



PONTIFICIA
UNIVERSIDAD
CATÓLICA DE
VALPARAÍSO



Francisco Alejandro Soto Cifuentes

Evaluación térmica de motor de inducción impulsor de prensa excéntrica en función de ciclo de trabajo

Informe Proyecto de Título de Ingeniero Civil Eléctrico



**Escuela de Ingeniería Eléctrica
Facultad de Ingeniería**

Valparaíso, 09 de abril de 2018



Evaluación térmica de motor de inducción impulsor de prensa excéntrica en función de ciclo de trabajo

Francisco Alejandro Soto Cifuentes

Informe Final para optar al título de Ingeniero Civil Eléctrico,
aprobada por la comisión de la
Escuela de Ingeniería Eléctrica de la
Facultad de Ingeniería de la
Pontificia Universidad Católica de Valparaíso
conformada por

Sr. Jorge Medina Hanke
Profesor Guía

Sr. Domingo Ruiz Caballero
Segundo Revisor

Sr. Sebastián Fingerhuth Massmann
Secretario Académico

Valparaíso, 09 de abril de 2018

“Hay hombres que luchan un día y son buenos. Hay otros que luchan un año y son mejores. Hay quienes luchan muchos años y son muy buenos. Pero hay los que luchan toda la vida: esos son los imprescindibles” - Bertolt Brecht.

Dedicado a mi abuelo Q.E.P.D, mis padres y mi novia.

Agradecimientos

Se cierra un lindo ciclo, el final de un largo camino lleno de muchas emociones y experiencias, pero con la satisfacción de haber dado lo mejor de mí en cada instancia para alcanzar el objetivo. Todo esto no hubiera sido posible sin el apoyo fundamental de mi familia y profesores.

Quiero expresar mi más profundo y sincero agradecimiento a los profesores que con su ayuda colaboraron en la realización de la presente tesis. Al profesor Jorge Medina Hanke por el tiempo dedicado a compartir su experiencia y sabiduría, al profesor Domingo Ruiz Caballero por sus conocimientos y consejos, al profesor Werner Jara Montecinos por su disposición a colaborar y su visión crítica. A cada uno de ellos mis agradecimientos por el apoyo brindado y los conocimientos entregados dentro del aula durante mi formación profesional.

A mis Padres Ximena Cifuentes Valenzuela y Luis Soto Toledo, a quienes debo mi formación como persona y profesional, contando con su apoyo incondicional desde el primer momento, así como también en momentos de dificultad. Agradezco cada uno de sus sacrificios y el haberme entregado la tranquilidad en el desarrollo de este proceso. A mi hermano Cristian Soto Cifuentes, agradecer su compañía y apoyo durante los últimos años de mi carrera.

A mi novia Alejandra Guerrero Ávila, por ser mi fiel compañera en este camino, siempre motivándome, alentándome a mejorar, por su experiencia y opiniones acertadas, además de confiar en mis capacidades. En quien encontré el amor, sustento y apoyo incondicional durante este proceso. Sin dudas, marcando un antes y un después en mi vida personal y profesional.

Por último a mis tíos Ximena Soto Toledo y Carlos Moris Pino, de quienes estaré eternamente agradecido, ya que facilitaron mi estadía en Valparaíso.

Sé que quedaron muchas personas fuera de estas palabras, pero jamás quedaran fuera de mi corazón a todos quienes integran mi familia y mi círculo de amigos y compañeros de la Escuela de Ingeniería Eléctrica, para cada uno de ellos mis agradecimientos por su apoyo en distintos momentos de mi formación profesional.

Valparaíso, 9 de abril de 2018

Francisco Soto Cifuentes

Resumen

Hoy en día, el nivel de industrialización global no puede ser imaginado sin la utilización de mecanismos accionados por motores eléctricos. Un claro ejemplo es la prensa excéntrica impulsada por un motor de inducción. Su uso industrial va desde corte y doblado, hasta embutido de diversas partes metálicas.

El estudio se centra en comprender el funcionamiento de la prensa, el volante de inercia, la correa de transmisión y principalmente evaluar el efecto de la carga sobre el motor de inducción desde el punto de vista térmico de su operación. Todo esto motivado por el ciclo de trabajo de cortes consecutivos de la prensa, los cuales elevan la temperatura del motor de inducción sobre el rango de operación con carga nominal.

Para esto, se modela una prensa excéntrica de 40 toneladas de fuerza con un motor de inducción de 2HP, obteniendo los esfuerzos mecánicos transferidos desde el volante de inercia, hacia el motor por medio de una correa de transmisión. De acuerdo a esto se define el ciclo de trabajo y son evaluadas las pérdidas eléctricas y magnéticas que generan calor en la máquina.

Palabras claves: prensa excéntrica, motor de inducción, modelo térmico, ciclo de trabajo.

Abstract

Nowadays, global industrialization can not be imagined without using mechanisms driven by electric motors. As an example, the eccentric press, driven by an induction motor. Its industrial use goes from cut and fold, to metal parts inlay.

This investigation is focused on understanding the eccentric press operation, the flywheel effect, transmission band, and mainly in evaluating the the induction motor load duty from a thermal point of view of its operation. This, caused for the work cycle of consecutive cuts of the press, which raise the motor temperature over the operation range with nominal loading.

According to this, an eccentric press of 40 force tons, with an induction motor of 2HP, getting the mechanic efforts transferred by the flywheel the motor through a transmission band is modelated. Due to this, the work cycle is defined and the electric and magnetic loss generated into the machine is evaluated.

The investigation is done through the use of simulation softwares as; Metlab, Simulink and Motor CAD. In this way, results of the thermal model, based on concentrated parameters development. It is shown that in operating temperature increases over the rating service, when it drives the eccentric press

Key words: eccentric press, induction motor, thermal model, duty cycle.

Índice general

Introducción.....	1
Objetivo general.....	4
1 Antecedentes generales.....	5
1.1 Descripción del problema.....	5
1.2 Objetivos.....	6
1.2.1 Objetivo general.....	6
1.2.2 Objetivos específicos.....	6
1.3 Justificación del estudio.....	7
1.4 Alcances del estudio.....	7
2 Marco teórico.....	8
2.1 Prensa excéntrica.....	8
2.1.1 Sistema de transferencia de energía : biela-manivela.....	10
2.1.2 Fuerza útil durante el corte.....	11
2.2 Volante de inercia.....	12
2.2.1 Transferencia de energía: Correas de transmisión.....	13
2.3 Motor de inducción.....	15
2.3.1 Clasificación del motor según su torque.....	16
2.3.2 Comportamiento térmico del motor de inducción.....	17
2.3.3 Temperatura limite, aislamiento y degradación térmica.....	22
2.3.4 Modelo térmico del motor de inducción.....	25
3 Desarrollo de investigación.....	35
3.1 Parametros de diseño.....	35
3.2 Sistema biela-manivela.....	36
3.3 Volante de inercia.....	38
3.3.1 Consideraciones para el volante de inercia.....	41
3.3.2 Tiempo de ciclo.....	41
3.4 Aceleración, torque y fuerza transmitida en el volante de inercia.....	43
3.5 Torque mecánico en el motor.....	45
3.6 Delizamiento de la correa de transmisión.....	46

4 Resultado de la investigación	47
4.1 Resultado de simulación	48
4.1.1 Torque electromagnético	48
4.1.2 Velocidad del motor de inducción.....	48
4.1.3 Corriente de fase del estator	49
4.2 Ciclos de trabajo y pérdidas asociada	49
4.2.1 Servicio continuo S1: Carga en función del torque	50
4.2.2 Servicio S6: Impuesto por la prensa.....	50
4.3 Simulación del modelo térmico del motor del inducción.....	51
4.4 Simulación servicio S1	54
4.4.1 Motor operando sin carga mecánic	54
4.4.2 Motor operando a torque nominal	55
4.5 Simulación servicio S6: prensa excéntrica.....	56
4.5.1 Perfil de temperatura por Metodo Elementos Finitos (FEM)	57
4.6 Análisis y discusión de resultados	58
 Discusión y conclusiones.....	 61
 Bibliografía	 64

Introducción

Desde comienzos de la revolución industrial hasta la actualidad, la invención de máquinas ha perseguido aumentar la productividad, prescindir de mano de obra, mejorar procesos productivos, obtener más utilidades o simplemente evitar fallas humanas, reemplazando un operario por la precisión de una máquina. En un comienzo fueron máquinas impulsadas a vapor que dieron origen a las primeras plantas industriales alimentadas principalmente, por carbón mineral. Luego, el desarrollo tecnológico dio paso a la aplicación de la energía eléctrica y esto dio paso a la introducción de los motores eléctricos a la industria. Hoy en día, es inconcebible la idea de una industria sin la presencia de motores eléctricos, principalmente impulsado por el nivel de electrificación mundial y precios cada vez más bajos de esta en comparación con otras fuentes de energía derivados de combustible fósiles. Estos son utilizados en una amplia gama de aplicaciones en plantas industriales y mineras como ventiladores, sopladores, bombas, compresores, cintas transportadoras, movilizandovolantes, troqueladoras y cortadoras entre otros.

Dentro de la familia de motores, son los de inducción los que llevan la delantera comparativamente por sobre otros tipos de motor (sincrónicos, continuos o de imanes permanentes) en cuanto a su construcción, mantenimiento, índice de fallas y sus dos principales ventajas: la posibilidad de variar su velocidad permitiendo afrontar distintos tipos de torque mecánico en su eje por medio de accionamiento por elementos de estado sólido como variadores de frecuencia y su baja relación costo-beneficio.

Retomando la idea de la utilización de máquinas a nivel industrial, un claro ejemplo es el caso de las prensas, tanto hidráulicas como mecánicas las que difieren del método como consiguen la energía necesaria para funcionar, las primeras por medio de un fluido bajo presión y las segundas impulsadas por motores eléctricos. Dentro de esta denominación se encuentran las prensas

excéntricas, llamadas de esta manera por su principio de funcionamiento: sistema bielamanivela.

Las prensas excéntricas son utilizadas para el troquelado de láminas metálicas y forman parte importante dentro de las líneas de producción industrializada con miles de piezas fabricadas de esta manera, las que posteriormente son ensambladas para obtener el producto final. Una de las características relevantes de este tipo de prensas es que son capaces de confeccionar una gran cantidad de piezas en breves lapsus de tiempo, permitiendo que funcionen en periodos de tiempo prolongados realizando corte, doblado o embutido de distintas partes. También, cuentan con una gran versatilidad, dado que pueden ser ajustadas según los requerimientos del producto final que se desee obtener, así como también es factible intercambiar el punzón con distintas formas según la pieza a conformar.

El presente estudio está motivado por el tiempo y forma de funcionamiento de la prensa excéntrica. Este resulta ser continuo en el tiempo y a su vez, al tratarse de una carga mecánica pulsada en intervalos de tiempo, en los cuales son realizados los cortes del material metálico a conformar por parte de la prensa supone una forma de operación particular para el motor de inducción. Es tomado en cuenta como peor caso el corte de piezas metálicas por sobre el doblado o embutido puesto que durante el corte es donde mayor fuerza debe ejercerse. Este ciclo de trabajo debe ser definido como punto de partida, lo que posteriormente permitirá conocer las implicancias que tendrá para el motor de inducción.

Desde ya se puede predecir que la variación pulsada del torque mecánico demandado por la prensa implicará en una demanda pulsada de corriente a través del estator del motor de inducción, lo que puede afectar a la sobreelevación de la temperatura por sobre un rango aceptablemente esperado, por tanto, es posible plantear la siguiente hipótesis de investigación:

El motor de inducción con una prensa excéntrica como carga, tendrá un comportamiento térmico por sobre la característica nominal, pudiendo alcanzar condiciones que dañen sus componentes en el mediano y largo plazo.

Una vez que se ha concebido la idea de investigación, el estudiante desarrolla un trabajo previo de investigación que permita plantear el problema, presentando los objetivos, justificación, alcances y una breve descripción del estudio. Un problema bien planteado y acotado desde su

inicio permitirá reducir el esfuerzo aplicado en el desarrollo de la investigación centrándose en las tareas relevantes para alcanzar los objetivos.

La motivación siguiente es desarrollar una buena metodología de investigación que de sustento y peso a los análisis que se realizan posteriormente. Se seguirán los siguientes pasos durante el desarrollo: Creación del marco teórico, construcción de modelos, simulación de modelos, análisis de resultados y comparación final respecto a los objetivos fijados y los resultados esperados. [1]

El marco teórico es un proceso de inmersión en el conocimiento existente y disponible que está vinculado con el planteamiento del problema. Siendo este un compendio escrito de artículos, libros y otros documentos que describen el estado pasado y actual del conocimiento del problema de estudio, que permite sustentarlo teóricamente.

La construcción de los modelos se basa en los antecedentes bibliográficos obtenidos en el marco teórico. Se obtendrán los parámetros más relevantes que rigen el comportamiento de cada componente del sistema prensa excéntrica-motor de inducción. De este análisis surgirán los parámetros más relevantes que serán ingresados a los correspondientes modelamientos teóricos del sistema.

Con dichos modelos, respaldados por la teoría se iniciará el siguiente paso dentro del estudio del comportamiento térmico, asumiendo la hipótesis mencionada anteriormente.

Luego de haber obtenido los modelos correspondientes, estos se tomarán como base para el modelamiento a través de software. Con esto se tendrá un alcance a la realidad del modelo general del sistema, teniendo siempre presente que dichos modelos son reducidos o simplificaciones, que además pueden contener errores dentro del modelamiento teóricos y dentro de los algoritmos que utilizan cada software del programa para buscar la solución del problema. Dicho esto, las simulaciones serán sólo acercamientos a los procesos reales.

Para esto se utilizará como base referencial los siguientes softwares: Matlab, Simulink y Motor CAD

Los resultados esperados se desarrollan en torno a la hipótesis planteada en conjunto con los objetivos establecidos como definición de la problemática. De este modo, se desarrollará el estudio tendiente a alcanzar los objetivos planteados esperando corroborar la hipótesis planteada como motivación del estudio.

En cuanto a la hipótesis planteada, se torna relevante prever el comportamiento térmico como fue planteado con el fin de evitar fallas innecesarias en máquinas de este tipo, lo que implicaría en pérdidas de productividad, podría generar cuellos de botella dentro de la industria debido a la falta de una de las máquinas, o simplemente no contar con esta por un determinado tiempo por no encontrarse operativa. Esto requerirá que el motor sea refaccionado o deba ser sustituido con el consiguiente costo de oportunidad y costo de reposición por daño severo de este.

Objetivo general

Evaluar el comportamiento térmico de un motor de inducción que impulsa una prensa excéntrica.

1 Antecedentes generales

1.1 Descripción del problema

La selección del motor indicado que preste las solicitaciones de la carga está determinado por una serie características externas al motor como la red de alimentación, el ambiente de trabajo, junto con las características más relevantes, la relacionada a la carga que accionará el motor. Esta rige el comportamiento torque-velocidad, el ciclo de trabajo, y su relación temporal en el arranque, además de definir el rango de potencia que debe proveer el motor a la carga mecánica. Teniendo presentes dichas consideraciones, es posible definir el tipo de motor apropiado que cuente con las características necesarias de operación. [2]

El tipo de motor a evaluar es el motor de inducción, dada su versatilidad para trabajar accionando distintos tipos de cargas, y principalmente su característica costo-beneficio por sobre otros tipos de máquinas eléctricas rotativas, en cuanto a sus prestaciones de torque-velocidad, mantenimiento, índice de fallas, entre otras.

El caso de estudio pretende abordar una problemática que puede presentarse durante la operación del motor de inducción, la sobreelevación de la temperatura sobre rangos aceptables debido a las pérdidas. Consideración pocas veces tomada en cuenta o lisa y llanamente sin prestar la debida atención a la hora de seleccionar un motor para una determinada carga, ignorando los problemas que puede traer dicha omisión en el mediano y largo plazo.

La evaluación del comportamiento térmico del motor de inducción es realizada para una carga particular, la prensa excéntrica. Esta exigirá al motor una forma particular de operación debido al proceso que realiza durante su funcionamiento. Se trata de una maquinaria industrial ampliamente utilizada en la confección de partes de máquinas o pequeñas piezas de metal con distintos usos a partir de troquelado.

El troquelado de piezas metálicas, se realiza en ciclos de tiempo suficientes que permiten el ingreso del material a trabajar, el accionamiento mecánico de la prensa y el periodo de preparación para la confección de la siguiente pieza. Durante la operación el motor se ve sometido a una serie de esfuerzos de diversos tipos. Estos pueden ser tanto mecánicos como eléctricos, además de esfuerzos térmicos no despreciables a la hora de garantizar la correcta operación del motor en post de prolongar su vida útil y del aislamiento de los devanados.

La problemática surge al momento de analizar el comportamiento que tiene el motor al afrontar las sollicitaciones de la carga. Este alcanza la velocidad impuesta por la característica torque-velocidad al igualar el torque eléctrico con el torque mecánico. Se transfiere el movimiento a través de las correas acopladas al volante de inercia de la prensa, el que tiene un diámetro superior, por ende, desarrolla una velocidad menor. Acoplado al volante por medio de un cigüeñal, el que cumple la función de eje excéntrico, bajo el principio de funcionamiento de biela-manivela (carro porta punzón), encargados de convertir el movimiento circular en lineal. De esta forma se obtiene el golpe lineal ejercido por la prensa al material a troquelar. Luego de esta acción ejecutada por parte de la prensa, se provoca una disminución abrupta de la velocidad del volante de inercia, la cual es reflejada en el eje del motor.

Una vez ejecutada la acción de corte de la chapa metálica por la prensa, el motor aumenta el torque eléctrico para igualarlo al torque mecánico requerido por el volante de inercia, recuperando la energía necesaria para el corte. Dado que el torque eléctrico del motor de inducción es proporcional a la corriente, necesariamente debe aumentar los requerimientos de corriente desde la red para alcanzar nuevamente el estado estacionario de operación, antes de afrontar el siguiente golpe de la prensa.

Desde el punto de vista térmico del motor, al requerir mayor flujo de corriente a través de los devanados del estator, aumentan las pérdidas de Joule, las que son proporcionales al cuadrado de la corriente eficaz por la resistencia del devanado de la máquina por consiguiente se registra mayor disipación de energía en forma de calor.

Este proceso se realiza cíclicamente por lo que es válido inferir que los gradientes de temperatura pueden afectar la operación del motor en el mediano y largo plazo. Por tanto, el estudio pretende afrontar el modelamiento térmico de un motor de inducción, el que refleje una aproximación aceptable de las temperaturas de operación que tiene el motor inducción y a partir de esta estimación decidir sobre el correcto aislamiento que requiere la máquina.

1.2 Objetivos

El estudio de la problemática expuesta plantea objetivos generales y específicos destinados a dar respuesta a cuál es el comportamiento térmico del motor accionando una prensa excéntrica.

1.2.1 Objetivo general

Evaluar el comportamiento térmico de un motor de inducción que impulsa una prensa excéntrica.

1.2.2 Objetivos específicos

- Estudiar la operación y dimensionamiento de una prensa excéntrica y el efecto del volante de inercia.
- Analizar el impacto del ciclo de trabajo en el comportamiento térmico del motor.
- Modelar y simular el sistema desde el punto de vista térmico del motor.

1.3 Justificación del estudio

En la actualidad un alto porcentaje de los procesos industriales requieren de utilización de motores eléctricos dentro de sus líneas productivas, siendo de importancia que estos operen bajo las condiciones requeridas y cumplan satisfactoriamente con metas de productividad, por lo cual es imperante que presten un servicio continuo, libre de fallas y condiciones anormales. Esto permite reducir costos de reposición por fallas, reducir pérdidas de producción, entre otros costos asociados a fallas de operación.

Lo anterior implica poner especial cuidado en la etapa de diseño y la toma de decisión sobre el motor a seleccionar para una determinada aplicación, considerando sus aspectos constructivos y prestaciones mecánicas. A su vez, serán importantes los esfuerzos mecánicos, eléctricos y térmicos a los que se encuentra sometido el motor durante su funcionamiento.

El estudio el comportamiento térmico del motor es relevante para prolongar la duración de sus componentes y la vida útil de operación tomando en cuenta los puntos críticos de la máquina, entre los que destacan: devanados del estator, la chapa magnética, las barras del rotor y los rodamientos.

Con esta evaluación se consigue que el motor soporte las exigencias impuestas por una prensa excéntrica diseñada para el troquelado de piezas metálicas, disminuyendo la probabilidad de posibles fallas debido a la sobrelevación de temperatura por sobre rangos aceptables.

1.4 Alcances del estudio

El presente estudio evalúa el comportamiento térmico que experimenta un motor de inducción que impulsa una prensa excéntrica de procedencia estadounidense fabricada por E.W. Bliss Co., la cual tiene una capacidad nominal de 40 [Ton] de fuerza, con una velocidad de 100 cortes por minuto. Esta prensa tiene una velocidad de operación de 114[RPM] impuesta por el volante de inercia de fundición de 186 [kg] con un diámetro de 650[mm], acoplado a la polea motriz del motor de inducción de 100[mm] mediante correas de transmisión trapezoidales. El motor de inducción bajo estudio es conectado directamente a la red de alimentación trifásica en baja tensión de 380 [V] y a 50 [Hz]. La potencia asociada a los requerimientos de la prensa excéntrica es de 2[HP] y debido a la velocidad requerida por el volante de inercia, el motor de inducción debe ser de 8 polos.

2 Marco teórico

El estudio se enfoca en las partes constitutivas del sistema completo que integran la maquinaria industrial: La prensa excéntrica como elemento de corte, el volante de inercia como almacenador de energía y el motor de inducción encargado de realizar la conversión de energía eléctrica en mecánica transferida al volante de inercia. Se detallan a continuación cada uno de estos elementos en cuanto a sus detalles más importante que influirán en el modelamiento térmico del motor de inducción.

2.1 Prensa excéntrica

El ciclo de trabajo relativo al troquelado consiste en definir una serie de operaciones tecnológicas que transforman una forma inicial en otra pieza final que cumpla con las condiciones de diseño. De este modo, este conjunto de operaciones con las cuales se busca, someter una chapa plana a una o más transformaciones, con el fin de obtener una pieza con una forma geométrica apropiada (sin producir viruta). La chapa es sometida a elaboración plástica y se consigue mediante troqueles o herramental montados, según sus fines sobre máquinas denominadas prensas.

Las prensas son esencialmente máquinas destinadas a realizar trabajos de corte o deformación de metales en láminas. Se componen de una estructura fija o bastidor y de un conjunto móvil; un mecanismo de accionamiento que realiza movimientos rectilíneos perpendiculares a la mesa de manera alternada.

Existen prensas de tipo mecánicas dadas la transmisión mecánica del movimiento por medio de un motor eléctrico y prensas tipo hidráulicas que realizan el esfuerzo por medio de un fluido. Otras clasificaciones vendrán dadas por la forma del bastidor, prensas de arcada (Fig. 2-1) y prensas cuello de cisne (Fig. 2-2), o por ejemplo por el número de carros: de efecto simple, doble y triple [3].

Las prensas excéntricas son ampliamente utilizadas a nivel industrial. Ellas producen miles de piezas diferentes, desde pequeñas piezas de instrumentos hasta grandes piezas de automóvil e industriales. Las operaciones que realizan comprenden recortado, desbarbado, doblado, conformado y embutido.

Cuentan con un bastidor tipo cuello de cisne, el cual permite la carga y descarga de la chapa de manera frontal. Está provista de un mazo sencillo que al ser disparado provoca el descenso del punzón y es conformada la pieza entre el punzón y la matriz. Se obtiene la pieza final, se retira la chapa ya trabajada y se vuelve a repetir el proceso para continuar la producción de más piezas similares. Esto permite realizar en un corto tiempo una gran cantidad de piezas con la misma forma y dimensiones para el cual fue diseñado el troquel de corte.



Figura 2-1: Prensa de arcada (Fuente: <http://www.rastromaquinas.com>)



Figura 2-2: Prensa cuello de cisne (Fuente: <https://www.solostocks.com>)

La prensa excéntrica es capaz de desarrollar en el momento oportuno una fuerza suficiente para vencer las resistencias opuestas por el material durante el corte, doblado o embutido. En general, las prensas excéntricas ofrecen la posibilidad de regular la excentricidad y la longitud de la biela. Esto permite obtener una carrera mínima y máxima del mazo, así como también la altura mínima y máxima respecto del plano inferior de la corredera hacia el plano de la mesa.

La fuerza indicada por los fabricantes de prensas es la máxima desarrollada casi al final de la carrera del mazo, por consiguiente el valor resultante del cálculo de la fuerza necesaria para el corte de una pieza a partir de una chapa [4].

$$F = P \cdot \sigma_c \cdot e \quad (2-1)$$

Donde, F es la fuerza requerida para el corte en $[N]$, P el perímetro de figura en $[mm]$, σ_c el esfuerzo cortante dado por el material de la chapa en $[MPa]$ y por último e , el espesor de la chapa en $[mm]$.

Cabe destacar que la fuerza nominal de la prensa suele ser dada para cierta distancia fija del PMI (Punto muerto inferior), esto es $1/2''$ antes del final de la carrera. Esta fuerza queda indicada en Toneladas, que es equivalente a $10.000 [N]$ de fuerza.

2.1.1 Sistema de transferencia de energía : biela-manivela

El mecanismo de biela y manivela tiene por objeto transformar el movimiento circular de rotación en movimiento rectilíneo alternativo. Es un mecanismo ampliamente utilizado en máquinas de vapor, motores de combustión interna, bombas y máquinas de corte [5].

Su funcionamiento tiene gran impacto en la fuerza aplicada a la chapa metálica que se requiere cortar, se realiza el siguiente análisis cinemático, para un sistema de excentricidad R en $[mm]$ y largo de biela L en $[mm]$. El desplazamiento que tiene el carro porta punzón de la prensa viene dado por X mostrado en la Figura 2-3 y está en función de la posición angular α en grados. [6]

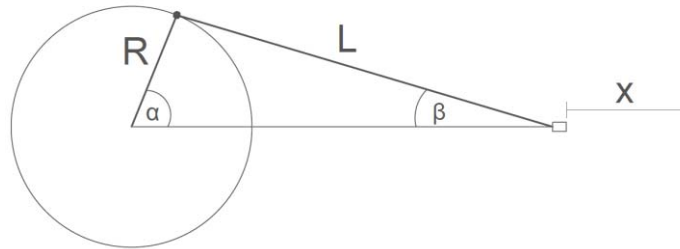


Figura 2-3: Diagrama biela-manivela

$$\begin{aligned}
 X &= R + L - R \cos \alpha - L \cos \beta & (2-2) \\
 &= R(1 - \cos \alpha) + L(1 - \cos \beta) \\
 &= R(1 - \cos \alpha) + L(1 - \sqrt{1 - \sin^2 \beta})
 \end{aligned}$$

De la figura 2-3, se deduce:

$$L \sin \beta = R \sin \alpha \rightarrow \sin \beta = \frac{R}{L} \sin \alpha$$

$$X = R(1 - \cos \alpha) + L \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L} \sin \alpha \right)^2} \right) \quad [mm]$$

Esta es la fórmula exacta, pero puede obtenerse una simplificación desarrollando la serie binomial de la raíz, tomando solo los 2 primeros términos de la expresión, finalmente la posición del carro es:

$$X = R(1 - \cos \alpha) + \frac{R^2}{2L} \sin^2 \alpha \quad [mm] \quad (2-3)$$

La derivada con respecto del tiempo de la expresión 2-2, describe la velocidad de desplazamiento del carro para distintas posiciones angulares. Donde ω es la velocidad angular de desplazamiento del volante de inercia en $[rad/s]$.

$$V = R \cdot \omega \left(\sin \alpha + \frac{R}{2L} \sin 2\alpha \right) \quad [mm/s] \quad (2-4)$$

A su vez, derivando la expresión 2-3 con respecto al tiempo, se obtiene la aceleración desarrollada por el carro.

$$a = R \cdot \omega^2 \left(\cos \alpha + \frac{R}{L} \cos 2\alpha \right) \quad [mm/s^2] \quad (2-5)$$

2.1.2 Fuerza útil durante el corte

Dadas las condiciones geométricas de la prensa, esta no desarrolla la misma fuerza en todos sus puntos, sino que esta queda determinada por el instante en el cual debe realizar dicho esfuerzo cortante. En la Figura 2-4, se muestra una representación similar a la anterior de la prensa, pero se distinguen la fuerza tangencial F_t , la fuerza que aplica la biela durante la carrera Q y la fuerza útil que aplicará casi al final de la carrera P . Todas las fuerzas dimensionadas en $[N]$. La fuerza tangencial se puede aproximar a la entregada por el fabricante de la prensa. [4]

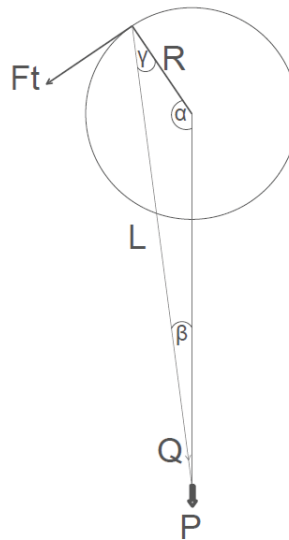


Figura 2-4: Diagrama Fuerza Útil Aplicada

$$Q = \frac{F_t}{\sin(180^\circ - \alpha - \beta)} \quad [N] \quad (2-6)$$

Desarrollando la expresión trigonométrica de la ecuación 2-5.

$$\sin(180^\circ - \alpha - \beta) = \sin(\alpha + \beta) = \sin \alpha \cdot \cos \beta + \sin \beta \cdot \cos \alpha \quad (2-7)$$

A partir de la figura se pueden inferir $\sin \beta$ y $\cos \beta$:

$$\sin \beta = \frac{R}{L} \sin \alpha \quad (2-8)$$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L} \sin \alpha\right)^2} \approx 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{R}{L} \sin \alpha\right)^2 \quad (2-9)$$

Se sabe gráficamente que la fuerza P está dada por la siguiente expresión:

$$P = Q \cos \beta \quad [N] \quad (2-10)$$

Reemplazando (2-5), (2-6), (2-7) y (2-8) en (2-9), se obtiene la expresión de fuerza útil que se aplica en la prensa en función del ángulo en grados.

$$P = \frac{F_t \left(1 - \frac{1}{2} \left(\frac{R}{L} \sin \alpha\right)^2\right)}{\sin \alpha \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{R}{L} \sin \alpha\right)^2 + \frac{R}{L} \cos \alpha\right]} \quad [N] \quad (2-11)$$

Luego es posible obtener el par que desarrolla la prensa con respecto al volante de inercia, en el instante dado por el ángulo α en grados.

$$PAR = P \cdot R \sin \alpha \quad [Nm] \quad (2-12)$$

2.2 Volante de inercia

Un volante de inercia es un dispositivo que almacena energía. Absorbe energía mecánica aumentando su velocidad angular y la suministra reduciendo dicha velocidad. Por lo general, se utiliza el volante para suavizar el flujo de energía entre la fuente de energía y su carga, cuando esta es pulsatoria. La energía del volante E viene dada por la siguiente ecuación [7]:

$$E = \frac{1}{2} \cdot J \cdot \omega^2 \quad (2-13)$$

Donde J es el momento de inercia del disco y ω la velocidad angular a la que gira el volante. Para el cálculo del momento de inercia del volante, se considera el momento de inercia de un disco de masa m y de radio r .

$$J = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2 \quad (2-14)$$

Para el caso de estudio, la polea motriz del motor eléctrico transfiere por medio de correas trapezoidales su movimiento al volante de inercia (Fig. 2-5). En el caso de que la prensa excéntrica no contara con este dispositivo, el motor tendría que suministrar directamente la energía necesaria para el trabajo, lo que trae como consecuencia la necesidad de contar con un motor de mayor potencia, por ende, se haría un mal uso del motor en cuanto a su potencia, puesto que el tiempo real de trabajo es muy corto en comparación al tiempo que tarda en conformar una pieza.



Figura 2-5: Volante de inercia de prensa excéntrica (Fuente: <http://www.aulafacil.com>)

Estos dispositivos de almacenamiento de energía son empleados para controlar la variación de velocidad de la máquina, el cual distribuye la energía dentro de un ciclo por medio de variaciones mínimas de velocidad. La variación de velocidad en la prensa queda limitada como máximo un 20% indicado por fabricantes, para resguardar la eficiencia de este en relación al costo de producción, optimizando su diseño. Bajo este umbral, el rendimiento de la prensa es bajo, debido a que el volante no alcanza a retomar la velocidad nominal antes del siguiente corte [8].

2.2.1 Transferencia de energía: Correas de transmisión

Las correas se utilizan para transmitir potencia de un eje a otro, cuando no se necesita mantener una relación de velocidad constante exacta (puede variar por efectos del estiramiento de las correas y un deslizamiento respecto al volante).

Las correas resultan ser una buena solución en cuanto al sistema de acoplo entre el volante de inercia y el eje del motor, puesto que libera al motor de esfuerzos al momento de ejecutar el corte por parte de la prensa. Las correas tipo V presentan un leve resbalamiento (menor magnitud que correas planas) y se genera una diferencia de tensiones con T_1 para el extremo tenso y T_2 para el lado flojo, dando origen a la siguiente expresión [6]:

$$T = T_1 - T_2 \quad [N] \quad (2-15)$$

La ecuación 2-15, denota la fuerza transferida al volante de inercia por parte del motor de inducción y la consiguiente potencia efectiva que transfiere la correa.

El diseño de una correa implica la selección adecuada para transmitir determinada potencia, la cual depende de factores constructivos de la correa de transmisión como el dimensionamiento, la velocidad de operación, relación de transmisión, distancia entre ejes, ángulo de contacto sobre las poleas, longitud primitiva de la correa y prestación base de potencia por correa (repercute en cantidad de correas necesarias). El cálculo debe hacerse a partir de catálogos de correas de transmisión donde los distintos fabricantes detallan el procedimiento adecuado dada la prestación necesaria que debe cumplir la correa en cuanto a horas de operación.

La relación de transmisión queda de la siguiente manera:

$$K = \frac{N}{n} = \frac{D}{d} \quad (2-16)$$

Donde:

K: Relación de transmisión

N: RPM polea menor (polea motriz)

n: RPM polea mayor (volante de inercia)

D: diámetro [mm] de la polea mayor (volante de inercia)

d: diámetro [mm] de la polea menor (polea motriz)

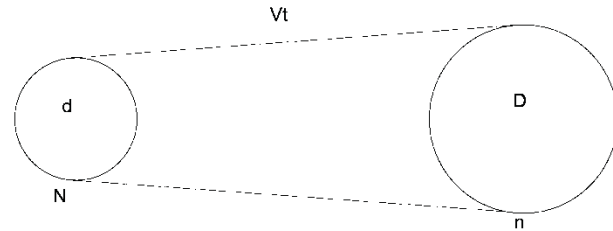


Figura 2-6: Relación de transmisión

Deslizamiento de la correa de transmisión

La transmisión de potencia por correas se caracteriza por su compresibilidad elástica. Presenta un ramal fuerte, donde la correa se estira y un ramal flojo donde la correa se encoje. La diferencia de longitudes existente entre los dos ramales de la correa (por diferencia de tensión) se compensa en el deslizamiento elástico entre la correa y la llanta de la polea. [9]

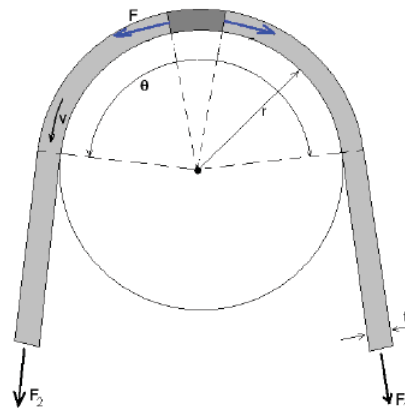


Figura 2-7: resbalamiento de correa sobre polea (Fuente: diseño mecánico: transmisión por correas – U.C.)

Se debe cumplir con la ecuación de Euler (2-17) para que se mantenga el equilibrio y no se produzca resbalamiento, donde T_1 y T_2 son las tensiones del ramal fuerte y flojo, θ el ángulo que abraza la correa en radianes, y μ el coeficiente de roce estático.

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\theta \cdot \mu} = m \quad (2-17)$$

2.3 Motor de inducción

Finalmente, el último componente del sistema es el motor de inducción, el cual es un convertidor electromecánico rotativo que basándose en los fenómenos de inducción y el par electromagnético transforma la energía eléctrica en energía mecánica que es transferida al volante de inercia.

El motor de inducción es alimentado por una fuente trifásica en un determinado nivel de tensión y frecuencia. Este produce un campo magnético giratorio en el entrehierro que gira a una velocidad sincrónica determinada por el número de polos del estator y la frecuencia de la red f_e . [10]

$$n_{sinc} = \frac{120 \cdot f_e}{P} \quad (2-18)$$

Constructivamente existe el rotor bobinado con un devanado similar al estator con la misma cantidad de polos. Los terminales del devanado del rotor se conectan a anillos colectores aislados que están montados en la flecha. Las escobillas de carbón que están montadas en estos anillos hacen que los terminales del rotor estén disponibles en la parte externa del motor, al cual es posible agregar resistencias en serie para variar la característica torque-velocidad del motor. Sin embargo, el tipo de rotor jaula de ardilla es el comúnmente utilizado en la mayoría de las aplicaciones. Consiste en una serie de barras conductoras dispuestas entre ranuras labradas en la cara del rotor y cortocircuitadas en cada extremo.

El rotor gira por efectos del campo giratorio producido por el estator a una velocidad menor a la sincrónica, lo que da origen al concepto de deslizamiento S , que describe el movimiento relativo entre las velocidades [11].

$$S = \frac{n_{sinc} - n}{n_{sinc}} \quad (2-19)$$

El motor de inducción tiene una característica torque-velocidad, que está en función del deslizamiento. Se distinguen 3 zonas de operación en la figura 2-9, el torque es positivo tanto para motor como para freno, siendo negativo cuando funciona como generador [2].

Por tanto, la potencia mecánica P que desarrollará el motor está dada en función de la velocidad del rotor ω y el torque T dado por la característica que presente el motor de inducción.

$$P = T \cdot \omega \quad (2-20)$$

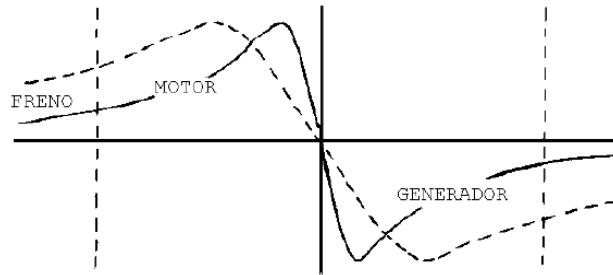


Figura 2-8: Característica Torque-Deslizamiento. (Fuente: Accionamiento eléctrico - J.M.H)

2.3.1 Clasificación del motor según su torque

La Asociación Nacional de Fabricantes Eléctricos (NEMA) ha desarrollado un sistema de identificación mediante letras para los motores comerciales, según las curvas características par-velocidad para cada diseño:

Diseño clase A

Es un motor de jaula de ardilla para un uso a velocidad constante. Sus principales características son:

- Buena capacidad de disipación de calor.
- Alta resistencia y baja reactancia al arranque.
- El par máximo esta entre 200% y 300% del par de plena carga y ocurre a un bajo deslizamiento.
- Aceleración bastante rápida hacia la velocidad nominal.
- Presenta la mejor regulación de velocidad, entre 2-4%.
- Corriente de arranque varía entre 5 y 7 veces la corriente nominal.
- Se utilizan en ventiladores, sopladoras y bombas.

Diseño clase B

Se les llama motores de propósito general. A este tipo pertenecen la mayoría de los motores con rotor de jaula de ardilla. A continuación, se resumen sus características:

- Par de arranque normal, baja corriente de arranque y bajo deslizamiento.
- Produce casi el mismo par de arranque que el diseño anterior.
- El par máximo es mayor o igual al 200% del par a carga nominal.
- Deslizamiento bajo (menor al 5%)
- Se prefieren sobre los diseños de clase A por requerir poca corriente de arranque.

Diseño clase C

- Alto par de arranque (entre 2 y 2,5 veces el nominal) con bajas corrientes de arranque (de 3,5 a 5 veces la nominal).

- Son contruidos con un motor de doble jaula.
- Bajo deslizamiento (menos del 5%) a plena carga.
- Debido a su alto par de arranque, acelera rápidamente.
- Cuando se emplea con cargas pesadas, se limita la disipación térmica del motor, ya que la mayor parte de la corriente se concentra en el devanado superior.
- Tiende a sobrecalentarse con arranques frecuentes.
- Se utilizan para cargas con alto par de arranque, como bombas, compresores y transportadores.

Diseño clase D

- También conocidos como de alto par y alta resistencia.
- Alto par de arranque (275% o más del nominal) y baja corriente de arranque.
- Alto deslizamiento a plena carga.
- La alta resistencia del rotor desplaza el par máximo hacia una velocidad muy baja.
- Diseñado para servicios pesado de arranque, en especial grandes volantes utilizados en troqueladoras o cortadoras.

También existente las clases E y F, llamados motores de inducción de arranque suave pero mayormente obsoletos o de uso poco frecuente.

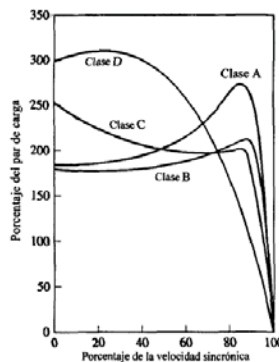


Figura 2-9: Clasificación según torque velocidad del motor (Fuente: Clases de diseño de motor)

2.3.2 Comportamiento térmico del motor de inducción

El origen de la elevación de temperatura por sobre la temperatura ambiental de la máquina, tiene su origen en las pérdidas de esta.

Pérdidas del motor de inducción

Las máquinas eléctricas rotativas tienen como principio fundamental la transformación de energía eléctrica en energía mecánica o viceversa (motor-generador). La transformación de energía no es perfecta, por lo que la potencia útil P_u siempre es inferior a la potencia total absorbida P_t por la máquina. Esto significa que una fracción de la potencia absorbida no es aprovechada y constituye la potencia perdida P_p [12].

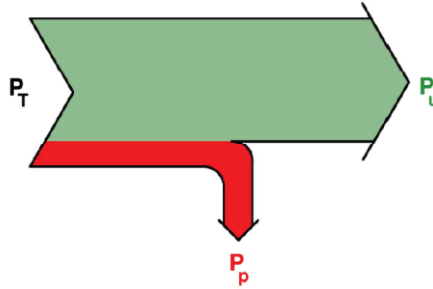


Figura 2-10: Flujo de potencia de la máquina (Fuente: Potencias, calentamiento y rendimiento de máquinas eléctricas – M.A.)

Las pérdidas se transforman en calor lo que provoca calentamiento del motor, elevando su temperatura, lo cual define el rango de temperatura indicado para el aislamiento del devanado a utilizar en la máquina.

La clasificación de las pérdidas se realiza según su origen en: pérdidas en el cobre, pérdidas en el hierro y pérdidas mecánicas.

Además, existen pérdidas adicionales que engloban una serie de pérdidas debidas a diferentes causas de difícil cuantificación.

Pérdidas del cobre

Las máquinas eléctricas están formadas por circuitos eléctricos conformados por conductores de aluminio o cobre, los cuales presentan una resistencia eléctrica, asociada netamente al tipo de material indicado por su resistividad ρ , su longitud L y su sección transversal S de acuerdo a la expresión:

$$R = \frac{\rho \cdot L}{S} \quad [\Omega] \quad (2-21)$$

Al circular corriente por los conductores que conforman los circuitos eléctricos de la máquina, se desarrolla potencia sobre la resistencia óhmica disipada en forma de calor por efecto “Joule”. Estas pérdidas se registran tanto en el devanado del estator del motor de inducción como en la jaula del rotor y cuyo valor se puede obtener como:

$$P_{cu} = R \cdot i^2 \quad [W] \quad (2-22)$$

Pérdidas en el hierro

Estas pérdidas son debidas a corrientes parasitas o de Foucault y por histéresis. Están dadas por las siguientes expresiones:

$$P_F = K_F \cdot f^2 \cdot B_{max}^2 [W] \quad (2-23)$$

$$P_H = K_H \cdot f \cdot B_{max}^2 [W] \quad (2-24)$$

La suma de estas pérdidas se las llama pérdidas en el hierro, siendo proporcionales al flujo magnético máximo. Se mantiene constante para una máquina ya construida, puesto que la frecuencia y las dimensiones geométricas están definidas.

Por lo tanto, si la tensión U y frecuencia de trabajo f de la máquina en cuestión están determinadas, estas pérdidas son constantes, puesto que el número de vueltas N permanece constante, no dependiendo de la potencia que este entregando la misma, ya que la relación entre la tensión aplicada a una máquina eléctrica y el flujo máximo. La tensión inducida esta denotada por la expresión (2-25).

$$U = 4,44 \cdot f \cdot N \cdot \phi_{max} [V] \quad (2-25)$$

Pérdidas mecánicas

Las pérdidas mecánicas se producen por el rozamiento del eje con los cojinetes donde se apoya, la fricción de las escobillas contra el colector (en máquinas que poseen colector) y por el gasto de potencia en el sistema de refrigeración, que normalmente consiste en un ventilador colocado en el eje o árbol de la máquina.

Las pérdidas de roce y fricción dependen aproximadamente de forma lineal con la velocidad mientras que las pérdidas por ventilación varían aproximadamente con el cubo de la velocidad. Por tanto, las pérdidas mecánicas dependen de la velocidad de giro de la máquina dada por la expresión (2-26).

$$P_m = A \cdot n + B \cdot n^3 \quad (2-26)$$

Calentamiento y enfriamiento

Las pérdidas de energía de cualquier máquina se convierten en calor, originándole una elevación de temperatura que depende de la capacidad de absorción de calor, de los distintos materiales que la componen, así como también de la facilidad con que el calor puede ser conducido, radiado o disipado de cualquier forma.

La temperatura se mantendrá estacionaria cuando la proporción en que se genera y se disipa el calor sea el mismo. Esta temperatura alcanzada para diversas partes de la máquina es variada, puesto que dependerá del material, y la facilidad de enfriamiento, por tanto, el estudio se efectúa como si la máquina fuera un cuerpo homogéneo, o sea como un solo material con características resultantes al promedio de todas las características de las diversas partes intervinientes.

Al poner en funcionamiento una máquina que se encuentra a temperatura ambiente, las pérdidas originadas, producen una cantidad de calor que ocasionan que el cuerpo eleve su temperatura. Al existir una diferencia de temperatura entre la máquina y el ambiente se registra una disipación de calor hacia el ambiente.

El proceso continua hasta que la máquina alcanza una temperatura tal que todo el calor generado por las pérdidas es emitido hacia el medio ambiente, siendo esta la temperatura de “régimen” o de servicio. [13]

La ecuación diferencial de equilibrio térmico está dada por:

$$dQ = q \cdot dt = G \cdot c \cdot d\theta + S \cdot h \cdot \theta \cdot dt \quad (2-27)$$

Donde:

dQ : Diferencial de calor originado por las pérdidas [Kcal]

q : Calor aportado por las pérdidas en unidad de tiempo [Kcal/s]

dt : Intervalo de tiempo considerado [s]

G : Peso total del cuerpo [Kg]

c : Calor específico del cuerpo [Kcal/Kg °C]

$d\theta$: Incremento de la temperatura en el intervalo de tiempo considerado [°C]

S : Superficie emisora del cuerpo [m^2]

h : Coeficiente de emision del cuerpo

θ : Sobreelevacion de la temperatura con respecto a la temperatura ambiente [°C]

t_a : Temperatura ambiente [°C]

t_L : Temperatura límite del cuerpo

$G \cdot c \cdot d\theta$: Representa la cantidad de calor que incrementa la temperatura del cuerpo

$S \cdot h \cdot \theta \cdot dt$: Representa la cantidad de calor eliminado al ambiente

Calentamiento

El proceso de calentamiento se presenta con la máquina en pleno funcionamiento, debido a sus pérdidas, registra un aumento de la temperatura interna y además transfiere al medio ambiente parte del calor generado.

En un intervalo de tiempo dt las pérdidas habrán entregado una cantidad de calor $dQ = q \cdot dt$, de la cual una parte incrementa la temperatura del cuerpo en una cantidad $d\theta$ y otra parte es emitida al ambiente.

Cuando se alcanza la temperatura de régimen todo el calor se elimina al ambiente, con lo que se cumple:

$$d\theta = 0 \quad y \quad \theta = \theta_L$$

Reemplazando en la ecuación 2-27:

$$q \cdot dt = S \cdot h \cdot \theta_L dt$$

Luego:

$$\theta_L = \frac{q}{S \cdot h}$$

De aquí surge que la sobreelevación máxima con respecto a la temperatura ambiente es proporcional a las pérdidas.

Según [13] la solución de la ecuación diferencial (2-27) está dada por la siguiente expresión:

$$\theta = \theta_L \left(1 - e^{-\frac{t}{T}}\right) \quad (2-28)$$

Donde T corresponde a la constante de tiempo que depende de los coeficientes mostrados en la expresión (2-29):

$$T = \frac{G \cdot c}{S \cdot h} \quad (2-29)$$

Gráficamente la expresión 2-28, muestra el proceso de calentamiento de la máquina.

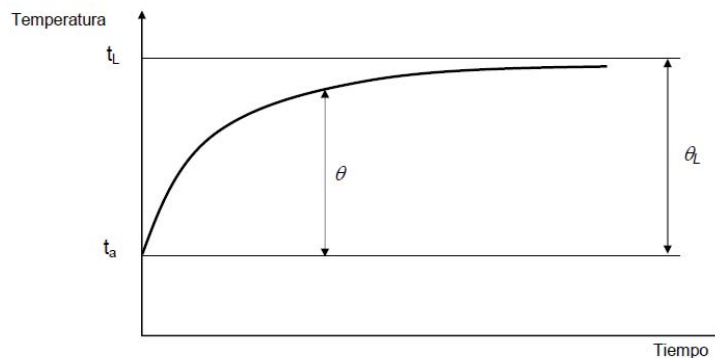


Figura 2-11: Curva de calentamiento (Fuente: Pérdidas y calentamiento en máquinas eléctricas – J.A.)

Enfriamiento

De manera similar al calentamiento del motor, admitiendo que la máquina se encuentra a temperatura máxima y en ese instante es desconectada de la red eléctrica, desde ese momento no se producen pérdidas, por tanto, se debe cumplir que:

$$0 = G \cdot c \cdot d\theta + S \cdot h \cdot \theta \cdot dt \quad (2-30)$$

Resolviendo la ecuación diferencia según [13], se obtiene la siguiente solución:

$$\theta = \theta_L e^{-\frac{t}{T}} \quad (2-31)$$

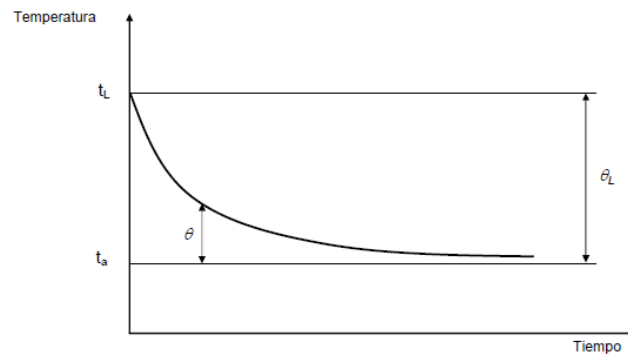


Figura 2-12: Curva de enfriamiento (Fuente: Pérdidas y calentamiento en máquinas eléctricas – J.A.)

2.3.3 Temperatura límite, aislamiento y degradación térmica

El proceso térmico desarrollado por la máquina es de cuidado en su etapa de operación, de modo de preservar su integridad operativa y prevenir fallas internas como cortocircuitos debido a la degradación térmica del barniz aislante que recubre los bobinados. Algunas de estas fallas se muestran en la Fig. 2-13 [14].



Figura 2-13: Fallas por degradación del aislamiento del bobinado (Fuente: daños en bobinados –WEG)

Temperatura límite

La temperatura máxima que puede alcanzar una máquina está condicionada por el material aislante de la misma, ya que, sobrepasando la temperatura de trabajo del aislante, se degrada y pierde sus propiedades aislantes, acortando la vida útil, o bien puede dañarse severamente si la temperatura toma un valor muy alto.

Luego se define la temperatura límite como la máxima temperatura que puede soportar el aislamiento de una máquina en forma continua sin perjudicarse.

Clases de aislamiento

Para el aislamiento del devanado del estator de un motor de inducción, es recomendado que este sea totalmente aislado, impregnado con resinas sintéticas. Estas bobinas así construidas serán luego impregnadas junto con el estator con barniz de alto grado de aislamiento. La calidad en el impregnado es de este bobinado por parte del fabricante es llevado a cabo utilizando una técnica moderna realizada en vacío para garantizar la homogeneidad de la película y asegurar la eliminación de burbujas de gas que pudieran quedar atrapadas en este proceso, disminuyendo además con esto, el medio para provocar el efecto corona [15].

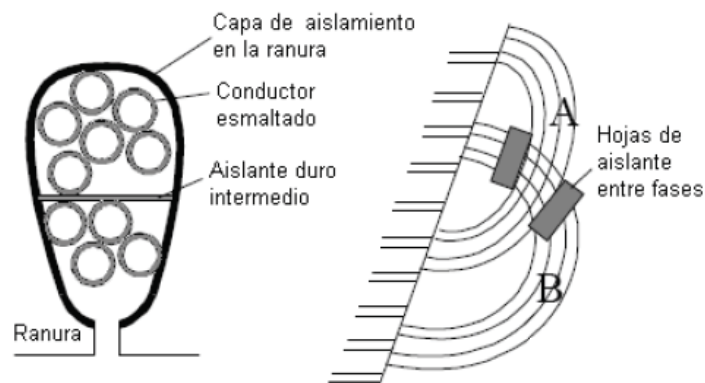


Figura 2-14: Aislamiento del devanado (Fuente: Determinación de la distribución de temperatura en motores de inducción – J.T.S)

En un motor eléctrico las bobinas se devanan sobre las ranuras formadas por las laminaciones del estator. Estas ranuras son aisladas con una película de material dieléctrico y/o papeles aislantes especiales para separarlas eléctricamente de las bobinas formadas con el alambre, con el objetivo de asegurar la integridad de los hilos. Las bobinas son impregnadas con barniz para que queden mecánicamente compactadas y se elimine cualquier roce de superficies debido a la vibración, que pudiera afectar el esmalte del alambre y causar falla prematura.

Una vez que los alambres o bobina se devanan en el interior de la ranura, la película aislante es forzada a presión contra el embobinado y el acero. Es en esta fase en donde quedan atrapadas burbujas de aire entre el aislamiento y metales. Los barnices utilizados para impregnar bobinas generalmente contienen solventes como el thinner; y por lo tanto el volumen de esmalte insertada a presión cuando se seca, registra una disminución de volumen original debido a la evaporación del solvente, permitiendo que ingrese aire en las bobinas. El aire estancado, atrapa calor y es en futuro el antecedente de un punto caliente (Hot-spot). Las resinas actuales son totalmente sólidas, estas llenan las ranuras mejor pero aún con las técnicas de aplicación en vacío, quedan burbujas de aire atrapadas, debido a que su escurrimiento por las ranuras de acero es lento (viscosidad alta) y en su aplicación se encuentran con porosidades y discontinuidades debido a la rugosidad de la superficie.

El material utilizado como aislamiento en el bobinado del estator del motor de inducción debe trabajar bajo ciertos límites de temperatura. Superar este límite durante cortos lapsos de tiempo no afecta seriamente el aislante de los devanados, pero prolongadas operaciones más allá de la temperatura límite permisible producirá un deterioro acelerado e irreversible, debido a que la película se adelgaza, perdiendo su elasticidad y aumentando la posibilidad que se rompa en algún transitorio dinámico o por vibración de la máquina, provocando un cortocircuito. Tal deterioro se denomina envejecimiento del aislamiento del motor.

Para fines de normalización, los materiales aislantes y los sistemas de aislamiento (cada uno formado por la combinación de varios materiales) son agrupados en clases de aislamiento, cada una definida por el respectivo límite de temperatura, o sea, por la máxima temperatura que el material puede soportar continuamente sin que sea afectada su vida útil. Los límites de temperatura estándar para bobinados se muestran en la Tabla 2-1.

Tabla 2-1: Clases de aislamiento

Clase de Aislamiento	Temperatura máxima del refrigerante en °C	Temperatura máxima permisible en °C
A	40	105
E	40	120
B	40	130
F	40	155
H	40	180

Degradación térmica del aislamiento

La relación entre el tiempo - temperatura y su efecto sobre el aislamiento ha sido estudiada por muchos años. En 1930, Montsinger, introdujo el concepto de la regla de los 10°C. Según este autor, la vida térmica del aislante se reduce a la mitad por cada 10°C de elevación permanente de temperatura por arriba de su clase de aislamiento de forma permanente. En 1948, Dakin, postulo que la razón de envejecimiento térmico del aislamiento era otra manera de decir que la razón de temperatura cambia, y este obedece a la razón de cambio de la ecuación química de Arrhenius. Aplicando este concepto básico, la vida del aislamiento a una temperatura elevada se expresa según (2-32).

$$L = Be^{\left[\frac{\phi}{kT}\right]} \quad (2-32)$$

Donde:

L: Es la vida útil en unidades de tiempo

B: Una constante determinada experimentalmente

ϕ : Energía de activación

T : Temperatura absoluta

k : constante de Boltzman

Aplicando logaritmo natural a ambos lados de la ecuación (2-32), resulta la ecuación (2-33). De este modo, si el logaritmo de la vida del aislamiento se grafica contra el recíproco de la temperatura absoluta, resulta una línea recta, como en la Fig. 2-15.

$$\ln L = \ln B + \frac{\phi}{kT} \quad (2-33)$$

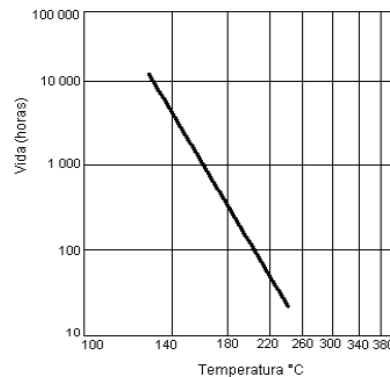


Figura 2-15: Gráfico de Arrhenius para un tipo de aislamiento devanado (Fuente: Determinación de la distribución de temperatura en motores de inducción – J.T.S)

La ecuación de Arrhenius adquiere importancia en un estudio detallado acerca de una prueba de aislamiento, porque hace posible predecir la aceleración del proceso de envejecimiento si se trabaja la máquina arriba de su temperatura normal de operación.

2.3.4 Modelo térmico del motor de inducción

Analogía sistema térmico con sistema eléctrico

El método de parámetros concentrados del modelo térmico de un motor de inducción, consiste en una analogía del proceso térmico entendido como un circuito eléctrico. Este esquema equivalente es suficiente para la determinación de la temperatura de los distintos puntos de interés de la máquina.

Este método permite reducir la complejidad de las ecuaciones de Maxwell que rigen el comportamiento térmico, a simples mallas de red de circuitos eléctricos para cada componente del motor de inducción realizando una analogía térmica a partir de la Tabla 2-2. Con esto se consigue un modelo simple, el cual puede ser operado matemáticamente al aplicar la teoría de circuitos eléctricos [16].

La máquina eléctrica se divide en distintos componentes mostrados en la Fig. 2-16: carcasa (1), hierro del estator (2), dientes del estator (3), devanado del estator (4), entrehierro (5), cabeza de bobina (6), aire en la cabeza de bobina (7), devanado rotor (8), hierro del rotor (9), eje (10).

A cada componente enumerado, le corresponde distintas resistencias térmicas, facilidad de conducción del calor, capacitancias térmicas, equivalente a la capacidad de almacenamiento de calor del componente y, por último, cada nodo cuenta con unidades generadoras de calor dependientes de las pérdidas propias del motor.

Tabla 2-2: Analogía Térmica-Eléctrica

Magnitud térmica	Símbolo	Unidad	Magnitud eléctrica	Símbolo	Unidad
Cantidad de calor	Q_{th}	J	Carga eléctrica	Q	C
Flujo de calor	ϕ_{th}	W	Corriente eléctrica	I	A
Densidad de flujo de calor	q_{th}	$\frac{W}{m^2}$	Densidad de corriente	J	$\frac{A}{m^2}$
Temperatura	T	K	Potencial eléctrico	V	V
Incremento de temperatura	θ	K	Voltaje	U	V
Conductividad Térmica	λ	$\frac{W}{m \cdot K}$	Conductividad eléctrica	σ	$\frac{S}{m}$
Resistividad térmica	Q_{th}	$\frac{K}{W}$	Resistividad eléctrica	R	Ω
Conductividad térmica	Q_{th}	$\frac{W}{K}$	Conductividad eléctrica	G	S
Capacidad calorífica	Q_{th}	$\frac{J}{K}$	Capacidad	C	F

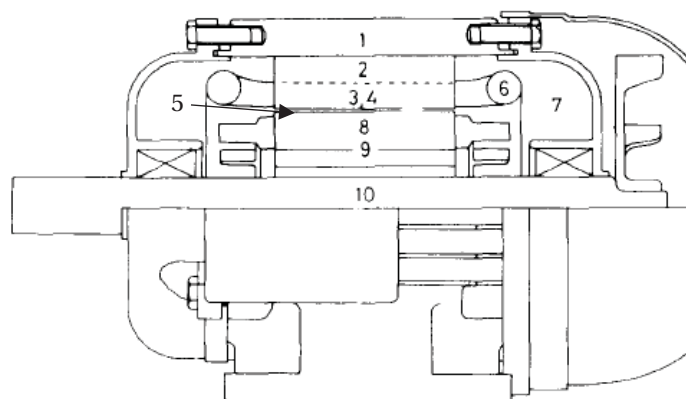


Figura 2-16: Diagrama motor de inducción (Fuente: lumped parameter thermal model for electrical machines of TEFC design – P.H.M)

Esquemas térmicos equivalentes

El proceso de transmisión de calor se produce generalmente mediante procesos de conducción, convección, y radiación (normalmente en máquinas eléctricas, y debido al rango de temperaturas en consideración, se suele despreciar este último).

Para cada forma de transmisión se pueden determinar las resistencias térmicas correspondientes que, en el caso general tomarán las siguientes expresiones [17]:

$$\text{Conducción } R_{th} = \frac{L}{\lambda \cdot S} \quad (2-34)$$

$$\text{Convección } R_{th} = \frac{1}{\lambda \cdot S} \quad (2-35)$$

Donde R_{th} es la resistencia térmica, L la longitud o espesor del medio, S la sección del mismo y λ es la conductividad térmica o el coeficiente de convección según el modo de transmisión considerado.

Conducción

Las expresiones de conducción de un sistema cilíndrico, básico para cualquier máquina eléctrica que supone las siguientes condiciones: [18]

- El flujo de calor en dirección radial y axial se consideran independientes.
- La temperatura media es la misma en ambas direcciones.
- No existe flujo de calor en dirección tangencial.
- La generación de calor es uniforme.

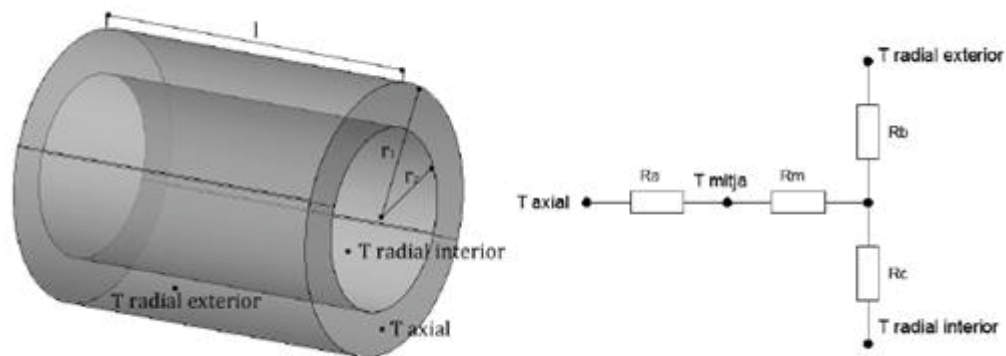


Figura 2-17: Elemento básico cilíndrico y su equivalente térmico (Fuente: Análisis térmico de máquinas eléctricas rotativas – R.B.P)

Para el circuito:

T radial exterior: temperatura en la superficie exterior del cilindro.

T radial interior: temperatura en la superficie interior del cilindro.

T axial: temperatura en las superficies laterales del cilindro.

Tmitja: temperatura media del cilindro.

Las resistencias térmicas del circuito de la Figura 2-17, pueden calcularse usando las expresiones (2-36), (2-37), (2-38), (2-39):

$$R_a = \frac{l}{6 \cdot \pi \cdot \lambda_a \cdot (r_1^2 - r_2^2)} \quad (2-36)$$

$$R_b = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_r \cdot l \cdot S} \cdot \left[1 - \frac{2 \cdot r_2^2 \cdot \ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)}{(r_1^2 - r_2^2)} \right] \quad (2-37)$$

$$R_c = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_r \cdot l \cdot S} \cdot \left[\frac{2 \cdot r_1^2 \cdot \ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)}{(r_1^2 - r_2^2)} - 1 \right] \quad (2-38)$$

$$R_m = \frac{1}{4 \cdot \pi \cdot (r_1^2 - r_2^2) \cdot \lambda_r \cdot l \cdot S} \cdot \left[r_1^2 + r_2^2 - \frac{4 \cdot r_1^2 \cdot r_2^2 \cdot \ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)}{(r_1^2 - r_2^2)} \right] \quad (2-39)$$

Donde:

R_a, R_b, R_c, R_m : Resistencias térmicas equivalentes según el esquema de la fig. 2 – 17. [K/W]

λ_a, λ_r : Conductividades térmicas en dirección axial y radial respectivamente. [W/m · K]

l : Longitud del cilindro. [m]

r_1, r_2 : Radios exterior e interior del cilindro respectivamente. [m]

S : superficie de paso del flujo de calor. [m²]

Convección

Los términos de convección resultan de más difícil determinación, ya que el coeficiente de convección depende tanto de la geometría como de la velocidad del fluido refrigerante y de su temperatura. Normalmente se suelen usar expresiones empíricas para la determinación de los mismos. En el modelo desarrollado aquí se consideran tres zonas donde se producen fenómenos de convección:

- Carcasa - exterior
- Rotor – estator a través del entrehierro
- Aire interior y cabezas de bobina, rotor, estator y eje de la máquina.

Para el primer coeficiente se considera la expresión:

$$\lambda_{c1} = \frac{\lambda_{aire}}{D_{frame}} \cdot \left[1.36 \cdot \frac{0.518 \cdot R_a^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0.559}{Pr}\right)^{9/16}\right)^{8/27}} \right] \quad (2-40)$$

Donde:

λ_{aire} : Conductividad térmica del fluido (aire). [W/m · K]

D_{frame} : Diámetro exterior de la carcasa. [m]

R_a : Número de Raleigh. [-]

P_r : Número de Prandtl. [-]

Para el segundo coeficiente, se considera que todo el calor evacuado del rotor se transmite al estator a través del entrehierro y que estos elementos son dos cilindros concéntricos que giran entre sí:

$$\lambda_{c2} = \frac{N_u \cdot \lambda_{aire}}{\delta} \quad (2-41)$$

Donde:

λ_{aire} : Conductividad térmica del fluido (aire). [W/m · K]

N_u : Número de Nusselt. [-]

δ : Entrehierro. [m]

El tercer coeficiente de convección resulta sumamente complejo de determinar y normalmente se usan expresiones experimentales:

$$\lambda_{c3} = 15.5 \cdot (0.29 \cdot r_8 \cdot \Omega_r \cdot \eta_f + 1) \quad (2-42)$$

Donde:

r_8 : Radio del rotor. [m]

Ω_r : Velocidad de rotación del rotor. [Rad/s]

η_f : Eficiencia de los alabes del rotor. [-]

La expresión (2-42), es válida en todas las superficies en contacto con el aire de la zona de cabezas de bobina. Se puede realizar un ajuste diferenciado en función de la zona considerada:

$$\lambda_{c3} = \begin{cases} 15 + 6.75^{0.65} \cdot V_r^{0.65} & \text{aire entre cabezas y carcasa} \\ 16.5^{0.65} \cdot V_r^{0.65} & \text{aire entre cabezas y rotor} \\ 6.5 + 5.25^{0.6} \cdot V_r^{0.6} & \text{aire entre cabezas y cabezas} \end{cases} \quad (2-43)$$

Donde V_r es la velocidad del aire en la zona de las cabezas de bobina.

Contacto

La transferencia de calor por contacto es una mezcla de conducción, convección y radiación, y se produce por las bolsas de aire que quedan en las zonas de contacto de diversas zonas de la máquina (cojinetes-eje, estator- carcasa, rotor-eje, etc.) La resistencia térmica equivalente se determina mediante:

$$R_{th} = \frac{1}{\lambda_{cont} \cdot S} \quad (2-44)$$

Donde λ_{cont} es el coeficiente de contacto que toma valores medios según la Tabla 2-3.

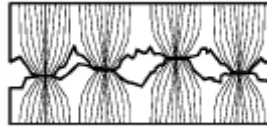


Figura 2-18: Representación de la transferencia de calor entre dos superficies en contacto a nivel macroscópico (Fuente: Análisis térmico de máquinas eléctricas rotativas – R.B.P)

Tabla 2-3: Coeficientes de contacto

	Coeficiente de contacto (W/m^2K)
Carcasa de aluminio – estator	650 - 870
Carcasa de acero – estator	300 - 550
Eje – rotor	430 - 2600

Capacitancia térmica

El modelo térmico incorpora capacitancias térmicas, las cuales corresponden al recíproco de la capacitancia calorífica o capacidad de un cuerpo de conservar cierta cantidad de calor. La excitación es aplicada al sistema en el nodo de la temperatura media mostrado en la Fig. 2-19.

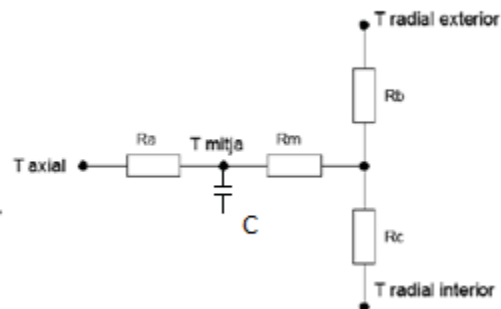


Figura 2-19: Modelo térmico de flujos axiales y radiales con capacitancia (Fuente: Análisis térmico de máquinas eléctricas rotativas – R.B.P)

El calor almacenado en el nodo, es considerado la capacidad térmica correspondiente, y se obtienen a partir de la expresión (2-45), en relación al cilindro:

$$C = \rho \cdot C_p \cdot \pi \cdot (r_1^2 - r_2^2) \cdot l \quad (2-45)$$

Donde:

ρ : Densidad del material. $\left[\frac{Kg}{m^3}\right]$

C_p : Calor específico del material. $\left[\frac{J}{Kg \cdot K}\right]$

$r_{1,2}$: Radios externo e interno del cilindro. [m]

l : Longitud del cilindro. [m]

Resolución del sistema de ecuaciones resultante

Según [17], existen diversos modelos dependiendo del tipo de máquina eléctrica, en función de la geometría propia de esta. Para interés del estudio se selecciona el modelo del motor de inducción. Los detalles sobre cálculos de las resistencias térmicas correspondientes al modelo dadas por [18], se encuentran en el Apéndice A.

El modelo se basa en la Fig. 2-16, y sus correspondientes nodos enumerados, a los cuales se les asignan distintas resistencias térmicas construyendo una malla eléctrica equivalente al modelo térmico mostrado en la Fig. 2-20.

Las pérdidas que se consideran son: pérdidas en la corona del estator P_{Feys} , pérdidas en los dientes del estator P_{Feds} , pérdidas por efecto Joule en los bobinados del estator P_{cus} , pérdidas en el bobinado del rotor P_{cur} y pérdidas adicionales P_{ad} . Se asignan según corresponde a cada nodo dado por las expresiones (2-49), (2-50), (2-51), (2-52), (2-53) y (2-54).

$$P_{N2} = \frac{P_{Feys}}{2} \quad (2-46)$$

$$P_{N3} = \frac{P_{Feds} + 0.3 \cdot P_{ad}}{2} \quad (2-47)$$

$$P_{N4} = \frac{0.48 \cdot P_{cus} + 0.4 \cdot P_{ad}}{2} \quad (2-48)$$

$$P_{N6} = \frac{0.52 \cdot P_{cus}}{2} \quad (2-49)$$

$$P_{N8} = \frac{P_{cur}}{2} \quad (2-50)$$

$$P_{N9} = \frac{0.3 \cdot P_{ad}}{2} \quad (2-51)$$

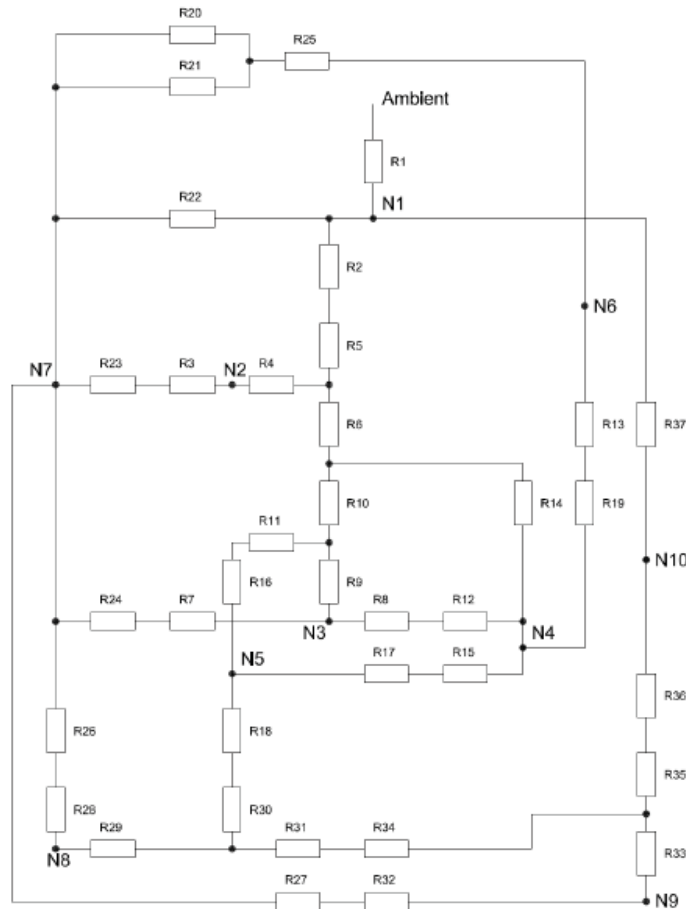


Figura 2-20: Esquema térmico equivalente para un motor de inducción (Fuente: Análisis térmico de máquinas eléctricas rotativas – R.B.P)

Una vez determinadas las expresiones de todas las resistencias térmicas y el valor de las pérdidas en las diferentes partes de la máquina puede plantearse y resolverse el sistema de ecuaciones resultante de la forma:

$$\theta = G^{-1} \cdot P \quad (2-52)$$

Donde:

θ : Calentamiento en cada punto considerado.

G : Matriz de conductancias térmicas.

P : Vector de pérdidas en la máquina.

Normalmente se considera como referencia el nodo correspondiente a la temperatura ambiente con lo que, los resultados de la ecuación (2-52) es la temperatura de cada nodo respecto de la temperatura ambiente.

Tipos de servicio

De acuerdo a la norma de la Comisión Electrotécnica Internacional (IEC – 600341-1), el tipo de servicio es el grado de carga que le es aplicado al motor en función del tiempo. Los motores estándar son diseñados para servicio continuo. La carga es constante para un periodo de tiempo indefinido y es igual al rango de diseño del motor.

En caso que el motor presente un servicio distinto debe estar claramente definido, vale decir, tener claras las variaciones de cargas y el tiempo que se suministra dicha potencia. Se definen principalmente 8 tipos de servicios según la norma.

- **Servicio continuo S1:** Funcionamiento con carga constante y de duración suficiente para alcanzar el equilibrio térmico. Este tipo de servicio permitirá evaluar el comportamiento del motor para distintos grados de carga en función del torque nominal.

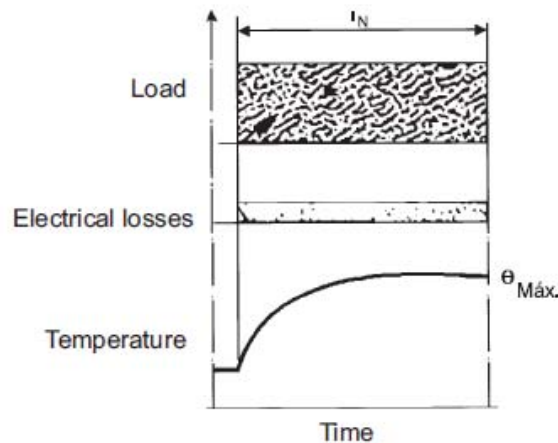


Figura 2-21: servicio S1 (Fuente: WEG)

- **Servicio de tiempo limitado S2:** Funcionamiento a carga constante, durante un cierto tiempo inferior al de equilibrio térmico, seguido de un periodo de reposo suficiente para alcanzar la temperatura ambiente.
- **Servicio intermitente periódico S3:** Secuencia de ciclos idénticos, en que cada uno incluye un periodo de funcionamiento a carga constante lo suficientemente corto para no alcanzar el equilibrio térmico, seguido de un periodo desconectado.
- **Servicio intermitente periódico con efecto de partidas S4:** secuencia de ciclos idénticos, cada uno constituido por un periodo de arranque prolongado, uno de operación a carga constante, seguido de uno de desconexión.

- **Servicio intermitente periódico con frenado eléctrico S5:** Secuencia de ciclos iguales, cada uno constituido por un periodo apreciable de arranque, seguido de operación a carga constante, luego frenado eléctrico y posterior desconexión.
- **Servicio de funcionamiento continuo con carga intermitente S6:** secuencia de ciclos idénticos, cada uno constituido por un periodo de carga constante seguido por uno de vacío o carga reducida, no habiendo desconexión.
Este tipo de servicio permitirá modelar la carga mecánica impuesta por la prensa excéntrica en el eje del motor de inducción y tendrá una forma similar a la mostrada en la Fig. 2-22.

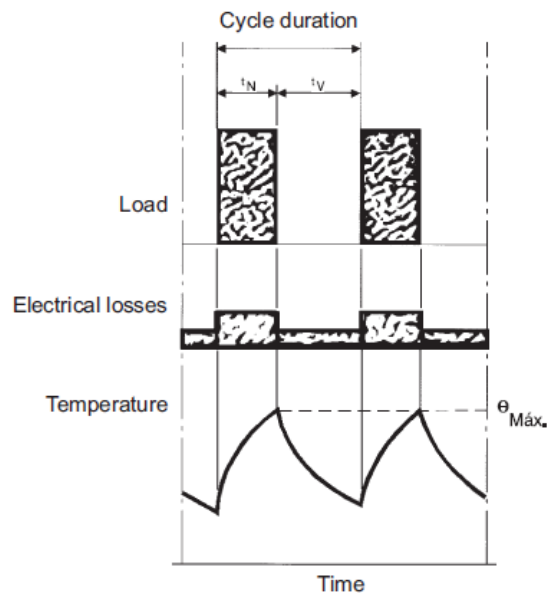


Figura 2-22: servicio S6 (Fuente: WEG)

- **Servicio de operación continua, con partidas y frenado eléctrico S7:** Secuencia de ciclos iguales, cada uno compuesto por un tiempo prolongado de arranque, seguido por operación a carga constante, con posterior frenado eléctrico. No hay reposo o desconexión.
- **Servicio de operación continua con cambio periódico de la relación carga-velocidad S8:** Secuencia de ciclos iguales, cada uno compuesto por un tiempo de arranque, seguido de carga constante a una velocidad de rotación, seguido de uno o más periodos de funcionamientos a otras cargas, también constantes, a otras velocidades y frenado eléctrico.

Por tanto, se escoge el servicio S6 para la operación del motor de inducción aplicada la carga de la prensa excéntrica, debido a que presenta mayores similitudes por sobre el S3, ya que este último no permite alcanzar el equilibrio térmico.

3 Desarrollo de investigación

3.1 Parametros de diseño

Dados los alcances del estudio, se modela una prensa excéntrica representada por los datos mostrados en la Tabla 3-1. Prensa de procedencia estadounidense fabricada por E.W. Bliss Co., con los datos técnicos para sus respectivos componentes principales obtenidos de [3].

Las componentes mecánicas que se analizan corresponden al sistema biela-manivela destinado a convertir el movimiento angular en rectilíneo, el volante de inercia como dispositivo que almacena la energía requerida para el corte y las correas de transmisión como sistema de acoplo entre la prensa y el motor de inducción.

Tabla 3-1: Especificaciones técnicas prensa excéntrica

Descripción	Valor	U.M.	
Prensa	Longitud de carrera	51,2	<i>mm</i>
	Longitud de biela	443	<i>mm</i>
	Excentricidad	25,6	<i>mm</i>
	Capacidad	40	<i>Ton</i>
Polea motriz	Diámetro medio	100	<i>mm</i>
	Velocidad de rotación	740	<i>RPM</i>
	Material	Aluminio	
Volante de Inercia	Diámetro	650	<i>mm</i>
	Velocidad de rotación	114	<i>RPM</i>
	Masa estimada	186	<i>Kg</i>
	Material	Fundición	

Por otra parte, el motor de inducción que impulsa la prensa excéntrica descrita corresponde al especificado por la Tabla 3-2. Atendiendo a estos requerimientos, el motor debe pertenecer a la clase de diseño D para mejorar sus prestaciones a la carga, tomando en cuenta las consideraciones hechas con anterioridad (apartado 2.3.1). Esto se corrobora a partir de la Fig. 2-9, al realizar una comparación grafica de distintas clases de motores, es esta clase descrita que

tiene mejor respuesta a la disminución de velocidad y el abrupto cambio de torque impuesto por el volante de inercia durante el tiempo de corte.

Tabla 3-2: Especificaciones técnicas motor de inducción

Descripción	Valor	U.M.
Potencia nominal	2	HP
Tensión nominal	380	V
Corriente nominal	4,2	A
Cantidad de polos	8	
Torque nominal	21	Nm
Momento de inercia	0,0229	J/Kgm ²
Clase	D	

Dado que no se cuenta con información detallada sobre el motor de inducción se calculan parámetros eléctricos a partir de [19] (Apéndice B.3) mostrados en la Tabla 3-3.

Tabla 3-3: Parámetros circuito eléctrico motor de inducción

Elemento	Valor	U.M.
R_1	4,22	Ω
R_2'	5,95	Ω
X_1	6,31	Ω
X_2'	6,31	Ω
X_M'	64,56	Ω

El modelo térmico del motor de inducción referenciado hace alusión a la dependencia que tiene este de las dimensiones físicas del motor para el cálculo de resistencias y capacitancias térmicas, por tanto se debe aproximar las dimensiones obtenidas desde [20]. Dichas dimensiones mostradas en la Tabla 3-4 permiten modelar el motor a utilizar en el estudio.

3.2 Sistema biela-manivela

Como se presentó en el Capítulo 2, el sistema biela-manivela cumple la función de transformar el movimiento angular en movimiento rectilíneo alternado, este es el principio fundamental de funcionamiento de la prensa excéntrica, de ahí su nombre.

Los modelos reducidos presentados anteriormente son modelados para el caso de estudio a partir de los datos técnicos de la prensa excéntrica en la Tabla 3-1 y del algoritmo programado en Matlab (Apéndice B.1). De este modo se calcula la posición, velocidad, aceleración, fuerza y par del carro porta punzón en función de la posición angular del volante de inercia, según las expresiones (2-3), (2-4), (2-5), (2-11) y (2-12) respectivamente.

En la Tabla 3-5, se muestran los resultados el análisis cinemático que describe el comportamiento de la prensa, en el cual es mostrado tan solo medio ciclo del proceso que describe el movimiento realizado durante el descenso del carro porta punzón, donde se realiza el proceso de corte. El medio ciclo siguiente corresponde al recorrido que realiza la prensa para volver a iniciar un ciclo de corte.

Tabla 3-4: Dimensiones físicas del motor de inducción

Descripción	Valor	U.M.
Cantidad de ranuras del estator	24	
Diámetro externo del estator	160	<i>mm</i>
Diámetro externo de la carcasa	180	<i>mm</i>
Diámetro interno del estator	90	<i>mm</i>
Ancho del diente	15	<i>mm</i>
Abertura de ranura	3	<i>mm</i>
Cantidad de barras del rotor	18	
Profundidad de la barra	13	<i>mm</i>
Ancho de la barra	5	<i>mm</i>
Diámetro del eje	18	<i>mm</i>
Largo del estator	85	<i>mm</i>
Diámetro exterior rodamientos	31	<i>mm</i>
Ancho del rodamiento	15	<i>mm</i>
Largo del motor	295	<i>mm</i>
Diámetro del rotor	88	<i>mm</i>
Largo del rotor	105	<i>mm</i>
Largo de la carcasa	212	<i>mm</i>
Diámetro de la tapa delantera	180	<i>mm</i>
Largo de la tapa delantera	50	<i>mm</i>
Diámetro de la tapa trasera	190	<i>mm</i>
Largo de la tapa trasera	85	<i>mm</i>
Largo cabezas de bobina	40	<i>mm</i>
Ancho de cabezas de bobina	23	<i>mm</i>
Diámetro del ventilador	180	<i>mm</i>
Largo axial del ventilador	21	<i>mm</i>

Tomando como posición angular 0° el punto muerto superior (PMS) del volante y 180° el punto muerto inferior (PMI) de la prensa. A medida que aumenta el ángulo del volante de inercia, el carro porta punzón se acerca a la mesa de trabajo sobre la que descansa la chapa metálica a cortar.

Se infiere de este análisis cinemático de la Fig. 3-1 que en la medida que el punzón desciende aumenta su velocidad, partiendo con aceleración máxima hasta los 90° donde se alcanza la

máxima velocidad con aceleración ‘cero’. Pasado este punto será donde se encuentre más próximo a la chapa, iniciando su corte dependiendo del espesor que tenga la chapa. Es recomendable por fabricantes que el punto donde mejor se aprovecha la fuerza de la prensa; sin que el volante pierda una gran cantidad de energía, está en torno a los 150° (últimos 30° de la carrera).

Por simulación se obtiene que la prensa en este punto de operación realiza el corte de una chapa de 3,2[mm] de espesor, ejerce aproximadamente 40 [Ton] y realiza un torque aproximado de 5000 [Nm].

Tabla 3-5: Cálculo realizado en Matlab para el sistema biela-manivela

Ángulo [°]	Posición [mm]	Velocidad [mm/s]	Aceleración [mm/s ²]	F útil [N]	Par [Nm]
0	0,0	0,0	3848,9	65535	
10	0,4	53,0	3780,9	1034594	4599,2
20	1,6	104,5	3580,2	526572	4610,5
30	3,6	152,7	3256,3	361653	4629,2
40	6,3	196,3	2823,8	282870	4654,7
50	9,6	233,9	2302,3	238985	4686,7
60	13,4	264,4	1714,2	213090	4724,3
70	17,5	286,8	1083,4	198144	4766,6
80	21,9	300,6	434,2	190891	4812,6
90	26,3	305,2	-210,3	189880	4860,9
100	30,8	300,6	-829,4	194767	4910,3
110	35,0	286,8	-1405,5	206146	4959,1
120	39,0	264,4	-1924,4	225787	5005,7
130	42,5	233,9	-2375,4	257443	5048,6
140	45,5	196,3	-2750,8	309093	5086,2
150	48,0	152,7	-3046,0	399775	5117,1
160	49,7	104,5	-3258,1	587057	5140,1
170	50,8	53,0	-3385,7	1159464	5154,3
180	51,2	0,0	-3428,3	65535	

Por lo tanto, a mayor velocidad del punzón menor será la fuerza que aplica, por ende, es de esperar que el corte se realice a la menor velocidad posible para obtener una fuerza de impacto mayor, realizando un corte limpio de la pieza a conformar.

3.3 Volante de inercia

En cuanto al volante de inercia, destinado a almacenar energía para proveer a la prensa se puede calcular la energía cinética total almacenada reemplazando (2-14) en (2-13).

$$E = \frac{1}{4} m \cdot r^2 \cdot \omega^2 \quad [J] \quad (3-1)$$

De este modo y considerando el caso crítico de una pérdida de velocidad entorno al 20%, la energía que entrega el volante será:

$$\Delta E = \frac{1}{4} m \cdot r^2 \cdot (\omega_i^2 - \omega_f^2) \quad [J] \quad (3-2)$$

donde: $\omega_f \approx 0,8\omega_i$

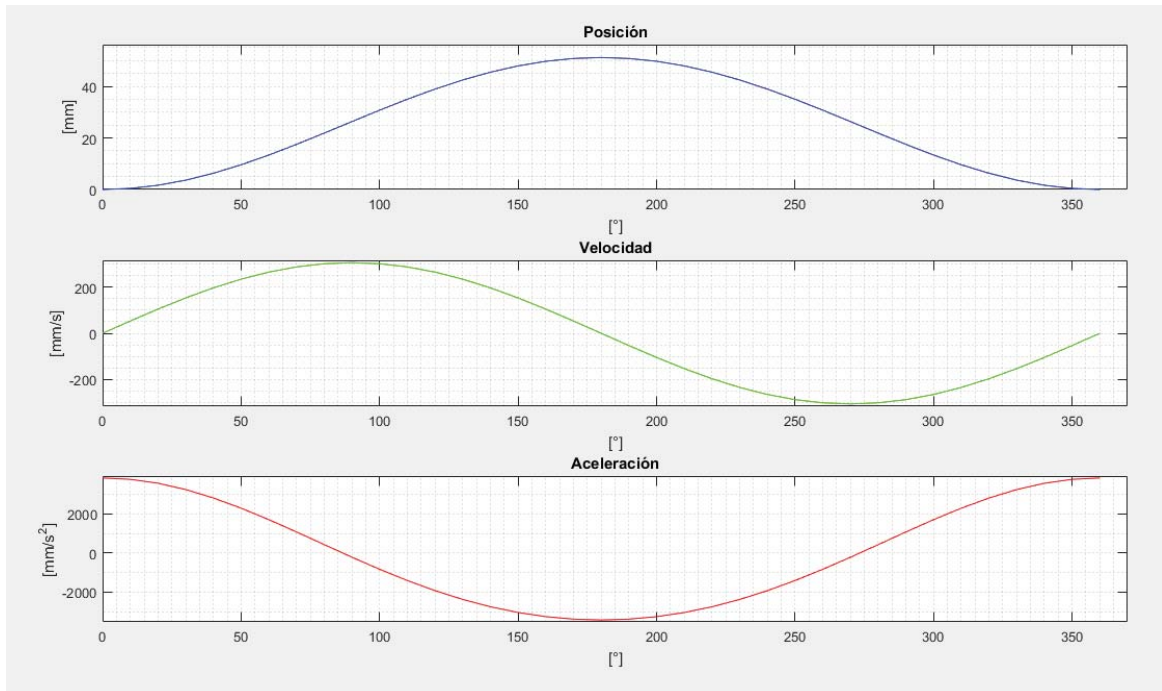


Figura 3-1: Posición, velocidad y aceleración en función de la posición angular del volante de inercia

Por tanto, se deduce que la energía entregada en función de la velocidad nominal es:

$$\Delta E = 0,09 m \cdot r^2 \cdot \omega^2 \quad (3-3)$$

Por consiguiente, el volante de inercia entrega cerca del 36% de su energía durante un ciclo de la prensa, liberando de inconvenientes al eje del motor y el motor propiamente tal.

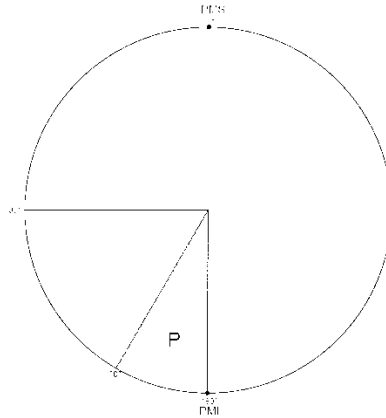


Figura 3-2: Potencia útil volante de inercia

Esta energía es entregada en tan solo una mínima porción del ángulo de giro. Mayoritariamente es recomendable que el corte de la chapa comience en los últimos 30° del giro del volante; como se muestra en la Fig. 3-2, con el fin de obtener la máxima potencia al momento de vencer las fuerzas de resistencia al corte del material.

Luego de entregada dicha energía, el volante retoma su carrera impulsado por el motor de inducción por medio de las correas de transmisión, logrando la velocidad nominal antes del punto muerto superior (PMS), vale decir, el punto en donde el carro porta punzón queda más alejado de la mesa.

A partir de los datos de la Tabla 3-1, la energía almacenada y la energía entregada por el volante de inercia se calculan con las formulas (3-1) y (3-3) respectivamente:

$$E = 698,1 [J]$$

$$\Delta E = 251,3 [J]$$

El cociente entre la energía entregada y la energía total indica que el volante de inercia entrega aproximadamente un 36% de la energía almacenada.

El tiempo del ciclo completo del volante de inercia se calcula como:

$$t = \frac{60}{n} = \frac{60}{114} = 0,53 [s]$$

La potencia de un ciclo del volante será:

$$P = \frac{E}{t} = \frac{630,5}{0,53} \approx 1325 [W]$$

Lo que es aproximadamente 1,8 [HP]

Considerando un factor aproximado de pérdidas mecánicas en torno al 15% en todo el sistema, coincide con el dimensionamiento del motor de inducción de 2 [HP] presentado en el catálogo.

3.3.1 Consideraciones para el volante de inercia

Las prensas son esencialmente máquinas destinadas a realizar trabajos de corte o deformación de metales en láminas. Es capaz de desarrollar en el momento oportuno una fuerza suficiente para vencer las resistencias opuestas por el material durante el corte, doblado o embutido. Para dicha operación se apoya fuertemente en el diseño del volante de inercia, este provee la energía suficiente para realizar el corte disminuyendo cerca de un 20% de su velocidad en un breve instante de tiempo en donde la prensa realiza trabajo de deformación y corte del material.

Por diseño de la prensa, la potencia útil del volante se desarrolla en los últimos 30° de la posición angular del volante, es decir, desde 0° hasta 330° el volante se encuentra acelerando para alcanzar la velocidad nominal antes del siguiente corte. Desde 330° hasta los 360° la prensa realiza el corte. [4]

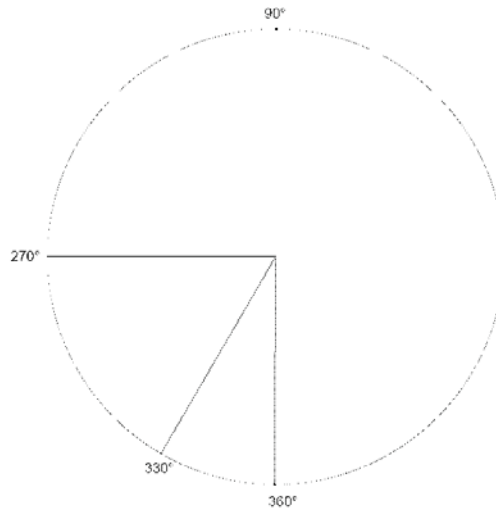


Figura 3-3: Posición angular del volante de inercia

3.3.2 Tiempo de ciclo

De acuerdo a las consideraciones hechas para el volante de inercia y aplicando la teoría del movimiento circular uniformemente acelerado se calcula la posición angular respecto del tiempo, además del tiempo y aceleración del volante durante el ciclo de corte y aceleración del volante respectivamente según las ecuaciones (3-4), (3-5), (3-6). Cabe mencionar que al estar acoplado el volante mediante correas de transmisión a la polea motriz montada sobre el eje del motor de inducción todas las magnitudes son reflejadas en el eje con el respectivo aumento dado por la relación de transmisión (2-16).

$$\theta = \theta_0 + \omega_0 \cdot t + \frac{1}{2} \alpha \cdot t^2 \quad [rad] \quad (3-4)$$

$$t = \frac{\omega - \omega_0}{\alpha} \quad [s] \quad (3-5)$$

$$\alpha = \frac{\omega^2 - \omega_0^2}{2 \cdot \theta} \quad [\text{rad}/\text{s}^2] \quad (3-6)$$

Donde:

θ : posición angular

ω : velocidad angular final

ω_0 : velocidad angular inicial

α : aceleración angular

t : tiempo

Se utiliza el algoritmo de Matlab (Apéndice B.2) para calcular los tiempos de ciclo para distintas variaciones de velocidad del volante de inercia, como caso límite un 20%. Por sobre esa disminución de velocidad, el diseño del volante se torna ineficiente. Los resultados se muestran en la Tabla 3-6.

Tabla 3-6: Tiempo de Ciclo en [s]

% Var. Velocidad	Tiempo corte [s]	Tiempo de recuperación [s]	Tiempo total [s]
0,02	0,044	0,487	0,532
0,04	0,045	0,492	0,537
0,06	0,045	0,497	0,543
0,08	0,046	0,503	0,548
0,1	0,046	0,508	0,554
0,12	0,047	0,513	0,560
0,14	0,047	0,519	0,566
0,16	0,048	0,524	0,572
0,18	0,048	0,530	0,578
0,2	0,049	0,536	0,585

Por tanto, el ciclo de trabajo del motor para el peor caso con una disminución del 20% de su velocidad, será de 49 [ms] durante el corte de la prensa y 536 [ms] correspondiente al ciclo restante de restitución de energía al volante completando una revolución del volante durante 585 [ms].

El ciclo descrito se representa en la Fig. 3-4, donde se muestra la posición del punzón en función del tiempo. El ciclo comienza desde que el punzón se aleja de la mesa de trabajo alcanza el punto más alejado cerca de los 300 [ms] de tiempo para luego comenzar el corte a las 536 [ms], destacando por la línea roja de la figura. En este instante del descenso del punzón la prensa es

capaz de cortar chapa metálica de aproximadamente 4 [mm] de espesor. De este modo, se aprecia gráficamente la duración de cada parte del ciclo total de la prensa excéntrica.

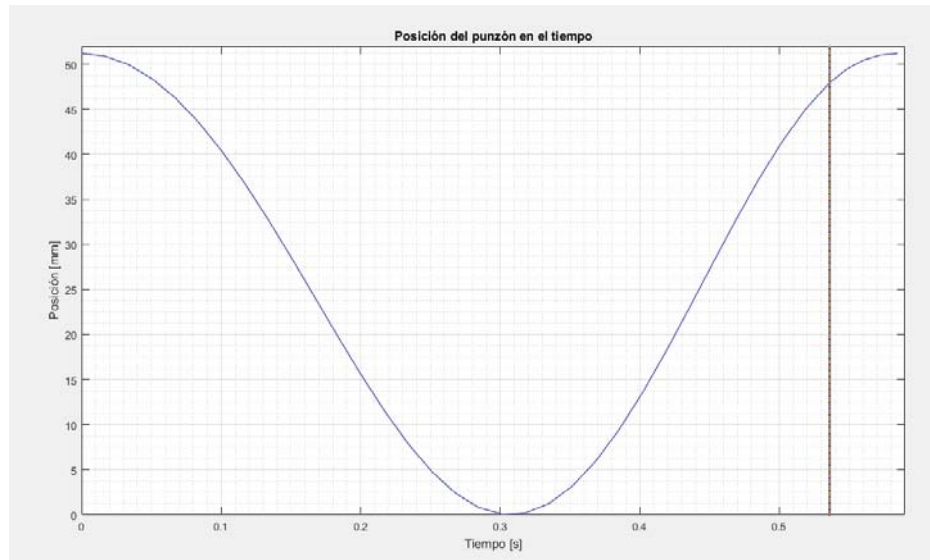


Figura 3-4: Posición de punzón [mm] en función del tiempo

3.4 Aceleración, torque y fuerza transmitida en el volante de inercia

En el intervalo de tiempo de ciclo calculado, el motor sufre dos tipos de cargas mecánicas en su eje; a partir del esfuerzo transmitido por la correa, el torque mecánico de corte y el torque mecánico de aceleración del volante, el que permite restituir la energía perdida por este en la etapa de corte anterior.

Conociendo la aceleración angular de cada ciclo y la inercia del volante se calcula el torque en el volante de inercia según la ecuación (3-7).

Los resultados se encuentran tabulados en la Tabla 3-7.

$$T = I \cdot \alpha \quad [Nm] \quad (3-7)$$

$$J = \frac{1}{2} m \cdot r^2 \quad [kgm^2] \quad (3-8)$$

Sabiendo que el volante de inercia tiene un radio de 0,325 [m] y una masa de 186 [Kg], la inercia es de 9,823[kgm²], según la ecuación (3-8).

Destaca de la Tabla 3-7 la aceleración negativa impuesta por el corte, dejando evidencia de la abrupta disminución de velocidad del volante en un corto instante de tiempo. Luego el volante es acelerado por el motor para retomar la carrera y velocidad nominal del corte.

Tabla 3-7: Aceleración angular [rad/s^2]

% Var. Velocidad	α corte	α recuperación
0,02	-5,4	0,5
0,04	-10,7	1,0
0,06	-15,8	1,4
0,08	-20,9	1,9
0,1	-25,9	2,4
0,12	-30,7	2,8
0,14	-35,4	3,2
0,16	-40,1	3,6
0,18	-44,6	4,1
0,2	-49,0	4,5

Tabla 3-8: Torque en el volante de inercia [Nm]

% Var. Velocidad	Durante el corte	Durante recuperación
0,02	52,9	4,8
0,04	104,8	9,5
0,06	155,6	14,1
0,08	205,3	18,7
0,1	254,0	23,1
0,12	301,6	27,4
0,14	348,1	31,6
0,16	393,6	35,8
0,18	438,0	39,8
0,2	481,3	43,8

De la Tabla 3-8 se infiere que, a mayor disminución de velocidad, mayor es el torque del volante e implicara desarrollar un mayor torque para volver a acelerar el volante hasta su velocidad nominal de diseño.

Luego, es posible conocer la fuerza tangencial equivalente al torque mecánico desarrollado por el volante, siendo esta la fuerza dada por la ecuación (3-9) en donde el torque es conocido y el radio del volante es 0,325 [m]

$$F = \frac{T}{r_{volante}} \quad [N] \quad (3-9)$$

Tabla 3-9: Fuerza transmitida por la correa [N]

% Var. Velocidad	Durante el corte	Durante recuperación
0,02	162,9	14,8
0,04	322,5	29,3
0,06	478,8	43,5
0,08	631,8	57,4
0,1	781,6	71,1
0,12	928,0	84,4
0,14	1071,1	97,4
0,16	1211,0	110,1
0,18	1347,6	122,5
0,2	1480,8	134,6

Esta fuerza tangencial calculada se muestra en la Tabla 3-9 y se entiende como la fuerza transmitida por medio de las correas de transmisión trapezoidales desde la polea motriz el volante de inercia.

3.5 Torque mecánico en el motor

El torque mecánico que recibe el motor está dado por la fuerza que transmite la correa a la polea de 0,05 [m] de radio, se calcula con la ecuación (3-10).

$$T = F_{transmitida} \cdot r_{polea\ motriz} [Nm] \quad (3-10)$$

Tabla 3-10: Torque en el motor [Nm]

% Var. Velocidad	Durante el corte	Durante Aceleración
0,02	8,1	0,7
0,04	16,1	1,5
0,06	23,9	2,2
0,08	31,6	2,9
0,1	39,1	3,6
0,12	46,4	4,2
0,14	53,6	4,9
0,16	60,5	5,5
0,18	67,4	6,1
0,2	74,0	6,7

De esta manera, se puede cuantificar el esfuerzo mecánico en el eje del motor debido a la acción de la prensa excéntrica. En el peor caso, la prensa demanda 6,7 [Nm] en el eje del motor durante el periodo de recuperación de energía y 74 [Nm] en el momento del corte .

3.6 Delizamiento de la correa de transmisión

El análisis se refiere siempre a la polea menor, en este caso la polea motriz, dado que en el volante de inercia no se registrará un resbalamiento debido a su mayor diámetro considerando que cuenta con un mayor arco de contacto entre el volante y la correa.

Este deslizamiento se produce en una porción del arco abarcado por la correa que es calculado por la ecuación (3-11), el cual es de aproximadamente 114° .

$$\theta = 180 - \frac{57(D - d)}{l} \quad (3-11)$$

Resolviendo la constante m para la relación polea correa de transmisión según la ecuación de euler (2-17), con un coeficiente de roce de 0,3 [-] y el ángulo dado se obtiene un valor de 1,81. Cualquier relación de tensiones por sobre este valor, se produce una sobre carga, a contar de esto se registra un resbalamiento de la correa y esta pierde la capacidad de transmitir potencia.

$$F_{motor} = T_1 - T_2 \quad (3-12)$$

Este efecto se producirá por ejemplo en los 49 [ms] en donde la prensa realiza el corte, dado que la fuerza de tensión aplicada a un extremo de la correa es 1480 [N], en este instante el motor desarrollará su torque máximo aplicando una fuerza aproximada de 800 [N], por tanto aplicando la relación de transmisión de potencia dado por la ecuación (2-16), el ramal flojo tendrá aproximadamente 680 [N] de tensión. Al realizar el cociente entre tensiones se obtiene 2,18 valor superior al límite impuesto por la ecuación de Euler.

Finalmente, esto explica el resbalamiento de la correa y pérdida de la transmisión de energía entre el motor y el volante de inercia durante un corto lapsus de tiempo sobre la polea motriz. El motor solo aplica un torque máximo de 35 [Nm] debido al resbalamiento originado por la sobrecarga en la polea motriz.

4 Resultado de la investigación

El ciclo de trabajo calculado en el Capítulo 3 es simulado bajo el ambiente de Matlab: Simulink, como se muestra en la Fig. 4-1, el modelo consta de un motor de inducción trifásico detallado anteriormente con una fuente de alimentación de 380 [V] a una frecuencia de 50 [Hz].

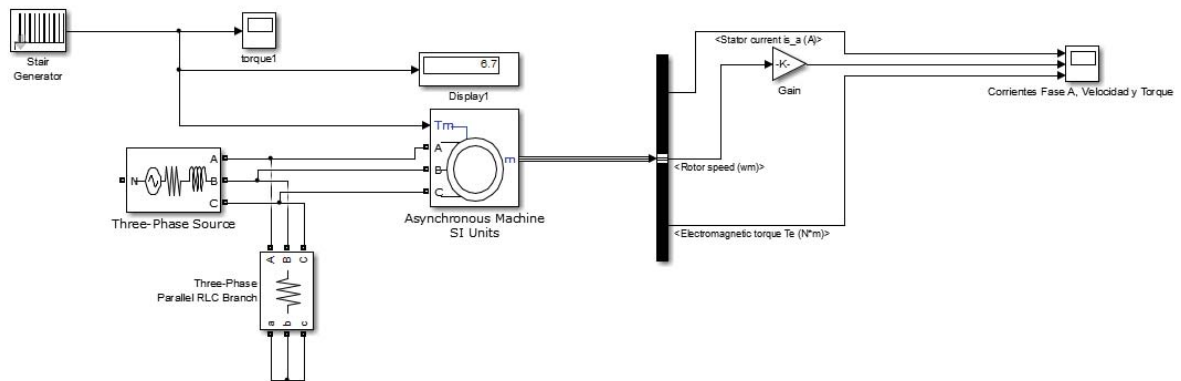


Figura 4-1: Modelo Simulink del problema

La simulación consta de 10 ciclos de la prensa, considerando su periodo de corte de la prensa de corta duración y un periodo de recuperación de energía por parte del volante de inercia, según los datos mecánicos mostrados en la Tabla 4-1, considerando un tiempo de arranque suficiente para que el motor mueva el volante de inercia hasta velocidad nominal, el tiempo aproximado de simulación es de 6,2 [s].

Tabla 4-1: resumen ciclo de trabajo

Ciclo	Tiempo [ms]	Torque [Nm]
Corte	49	35
Aceleración	536	6,7

Se importan los resultados obtenidos en el motor por medio de los elementos de medición del software (osciloscopio) y son representados en Matlab, donde se muestran las formas de onda del ciclo.

4.1 Resultado de simulación

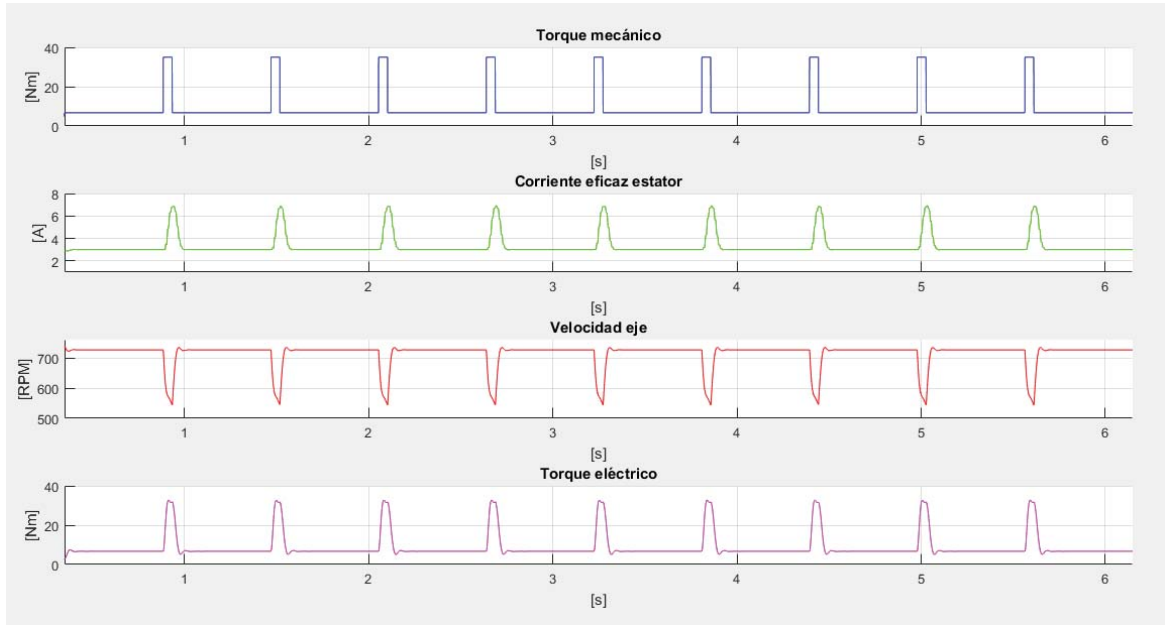


Figura 4-2: resultados obtenidos por Simulink del modelo reducido

Los resultados de la simulación de la Figura 4-2, muestran las formas de onda de la corriente eficaz de una fase del estator, la velocidad y el torque electromagnético desarrollado por el motor, al ser sometido a una carga pulsada tipo S6. Durante 10 ciclos el motor registra un comportamiento similar para los diversos ciclos de corte de la prensa, por tanto, se hará el análisis en solo un ciclo de trabajo.

4.1.1 Torque electromagnético

El torque mecánico aplicado en el eje del motor ‘obliga’ al motor a desarrollar mayor torque eléctrico para igualarlo al torque de carga. Si bien, como se hace alusión en el apartado 3.6 el torque desarrollado por el volante durante el corte es de $74[Nm]$, el motor desarrollara tan solo $35[Nm]$ durante un breve espacio de tiempo, para luego aplicar $6,7[Nm]$ de torque a la carga para volver a acelerar el volante hasta la velocidad nominal de la prensar antes del siguiente corte.

4.1.2 Velocidad del motor de inducción

Tal como se muestra en la Figura 4-2, la velocidad disminuye desde $726 [RPM]$ hasta $556[RPM]$, hecho que coincide con el diseño de la prensa y su disminución de velocidad del 20% como máximo sin perder la eficiencia.

Una disminución mayor de velocidad provocaría que el siguiente ciclo sea desarrollado a menor velocidad, disminuyendo la energía del volante, lo que podría implicar que la prensa no alcance a cortar la chapa metálica o produciendo un decaimiento sistemático de la velocidad.

4.1.3 Corriente de fase del estator

La corriente de fase del motor de inducción es aproximadamente 3 [A] antes de que la prensa afronte su ciclo activo. Posterior a este, el motor aumenta su corriente proporcional al torque electromagnético generado para igual al torque mecánico, donde la corriente eficaz alcanza un valor de 6,7 [A], siendo este valor eficaz de corriente similar a la registrada durante la partida del motor de inducción.

Con esto se comprueba que el motor estará sometido a un tipo de servicio S6 de manera continua por la prensa con pérdidas en forma de calor proporcionales al cuadrado de la corriente eficaz y repitiéndose de igual forma para gran cantidad de ciclo de prensa. Es válido recordar que la prensa ejecutara aproximadamente 100 cortes por minuto. De esta forma, se producirá una gran cantidad de pérdidas en un corto tiempo aportando temperatura al modelo de calentamiento del motor.

4.2 Ciclos de trabajo y pérdidas asociada

Con el fin de evaluar el comportamiento que tiene el motor de inducción desde un punto de vista térmico se hace necesario conocer las pérdidas eléctricas para los distintos casos. Estos casos analizados son modelados a partir de los tipos de servicios planteados en el **Marco Teórico**, que definen las pérdidas asociadas al funcionamiento del motor.

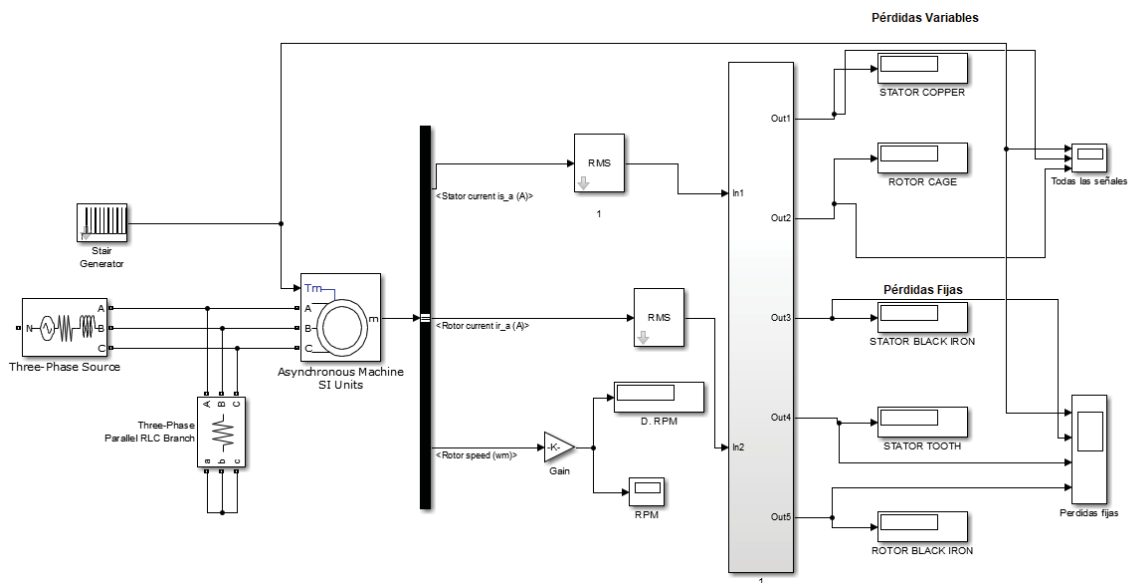


Figura 4-3: Modelo reducido Simulink para el cálculo de pérdidas

Son obtenidas por el modelo que representa al motor de inducción operando sin carga y carga nominal para servicio S1 o moviendo la prensa excéntrica para servicio S6. Dicho modelo contempla los parámetros y datos técnicos presentados en la Tabla 3-2 y Tabla 3-3. Además, el cálculo de pérdidas referido a [17]. Estos cálculos se realizan mediante Simulink a través de bloques en la Fig. 4-4.

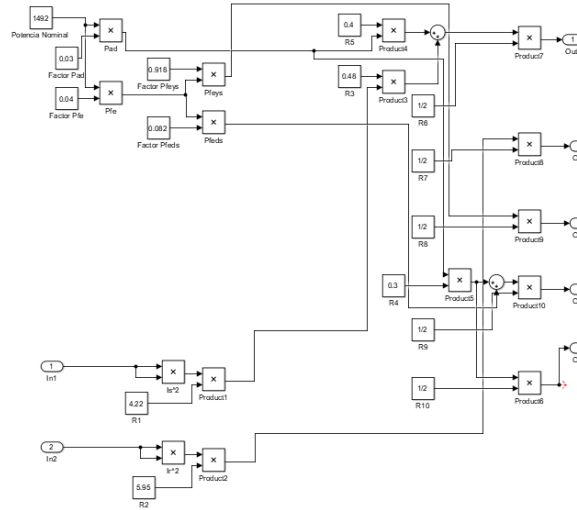


Figura 4-4: Diagrama en bloque Simulink de cálculo de pérdidas

4.2.1 Servicio continuo S1: Carga en función del torque

El motor es sometido a cargas constantes en el eje, con esto se consigue conocer la temperatura en régimen permanente en función de grado de carga según muestra la Tabla 4-2. Se consideran estos ensayos como referencia posterior a la hora de evaluar el perfil de temperaturas que se consigue a partir del motor impulsando una prensa excéntrica. Los dos casos presentados corresponden al motor operando sin carga en su eje y con carga nominal.

Tabla 4-2: Pérdidas del motor de inducción asociadas al grado de carga

Torque [Nm]	Cobre del estator [W]	Barras del rotor [W]	Hierro del estator [W]	Dientes del estator [W]	Hierro del rotor [W]	Velocidad [RPM]
0,0	17,34	0	27,39	9,16	6,71	740
21	29,08	62,5	27,39	9,16	6,71	738

4.2.2 Servicio S6: Impuesto por la prensa

El estudio del ciclo de trabajo impuesto por la carga en el eje del motor de inducción es relevante en cuanto al comportamiento térmico que tendrá la máquina. El aumento del torque solicitado, trae asociado un incremento de la corriente y dado que las pérdidas en el cobre son proporcionales al cuadrado de la corriente eficaz, se producirá un aumento del calor generado en el interior del motor y el consiguiente aumento de la temperatura.

El análisis del peor caso será el analizado en el Capítulo 3: desarrollo de investigación, por tanto, el ciclo de trabajo a estudiar es mostrado en la Tabla resumen 4-1.

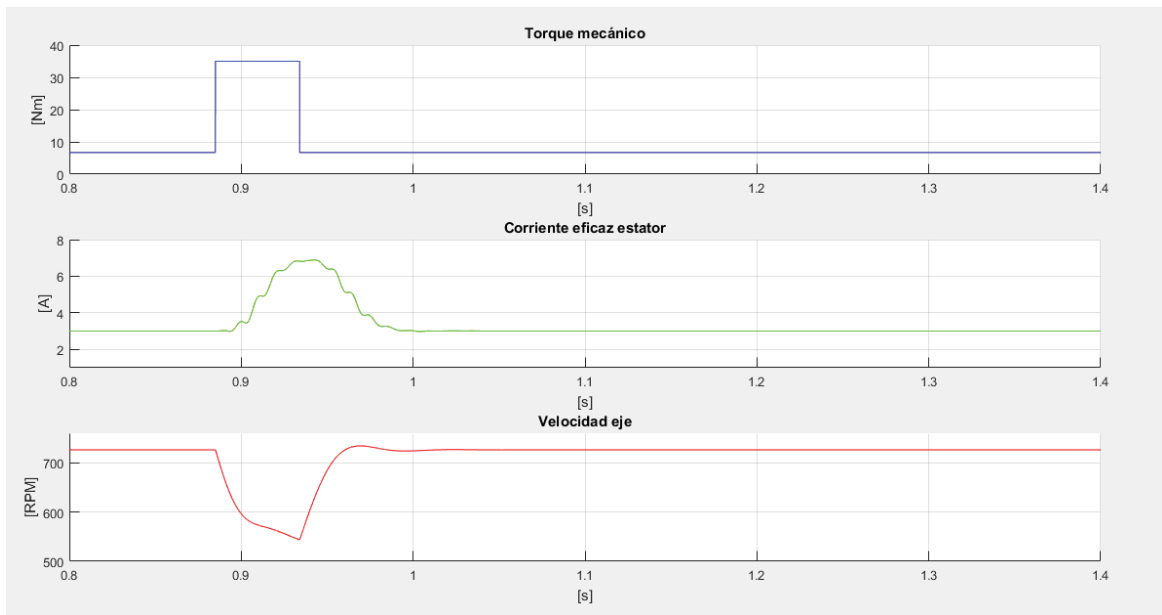


Figura 4-5: En orden descendente, curva de torque, corriente eficaz y velocidad

De los perfiles de corriente eficaz y velocidad obtenidos partir de Simulink para el ciclo de trabajo de la prensa excéntrica, mostrando claramente el aumento de corriente hasta un ‘peak’ cercano a los 6,7 [A] y una disminución de velocidad entorno al 20% durante el corte. Durante el siguiente periodo, se espera que el motor vuelva a acelerar y comience la recuperación de energía del volante cedida en el ciclo de corte de la prensa.

De este modo, utilizando la metodología del caso anterior para el cálculo de pérdidas para el motor acoplado a una prensa excéntrica será de la forma mostrada en la Tabla 4-3.

Tabla 4-3: Pérdidas del motor de inducción impulsando una prensa excéntrica

Torque [Nm]	Cobre del estator [W]	Barras del rotor [W]	Hierro del estator [W]	Dientes del estator [W]	Hierro del rotor [W]	Vel. Inicial [RPM]	Vel. Final [RPM]
35	47	150	27,39	9,16	6,71	726	556
6,7	22	3,6	27,39	9,16	6,71	556	726

Los datos de entrada, en cuanto a ciclo de trabajo respecta, para la obtención de perfiles de temperatura transitoria en el software Motor CAD son las pérdidas de la máquina y la velocidad a la cual opera en los distintos ciclos de tiempo.

4.3 Simulación del modelo térmico del motor del inducción

Motor CAD es un software dedicado al análisis térmico que proporciona una interfaz amigable, de fácil uso para el usuario, ya que sólo basta con ingresar las dimensiones físicas del diseño de la máquina, generando automáticamente el dibujo de la geometría, tanto para vistas frontal, lateral

y 3D (Fig. 4-6). A su vez, permite realizar análisis en diferentes tipos de máquinas eléctricas, como por ejemplo motores síncronos, continuos, de imanes permanentes y del interés de estudio, motor de inducción.

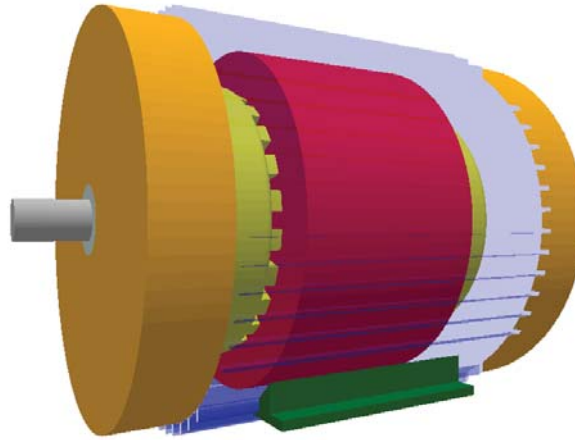


Figura 4-6: Vista 3D motor de inducción Motor-CAD

La lógica de resolución de problemas térmicos está basada en algoritmos a través de parámetros concentrados, lo que permite reducir el tiempo invertido en el estudio térmico debido a la rapidez en la que obtiene resultados, los cuales son presentados de manera gráfica facilitando su interpretación.

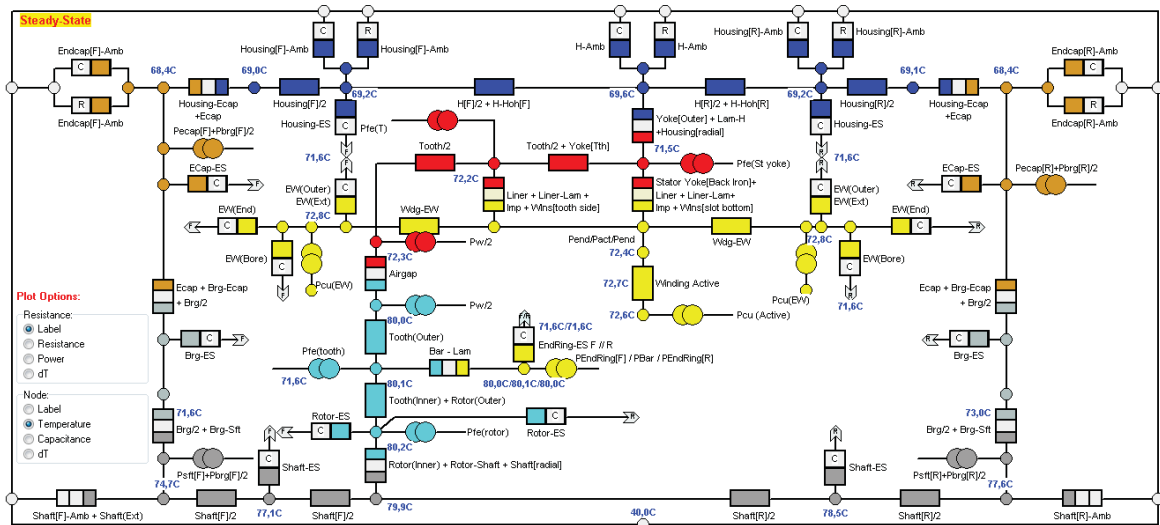


Figura 4-7: Circuito térmico del motor de inducción

En la Fig. 4-7, se presentan las resistencias térmicas obtenidas por el método de elementos concentrados. En un solo color representan partes específicas del motor reseñadas en la Tabla 3-4, en dos colores representa resistencias térmicas de interfaz entre dos medios y, por

último, las fuentes de calor (que dependen directamente de las pérdidas asociadas) son representadas por circunferencias sobrepuestas.

Tabla 4-4: Partes de la máquina por color

Color	Parte del motor
Azul	Carcasa
Mostaza	Tapas delantera y trasera
Rojo	Estator
Celeste	Rotor
Amarillo	Bobinas, barras y anillos de corto circuito
Gris	Eje
Gris claro	Rodamientos

Estos colores son respetados en todas las representaciones graficas de Motor-CAD.

Tabla 4-5: Coeficientes de conductividad térmica y calor específico

Parte del motor	Material	Conductividad térmica [W/m C°]	Calor específico [J/kg C°]
Carcasa y tapas	Aluminio	168	833
Laminas estator y rotor	Hierro magnético	30	460
Bobinas del estator	Cobre	401	385
Aislamiento entre los conductores	Barniz	0,21	1000
Cabezas de bobinas	Resina aislante	0,2	1700
Revestimiento de la ranura	Polímero	0,2	1200
Jaula del rotor	Aleaciones de cobre	200	900
Eje	Acero	52	900

La facilidad de utilización de Motor CAD radica en librerías preestablecidas de materiales comúnmente ocupados en el diseño de motores eléctricos, lo que permite conocer de manera rápida todos los componentes del circuito térmico mostrado en la Fig. 4-7, ya que son calculados de manera automática por Motor CAD a partir de las dimensiones geométricas y las propiedades térmicas de los materiales que constituyen la máquina presentados en la Tabla 4-5. Esto permite conocer de manera practica el comportamiento térmico del motor para las condiciones planteadas por el usuario, sin necesidad de ser un experto en transferencia de calor ni en dinámica de fluidos, tan solo conociendo las pérdidas asociadas a cada zona de la máquina (calculadas en el inciso anterior).

4.4 Simulación servicio S1

4.4.1 Motor operando sin carga mecánica

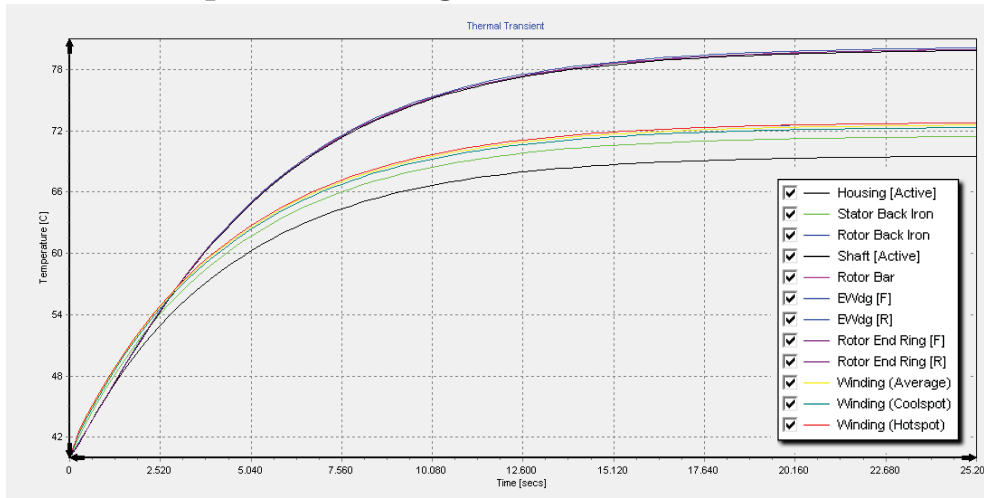


Figura 4-8: Familia de curvas de temperaturas 0[Nm]

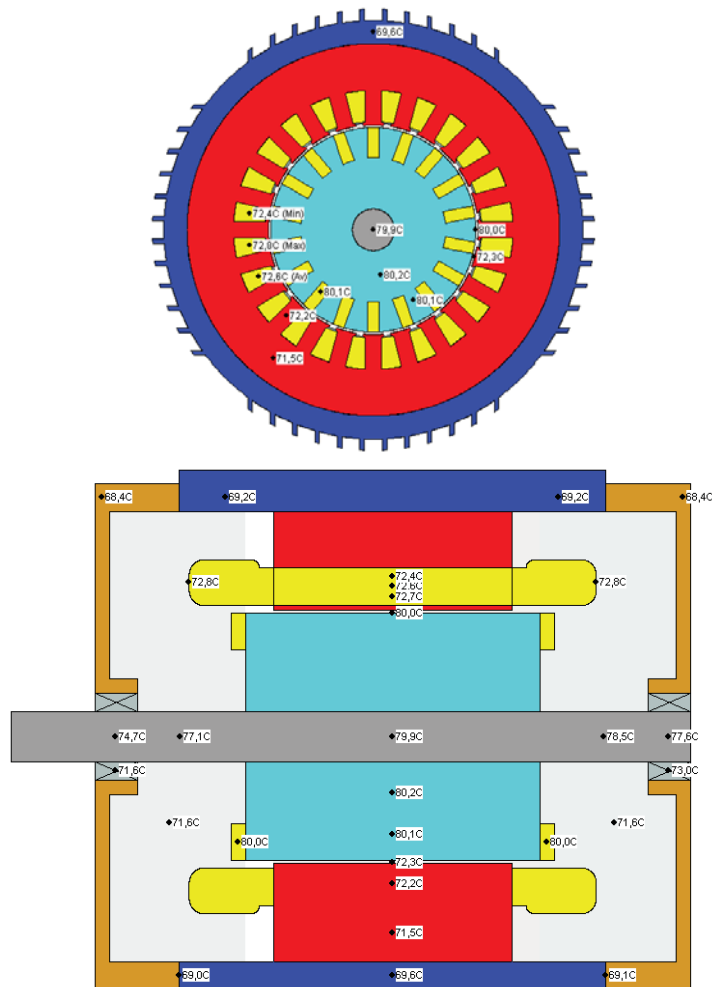


Figura 4-9: Perfil de temperaturas radial y axial del motor para 0[Nm]

4.4.2 Motor operando a torque nominal

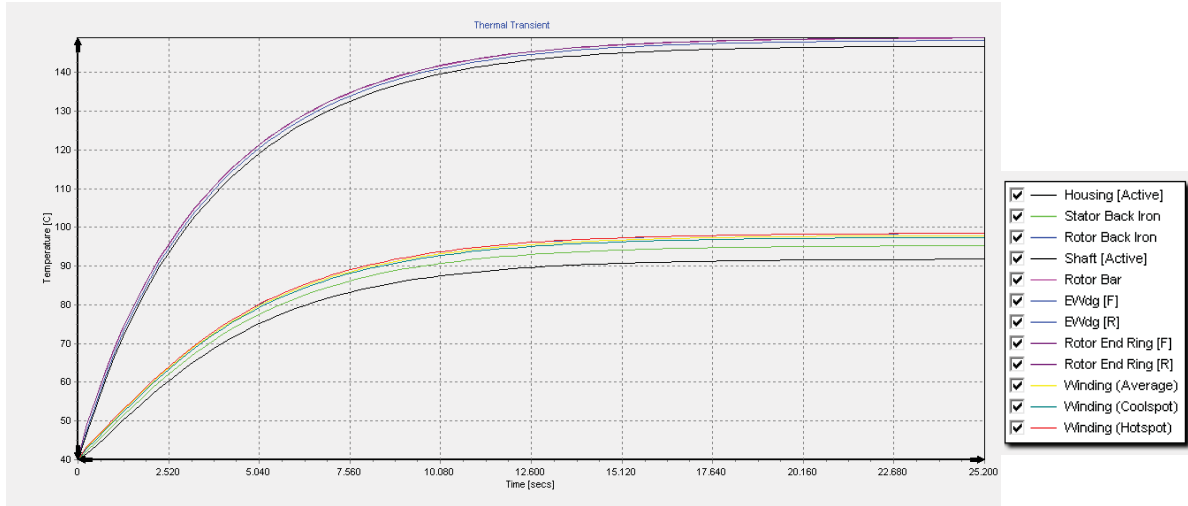


Figura 4-10: Familia de curvas de temperaturas 21[Nm]

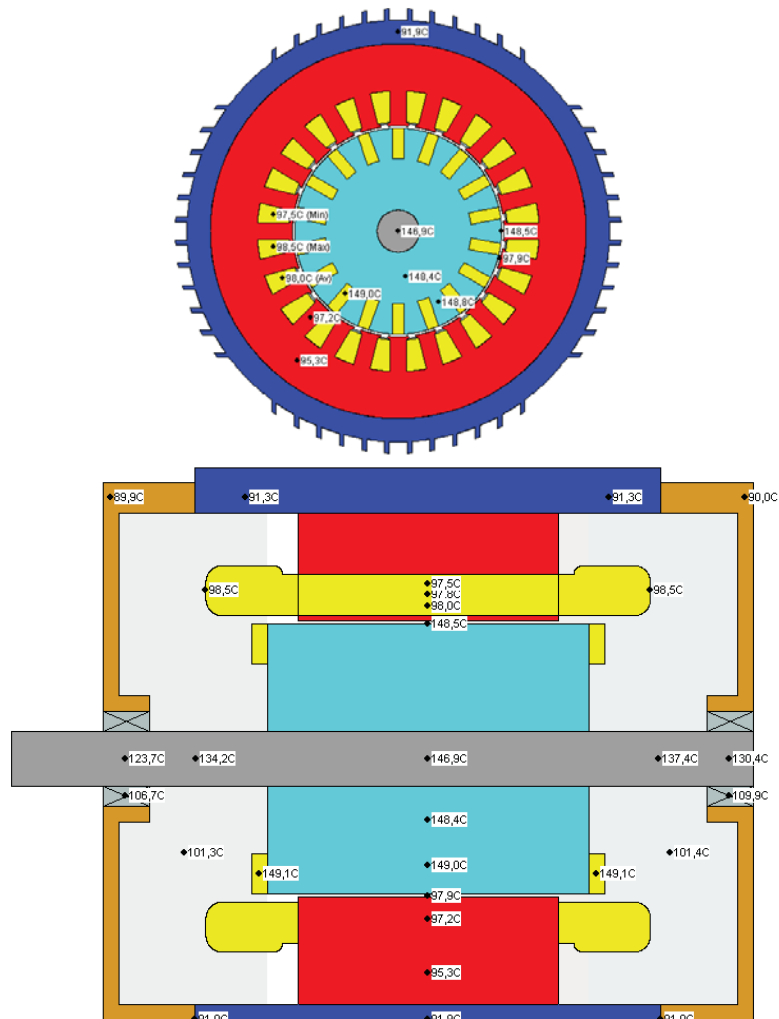


Figura 4-11: Perfil de temperaturas radial y axial del motor para 21[Nm]

4.5 Simulación servicio S6: prensa excéntrica

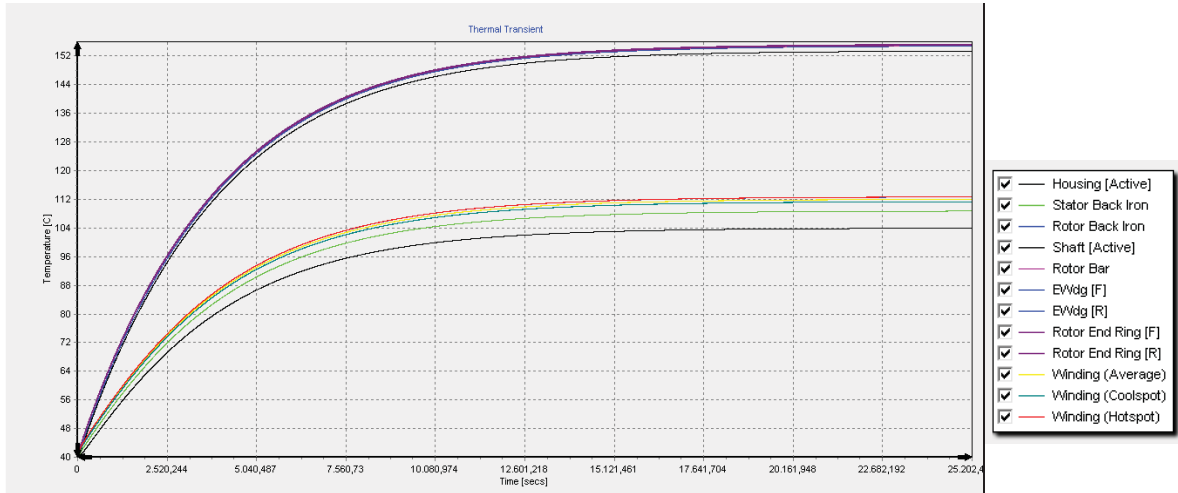


Figura 4-12: Familia de curvas de temperaturas impulsando prensa excéntrica

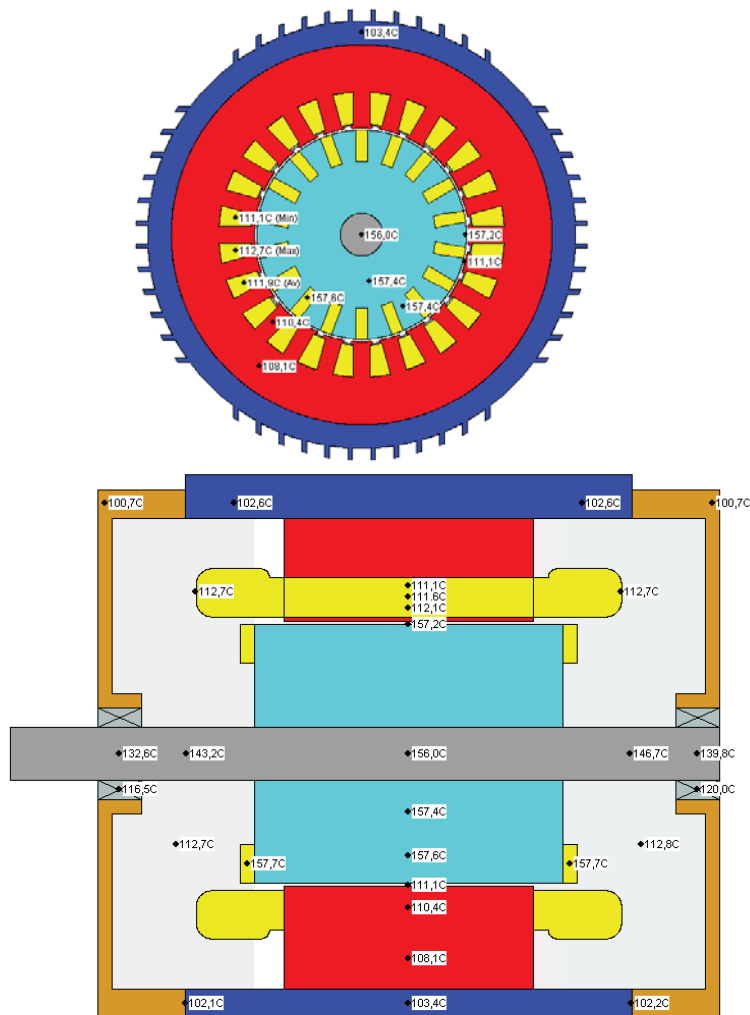


Figura 4-13: Perfil de temperaturas radial y axial del motor impulsando prensa excéntrica

4.5.1 Perfil de temperatura por Metodo Elementos Finitos (FEM)



Figura 4-14: Sección de rotor del motor de inducción

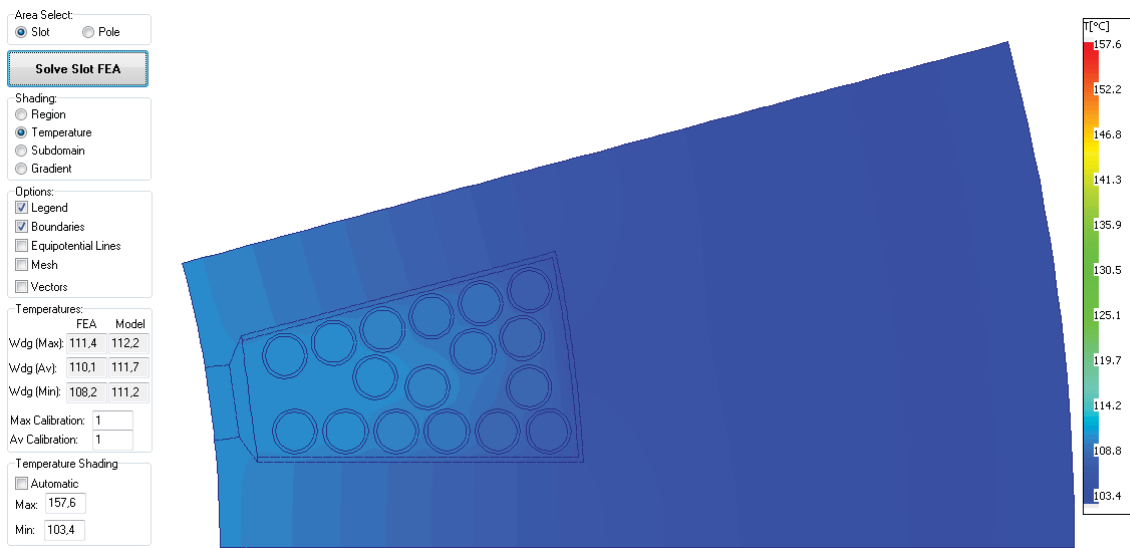


Figura 4-15: Sección del estator del motor de inducción

4.6 Análisis y discusión de resultados

Como primera consideración de análisis, cabe mencionar que todo el estudio fue realizado sobre la base estandarizada que fija la temperatura ambiente en 40°C para el análisis térmico de las máquinas eléctricas, por tanto, se infiere que durante el reposo o estado estacionario previo a la energización de la máquina, y dado el equilibrio térmico, se encuentra a temperatura ambiente. Esto explica que la escala de temperatura del análisis transiente comience desde 40°C.

Otra consideración a realizar, es el tiempo destinado a la operación del motor, se considera un tiempo suficiente que permita a la máquina alcanzar el estado estacionario permanente, siendo este tiempo 25.200[s], equivalente a 7 horas de funcionamiento continuo para todo caso.

Se realiza el estudio sobre el comportamiento térmico que presenta la máquina cuando se encuentra funcionando sin torque en el eje a modo de referencia, puesto que son las temperaturas mínimas de operación que presentara la máquina. Los resultados son mostrados gráficamente, la Fig. 4-8 permite observar la familia de curvas de temperatura desde que el motor de inducción parte del reposo hasta que alcanza la temperatura en régimen permanente, luego para facilitar el análisis de modo gráfico se muestran las temperaturas obtenidas en este caso en la Fig. 4-9, las cuales representan un corte radial y axial del motor. Bajo este análisis los conductores presentan una temperatura media de 72,6°C, el rotor, barras y anillo de cortocircuito cerca de 80°C, el estator aproximadamente 72°C. Esta elevación de temperatura es provocada principalmente por las pérdidas fijas de origen magnéticas, considerando los datos entregados en la Tabla 4-2. Estas temperaturas descritas no generan inconveniente alguno en el aislante de los devanados.

Para analizar el caso del motor operando continuamente con torque nominal (21 [Nm]), se utilizan los resultados gráficos de las Fig. 4-10 y Fig. 4-11, deja en evidencia el aumento de temperatura con respecto al motor operando sin carga, coincidente con el aumento de pérdidas debidas al aumento del nivel de corriente eficaz, la cual aumenta proporcionalmente al requerimiento de torque eléctrico. Bajo estas condiciones la temperatura media del devanado es de 97,8°C, en rotor, barras y anillo de corto circuito alcanza 148°C, para el estator 95,3°C.

Luego, de igual forma a los dos casos presentados anteriormente se evalúan las pérdidas calculadas para el ciclo de trabajo de la prensa excéntrica, en donde se considera el peor caso con impactos de corte sucesivos con una pérdida de velocidad del volante de inercia entorno al 20%, y como muestran las Fig. 4-12 y Fig. 4-13 se obtuvieron temperaturas superiores al perfil de temperaturas nominales (Fig. 4-10). Para analizar con mayor detalle, se construye el cuadro comparativo presentado en la Tabla 4-6.

Por tanto, al acoplar la prensa excéntrica la cual tiene una diferenciación de sus pérdidas según el ciclo de trabajo en el cual se encuentra dados por la Tabla 4-3, siendo bastante superiores durante el ciclo de corte de la prensa, en comparación a la característica nominal, se tendería a pensar que esto afectaría de sobremanera a la elevación de temperatura. De este modo, finalmente el resultado obtenido es que la temperatura registra una elevación aproximada desde los 97°C hasta 112°C, lo que corresponde un 14% en los devanados de la máquina. Equivale

consecuentemente a que el motor se encuentre operando continuamente con un torque aproximado de 25 [Nm].

Tabla 4-6: Comparación torque nominal contra ciclo de trabajo prensa excéntrica

Parte del motor	Torque nominal	Prensa excéntrica	% Incremento
Punto más frío del devanado	97,5	111,1	13,95
Media de temperatura en el devanado	97,8	111,6	14,11
Punto más caliente del devanado	98,8	112,1	13,46
Cabezas de bobina	98,5	112,7	14,41

La expectativa era conseguir temperaturas bastante más elevadas a las conseguidas, considerando el perfil de corriente eficaz mostrado en la Fig. 4-5, con un 'peak' de corriente cercano a los 6,7[A] pero resulto ser menor en parte por el breve instante de tiempo que el motor registra dicho nivel de pérdidas y el periodo siguiente con un ciclo más prolongado en cuanto a tiempo con pérdidas inferiores a las nominales. Esto provoca un efecto favorable en los devanados del motor, ya que es el volante de inercia el que provee de la energía necesaria para realizar el corte, liberando completamente al motor de dicho esfuerzo.

También se utilizó el método de elementos finitos incluido dentro de Motor-CAD, el cual genera automáticamente el diseño del polo y la ranura del estator para realizar el análisis térmico. A partir de este método es factible conocer el comportamiento de la temperatura dentro de los distintos materiales para las pérdidas asociadas al ciclo de trabajo impuesto por la prensa. De esta forma se aprecia claramente de la Fig. 4-14 que la mayor cantidad de calor proviene desde las barras del rotor y cuyo calor es conducido hacia su superficie y transferido por convección a través del entrehierro hacia el estator.

Al analizar la porción de estator de la Fig. 4-15, parte del calor es transferido desde el rotor vía el entrehierro de manera convectiva, la otra porción de calor es generada directamente en los devanados, en la zona más cercana al entrehierro, para alcanzar temperaturas máximas aproximadamente 111,3°C.

El análisis por FEM permite contrastar los resultados obtenidos a través del método de parámetros concentrados, en donde se obtiene una sola temperatura que representa alguna parte de la máquina, versus la amplia gama de soluciones que entrega dicho método acercando mucho más la realidad del comportamiento del calor en la máquina. De todas formas, el método de parámetros concentrados resulta útil a la hora de estimar resultados y en definitiva por ambos caminos se obtienen resultados similares con pocos grados o centésimas de grados de diferencia.

Surge el cuestionamiento entorno a la validación del modelo de parámetros concentrados, lo que resulta poco manejable a este nivel del estudio dado que implementar sondas en cada parte del motor de inducción se hace complejo para tener registro de cada una de las temperaturas. Esta validación es abordada en detalle por el paper 'Lumped parameter thermal model for electrical machines' [18]

Discusión y conclusiones

Si bien en un proyecto de investigación todos los pasos son importantes, la definición del problema es fundamental. La definición del problema supone plantear el caso general e identificar los componentes específicos del problema de investigación. Esta sólo puede diseñarse y conducirse de forma adecuada cuando el problema a tratar se ha definido con claridad. Una vez el problema se encuentra acotado, una metodología de investigación permite abordar de mejor manera la búsqueda de soluciones y respuesta a los cuestionamientos planteados por la teoría.

Desde el punto de vista del estudio, se plantea al estudiante un desafío mayor teniendo en cuenta que el estudio de la prensa excéntrica le significará sumergirse en el área de ingeniería mecánica. El conocimiento total de los parámetros implicados en el modelamiento debe ser tratado cuidadosamente para evitar dejar cabos sueltos, ni mucho menos pasar por alto variables relevantes en el dimensionamiento del problema de los esfuerzos solicitados al motor de inducción por parte de la prensa excéntrica.

El fruto de esta investigación permite realizar un modelo reducido de la prensa excéntrica enfocado en el problema térmico que podría surgir de la utilización de un motor de inducción como elemento de conversión de energía eléctrica en energía mecánica suministrada a través del volante de inercia hacia la prensa bajo estudio.

Los resultados obtenidos de la simulación de los modelos dan mayor claridad sobre el esfuerzo que debe soportar el motor en su eje. Se comprueba de esta forma, que el volante de inercia entregará la energía requerida por la prensa, liberando de este esfuerzo de corto tiempo de duración al motor. De esta forma, es el volante de inercia el que entrega 36% de la energía almacenada durante un ciclo, luego de esto es el motor el cual debe restituir dicha energía entregada para comenzar con un nuevo ciclo de corte.

Los impactos de la carga son reducidos tanto por el volante como por las correas de transmisión, los que al ser elementos flexibles de acoplo resisten de mejor forma las características de la carga mecánica. Esto libera de cambios abruptos de torque en el eje del motor, dado que la correa tiende a compensar estas cargas abruptas con un leve resbalamiento de esta sobre la pulea motriz.

Por tanto, el análisis llevado a cabo desde el punto de vista del motor, se puede reducir al ciclo necesario para impulsar el volante de inercia y las pérdidas de energía que tiene el sistema de acoplo.

Es de suma importancia el conocimiento del ciclo de trabajo que impone la prensa excéntrica al motor, a la hora de estudiar el comportamiento térmico de la máquina. Es durante el corte ejercido donde el motor dejara de transmitir potencia a la correa en un breve instante de tiempo debido a que la fuerza requerida por el torque del volante de inercia provoca un deslizamiento de la correa al vencer el coeficiente de roce entre polea motriz y la correa.

Los resultados obtenidos de la simulación en Simulink del modelo del motor estimado muestran el efecto que provoca en la forma de la corriente la carga aplicada por la prensa. Se comprueba con esto el tipo de servicio que debe prestar la máquina y bajo el cual se desarrolla el estudio correspondiente del efecto térmico. Por tanto, se comprueba que el tipo de servicio que presta el motor es de tipo S6 de trabajo continuo para unas 100 repeticiones por minuto (impuesto por la prensa).

En cuanto a la clase de diseño del motor de inducción para su característica torque velocidad, es evidente que debe ser implementado un motor tipo D. Según esta clasificación es factible asegurar que al disminuir abruptamente la velocidad el motor sea capaz de afrontar la carga y posteriormente alcanzar la velocidad nominal de diseño del volante, restableciendo completamente la energía pérdida durante el corte.

Una vez conocidos los requerimientos mecánicos impuestos al motor de inducción, se debe abordar el estudio del modelo térmico del motor de inducción, lo que permite un acercamiento previo para comprender la naturaleza de los fenómenos que implican la elevación de la temperatura de la máquina. Todo esto debido principalmente a las pérdidas por efecto Joule, seguidas de pérdidas magnéticas y pérdidas adicionales de menor magnitud, con respecto a las anteriores. El conocimiento cuantitativo de estas pérdidas, especifica el dato de entrada para el modelo térmico.

Los conocimientos de los distintos límites de temperatura definidos para las clases de aislamiento plantean la necesidad de conocer la sobreelevación de temperatura que presenta el motor de inducción durante su operación. Esto afecta negativamente el aislamiento, dado que disminuirá considerablemente la duración de aislamiento pudiendo producir en el mediano y largo plazo fallas en los devanados.

De este modo, el modelo térmico de parámetros concentrados permite una modelación sencilla del proceso térmico y a su vez realizar una estimación bastante aceptable de los diversos niveles de temperatura que tendrán los distintos componentes de la maquina: Carcasa, hierro del estator, dientes del estator, devanado del estator, entrehierro, cabezas de bobina, aire en las cabezas, devanado del rotor, hierro del rotor y finalmente el eje de la máquina.

Como líneas de trabajo investigativas, se realiza el modelamiento del motor a utilizar mediante el software dedicado de modelamiento térmico "Motor-Cad", el cual se basa fuertemente en el

dimensionamiento geométrico de la máquina, obteniendo una malla de resistencias y capacitancias térmicas vistas en este modelamiento teórico. Se prefirió esta herramienta por sobre el modelamiento a través de Matlab, debido a que presenta un ambiente más amigable y gráfico que este último, así como también la facilidad de variar el ciclo de trabajo, que permite un análisis más detallado, mediante curvas de temperatura para los distintos componentes de la máquina.

Como premisa del análisis térmico de una máquina eléctrica siempre se debe tener acotadas y bien definidas las pérdidas, tanto eléctricas como magnéticas, puesto que son el dato de entrada más relevante para la obtención de resultados, después del dimensionamiento. De ese proceso surgen los tipos de servicio en los cuales es evaluada la máquina térmicamente.

Los dos tipos de servicio escogidos fueron los que representan mejor la operación del motor de inducción, en donde comúnmente son diseñadas para prestar un servicio continuo tipo S1. Pero era el tipo de carga, el que hacía suponer que la máquina operara bajo un tipo de servicio S6, con torques altos durante un tiempo y torque mínimo en otro instante, todo esto realizado cíclicamente sin que ocurra desconexión de la red eléctrica de la máquina.

Una vez evaluados los distintos tipos de servicio modelados, se obtuvieron resultados consistentes a los esperados para el servicio S1, siendo parte de la referencia del estudio en donde el real interés es conocer la operación del motor bajo la carga impuesta por la prensa excéntrica. Es en este punto, en donde surge una especie de discrepancia, ya que, si bien los resultados del motor operando en conjunto con la prensa son consistentes, existía una expectativa esperando que la sobreelevación de temperatura fuera bastante mayor a los niveles alcanzados, de tan solo un 14%. De esta forma, se busca explicar dicho comportamiento, el cual se sustenta básicamente en los tiempos en los cuales son aplicadas dichas pérdidas, tiempos que resultan ínfimos comparados con el tiempo en el cual es evaluado el ciclo de trabajo (7 horas), por tanto al no ser sustantivo el tiempo en el cual se aplican las mayores pérdidas en cuanto a la duración, no existe una elevación de temperatura más abrupta dada la característica principal del modelo, en donde las temperaturas se elevan exponencialmente y no de forma instantánea al aumentar las pérdidas.

Finalmente, considerando que gran parte de los motores disponibles en el mercado son diseñados con aislamiento clase F (155°C), es esta clase la que proveerá la protección suficiente a los devanados del motor considerando las temperaturas alcanzadas en el estudio, no requiriendo aislamientos más específicos que podrían elevar el costo del motor.

Bibliografía

- [1] R. Hernández Sampieri, C. Fernández-Collado y P. Baptista Lucio, Metodología de la investigación, Ciudad de México: McGraw-Hill, 2006.
- [2] J. L. Medina Hanke, Accionamiento de máquinas eléctricas, Valparaíso, 2003.
- [3] A. H. López Alegría, Medición de fuerzas en una prensa excéntrica, Quilpué: Pontificia Universidad Católica de Valparaíso, 1983.
- [4] B. Vidal Jara, Construcción de un nomograma para determinar la fuerza real de una prensa excéntrica, Valparaíso: Pontificia Universidad Católica de Valparaíso, 1999.
- [5] P. Pezzano y A. Klein, Biela - Manivela, Buenos Aires: El Ateneo 2ªed., 1957.
- [6] C. W. Ham, E. J. Crane y W. L. Rogers, Mecánica de máquinas, Madrid: Del Castillo, 4a. ed., 1964.
- [7] J. E. U. J. J. Shigley, Teoría de máquinas y mecanismos, Ciudad de México: McGraw-Hill, 1988.
- [8] Schuler, Metal forming handbook.
- [9] U. C. III, «Diseño mecánico: transmisión por correas,» Madrid, 2006.
- [10] A. E. Fitzgerald, Máquinas eléctricas, Ciudad de México: McGraw-Hill, 2004.
- [11] S. J. Chapman, Máquinas eléctricas., Bogotá: McGraw-Hill, 2000.
- [12] M. Á. Rodríguez Pozueta, «Potencias, calentamiento y rendimiento de máquinas eléctricas,» Universidad de Cantabria, España, 2011.

-
- [13] J. Álvarez, «Pérdidas y calentamiento en maquinas eléctricas,» 2009.
- [14] WEG, «Daños en los bobinados de motores trifasicos,» 2012.
- [15] J. Torres Sanchez, Determinacion de la distribucion de temperatura en motores de inducción jaula de ardilla utilizando métodos experimentales y digitales, México D.F.: Instituto Politécnico Nacional México, 2007.
- [16] L. F. Parada Dinamarca, Estudio y comportamiento térmico de un motor de inducción y su protección a diferentes condiciones de carga, Valparaiso: Pontificia Universidad Católica de Valparaiso , 2016.
- [17] R. Bargallo Periña, J. Morón Romera y J. Rahuet Jané, «Programa de análisis térmico de máquinas eléctricas rotativas,» Universidad Politécnica de Cataluña, Barcelona.
- [18] P. H. Mellor, D. Roberts y D. R. Turner, «Lumped parameter thermal model for electrical machines of TEFC design,» IEE Proc. Vol 138, No 5, 1991.
- [19] S. Carreño Peña, Estudio de los datos del catalogo en motores de inducción trifásicos, Universidad Politécnica de Cataluña, 2005.
- [20] L. G. Morales Cisternas, Comportamiento térmico de un motor de inducción operando con variador de frecuencia e impulsando cargas de torque independiente respecto a la velocidad, Valparaiso: Tesis PUCV, 2016.

A Resistencias y capacitancias térmicas

A.1 Carcaza

L : largo del estator. [m]

r_1 : radio externo del estator. [m]

M_e : masa de la tapa. [kg]

M_f : masa de la carcasa. [kg]

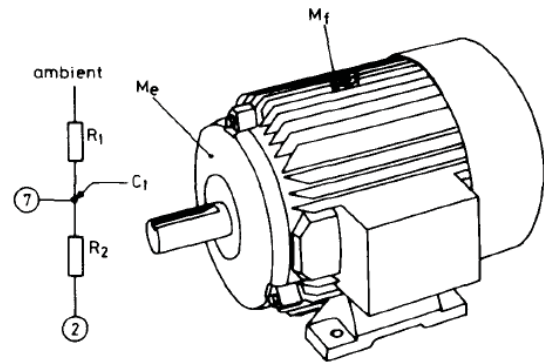
C_e : calor específico de la tapa. $\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$

C_f : calor específico de la carcasa. $\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$

h_{1s} : coeficiente de convección a partir de la ec. (3-7) $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$

S_{frame} : superficie de la carcasa. [m²]

h_c : coeficiente de contacto. $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$



$$R_1 = \frac{1}{2h_{1s} \cdot 1.5S_{frame}} \quad (A-1)$$

$$R_2 = \frac{1}{\pi h_c L r_1} \quad (A-2)$$

$$C_1 = M_e C_e + \frac{1}{2} M_f C_f \quad (A-3)$$

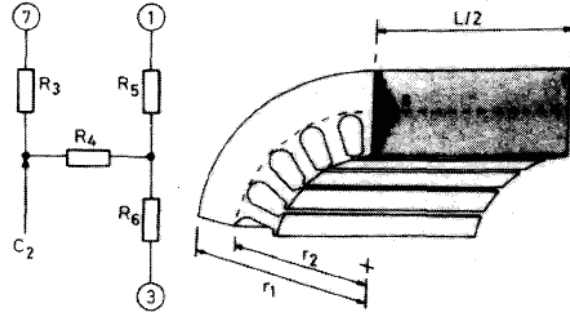
A.2 Hierro del estator

L : largo del estator. [m]

r_1 : radio externo del estator. [m]

r_2 : radio externo dientes. [m]

s : factor de apilamiento. [-]



k_{la} : conductividad termica axial laminado. $\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$

k_{lr} : conductividad termica radial laminado. $\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$

c_l : calor especifico lamiado de hierro. $\left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$

ρ_l : densidad del hierro. $\left[\frac{kg}{m^3} \right]$

$$R_3 = \frac{L}{6\pi k_{la}(r_1^2 - r_2^2)} \quad (A-4)$$

$$R_4 = \frac{-1}{4\pi k_{lr} L s (r_1^2 - r_2^2)} \cdot \left[r_1^2 + r_2^2 - \frac{4r_1^2 r_2^2 \ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)}{r_1^2 - r_2^2} \right] \quad (A-5)$$

$$R_5 = \frac{1}{2\pi k_{lr} L s} \cdot \left[1 - \frac{2r_2^2 \ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)}{r_1^2 - r_2^2} \right] \quad (A-6)$$

$$R_6 = \frac{1}{2\pi k_{lr} L s} \cdot \left[\frac{2r_1^2 \ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)}{r_1^2 - r_2^2} - 1 \right] \quad (A-7)$$

$$C_2 = \frac{c_l \rho_l \pi L s (r_1^2 - r_2^2)}{2} \quad (A-8)$$

A.3 Dientes del estator

L : largo del estator. [m]

r_2 : radio externo dientes. [m]

r_3 : radio interno de los dientes. [m]

ϕ_p : paso de dientes. [Rad]

ϕ_e : arco equivalente de dientes. [Rad]

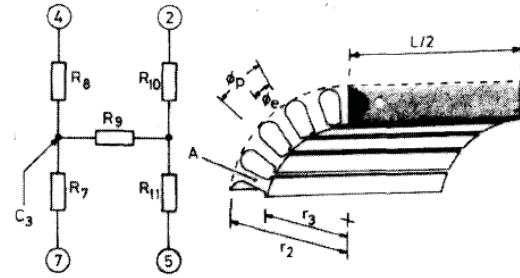
n : número de ranuras. [-]

k_{la} : conductividad termica axial laminado. $\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$

k_{lr} : conductividad termica radial laminado. $\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$

c_i : calor especifico lamiado de hierro. $\left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$

ρ_i : densidad del hierro. $\left[\frac{kg}{m^3} \right]$



$$R_7 = \frac{L\phi_p}{6\pi k_{la}\phi_e(r_2^2 - r_3^2)} \quad (A-9)$$

$$R_8 = \frac{\pi L\phi_e(r_2^2 - r_3^2)}{k_{lr}LS\phi_p(r_2^2 - r_3^2)^2 n^2} \quad (A-10)$$

$$R_9 = \frac{-\phi_p}{4\pi k_{lr}LS\phi_e(r_2^2 - r_3^2)} \cdot \left[r_2^2 + r_3^2 - \frac{4r_2^2 r_3^2 \ln\left(\frac{r_2}{r_3}\right)}{r_2^2 - r_3^2} \right] \quad (A-11)$$

$$R_{10} = \frac{\phi_p}{2\pi k_{lr}LS\phi_e} \cdot \left[1 - \frac{2r_3^2 \ln\left(\frac{r_2}{r_3}\right)}{r_2^2 - r_3^2} \right] \quad (A-12)$$

$$R_{11} = \frac{\phi_p}{2\pi k_{lr}LS\phi_e} \cdot \left[\frac{2r_3^2 \ln\left(\frac{r_2}{r_3}\right)}{r_2^2 - r_3^2} - 1 \right] \quad (A-13)$$

$$C_3 = \frac{c_i \rho_i \pi L S \phi_e (r_2^2 - r_3^2)}{2\phi_p} \quad (A-14)$$

A.4 Devanado del estator

L : largo del estator. [m]

r_4 : radio equivalente devanado. [m]

d_i : espesor aislamiento. [m]

A_c : area de bobinado en la ranura. [m²]

n : número de ranuras. [-]

F : factor de conductividad radial. [-]

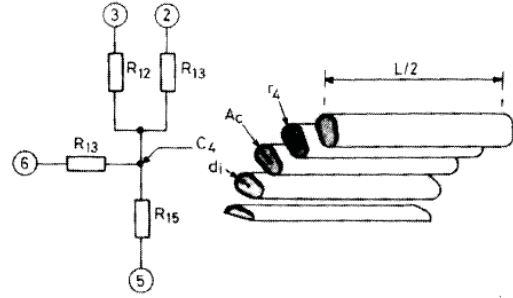
k_c : conductividad termica del cobre. $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$

k_i : conductividad termica del aislante ranura. $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$

k_v : conductividad termica del barniz. $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$

c_c : calor especifico de cobre. $\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$

ρ_c : densidad del cobre. $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$



$$R_{12} = \frac{2d_i}{\pi k_i L r_4 n} + \frac{1}{2\pi k_v L F n} \quad (A-15)$$

$$R_{13} = \frac{L}{6\pi k_c A_c n} \quad (A-16)$$

$$R_{14} = \frac{4d_i}{\pi k_i L r_4 n} + \frac{1}{\pi k_v L F n} \quad (A-17)$$

$$R_{15} = \frac{1}{\pi k_v L F n} \quad (A-18)$$

$$C_4 = \frac{c_c \rho_c A_c L n}{2} \quad (A-19)$$

A.5 Entrehierro

L : largo del estator. [m]

r_3 : radio interno de los dientes. [m]

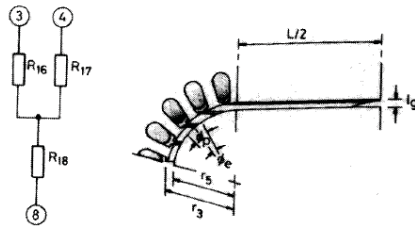
r_5 : radio exterior del rotor. [m]

ϕ_p : paso de dientes. [Rad]

ϕ_e : arco equivalente de dientes. [Rad]

h_{2r} : coeficiente transferencia del entrehierro rotacional $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$

h_{2s} : coeficiente transferencia del entrehierro estacionario $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$



$$R_{16} = \frac{\phi_p}{\phi_e \pi r_3 L h_{2r} h_{2s}} \tag{A-20}$$

$$R_{17} = \frac{\phi_p}{(\phi_p - \phi_e) \pi r_3 L h_{2r} h_{2s}} \tag{A-21}$$

$$R_{18} = \frac{1}{\pi r_5 L h_{2r} h_{2s}} \tag{A-22}$$

A.6 Cabeza de bobinas

R : radio del toroide de la cabeza de bobina. [m]

r_4 : radio equivalente devanado. [m]

r_6 : radio de la sección transversal de la cabeza de bobina. [m]

l_0 : ancho de la bobina. [m]

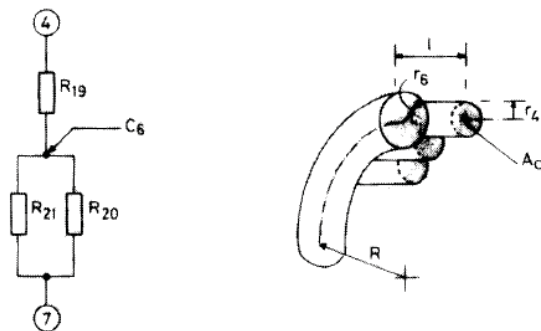
A_c : area de bobinado en la ranura. [m²]

V_c : volumen de cobre en el bobinado. [m³]

n : número de ranuras. [-]

F : factor de conductividad radial. [-]

α : porcentaje de bobina en la ranura. [-]



w : relación de punto caliente – temperatura ambiente. [-]

k_c : conductividad termica del cobre. $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$

k_v : conductividad termica del barniz. $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$

c_c : calor especifico de cobre. $\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$

ρ_c : densidad del cobre. $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

$$R_{19} = \frac{l_0 \omega}{n A_c k_c} \quad (A-23)$$

$$R_{20} = \frac{\omega}{16 \pi^2 R F k_v} \quad (A-24)$$

$$R_{21} = \frac{\omega r_6^2}{8 \pi r_4^2 l_0 F k_v n} \quad (A-25)$$

$$C_6 = \frac{c_c \rho_c (1 - \alpha) V_c}{2 \omega} \quad (A-26)$$

A.7 Aire en las cabezas

A_1 : área de contacto de la tapa. [m^2]

A_2 : área de contacto del hierro del estator. [m^2]

A_3 : área de contacto del hierro de los dientes. [m^2]

A_4 : área de contacto de la cabeza de bobina. [m^2]

A_5 : área de contacto del disco de coci. [m^2]

A_6 : área de contacto del hierro del estator. [m^2]

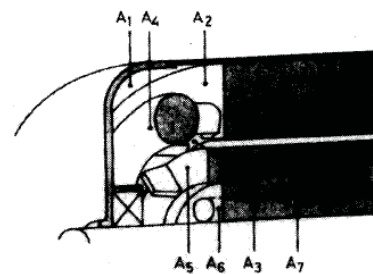
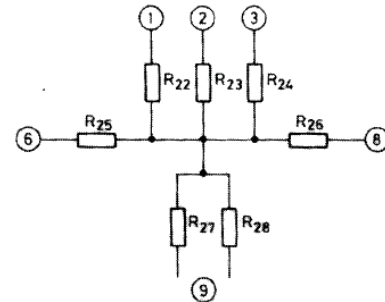
A_7 : área de contacto de las ranuras del rotor. [m^2]

h_{3r} : coeficiente ransferencia de la cabeza, rotacional $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$

h_{3s} : coeficiente ransferencia de la cabeza, estacionario $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$

h_{4r} : coeficiente ransferencia de la ranura del rotor, rotacional $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$

h_{4s} : coeficiente ransferencia de la ranura del rotor, estacionario $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$



$$R_{22} = \frac{1}{A_1 h_{3r} h_{3s}} \quad (\text{A-27})$$

$$R_{23} = \frac{1}{A_2 h_{3r} h_{3s}} \quad (\text{A-28})$$

$$R_{24} = \frac{1}{A_3 h_{3r} h_{3s}} \quad (\text{A-29})$$

$$R_{25} = \frac{1}{A_4 h_{3r} h_{3s}} \quad (\text{A-30})$$

$$R_{26} = \frac{1}{A_5 h_{3r} h_{3s}} \quad (\text{A-31})$$

$$R_{27} = \frac{1}{A_6 h_{3r} h_{3s}} \quad (\text{A-32})$$

$$R_{28} = \frac{1}{A_7 h_{4r} h_{4s}} \quad (\text{A-33})$$

A.8 Devanado del rotor

L : largo del rotor. [m]

r_5 : radio externo del rotor. [m]

r_7 : radio del anillo de coci. [m]

r_8 : radio equivalente del devanado del rotor. [m]

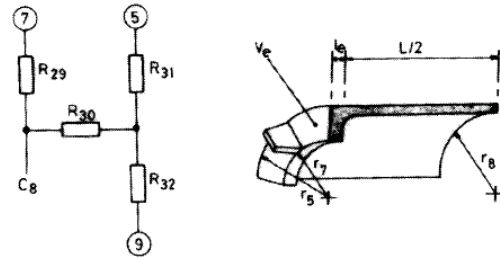
l_e : ancho del anillo de coci. [m²]

V_e : volumen de anillo y aletas. [m³]

k_a : conductividad termica del aluminio. $\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$

c_a : calor especifico del aluminio. $\left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$

ρ_a : densidad del aluminio. $\left[\frac{kg}{m^3} \right]$



$$R_{29} = \frac{L}{6\pi k_{la}(r_5^2 - r_8^2)} + \frac{l_e}{\pi k_{la}(r_5^2 - r_7^2)} \quad (\text{A-34})$$

$$R_{30} = \frac{-1}{4\pi k_{la}(r_5^2 - r_8^2)} \cdot \left[r_5^2 + r_8^2 - \frac{4r_5^2 r_8^2 \ln\left(\frac{r_5}{r_8}\right)}{r_5^2 - r_8^2} \right] \quad (\text{A-35})$$

$$R_{31} = \frac{1}{2\pi k_{la}L} \cdot \left[1 - \frac{2r_8^2 \ln\left(\frac{r_5}{r_8}\right)}{r_5^2 - r_8^2} \right] \quad (\text{A-36})$$

$$R_{32} = \frac{1}{2\pi k_{la} L} \cdot \left[\frac{2r_5^2 \ln\left(\frac{r_5}{r_8}\right)}{r_5^2 - r_8^2} - 1 \right] \quad (A-37)$$

$$C_8 = c_a \rho_a \left[\frac{\pi L (r_5^2 - r_8^2)}{2} + V_e \right] \quad (A-38)$$

A.9 Hierro del rotor

L : largo del rotor. [m]

r_8 : radio equivalente del devanado del rotor. [m]

r_9 : radio del eje. [m]

r_{10} : radio de ranuras enfriamiento. [m]

s : factor de apilamiento. [-]

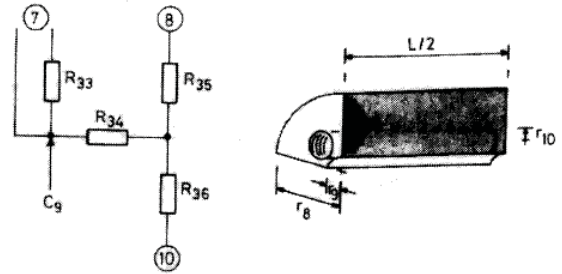
m : número de ranuras del rotor. [-]

k_{la} : conductividad termica axial laminado. $\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$

k_{lr} : conductividad termica radial laminado. $\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$

c_i : calor especifico lamiado de hierro. $\left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$

ρ_i : densidad del hierro. $\left[\frac{kg}{m^3} \right]$



$$R_{33} = \frac{L}{6\pi k_{la} (r_8^2 - r_9^2 - mr_{10}^2)} \quad (A-39)$$

$$R_{34} = \frac{-1}{4\pi k_{lr} L s (r_8^2 - r_9^2 - mr_{10}^2)} \cdot \left[r_8^2 + r_9^2 - \frac{4r_8^2 r_9^2 \ln\left(\frac{r_8}{r_9}\right)}{r_8^2 - r_9^2} \right] \quad (A-40)$$

$$R_{35} = \frac{(r_8^2 - r_9^2)}{2\pi k_{lr} L s (r_8^2 - r_9^2 - mr_{10}^2)} \cdot \left[1 - \frac{2r_9^2 \ln\left(\frac{r_8}{r_9}\right)}{r_8^2 - r_9^2} \right] \quad (A-41)$$

$$R_{36} = \frac{(r_8^2 - r_9^2)}{2\pi k_{lr} L s (r_8^2 - r_9^2 - mr_{10}^2)} \cdot \left[\frac{2r_8^2 \ln\left(\frac{r_8}{r_9}\right)}{r_8^2 - r_9^2} - 1 \right] \quad (A-42)$$

$$C_9 = \frac{c_i \rho_i \pi L s (r_8^2 - r_9^2 - mr_{10}^2)}{2} \quad (A-43)$$

A.10 Eje

L : largo del rotor. [m]

r_9 : radio del eje. [m]

l_b : ancho del rodamiento. [m]

l_m : distancia desde centro rodamiento a mitad de rotor. [m]

k_s : conductividad termica acero. $\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$

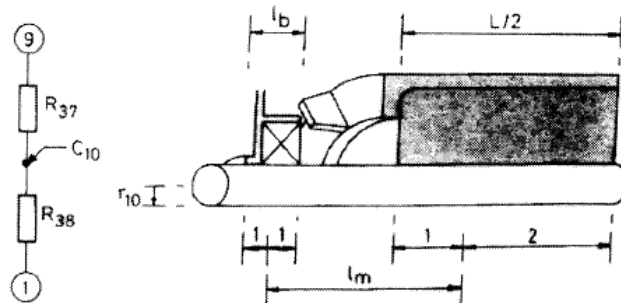
c_s : calor especifico lamiado del acero. $\left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$

ρ_s : densidad del acero. $\left[\frac{kg}{m^3} \right]$

$$R_{37} = \frac{1}{2\pi k_s L} + \frac{l_m}{2\pi k_s r_9^2} \quad (A-44)$$

$$R_{38} = \frac{1}{4\pi k_s l_b} + \frac{l_m}{2\pi k_s r_9^2} \quad (A-45)$$

$$C_{10} = \rho_s c_s \pi r_9^2 \left(l_m + \frac{1}{2} l_s + \frac{1}{6} L \right) \quad (A-46)$$



B Otro apéndice

B.1 Código reducido sistema biela-manivela

Listado B-1: Sistema biela-manivela

```
1 %Datos de entrada y cálculo de velocidad del volante;
2 d1=input('Ingrese Diámetro Polea Motriz(mm): ');
3 d2=input('Ingrese Diámetro Volante de Inercia(mm): ');
4 n1=input('Ingrese Velocidad Nominal del Motor (RPM): ');
5 n2=n1*d1/d2;
6 W2=2*pi*n2/60;
7 tciclo=2*pi/W2;
8
9
10
11 %Posición, velocidad y Aceleración del punzón;
12 Mdatos=xlsread('datos_simulacion.xlsx','A2','A2:F38');
13 alfa=Mdatos(:,1);
14
15 R=input('Ingrese Excentricidad (mm): ');
16 L=input('Ingrese Largo de la Biela (mm): ');
17
18
19 for i=1:37
20     X=R*(1-cosd(alfa(i))+R^2/(2*L)*sind(alfa(i))^2;
21     V=R*W2*(sind(alfa(i)+R*sind(2*alfa(i))/(2*L)));
22     A=R*W2^2*(cosd(alfa(i))+R/L*cosd(2*alfa(i)));
23     Mdatos(i,2)=X;
24     Mdatos(i,3)=V;
25     Mdatos(i,4)=A;
26
27 end
28
29
30 Posicion=Mdatos(:,2);
31 Velocidad=Mdatos(:,3);
32 Aceleracion=Mdatos(:,4);
33 %Se grafica posición, velocidad, aceleración en función
34 de alfa;
35
36
37
38 %Fuerza útil y Par;
39 Fcs=Fc*10000;
40
41
42 for i=1:37
43     P=abs((Fcs*(1-
44     1/2*(R*sind(alfa(i))/L)^2))/(sind(alfa(i))*((1-
45     1/2*(R*sind(alfa(i))/L)^2)+R*cosd(alfa(i))/L)));
46
```

```

47     Par=P*R*sind(alfa(i))*10^(-3);
48     Mdatos(i,5)=P;
49     Mdatos(i,6)=Par;
50
51 end
52 xlswrite('datos_simulacion.xlsx',Mdatos,'A2','A2:F38')
53
54
55

```

B.2 Calculo tiempo de ciclo, fuerzas y torques.

Listado apéndice B-2: Calculo tiempo de ciclo, fuerzas y torques.

```

1  % CALCULO TIEMPOS DE 1 CICLO DE CORTE PARA DISTINTAS
2  DISMINUCIONES DE VELOCIDADES
3
4
5  %INGRESO DE VARIABLES
6  Mdatos=xlsread('Variables Sistema Prensa-
7  Motor.xlsx','SIM2','B2:M11');
8  var_vel=Mdatos(:,1);
9
10 wn=2*pi*114/60
11
12
13 %CALCULO TIEMPO DE CORTE
14 for i=1:10
15     wc=(1-var_vel(i))*wn;
16     wc0=wn;
17     alfa=(wc^2-wc0^2)/(2*pi/6);
18     t=(wc-wc0)/alfa;
19     Mdatos(i,2)=t;
20     Mdatos(i,5)=alfa;
21
22 end
23
24
25 %CALCULO TIEMPO DE ACELERACION
26 for i=1:10
27     wa0=(1-var_vel(i))*wn;
28     wa=wn;
29     alfa=(wa^2-wa0^2)/(2*11*pi/6);
30     t=(wa-wa0)/alfa;
31     Mdatos(i,3)=t;
32     Mdatos(i,6)=alfa;
33
34 end
35
36
37
38 %CALCULO TIEMPO DE CICLO COMPLETO
39 for i=1:10
40     tc=Mdatos(i,2);
41     ta=Mdatos(i,3);
42     suma=tc+ta;
43     Mdatos(i,4)=suma;
44
45 end
46
47 %CALCULO TORQUE EN EL VOLANTE
48 r_volante=0.325;
49 r_motor=0.05;
50 I=186*r_volante^2/2
51
52
53 %corte
54 for i=1:10
55     alfa=Mdatos(i,5);
56

```

```

57     Tcorte=I*abs(alfa);
58     Mdatos(i,7)=Tcorte;
59     %FUERZA
60
61     F=Tcorte/r_volante;
62     Mdatos(i,9)=F;
63     %TORQUE EN EL MOTOR
64     Tmotor=F*r_motor;
65     Mdatos(i,11)=Tmotor;
66
67 end
68
69 %ace
70
71 for i=1:10
72     alfa=Mdatos(i,6);
73     Tace=I*abs(alfa);
74     Mdatos(i,8)=Tace;
75     %FUERZA
76
77     F=Tace/r_volante;
78     Mdatos(i,10)=F;
79     %TORQUE EN EL MOTOR
80     Tmotor=F*r_motor;
81     Mdatos(i,12)=Tmotor;
82
83 end
84
85
86 xlswrite('Variables Sistema Prensa-
87 Motor.xlsx',Mdatos,'SIM2','B2:M11')
88
89

```

B.3 Obtención de parámetros del motor de inducción

A partir del estudio realizado en una memoria de titulación [19], se obtiene una aproximación de los parámetros de un motor de inducción como resistencia del estator R1, resistencia del rotor R2', reactancias del estator X1 y rotor (misma magnitud) X2' y reactancia magnetizante Xm de la siguiente forma:

$$\text{Parametro a calcular} = a \cdot P^b \quad (\text{B-1})$$

Tomando en cuenta la potencia del motor en [kW], la cantidad de polos de la máquina y los datos tabulados se puede obtener una aproximación cercana a la realidad de la característica del motor.

Tabla apéndice B-1: Coeficientes a y b para R1 en [Ω]

R1	P < 1.5HP		1.5HP < P < 15HP		15HP < P < 67HP	
	a	B	a	b	a	b
2 Polos	8,3648	-1,1543	8,7227	-1,3062	13,9995	-1,5144
4 Polos	7,9585	-1,1612	8,3345	-1,4651	12,896	-1,5213
6 Polos	6,5079	-1,1775	7,808	-1,4902	11,705	-1,5235
8 Polos	5,6118	-1,1868	7,7637	-1,5199	10,8763	-1,52575

Tabla apéndice B-2: Coeficientes a y b para R2' en $[\Omega]$

R2'	P < 1.5HP		1.5HP < P < 15HP		15HP < P < 67HP	
	a	B	a	b	a	b
2 Polos	5,0413	-1,0779	6,4639	-1,3472	10,788	-1,4421
4 Polos	6,554	-1,0025	7,2274	-1,2429	10,77	-1,4028
6 Polos	6,8435	-0,9043	8,1121	-1,1818	10,762	-1,3598
8 Polos	6,85	-0,7822	9,2645	-1,108	11,3542	-1,287

Tabla apéndice B-3: Coeficientes a y b para X1 y X2' en $[\Omega]$

X1 y X2'	P < 1.5HP		1.5HP < P < 15HP		15HP < P < 67HP	
	a	B	a	b	a	b
2 Polos	7,2743	-1,2039	7,36	-1,0252	7,9507	-0,9925
4 Polos	8,1077	-1,2172	8,245	-1,085	11,9272	-1,0951
6 Polos	8,8064	-1,2245	8,434	-1,0986	12,785	-1,1081
8 Polos	9,0438	-1,2345	9,9825	-1,144	15,682	-1,13

Tabla apéndice B-4: Coeficientes a y b para Xm en $[\Omega]$

Xm	P < 1.5HP		1.5HP < P < 15HP		15HP < P < 67HP	
	a	B	a	b	a	b
2 Polos	147,46	-0,79	183,01	-0,7947	342,99	-1,0505
4 Polos	123,67	-0,7732	154,28	-0,793	180,72	-0,9311
6 Polos	101,05	-0,725	110,29	-0,7679	153,47	-0,893
8 Polos	72,91	-0,6606	87,503	-0,7603	93,176	-0,7739

Listado apéndice B-3: código obtención de parámetros

```

1 P_HP=input('Ingrese potencia en HP');
2 P_W=P_HP*746/1000;
3 Polos=input('Ingrese cantidad de polos');
4 Datos_R1=xlsread('Variables Sistema Prensa-
5 Motor.xlsx','Parametros motor','B3:G6')
6 Datos_R2=xlsread('Variables Sistema Prensa-
7 Motor.xlsx','Parametros motor','B10:G13')
8 Datos_X=xlsread('Variables Sistema Prensa-
9 Motor.xlsx','Parametros motor','B17:G20')
10 Datos_Xm=xlsread('Variables Sistema Prensa-
11 Motor.xlsx','Parametros motor','B24:G27')
12
13
14
15
16 %Determinar Fila según cantidad de polos
17
18
19 if Polos==2
20     i=1;
21 else

```

```

22     if Polos==4
23         i=2;
24     else
25         if Polos==6
26             i=3;
27         else
28             if Polos==8
29                 i=4
30             else
31                 display('Valor incorrecto')
32             end
33         end
34     end
35 end
36 end
37 end
38 end
39 end
40
41 %Calculo según Potencia
42 if P_HP<1.5
43     j=1
44     R1=Datos_R1(i,j)*P_W^(Datos_R1(i,j+1))
45     R2=Datos_R2(i,j)*P_W^(Datos_R2(i,j+1))
46     X1=Datos_X(i,j)*P_W^(Datos_X(i,j+1))
47     X2=X1
48     Xm=Datos_Xm(i,j)*P_W^(Datos_Xm(i,j+1))
49
50
51
52 else
53     if P_HP<15
54         j=3
55         R1=Datos_R1(i,j)*P_W^(Datos_R1(i,j+1));
56         R2=Datos_R2(i,j)*P_W^(Datos_R2(i,j+1));
57         X1=Datos_X(i,j)*P_W^(Datos_X(i,j+1));
58         X2=X1;
59         Xm=Datos_Xm(i,j)*P_W^(Datos_Xm(i,j+1));
60
61     else
62         if P_HP<67
63             j=5
64             R1=Datos_R1(i,j)*P_W^(Datos_R1(i,j+1));
65             R2=Datos_R2(i,j)*P_W^(Datos_R2(i,j+1));
66             X1=Datos_X(i,j)*P_W^(Datos_X(i,j+1));
67             X2=X1;
68             Xm=Datos_Xm(i,j)*P_W^(Datos_Xm(i,j+1));
69
70         else
71             display('potencia fuera de rango(Máximo
72 67HP'))
73         end
74     end
75 end
76 end
77 end
78 end
79 end
80
81 L1=X1/(2*pi*50);
82 Lm=Xm/(2*pi*50);
83
84
85
86
87 display('La resistencia en ohm del estator es ','R1')
88 display('La resistencia en ohm del rotor es ','R2')
89 display('La inductancia en Hy del estator y del rotor es
90 ','L1')
91 display('La inductancia magnetizante en Hy es ','Lm')

```

```
93  
94 Mresultado=[R1;R2;L1;L1;Lm]  
95  
96 xlswrite('Variables Sistema Prensa-  
97 Motor.xlsx',Mresultado,'Parametros motor','I2:I6')  
98  
99  
100
```