

側裝式農用貨車提料機構結構優化和仿真分析

STRUCTURAL OPTIMIZATION AND SIMULATION ANALYSIS OF THE SIDE MOUNTED AGRICULTURAL TRUCK MATERIAL LIFTING MECHANISM

青島黃海學院
智能製造學院
副教授

秦 靜*

Jing Qin

青島港灣職業技術學院
智能製造學院
副教授

謝 建 新

Jian-Xin Xie

摘 要

目前，在農用貨車的銷售市場中，側裝式農用貨車以其運輸成本低廉、能有效防止農作物的二次泄漏而廣泛應用。該系統具有使用簡單、安全性好的特點。然而，我國國內採用的側裝壓縮式農用貨車，其提升機械整體品質相對於外國同類設備普遍有整體質量大的缺陷，因此在本文中對提料機構主要部件首先通過工作環境得到基本數據，在此基礎上，進行尺寸綜合計算，並且通過運動學分析驗證了尺寸綜合結果的合理性，然後根據尺寸綜合結果通過 Solidworks 建立掛桶支架的三維立體模型，將三維立體模型導入到 ANSYS Workbench 軟件中進行靜力學和模態的仿真分析，在此基礎上進行了拓撲優化，根據拓撲結果，選擇合適的優化方案，再次進行靜力學和模態仿真分析，結果顯示在滿足強度和剛度的前提下有效的減小了結構的重量，實現了輕量化的目標，這對於降低生產成本、節能減排具有一定的現實意義和實用價值。

關鍵詞：提料機構、側裝式、靜力學分析、模態分析、仿真分析。

* 通訊作者，青島黃海學院智能製造學院副教授

266427 山東省青島市黃島區靈海路 1145 號，jasonxjx@126.com

STRUCTURAL OPTIMIZATION AND SIMULATION ANALYSIS OF THE SIDE MOUNTED AGRICULTURAL TRUCK MATERIAL LIFTING MECHANISM

Jing Qin*

Qingdao Huanghai University
College of Intelligent Manufacturing

Jian-Xin Xie

Qingdao Harbour Vocational & Technical College
College of Intelligent Manufacturing

ABSTRACT

At present, in the sales market of agricultural trucks, side mounted agricultural trucks are widely used due to their low transportation cost and ability to effectively prevent secondary leakage of crops. This system has the characteristics of simple use and good security. However, the side mounted compression type agricultural trucks used in China generally have defects in improving the overall quality of the machinery compared to similar foreign equipment. Therefore, in this article, the main components of the lifting mechanism are first obtained through basic data from the working environment. On this basis, comprehensive calculation of dimensions is carried out, and the rationality of the comprehensive results of dimensions is verified through kinematic analysis. Then, based on the size synthesis results, a three-dimensional model of the hanging bucket bracket was established through Solidworks. The three-dimensional model was imported into Ansys Workbench software for static and modal simulation analysis. On this basis, topology optimization was carried out. Based on the topology results, an appropriate optimization plan was selected, and static and modal simulation analysis was conducted again. The results show that the weight of the structure has been effectively reduced while meeting the requirements of strength and stiffness, achieving the goal of lightweight. This has certain practical significance and value for reducing production costs, energy conservation and emission reduction.

Keywords: Material lifting mechanism, Side mounted, Static analysis, Modal analysis, Simulation analysis.

一、引言

農用貨車是隨著國民經濟的發展和農村廣大市場的運輸需要而產生的一種常見的機動運輸工具。它以年均 20% 以上的速度迅速增長，成為我國農機行業中最大的行業之一，農業貨車作為龍頭產品，帶動了柴油機及配件、橡膠件和其它各種基礎件等相關行業上千家企業的發展^[1-3]。農用貨車已經成為我國交通網絡中運輸工具的重要組成部分，為農村經濟的繁榮和發展起到了重要的推動作用。雖然農用貨車行業沒有大型企業集團在資金、技術、管理上的優勢，但是就其目前，國內農用車從製造生產到市場占有量，已遠遠超過汽車。目前農用貨車的發展有追求裝飾高檔化趨勢，向輕型汽車靠攏，重復汽車常用的概念和措施^[4-5]。側裝農用貨車整車為全密封型，其優點為防止二次泄漏。側裝式農用貨車也被叫做自裝卸農用貨車，具有提升穩定、裝車速度快、所用工作空間小、泄漏少等優點，側裝農用貨車整車為全密封型，為研究農用貨車提料機構動力部件可以了解農用貨車的工作情況，從而有效提高農用貨車提料機構工作效率和工作穩定性，側裝式農用貨車能夠更好的防止顆粒式農作物的二次泄漏^[6]。

歐洲發達地區側裝式農用貨車底盤多采用自卸式汽車底盤，軸距短，轉彎半徑小、移動靈活，對排氣管和箱體的改裝能夠有效防止二次泄漏，裝有高壓水泵和水箱，有自清洗的功能，農用貨的設計也在朝著防止二次泄漏、美化外觀、節能環保的方向發展。

近幾年，隨著農業技術的不斷提升，我國的農用貨車也朝著節能化、高效化、成本底的方向發展^[7-8]。對於顆粒式的農作物的運輸已經從敞篷式運輸逐漸發展到現在所看到的封閉式總裝的狀態，側裝式農用貨車不斷朝著防止顆粒式農作物二次泄漏的方向發展^[9-10]。

本文主要以常用的側裝式農用貨車的各工作參數為基礎，以貨物桶容積為 480 L 為基準，如圖 1 所示，對農用貨車提料機構的鉸鏈四桿機構尺寸綜合及運動分析，運用 Solidworks 三維建模軟件繪製側裝式農用貨車提升機構中的掛桶支架的三維模型，將所繪製的掛桶支架存為 x-t 形式導入到有限元分析軟件 ANSYS Workbench 中生成有限元數值仿真模型，通過有限元分析軟件進行模態分析，求解出掛桶支架的固有頻率，後與工作頻率進行比較，從而判斷是否會發生共振；采用靜態分析方法，得出了其工作時等效應力和等效應變的雲圖，並將其與許用應力值進行對比，以判定



圖 1 側裝式農用貨車

其是否符合靜力學要求。利用有限元程序對掛桶支架進行了拓撲優化，對優化後的掛桶支架進行了靜態和模態分析，最後對該掛桶支架優化前後進行了模態和靜力性能的對比，判斷是否滿足實際情況以及優化的效果。

二、農用貨車提料部件尺寸綜合

2.1 側裝式農用貨車設計需滿足的要求

連桿式側如圖裝農用貨車提料機構運動過程如圖 2 所示，三個極限位置分別為 1、2、3，狀態 1 為運動過程的起點，狀態二為翻轉過程起始狀態，狀態 3 為整個反轉過程的結束狀態。由於液壓機構連接到 OA 桿上，所以點與液壓機構在 OA 上的連接點做連成的線的翻轉角度與 OA 桿的翻轉角度相同，由原理圖 2 可知該機構運動過程應滿足貨物桶的提升高度、翻轉角度、箱蓋上掀角度應滿足貨物傾倒等運動學因素^[11]。

2.2 側裝式農用貨車的工作的基本尺寸條件

裝貨桶通過掛桶支架與滑塊 BCD 剛性聯結， C_1D_0 為 BCD 在豎直運動過程中的滑動約束 D_0 點處微小圓弧在傾倒過程中提供滑動約束，提升階段時，OA 為主動件帶動整個機構運動，OA 通過連桿 AB 帶動滑塊 ABC 沿 CD 滑動約束的導軌向上運動至 D_0 點；翻轉過程 OA 為主動件繼續轉動，隨著 OA 的繼續轉動，滑塊可看作在 D_0 轉動副的作用下翻轉，將貨物傾倒到車廂中，傾倒結束後，在貨物桶自身重力與液壓



設計參數							設計結果			
L_2 (mm)	H (mm)	L_{BC} (mm)	γ_1 (°)	γ_2 (°)	θ_{13} (°)	φ_{23} (°)	L_1 (mm)	θ_1 (°)	L_{CD} (mm)	θ_2 (°)
1000	1200	200	5	40	80	135	1128	350	92	47

三、模型建立

3.1 Solidworks 軟件介紹

Solidworks 軟件是法國 Dassault 系統公司研發的，該軟件旨在簡化軟件的設計過程，並具有很好的性能。其操作簡單、界面簡潔、功能多樣是其三大優勢，因此受到世界各地企業和高校的青睞。它使用了由坎布裏奇公司開發的 passolid 核心以及第三方的軟件整合技術，為以後的模型轉移到模擬軟件中的安全保證。

3.2 側裝式拉桿農用貨車動力部件基本結構

拉桿式側裝農用貨車車由掛桶支架、連接桿、拉桿支架、液壓油缸組成，本文主要以研究掛桶支架為研究對象。

工作時掛桶支架與貨物桶形成剛性約束，掛桶支架與連接桿通過轉動副連接、連接桿與拉桿支架通過轉動副連接、掛桶支架與液壓油缸通過轉動副連接，掛桶支架與液壓油缸和農用貨車形成固定鉸支座約束。基本尺寸參數參考表 1。

3.3 掛桶支架三維模型的建立

三維模型的建立關係著仿真數據的計算速度和準確程度，所以，建立準確的三維模型至關重要，本文通過三維建模軟件 Solidworks 來建立拉桿式側裝農用貨車的掛桶支架的三維模型。

根據表 1 的根據基礎尺寸的大小，採用 Solidworks 的三維繪畫程序，對掛桶支架、拉桿進行了三維製圖。掛桶支架三維模型如圖 3 所示。

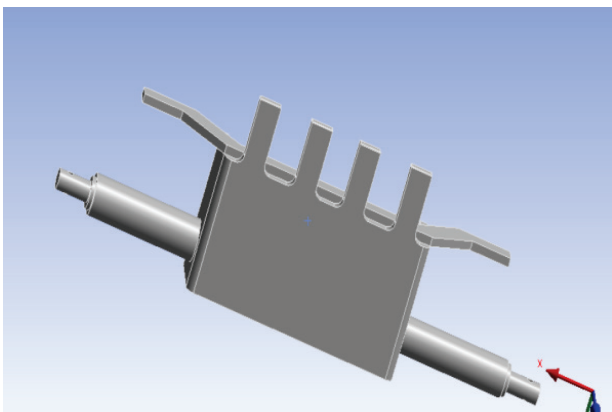


圖 3 掛桶支架三維建模圖

四、提料機構主要部件的有限元分析

4.1 有限元分析的原理

有限元法是一種高效能的常用計算方法，在農用車領域通過有限元仿真技術可以在其設計階段獲得車身結構固有特性，大大縮短設計周期。有限元方法基本求解思想是把計算域劃分為有限個互不重疊的單元，在每個單元內，選擇一些合適的節點作為求解函數的插值點，單元上所作用的力等效到節點上，將微分方程中的變量改寫成由各變量或其導數的節點值與所選用的插值函數組成的線性表達式，就是用又值函數來近似代替，借助於變分原理或加權余量法，將微分方程離散求解。運用有限元方法求解問題的一般流程如下所示：

4.1.1 結構的離散化

結構的離散化就是建立結構的有限元模型，又稱網格劃分或單元劃分，即將結構離散為由有限個單元組成的有限元模型。

4.1.2 位移函數的選擇

根據結構的幾何特性、載荷情況等確定單元體內任意一點的位移插值函數，用以表示單元內位移形狀的這種函數稱為位移插值函數，即：

$$\{d\} = [N]\{\delta_e\} \dots\dots\dots(9)$$

式中， $\{d\}$ 為單元內任意點的位移列向量； $[N]$ 為形狀函數矩陣； $\{\delta_e\}$ 為節點位移列向量。

4.1.3 單元的力學特性分析

單元的力學特性從應變、應力、剛度三個方面進行分析：

根據節點位移表達式推導出單元應變表達式：

$$\{\epsilon\} = [B]\{\delta_e\} \dots\dots\dots(10)$$

式中， $\{\epsilon\}$ 為單元內任意點的應變矩陣； $[B]$ 為幾何矩陣； $\{\delta_e\}$ 為節點位移列向量。

根據式 (10) 與應力應變關係 $\{\sigma\} = [D]\{\epsilon\}$ 得到單元應力表達式：

$$\{\sigma\} = [D][B]\{\epsilon\} \dots\dots\dots(11)$$

式中， $\{\sigma\}$ 為單元內任意點的應力矩陣； $[D]$ 為與材料性能相關的矩陣，在彈性範圍內表示廣義胡克定律。

把各個單元按原來的結構重新連接起來，並在單

元剛度矩陣的基礎上確定結構的總剛度矩陣，單元剛度方程如下所示：

$$\mathbf{R}^e = \mathbf{K}^e \{\delta_e\} \dots\dots\dots(12)$$

式中：

$$[\mathbf{K}^e] = \int [\mathbf{K}]^T [\mathbf{D}] [\mathbf{B}] dv \dots\dots\dots(13)$$

式中， $\mathbf{R}^e$ 為單元等效節點載荷； $\mathbf{K}^e$ 為單元剛度矩陣。

4.1.4 等效節點載荷的計算

把連續彈性體離散為單元組合時，需把彈性體承受的任意分布的載荷都向節點轉移，因而稱為節點等效載荷。將載荷轉移到節點上，必須遵循靜力等效原則。

4.1.5 建立整體平衡方程

將有限個單元剛度方程按一定規律結合在一起構成車身結構的整體平衡方程。將單元載荷列陣與節點位移列陣組合，構建結構的載荷列陣和節點位移列陣，得到的結構的平衡方程為：

$$\{\mathbf{R}\} = [\mathbf{K}]\{\delta\} \dots\dots\dots(14)$$

式中， $[\mathbf{K}]$ 為總體剛度矩陣； $\{\delta\}$ 為節點位移列向量； $\{\mathbf{R}\}$ 為等效節點載荷列向量。

4.1.6 求解未知節點位移與單元應力應變

對於線性問題來說，剛度整體方程式為線性代數方程組，對方程組求解，即可得到位置節點的位移，就可以進一步求得某單元的應力和應變。

4.2 有限元分析軟件簡介

Ansys Workbench 是美國 ANSYS 公司在 2002 年開發的一款以有限單元方法為基礎的綜合技術平臺。Anasy Workbench 在 FEM 模擬和分析方面，繼承了 Anasy Mechanical APDL 接口的大多數強大的能力，最大的改變在於它具有一個新的「項目視圖」，它把整個模擬過程緊緊地聯系在了一塊，只需一個拖拽動作就可以實現一個多物理場的複雜過程；它的 CAD 雙向參數鏈接交互，自動更新項目數據，全新參數，無縫集成的優化設計軟件，使得 Anasy Workbench 在「模擬推動的產品開發」上取得了空前的成功。

同時，Anasy Workbench 還提供了一個用於支持整個工程的代碼、報表、接口和標準數據接口的軟件

發展體系結構。Anasy Workbench 是一款集產品設計、仿真和優化於一身的產品，能夠讓設計工程師在一個單一的平臺上實現產品設計，從而大大縮短產品研發周期。

4.3 掛桶支架的材料賦予與網格劃分

4.3.1 掛桶支架的材料賦予

將 Q345 的材質特性賦予掛桶支架有限元模擬如表 2 所示：

表 2 Q345 材料屬性

彈性模量 /GPa	泊松比	密度 /kg/m ³	屈服強度 /MPa	許用應力 /MPa
206	0.3	7850	345	172.5

4.3.2 掛桶支架的網格劃分模型

為了建立合適的仿真分析模型，根據掛桶支架三維圖形的特征，採用笛卡爾網格劃分法進行網格分割，其是為了提高模擬計算精度和降低計算量，由於 Q345 的自身材料密度為 7850，設置網格尺寸為 5 mm，單個網格質量為 0.98 > 0.8，所以網格劃分合格。劃分完畢後查看網格劃分的節點數為 179993，單元格數為 46147。掛桶支架網格劃分如圖 4 所示。

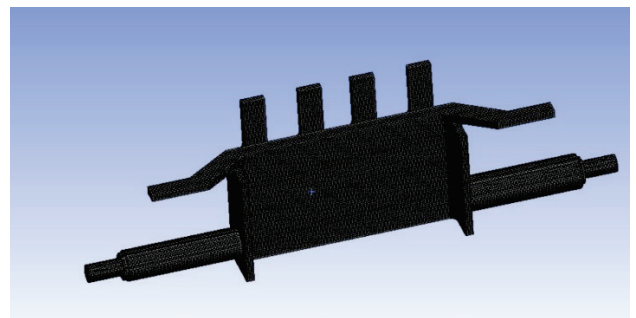


圖 4 掛桶支架網格劃分

4.4 掛桶支架靜力學仿真分析

根據掛桶支架在運動過程中的受力情況可知，在運動過程中，掛桶支架受到拉桿所提供的拉力，在提升過程中，掛桶支架受到來自於貨物桶的作用力，而掛桶支架也起了承載貨物桶的作用，首先對掛桶支架與貨物桶施加固定支承，在與拉桿相連的地方施加拉力^[13]。

對於拉桿所受極限位置為提升狀態結束時，所受到拉桿的拉力與自身重力與移動副所提供的支座反

力，根據原理圖 2 可知 $\arctan \angle DBC = \frac{L_{CD}}{L_{BC}} = \frac{92}{200}$ ，通過反三角函數可得 $\angle DBC = 24.7^\circ$ ，根據表 1 可知 $\gamma_2 = 40^\circ$ ，所以拉桿與豎直方向夾角為 64.7° ，要想到達平衡，拉桿的拉力 $F_1 = \frac{mg}{\sin 64.7^\circ} = 4503 \text{ N}$ ，根據實際受

力情況添加 Y 軸負方向添加 4071 N，在 Z 軸負方向添加 1078 N，由於根據統計數據，採用貨物的密度為 831 kg/m^3 ，貨物桶容積為 480 L，所以在轉動副所在處添加力，約束和載荷施加如圖 5 所示。

運用有限元軟件靜力學模塊求解在 Q345 材料下掛桶支架的剛度的等效應變雲圖，及其所承受的等效應力雲圖。如圖 6 所示。

如圖 6 所示，掛桶支架最大位移量出現在拉桿與掛桶支架相連的桿與支架相連處，對於 Q345 材料來說，在上面施加载荷和約束時，該位置的最大位移量為 0.237 mm ，其等效應力大小為 43.79 MPa ，Q345 的

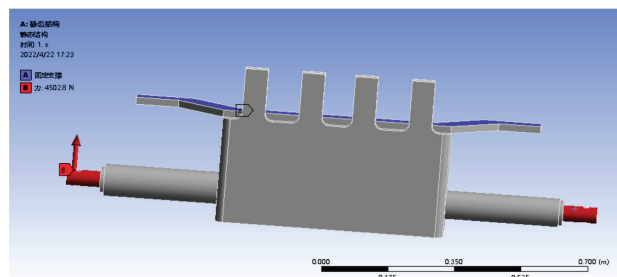


圖 5 掛桶支架所施加約束及受力情況

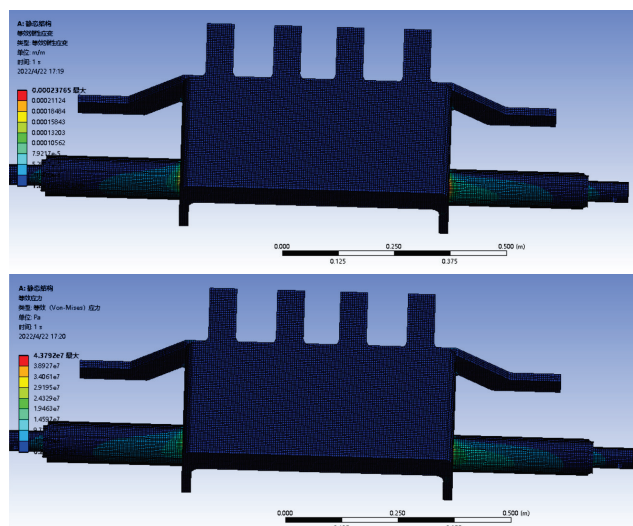


圖 6 掛桶支架等效應變及等效應力圖

材料自身的許用應力為 172.5 MPa ，說明該構件滿足強度條件而且有一定的優化空間，根據圖 6 可知，掛桶支架的最大位移量出現在與拉桿接觸處的端點上，符合在實際工作過程中的位移量，所以位移量不會影響正常工作。所以掛桶支架符合標準。

4.5 掛桶支架的模態分析

4.5.1 模態分析理論

模態分析理論是將系統振動微分方程組中的物理坐標轉變為模態坐標，並解耦方程組，解出一組獨立方程，這個方程由模態坐標和模態參數描述，通過模態坐標變換後得到的矩陣就是系統模態振型矩陣，此矩陣中的各列向量即為對應的系統各模態振型，這個過程定義為模態分析。

車輛結構的有限元分析的動力學方程可以表示為：

$$[M]\{\ddot{U}\} + [C]\{\dot{U}\} + [K]\{U\} = \{f(t)\} \dots\dots\dots(15)$$

上式中： $[M]$ —系統質量矩陣； $[C]$ —系統阻尼矩陣； $[K]$ —系統剛度矩陣。
 $\{\ddot{U}\}$ —節點加速度矢量； $\{\dot{U}\}$ —節點速度矢量； $\{U\}$ —節點位移矢量； $\{f(t)\}$ —系統外力向量。

根據理論分析和大量的實驗實踐中可知，阻尼的存在對模態分析求解結構的固有頻率和振型影響不大，所以阻尼的影響可以忽略不計。則 (15) 式可寫為無阻尼動力學方程，表示為：

$$[M]\{\ddot{U}\} + [K]\{U\} = \{0\} \dots\dots\dots(16)$$

對線性系統自由振動為簡諧形式時，(16) 式可寫為：

$$([K] - \omega_i^2 [M])\{\varphi\}_i = \{0\} \dots\dots\dots(17)$$

$\{\varphi\}_i$ 為第 i ($i=1,2,3\dots,n$) 階固有頻率對應的特恆向量，即振型 ω_i 為第 i 階固有頻率。

由 (17) 式可求得振動方程的特征值為 ω_i 即固有頻率，進而可以求出特征值對應的特征向量 $\{\varphi\}_i$ 即振型。

模態分析的目的之一是計算頻率，如果發現這些頻率與激振頻率相近，就修改設計防止共振現象的發生。目的之二是從振態的形狀得知某個共振頻率下結構的變形趨勢，從而確定優化方向。

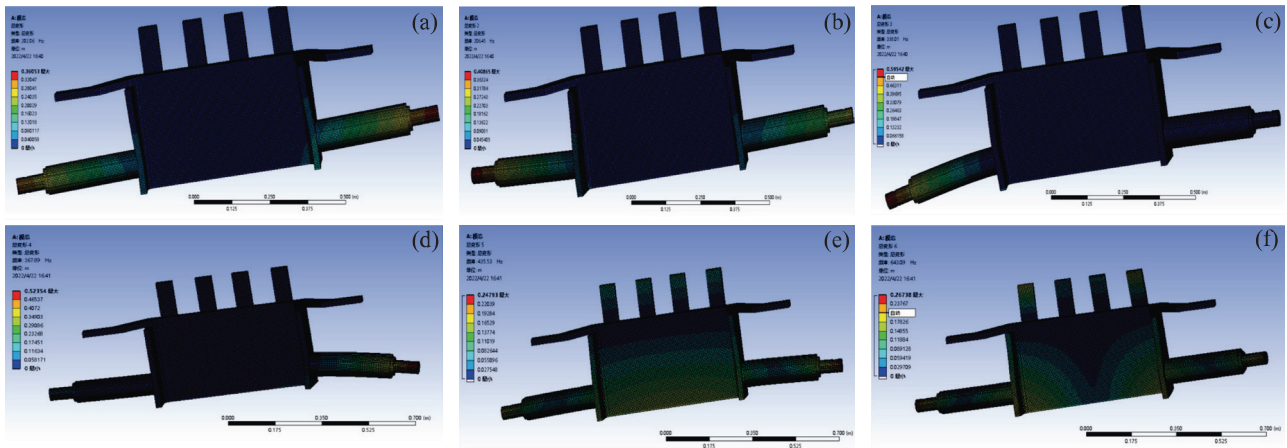


圖 7 Q345 材料下掛桶支架的前六階模態振型圖 (a) 第一階模態振型圖、(b) 第二階模態振型圖、(c) 第三階模態振型圖、(d) 第四階模態振型圖、(e) 第五階模態振型圖、(f) 第六階模態振型圖

4.5.2 掛桶支架的模態計算

由於拉桿式農用貨車提料機構直接與貨車相連，考慮到貨車行走過程中路面不平度的影響，使得行駛過程中汽車會發生機械振動。起步加速、急剎車、路面顛簸等使得汽車在前後、左右、上下方向上產生振動。拉桿式農用貨車提料機構直接與貨車剛性連接，它的抗振性能對於提高自身疲勞壽命非常重要。模態分析則從實際使用角度出發，分析拉桿式農用貨車提料機構各構件的抗振性能。零件的模態是零件的固有頻率，是一種內在特征，其特征與其本身的性質、材質和限制因素有關，而與外部負載的強度無關。在部件中，若材質發生變化，例如：強度、彈性系數。在不同的情況下，不同的模態不會產生顯著的改變，但是它們的自振頻率卻是必然的；若對其進行限制，則必然會對其自振頻率及模態產生影響。所以，在進行構件振動分析時，必須考慮到構件的自振和振動特性。

拉桿式農用貨車提料機構各構件是實體結構，它具有其自身的基本屬性，運用有限元分析軟件 ANSYS Workbench 來進行計算求解，獲取本文中 Q345 材料下掛桶支架在約束模態下的前六階固有頻率（如圖 7）及其相應的振型（表 3）。

模態的固有頻率及其振型能夠反映出來該結構的基本屬性，以發現其是否處於整體架構的共振區間內，以避免發生共振破壞的現象。農用貨車發動機的工作過程中的頻率為 36 Hz ~ 100 Hz 之間^[14-15]，而在提料機構的工作過程中得頻率很小，所以提料機構的許用頻率遠小於第一階頻率 202.06 Hz，通過上述的模態分析結果可知，Q345 材料下掛桶支架的第一階固有頻率為 202.06 Hz，其第一固有頻率能夠避開汽車發動機的怠速和工作頻率範圍，因此，所研究的掛桶支架

表 3 Q345 材料下掛桶支架的前六階固有頻率

階數	固有頻率 (Hz)
1	202.06
2	206.45
3	338.01
4	367.89
5	435.53
6	643.09

不會出現共振的現象。

五、提料機構主要部件的結構優化及仿真分析

5.1 掛桶支架的拓撲優化

首先對掛桶支架進行靜力學分析，然後導入到結構優化模塊 (shape Optimization)，材料的設置、模型的引入、網格劃分與靜態一致，設置與靜態同樣的限制和負載，以重量降低 25 % 為目的，即保留百分之七十五，可以得到的優化結果如圖 8 所示。

由圖 8 中 掛桶支架的等效應力與等效應變雲圖可知，掛桶支架受力最大的位置出現在拉桿與掛桶支架相連的桿與支架相連處，掛桶支架最大位移量出現在拉桿與掛桶支架相連的桿的端點處，又因為在工作過程中，與貨物桶接觸平面要承載貨物桶，所以由此可知，與貨物桶承載面和下地面不適合做結構優化，從而可以得到優化區域如圖 9。

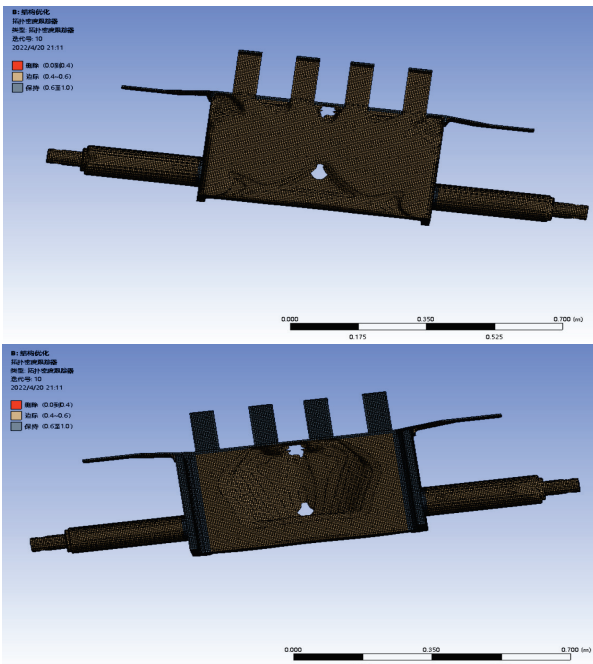


圖 8 掛桶支架網格劃分

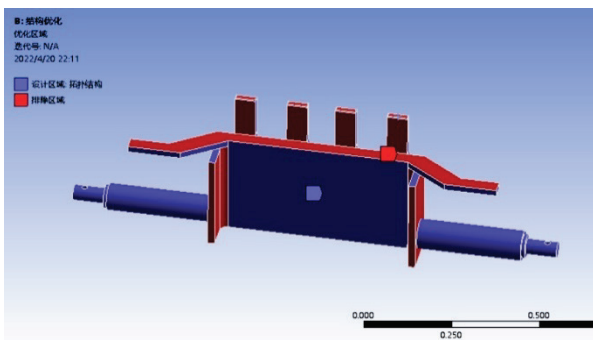


圖 9 掛桶支架拓撲優化範圍

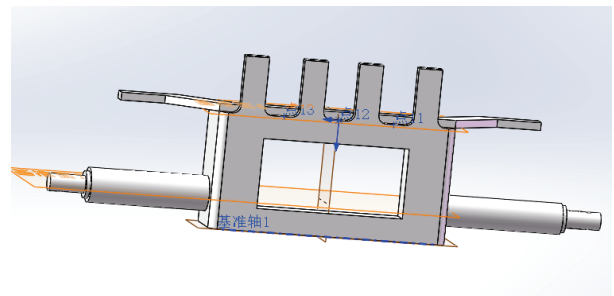


圖 10 掛桶支架優化後三維圖

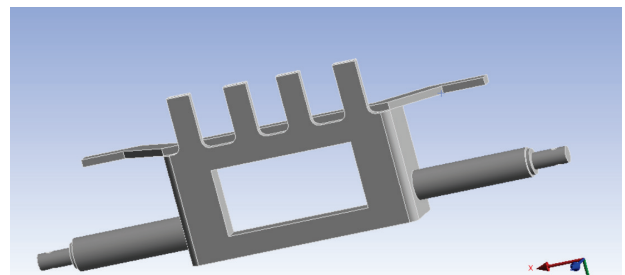


圖 11 掛桶支架優化後三維圖導入到 ansys 中

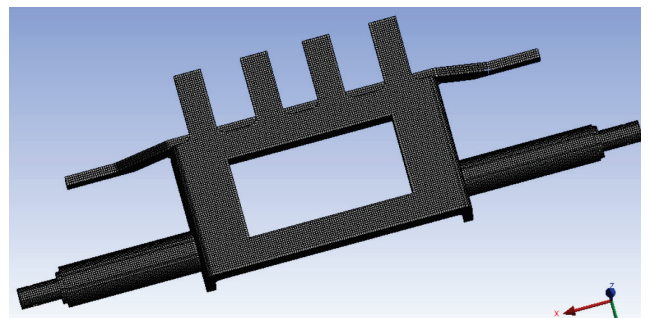


圖 12 掛桶支架優化後網格劃分

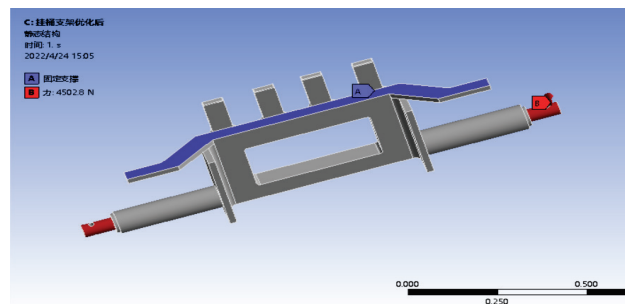


圖 13 掛桶支架優化後的受力及約束

5.2 掛桶支架的優化方案

為了零件加工更加方便，且結合 5.1 中的拓撲優化結果，所以選擇將掛桶支架的齒板中間且距離底面 150 mm 處拉伸切除出一個 370 mm × 150 mm 的中心矩形，如圖 10 所示。

5.3 掛桶支架的優化後的靜力學分析

首先對優化方案的掛桶支架三維圖存為 x-t 形式，導入到有限元分析軟件中，圖 11 所示。

然後對優化後的掛桶支架進行網格劃分，網格劃分為了建立合適的仿真分析模型，根據優化後的掛桶支架三維圖形的特征，在對 Q345 進行網格分割時，採用了自動化的柵格分割方法，盡可能地將柵格分割得盡可能的均勻，以保證模擬計算精度和降低計算量，

因為 Q345 本身的材質密度是 7850 千克/米³，選用 0.005 m 網格尺寸，因此，單個網格質量為 0.98 > 0.8，所以網格劃分合格。劃分完畢後查看網格劃分的節點數為 179993，單元格數為 46147，材料選擇與上文中一致，選用 Q345 鋼，網格劃分結果如圖 12 所示。

施加與優化前原結構靜力學分析相同的載荷與約束，如圖 13 所示。

通過有限元軟件可得到優化後掛桶支架的等效應變及等效應力雲圖，如圖 14。

如圖 14 所示，掛桶支架最大位移量出現在拉桿與掛桶支架相連的桿與支架連接處，對於 Q345 材料來說，在上面所施加的載荷和約束的情況下的最大位移量位置的位移量大小為 0.234 mm，其等效應力大小為 43.32 MPa，Q345 的材料自身的許用應力為 172.5 MPa，在材料的屈服範圍之內，所以掛桶支架在工作過程中是安全的，根據圖 14 可知，掛桶支架的最大位移量出現在與拉桿接觸處的端點上，最大位移量為

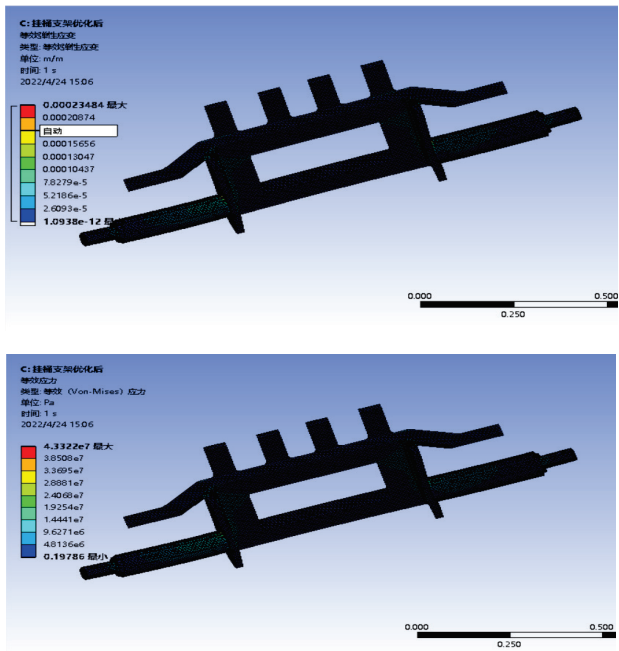


圖 14 掛桶支架優化後的等效應變及等效應力圖

0.234 mm，符合在實際工作過程中的位移量，所以位移量不會影響正常工作，所以掛桶支架符合標準。

5.4 掛桶支架的優化後的模態分析

在 Q345 材料下對優化後的掛桶支架與拉桿配合處施加全自由度約束得到的 6 階模態分析結果如圖 15。

農用貨車發動機的在工作過程中的頻率為 36 Hz ~ 64 Hz 之間，而在提料機構的工作過程中得頻率很小，所以提料機構的許用頻率遠小於第一階頻率 183.37 Hz，通過上述的約束模態分析結果可知，Q345 材料下掛桶支架的第一階固有頻率為 183.37 Hz，根據相關文獻表明，其第一固有頻率能夠避開汽車發動機的怠速和工作頻率範圍，因此，所研究的掛桶支架不會出現共振的現象。

表 4 Q345 材料下優化後掛桶支架的前六階固有頻率

階數	固有頻率 (Hz)
1	183.37
2	190.12
3	305.54
4	331.22
5	403.31
6	547.74

六、結論

主要以拉桿式側裝農用貨車提料機構為研究對

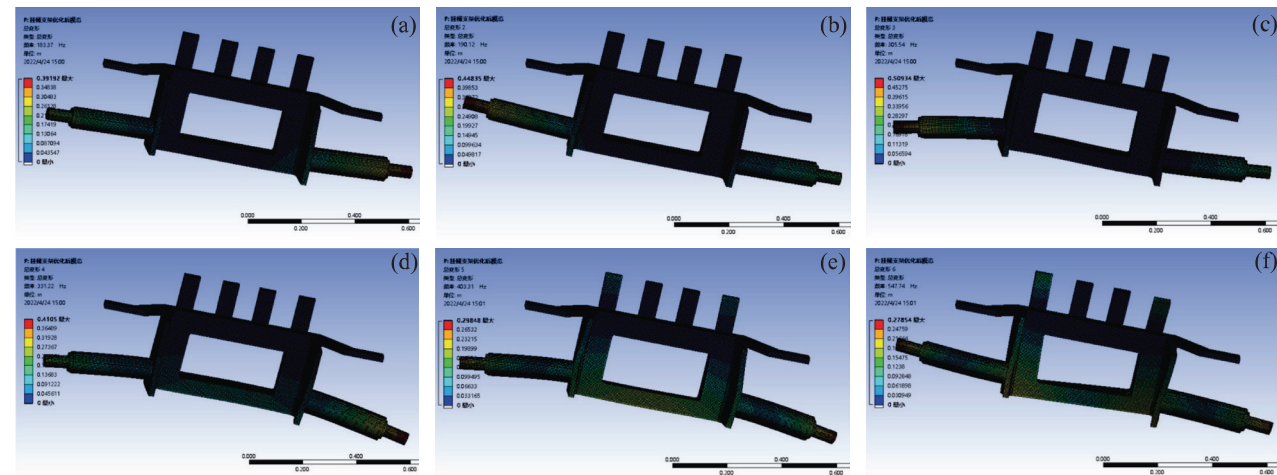


圖 15 Q345 材料下優化後掛桶支架的前六階固有頻率 (a) 第一階模態振型圖、(b) 第二階模態振型圖、(c) 第三階模態振型圖、(d) 第四階模態振型圖、(e) 第五階模態振型圖、(f) 第六階模態振型圖

象，首先對提料機構組成的鉸鏈四桿機構進行了尺寸綜合得到基本參數，再通過運動分析驗證數據的合理性，進行三維模型的建立和有限元分析，對提料機構中組要的部件掛桶支架進行了靜力學分析和模態分析。並依據分析結果對掛桶支架採用了拓撲優化的方案，具體如下：

1. 通過三維模型設計軟件 Solidworks 進行了提料機構零部件掛桶支架的建模。
2. 對掛桶支架的原結構通過仿真分析軟件 ANSYS Workbench 進行靜力學和模態分析。從靜力學的結果可以看到，在工作狀態下，最大應力和最大位移都滿足強度和剛度條件。並且通過原結構的有限元分析結果發現還存在優化空間。通過約束模態分析結果可以得出，工作頻率小於一階固有頻率，所以原結構可以避免發生共振。
3. 對掛桶支架進行了拓撲優化，根據拓撲優化結果結合工藝性能重新建立了的優化後的掛桶支架的三維模型，並對其再次進行了靜力學和模態分析，結果仍滿足強度和剛度要求，且質量降低明顯，從而達到了輕量化的目的。

參考文獻

1. 集文：「未來十五年農用車五種發展趨勢」，中國農村小康科技，第 34 卷第 1 期，頁 42，1998。
2. 華久貴：「農用貨車傳動軸零件的檢驗與修理」，農機使用與維修，第 20 卷第 5 期，頁 71-72，2017。
3. 杜熊：農用汽車，中國人事出版社，1997。
4. 琚書譜，吳景倫：「農用貨車發展趨勢」，拖拉機與農用貨車，第 28 卷第 2 期，頁 7-10，2000。
5. 劉壽萌：「迎接新世紀我國農用運輸機械現代化」，農業機械學報，第 32 卷第 1 期，頁 105-108，2001。
6. 王蘊：「農用貨車車架有限元模型的建立技術」，產業與科技論壇，第 11 卷第 19 期，頁 98-99，2012。
7. 鐘德新：「農用貨車變速器主要零件技術狀態鑒定」，河北農機，第 12 卷第 1 期，頁 18-19，2016。
8. 馬艷波：「農用貨車氣製動常見故障分析與排除」，農機使用與維修，第 33 卷第 11 期，頁 45-46，2014。
9. 靳曉雄，張立軍，江浩：汽車結構分析，同濟大學出版社，2002。
10. 雷正保：汽車覆蓋件沖壓成形 CAE 技術，國防科技大學出版社，2003。
11. 黎西亞，李成剛，胡於進：「車架有限元分析技術概況」，上海汽車，第 14 卷第 5 期，頁 28-30，2001。
12. 邱梅貞：微型農用貨車駕駛員讀本，農業機械雜誌社，1994。
13. 吳陽年，馬恒永：「CAD 在農用貨車設計中的應用」，農業機械，第 18 卷第 8 期，頁 8-9，1995。
14. 高雲凱：汽車車身結構分析，北京理工大學出版社，2006。
15. 靳曉雄，張立軍：汽車噪聲的預測與控制，同濟大學出版社，2004。

收稿日期：民國 112 年 09 月 04 日

修改日期：民國 112 年 10 月 23 日

接受日期：民國 112 年 11 月 20 日