

國立交通大學

機械工程學系

碩士論文



國際太空站專用電腦之結構分析與設計改良
Structural Analysis and Improvement of ACOP
Computer for the International Space Station

研究生：胡靜翔

指導教授：洪錫源 教授

中華民國九十五年六月

國際太空站專用電腦之結構分析與設計改良

Structural Analysis and Improvement of ACOP Computer for
the International Space Station

研究生：胡靜翔

Student：Ching-Hsiang Hu

指導教授：洪錫源

Advisor：Shane Y. Hong

國立交通大學



A Thesis

Submitted to Department of Mechanical Engineering

College of Engineering

National Chiao Tung University

in partial Fulfillment of the Requirements

for the Degree of

Master

In

Mechanical Engineering

June 2006

Hsinchu, Taiwan, Republic of China

中華民國 九十五年 六月

國際太空站專用電腦之結構分析與設計改良

學生：胡靜翔

指導教授：洪錫源

國立交通大學機械工程學系（研究所）碩士班

摘要

為替反物質磁譜儀國際合作計畫蒐集並傳送實驗數據，台灣研發團隊設計與製造將放置於國際太空站美國艙中的太空電腦 ACOP。太空電腦的結構設計須符合 NASA 給予的設計規範，再依標準流程建立有限單元模型，最後以 NASA 認可的軟體進行分析。不同於一般在地球上使用的電腦，太空電腦需經歷嚴苛的升空、降落等運送過程，因此電腦的結構強度特別重要。進行分析時，除了考慮升空帶來的穩定加速度負載，還需計算太空梭艙體隨機振動與電腦結構自然頻率交互作用的影響。本論文針對 ACOP 太空電腦初始結構設計進行改良，從了解系統的主要振動模態以及產生振動的元件，以改變系統自然頻率的觀點，變更系統結構設計，避免系統主要自然振頻落在太空梭振動能量較大的範圍，同時減少系統內部元件之間的共振，降低振動給予結構的負載，有效達到改良太空電腦結構設計的目的。

Structural Analysis and Improvement of ACOP Computer
for the International Space Station

Student: Ching-Hsiang Hu

Advisor: Shane Y. Hong

Department of Mechanical Engineering
National Chiao Tung University

Abstract

This is involves with an international collaborating project, AMS (Alpha Magnetic Spectrometer) , the structure of a space computer (ACOP, AMS-02 Crews Operation Post) was designed and analyzed. This computer will be placed in the U.S. Laboratory in the International Space Station. The major mission of ACOP is to store and transmit experimental data collected for AMS set up by an international collaborating project. The structural design of ACOP has to follow the standard and design rules regulated by NASA. A finite element model is built to verify the structural safety of ACOP.

The methodology and software used in the structural analysis should be approved by NASA. Different from computers used on the earth's surface, ACOP will experience severe environmental conditions during the stage of liftoff and landing. Therefore, the structural strength of the ACOP is particularly important. The ACOP structure should be designed to maintain positive margin of safety during liftoff and landing acceleration and random vibration conditions, and the nature frequency of ACOP structure shall comply with requirement defined by NASA. This thesis focuses on the structural modification of the preliminary ACOP computer design. In order to reduce the vibration loading on the ACOP structure, it is necessary to prevent the major natural frequencies fall within the region that the crate of ACOP has larger vibration energy, as well as reduce the resonance of those internal parts and elements of the ACOP system. By analyzing the structural vibration modes of the original system and the parts that cause vibration, the system structure is redesigned to alter the natural frequency to reduce the vibration loading. Structural strength is effectively improved using the fore-mentioned approach.

誌謝

成為交大的一份子快兩年了，從不知天高地厚的懵懂大學畢業生到現在完成自己的碩士論文，過程中，有許多幫助過我的人，在此感謝。首先感謝我的指導教授洪錫源老師，他帶領我進入這個實驗室，同時為我們積極爭取參與這麼好的研究計畫，研究上總給我很多的發揮空間，但又不時耐心指引我方向，幫助我完成論文。感謝中山科學研究院二所三組蔡志隆先生與吳阿相博士，他們的全力幫助與不吝指導，讓我能最短的時間進入狀況，對於我各種大大小小的疑問，也不嫌麻煩地解答，沒有他們我無法在這短短一年做完研究與論文。

還有我的合作夥伴小布、小臺、以及實驗室裡所有陪我一同挑燈夜戰的學長學弟同學們，謝謝他們時常我討論，也幫我解決很多課內課外的問題，每個人的真心付出，讓實驗室變的像家一樣溫馨，希望他們都能過的快樂，無論是工作或研究都能順利。

謝謝先信，不管我遇到困難時心裡有多麼難過、挫折，他的每一句小小鼓勵的話，都是支持我繼續下去最大的動力。最後要感謝我的爸媽還有家人，他們總是支持我的決定，卻也替我煩心許多生活細節，讓我能無後顧之憂，順利畢業。

目錄

摘要.....	I
ABSTRACT.....	II
誌謝.....	III
目錄.....	IV
圖目錄.....	VII
表目錄.....	VIII
一、序論.....	1
1.1 背景.....	1
1.2 太空電腦 AMS-02 CREWS OPERATION POST.....	2
1.2.1 背景介紹.....	2
1.2.2 功能介紹.....	2
1.2.3 結構介紹.....	2
1.2.4 設計規範.....	3
1.3 研究方向.....	3
二、分析流程與環境規格介紹.....	7
2.1 前言.....	7
2.2 分析介紹.....	7
2.2.1 分析流程.....	7
2.2.2 分析工具.....	8
2.3 有限單元模型檢驗.....	8
2.4 質量與重心位置確認.....	11
2.5 系統振動模態分析 (MODAL ANALYSIS).....	11
2.6 環境條件及結構負載 (LOAD DIMENSIONING).....	11

2.6.1	動態環境負載.....	11
2.6.2	靜態環境負載.....	14
2.6.2.1	發射 (Launch) 及降落 (landing) 時期之負載.....	14
2.6.2.2	國際太空站內使用時期之負載.....	15
2.6.2.3	地面運輸時期之負載.....	16
2.7	結構安全係數設計.....	16
2.8	結語.....	17
三、有限單元模型分析.....		18
3.1	前言.....	18
3.2	建立 ACOP 太空電腦之有限單元模型.....	18
3.2.1	ACOP 太空電腦模型座標系統.....	18
3.2.2	ACOP 太空電腦系統材料規格.....	18
3.2.3	模型單元及網格.....	19
3.3	ACOP 電腦有限單元模型之模型檢驗.....	23
3.4	ACOP 電腦系統質量與重心位置確認.....	25
3.5	系統模態分析 (MODAL ANALYSIS).....	25
3.6	計算 ACOP 電腦之環境負載 (LOAD DIMENSIONING).....	25
3.6.1	動態環境負載—計算 Random vibration load factor.....	25
3.6.2	靜態環境負載.....	26
3.7	分析結果.....	28
3.8	結論.....	32
四、太空電腦之結構設計改良.....		33
4.1	前言.....	33
4.2	整體設計需求的改進 (新型設計一).....	33
4.2.1	新型設計一之有限單元模型.....	33
4.2.2	新型設計一之模態分析與動態環境負載.....	35

4.3	系統結構改善.....	36
4.3.1	新型設計之 X 方向結構改良.....	39
4.3.2	新型設計之 Y 方向結構改良.....	41
4.3.3	新型設計之 Z 方向結構改良.....	42
4.4	動態負載改良結果.....	42
4.5	原始設計與新型設計改良前後的比較.....	45
4.6	太空電腦自然頻率試驗建議.....	46
五、結論與建議.....		48
5.1	結論.....	48
5.2	建議.....	49
REFERENCE.....		50



圖目錄

圖 1-1	國際太空站全景	1
圖 1-2	美國艙內工作情景	4
圖 1-3	美國艙內實景	4
圖 1-4	標準機櫃 (EXPRESS rack) 的背板	5
圖 1-5	標準機櫃及 ACOP 可能安裝位置	5
圖 1-6	ACOP 內部構造	6
圖 2-1	分析流程	10
圖 3-1	ACOP 系統座標	20
圖 3-2	ACOP 系統有限單元模型網格	21
圖 3-3	ACOP 系統內部框架 (Chassis) 模型網格	22
圖 3-4	電路板網格與電路板安裝位置	22
圖 3-5	背板與螺孔位置網格	23
圖 3-6	艙體振動量與頻率關係	27
圖 3-7	分析結果—應力集中在背板螺孔位置	30
圖 3-8	分析結果—面板與 LCD 面板應力分佈	30
圖 4-1	使用風管的原始設計	34
圖 4-2	新型設計—導風板安裝位置	34
圖 4-3	頻率為 78.860 Hz 時的模態振形 (mode shape)	37
圖 4-4	頻率為 163.770Hz 時的模態振形 (mode shape)	37
圖 4-5	頻率為 166.601Hz 時的模態振形 (mode shape)	38
圖 4-6	頻率為 312.569Hz 時的模態振形 (mode shape)	38
圖 4-7	升空環境下動態負載與頻率關係	40
圖 4-8	電源供應板位置	40
圖 4-9	電源供應板上加強肋安裝位置	40
圖 4-10	框架背部與硬碟電路板位置	43
圖 4-11	電源供應電路板背部安裝加強肋	43

表目錄

表 2-1	系統重量與重心位置限制	12
表 2-2	升空時艙體振動量與頻率關係	12
表 2-3	升空及降落時的靜態低頻負載	15
表 2-4	靜態低頻負載與動態負載的結合方式	15
表 2-5	Safety factors	17
表 3-1	AL7075 材料規格	20
表 3-2	FR4 材料規格	20
表 3-3	LCD 模組使用材料規格	21
表 3-4	無邊界條件之自然頻率分析	24
表 3-5	施加邊界條件後的自然頻率分析	24
表 3-6	元素數目與最大應力關係	24
表 3-7	系統主要自然振頻與有效質量	26
表 3-8	計算 X 方向之動態負載	27
表 3-9	計算 Y 方向之動態負載	28
表 3-10	計算 Z 方向之動態負載	28
表 3-11	系統初始設計的實際靜態負載	29
表 3-12	國際太空站內工作人員施予系統的負載	29
表 3-13	第一組負載下元件最大應力與安全裕度	31
表 3-14	主要元件安全裕度較低的負載組別	31
表 4-1	新型設計一主要模態、有效質量及動態負載	36
表 4-2	改良前後 X 方向動態負載比較	42
表 4-3	改良前後 Y 方向動態負載比較	44
表 4-4	新型設計系統動態負載與系統質量比較	44
表 4-5	原始與新型設計之動態負載與系統質量比較	45

一、序論

1.1 背景

反物質磁譜儀（Alpha Magnetic Spectrometer，AMS）國際合作計畫，簡稱 AMS 計畫，由諾貝爾物理獎得主丁肇中院士擔任主持人，結合全球 16 國的科學家及工程師組成世界頂尖的研發團隊。計畫目標是在太空中部署高能磁譜儀，以尋找宇宙中的各種粒子，以證明自然界有反物質、暗物質的存在，進而探索宇宙的起源與形成。

AMS 計畫分為兩期進行，AMS 第一期計畫（AMS-01）已於 1998 在美國佛羅里達州甘迺迪太空中心發射的發現者號太空梭上完成各項太空測試及初步的數據蒐集，AMS 第二期計畫（AMS-02）於 2000 年開始，預計 2008 年秋天以太空梭將功能更完備的 AMS02 磁譜儀載運升空，並部署於歐、美、日、加、俄等五國共同合作建置的國際太空站（International Space Station，ISS）上（如圖 1-1），進行為期三至五年的宇宙粒子偵測實驗，所得資料將即時運送至地面研究中心，提供各國專家進行分析。

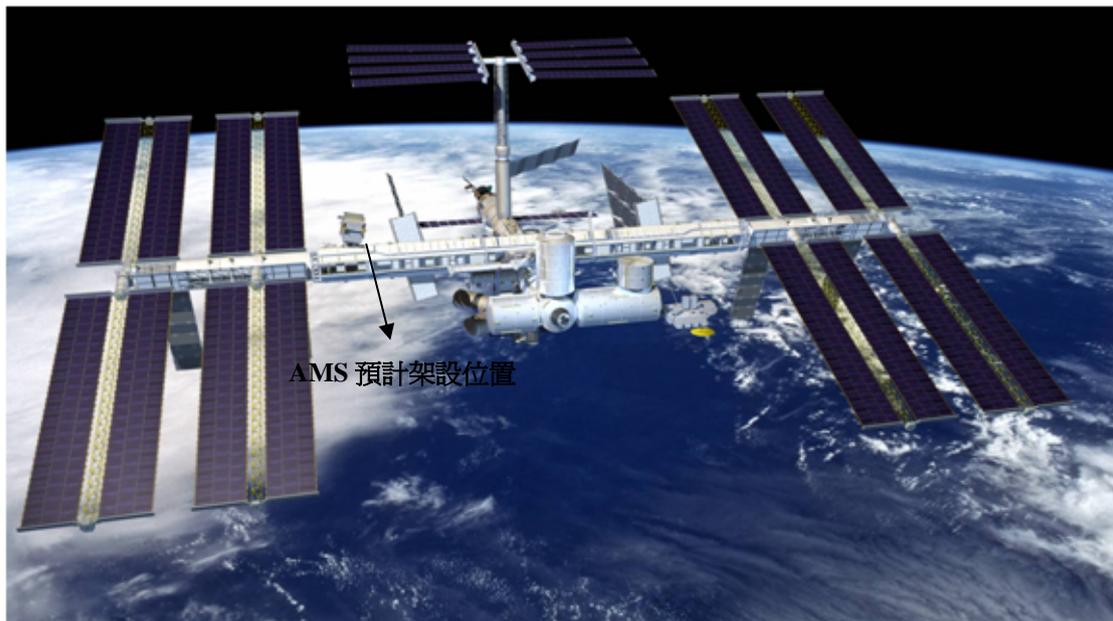


圖 1-1 國際太空站全景

1.2 太空電腦 AMS-02 Crews Operation Post

1.2.1 背景介紹

反物質磁譜儀，以宇宙粒子偵測器為主體，另有一台太空電腦 ACOP (AMS-02 Crews Operation Post) 以處理粒子偵測器所得到之龐大的訊號資料，提供資料儲存及傳送的服務，並給予太空站上的工作人員實驗的操作介面，使得探測宇宙物質的任務得以順利完成。

不同於其它座落在太空艙體外的 AMS 裝備，太空電腦 ACOP 系統裝置於國際太空站 (ISS) 的美國艙 (U.S. Laboratory) 內，並於升空前便架設在標準機櫃 (EXPRESS rack; Expedite the Processing of Experiment Space Station Rack) (如圖 1-2、圖 1-3)，由於 ACOP 系統必須經歷嚴苛的升空及降落環境，因此太空電腦 ACOP 須擁有強壯的結構，且必須符合美國航空太空總署 (NASA) 所訂立的各項規範。



1.2.2 功能介紹

ACOP 主要提供以下五項功能：

- (1) 以高速率記錄反粒子偵測器(安裝於國際太空站外)所偵測到極大數量的宇宙射線粒子訊號。
- (2) 內建高速傳輸介面，將所記錄的訊號傳遞至地面控制站。
- (3) 提供太空人員進行複雜實驗的操控介面。
- (4) 一般電腦所具有的功能。
- (5) 提供第二條高速操控 AMS 儀具的指令途徑。

1.2.3 結構介紹

標準的標準機櫃(如圖 1-4)，可容納 8 個如同 ACOP 系統的空間，而 ACOP 太空電腦的大部分元件均包覆於箱子狀的機殼 (locker) 之中，因此機殼的設計必須提供 ACOP 系統與標準機櫃結合的介面：

當 ACOP 系統安裝時，僅以四根螺絲將機殼背面四個角落鎖在標準機櫃事先預留固定的孔位（如圖 1-5）。

ACOP 外型尺寸為 460x535x273mm，符合於標準機櫃安裝介面規格，主要機殼與結構件均以鋁合金 7075 製成。

太空電腦的內部（如圖 1-6）：六片電路板及四只使用中的硬碟均固定在框架（chassis）內，框架兩側為散熱鰭片；LCD 面板與把手（handle）置於前面板（front panel），方便工作人員操作與搬運；框架與背板（back plate）間有兩個風管（duct）用來吸取冷卻空氣、排出熱廢氣；背板四個角落的螺孔與標準機櫃相對應之螺孔鎖裝。

1.2.4 設計規範

太空電腦 ACOP 是必須是一個合乎 NASA 規範的系統，根據 NASA 所提供的兩份規範文件：SSP 52000-IDD-ERP-E[1]及 SSP 52005C[2]，將設計需求與規格分為三大類：（1）系統最小自然頻率限制必須大於 35Hz；（2）重心位置限制；（3）結構安全裕度必須大於零。太空電腦之初始型態便是根據以上設計準則以及介面規格所設計。

1.3 研究方向

將針對 ACOP 太空電腦的初始設計型態進行結構分析模擬，過程中考慮系統所應承受的環境負載，以及結構安全裕度的設計需求，驗證初始設計結構強度與應力分佈。接著以增加結構強度的觀點，參考初始設計的分析結果，透過軟體模擬的方法進行設計改良。改良後的太空電腦型態，將提供給 NASA，作為實際運送至國際太空站之太空電腦的標準設計型態。

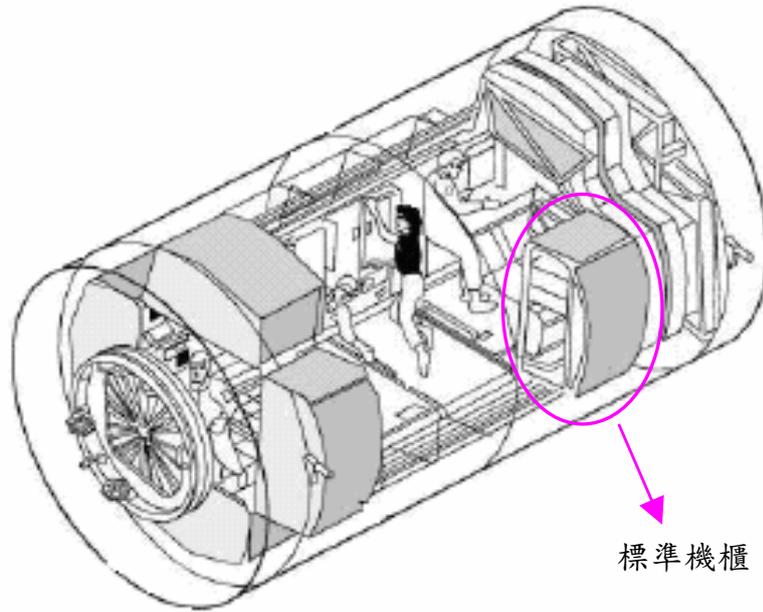


圖 1-2 美國艙內工作情景



圖 1-3 美國艙內實景

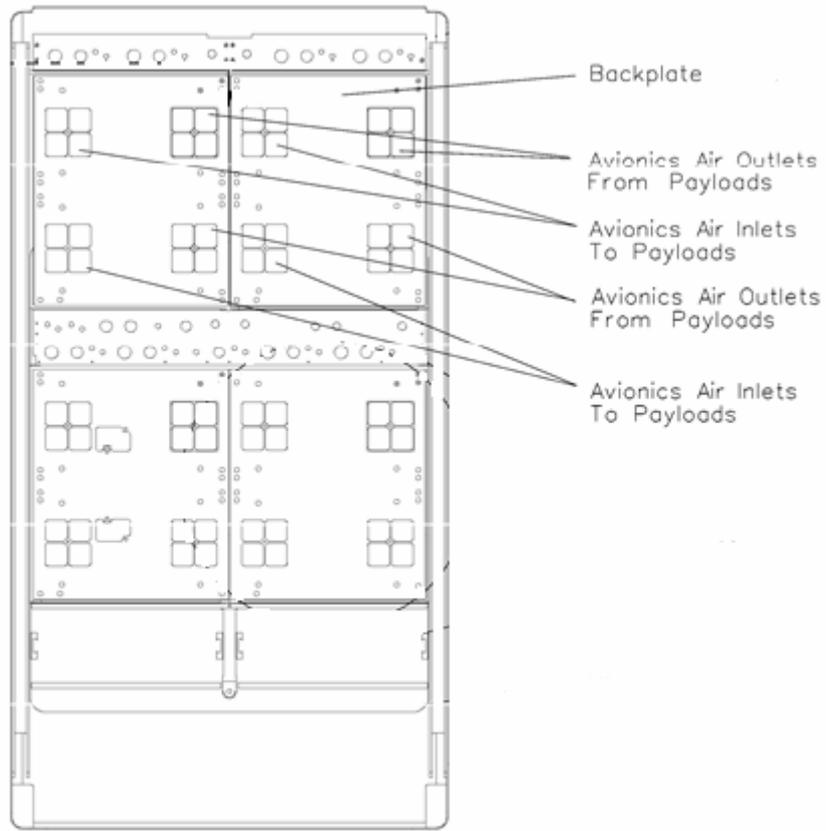


圖 1-4 標準機櫃 (EXPRESS rack) 的背板



圖 1-5 標準機櫃及 ACOP 可能安裝位置

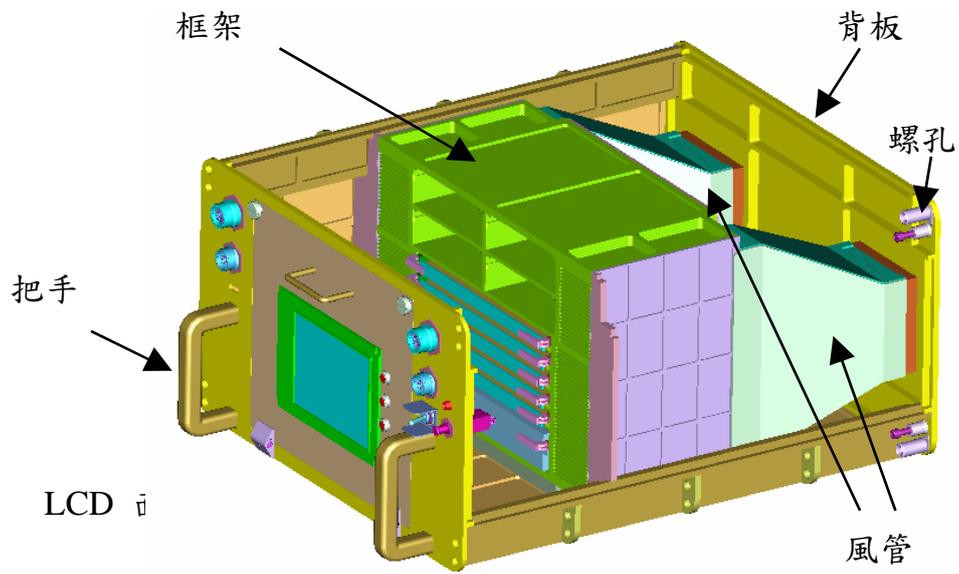


圖 1-6 ACOP 內部構造



二、分析流程與環境規格介紹

2.1 前言

ACOP 由於設置空間位於太空人工作艙內，對於結構安全性要求十分嚴格，除了需完全遵守太空梭載送過程所有的嚴厲要求外，亦需考量太空人員的安全。ACOP 結構安全要求主要來自兩份規範文件：SSP 52000-IDD-ERP-E 及 SSP 52005C，前者定義國際太空站實驗用機櫃（EXPRESS Rack）本體與裝載其上的各項負載（payload）裝備的界面要求，包括機械結構設計與安全、熱設計與控制、電子界面、電力界面、軟體界面等要求，負載裝備設計者需滿足所有界面要求，以確保安全性。而 SSP 52005C 規範提供結構工程師有關關鍵結構組件設計分析的指引，包括結構安全分類、設計負荷要求、設計準則、結構分析方法、結構試驗方法、品質與檢驗處置等詳細資料。根據設計準則以及介面規格設計太空電腦，並對此初始設計進行分析工作。

2.2 分析介紹

太空電腦設計完成後，便進行結構分析，為了逐步檢驗設計是否符合設計準則，並且確保分析過程無誤，分析時使用 NASA 認可的軟體，並且依照分析需求建立分析流程。

2.2.1 分析流程

本研究進行分析時以下列分析步驟進行（如圖 2-1）：

- (1) 建立太空電腦之有限單元模型（finite element model）：
依原始設計，考慮各部份元件的外型、材料、製作方法、
建立合理的有限單元模型。

- (2) 有限單元模型之檢驗 (model check)：檢查有限單元模型，避免建立模型時的人為疏失。
- (3) 質量與重心位置確認：檢驗模型質量與實體質量的差異，以及質量與重心位置關係。
- (4) 系統振動模態分析：檢驗自然頻率是否合於要求
- (5) 負載計算 (load dimensioning)：由環境條件計算合理負載條件。
- (6) 分析並整理結果。
- (7) 設計改良：由分析結果進行設計改良，使結構更安全，並依改良後的新設計修改有限單元模型，重新開始下一次的分析。

2.2.2 分析工具

分析所使用的工具軟體，NASA 以 NASTRAN 為有限單元分析標準軟體，其他如 ANSYS、ABAQUS、I-DEAS 等皆被認可為同級軟體，只有使用 NASA 認可之軟體分析結果才被接受，本研究使用 MSC/NASTRAN[3]進行結構分析，使用 EDS/I-DEAS 執行模型前處理與結果後處理，皆符合規範要求。

2.3 有限單元模型檢驗

模型檢驗的目的是為了檢查所建立的有限單元模型是否合理，並檢查建立模型時的人為疏失，避免使用有錯誤的有限單元模型進行分析，而得到不合理的分析結果，所以模型檢驗是整個分析流程中很重要的一步。

(1) 自然頻率檢驗 (frequency check)

自然頻率檢驗包括無邊界條件之自然頻率檢驗 (Free boundary check) 與完整邊界條件之檢驗 (hard-mounted check)。

無邊界條件之自然頻率檢驗時將系統的所有邊界條件全部移除，系統的自然振頻應該恰有六個剛體模態 (rigid body mode，頻率為零的振動模態)。而加上邊界條件後進行自然頻率檢驗，此時一個邊界拘束妥當的系統應該失去所有剛體模態，因此系統第一個自然振頻會遠大於剛體模態的頻率。

由於這是一個結構件的分析，因此系統內元素間相連接時，各方向皆應該有完全且合理的拘束，當系統邊界條件完全移除時進行振動模態分析，可將整個系統視為一個剛體物件 (系統內部無相對移動，且整個系統呈剛體運動)，則恰在每方向各有一個剛體模態。比對這兩組自然頻率檢驗結果可以檢查出不完全拘束的組裝條件，以免系統在分析時造成組件的不當位移。

(2) 1 重力加速度檢驗 (1 G check)

當系統邊界依實際情況拘束完全時，在特定方向給予系統一個地心引力的加速度負載，進行靜態分析，應得到邊界反力合應該等於系統質量的結果。分別在 X、Y、Z 三個方向各測試一次。

(3) 應變能檢驗 (strain energy check)

移除系統邊界條件情況下，進行應變能檢驗。應變能檢驗時對系統施加一個虛擬力，正常狀態系統應作剛體運動，在各方向上均沒有應變能。若模型不當使用彈簧元素，造成元素另端點意外接地，施加一個虛擬力後，局部元素會產生不小的應變能，則無法通過此檢核。

(4) 網格密度檢驗

為了讓模型所計算的結果更為可信，需要對不同網格密度作檢驗，以期得到合理的網格密度，並且讓計算量不至於太大。檢驗方法為：於 X 軸向施加 1G 的加速度，計算不同網格密度下最大應力的發生位置與最大應力值的收斂變化。

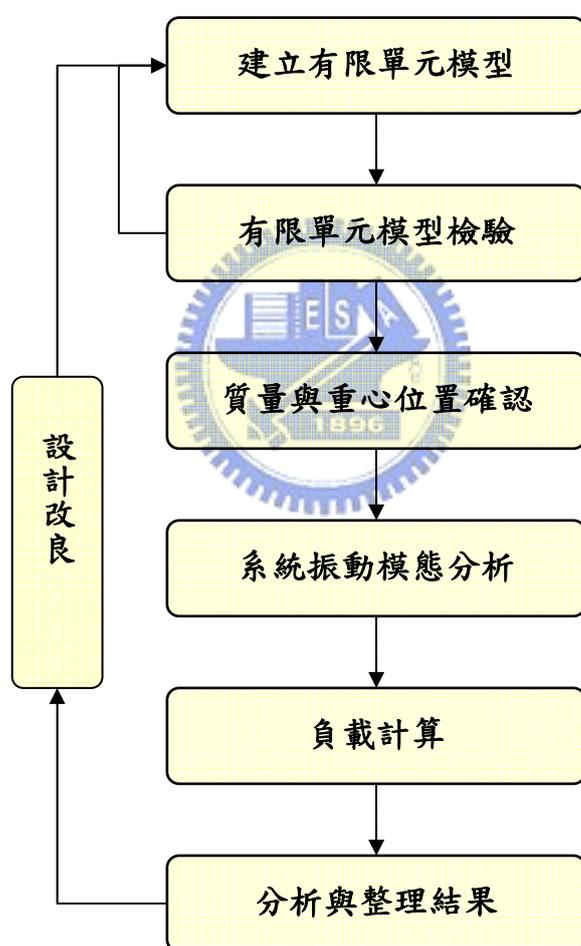


圖 2-1 分析流程

2.4 質量與重心位置確認

第一章已經介紹，太空電腦系統是由四根螺釘將其機殼背板與標準機櫃相連接，背板是系統唯一與外界力量傳遞處，系統受重力時，背板及四根螺釘便是系統重量的支撐處，整個系統可以簡化成由背板固定且機殼前端延伸出來的懸臂樑（cantilever beam），重力情況下，重心位置的限制亦是考量背板承受系統重力造成的彎矩（bending moment），因此系統的質量大小與重心至背板的距離即是影響背板與螺釘的受力主要因素。

NASA 制定在標準機櫃的介面下質量與重心位置的限制，規定固定重量下重心與背板的最大距離，以避免背板受力過大（如表 2-1）。

2.5 系統振動模態分析（Modal analysis）

系統在設計時，須滿足自然頻率的最小限制。EXPRESS Payload 頻率限制：當 EXPRESS Payload 組件完全安裝時，系統的第一個自然頻率必須大於等於 35Hz。

2.6 環境條件及結構負載（Load dimensioning）

系統所承受的環境負載會隨不同環境變化，也會受系統本身設計而改變，必須針對太空電腦在不同環境下所承受各種環境負載，主要分為動態環境負載與靜態環境負載。

2.6.1 動態環境負載

太空艙升空與降落的環境十分嚴苛，除了升空時艙體穩定的加速度外，還要考慮艙體振動對系統的影響。

隨機振動 (Random vibration) [4] 是一種不會在特定時間發生的瞬間振動量，且方向、大小、頻率都無法預測，這種振動量通常會依時間內出現的比例，被定義成一個可能的分佈函數，在不同的頻率下，有不同的能量分佈，這樣的振動亦能造成結構的破壞，因此分析時必須加入動態負載的考量。

艙體的振動與自身的結構及升空時的外界狀態有關，而艙體振動對太空電腦系統的影響大小卻與太空電腦裝備本身的自然頻率有關，因此雖不能完全預測振動的狀況，卻可以藉由 NASA 提供的艙體振動量與頻率關係 (振動能量頻譜, power spectrum) (如表 2-2)，以及太空電腦系統的各個自然頻率位置與影響範圍，動態的振動負荷轉換為合理的靜態負載 (以重力加速度 G 值表示)，稱為隨機振動負載 (RVL, Random vibration load)。規範文件 SSP-52005C 提供一個動態負載轉換的方式。



表 2-1 系統重量與重心位置限制

系統重量(kgw)	23.154	24.97	27.24	29.51	32.688
重心與背板最大距離(mm)	355.6	330.2	304.8	279.4	254 ~ 0

表 2-2 升空時艙體振動量與頻率關係

振動頻率 (Hz)	振動能量關係
20	0.01 G^2/Hz
20-80	+3.0 dB/oct
80-120	0.04 G^2/Hz
120-2000	-4.0 dB/oct
2000	0.00095 G^2/Hz

以 Miles 公式將動態的振動負載轉換為靜態負載：

計算隨機振動負載因數 (RVLF, Random vibration load factor)

$$RVLF_i = 3\sqrt{\frac{\pi}{2} \cdot f_i \cdot Q \cdot PSD_i} \quad \text{單位：G}$$

其中 f_i ：第 i 個模態之頻率，單位 Hz

PSD_i ：第 i 個模態頻率下艙體提供的振動能量，單位 (G)

Q ：Amplified factor, uses 10

將每一個 RVLF 乘上其對應的振動有效質量 (effective mass) 變成質量加權後的 $RVLF_{i(w)}$

$$RVLF_{i(w)} = RVLF_i \frac{m_{eff,i}}{M} \quad \text{單位：G}$$

其中 M ：系統總質量，單位 kg

$m_{eff,i}$ ：第 i 個模態的有效質量，可用來判定各個振動模態對系統的影響大小

最後經過加總得 RVLF

$$RVLF = \sqrt{\sum_i (RVLF_{i(w)})^2} \quad \text{單位：G}$$

由分析而得此系統的各模態頻率及其有效質量 (effective mass)，在各方向獨立疊加具有較大有效質量的模態，直到其占總質量的 80%，因此只須計算疊加在前 80% 內各模態的加權隨機振動負載因數 ($RVLF_w$)。

2.6.2 靜態環境負載

太空電腦系統在製作完成之後，需要經歷許多不同的環境變化。從地面上（ground）的運輸、搬移，然後經歷惡劣的太空梭發射升空時期（launch）、國際太空站的艙內使用時期，到最後隨太空梭落回地面（landing）結束任務。每個時期系統都要承受不同的靜態環境負載，在已知的環境下，所設計的太空電腦必須能夠通過以下的負載條件。

2.6.2.1 發射（Launch）及降落（landing）時期之負載

當太空梭發射及降落時，由於太空梭艙體移動，所產生的加速度會對艙體內的所有酬載系統（payload）增加除了自重外穩定的額外負載力，且會因為方向、系統放置的位置、升空及降落條件不同等，力量大小而有不同。由於 NASA 規範中並未提供旋轉負載，因此本研究進行分析過程中，只考慮平移負載，而不考慮旋轉負載，且平移負載於各方向獨立。

(1) 靜態低頻負載（Low frequency load）

靜態低頻負載（Low frequency load）指的是靜態、穩定的環境負載，在升空及降落時期，是由艙體移動時持續的加速度而產生，各個方向所承受的加速度各有不同（如表 2-3）。分析時，需將系統動態負載加入（如表 2-4），以達到此時期完整的環境條件。

(2) 緊急降落負載值：緊急降落時的負載值值不大，各方向負載值皆小於升空時的靜態負載，可不用各別分析。

表 2-3 升空及降落時的靜態低頻負載

環境狀態	靜態低頻負載值 (G)		
	X 方向	Y 方向	Z 方向
升空 (Lift off)	±7.70	±11.60	±9.90
降落 (Landing)	±5.40	±7.70	±8.80

表 2-4 靜態低頻負載與動態負載的結合方式

		X 方向	Y 方向	Z 方向
升空	1	$1.5 \pm [(T_1 - 1.5)^2 + R_1^2]^{0.5}$	±T ₂	±T ₃
	2	±T ₁	$\pm(T_2^2 + R_2^2)^{0.5}$	±T ₃
	3	±T ₁	±T ₂	$\pm(T_3^2 + R_3^2)^{0.5}$
降落	4	±T ₁	±T ₂	±T ₃
其中 R：計算出的動態負載值，T：靜態低頻負載				

2.6.2.2 國際太空站內使用時期之負載

太空電腦系統在國際太空站內正常使用時，環境較穩定、艙體帶來的負載較小，但須考慮工作人員在操作時對酬載裝備施予的力量。

(1) 靜態低頻負載：太空站艙內的環境變化。各方向只需考慮 0.2G 的負載。由於負載太小，故分析時不考慮。

(2) 工作人員施予系統的負載：太空站裡工作人員操作時，必定會接觸到太空電腦系統面板部份，若其觸碰的力量過大對太空電腦也有可能產生破壞，其中最可能的施力方式有：

1. 對太空電腦面板上的手把施加拉力或推力，施力量為 222.6 牛頓。
2. 對 LCD 面板施以壓力，施力量為 55460(N/m²)。

2.6.2.3 地面運輸時期之負載

地面環境負載分析，是為了確保所有元件能安全通過地面上的運輸及搬移，避免裝備在飛行前即遭受損害，導致升空時產生更大的破壞，而無法達成任務。因負載較小，分析不考慮。

2.7 結構安全係數設計

結構設計應考慮安全係數的設定，可在裝備分析時或測試時，證明系統是否達到這樣的安全條件。

裝備系統內各部份元件因作用、受力方式及材料不同，故有其不同的安全係數設計，如：陶瓷、玻璃等易碎材料的安全規定，就較金屬結構件要大的許多，另外，長期受力的元件(如：氣瓶、繩索等)亦須加大安全係數(如表 2-5)。其中太空電腦不需考慮結構件的安全係數以及 LCD 面板玻璃的安全係數。

計算安全裕度可以得知在固定負載下結構安全的程度，並同時考量安全係數，計算方式如下：

$$MoS_y = \frac{\sigma_{yield}}{\sigma_{max} \times SF_{yield}} - 1 \quad \& \quad MoS_u = \frac{\sigma_{ultimate}}{\sigma_{max} \times SF_{ultimate}} - 1$$

其中

σ_{yield} ：材料之降伏強度

$\sigma_{ultimate}$ ：材料之極限強度

σ_{max} ：負載下的結構應力最大值

MoS_y ：考慮降伏強度 (yield strength) 的安全裕度

MoS_u ：考慮極限強度 (ultimate strength) 的安全裕度

SF_{yield} ：降伏強度的安全係數

$SF_{ultimate}$ ：極限強度的安全係數

當安全裕度 MoS 值為正時，表示此時結構仍在安全係數限制的安全範圍之中，MoS 值越大表示結構越安全；反之，MoS 值為負數時，結構便超出所設計的安全範圍，需要進行設計上的修改。

2.8 結語

NASA 對於太空電腦的分析過程制定許多規範，並且提供詳盡的環境條件，以上分析流程可確保分析過程無誤，並且逐一檢視設計是否合乎準則，而環境設定也完整考慮了太空電腦所經歷各個時期的負載，至此分析步驟已規劃完成，可依據此分析步驟進行 ACOP 太空電腦初始設計的有限單元分析。



表 2-5 Safety factors

材料及元件種類	安全係數	
	對於降伏強度 (yield strength)	對於強度極限 (ultimate strength)
金屬結構件 (Metallic structures)	1.25	2.0
陶瓷及玻璃 (Ceramics and glass)	-	3.0
壓縮瓶 (Pressure vessels)	-	2.0

三、有限單元模型分析

3.1 前言

ACOP 太空電腦初步設計時，不只要滿足太空電腦功能設計、符合機殼與標準機櫃之間的尺寸規劃、選用適當的材料，同時也要考慮電腦內部空間的規劃。當初步設計成型後，便建立初始設計之有限單元模型 (FEM, Finite Element Model)，根據前章之設計需求及分析流程進行結構分析，以測試此初步設計是否合於規範，且結構強度能夠通過嚴苛的使用環境。

3.2 建立 ACOP 太空電腦之有限單元模型

太空電腦系統初始設計完成後，進入分析流程的第一步，便是根據原始設計，考慮系統各部份元件的外型尺寸、材料特性、製造方法、元件之間結合的條件等，使用 I-DEAS 軟體，建立合理的有限單元模型。

3.2.1 ACOP 太空電腦模型座標系統

系統座標中心 (如圖 3-1) 位於機殼面板外表面最下方，且位在機殼作又正中間的位置。就機體本身來看，X 軸方向為從右至左、Y 軸方向平行於機殼面板至機殼背板的方向、Z 軸方向朝著機體的上

方。

3.2.2 ACOP 太空電腦系統材料規格

ACOP 系統結構件材料為鋁合金 AL 7075，再經過一些熱處理以增加強度，其中機殼以及擋風板部份使用 AL 7075-T7351，剩下系統

內部框架則使用 AL 7075-T7352 (如表 3-1)，而內部電路板的材料選用為 FR4 (如表 3-2)。

系統的 LCD 面板為一般市售產品，為了簡化分析，因此將 LCD 面板在重量上及結構上合理的分成三片薄層：厚度 0.5mm 的不鏽鋼 (Stainless steel) 板、5mm 厚的壓克力 (Acrylic resin) 板以及厚度 1.5mm 的 polycarbonate (如表 3-3) [5]。

3.2.3 模型單元及網格

由於 ACOP 太空電腦系統龐大，初步使用約六萬個有限單元進行分析。由於 ACOP 電腦內部與外殼結構件多用薄板製造，因此 FE model 也多以薄板元素 (shell element) 建立 (如圖 3-2、圖 3-3)，並考慮製造程序與元件外型，搭配一些樑元素 (beam elements) 等其他種類元素組合成。而太空電腦的電路板安裝在框架 (chassis) 各部 (如圖 3-4)，其中五片運算電路板及一片電源供應板水平插於框架背後的電路基板，另有一片硬碟電路板放在電路基板之上，以薄板元素建立其模型。背板的有限單元模型亦是以薄板元素建立，網格劃分時，考慮原本的外型設計，背板的四個角落也預留安裝螺孔 (如圖 3-5)。

系統的邊界條件設定如同太空電腦安裝在標準機櫃時，僅以背板四角的四個螺孔利用螺釘鎖在標準機櫃預留的位置上，但實際情況如螺釘大小、是否使用墊圈等無法得知，因此分析時使用較保守的設定：直接拘束螺孔內緣所有節點的各方向位移，此方式會使得邊界施力較集中應力較大，得到較大的螺孔內緣應力值。

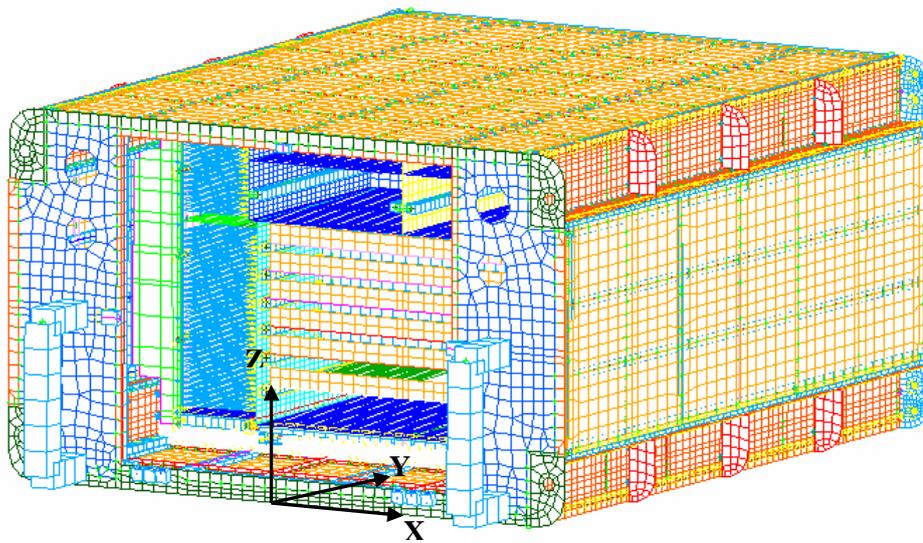


圖 3-1 ACOP 系統座標

表 3-1 AL7075 材料規格

材料特性	AL 7075-T7351	AL 7075-T7352
材料密度 (kg/m ³)	2790	2790
彈性係數 (GPa)	71.02	70.33
降伏強度 (MPa)	393	365.5
極限強度 (MPa)	468.9	441.3
極限剪力強度 (MPa)	262	262
浦松比 (Poisson ratio)	0.33	0.33

表 3-2 FR4 材料規格

材料特性	FR4
材料密度 (kg/m ³)	1800
彈性係數 (GPa)	180
極限強度 (MPa)	200
浦松比 (Poisson ratio)	0.3

表 3-3 LCD 模組使用材料規格

材料特性	不鏽鋼 (Stainless steel)	壓克力 (Acrylic resin)	polycarbonate
材料密度 (kg/m ³)	16593.5	2334.14	4668.29
彈性係數 (GPa)	207	1.86	2.24
浦松比	0.29	0.2	0.2

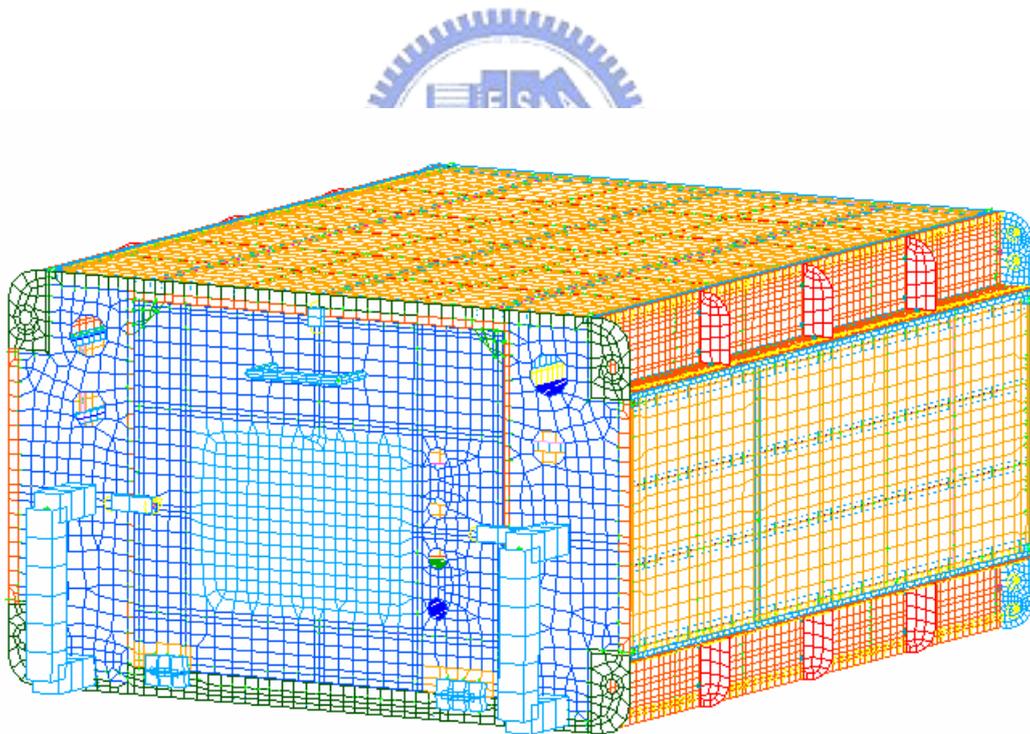


圖 3-2 ACOP 系統有限單元模型網格

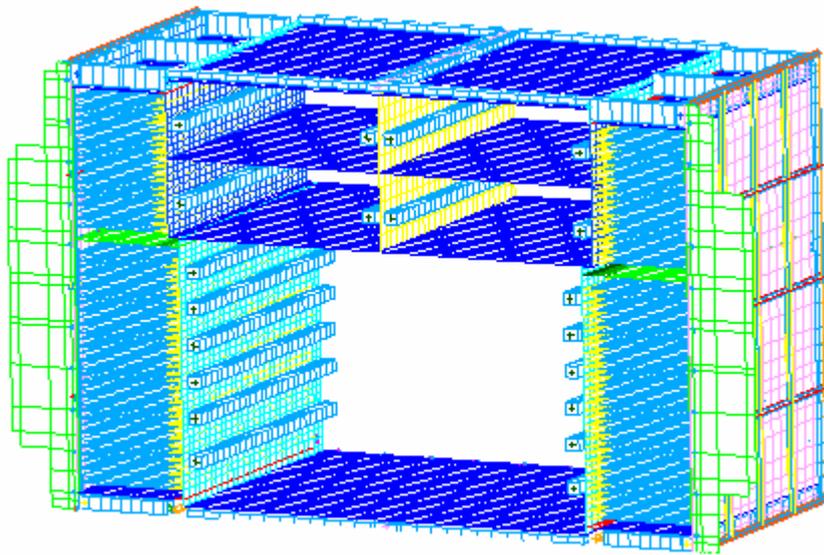


圖 3-3 ACOP 系統內部框架 (Chassis) 模型網格

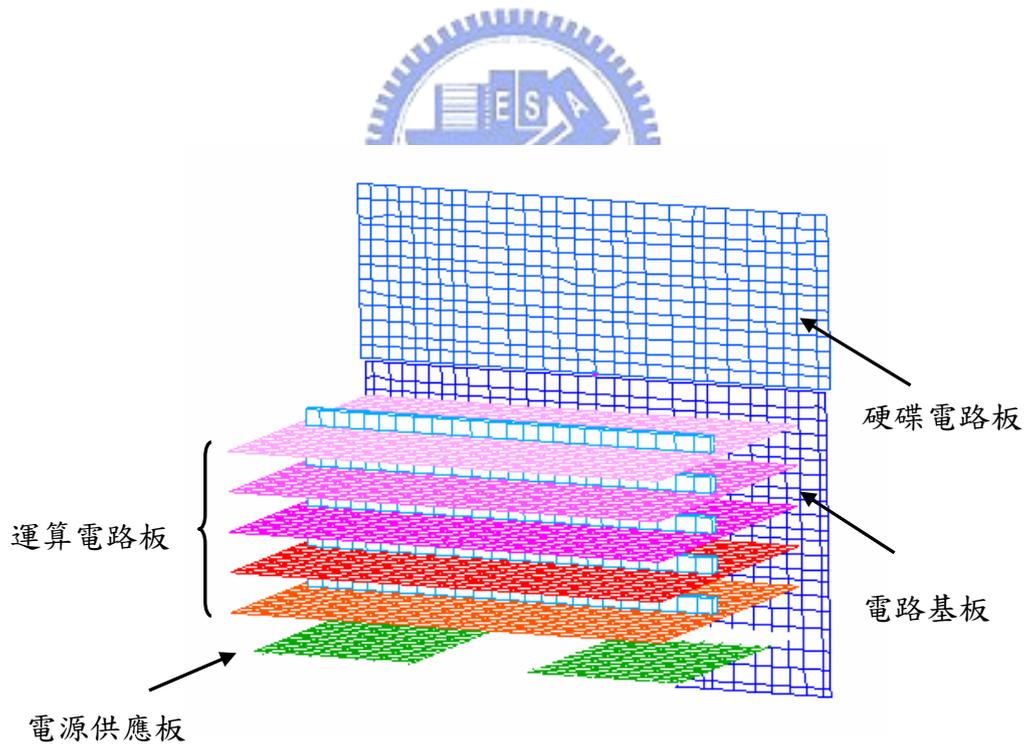


圖 3-4 電路板網格與電路板安裝位置

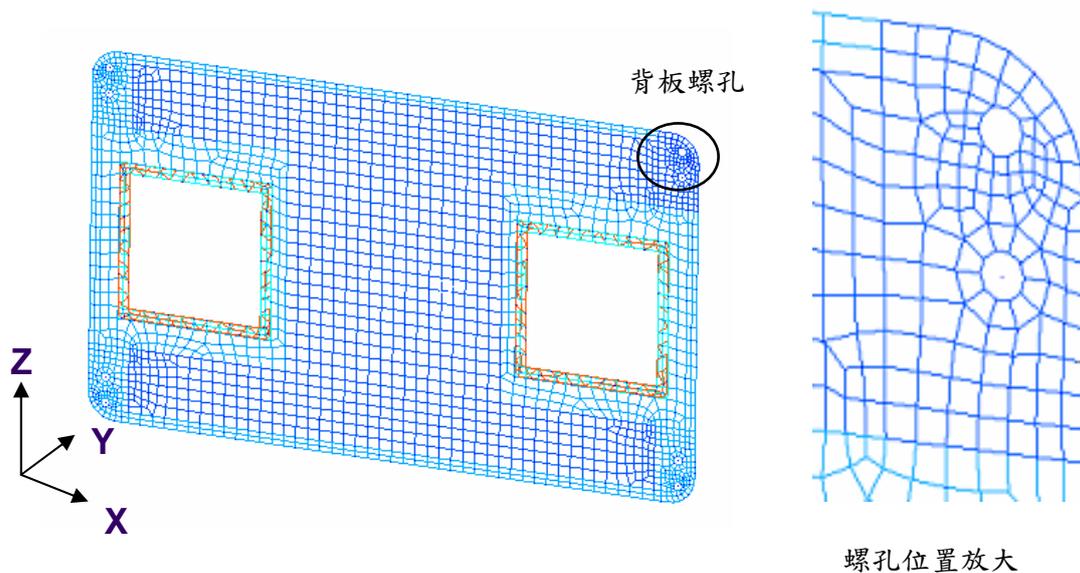


圖 3-5 背板與螺孔位置網格

3.3 ACOP 電腦有限單元模型之模型檢驗

當有限單元模型建立完成後，分析流程的第二步，必須檢驗此有限單元模型的的合理性與準確性。

(1) 自然頻率檢驗 (frequency check)

無邊界條件下進行自然頻率分析，可看出 6 個數值接近零的剛體振動模態 (如表 3-4)；而施加邊界條件後的自然頻率檢驗，沒有出現接近零的剛體模態 (如表 3-5)，表示模型內沒有不完全拘束的組裝條件，檢驗通過。

(2) 1 重力加速度檢驗 (1 G check)

分析求得 ACOP 電腦系統重量為 29.365 公斤重 (288.073 牛頓)，且 1G 重力負載時之各方向邊界受力，與系統重量相同。

(3) 應變能檢驗 (strain energy check)

施加一個虛擬力於無設定邊界條件之太空電腦模型，在各方向上均沒有產生應變能。表示模型沒有不當使用彈簧元素，則通過此項檢核。

(4) 檢驗網格密度

原始的有限單元網格有六萬個元素，為檢驗網格是否足夠，需進行網格密度分析。設定系統承受 X 方向上 1 個重力加速度負載，比較模型最大應力發生處 (背板螺孔處) 之應力值 (表 3-6)，考慮結果以 17 萬個元素之模型為標準進行實驗。

初始設計的有限單元模型通過所有模型檢驗，可接續進行重量重心位置分析。



表 3-4 無邊界條件之自然頻率分析

振動模態	1	2	3	4	5	6	7	8
振動頻率 (Hz)	3.79E-04	3.15E-04	1.38E-04	8.97E-05	2.34E-04	4.00E-04	9.70E+01	1.08E+02

表 3-5 施加邊界條件後的自然頻率分析

振動模態	1	2	3	4	5	6
振動頻率 (Hz)	9.41E+01	1.06E+02	1.17E+02	1.56E+02	1.59E+02	1.78E+02

表 3-6 元素數目與最大應力關係

元素數目	57318	63368	86823	179913
最大應力值	6.13E+06	8.37E+06	4.73E+06	4.96E+06

3.4 ACOP 電腦系統質量與重心位置確認

分析計算得 ACOP 電腦系統初始設計重量為 29.365 kgw，實際系統重心位置（與背板距離）273.6 mm，ACOP 系統實際情況重量為 27.574 kgw。分析時，為了保守起見，均勻增加 10%額外重量於分析模型上，以涵蓋製造、組裝時的不確定性，但因分析模型未考慮內部電路走線，故分析模型重量小於增加 10%後的實際重量（增加 10%後重量為 30.331 kgw）。

NASA 規範的重量-質心位置關係主要是限制系統重量對背板之彎矩，計算此限制下最大彎矩為 8303 kg-mm，比較分析求得之初步設計系統彎矩 8034 kg-mm，太空電腦初始設計合於 NASA 規範要求。

3.5 系統模態分析 (Modal analysis)

模態分析結果 ACOP 電腦系統最低自然振頻為 94.06Hz，大於規定 35Hz，符合設計規範。



3.6 計算 ACOP 電腦之環境負載 (Load dimensioning)

針對 ACOP 初始設計利用自然頻率分析結果計算其應承受之各種環境負載。

3.6.1 動態環境負載—計算 Random vibration load factor

模態分析得到各模態下各軸向主要的有效質量 (effective mass)，且疊加有效質量直到 80% (如表 3-7)，利用 NASA 提供的升空時艙體振動量與頻率關係 (振動能量頻譜，power spectrum) (如圖 3-6)，根據 Miles formula 求得各方向系統的動態負載因數 (RVLF_i)，並以

各振動頻率之有效質量加權，計算各方向應承受的動態負載（如表 3-8、3-9、3-10）。其中 X 方向之動態負載為 18.466G m/s^2 ，Y 方向之動態負載為 10.291G m/s^2 、Z 方向之動態負載為 17.033G m/s^2 。

3.6.2 靜態環境負載

根據前章敘述，列出所有需要參與分析之負載：

- (1) 發射與降落時期：靜態負載（同時考慮低頻靜態負載與動態），共有 24 組負載（如表 3-11）。
- (2) 太空站內使用時期工作人員施予系統的負載，共 7 組（如表 3-12）。使用 MSC/Nastran 做為分析工具，將所有 load case 代入進行分析。

表 3-7 系統主要自然振頻與有效質量

模態	振動頻率 (Hz)	X 方向有效質量 (%)	Y 方向有效質量 (%)	Z 方向有效質量 (%)
1	94.0602			14.439%
3	117.385			64.828%
5	159.016	0.339%		
6	178.2236	0.177%		
8	195.8425	76.822%		
14	220.2095	0.505%		
28	282.2016			0.943%
30	301.2292	0.228%		
94	315.3277		8.605%	
99	333.6068		7.634%	
100	338.5604	0.212%		
101	345.5595		34.683%	
112	383.3036		30.029%	
176	404.9226	1.058%		
227	438.396	0.170%		
290	539.8119	0.657%		
Total eff-mass		80.169%	80.950%	80.210%

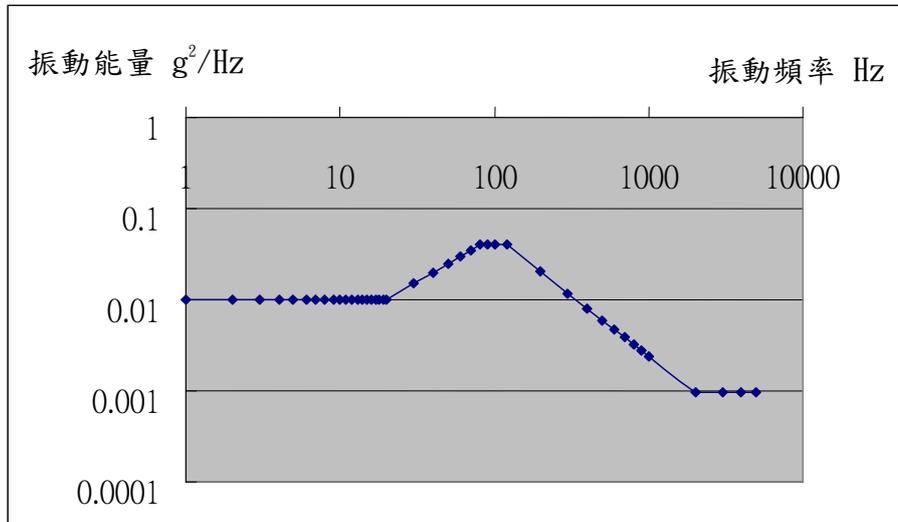


圖 3-6 艙體振動量與頻率關係

表 3-8 計算 X 方向之動態負載

頻率 (Hz)	振動能量 (g ² /Hz)	動態負載因數 (g)	有效質量	加權動態負載因數 (g)
159.016	0.0275	24.871	0.34%	0.0844
178.224	0.0236	24.410	0.18%	0.0431
195.842	0.0208	24.034	76.82%	18.4638
220.210	0.0178	23.575	0.51%	0.1192
301.229	0.0118	22.392	0.23%	0.0511
338.560	0.0101	21.966	0.21%	0.0467
404.923	0.0079	21.329	1.06%	0.2257
438.396	0.0071	21.053	0.17%	0.0358
539.812	0.0054	20.345	0.66%	0.1336
Total RVLF_{wx}				18.4664

表 3-9 計算 Y 方向之動態負載

頻率 (Hz)	振動能量 (g ² /Hz)	動態負載因數 (g)	有效質量	加權動態負載因數 (g)
315.328	0.0111	22.224	8.60%	1.9123
333.607	0.0103	22.019	7.63%	1.6809
345.560	0.0098	21.892	34.68%	7.5928
383.307	0.0085	21.522	30.03%	6.4629
Total RVLF_{wy}				10.290944

表 3-10 計算 Z 方向之動態負載

頻率 (Hz)	振動能量 (g ² /Hz)	動態負載因數 (g)	有效質量	加權動態負載因數 (g)
94.060	0.04	23.063	14.44%	3.3300
117.385	0.04	25.764	64.83%	16.7024
282.202	0.0128	22.633	0.94%	0.2134
Total RVLF_{wz}				17.0325

3.7 分析結果

使用 MSC/Nastran 進行有限單元分析完成後，分析結果以 I-DEAS 輸出結果視圖。32 組負載無法一一顯示，在此僅以第一組負載 (load case 1) 為例。第一組負載 (load case 1) 於 (X, Y, Z) 方向負載為 (20.97946, 11.6, 9.9) G。

由於螺孔處是整個有限單元模型唯一的邊界拘束，分析結果顯示在第一組負載下整個系統應力較大處集中在背板螺孔位置附近(如圖

3-7)，應力最大值為 1.63 MPa。

面板上 LCD 面板由於材質特殊，不同於系統中普遍使用的鋁合金，因此也須特別注意其應力分佈與應力大小（如圖 3-8）。

比較所有系統元件結構應力並計算其安全裕度（如表 3-13），第一組負載下安全裕度最低的元件為背板，但仍有 1.301 的安全裕度。比較 31 組負載，整理出安全裕度較低的組別及安全裕度較低的（如表 3-14），安全係數最低只有 0.984，發生在第 17 至第 24 組負載時背板元件，不過安全裕度大於零，系統仍在安全範圍內。

表 3-11 系統初始設計的實際靜態負載

負載組別	X 方向負載值 (G)	Y 方向負載值 (G)	Z 方向負載值 (G)
1~8	20.97946 -17.9795	11.6 -11.6	9.9 -9.9
9~16	7.7 -7.7	15.50688 -15.5069	9.9 -9.9
17~24	7.7 -7.7	11.6 -11.6	19.70066 -19.7007

表 3-12 國際太空站內工作人員施予系統的負載

負載組別	施加負載位置	施力量
25~30	手把	各方向±222.6 (Nt)
31	LCD 面板	55640 (N/m ²)

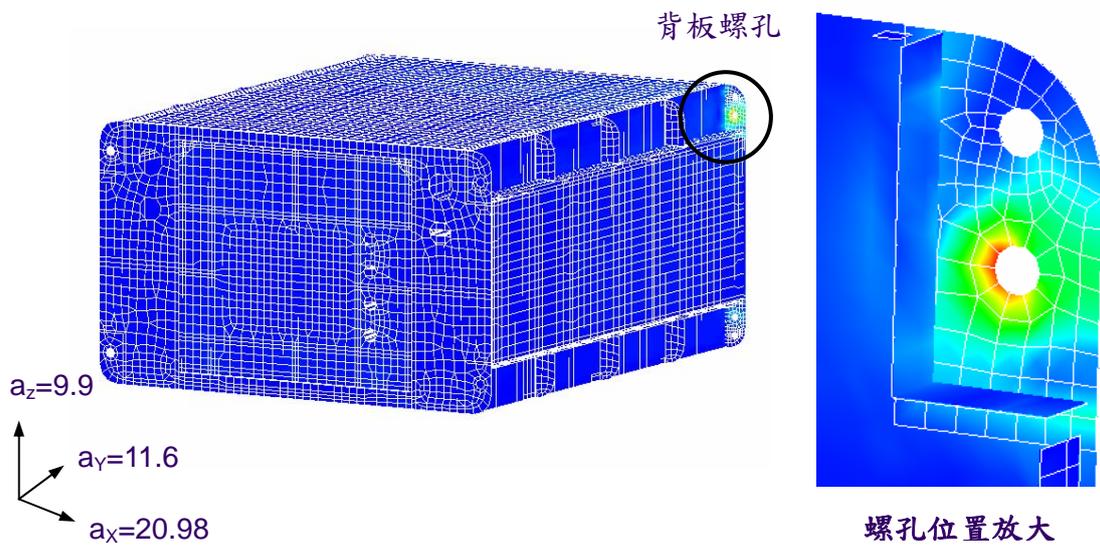


圖 3-7 分析結果—應力集中在背板螺孔位置

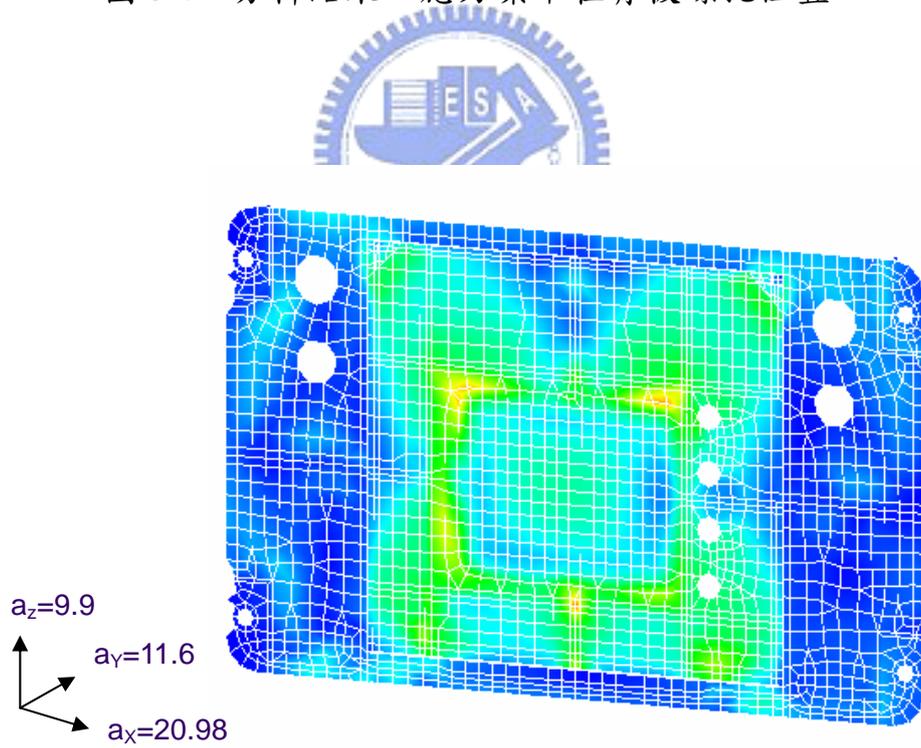


圖 3-8 分析結果—面板與 LCD 面板應力分佈

表 3-13 第一組負載下元件最大應力與安全裕度

元件名稱	材料性質			分析結果 最大應力 (MPa)	安全係數		計算安全結構安全裕度	
	元件材料	降伏強度 (Mpa)	極限強度 (MPa)		降伏強度之 安全係數 (SF _y)	極限強度之 安全係數 (SF _y)	降伏強度之 安全裕度 (MoS _y)	極限強度之 安全裕度 (MoS _y)
背板	Al-7075	469	4390	163	1.25	2.0	1.301	12.475
面板	Al-7075	469	4390	10	1.25	2.0	36.504	218.65
LCD 面板	lexan953A	-	63	0.23	-	2.0	-	135.957

表 3-14 主要元件安全裕度較低的負載組別

負載組別	元件名稱	材料性質			分析結果 最大應力 (MPa)	安全係數		計算安全結構安全裕度	
		元件材料	降伏強度 (Mpa)	極限強度 (MPa)		降伏強度之 安全係數 (SF _y)	極限強度之 安全係數 (SF _y)	降伏強度之 安全裕度 (MoS _y)	極限強度之 安全裕度 (MoS _y)
17~24	背板	Al-7075	469	4390	189	1.25	2.0	0.984	10.622
31	LCD 面板	lexan953A	-	63	2.96	-	2.0	-	9.642

3.8 結論

分析結果可得：

- (1) 初步設計的結構是安全的，且符合重心位置及最低自然頻率等所有 NASA 規範；
- (2) 由於螺釘必須傳遞整個系統的受力，結構最脆弱的部份是背板四個螺孔位置；
- (3) LCD 面板在經歷直接下壓力（第 31 組負載）時，處於最危險的狀態。

其中螺孔就力量傳遞的觀點，必定是整個系統中承受最大應力之處，但仍可透過結構設計的改良，減少系統所需承受的負載，進而降低背板與螺孔的受力。



四、太空電腦之結構設計改良

4.1 前言

太空電腦 ACOP 的初步設計分析完成後，便可以進行設計改良，進而由改良後的設計再進行分析。本章設計變更的主要方向分為兩部份：(1) 整體設計需求的改變—考慮熱傳改善的結果對於系統外觀與結構的改變；(2) 結構改善—由初始設計之分析得到的訊息，進行結構強度的改善。

4.2 整體設計需求的改進（新型設計一）

在熱傳的考量上，最初始的設計是由風扇導入氣流，並且利用風管(ducts)及擋風薄板引導空氣流向。由於熱傳的設計將朝「以單片導風板代替風管引導氣流」的方向，因此系統內部的兩組風管皆需移除，將以氣流出口處單片導風板代替。

4.2.1 新型設計一之有限單元模型

太空電腦初始設計的氣流引導裝置為系統後方的兩組風管（如圖 4-1），新型設計一將一片導風板，此導風板厚度 2.3mm，放置在系統左後方氣流出口位置（如圖 4-2），替代原來的兩組風管的功能。移除風管裝置時，同時移除組裝風管的螺釘，可減輕系統重量，移除風管裝置亦可以避免風管元件產生不必要的振動。新型設計減輕約 1.4kg 的質量。

新型設計一的有限單元模型經過模型檢驗後，正確無誤，因此繼續進行自然頻率分析。

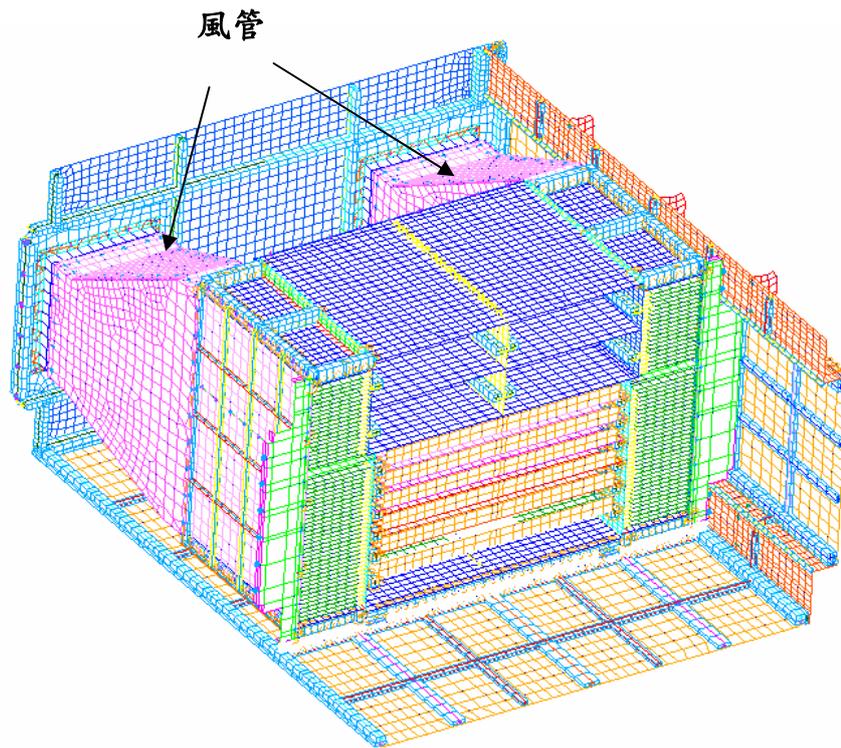


圖 4-1 使用風管的原始設計

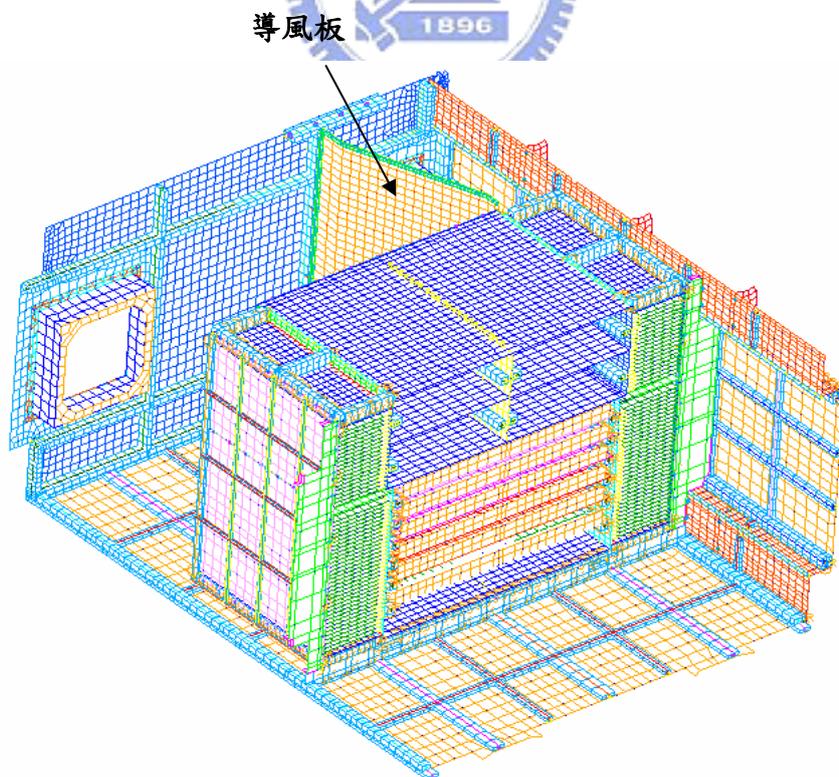


圖 4-2 新型設計一導風板安裝位置

4.2.2 新型設計一之模態分析與動態環境負載

新型設計一系統經過模態分析，可由分析結果得知各個主要振頻的模態振形 (mode shape) 及有效質量 (effective mass)，同時計算系統各方向動態負載 (RVLF) (如表 4-1)，了解各主要的自然振頻下系統變形的方式與範圍。

(1) 振動頻率 78.860 Hz 時：

此模態下主要振動方向 Z 軸向，有效質量為 69.688%，振動來源為電腦外殼整體結構與電源供應板 (如圖 4-3)。由於大部分的電路板平面的法方向皆與 Z 軸平行，特別是電源供應板上搭載了質量較大的兩具電源供應器，因此電源供應板極容易產生 Z 方向的振動；同理，太空電腦主體在 Z 方向上較薄，Z 方向振動也特別明顯，而且結構主體本身質量較大，振動會對系統產生較大的影響，因此此模態的有效質量較大。

(2) 振動頻率 163.770 Hz 時：

振動方向發生在 X、Z 軸向，導風版與電源供應板提供此模態下主要的振動 (如圖 4-4)。新安裝之導風板的法方向為 X 軸方向，自然容易產生 X 方向的振動，而電源供應板由於質量較大且結構強度較小，在 X 軸向振動時，產生了扭曲的振動型態，也造成了很大的有效質量。

(3) 振動頻率 166.601 Hz 時：

此模態振動方向為 X 軸向，產生 21.271% 有效質量，主要的振動來源仍是導風版與 power 電路板 (如圖 4-5)，振動產生方式與 163.770Hz 時相同，頻率也接近。

(4)振動頻率 312.569 Hz 時：

主要振動方向為 Y 軸，放置於 Y 軸方向的板件不多，包括 LCD 面板、硬碟電路板與基座電路板，其中 LCD 面板與硬碟電路板便同時在此頻率下產生振動，且側面的散熱鰭片有受到激發產生共振（如圖 4-6），使得此模態的振動情形較複雜。

4.3 系統結構改善

初始設計結構分析結果得到一個重要的訊息：螺釘必須傳遞整個系統的受力，因此結構最脆弱的部份是背板四個螺孔位置。由此訊息評估設計改良之方向應為改善背板（back plate）上負載，最小化螺釘受力。其方法有：

- (1) 考慮系統重量造成的彎矩—減低系統重量或後移系統重心；
- (2) 減少螺釘位置的壓力—背板加厚；
- (3) 考慮動態負載—自然頻率的改變；

方法(1)、(2)是較直觀的想法，但由於系統在升空時動態環境所給予的負載占重要的比例，因此可利用改變系統結構的同時，估計對系統自然頻率的改變，以及自然頻率改變時動態負載的變化，達到降低螺釘負載的需求。

表 4-1 新型設計一主要模態、有效質量及動態負載

模態	振動頻率(Hz)	X 方向之有效質量%	Y 方向之有效質量%	Z 方向之有效質量%
1	78.860			69.688%
3	163.770	34.002%		5.011%
8	166.601	21.271%		
101	312.569		45.262%	
Total RVLF (G)		10.0708937	10.40588526	14.65662289

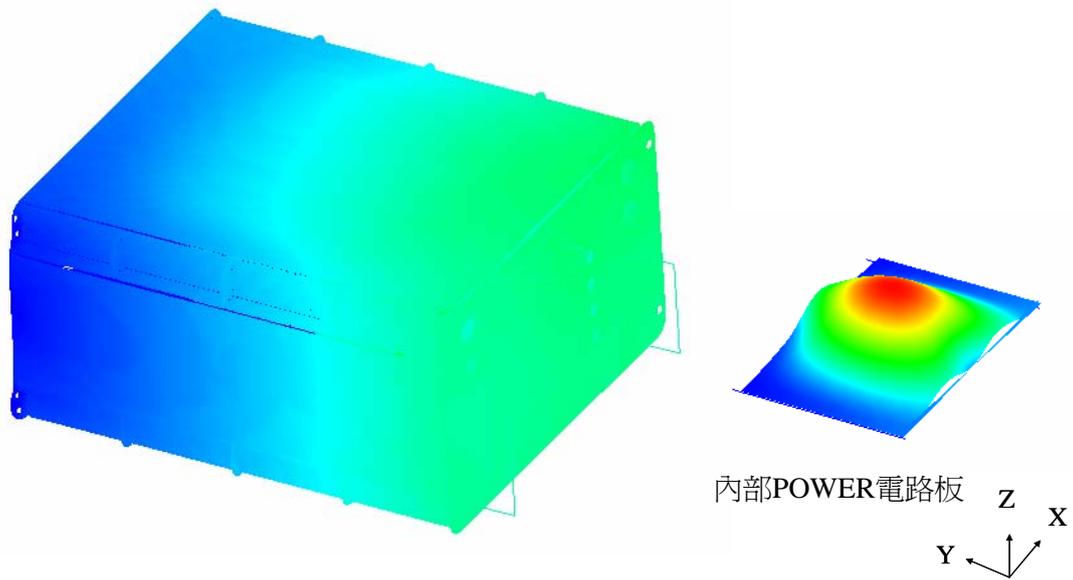


圖 4-3 頻率為 78.860 Hz 時的模態振形 (mode shape)

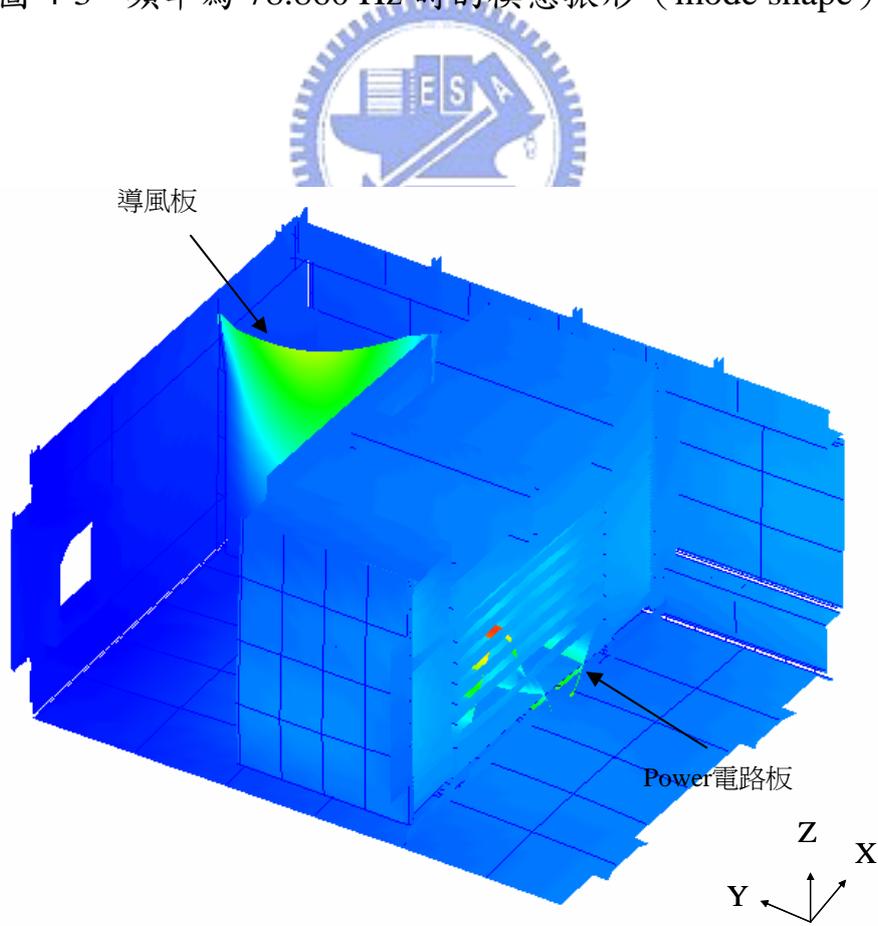


圖 4-4 頻率為 163.770Hz 時的模態振形 (mode shape)

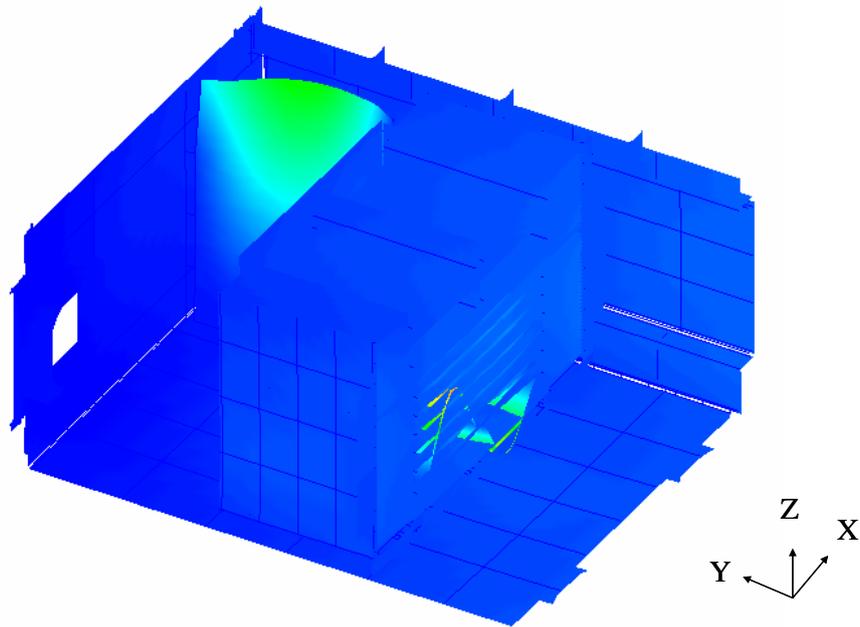


圖 4-5 頻率為 166.601Hz 時的模態振形 (mode shape)

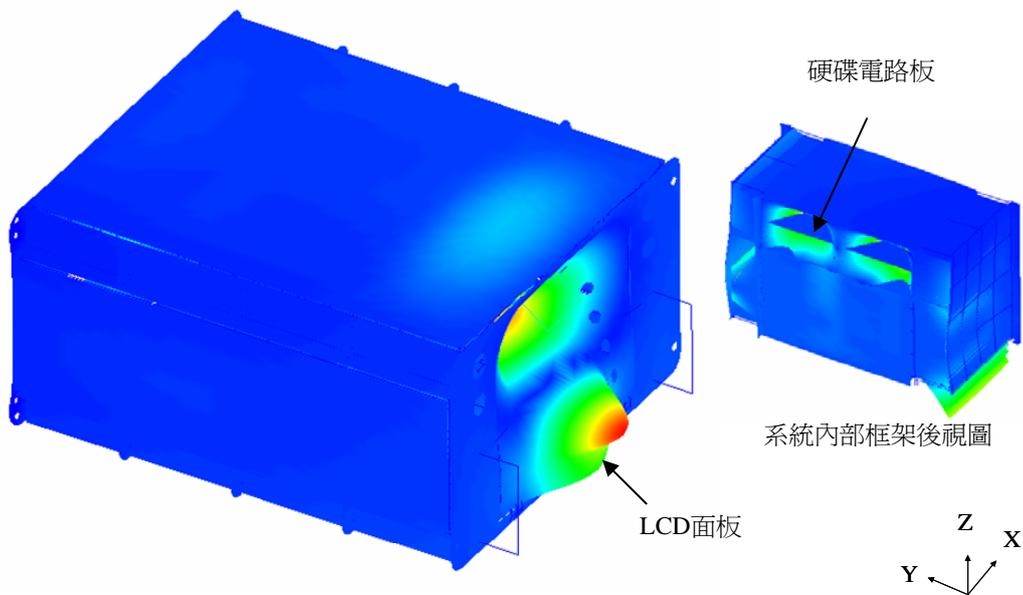


圖 4-6 頻率為 312.569Hz 時的模態振形 (mode shape)

考慮升空時之動態環境條件，NASA 提供之太空艙各振動頻率時產生的振動能量（如表 2-2），經由 Miles 公式計算各個模態的動態負載因數（ $RVL F_i$ ）得知，動態負載因數（ $RVL F_i$ ）的最大值出現在頻率 120Hz 處（如圖 4-7），因此在變更設計時，若能使系統主要的自然振頻位置遠離 120Hz，便可降低系統動態負載值，且動態負載對頻率的變化率不同，所以調低系統自然頻率（小於 120Hz）將比調高系統自然頻率更能有效的降低動態負載。此外若考慮系統各元件自然振頻的交互作用（各振頻之 $RVL F_i$ 的加總方式），得到另一個改善結構的方法，分散系統內部各元件之自然振頻，避免共振，亦可以降低系統動態負載。

系統之動態負載在計算時，各軸向是獨立的，以下就新型設計一模態分析結果，進行各軸向的結構改良。

4.3.1 新型設計之 X 方向結構改良

從新型設計一的模態分析之模態振形（mode shape）來看，X 方向上出現較大的振動量的元件為電路板最下層之電源供應板與新加上的導風板。由於電源供應板上搭載的電源供應器質量較大而容易產生大幅度的振動，加上與新導風板的自然頻率相接近，因此改善的方式為：(1)在電源供應板上增加截面為 5mm*10mm 的加強肋（如圖 4-8、圖 4-9），期望加強電源供應板的結構強度，以減少振動量；(2)變更導風板之厚度，將原本厚度 2.3mm 減少為 1.8mm，更改導風板之自然振頻，避開與電源供應板的自然振頻，減少共振。

基於以上兩點改善方式，設計出新型設計二（電源供應板加肋）與新型設計三（電源供應板加肋且導風版變薄），接著進行此兩種新型設計的自然頻率分析。

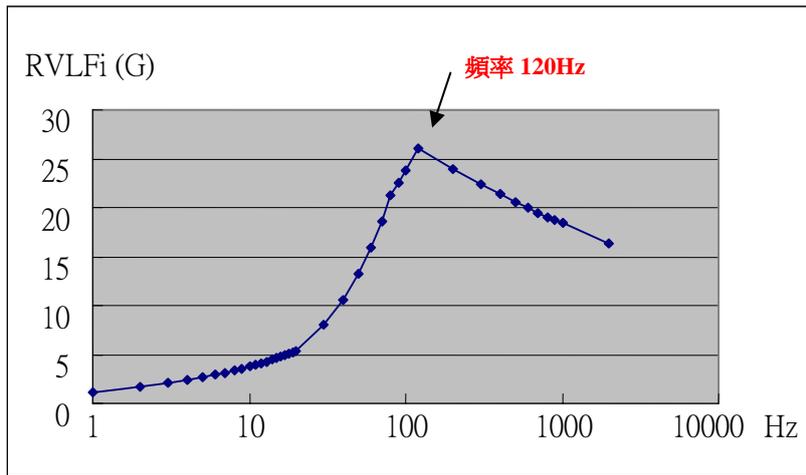


圖 4-7 升空環境下動態負載與頻率關係

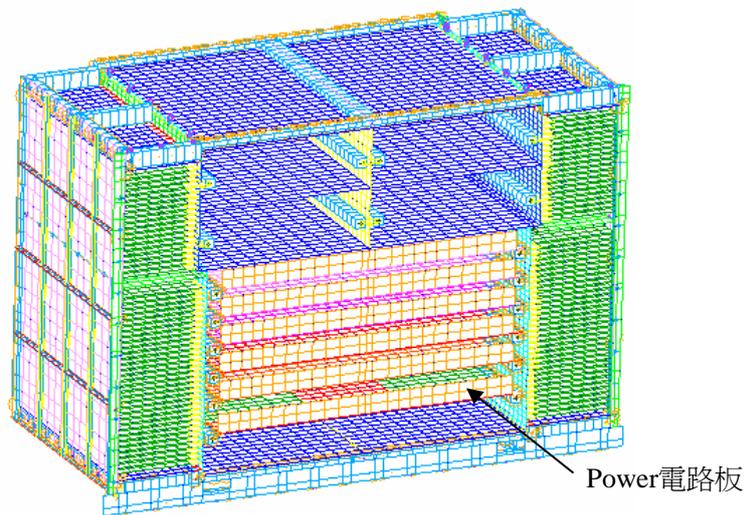


圖 4-8 電源供應板位置

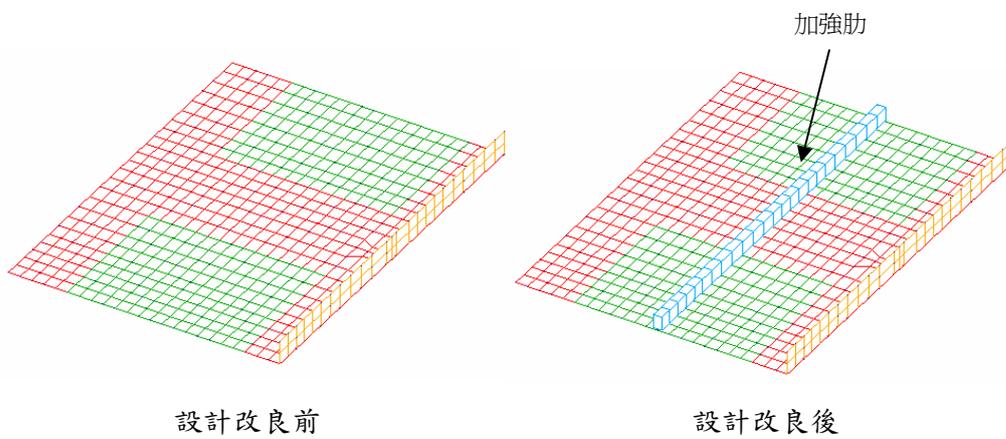


圖 4-9 電源供應板上加強肋安裝位置

變更設計的新型系統進行自然頻率分析與動態負載計算後，發現同時增加加強肋於電路板且使導風版變薄的型態（新型設計三），不但可以使電源供應板振動量減小，同時可以分散導風版與電路板的自然振頻，使得 X 方向之動態負載從新型設計一的 18.47G 大幅減小為 9.72G（如表 4-2）。

4.3.2 新型設計之 Y 方向結構改良

ACOP 太空電腦的基本設計，垂直於 Y 方向的板型元件不多，但都是重要的元件，其中有：LCD 面板、硬碟電路板。而從新型設計一模態分析之模態振形（mode shape）不難看出，Y 方向上出現較大的振動量的元件便是硬碟電路板與脆弱的 LCD 面板，同時也激發了散熱鰭片的振動，但由於 LCD 面板是規格已定的套裝產品，無法改變其結構設計，因此改善的方式為：(1) 在硬碟電路板背面（框架外側）加上截面 5mm*8mm 的加強肋（如圖 4-10、4-11），加強結構強度減少振動量且改變自然頻率；(2) 變更散熱鰭片之厚度，從初始設計 1.5mm 變更為 1.3mm，改變其自然頻率以避開 LCD 面板的自然振頻，保護 LCD 免於共振，同時達到減低系統重量之功效。

考慮以上兩點針對 Y 方向振動的改善方式，設計出新型設計四（硬碟電路板加肋且散熱鰭片變薄），而新型設計五又同時加入了 X 方向振動的改良方法（硬碟電路板與電源供應增加加肋、導風版與散熱鰭片變薄）。進行此兩種新型設計的自然頻率分析、比較動態負載的大小。

新型設計四的分析結果發現，Y 方向的動態負載得到很大的改善，成功達到調整散熱鰭片的自然振頻避開 LCD 的自然振頻，減少 LCD 面板的負載，也降低了 Y 軸方向的動態負載從新型設計一的

10.41G 減小為 8.65G。而新型設計五，加入了針對 X 方向的設計變更，更將系統動態負載降低至 7.18G。比較新型設計之間模態與動態負載值（如表 4-3）。

4.3.3 新型設計之 Z 方向結構改良

新型設計在 X、Y 方向上主要的振動元件，都是板件或小形元件使得振動有效質量較大，這樣的情況下，為了避免元件的變形量過大，選擇針對振動較嚴重的元件增加強度。不同於 X、Y 方向，Z 方向的變形處為整個系統（通常在較低頻發生），變形受力由系統結構來承擔，系統結構件設計強度較大，較不易破壞，因此不多做改善。

4.4 動態負載改良結果

比較設計變更後系統各方向動態負載值與系統質量（如表 4-4），新型設計五在 X 方向、Y 方向動態負載都明顯較小，且質量較新型設計一低了 1.9 公斤，雖然 Z 方向動態負載值略微增加，但仍為整體最佳的一組設計，因此新型設計五將為 ACOP 太空電腦的最後設計。

表 4-2 改良前後 X 方向動態負載比較

型態名稱		新型設計一	新型設計二	新型設計三
設計變更處			電源供應板加肋	電源供應板加肋導風版變薄
X 軸向動態負載(G)		18.47	13.28	9.72
模態比較	自然振頻 (Hz)	163.77	163.47	160.13
	有效質量	34.00%	53.01%	32.65%
	自然振頻 (Hz)	166.60		168.20
	有效質量	21.27%		19.87%

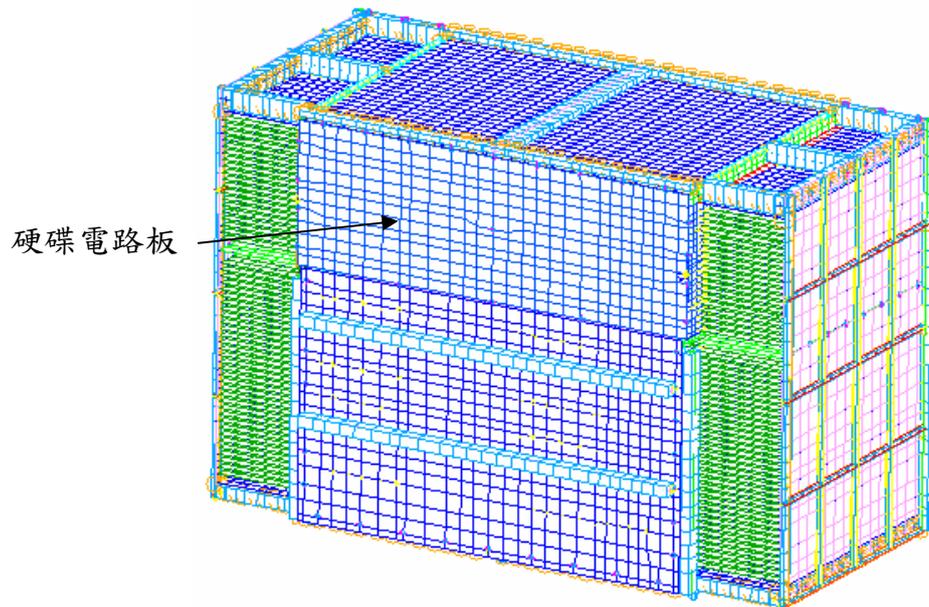


圖 4-10 框架背部與硬碟電路板位置

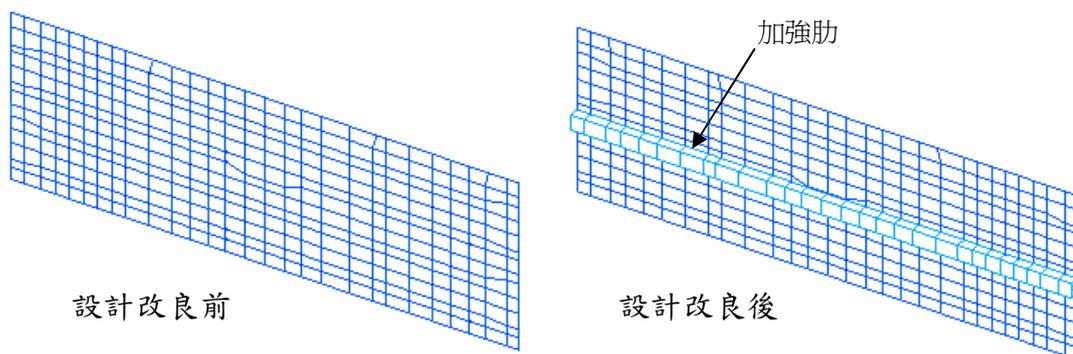


圖 4-11 電源供應電路板背部安裝加強肋

表 4-3 改良前後 Y 方向動態負載比較

型態名稱		新型設計一	新型設計四	新型設計五
設計變更處			硬碟電路板加肋 散熱鰭片變薄	硬碟電路板與電源供應板加肋 散熱鰭片與導風板變薄
Y 軸向動態負載(G)		10.41	8.65	7.18
模態比較	自然振頻 (Hz)	312.57	313.797	309.33
	有效質量	45.26%	31.99%	9.15%
	自然振頻 (Hz)	319.04	324.73	317.91
	有效質量	4.02%	20.55%	21.53%
	自然振頻 (Hz)	345.36		321.50
	有效質量	4.38%		8.23%
	自然振頻 (Hz)			322.63
	有效質量			19.78%

表 4-4 新型設計系統動態負載與系統質量比較

設計型態		新型設計一	新型設計二	新型設計三	新型設計四	新型設計五
動態負載(G)	X 方向	10.07	13.28	9.72	10.10	8.98
	Y 方向	10.41	10.46	10.17	8.65	7.18
	Z 方向	14.66	15.28	15.25	14.67	15.36
系統質量(kg)		27.936	27.963	27.887	27.401	27.070

4.5 原始設計與新型設計改良前後的比較

考慮自然頻率對動態負載的影響，系統設計經過改良，改良後動態負載減低且系統質量也減輕。經過比較，新型設計各方向動態負載較初始設計減低了9%以上，因此最終系統總負載值（同時考慮升空時靜態負載）也將減低，而系統質量在經過改良後減輕了2.295 kg(如表4-5)。

前一章的分析可得知：系統與機架單靠背板上的四根螺釘連接，背板在螺釘位置上需承受很大的應力，是整個系統應力最大之處。本章之新型設計考慮了自然振頻與系統動態條件的交互關係，成功降低了系統動態所產生的負載，同時因應熱傳設計，做適當的改變，並同時減低系統質量。所以新型系統在與初始設計相同的背板結構設計下，重力加速度型態的負載對於背板產生的彎矩降低，背板所需傳遞的力必然減小，則背板螺釘處的應力也將變小，達到改善設計之效，使得原本便符合結構設計規範的 ACOP 電腦系統，變得更加安全。

表 4-5 原始與新型設計之動態負載與系統質量比較

設計型態		初始設計	新型設計五	改進比率
動態負載 (G)	X 方向	18.47	8.98	51.38%
	Y 方向	10.29	7.18	30.30%
	Z 方向	17.03	15.36	9.81%
系統質量 (kg)		29.365	27.070	-2.295

4.6 太空電腦自然頻率試驗建議

有限單元法的分析可事先計算所設計的系統是否合於規範標準，但分析使用的有限單元模型的真實性仍需進一步以實體實驗確認，本研究中以系統自然振動頻率為分析之重點，理應進行系統自然振頻的測試。AMS02 計畫規劃，ACOP 太空電腦系統實體是委託中山科學研究院製造，每一個設計型態製作完成後都將送去 NASA 檢驗與認證。由於時間緊迫，無法針對實體模型進行自然頻率測試，但在此仍初步規劃太空電腦自然頻率的試驗方式。

一般認證工作常做的頻率測試是使用振動機 (vibration machine) 作為激發系統振動的能量來源[6]，但設備較為複雜，比較建議的自然頻率測試方法是直接以敲擊給予待測系統能量，激起系統自然頻率，實驗基本方式如下：

- (1) 根據分析經驗得知於系統內部較易發生振動的元件與其振動方式，於這些元件上放置應變規或加速度計 (應變規可量測振動變形量，加速度計則可得知該處特定方向所獲得的振動能量[7])，量測計放置的位置與方向，需做事先的規劃。
- (2) 將太空電腦以繩索吊起，注意繩索與太空電腦的接觸方式，需不影響太空電腦的各部元件振動，同時也應考慮繩索彈性與系統質量所產生的振動頻率。
- (3) 敲擊太空電腦系統外部，使其振動，激起系統各部份元件的振動模態，並且記錄每個元件上量測計的結果。

(4) 整理實驗結果，觀察不同元件經過激發後在某些頻率下有最多的變形或是較大的振動加速度，與分析結果比較。此試驗裝置簡單又可以得到合理的系統振動模態，以實驗得到的自然頻率與分析的所得比較，可驗證分析模型的真實性。



五、結論與建議

5.1 結論

ACOP 太空電腦系統，與一般普通電腦最大的不同在於它所處的嚴苛的環境，以及較高的安全考量，因此衍伸出設計時嚴格的设计條件與細密的分析過程，以確保得到正確且安全的分析結果。本論文根據 ACOP 電腦已有的初始設計，建立合理的有限單元模型，此模型經過檢驗後，根據外界環境給予合理的負載，進行分析。分析的目的是給予設計支持，並且提供改進設計的方向，太空電腦初始結構設計便已合乎安全規範，結構強度可以順利通過其將經歷的惡劣升空環境，但仍有可改進的空間，因此本篇論文繼續對太空電腦初始設計進行結構改良。

分析的過程中，需要考量升空時太空艙振動給予 ACOP 電腦系統的負載，太空艙振動對系統的影響與系統自身的自然頻率有關，若系統的自然頻率與艙體振動頻率相近，系統必定振動量大。根據 NASA 所給的太空艙振動強度與頻率的關係，利用 Miles 公式計算出太空艙給予系統最大振動能量的頻率是 120Hz，且分析求得系統整體與內部元件的自然振頻，發現主要的振動來源是系統內部的板形散熱元件、電路板以及 LCD 面板。

一般在面臨此類負載過大的問題時，皆是直觀地加強系統結構強度，但往往也增加了系統質量，使得結構需承受更大的支撐力，無法完全的解決問題。本篇論文的改進方式，是改變系統自然頻率，減低負載。利用調整系統內部板件的厚度(變薄)以及在電路板上適度給予加強肋來調整系統元件的自然頻率，這種方式改良點有三：(1) 調整整個系統自然頻率遠離 120Hz，減少太空艙帶來的振動負載；(2) 改

變系統內部元件間的自然振頻，以避免內部元件共振；(3) 調整板件厚度時考慮系統質量，將板件變薄以減低質量。

太空電腦系統結構設計改良後，系統各方向的振動負載有效降低 9%~51%，且系統質量減輕 2.3 公斤，因此結構所需承受的負載明顯降低，改良後的太空電腦結構將比已合乎結構規範的初始設計還要更加安全，達到結構設計改良的目的。

5.2 建議

設計的過程中，如何降低振動的負載及減輕系統質量是最重要的課題，最佳的狀況是能減低系統質量同時降低振動負載。

元件設計的觀點來看，良好的設計應避免薄板，雖然薄板質量小，但極易產生振動與噪音，現階段仍有許多引導氣流的薄板與散熱鰭片，雖然已給予結構加強，但根本的方法是利用更好的散熱方式將風板與鰭片移除，方能解決。

從理論計算的觀點來看，本論文從 Miles 公式計算等效動態負載來尋找改善方向，但由太空電腦系統複雜，其中可做設計調整的元件很多，調整的方式也不同，因此可變的參數很多，目前只以人為方式改變原件設計來調整降低動態負載，尚無法全面推導定量化多參數之最佳方程式，配合有限單元法計算系統自然振頻及等效質量的方程式，再利用 Miles 公式，以最佳化求解的方式，直接經由計算得到最佳化之系統動態負載量，並且求出變數值，找出最佳改善的方式。像這樣從動態負載著眼，並以最佳化求解的方式，倘若能夠發展，將會提供太空相關系統結構更好的設計。

Reference

- [1] “Expedite the Processing of Experiments to Space Station (EXPRESS) Rack Payloads Interface Definition Document,” SSP 52000-IDD-ERP, NASA Marshall Technical Report, Sep. 2003.
- [2] “Payload flight equipments and guideline for safety critical structure,” SSP 52005C, NASA Marshall Technical Report, Dec. 1998.
- [3] 陳正宗等, 有限元素分析與工程實例:MSC/NASTRAN 軟體應用, 北門出版社, 民國八十五年六月
- [4] S.H. Crandall, “Random Vibration,” Vol. 2, pp. 1-12, MIT Press, Cambridge, MA, 1963.
- [5] “Metallic Materials and Element for Aerospace Vehicle Stress,” MIL-HDBK-5, Military Handbook, July 2003.
- [6] D.S. Steinberg, “Vibration Analysis for Electronic Equipment,” Third Edition, pp. 403-425, John Wiley & Sons, 2000.
- [7] H.M. Lee, “Testing for Random Limit Load Versus Static Load,” NASA Marshall Technical Report, Sep 1997.