與外肋條加強，結合中肋條與外肋條的組合。另外，參考上節最佳化結果，將上述 5 種組合再搭配左本體內肋條加厚條件，如圖 11 所示，合計共 10 種不同殼體修改組合。所得之自然頻率分析結果如表 3 所示；

由表 3 結果可知倒角肋+外肋條的加強方式是最有效的，可以有效提高第一個自然頻率達 13.6%，倒角+外肋條加強效果次佳，亦可達 10.2%。針對倒角的加強方式，後續將作為殼體修改試做之參考。

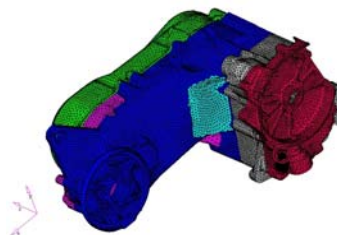


圖 6 倒角加強示意圖



圖 7 倒角肋加強示意圖

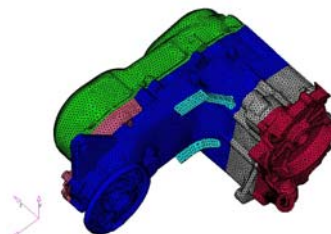


圖 8 外肋條加強示意圖

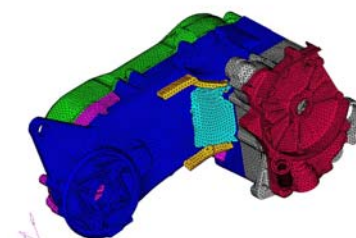


圖 9 倒角與外肋條加強示意圖

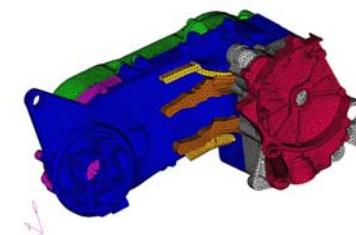


圖 10 倒角肋與外肋條加強示意圖

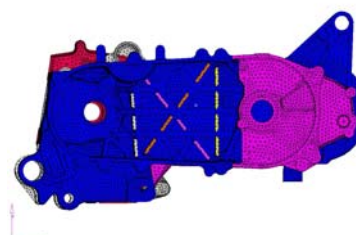


圖 11 內肋條加強示意圖

表 3 修改殼體加強前後自然頻率增加

加強組合	Mode1	Mode2	Mode3	Mode4
倒角	4.9%	0.9%	2.4%	2.0%
外肋條	7.0%	2.7%	1.0%	0.7%
倒角肋	10.2%	1.3%	1.4%	1.8%
倒角+外肋條	10.2%	2.9%	2.8%	2.9%
倒角+外肋條+內肋條	10.0%	2.3%	2.7%	2.8%
倒角+內肋條	4.9%	0.3%	2.3%	1.9%
倒角肋+外肋條	13.6%	3.0%	1.9%	2.6%
倒角肋+外肋條+內肋條	13.5%	2.4%	1.9%	2.5%
倒角肋+內肋條	6.8%	2.1%	0.9%	0.6%
外肋條+內肋條	6.8%	2.1%	0.9%	0.6%

3.4 殼體修改驗證測試

殼體修改驗證方式是以實際翻砂模方式來製作, 左本體修改件與原式樣比對如圖 12-14 所示: 圖 12 為修改件 A, 在倒角位置與左本體側面加上肋條; 圖 13 為修改件 B, 根據上述倒角肋與外肋條之形式所修改; 圖 14 為修改件 C, 參考倒角與倒角肋所修改。



圖 12 修改件 A



圖 13 修改件 B



圖 14 修改件 C

原始件、砂模原況與砂模修改件 A、B、C 之自然頻率比較如表 4 所示, 由結果可知砂模之自然頻率均不如原況左本體, 主要原因是重量增加及鑄造方式不同所造成。原況左本體是利用壓鑄成型的, 而修改件是利用砂模澆鑄成型的, 澆鑄成型之修改件具有較多的氣孔, 使結構相對變脆弱, 這個特性於後續實車測試驗證時, 須特別注意引擎結構之安全性, 以免發生意外。根據砂模原況與修改件 A、B、C 之比較結果與上述 CAE 模擬結果相符, 這也證實修改倒角的確可提昇引擎本體剛性。

表 4 砂模修改件自然頻率比較結果

名稱	Mode1	Mode2	Mode3	Mode4
砂模原況	—	—	—	—
修改件 A	3.7%	3.1%	1.7%	11.1%
修改件 B	3.5%	-8.0%	2.0%	-37.8%
修改件 C	7.3%	7.6%	0.1%	6.6%

3.5 實車驗證測試

最後, 選擇砂模原況、修改件剛性較低與較高之左本體修改件 A、C 來進行實車驗證。依序將砂模原況、修改件 A 與修改件 C 安裝至測試車上, 並於車輛無響室中進行測試。測試條件: 機油溫 80 度; 轉速 7400 RPM; 車速 43km/h W.O.T。車身左側放一支麥克風, 距離為 2.5 公尺, 高度為 1.2 公尺。頻譜分析條件: Linear, Avg. 300 次; 頻率範圍為 0~3200 Hz。圖 15 為修改件 A、C 與砂模原況比較之左側噪音頻譜結果。

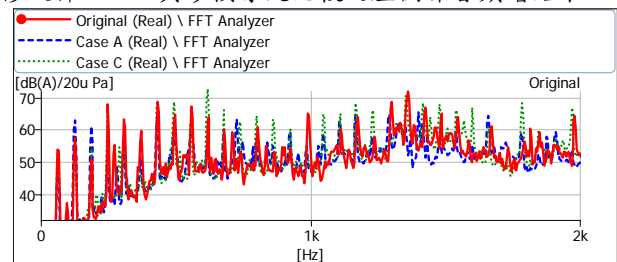


圖 15 左側噪音比較圖

由圖 15 結果可發現修改件 A 對左側噪音的改善頗為明顯, 修改件 C 則與原況相近。因測試車主要噪音問題包含曲軸激振殼體引發的輻射噪音及曲軸直接透過電盤、風扇所產生的噪音, 其中左側較不受曲軸直接傳導噪音干擾, 因此以左側噪音變化作為輻射噪音變化之判斷。觀察修改件 A 對左側噪音影響, 可發現在 1000~1500 Hz 附近之峰值均有明顯下降, 總體噪音比砂模原況降低 2dB(A), 由此證明, 修改件 A 的確對殼體輻射噪音有不錯的改善。

4. 結論

本論文利用 Optistruct 優化方式來修改殼體結構, 提高殼體剛性。唯最後產生之優化結果, 無法具體呈現於砂模修改模型上, 建議後續應可朝先修改 CAD 模型方式分別來建立有限元素模型與實際修改件模型, 確保驗證比對之模型一致性。但從砂模原況與修改件 A、B、C 之自然頻率結果可知, 本研究所使用之修改方式的確能有效提高左本體剛性。由修改件測試結果顯示, 使用修改件能夠有效降低左側噪音 2dB(A)。

5. 致謝

感謝三陽工業股份有限公司共同參與此計畫。

6. 參考文獻

- [1] M.Sekita, H.Tamura, B. Vandenplas, W. Hendrick, "A Combined Experimental – Numerical Approach for Motorcycle Crank Noise: Modeling, " SAE, IBAT2002CD, 2002-01-2209.
- [2] M.Sekita, H.Tamura, B. Vandenplas, W. Hendrick, "A Combined Experimental and Numerical Approach for Motorcycle Crank Noise: Experimental Validation, " JSAE, 20024282.
- [3] Jan-Friedrich B., Patrick G., Dirk W., "Suurface Radiated Noise of Exhaust System – Calculation and Optimization", SAE, 2004-01-0407.
- [4] Eric A. Nelson, "Draw Direction Constraints in Topology Optimization – A Practical Example", SAE, 2003-01-1306.
- [5] B. J. G. Kidd, "Topology Optimization used to achieve frequency targets of an engine bracket", Altair Engineering, 2000.