

# CONTROL DE LA EXPANSIÓN ISOTÉRMICA PARA CONVERSIÓN DE CALOR A TRABAJO MECÁNICO

Ramón Ferreiro García

Dept. Ing. Industrial, Universidad de A Coruña, España, [ferreiro@udc.es](mailto:ferreiro@udc.es)),

José Luis Calvo Rolle

Dept. Ing. Industrial, Universidad de A Coruña, España, [jcalvo@udc.es](mailto:jcalvo@udc.es),

Francisco Javier Perez Castelo

Dept. Ing. Industrial, Universidad de A Coruña, España, ([jcalvo@udc.es](mailto:jcalvo@udc.es)),

## Resumen

*A consecuencia de recientes avances en las técnicas de conversión de energía térmica a trabajo mecánico basadas en procesos de expansión isotérmica, surge la necesidad de controlar la temperatura de los procesos de expansión. Dado que la velocidad de las máquinas térmicas tiene que ser alta para favorecer tanto la eficiencia térmica como el trabajo específico, se hace imprescindible la aplicación de técnicas de control dotadas de alta velocidad de muestreo.*

*Este artículo aborda el estudio preliminar encaminado a la implementación de máquinas de expansión isotérmica en base a la utilización de algoritmos de control de temperatura durante la expansión isotérmica.*

*Se proponen estructuras algorítmicas de control susceptibles de aplicación utilizando tanto medidas directas como indirectas de medición por conversión de las señales para obtener resultados técnica y económicamente viables.*

**Palabras Clave:** Control de temperatura, Control Redundante, Conversión de señal, Expansión isotérmica, Sensor indirecto de temperatura.

## 1 INTRODUCCIÓN

Las máquinas térmicas dedicadas a la conversión de energía térmica en trabajo mecánico utilizan en general procesos de expansión adiabática y/o cuasi-isentrópica. Sin embargo, la necesidad de incrementar la eficiencia térmica, ha dado lugar recientemente a la búsqueda de procesos alternativos de conversión de energía térmica a energía mecánica de tal manera que han aparecido máquinas térmicas de expansión casi-isotérmica según Opubo N y otros, [3] cuya eficiencia térmica se aproxima al factor de Carnot, y máquinas térmicas que superan el factor de Carnot [5]. Avanzando en esta línea de investigación

han surgido resultados que superan a los conseguidos en Opubo, N y otros, [3] y Xiaohui, S. y otros [5]. Esto ha sido posible gracias a la consideración de máquinas térmicas de expansión isotérmica operando con fluidos térmicos de trabajo en parámetros de operación comprendidos en zonas del punto crítico según se describe en Ferreiro y otros, [1] y Ferreiro y otros [2] capacitados para proporcionar una eficiencia térmica significativamente mayor que la que se conseguía en ciclos térmicos convencionales, tradicionalmente basados en expansión adiabática.

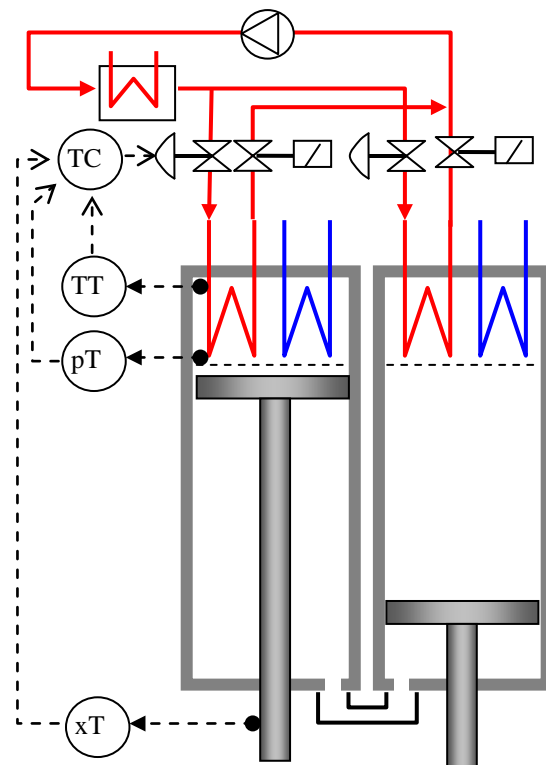


Fig.1. Esquema básico de la máquina térmica de expansión isotérmica dotada de los dispositivos de control de temperatura.

Las máquinas térmicas propuestas requieren un sistema de control de temperatura para conseguir

procesos de expansión isotérmica a alta velocidad. El esquema de principio de una máquina térmica de expansión isotérmica se muestra en la Fig. 1, en la cual se muestran dos cilindros dotados de medios de transferencia de energía térmica, tanto para proporcionar energía térmica a cada cilindro (líneas rojas) como para evadirla (líneas azules) mediante enfriamiento.

El sistema de modulación del flujo de calor es controlado por medio de dos válvulas accionadas por los correspondientes algoritmos de control incluyendo el PID con requerimientos de alta velocidad de muestreo.

En la Fig. 1 se muestra el esquema correspondiente al lazo de control para un solo cilindro de simple efecto (izquierda). Consta de transmisores de señal para temperatura y presión dentro del cilindro y posición del mismo medido en el vástago. Con esta información es posible conocer la velocidad y aceleración del pistón y vástago.

En la sección 2 se desarrolla el modelo dinámico de la planta a controlar, en la sección 3 se proponen y describen algunas estructuras fundamentales de control susceptibles de aplicación, en la sección 4 se implementa el estudio de un caso, y en la sección 5 se presentan algunas conclusiones.

## 2 MODELIZACIÓN DEL PROCESO A CONTROLAR.

El cumplimiento del objetivo principal del sistema de control, es en términos generales el de mantener durante la fase de expansión de cada ciclo la temperatura en el valor de referencia, lo cual conlleva la necesidad de permitir la transferencia del flujo de energía térmica demandada para mantener la temperatura del proceso de expansión a temperatura constante. Debido a restricciones inherentes a la velocidad de la máquina y a la resistencia a la propagación del calor a través de las paredes del intercambiador de calor, existen serios inconvenientes que después de diseñar los intercambiadores de calor bajo criterios de máxima velocidad de transferencia, solamente pueden ser superados mediante la adecuación de la velocidad de la máquina. Esto significa que existe una velocidad de desplazamiento del émbolo o pistón y consecuentemente, velocidad de rotación del correspondiente eje, para la cual el mantenimiento de la temperatura durante la expansión no es posible.

La estructura a analizar tiene el aspecto mostrado en la Fig. 2. El correspondiente modelo dinámico como en base al balance de fuerzas que relaciona la fuerza

aplicada con la velocidad de desplazamiento del pistón viene dada

$$F = p \cdot A = Mm \cdot \ddot{X} + B \cdot \dot{X} + L = Mm \cdot \dot{v} + B \cdot v + L \quad (1)$$

Entonces la potencia  $\dot{W}$  desarrollada puede describirse como

$$\begin{aligned} \dot{W} &= \frac{dW}{dt} = p \cdot \frac{dV}{dt} = p \cdot A \cdot \frac{dX}{dt} = \\ &= F \cdot \dot{X} = \frac{R \cdot T}{X} \cdot \dot{X} = \\ &= (Mm \cdot \dot{v} + B \cdot v + L) \cdot \dot{X} \end{aligned} \quad (2)$$

en donde  $F$  es la fuerza aplicada sobre el émbolo,  $p$  es la presión del gas dentro de la zona activa del cilindro,  $A$  es la sección transversal del cilindro,  $Mm$  es la masa de los componentes de la máquina desplazados a consecuencia de la fuerza  $F$ ,  $B$  es un coeficiente de fricción viscosa,  $L$  es la resistencia al desplazamiento incluyendo la carga,  $X$  es el desplazamiento del pistón desde su punto muerto alto y  $v$  es la velocidad del émbolo.

Del primer principio aplicado a un sistema cerrado se tiene que

$$\dot{m} \cdot Cp \cdot Ti - \dot{m} \cdot Cp \cdot To - \dot{W} = Mg \cdot \frac{dU}{dt} \quad (3)$$

en donde  $\dot{m}$  es el flujo másico de fluido térmico calefactor,  $Cp$  es el calor específico a presión constante del fluido térmico calefactor,  $Ti$  es la temperatura del fluido térmico calefactor a la entrada del intercambiador de calor,  $To$  es la temperatura de salida del fluido térmico calefactor a la salida del intercambiador,  $Mg$  es la masa de fluido de trabajo contenido dentro del cilindro y  $U$  es la energía interna del fluido de trabajo.

Asociando la energía interna con la temperatura de fluido de trabajo según la ecuación siguiente (4)

$$\frac{dU}{dt} = Cv_{(T)} \frac{dT}{dt} \dots \quad (4)$$

Entonces la ecuación (3) puede ponerse según la siguiente expresión

$$\dot{m} \cdot Cp \cdot Ti - \dot{m} \cdot Cp \cdot To - \dot{W} = Mg \cdot Cv_{(T)} \cdot \frac{dT}{dt} \quad (5)$$

donde  $Cv_{(T)}$  es el calor específico del fluido de trabajo a volumen constante considerado variable en función de la temperatura.

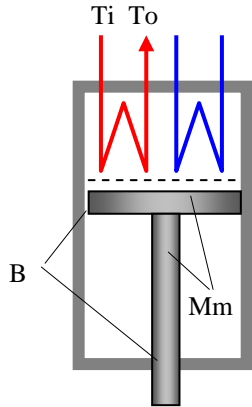


Fig. 2. Estructura mecánica simplificada de la máquina térmica modelizada.

En consecuencia, partiendo de (5), la dinámica de la máquina térmica puede ser descrita mediante la siguiente ecuación diferencial de primer orden

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{Mg \cdot Cv_{(T)}} \cdot [\dot{m} \cdot Cp \cdot (Ti - To) - \dot{W}] \quad (6)$$

Asumiendo que la potencia desarrollada es una función de la velocidad según se describe en (1) y (2), la ecuación diferencial (6) queda como sigue

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{Mg \cdot Cv_{(T)}} \cdot [\dot{m} \cdot Cp \cdot (Ti - To) - F \cdot \dot{X}] \quad (7)$$

La solución de (7) permite simular la dinámica del cilindro para ensayar y ajustar los algoritmos de control que sean aplicables. Alternativamente puede ponerse como

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{Mg \cdot Cv_{(T)}} \cdot \left[ \dot{m} \cdot Cp \cdot (Ti - To) - \frac{R \cdot T}{X} \cdot \dot{X} \right] \quad (8)$$

o ante cargas conocidas, también,

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{Mg \cdot Cv_{(T)}} \cdot \left[ \dot{m} \cdot Cp \cdot (Ti - To) - (Mm \cdot \dot{v} + B \cdot v + L) \cdot \dot{X} \right] \quad (9)$$

### 3 DESCRIPCIÓN DE ALGUNAS ESTRUCTURAS BÁSICAS DE CONTROL.

El problema técnico de solución más difícil a consecuencia de restricciones físicas de solución directa imposible, concierne al retardo de medida de las temperaturas a la velocidad de transferencia de calor al proceso isotérmico.

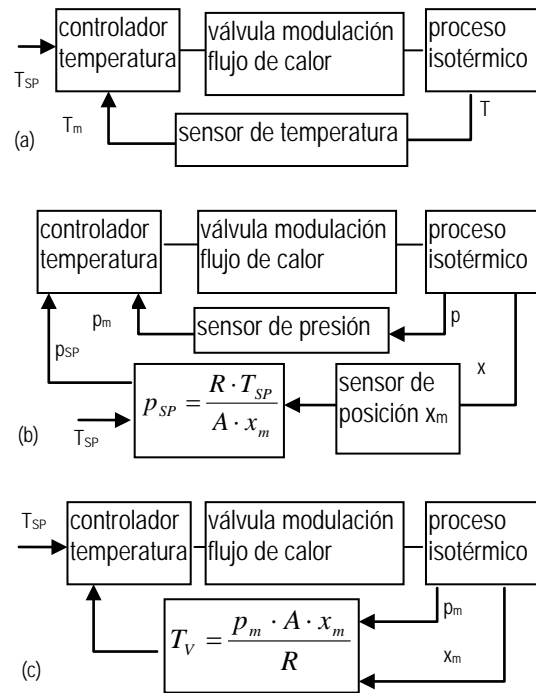


Fig. 3. Esquema del fundamento del control por realimentación. Fig. 2(a) corresponde a un sistema de control por realimentación dotado de medida directa de la temperatura. La Fig. 2(b) se describe un sistema de control por realimentación, en el cual se miden la presión y la posición del pistón instantáneas ( $p_m$ ,  $x_m$ ).

La Fig. 2(c) muestra un sistema de control por realimentación, en el cual se miden la presión y la posición del pistón instantáneas ( $p_m$ ,  $x_m$ ) para determinar por conversión según Salehib M., y otros [4], la temperatura instantánea.

La medida directa de la temperatura afecta significativa y negativamente contribuyendo a invalidar cualquier algoritmo de control debido al retardo de adquisición de señal con la requerida precisión y rapidez, a no ser que el proceso evolucione a velocidades restringidas (velocidad lenta). Por tal razón, la adquisición precisa y rápida de la temperatura requiere de técnicas indirectas de captura por conversión para la implementación de una estructura de control efectivo. Asumiendo esta limitación, es posible la utilización de algoritmos de control convencionales tales como la combinación de lazos de control por realimentación, cascada y adelanto o control predictivo partiendo de la determinación del valor de la temperatura medida indirectamente [5] en base a las medidas de presión y/o posición del pistón.

En la Fig. 3 se muestran tres estructuras de control por realimentación. Así la Fig. 3(a) corresponde a un sistema de control por realimentación dotado de captura directa de la temperatura, el cual conlleva el retardo inherente a la captura de señal. Como consecuencia, la velocidad de la máquina térmica

asociada es baja en comparación con los estándares industriales, en donde se requiere velocidades superiores a 3-4 ciclos por segundo (cps).

En la Fig. 3(b) se describe un sistema de control por realimentación, en el cual se miden la presión y la posición del pistón instantáneas ( $p_m$ ,  $x_m$ ). Mediante la ecuación de estado se determina la presión correspondiente a la temperatura deseada en función de la posición medida ( $x_m$ ) y la temperatura deseada ( $T_{SP}$ ), durante el proceso de expansión isotérmica.

Por lo tanto, el controlador correspondiente al proceso isotérmico llevado a cabo para la presión opera con una consigna de presión de referencia  $p_{SP}$  y la presión medida  $p_m$ . En consecuencia, se controla la presión para conseguir una temperatura constante a lo largo de la fase de expansión isotérmica. Partiendo de que el fluido de trabajo es un gas noble (helio) y es a la vez un gas ideal, la temperatura actual del mismo tiene que satisfacer la ley general de los gases perfectos, de tal manera que para una presión y volumen dados, le corresponde con total seguridad la temperatura asociada.

En la Fig. 3(c) se muestra un sistema de control por realimentación, en el cual se miden la presión y la posición del pistón instantáneas ( $p_m$ ,  $x_m$ ). Por medio de la ecuación de estado se determina la temperatura correspondiente al estado actual (temperatura indirecta o convertida  $T_v$ ) durante el proceso de expansión isotérmica.

Asumiendo velocidades de captura de 100 cps con precisión suficiente, (velocidad de captura en entornos industriales), parece razonable el estudio del proceso isotérmico de control para velocidades cíclicas en torno a (1-3) rps.

La sección que sigue trata de la modelización del proceso isotérmico de conversión de energía encaminado a la simulación del proceso de control.

## 4 ESTUDIO DE UN CASO Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS

Partiendo de la estructura mostrada en la Fig. 3, cuyos parámetros y variables correspondientes se muestran en la Tabla I, se aplica el modelo dinámico de la ecuación (7), equivalente al modelo (8) y (9) para simular la dinámica del proceso de expansión isotérmica. Teniendo en cuenta la carga asociada a la fase de expansión isotérmica debe introducirse el modelo de fuerza descrito mediante (1), con el cual se tienen en cuenta la carga activa y la carga pasiva debida a resistencias de los componentes dinámicos de la máquina.

Tabla I. Parámetros asociados con la máquina térmica estudiada.

| Parámetro              | Símbolo   | Valor    | Unidad         |
|------------------------|-----------|----------|----------------|
| masa fluido trab       | $Mg$      | 1        | kg             |
| masa componentes       | $Mm$      | 40       | kg             |
| fricción viscosa       | $B$       | 500      | N/(m/s)        |
| calor esp. fluido trab | $Cv(T)$   | 3116     | J/kg-K         |
| calor esp. fluido cal. | $Cp$      | 5190     | J/kg-K         |
| caudal fluido cal.     | $\dot{m}$ | variable | Kg/s           |
| vol. inicial cilindro  | $V_1$     | 6.2345   | m <sup>3</sup> |
| vol. final cilindro    | $V_2$     | 7.4808   | m <sup>3</sup> |
| carrera útil           | $X$       | 1        | m              |
| diámetro cilindro      | $D$       | 1.26     | m              |
| Sección transv. cil.   | $A$       | 1.2463   | m <sup>2</sup> |
| constante helio        | $R$       | 2080     | J/kg           |
| temp. entrada cal.     | $Ti$      | 400      | K              |
| temp. salida cal.      | $To$      | 390      | K              |

Los parámetros asociados con el modelo propuesto mediante las ecuaciones (1)-(9) se muestran en la Tabla I, donde el fluido de trabajo es helio y el fluido calefactor es agua.

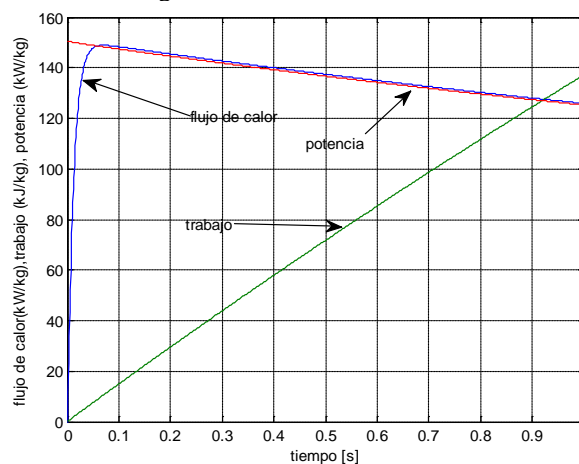


Fig. 4. Representación del flujo específico de calor expresado en kW/kg, potencia específica expresada en kW/kg y trabajo específico expresado en kJ/kg.

El estudio preliminar referido a la fase de expansión isotérmica llevado a cabo sobre la estructura de una máquina térmica alternativa de simple efecto propuesta, proporciona mediante simulación, los resultados mostrados en las figuras 4-6.

El control por realimentación es aplicado en base a las dos técnicas indirectas mostradas en la Fig. 3.

-la medida indirecta de la presión en función de la posición  $X$  del pistón y de la temperatura de referencia  $T_{SP}$ , según el modelo descrito en la Fig. 3 (b) según la expresión

$$P_{SP} = \frac{R \cdot T_{SP}}{A \cdot x_m} \quad (10)$$

-la medida indirecta de la temperatura (temperatura convertida) en función de la posición del pistón  $x_m$  y de la presión  $p_m$  según la expresión

$$T_V = \frac{p_m \cdot A \cdot x_m}{R} \quad (11)$$

Mediante las dos medidas indirectas cuyo grado de coincidencia proporciona cierta fiabilidad en la medida, se realimenta al sistema de control, el cual opera con un simple PID.

El rango de variación de los parámetros adecuados para el regulador PID implementados sobre el caso en estudio utilizando los métodos de Ziegler & Nichols de lazo cerrado y el método del balance armónico oscila entre  $K_p$ : (0.6-1.2),  $T_i$ : (8-12), y  $T_d$ : (2-3).

En cuanto a los resultados preliminares mostrados en la Fig. 4, cabe destacar la coincidencia entre el flujo de calor transferido al fluido de trabajo (helio) con la potencia desarrollada. Asimismo la potencia está en concordancia con el trabajo específico obtenido a partir de que el tiempo de la fase de expansión tiene la duración de un segundo, esto es, a velocidad constante, la carrera del pistón de un metro es realizada en un segundo.

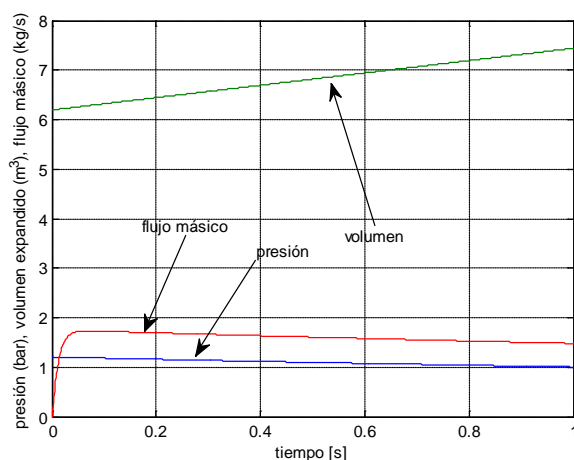


Fig. 5. Representación de la presión durante la fase de expansión isotérmica expresada en bar, flujo másico del fluido calefactor expresado en kg/s y del volumen durante la fase de expansión expresada en  $m^3$ .

En la Fig. 5 se muestra la presión y el volumen desplazado por el pistón, así como el caudal másico absorbido por el fluido de trabajo (helio) desde el fluido térmico calefactor (agua) a 400 K. En estas condiciones a la velocidad de 1 m/s se ha controlado la temperatura de expansión isotérmica a 360 K.

La citada temperatura de expansión isotérmica se muestra en la Fig. 6. Ha sido establecida en 360 K y de acuerdo con el resultado de la citada figura,

satisface las especificaciones con un desvío máximo de 0.57 grados.

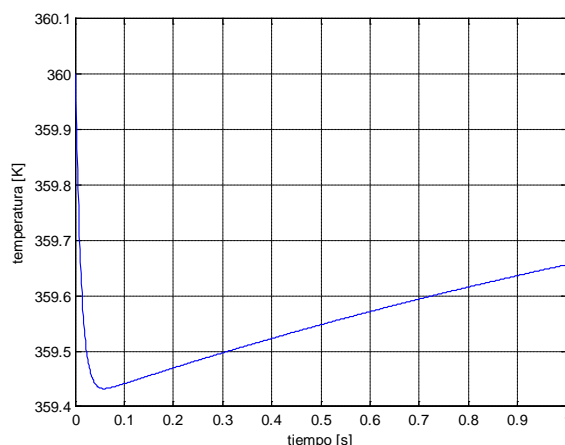


Fig. 6. Representación de la temperatura durante la fase de expansión isotérmica expresada en grados K.

## 5 CONCLUSIONES

En este artículo se ha abordado el estudio preliminar encaminado a la implementación de una máquina térmica de expansión isotérmica en base a la utilización de un sistema de control de temperatura durante la expansión isotérmica.

Se ha determinado que mediante algoritmos de control convencionales, utilizando medidas indirectas en función de medidas directas susceptibles de ser adquiridas con rapidez y precisión, es posible mantener la temperatura del fluido de trabajo durante la fase de expansión isotérmica dentro de los límites admisibles, controlando la temperatura con un simple algoritmo PID convenientemente ajustado.

A partir de que las condiciones ambientales de operación del tipo de máquina térmica modelizada se halla sujeto a cambios del entorno tales como las variaciones bruscas de carga, la precisión de control conseguida por simulación es prácticamente imposible, lo que en principio conduce a esperar resultados prácticos de menor calidad.

## Referencias

- [1] Ferreiro Garcia, R., Ferreiro Sanz, B., (2015) Isothermal and Adiabatic Expansion Based Trilateral Cycles. *British Journal of Applied Science & Technology*, 4(26), pp. 3840-3855.
- [2] Ferreiro Garcia, R., Ferreiro Sanz, B., (2015). The behaviour of some working fluids applied on the Trilateral Cycles With Isothermal Controlled Expansion. *British Journal of*

*Applied Science & Technology*, 9(5), pp. 450-463.

- [3] Opubo N., Igobo, Philip, A., Davie. (2014) Review of low-temperature vapour power cycle engines with quasi-isothermal expansion. *Energy*, 70, pp 22–34.
- [4] Salehib, M., Albertellia P., Golettib M., Ripamontia F., Tomasinia G., and Monnoa M. (2015). Indirect model based estimation of cutting force and tool tip vibrational behavior in milling machines by sensor fusión. *Procedia, CIRP* (33), pp. 239-244.
- [5] Xiaohui, S., Yonggao, Y., Xiaosong, Z., (2014) Thermodynamic analysis of a novel energy-efficient refrigeration system subcooled by liquid desiccant dehumidification and evaporation. *Energy Conversion and Management*, 78 pp. 286-296