

# 行政院國家科學委員會補助專題研究計畫成果報告

※※※※※※※※※※※※※※※※※※※※※※※  
※  ※  
※            果疏汁綠色製程之建議                ※  
※       Good Manufacture Practices for        ※  
※       Green Fruit and Vegetable Juice Products  ※  
※  ※  
※※※※※※※※※※※※※※※※※※※※※※※

計畫類別：個別型計畫     ■整合型計畫

計畫編號：NSC90-2621-Z-002-044

執行期間：90 年 08 月 01 日至 91 年 07 月 31 日

整合型計劃：總計劃主持人：吳瑞碧 教授

子計劃主持人：李允中 副教授

子計劃協同主持人：蔣丙煌 教授

執行單位：國立台灣大學農學院生物產業機電工程學系

中 華 民 國 九十一 年 十 月 三十一 日

## 摘要

食品工業常被歸類為高能量消耗產品，因而對生態環境造成衝擊。在此環保問題日受關切的時代，如何生產省資源、省能源、低污染的綠色食品，將會是食品工業重要的發展策略。本計畫為「果蔬汁產品綠色度之研究」三年計畫第三年總計畫之中的一個子計畫。本研究在接續上一年度探討果汁產品在不同的加工包裝過程能源利用的效率。分析的果汁產品包括：柳橙汁、番石榴汁、楊桃汁與蕃茄汁等四種；加工包裝程序有原汁加工、熱充填包裝、冷藏包裝與無菌包裝。在研究中使用有效能分析法，以產品在製造程序中單位重量的不可逆能的產生量為果汁綠色度的指標。這種方法考慮製造程序中能源的使用效率，而不是單純的總使用量，使不同的生產程序或食品產品可以有一個共同的比較標準。研究中發現在加工果汁的程序上，熱充填包裝單位重量產品產生的不可逆能最少，而後無菌包裝、冷藏包裝依序增加。但是在分析產品差異時，所研究的四種果汁並沒有明顯的差異。研究中並考慮改善綠色度的方法，殺菌加工時利用高溫的殺菌果汁以熱交換器加熱低溫的進料是最有效的方法。提高熱交換的熱能交換效率，可以有效的降低不可逆能的產生，進而提高果汁產品的綠色度。研究中發現在加工果汁的程序上，熱殺菌過程是主要的能量消耗程序。提高熱交換的熱能交換效率，可以有效的降低不可逆能的產生，進而提高果汁產品的綠色度。在研究中評估各種設計的熱交換器，討論殺菌溫度、蒸汽溫度、冷卻水溫度等對熱交換單位(NTU)與有效能損失的影響。研究中的發現建立一個熱交換器的評估方法可以提供產業進一步的應用。

關鍵字：果汁、蔬菜汁、綠色食品、包裝、能源、資源。

## **ABSTRACT**

To consume foods with high greenness is helpful to sustaining resources and protecting the environment. This project is a sub-project of the first-year part “Mass Flow and Energy Utilization in the Life Cycle of Fruit and Vegetable Juice Products” in a three-year project entitled “The Greeness in Fruit and Vegetable Juice products”. Food processes considered being energy intensive industry. To label a processed food product as a green product, the life cycle assessments of energy must be considered. In previous study four fruit juice products manly orange juice, guava juice, carambola juice, and tomato juice prepared from four different production processes were analyzed. Production processes studied include raw juice processing, refrigerated packing, aseptic processing, and hot filling. Exergy analysis was carried in the study. Energy efficiency instead of total amount of energy used in the production was considered in the study method, which gives a fair base when energy consumption of different processed products was compared. Thermal processing was the major energy consuming process. Thermal energy regeneration was found to be an effective mean to decrease irreversible energy, thus increase the greenness of fruit juice product. To improve heat exchanging efficiency could reduce exergy loss thus increase greenness of fruit juices. The energy efficiency could be improved by using a well design heat exchanger. Various designs of heat exchangers were evaluated in the study, exergy loss and NTU (number of transfer unit) for each cases very compared. Some good design practices were suggested for future applications.

Keywords: juice, vegetable juice, green food, packaging, energy, resource.

## 目 錄

摘要	I
ABSTRACT	II
目 錄	III
一、 前言	1
二、 方法	3
(一) 系統的界定	3
(二) 製造流程子系統	4
(三) 製冷系統	5
(四) 有效能與不可逆能	7
(五) 果蔬汁製程的不可逆能	9
(六) 热交換器的設計與分析	10
(七) 蒸汽的產生與製冷	19
三、 結果與討論	22
(一) 殺菌溫度的效應	22
(二) 蒸汽溫度的效應	25
(三) 冷卻溫度效應	27
(四) 再生熱交換器效應	29
四、 結論與建議	33
五、 參考文獻	34

## 一、前言

能源的有效利用是改進果汁產品的綠色度的方法之一，在加工過程中能源的使用是必需的，但是如何使用才是最有效是一個值得探討的問題。在本計畫的整體計畫於第一年中完成果汁產品非生物性資源利用的調查，發現殺菌加熱耗費最大的能量。第二年建立所調查製程不可逆能的產生，便建議已不可逆能的產生量作為綠色產品的一種參考指標。本研究將進而探討如何改善熱交換設備的設計以提高能量利用的效率，在考量設備投資成本下如何降低不可逆能的產生，加強能源利用效率，以減低對環境衝擊，提高果汁的綠色度。

傳統上能源利用以熱力學第一定律作為分析的基礎去探討製造程序所需消耗的能量，但是這種分析往往不能看出所使用能量的效率。在 70 年代能源危機後，能源使用效率的分析大被重視。有效能(exergy)分析被廣泛的用在各種產業能源利用的研究之上。這種分析方法綜合熱力學第一與第二定律，訂定一個能量品質的指標，將能量分為可以使用的有效能與不可使用的不可逆能(irreversability)或稱不可逆能。由於能量是守恆的，在製造程序中能量只是進行交換與轉換，其總量並不減少，但是在這些不可逆的程序中，高有效能的優值能量因為製程的不可逆而產生熵，有效能變成不可逆能，因而使能量變為低有效能高不可逆能的劣值形態。有效能分析可以了解在製造程序中，不可逆能產生的單元，因而改善其能源使用效率；或是發覺廢熱排放內的有效能，進而再利用。

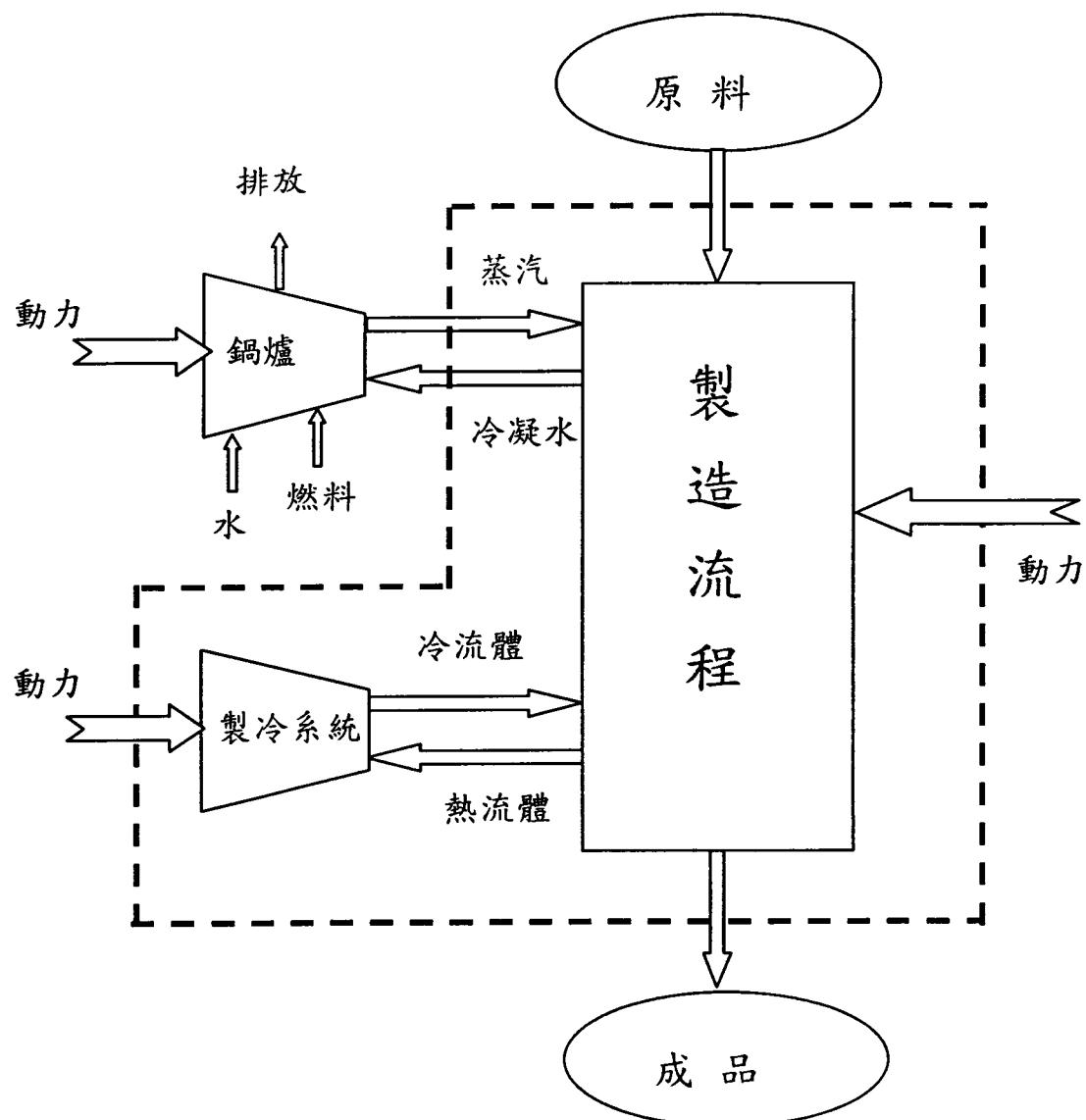
食品工業是一個高能量耗費的產業，在美國食品工業直接消耗的能源佔全國消耗能量的 12-20% (Stout et al., 1982)。80 年代以後也有學者開始使用有效能的分析來探討其能量的運用效率。瑞典學者 Tragardh(1981)開始以有效能分析該國乳清粉、加工澱粉與輕鬆蛋糕的製造程序。Rotstein(1983)利用 Singh et. al.(1980)蕃茄糊加工製程能源使用調查的實測數據，進行蕃茄糊製造過程的有效能收支分析。隨後 Forciniti et al.(1985) 提出適當的利用高溫流體加熱進料，可以降低不可逆能的產生，提高能源效率。Fang

et al.,(1983)多目標最佳化技術，探討奶粉製程中蒸發器面積與有效能產生間的最佳關係。Fan et al. (1983) 將結果整理發表，指出以整體系統分析，以代替以往只用熱力學第一定律分析各類單一元件，有效能分析可以更有效率的利用能源。

## 二、方法

### (一) 系統的界定

本研究使用上一年度總體計畫能源使用調查結果，分析不同果汁製程單位重量不可逆能的產生量，以提供建立綠色果汁的指標。果汁的種類包括柳橙汁、番石榴汁、楊桃汁與蕃茄汁等四種。以製造程序分為原料果汁、冷藏果汁、無菌包裝果汁與熱充填果



汁四種。以整個製程為系統（如圖一）其中主要包括全部製造流程（含包裝與貯藏）、圖一本研究所界定的果汁生產系統示意圖

製冷系統等子系統。蒸汽產生系統不在討論的系統裡面，僅以蒸汽流與凝結水流進出系統邊界。將蒸汽產生系統摒除有下列幾個原因，在調查資料中因所調查工廠大都採用總廠制，幾個不同產品的生產線共用一套蒸汽產生系統，缺乏比較確定的蒸汽產生之料資料；本研究目的的主要探討蒸汽的利用，直接以蒸汽流量表示，比以燃料油表示更為明確；蒸汽產生與利用還有很大的探討空間如汽電共生等，這些項目尚未包括在本研究中。

## (二) 製造流程子系統

製造流程子系統包括整個製造、包裝與貯藏過程，其系的入口邊界為原料，出口邊界為產品。系統邊界上有蒸汽流流入與冷凝水流出，以及電力的流入提供製造程序種使用電動機的能量，這些電能在應用上是不可逆的，因此全數轉變為不可逆能。

蔬果原汁製造作業流程包括：選別與分級、原料清洗、破碎、榨汁、過濾、磨細、離心、殺菌及冷卻、充填包裝。加熱殺菌後的蔬果原汁經冷卻至室溫，以塑膠桶的大包裝容器裝填，移入冷藏庫凍結，並於-18°C冷凍貯藏，貯藏時間平均為120天。酸楊桃汁因其酸度高，可以做常溫貯藏。殺菌溫度除蕃茄汁為118°C，柳橙汁為85°C，番石榴汁與楊桃汁殺菌溫度隨工廠而異，但多介於95-100°C。

冷藏與無菌包裝果汁殺菌前的處理大都相似主要包括：解凍、調配、過濾、脫氣、均質，殺菌及冷卻兩種程序就不相同了。冷藏果汁有柳橙汁與番石榴汁兩種，前者的殺菌溫度介於85-98°C，冷藏番石榴汁資料中只有兩家殺菌溫度分別為95°C與105°C。冷藏果汁殺菌後必須迅速降溫至4-7°C，並在該溫度貯藏，但在工廠貯藏時間很短，可以忽略。無菌包裝果汁殺菌溫度與冷藏果汁相似但有些工廠使用100-110°C高溫殺菌，以縮短保溫時間。無菌包裝果汁殺菌後冷卻至25-30°C包裝，且包裝後不需冷藏。雖然無菌包裝果汁可貯藏9-12個月，不論其在工廠內貯藏或在通路上貯藏，所耗費的能量都很有限。

熱充填果汁主要製造程序包括解凍、調配、過濾、脫氣、均質、加熱殺菌、充填包裝、冷卻、檢查、裝箱堆棧。熱充填果汁的殺菌溫度較高，約在 95-110°C 之間，蕃茄汁則高達 118°C，殺菌後冷卻至 35-40°C 裝填，裝填後的包裝可以在常溫系貯藏。

### (三) 製冷系統

製冷系統包括三個子系統，分別為冷卻水塔、冰水機與冷藏庫或冷凍庫。這些子系統分別提供果汁製程中不同產品與製程所需的冷卻。原料果汁殺菌後通常以冰水機的冰水冷卻至室溫。除酸楊桃汁與有一工廠用大型無菌包裝貯藏番石榴汁，冷卻後的果汁以 -20°C 的冷凍庫凍結貯藏。冷藏果汁與無菌包裝果汁則以冰水機的冰水或冰滷水分別冷卻至 4-7°C 與室溫。後者大多以約 7°C 的冰水冷卻，前者則採用約 0°C 的滷水冷卻。熱充填果汁，在殺菌之後通常使用約 7°C 的冰水冷卻。冷凍循環的冷卻在本研究中都採用水冷，冷卻水來源為冷卻水塔。

#### 1. 冷卻水塔子系統

冷卻水塔利用蒸發冷卻，將冷凍系統冷凝器所使用的冷卻水冷卻，以便再利用。理想的蒸發冷卻是一個絕熱過程，乾空氣進入冷卻水塔吸濕成為濕空氣，高溫水因蒸發移出蒸發潛熱而降溫。因此系統邊界上有高溫水流入，低溫水流出；乾空氣流入，濕空氣流出；以及補充水的流入。冷卻水塔以風扇吸入乾空氣，並以水泵輸送冷卻水，因而有兩個動力輸入。水泵提供冷卻水塔內冷卻水的噴灑，同時有擔負冷卻水在冷凝器與水塔間的輸送。若以有效能分析冷卻水塔的效率，效率定義為輸出有效能除以輸入有效能，其效率約為 30-40% (Bejan, 1988)。但是這種分析不包括冷卻水塔所使用的動力，事實上冷卻水塔最大的能量為風扇與水泵動力，以目前國內製造的冷卻水塔規格計算，在單位水量為 1 kg/s 時，冷卻風扇消耗 0.5 kW 動力，而水泵消耗約 25 kW 動力。在能量收支上，空氣與冷卻水所佔的能量進出遠小餘動力輸入，而且濕空氣所帶有有效能因溫度過低，幾乎沒有利用價值。因此在本研究分析上，只考慮產生每單位冷卻效果所需付出的能量，而且這些能量在生產冷卻水之後全部變為不可逆能。從國內廠商規格計算，冷卻水以 37°C 輸入 32°C 輸出，外界空氣為 25°C，75% 相對濕度時，輸入 1 kW 能量，可以平均可以產生 65 kW (標準差

為 9kw) 的冷卻效果。37°C 是製冷系統規格最常使用的冷凝溫度。

## 2. 冰水機子系統

冰水機子系統由冷媒壓縮機、水冷式冷凝器、蒸發器等元件所構成。壓縮機使用電力為動力，水冷式冷凝器的冷卻水來至冷卻水塔，蒸發器用以製造冷卻的冰水或滷水。冰水機供給果汁製程中使用的冷卻冰水或冷卻滷水，在蔬果原汁、無菌包裝果汁與熱充填果汁製程中，產品品殺菌後冷卻溫度較高，可以使用冰水冷卻，果汁工場常使用的冷卻冰水溫度約在 5-10°C 之間。所使用冰水的溫度愈低，冷卻時所使用的熱交換器愈小；但是冰水機產生冰水的溫度愈低，其能源效率愈低。冷藏果汁製造時其冷卻溫度必需低到 4-7°C，因此必需使用約 0°C 的冷卻冰水，冰水機作業時冷媒膨脹溫度會有波動，而會產生結冰的狀況。因此在此溫度範圍必需使用加有乙二醇等的溶液為冷卻滷水。

冰水機子系統所使用的動力有三個部分，分別為冷媒壓縮機、冷卻水泵與冰水泵。在本研究中，冰水機子系統與冷卻水塔子系統連結成一個新的子系統，因此在系統的介面上只有冰水的進出，與壓縮機動力、冰水泵動力與冷卻水塔動力（包括冷卻水塔風扇與冷卻水泵）。常見的冰水機組有螺旋式與往復式兩類，依據國內 K 廠商所生產的冰水機規格資料計算，可以得到不同規格所需的動力消耗如圖四、五所示。冰水機的主要能源消耗為壓縮機，冷凍能力愈高時螺旋式壓縮機的動力消耗會低於往復式壓縮機，但是相同公稱製冷能力的冰水機使用往復式壓縮機者售價較低，在果汁加工廠內兩種機型都被採用。冰水機組的能源使用效率常用 EER 表示，其意義為使用一單位電能所能產生的製冷能力。依據廠商規格壓縮機大小、37°C 冷卻水需求量，以及 5°C 時製冷能力，可以計算出該作業條件下的 EER 值，若需要其他不同蒸發溫度或凝結溫度下的 EER 值，可以用不同條件 COP 值比概估。表一為依據 K 廠商資料所計算得到螺旋式冰水機與往復式冰水機在冷媒蒸發溫度分別為 5°C 與 0°C 的 EER 值。

## 3. 冷藏庫子系統

冷藏庫子系統由冷媒壓縮機、水冷式冷凝器、蒸發器等元件所構成。壓縮機使用電力為動力，水冷式冷凝器的冷卻水來至冷

卻水塔，蒸發器用以冷卻冷藏庫的空氣，進而移除冷藏庫的各種熱負荷。在蔬果原汁的製程中，產品品殺菌後冷卻到室溫後即移入冷藏庫內，在-18°C溫度結凍貯藏。所使用貯藏溫度愈低，貯藏後的品質愈高；但是冷凍庫的使用成本愈高。主要原因是其冷藏庫機組的蒸發溫度愈低能源效率愈低；而且低溫冷藏庫的侵入熱因庫內與室溫溫度差大而侵入量增加。

冷藏庫子系統所使用的動力有三個部分，分別為冷媒壓縮機、冷卻水泵與蒸發器風扇。在本研究中，冰水機子系統與冷卻水塔子系統連結成一個新的子系統，因此在系統的介面上只有冷卻空氣的進出，與壓縮機動力、蒸發器風扇動力與冷卻水塔動力（包括冷卻水塔風扇與冷卻水泵）。冷藏庫機組的能源使用效率常用EER表示，其意義為使用一單位電能所能產生的製冷能力。依據美國B廠商規格半密閉壓縮機、冷凝溫度與冷卻水需求量，以及各種蒸發溫度下的時製冷能力，可以計算出該作業條件下的EER值。在冷凝溫度為37°C蒸發溫度介於-10至-40°C，的製冷能力介於10-50kw之間，冷藏庫的EER值可以用下列式子表示。

$$EER = (8.27 + 0.17 \cdot T_{ev}) \cdot \dot{Q}^{-0.26} \quad (1)$$

其中EER為能量效率比無因次； $T_{ev}$ 為蒸發溫度以°C為單位； $\dot{Q}$ 為冷凍能力20單位為kw。表二為在上述作業條件下蒸發溫度介於-10至-30°C時的EER。由表中可以半密閉壓縮機組在30kwEER值最佳，這點與一般冷凍庫機組常用25或30kw單機組合而成相吻合。蔬果原汁使用-18°C的貯藏溫度，因此冷凍庫設定在-20°C。使用30kw的冷凍機組EER值為1.54。

#### (四) 有效能與不可逆能

如圖一的一個完整的果汁製造流程系統其邊界包括產品的進出、蒸汽的進出、製冷動力的輸入以及製程機械動力的輸入。產品與蒸汽質量的進出因而有能量的進出。產品的有效能隨環境溫度而改變，其計算公式的推導過程詳列於Rotstein(1983)。在沒有相變化時計算公式如下：

$$E_{e_{out}} - E_{e_{in}} = \tilde{c}_p (T_{out} - T_{in}) \left[ 1 - \frac{T_o}{(T_{out} - T_{in})_{lm}} \right] \quad (2)$$

公式符號定義如下  $E_{e_{out}}, E_{e_{in}}$  分別表示流出與流入的有效能單位為  $kJ/kg$ ； $\tilde{c}_p$  為物質的平均比熱單位為  $kJ/kg \cdot K$ ； $T_{out}, T_{in}$  分別表示流出物與流入物的溫度  $K$ 。 $T_o$  為環境溫度  $K$ ，在本研究中以  $25^\circ C$  為環境溫度。 $(T_{out} - T_{in})_{lm}$  為對數平均溫度差單位為  $K$ ，其定義如下：

$$(T_{out} - T_{in})_{lm} = (T_{out} - T_{in}) / \ln(T_{out} / T_{in}) \quad (3)$$

在相變化過程中有效能的變化如下 (Bejan, 1988)：

$$\Delta E_e = \Delta H - T_o \Delta S \quad (4)$$

其中  $\Delta W_e$ 、 $\Delta H$ 、 $\Delta S$  分別表示相變化過程的有效能差、潛熱差以及熵差，前兩者單位為  $kJ/kg$ ，熵的單位為  $kJ/kg \cdot K$ 。在相變化中若相變化點溫度為  $T_p$  則，熵變化值如下：

$$\Delta S = \Delta H / T_p \quad (5)$$

在本研究中，蒸汽進入系統時為飽和蒸汽，在相同壓力以飽和冷凝水離開系統，因此其有效能變化只考慮加熱溫度（即凝結溫度）所產生的差異。若果汁在冷卻過程由液態凝結為固態，則其有效能的變化必需分為三段計算：

$$E_{e_{out}} - E_{e_{in}} = \tilde{c}_{p_s} (T_{out} - T_p) \left[ 1 - \frac{T_o}{(T_{out} - T_p)_{lm}} \right] + (\Delta H_f - T_o \Delta S_f) + c_{p_l} (T_p - T_{in}) \left[ 1 - \frac{T_o}{(T_p - T_{in})_{lm}} \right] \quad (6)$$

符號定義同前，足碼  $l$ 、 $s$  分別代表液相與固相  $\Delta H_f$ 、 $\Delta S_f$  分別為凝固時的焓差與熵差。

在本研究中果汁為 12% 清淡果汁其液態平均比熱為  $3.8 \text{ kJ/kg} \cdot K$ ，固態平均比熱為  $1.9 \text{ kJ/kg} \cdot K$ ，假設凍結溫度為  $-1^\circ C$ ，其熔解潛熱為  $333.1 \text{ kJ/kg}$ 。(Geankoplis, 1993)

如此所定義的果汁加工系統不可逆能的產生可以定義如下：

$$T_o R_s = (W_{e_{out}} - W_{e_{in}})_s - (W_{e_{out}} - W_{e_{in}})_p + W \quad (7)$$

公式左端不可逆能，其數值為過程中熵的生成量與環境溫度的乘積，右端依序為蒸汽的有效能差、產品的有效能差與輸入的機械能（電能）。

### （五）果汁製程產生的不可逆能

果汁的加工程序中不可逆能的產生可分成三類：加工流程中加工機械消耗電力產生的不可逆能；加熱過程產生的不可逆能；冷卻或凍結所產生的不可逆能。本研究於上年度以實際調查數據計算出不同果汁產品於不同志程與包裝所產生的不可逆能。

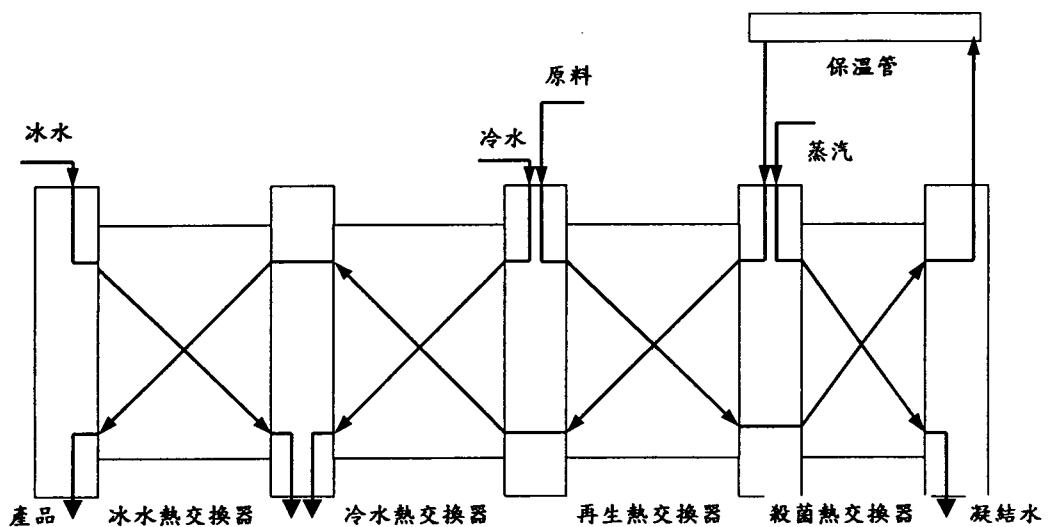
果汁原料的生產產生最多的不可逆能，其中以冷卻冷凍佔最高，因為原料果汁以-18°C冷藏，凍結過程消耗大量電能，而且冷藏時間長達120-180天，也增加了能源負擔。加工流程機械動力所產生的不可逆能佔第二位。加熱在加功能源中佔最大量，但是利用熱交換器回收殺菌後的廢熱，因此在不可逆能的生成上反而不多。下遊加工方式以熱充填產生最少不可逆能，其次為無菌包裝。冷藏包裝也因冷卻負荷，而成產生最多不可逆能的加工形式。值得注意的是無菌包裝在加熱與冷卻產生的不可逆能與熱充填包裝相似，但加工機械卻產生約熱充填機械系統兩倍的不可逆能。兩流程中最大差異為無菌包裝機，因此此機械能源效率的改進值得更仔細的探討。

冷藏包裝柳橙汁與番石榴汁的不可逆能生成量，機械加工所產生的不可逆能約為殺菌與冷卻產生量的一半。但是表四的無菌包裝果汁就與冷藏果汁不盡相同，無菌包裝加熱殺菌與冷卻所產生的不可逆能為冷藏包裝的一半，但是生產機械的不可逆能生成量卻是冷藏包裝的兩倍。事實上在加熱階段不可逆能的產生因各製造程序使用的殺菌溫度相近，冷卻過程反而是一個關鍵，冷藏包裝必需冷卻到4-7°C，冷卻系統產生的不可逆能也相當可觀。表五是四種熱充填果汁生產過程的不可逆能生成量，熱充填包裝

不論在熱加工或機械操作中，不可逆能的生成都是最小。熱充填包裝的冷卻負荷較小，包裝機械也較簡單是主要的原因。但是其中的蕃茄汁在熱殺菌過程產生最多的不可逆能，其原因是蕃茄汁的殺菌溫度最高達  $118^{\circ}\text{C}$ ，所需熱能最多，雖然在高熱交換效率下，但是無法有效回收利用的能量仍然是相當的浩大。經變異數分析發現，同樣加工方式下各果汁產品所產生的不可逆能差異並不是很大，即果汁種類的影響很不明顯。但是加工方式非常顯著的影響到不可逆能的生成，且兩者並無交互作用。以不可逆能的生成量最少以示為綠色度最高，則熱充填包裝綠色度最佳，依序為無菌包裝、冷藏包裝。利用熱交換器將殺菌後高溫果汁的熱量用來加熱低溫的果汁進料，充分使用高溫的有效能，以避免轉為不可逆能，是改善不可逆能產生的有效方法。但是熱交換效率的改善必須增加熱交換器的面積，提高固定投資，因此必須有一個正確的設計計算方法。

## (六) 热交換器的设计分析

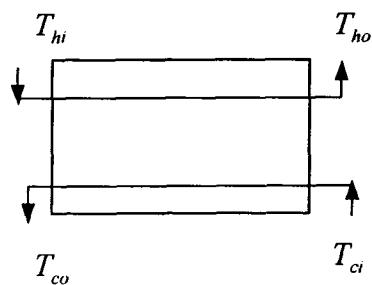
果汁加工作業的核心為熱殺菌，熱殺菌以蒸汽加熱果汁以達到殺菌溫度。為降低熱殺菌使用的能量，加工廠常使用板式熱交換器串聯使用，其示意圖如圖二：



圖二 果汁殺菌使用的熱交換器示意圖

果汁工廠常用的板式熱交換組由冰水熱交換器、冷水熱交換器、再生熱交換器以及殺菌熱交換器串聯而成。室溫的原料由在

生熱交換器進入進行預熱，與殺菌後的高溫產品作再生熱交換。完成預熱作業後的原料進入殺菌熱交換器，以高壓的蒸汽加熱至殺菌溫度。殺菌熱交換器的高溫側為凝結蒸汽，因此在熱交換過程可以視為等溫。高壓蒸汽凝結後釋出能量，並將凝結水排出。達到殺菌溫度的原料進入保溫管內完成殺菌作業，為簡化分析常假設保溫管的熱絕緣良好，假設其出口溫度與殺菌溫度相同。因此再生熱交換器高溫側的入口即為殺菌溫度。殺菌後的成品與低溫的原料做熱交換而降低溫度。理想中若是再生熱交換器的面積無限大，熱交換效率趨近於 1，此時成品在再生熱交換器的出口位置的溫度將與原料進入的溫度相同。在此條件下，蒸汽只需在未達到穩態前使用，達到穩態後就不需加熱。但事實上熱交換器有散熱損失，且溫度差過小時所需的熱交換面積很大，在實際上並不可行。但是再生熱交換效率愈高，所需使用的蒸汽愈少；同樣的下兩段冷卻過程所需的能量也比較少。再生熱交換後的成品，必須使用低溫的媒體冷卻以達到儲藏溫度。低溫冷卻通常分為兩段，第一段冷卻以冷水為降溫媒體，第二段已接近冰點的冰水或是滷水為冷卻水。分成兩對在理論上必沒有減少降溫所需的能量。但是製冷循環生產冷卻水時，冷卻水溫度愈低，製冷效率愈低，所需耗費的能量也愈多。但是冷卻水必須與成品保持有足夠溫度差，以進行熱交換，所以冷卻作業中常以二段式的熱交換器進行作業。如此，可以避免使用大面積的熱交換器，以降低固定成本；又可以降低冷卻所需耗費的能量。



圖三 逆流熱交換器高溫側與低溫側進出口溫度關係

圖三是一個逆流熱交換器的示意圖，高溫流體其溫度為  $T_{hi}$  (K) 向右流入熱交換器，冷卻後以溫度  $T_{ho}$  (K) 流出。低溫流體以溫度  $T_{ci}$  (K) 流入熱交換器，加熱後以溫度  $T_{co}$  (K) 流出。熱流體與冷流體的流量分別為  $\dot{m}_h$ 、 $\dot{m}_c$  (kg/s)，比熱分別為  $c_{ph}$ 、 $c_{pc}$  (Kj/KgK)。熱交換過程因不可逆反應所產生的熵  $\dot{S}_{gen}$  (kj/kgK) 如下

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_c c_{pc} \ln\left(\frac{T_{co}}{T_{ci}}\right) + \dot{m}_h c_{ph} \ln\left(\frac{T_{ho}}{T_{hi}}\right) \quad (8)$$

在果汁殺菌作業所使用的熱交換器通常以相同流量的熱水、冷水或冰水做熱交換媒體，且果汁的比熱與水相接近，因此將上式簡化為

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m} c_p \left[ \ln\left(\frac{T_{co}}{T_{ci}}\right) + \ln\left(\frac{T_{ho}}{T_{hi}}\right) \right] \quad (9)$$

熱交換器的熱交換量為  $\dot{Q}$  (Kj/Kgs)

$$\dot{Q} = \dot{m}_c c_{pc} \varepsilon (T_{hi} - T_{ho}) \quad (10)$$

其中熱交換效率  $\varepsilon$  定義如下

$$\varepsilon = \frac{T_{co} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{ci}} = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{hi} - T_{ci}} \quad (11)$$

熱交換效率是熱交換量與最大熱交換量的比值，最大熱交換量是當熱交換器的面積是無限大，且沒有熱交換損失時的熱交換量，此時高溫側的出口溫度將趨近於低溫側的入口溫度。

熱交換過程所產生的不可逆能隨熱交換量而增加，若定義不可逆能生成比  $N_s$  如下

$$N_s = \frac{T_\infty \dot{S}_{gen}}{\dot{Q}} \quad (12)$$

其意義為單位熱交換能量所產生的不可逆能。

因而可以得到熱交換器不可逆能生成比公式如下

$$N_s = \frac{T_\infty}{\varepsilon(T_{hi} - T_{ci})} \left\{ \ln \left[ 1 + \varepsilon \left( \frac{T_{hi}}{T_{ci}} - 1 \right) \right] + \ln \left[ 1 - \varepsilon \left( 1 - \frac{T_{ci}}{T_{hi}} \right) \right] \right\} \quad (13)$$

熱交換單位  $NTU$  是一個無因次的熱交換面積，其定義如下

$$NTU = \frac{UA}{mc_p} \quad (14)$$

熱交換單位愈大熱交換器所需的面積愈大。

若熱交換器為一個逆流熱交換器，則熱交換單位與熱交換效率有下列關係

$$\varepsilon = \frac{NTU}{1+NTU} \quad (15)$$

當熱交換面積無限的增大時，熱交換效率將接近於 1。

因此可以建立下列不可逆能生成比公式

$$N_s = \frac{T_\infty}{\varepsilon(T_{hi} - T_{ci})} \ln \left( \frac{(1 - T_{hi} NTU/T_{ci})(1 + T_{hi} NTU/T_{ci})}{(1 + NTU)^2} \right) \quad (16)$$

在高溫殺菌過程，使用蒸汽凝結熱作為加熱媒體，高溫側蒸汽凝結，其熱交換溫度即為蒸汽的凝結溫度。此時可以將不可逆能生成比公式改成

$$N_s = \frac{T_\infty}{\varepsilon(T_{hi} - T_{ci})} \ln \left[ 1 + \varepsilon \left( \frac{T_{hi}}{T_{ci}} - 1 \right) \right] - \frac{T_\infty}{T_{hi}} \quad (17)$$

此時因加熱端溫度固定，因此熱交換效率必須改成

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (18)$$

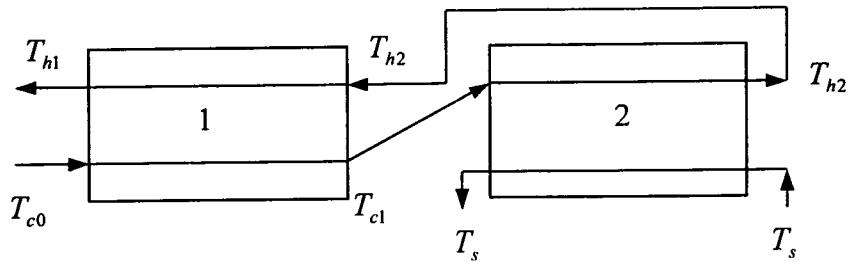
將不可逆能生成比與熱交換單位單位的關係表示成下列公式

$$N_s = \frac{T_\infty}{[1 - \exp(-NTU)][(T_{hi} - T_{ci})]} \ln \left[ 1 + [1 - \exp(-NTU)] \left( \frac{T_{hi}}{T_{ci}} - 1 \right) \right] - \frac{T_{ci}}{T_{hi}} \quad (19)$$

果汁殺菌加工的熱交換過程可以分割成兩個部分，一部份為加熱殺菌過程，一部份為產品冷卻過程。在殺菌加熱過程使用在生熱交換器（1）來預熱原料，熱交換器（2）來作為殺菌升溫。原料以溫度  $T_{c0}$  進入熱交換器（1），經由殺菌保溫後溫度為  $T_{h1}$  的產品加熱，原料預熱後溫度為  $T_{cl}$ 。

在殺菌段殺菌前溫度為預熱後溫度  $T_{cl}$ ，經過溫度為  $T_s$  的蒸汽

殺菌。蒸汽放出蒸發潛熱，使原料加溫到達殺菌保溫溫度  $T_{h2}$ 。假設保溫過程沒有熱損失，保溫後的產品以殺菌溫度進入熱交換器（1）做為原料的預熱，並使其冷卻至  $T_{h1}$ 。如圖四。



圖四 加熱部分熱交換器進出口溫度關係

在熱交換器（1）與熱交換器（2）的熱交換量分別為

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_c c_{pc} (T_{cl} - T_{c0}) \quad (20)$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_c c_{pc} (T_{h2} - T_{cl}) \quad (21)$$

因此加熱段的熱交換量為

$$\dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 = \dot{m}_c c_{pc} (T_{h2} - T_{c0}) \quad (22)$$

但是要注意的是總熱交換量並非必須使用蒸汽的加熱量，使用蒸汽的加熱量只有  $\dot{Q}_2$ 。

將熱交換量以第一熱交換器熱交換效率及操作溫度表示成

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_c c_{pc} \varepsilon (T_{h2} - T_{c0}) \quad (23)$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_c c_{pc} (1 - \varepsilon) (T_{h2} - T_{c0}) \quad (24)$$

熱交換器（1）的不可逆能產生比可以寫成

$$N_{s1} = \frac{T_\infty}{\varepsilon_1 (T_{h2} - T_{c0})} \left\{ \ln \left[ 1 + \varepsilon_1 \left( \frac{T_{h2}}{T_{c0}} - 1 \right) \right] + \ln \left[ 1 - \varepsilon_1 \left( 1 - \frac{T_{c0}}{T_{h2}} \right) \right] \right\} \quad (25)$$

因為熱交換器（1）為逆流熱交換器，其效率如下

$$\varepsilon_1 = \frac{NTU_1}{1 + NTU_1} \quad (26)$$

建立不可逆能產生比與熱交換單位關係如下：

$$N_{s1} = \frac{T_\infty}{\varepsilon(T_{h2} - T_{c0})} \ln \left( \frac{(1 - T_{h2} NTU_1/T_{c0})(1 + T_{h0} NTU_1/T_{c0})}{(1 + NTU_1)^2} \right) \quad (27)$$

熱交換器 (2) 是殺菌熱交換器，其熱交換效率如下：

$$\varepsilon_1 = \frac{T_{c1} - T_{c0}}{T_{h2} - T_{c0}} \quad (28)$$

但是上式中低溫側入口溫度  $T_{co}$ ，不是操作條件，其數值受熱交換器 (1) 的效率影響，因此將其表示成

$$T_{c1} = T_{c0} + \varepsilon_1(T_{h2} - T_{c0}) \quad (29)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{T_{h2} - T_{c1}}{T_s - T_{c1}} \quad (30)$$

將熱交換器 (2) 的效率寫成操作條件的函數如下

$$\begin{aligned} \varepsilon_2 &= \frac{T_{h2} - T_{c0} - \varepsilon_1(T_{h2} - T_{c0})}{T_s - T_{c0} - \varepsilon_1(T_{h2} - T_{c0})} \\ &= \frac{R_S - \varepsilon_1 R_S}{1 - \varepsilon_1 R_S} \end{aligned} \quad (31)$$

其中  $R_S$  是無因次殺菌溫度

$$R_S = \frac{T_{h2} - T_{c0}}{T_s - T_{c0}} < 1 \quad (32)$$

因為熱交換器 (2) 的高溫側為蒸汽凝結，熱交換效率與無因次面積關係為

$$\varepsilon_2 = 1 - \exp(-NTU_2) \quad (33)$$

而可以將熱交換單位寫成操作條件的函數如下：

$$NTU_2 = -\ln \left( \frac{1 - R_S}{1 - \varepsilon_1 R_S} \right) \quad (34)$$

同時也因為高溫側為蒸汽凝結，不可逆能比必須改寫成

$$N_{s2} = \frac{T_\infty}{\varepsilon_2(T_s - T_{c1})} \ln \left[ 1 + \varepsilon_2 \left( \frac{T_s}{T_{c1}} - 1 \right) \right] - \frac{T_\infty}{T_s} \quad (35)$$

其中

$$T_{c1} = T_{c0} + \varepsilon_1(T_{h1} - T_{c0}) \quad (36)$$

經整理後得

$$N_{s2} = \frac{T_\infty}{(1-\varepsilon_1)(T_{h2}-T_{c1})} \ln \left[ \frac{T_{h2}}{T_{c0} + \varepsilon_1(T_{h2}-T_{c0})} \right] - \frac{T_\infty}{T_s} \quad (37)$$

若將上式的熱交換效率以熱交換單位替代，則得到

$$N_{s2} = \frac{T_\infty(1+NTU_1)}{(T_{h2}-T_{c1})} \ln \left[ \frac{(1+NTU_1)T_{h2}}{(1+NTU_1)T_{c0} + NTU_1(T_{h2}-T_{c0})} \right] - \frac{T_\infty}{T_s} \quad (38)$$

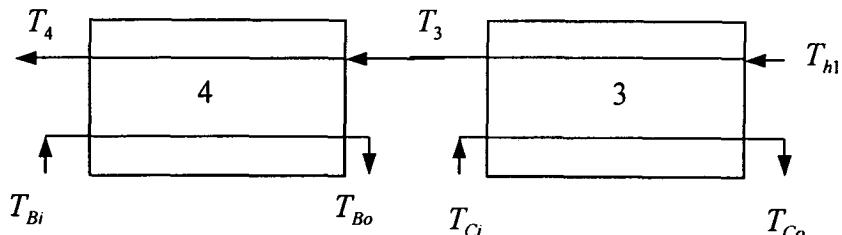
因此在殺菌作業中加熱段的總熱交換單位

$$\begin{aligned} \sum NTU_i &= NTU_1 + NTU_2 \\ &= \frac{\varepsilon_1}{1-\varepsilon_1} - \ln \left( \frac{1-R_S}{1-\varepsilon_1 R_S} \right) \end{aligned} \quad (39)$$

總不可逆能生成量為

$$\sum T_\infty \dot{S}_{geni} = mc_p \varepsilon_1 (T_{h2} - T_{c0}) \cdot N_{s1} + mc_p (1-\varepsilon_1) (T_{h2} - T_{c0}) \cdot N_{s2} \quad (40)$$

果汁熱殺菌的冷卻過程使用兩段式的冷卻過程，第一段以冷水冷卻，第二段以冰水冷卻。其熱交換作業可簡化如下圖



圖五 冷卻部分熱交換器進出口溫度關係

殺菌後的果汁如圖五所示，經過再生冷卻降溫為  $T_{h1}$  進入第一段冷卻器（熱交換器 3），以冷水冷卻後降溫至  $T_{h1}$ ，在經過第二段冷卻（熱交換器 4）冷卻至成品溫度  $T_4$ 。熱交換器（3）使用溫度為  $T_{ci}$  的冷水，出口水溫為  $T_{co}$ 。熱交換器（4）使用溫度為  $T_{bi}$  的冰水，出口水溫為  $T_{bo}$ 。

冷卻過程熱交換器（3）與（4）的熱交換量與總熱交換量分別如下

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_c c_{pc} (T_{h1} - T_3) \quad (41)$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_c c_{pc} (T_3 - T_4) \quad (42)$$

$$\dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 = \dot{m}_c c_{pc} (T_{h1} - T_4) \quad (43)$$

冷卻過程的總熱交換量是成品從再生熱交換後，降低到成品溫度所須移出的熱量。這個數值只和成品進入與流出的溫度差有關，和熱交換器（3）、（4）的冷水溫度無關。在作業中工廠常使用與成品相同流量的冷卻水來冷卻，因此冷卻熱交換效率可以表示成

$$\varepsilon_3 = \frac{T_{h1} - T_3}{T_{h1} - T_{Ci}} \quad (44)$$

$$T_3 = T_{h1} - \varepsilon_3 (T_{h1} - T_{Ci}) \quad (45)$$

熱交換器（4）的入口溫度為熱交換器（3）的出口溫度，故可將其表示成操作參數如下：

$$\varepsilon_4 = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{Bi}} \quad (46)$$

$$\begin{aligned} \varepsilon_4 &= \frac{T_{h1} - T_4 - \varepsilon_3 (T_{h2} - T_{Ci})}{T_{h1} - T_{Bi} - \varepsilon_3 (T_{h2} - T_{Ci})} \\ &= \frac{1 - \varepsilon_3 R_c}{R_B - \varepsilon_3 R_c} \end{aligned} \quad (47)$$

其中  $R_c$ 、 $R_B$  分別為冷水溫度與冰水溫度。

$$R_c = \frac{T_{h1} - T_{Ci}}{T_{h1} - T_4} < 1 \quad (48)$$

$$R_B = \frac{T_{h1} - T_{Bi}}{T_{h1} - T_4} > 1 \quad (49)$$

在特定的熱交換器（3）的作業條件下，熱交換器（3）、（4）所需的熱間換面積，以無因次的熱交換單位表示成

$$NTU_3 = \frac{\varepsilon_3}{1 - \varepsilon_3} \quad (50)$$

$$\begin{aligned} NTU_4 &= \frac{\varepsilon_4}{1-\varepsilon_4} \\ &= \frac{1-\varepsilon_3 R_c}{R_B - 1} \end{aligned} \quad (51)$$

熱交換器（3）所產生的不可逆能依據前述公式，而表示成

$$N_{s3} = \frac{T_\infty}{\varepsilon_3(T_{h1}-T_{Ci})} \left\{ \ln \left[ 1 + \varepsilon_3 \left( \frac{T_{h1}}{T_{Ci}} - 1 \right) \right] + \ln \left[ 1 - \varepsilon_3 \left( 1 - \frac{T_{Ci}}{T_{h1}} \right) \right] \right\} \quad (52)$$

若將熱交換效率改用熱交換單位則成為

$$N_{s3} = \frac{T_\infty}{\varepsilon(T_{h1}-T_{Ci})} \ln \left( \frac{(1-T_{h1})NTU_3/T_{Ci})(1+T_{h1})NTU_3/T_{Ci})}{(1+NTU_3)^2} \right) \quad (53)$$

前式比較適合用溫度差來計算不可逆能的生成，後式則比較適合用熱交換器大小來計算不可逆能的生成。

同樣的方法可以用於分析熱交換器（4）的分析

$$N_{s4} = \frac{T_\infty}{\varepsilon_4(T_3-T_{Bi})} \left\{ \ln \left[ 1 + \varepsilon_4 \left( \frac{T_3}{T_{Bi}} - 1 \right) \right] + \ln \left[ 1 - \varepsilon_4 \left( 1 - \frac{T_{Bi}}{T_3} \right) \right] \right\} \quad (54)$$

消除上式中間溫度  $T_3$ ，而表示成操作參數的函數如下

$$N_{s4} = \frac{T_\infty}{R_B(T_{h1}-T_4)} \cdot \frac{R_B - \varepsilon_3 R_C}{1 - \varepsilon_3 R_C} \left\{ \ln \left( \frac{T_4}{T_{Bi}} \right) + \ln \left[ 1 - \frac{1 - R_B}{(T_{hi}/(T_{hi}-T_4)) - \varepsilon_3 R_c} \right] \right\} \quad (55)$$

相同的也可以表示成熱交換單位的形式

$$\begin{aligned} N_{s4} &= \frac{T_\infty}{R_B(T_{h1}-T_4)} \cdot \frac{(1+NTU_3)R_B - \varepsilon_3 NTU_3 R_C}{(1+NTU_3) - \varepsilon_3 NTU_3 R_C} \\ &\quad \cdot \left\{ \ln \left( \frac{T_4}{T_{Bi}} \right) + \ln \left[ 1 - \frac{(1+NTU_3)(1-R_B)}{(1+NTU_3)(T_{hi}/(T_{hi}-T_4)) - \varepsilon_3 NTU_3 R_c} \right] \right\} \end{aligned} \quad (56)$$

綜合熱交換器（3）與（4）可以得到冷卻總熱交換單位，並用熱交換器（3）為操作參數

$$\begin{aligned} \sum NTU_i &= NTU_1 + NTU_2 \\ &= \frac{\varepsilon_3}{1-\varepsilon_3} + \frac{1-\varepsilon_3 R_C}{R_B - 1} \end{aligned} \quad (57)$$

熱交換器（3）與（4）在冷卻過程所產生的不可逆能如下。

$$\sum T_\infty \dot{S}_{geni} = mc_p \varepsilon_3 (T_{h1} - T_4) \cdot N_{s3} + mc_p (1 - \varepsilon_3) (T_{h1} - T_4) \cdot N_{s4} \quad (58)$$

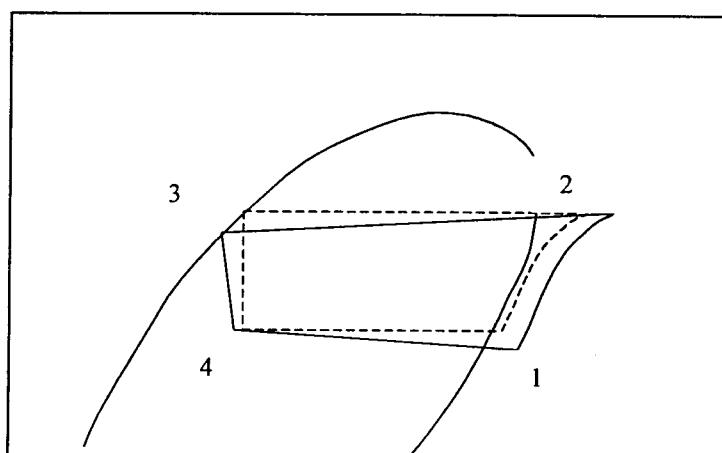
## (七) 蒸汽的產生與製冷

本研究將爭氣產生系統劃歸在外，因此只考慮蒸汽產生與使用所產生的不可逆能。此不可逆能主要包括蒸氣凝結的不可逆能，與蒸汽產生的不可逆能。前者因為殺菌熱交換器高溫側都是以蒸汽做等壓凝結，所以可用蒸汽溫度從蒸汽表查得。蒸汽的生產則假設生產的能源效率為 0.75，所耗散的全部為不可逆能。如此可得如 125°C 的蒸汽不可逆能為 730(kj/kg)。

理想的壓縮過程為等熵壓縮，但實際上有壓縮機的冷卻損失如圖六所示。而且輸入壓縮機的能量也大於實際用於壓縮的能量，其中主要消耗在機械傳動與壓縮汽缸的摩擦。在壓縮過程有效能的損失除了因不可逆產生熵的增加外，還有管路損失與機械效率上的損失。壓縮過程有效能的損失可以用公式(59)表示

$$\Delta E_{ew} = (H_1 - H_2) + T_0 (S_2 - S_1) + W \quad (60)$$

公式中的足碼代表在 p-h 圖上的狀態， $\Delta E_{ew}$  為單位重量冷媒壓縮過程有效能的損失 (kj/kg)， $h$  為單位重量冷媒的焓 (kj/kg)， $s$  單位重量冷媒的熵 (kj/kg·K)， $W$  壓縮單位重量冷媒的作功 (kj/kg)。



圖六 製冷循環的 P-H 示意圖

冷媒凝結過程有效能的損失  $\Delta E_{ec}$  主要包括不可逆過程產生熵的增與管路損失，可以表示成

$$\Delta E_{ec} = (H_2 - H_3) + T_0(S_3 - S_2) \quad (61)$$

$\Delta E_{ec}$  為單位重量冷媒冷凝過程有效能的損失 ( $kJ/kg$ )。

冷媒的膨脹過程在理想循環是一個等焓的膨脹，由於從高壓到達低壓的膨脹的不可逆過程而產生熵的增加。

$$\Delta E_{ev} = (H_3 - H_4) + T_0(S_4 - S_3) \quad (62)$$

狀態 4 與狀態 1 的焓差為冷媒在吸熱蒸發所吸收的熱量，但是這些熱量不是全部可以用來冷卻之用，因為蒸發溫度低於環境溫度其中還包括一部份不可得的能量。以下列公式可以表示有效能與蒸發潛熱變化的關係

$$E_e = Q_e(1 - T_0/T_r) \quad (63)$$

其中  $E_e$  為有效能 ( $kJ/kg$ )， $Q_e$  為蒸發所吸收的熱 ( $kJ/kg$ )， $T_r$  為蒸發溫度 (K)。

因此蒸發過程的有效能損失可以表示成：

$$\Delta E_{ee} = (H_4 - H_1)T_0/T_r + T_0(S_1 - S_4) \quad (64)$$

因此整個冷凍循環的單位重量冷媒的有效能損失為

$$\Delta E_e = \Delta E_{ew} + \Delta E_{ec} + \Delta E_{ev} + \Delta E_{ee} \quad (65)$$

冰水機子系統所使用的動力有三個部分，分別為冷媒壓縮機、冷卻水泵與冰水泵。在本研究中，冰水機子系統與冷卻水塔子系統連結成一個新的子系統，因此在系統的介面上只有冰水的進出，與壓縮機動力、冰水泵動力與冷卻水塔動力（包括冷卻水塔風扇與冷卻水泵）。常見的冰水機組有螺旋式與往復式兩類，依據國內 K 廠商所生產的冰水機規格資料計算，可以得到不同規格所需的動力消耗。冰水機的主要能源消耗為壓縮機，冷凍能力愈高時螺旋式壓縮機的動力消耗會低於往復式壓縮機，但是相同公稱製冷能力的冰水機使用往復式壓縮機者售價較低，在果汁加工廠內兩種機型都被採用。冰水機組的能源使用效率常用 EER 表示，其意義為使用一單位電能所能產生的製冷能力。依據廠商規格壓縮機大小、 $37^{\circ}\text{C}$ 冷卻水需求量，以及  $5^{\circ}\text{C}$  時製冷能力，可以計算出該作業條件下的 EER 值，若需要其他不同蒸發溫度或凝結溫度下的 EER 值，可以用不同條件 COP 值比概估。依據理論循環與機械系統性能可以估算出產生不同溫度冷水所產生的不可逆能。

表一 製冷系統產生的不可逆能

冷水溫度(K)	壓縮機作功(kj/kg)	理論循環不可逆能(kj/kg)	理論EER	廠商資料計算EER	實際機械系統不可逆能(kj/kg)	單位製冷能力不可逆能(kj/kj)
283	155	26.8	6.7	3.62	19.7	30.4
278	154	31.3	6.2	3.27	22.3	34.5
273	153	39.8	5.5	2.92	24.7	42.7
268	150	50.1	4.3	2.56	23.6	52.7
263	147	60.2	3.4	2.21	23.2	62.4
258	143	69.2	2.9	1.86	27.5	71.1

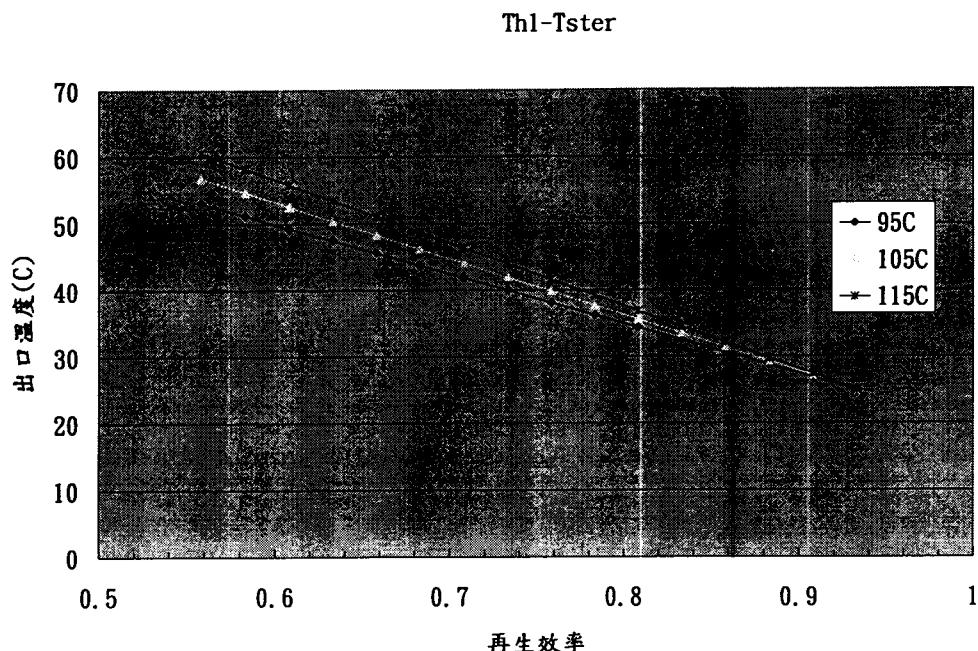
### 三、結果與討論

將果汁殺菌加工的熱交換過程分割成兩個部分來討論，第一部份為加熱殺菌過程，第二部份為產品冷卻過程。在殺菌加熱過程使用在生熱交換器（1）來預熱原料，熱交換器（2）來作為殺菌升溫。原料以溫度  $T_{c0}$  進入熱交換器（1），經由殺菌保溫後溫度為  $T_{h1}$  的產品加熱，原料預熱後溫度為  $T_{c1}$ 。在這個子系統中除了原料（或成品）的流量、比熱，加熱蒸汽的流量外，全部都是溫度變數。假設原料的溫度為  $20^{\circ}\text{C}$ ，室溫為  $25^{\circ}\text{C}$ 。殺菌溫度可以在  $95-115^{\circ}\text{C}$  調整，以  $105^{\circ}\text{C}$  為最常用。蒸汽溫度隨工廠規模而有所差異介於  $115-135^{\circ}\text{C}$  之間。

#### （一）殺菌溫度的效應

為方便討論比較，設定蒸汽溫度為  $125^{\circ}\text{C}$ ，殺菌溫度分別為  $95$ 、 $105$ 、 $115^{\circ}\text{C}$ ，在不同的再生效率下，可以得到圖七、八、九的結果。隨著再生效率的提高出口溫度愈靠近原料溫度，殺菌所需要的エネルギー因而線性降低，但系統的所需要的熱交換面積隨之以指數形式加大，相反的所產生的不可逆能隨之線性下降。出口溫度的變化與再生效率成負的線性變化。再生效率並非完全獨立的變數，因為再生效率過高時高溫側與低溫側的溫度差過小，單位面積熱交換器的熱傳量過小，而使熱交換器過於龐大。熱交換器的設計上要求至少要有  $5^{\circ}\text{C}$  的溫差。以這個例子而言，出口溫度必須高於  $25^{\circ}\text{C}$ ，因此再生效率的極限為  $0.95$ 。從圖七可以發現在同一個熱交換效率下，出口溫度隨著殺菌溫度上升而上升，因而可以看出殺菌溫度愈高，排出的成品溫度也愈高，所耗費的能

量也愈多。但是這個差異隨著再生效率上升而遞減，因此使用高溫殺菌更要注意再生效率的改善。

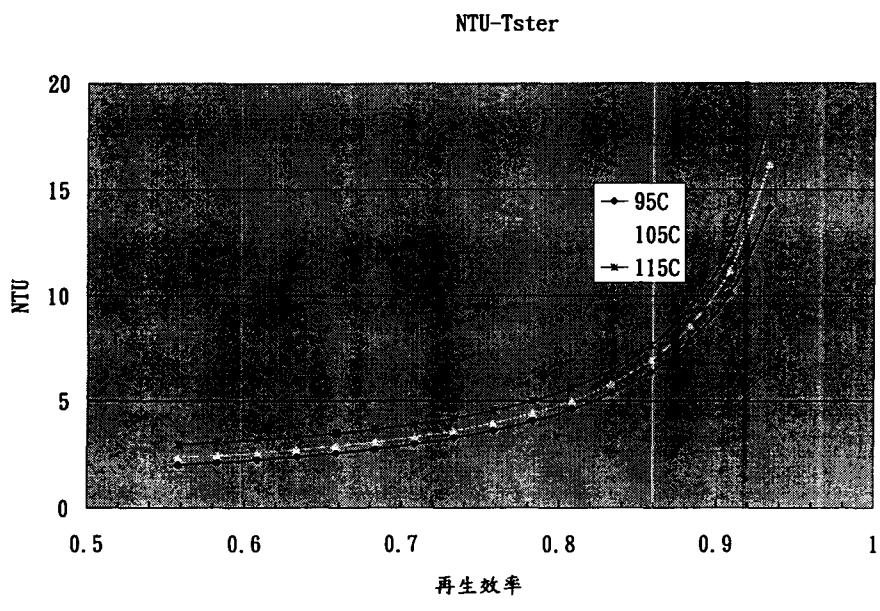


圖七 不同殺菌溫度下再生效率與再生熱交換器出口溫度

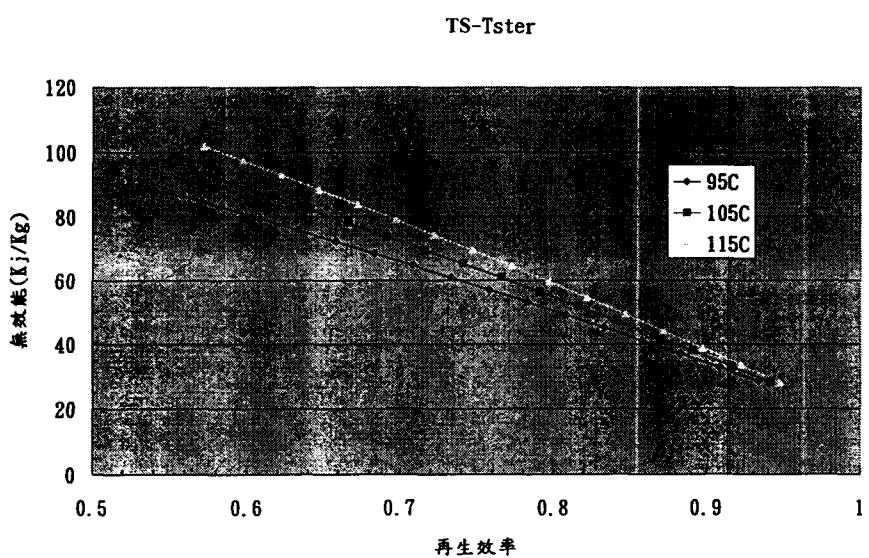
再生效率改善將需要增加熱交換面積，因此 NTU 值隨著再生效率增加而加大。從圖八可以看出再生效率增加到 0.75 以後 NTU 值急遽的加大，表示此時若要提高再生效力，設備投資的增加會變得很慢。提高殺菌溫度，殺菌所需的熱量提高，因此需要較多的熱交換面積，NTU 值也就因而變大。而且在相同再生效率下，殺菌溫度的提高，NTU 值的差距會加大。

隨著再生效率的改善，殺菌蒸汽的使用量減少，可以降低不可逆能的產生，如圖九所示。殺菌溫度較高時在殺菌熱交換器會產生較多的不可逆能，同時高溫蒸汽的生產效率較低，而促使高殺菌溫度時，產生的不可逆能較多。但是隨著再生效率的改善，殺菌溫度所造成的不可逆能產生量的效應逐漸消失。使用高溫短時間殺菌，提高殺菌溫度常有利於果汁殺菌作業，此時再生要率的改善尤為重要。

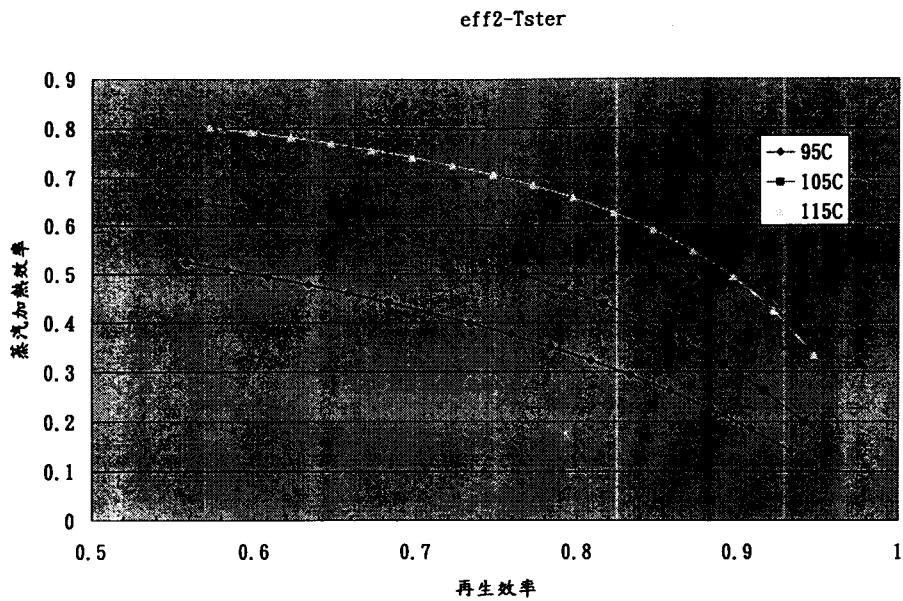
產生高再生效率時 NTU 值急遽增加的原因可以利用圖十解釋。在生效提提高必須增加在生熱交換器的面積，同時也降低了蒸汽熱交換器的熱交換效率，因此 NTU 值急遽的上升。



圖八 不同殺菌溫度下再生熱交換器之再生效率與總加熱 NTU 關係



圖九 不同殺菌溫度下在生熱交換器再生效率與不可逆能的生成



圖十 不同殺菌溫度下再生熱交換器之再生效率與蒸汽熱交換器效率關係

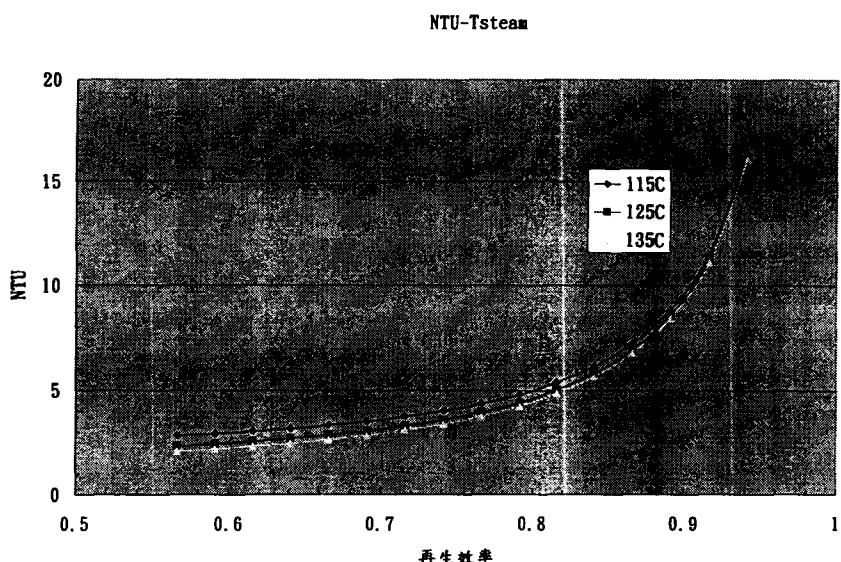
## (二) 蒸汽溫度的效應

本節的討論是設定殺菌溫度為 105°C，使用不同溫度的蒸汽進行比較。使用較高的蒸汽溫度可以增加殺菌熱交換器的熱傳導速率，可以減少殺菌熱交換器的面積，但是從下圖可以發現這個效益並不顯著，而且隨著再生效率的改善，蒸汽使用量的減少，蒸汽溫度差異所產生的 NTU 值減少變得很不顯著。

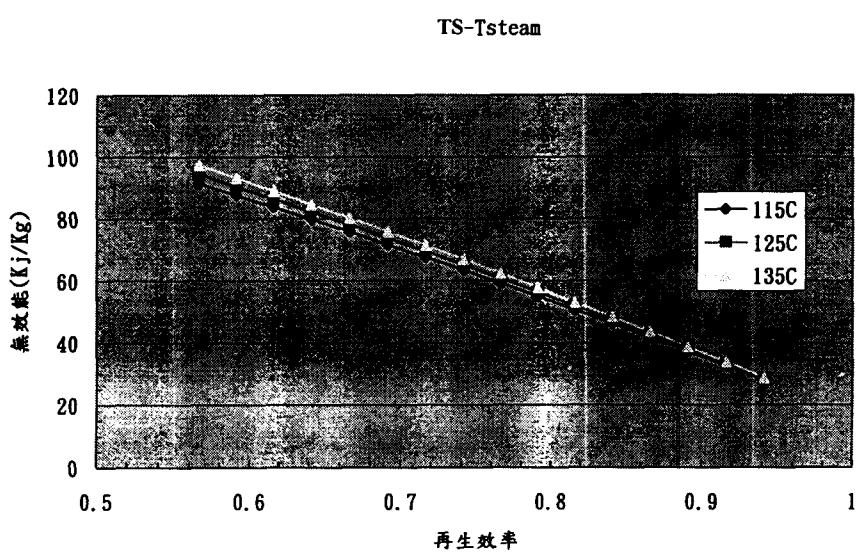
殺菌熱交換器使用高溫蒸汽，因溫度的增高而產生較多的不可逆能。但是使用高溫蒸汽殺菌，蒸汽的用量可以減少，生產交高溫度的蒸汽不可逆能並未顯著的增加。因此蒸汽溫度的提高，對於不可逆能增加的改變並不明顯。

因為殺菌溫度固定，在相同的再生效率下，在生熱交換器的

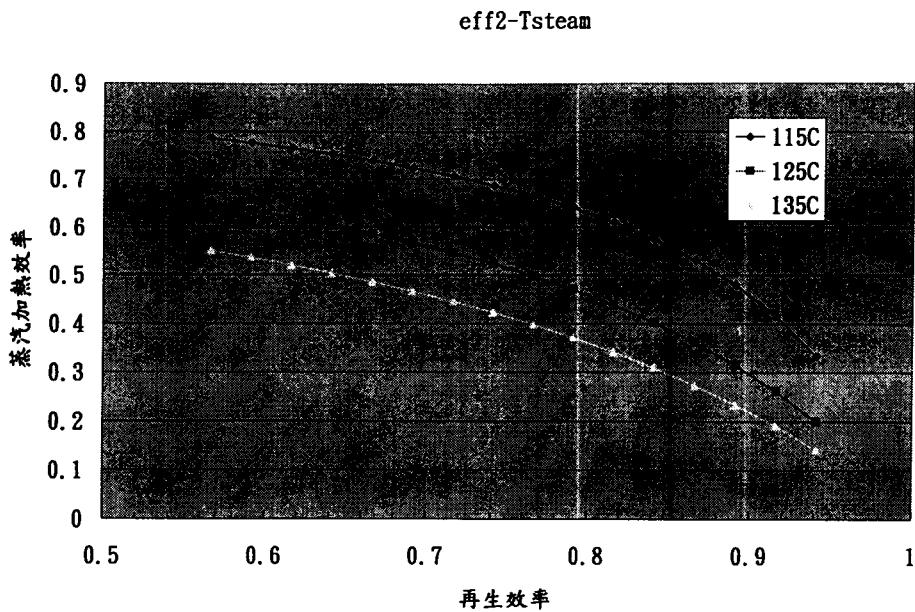
NTU 值不會隨著殺菌蒸汽溫度改變。但是蒸汽溫度會明顯的改變殺菌熱交換器效率的需要，這個需求可以從下圖明顯看出。但是因為殺菌熱交換器的熱交換量與熱交換面積都不大，這個效應並沒有顯現在總 NTU 值上面。



圖十一不同蒸汽溫度下再生熱交換器之再生效率與 NTU 關係



圖十二 不同蒸汽溫度下再生熱交換器之再生效率與不可逆能生成關係



圖十三 不同蒸汽溫度下再生熱交換器之再生效率與蒸汽加熱器效率關係

### (三) 冷卻溫度效應

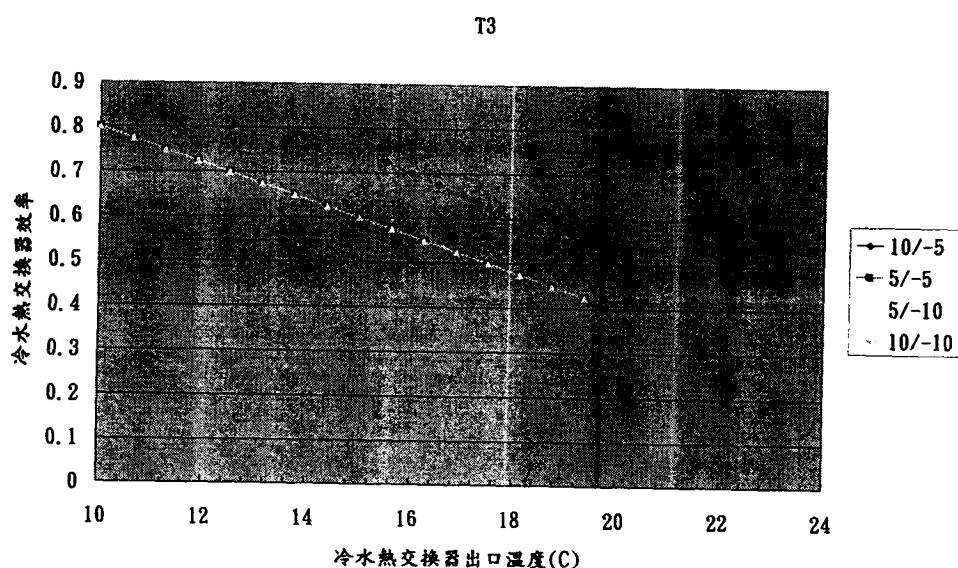
再生冷卻後的果汁成品經過兩段的冷卻程序以便降溫到成品溫度。在此分析中假設再生冷卻後的果汁溫度為 30°C，成品溫度為 5°C。分兩段冷卻，第一段為冷水熱交換器，使用 5°C 以上的冷水冷卻。第二段為冰水熱交換器使用 0°C 以下的冰水冷卻。

圖十四為不同冷水溫度，在冷水熱交換器出口不同溫度需求所需的熱交換器效率。為維持高溫與低溫側至少有 5°C 的溫差。使用 10°C 冷水的熱交換器熱交換效率的極限為 0.75，使用 5°C 冷水的熱交換器熱交換效率的極限為 0.8。若要有效降低果汁在冷水熱交換器的出口溫度必須線性的提高冷水熱交換器效率，使用冷水愈高其斜率愈大。

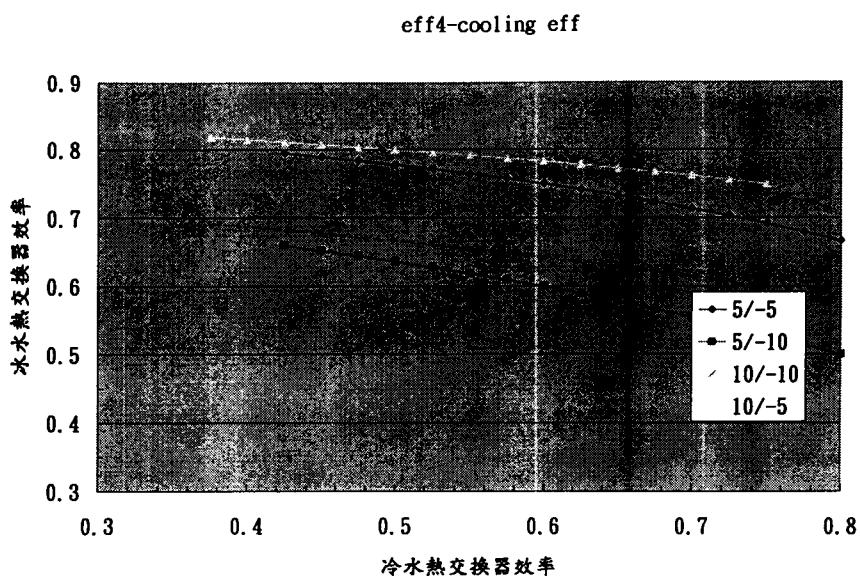
若第二段分別使用 -5°C 與 -10°C 的冰水冷卻，其結果如圖十四所示。若冷水熱交換器效率愈低，冰水熱交換器所需的效率愈高。

但是若冰水熱交換器的效率過低，則冷卻所需的熱交換大部分依賴冰水熱交換器，圖十五在冷水熱交換器效率低時曲線漸漸平緩。降低冷水熱交換器溫度，可以有效減少冰水熱交換器的需求，若冷水熱交換器效率高時，冰水熱交換器的效率需求變小。但這種效應在使用低溫的冰水做第二段的冷卻就不太明顯，因主要了冷卻會發生在第二段。

兩段式的冷卻若提高冷水熱交換器的熱交換效率，冷水熱交換器的 NTU 值將會因而提高，反之冰水熱交換器的負荷減少，冰水熱交換器的 NTU 值降低。因此在總 NTU 值上可以看到極小值出現，在使用  $-5^{\circ}\text{C}$  的冰水冷卻時特別明顯，如圖十六。使用  $10^{\circ}\text{C}$  冷水冷卻系統總 NTU 的極小值出現在冷水熱交換器熱交換效率為 0.5 時；使用  $5^{\circ}\text{C}$  冷水冷卻系統總 NTU 的極小值出現在冷水熱交換器熱交換效率為 0.58 時。若第一段冷水的溫度較低，可以設計較高效率的冷水熱交換器，擔當較多的冷卻負荷。



圖十四冷水熱交換器出口溫度與熱交換效率關係



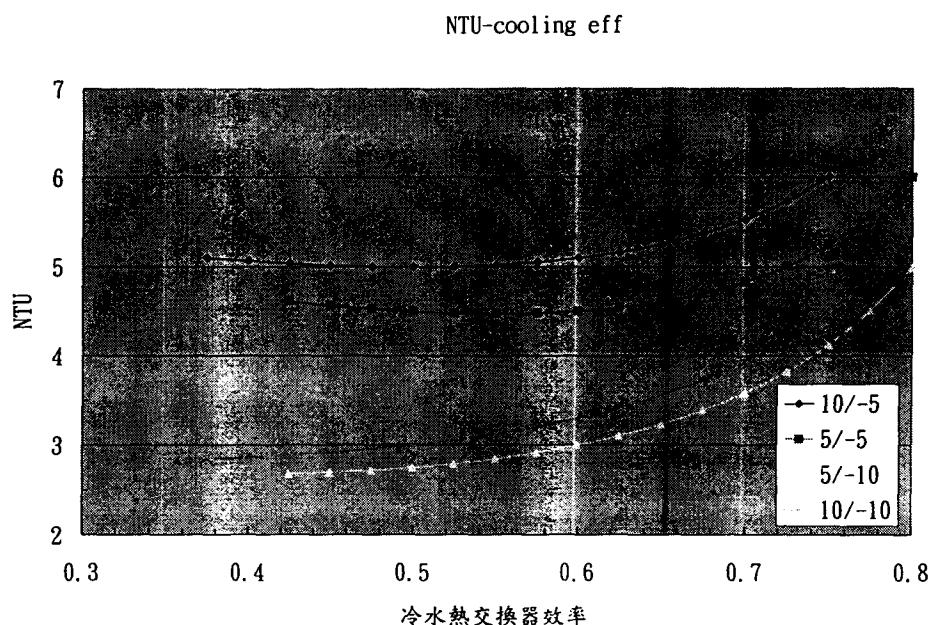
圖十五 冷水熱交換器熱交換效率與冰水熱水器熱交換效率  
關係

由圖十六看到降低冷水熱交換器的效率可以使總 NTU 值明顯的降低，使用低溫的冰水更為顯著。似乎意味著只要使用一段的冰水熱交換器即可。冷水熱交換器並沒有明顯的功用。其實不然，冷水與冰水都必須靠著製冷系統產生，產生溫度愈低的冷卻媒體產生的不可逆能愈低。在下圖中可以看到，使用低溫  $-1^{\circ}\text{C}$  的冰水冷卻所產生的不可逆能的產生量遠大於遠大於使用  $-5^{\circ}\text{C}$  冰水的系統。使用  $-5^{\circ}\text{C}$  冰水的系統若使用較高溫 ( $10^{\circ}\text{C}$ ) 的冷水做低一段冷卻，在高度的冷水熱交換器效率下，不可逆能的產生可以明顯的減少。(圖十七)

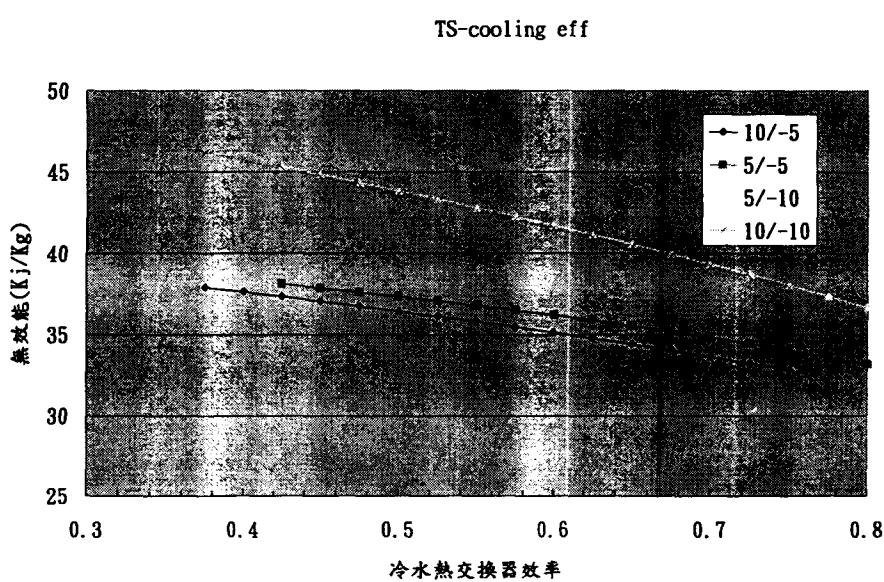
### (三) 再生熱交換器出口溫度效應

再生熱交換器出口溫度受再生熱交換效率的高低影響。出口溫度愈高表示再生效率愈低，同時也必須使用較多的能量於殺菌熱交換器。出口溫度愈高同時也將增加冷卻的負荷，加大冷卻系

統的 NTU 值，增加不可逆能的產生。



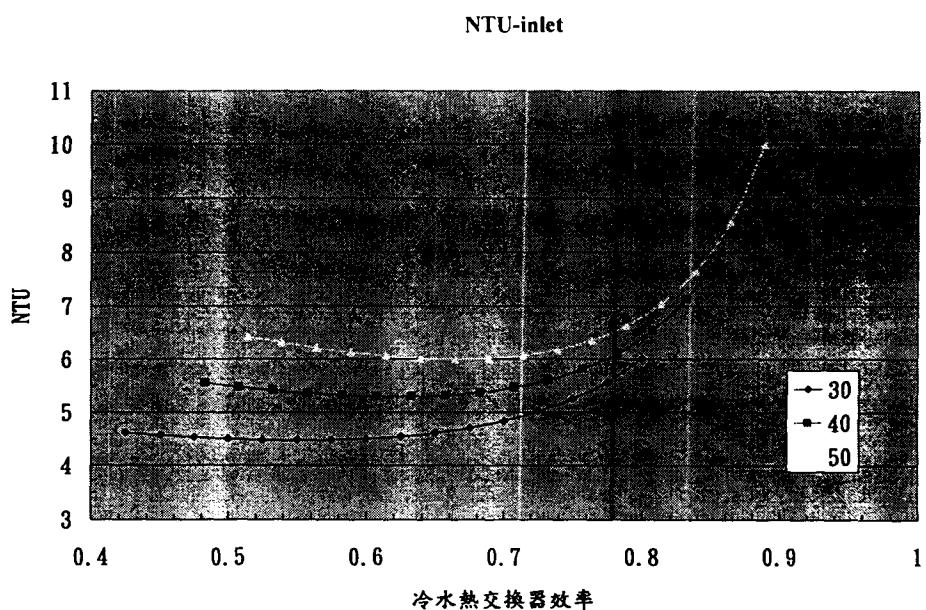
圖十六 冷水熱交換器熱交換效率與冷卻 NTU 關係



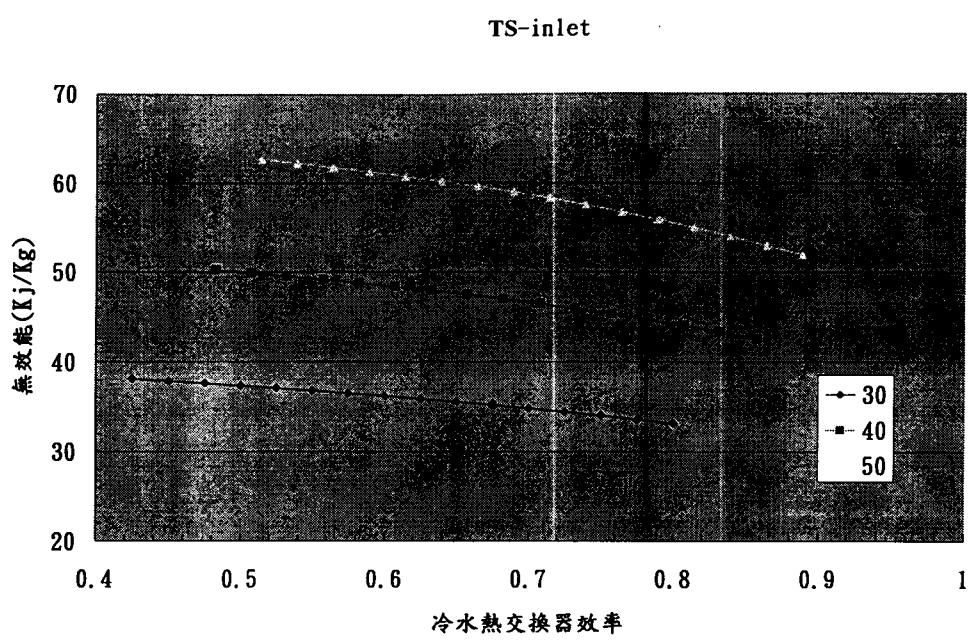
圖十七 不同冷卻條件下冷水熱交換器效率與不可逆能生成關係

圖十八顯示以  $0^{\circ}\text{C}$  的冷水， $-5^{\circ}\text{C}$  的冰水作兩段式冷卻，將產品降溫至  $0^{\circ}\text{C}$  所需要的總冷卻 NTU 值，很明顯的這個數值隨在生熱交換器出口溫度的影響。在特定的出口溫度下 NTU 極小值也明顯可見。在出口溫度為  $30^{\circ}\text{C}$ 、 $40^{\circ}\text{C}$ 、 $50^{\circ}\text{C}$  時，NTU 極小值分別為  $6.5$ 、 $6.2$ 、 $5.8$ 。出口溫度對冷卻總 NYU 值的影響在冷水熱交換器效率較低時更為顯著。

出口溫度愈低所產生的不可逆能愈少，若大幅改善冷水熱交換器的熱交換效率可以減少不可逆能的產生，但是冷卻總 NYU 值的上升將是非常可觀。若出口溫度較低不可逆能在冷水熱交換器效率低時，增加的不可逆能的產生量並不會非常的明顯（圖十九）。因此有效的提高再生效率，降低再生熱交換器出口溫度是減少不可逆能產生的重要途徑。



圖十八 不同在生溫度下冷水熱交換器效率與 NTU 關係



圖十九 不同在生溫度下冷水熱交換器效率與不可逆能生  
成關係

#### 四、結論與建議

利用不可逆能的生成來探討能量使用的效率，並且也可以作為果汁綠色度的指標。改善熱交換器的熱交換效率，提高製冷系統的能源效率是提高果汁綠色度的很好的方法。在本研究探討改善果汁熱殺菌過程熱交換器的設計，分析不同熱交換效率下不可逆能的生成量，以及熱交換單位的增減，顧及不可逆能的產生與固定成本的投資。依據這個開端建議可以更詳細的進行有效能與經營經濟分析，將可更完整的探討能源的利用效率，改善果汁及其他加工食品綠色度。

## 五、參考文獻

1. 吳瑞碧、蔣丙煌、葉安義，2000，果蔬汁產品生命週期非生物性資源之利用現況調查。行政院國家科學委員會專題計畫成果報告。
2. Bejan, A., 1988, Advanced Engineering Thermodynamics., John Wiley and Sons, N. Y.
3. Fan, Z., G. Fleischman, and D. L. Larson, 1990, Exergy analysis of a milk processing system., ASAE paper no.906540., American Society of Agricultural Engineers., St. Joseph, MI.
4. Fan, Z, D. L. Larson, and G. Fleischmen, 1995, Exergy analysis of a milk processing system., Trans. A.S.A.E., 38:1825-1832.
5. Forciniti, D., E. Rotstein and M. J. Urbicain. 1985. Heat recovery and exergy balance in a tomato paste plant. J. Food Sci. 50:934-939.
6. Geankoplis, C. J., 1993, Transport Processes and Unit Operations., Prentice-Hall, London.
7. Rotstein, E., 1983, The exergy balance: a diagnostic tool for energy optimization., J. of Food Sci. 48:945-950.
8. Singh, R. P., P. A. Carroad, M. S. Chhinnan, W. W. Rose and N. L. Jacob. 1980. Energy accounting in canning tomato products. J. Food Sci., 45:735-739.
9. Stout, B. A., C. Myers, G. Schwab and z. Helsel. 1982. Energy management in U.S. production agriculture. In Energy Management and Agriculture, eds. D. W. Robinson et al., 67. Dublin, Ireland: Royal Dublin Society.

10. Tragardh, C., 1981, Energy and exergy analysis in some food processing industries., Lebensm. Wiss. Technol., 14:213-217