

INTRODUCCIÓN AL ANÁLISIS DE LA RELACIÓN ENTRE LA TEMPERATURA SUPERFICIAL, LA CANTIDAD DE DIENTES DE LAS POLEAS Y LA PÉRDIDA DE RENDIMIENTO EN UNA TRANSMISIÓN FLEXIBLE DE CORREA SINCRONIZADORA

Ricardo Mario Amé¹; Daniel Hernán Lezama²; Luis Oscar Cottone³

¹Facultad de Ingeniería – Universidad Nacional de Lomas de Zamora
Juan XXIII y Ruta Provincial 4. Lomas de Zamora. Provincia de Buenos Aires. Argentina.
ingricardoame@gmail.com;

²danielhleza@gmail.com; ³cottoneoscar@gmail.com;

RESUMEN

En este trabajo se analiza la relación entre la temperatura superficial externa de una correa sincronizadora y su relación con la cantidad de dientes de las poleas.

Para ello se utilizó un banco de pruebas disponible en el cual se colocaron sendas poleas sincronizadoras de una cantidad determinada de dientes y la correa correspondiente. Sobre este mecanismo se tomaron los datos. A continuación, y manteniendo la misma correa, se colocaron poleas con otra cantidad de dientes y se repitió la toma de datos.

Los datos de temperatura se llevaron a una tabla de ella a un gráfico, a fin de visualizar la posible variación entre estos valores según las distintas cantidades de dientes de las poleas que conforman el mecanismo.

Las hipótesis son: a) para igual correa (cambiando la distancia entre centros) su temperatura es inversamente proporcional a la cantidad de dientes de las poleas; b) la elevación de la temperatura es directamente proporcional al valor del momento de torsión resistente, c) la diferencia relativa entre los distintos valores de la temperatura medida se mantiene para cada mecanismo, independientemente del momento de torsión resistente que soporte y d) las menores temperaturas identifican la mejora en el rendimiento del conjunto.

Este trabajo debe ser tomado como una comunicación de avance del proceso de investigación que se está llevando adelante.

Palabras Clave: Transmisiones flexibles, Rendimiento mecánico, Correas sincronizadoras.

1. INTRODUCCIÓN

La transmisión flexible por correa sincronizadora es un mecanismo ampliamente difundido. Se la utiliza en todo dispositivo, maquinaria o equipo que requiera la inexistencia de resbalamiento relativo entre la polea conductora y la conducida. El rendimiento mecánico se ubica entre el 97 al 99% [1], siendo de los más altos, si se lo compara con otras transmisiones flexibles, como las de correas de sección trapecial o plana, con 92% a 97% [2], o por cadenas, con 94% a 98% [2].

En el presente trabajo se ha teorizado sobre la hipótesis que indica una relación inversamente proporcional entre la temperatura superficial externa de la correa y la cantidad de dientes de las poleas, para una transmisión de relación 1 a 1. Se admite que la generación de temperatura es un factor de pérdida de energía.

En cuanto al análisis de la influencia de la temperatura en las características funcionales de las correas, algunos trabajos [3] se focalizan en la aceleración de los daños por fatiga en correas de sección trapecial que por ella se producen; otro [4] estudia la variación del coeficiente de fricción entre la correa de sección trapecial y la polea de fundición de hierro en función de la presión superficial y la temperatura, concluyendo que ésta modifica el coeficiente de fricción, reduciéndolo, y además, aporta el dato de que la elevación de la temperatura observada en los ensayos es entre 3 y 4 °C por sobre la del ambiente. En [5] se elabora un modelo matemático y su comprobación práctica para medir el flujo de calor a través de la transmisión de correa sincronizadora, a partir de distintos valores de la carga de montaje, velocidad angular y del momento de torsión resistente; concluyendo que la temperatura en la polea motriz es siempre mayor a la de la correa y que la temperatura de esta es igual en todo su desarrollo: este trabajo es muy importante y concluye que la elevación de temperatura produce desgaste de los dientes de las poleas y pérdida de peso de la correa. Otro trabajo significativo es aquel [6] en donde se determina la temperatura generada por fricción (al momento del ingreso y egreso del dentado de la correa sincronizadora en la polea) y por su deformación elástica. Se obtiene que la pérdida total de potencia de la transmisión resultó de 31,17 J/s y la eficiencia del 98,27%, valor obtenido sin considerar la disipación de energía provocada por la vibración o la rotación de los rodamientos, según estos autores y en concordancia con lo ya referenciado anteriormente [1].

Finalmente, en [7] se estudia los efectos térmicos a largo plazo que se producen en una transmisión flexible por correa de sección trapecial; se entiende que el aumento de la temperatura en el sistema de transmisión por correa es un problema importante que no se puede ignorar, en esta referencia se considera la temperatura generada por la fluencia viscosa del material de la correa y por la fricción entre esta y la polea.

La disponibilidad de material de estudio respecto de la generación de temperatura por diseño del mecanismo no es lo suficientemente deseable. Además, debe distinguirse la generación de temperatura por rozamiento (correas planas y de sección trapecial) de la que se genera en las correas sincronizadoras, en donde dicho efecto es casi inexistente. En el presente trabajo se vincula la cantidad de dientes de las poleas a la generación de temperatura superficial de la correa. En esta etapa inicial de la investigación se realizan las mediciones y primeras aproximaciones para dos mecanismos de poleas de distinta cantidad de dientes y para la transmisión con momento de torsión resistente nulo.

Queda pendiente la prosecución de las mediciones de temperatura para momentos resistentes escalados de menor a mayor.

2. MATERIALES Y MÉTODO.

2.1. Materiales.

El objeto de estudio es una correa sincronizadora. Se utiliza un banco de pruebas existente, (véase Figura 1) sobre el cual ya se han realizado otras experiencias. El mismo consta de un motor eléctrico monofásico de 1,5 Kw; 220 VCA de alimentación y 1500 r.p.m. de velocidad de sincronismo; un brazo de palanca de 500 mm entre centros, para la detección del momento de torsión de reacción; un árbol auxiliar montado sobre dos cojinetes; una bomba de engranajes para generar resistencia. Las poleas se colocan, una en el extremo del árbol del motor y la otra en el árbol auxiliar. El brazo de palanca está unido, en el extremo opuesto al árbol motor, a una celda de carga de tracción, marca Flexar código CZA50 y ésta con su sistema electrónico de medición.

Para comenzar se optó por una correa código 360H-075 de 12,7 mm de paso; 914,4 mm de longitud, 72 dientes y 19,05 de ancho; y dos poleas iguales de 19 dientes código 19H con 76,81 mm de diámetro primitivo. A cada una de ellas se le mecanizó el agujero y chavetero para montar sobre sus respectivos árboles. La distancia entre centros es ajustable y se fijó en 336 mm. Luego de las mediciones de temperatura sobre este conjunto, se reemplazaron las poleas por otras de 26 dientes, código 26H con diámetro primitivo de 105,11 mm. No se reemplazó la correa y se ajustó la distancia entre centros a 292 mm.

Para la medición de la temperatura se utilizó un termómetro digital por infrarrojo marca Benetech modelo GM550E (véase la Figura 2). La temperatura se midió en grados Celsius y el termómetro se reguló para un índice de emisividad de 0,93 [8], recomendado para cauchos oscuros. La distancia de medición fue de entre 100 y 120 mm, lo que da un área de control de 100 mm² según la relación $L/D=12/1$ indicada en el instrumento.



Figura 1: Banco de pruebas utilizado en la experiencia. Foto de los autores.

Este termómetro tiene un error de $\pm 1,5^{\circ}\text{C}$, lo cual a los fines del presente trabajo y siendo las mediciones de índole comparativas y no absolutas, resulta útil.



Figura 2. Termómetro digital por infrarrojo. Fotografía de los autores.

2.2. Método.

Se colocó el conjunto compuesto por la correa y las dos poleas iguales de 19 dientes. Se ajustó la distancia entre centros. La primera serie de mediciones se hizo con momento resistente nulo. La medición de la temperatura superficial externa de la correa T_c , se realizó en el centro de la distancia entre ejes, en el ramal tenso, según se muestra en la Figura 3.

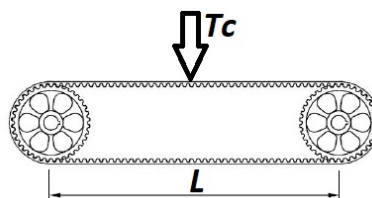


Figura 3. Esquema del mecanismo e indicación del punto de toma de temperatura.

Se midió la temperatura de la correa T_c y del medio ambiente (dentro del laboratorio), y se calculó la diferencia. La razón de ello es desvincularse de la incidencia del ambiente en los resultados. Se efectuaron varias sesiones de medición, en distintos días. Luego de sucesivos ajustes y pruebas, se obtuvieron dos tandas de datos que se indican en la Tabla 1.

Tabla 1: Mediciones N°3 y N°4 de temperatura en mecanismo con poleas de 19 dientes

minuto	Temp. Correa	Temp. Amb.	Diferencia	Temp. Correa	Temp. Amb.	Diferencia
0	24,5	24,5	0	26,4	26,4	0
2	29,3	24,3	5	31,3	26,1	5,2
4	31,7	24,4	7,3	32,1	25,9	6,2
6	30,8	24,6	6,2	33,5	25,8	7,7
8	30,5	24,5	6	34,1	26	8,1
10	33,1	24,3	8,8	34,2	25,6	8,6
12	33,6	24	9,6	35,6	25,5	10,1
14	33,5	24,4	9,1	35,4	25,3	10,1
16	34,3	24	10,3	35,5	25,5	10
18	34,6	24,1	10,5	35,3	25,3	10
20	34,8	24,2	10,6	35,8	25,3	10,5
22	34,9	24	10,9	36,2	25,1	11,1
24	34,7	24,1	10,6	36,9	25	11,9
26	36,1	23,7	12,4	37,2	25	12,2
28	36,2	24,1	12,1	37	25,3	11,7
30	36,2	23,9	12,3	37,3	25,1	12,2
32	36,8	24	12,8	37,2	24,6	12,6
34	37,1	24	13,1	36,8	25,6	11,2
36	36,6	24,2	12,4	36,9	25,3	11,6
38	36,7	24	12,7	37,7	25,3	12,4
40	37,3	24,1	13,2	37,6	24,8	12,8

Con el fin de obtener un resultado unificado, se elaboró una tabla con los valores promedio para cada minuto de lo consignado en la Tabla 1. La Tabla 2 muestra estos resultados y la Figura 4 el gráfico representativo.

Tabla 2. Valores promedios entre las mediciones N°3 y N°4 del mecanismo de poleas de 19 dientes.

minuto	promedio	minuto	promedio
0	0	22	11
2	5,1	24	11,25
4	6,75	26	12,3

6	6,95	28	11,9
8	7,05	30	12,25
10	8,7	32	12,7
12	9,85	34	12,15
14	9,6	36	12
16	10,15	38	12,55
18	10,25	40	13
20	10,55	-----	-----

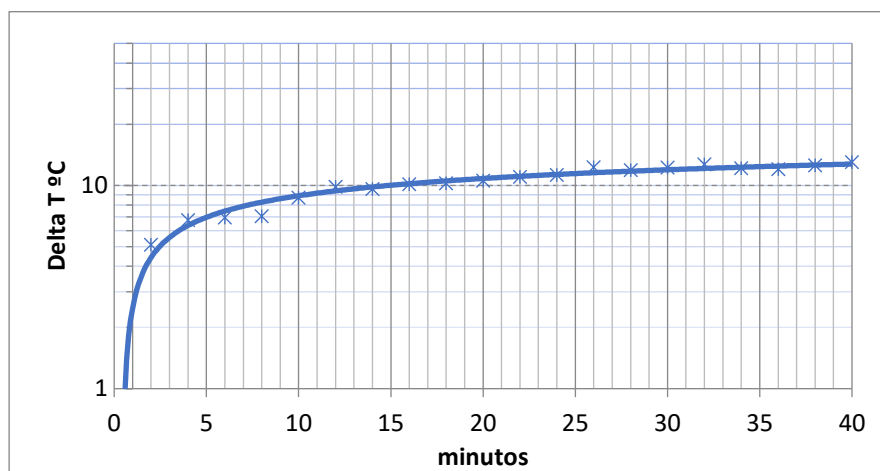


Figura 4. Evolución promedio de la temperatura para el mecanismo de poleas 19 dientes.

El paso siguiente consistió en cambiar las poleas de 19 dientes por las de 26 dientes y mantener la misma correa, ajustando la distancia entre centros a 292 mm.

Se realizaron tres sesiones de medición de temperatura, siguiendo el mismo procedimiento anterior y se obtuvieron los valores que se muestran en la Tabla 3. A los fines de unificar datos se elaboró la Tabla 4 con valores promedios y el gráfico de la Figura 5 que le corresponde.

Tabla 3: Mediciones N°1; N°2 y N°3 de temperatura en mecanismo con poleas de 26 dientes.

minuto	Temp. Correa	Temp. Amb.	Diferencia	Temp. Correa	Temp. Amb.	Diferencia	Temp. Correa	Temp. Amb.	Diferencia
0	25,5	25,5	0	23,2	23,2	0	23	23	0
2	28,8	25,4	3,4	26,9	22,9	4	26,7	22,6	4,1
4	29,5	25,6	3,9	27	22,4	4,6	27,2	23	4,2

6	29,9	25,4	4,5	27,6	22,4	5,2	27,16	22,8	4,36
8	30,6	25	5,6	28,6	22,5	6,1	27,6	22,4	5,2
10	31	25,4	5,6	28,8	22,2	6,6	27,6	22,4	5,2
12	31,5	25,3	6,2	29,2	22,1	7,1	28,7	21,6	7,1
14	31,5	24,7	6,8	29,4	22,2	7,2	28,2	21,7	6,5
16	32	24,9	7,1	30	22,1	7,9	27,8	21,8	6
18	32,3	25	7,3	30,1	21,9	8,2	29,7	21,7	8
20	32,3	24,8	7,5	30,4	22,1	8,3	29,5	21,5	8
22	32,6	25	7,6	30,7	22,4	8,3	30,2	21,4	8,8
24	32,6	24,5	8,1	30,5	22	8,5	30,2	21,6	8,6
26	32,8	24,6	8,2	31,1	22,4	8,7	30,1	21,6	8,5
28	32,8	24,8	8	31,2	22,5	8,7	30,5	21,7	8,8
30	32,9	24,7	8,2	31,3	21,9	9,4	30,3	21	9,3
32	33,1	24,8	8,3	31,8	21,9	9,9	30,5	21,5	9
34	33,2	24,9	8,3	31,2	21,9	9,3	30,7	21,5	9,2
36	33,3	25	8,3	31,5	22,1	9,4	31,2	21,5	9,7
38	33,6	24,2	9,4	31,7	22,1	9,6	30,9	21,3	9,6
40	33,8	24,2	9,6	31,9	21,7	10,2	31,1	21,5	9,6
42	32,3	24,6	7,7	32,1	22,2	9,9	31	21,5	9,5
44	33,8	24,7	9,1	32,3	22,1	10,2	31,3	21,4	9,9
46	33,4	24,8	8,6	32,1	22,1	10	31,4	21,6	9,8
48	33,9	24,5	9,4	32,1	22,2	9,9	31,6	21,6	10
50	34,1	24,7	9,4	32,5	22,1	10,4	31,6	21,7	9,9
52	33,3	24,7	8,6	32,2	22,2	10	31,4	21,4	10
54	34,1	24,8	9,3	32,3	22,2	10,1	31,4	21,2	10,2
56	34,2	24,8	9,4	32,4	22,1	10,3	31,2	21,5	9,7
58	34,1	24,4	9,7	32,6	22,3	10,3	31,5	21,3	10,2
60	33,7	24,7	9	32,8	22,3	10,5	31,5	21,4	10,1

Tabla 4. Valores promedio entre las mediciones N°1; N°2 y N°3 del mecanismo de poleas de 26 dientes.

minuto	Diferencia
0	0,0
2	3,8
4	4,2
6	4,7
8	5,6

10	5,8
12	6,8
14	6,8
16	7,0
18	7,8
20	7,9
22	8,2
24	8,4
26	8,5
28	8,5
30	9,0
32	9,1
34	8,9
36	9,1
38	9,5
40	9,8
42	9,0
44	9,7
46	9,5
48	9,8
50	9,9
52	9,5
54	9,9
56	9,8
58	10,1
60	9,9

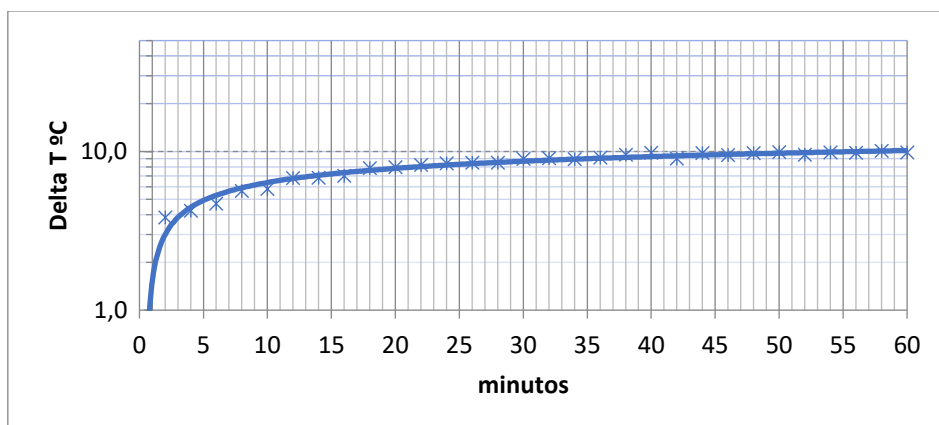


Figura 5. Evolución promedio de la temperatura para el mecanismo con poleas de 26 dientes.

3. RESULTADOS.

Se debe considerar que esta primera medición se realiza sin momento de torsión resistente, por lo que la temperatura desarrollada es función, mayormente, de la elasticidad viscosa de la correa. En estas condiciones, observando el resultado consignado de la Tabla 2 respecto de la Tabla 4 se observa que la temperatura de estabilización es menor en el segundo caso.

Es importante destacar que ello se produce a pesar de que la correa se expone a una mayor frecuencia de las tensiones variables, dado la reducción de la distancia entre centros respecto del mecanismo de poleas menores y aun considerando que se desplaza a una velocidad lineal de $8,05/5,88 = 1,369$ veces mayor.

La temperatura de equilibrio inferior se puede asociar a una mejora en el rendimiento mecánico del mecanismo. Con el fin de obtener otros parámetros de comparación, se calcula el “Gradiente” de crecimiento de temperatura para cada curva promedio en tres instantes: “Gradiente inicial”; “Gradiente a los 15 minutos” y “Gradiente a los 40 minutos”. La Figura 6 y la Figura 7 indican este concepto.

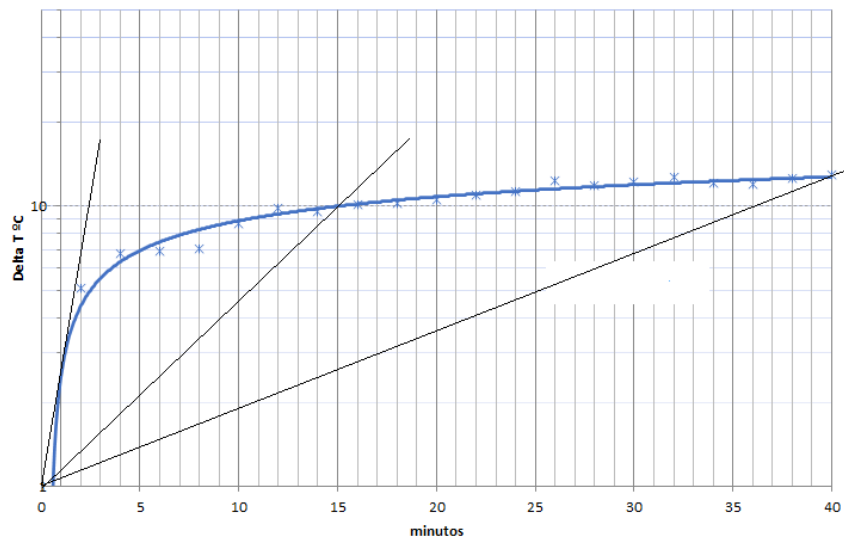


Figura 6. Gradientes para el mecanismo de poleas de 19 dientes

La expresión que identifica la curva es:

$$Y = 2,7772 \ln(x) + 2,4987$$

Con la cual se puede calcular:

- a) Gradiente inicial. Es la tangente a la curva con una recta que parte de 0. Ello resulta al minuto 1,0. La temperatura promedio para ese momento es:

$$AT = 2,7772 \ln(1) + 2,4987 = 5,04^{\circ}C$$

De lo cual se obtiene el gradiente inicial: $\frac{5,04}{2,5} = 2,016 \left[\frac{^{\circ}C}{min} \right]$

- b) Gradiente de los 15 minutos: $AT = 2,7772 \ln(15) + 2,4987 = 10,01^{\circ}C$

Se obtiene: $\frac{10,01[^{\circ}C]}{15[min]} = 0,667^{\circ}C/min$

- c) Gradiente de los 40 minutos: $AT = 2,7772 \ln(40) + 2,4987 = 12,74^{\circ}C$

Se obtiene: $\frac{12,74[^{\circ}C]}{40[min]} = 0,318^{\circ}C/min$

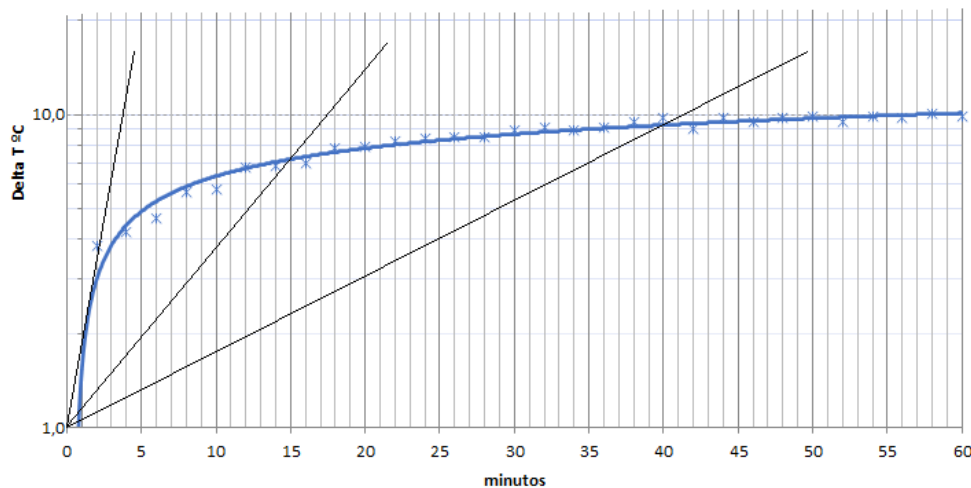


Figura 7. Gradientes para el mecanismo de poleas de 26 dientes.

La expresión que identifica la curva es:

$$Y = 2,1031 \ln(x) + 1,5303$$

Con la cual se puede calcular:

- d) Gradiente inicial. Es la tangente a la curva con una recta que parte de 0. Ello resulta a los 1,5 minutos. La temperatura promedio para ese momento es:

$$AT = 2,1031 \ln(1,5) + 1,5303 = 2,38^{\circ}C$$

De lo cual se obtiene el gradiente inicial: $\frac{2,38}{1,5} = 1,586 \left[\frac{^{\circ}C}{min} \right]$

- e) Gradiente de los 15 minutos: $AT = 2,1031 \ln(15) + 1,5303 = 7,225^{\circ}C$

Se obtiene: $\frac{7,225[^\circ\text{C}]}{15[\text{min}]} = 0,481^\circ\text{C}/\text{min}$

f) Gradiente de los 40 minutos: $AT = 2,1031 \ln(40) + 1,5303 = 9,288^\circ\text{C}$

Se obtiene: $\frac{9,288[^\circ\text{C}]}{40[\text{min}]} = 0,232^\circ\text{C}/\text{min}$

4. CONCLUSIONES PRELIMINARES Y PROPUESTAS A FUTURO.

La Tabla 5 muestra el resultado comparado de los gradientes. De la misma se deduce que, para esta primera etapa de la investigación, el crecimiento por minuto de la temperatura en el mecanismo de poleas de 19 dientes es más rápido que en el de 26 dientes, tal como se planteaba en una de las hipótesis.

Tabla 5. Comparación de gradientes de crecimiento de la temperatura según el mecanismo

Mecanismo con	Gradiente inicial. [°C/min]	Gradiente a los 15 minutos. [°C/min]	Gradiente a los 40 minutos. [°C/min]
poleas de 19 dientes	2,016	0,667	0,318
poleas de 26 dientes	1,586	0,481	0,232

Los resultados mostrados deben ser tomados como preliminares. Se deben realizar más mediciones de temperatura con otros juegos de poleas para certificar estos valores. Los ensayos con momentos de torsión resistentes de distintos valores crecientes pueden arrojar resultados interesantes, ya que, a mayor diámetro de polea, la fuerza periférica disminuye, lo que podría generar una diferencia de temperatura más significativa del mecanismo con poleas mayores respecto de aquel con poleas de menores dimensiones.

AGRADECIMIENTOS.

Los autores agradecen a la Asociación APUEMFI por el financiamiento en la adquisición de los materiales; a la empresa Antrieb Sudamericana SA por el aporte de mecanizados y accesorios de adaptación al banco de pruebas.

REFERENCIAS

- [1] Budynas, Richard G., Nisbett, J. Keith. *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. 8ª Edición. Editorial McGraw Hill/Interamericana Editores SA de CV. México. 2008.

- [2] Palmgren, Hans. The V-belt Handbook. Hans Palmgren and Studentlitteratur 1986. Sweden.
- [3] S. Sundararaman, S.; Hu, J.; Chen, J.; Chandrashekhara, K. *Temperature dependent fatigue-failure analysis of V-ribbed serpentine belts*. International Journal of Fatigue. Volume 31, Issues 8–9, August–September 2009, Pages 1262-1270.
- [4] Dag Fritzson. *Friction of elastomer composites: Influence of Surface temperatura, sliding speed and pressure*. Wear, 139 (1990) 17-32.
- [5] Merghache, Sidi Mohammed; El Amine Ghernaout, Mohamed. *Experimental and numerical study of heat transfer through a synchronous belt transmission type AT10*. Applied Thermal Engineering 127. 2017. Pages. 705-717.
- [6] Wenbo Li; Xiaojie Zhang; Yuanyuan Shang; Qi Chen; Chunhua Chen; Zhenxiang Xin. *Investigation of dynamic heat generation and transfer behavior and energy dissipation for nonlinear synchronous belt transmiión*. Applied Thermal Engineering. 144. 2018. Pp. 457-468.
- [7] Zuqing Yu; Yaqi Cui; Qun Zhang; Jian Liu; Yuxiang Qin. *Thermo-mechanical coupled analysis of V-belt drive system via absolute nodal coordinate formulation*. Mechanism and Machine Theory, 174. 2022. 104906.
- [8] Cengel, Yunus, A.; Ghajar, Afshin, J. *Transferencia de calor y Masa. Fundamentos y aplicaciones*. 4° Edición. McGraw-Hill. 2011.