

倉儲系統的搬運機移動時之變形與應力分析

柯建良、王栢村

國立屏東科技大學機械工程系

摘要

本文利用 ANSYS 有限元素分析軟體，對單元負載式倉儲系統(Unit load systems)，分析搬運機啟動及停止時所產生的慣性加速度，對立柱造成的變形與應力影響。文中使用了 3D 結構梁元素模擬立柱、導桿，薄殼元素模擬搬運機的基座，質量元素模擬馬達、取料架及物料負載，並利用交流馬達工作的情況求出整個搬運機啟動時所產生的慣性加速度，以模擬啟動時的真實狀況。經分析後得到立柱的應力及變形資料，可以知道立柱可能發生破壞的位置，還能得到基座變形的情形，及產生最大應力的位置，以提供設計者作為日後設計的參考。為了模擬搬運機移動中的情形，未來將加入震動暫態分析。

一、前言

自動化倉儲系統現今較廣為被人討論的，大都侷限於倉儲系統的存取效率、物料管理及自動控制工程等領域，較少對倉儲結構的安全性與結構設計作探討，所以本文將利用 ANSYS 軟體對一自動倉儲系統的搬運機作結構分析，主要分析目標是搬運機立柱與導桿的應力與挫屈分析[1]。本文將馬達的啟動轉矩，與利用 CAD/CAE 軟體計算搬運機的質量，根據質心運動定理[2]求出搬運機加速度值，作為邊界條件，並且比較，當取料機在不同高度時，對搬運機結構的影響。

二、問題描述與分析目標

1、問題描述：

自動倉儲系統的搬運機外型如圖1所示，搬運機

移動時是由交流感應馬達所驅動，其規格見表1，啟動時馬達對搬運機產生一X軸向的慣性加速度，煞車時馬達亦對搬運機產生一慣性加速度，結果導致結構變形。

2、分析目標：

- 1.分析啟動時慣性加速度對搬運機立柱與導桿是否造成靜力或挫屈破壞。
- 2.分析煞車時慣性加速度對搬運機立柱與導桿是否造成靜力或挫屈破壞。
- 3.比較取料架乘載物料在距離地面不同高度時對立柱與導桿造成的最大應力與變形。

根據以上的分析目標，本文將分析狀況分成下列8種狀況：

CaseA1：模擬搬運機啟動時的狀況，此時取料架距離地面0.55公尺。

CaseA2：模擬搬運機啟動時的狀況，此時取料架距離地面1.1公尺。

CaseA3：模擬搬運機啟動時的狀況，此時取料架距離地面1.65公尺。

CaseA4：模擬搬運機啟動時的狀況，此時取料架距離地面2.2公尺。

CaseB1：模擬搬運機煞車時的狀況，此時取料架距離地面0.55公尺。

CaseB2：模擬搬運機煞車時的狀況，此時取料架距離地面1.1公尺。

CaseB3：模擬搬運機煞車時的狀況，此時取料架距離地面1.65公尺。

CaseB4：模擬搬運機煞車時的狀況，此時取料架距離地面2.2公尺。

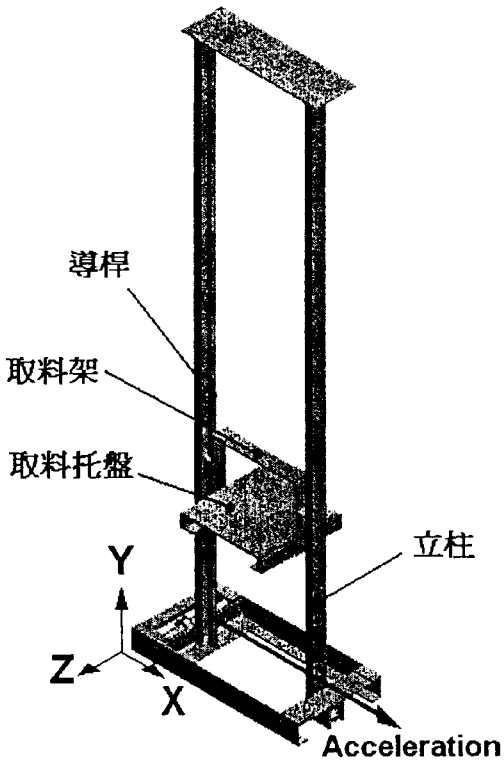


圖1. 搬運機結構圖

表1. 馬達規格[3]

廠牌	SHANG YANG
馬達型號	5RK90A-AMFFP
出力	90W
啓動轉矩	4500 g·cm
電壓	100~110V
轉速	1350~1550 rpm

三、數學模式

1、結構的相關尺寸

本文所分析的搬運機結構，主要是由標準的鋼樑利用螺栓接合而成，圖 2 為搬運機基座的結構圖，兩導桿的中心距 500mm，立柱的形心距 620mm，各零件的相關尺寸列於表 2。

2、質量：

搬運機結構如圖1所示，主結構質量為104.4kg、取料架質量為17kg、取料托盤質量為10kg馬達質量，X軸驅動馬達、Y軸驅動馬達和Z軸驅動馬達總值量為15kg、最大物料負載為50kg。總值量=196.4kg

3、傳動扭矩：

傳動扭矩 $T=M \times C=17.658 \text{ N}\cdot\text{m}$

1、M：起動轉矩=4500 g·cm [3]

4500 g·cm=0.44145 N·m

2、C：減速比=40：1=40

4、啓動時加速度：

基本假設：

1、搬運機的重量均勻分佈於前後輪。

2、搬運機的導輪作純滾動， $f \leq \mu N$ 。

已知條件：

1、 m_{eq} ：1/2 搬運機質量 = 98.2 kg

2、T：傳動扭矩 = 17.658 N·m

3、R：導輪半徑 = 0.03 m

4、 m_{wheel} ：導輪+輪軸質量 = 3.74 kg

5、L：搬運機質心到導輪質心的距離 = 0.865 m

6、 I_G ：輪子對質心的質量慣性矩 = $1/2 m_{wheel} R^2$

7、 μ ：搬運機導輪與軌道間的靜摩擦係數 = 0.3

以搬運機的后輪為研究對象，畫出自由體圖和有效力圖，如圖 3 所示，列出方程式：

$$f = m_{eq} a_G = m_{eq} R \alpha \quad (1)$$

$$T = I_G \alpha + m_{wheel} R^2 \alpha + m_{eq} (R + L) R \alpha \quad (2)$$

由(1)和(2)式，解得

$$\alpha = 6.9 \text{ rad/s}^2, a_G = 0.21 \text{ m/s}^2$$

$f = 20.622 \text{ N}$ 最後檢驗摩擦力是否滿足純滾動的

假設 $f \leq \mu N$ ， $\mu N = 0.3 \times 98.2 \times 9.81 = 289 \text{ N}$ 。

$\therefore f \leq \mu N$ ，所以之前的假設是合理的，搬運機的導輪是作純滾動，而 a_G 就是搬運機啓動時的加速度。

煞車時的加速度：

假設煞車時的加速度與啓動時的加速度相等，煞車時搬運機的加速度為 0.21 m/s^2 。

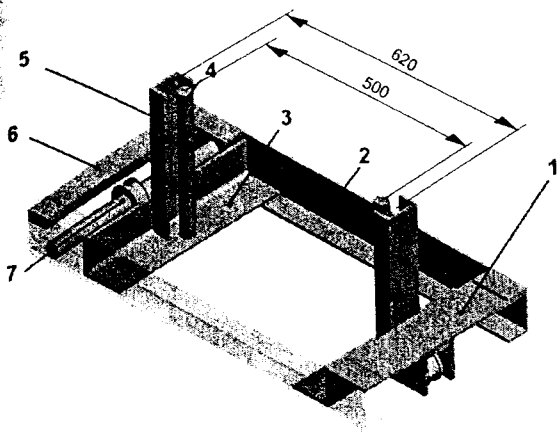


圖 2. 基座的結構圖

表 2. 基座零件規格表[4][5]

編號	名稱	規格(mm)
1	鋼板	420×90×7.5
2	100×50 槽型鋼	860
3	90×80 角鋼	420
4	導桿	φ30×2750
5	75×40 槽型鋼(立柱)	2750
6	25×25 口型樑	420
7	輪軸	φ35×420

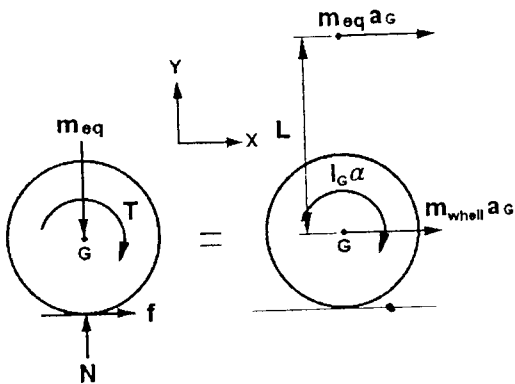


圖 3. 搬運機後輪之自由體圖與有效力圖

四、有限元素模型

1、元素型式：

本文所使用的元素有 3D 結構樑元素、薄殼元

素與質量元素，在 ANSYS 軟體中的編號分別為 BEAM4、SHELL63 與 MASS21，圖 4 為有限元素模型示意圖，表 3 為此次分析所使用到的元素特性列表。

2、材料性質 (Material Properties)：

由於搬運機是使用鋼樑栓接而成的，材料為碳鋼，所以楊氏係數(Young's modulus) $E_X=207 \times 10^9$ ，蒲松氏比 (Poisson's ratio) $\nu_{XY}=0.30$ ，密度 (Density) $DENS=7800 \text{ kg/m}^3$ 。

3、物理特性 (Real constant)

本文主要的分析目標為立柱與導桿，而立柱是標準的 75×40 槽型鋼 (如圖 5)，導桿則為直徑 30 mm 的實心桿件 (如圖 6)，導桿的物理特性計算如式 (3) (4) (5)，兩者的物理特性經整理之後列於表 4。

導桿

$$\text{極慣性矩： } I_{ZZ} = \frac{\pi D^4}{64} \quad (3)$$

$$I_{YY} = \frac{\pi D^4}{64} \quad (4)$$

$$\text{面積： } A = \frac{\pi D^2}{4} \quad (5)$$

本文使用 MASS 元素來模擬取料架、取料托盤、馬達等不影響搬運機強度的機構，由於無關結構強度所以物理性質中的 I_{XX} , I_{YY} , I_{ZZ} 都設為零，MASS 元素的物理特性列於表 4。

表 3. 本文所使用的元素特性

搬運機的基座部分是利用 SHELL63 來模擬的，雖然機座是鋼骨結構，但鋼樑的長度與厚度比大於 10，符合 SHELLM 元素的選用原則，而且省去了利用 BEAM4 架構時，還要計算組合樑等效強度的麻煩。

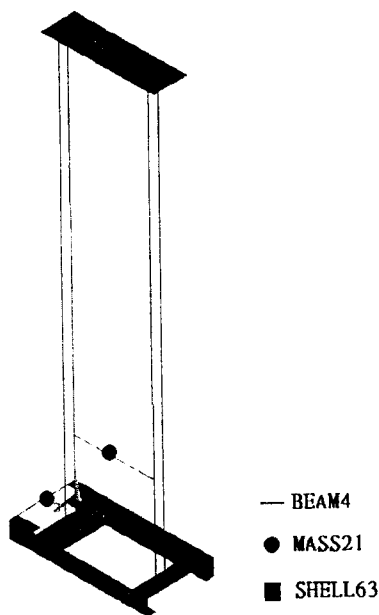


圖 3. 有限元素模型示意圖

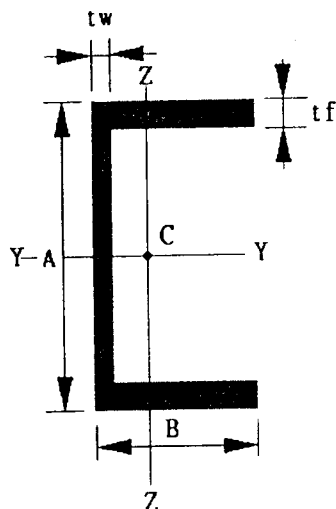


圖 4. 立柱

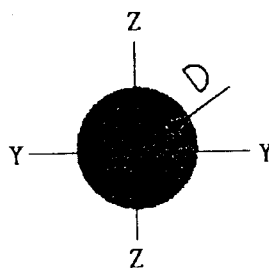


圖 5. 導桿

表 4. 元素物理特性一覽表

MASS21						
Real Constant	MASSX(kg)	MASSY	MASSZ	備註		
1	6	6	6	X 軸馬達質量		
2	77	0	77	取料架，托盤於 X, Z 方向的質量特性		
10	0	77	0	取料架，托盤於 Y 方向的質量特性		
BEAM4						
Real Constant	AREA(m ²)	IZZ(m ⁴)	IYY(m ⁴)	TKY(m)	TKZ(m)	備註
3	8.82×10^{-4}	1.2×10^{-7}	7.6×10^{-7}	0.075	0.04	立柱
4	7.07×10^{-4}	3.97×10^{-8}	3.97×10^{-8}	0.03	0.03	導桿
5	4.14×10^{-4}	4.0×10^{-8}	1.26×10^{-7}	0.025	0.05	支撐 X 軸馬達
6	4.14×10^{-4}	4.0×10^{-8}	1.26×10^{-7}	0.025	0.05	支撐取料架，托盤

元素名稱	節點數 (Nodes)	自由度 (Degrees of freedom)	物理特性 (Real Constant)
BEAM4	I, J	UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ	AREA, IZZ, IYY, TKY, TKZ
MASS21	I	UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ	MASSX, MASSY, MASSZ
SHELL63	I, J, K, L	UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ	TK(I), TK(J), TK(K), TK(L)

4、
將
距
20
大
5

輪
接
板
蓋

於
輪
位
6

重
力
自
由
米
子
N
N
7

SHELL63					
Real Constant	TKI(m)	TKJ(m)	TKK(m)	TKL(m)	備註
7	0.0075	0.0075	0.0075	0.0075	
8	0.007	0.007	0.007	0.007	
9	0.006	0.006	0.006	0.006	上蓋板

4、分割方法

立柱與導桿的實際長度為 2.75 公尺，在模型中將其分為 10 段，方便架設當取料架，托盤及物料，距離地面不同高度時的模型。SHELL 元素則分割成 20 mm 正方，由於基座不是分析的重點，元素分割的大小對於結果沒有影響。

5、位移條件

Case A 的類型是模擬搬運機啟動時的情況，在輪軸的部分由軌道支撐，所以位移限制設在與輪軸接合的基座上，位移條件為 $UY、UZ = 0$ ，在上蓋板的部分，由於自重模型皆會有 Y 方向的變形所以蓋板的一端除了 UY 其餘的自由度皆為零。

Case B 的類型是模擬搬運機煞車時的情況，由於煞車是靠驅動馬達本身的電磁煞車，所以在驅動輪與基座結合處將其所有的自由度設為零，前輪的位移限制則為 $UY、UZ = 0$ 。

6、負荷條件

搬運機的負荷主要來自於本身的重量、物料的重量以及啟動與煞車時的加速度對結構產生的慣性力，在模型中將物料、取料機（取料架+取料托盤）的質量分成兩個部分是因為，取料機是靠驅動的鏈條懸吊在蓋板下，在導桿上運動，所以導桿對於取料機並無支撐作用可言，所以在圖 6 的 A 點將質量元素

MASSY 設為零，在圖 6 的 B 點位置再將搬運機 MASSY 的質量 77 kg 補上。

7、求解

這次的分析主要是要得到立柱與導桿的應力與變形，BEAM4 元素求解後會得到該元素兩節點應力值，本文將每支立柱與導桿分割成十個元素共有十一個節點，應力值採用最大應力 SMAX(direct

stress + bending stress)與最小應力 SMIN(direct stress - bending stress)[6]。

五、破壞分析

由本文分析所得的應力將可用來作為靜力破壞與挫屈破壞分析：

1、靜力破壞

靜力破壞的產生是因為結構的工作應力超出了材料的容許應力，造成材料產生塑性變形，最後破壞。為了避免發生靜力破壞，所以當元素承受拉伸應力時，其安全因數必須大於 1，若元素承受的是壓縮應力時，其安全因素必須小於 -1，其中容許應力採用應用最廣的 A36 結構碳鋼的降服應力 253MPa (36ksi)作為材料的容許應力。

2、挫屈破壞

細長桿件往往在未發生壓縮破壞之前，可能因產生過大的側向彎曲而產生破壞，上述稱為挫屈破壞。根據式 (6) 尤拉挫屈公式 (Euler's buckling formula) 可求得立柱與導桿的臨界應力 (Critical stresses)，由於挫屈破壞只發生在桿件受到壓縮應力時才發生，所以採用各節點的 SMIN 值與臨界應力作比較。

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2 A}$$

(6)

E ：楊氏係數

I ：斷面極慣性矩

L ：桿件長度

σ_{cr} ：挫屈臨界應力

A ：面積

3、乘載物於不同高度時的應力分析

分析結果將由折線圖圖 10~圖 17 來說明，圖中皆有臨界應力的上限，超過 1/4 臨界應力就有發生挫屈破壞的顧慮，不管在任何 Case 中導桿的壓縮應力皆有超過臨界應力 1/4 者，建議導軌更換為等面積的 I 型樑。至於靜力破壞的安全係數皆在安全範圍之內。

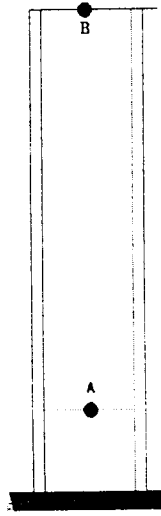


圖 6. 負荷條件說明圖

六、結果與討論

本文將立柱與導桿分割成 10 個元素，雖然每個元素有 2 個節點，但是相鄰的兩個元素有 1 個共同的節點，所以每根桿件共有 11 個節點，為了易於辨識，將桿件分為導桿 A、B，立柱 A、B，而節點以高度作為分別的依據，距離地面最近點標為 0，最高點為 2.75，圖 7 為對照表。

1、搬運機啟動時的最大應力與位移分析

圖 8 為 CaseA1 做完分析的結構變形圖，表 5 為立柱與導桿的最大應力與位移資料。最大位移 1.623 mm，發生於節點編號 1768，為導桿 B 的桿件上，由分析數據看來，最大拉伸應力與最大壓縮應力皆發生在 BEAM4 元素與 SHELL63 元素的接合處，我想這是元素特性所導致的結果，單一節點的接合導致斷面積急劇的變化，造成應力集中的現象。靜力及挫屈分析並無達到破壞點，但導桿的挫屈安全因素小於 4，有挫屈破壞的可能。最大位移並無預期中的大，對於搬運機於導軌上的行進無影響。

2、搬運機煞車時的最大應力與位移分析

圖 9 為 CaseB1 做完分析的結構變形圖，表 6 為立柱與導桿的最大應力與位移資料。應力最大於還是發生於 BEAM4 元素與 SHELL63 元素的接合處。煞車時搬運機的變形程度依然很小，最大變形發生於上蓋板，位移為 1.7 mm，應力分析結果導桿有發生挫屈破壞的可能。

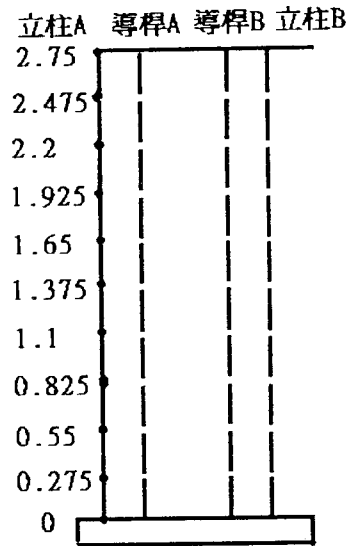


圖 7. 節點位置，桿件命名示意圖

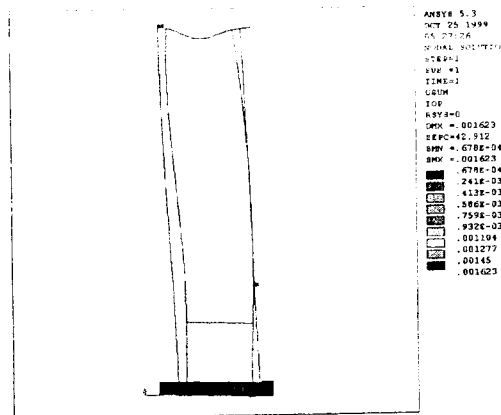


圖 8. CaseA1 啟動時搬運機變形圖

圖 9. Case B1 煞車時搬運機變形圖

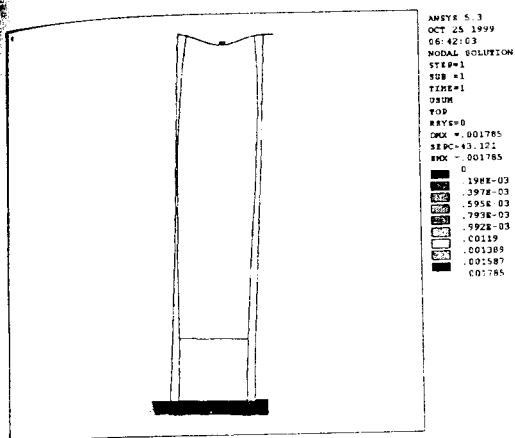


表 5. Case A1 搬運機啟動時立柱與導桿的最大應力與最大位移

	立柱 A	立柱 B	導桿 A	導桿 B
SMAX (MPa)	3.5698	1.4566	9.0066	4.9370
SMAX 發生位置 (元素編號)	2.75 (1547)	2.75 (1548)	2.75 (1558)	0 (1568)
靜力破壞安全係數	70.2	173	28	51
SMIN (MPa)	-4.5895	-1.1116	-10.126	-7.1153
SMIN 發生位置 (元素編號)	2.75 (1547)	0 (1557)	2.75 (1558)	0 (1568)
靜力破壞安全係數	-55	-227	25	35
挫屈破壞安全係數	8	33	1.5	2
Max. USUM(meter)	0.0013897	0.0013287	0.0015418	0.0016225

表 6. Case B1 搬運機煞車時立柱與導桿的最大應力與最大位移

	立柱 A	立柱 B	導桿 A	導桿 B
SMAX (MPa)	2.507	2.7811	5.9361	6.6
SMAX 發生位置 (元素編號)	0 (1538)	2.75 (1548)	2.75 (1558)	0 (1568)
靜力破壞安全係數	100	90	42	38
SMIN (MPa)	-1.9105	-2.8351	-6.6583	-8.2105
SMIN 發生位置 (元素編號)	0 (1538)	0 (1557)	2.75 (1558)	2.75 (1577)
靜力破壞安全係數	-132	-89	-38	-31
挫屈破壞安全係數	19	13	2.2	1.8
Max. USUM(meter)	0.0013897	0.0013287	0.0015418	0.0016225

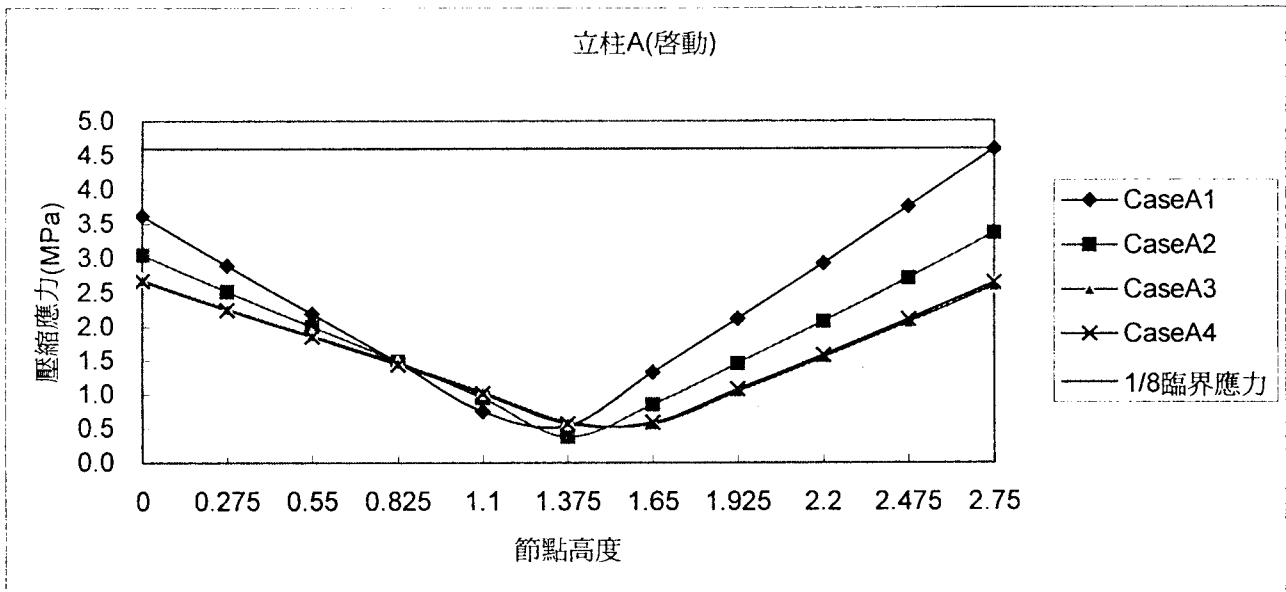


圖 10. CaseA1~CaseA4 對立柱 A 的比較

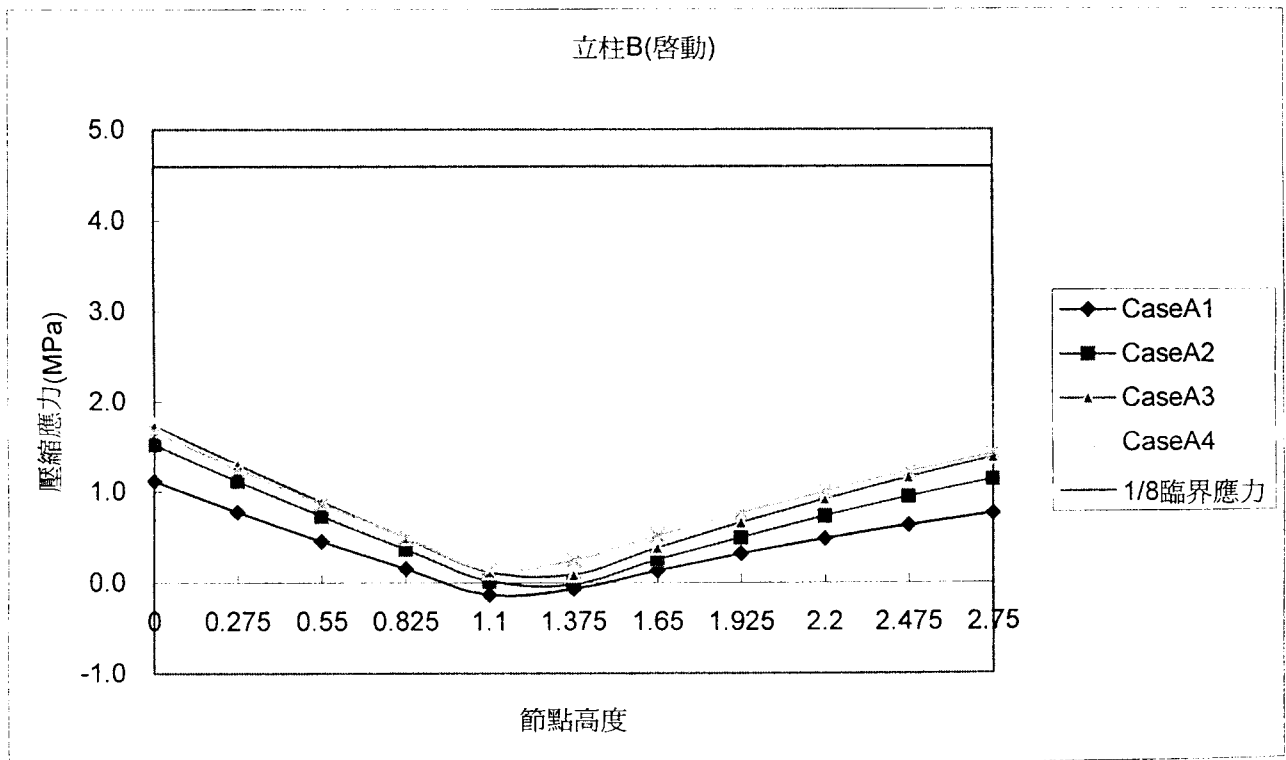


圖 11. CaseA1~CaseA4 對立柱 B 的比較

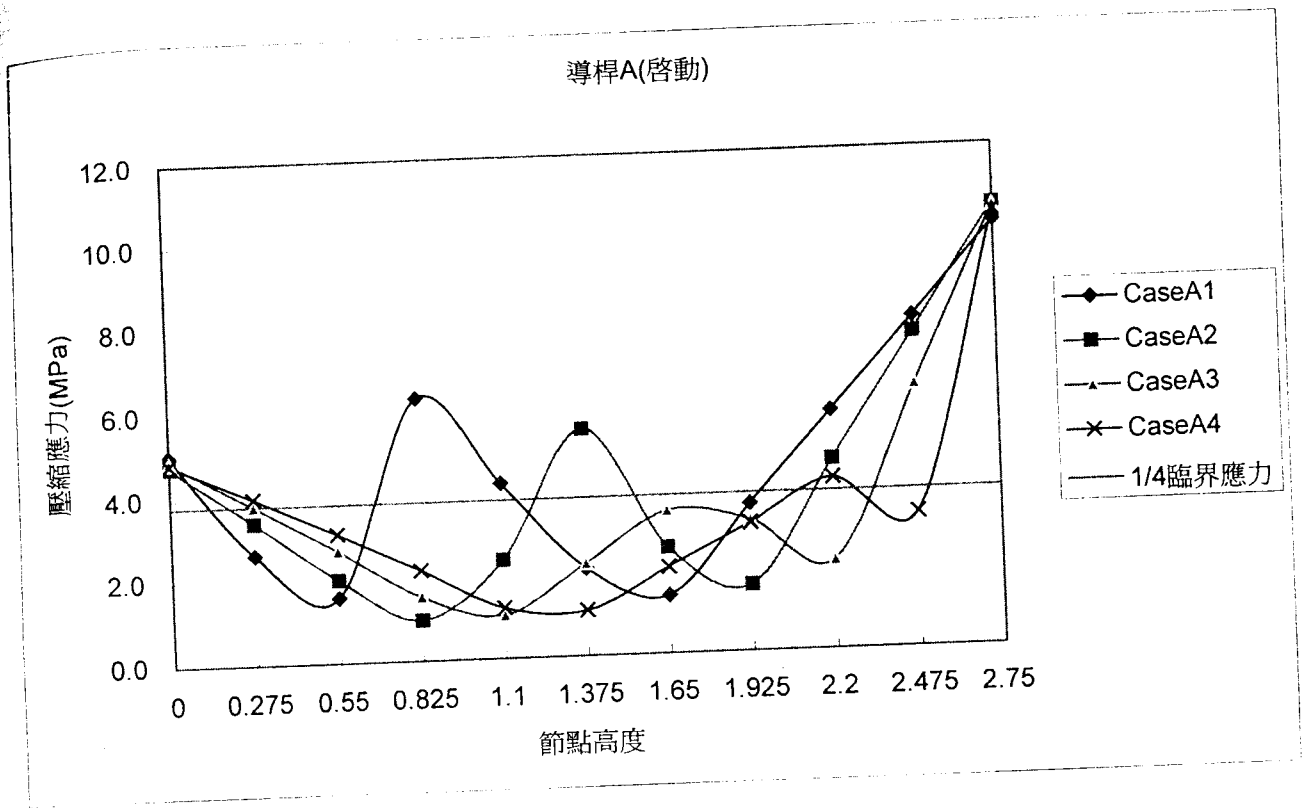


圖 12. CaseA1~CaseA4 對導桿 A 的比較

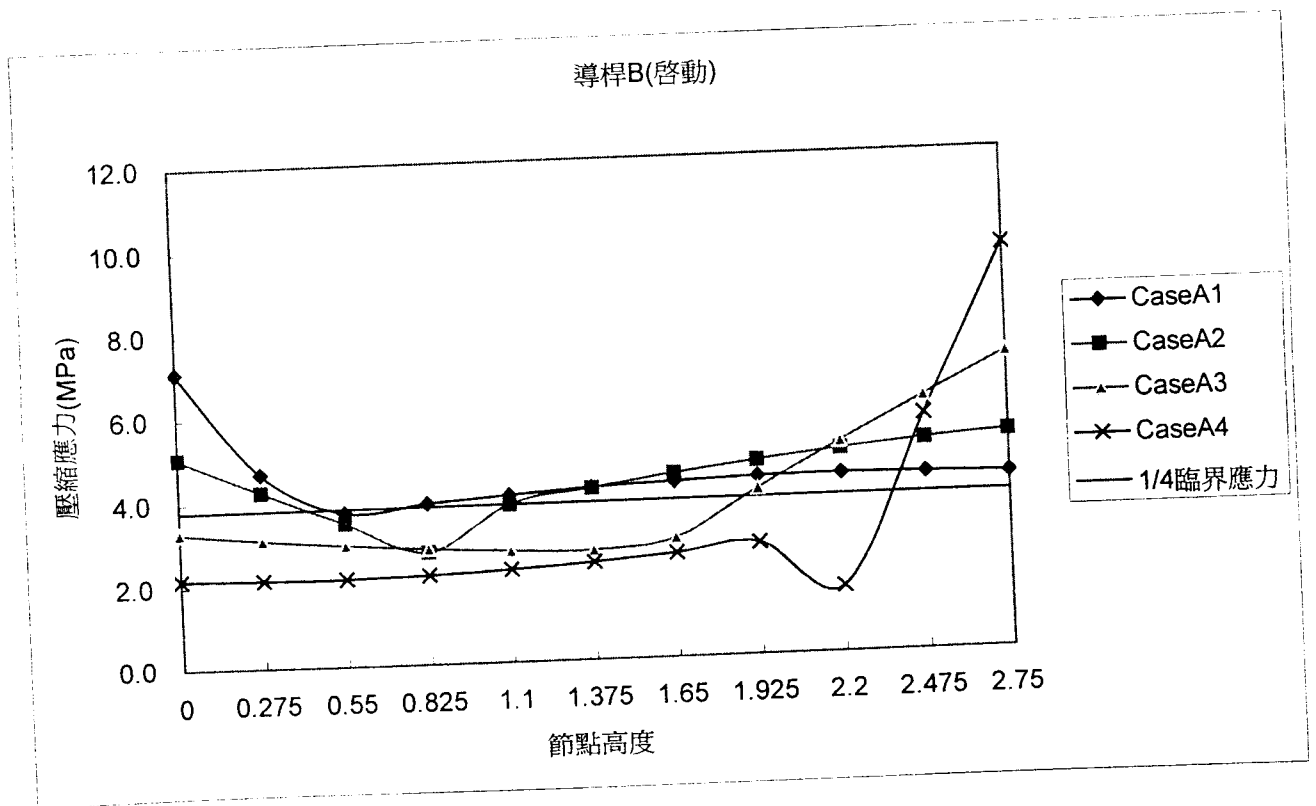


圖 13. CaseA1~CaseA4 對導桿 B 的比較

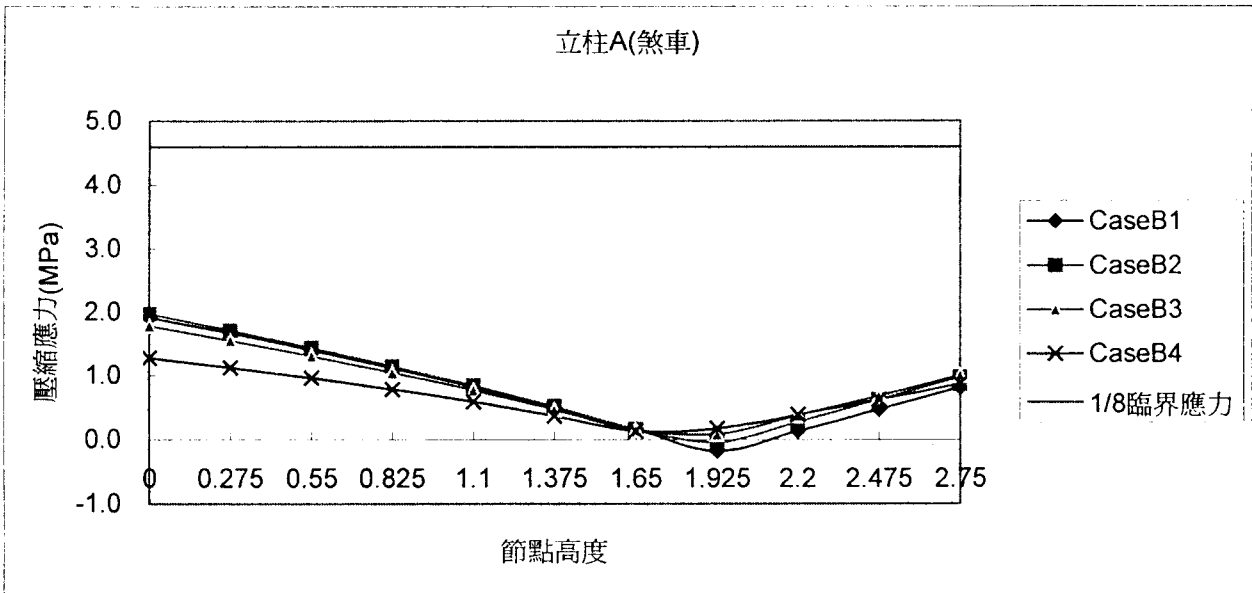


圖 14. CaseB1~CaseB4 對立柱 A 的比較

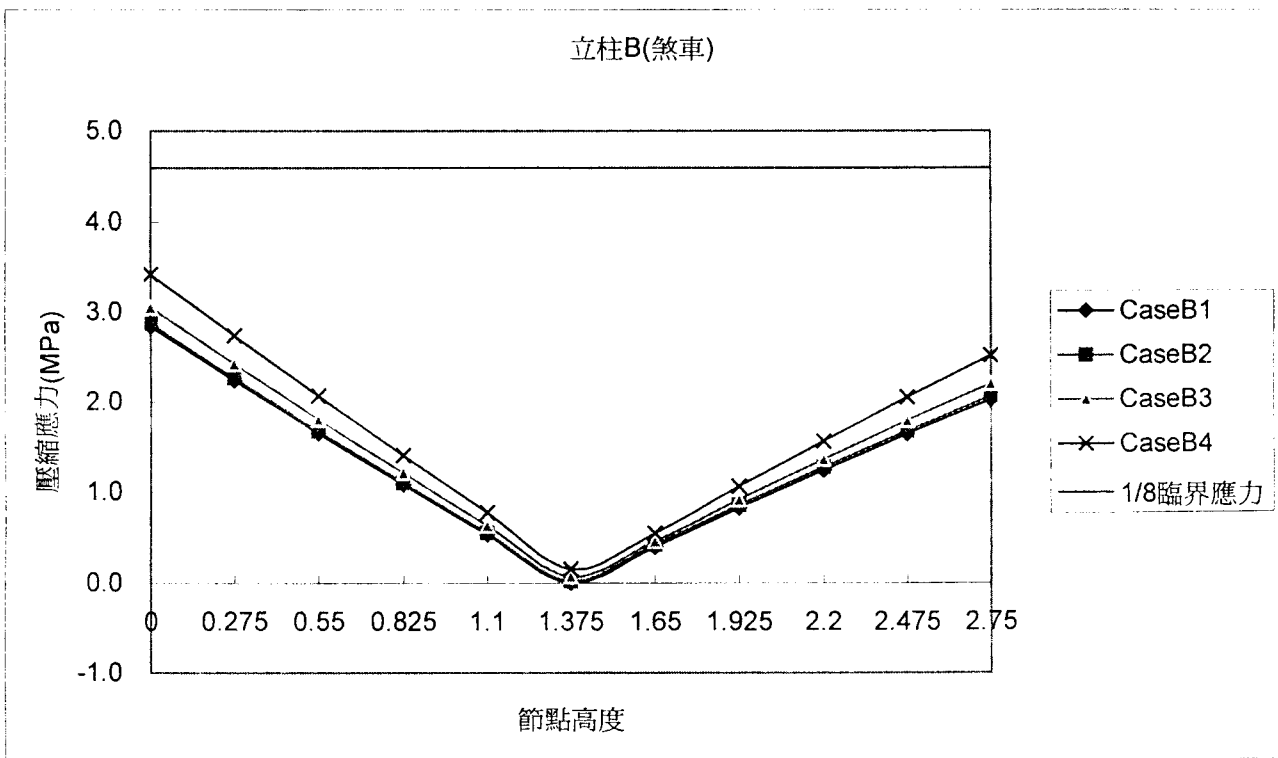


圖 15. CaseB1~CaseB4 對立柱 B 的比較

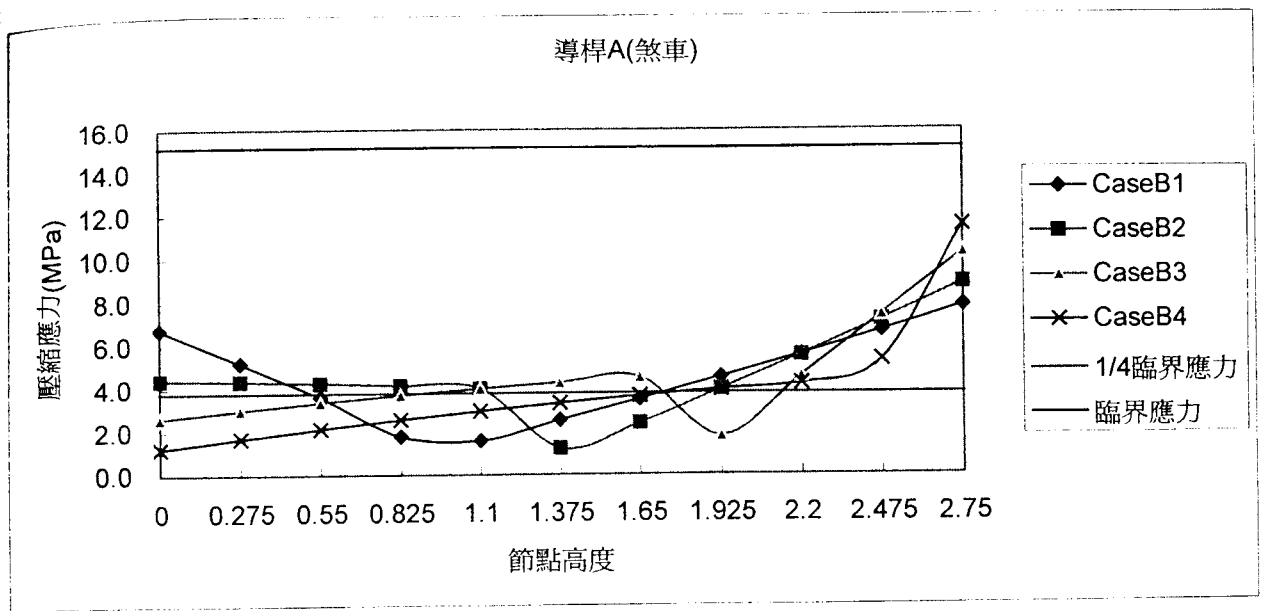


圖 16. CaseB1~CaseB4 對導桿 A 的比較

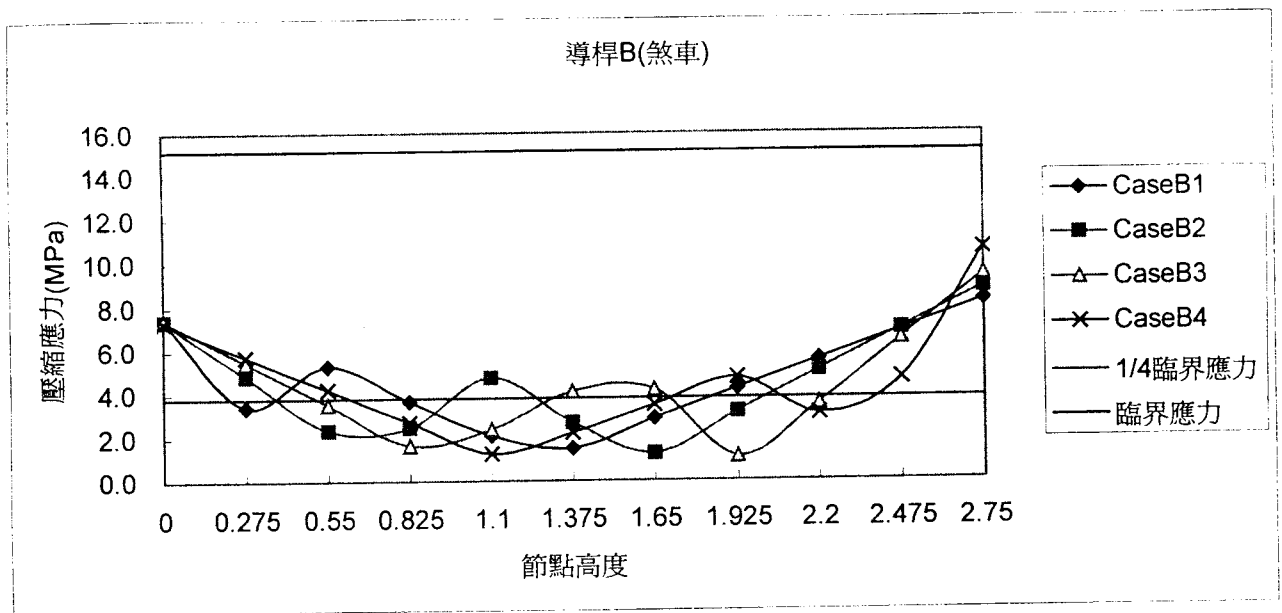


圖 17. CaseB1~CaseB4 對導桿 B 的比較

七、結論

經過對搬運機做有限元素分析之後可以得到下列結論：

- 1、立柱與導桿的不會發生靜力破壞。
- 2、導桿挫屈安全因數雖大於 1，但是小於 4，有發生挫屈破壞的可能。
- 3、結構的位移變形很小，沒有超過 2 mm，對於搬運機的行進沒有影響。
- 4、建議導桿更換為等面積 I 型樑，以增加強度。
- 5、取料機的高度對立柱比較沒有影響，尤其是煞

車時。

參考文獻

- [1]. Shigley, J. E., Mischke, C. R., *Mechanical Engineering Design*, McGRAW-HILL INTERNATIONAL EDITIONS.
- [2]. 劉成群，張超群 著，1995，*應用力學—動力學*，文京圖書有限公司。
- [3]. SHANG YANG Corp., 1997，*交流感應馬達型錄*，SHANG YANG Corp.
- [4]. 機械工程技術系，1997，*畢業專題論文集*，國

立屏東技術學院。

- [5]. 毛迪，1994，實用鋼結構設計，科技圖書股份有限公司。
- [6]. 王栢村 編著，1998，有限元素分析範例，國立屏東科技大學機械工程系。