Jour. Agric. Res. China（中華農業研究）43(4)：433～438（1994）

農試型落花生聯合收穫機油壓動力系統液壓油冷卻效果之探討分析[1]

梁連勝　陸龍虎　顏秀榮[2]

摘要：農試型落花生聯合收穫機油動力系統中液壓油之冷卻效率，受到動力系統組件摩擦損失及洩壓閥洩壓損失之影響；其中尤以洩壓所導致之熱損失爲最，佔系統所產生全部熱量之50%以上。因此要降低油壓系統之作業油溫，最直接之途徑爲使用經濟合理之油壓組件如泵、馬達等。同時，若油壓系統以空氣爲熱交換介質時，其冷卻效率亦可經由選擇最佳冷卻面積與通過冷卻器氣流速度予以提高。

關鍵詞：收穫機、油壓、冷卻效率。

在自然界任何運動中之物體因互動關係均會因摩擦而生熱，油壓機械之系統元件因液壓油流動摩擦所生之熱，大部份均由液壓油吸收而導致油溫上升，當液壓油之溫度升高後，其黏度亦相對降低；但液壓油之黏度爲決定其品質與系統元件致動效率之主要因素，其變化幅度決定了油壓元件與系統之整體作業性能。由於農試II型落花生聯合收穫機之動力系統完全以油壓取代傳統之機械式結構，因此在應用上亦遭遇到系統溫度異常升高之問題，如何克服其系統溫度不致超過正常作業之安全範圍爲亟待解決之課題。在本型收穫機油壓動力系統之規劃、設計時，除了必須達到作業之要求外，機械空間之使用與元件之成本爲必須先行考慮者；否則，所規劃之系統或因價昂而增加收穫之整體成本，或因無法配合實際作業環境而不適用。最明顯之限制爲冷卻方式之選擇，因田間作業環境限制，必需使用冷卻率較低之空氣，導致系統使用油量必需適度增加，這一選擇衍生了本系統冷卻效率低與液壓油溫度偏高等問題。於整體油壓系統中，致動油溫度之升高來自油壓裝置系統內部所生之熱量，此熱量可概分爲泵及馬達之動力損失、經由釋壓閥洩油及管路組件抵抗損失所產生之熱量等三部份，該三項熱源可經由理論式或以經驗式予以評估探討[1,2,3]。

材料與方法

農試II型落花生聯合收穫機之油壓動力分別供應作業與行駛二系統致動所需之高壓油，在作業系統中又分爲四個支系統（圖1），其作業功能分別爲舉升、拔取、脫莢及選別等，每一支系統中各單一作業液壓馬達係以串聯之方式組合使用。前處理夾持系統之額定作業轉速爲124RPM，系統每分鐘需油量爲9.98公升；脫莢筒之額定作業轉速爲450RPM，系統每分鐘需高壓油23.96公升；選別系統中栅鏈之額定作業轉速爲77RPM，每分鐘需油14.98公升；總計作業系統在正常作業情況下，泵浦每分鐘需供應70kg/cm²之高壓油48.92公升。當收穫機以每秒鐘0.43公尺之速度進行收穫作業時，行駛系統之馬達需由泵浦供應50kg/cm²之高壓油40公升，作業與行駛兩動力系統比例閥之洩油壓力預設

1. 台灣省農業試驗所　研究報告第 1753 號
2. 本所農業工程系研究員兼主任、助理、助理。

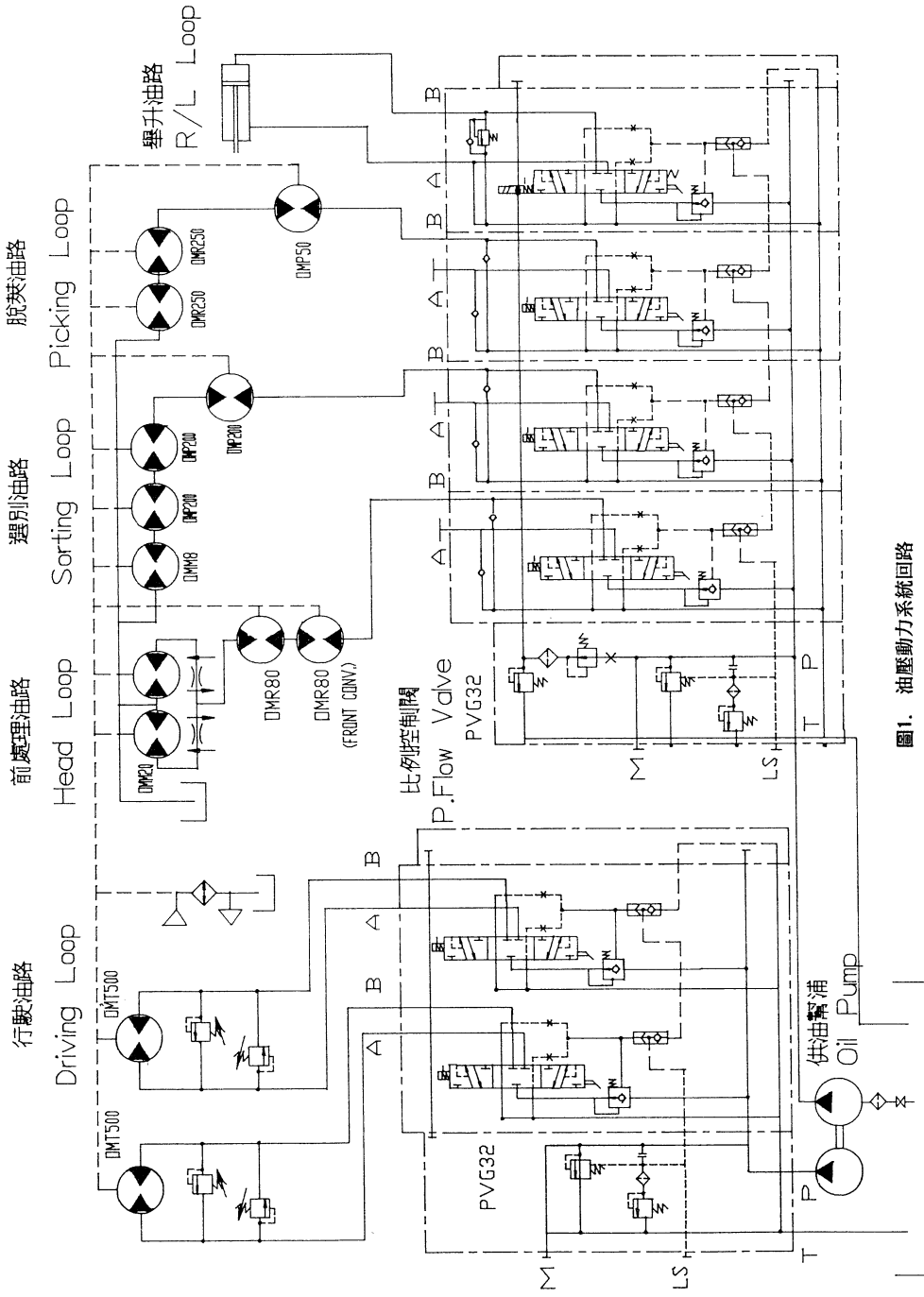


圖1. 油壓動力系統回路

Fig. 1. The Loop of the Hydrauic Power System

爲150kg/cm2及100kg/cm²；當收穫機在田間持續作業且系統油溫達到穩定後，以風速計及紅外線測溫器沿冷卻器之對角線與其中點位置，檢測並紀錄冷卻器吸入與排出口之氣流速度與溫度，求出平均風速與平均溫度；並應用精密溫度感測器檢測冷卻器出、入口之即時油溫，以供進行系統熱收支之探討分析。

結果與討論

本液壓系統冷卻器之熱交換介質爲空氣，在一般落花生之收穫季節，農田之大氣溫度通常介於30～40°C，因此在本冷卻效率分析中，有關空氣之定容比熱與密度兩物理性質[4]分別定爲0.17Kcal/kg°C及1.2929公斤/立方公尺（表1）。系統所使用液壓油之比熱及密度爲0.45Kcal/kg°C及0.85公斤／公升。於整體油壓系統中，總泵軸之動力 W、泵及馬達之動力損失所產生之熱（H_1）、經由釋壓閥產生之熱（H_2）及管路抵抗損失所產生之熱（H_3）等，分別以下列四式計算之[3]。

$$W = (P \times Q) \div (612 \times \eta) \quad (Kw) \cdots\cdots (1)$$

$$H_1 = 860 \times W \times (1-\eta) \quad Kcal/Hr \cdots\cdots (2)$$

$$H_2 = 600 \times Pr \times Qr \div 427 Kcal/Hr \cdots\cdots (3)$$

$$H_3 = 860 \times W \times K \quad Kcal/Hr \cdots\cdots (4)$$

表1. 空氣之比熱

Table 1. Zero pressure specific heats for air in B/lb-F

Temp.	Air		
F	Cp	Cv	K
32	0.240	0.171	1.401
100	0.240	0.172	1.400
200	0.241	0.173	1.397
300	0.243	0.174	1.394
500	0.248	0.179	1.383
750	0.255	0.187	1.368
1,000	0.263	0.194	1.353
1,500	0.276	0.208	1.330
2,000	0.286	0.217	1.316
3,000	0.297	0.229	1.300
4,000	0.305	0.236	1.291

上式中 W 爲泵軸所需動力、P 爲泵吐出壓力（kg/cm²）、Q爲各壓力下之吐出量（L/Min）、η爲泵之全效率，假設以0.83計算之、W 爲泵軸之入力（Kw）、Pr 爲釋壓閥之設定壓力(kg/cm²)、Qr 爲通過釋壓閥之油量、K 爲介於0.10～0.15之常數。各系統之熱收支，利用上述四式分析如后。

當收穫機在田間正常作業時，大氣溫度爲33°C；在作業溫度達穩定平衡狀態時，經實測冷卻器吸入口與排出口空氣之溫度分別爲33°C及42°C，氣流通過39公分×46公分、四排鰭管冷卻器之平均流速爲每秒5.4公尺，冷卻風扇之截面積爲0.159平方公尺，則每小時通過冷卻器之空氣量應爲3,685公斤。作業中引擎係以每分鐘2,250轉之額定轉速運轉，作業與行駛系統雙聯供油泵，採用每轉33.9cc及26.2cc之排量，則每分鐘之供油量（Q）分別爲76.28公升與58.95公升；對該二泵而言，其所供應之高壓油與系統所需之理論驅動需油量相較，溢供系統之餘油爲27.36與18.95公升，該溢供之高壓油應爲本系統液壓油溫度升高之主要熱源。爲計算系統之熱收支，首先必需計算系統之動力授受，由式（1）

系統泵浦軸之動力需求 W（Kw）分別爲 W_1及 W_2。

$W_1=(70\times76.28)\div(612\times0.83)=10.5$（Kw） ……(5)

$W_2=(50\times58.95)\div(612\times0.83)=5.8$（Kw） ……(6)

系統之摩擦熱如下：

$H_1=860(10.5+5.8)\times(1-0.83)=2,383$ Kcal/Hr ……(7)

$H_2=600\times(150\times27.36+100\times18.95)\div427=8,430$ Kcal/Hr ……(8)

$H_3=860\times(10.5+5.8)\times0.15=2,103$ Kcal/Hr ……(9)

合併第（7）、（8）及（9）式，則系統所產生之熱量爲215Kcal/Hr。當系統連續運轉作業1小時後，系統之液壓油溫度逐漸升高，至約1小時30分後油溫趨於平衡穩定狀態；此時系統所發生之熱量除一部份作爲保持平衡油溫之熱源外，其餘之熱量理論上應被冷卻器之空氣除去。由於在油溫達到平衡時，經實測冷卻器出、入口油溫分別爲82.2°C及80°C。則系統液壓油經冷卻器後，每分鐘耗用之熱量（H_0）爲：

$H_0=0.45\times0.85\times(76.28+58.95)\times(82.2-80)=114$Kcal/Min ……(10)

但空氣流經冷卻器時，每分鐘應除去之熱量（Ha）爲：

$Ha=5.4\times60\times0.159\times0.172\times1.2929\times(42.9-33)=113$Kcal/Min ……(11)

（10）與（11）式比較結果，冷卻器除去熱量爲113Kcal/Min小於液壓油失去熱量1Kcal/Min，該誤差應爲冷卻器表面所散失之熱量，故系統溫度應可保持穩定；至於系統總發熱量減去冷卻油溫所失去之熱量後，每分鐘殘餘101Kcal/Min，爲保持油箱中液壓平衡油溫及管路散熱所需之熱量。

唯本動力系統模式之作業溫高達80°C，已超過一般建議之安全範圍；根據熱收支平衡分析，系統洩壓所造成之熱源佔總熱量之65.3%，系統動力損失引起者佔18.4%，其餘16.3%係由管路抵抗所引起；因此，若要降低系統油溫，則可在引擎額定負載輸出作業轉速下，選擇最經濟之泵，供應最適量之高壓油，爲首要考慮之重點，藉此可能減少超量供應高壓油後洩壓所導致之熱量；或者提高冷卻器之冷卻效率，以獲致降低油溫之效果。

由上述分析，爲了降低液壓油之作業溫度上限，可經由改變泵之輸出規格或提高冷卻效率兩方法來達成，首先以改變冷卻效率之方式加以分析。在原動力系統回路中，將冷卻器加大爲54公分×62公分，裝置五排鰭管，通過冷卻器之氣流速度平均爲每秒5.35公尺，扇葉之直徑爲50公分，油箱之液壓油量爲334公升。當系統在氣溫30°C下連續運轉2小時後，測得平衡穩定狀態時卻器出、入口油溫分別爲54.3°C及52°C，經實測得知冷卻器吸入與排出口空氣之平均溫度分別爲30及39°C。

在進行本修正分析時，引擎以2,400RPM運轉，因此泵之輸出分別爲81.36公升與62.88公升，如前述計算可得：

$W_1=(70\times81.36)\div(612\times0.83)=11.2$（Kw） ……(12)

$W_2=(50\times62.88)\div(612\times0.83)=6.2$（Kw） ……(13)

$H_1=860(11.2+6.2)\times(1-0.83)=254$Kcal/Hr ……(14)

$H_2=600\times(150\times32.44+100\times22.88)\div427=1,005$Kcal/Hr ……(15)

$H_3=860\times(11.2+6.2)\times0.15=2,245$Kcal/Hr ……(16)

合併第（15）、（16）及（17）式，則系統所產生之熱量（H）爲247Kcal/Min。當系統連續運轉作業2小時後，系統之液壓油溫度趨於平衡穩定狀態；此時系統所發生之熱量除一部份作爲保持平衡油溫之熱源外，其餘之熱量理論上應被冷卻器之空氣除去。由於在油溫達到平衡時，經實測冷卻器出、入口油溫分別爲54.3°C及52°C。則系統液壓油經冷卻器後，每分鐘耗用之熱量（H_0）爲：

$H_0=0.45\times0.85\times(81.36+62.88)\times(54.3-52)=127$Kcal/Min ……(17)

但空氣流經冷卻器時，每分鐘應除去之熱量（Ha）爲：

$Ha=5.35\times60\times0.196\times0.172\times1.2929\times(39-30)=126Kcal/Min$ ……(18)

(17) 與 (18) 式比較結果，冷卻器除去熱量爲126Kcal/Min，小於液壓油失去熱量1Kcal/Min，該誤差應爲冷卻器表面所散失之熱量，故系統溫度應可保持穩定；至於系統總發熱量減去冷卻油溫所失去之熱量後，每分鐘殘餘120Kcal/Min，爲保持油箱中液壓油平衡油溫及管路散熱所需之熱量。

爲減少洩油所導致之大部份熱源，本系統供油泵浦之排量若修正爲25.4cc/Rev，當引擎以每分鐘2,500轉作業時，兩組泵之額定排量均修正爲每分鐘63.5公升，而作業與行駛系統每分鐘所需之額定工作油量分別爲48.9及40公升，故二作業系統泵超供液壓油分別爲14.6與23.5公升。冷卻風扇之截面積仍爲0.159㎡，風扇出風口之平均風速爲每秒5.2公尺，油箱中儲存380公升之液壓油。依據 (1)、(2)、(3) 及 (4) 式，分別計算泵軸所需之動力、泵及馬達之動力損失所產生之熱 (H_1)、由釋壓閥產生之熱 (H_2) 及系統管路抵抗所產生之熱 (H_3) 如下：

$W_1=(70\times63.5)\div(612\times0.83)=8.75$ (Kw) ……(19)

$W_2=(50\times63.5)\div(612\times0.83)=6.25$ (Kw) ……(20)

$H_1=860\ (8.75+6.25)\times(1-0.83)=2,193Kcal/Hr$……(21)

$H_2=600\times(150\times14.6+100\times23.5)\div427=6,379Kcal/Hr$ ……(22)

$H_3=860\times(8.75+6.25)\times0.1Kcal/Hr=1,935Kcal/Hr$……(23)

合併第 (21)、(22) 及 (23) 式，則系統所產生之熱量 (H) 爲247Kcal/Min。當系統連續運轉作業 2 小時後，系統之液壓油溫度趨於平衡穩定狀態；此時系統所發生之熱量除一部份作爲保持平衡油溫之熱源外，其餘之熱量理論上應被冷卻器之空氣除去。由於在油溫達到平衡時，經實測冷卻器出、入口油溫分別爲57.3°C及55°C，經實測得知冷卻器吸入與排出口空氣之平均溫度分別爲33及42.9°C。則系統液壓油經冷卻器後，每分鐘耗用之熱量 (H_0) 爲：

$H_0=0.45\times0.85\times(63.5+63.5)\times(57.3-55)=111Kcal/Min$ ……(24)

$Ha=5.2\times60\times0.196\times0.172\times1.2929\times(42.9-33)=109Kcal/Min$……(25)

(24) 與 (25) 式比較結果，冷卻器除去熱量爲109Kcal/Min，小於液壓油失去熱量2Kcal/Min，該誤差應爲冷卻器表面所散失之熱量，故系統溫度應可保持穩定；至於系統總發熱量減去冷卻油溫所失去之熱量後，每分鐘殘餘64Kcal/Min，爲保持油箱中液壓油平衡油溫及管路散熱所需之熱量。

由前述三個系統模式之熱分析可知，油壓系統之冷卻器若以空氣爲熱交換介質時，爲提高冷卻效率，可藉選擇最適宜之冷卻氣流流速與熱交換面積或使用更合理之泵輸出量，以減少洩油所產生之大量熱源，上述結果可由使用者依據實際作業需求作適當之選擇與組合，以達到冷卻效率高且經濟之油壓動力系統模式。

誌　謝

本研究承中正農業科技社會公益基金會贊助 (82—中基—農—13)，謹此致謝。

引用文獻

1. 何　植。1984。應用油壓學。金華科技公司。台北
2. 賴耿陽。1980。油壓工學。南台圖書公司。台南
3. 蘇金盛。1980。油壓控制實務。建興出版社。台北
4. JAMES B. JONES,P.E. and GEORGE A. HAWKINS,P.E.1974。ENGINEERING THERMODYNAM ICS。美亞書版股份有限公司。台北。

Analysis on the Fluid Cooling Effect for the TARI Peanut Harvester Hydraulic Power Driving System[1]

Lien-Sheng Liang, Long-Hu Lu and Shiu-Rong Yen[2]

Summary

The heat induces by the releasing of the hydraulic power system caused by the friction between its elements and oil is the major influencing parameter on cooling. It contributes more than 50% of heat hence affects the system cooling efficiency more than 50% among the parameters. There is a better way to reduce the system temperature by using a reasonably sized pump. If the air been used as the heat exchange medium, the cooling efficiency can be increased by properly enlarging the cooling surface and air speed.

Key words : Harvester, Hydraulic, Cooling Efficiency.

1. Contribution No. 1753 from Taiwan Agricultural Research Institute.
2. Head and Senior Engineer, Assistant and Assistant, Department of Agricultural Engineering, TARI, Wufeng, Taichung, Taiwan, ROC.