

CARACTERIZACION DE UN MOTOR A VAPOR DE DOBLE EFECTO

P. Dellicompagni¹, J. Franco.², M. Altamirano³, M. Hongn.¹

Instituto de Investigaciones en Energía No Convencional (INENCO, UNSa - CONICET)

Consejo Nacional de Investigaciones Científicas y Técnicas (CONICET)

Instituto Nacional de Tecnología Industrial (INTI)

Universidad Nacional de Salta (UNSa), Av. Bolivia 5150, A4400FVY, Salta, Argentina.

Tel. 0387-4255579. Cel. 0385-156880854. E-mail pablotdellicompagni@gmail.com

Recibido 01/09/15, aceptado 05/10/15

RESUMEN: Se presenta en el siguiente trabajo la caracterización de los parámetros de funcionamiento de un motor a vapor a efectos de conocer la capacidad de producción de potencia y torque, para ser acoplado a la línea de vapor generado en el sistema Fresnel Lineal montado en San Carlos, Salta. Los ensayos fueron realizados en la planta piloto de la Facultad de Ingeniería (FI) de la Universidad Nacional de Salta (UNSa), donde se empleó una caldera-generador de vapor. Se ensayó el motor desde el arranque hasta régimen nominal, pasando por diversos escalones de r.p.m. y se tomaron medidas de presiones mínimas y máximas, temperatura de vapor de admisión y ambiente, régimen de r.p.m. y caudal de vapor. Las curvas de potencia y torque presentadas concuerdan con la literatura correspondiente a las máquinas térmicas.

Palabras claves: Fresnel, motor a vapor, energía eléctrica, potencia.

1. INTRODUCCION

Actualmente, el Concentrador Fresnel Lineal (CFL) montado en San Carlos, Salta, se encuentra en su etapa de generación de vapor de agua a ciclo cerrado, proveyendo de éste fluido caloportador a un condensador de placas paralelas, cuyo calor de intercambio se utiliza para calentar aire ambiente que es introducido en la cámara de secado del productor local. El agua de condensado retorna hacia el tanque de almacenamiento y es reingresado bomba de por medio al sistema colector solar (Saravia et al., 2014).

Otra de las aplicaciones para el vapor generado con el CFL es la producción de energía eléctrica, para lo cual, el INENCO (Instituto de Investigaciones en Energía No Convencional) adquirió un motor a vapor del tipo recíprocante, de doble efecto (figura 1). Dicho motor pertenece a la firma Cromwell, Spinks & Grime.



Figura 1: Motor a vapor ensayado en planta.

¹ Becario Doctoral CONICET

² Investigadora Adjunta CONICET

³ Profesional INTI

Es importante caracterizar la máquina adquirida a efectos de comprender su funcionamiento y capacidad de generación de potencia mecánica, para luego analizar su inserción en el CFL y determinar la potencia eléctrica pasible de generar. Para la caracterización del motor, se utilizaron las instalaciones de la Planta Piloto de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de Salta, en donde se empleó una caldera-generator de vapor cuyas características principales son las siguientes:

- Presión de trabajo: 7 kg/cm²
- Presión máxima: 8 kg/cm²
- Caudal máximo de vapor generado: 107 kg/cm²
- Capacidad: 60.000 kcal/h
- Tiempo de arranque: 30 a 40 minutos.

En esta oportunidad, se hizo la caracterización del motor con su eje mecánico en vacío, por lo que los parámetros obtenidos se referirán al comportamiento de la máquina en diferentes regímenes sin carga alguna. Los ensayos con el eje acoplado al generador sincrónico, transmisión mecánica de por medio, se realizarán in situ, una vez que todo el bloque de generación eléctrica esté montado en el CFL de San Carlos.

2. ESTIMACIÓN DE LA POTENCIA INDICADA Y UTIL EN BASE A PARÁMETROS GEOMÉTRICOS Y TERMODINÁMICOS

La potencia indicada de una máquina térmica es desarrollada por la expansión del vapor en el interior del cilindro. Parte de esta potencia se necesita para vencer las pérdidas mecánicas (fricción de partes móviles, movimiento de componentes, expulsión de vapor residual, etc.). Por lo tanto, la potencia realmente aprovechable de la expansión del vapor se denomina potencia útil.

El cálculo de la potencia indicada - y la potencia útil - de un motor a vapor se puede lograr por medio del diagrama dinámico ideal. Esta es una de las aplicaciones más importantes del mismo, sin embargo, en el caso de no disponerse de dicho diagrama, la potencia indicada, N_i , en HP puede estimarse analíticamente (Bahr y Herre, 1951), mediante la siguiente expresión.

$$N_i = \frac{10000 * F * p_m * C_m}{75} \quad (1)$$

En dónde:

F = Superficie eficaz media del émbolo (m²).

p_m = Presión media (kg/cm²).

C_m = Velocidad media de la carrera del émbolo (m/s).

La velocidad media de la carrera del émbolo se calcula cómo $C_m = n * l/60$, por lo tanto la potencia indicada será:

$$N_i = \frac{10000 * F * p_m * n * l}{75 * 60} \quad (2)$$

Con "l" longitud de la carrera del émbolo en metros y "n" las revoluciones por minuto del motor. Cómo el motor es de doble efecto, tanto el lado superior e inferior del pistón aportan potencia en la carrera de aproximación y retirada respectivamente, la potencia total indicada será la suma de ambas (Bahr y Herre, 1951).

$$N_{iT} = N_{iS} + N_{iI} \quad (3)$$

Con:

$$N_{is} = \frac{10000 * F_s * p_m * n * l}{75 * 60} \quad (4)$$

$$N_{ii} = \frac{10000 * F_i * p_m * n * l}{75 * 60} \quad (5)$$

Dónde:

F_s = área del émbolo en el lado superior.

F_i = área del émbolo en el lado inferior.

Estas superficies son las que reciben la presión del vapor proveniente desde la válvula de distribución, transmitiéndose la potencia a través del eje vertical en movimiento rectilíneo para luego transformarse en circular, con el mecanismo biela - manivela - cigüeñal.

Las superficies de acción pueden calcularse considerando el diámetro del émbolo "D" y el diámetro del eje "d", en cada cara del pistón, ambos en metros.

$$F_s = \frac{\pi * D_s^2}{4} \quad (6)$$

$$F_i = \frac{\pi * (D_i^2 - d_i^2)}{4} \quad (7)$$

Combinando las ecuaciones (1) a (7) se obtiene la potencia indicada total en HP.

$$N_{iT} = \frac{\pi * 10000 * p_m * n * l}{4 * 75 * 60} * (D_s^2 + D_i^2 - d_i^2) \quad (8)$$

Potencia útil

El valor de la potencia mecánica que realmente va a entregar la máquina corresponde a la potencia efectiva o útil N_u y será la diferencia entre la potencia indicada (bruta o nominal) N_{iT} y la potencia perdida N_v que se invierte en vencer las resistencias pasivas y rozamiento entre piezas. El porcentaje aproximado de pérdida de potencia indicada en una máquina de vapor suele estar entre un 10 a un 30 %. Mediante la relación *Ni/cm*, se puede estimar la pérdida de potencia haciendo uso de las tablas de rendimiento mecánico η ilustradas en la literatura (Bahr y Herre, 1951). El valor de la relación *Ni/cm*, para el motor en cuestión, es 20, correspondiéndole un rendimiento mecánico $\eta = 0,70$, según la bibliografía antes mencionada. Por tanto, la potencia perdida N_v y la potencia útil N_u resultarán:

$$N_v = (1 - \eta) * N_{iT} \quad (9)$$

$$N_u = N_{iT} - N_v \quad (10)$$

3. METODOLOGIA, DEFINICIÓN DE PARÁMETROS Y REGIMEN DE REVOLUCIONES.

Realizada la instalación de la línea de vapor y chequeada su hermeticidad, se prosiguió a lubricar todas las partes móviles del motor accesibles desde el exterior y a través de conductos de lubricación. El arranque y puesta en régimen de la caldera tomó entre 30 y 40 minutos, abarcando el chequeo de la presión de vapor producido, el purgado de la instalación y purgado del motor. Para éste último paso, las transferencias de purga de condensado, debieron estar abiertas, hasta que el motor alcanzó una temperatura razonable para su arranque, unos 70 °C.

Se arrancó el motor de manera manual, accionando con un brazo de palanca directamente desde el volante acumulador de energía cinética. En el momento que sucede el arranque, se debe chequear que salga solamente vapor desde el conducto de purga, arriba mencionado, para cerrar dichas transferencias.

El aumento de presión se realiza gradualmente mediante una válvula, colocada en la entrada de vapor del motor. Este aumento de presión varía desde cero hasta que el motor alcanza su régimen de giro nominal. El máximo régimen alcanzado fue de 288 rpm, debido a razones de seguridad ya que el volante posee un sistema de freno mecánico cuando éste alcanza una velocidad superior a las 300 rpm.

Se realizó el ensayo con el motor montado en su estructura metálica de soporte, se midieron: temperatura, presión máxima y mínima, para diferentes regímenes de revoluciones por minuto, como muestra la tabla 1. Las potencias indicada y útil se calcularon con las ecuaciones (8) y (10) respectivamente.

Vel. Giro	p-min	p-max	temp	Pot. Indicada	Pot. Util
rpm	kg/cm ²	kg/cm ²	°C	CV	CV
45	2,07	2,17	96	0,59	0,42
65	3,62	4,13	147	1,55	1,11
96	4,13	6,20	152	3,06	2,19
116	3,10	4,75	150	2,81	2,01
136	4,13	6,20	153	4,33	3,10
200	3,62	6,72	153	6,37	4,56
206	3,62	7,23	154	6,89	4,93
230	3,62	7,23	153	7,69	5,50
246	2,58	5,17	152	5,88	4,20
270	3,10	6,30	153	7,82	5,59
288	2,07	5,68	154	6,88	4,92

Tabla 1: Mediciones realizadas.

Los valores de presión se mantuvieron dentro del rango de valores esperados para un régimen de operación cercano al nominal. La presión máxima de admisión fue del orden de los 6 bar en régimen nominal. Para el arranque del motor a 65 rpm se necesitaron cerca de 4 bar. El régimen de 45 rpm se corresponde a la presión de vapor con la caldera apagada y el motor en movimiento con el mínimo de vapor disponible en la admisión, alrededor de 2 bar. Esto se debía a que el motor en el arranque (65 rpm) aún estaba “frio” y al estado de los paños de las prensas estopas.

La presión máxima se encuentra en la cámara del cilindro, esta es la necesaria para empujar el embolo y transmitir el esfuerzo hacia el cigüeñal, biela-manivela de por medio. Esta presión actúa en las dos caras del pistón, en las carreras de ascenso y descenso.

Conforme transcurre la carrera de expansión del vapor, la presión en el cilindro disminuye hasta llegar a su valor mínimo, por ejemplo, desde el punto muerto superior hacia el inferior, PMS y PMI respectivamente, al llegar al PMI, la corredera de distribución habrá cambiado su posición comunicando la cámara superior con la atmosfera dando lugar al ciclo de escape y ejerciendo la presión de admisión en la cámara inferior, produciéndose la carrera de ascenso hacia el PMS, teniendo lugar el ciclo de admisión.

El torque se manifiesta en el eje rotativo de la máquina y su valor máximo, para un régimen de revoluciones dado, se debe a la máxima presión del vapor en el recinto o cámara del pistón.

En el momento en que el vapor ingresa al cilindro, el pistón ya habrá pasado por el PMS y comenzado su carrera de descenso. Por lo general, el mayor esfuerzo es aplicado en el embolo antes que el cigüeñal tenga un avance de 90° respecto a la vertical, que, para el motor en estudio, corresponde a un ángulo de biela de 23° aproximadamente, respecto a la vertical.

La fuerza absorbida por la cara del embolo es transmitida por la corredera hasta el muñón del cigüeñal, a través de la biela. Esta fuerza se descompone en dos direcciones, una tangencial a la trayectoria del muñón y otra radial al brazo de cigüeñal. La primera componente dará el torque o par motor, la segunda componente dará el esfuerzo absorbido por los cojinetes. Se presenta en tabla 2 los valores de potencia y torque.

Vel. Giro rpm	Pot. Indicada CV	Pot. Util CV	Torque kgm	
			Superior	Inferior
45	0,59	0,42	20,83	20,24
65	1,55	1,11	39,68	38,55
96	3,06	2,19	59,52	57,83
116	2,81	2,01	45,63	44,33
136	4,33	3,10	59,52	57,83
200	6,37	4,56	64,48	62,64
206	6,89	4,93	69,44	67,46
230	7,69	5,50	69,44	67,46
246	5,88	4,20	49,60	48,19
270	7,82	5,59	60,49	58,76
288	6,88	4,92	54,56	53,01

Tabla 2: Potencia y torque.

4. ERROR EN LA ESTIMACION DE LA POTENCIA INDICADA

Este error es el que se comete cuando se estima la potencia indicada de la máquina mediante la ecuación (8), en vez de emplear el *diagrama indicado* de la misma.

También es posible calcular la potencia indicada en CV partiendo de las curvas del ciclo de expansión cuyos ejes deben ser normalizados afectándolos por la sección del pistón, de modo que dichas curvas representan el trabajo realizado sobre el émbolo conforme el vapor se expande. Se consideró una regresión exponencial para ajustar la curva de expansión del vapor, del tipo:

$$F = A * e^{c*x} \quad (11)$$

Donde c es el coeficiente de expansión en m⁻¹.

Se trazan las curvas F(N) vs. l(m) para cada régimen de giro y en base a las presiones máximas y mínimas medidas. A partir de éstas curvas se obtiene el valor del *esfuerzo medio* en Newtons.

$$F = \frac{A}{c * (l - l_0)} * (e^{c*l} - e^{c*l_0}) \quad (12)$$

En esta oportunidad, para la cara superior del pistón, se calcula potencia indicada en CV como sigue:

$$N_{is}' = \frac{F * n * l}{60 * 735} \quad (13)$$

Luego, aproximando:

$$N_i' = 1,97 * N_{iS}' \quad (14)$$

El factor 1,97 se debe a que los volúmenes superior e inferior difieren en un 3% a causa de estar el eje solidario a la cara inferior del pistó. Definimos el error en la estimación como sigue:

$$e_{est} \% = \frac{N_i' - N_i}{N_i'} * 100 \quad (15)$$

Vel. Giro	Pot. Indicada	Coef.	Valor F.	Fuerza	Potencia	Error
rpm	Ni CV	Exp.	Inicial N	Media N	Ind Ni' CV	%
45	0,59	-1,11	4280	4118	0,58	1
65	1,55	-2,32	8152	7524	1,53	2
96	3,06	-6,21	12228	9919	2,98	3
116	2,81	-6,52	9375	7527	2,73	3
136	4,33	-6,21	12228	9919	4,22	3
200	6,37	-9,26	13247	9750	6,10	4
206	6,89	-10,31	14206	10119	6,52	5
230	7,69	-10,31	14266	10162	7,31	5
246	5,88	-10,31	10190	7258	5,58	5
270	7,82	-10,54	12426	8789	7,42	5
288	6,88	-14,86	11209	6968	6,28	9

Tabla 3: Error en la estimación de la potencia indicada.

5. TRABAJO DE EXPANSION Y RENDIMIENTO MECANICO

Si consideramos al motor cómo un bloque termodinámico (figura 2) cuyo fluido es el vapor de agua, la energía de entrada está dada por la entalpía antes de la expansión h_i y la energía de salida es la entalpía al final del proceso h_o , el trabajo mecánico w depende de la diferencia de dichas magnitudes.

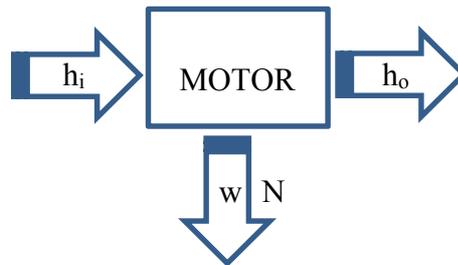


Figura 2: Esquema termodinámico.

El trabajo mecánico en kJ para un ciclo completo valdrá entonces:

$$W = w * m = [1,97 * (h_o - h_i)] * m \quad (16)$$

Donde m es la masa de vapor en kg que ingresa al cilindro en una embolada y depende del caudal de vapor y del período de tiempo dado por el régimen de revoluciones.

$$m = \dot{m} * T = \frac{\dot{m} * 60}{n} \quad (17)$$

La potencia en kW desarrollada por éste trabajo de expansión resulta:

$$N = \frac{W}{T} = w * \dot{m} \quad (18)$$

Por último, definimos al rendimiento mecánico como la relación entre la potencia mecánica útil N_u y la potencia de expansión.

$$\eta_{mec} = \frac{N_u}{N} * 100 \quad (19)$$

Vel. Giro	Pot. Util	Entrada		Salida		Trabajo de expansión	Potencia de expansión		Rendimiento mecánico
		p-max	Entalpía	p-min	Entalpía		kW	CV	
rpm	CV	kg/cm2	kJ/kg	kg/cm2	kJ/kg	kJ/ciclo	kW	CV	%
45	0,42	2,17	2709	2,07	2707	0,13	0,62	0,84	50
65	1,11	4,13	2739	3,62	2733	0,25	1,67	2,28	49
96	2,19	6,20	2757	4,13	2739	0,50	5,01	6,82	32
116	2,01	4,75	2745	3,10	2726	0,44	5,35	7,28	28
136	3,10	6,20	2757	4,13	2739	0,35	5,01	6,82	45
200	4,56	6,72	2760	3,62	2732	0,36	7,64	10,39	44
206	4,93	7,23	2764	3,62	2732	0,40	8,56	11,65	42
230	5,50	7,23	2764	3,62	2732	0,36	8,56	11,65	47
246	4,20	5,17	2749	2,58	2717	0,34	8,72	11,87	35
270	5,59	6,30	2758	3,10	2725	0,32	9,13	12,42	45
288	4,92	5,68	2753	2,07	2707	0,42	12,65	17,22	29

Tabla 4: Trabajo y potencia de expansión. Rendimiento

6. RENDIMIENTO TOTAL

Considerando al motor como un bloque termodinámico, se compara la potencia de expansión (devenida del trabajo de expansión) considerando las pérdidas de energía (calor) por las paredes del cuerpo de cilindro y corredera de distribución, con la potencia de entrada. El rendimiento total de la máquina es cuánto de esa potencia de entrada disponible será aprovechada para transferir trabajo mecánico al eje, para cada régimen de revoluciones por minuto.

La potencia en kW disponible en el fluido caloportador, a la entrada del cilindro, depende del caudal másico en kg/s y de la entalpía del vapor en kJ/kg.

$$N_e = \dot{m} * h_i \quad (20)$$

Y la potencia de expansión, también en kW, vale:

$$N_{exp} = \frac{W_{exp} * n * 2\pi}{60} = \frac{[1,97 * m * (h_i - h_0)] * n * 2\pi}{60} \quad (21)$$

El rendimiento total estará dado por:

$$\eta_{total}\% = \frac{N_{exp}}{N_e} * 100 \quad (22)$$

Vel. Giro	Entalpía de entrada	Entalpía de salida	Masa p/embolada	Potencia de expansión	Rendimiento total
rpm	kJ/kg	kJ/kg	kg	kW	%
45	2709,09	2706,85	0,0296	0,62	1,02
65	2738,65	2732,57	0,0205	1,67	2,75
96	2756,80	2738,60	0,0139	5,01	8,18
116	2744,94	2725,50	0,0115	5,35	8,77
136	2756,80	2738,60	0,0098	5,01	8,18
200	2760,15	2732,40	0,0067	7,63	12,45
206	2763,50	2732,40	0,0065	8,55	13,94
230	2763,50	2732,40	0,0058	8,55	13,94
246	2748,73	2717,05	0,0054	8,71	14,28
270	2758,48	2725,30	0,0049	9,12	14,90
288	2752,89	2706,92	0,0046	12,64	20,69

Tabla 5: Rendimiento total.

7. ESTIMACION DE PERDIDAS TERMICAS MEDIANTE ANALISIS TERMOGRAFICO

Haciendo uso de una cámara termográfica, se tomaron fotografías del motor en diversos regímenes de revoluciones. Es de particular interés obtener una aproximación de las pérdidas térmicas, fundamentalmente por convección y radiación, cuando el motor a vapor haya alcanzado su máximo régimen de operación durante el ensayo, 288 rpm en nuestro caso (figura 3).

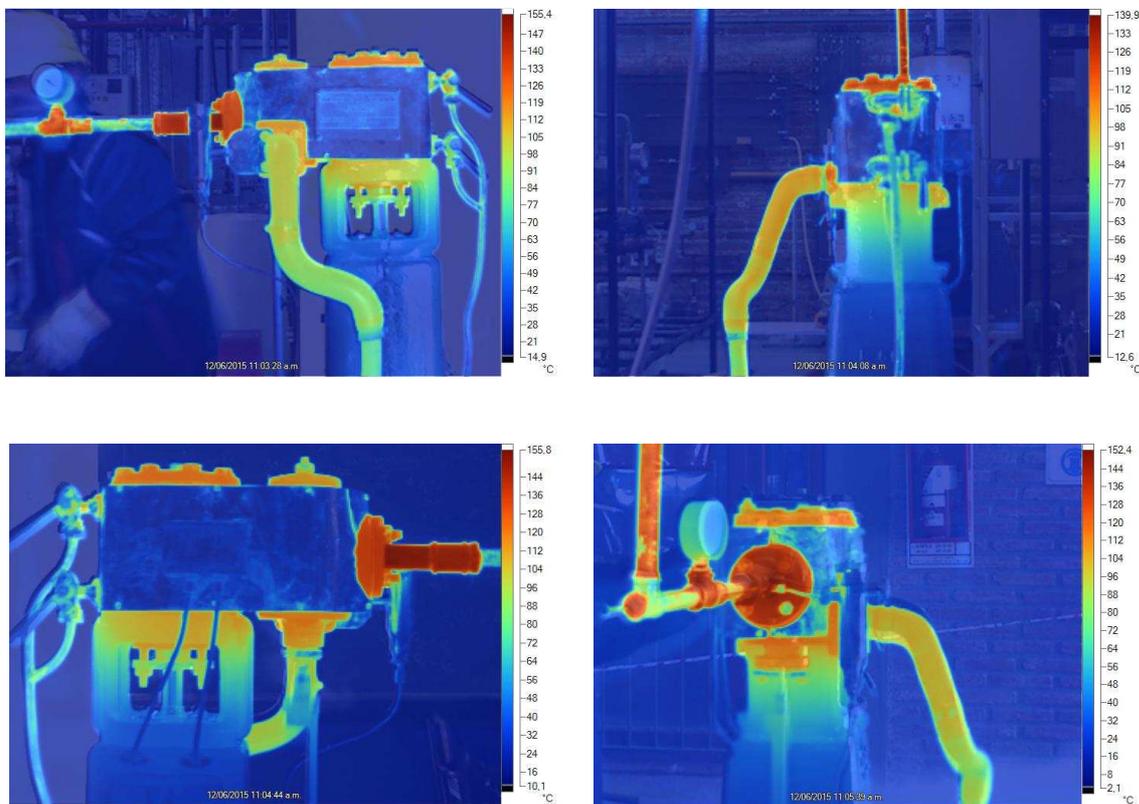


Figura 3: Imágenes térmicas para un régimen de 288 rpm.

La estimación de la potencia calórica de pérdida se realiza con las ecuaciones tradicionales de transferencia de calor por radiación y convección.

$$Q_{\text{rad}} = \alpha * A * \sigma * T_s^4 \qquad Q_{\text{conv}} = k * A * (T_s - T_a) \qquad (23)$$

Dónde:

- α : factor de emisividad, adimensional. 0,81 para hierro, 0,55 para bronce,
- σ : Coeficiente de Stefan-Boltzmann, $5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$,
- A: Área exterior, en m^2 ,
- T_s : Temperatura media de la superficie exterior, en K,
- k: Coeficiente convectivo, $2,8 \text{ W/m}^2\text{K}$ para viento cero,
- T_a : Temperatura ambiente, en K.

En tabla 6 se resume el cómputo de dichas pérdidas térmicas.

Vel. Giro	Area m2		Q*rad	Q*conv	Q*total
rpm	hierro	bronce	W	W	W
65	0,155	0,183	227,457	63,969	291,426
116	0,155	0,183	245,810	69,573	315,383
246	0,155	0,183	235,666	66,568	302,233
288	0,155	0,183	244,026	68,219	312,245
Promedio			238,24	67,08	305,32
Proporción			78,03%	21,97%	100,00%

Tabla 6: Síntesis de pérdidas térmicas.

8. RESULTADOS

Las curvas obtenidas a partir de las mediciones efectuadas, son similares a las descritas en la literatura sobre máquinas térmicas (S. Prasad, 1993), haciendo especial énfasis en las curvas de potencia mecánica y torque máximo. En base a lo dialogado con personal de la Cromwell Naval, los resultados se consideran satisfactorios.

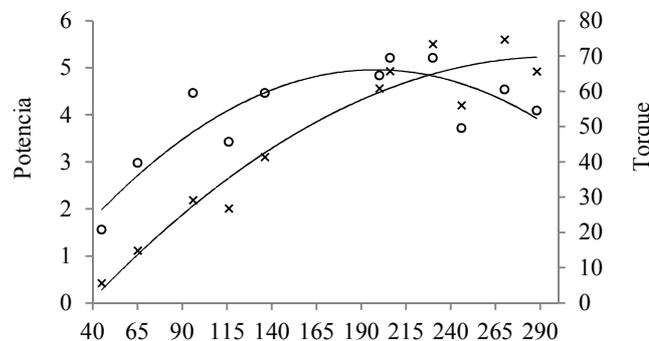


Figura 4: Torque en kgm (o). Potencia útil en CV (x); vs. rpm.

En figura 4 se observa que el torque disponible en el eje mecánico alcanza su valor máximo para un régimen de 197 rpm y le corresponde un valor de 66,32 kgm, mientras que la curva de potencia útil se mantiene aún en crecimiento llegando a su valor máximo a las 286 rpm, el mismo vale 4,92 CV para la máquina operando en vacío. Este comportamiento es característico de motores térmicos, en el que el punto de torque máximo se denomina *punto de diseño óptimo*. La disminución del torque luego de este punto se debe a los siguientes factores:

- Insuficiente llenado de vapor en la admisión,
- Inadecuado escape de vapor residual,
- La fracción de tiempo para cada expansión se reduce,
- El avance a la admisión no es suficiente,
- Bajo título de vapor,
- Pérdida de vapor por condensación y por empaquetaduras,
- Entre otros.

El desfase entre ambas curvas se debe a que la potencia resulta del producto del torque por el número de revoluciones, y aunque comienza a disminuir el par que ofrece el motor, este efecto se compensa por el aumento del régimen de giro, y es por esto que la potencia sigue aumentando hasta su valor máximo y luego comienza a decrecer, aun superado el régimen para torque máximo.

En figura 5, a izquierda, se observa que la presión máxima de trabajo alcanza los 7 kg/cm². Este valor es normal en este tipo de máquinas de similar diseño y potencia. En la figura de la derecha se muestra la correlación entre la potencia útil y la potencia indicada, esta última alcanza el orden de los 7 CV.

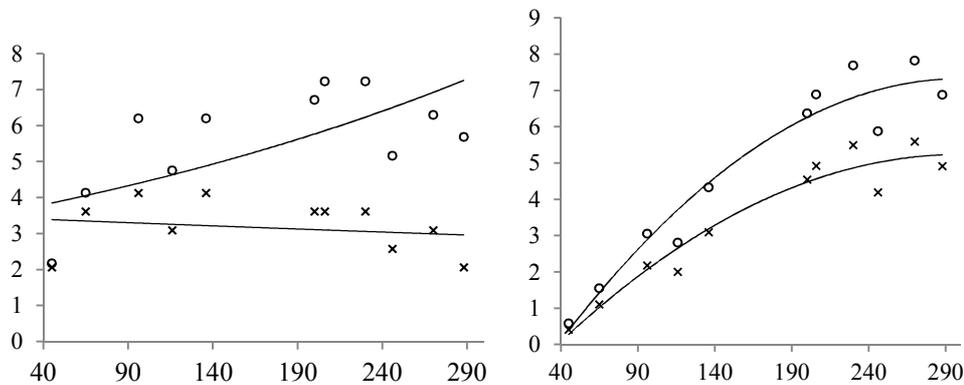


Figura 5: Izquierda, presión máxima (o) y mínima (x), en kg/cm². Derecha, potencia indicada (o) y útil (x), en CV; vs. rpm.

La figura 6 muestra el rendimiento mecánico (izq.) y el total o global (der.). Una vez más, el comportamiento de estas curvas se corresponde para este tipo de motores, en el que el rendimiento mecánico disminuye conforme aumenta el régimen de revoluciones y el rendimiento total aumenta progresivamente hasta alcanzar un valor próximo al 20%.

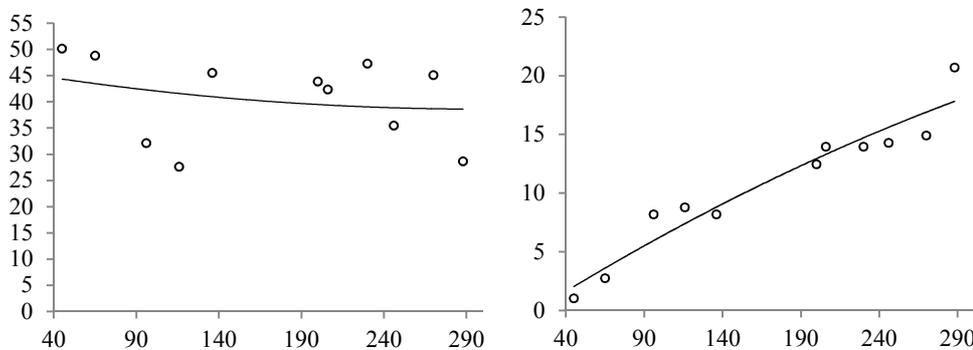


Figura 6: Izquierda, rendimiento mecánico, en %. Derecha, rendimiento total en %; vs. rpm.

Normalmente, el punto de torque máximo se encuentra alrededor del 70% del régimen nominal, es decir, de aquel al que se produce la máxima potencia. Considerando que el punto de diseño óptimo se encuentra para 197 rpm y el punto de máxima potencia se corresponde para 286 rpm, existe un desfase del 68,8% en la escala de rpm, para el motor en cuestión.

Similar comportamiento muestran otras máquinas térmicas en cuanto a la entrega de potencia mecánica efectiva, como ser, turbinas convencionales, motores a tornillo, motores rotativos o Wankel. Todas éstas insinúan un incremento en la potencia disponible en el eje mecánico, para regímenes de revoluciones creciente (Badr et al., 1991).

En tabla 7 se resumen los parámetros de mayor interés en la caracterización realizada.

Item	Parámetro	Valor	Unidad	Observaciones
1	Fabricante	-	-	Cromwel, Spinks & Grime.
Parámetros generales				
2	Tipo de motor	-	-	Reciprocante
3	N° de cilindros	1	-	Pistón doble efecto
4	N° de cámaras de expansión	2	-	
5	Sistema de distribución	-	-	Excéntrica y corredera
Parámetros mecánicos				
6	Potencia nominal	7	CV	A régimen nominal 300rpm
7	Torque nominal (promedio)	54	kg m	Calculado
8	Velocidad nominal	300	rpm	Umbral de protección mecánica
9	Volumen absoluto superior	1407	cm ³	Expansión PMS-PMI
10	Volumen absoluto inferior	1367	cm ³	Expansión PMI-PMS
11	Velocidad oscilación media	1,11	mm/s	Sobre amortiguación elastomérica y estructura metálica
12	Velocidad oscilación máxima	2,94	mm/s	
13	Amplitud máxima	0,15	mm	
Parámetros Termodinámicos				
14	Consumo de vapor nominal	80	kg/h	A régimen nominal 300rpm
15	Presión de admisión nominal	7	bar	A régimen nominal 300rpm
16	Temperatura de entrada nominal	165	°C	A régimen nominal 300rpm
17	Presión de condensación	1	atm	Escape libre a la atmósfera
18	Entalpía del vapor de entrada	2752,89	kJ/kg	A régimen nominal 300rpm
19	Entalpía del vapor de salida	2706,92	kJ/kg	A régimen nominal 300rpm
20	Entropía del vapor de entrada	6,7852	kJ/kg °K	A régimen nominal 300rpm
21	Entropía del vapor de salida	7,1223	kJ/kg °K	A régimen nominal 300rpm
22	Trabajo de expansión nominal	419	J/ciclo	
23	Coef. de expansión promedio	-8		Con curva de ajuste exponencial
Sistema de lubricación				
24	Tipo de aceite	-	-	Omala S1 W 460
25	Grado de viscosidad	460	-	ISO 3448
26	Viscosidad cinemática a 40°C	460	mm ² /s	
27	Viscosidad cinemática a 100°C	31,2	mm ² /s	
Rendimientos				
28	Rendimiento mecánico	29	%	A régimen nominal 300rpm
29	Rendimiento total	21	%	A régimen nominal 300rpm

Tabla 7: Resumen de parámetros

9. CONCLUSIONES

En el desarrollo de los ensayos llevados a cabo, se observaron pérdidas de vapor y condensado a través de las bridas prensas estopa. Una manera de mitigar dichas fugas de fluido fue ajustar las prensas estopa, lo que conllevó a un aumento de fricción en el eje del pistón y de la corredera de distribución, disminuyendo el régimen de revoluciones en el volante. Esto último tuvo su mayor influencia en el momento de arranque, pues se precisaron alrededor de 65 rpm para que el motor fuera capaz de girar por sí solo luego de ser accionado manualmente. Ya en el régimen de presión de trabajo de la caldera (7 bar), sólo se consiguió llegar a las 288 rpm debido al mismo problema.

Los ensayos y la medición de los parámetros se realizaron con la máquina térmica sin cargar mecánicamente el eje. Está previsto a futuro repetir estos ensayos con el motor a vapor conectado al tren de generación eléctrica y montado en el equipo de generación Fresnel en San Carlos, sobre una fundación firme. Esto permitirá también medir el torque o par motor disponible en el eje de la máquina, parámetro que sólo fue calculado.

La potencia eléctrica posible de generar puede estimarse conociendo el rendimiento mecánico de la transmisión, empleada para multiplicar el régimen revoluciones necesarias para el accionamiento del generador sincrónico acoplado y también el rendimiento global de éste último. Dichos rendimientos deben ser afectados a la potencia útil N_u del motor a vapor en cuestión. Hasta el momento de presentación del presente artículo, no se efectuaron tales ensayos con el bloque de generación eléctrica acoplado al CFL de San Carlos.

El equipo CFL de San Carlos es capaz de generar vapor a título unitario, con presiones variables, dependiendo de la radiación solar diaria. Ensayos de fecha 6 de septiembre de 2013, arrojaron resultados donde la temperatura máxima del vapor de salida ronda los 190°C, correspondiéndole una presión absoluta de 12,8 kg/cm² (Altamirano, 2014). Por ello, podemos afirmar que el CFL podrá responder a la demanda fluido-energética para la generación de electricidad.

10. REFERENCIAS

- Altamirano M. (20014). Tesis doctoral “Estudio de absorbedores para la generación de energía eléctrica mediante un reflector lineal tipo Fresnel”, pp. 159-160. Salta. Argentina.
- Badr O., Naik S., O’Callaghan P. W. y Robert S. D. (1991). Expansion machine for a low Power – Ouput Steam Rankine – Cycle Engine. *Applied Energy* 39, 93-116.
- Bahr H. y Herre O. (1951). Calderas. Máquinas de vapor. La escuela del técnico mecánico. Tomo VII. 3^{ra} edición, pp. 215 – 258. Labor S.A. Barcelona – Madrid.
- Prasad S. (1993). Steam engine characteristics and theoretical performance. *Energy Convers. Mgm.* Vol. 34, No. 12, pp. 1323-1333. 0196-8904/93.
- Saravia L., Gea M., Hongn M., Hoyos D., Barcena H., Placco C., Cadena C., Flores Larsen S., Dellicompagni P., Condorí M., Martínez C., Fernández C., Caso R., Altamirano M., Suligoy H. (2014). Descripción de un generador solar térmico de tipo Fresnel instalado en San Carlos, Salta. Acta de la XXXVII Reunión de Trabajo de la Asociación Argentina de Energías Renovables y Medio Ambiente. Vol. 2, pp. 03.67-03.76.

ABSTRACT

Characterizing operating parameters of a steam engine, in order to determinate its capacity of power and couple generating to be coupled to steam line source generated by the Fresnel Linear System mounted in San Carlos, Salta is showed. The tests were conducted in the Faculty of Engineering (FI) of the National University of Salta (UNSa), where we used a boiler – steam generator plant. The engine was tested from startup to nominal regime, trough different steps of rotational speeds and measures of minimum and maximum pressure, inlet steam temperature and environment, regime of speeds and steam flow were took. Power and couple curves presented are consistent with the relevant literature to thermal machines.

Keywords: Fresnel, steam engine, electricity, power.