



Instituto Politécnico Nacional

Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica

Unidad Zacatenco

Sección de Estudios de Posgrado e Investigación

Validación de un sistema de control novedoso para una
máquina tribológica de cuatro bolas

TESIS

Que para obtener el grado de maestro en ciencias
en ingeniería mecánica

Presenta:

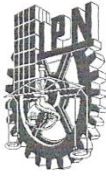
José Filiberto Márquez Santiago

Directores:

Dr. Manuel Vite Torres

Dr. Ezequiel Alberto Gallardo Hernández

Ciudad de México, Octubre 2019



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
SECRETARÍA DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO

SIP-14 BIS

ACTA DE REVISIÓN DE TESIS

En la Ciudad de México siendo las 13:00 horas del día 23 del mes de Septiembre del 2019 se reunieron los miembros de la Comisión Revisora de la Tesis, designada Por el Colegio de Profesores de Estudios de Posgrado e Investigación de E.S.I.M.E. para examinar la tesis titulada:

“VALIDACIÓN DE UN SISTEMA DE CONTROL NOVEDOSO DE UNA MAQUINA TRIBOLÓGICA DE CUATRO BOLAS”

MÁRQUEZ

Apellido paterno

SANTIAGO

Apellido materno

JOSÉ FILIBERTO

Nombre(s)

Con registro: **A 1 7 1 0 2 0**

aspirante de:

MAESTRO EN CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA

Después de intercambiar opiniones los miembros de la Comisión manifestaron **SU APROBACIÓN DE LA TESIS**, en virtud de que satisface los requisitos señalados por las disposiciones reglamentarias vigentes.
LA COMISIÓN REVISORA

Directores de tesis

DR. MANUEL VITE TORRES

DR. EZEQUIEL ALBERTO GALLARDO HERNÁNDEZ

Presidente

DR. JOSÉ ÁNGEL LODEGARIO ORTEGA HERRERA

Segundo Vocal

DR. EZEQUIEL ALBERTO GALLARDO HERNÁNDEZ

Tercer Vocal

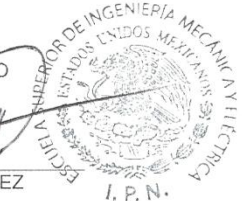
DRA. MARÍA JOANA YÁÑEZ ESCOTO

Secretario

DR. ORLANDO SUSARREY HUERTA

EL PRESIDENTE DEL COLEGIO

DR. MIGUEL TOLEDO VELAZQUEZ



SECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
SECRETARÍA DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO

CARTA CESIÓN DE DERECHOS

En la Ciudad de México, siendo el día 11 del mes de Octubre del año 2019, el que suscribe José Filiberto Márquez Santiago alumno del Programa de Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica, con número de registro A171020, adscrita a la Sección de Estudios de Posgrado e Investigación de la Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica Unidad Zacatenco, manifiesta que es el autor intelectual del presente trabajo de Tesis bajo la dirección del Dr. Manuel Vite Torres y del Dr. Ezequiel Alberto Gallardo Hernández y cede los derechos del trabajo titulado Validación de un Sistema de Control Novedoso de una Máquina Tribológica de Cuatro Bolas, al Instituto Politécnico Nacional para su difusión, con fines académicos y de investigación.

Los usuarios de la información no deben reproducir el contenido textual, gráficas o datos del trabajo sin el permiso expreso del autor y/o directores del trabajo. Este puede ser obtenido escribiendo a la siguiente dirección jos.aoi.angel@gmail.com. Si el permiso se otorga, el usuario deberá dar el agradecimiento correspondiente y citar la fuente del mismo.

Márquez Santiago José Filiberto

RESUMEN

La tribología es la ciencia que estudia el desgaste, la fricción así como la lubricación entre pares que se encuentran en contacto y en movimiento relativo. El objetivo principal de esta ciencia es proponer soluciones para reducir el consumo de materiales y energía lo cual impacta en una reducción de costos. Estas soluciones, por ejemplo, pueden ir desde la substitución de nuevos materiales, tratamientos y recubrimientos superficiales de alto rendimiento así como también el uso de nuevos lubricantes y aditivos [1]. Es imprescindible el hecho de que los lubricantes deben mejorarse continuamente para cumplir con los requerimientos de mayor velocidad, carga y temperatura [2].

Por otro lado, la caracterización tribológica de lubricantes por el método de cuatro bolas es indispensable. Estos ensayos están basados en normas establecidas por asociaciones internacionales como la ASTM, DIN y la IP entre otras. Dicho método tienen el propósito de evaluar las propiedades anti-desgaste, coeficiente de fricción y capacidad de carga tanto en grasas como en aceites lubricantes.

Pero, fabricar e instrumentar estos equipos no es tarea fácil, dado que hay una gran lista de parámetros dependientes que se deben controlar o pueden llegar a influir en los resultados experimentales tal como los parámetros de Hersey (temperatura, carga, velocidad y viscosidad) y otros poco dependientes como las propiedades físicas y químicas de los materiales (bolas de acero principalmente, solventes, contaminantes, etc.).

Por lo anterior, el propósito de este trabajo fue desarrollar el sistema de control de temperatura, velocidad y carga para una un equipo tribológico de cuatro bolas, ya desarrollado en el laboratorio de Tribología de la SEPI ESIME Zacatenco del Instituto Politécnico Nacional. Posteriormente, el sistema de control fue validado en términos de repetitividad y reproducibilidad del método en dicho equipo de acuerdo a un programa de ensayos que empleo tres grasas certificadas y apoyándose en las normas ASTM D2266 - Prueba de desgaste o no extrema presión (NEP) y ASTM D2596 – Pruebas de capacidad de carga o extrema presión (EP).

ABSTRACT

Tribology is the science that studies the wear, friction as well as the lubrication between pairs that are in contact and in relative movement. The main objective of this science is to propose solutions to reduce the consumption of materials and energy which impacts on a reduction of costs. These solutions, for example, can be from the replacement of new materials, treatments and high-performance surface coatings as well as the use of new lubricants and additives [1]. It is essential that the lubricants continuously must be improved to have the requirements of higher speed, load and temperature [2].

Furthermore, the characterization of lubricants by the four-ball test is essential. These tests are based on standards which have been established by associations as ASTM, DIN, and IP among others. This method has the purpose of evaluating the anti-wear properties, coefficient of friction and load capacity in greases and oils lubricants.

However, manufacturing and instrumenting this equipment is not an easy task, there is a large list of dependent parameters that must be controlled or they may influence on the experimental results as Hersey's parameters (temperature, load, speed and viscosity) and others that are not very dependent, as the physical and chemical properties of the materials (mainly steel balls, solvents, contaminants, etc.).

Therefore, the purpose of this project was to develop the temperature, speed and load control system for a tribological equipment of four balls tests, it has already been developed in the tribological laboratory of the SEPI ESIME Zacatenco of the National Polytechnic Institute. Subsequently, the control system was validated in terms of repeatability and reproducibility of the method in the mentioned equipment according to a testing program that used three certifies greases and it was supported by the ASTM D2266 standard - Wear Test or No Extreme Pressure Test (NEP) and ASTM D2596 standard - Load Capacity Test or Extreme Pressure Test (EP).

DEDICATORIA

El presente trabajo está dedicado a mis queridos padres Márquez Galicia Filiberto y Gabriel Santiago Emilia, que mediante su esfuerzo y arduo trabajo han sabido educar tanto a mis hermanos como a mí. Nos han guiado por un camino riguroso que nos enseñó que el empeño y la dedicación son fundamentales para cumplir todas nuestras metas.

Así mismo, está dedicado a mis queridos hermanos Márquez Santiago Jonathan y Márquez Gabriel Sarai.

AGRADECIMIENTOS

A la ESIME unidad Zacatenco del IPN, por brindarme la oportunidad de realizar mis estudios de maestría.

A mis directores de tesis Dr. Manuel Vite Torres y Dr. Ezequiel Alberto Gallardo Hernández, por haberme apoyado académicamente con sus conocimientos y sus consejos.

A todos mis maestros que en las aulas impartieron sus materias, por transmitirme su conocimiento en las materias de Mecánica, Tribología, Diseño Mecánico, Dinámica, Estática, Control y Automatización.

Al Dr. José Reyes Gasga tanto a los técnicos académicos Dr. Samuel Tehuacanero Cuapa del instituto de Física de la UNAM, por su disposición en aportar sus conocimientos en el aula y apoyar con sus laboratorios e instrumentos al grupo de Tribología de la SEPI de la ESIME Zacatenco.

A mis compañeros de grupo de Tribología de la SEPI de la ESIME Zacatenco, por sus críticas constructivas, consejos y amistad.

A los encargados del laboratorio de Máquinas y Herramientas de la SEPI de la ESIME Zacatenco, por su gran apoyo.

Al CONACyT, por su apoyo económico que me ayudó a sustentarme y apoyarme en mis gastos de manutención durante todo el periodo de mis estudios de maestría.

Contenido

RESUMEN.....	I
ABSTRACT	II
INTRODUCCIÓN.....	XI
OBJETIVOS	XIII
ANTECEDENTES.....	XIV
JUSTIFICACIÓN.....	XV
CAPÍTULO 1 - ESTADO DEL ARTE	1
1.1 Tribología	1
1.1.1 Antecedentes históricos de la tribología	1
1.1.2 Visión de la tribología en la actualidad.	5
1.2 Evolución histórica de la ingeniería de control.....	7
1.2.1 Primeros ejemplos históricos de sistemas de control	7
1.2.2 La revolución industrial	9
1.2.3 El problema de la estabilidad	11
1.2.4 Control clásico	12
1.2.5 Teoría moderna de control.....	15
CAPÍTULO 2 - MARCO TEÓRICO	18
2.1 Tribología	18
2.1.1 Tribosistema	18
2.1.2 Fricción	19
2.1.3 Desgaste	21
2.1.4 Lubricación y lubricantes.....	24
2.1.5 Regímenes de lubricación.....	29
2.1.6 Máquinas tribológicas	31
2.2 Control y automatización	34
2.2.1 Control	34
2.2.2 Sistemas de control	34
2.2.3 Sensores	36
2.2.4 Accionamientos.....	38
2.2.5 Sistemas lineales y sistemas no lineales.....	40
2.2.6 Función de transferencia.....	41
2.2.7 Control Proporcional-Integral-Derivativo (PID)	42
CAPÍTULO 3 – MÁQUINA TRIBOLÓGICA DE 4 BOLAS.....	48
3.1 Normas	50
3.2 Caracterización de lubricantes por técnicas de desgaste o no extrema presión	52

3.3 Caracterización de lubricantes por técnicas de extrema presión	52
3.4 Componentes de la máquina tribológica de cuatro bolas.....	54
3.4.1 Interfaces.....	54
3.4.2 Sensores	56
3.4.3 Actuadores.....	59
3.4.4 Otros componentes.....	65
3.5 Modelado y análisis de variables del sistema de la máquina de cuatro bolas.....	68
3.5.1 Variables controladas	68
3.5.1.1 Control de temperatura	68
3.5.2 Variables resultantes	74
CAPÍTULO 4 - PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL PARA LA VALIDACIÓN DE LA MÁQUINA DE CUATRO BOLAS	82
4.1 Procedimiento experimental de los ensayos de no extrema presión.....	83
4.2 Procedimiento experimental de las pruebas de extrema presión.....	84
CAPÍTULO 5 RESULTADOS.....	85
5.1 Pruebas de no extrema presión.....	85
5.2 Pruebas de extrema presión.....	88
CAPÍTULO 6 - ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS	102
6.1 Variables controladas.....	102
6.1.1 Análisis estadístico del control de temperatura	102
6.1.2 Análisis estadístico del control de carga	107
6.2 Discusión de resultados en pruebas de no extrema presión.....	112
6.2.1 Precisión.....	112
6.2.2 Sesgo	114
6.3 Discusión de resultados en pruebas de extrema presión.....	114
6.3.1 Estimación de la carga crítica por análisis visual.....	114
6.3.2 Precisión.....	114
6.3.3 Sesgo:	117
CONCLUSIONES	118
TRABAJOS FUTUROS.....	119
REFERENCIAS	120
ANEXOS.....	124
Manual de operación del sistema de control de la máquina de cuatro bolas	124
Productos generados	129

Índice de figura

FIG. 1) ARTICULACIÓN HUMANA (RODILLA).....	1
FIG. 2) TRANSPORTE DE UN COLOSAL HALLADO EN BERSHEH.....	3
FIG. 3) RELOJ DE AGUA KTSINIOS RECONSTRUIDO POR H. DIELS. FIG. 4) CLEPSYDRA, ALARMA DE PLATÓN. 7	7
FIG. 5) REGULADOR DE NIVEL DE ACEITE DE PHILON.....	8
FIG. 6) DISPENSADOR AUTOMÁTICO DE VINO POR EL PRINCIPIO DE LOS VASOS COMUNICANTES.	8
FIG. 7) REGULADOR DE WATT	10
FIG. 8) ELEMENTOS DEL TRIBOSISTEMA	18
FIG. 9) TIPOS DE FRICCIÓN. A) DESLIZANTE B) RODANTE C) FLUIDA.....	19
FIG. 10) DAÑO EN CONTACTO RUEDA-RIEL POR BAJA FRICCIÓN.	20
FIG. 11) DISPOSITIVO A BORDO SURTIDOR DE ARENA EN CONTACTO RUEDA-RIEL.	20
FIG. 12) COEFICIENTE DE FRICCIÓN.	21
FIG. 13) CURVA DE STRIBECK.	29
FIG. 14) SISTEMA DE CONTROL EN LAZO ABIERTO.....	35
FIG. 15) SISTEMA DE CONTROL EN LAZO CERRADO.	35
FIG. 16) SISTEMAS ANALÓGICOS Y DIGITALES.....	36
FIG. 17) TRANSDUCTOR.	37
FIG. 18) ELECTROVÁLVULA.	39
FIG. 19) PRINCIPIO DE SUPERPOSICIÓN.	40
FIG. 20) TIPOS DE SISTEMAS. A) LINEAL B) NO LINEAL.....	40
FIG. 21) DIAGRAMA A BLOQUES DE UN SISTEMA Y FUNCIÓN DE TRANSFERENCIA.....	41
FIG. 22) CONTROL PI.....	44
FIG. 23) CONTROL PD.	45
FIG. 24) DIAGRAMA DEL CONTROLADOR PID.	47
FIG. 25) MAQUINA DE CUATRO BOLAS DEL GRUPO DE TRIBOLOGÍA DE LA SEPI ESIME ZACATENCO.	48
FIG. 26) ARREGLO TETRAÉDRICO DE LOS ENSAYOS DE CUATRO BOLAS.....	49
FIG. 27) INSTRUMENTACIÓN ESPECIAL DE LA MÁQUINA DE CUATRO BOLAS.	49
FIG. 28) RESULTADOS CARACTERÍSTICOS DE LA MÁQUINA ESPECIAL DE CUATRO BOLAS.	50
FIG. 29) GRÁFICA TÍPICA EN PRUEBAS DE EXTREMA PRESIÓN.	53
FIG. 30) TARJETA NI 9219.	54
FIG. 31) CONEXIONES DE TERMOPARES Y CELDAS DE CARGA.....	54
FIG. 32) TARJETA NI 9472.	55
FIG. 33) CONEXIONES PARA SALIDAS DIGITALES	55
FIG. 34) INTERFAZ USB NI 9162.....	55
FIG. 35) TERMOPAR TIPO K.....	56
FIG. 36) TERMOPARES Y FORMAS CONSTRUCTIVAS.	56
FIG. 37) CELDAS DE CARGA TIPO S.....	57
FIG. 38) PUENTE DE WHEATSTONE Y CÓDIGO DE COLORES PARA CELDAS DE CARGA.	58
FIG. 39) LINEALIDAD DE UNA CELDA DE CARGA.	58
FIG. 40) FUELLE NEUMÁTICO.....	59
FIG. 41) PRESIÓN DEL FUELLE NEUMÁTICO Y FUERZA LINEAL.....	59
FIG. 42) MOTOR ELÉCTRICO TRIFÁSICO.....	60
FIG. 43) REGULACIÓN DE VELOCIDAD POR BANDA.....	60
FIG. 44) RESISTENCIA ELÉCTRICA DE BANDA.....	61
FIG. 45) INTERFAZ DEL SISTEMA TÉRMICO.....	61
FIG. 46) ELECTROVÁLVULA REGULADORA DE PRESIÓN.....	62
FIG. 47) DIAGRAMA DE LA ELECTROVÁLVULA REGULADORA DE PRESIÓN.....	62
FIG. 48) INTERFAZ DEL SISTEMA DE CARGA.	63
FIG. 49) ELECTROVÁLVULA 3/2.	63
FIG. 50) DIAGRAMA DE LA ELECTROVÁLVULA 3/2. A) POSICIÓN 1 (DESFOGUE) B) POSICIÓN 2 (ABIERTO).....	64

FIG. 51) ELECTROVÁLVULA 2/2.	64
FIG. 52) DIAGRAMA DE LA ELECTROVÁLVULA 2/2. A) POSICIÓN 1 (ABIERTO), POSICIÓN 2 (CERRADO).....	64
FIG. 53) REGULADOR DE PRESIÓN CON FILTRO DE HUMEDAD.	65
FIG. 54) FILTRO DE PARTÍCULAS.	65
FIG. 55) RELEVADOR.	65
FIG. 56) FUENTES DE ALIMENTACIÓN DE CORRIENTE DIRECTA. A) 12V _{CD} /1.9A B) 24V _{CD} /1.3A.....	66
FIG. 57) BREAKER SIEMENS C16.....	66
FIG. 58) RELÉ DE SOBRECARGA 3RU1116-1JB0.....	66
FIG. 59) CONTACTOR 3RT1017-1AK61.....	67
FIG. 60) RESPUESTA DEL SISTEMA DE TEMPERATURA EN LAZO ABIERTO A UNA FUNCIÓN ESCALÓN DEL 33.3%.	70
FIG. 61) FUNCIÓN ESCALÓN Y RESPUESTA DEL SISTEMA A LA TEMPERATURA EN LAZO ABIERTO.....	70
FIG. 62) APROXIMACIONES DE LA FUNCIÓN DE TRANSFERENCIA DEL SISTEMA DE TEMPERATURA EN LAZO ABIERTO.....	71
FIG. 63) FUNCIÓN DE TRANSFERENCIA.....	72
FIG. 64) RESPUESTA TEÓRICA DEL SISTEMA DE TEMPERATURA EN MEDIANTE EL CONTROLADOR PID.	73
FIG. 65) CONTROL PID DE TEMPERATURA EN EL AMBIENTE DE NI LABVIEW 2017.....	73
FIG. 66) ARREGLO TETRAÉDRICO DE LAS BOLAS.....	74
FIG. 67) VISTA SUPERIOR DEL ARREGLO.	74
FIG. 68) TRIÁNGULOS EQUILÁTEROS.....	75
FIG. 69) DISTANCIA DEL SENSOR AL FULCRO.	76
FIG. 70) COMPONENTES RECTANGULARES.....	77
FIG. 71) TETRAEDRO.	78
FIG. 72) DISTRIBUCIÓN DE PRESIÓN DE CONTACTO.....	80
FIG. 73) GRASAS COMERCIALES PARA VALIDAR EL SISTEMA DE CONTROL DE LA MÁQUINA DE CUATRO BOLAS. A) GRASA 1 B) GRASA 2 C) GRASA 3.....	82
FIG. 74) COEFICIENTES DE FRICCIÓN DE LAS PRUEBAS DE LA GRASA 1.	85
FIG. 75) COEFICIENTES DE FRICCIÓN DE LAS PRUEBAS DE LA GRASA 2.	86
FIG. 76) COEFICIENTES DE FRICCIÓN DE LAS PRUEBAS DE LA GRASA 3.	87
FIG. 77) HUELLAS DE DESGASTE A LA CARGA DE PRUEBA DE 40 KGF. A) BOLA 1 B) BOLA 2 C) BOLA 3.....	89
FIG. 78) HUELLAS DE DESGASTE A LA CARGA DE PRUEBA DE 50 KGF. A) BOLA 1 B) BOLA 2 C) BOLA 3.....	89
FIG. 79) HUELLAS DE DESGASTE A LA CARGA DE PRUEBA DE 63 KGF. A) BOLA 1 B) BOLA 2 C) BOLA 3.....	90
FIG. 80) HUELLAS DE DESGASTE A LA CARGA DE PRUEBA DE 80 KGF. A) BOLA 1 B) BOLA 2 C) BOLA 3.....	90
FIG. 81) HUELLAS DE DESGASTE A LA CARGA DE PRUEBA DE 100 KGF. A) BOLA 1 B) BOLA 2 C) BOLA 3.....	90
FIG. 82) HUELLAS DE DESGASTE A LA CARGA DE PRUEBA DE 126 KGF. A) BOLA 1 B) BOLA 2 C) BOLA 3.....	90
FIG. 83) HUELLAS DE DESGASTE A LA CARGA DE PRUEBA DE 160 KGF. A) BOLA 1 B) BOLA 2 C) BOLA 3.....	91
FIG. 84) HUELLAS DE DESGASTE A LA CARGA DE PRUEBA DE 200 KGF. A) BOLA 1 B) BOLA 2 C) BOLA 3.....	91
FIG. 85) HUELLAS DE DESGASTE A LA CARGA DE PRUEBA DE 260 KGF. A) BOLA 1 B) BOLA 2 C) BOLA 3.....	91
FIG. 86) HUELLAS DE DESGASTE A LA CARGA DE PRUEBA DE 315 KGF. A) BOLA 1 B) BOLA 2 C) BOLA 3.....	91
FIG. 87) PUNTO DE SOLDADURA ALCANZADO CON UNA CARGA DE 400 KGF.....	92
FIG. 88) CURVA DE CARGA-DESGASTE DE LA GRASA 1.	93
FIG. 89) COEFICIENTES DE FRICCIÓN DE LA GRASA 1. A) A CARGAS DE 40-100 KGF. B) A CARGAS DE 126-315 KGF. C) A UNA CARGA DE 400 KGF.	94
FIG. 90) HUELLAS DE DESGASTE A LA CARGA DE PRUEBA DE 24 KGF. A) BOLA 1 B) BOLA 2 C) BOLA 3.....	96
FIG. 91) HUELLAS DE DESGASTE A LA CARGA DE PRUEBA DE 32 KGF. A) BOLA 1 B) BOLA 2 C) BOLA 3.....	96
FIG. 92) HUELLAS DE DESGASTE A LA CARGA DE PRUEBA DE 40 KGF. A) BOLA 1 B) BOLA 2 C) BOLA 3.....	97
FIG. 93) HUELLAS DE DESGASTE A LA CARGA DE PRUEBA DE 50 KGF. A) BOLA 1 B) BOLA 2 C) BOLA 3.....	97
FIG. 94) HUELLAS DE DESGASTE A LA CARGA DE PRUEBA DE 63 KGF. A) BOLA 1 B) BOLA 2 C) BOLA 3.....	97
FIG. 95) HUELLAS DE DESGASTE A LA CARGA DE PRUEBA DE 80 KGF. A) BOLA 1 B) BOLA 2 C) BOLA 3.....	97
FIG. 96) HUELLAS DE DESGASTE A LA CARGA DE PRUEBA DE 100 KGF. A) BOLA 1 B) BOLA 2 C) BOLA 3.....	98
FIG. 97) HUELLAS DE DESGASTE A LA CARGA DE PRUEBA DE 126 KGF. A) BOLA 1 B) BOLA 2 C) BOLA 3.....	98
FIG. 98) HUELLAS DE DESGASTE A LA CARGA DE PRUEBA DE 160 KGF. A) BOLA 1 B) BOLA 2 C) BOLA 3.....	98

FIG. 99) HUELLAS DE DESGASTE A LA CARGA DE PRUEBA DE 200 KGF. A) BOLA 1 B) BOLA 2 C) BOLA 3.....	98
FIG. 100) PUNTO DE SOLDADURA ALCANZADO CON UNA CARGA DE PRUEBA DE 260 KGF.....	99
FIG. 101) CURVA DE CARGA-DESGASTE DE LA GRASA 3.....	100
FIG. 102) COEFICIENTES DE FRICCIÓN DE LA GRASA 3. A) A CARGAS DE 24-63 KGF. B) A CARGAS DE 80-200 KGF. C) A UNA CARGA DE 250 KGF.....	101
FIG. 103) CONTROL DE TEMPERATURA EN UNA PRUEBA DE DESGASTE DE LA GRASA 1.....	103
FIG. 104) CONTROL DE TEMPERATURA EN UNA PRUEBA DE DESGASTE DE LA GRASA 2.....	103
FIG. 105) CONTROL DE TEMPERATURA EN UNA PRUEBA DE DESGASTE DE LA GRASA 3.....	103
FIG. 106) DISTRIBUCIÓN NORMAL DE TEMPERATURA DE UNA PRUEBA DE DESGASTE DE LA GRASA 1.....	105
FIG. 107) DISTRIBUCIÓN NORMAL DE TEMPERATURA DE UNA PRUEBA DE DESGASTE DE LA GRASA 2.....	105
FIG. 108) DISTRIBUCIÓN NORMAL DE TEMPERATURA DE UNA PRUEBA DE DESGASTE DE LA GRASA 3.....	105
FIG. 109) CONTROL DE CARGA EN UNA PRUEBA DE DESGASTE DE LA GRASA 1.....	108
FIG. 110) CONTROL DE CARGA EN UNA PRUEBA DE DESGASTE DE LA GRASA 2.....	108
FIG. 111) CONTROL DE CARGA EN UNA PRUEBA DE DESGASTE DE LA GRASA 3.....	109
FIG. 112) DISTRIBUCIÓN NORMAL DE CARGA DE UNA PRUEBA DE DESGASTE DE LA GRASA 1.....	110
FIG. 113) DISTRIBUCIÓN NORMAL DE CARGA DE UNA PRUEBA DE DESGASTE DE LA GRASA 2.....	110
FIG. 114) DISTRIBUCIÓN NORMAL DE CARGA DE UNA PRUEBA DE DESGASTE DE LA GRASA 3.....	110
FIG. 115) INTERFAZ HMI DE LA MÁQUINA DE CUATRO BOLAS.....	124

Índice de tablas

TABLA 1 - ATRIBUTOS DE OPERACIÓN PARA DESGASTE ABRASIVO.....	32
TABLA 2 - ATRIBUTOS DE OPERACIÓN PARA DESGASTE NO ABRASIVO.....	32
TABLA 3 - ATRIBUTOS DE OPERACIÓN PARA DESGASTE EROSIVO.....	33
TABLA 4 - MÁQUINAS TRIBOLÓGICAS.....	33
TABLA 5 - TRANSDUCTORES PARA DIVERSAS MAGNITUDES FÍSICAS.....	37
TABLA 6 - CLASIFICACIÓN DE LOS ACCIONAMIENTOS PUROS.....	39
TABLA 7 - NORMAS DE ENSAYOS EN CONDICIONES DE NO EXTREMA PRESIÓN.....	50
TABLA 8 - NORMAS DE ENSAYOS EN CONDICIONES DE EXTREMA PRESIÓN.....	51
TABLA 9 - NORMAS DE ENSAYOS PARA DETERMINAR EL COEFICIENTE DE FRICCIÓN.....	52
TABLA 10 - CARACTERÍSTICAS DE TERMOPARES.....	56
TABLA 11 - CARACTERÍSTICAS DE LAS CELDAS DE CARGA DE LA MÁQUINA DE CUATRO BOLAS.....	57
TABLA 12 - MEDICIONES DE VELOCIDAD TOMADAS CON EL TACÓMETRO.....	60
TABLA 13 - SEÑAL DE CONTROL PROPORCIONADA POR LA INTERFAZ DE TEMPERATURA.....	69
TABLA 14 - DATOS TÉCNICOS DE LAS GRASAS COMERCIALES.....	82
TABLA 15 - MEDICIONES DE LAS HUELLAS DE DESGASTE DE LA GRASA 1.....	85
TABLA 16 - MEDICIONES DE LAS HUELLAS DE DESGASTE DE LA GRASA 2.....	86
TABLA 17 - MEDICIONES DE LAS HUELLAS DE DESGASTE DE LA GRASA 3.....	87
TABLA 18 - MEDICIONES DE LAS HUELLAS DE DESGASTE DE LA GRASA 1.....	88
TABLA 19 - CARGAS CORREGIDAS DE LA PRUEBA DE EXTREMA PRESIÓN DE LA GRASA 1.....	92
TABLA 20 - MEDICIONES DE LAS HUELLAS DE DESGASTE DE LA GRASA 3.....	95
TABLA 21 - CARGAS CORREGIDAS DE LA PRUEBA DE EXTREMA PRESIÓN SOBRE LA GRASA 3.....	99
TABLA 22 - REPETITIVIDAD DEL TAMAÑO DE LA HUELLA EN PRUEBAS DE DESGASTE.....	113
TABLA 23 - REPRODUCIBILIDAD DEL TAMAÑO DE LA HUELLA EN PRUEBAS DE DESGASTE.....	114
TABLA 24 - REPRODUCIBILIDAD DEL ÍNDICE DE CARGA DE DESGASTE EN PRUEBAS DE EXTREMA PRESIÓN....	115
TABLA 25 - REPETITIVIDAD DEL PUNTO DE SOLDADURA EN PRUEBAS DE EXTREMA PRESIÓN.....	116
TABLA 26 - REPRODUCIBILIDAD DEL PUNTO DE SOLDADURA EN PRUEBAS DE EXTREMA PRESIÓN.....	117

Símbolos, Abreviaturas y Siglas

A	Símbolo de unidad de corriente; Ampere.
a. de C.	Antes de Cristo.
ASTM	Del Inglés (American Society for Testing and Materials); Es una organización de normas internacionales que desarrolla y publica acuerdos voluntarios de normas técnicas para una amplia gama de materiales, productos, sistemas y servicios.
BAR	<i>Símbolo de unidad de presión; bar.</i>
cm	Símbolo de unidad de distancia; Centímetro.
GPa	Símbolo de unidad de presión; Gigapascal.
GND	Ground, Tierra o común
HMI	Del inglés (Human Machine Interface); Interfaz humano máquina.
Hz	Símbolo de la unidad de frecuencia; Hertz.
In	Símbolo de la unidad de distancia; Pulgada.
Kg	Símbolo de la unidad de peso; Kilogramo.
Kgf	Símbolo de la unidad de fuerza; Kilogramo-fuerza.
Klb	Símbolo de la unidad de presión; Kilolibras.
Lb	Símbolo de la unidad de presión; Libras.
mA	Símbolo de la unidad de corriente; Milliamperio.
Min.	Símbolo de la unidad de tiempo; Minuto(s).
MIT	Massachusetts Institute of Technology
mm	Símbolo de la unidad de distancia; Milímetros.
ms	Símbolo de la unidad de tiempo; Milisegundo.
mV	Símbolo de la unidad de voltaje; Milivoltio.
N	Símbolo de unidad de fuerza; Newton.
N.m	Unidad de medición de torque; Newton-metro.
P	Control Proporcional
PD	Control Proporcional-Derivativo
PI	Control Proporcional-Integral
PIB	Producto interno bruto
PID	Control Proporcional-Integral-Derivativo.
1- PI	Control Proporcional-Integral.
2-PI	Energy Institute formalmente (Institute of Petroleum); Instituto del petróleo.
Psi	Símbolo de unidad de presión; "pounds-force per square inch" Libras por pulgada cuadrada.
PWM	<i>Pulse width modulation; Modulación por ancho de pulsos.</i>
r. p. m. ó RPM	Unidad de velocidad angular; Revoluciones por minuto.
s	Símbolo de unidad de tiempo; segundo.
V _{CA}	Voltaje de corriente alterna.
V _{CD}	Voltaje de corriente directa.
°C	Unidad de medición de temperatura; Grados centígrados.
°	Símbolo de medición de grados angulares; Grados.
Ω	Símbolo de unidad de resistencia; Ohm.
%	Símbolo porcentual.

INTRODUCCIÓN

A lo largo de la historia los investigadores han hecho un gran esfuerzo por desarrollar mejores lubricantes basándose en resultados experimentales de la técnica de cuatro bolas, por ejemplo:

El estudio del aceite de palma empleando Tert-Butylhydroquinone como agente antioxidante, demostró que funciona bastante bien siendo capaz de eliminar los radicales libres de este, prolongando así la oxidación, por lo que se asegura la existencia de la capa límite que propicia una reducción del coeficiente de fricción a velocidades y cargas elevadas [3].

Existen, también otros estudios de gran relevancia donde es poco usual el uso de la técnica de la máquina de cuatro bolas para el análisis. Por ejemplo:

El estudio hecho al substituir la cuarta bola (bola rotativa) por una cerámica de Nitruro de Silicio (Si_3N_4) a 3 condiciones diferentes de textura superficial (Gruesa, fina y convencional) para, no solo observar el comportamiento del lubricante, sino también, para conocer los mecanismos de falla del material. El estudio demostró una tendencia en la disminución del desgaste desde la textura gruesa, fina a la convencional [4].

Otro caso de estudio fue hecho al recubrir las bolas de acero con una capa de Boruro, obteniéndose Boruro Férrico (FeB) y Boruro de Hierro (Fe_2B) que se emplearon como lubricantes sólidos. El estudio constato el potencial para incrementar de la dureza de las bolas de acero ocasionando la reducción del coeficiente de fricción y el incremento de la resistencia al desgaste [5].

Otro tema de estudio fue el de tres recubrimientos Nitruro de Titanio (TiN), Carburo de Tungsteno/Carbono (WC/C) y Carbono tipo diamante (DLC) usando la técnica deposición física de vapor (PVD) sobre las bolas de acero, donde se encontró que los recubrimientos de WC/C y DLC son excelentes para trabajar a cargas y velocidades altas en condiciones lubricadas y además se concluyó que el potencial de ambos recubrimientos aumenta cuando el rendimiento del lubricante disminuye [6].

Estos casos de estudio y otros demuestran la importancia de este equipo dentro del campo de la investigación en la tribología.

Por otro lado, la máquina de cuatro bolas tiene la principal característica de ser un mecanismo complejo y dinámico, es decir, que está conformado por un conjunto de subsistemas que necesariamente implican múltiples entradas y salidas y además sus parámetros pueden variar con el tiempo [7].

Para cumplir con los objetivos establecidos en este trabajo se dividió en los siguientes capítulos:

Capítulo 1: Presenta un breve resumen de cómo la tribología y el control fueron desarrollándose bajo un contexto histórico.

Capítulo 2: Muestra algunas definiciones y formulaciones matemáticas de gran importancia dentro de la tribología y el control.

Capítulo 3: Explica la máquina de cuatro bolas y describe la normatividad de los métodos. Presenta el método experimental para la obtención del modelo matemático del sistema (Función de transferencia). También muestra la metodología de control Proporcional Integral Derivativo (PID) empleada.

Capítulo 4: Presenta la metodología experimental de las pruebas de no extrema presión (ASTM D2266) y extrema presión (ASTM D2596) en grasas lubricantes que validan el sistema de control.

Capítulo 5: Presenta los resultados de desgaste y coeficiente de fricción en las pruebas de extrema presión, no extrema presión y además se generan los gráficos correspondientes al comportamiento de los parámetros de control como la carga y la temperatura.

Capítulo 6: Finalmente, se expone un análisis estadístico y la discusión de los parámetros de control como la carga y la temperatura así como también se presenta el análisis y la discusión de resultados experimentales de los ensayos hechos de las grasas certificadas.

OBJETIVOS

General

Desarrollar e integrar el sistema de control de todos los subsistemas de una máquina tribológica basada en la técnica de cuatro bolas.

Particulares

- Revisar de literatura especializada de los métodos usados en la técnica de cuatro bolas, así como las normas en las que se asocian dichos métodos.
- Conocer las especificaciones técnicas de los elementos a utilizar para el control del tribómetro tal como sensores, actuadores, interfaces, etc.
- Desarrollar el algoritmo de control para cada una de las variables de control.
- Integrar cada uno de los algoritmos de control de variables y automatizar los procedimientos de tal forma que se sincronicen y no interfieran.
- Construir la HMI clara y práctica para cualquier usuario que desee manipular el tribómetro.
- Validación de la máquina; realizar ensayos tribológicos con grasas lubricantes comerciales de acuerdo a las normas ASTM. Asegurando la reproducibilidad y la repetitividad de los ensayos.

ANTECEDENTES

En el Instituto Politécnico Nacional se desarrolló el laboratorio de Tribología de la SEPI-ESIME Zacatenco por la necesidad de formar investigadores capaces de crear nuevos conocimientos tecnológicos e ideas innovadoras que impulsen un desarrollo de la ciencia de la Tribología en México.

Así es como, a través del tiempo el grupo de Tribología se ha logrado consolidar firmemente. Puesto que, lo corrobora una variada lista de trabajos de investigación, por ejemplo, aquellos que refieren a los tratamientos y recubrimientos superficiales sometidos a diferentes procesos de desgaste y estudios sobre lubricantes alternativos, etc. que de manera indirecta impactan en crecimiento económico, el progreso social y la protección del medio ambiente.

Es bien sabido que los procesos de desgaste son inherente cuando los materiales interactúan en su entorno, sin embargo, es algo que se puede moderar bajo diferentes estudios a nivel laboratorio, es por ello que, hasta el día de hoy, el grupo de Tribología del Instituto Politécnico Nacional ha tenido cabida en la solución de problemas de ingeniería dentro de la industria privada y pública a través de convenios y/o convocatorias.

Además dicho grupo de Tribología también se ha dedicado al diseño, manufactura y la automatización de tribómetros de diversas configuraciones tales como perno sobre disco, movimiento reciprocante, discos encontrados, cavitometro y maquina tribológica de cuatro bolas las cuales replican fenómenos acelerados de desgaste. Los resultados obtenidos de estos equipos han sido presentados en congresos nacionales como internacionales así como publicados en revistas especializadas tales como Wear, Tribology International, Ceramics International, Tribology In Industry entre otras.

JUSTIFICACIÓN

La investigación científica es la búsqueda por descubrir respuestas a determinadas interrogantes a través de la inteligencia humana haciendo uso del método científico. Su actividad busca cumplir con tres posibles fines, establecidos por la National Science Foundation como: Investigación básica o fundamental¹, aplicada o técnica² y por último la de desarrollo³ [8] [9].

En la investigación científica la experimentación ocupa un lugar prominente, pero, también es cierto que los aspectos teóricos son parte fundamental. Es por eso que la actividad científica se distingue dos procesos uno conocido como *ascendente* que conduce a la formación de entidades teóricas (conceptos, leyes y teorías) y el otro denominado *descendente* que consiste en la comprobación experimental de la teoría.

El laboratorio es uno de los espacios más importantes dentro de la ciencia, ya que es ahí donde se realizan diversas pruebas experimentales o como se ha mencionado anteriormente “actividad científica descendente”. Por ello, es necesario contar con materiales y una diversidad de equipos especializados que faciliten el trabajo a desarrollar.

Por este motivo, la razón de esta tesis es el desarrollo del sistema de control y su correspondiente validación a fin de que la máquina de cuatro bolas tenga un funcionamiento tanto eficaz como eficiente en la realización de pruebas de desgaste en condiciones de extrema y no extrema presión para evaluar aceites y grasas lubricantes.

¹ Crea conocimientos o teorías que contribuyen en la aplicación e intensificación en el campo de la ciencia.

² Resuelve problemas prácticos o de desarrollo de ideas con el fin de conseguir innovaciones, mejoras de procesos o productos, incrementos de calidad y/o productividad.

³ Se dedica a mejorar procesos convencionales o a la creación de nuevos procesos la mayoría de las veces a escala piloto y en el seno de la industria u organización.

CAPÍTULO 1 - ESTADO DEL ARTE

1.1 Tribología

La tribología es la ciencia que estudia la fricción, el desgaste y la lubricación que se presenta entre dos superficies solidas que se encuentran en contacto y en movimiento relativo.

1.1.1 Antecedentes históricos de la tribología

El desgaste, la fricción y la lubricación han tenido un papel fundamental desde el origen de las primeras especies de seres vivos que habitaron la Tierra.

La lubricación natural en vertebrados, la lubricación ocular, la capa de mucosa en la piel de los animales marinos, el revestimiento mucoso en conductos alimenticios, etc. son algunos ejemplos claros de sistemas tribológicos naturales. En la figura 1, se aprecia el sistema de protección y lubricación existente en las articulaciones del ser humano que es similar al de todas las especies vertebradas.



Fig. 1) Articulación humana (rodilla).

Por ejemplo, el líquido sinovial tiene cuatro propiedades fundamentales: Es un fluido no newtoniano, lo que le permite soportar cargas constantes; afinidad química entre el ácido hialurónico y el cartilago articular que mejora la compatibilidad entre superficies articuladas; buena conductividad térmica, disipa el calor generado por las superficies deslizantes; elasticidad y dilatación instantánea, lo que evita la expulsión súbita fuera de la articulación cuando ocurre un fuerte impacto y lo más importante es que se comporta como lubricante permitiendo reducir la fricción entre superficies [10].

Junto con el cartílago también posee algunas propiedades fundamentales para la lubricación articular; tiene un comportamiento elástico sometida a cargas pequeñas de poca duración, un comportamiento plástico en grandes cargas y tiene un comportamiento no newtoniano [10].

Así, mientras las propiedades de las articulaciones se mantengan, proveen un pequeño coeficiente de fricción y un mínimo de desgaste. Cualquier patología que cambie o degrade la composición química del líquido sinovial, provocara un desgaste prematuro del cartílago.

Estos sistemas tribológicos tienen un origen totalmente evolutivo. Donde la *selección natural* expuesta por Charles Darwin y Alfred Russel Wallace dan las bases teóricas desde diferentes perspectivas que rigen actualmente el conocimiento sobre la evolución [11].

Es difícil precisar la fecha exacta en la que fueron empleados los primeros conocimientos de la tribología por el hombre. Sin embargo, se puede asegurar que el intelecto humano ha enfrentado a fenómenos relacionados con la fricción, el desgaste y la lubricación desde su existencia, así, por ejemplo, la elaboración de armas de huesos y madera labradas en piedras para la caza, la fricción de un pequeño palo de madera en la cavidad de un trozo de madera para generar fuego, etc.

Los hombres del Neolítico tuvieron la primera necesidad en la lubricación. Ciertamente, se puede asumir que los sumerios y los egipcios utilizaban "lubricantes" como el betún, grasas animales, aceites vegetales y agua para reducir la fricción en taladros simples y triples así como en el transporte de grandes y pesadas piedras [12]. Posteriormente la invención de la rueda trajo grandes ventajas permitiendo reducir el trabajo.

En la figura 2, se aprecia una aplicación clara de la tribología, tiene aproximadamente una antigüedad de 4000 años, hallada en Bersheh (Bajo Egipto) y representa el traslado de un Colosio con rodillos sobre dos patines de madera donde cuatro filas formadas por 172 hombres lo arrastran mientras varios hombres transportan el lubricante y uno más lubrica la zona de deslizamiento [13] [14].

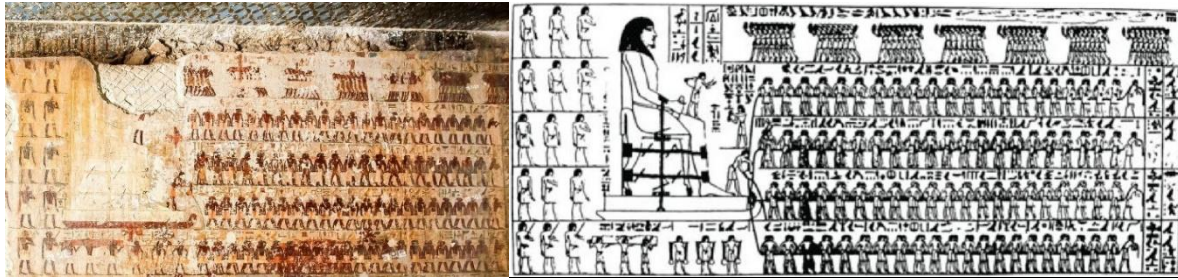


Fig. 2) Transporte de un colosal hallado en Bersheh.
Fuente: Principles and Applications of Tribology [14].

Basándonos en las dimensiones comparativas y en los datos del jeroglífico, se puede deducir que la estatua pesaba cerca de 60 toneladas, el coeficiente de fricción en el contacto madera-madera lubricada es de 0.16 y considerando que la fuerza de tracción de un hombre promedio es de 55 Kg, según los cálculos se necesitarían 174 hombres para el arrastre del gran colosal⁴. Coincidiendo con los 172 frescos representados [14].

Tuvieron que pasar muchos siglos hasta que Leonardo Da Vinci (1452-1519), establece el concepto de coeficiente de fricción y con sus experimentaciones realizadas descubre 2 fundamentos teóricos que actualmente rigen a la fricción en condiciones de deslizamiento [15].

1. La fuerza de fricción es proporcional a la carga.
2. La fuerza de fricción es independiente del área de contacto.

Guillaume Amontons (1663-1705) relacionó a la fricción con aspectos mecánico-geométricos de las superficies en contacto. Además, aportó el cálculo de la fuerza necesaria para levantar las asperezas superficiales de cuerpos en deslizamiento [15].

John Theophilus Desaguliers (1683-1744) desarrollo un modelo para explicar el rozamiento y lo atribuyó a la cohesión y adhesión de las superficies, su visión consistió en que las rugosidades superficiales tenían un gran efecto en la fuerza de fricción dado que a menor rugosidad se tiene una mayor área real de contacto y por ende una interacción molecular mucho mayor [16].

⁴ Fuerza de rozamiento = Coeficiente de fricción*Fuerza normal de contacto

$F_r = \mu * F_N = 0.16 * 60,000 \text{ Kg} = 9,600 \text{ Kg}$ ∴ No. Hombres = $9,600 \text{ Kg} / 55 \text{ Kg} = 174.54 \text{ Hombres}$

Leonhard Euler (1707-1783) estudio el rozamiento en planos inclinados. En sus experimentos descubrió que el rozamiento estático es aproximadamente el doble que la fricción de deslizamiento y además hizo diversos estudios acerca de la fricción en fluidos [17].

Charles Augustin Coulomb (1736-1806) en 1781 estableció la tercera ley de la fricción (La fricción dinámica es independiente de la velocidad de deslizamiento) en su trabajo "Teoría de las maquinas simples". En este trabajo define a la fricción estática como la fuerza requerida para comenzar el movimiento y a la fuerza dinámica como la fuerza requerida para mantener el movimiento [15].

De 1750 a 1850 está en proceso la revolución industrial. Pronto los conocimientos en mecánica de fluidos y fluidos viscosos rinden sus frutos; pues, empieza la substitución de aceites vegetales y animales por aceites minerales obtenidos a partir de la destilación y refinación del petróleo; esquisto y carbón que resultan ser de mayor calidad [18].

Philip Vaughan fue un fundidor de hierro, en 1791 invento el primer rodamiento ranurado de bolas el cual patento hasta 1794 en Carmarthe [18].

M. Cardinet (1802) patenta el cojinete de rodillos cónicos. Éste presenta una gran resistencia en aplicaciones donde hay grandes fuerzas en la dirección radial y axial [18].

Reynolds Osborne (1842-1912), definió el concepto de la lubricación hidrodinámica, también estableció las bases y la ecuación diferencial, para el análisis de rodamientos lubricados [19].

Henrich Rudolph Hertz (1857-1894) se dedicó al estudio del contacto mecánico. Muchas personas después de leer su trabajo llegaron a la conclusión de que en los rodamientos no es necesario tener una capa lubricante liquida sino que puede ser de vapor o gas.

De 1850 a 1925 es conocida como la época de los “avances técnicos”; pues, destaca el desarrollo del ferrocarril entre otras máquinas a vapor. De la lubricación sólida (precursora de las grasas), se pasa a la lubricación con aceites para rodamientos y correderas [18].

Albert Kinsbury (1863-1943) empleando principios tribológicos desarrollo la ingeniería de cojinetes con segmentos oscilantes.

Finalizada la primera guerra mundial en 1918 y a partir de 1925 las grandes exigencias de cargas, velocidades y temperaturas propiciaron un mayor desgaste a causa de la fricción. Simultáneamente los lubricantes tuvieron que adaptarse, surgen los primeros aditivos, dando lugar a la aparición de los aceites sintéticos [18].

En 1966 Peter Jost publica el informe auspiciado por el gobierno Inglés para determinar los daños causados por el desgaste. Fue en este informe que acuñó el término tribología que deriva del griego τρίβω tríbō, "frotar o rozar" y λόγος lógos, "estudio o tratado", que hasta hoy se conserva y ha sido ampliamente utilizado en la relación de la fricción, el desgaste y la lubricación [18].

1.1.2 Visión de la tribología en la actualidad.

1.1.2.1 Caracterización del desgaste

Se ha tenido un gran avance en los últimos 20 años, en la tarea de caracterizar los fenómenos de desgaste gracias a los grandes avances tecnológicos en las técnicas de análisis empleando la microscopia electrónica y al desarrollo de novedosos equipos que son capaces de evaluar superficies con técnicas micro-analíticas. Además, se tienen cada vez equipos más sofisticados para experimentar sobre nuevos materiales.

1.1.2.2 Lubricantes

En Estados Unidos se reunieron expertos en tribología, apareciendo personajes prestigiosos como Cuicos, Tabor, Suh, Klaus entre otros. Debatieron y destacaron diversos criterios. Respecto al desarrollo lubricantes destacaron dos puntos de gran importancia [20].

a) Materiales tribológicos y lubricantes:

Es evidente la necesidad del incremento de la efectividad en los sistemas mecánicos, para ello es indispensable la investigación, desarrollo y la introducción de lubricantes más efectivo.

La tendencia es incrementar la resistencia al desgaste en condiciones extremas de trabajo (carga, temperatura, medio ambiente y velocidad).

b) Química de los lubricantes:

Los lubricantes están compuestos con una base y una serie de aditivos que incorporan propiedades concretas para su explotación. Los materiales lubricantes típicos están formados por cientos de diferentes tipos de moléculas complejas que interactúan entre sí. Los problemas fundamentales al investigar la química de los mismos son a causa de que están relacionados con las propiedades de los aditivos y las interacciones capa-lubricante. Recientemente, ha habido un gran avance en este tema, mediante el uso de simuladores para explicar fenómenos interesantes como: la adsorción aditiva, el autoensamblaje aditivo y la interacción entre ambos [21]. Pudiéndose hablar en un futuro de la fabricación de lubricantes con un diseño a escala molecular.

Recientemente, se han publicado diversos trabajos en donde destacan los beneficios que se tienen al incorporar nanoestructuras a los lubricantes. Tal es el caso de la adición de nanotubos de carbono y el grafeno, que incluso a bajas concentraciones de los mismos, contribuyen drásticamente con la disminución del desgaste así como de la fricción, además destaca su gran compatibilidad con el medio ambiente [22] [23] [24]

1.2 Evolución histórica de la ingeniería de control

Con base en el artículo de Ramón titulado como: “Evolución histórica de la ingeniería de control” [25], se expresa a continuación algunos de los puntos fundamentales, que dieron origen y fomentaron las bases teóricas del control que aún se siguen vigentes.

1.2.1 Primeros ejemplos históricos de sistemas de control

En la antigua Grecia destacan tres mecanismos importantes: Ktesibios, Philon y Herón. El primero de ellos, en el siglo III a. de C. diseña un reloj de agua también conocido como Clepsydra, ver la figura 3, consistía en un mecanismo compuesto por un flotador que regulaba la entrada de agua a un depósito auxiliar de manera que la entrada de agua se mantenía constante y por lo tanto su caudal de salida al depósito principal cuyo objetivo era que el nivel del depósito principal subiera a una velocidad constante. Posteriormente Platón (427-347 a. de C.) en el año 378 a. de C. le implemento una alarma que pudiese ser activado de forma automática mediante un flotador que a determinado nivel impulsaban a unas esferas que caían sobre un plato de cobre, como se ilustra en la figura 4 [25].

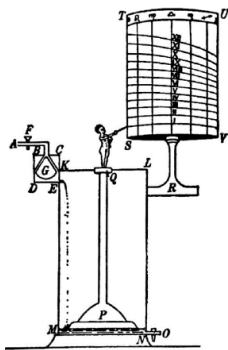


Fig. 3) Reloj de agua Ktsinios reconstruido por H. Diels.

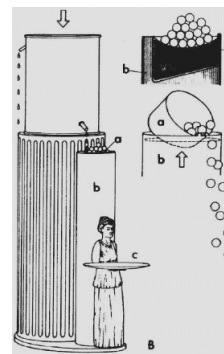


Fig. 4) Clepsydra, alarma de Platón.

Philon de Bizancio (280-220 a. de C.), construyó un sistema de regulación en nivel de aceite de una lámpara. En la figura 5, se observa el ingenioso dispositivo. Cuando el aceite se consume del depósito inferior fluye aire a través del conducto “b” hasta el depósito “a” que contiene el aceite de repuesto, el aire introducido dentro del éste impulsa el aceite para el llenado nuevamente del depósito inferior mediante los conductos “d” [25].

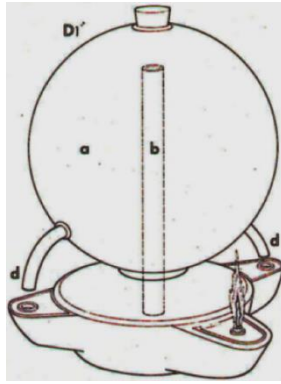


Fig. 5) Regulador de nivel de aceite de Philon.

En el siglo I a. de C., Herón de Alejandría escribe una enciclopedia técnica entre cuyos libros se encuentra “Pneumática” que describe varios sistemas realimentados y “Autómata” que presenta complicados sistemas que ejecutan un programa fijo. Uno de los primeros sistemas realimentados de la historia son los dispensadores de vino cuyo funcionamiento se describe en los libros de Herón [25].

En figura 6, se observa el primer dispensador; Este dispositivo consiste en regular el nivel de vino en el recipiente “a”, los depósitos “a” y “b” están conectados a través del conducto “c”; por lo que si el nivel de “a” disminuye también sucede en “b” que simultáneamente baja el flotador “d” abriendo la válvula “f” que dispensa vino a través del conducto “g”; cuando el nivel del depósito “a” sube también lo realiza el depósito “b”, que después de rebasar cierto nivel, cierra la válvula “f” [25].

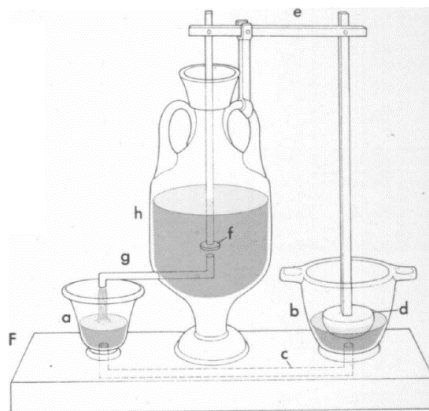


Fig. 6) Dispensador automático de vino por el principio de los vasos comunicantes.

En la edad media, hubo principalmente grandes desarrollos técnicos; pero en el casos de sistemas realimentados fueron muy pocos, solamente destaca la realización de un sistema de control de un molino de harina realizado por H.U. Lansperg en 1200, de forma que la cantidad de granos suministrados al molino dependía de la fuerza del viento y la dureza del propio grano [25].

En el siglo XVII, se inventa diversos sistemas que regulan la temperatura. Entre ellos el de Drebel. El principio es el siguiente, si la temperatura sube se dilata el contenido de un depósito de forma que se desplaza un juego de palancas que abren un orificio de salida de gases [25].

En el año 1745, E. Lee inventa un sistema para controlar automáticamente la orientación e inclinación de las aspas de los molinos de viento, de modo que se aprovecha de manera más eficiente la dirección del viento. Fue el primer servomecanismo de posición, fue patentado con el nombre de “Self-regulating Wind Machine” [25].

En 1787, Thomas Mead patenta un diseño que regula la presión ejercida en las piedras de molienda proporcional a la velocidad de rotación del molino. Este ingenio resulta particularmente interesante dado que utiliza como sensor de velocidad un péndulo rotativo precursor de los reguladores centrífugos [25].

1.2.2 La revolución industrial

Los antecedentes históricos de la máquina de vapor se remontan a la antigua Grecia. En el siglo II antes de cristo Herón de Alejandría construye la primera turbina de vapor conocida como Aelopila de Herón [25].

Muchos siglos después, en el año 1660 el marqués de Worcester diseño un motor conducido por agua, había nacido la semilla de la máquina de vapor. Posteriormente Denis Papin diseña una máquina de vapor donde la presión atmosférica jugaba un papel decisivo. En el siglo XVII, se empiezan a desarrollar las primeras máquinas de vapor; sin embargo se ve afectada con la falta de profesionales, técnicas de construcción y selección de materiales apropiados [25].

En 1712 Thomas Newcomen y Thomas Savery construyeron la primera máquina de vapor atmosférica de pistón; sin embargo el rendimiento era muy pobre, tan solo el 0.5% de la energía del combustible utilizado. A pesar de ello, en 1760 había más de 100 máquinas trabajando [25].

El ingeniero James Watt introdujo una modificación en la máquina, aumentando el rendimiento de la máquina hasta un 4%. Posteriormente se asoció con la compañía Birmingham Matthew Boulton para fabricar la primera de ellas con mecánica rotativa que fue instalada por Boulton y Watt en 1786 en el molino de Albion en Londres, donde consideraron la posibilidad de aplicar el mismo sistema regulador centrífugo visto en el molino para regular la velocidad en sus máquinas de vapor. Se remarca que los reguladores rotativos se le atribuyó desde siempre al escocés Meikle, aunque se basó en los diseños en los reguladores centrífugos patentados por Mead en 1787. En este contexto, Boulton y Watt hicieron todo lo posible para que el diseño de un regulador diseñado por Watt permaneciera en secreto hasta la caducidad de la patente. Una vez caducada la patente, su regulador centrífugo se había convertido en una parte estándar del equipamiento de los ingenios de vapor de la época. En la figura 7, se observa dicho regulador que controla la cantidad de vapor suministrada de la caldera a la turbina de la máquina de vapor. Este invento, resultó ser de gran importancia puesto que incorpora el sensor y el actuador en un mismo dispositivo. Sin necesidad de disponer de un amplificador de potencia [25].

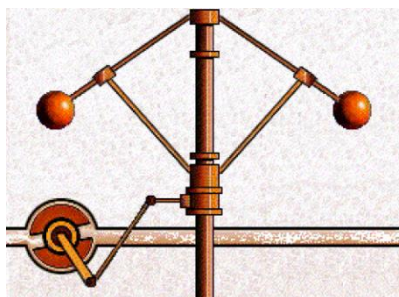


Fig. 7) Regulador de Watt

Los primeros reguladores creados por Watt operaban satisfactoriamente gracias al rozamiento que presentaban sus mecanismos; en 1868 existían unos 75000 reguladores de Watt operando en Inglaterra. Sin embargo estos reguladores solo estaban basados en una acción proporcional haciendo que el control de velocidad fuera exacto en un rango pequeño de velocidades y a una carga determinada; además de requerir un constante mantenimiento [25].

Posteriormente en 1846 y 1853, Willians Siemens substituyó la el sistema proporcional por una acción integral con su regulador Governors [25].

1.2.3 El problema de la estabilidad

Al mismo tiempo que Watt se dedica a perfeccionar su regulador de bolas, Laplace y Fourier desarrollan los métodos de transformación matemática. Actualmente empleados en ingeniería eléctrica y por supuesto en la actual ingeniería de control.

Cauchy, con su teoría de variable compleja, completo las bases matemáticas necesarias para la ingeniería de control [25].

A mediados del siglo XIX se modernizan las técnicas de diseño de máquinas y se mejoran los procesos de fabricación, observando a la vez que los mecanismos de Watt que en un inicio tenían un buen comportamiento con la fricción en sus mecanismos, ahora se habían vuelto muy inestables. Este problemática atrajo la atención de importantes científicos e ingenieros. Entre ellos Vischnegradsky que publicó sus resultados en términos de un estudio de diseño que relaciona los parámetros de ingeniería del sistema con su estabilidad. En su análisis demuestra que los cambios que condujeron a la reducción de la fricción en el mecanismo de Watt ocasionaban que se generara el fenómeno de oscilación, que a la vez alteraba la estabilidad del mecanismo [25].

En 1868, Maxwell presenta su trabajo "On Governors", que es considerado como el origen de la teoría de control. En él, presenta su criterio de estabilidad para sistemas lineales dinámicos e invariantes en el tiempo. La contribución más importante de Maxwell consistió en demostrar que el comportamiento de un sistema de control podía

ser aproximado por una ecuación diferencial lineal, por lo tanto, la estabilidad se podía discutir en términos de las raíces de la ecuación algebraica asociada [25].

Posteriormente en 1977, Routh publica su trabajo “A treatise on the stability of a given state of motion” con el que obtiene el premio Adams. En este trabajo presenta por primera vez su conocido criterio de estabilidad [25].

En 1885, Hurwitz de una forma independiente utiliza las técnicas de Cauchy y Hermite resuelve el problema de estabilidad en términos de un conjunto de determinantes que posteriormente en 1911 Bompiani demuestra la equivalencia de los criterios de Routh y de Hurwitz [25].

En 1889, Liapunov presenta sus trabajos de estabilidad los cuales sirven de base en la teoría moderna de control. A finales del siglo XIX están todas las bases necesarias para el desarrollo de la teoría de control automático [25].

1.2.4 Control clásico

Entrando el siglo XX se tenían algunas herramientas analíticas del control como las ecuaciones diferenciales ordinarias junto con los criterios algebraicos para la determinación de la posición de las raíces de la ecuación característica asociada que aplicando el criterios de Routh y Hurwitz se podía determinar tanto la estabilidad como la inestabilidad del sistema; sin embargo esto no aportaba alguna información importante para mejorar la estabilidad del mismo [25].

Dos trabajos que aportaron grandes avances fueron los desarrollados por Nicolas Minorsky y Hazen. En el trabajo “Directional Stability of Automatic Steered Bodies” de Minorsky de 1922, se reconoce la **no-linealidad** de los sistemas y se aplica la **linealización** mediante el desarrollo en series de Taylor correspondientes al movimiento angular de un buque [25].

En el trabajo de Hanzen en su publicación "Theory of Servomechanisms" de 1934, analiza el funcionamiento de los servomecanismos utilizando en su análisis entradas típicas de escalón y rampa. También utiliza herramientas como el cálculo operacional de Heaviside. En sus trabajos estudia el diseño de servomecanismos para posicionar ejes [25].

Desarrollo de las técnicas frecuenciales

El estudio de los servomecanismos y los reguladores en el dominio de la frecuencia se establecen a partir de la obtención de diseños de amplificadores de señal realimentados. Destacan los trabajos de Nyquist, Black y Bode [25].

En 1915, Bell System había ya finalizado una conexión telefónica experimental entre New York y San Francisco, esta larga distancia suponía emplear numerosos repetidores amplificadores para mitigar la atenuación de la señal. Sin embargo se observó que la implementación de repetidores suponía un problema por su no-linealidad que inevitablemente distorsionaba la señal [25].

En 1932, Nyquist publica su trabajo "Regeneration Theory", su investigación surge por la necesidad de solucionar problemas de distorsión y atenuación en la telefonía a larga distancia [25].

Posteriormente 1934, H. Black de los laboratorios Bell propuso un proyecto de amplificador retroalimentada en su trabajo "Stabilized Feedback Amplifiers", donde logró reducir la distorsión no lineal del sistema obteniendo así un sistema de ganancia lineal, estable y preciso. Por ello en 1932, Black se pudieron construir amplificadores que funcionaban relativamente bien, sin embargo después de cierto tiempo de funcionamiento era alterada su estabilidad [25].

El trabajo de Nyquist, resolvió este problema, abrió totalmente nuevas perspectivas en la teoría de mecanismo realimentados, por lo que las herramientas basadas en ecuaciones diferenciales fueron casi completamente remplazadas por métodos basados en la teoría de variable compleja [25].

La solución propuesta por Nyquist en un sistema realimentado se basaba en la forma de la respuesta en frecuencia de la ganancia en lazo abierto obteniendo valores directamente medibles (ganancia); esta solución logró mejorar la conducta de mecanismos poco amortiguados e incluso sistemas inestables. No obstante dejaba sin resolver la relación de la amplitud y la fase en relación con la frecuencia en la función de transferencia de la ganancia en lazo abierto. Fue entonces que el trabajo de Bode en 1940 "Relations between attenuation and phase in feedback design" presentó el concepto de margen de fase y de ganancia así como los diagramas logarítmicos de Bode, con lo que logró una método para conseguir de forma óptima la ganancia del lazo en función de la frecuencia para un amplificador realimentado [25].

En un principio el control por realimentación y los mecanismos electromecánicos se desarrollaron independientemente. Los primeros controladores de temperatura ofrecían una acción de control on-off mediante un conmutador o relé que pronto dejó de utilizarse porque era insuficiente en los procesos industriales. Posteriormente se desarrollaron controladores de acción proporcional; Sin embargo, éste presentaba un fuerte dilema entre precisión y estabilidad, puesto que para que un sistema fuera más estable se debía aumentar la ganancia de esta acción lo que inducía grandes oscilaciones en el transitorio. Mason en 1931 patenta el primer regulador de temperatura con acción proporcional e integral [25].

A finales de los años 30 se introdujo la acción derivativa en estos controladores dando lugar al controlador **PID (Proporcional, Integral y Derivativo)**. En 1942 Ziegler y Nichols, formularon un método empírico que sigue siendo vigente para sintonizar el regulador PID al proceso. Este trabajo es considerado como el pionero del control óptimo [25].

Un avance importante en las técnicas para sistemas realimentados realizado por H. Harris en su trabajo "The analysis and design of servomechanics" el cual empleo el uso de **funciones de transferencia** en el análisis de un sistema realimentado. Permitiendo así, la representación de sistemas mediante diagramas de bloques y la utilización de técnicas frecuenciales [25].

La segunda guerra mundial y la era aeroespacial fueron dos importantes factores que propiciaron un desarrollo teórico y práctico importante para resolver problemas de control y estabilidad [25].

A finales de los años 40, surgen otras dos vías en el desarrollo de la teoría de control: El método del Modelo Truxal y el Método del Lugar de Raíces de Evans. Se presentan también aportaciones como la extensión de los métodos frecuenciales a sistemas no-lineales y a sistemas estocásticos [25].

Primeros pasos del control por computador:

El uso del computador en los sistemas de control implicó trabajar en tiempo discreto, que utiliza ciclos de muestreo, en donde requiere un periodo de tiempo para poder adquirir y tratar señales a fin de trabajar con ellas por lo que la teoría de control para sistemas continuos desarrollada hasta entonces no era útil [25].

Las bases para tratar señales para sistemas muestreados fueron establecidas por Hurewicz, quien desarrollo la extensión del criterio de estabilidad de Nyquist. Por otra parte en 1948, Shanon estudia los procesos de muestreo y la reconstrucción de señales con presencia de ruido [25].

Salzer en 1954 introduce la **transformada Z**, lo que permite que los resultados encontrados en sistemas continuos puedan aplicarse a sistemas discretos [25].

A finales de la década de los 50, los trabajos de Jury, con su criterio de estabilidad, los de Ragazzini y Franklin ambos con el nombre de "Sampled data control systems" así como el trabajo de Tou "Digital and sampled data control systems" terminan por definir y establecer la teoría de control clásico para sistemas muestreados [25].

1.2.5 Teoría moderna de control

La teoría de control moderna está basada en el concepto de estabilidad de Liapunov presentado a finales del siglo XIX. Donde se establecen los sistemas en variables de estado o representación interna, esté trabaja casi exclusivamente en el dominio del tiempo [25].

La primera formulación en términos de estado, función de transición y de lectura, se desarrolló en la teoría de máquinas discretas formuladas por Turing, en 1936 [25].

Los criterios de controlabilidad y observabilidad de sistemas dinámicos lineales, se deben a Kalman, aunque la noción de controlabilidad fue utilizada, anteriormente, por Potryagin [25].

Los métodos de control óptimo se basan en trabajos físicos del siglo XVII al XIX, entre los que destacan Euler, con su cálculo de variaciones. En el desarrollo de estos métodos se deben destacar los trabajos de Potryagin, La salle, Bellman y Kalman entre otros [25].

Kalman da solución a los problemas de control óptimo cuadrático y lineal cuadrático gaussiano [25].

Mientras Zadeh generaliza los resultados de la teoría de circuitos a sistemas en espacio de estados. Posteriormente Luenberger en 1966 lo desarrolla con el uso de observadores [25].

Los trabajos de Kalman, Rosebrock y Wolowich desarrollan el control algebraico utilizando matrices polinomiales y racionales. En paralelo Fisher en 1912, generó los métodos de identificación de sistemas, por mínimos cuadrados y de máxima verosimilitud. Mismas que fueron aplicados en sistemas industriales por Ångström y Bohlin en 1965 [25].

Se crearon técnicas de control adaptativo. Estas, no se basan en términos de decisiones (conseguida con la realimentación simple), sino en criterios de estructuras para la decisión [25].

Las técnicas de control adaptativo que han tenido un gran impacto técnico son:

- Sistemas auto-ajustables (S. A. A.)
- Sistemas adaptativos con modelo de referencia (S. A. M. R.)

El concepto de regulador auto-ajustable fue propuesto inicialmente por Kalman en su artículo "Design of a self-optimizing control system". La técnica de sistemas auto-ajustables se basa en un "calculador" que es el encargado de estimar los coeficientes óptimos del regulador y este se coloca en paralelo con el controlador [25].

Los sistemas adaptativos con modelo de referencia fueron propuestos por los investigadores del MIT Whitaker, Narmon y Kezer en 1958 en su trabajo "Design of a model reference adaptive system for aircraft". Esta técnica se basa en la existencia de un modelo de referencia. Si existe alguna diferencia entre la salida del proceso y el modelo, un mecanismo de adaptación intenta minimizar el error con el ajuste de sus parámetros de tal manera que el proceso sea idéntico [25].

A pesar de las diferencias entre las dos aproximaciones, S. A. M. R. y S. A. A., se han publicado últimamente una gran cantidad de trabajos orientados a mostrar sus semejanzas [25].

CAPÍTULO 2 - MARCO TEÓRICO

2.1 Tribología

La tribología es una rama de la ciencia que estudia la fricción el desgaste y la lubricación que se da entre dos cuerpos solidos que se encuentran en contacto y en movimiento relativo.

El fundador de esta disciplina fue el profesor británico Peter Jost. En 1966, publicó un informe en donde mencionó que la industria británica podía haber ahorrado cerca de £500 millones al año, gastos generados por pérdidas de producción causado por averías de las máquinas, consumo ineficiente de energía, costos de mantenimiento y vida útil no prolongada de las máquina. Además de eso el informe hace énfasis en que el estudio de la tribología debe de verse desde un punto de vista multidisciplinario en donde participen otra ciencias como la mecánica de sólidos, química, física y ciencia de los materiales [18]. Cincuenta años después las perdidas dichas en el informe de Jost por la fricción, el desgaste y la corrosión, se evaluó cerca del 1.4% del PIB en la economía del Reino Unido.

2.1.1 Tribosistema

El estudio de este fenómeno tribológico involucra una gran variedad de condiciones ambientales, tal como la temperatura, la humedad y la presión etc. e incluso factores adicionales como el polvo, el óxido, el lodo entre otros compuestos. Al conjunto de superficies en contacto y a las condiciones a las que se encuentra expuesta es a lo que se le conoce como tribosistema. En la figura 8, se ilustran los elementos esenciales presentes en un tribosistema.

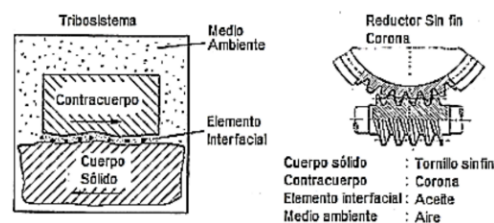


Fig. 8) Elementos del tribosistema

Fuente: ZUM, K. Microstructure and wear of materials. Amsterdam: Elsevier Science, 1987.

2.1.2 Fricción

La fricción se define como la fuerza mecánica que se resiste al movimiento entre dos superficies que se desplazan. Es también conocida como fricción externa, pues, es causada por puntos de contacto [26].

La fricción puede clasificarse en tres tipos. Por deslizamiento, rodamiento y fluida [27], cada una de ellas presentan leyes diferentes que la distinguen, sin embargo poco se sabe de las de fricción por rodamiento dado que depende de parámetros como: la rugosidad superficial, distorsión bajo presión, irregularidad de las formas, etc. [28]. Por otro lado, la fuerza de opción para iniciar el movimiento de un cuerpo es a lo que se le conoce como la *fuerza de fricción estática* y a la fuerza de opción del movimiento relativo existente entre dos superficies que se deslizan se le conoce como *fuerza de fricción dinámica* [29].

La fricción de deslizamiento, se presenta cuando dos superficies sólidas se deslizan entre sí, ver la figura 9 a); La fricción de rodamiento se da cuando un objeto sólido rueda sobre una superficies sólida, ver la figura 9 b) y la fricción fluida se genera cuando un objeto sólido se desplaza a través de un fluido o un gas, ver la figura 9 c)



Fig. 9) Tipos de fricción. a) Deslizante b) Rodante c) Fluida

Dependiendo de la aplicación, una alta o baja fricción puede o no favorecer. Por ejemplo, para que un tren de carga que sale de una estación, da una vuelta o asciende una pendiente es mejor que se mantenga una fricción grande a fin de contrarrestar la fuerza producida por la tracción evitando así el patinaje que se traduce a una reducción considerablemente de desgaste. En la figura 10, se ilustran las consecuencias de tener pequeña fricción que ocasiona un patinaje lo que a la vez genera daño en el riel.



Fig. 10) Daño en contacto rueda-riel por baja fricción.

Usualmente, para incrementar la fricción existente se implementan dispositivos a bordo que surten de arena al contacto. Ésta, no debe ser más dura que el riel o la rueda, ya que podría resultar perjudicial. En la figura 11, se ilustra uno de los dispositivos abordo que surte la arena.



Fig. 11) Dispositivo a bordo surtidor de arena en contacto rueda-riel.

Sin embargo, para máquinas que emplean rodamientos en sus ejes, la fricción es indeseable. Una alta fricción se traduce a una reducción de la vida útil del rodamiento y a pérdidas considerables de energía.

2.1.2.1 Leyes de la fricción de deslizamiento y coeficiente de fricción.

- La *fuerza de fricción dinámica* es independiente de la velocidad relativa de los cuerpos en contacto.
- Por lo general, la *fuerza de fricción estática* es mayor a la *fuerza de fricción dinámica* .
- La *fuerza de fricción* máxima que puede generarse es independiente del tamaño del área real de contacto entre superficies.
- La *fuerza de fricción* máxima (F_f) que puede generarse es proporcional a la *fuerza normal* (F_N) a las superficies en contacto.

$$F_f = \mu F_N$$

La razón de dicha proporcionalidad es a lo que se le conoce como **coeficiente de fricción** (μ). $\mu = \frac{F_f}{F_N}$

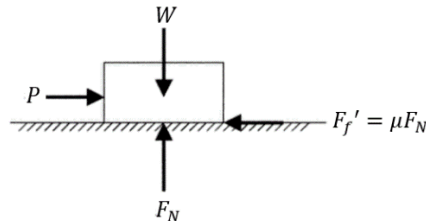


Fig. 12) Coeficiente de fricción.

En la figura 12, se establece que la carga aplicada (W) siempre será igual a la fuerza de reacción de la superficie, denominada por algunos autores como fuerza normal de contacto (F_N).

Por otro lado, si:

- La fuerza aplicada es mayor a la fuerza de fricción ($P > F_f'$), el cuerpo se desliza en sentido de la fuerza aplicada.
- La fuerza aplicada es menor a la fuerza de fricción ($P < F_f'$), el cuerpo permanece en equilibrio, no hay desplazamiento.
- La fuerza aplicada es igual a la fuerza de fricción ($P = F_f'$), el cuerpo permanece en equilibrio inestable.

2.1.3 Desgaste

El desgaste está definido como la pérdida progresiva de material de una superficie [30]. Los procesos de desgaste puede clasificarse según unos autores como: por deslizamiento, abrasivo, corrosivo, por fatiga, por vibraciones y erosivo.

2.1.3.1 Desgaste por deslizamiento

Este tipo de desgaste se presenta cuando dos cuerpos se exponen a un deslizamiento relativo, en casos de alta carga se presentan diversos factores como una alta temperatura, endurecimiento por deformación de las asperezas, difusión y solubilidad sólida mutua que favorecen a la adhesión o gripado. Las soldaduras suelen ser más resistentes que el resto del material y el continuo deslizamiento conlleva a su fractura de la soldadura, mismas que pueden transferirse de una superficie a otra. A pesar de que parte de una superficie queda adherida a la otra, pronto se desprende pasando a formar una partícula suelta. En los casos de cargas extremas, las asperezas quedan fuertemente adheridas, conociéndose como raspado, rasgado, excoiación o agarrotamiento (desgaste severo) [15] [31].

2.1.3.2 Desgaste por vibraciones (Fretting)

Desgaste producido por desplazamientos relativos oscilatorios de muy pequeña amplitud del orden de las micras y alta frecuencia en general es un tipo de desgaste por deslizamiento dado que la carga normal aplicada genera adhesiones superficiales que en presencia de vibraciones son fracturadas formando partículas sueltas, en ambientes corrosivos, las partículas de óxido por ser más duro que el material base, actúa como partícula abrasiva que por consiguiente acelera el desgaste [31].

2.1.3.3 Desgaste abrasivo

De este tipo de desgaste se distinguen dos tipos, de dos cuerpos y tres cuerpos. El de ellos se genera cuando un cuerpo de alta dureza con asperezas rígidas, se desliza sobre otro cuerpo más blando ocasionando ranuras o ralladuras y desprendimiento de material mientras que en el segundo hay presencia de partículas sueltas entre ambas superficies ocasionando pulido. La resistencia a este tipo de desgaste es proporcional a la dureza superficial; los cauchos también son resistentes pues se deforman y se relajan al pasar las partículas abrasivas [31] [32].

2.1.3.4 Desgaste corrosivo o químico

Conocido también como desgaste por oxidación o desgaste químico. Éste se produce cuando la superficie de un material reacciona químicamente o electroquímicamente con sustancias del medio ambiente (agua dulce, agua de mar, oxígeno, sulfato de hidrógeno, dióxido de azufre atmosférico, etc.), como producto de las reacciones se genera una capa de óxido generalmente de un espesor menor a una micra que continuamente puede ser removida. Se puede disminuir este tipo de desgaste en medida que se controla el medio ambiente, la reducción de temperatura de operación o cuando dicha capa de óxido no es removida [31].

2.1.3.5 Desgaste por fatiga

Conocido también como fatiga superficial o desgaste por fractura superficial. Este es producido cuando la superficie de alguna material es sometida a cargas cíclicas lo que ocasiona fisuras subsuperficiales que posteriormente se propagan a la superficie ocasionando astillamiento, descascaramientos o picaduras. Otro caso es la fatiga térmica, donde se generan grietas subsuperficiales por los esfuerzos producidos en los ciclos térmicos. Por otro lado también existe la fatiga química conocida como fatiga estática principalmente se da en cerámicos sometidos a esfuerzos y en presencia de ciclos de vapor de agua [31].

2.1.3.6 Desgaste erosivo

Este tipo de desgaste es producido por un flujo que puede ser líquido, gaseoso o de partículas duras que inciden sobre una superficie de un material sólido. El constante impacto de partículas ocasiona un daño en la misma, si las partículas duras son muy agudas y tienen una gran energía cinética ocasiona cortes más severos. A un cierto ángulo de incidencia sobre la superficie producen un daño característico en forma de cráter [33]. Un caso más de erosión es el de cavitación, este ocurre cuando un cuerpo inmerso en un fluido se desplaza rápidamente lo cual genera presiones positivas que da a la formación de burbujas que al relajarse inplotan generando un micro chorro de líquido que impacta con la superficie del material que consecuentemente lo erosiona [31].

2.1.3.7 Desgaste por inducción de arco eléctrico

Éste se da en dos superficies que se encuentran separadas por una cierta distancia con un diferencial de potencial eléctrico y ocurre cuando el diferencial de potencial eléctrico rompe la capacidad del dieléctrico provocando un arco eléctrico (Bombardeo de iones) que calienta la superficie al grado de la fusión del material y su posterior solidificación, que genera grandes cráteres [31].

2.1.4 Lubricación y lubricantes

La lubricación tiene como principal objetivo la reducción de la fricción, el desgaste así como la disipación de calor generado entre superficies que se encuentran en contacto y en movimiento relativo [26]. Es evidente, que aunque se empleen lubricantes no puede haber una eliminación completa del desgaste y el calor. Sin embargo, ambos efectos se reducen a niveles aceptables.

Puede haber situaciones en la que el lubricante reduzca la fricción pero incremente el desgaste o viceversa. Por ejemplo, en situaciones de contacto rodante se tiene un incremento en la fricción y una reducción del desgaste [34].

2.1.4.1 Función de los lubricantes

La importancia de los lubricantes radica en la función que desempeñan dentro de un sistema y pueden dividirse en 2 categorías:

Funciones primarias

- Reductor de los efectos de la fricción. Se forma una película de lubricante entre dos superficies en movimiento evitando el contacto directo entre ellas disminuyendo el desgaste, la temperatura, el ruido así como la energía consumida.
- Anticorrosivo y anti herrumbre. Evitan la formación de óxido en los metales provocada por la humedad o el agua.
- Refrigerante. Disipan entre un 10% a un 25% del calor generado por la fricción y/o combustión en una máquina.

Funciones secundarias

-Eliminan impurezas. Como son los residuos metálicos generados tanto por la fricción como la corrosión.

-Trasmisión de energía. Transmiten energía de un punto a otro, denominado como fluido hidráulico para esta aplicación.

-Aislante eléctrico. Funciona como aislante en transformadores eléctricos, siendo capaces de impedir la formación de arcos eléctricos. Para este fin, son sometidos a una prueba de rigidez dieléctrica.

-Amortiguador. Por su capacidad de fluidez y viscosidad, puede emplearse en sistemas de amortiguación.

2.1.4.2 Clasificación de los lubricantes

Por su estado físico, los lubricantes se clasifican en 4 grandes grupos: líquidos, semisólidos, sólidos y gaseosos [33].

Líquidos. Estos son comúnmente conocidos como aceites. A temperaturas normales de operación, fluyen libremente con la finalidad de introducirse hacia partes móviles de un mecanismo propiciando una película protectora en el contacto, tienen una gran capacidad de disipar el calor dado que son capaces de circular libremente.

Semisólidos. Conocidos como grasas; están constituidos por una parte de aceite y un agente espesante. La primera de ellas es la que realmente hace la tarea de lubricación. Mientras, el espesante tiene el propósito de mantener el lubricante en su lugar, evitar fugas y bloquear la entrada de contaminantes. Sin embargo, se reduce drásticamente la capacidad para disipar el calor, pues no pueden fluir a su temperatura de operación.

Sólidos. Se utilizan en aplicaciones que manejan temperaturas extremas, su resistencia térmica es muy superior a las bases aceitosas. En medios oxidantes, puede llegar a trabajar hasta 350 °C en tanto en entornos reductores o no oxidantes pueden operar a temperaturas de hasta 1100 °C.

Gaseosos. A pesar de no tener un aspecto físico visible, el aire es empleado como lubricante. Utilizado, particularmente, en cojinetes en aplicaciones a muy altas velocidades y bajas cargas.

2.1.4.3 Propiedades de los lubricantes

Densidad. Se define como el peso de la materia en relación con su volumen. Debido a ello, las superficies metálicas mantienen una capa fina de lubricante, incluso tras un largo periodo de tiempo.

Viscosidad. Se define como la resistencia interna de un líquido a fluir. Esta propiedad es dependiente de la presión y la temperatura. Al aumentar la temperatura, disminuye la viscosidad y viceversa. Al incrementar la presión, aumenta la viscosidad y viceversa.

Punto de fluidez. Se define como la temperatura más baja a la que el lubricante puede fluir.

Punto de inflamación. Se define como la temperatura en el cual los vapores generados por el lubricante se inflaman al acercársele una llama.

Temperatura mínima de bombeo. Es aquella en la cual un lubricante puede fluir a través de una bomba de aceite.

Resistencia a la oxidación. Es la resistencia del lubricante a oxidarse cuando entra en contacto con el oxígeno o con el agua. La oxidación en aceites trae como consecuencia el aumento de la viscosidad, la formación de depósitos y la corrosión de superficies metálicas.

Estabilidad térmica. Es la resistencia de un lubricante a degradarse en condiciones de elevada temperatura. Esta propiedad es dada por el aceite base y no se puede mejorar con la adición de aditivos.

Detergencia. Es la propiedad de un lubricante para evitar o reducir la formación de compuestos que dan origen a los depósitos cuando éste opera a altas temperaturas.

Dispersancia. Es la propiedad de un lubricante al mantener en suspensión y dispersar los depósitos formados a bajas temperaturas.

Volatilidad. Es la tendencia de un lubricante a cambiar a la fase de vapor. La baja volatilidad minimiza la emisión de gases en la cámara de combustión, disminuyendo el consumo de aceite y la cantidad de partículas emitidas al medio ambiente.

Alcalinidad. Es la capacidad de un lubricante de neutralizar ácidos, tal como sucede con el ácido sulfúrico, formado en la combustión del diésel.

Demulsibilidad. Es la propiedad de un aceite de separarse del agua.

Desaireación. Es la propiedad de un aceite de separarse del aire.

Índice de acidez. Muestra, aproximadamente, la estabilidad a la oxidación del aceite.

Antidesgaste. Es la capacidad que tiene un lubricante para impedir o disminuir el desgaste en zonas donde no se puede garantizar la formación de una adecuada película lubricante.

Antiherrumbre y anticorrosión. Es la capacidad de un lubricante de proteger a los metales de la herrumbre y la corrosión. La primera es causada por la humedad y la condensación del agua mientras que la segunda se forma debido a los ácidos orgánicos generados durante la combustión y por la contaminación del lubricante.

Color. Es una propiedad intrínseca del lubricante. Los aceites minerales presentan un color oscuro mientras que los sintéticos son de color claro.

2.1.4.4 Composición de los lubricantes

Bases

Las bases son aceites simples que constituyen entre un 70-80% de la composición de un lubricante. Estos, pueden proteger a las partes móviles de un mecanismo pero tiene ciertas limitaciones en su funcionamiento. Pueden clasificarse con respecto a su origen como:

- Aceites minerales
- Aceites vegetales
- Aceites animales
- Aceites sintéticos

Aditivos

Los aditivos son compuestos químicos, principalmente orgánicos que cambian las propiedades físicas como la viscosidad o proveen de nuevas características químicas a los lubricantes como los antioxidantes. Además, pueden incrementar, reducir o concebir propiedades, lo cual se logra por una mezcla de diferentes tipos de aditivos, formando una gran diversidad de lubricantes. Estas nuevas formulaciones siempre tienen que ser examinadas en su compatibilidad y estabilidad [35]. Las propiedades de los aditivos se clasifican de la siguiente manera:

- Recuperadores de viscosidad
- Antioxidantes y anticorrosivos
- Detergente-dispersante
- Depresores de fluidez
- Antiespumantes
- Antidesgaste y de extrema presión

2.1.5 Regímenes de lubricación

Curva de Stribeck. En 1902 Richard Stribeck describió la variación del coeficiente de fricción con el parámetro de Hersey "H".

$$H = \frac{\eta \cdot V}{F_N} \quad \text{Ec. 1}$$

Donde:

η : Viscosidad dinámica del fluido

V : Velocidad de deslizamiento

F_N : Fuerza normal de contacto

En la figura 13, se observa el espesor de película en relación al parámetro de Hersey, donde también se muestra la relación entre el coeficiente de fricción y el parámetro de Hersey de un cojinete de fricción o de bolas. Para cada tipo de cojinete se le puede determinar su gráfica, sin embargo éstos son muy similares.

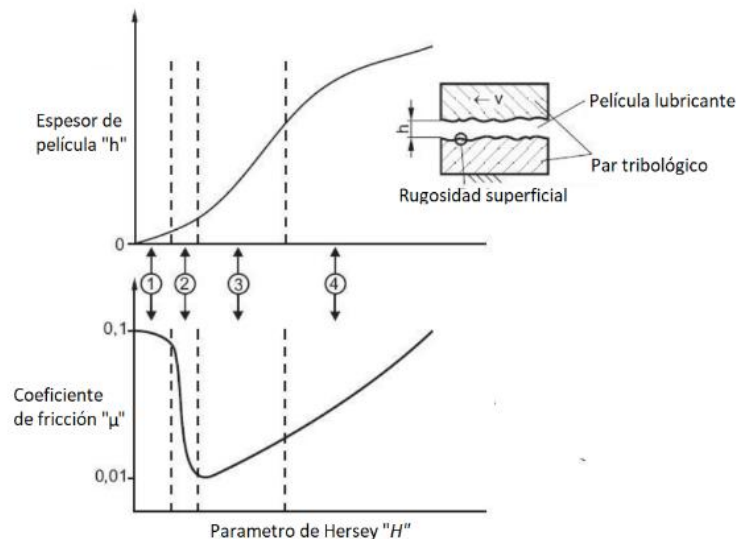


Fig. 13) Curva de Stribeck.

En la curva de Stribeck se distinguen 4 zonas denominados regímenes de lubricación. Éstas son:

- 1) Marginal o de capa límite. En esta zona el coeficiente de fricción es muy elevado debido a que la película de lubricante es muy fina, inferior a la rugosidad de las superficies, por lo que no se puede evitar el contacto y el desgaste entre ellas.

Además, se presenta en las siguientes situaciones:

- Cuando el área de contacto es insuficiente.
- Si se incrementa la carga considerablemente.
- Si se reduce la cantidad de aceite suministrado.
- Cuando la velocidad relativa de la superficie móvil es muy baja.
- En situaciones de incremento de temperatura.

Para desplazarse al siguiente régimen lubricación es necesario utilizar lubricantes sólidos o incrementar la viscosidad del mismo.

- 2) Mixta. En esta zona de lubricación el grosor de la película de lubricante es mayor, aproximadamente igual a la rugosidad de las superficies, por ello, se hallan contactos puntuales. Se presenta una disminución drástica del coeficiente de fricción; por lo que es la región más adecuada en términos de eficiencia energética. Sin embargo, es muy inestable, pues el incremento de la temperatura reduce la viscosidad del lubricante; consecuentemente se desplaza a la zona marginal donde se genera mayor desgaste.

Para reducir el desgaste es necesario utilizar aditivos antidesgaste adecuados a la aplicación que se requiera.

- 3) Elastohidrodinámica. En esta zona de lubricación la separación de las superficies en contacto está garantizada, el grosor de la película que se forma es superior a la rugosidad de las superficies en contacto, por lo que se reduce el desgaste.

El régimen de lubricación elastohidrodinámica, descrito por Ertel y Grubin y desarrollado por Cheng, se da entre superficies curvas donde se da el caso de contacto Hertziano debido a que dichas superficies en contacto son muy pequeñas y soportan cargas muy elevadas, en consecuencia, la presión de contacto resulta extremadamente grande, alcanzando los valores de hasta 3 GPa, lo que incrementa drásticamente la viscosidad y se deforman ambas superficies.

Además, este régimen se encuentra muy cerca del mínimo de la curva de Stribeck. Por ello, algunos autores consideran que, este régimen es el más adecuado, dado que, se mejora la eficiencia energética a la vez que se reduce el desgaste. Como sucede en la lubricación de engranes, rodamientos y levas.

- 4) Hidrodinámica o lubricación fluida. En esta zona, el espesor de la película es mucho mayor que la rugosidad, debido a la velocidad relativa de las superficies y la viscosidad del lubricante. Misma que es expuesta por la ecuación de Reynolds. Sin embargo, el coeficiente de fricción aumenta drásticamente dado a la elevada viscosidad del fluido, lo que incrementa el consumo energético. Para reducirlo es necesario disminuir la viscosidad del lubricante sin comprometer la protección al desgaste. Este régimen de lubricación se presenta en los cojinetes.

2.1.6 Máquinas tribológicas

Las máquinas tribológicas o tribómetros, son dispositivos diseñados para realizar ensayos de desgaste, con el fin de comparar el comportamiento de distintos materiales, intentando simular el comportamiento en servicio real de los mismos. Sin embargo, es difícil poder precisar su comportamiento cuando operan en una situación real. Por lo que siempre se les debe tratar de replicar cada uno de los ensayos en las mismas condiciones de servicio. De este modo los resultados experimentales obtenidos en probetas de laboratorio pueden proporcionar información acerca del comportamiento real del material.

Por tal motivo existen innumerables ensayos de los cuales muchos han sido normalizados por organizaciones internacionales. Esta regulación ha permitido un desarrollo unificado de investigaciones tribológicas sobre diversos temas.

Caracterizar y modelar una situación de desgaste es un proceso complejo, primeramente, se debe identificar en términos más amplios sobre un tipo de desgaste y después refinar en términos de sus características operativas.

El trabajo de titulado “Characterization and Modeling of the Wear Situation”, muestra una clasificación muy general del desgaste. Las tablas 1, 2 y 3 que se muestra del trabajo ofrecen información sobre diversos casos de estudios experimentales, siendo relevantes para el diseño y rediseño de máquinas tribológicas.

Tabla 1 - Atributos de operación para desgaste abrasivo.

Atributo	Variación
Número de cuerpos	Un cuerpo o dos cuerpos
Nivel de presión	Alta o baja
Alteración superficial	Rayado (scratching), pulido (polishing) o abrasión severa (gouging).
Presencia de fluido	Abrasión seca o abrasión por lodo
Dureza relativa de las partículas o la superficie	Superficie más dura o más blanda que las partículas interactuantes.

Tabla 2 - Atributos de operación para desgaste no abrasivo.

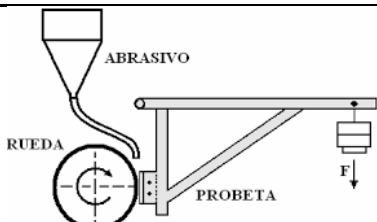
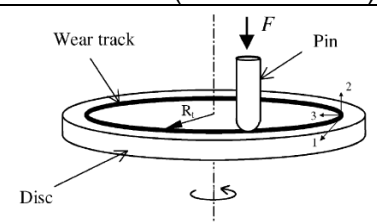
Atributo	Variación
Movimiento	Rodante Con deslizamiento Sin deslizamiento
	Impacto Con deslizamiento Sin deslizamiento
	Deslizante Unidireccional o reciprocante Alta o baja velocidad Tamaño de traza; micrométrico (Fretting) o deslizamiento relativamente grande.
Lubricación	Lubricado o no lubricado Tipo de lubricante Lubricante
Carga	Pesado o ligero Constante o dinámico De impacto o no
Geometría de contacto	Puntual, lineal o área Conformable o no conformable
Presión de contacto	Por encima o por abajo del rendimiento
Entorno	Hostil o no hostil
	Alta o baja temperatura Con o sin partículas abrasivas
	Nivel de pH
Materiales	Iguales o diferentes

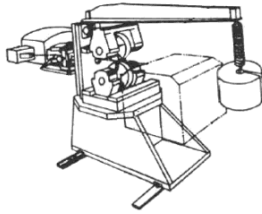
Tabla 3 - Atributos de operación para desgaste erosivo.

Atributo	Variación
Erosión por partículas	Angulo de incidencia Temperatura
Erosión por cavitación	Angulo de incidencia Temperatura Corrosivo o no corrosivo
Erosión por lodo	Angulo de incidencia Temperatura Corrosivo o no corrosivo
Erosión por gotas	Angulo de incidencia Temperatura Corrosivo o no corrosivo
Erosión por chorro	Angulo de incidencia Temperatura Corrosivo o no corrosivo

Actualmente existe una amplia y variada lista de equipos con diferentes configuraciones tribológicas que replican la gran cantidad de fenómenos tribológicos. A modo de ejemplo, en la tabla 4, se muestran algunas de las configuraciones básicas de algunos de los equipos tribológicos.

Tabla 4 - Máquinas tribológicas

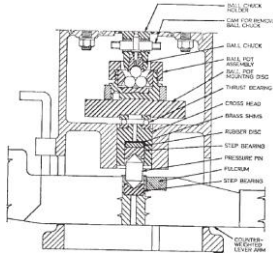
Tribómetro	Configuración básica	Objetivo básico
	<p>Rueda giratoria metálica vulcanizada en contacto con una probeta plana fija. Arena abrasiva seca o húmeda en el contacto.</p>	<p>Crear las condiciones para que un material sufra desgaste abrasivo.</p>
Arena/disco (Sand and disc)		
	<p>Par tribológico (Perno fijo sobre disco giratorio).</p>	<p>Crear las condiciones para que un par tribológico sufra desgaste por deslizamiento.</p>
Perno sobre disco (Pin on disc)		



Discos giratorios encontrados

Crear las condiciones para que un par tribológico sufra desgaste por deslizamiento a diferentes porcentajes y patinado.

Discos encontrados "Amsle"



Maquina de cuatro bolas "Four balls"

Tres bolas inferiores fijas y una cuarta que gira a la cual se le aplica carga.

Crear las condiciones para generar huellas de desgaste o soldadura (Extrema presión) en bolas de acero para evaluar el desempeño de aceites y grasas lubricantes.

2.2 Control y automatización

2.2.1 Control

De manera general se puede definir al control como: "la manipulación indirecta de las magnitudes de un sistema denominado planta⁵ a través de otro conocido como *sistema de control*" [36].

2.2.2 Sistemas de control

El sistema de control, es el encargado de gobernar la respuesta de la planta interpretando señales de entradas de baja potencia dadas por el operador (señales de consigna) y mediante señales de salida de baja potencia (señales de control) conectadas a los accionamientos que son los encargados de actuar directamente sobre la planta. Por la definición anterior, este se encuentra limitado a un comportamiento amplificador, que ejecuta sus acciones respecto a las señales de consigna por lo que es muy susceptible a perturbaciones y vibraciones. A este modo se le conoce como *sistema de control en lazo abierto*. Para implementarlo requiere de

⁵ Planta: Es el espacio físico donde se lleva a cabo algún objetivo o algún servicio.

un conocimiento preciso del comportamiento de la planta y la garantía de que dicho sistema funciona correctamente [36] [37].

La figura 14, se representa los elementos y las señales del sistema de control en lazo abierto.

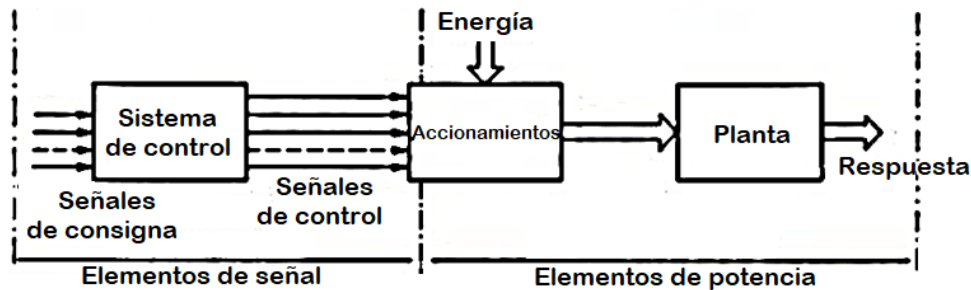


Fig. 14) Sistema de control en lazo abierto.

Es evidente que aunque el operador se encargue de algunas funciones de la planta, el sistema de control debe ser capaz de tomar ciertas decisiones por si mismo ante ciertos comportamientos de la planta, por lo que se tiene un *sistema automático*.

Para ello es necesario contar con *sensores* que verifiquen el estado de la planta e *interfaces* que interpreten la señal dada por el sensor y la adecuen a la entrada del mismo; conociéndosele como *sistema de control en lazo cerrado, retroalimentado o feedback* [37].

En la figura 15, se representa los elementos y las señales del sistema de control en lazo cerrado. Es claramente visible que, se encuentra constituido por una línea directa y una cadena de retroalimentación que forma un lazo de control.

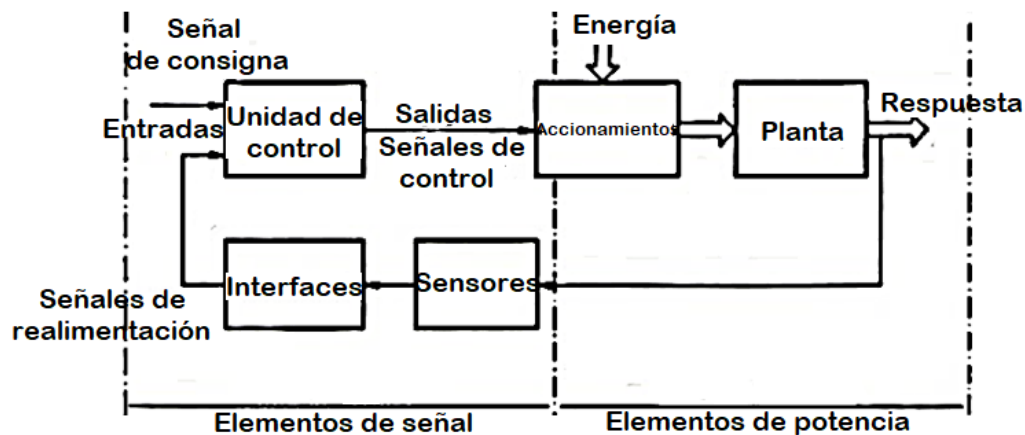


Fig. 15) Sistema de control en lazo cerrado.

Los sistemas de control pueden dividirse en tres grupos con respecto a la señal que reciben.

- Sistemas analógicos.
- Sistemas digitales.
- Sistemas analógico-digitales o híbridos.

Los sistemas analógicos. Trabajan con señales de tipo continuo dentro de un rango de variación determinada. Representan magnitudes físicas del proceso como la temperatura, presión, fuerza, velocidad, etc.

Los sistemas digitales. Trabajan con señales de tipo todo o nada o también con un código de señales binarias, puesto que su dígito, solo pueden tener dos valores 0 o 1, que es analizada por el álgebra de Boole. Pueden representar estados como abierto o cerrado, conduce o no conduce, está presente o no lo está. Por lo tanto, los sistemas híbridos es la combinación de ambas categorías. Ver la figura 16.

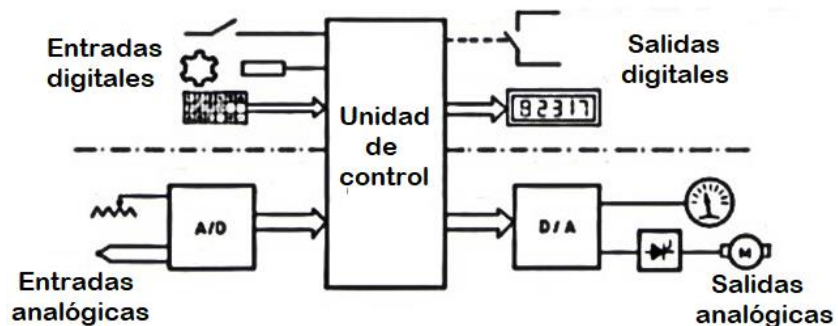


Fig. 16) Sistemas analógicos y digitales.

2.2.3 Sensores

En algunas ocasiones el término sensor y transductor, suelen considerarse como sinónimos. Sin embargo, el vocablo de transductor es quizá el más correcto, puesto que incluye una parte sensible (captador) y un circuito asociado, que acopla la señal detectada.

Por lo que de manera general, el transductor se considera como un dispositivo capaz de convertir el valor de una magnitud física o condición, a una señal eléctrica codificada ya sea en forma analógica o digital [36]. En la figura 17, se representa los elementos esenciales que lo constituyen.

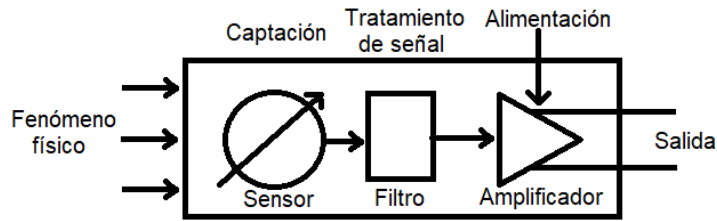


Fig. 17) Transductor.

En algunas ocasiones el transductor está diseñado para generar una señal de salida eléctrica o magnética, la cual que no es posible acoplarla a la unidad de control directamente, por lo que es necesario el uso de interfaces adecuadas al tipo de sensor utilizado.

Elemento sensor o captador. Convierte los cambios de magnitud física en variaciones de una magnitud eléctrica o magnética, denominadas como señales.

Tratamiento de señal. En algunas ocasiones es omitido. En caso de que se encuentre presente, puede filtrar, amplificar, linealizar o modificar la señal obtenida.

Etapas de salida. Ésta se conforma por amplificadores e interruptores, que convierten la señal en un código o la adaptan a la carga exterior.

En la tabla 5, se presentan algunos de los transductores usados para medir diversas magnitudes físicas en los procesos de una planta [36]. Se complementa con información actual acerca de nuevos transductores.

Tabla 5 - Transductores para diversas magnitudes físicas

Magnitud física o condiciones	Transductor	Señal
Temperatura	Termopar	Analógico
	Resistencia PT100	Analógico
	Resistencia NTC	Analógico
	Resistencia PTC	Analógico
	Bimetálico	Todo-nada
	Termopar infrarrojo	Analógico
	Cámara de imagen térmica	Procesamiento digital puntos o pixeles
	RTD	Analógico
Fuerza y par	Galga o transformador diferencial	Analógicos
Presión	Membrana + detector de desplazamiento	Analógico
	Piezoeléctrico	Analógico
	Manómetros	Analógico y Digital
Posición lineal o angular	Potenciómetro	Analógico
	Encoder	Digital
	Sincro y resolver	Analógico
	Sonda Hall + Campo magnético	Digital

Pequeños desplazamientos o deformaciones	Transformador diferencial	Analógico
	Galga extensométrica	Analógico
	LVDT	Analógico
	Magnetorresistivo	Analógico
	Magnetoestrictivo	Analógico y Digital
Velocidad lineal o angular	Dinamo tacométrico	Analógico
	Encoder	Digital
	Detector inductivo u óptico	Digitales
	Servo-inclinómetro	Analógico y Digital
	RVDT	Analógico
	Giroscopio	Digital
Aceleración	Acelerómetro	Analógico
	Servo-acelerómetro	Analógico
	Sensor de velocidad + calculador	Digital
Caudal	De turbina	Analógico
	Magnético	Analógico
Presencia o proximidad	Inductivo	Todo-nada y Analógico
	Capacitivo	Todo-nada
	Óptico	Todo-nada y Analógicos
	Ultrasónico	Analógico
	Contacto fin de carrera	Todo-nada
Táctiles	Matriz de contactos	Todo-nada
	Matriz capacitiva piezoeléctrica u óptica	Todo-nada
	Piel artificial	Analógico
Visión artificial	Cámaras de video y tratamiento de imagen	Procesamiento digital puntos/pixeles
	Cámaras CCD	
	Cámaras CMOS	
	Kinect	
Humedad	Capacitivo	Analógico
	Capacitivo por regiones calibradas	Digital
Luminosidad	Fotorresistencia (LDR)	Analógico
	Fotodiodo	Analógico
	Fototransistor	Analógico
	Célula fotoeléctrica	Analógico
pH	Electrodo	Analógico
	Electrodo + calculador	Digital
	ISFET	Analógico
Captura de movimiento	Inercial	Digital
Nivel de sonido	Micrófono	Analógico
	Piezoeléctrico	Analógico
Nivel de fluidos	Flotador + Potenciómetro	Analógico
	Flotador + Fin de carrera	Todo-nada
Concentración de gases	Semiconductores de óxido metal (Resistivo).	Analógico
	Infrarrojo	Analógico
	Ultrasónico	Todo-nada
	Electroquímico	Analógico
	Catalítico y pellistor	Analógicos
Campos magnéticos	Interruptor Reed	Todo-nada
	Sonda Hall	Analógico
Campos electromagnéticos	Bobina de alambre + amplificador	Analógico

2.2.4 Accionamientos

Los accionamientos también conocidos como actuadores son aquellos dispositivos o subsistemas que se encargan de regular la potencia de una planta.

Clasificación de los accionamientos:

Los accionamientos pueden clasificarse de acuerdo a la *energía empleada* como accionamientos eléctricos, hidráulicos, neumáticos y térmicos. Además presentan una subcategoría con respecto al tipo de *tecnología empleada* como accionamiento de tipo todo-nada y continuo. En la tabla 6, se presentan algunos ejemplos.

Tabla 6 - Clasificación de los accionamientos

Tipo de energía empleada	Tecnología tipo todo-nada	Tecnología tipo continua
Eléctrico	Relevadores mecánicos y de estado sólido; motores de $V_{C.A.}$ y $V_{C.D.}$; electroimanes y contactores	Servomotores de $V_{C.A.}$ y $V_{C.D.}$; motores paso a paso y variadores de velocidad.
Hidráulico	Cilindros hidráulicos, motores hidráulicos y válvulas hidráulicas	Válvulas hidráulicas de mando manual.
Neumático	Cilindros neumáticos, válvulas neumáticas, ventosa de sujeción	Válvulas neumáticas de mando manual.
Térmicos	Calentadores a gas	Intercambiadores de calor, Calentadores a gas con regulación

Sin embargo, no es posible encontrar una planta que posea la totalidad de sus accionamientos con un único tipo de tecnología, éstos, suelen ser más complejos. La combinación de los tipos de tecnologías pueden ser: la tecnología electro-neumática, electro-hidráulica, electro-térmica entre todas las posibles combinaciones de las mismas.

En la figura 18, se aprecia una electroválvula que controla el flujo de presión de aceite en un sistema por lo que su clasificación energética es electro-neumática y debido a que la apertura de la válvula no es única (abierta/cerrada, todo/nada) sino que la apertura depende de una señal eléctrica modulada en ancho de pulso, se clasifica tecnológicamente como de tipo continuo.

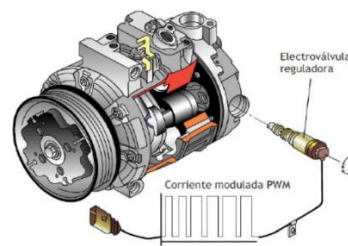


Fig. 18) Electroválvula.

2.2.5 Sistemas lineales y sistemas no lineales.

Un sistema lineal es aquel que cumple el principio de superposición. Considerando a $y_1(n)$ e $y_2(n)$ como las salidas de sistemas cuando $x_1(n)$ y $x_2(n)$ son las respectivas entradas, el sistema es lineal siempre que cumpla con las condiciones descritas en la ecuación 1 y la ecuación 2 [38].

$$T\{x_1[n] + x_2[n]\} = T\{x_1[n]\} + T\{x_2[n]\} = y_1(n) + y_2(n) \quad \text{Ec. 2}$$

$$T\{ax[n]\} = aT\{x[n]\} = ay(n) \quad \text{Ec. 3}$$

Para un mayor entendimiento de la primera condición, ver la figura 19. La respuesta obtenida en un sistema dado a la aplicación de dos entradas es igual a la suma de las respuestas independientes de cada señal aplicada al sistema.

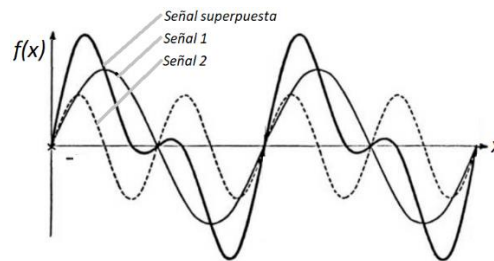


Fig. 19) Principio de superposición.

Para una mejor comprensión de la segunda condición, en la figura 20 a) se presenta el comportamiento de la salida de un sistema lineal ante incrementos proporcionales de la acción de entrada mientras que en la figura 20 b) se muestra el comportamiento de la salida de un sistema no lineal ante incrementos proporcionales de la acción de entrada.

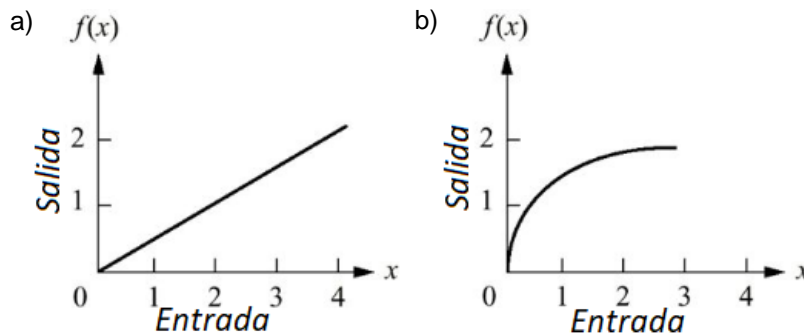


Fig. 20) Tipos de sistemas. a) Lineal b) No lineal

2.2.6 Función de transferencia

La función de transferencia también conocida como función de transmitancia “ $G(s)$ ”, es una representación matemática de un sistema totalmente *lineal*, que relaciona la transformada de Laplace de la salida “ $Y(s)$ ” y la transformada de Laplace entrada “ $X(s)$ ” del sistema. En sistemas físicos, esta relación puede obtenerse a partir de ecuaciones diferenciales que relacionan tanto la entrada como la salida del sistema, suponiendo condiciones iniciales nulas [37].

La función de transferencia esta descrita por un cociente de dos polinomios complejos de variable compleja s .

$$\text{Entrada} \quad U(s) = a_n s^n + a_{n-1} s^{n-1} + \dots + a_1 s + a_0 \quad \text{Ec. 4}$$

$$\text{Salida} \quad Y(s) = b_m s^m + b_{m-1} s^{m-1} + \dots + b_1 s + b_0 \quad \text{Ec. 5}$$

$$\text{Sistema} \quad G(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{b_m s^m + b_{m-1} s^{m-1} + \dots + b_1 s + b_0}{a_n s^n + a_{n-1} s^{n-1} + \dots + a_1 s + a_0} \quad \text{Ec. 6}$$

A las raíces del polinomio de la ecuación 4, se le conoce como ceros mientras que a las raíces del polinomio de la ecuación 5 se les denomina polos.

La ecuación 6, también es conocida como la ecuación característica del sistema lineal [39]. Dado que, representa la función que gobierna al sistema ante cualquier otra entrada.

Por conveniencia, usualmente se emplea la forma canónica de la ecuación 6. Ésta se encuentra representada en términos independientes del numerador y denominador; y con integradores puros aislados como lo describe la ecuación 7.

$$G(s) = \frac{k(C_m s^m + C_{m-1} s^{m-1} + \dots + C_1 s + 1)}{s^r (d_q s^q + d_{q-1} s^{q-1} + \dots + d_1 s + 1)} \quad \text{Ec. 7}$$

La figura 21, muestra el diagrama de bloques de sistema; donde se observar la relación de la función de transferencia y el sistema.

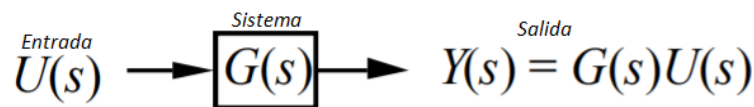


Fig. 21) Diagrama a bloques de un sistema y función de transferencia.

2.2.7 Control Proporcional-Integral-Derivativo (PID)

2.2.7.1 Control Proporcional

En este tipo de control existe una relación lineal continua entre el valor de la variable controlada y la posición del actuador, es decir, la energía que suministra por él a la planta tiende a ser una copia inversamente proporcional al valor de la variable controlada [40].

Por ejemplo, para un sistema donde se controla la velocidad de un motor eléctrico con un intervalo de actuación de 0-100 RPM; para un punto de consigna de 50 RPM, partiendo de una velocidad de 0 RPM el motor usara el 100% de potencia y partiendo con una velocidad de 100 RPM el motor usara el 0% de potencia. En el caso entre 0 y 100 RPM, partiendo de 25 RPM el motor usara el 75% de potencia y partido de 50 RPM el motor usara 50 % de la potencia.

El grado de ajuste de la acción proporcional está definido por:

Ganancia: Es la relación entre la salida del controlador que se acopla a la potencia y la variación de la señal de entrada.

Considerando el ejemplo del motor, para una ganancia proporcional de 2, ante un disminución de la velocidad a 50 RPM con una consigna del 60 RPM (10% de la escala 0-100 RPM) el uso de la potencia cambia a un 20% dado que $2 \times 10\%$, es decir, que si la potencia suministrada era del 60% pasara al 80%; en otras palabras la respuesta del sistema se vuelve más agresivo mientras más se incrementa la ganancia proporcional.

Banda proporcional: Fue muy usada para el control neumático y electrónico, sin embargo, hoy ya no se emplea. Se le considera como el porcentaje del cambio de la variable para que la acción de potencia realice un recorrido completo. Es la inversa la inversa de la ganancia para el ejemplo anterior, para una ganancia de 2 su banda proporcional es del 50% dado que $100\%/2=50\%$.

Por ejemplo, para una banda proporcional del 50% para una escala de 0-100 RPM con un punto de consigna de 50 RPM indica que la velocidad debe variar de 25 RPM a 75 RPM para que el elemento final de control efectúe todo su recorrido.

No obstante, la acción proporcional tiene un inconveniente denominado OFFSET que es la desviación permanente de la variable una vez estabilizado el sistema.

Por ejemplo, suponiendo que al mismo sistema de control de velocidad con una ganancia de 1 y con un punto de consigna de 50 RPM; iniciando con una velocidad de 50 RPM el sistema suministra el 50% de la potencia. En el caso de que se le incremente la carga del eje del motor sería absurdo suponer que con dicho porcentaje de potencia suministrada se obtendrá las mismas revoluciones cuando se estabilizarse el sistema.

El OFFSET puede disminuirse, reduciendo la banda proporcional, aunque puede contribuir con la inestabilidad del sistema, otra manera es mover el punto de consigna pero una nueva perturbación en el mismo generaría un nuevo OFFSET.

La función de transferencia de la acción proporcional está dada por la definición de la ganancia y es representada por la ecuación 8.

$$G(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = K_p \quad \text{Ec. 8}$$

2.2.7.2 Control Proporcional-Integral

La acción integral actúa cuando existe una desviación entre el valor de la variable y el punto de consigna, puesto que integra dicha desviación en el tiempo y la suma a la acción proporcional eliminando el OFFSET. La acción integral está definida por el tiempo de acción integral en minutos por repetición o su inversa en repeticiones por minuto, que es el tiempo en el que el elemento final de control repite la misma acción de corrección proporcional ante una señal en escalón [40].

Por ejemplo, para un sistema de control de velocidad con un rango de actuación de 0-100 RPM con una velocidad actual de 50 RPM, una ganancia proporcional de 2 y un punto actual de consigna de 50 RPM el sistema estaría alimentando con el 50% de potencia. Un nuevo punto de consigna a 60 RPM (10% de la escala de actuación) el sistema suministrará inmediatamente el $2(10\%)=20\%$ adicional de potencia, y después incrementara de forma lineal con el tiempo otro 20% en un lapso dado en minutos por repetición. En la figura 22, se presenta las dos acciones del control PI.

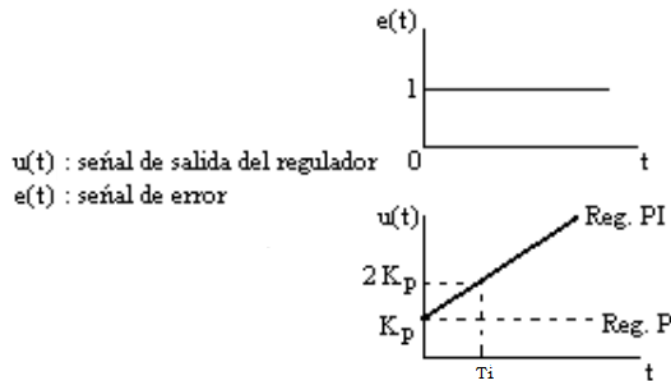


Fig. 22) Control PI.

El único inconveniente de su uso es cuando la variable queda fuera de los límites de la banda proporcional; la acción continua de la integración del error provoca una saturación integral, en consecuencia el actuador podría estar totalmente en 0% o al 100%. En tal caso, la variable debe de cruzar por el punto de consigna provocando un cambiar de signo y así empezar a disminuir o aumentar según sea el caso lo que genera una gran oscilación. Este efecto se puede eliminar al anular la acción integral cuando la variable cae fuera de la banda proporcional.

La función de transferencia de la acción integral se describe en la ecuación 9.

$$G(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{k_i}{s} \quad \text{Ec. 9}$$

La función de transferencia del control PI está desarrollada en la ecuación 10, que es la suma algebraica de ambas acciones.

$$G(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = k_p + \frac{k_i}{s} \quad \text{Ec. 10}$$

2.2.7.3 Control Proporcional-Derivativo

La acción derivativa actúa con una relación lineal entre la velocidad de cambio de la variable y la posición del elemento final de control. La actuación es directamente proporcional a la pendiente de la variable, es decir, a su derivada. La acción derivativa está definida por el tiempo de acción derivativa en minutos de anticipo, siendo un intervalo durante el cual la señal de salida del controlador efectuado por la acción proporcional, es igual a la variación de la señal debida a la acción derivativa cuando se aplica una señal en rampa [40].

Por ejemplo, si la variable de control de un sistema tiende a caer en rampa como normalmente lo hace la temperatura, en caso que únicamente la acción proporcional actuaría proporcionalmente a la señal de error igualmente en rampa, sin embargo, la acción derivativa prevé la caída y adelanta la acción de control en un tiempo de acción derivativo T_d . Ver la figura 23.

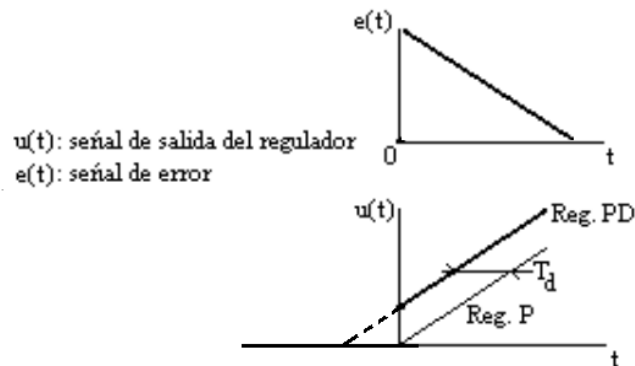


Fig. 23) Control PD.

La acción derivativa es conveniente emplearla cuando hay un retraso entre la posición del elemento de control y la variable controlada, como lo es la temperatura, por la remanencia térmica de los materiales.

El uso de una acción derivativa demasiado grande prevé una recuperación muy acelerada de la variable, pudiendo llegar a generar grandes oscilaciones.

La función de transferencia de la acción derivativa se describe en la ecuación 11.

$$G(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = K_d s \quad \text{Ec. 11}$$

La función de transferencia del control PD está desarrollada en la ecuación 12, que es la suma algebraica de ambas acciones.

$$G(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = k_p + K_d s \quad \text{Ec. 12}$$

2.2.7.4 Control Proporcional-Integral-Derivativo

Es la unión de las tres acciones de control descrito el efecto sobre la acción de control de cada una de ellas.

Siguiendo con el ejemplo del control de velocidad de un motor:

La acción proporcional: Cambia la potencia suministrada al sistema proporcionalmente a la desviación del punto de consigna.

La acción integral: Modifica proporcionalmente la velocidad del suministro de potencia con respecto al punto de consigna.

La acción derivativa: Corrige la potencia suministrada al motor proporcionalmente al cambio de la velocidad de éste.

La función de transferencia del controlador PID es la suma algebraica de las acciones, dado que, la función de transferencia es la transformada de Laplace de la entrada sobre la transformada de Laplace de la salida del sistema. Se expresa en la Ec. 13.

$$G(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = k_p + \frac{K_I}{s} + K_d s \quad \text{Ec. 13}$$

En la figura 24, se representa el diagrama en función del tiempo continuo de la suma de las tres acciones mencionadas anteriormente.

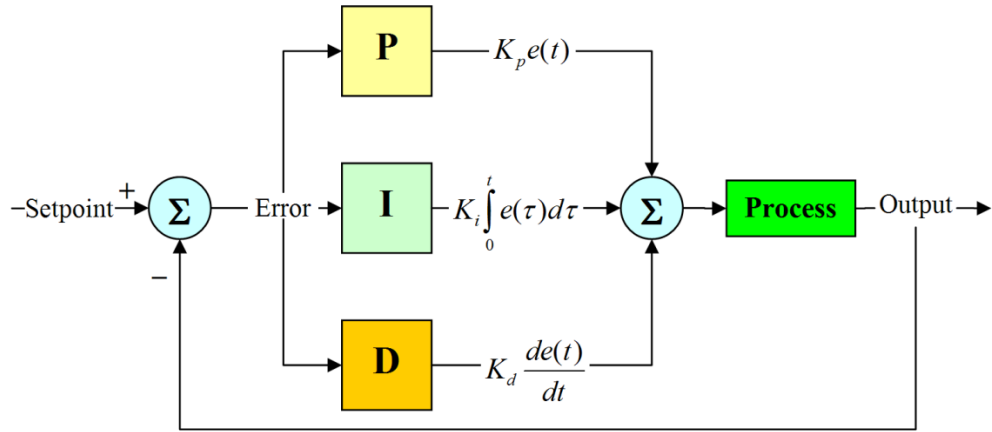


Fig. 24) Diagrama del controlador PID.

CAPÍTULO 3 – MÁQUINA TRIBOLÓGICA DE 4 BOLAS

Esta máquina no está diseñada para caracterizar el comportamiento tribológico de distintos pares tribológicos. Su objetivo principal es la caracterización de lubricantes líquidos como los aceites y semisólidos como las grasas.

En la figura 25, se muestra la máquina tribológica para realizar pruebas de desgaste y de extrema presión. Ésta fue construida por dicho grupo.



Fig. 25 Máquina de cuatro bolas del grupo de Tribología de la SEPI ESIME Zacatenco.

La máquina consiste en un arreglo de 4 bolas acomodadas dentro de un vaso de pruebas en donde la cuarta bola rota en condiciones específicas de velocidad, temperatura, carga y tiempo. Principalmente, existen 2 tipos de pruebas que se realizan en la misma [41]. Ver la figura 27.

- Pruebas de desgaste o no extrema presión
- Pruebas de soldadura o extrema presión

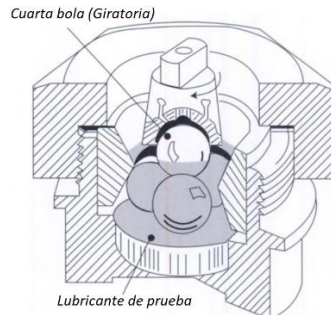


Fig. 26) Arreglo tetraédrico de los ensayos de cuatro bolas.

Después de un estudio hecho por el grupo GFC-CTLT-GT3, Jarnias propuso algunas modificaciones que fueron realizadas para comprobar la confiabilidad y reproducibilidad [42]. En un principio estas modificaciones fueron figura 28, se observa los resultados característicos dado a dicha modificación.

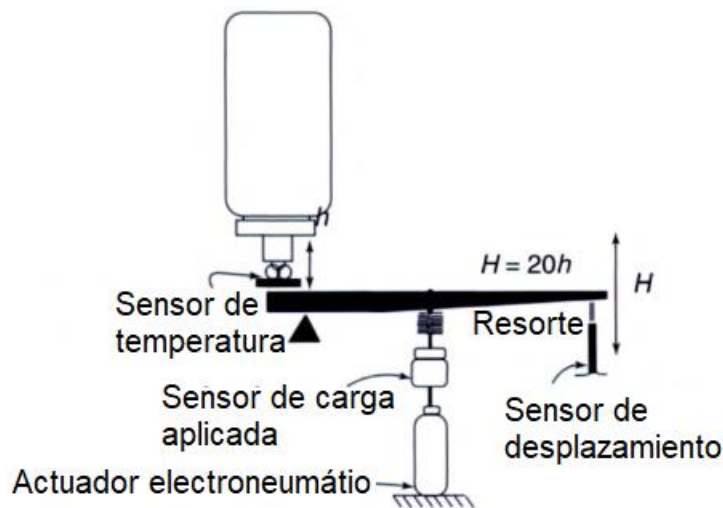


Fig. 27) Instrumentación especial de la máquina de cuatro bolas.

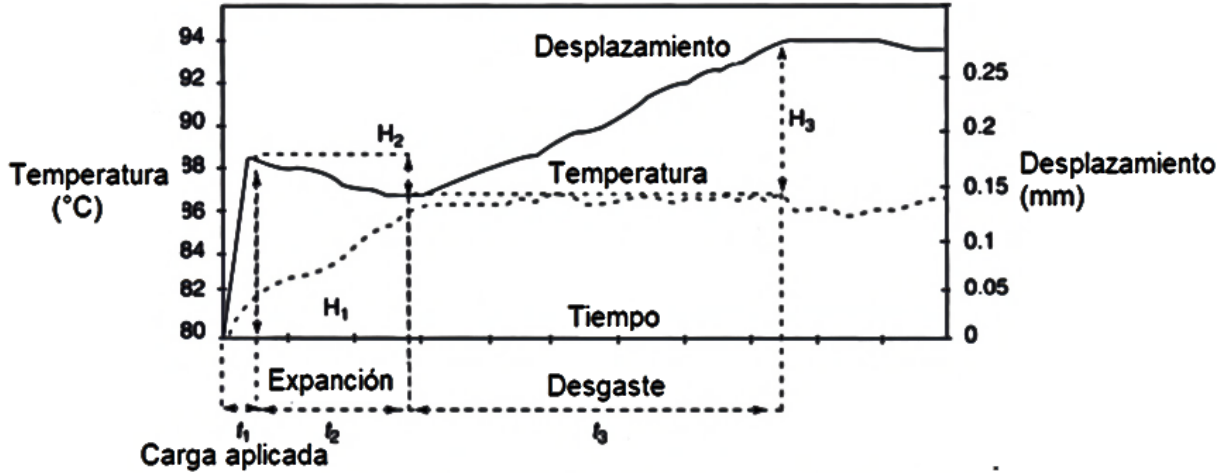


Fig. 28) Resultados característicos de la máquina especial de cuatro bolas.

3.1 Normas

Las normas que se pueden realizar en una máquina de pruebas tribológicas por el método de 4 bolas de manera general se dividen en 3 categorías:

- Pruebas de desgaste o no extrema presión
- Pruebas de soldadura o extrema presión
- Medición del coeficiente de fricción a cargas determinadas.

Estos grupos de pruebas tienen subcategorías respecto al tipo de lubricante: grasas, aceites y aceites poliméricos.

La tabla 7, ofrece información importante sobre las normas usadas en ensayos de no extrema presión [43] [44].

Tabla 7 - Normas de ensayos en condiciones de no extrema presión.

Normas para pruebas de no extrema presión						
Muestra de lubricante	Noma	Resultados	Opción	Parámetros	Unidades	
Grasa "Lubricante"	ASTM D2266	Diámetro medio de las huellas de desgaste	-	Carga	40 ± 0.2	Kgf
				Temperatura	75 ± 2	°C
				Velocidad	1200 ± 60	RPM
				Duración	60 ± 1	Mín.
Aceite "Lubricante"	ASTM D4172	Diámetro medio de las huellas de desgaste	1	Carga	15 ± 0.2	Kgf
				Temperatura	75 ± 2	°C
				Velocidad	1200 ± 60	RPM
				Duración	60 ± 1	Mín.
			2	Carga	40 ± 0.2	Kgf
				Temperatura	75 ± 2	°C
				Velocidad	1200 ± 60	RPM
				Duración	60 ± 1	Mín.

Fluidos hidráulicos	NF E 48-617	Diámetro medio de las huellas de desgaste	-	Carga	40	N		
				Temperatura	No especificado	-		
				Velocidad	1460	RPM		
Aceite "Lubricante"	DIN 51350-3	Diámetro medio de las huellas de desgaste	1	Carga	15	N		
				Temperatura	< 40	°C		
				Velocidad	1420	RPM		
			2	Carga	30	N		
				Temperatura	< 40	°C		
Velocidad	1420	RPM						
3	Carga	100	N					
	Temperatura	< 40	°C					
	Velocidad	1420	RPM					
Aceite y grasa "Lubricante"	IP 239	Diámetro medio de las huellas de desgaste	-	Carga	Por elección	-		
				Temperatura	No especificado	-		
-	D 55 1078 PSA Renault	Diámetro medio de las huellas de desgaste	-	Carga	40	N		
				Temperatura	No especificado	-		
				Velocidad	1500	RPM		
				Duración	60	Min.		

La tabla 8, brinda información importante sobre las normas empleadas en ensayos de extrema presión [45] [46].

Tabla 8 - Normas de ensayos en condiciones de extrema presión.

Pruebas de extrema presión								
Muestra de lubricante	Noma	Resultados	Opción	Parámetros		Unidades		
Grasa "Lubricante"	ASTM D2596	Curva de desgaste, punto de soldadura e índice de carga de desgaste	-	Carga	6 - 800	Kgf		
				Temperatura	27 ± 8	°C		
				Velocidad	1770 ± 60	RPM		
				Tiempo	10 ± 0.2	s.		
Aceite "Lubricante"	ASTM D2783	Curva de desgaste, punto de soldadura e índice de carga de desgaste	-	Carga	6 - 800	Kgf		
				Temperatura	18 - 35	°C		
				Velocidad	1760 ± 40	RPM		
				Tiempo	10 ± 0.2	s.		
Fluidos hidráulicos	NF E 48-617	Punto de soldadura a los 2 s. y carga de Hertz media	-	Carga	40 - 800	N		
				Temperatura	Ambiente	-		
				Velocidad	1460	RPM		
				Tiempo	10	s.		
Aceite y grasa "Lubricante"	IP 239	Carga de Hertz media, índice de carga de desgaste, punto inicial de seizure y punto de soldadura	1	Carga	40 - 800	N		
				Temperatura	No especificada	-		
				Velocidad	1450 - 1500	RPM		
			2	Carga	40 - 800	N		
				Temperatura	No especificada	-		
Velocidad	1450 - 1500	RPM						
Aceite "Lubricante"	DIN 51350-2	Punto de soldadura	-	Carga	200-1200	N		
				Temperatura	< 40	°C		
				Velocidad	1420	RPM		
				Tiempo	60	s.		
-	D 55 1136 PSA Renault	Curva de desgaste, punto inicial de agarrotamiento y carga de desgaste, huellas de desgaste a cargas específicas	-	Carga	60 - múltiplos de- 10	N		
				Temperatura	No especificada	-		
				Velocidad	1500	RPM		
				Tiempo	60	s.		

La tabla 9, muestra información importante acerca de la norma empleada para caracterizar un lubricante en términos de su coeficiente de fricción [47].

Tabla 9 - Normas de ensayos para determinar el coeficiente de fricción.

Pruebas de coeficiente de fricción						
Muestra de lubricante	Noma	Resultados	Opción	Parámetros		Unidades
Aceite "Lubricante"	ASTM D5183	El coeficiente de fricción al final de cada incremento de carga	-	Carga Temperatura Velocidad Tiempo	Salto de 10 75 600 10	N °C RPM Mín.

3.2 Caracterización de lubricantes por técnicas de desgaste o no extrema presión

Los métodos experimentales para caracterizar y comparar lubricantes con aditivos anti-desgaste, no son tan complejos, puesto que, únicamente consisten en medir las huellas de desgaste generadas durante el ensayo hecho a condiciones específicas de estudio.

3.3 Caracterización de lubricantes por técnicas de extrema presión

Esos métodos experimentales son un poco más complejos, implican una serie de ensayos a distintas cargas en los ensayos, dado que, se debe hallar uno o varios de los siguientes parámetros para caracterizar completamente al lubricante.

- Curva de desgaste: Curva de los diámetros promedio de desgaste contra carga aplicada.
- Promedio de huella de desgaste: Medida a una carga específica.
- Carga en donde se inicia el agarrotamiento (seizure).
- Punto de soldadura
- Carga de Hertz media: Es el promedio de 20 cargas corregidas aplicadas antes del punto de soldadura.
- Índice de carga de desgaste: Es similar a la carga de Hertz media, pero esta es obtenida con 10 cargas corregidas antes del punto de soldadura.

En la figura 29, se presenta la curva típica de desgaste de una prueba de extrema presión.

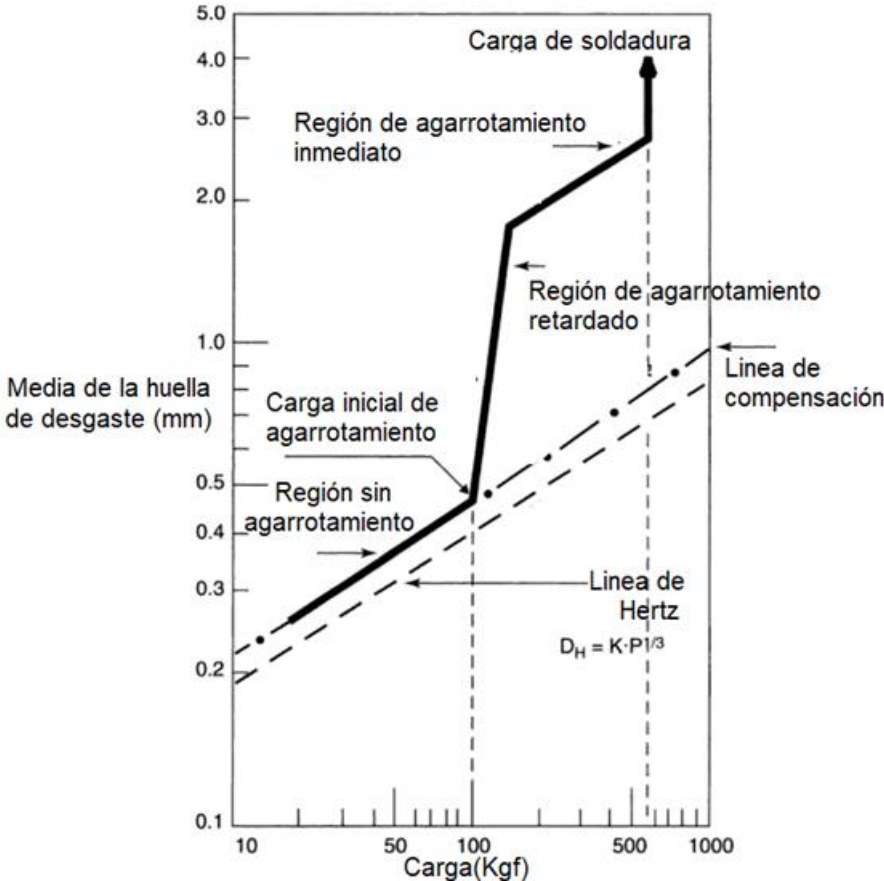


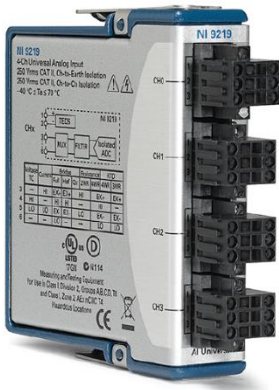
Fig. 29) Gráfica típica en pruebas de extrema presión.

3.4 Componentes de la máquina tribológica de cuatro bolas

Los componentes de la maquina se clasificaran en tres categorías respecto a la función que desempeñan en el sistema.

3.4.1 Interfaces

Tarjeta de entradas analógicas NI 9219



Características:

- Cuatro canales analógicos con convertidores ADC de 24 bits.
- Mide voltaje con un rango de medición de ± 60 V.
- Mide corriente con un rango de medición de ± 25 m A.
- Tiene acopladores para RTD, termopares, celdas de carga entre otros sensores
- Para termopares incorpora un termistor para compensar cálculos dados a la unión fría.

Fig. 30) Tarjeta NI 9219.

En la figura 31 a) muestra las conexiones para circuitos termopares mientras que la figura 31 b) presenta las conexiones para circuitos puente de Wheatstone pertenecientes a las celdas de carga.

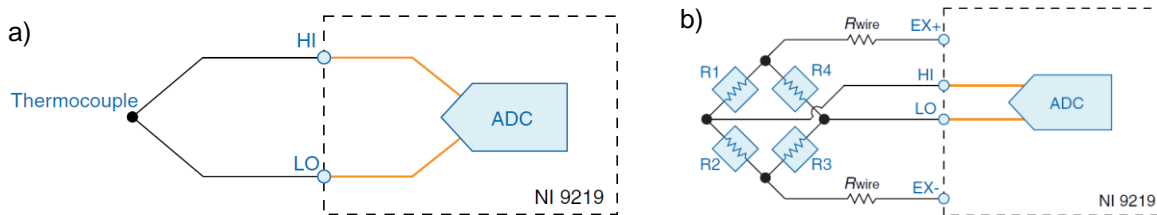


Fig. 31) Conexiones de termopares y celdas de carga.

Tarjeta de salidas digitales NI 9472



Fig. 32) Tarjeta NI 9472.

Características:

- Ocho canales de salida digital con voltaje de alimentación.
- Rango de voltaje de alimentación (6-30 VCD).
- Impedancia de salida (0.13 Ω máx. y 0.07 Ω típico.).
- Corriente máxima de salida por canal (máx. 0.75 A).

La figura 33, ilustra las conexiones necesarias para emplear las salidas digitales de la tarjeta NI 9472; Si el bit está inactivo la salida de la tarjeta se encuentra abierta y mientras permanezca activa la salida será el valor de voltaje de la fuente de alimentación.

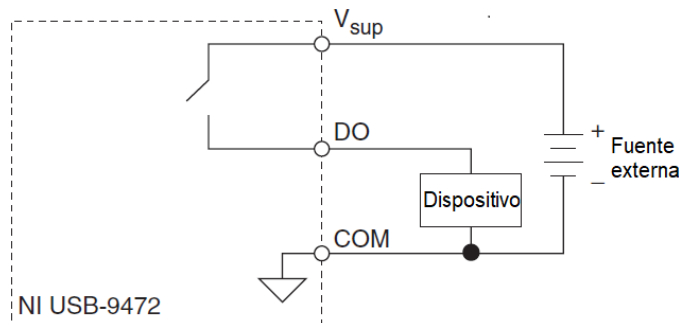


Fig. 33 Conexiones para salidas digitales

Interfaz NI USB-9162



Fig. 34) Interfaz USB NI 9162.

Características:

- Plataforma computacional: NI-DAQmx
- Máximo consumo de corriente USB: 500 mA
- Consumo en modo suspendido: 2.5 mA
- Puerto en adelante: USB 2.0 Hi-Speed

3.4.2 Sensores

Temperatura: Termopar tipo K



Fig. 35) Termopar tipo K.

Fundamento: Los termopares son sensores activos de tipo analógico basados en el efecto Seebeck. Este efecto consiste en la aparición de un diferencial de voltaje entre dos alambres de distintos materiales que son unidos o soldados por un extremo (único caliente), el extremo sobrante se mantiene de los alambres están a la misma temperatura e inferior a la unión caliente [36]. Ver la figura 36.



Fig. 36) Termopares y formas constructivas.

El diferencial de potencial la describe la ecuación 14.

$$E = F(T_c - T_f) \quad \text{Ec. 14}$$

Tabla 10 - Características de termopares

Materiales		Tipo	Constante termoeléctrica	Rango de temperaturas	Característica más relevante
Polo (+)	Polo (-)				
Fe	CuNi	J	0.057 m V / °C	Hilo termopar: 0 a 750°C Cable de compensación: 0 a 200°C	Robustez
NiCr	NiAl	K	0.041 m V / °C	Hilo termopar: -200 a 1250°C Cable de compensación: 0 a 200°C	Robustez
Cu	CuNi	V		Cable de compensación: 0 a 80°C	
Cu	CuNi	T		Hilo termopar: -250 a 350°C Cable de compensación: -60 a 100°C	Estabilidad
NiCr	CuNi	E	0.075 m V / °C	Hilo termopar: -200 a 900°C Cable de compensación: 0 a 200°C	Sensibilidad
NiCrSi	NiSiMg	N		Hilo termopar: -270 a 1300°C Cable de compensación: 0 a 200°C	
PtRh	Pt	R	0.012 m V / °C	Hilo termopar: 0 a 1450°C Cable de compensación: 0 a 150°C	Estabilidad
PtRh	Rh	S		Hilo termopar: 0 a 1400°C Cable de compensación: 0 a 150°C	
Cu	CuNi	U		Cable de compensación: 0 a 50°C	
PtRh	PtRh	B		Hilo termopar: 0 a 1700°C Cable de compensación: 0 a 100°C	

Carga y torque: Celdas de carga tipo S

Tabla 11 - Características de las celdas de carga de la máquina de cuatro bolas

Sensor de carga	Sensor torque
Sensortronics; Modelo: 60001A2K-1000	Sensortronics; Modelo: 60001A100-1000
Rango de medición: 2Klb = 907.1847 Kgf	Rango de medición: 100 lb = 45.3592 Kgf
En plena carga: 3.557 mV/V	En plena carga: 3.295 mV/V
Numero de certificado: 86-043	Numero de certificado:86-043
Número de serie: 1483181	Número de serie: 70007371
Clase: III L 10 S	Clase: III L 10 S

Las celdas tipo S mostradas en la figura 37 son muy versátiles puesto que trabajan a tensión y a compresión. Sin embargo, son muy susceptibles a cambios de temperatura que a variaciones generadas por la fuerza aplicada, por lo que, algunos fabricantes las aíslan del medio o las fabrican para trabajar a un cierto rango de temperaturas.

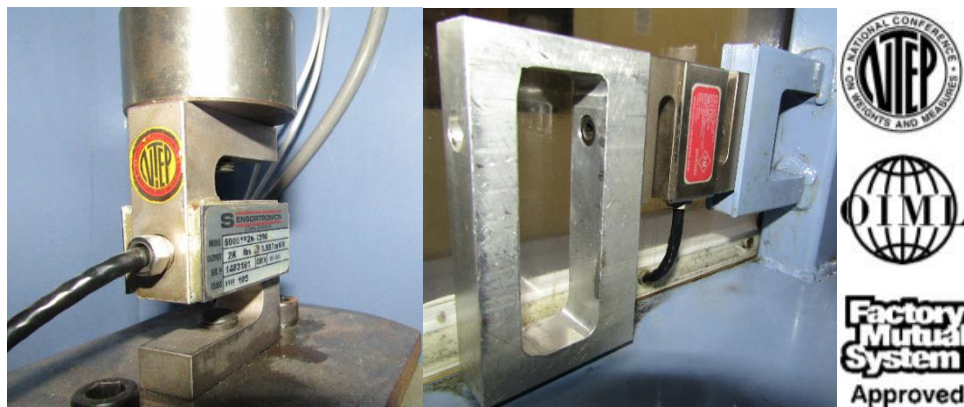


Fig. 37) Celdas de carga tipo S.

Fundamento: El principio de funcionamiento de la celda de carga es la deformación, dado que ocasiona pequeños cambios resistivos provocando un desequilibrio en el circuito puente de Wheatstone que lo constituye, ver la figura 38. Estos cambios modifican el diferencial voltaje entre sus terminales de salida. Aunque dicho diferencial de voltaje resulta ser muy pequeño, es casi lineal (proporcional) a la fuerza aplicada en el cuerpo del sensor, ver el ejemplo de la figura 38.

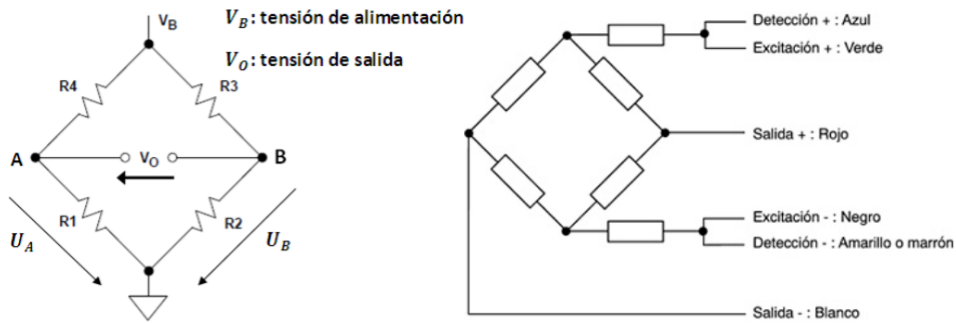


Fig. 38) Puente de Wheatstone y código de colores para celdas de carga.

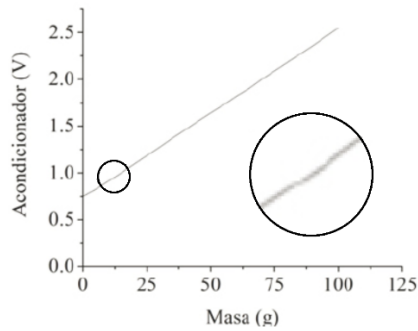


Fig. 39) Linealidad de una celda de carga.

Fuente: Diseño y construcción de un microtensómetro universal automatizado, Ing. investigación y tecnología. vol.14 no.4 México octubre-diciembre. 2013

Para calibrar una celda de carga por puntos es necesario obtener el gráfico con carga o fuerzas conocidas y realizar mediciones para llegar a la siguiente expresión que muestra la ecuación 15.

$$\text{Peso o fuerza} = K(\text{Medición en mV/V} - C) \quad \text{Ec. 15}$$

Donde:

K =Guanacia “pendiente de la recta”

C =Compensación

Para aplicaciones no tan precisas se suele utilizar únicamente 2 puntos o emplear el rango en plena carga proporcionado por el fabricante. Para el caso de esta máquina de cuatro bolas se obtuvieron 20 puntos a través de todo el rango para la celda de torque y únicamente el dato en plena carga por la dificultad de probar el sensor de carga en toda su capacidad.

3.4.3 Actuadores

Actuador neumático

Carga: Fuelle neumático ASNS51-3-1

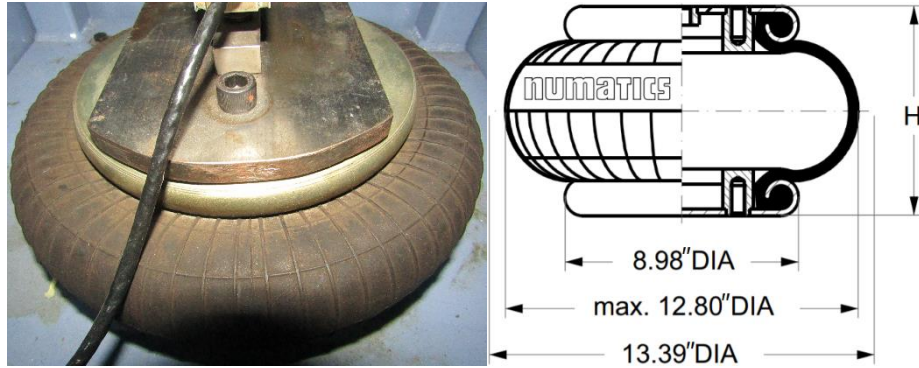


Fig. 40) Fuelle neumático.

Tabla de comportamiento estático:

Características:

- Mínima presión: 0 PSI
- Máxima presión: 120 PSI
- Fuerza mínima de retorno: 30.3 Kgf
- Altura recomendada (H): 5.1 in; min. 3.1 in
- Para aplicaciones estáticas y vibratorias; Máx. 2.4 Hz

En la gráfica de la figura 41, se observa el comportamiento de la carga lineal que aplica el fuelle neumático ASNS51-3-1 a 3, 4 y 5 pulgadas de altura (H).

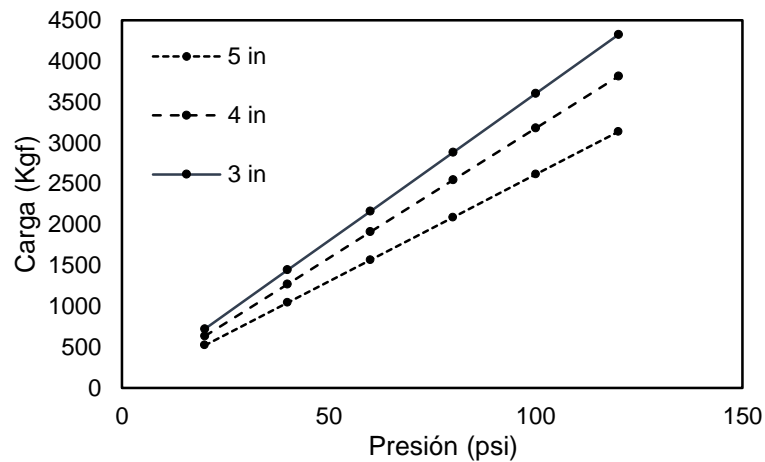


Fig. 41) Presión del fuelle neumático y fuerza lineal.

Actuadores eléctricos

Velocidad: Motor trifásico de inducción

En la figura 42, se aprecian las características del motor trifásico empleado para proporcionar velocidad al eje que sostiene la cuarta bola del arreglo tetraédrico.



Fig. 42) Motor eléctrico trifásico.

La figura 43 muestra el arreglo de las 2 poleas que están dispuestas de esa forma, a fin de regular la velocidad proporcionada por el motor a 3 diferentes velocidades. La tabla 12 muestra las mediciones hechas con un tacómetro mismas que fueron corroboradas con la normatividad.

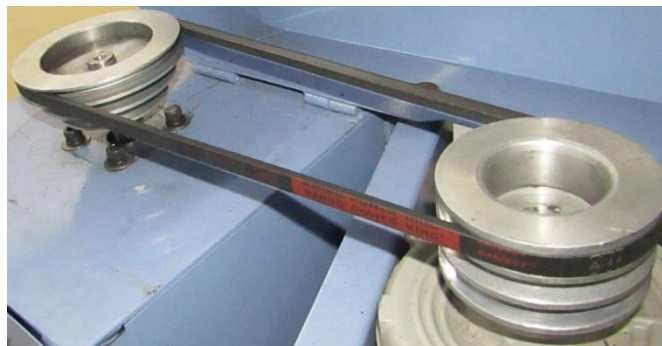


Fig. 43) Regulación de velocidad por banda.

Tabla 12 - Mediciones de velocidad tomadas con el tacómetro

Disposición	Medición	Normas
Primer nivel (Polea grande)	1190 RPM	1200 ± 60 RPM – ASTM D2266 y ASTM D4172
Segundo nivel (Polea mediana)	1426 RPM	DIN 51350
Tercer nivel (Polea pequeña)	1807 RPM	1770 ± 60 RPM – ASTM D2783 1760 ± 40 RPM – ASTM D2596

Temperatura: Resistencia de banda

En la figura 44, se ilustra la resistencia empleada para que el lubricante opere a la temperatura requerida en el ensayo.

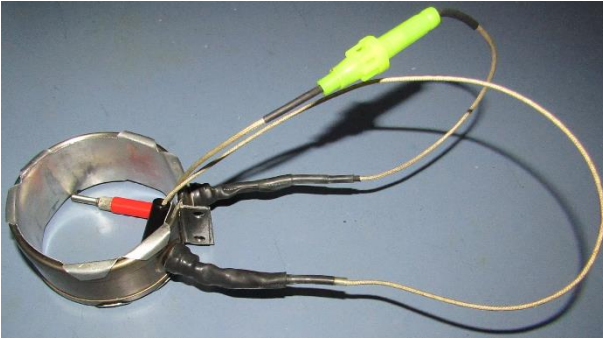


Fig. 44) Resistencia eléctrica de banda.

Características:

- Potencia: 300 Watts
- Voltaje de alimentación: 120 V_{CA}
- Fusible: 3 A / 120 V_{CA}
- Aislada

La resistencia eléctrica cuenta con una interfaz adicional que suministra a la resistencia eléctrica, una serie de pulsos modulados para proporcionar un control de temperatura menos robusto. La figura 45, muestra la interfaz diseñada por el autor de este trabajo.



Fig. 45) Interfaz del sistema térmico.

Actuadores electro-neumáticos

Electroválvula reguladora de carga MOTORIZED T-100 “130-BCF”:



La figura 46, muestra el preaccionamiento que regula el caudal de la válvula mediante un motor eléctrico. Este elemento de control tiene como objetivo principal aplicar la regulación de presión de aire dentro del fuelle.

Características relevantes:

- Alimentación neumática: Máx. 150 psi (7 BAR)
- Rango de regulación: 2-120 psi (0.14 – 8 BAR)
- Motor: 24 V_{CD}, 6 RPM
- Tiempo aproximado para recorrer todo el rango a pleno funcionamiento: 30 s.

Código de colores par cables:

Aumento de presión: Negro (24 V_{CD}), Rojo (GND)

Reducción de presión: Negro (GND), Rojo (24 V_{CD})

Fig. 46) Electroválvula reguladora de presión.

Los componentes de la electroválvula reguladora se ilustran en la figura 47.

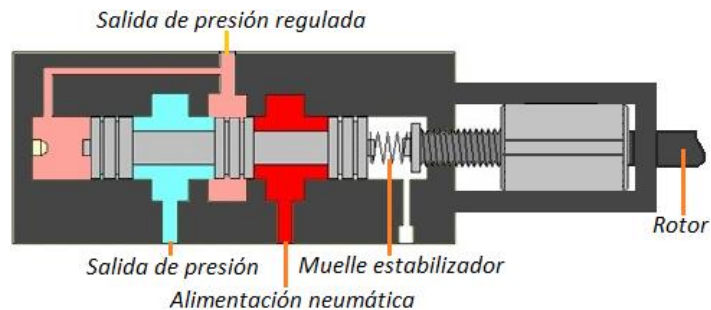


Fig. 47) Diagrama de la electroválvula reguladora de presión.

La electroválvula reguladora cuenta con su interfaz, realizada por el autor de este trabajo, dicha interfaz permite proporcionar de movimientos más precisos, dado que, conectar a la tarjeta digital de manera directa proveería de grandes oscilaciones en la carga. La figura 48, muestra la interfaz diseñada para dicho propósito.



Fig. 48) Interfaz del sistema de carga.

Electroválvula 3/2 con retorno por muelle y silenciador

En la figura 49, se ilustra la electroválvula 3/2 (3 vías y 2 posiciones). La primera posición es la encargada de reducir completamente la presión de aire en el fuelle neumático. Mientras que la segunda es la responsable de abrir el ducto por el cual entra el aire.



Características:

- Alimentación: 24 V_{CD}
- Posición sin alimentar: Normalmente en desfogue.

Fig. 49) Electroválvula 3/2.

La figura 50, muestra el funcionamiento de los componentes de dicha válvula.

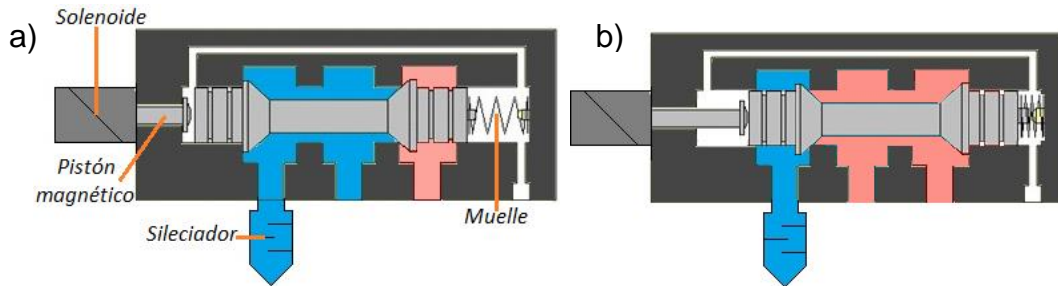
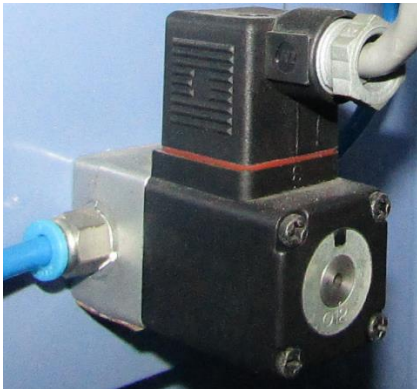


Fig. 50) Diagrama de la electroválvula 3/2. a) Posición 1 (desfogue) b) Posición 2 (Abierto)

Electroválvula 2/2 con retorno por muelle.

La figura 51, ilustra la electroválvula 2/2 (2 vías y 2 posiciones). La primera posición obligada por el muelle, cierra el ducto impidiendo el flujo de aire, mientras que la segunda posición es la responsable de su apertura y esto sucede cuando es alimentado.



Características relevantes:

- Alimentación: 24 V_{CD}
- Posición sin alimentar: Normalmente cerrado.

Fig. 51) Electroválvula 2/2.

La figura 52, presenta el funcionamiento de los componentes de la electroválvula 2/2.

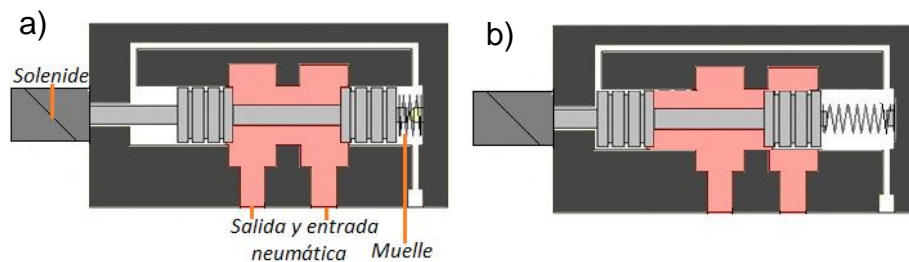


Fig. 52) Diagrama de la electroválvula 2/2. a) Posición 1 (Abierto), Posición 2 (Cerrado)

3.4.4 Otros componentes

Componentes neumáticos

Regulador de presión con filtro y manómetro.



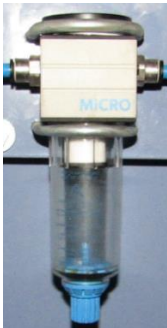
La figura 53, muestra el filtro con un manómetro incorporado 356 759 (psi/BAR), tiene como finalidad de eliminar toda la humedad del aire que entra del compresor, también permite regular la presión de alimentación al sistema neumático.

Características:

Manómetro; 0-16 BAR.

Fig. 53) Regulador de presión con filtro de humedad.

Filtro.



En la figura 54, se ilustra el filtro encargado de retener partículas mayores a 25 μm provenientes del aire suministrado por el compresor.

Fig. 54) Filtro de partículas.

Componentes eléctricos de baja potencia

Relevador



En la figura 55, ilustra el relevador, actúa como un pre-accionamiento o pre-actuador; ya que suministra energía eléctrica para activar al arrancador trifásico del motor.

Características:

Voltaje de activación: 24 V_{CD}

Fig. 55) Relevador.

Fuentes de alimentación de V_{CD} SIEMENS

En la figura 56, se muestran las fuentes de alimentación de 12 V_{CD} y 24 V_{CD} para alimentar a la tarjeta de salidas analógicas; interfaces del sistema térmico y de carga; así como al sistema de iluminación y electroválvulas.

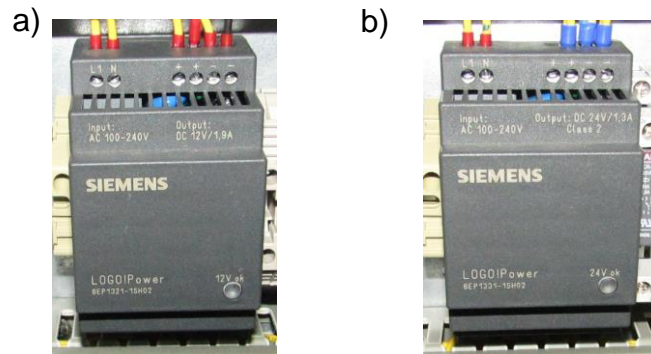


Fig. 56) Fuentes de alimentación de corriente directa. a) 12 V_{CD} /1.9A b) 24 V_{CD} /1.3A

Componentes eléctricos de alta potencia

Interruptor termomagnético de tres polos



Fig. 57 Breaker Siemens C16.

En la figura 57, se presenta la pastilla también conocida como breaker, es usada para la interrupción inmediata de la alimentación cuando hay un excedente de corriente (Máximo de 16 A) a causa de un cortocircuito en el sistema eléctrico.

Relé térmico



Fig. 58) Relé de sobrecarga 3RU1116-1JB0.

En la figura 58, se expone el relé trifásico de protección a sobrecarga del motor inductivo trifásico, Éste funciona de manera muy similar al interruptor termomagnético.

Características relevantes:

Límite de corriente: Perilla regulada de 7 a 10 A; 3 Polos.

Contactor magnético



La figura 59, muestra el contactor magnético empleado para arrancar el motor trifásico cuando es activado.

Características:

Límite de corriente: 7-10 A

Numero de polos: Idealmente tres normalmente abiertos y uno auxiliar, para este modelo esta normalmente abierto.

Alimentación de bobina: 120 V_{CA}

Fig. 59) Contactor 3RT1017-1AK61.

3.5 Modelado y análisis de variables del sistema de la máquina de cuatro bolas

Los *sistemas de control, sensores y actuadores* tienen una gran importancia. Pero también, los algoritmos matemáticos y lógicos permiten que las máquinas sean operativas.

Por lo tanto, la máquina de cuatro bolas debe ser capaz de controlar la carga, la temperatura y la velocidad lo más cercanas y estables al valor establecido. La importancia de tener un control adecuado en las variables entrantes permite expresar los cambios en el comportamiento de las variables salientes a lo largo del ensayo, mismas que se encuentran directamente correlacionadas con el comportamiento del lubricante y no en función de los parámetros controlados.

3.5.1 Variables controladas

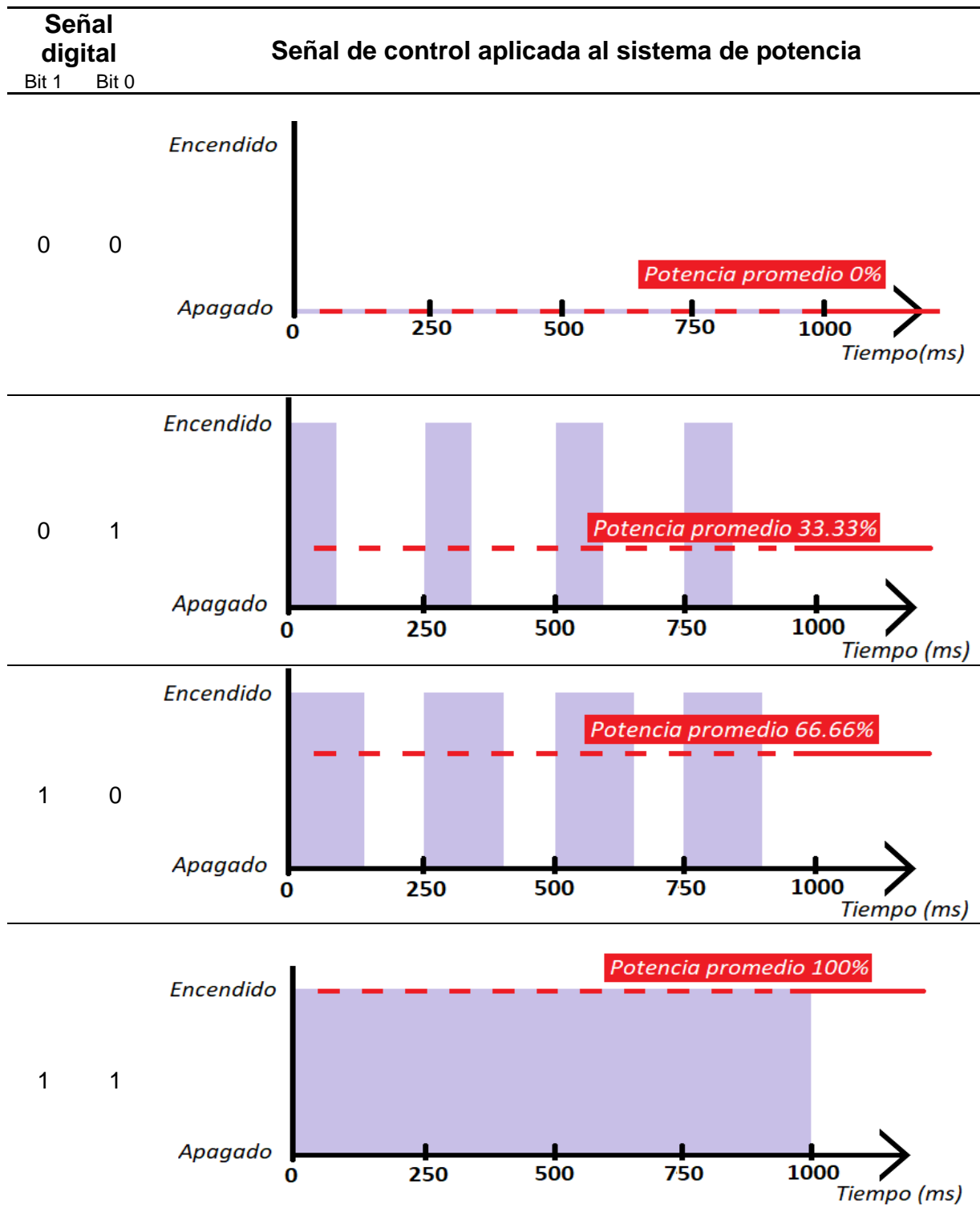
3.5.1.1 Control de temperatura

La temperatura, es una de las variables más importantes en el comportamiento de un lubricante. Por ello, un cambio en la temperatura puede influir en la viscosidad, desplazando el punto de análisis en alguna otra zona del régimen de lubricación.

Por tal razón, cuando se trata de estudiar las propiedades de un lubricante, las normas son claras al establecer un rango de error mínimo de $\pm 2^{\circ}\text{C}$ e incluso en aquellas empleadas para el estudio de lubricantes más susceptibles establecen un rango de error de $\pm 1^{\circ}\text{C}$.

Para el control de temperatura, al no disponer de una tarjeta con canales tipo PWM, se propuso un lapso periódico de 250 ms. para la aplicación promedio de potencia, y el uso de 2 canales de la tarjeta de salidas digitales, lo que permite el control de potencia en 4 posibilidades como se muestra en la tabla 13.

Tabla 13 - Señal de control proporcionada por la interfaz de temperatura.



Función de transferencia del sistema de temperatura en lazo abierto:

Al no contar con la ecuación diferencial que describe al sistema se calculó de forma experimental con una función escalón del 33.33% de potencia promedio para obtener la respuesta en el sistema de lazo abierto hasta lograr su estabilidad.

La respuesta a la función escalón del sistema de temperatura de la máquina de cuatro bolas se ilustra en la figura 60.

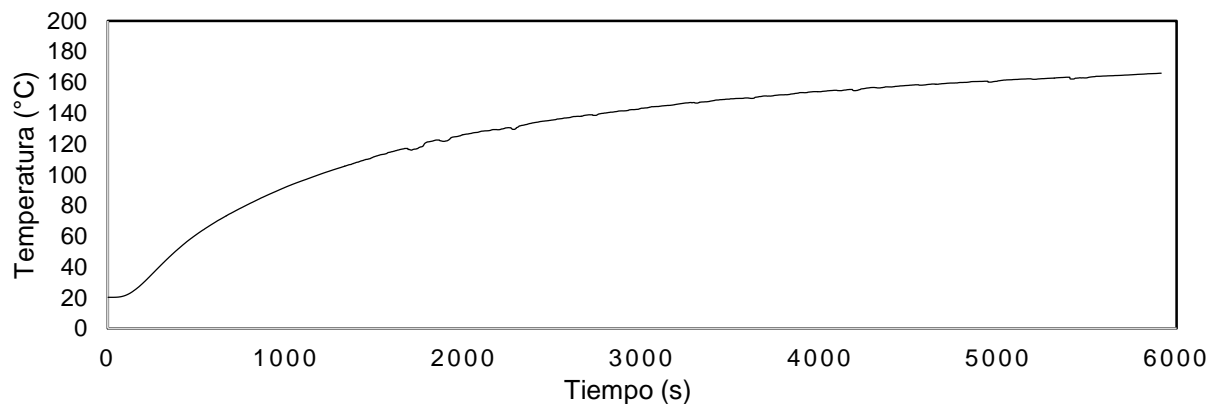


Fig. 60) Respuesta del sistema de temperatura en lazo abierto a una función escalón del 33.3%.

Dada la respuesta del sistema con un total 6000 datos a una discretización de un dato por segundo, se empleó la herramienta “System Identification Tool” de MATLAB R2013b. En la figura 61, se ilustran las ventanas del procedimiento.

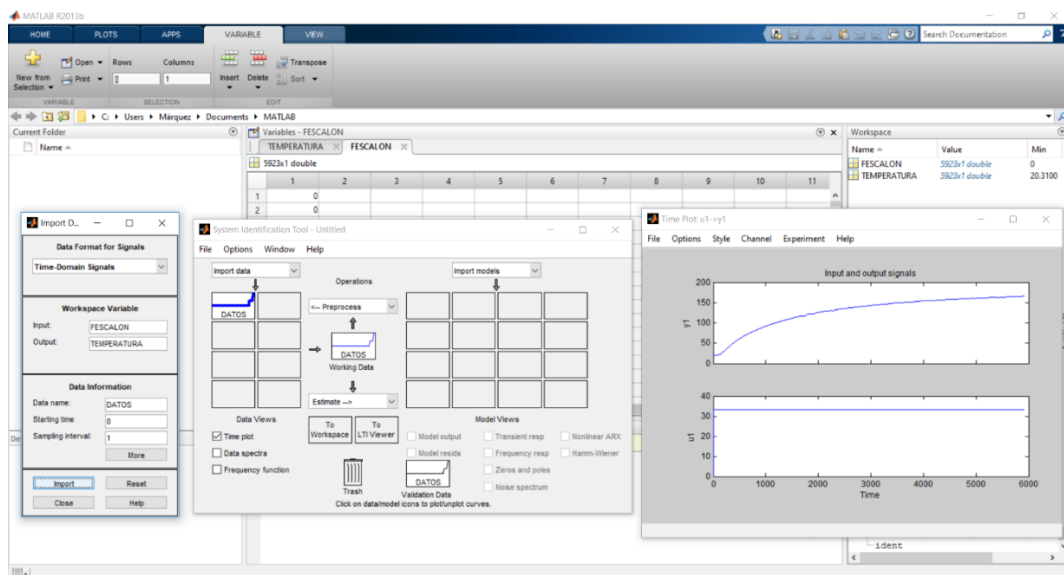


Fig. 61) Función escalón y respuesta del sistema a la temperatura en lazo abierto.

El objetivo principal de usar la herramienta “System Identification Tool” es acondicionar el cálculo de la función de transferencia del sistema lo más aproximadamente posible al comportamiento real del sistema. En la figura 62, se muestran algunas de las funciones de aproximación para el cálculo de la función de transferencia.

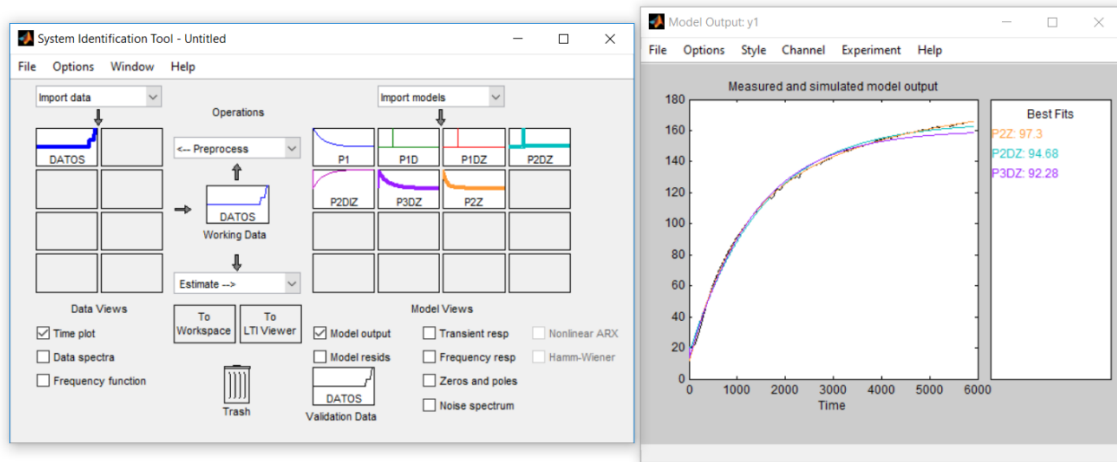


Fig. 62 Aproximaciones de la función de transferencia del sistema de temperatura en lazo abierto

Las opciones para la función de transferencia del sistema que se propusieron fueron 7, cuya semejanza porcentual es de:

- Un polo (P1): 0.7272 %
- Un polo (P1) con retardo (D): 0.8598 %
- Un polo (P1) y un cero (Z) con retardo (D): 0.8598 %
- Dos polos (P2) y un cero (Z) con retardo (D): 94.68 %
- Dos polos (P2) y un cero (Z) con retardo (D) e integrados (I): -115.8 %
- Tres polos (P3) y un cero (Z) con retardo (D): 92.28 %
- Dos polos (P2) y un cero (Z): 97.3 %

En la figura 60, se puede apreciar que el sistema real tiene un pequeño retardo en su respuesta, sin embargo, éste no es lo suficientemente grande para el “System Identification Tool” lo considere, así que, la función de transferencia usada fue la de 2 polos y un cero, debido a que tiene una aproximación del 97.3%. En la figura 63, se exhibe el modelo de la función de transferencia en lazo abierto calculado por el programa “MATLAB”. La ecuación que se obtuvo fue:

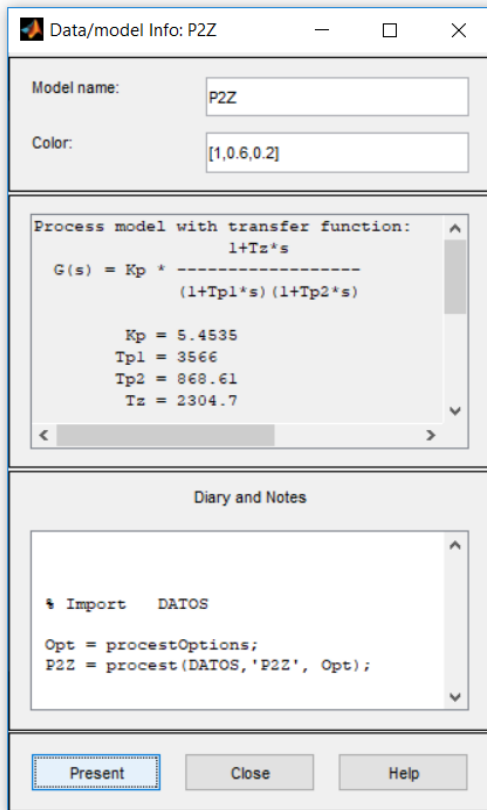


Fig. 63) Función de transferencia.

$$G(s) = (5.4535) \frac{1+2304.7 s}{(1+3566 s)(1+868.61 s)} \quad \text{Ec. 16}$$

Simplificando la ecuación 16, permite determinar la función de transferencia del sistema de temperatura de la máquina de cuatro bolas en lazo abierto, representada por la ecuación 17.

$$G(s) = \frac{1.257 \times 10^4 s + 5.453}{3.098 \times 10^6 s^2 + 4435 s + 1} \quad \text{Ec. 17}$$

Controlador PID de temperatura

Una vez calculada la función de transferencia del sistema, se incorporó a la aplicación “PID Turne” de MATLAB R2013b, se ajustó la rapidez y el grado de sobre impulso de la respuesta del sistema hasta lograr una respuesta apropiada cuando se somete a una función escalón. En la figura 64, se aprecia la respuesta aproximada que tendrá el sistema de temperatura en lazo cerrado a través de un controlador PID.

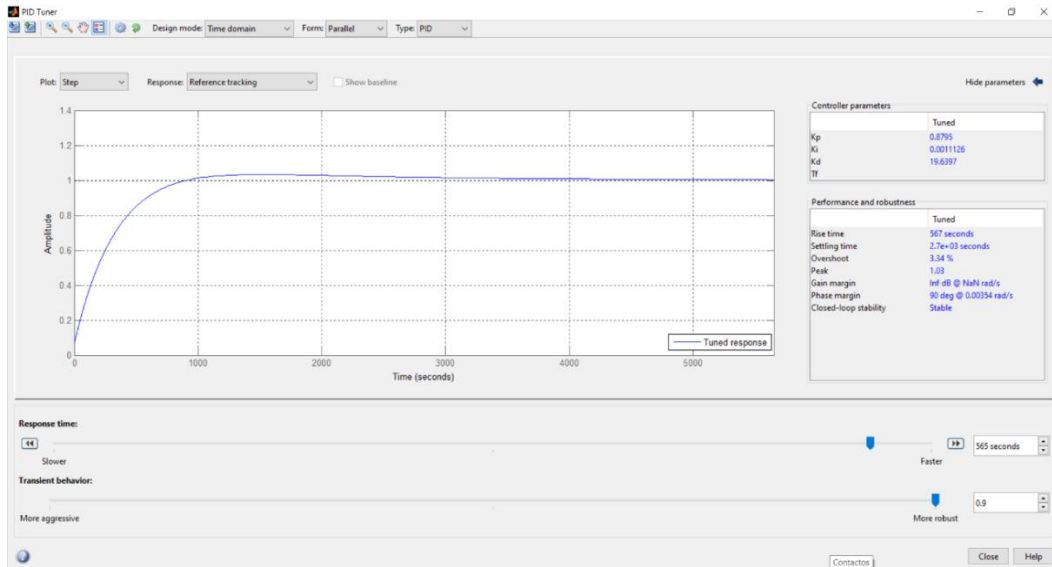


Fig. 64) Respuesta teórica del sistema de temperatura en mediante el controlador PID.

Los coeficientes calculados para el controlador PID desarrollados por la aplicación “PID Tuner” son los siguientes:

$$K_p = 0.8795; \quad K_i = 0.0011126; \quad K_d = 19.6397$$

Estos coeficientes fueron usados en el programa “NI LabVIEW 2017” para el control de temperatura, ver la figura 65.

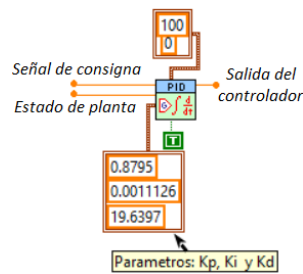


Fig. 65) Control PID de temperatura en el ambiente de NI labVIEW 2017.

3.5.2 Variables resultantes

La máquina está conformada por un arreglo de cuatro bolas dispuestas en forma tetraédrica; la cuarta de ellas está ubicada en la parte superior, es la que gira y simultáneamente se le aplica la carga vertical, como lo indica la figura 66.

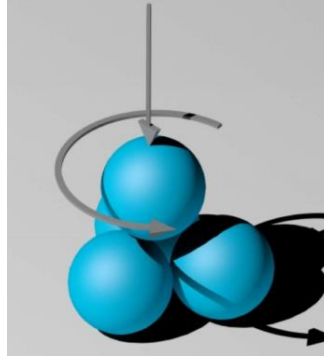


Fig. 66) Arreglo tetraédrico de las bolas.

3.5.2.1 Fuerza de fricción

Análisis geométrico para calcular la fuerza de fricción:

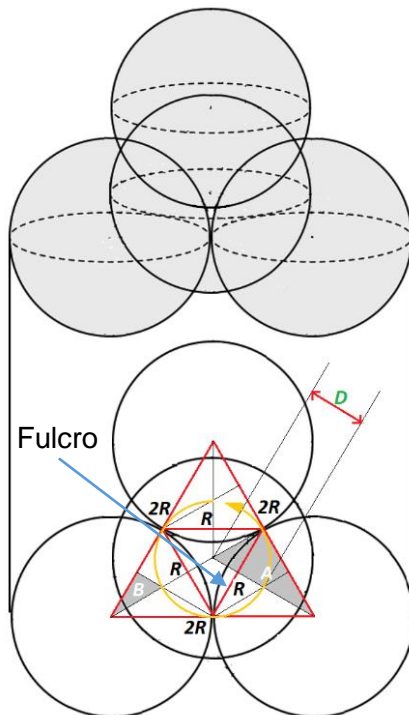


Fig. 67) Vista superior del arreglo.

La fuerza de fricción total es proporcionada por la suma de las fuerzas generadas en los tres puntos de contacto.

La figura 67, indica la vista superior del arreglo tetraédrico, los lados del triángulo equilátero exterior miden dos veces el radio de la bola ($2R$), mientras que los lados del triángulo equilátero interior, tienen una longitud de (R).

Para calcular la fuerza de fricción se realizó un análisis del torque generado a causa de los puntos de contacto. Para ello, es necesario conocer la distancia “D” que representa el intervalo entre el fulcro y cada uno de los puntos de contacto, por lo que se debe realizar un análisis sobre los triángulos rectángulos “A” y “B”.

Dado que, la hipotenusa del triángulo A (H_A) menos la hipotenusa del triángulo B (H_B) es igual a la distancia "D" es decir:

$$H_A - H_B = D \quad \text{Ec. 18}$$

La figura 68 a) y b), representa los triángulos equiláteros "A" y "B" vistos en la Fig. 66 con sus datos conocidos.

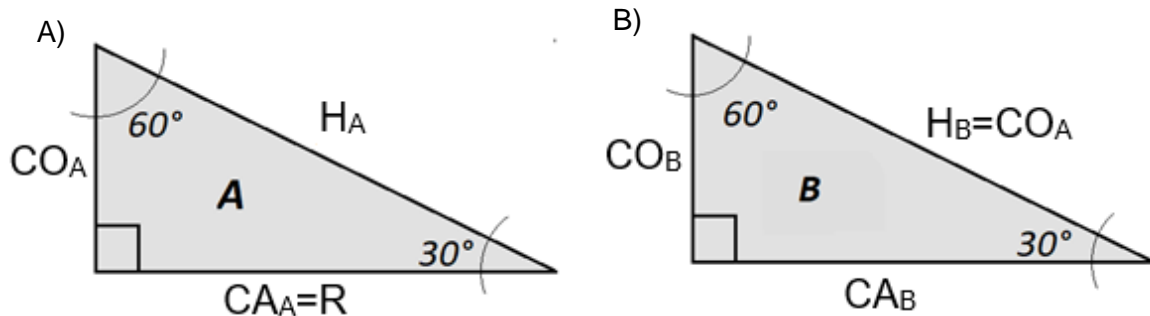


Fig. 68) Triángulos equiláteros.

La hipotenusa del triángulo A está dada por:

$$H_A = \frac{CA_A}{\cos \theta_A} = \frac{R}{\cos(30^\circ)} \quad \text{Ec. 19}$$

Cálculo de la hipotenusa de B por teorema de Pitágoras:

$$(H_A)^2 = (CO_A)^2 + (CA_A)^2$$

Despejando el cateto opuesto del triángulo A (CO_A):

$$CO_A = \sqrt{(H_A)^2 - (CA_A)^2}$$

Substituyendo el valor de la ecuación 19 y el dato conocido de la figura 67:

$$CO_A = \sqrt{\left(\frac{R}{\cos(30^\circ)}\right)^2 - R^2} = \sqrt{\frac{R^2}{\cos^2(30^\circ)} - \frac{R^2 \cos^2(30^\circ)}{\cos^2(30^\circ)}} = \sqrt{\frac{R^2 - R^2 \cos^2(30^\circ)}{\cos^2(30^\circ)}}$$

Dado que, el cateto opuesto de A es igual a la hipotenusa de B:

$$H_B = CO_A = \sqrt{\frac{R^2 - R^2 \cos^2(30^\circ)}{\cos^2(30^\circ)}} \quad \text{Ec. 20}$$

Substituyendo H_A y H_B calculadas en las ecuaciones 19 y 20 respectivamente en la ecuación 18 se obtiene que:

$$D = \frac{R}{\cos(30^\circ)} - \sqrt{\frac{R^2 - R^2 \cos^2(30^\circ)}{\cos^2(30^\circ)}} \quad \text{Ec. 21}$$

De todas las normas aplicadas en el equipo se requieren bolas de acero AISI E-52100, con un diámetro de 12.7 mm con un grado de pulido 25 EP.

Por lo tanto, el radio de la bola (R) tiene un valor de:

$$R = \frac{12.7 \text{ mm}}{2} = 6.35 \text{ mm}$$

Substituyendo el valor de R en la ecuación 21 se obtiene que D es:

$$D = \frac{6.35 \text{ mm}}{\cos(30^\circ)} - \sqrt{\frac{(6.35 \text{ mm})^2 - (6.35 \text{ mm})^2 \cos^2(30^\circ)}{\cos^2(30^\circ)}} = 3.6661 \text{ mm}$$

Se propuso, que "d" es la distancia que hay del fulcro a donde se colocó el sensor de fuerza en la máquina de cuatro bolas, ver la figura 69.

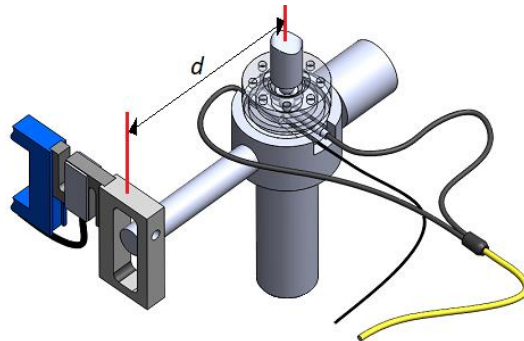


Fig. 69) Distancia del sensor al fulcro.

El torque τ en el eje generado por la fricción de los tres puntos de contacto está dada por:

$$\tau = F_s \cdot d \quad \text{Ec. 22}$$

Donde:

F_s =Fuerza captada por el sensor.

d =Distancia del fulcro al sensor.

Por lo tanto, la fuerza fricción producida por un punto de contacto, es decir por una sola bola (F_{f1}) es:

$$F_{f1} = \frac{\tau}{3} \quad \text{Ec. 23}$$

Mientras dicha fuerza producida por las tres bolas (F_{f3}) es:

$$F_{f3} = \frac{\tau}{D} \quad \text{Ec. 24}$$

3.5.2.2 Fuerza normal de contacto

En la figura 70, se representa el arreglo tetraédrico y las componentes rectangulares de del vector fuerza normal de contacto para una sola bola.

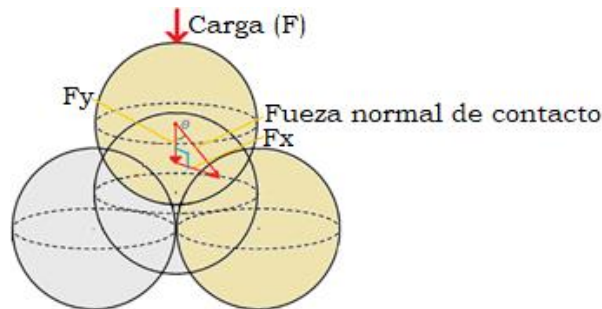


Fig. 70) Componentes rectangulares.

Para realizar el análisis de las componentes rectangulares se propuso a:

F = Carga.

F_g = Fuerza dada al peso de una bola.

F_n = Fuerza normal de contacto dado a un punto de contacto.

Analizando el diagrama de cuerpo libre para la componente vertical (F_y) dado a un único punto de contacto es:

$$F_y = \frac{1}{3}F + \frac{1}{3}F_g = \frac{1}{3}(F + F_g) \quad \text{Ec. 25}$$

Empleando la fórmula del teorema de Pitágoras:

$$\text{Hipotenusa} = \frac{\text{Cateto Adyacente}}{\cos(\theta)}$$

Substituyendo el valor de la ecuación 25 y reduciendo se obtiene que:

$$F_n = \frac{F_y}{\cos(\theta)} = \frac{\frac{1}{3}(F+F_g)}{\cos(\theta)} = \frac{1}{3} \frac{(F+F_g)}{\cos(\theta)} \quad \text{Ec. 26}$$

Para obtener la componente horizontal debida al punto de contacto de una bola (F_x) se emplea la fórmula del teorema de Pitágoras siguiente:

$$\text{Cateto Opuesto} = \text{Hipotenusa} \cdot \sin(\theta)$$

Substituyendo el valor obtenido en la ecuación 26 y reduciendo queda:

$$F_x = [F_n][\sin(\theta)] = \left[\frac{1}{3} \frac{(F + F_g)}{\cos(\theta)} \right] [\sin(\theta)] = \frac{1}{3} \frac{(F + F_g)(\sin(\theta))}{\cos(\theta)} = \frac{1}{3} [F + F_g][\tan(\theta)]$$

Para hallar el ángulo θ , se dispone de una figura tetraédrica en donde cada vértice es el punto central de cada bola en el arreglo. Por lo tanto, todos sus lados miden 2 veces el radio ($2R$). Ver la figura 71.

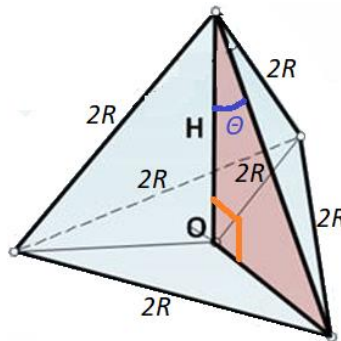


Fig. 71) Tetraedro.

La altura del tetraedro "H" está definida por:

$$H = 2R \sqrt{\frac{2}{3}}$$

Conocidos los dos lados del triángulo rectángulo sombreado en la figura 70, se calcula el ángulo θ haciendo uso de la fórmula siguiente del teorema de Pitágoras:

$$\cos(\theta) = \frac{\text{Cateto Adyacente}}{\text{Hipotenusa}}$$

Despejando θ y substituyendo los lados conocidos del triángulo sombreado de la figura 71 queda:

$$\theta = \cos^{-1}\left(\frac{H}{2R}\right) = \cos^{-1}\left(\frac{2R\sqrt{\frac{2}{3}}}{2R}\right) = \cos^{-1}\left(\sqrt{\frac{2}{3}}\right) = 35.2643^\circ$$

Por lo que la fuerza normal de contacto (F_n) de la ecuación 26 dada en una bola queda definida como:

$$F_n = \frac{1}{3} \frac{(F+F_g)}{\cos(35.2623^\circ)} = 0.4082(F + F_g) \quad \text{Ec. 27}$$

Mientras que dicha fuerza dada al contacto de las 3 bolas es:

$$F_N = 3F_n = 1.2246(F + F_g) \quad \text{Ec. 28}$$

3.5.2.3 Presión de contacto media

De la relación de la Ec. 27:

$$F_n = 0.4082(F + F_g)$$

Empleando la formula general de presión de contacto:

$$\text{Presión} = \text{Fuerza} / \text{Area}$$

En tanto la geometría de la esfera permite calcular el área de contacto puntual mediante:

$$\text{Area} = \pi r^2 = \pi \left(\frac{\emptyset}{2}\right)^2 = \pi \frac{\emptyset^2}{4}$$

Por lo tanto:

$$\text{Presión de contacto media } (P_{c. m.}) = \text{Fuerza} / \text{Area}$$

$$P_{c.m.} = \frac{0.4082(F + F_g)}{\pi \frac{\emptyset^2}{4}} = 0.519 \frac{(F + F_g)}{\emptyset^2}$$

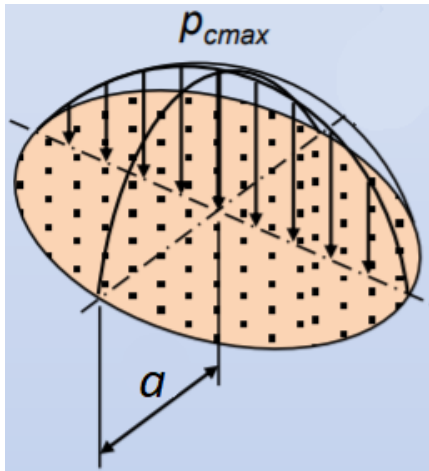
Donde:

$P_{c.m.}$ = Presión de contacto media

\emptyset = diámetro del área de contacto

3.5.2.4 Radio de Hertz

Es bien sabido que cuando dos cuerpos esféricos se encuentran en contacto, la distribución de presión no es uniforme en todos sus puntos. En la figura 72, se muestra dicha distribución dado el contacto esférico.



El radio del **área de contacto de Hertz** (a) para un par de bolas está dado por la fórmula:

$$a = \sqrt[3]{0.75 F \frac{(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2}{(1/r_1 \pm 1/r_2)}} \quad \text{Ec. 29}$$

Usando el signo “-” para contactos no conformables en el arranque y “+” para contactos conformables es decir cuando ya hay un desgaste considerable.

Fig. 72) Distribución de presión de contacto.

Donde:

$\nu_1 = \nu_2 =$ Modulo de Poisson del acero E52100 = 0.3

$E_1 = E_2 =$ Módulo de Young del acero E52100 = $2.10 \times 10^6 \text{ Kg/cm}^2$

$r_1 = r_2 =$ Radio de ambas bolas de acero = 6.35 mm = 0.635 cm

$F =$ Fuerza normal de contacto entre dos bolas = $F_n = 0.4082(F + F_g)$

Substituyendo valores, en la Ec. 29 y reduciendo, se tiene que:

$$a = \sqrt[3]{0.75 [0.4082(F + F_g)] \frac{(1 - \nu_1^2)/E_1 + (1 - \nu_1^2)/E_1}{(1/r_1 + 1/r_1)}} = \sqrt[3]{0.30615(F + F_g) \frac{2(1 - \nu_1^2)/E_1}{2/r_1}}$$

$$a = \sqrt[3]{0.30615(F + F_g) \frac{(1 - \nu_1^2)/E_1}{r_1}} = \sqrt[3]{0.30615 \frac{(1 - \nu_1^2)/E_1}{1/r_1} \left[\sqrt[3]{(F + F_g)} \right]}$$

$$a = 4.38372 \times 10^{-3} \text{ cm} \left[\sqrt[3]{(F + F_g)} \right]$$

Donde:

$a =$ Radio de Hertz

3.5.2.5 Presión máxima de contacto en el área de Hertz

La presión máxima de contacto ($P_{c \text{ máx.}}$) es la que se presenta en el centro de la huella, ver la figura 72 y está dada por:

$$P_{c \text{ máx.}} = \frac{3}{2} \frac{F_n}{\pi a^2} = 0.5784 \sqrt[3]{\frac{F(1/r_1 \pm 1/r_2)}{[(1 - \nu_1^2)/E_1 + (1 - \nu_2^2)/E_2]^2}}$$

Reduciendo y substituyendo valores, se obtiene que:

$$P_{c \text{ máx.}} = 0.5784 \sqrt[3]{\frac{F}{2r_1[(1 - \nu_1^2)/E_1]^2}} = 0.5784 \sqrt[3]{\frac{1}{2r_1[(1 - \nu_1^2)/E_1]^2}} [\sqrt[3]{F}]$$

$$P_{c \text{ máx.}} = 9327.07 [\sqrt[3]{F}]$$

3.5.2.6 Coeficiente de fricción

En teoría, si, la maquina se encuentra alineada, la fuerza de rozamiento y la fuerza normal es la misma en los tres puntos de contacto. Por consiguiente, el coeficiente de fricción μ es el mismo para los tres puntos de contacto y queda definida por la siguiente formula:

$$\mu = \frac{\text{Fuerza de fricción}}{\text{Fuerza normal de contacto}}$$

Éste se puede calcular por la fuerza de fricción y la fuerza normal en una sola bola retomando los resultados de las ecuaciones 23 y 27 o resulta similar al cálculo realizado tanto con la suma de las tres fuerzas de fricción y fuerzas normales de contacto en de las ecuaciones 24 y 28.

Por lo que, el coeficiente de fricción para ambos casos es:

$$\mu = \frac{F_{f1}}{F_n} = \frac{\frac{\tau}{3}}{0.4082(F + F_g)}$$

$$\mu = \frac{F_{f3}}{F_N} = \frac{\frac{\tau}{D}}{1.2246(F + F_g)}$$

Los datos calculados aunque divergen en los procedimientos se pueden corroborar con los datos asentados en el trabajo “Tribología y lubricación en ensayo de banco” de Calos Losada, Meya O. y José Rodríguez [48].

CAPÍTULO 4 - PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL PARA LA VALIDACIÓN DE LA MÁQUINA DE CUATRO BOLAS

Para validar el funcionamiento del sistema de la máquina de cuatro bolas se propuso el uso de 3 grasas comerciales cuya textura se muestran en las figura 73. Mismas que cuentan con su hoja de datos técnicos respectivos. En la tabla 14, se presentan algunos de ellos.

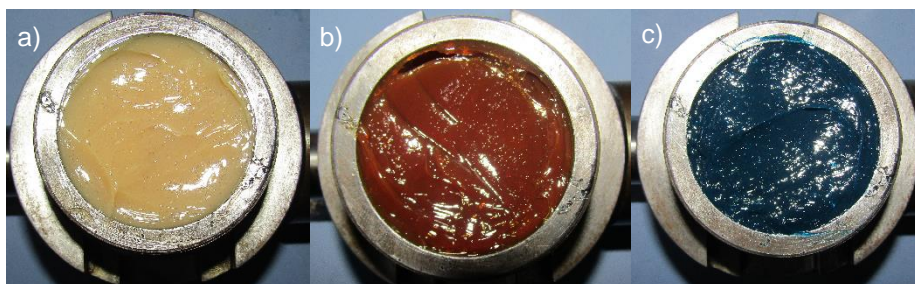


Fig. 73) Grasas comerciales para validar el sistema de control de la máquina de cuatro bolas. a) Grasa 1 b) Grasa 2 c) Grasa 3

Tabla 14 - Datos técnicos de las grasas comerciales

Grasa comercial	Denominación y usos	Composición	Normas	Pruebas del fabricante
1	Respecto a el NLGI es de grado 2 - Registro H1 de la NSF. -Agente de liberación en juntas y sellos -Amplia gama de temperaturas de operación con un máximo de 204 °C.	-Bases de polialfaolefinas y aditivo de sulfonato de calcio. - Poli-Alfa-Olefinas (PAO) sintético.	Prueba NEP ASTM D2266	Diámetro de huella: 0.42 mm
			Prueba EP ASTM D2596	Índice de carga de desgaste: 53.2 Kg f Punto de soldadura: 400 Kg f
2	Respecto a el NLGI es de grado 2 -Camiones de servicio pesado, equipos de minería y construcción. -Pernos de giro, cojinetes industriales simples y -- antifricción con altas cargas.	-Complejo de Litio	Prueba NEP ASTM D2266	Diámetro de huella: 0.5 mm

3	Respecto a el NLGI es de grado 2	-Complejo de Litio (espesante) -Viscosidad de aceite base ISO VG 220	Prueba NEP ASTM D2266	Diámetro de huella: 0.5 mm
	-Equipos industriales, marinos, agrícolas, automoción y de construcción. -Componentes de chasis. -Con un máximo de 175°C, contaminación por agua, cargas elevadas y operaciones de re-lubricación.		Prueba EP ASTM D2596	Punto de soldadura: 315 Kg f

A fin de validar el funcionamiento de dicha máquina en términos de reproducibilidad y repetitividad con las grasas mencionadas, Se realizaron cuatro pruebas de desgaste para cada una de ellas. Así mismo se efectuaron ensayos de extrema presión con doble verificación del punto de soldadura para dos de las grasas lubricantes, que dieron un total de 38 ensayos; donde se emplearon los siguientes materiales:

- 152 bolas de acero E-52100 grado 25 EP de 12.7 mm de diámetro.
- Solvente limpiador y papel absorbente.
- 400 g. de cada una de las grasas.

4.1 Procedimiento experimental de los ensayos de no extrema presión

Para ello, se utilizó el método descrito en la norma ASTM D2266.

1. Limpiar adecuadamente cuatro bolas con solvente, eliminado todo residuo de material contaminante.
2. Colocar una de las bolas en el sujetador según lo indique el manual de la máquina.
3. Depositar la grasa en el POT de pruebas y colocar las bolas restantes.
4. Inmovilizar las bolas dentro del POT.
5. Elevar la temperatura del lubricante a 75 ± 2 °C.
6. Aplicar una carga de 40 ± 0.2 Kgf.
7. Ajustar la velocidad a 1200 ± 60 RPM.
8. Iniciar el ensayo que debe tener un tiempo de duración de $56y60 \pm 1$ Mín.

4.2 Procedimiento experimental de las pruebas de extrema presión

Para este tipo de ensayos se empleó el método descrito por la norma ASTM D2596.

1. Limpiar adecuadamente cuatro bolas con solvente, eliminado todo residuo de material contaminante.
2. Colocar una de las bolas en el sujetador según lo indique el manual de la máquina.
3. Depositar la grasa en el Pot de pruebas y colocar las bolas restantes.
4. Inmovilizar las bolas dentro del Pot a un torque de 68 ± 7 N.m
5. Elevar la temperatura del lubricante a 27 ± 8 °C.
6. Si es la primera prueba se recomienda aplicar una carga inicial de 80 Kgf.
7. Ajustar la velocidad a 1770 ± 60 RPM.
8. Iniciar el ensayo que debe tener el tiempo de duración de 10 ± 1 s.
9. Limpiar y medir las huellas de desgaste en las bolas inferiores tanto horizontal como vertical. Obtener el promedio de ambas mediciones.
10. Repetir los pasos 1 hasta el 9; Sin embargo, ahora la carga deberá incrementar progresivamente a 100, 126, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 620 y 800 Kgf hasta obtener el punto de soldadura. Éste es identificado por una o varias de las siguientes condiciones: Aparecen vapores del quemado del lubricante, el coeficiente de fricción aumenta drásticamente, el motor presenta un ruido distinto dado al el esfuerzo generado o hay una caída repentina del torque.
11. Alcanzado el punto de soldadura se debe de disponer de 10 ensayos inmediatamente antes del punto de soldadura, a fin de calcular el índice de carga desgaste. Igualmente, con los valores experimentales obtenidos, se puede obtener el gráfico de carga aplicada contra desgaste que expresa el punto inicial de agarrotamiento, la carga crítica y el punto de soldadura; las regiones de agarrotamiento retardado así como la de agarrotamiento inmediato. En caso de que no se obtuvieran los 10 ensayos, debe realizarse a cargas inferiores inmediatas a 80 Kgf. Cuyos valores son: 63, 50, 40, 32, 24, 20, 16, 13, 10, 8 y 6 Kgf.

CAPÍTULO 5 RESULTADOS

5.1 Pruebas de no extrema presión

Tabla 15 - Mediciones de las huellas de desgaste de la grasa 1.

Resultados por el método descrito en la norma ASTM D2266								
No. Bola	Eje de medición Vertical (V) / Horizontal (H)	Mediciones del eje (mm)			Promedio de medición del eje (mm)	Tamaño de huella (mm)	Tamaño promedio de huella (mm)	
		1	2	3				
Ensayo 1	1	V	0.3429	0.3440	0.3460	0.3443	0.3465	0.4150
		H	0.3471	0.3492	0.3498	0.3487		
	2	V	0.4244	0.4306	0.4304	0.4284	0.4270	
		H	0.4302	0.4242	0.4228	0.4257		
	3	V	0.4766	0.4742	0.4756	0.4754	0.4716	
		H	0.4701	0.4709	0.4627	0.4679		
Ensayo 2	1	V	0.4797	0.489	0.4826	0.4837	0.4919	0.4572
		H	0.5077	0.4951	0.4976	0.5001		
	2	V	0.5040	0.5041	0.4908	0.4996	0.4988	
		H	0.4968	0.4947	0.5026	0.4980		
	3	V	0.3773	0.3776	0.374	0.3763	0.3810	
		H	0.3861	0.3913	0.3801	0.3858		
Ensayo 3	1	V	0.6530	0.6508	0.6537	0.6525	0.6349	0.5662
		H	0.6173	0.6191	0.6159	0.6174		
	2	V	0.4838	0.4828	0.4843	0.4836	0.4432	
		H	0.4058	0.3998	0.4031	0.4029		
	3	V	0.6307	0.6393	0.6381	0.6360	0.6205	
		H	0.6028	0.6093	0.6028	0.6049		
Ensayo 4	1	V	0.5488	0.5499	0.5534	0.5507	0.5551	0.527
		H	0.5524	0.5650	0.5615	0.5596		
	2	V	0.6139	0.6115	0.6094	0.6116	0.6501	
		H	0.6947	0.6848	0.6866	0.6887		
	3	V	0.3890	0.3767	0.3798	0.3818	0.3783	
		H	0.3796	0.3721	0.3730	0.3749		

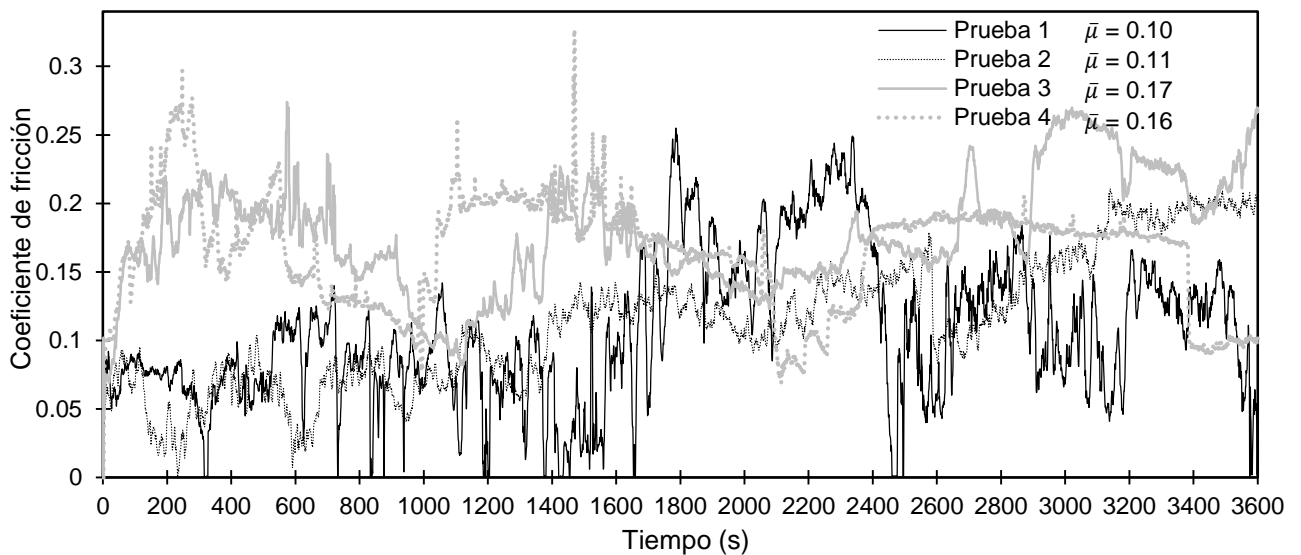


Fig. 74) Coeficientes de fricción de las pruebas de la grasa 1.

Tabla 16 - Mediciones de las huellas de desgaste de la grasa 2.

Resultados por el método descrito en la norma ASTM D2266								
No. Bola	Eje de Medición Vertical (V) / Horizontal (H)	Mediciones del eje (mm)			Promedio de medición del eje (mm)	Tamaño de huella (mm)	Tamaño promedio de huella (mm)	
		1	2	3				
Ensayo 1	1	V	0.4886	0.4808	0.4815	0.4836	0.4619	0.5539
		H	0.4361	0.4449	0.4399	0.4403		
	2	V	0.5598	0.5541	0.5561	0.5566	0.5509	
		H	0.5473	0.5474	0.5408	0.5451		
	3	V	0.6176	0.6152	0.6182	0.6170	0.6491	
		H	0.6877	0.6794	0.6765	0.6812		
Ensayo 2	1	V	0.5846	0.5796	0.5749	0.5797	0.5746	0.5223
		H	0.5733	0.5663	0.5692	0.5696		
	2	V	0.3908	0.3892	0.3945	0.3915	0.3821	
		H	0.3729	0.3683	0.3772	0.3728		
	3	V	0.6124	0.6086	0.6128	0.6112	0.6101	
		H	0.6094	0.6068	0.6111	0.6091		
Ensayo 3	1	V	0.5572	0.5785	0.5795	0.5717	0.5833	0.5229
		H	0.5992	0.5931	0.5925	0.5949		
	2	V	0.6136	0.6133	0.6119	0.6129	0.6046	
		H	0.5966	0.5961	0.5962	0.5963		
	3	V	0.3883	0.3891	0.3881	0.3885	0.3810	
		H	0.3727	0.3743	0.3738	0.3736		
Ensayo 4	1	V	0.6152	0.6183	0.6167	0.6167	0.6046	0.5385
		H	0.5921	0.5918	0.5938	0.5925		
	2	V	0.4108	0.4113	0.4139	0.4120	0.4027	
		H	0.3964	0.3944	0.3896	0.3934		
	3	V	0.6064	0.6088	0.6079	0.6077	0.6082	
		H	0.6092	0.6091	0.6083	0.6088		

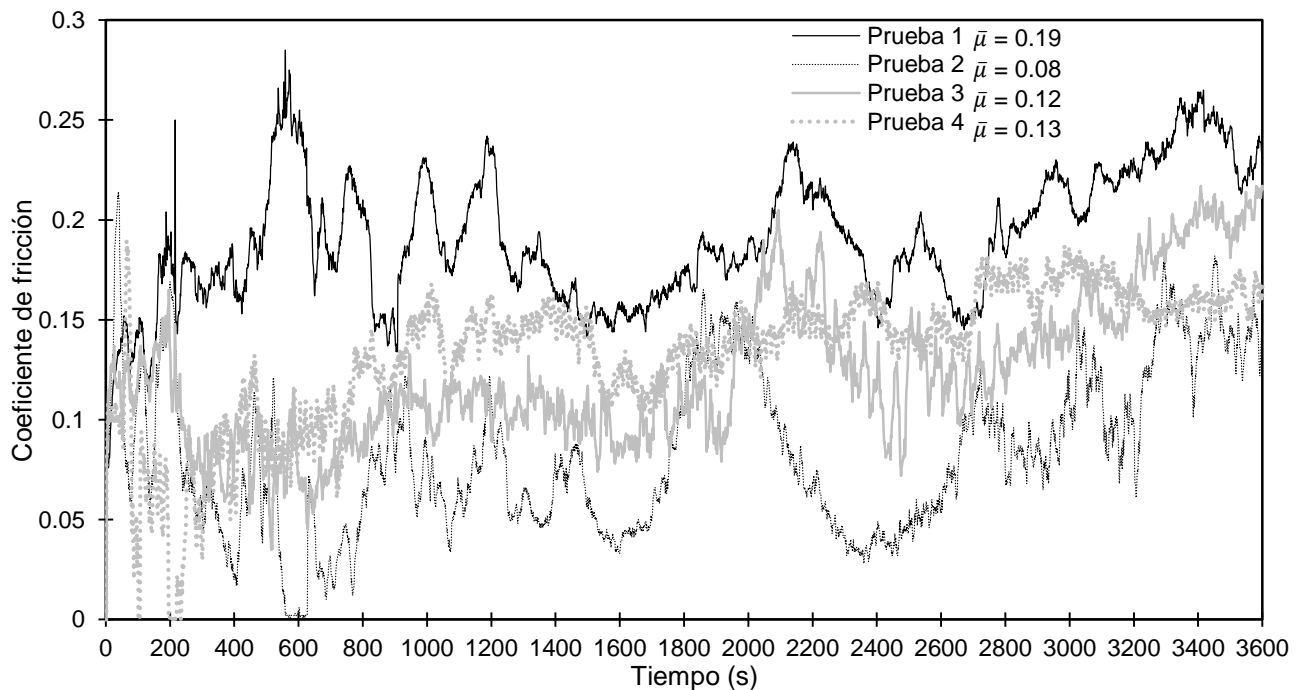


Fig. 75) Coeficientes de fricción de las pruebas de la grasa 2.

Tabla 17 - Mediciones de las huellas de desgaste de la grasa 3.

Resultados por el método descrito en la norma ASTM D2266								
No. Bola	Eje de Medición Vertical (V) / Horizontal (H)	Mediciones del eje (mm)			Promedio de medición del eje (mm)	Tamaño de huella (mm)	Tamaño promedio de huella (mm)	
		1	2	3				
Ensayo 1	1	V	0.6542	0.6565	0.6591	0.6566	0.6664	0.6284
		H	0.6791	0.6758	0.6741	0.6763		
	2	V	0.3262	0.3228	0.3203	0.3231	0.3364	
		H	0.3545	0.3480	0.3469	0.3498		
	3	V	0.8954	0.9004	0.8955	0.8971	0.8823	
		H	0.8690	0.8681	0.8658	0.8676		
Ensayo 2	1	V	0.5569	0.5562	0.5580	0.5570	0.5599	0.6000
		H	0.5630	0.5642	0.5615	0.5629		
	2	V	0.7146	0.7192	0.7197	0.7178	0.7048	
		H	0.6911	0.6937	0.6905	0.6917		
	3	V	0.5441	0.5460	0.5457	0.5452	0.5352	
		H	0.5245	0.5254	0.5259	0.5252		
Ensayo 3	1	V	0.6211	0.6205	0.6190	0.6202	0.6128	0.5545
		H	0.6043	0.6083	0.6037	0.6054		
	2	V	0.4507	0.4514	0.4530	0.4517	0.4921	
		H	0.5313	0.5316	0.5345	0.5325		
	3	V	0.5646	0.5637	0.5642	0.5641	0.5586	
		H	0.5547	0.5535	0.5514	0.5532		
Ensayo 4	1	V	0.6796	0.6794	0.6757	0.6782	0.6920	0.6603
		H	0.7047	0.7080	0.7052	0.7059		
	2	V	0.6866	0.6853	0.6875	0.6864	0.6975	
		H	0.7112	0.7081	0.7067	0.7086		
	3	V	0.5982	0.5955	0.5942	0.5959	0.5915	
		H	0.5953	0.5843	0.5822	0.5872		

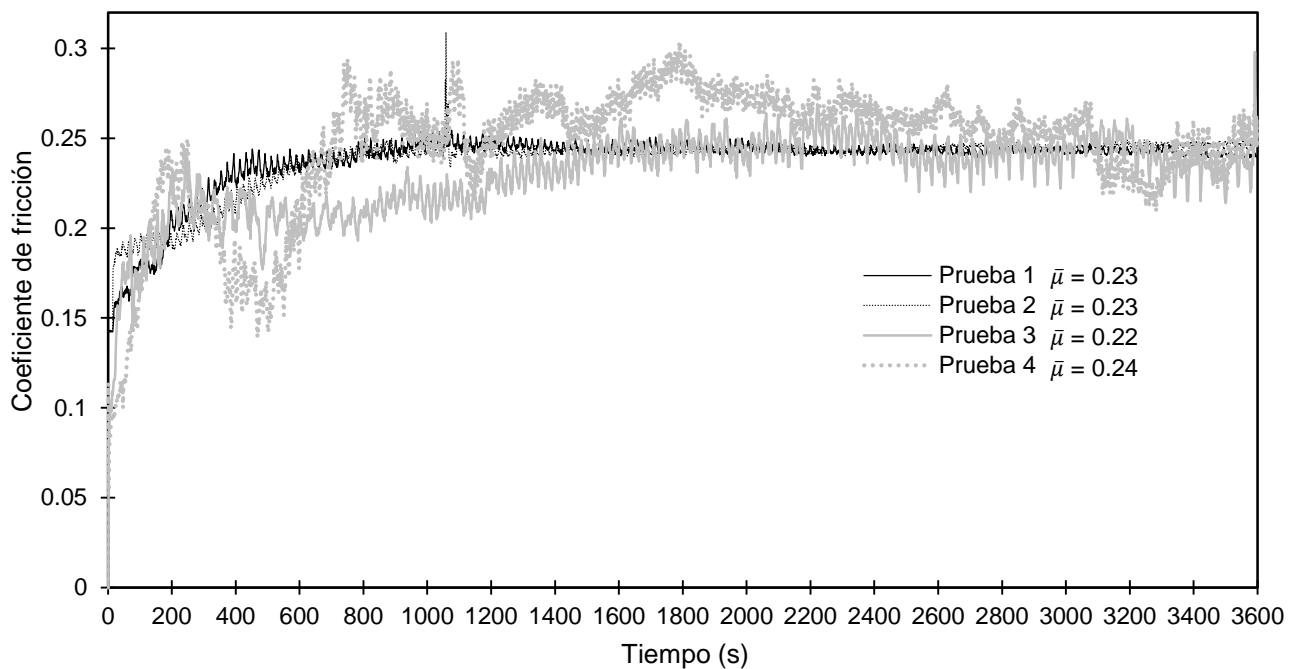


Fig. 76) Coeficientes de fricción de las pruebas de la grasa 3.

5.2 Pruebas de extrema presión

Tabla 18 - Mediciones de las huellas de desgaste de la grasa 1.

Resultados por el método descrito en la norma ASTM D2596						
		No. Bola	Eje de Medición Vertical/Horizontal	Mediciones del eje (mm)	Tamaño de huella (mm)	Tamaño promedio de huella (mm)
Grasa 1	40 Kg f	1	V	0.2689	0.2801	0.3386
			H	0.2914		
		2	V	0.3535	0.3442	
			H	0.3350		
		3	V	0.3999	0.3918	
			H	0.3838		
	50 Kg f	1	V	0.3806	0.3597	0.3494
			H	0.3387		
		2	V	0.3617	0.3595	
			H	0.3573		
		3	V	0.2976	0.3290	
			H	0.3604		
	63 Kg f	1	V	0.3934	0.3612	0.3759
			H	0.3291		
		2	V	0.3908	0.3924	
			H	0.3940		
		3	V	0.3704	0.3742	
			H	0.3781		
	80 Kg f	1	V	0.3264	0.3340	0.3380
			H	0.3416		
		2	V	0.2716	0.2818	
			H	0.2921		
		3	V	0.3934	0.3984	
			H	0.4034		
100 Kg f	1	V	0.4914	0.4549	0.4205	
		H	0.4280			
	2	V	0.4542	0.4541		
		H	0.4541			
	3	V	0.3648	0.3527		
		H	0.3406			
126 Kg f	1	V	1.6087	1.6141	1.5978	
		H	1.6195			
	2	V	1.4272	1.4705		
		H	1.5138			
	3	V	1.6300	1.7090		
		H	1.7880			

Grasa 1	160 Kg f	1	V	1.9588	2.0407	1.7085
			H	2.1226		
		2	V	1.3940	1.4481	
			H	1.5023		
		3	V	1.5758	1.6367	
			H	1.6976		
	200 Kg f	1	V	2.1129	2.3509	2.2262
			H	2.5890		
		2	V	1.7616	1.7974	
			H	1.8332		
		3	V	2.0208	2.5305	
			H	3.0402		
250 Kg f	1	V	1.5926	1.5302	2.2640	
		H	1.4679			
	2	V	1.9899	2.5707		
		H	3.1516			
	3	V	2.1859	2.6912		
		H	3.1965			
315 Kg f	1	V	2.8331	2.9944	2.8417	
		H	3.1558			
	2	V	2.4896	2.6212		
		H	2.7528			
	3	V	2.5460	2.9096		
		H	3.2733			

En las figuras 77, 78, 79, 80, 81, 82, 83, 84, 85 y 86 se aprecian la evolución de las huellas de desgaste a la aplicación de las cargas consecutivas como lo indica el procedimiento de la norma ASTM D2596 para la grasa lubricante 1.



Fig. 77) Huellas de desgaste a la carga de prueba de 40 Kg f. a) Bola 1 b) Bola 2 c) Bola 3

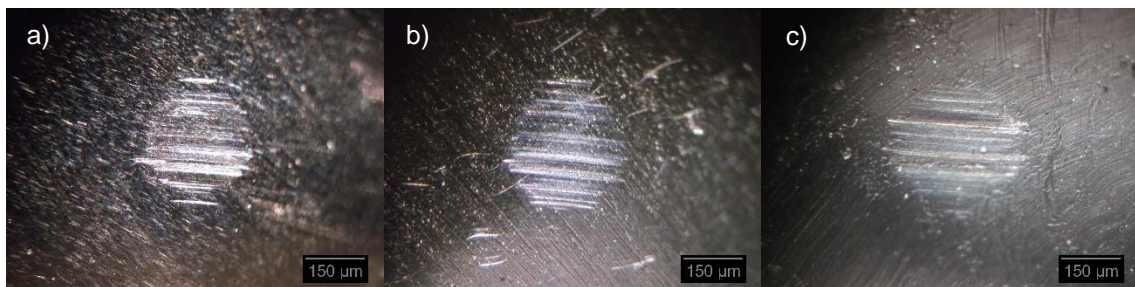


Fig. 78) Huellas de desgaste a la carga de prueba de 50 Kg f. a) Bola 1 b) Bola 2 c) Bola 3



Fig. 79) Huellas de desgaste a la carga de prueba de 63 Kgf. a) Bola 1 b) Bola 2 c) Bola 3

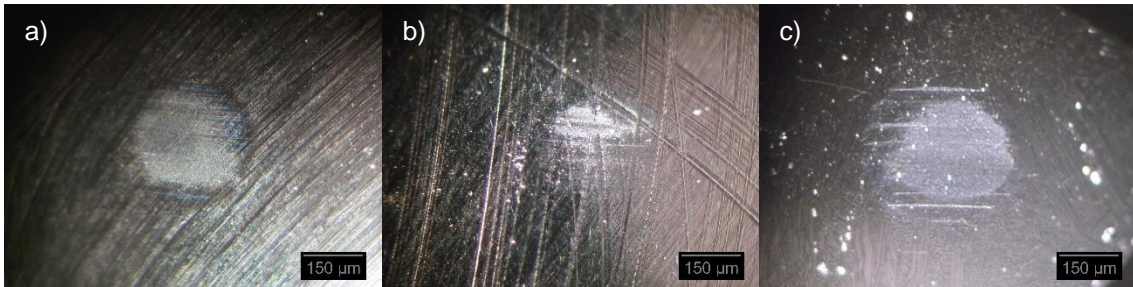


Fig. 80) Huellas de desgaste a la carga de prueba de 80 Kgf. a) Bola 1 b) Bola 2 c) Bola 3

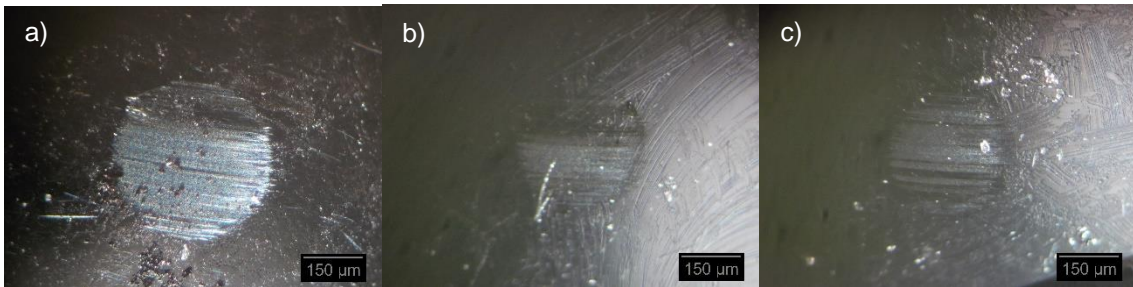


Fig. 81) Huellas de desgaste a la carga de prueba de 100 Kgf. a) Bola 1 b) Bola 2 c) Bola 3

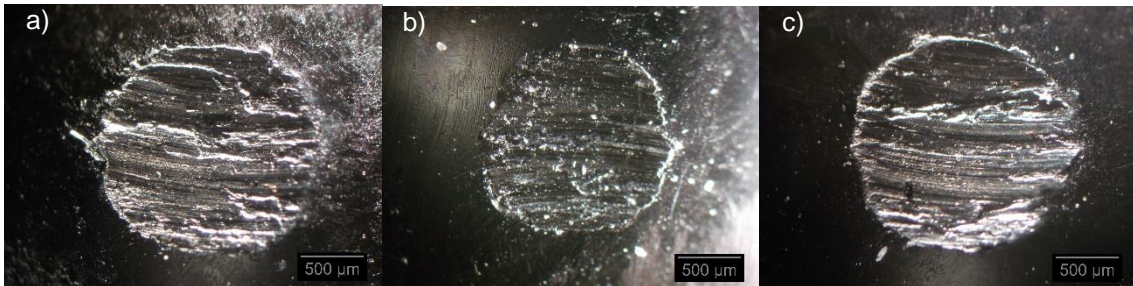


Fig. 82) Huellas de desgaste a la carga de prueba de 126 Kgf. a) Bola 1 b) Bola 2 c) Bola 3

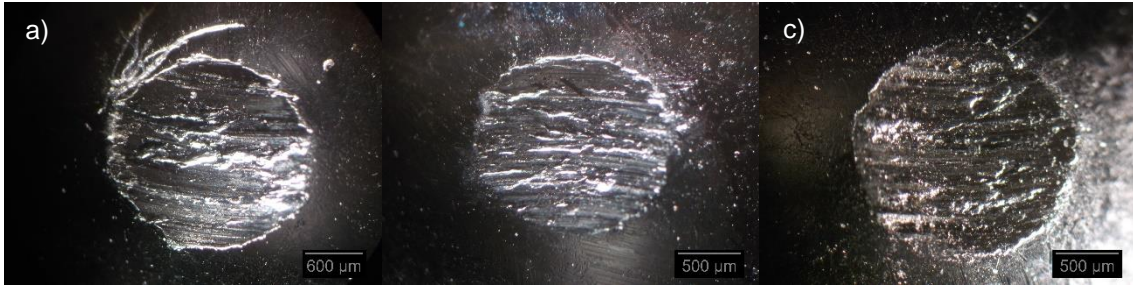


Fig. 83) Huellas de desgaste a la carga de prueba de 160 Kgf. a) Bola 1 b) Bola 2 c) Bola 3

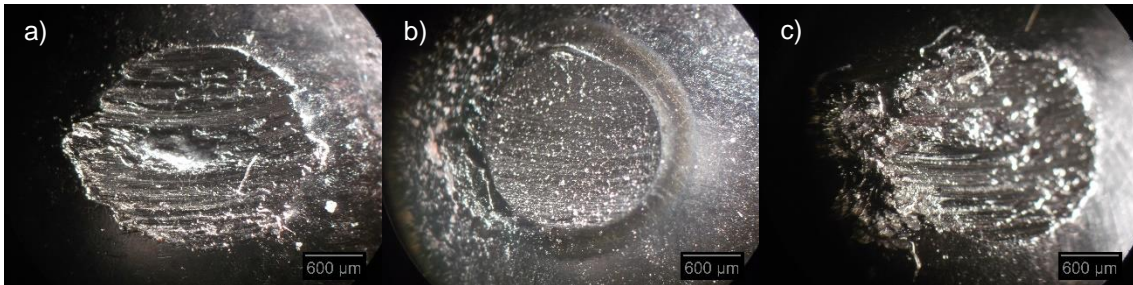


Fig. 84) Huellas de desgaste a la carga de prueba de 200 Kgf. a) Bola 1 b) Bola 2 c) Bola 3

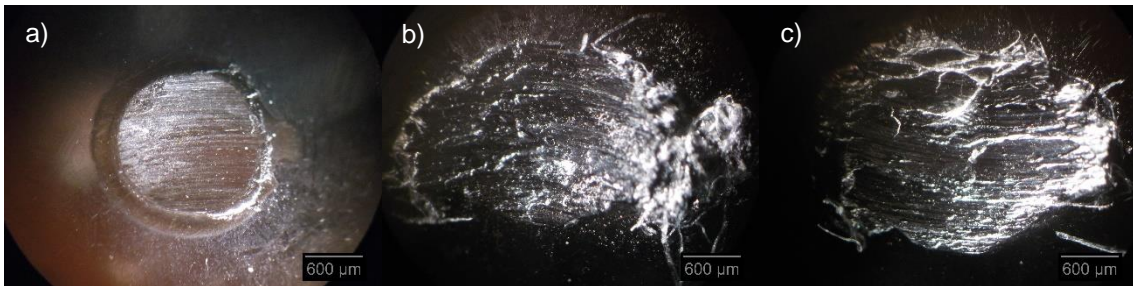


Fig. 85) Huellas de desgaste a la carga de prueba de 260 Kgf. a) Bola 1 b) Bola 2 c) Bola 3

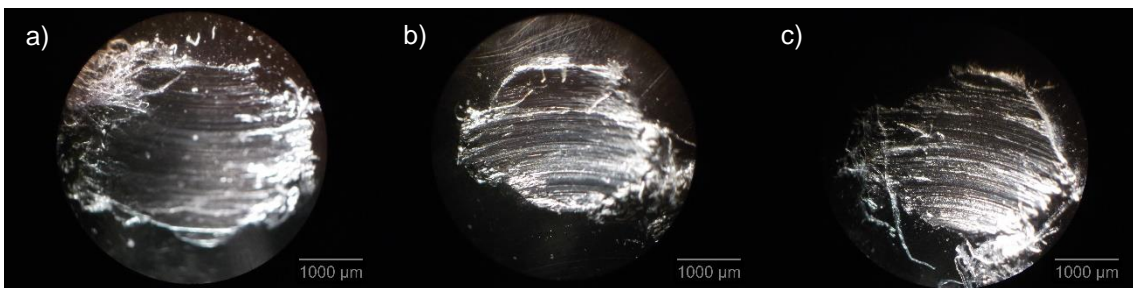


Fig. 86) Huellas de desgaste a la carga de prueba de 315 Kgf. a) Bola 1 b) Bola 2 c) Bola 3

En la figuras 87, se ilustra la formación de soldadura de las bolas empleando la grasa 1 con una carga de 400 Kgf.

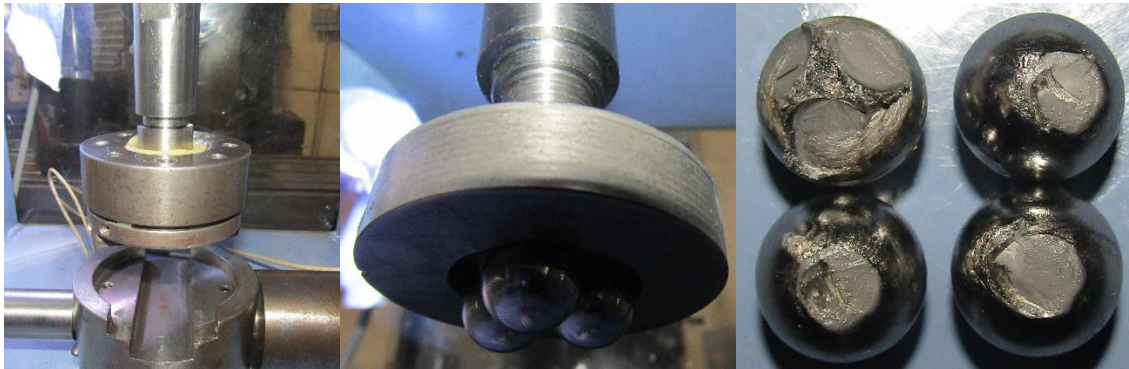


Fig. 87) Punto de soldadura alcanzado con una carga de 400 Kgf.

Tabla 19 - Cargas corregidas de la prueba de extrema presión de la grasa 1.

Carga aplicada "W"	Tamaño promedio de la huella "x" (mm)	Diámetro de compensación de la huella (mm)	Diámetro de compensación de la huella +5% (mm)	Carga aplicada por el diámetro de la huella de Hertz "W * D _h "	Carga Corregida "(W * D _h)/x" (Kg f)
40	0.3386	0.31	0.33	11.96	35.3219
50	0.3494	0.34	0.36	16.10	46.0789
63	0.3759	0.37	0.39	21.86	58.1537
80	0.3380	0.40	0.42	30.08	88.9940
100	0.4205	0.44	0.46	40.5	96.3139
126	1.5978	0.47	0.49	55.2	34.5475
160	1.7085	0.52	0.55	75.8	44.3664
200	2.2262	0.58	0.61	102.2	45.9078
250	2.2640	---	---	137.5	61.7644
315	2.8417	---	---	187.1	65.8408
400	---	---	---	258	---

En la tabla 19, se observa que a partir de la carga de 126 Kgf el tamaño promedio de la huella de desgaste es mayor al diámetro de compensación con el 5% agregado. A este punto analíticamente se le conoce como el punto de carga crítica.

De acuerdo a la norma ASTM D2592 el índice de carga de desgaste está dada por:

$$\text{Índice de carga de desgaste} = \frac{A}{10} \quad \text{Ec. 30}$$

Donde:

A=Suma de las 10 últimas cargas corregidas consecutivas antes del punto de soldadura.

Cálculo para el índice de carga de desgaste para la grasa 1:

Substituyendo en la ecuación 30 los valores de la tabla 19, se tiene que:

$$\frac{A}{10} = \frac{(35.3219 + 46.0789 + 58.1537 + 88.9940 + 96.3139 + 34.5475 + 44.3664 + 45.9078 + 61.7644 + 65.8408)\text{Kgf}}{10}$$

Índice de carga de desgaste de la grasa 1 = 57.72 Kgf

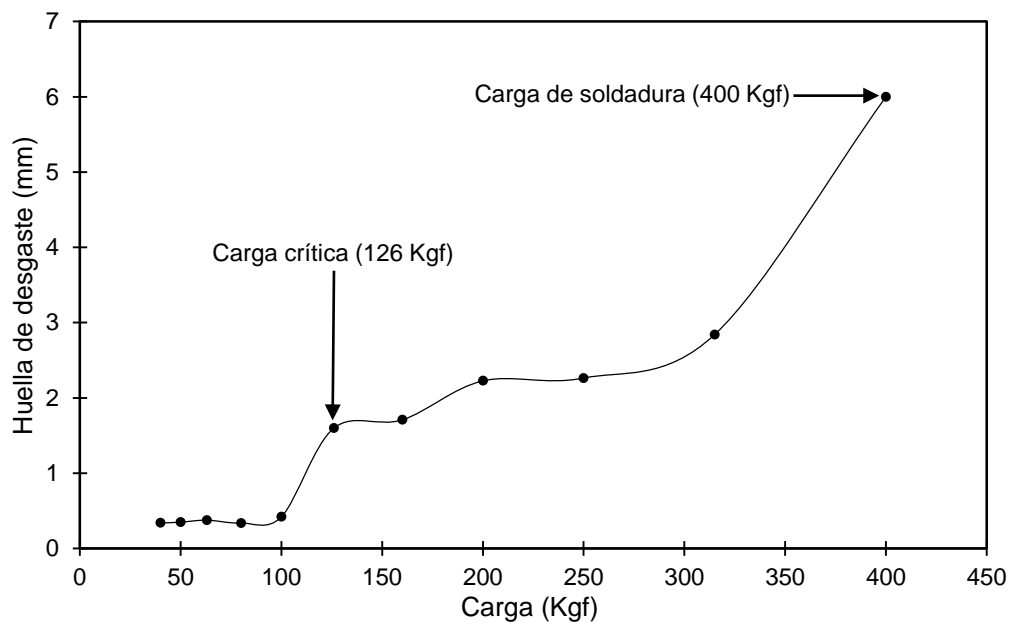


Fig. 88) Curva de carga-desgaste de la grasa 1.

Por otra parte, el grafico de los coeficientes de fricción μ obtenidos en dichas pruebas se muestra en la figura 89.

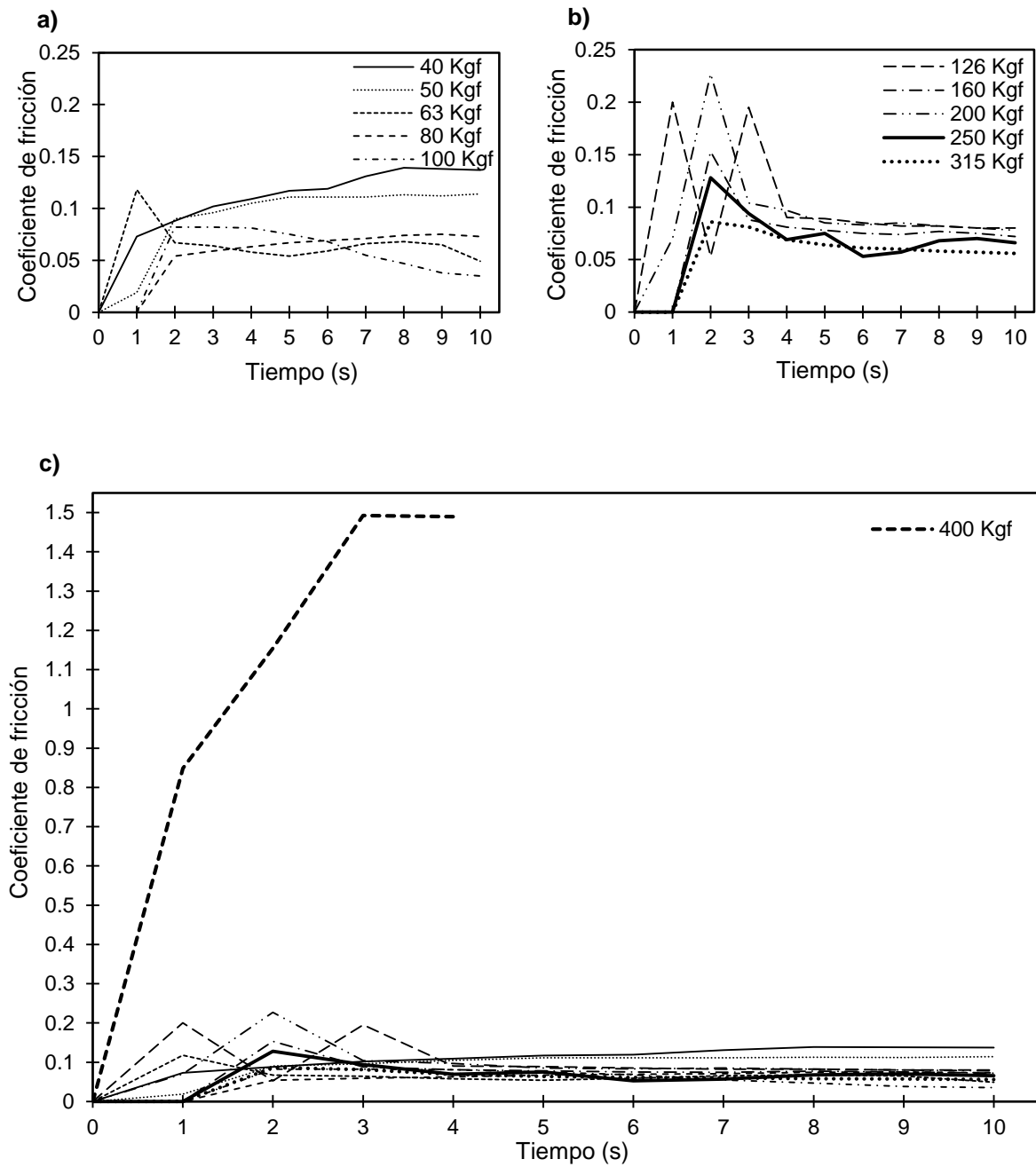


Fig. 89) Coeficientes de fricción de la grasa 1. a) A cargas de 40-100 Kgf. b) A cargas de 126-315 Kgf. c) A una carga de 400 Kgf.

Tabla 20 - Mediciones de las huellas de desgaste de la grasa 3.

Resultados por el método descrito en la norma ASTM D2596						
	No. Bola	Eje de Medición Vertical/Horizontal	Mediciones del eje (mm)	Tamaño de huella (mm)	Tamaño promedio de huella (mm)	
Grasa 3	24 Kg f	1	V	0.3395	0.3351	0.2723
			H	0.3308		
		2	V	0.2335	0.2207	
			H	0.2080		
		3	V	0.2727	0.2611	
			H	0.2496		
	32 Kg f	1	V	0.2563	0.2687	0.2780
			H	0.2811		
		2	V	0.3074	0.3114	
			H	0.3155		
		3	V	0.2627	0.2541	
			H	0.2456		
	40 Kg f	1	V	0.3280	0.3247	0.3047
			H	0.3214		
		2	V	0.4024	0.4192	
			H	0.4361		
		3	V	0.1531	0.1703	
			H	0.1875		
	50 Kg f	1	V	0.3668	0.3636	0.3806
			H	0.3604		
		2	V	0.4096	0.4260	
			H	0.4424		
		3	V	0.3419	0.3523	
			H	0.3628		
63 Kg f	1	V	0.4114	0.4159	0.3627	
		H	0.4204			
	2	V	0.3502	0.3488		
		H	0.3475			
	3	V	0.3253	0.3235		
		H	0.3218			
80 Kg f	1	V	0.3681	0.3709	0.3846	
		H	0.3737			
	2	V	0.3395	0.3440		
		H	0.3486			
	3	V	0.4406	0.4389		
		H	0.4373			

Grasa 3	100 Kg f	1	V	1.8498	1.8975	1.6296
			H	1.9452		
		2	V	1.6576	1.6839	
			H	1.7102		
		3	V	1.2825	1.3075	
			H	1.3325		
	126 Kg f	1	V	2.1391	2.3308	1.8178
			H	2.5225		
		2	V	1.3104	1.3749	
			H	1.4394		
		3	V	1.7068	1.7479	
			H	1.7891		
160 Kg f	1	V	2.0321	2.1105	2.0394	
		H	2.1890			
	2	V	2.1810	2.2182		
		H	2.2554			
	3	V	1.6306	1.7897		
		H	1.9488			
200 Kg f	1	V	2.5475	2.4888	2.7344	
		H	2.4302			
	2	V	2.2478	2.5235		
		H	2.7993			
	3	V	2.8391	3.1909		
		H	3.5427			

En las figuras 90, 91, 92, 93, 94, 95, 96, 97, 98 y 99 se aprecian la evolución de las huellas de desgaste a la aplicación de las cargas consecutivas como lo indica el procedimiento de la norma ASTM D2596 para la grasa lubricante 3.



Fig. 90) Huellas de desgaste a la carga de prueba de 24 Kg. a) Bola 1 b) Bola 2 c) Bola 3

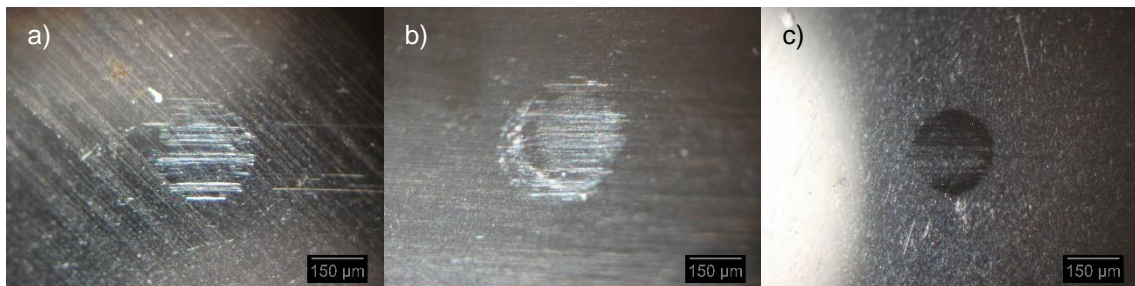


Fig. 91) Huellas de desgaste a la carga de prueba de 32 Kg. a) Bola 1 b) Bola 2 c) Bola 3

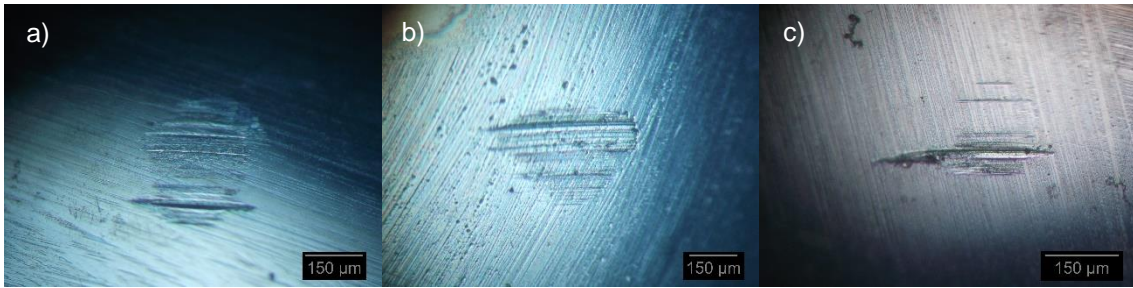


Fig. 92) Huellas de desgaste a la carga de prueba de 40 Kgf. a) Bola 1 b) Bola 2 c) Bola 3



Fig. 93) Huellas de desgaste a la carga de prueba de 50 Kgf. a) Bola 1 b) Bola 2 c) Bola 3

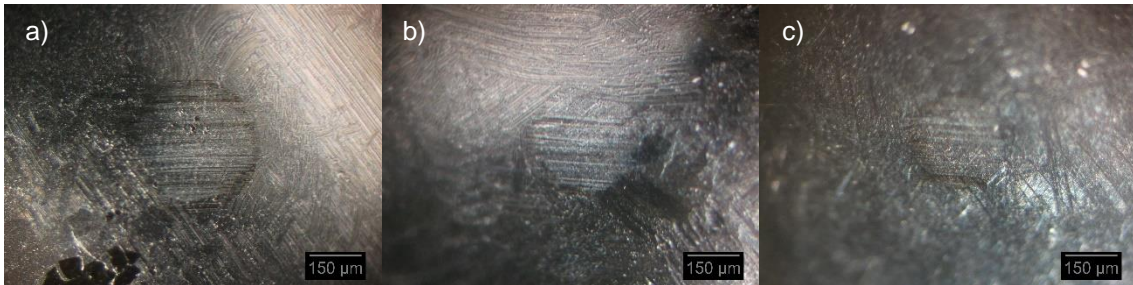


Fig. 94) Huellas de desgaste a la carga de prueba de 63 Kgf. a) Bola 1 b) Bola 2 c) Bola 3



Fig. 95) Huellas de desgaste a la carga de prueba de 80 Kgf. a) Bola 1 b) Bola 2 c) Bola 3

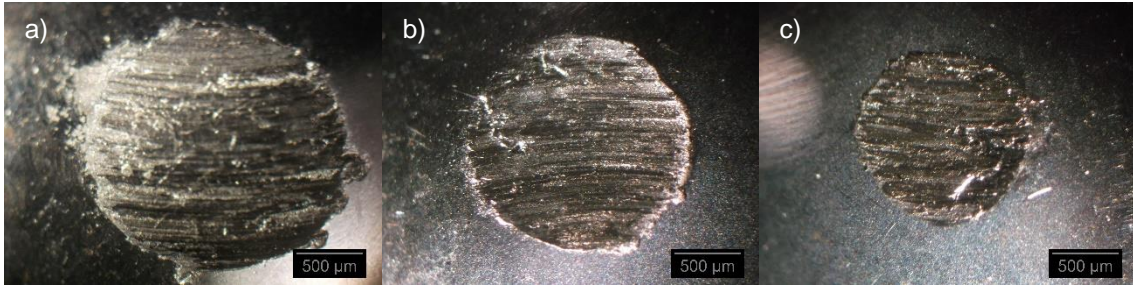


Fig. 96) Huellas de desgaste a la carga de prueba de 100 Kg. a) Bola 1 b) Bola 2 c) Bola 3

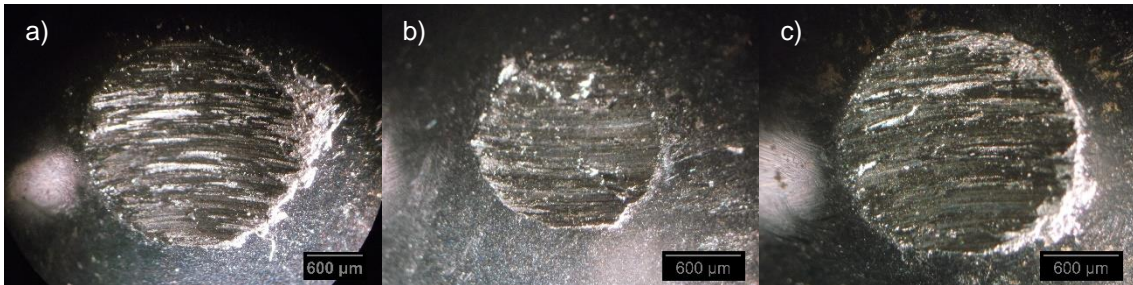


Fig. 97) Huellas de desgaste a la carga de prueba de 126 Kg. a) Bola 1 b) Bola 2 c) Bola 3

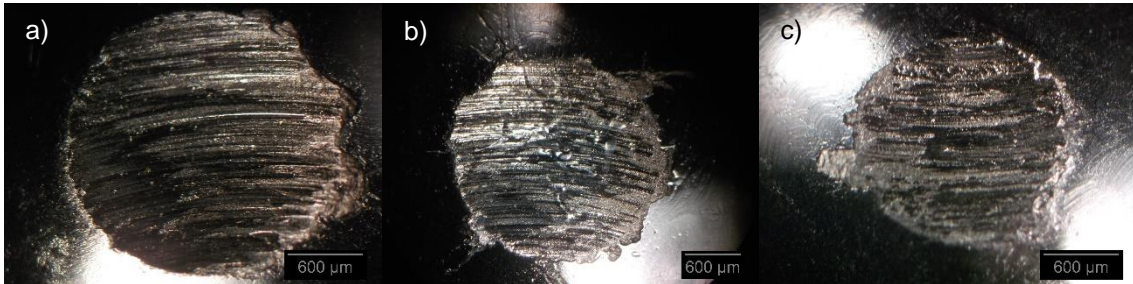


Fig. 98) Huellas de desgaste a la carga de prueba de 160 Kg. a) Bola 1 b) Bola 2 c) Bola 3

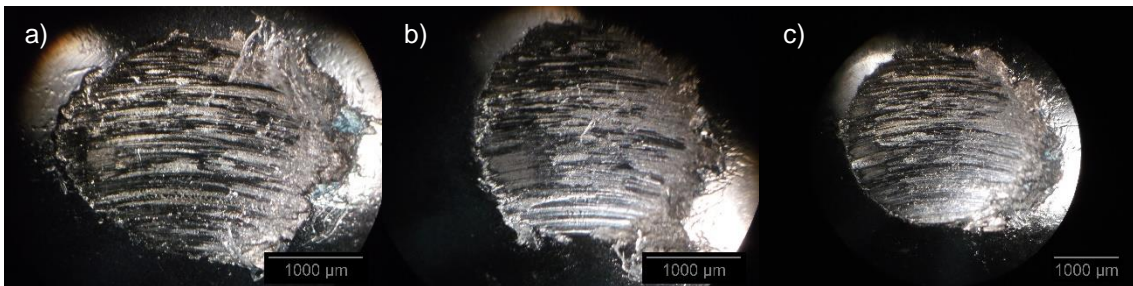


Fig. 99) Huellas de desgaste a la carga de prueba de 200 Kg. a) Bola 1 b) Bola 2 c) Bola 3

En la figura 100, se ilustra la formación de soldadura de las bolas empleando la grasa 3 con una carga de 260 Kgf.

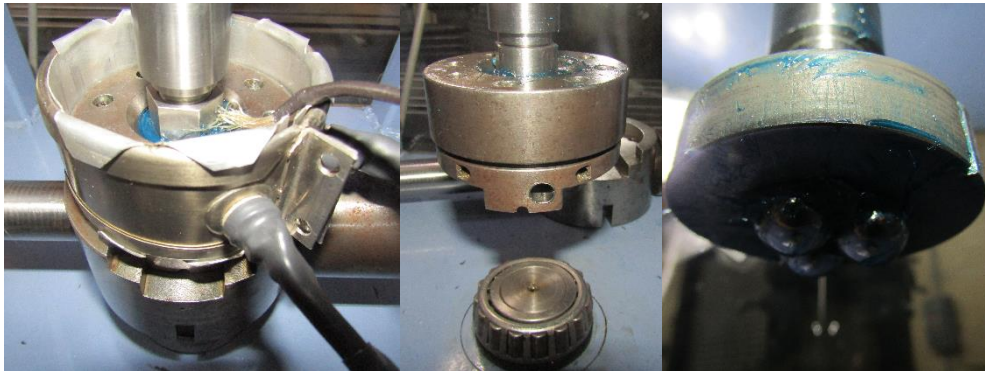


Fig. 100) Punto de soldadura alcanzado con una carga de prueba de 260 Kgf.

Tabla 21 - Cargas corregidas de la prueba de extrema presión de la grasa 3.

Carga aplicada "W"	Tamaño promedio de cicatriz "x" (mm)	Diámetro de compensación de la cicatriz (mm)	Diámetro de compensación de la cicatriz +5% (mm)	Carga aplicada por el diámetro de la huella de Hertz "W * D _h "	Carga Corregida "(W * D _h)/x" (Kg f)
24	0.2723	0.31	0.33	11.96	43.9221
32	0.2780	0.34	0.36	16.10	57.9136
40	0.3047	0.37	0.39	21.86	71.7426
50	0.3806	0.40	0.42	30.08	79.0331
63	0.3627	0.44	0.46	40.5	111.6625
80	0.3846	0.47	0.49	55.2	143.5257
100	1.6296	0.52	0.55	75.8	46.5144
126	1.8178	0.58	0.61	102.2	56.2218
160	2.0394	-	-	137.5	67.4217
200	2.7344	-	-	187.1	68.4245
250	-	-	-	258	-

En la tabla 21, se observa que a partir de la carga de 100 Kgf el tamaño promedio de la huella de desgaste es mayor al diámetro de compensación con el 5% agregado. A este punto analíticamente se le conoce como el punto de cara crítica.

Cálculo del índice de carga de desgaste para la grasa 3:

Substituyendo en la ecuación 30 los valores de la tabla 21, se tiene que:

$$\frac{A}{10} = \frac{(43.9221 + 57.9136 + 71.7426 + 79.0331 + 111.6625 + 143.5257 + 46.5144 + 56.2218 + 67.4217 + 68.4245) \text{Kgf}}{10}$$

Índice de carga de desgaste de la grasa 3 = 74.6382 Kgf

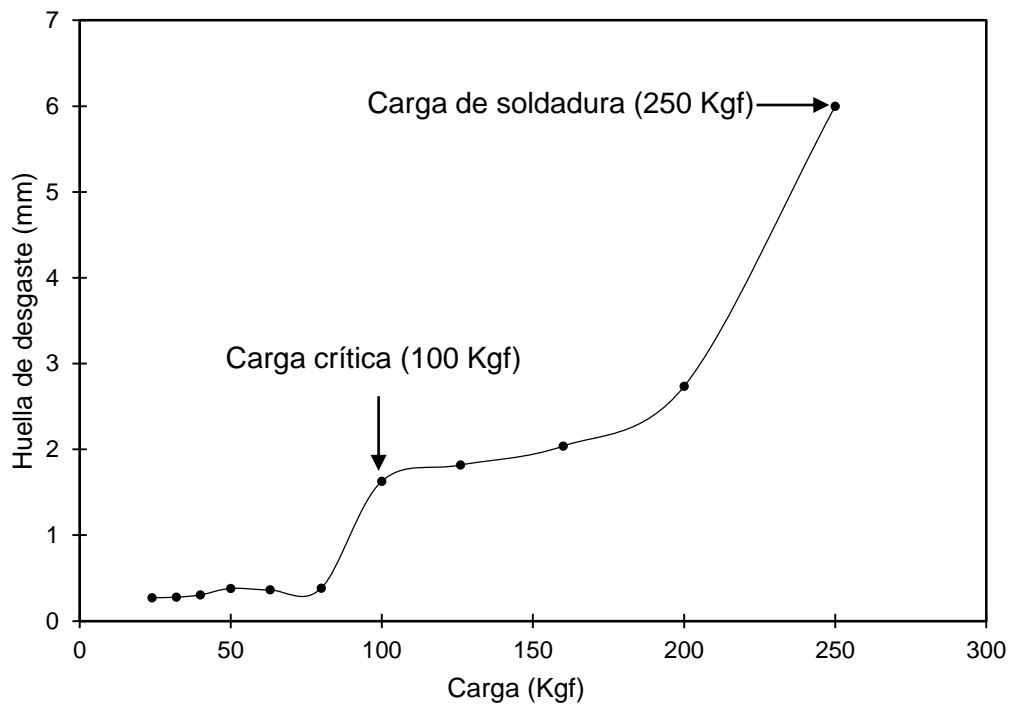


Fig. 101) Curva de carga-desgaste de la grasa 3.

Por otra parte, el grafico de los coeficientes de fricción obtenidos en dichas pruebas se muestra en la figura 102.

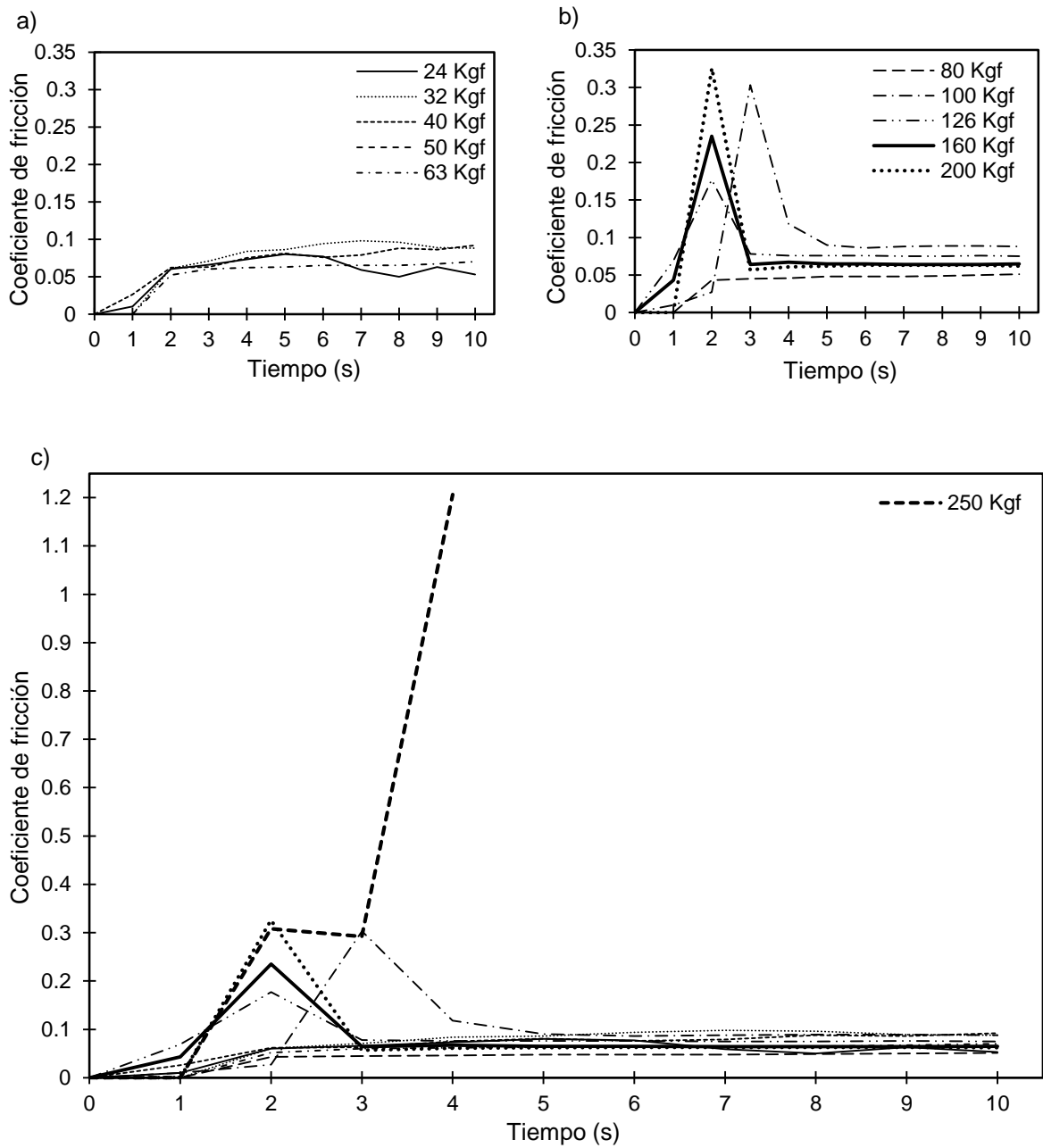


Fig. 102) Coeficientes de fricción de la grasa 3. a) A cargas de 24-63 Kgf. b) A cargas de 80-200 Kgf. c) A una carga de 250 Kgf.

CAPÍTULO 6 - ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS

6.1 Variables controladas

El control de las variables, tales como la temperatura, carga y velocidad son muy importantes; una pequeña variación en las mismas van a proporcionar resultado engañosos. Por tal motivo, en esta sección se incluye el análisis de la respuesta del sistema a la temperatura y carga, ambos controlados en lazo cerrado y con un rango de tolerancia del orden $\pm 1^\circ\text{C}$ y ± 0.2 Kgf respectivamente. Por otro lado, el análisis del control de velocidad no se muestra dado que es un sistema de control de lazo abierto con una mayor tolerancia y además no se considerablemente afectada cuando interacciona en el sistema.

6.1.1 Análisis estadístico del control de temperatura

El estudio estadístico se realizó únicamente a una sola prueba de desgaste para cada lubricante analizado. Sin embargo, el sistema no considera aquellas temperaturas en las cuales los elementos físicos del sistema no pueden desempeñar su función; es decir, si la temperatura deseada es inferior a la temperatura ambiental, cuando la temperatura sufre un incremento por los efectos de la fricción así como también cuando se desean temperaturas mayores a las que puede proporcionar la resistencia eléctrica. Estos casos fueron restringidos por el software con un rango comprendido desde temperatura del medio ambiente hasta 200°C .

En las figuras 103, 104 y 105 se presentan los comportamientos de la temperatura en las pruebas de no extrema presión de las grasas mencionadas empleando la norma ASTM D2266; en ella se establece que el ensayo debe durar una hora y a una temperatura de 75°C . El sistema de mediciones esta discretizado en una muestra por segundo.

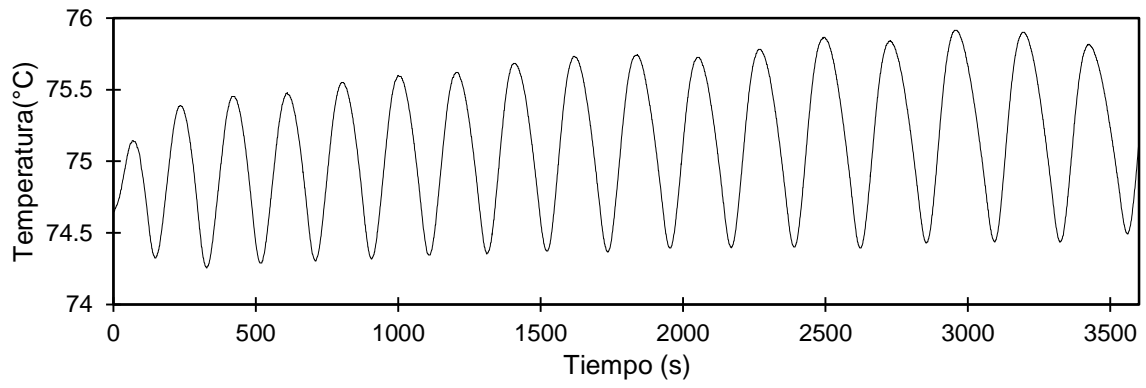


Fig. 103) Control de temperatura en una prueba de desgaste de la grasa 1.

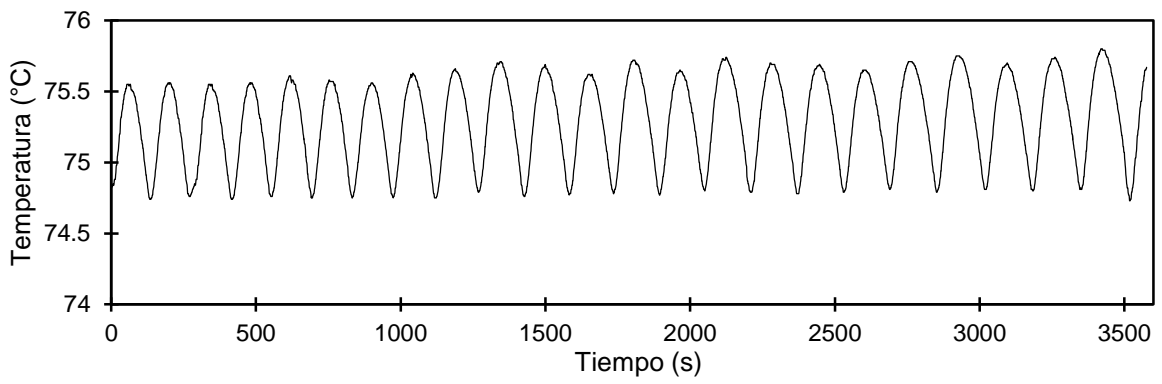


Fig. 104) Control de temperatura en una prueba de desgaste de la grasa 2.

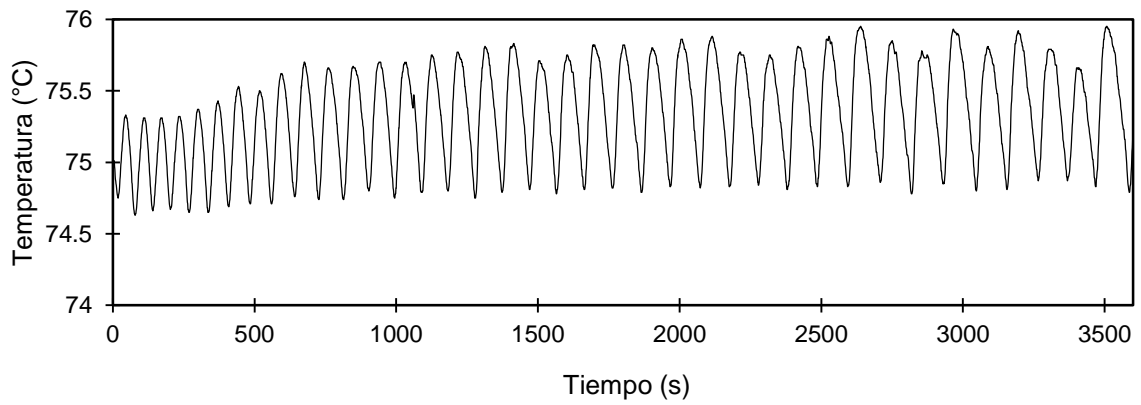


Fig. 105) Control de temperatura en una prueba de desgaste de la grasa 3.

Cálculo de las medias aritméticas de las mediciones de temperatura:

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i = \frac{x_1 + x_2 + \dots + x_n}{n}$$

Grasa 1 $\bar{x} = 75.102 \text{ } ^\circ\text{C}$

Grasa 2 $\bar{x} = 75.290 \text{ } ^\circ\text{C}$

Grasa 3 $\bar{x} = 75.337 \text{ } ^\circ\text{C}$

Cálculo de las desviaciones estándar de las muestras de las mediciones de temperatura:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n - 1}} = \sqrt{\frac{(x_1 - \bar{x})^2 + (x_2 - \bar{x})^2 + \dots + (x_n - \bar{x})^2}{n - 1}}$$

Grasa 1 $\sigma = 0.4725$

Grasa 2 $\sigma = 0.3085$

Grasa 3 $\sigma = 0.3474$

Ordenando los 3600 datos de menor a mayor de las figuras 103, 104 y 105 y usando tanto la media aritmética como la desviación estándar se obtiene el gráfico de la distribución normal de las temperaturas, que se muestran en las figuras 106, 107 y 108.

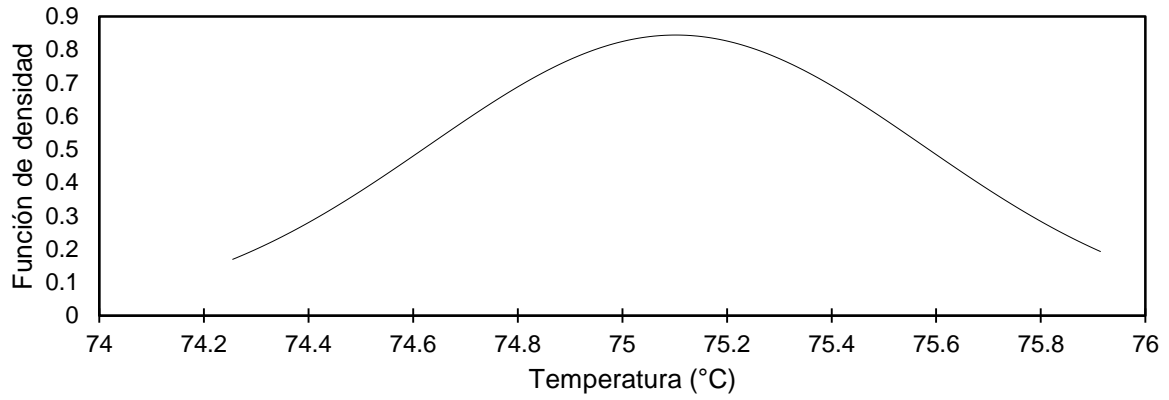


Fig. 106) Distribución normal de temperatura de una prueba de desgaste de la grasa 1.

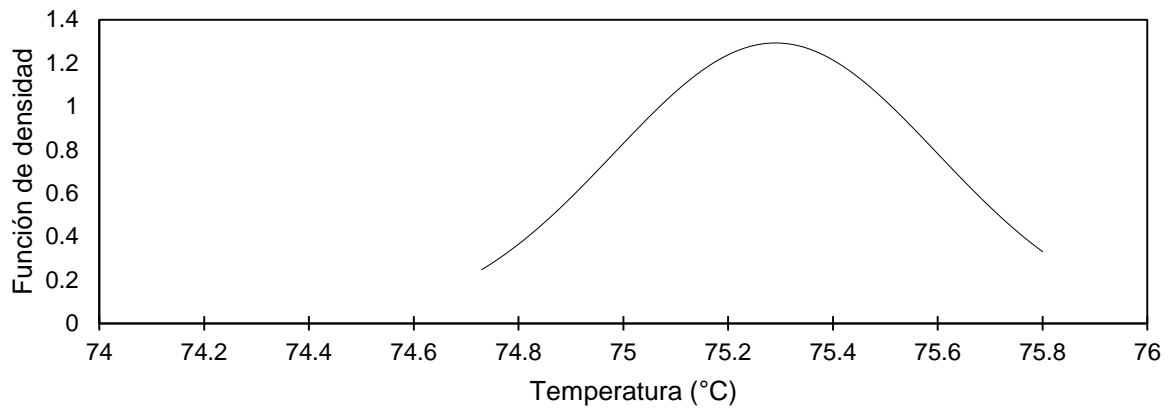


Fig. 107) Distribución normal de temperatura de una prueba de desgaste de la grasa 2.

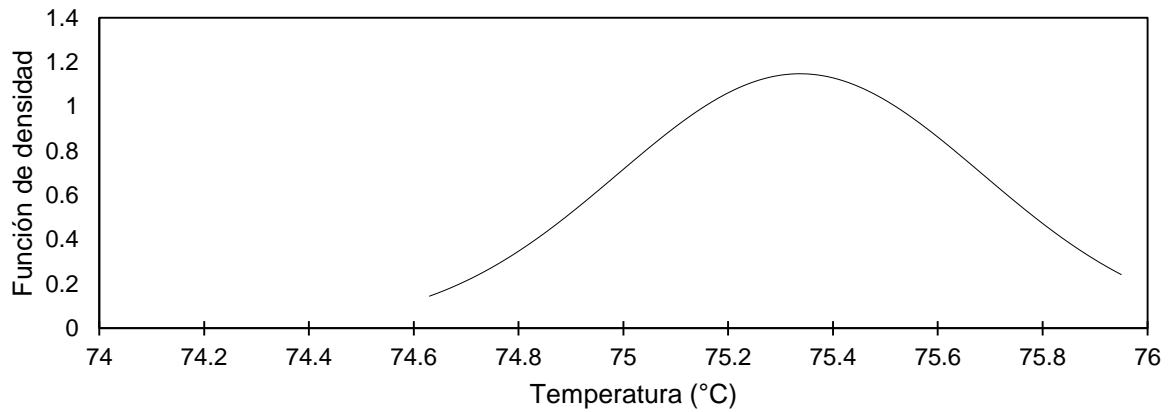


Fig. 108) Distribución normal de temperatura de una prueba de desgaste de la grasa 3.

Área bajo la curva y probabilidad:

De las figuras 106, 107 y 108 el área total bajo dichas curvas representa el 100 % de la probabilidad distribuida al configurar una temperatura de 75 °C. Por lo que, la integral de área resulta adecuada para determinar la probabilidad de que ciertos valores medidos durante la prueba de desgaste en un tiempo de 3600 s. estén dentro de los límites permitidos por la norma.

De lo anterior, para una temperatura de 75 °C los límites establecidos por la norma son de $\pm 1^\circ\text{C}$, por lo que: $L_s=76^\circ\text{C}$ y $L_i=74^\circ\text{C}$. La probabilidad de encontrar los valores dentro de dicho intervalo se puede aproximar por la ecuación 31.

$$\int_{L_i}^{L_s} \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{t-\bar{x}}{\sigma}\right)^2} dt \quad \text{Ec. 31}$$

Donde:

σ = Desviación estándar

\bar{x} = Media aritmética

t = Variable de integración

Grasa 1:

$$\int_{74}^{76} \frac{1}{0.4725\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{t-75.102}{0.4725}\right)^2} dt = 0.9614$$

Grasa 2:

$$\int_{74}^{76} \frac{1}{0.3085\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{t-75.290}{0.3085}\right)^2} dt = 0.9893$$

Grasa 3:

$$\int_{74}^{76} \frac{1}{0.3474\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{t-75.337}{0.3474}\right)^2} dt = 0.9717$$

Discusión del análisis:

- Analizando los gráficos del comportamiento del control de temperatura se concluye que la frecuencia de las correcciones del sistema depende directamente de la temperatura ambiental. Un entorno más frío absorbe con mayor rapidez la energía térmica incrementando la frecuencia de las correcciones del sistema ocurriendo lo contrario cuando la temperatura de éste es mayor. Sin embargo, la observación más importante es que reduce considerablemente el error a frecuencias más altas de recuperación puesto que al haber lapsos de tiempo más cortos los componentes pierden menos energía térmica lo que implica una respuesta más rápida y a una menor remanencia térmica en los componentes tal que se reduce considerablemente el sobre-impulso.
- Los gráficos de distribución normal muestran resultados muy dispersos alrededor de la media (\bar{x}), con una desviación típica muy elevada y una tendencia de desplazamiento de la media a la derecha de la temperatura deseada. No obstante, lo anterior no afecta la precisión de la misma, puesto que se desarrolla dentro de los rangos establecidos por la norma.
- La probabilidad aproximada de que las lecturas de temperatura de tres pruebas de desgaste en las grasas lubricantes se encuentren en valores establecidos por las normas es del 96.14%, 97.27%, 98.3%, con un promedio de 97.23%; consecuentemente la probabilidad de que valores medidos salgan del límite permitido por las normas es únicamente del 2.76%.

6.1.2 Análisis estadístico del control de carga

El estudio estadístico se realizó únicamente a una sola prueba de desgaste para cada lubricante analizado. Sin embargo, el sistema no considera aquellas cargas en las cuales los elementos físicos del sistema no pueden desempeñar su función; Tal como: la resistencia máxima de los componentes mecánicos así como también el límite mínimo y el máximo en la apertura y cierre de la válvula reguladora de presión a fin de evitar un atoramiento. Cuyos casos fueron restringidos en el software con un rango de 3 Kgf hasta 800 Kgf en la aplicación de carga.

En las figuras 109, 110 y 111 se presentan el comportamiento de la carga en las pruebas de no extrema presión de las grasas mencionadas empleando la norma ASTM D2266; en ella se establece que la prueba debe durar una hora, a una carga de 40 Kgf. El sistema de mediciones esta discretizado en una muestra por segundo.

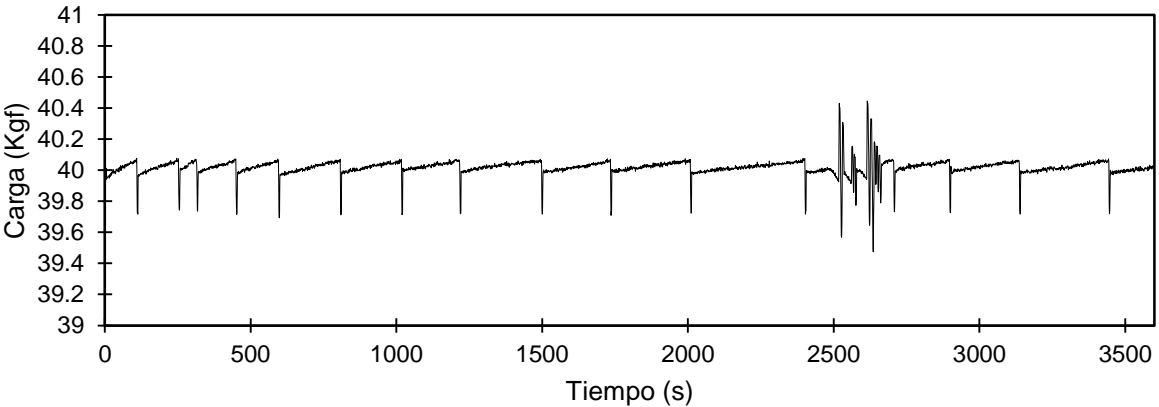


Fig. 109) Control de carga en una prueba de desgaste de la grasa 1.

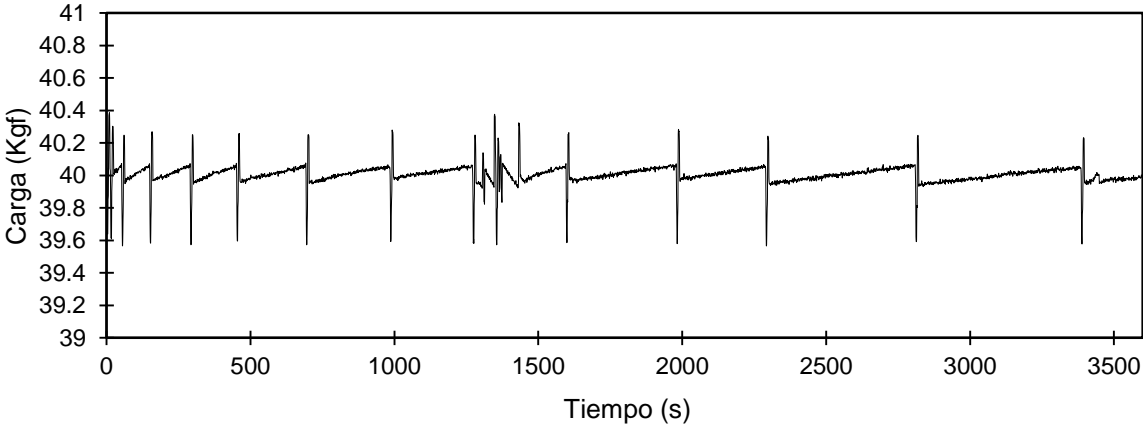


Fig. 110) Control de carga en una prueba de desgaste de la grasa 2.

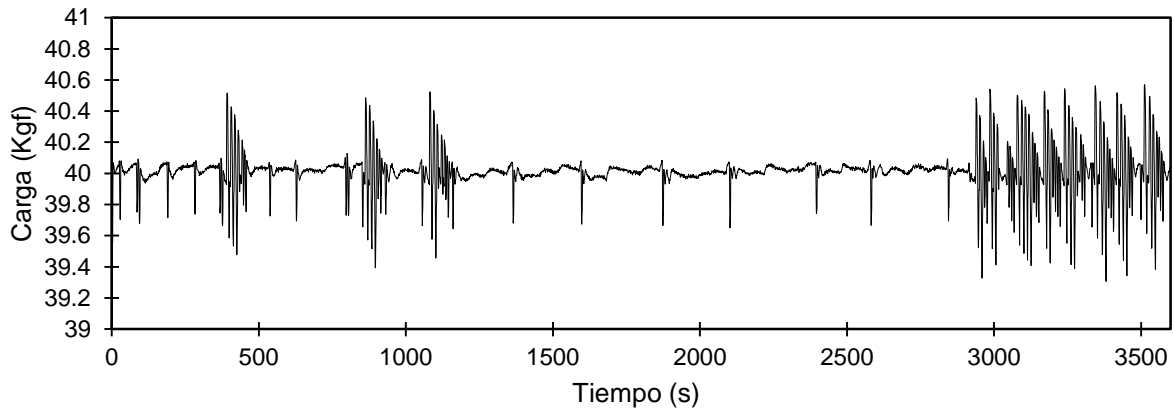


Fig. 111) Control de carga en una prueba de desgaste de la grasa 3.

Calculo de las medias aritméticas de las mediciones de carga:

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i = \frac{x_1 + x_1 + \dots + x_n}{n}$$

Grasa 1 $\bar{x} = 40.016 \text{ Kg}$

Grasa 2 $\bar{x} = 40.005 \text{ Kg}$

Grasa 3 $\bar{x} = 40.010 \text{ Kg}$

Cálculo de las desviaciones estándar de la muestras de las mediciones de carga:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n - 1}} = \sqrt{\frac{(x_1 - \bar{x})^2 + (x_2 - \bar{x})^2 + \dots + (x_n - \bar{x})^2}{n - 1}}$$

Grasa 1 $\sigma = 0.0550$

Grasa 2 $\sigma = 0.0673$

Grasa 3 $\sigma = 0.1306$

Ordenando los 3600 datos de menor a mayor de las figuras 108, 109 y 110 y usando tanto la media aritmética como la desviación estándar se obtiene el gráfico de la distribución normal de las cargas, que se muestran en las figuras 112, 113 y 114.

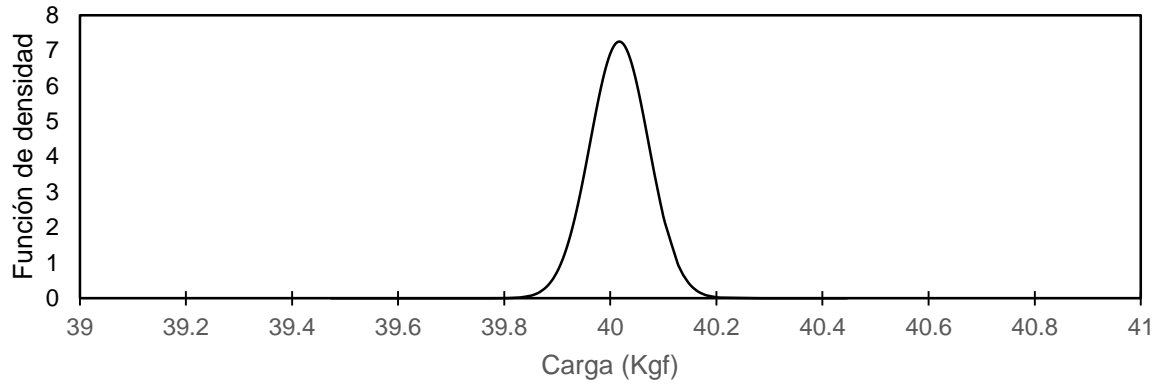


Fig. 112) Distribución normal de carga de una prueba de desgaste de la grasa 1.

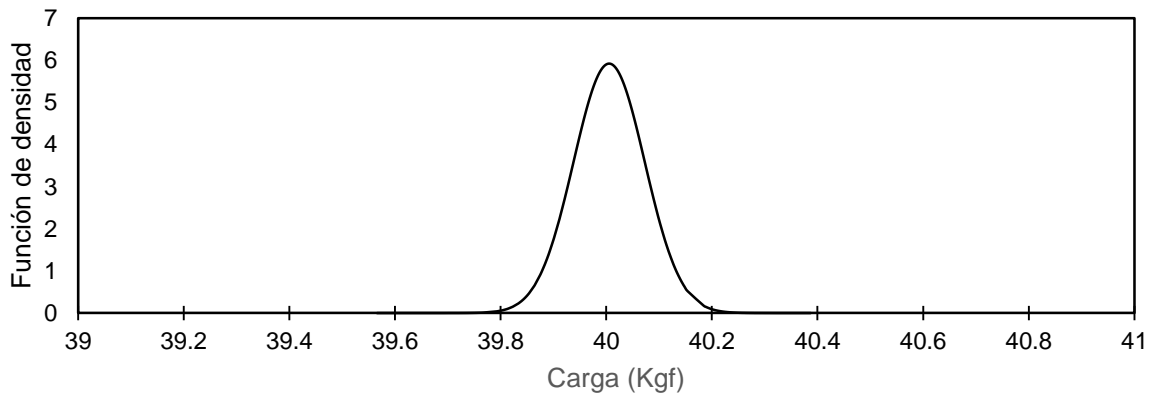


Fig. 113) Distribución normal de carga de una prueba de desgaste de la grasa 2.

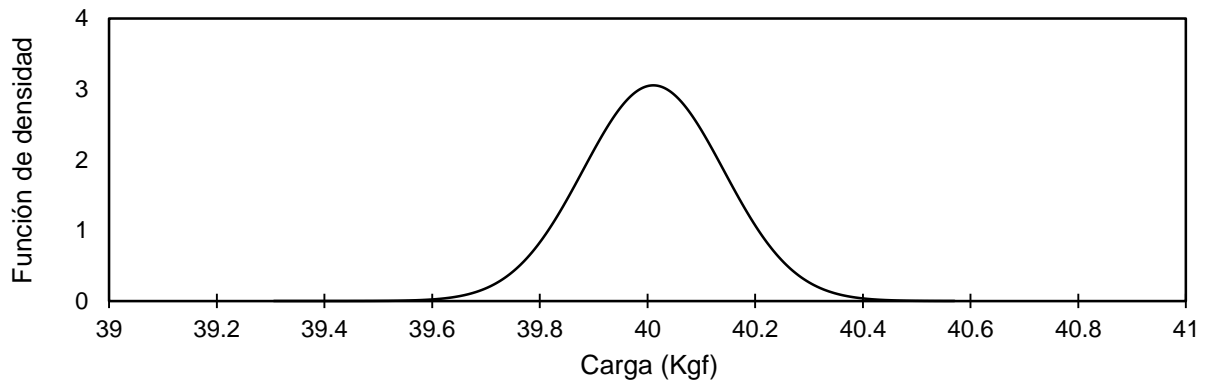


Fig. 114) Distribución normal de carga de una prueba de desgaste de la grasa 3.

Área bajo la curva y probabilidad:

De las figuras 112, 113 y 114 el área total bajo dichas curvas representa el 100% de la probabilidad distribuida al configurar una carga de 40 Kgf. Por lo que, la integral de área resulta adecuada para determinar la probabilidad de que ciertos valores medidos durante una prueba de desgaste en un tiempo de 3600 s. estén dentro de los límites establecidos por la norma.

De lo anterior, para una carga de 40 Kgf los límites establecidos por la norma son de ± 0.2 Kgf, por lo que: $L_s=40.2$ Kgf y $L_i=39.8$ Kgf. La probabilidad de encontrar los valores dentro de dicho intervalo se puede aproximar por la ecuación 31 mostrada anteriormente.

Grasa 1:

$$\int_{39.8}^{40.2} \frac{1}{0.0550\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{x-40.016}{0.0550}\right)^2} dx = 0.9995$$

Grasa 2:

$$\int_{39.8}^{40.2} \frac{1}{0.0673\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{x-40.005}{0.0673}\right)^2} dx = 0.9969$$

Grasa 3:

$$\int_{39.8}^{40.2} \frac{1}{0.1306\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{x-40.010}{0.1306}\right)^2} dx = 0.8732$$

Discusión del análisis:

- Los gráficos de distribución normal muestran resultados poco dispersos alrededor de la media \bar{x} , con una desviación típica pequeña; lo que garantiza que la mayoría de los datos experimentales se encuentran dentro del rango establecido por las normas; aquellos que se encuentran fuera del rango son de muy corta duración y no sobrepasan los 0.8 kgf.
- La probabilidad aproximada de que las lecturas de carga de tres pruebas de desgaste con muestras de grasas lubricantes se encuentren en valores establecidos por las norma es del 99.95%, 87.32%, 99.69% respectivamente, con un promedio de 95.65%; consecuentemente la probabilidad de que estos valores se encuentren fuera del límite permitido, es únicamente del 4.35%.

6.2 Discusión de resultados en pruebas de no extrema presión

6.2.1 Precisión

La Norma ASTM D22266 menciona que la precisión del método aún no se conoce, no obstante, esta se atribuye a las líneas de investigación aceptadas actualmente. Por ejemplo, la práctica D6300. Por otra parte, la precisión del método de prueba es determinada por un examen estadístico de inter-laboratorios.

6.2.1.1 Repetitividad

La precisión de la norma ASTM D2266, establece que la diferencia entre los resultados de dos pruebas, obtenidos por un solo operador, empleando el mismo equipo, en condiciones de operación constantes y usando materiales de prueba muy similares. En el funcionamiento normal y correcto de dicho método de prueba, no debe excede el valor de 0.20 mm para 20 ensayos.

En las tablas 15, 16 y 17 se muestran los resultados de las huellas de desgaste en ensayos de no extrema presión. De las que se obtiene los resultados presentados en la tabla 22.

Tabla 22 - Repetitividad del tamaño de la huella en pruebas de desgaste.

Grasa lubricante	Numero de prueba	Tamaño de huella (mm)	Diferencia entre el valor mayor y menor	Presenta repetitividad, sí : Diferencia \leq 0.2 mm
1	1	0.4150	0.1512 mm	Tiene repetitividad
	2	0.4572		
	3	0.5662		
	4	0.5270		
2	1	0.5539	0.0316 mm	Tiene repetitividad
	2	0.5223		
	3	0.5229		
	4	0.5385		
3	1	0.6284	0.1058 mm	Tiene repetitividad
	2	0.6000		
	3	0.5545		
	4	0.6603		

6.2.1.2 Reproducibilidad

Respecto a la reproducibilidad del método de la norma ASTM D2266, establece que la diferencia entre dos resultados únicos e independientes, obtenidos por diferentes operadores, trabajando en diferentes laboratorios y usando materiales de prueba muy similares. En el funcionamiento normal y correcto de dicho método de prueba, no debe excede el valor de 0.37 mm para 20 ensayos.

En las tablas 15, 16 y 17 se muestran los resultados de las huellas de desgaste en ensayos de no extrema presión. De las que se obtiene los resultados presentados en la tabla 23.

Tabla 23 - Reproducibilidad del tamaño de la huella en pruebas de desgaste.

Grasa lubricante	Tamaño de huella en el ensayo del fabricante	Numero de prueba	Tamaño de huella experimental (mm)	Diferencia entre el valor del fabricante y el valor experimental	Presenta reproducibilidad, sí: Diferencia \leq 0.37 mm
1	0.42 mm	1	0.4150	0.0050 mm	Tiene reproducibilidad
		2	0.4572	0.0372 mm	
		3	0.5662	0.1462 mm	
		4	0.5270	0.1070 mm	
2	0.5 mm	1	0.5539	0.0539 mm	Tiene reproducibilidad
		2	0.5223	0.0223 mm	
		3	0.5229	0.0229 mm	
		4	0.5385	0.0385 mm	
3	0.5 mm	1	0.6284	0.1284 mm	Tiene reproducibilidad
		2	0.6000	0.1000 mm	
		3	0.5545	0.0545 mm	
		4	0.6603	0.1603 mm	

6.2.2 Sesgo

El método de Norma ASTM D22266, establece que las pruebas en grasas lubricantes no tienen sesgo, ya que las propiedades anti-desgaste de estas, solo pueden ser definidas en términos de un método de prueba.

6.3 Discusión de resultados en pruebas de extrema presión

6.3.1 Estimación de la carga crítica por análisis visual.

Sin un análisis numérico previo es fácil detectar el punto de carga crítica en un lubricante, pues es visible el primer punto donde pasa de haber desgaste por deslizamiento a agarrotamiento (desgaste adhesivo severo). Las figuras 80 y 81 así como las figuras 94 y 95, muestran claramente el cambio mencionado.

6.3.2 Precisión

De la Norma ASTM D2596, para pruebas de extrema presión en grasas lubricantes establece que la precisión del método y la prueba están determinado por un examen estadístico entre laboratorios. Hubo ocho laboratorios que participaron en el round robin. Las estadísticas, se obtuvo de acuerdo con el programa de precisión ISO 4259.

Los datos de respaldo se encuentran disponibles en la sede internacional de la ASTM. Con la solicitud RR: D02-1182. La precisión está compuesta de los siguientes datos:

6.3.2.1 Índice de desgaste de carga o carga de Herz media

6.3.2.1.1 Repetitividad

Respecto a la repetitividad del índice de desgaste de carga, la norma ASTM D2596, establece que la diferencia entre los resultados de dos pruebas, obtenidos por un solo operador, empleando el mismo equipo, en condiciones de operación constantes y usando materiales de prueba muy similares. En el funcionamiento normal y correcto de dicho método de prueba, no debe exceder el valor de $0.14(\bar{X})$ mm para 20 ensayos.

6.3.2.1.2 Reproducibilidad

Respecto a la reproducibilidad de índice de desgaste de carga, la norma ASTM D2596, establece que la diferencia entre dos resultados únicos e independientes, obtenidos por diferentes operadores, trabajando en diferentes laboratorios y usando materiales de prueba muy similares. En el funcionamiento normal y correcto de dicho método de prueba, no debe excede el valor de $0.44(\bar{X})$ mm para 20 ensayos.

El índice de desgaste de carga experimental se obtiene de las tablas 19 y 21. Del cual se realiza y se concluye el análisis de la tabla 24. De manera práctica para cumplir con la norma, se considera que se han obtenido dos resultados de esté y ambas mediciones son similares, tal que el promedio de ambas mediciones es la misma medición obtenida experimentalmente.

Tabla 24 - Reproducibilidad del índice de carga de desgaste en pruebas de extrema presión

Grasa lubricante	Índice de carga de desgaste del fabricante	Índice de carga de desgaste experimental (Consideración \bar{X})	Factor $0.44(\bar{X})$	Diferencia entre el valor experimental y el del fabricante	Presenta reproducibilidad, sí: Dif. \leq Factor
1	53.2 Kgf	57.72 Kgf	$(0.44)(53.2 \text{ Kg f}) = 23.40 \text{ Kgf}$	4.52 Kgf	Tiene reproducibilidad
3	-	74.63 Kgf	$(0.44)(53.2 \text{ Kg f}) = 23.40 \text{ Kgf}$	-	-

6.3.2.2 Punto de soldadura

Los datos de precisión según la norma ASTM D2596 fueron determinados en muestras que tienen un punto de soldadura de hasta 620 Kgf.

6.3.2.2.1 Repetitividad

Respecto a la repetitividad del punto de soldadura, la norma ASTM D2596 establece que la diferencia entre los resultados de dos pruebas, obtenidos por un solo operador, empleando el mismo equipo, en condiciones de operación constantes y usando materiales de prueba muy similares. En el funcionamiento normal y correcto de dicho método de prueba, no debe exceder el valor de $0.35(\bar{X})$ mm para 20 ensayos.

De las pruebas de extrema presión obtenidos por el método descrito en la norma ASTM D2596 para los lubricantes 1 y 3. Se realiza y se concluye el análisis de la tabla 25.

Tabla 25 - Repetitividad del punto de soldadura en pruebas de extrema presión

Grasa lubricante	Puntos de soldadura experimentales	Factor $0.35(\bar{X})$	Diferencia entre el dato experimental mayor y el menor	Presenta repetitividad, sí. Dif. \leq Factor
1	400 Kgf	$(0.35)(400 \text{ Kgf})$ $=140 \text{ Kgf}$	0 Kgf	Tiene repetitividad
	400 Kgf			
	400 Kgf			
3	260 Kgf	$(0.35)(260 \text{ Kgf})$ $=91 \text{ Kgf}$	0 Kgf	Tiene repetitividad
	260 Kgf			
	260 Kgf			

6.3.2.2.2 Reproducibilidad

Respecto a la reproducibilidad del punto de soldadura, la norma ASTM D2596 establece que la diferencia entre dos resultados únicos e independientes, obtenidos por diferentes operadores, trabajando en diferentes laboratorios y usando materiales de prueba muy similares. En el funcionamiento normal y correcto de dicho método de prueba, no debe excede el valor de $0.78(\bar{X})$ mm para 20 ensayos.

De las pruebas de extrema presión obtenidos por el método descrito en la norma ASTM D2596 para los lubricantes 1 y 3. Se realiza y se concluye el análisis de la tabla 26.

Tabla 26 - Reproducibilidad del punto de soldadura en pruebas de extrema presión.

Grasa lubricante	Punto de soldadura dado por el fabricante	Puntos de soldadura experimentales	Factor $0.78(\bar{X})$	Diferencia	Presenta reproducibilidad, sí: Dif. \leq Factor
1	400 Kgf	400 Kgf	$(0.78)(400 \text{ Kgf})$ $=312 \text{ Kgf}$	0 Kgf	Tiene reproducibilidad
		400 Kgf			
		400 Kgf			
3	315 Kgf	260 Kgf	$(0.78)(260 \text{ Kgf})$ $=202.8 \text{ Kgf}$	55 Kgf	Tiene reproducibilidad
		260 Kgf			
		260 Kgf			

6.3.3 Sesgo:

El método de Norma ASTM D2596, establece que las pruebas con grasas lubricantes no tienen sesgo, ya que el valor de extrema presión solo puede definir en términos de un método de prueba.

CONCLUSIONES

El software desarrollado por el autor de la Tesis permitió que la máquina de cuatro bolas cumpliera con el objetivo para el cual fue diseñada. Una vez puesta en marcha con el hardware y haber analizado su funcionamiento se puede concluir lo siguiente:

- El control de temperatura proporciona resultados muy dispersas alrededor de la media, sin embargo, esta dispersión no sobrepasa de los límites establecidos por las normas. Además se tiene una probabilidad pequeña aproximadamente del 2.76% de que dicho sistema rebasa de los límites establecidos.
- El control de carga suministra valores poco dispersos alrededor de la media. Algunos datos menores a 0.8 Kgf rebasan de los límites establecidos por las normas, sin embargo, la poca dispersión de las mismo garantiza una probabilidad pequeña aproximadamente del 4.35% de que suceda.
- Las pruebas de no extrema presión y de extrema presión que se realizan en la máquina de cuatro bolas para grasas, garantiza que los resultados cumplen con la repetitividad y reproducibilidad mientras el procedimiento sea el adecuado según un estudio estadístico inter-laboratorio de los procedimientos de las normas ASTM D 2266 y ASTM D 2596 respectivamente.
- Los datos de coeficiente de fricción en pruebas de no extrema presión y extrema presión, tiene una mayor repetitividad y reproducibilidad mientras las características del lubricante favorezcan un mayor coeficiente de fricción. Dado que, aspectos como: la falta de lubricación en baleros de torque, el peso excesivo del material de construcción del brazo de palanca de torque y la excesiva longitud del mismo, reducen la sensibilidad de las mediciones cuando la fuerza de fricción es menor a un cierto valor.

TRABAJOS FUTUROS

- Acoplamiento de un sistema para medir el desplazamiento vertical en efecto del desgaste como el diseñado por el grupo GFC-CTLT-GT3 e implementando un modelo matemático que relacionara dicho desplazamiento con el área de contacto a fin de medir la evolución de la presión de contacto, cuando éste pasa de un contacto no conformable a un contacto conformable.
- Acoplamiento de un sistema refrigerante para pruebas de bajas temperaturas.
- Diseño de un nuevo sistema auto-alineación y un rediseño de la boquilla dado al inherente fenómeno de desgaste por deslizamiento en pruebas de extrema presión en el instante que ocurre la soldadura y el paro automático de la máquina.
- Separación tanto del sistema torque de apriete como el de torque por fuerza de fricción. Para mejorar la sensibilidad de este último parámetro, es necesario aproximar el sensor al fulcro, así como disminuir la longitud y la masa del brazo, contemplando que, se debe de calcular la fuerza cuando ocurre el amarre de las bolas, ya que se incrementaría drásticamente su escala.
- Implementación de un control para la variación y ajuste de la velocidad del motor para incrementar el rango en las pruebas de desgaste por deslizamiento. Contemplando que hay pérdidas de torque para pruebas de extrema presión.

REFERENCIAS

- [1] K. Holmberga, P. Kivikytö Reponen, P. Härkisaari, K. Valtonen y A. Erdemir, «Global energy consumption due to friction and wear in the mining industry,» *Tribology International*, 2017.
- [2] S. Shahnazar, S. Bagheri y S. B. Abd Hamid, «Enhancing lubricant properties by nanoparticle additives,» *Hydrogen Energy*, 2016.
- [3] Z. P and S. S, "The tribological performances of Super Olein as fluid lubricant using four-ball tribotester," *Tribology International*, 2019.
- [4] W. Wei, M. Hadfiel y A. Wereszczak, «Surface strength of silicon nitride in relation to rolling contact performance measured on ball-on-rod and modified four-ball tests,» *Tribology International*, 2010.
- [5] E. Garcia Bustros, M. A. Figueroa Guadarrama, G. A. Rodríguez Castro, O. A. Gómez Vargas, E. A. Gallardo Hernández y I. Campos Silvia, «The wear resistance of boride layers measured by the four-ball test,» *Surface and coatings technology*, 2013.
- [6] X. Yangyi, S. Wankai, L. Jing y L. Yijian, «The tribological performance of TiN, WC/C and DLC coatings measured by the four-ball test,» *Ceramics International*, 2013.
- [7] K. Ogata, Ingeniería de control moderna, 4 ed., Madrid: Pearson educación, 2003, p. 70.
- [8] A. A. Hernández Escobar, M. P. Ramos Rodríguez, B. M. Placencia López, B. Indacochea Ganchozo, A. J. Quimis Gómez y L. A. Moreno Ponce, Metodología de la investigación científica, 1 ed., vol. 15, 3Ciencias, Ed., Manabí: Área de Innovación y desarrollo, 2018, pp. 37-44.
- [9] J. Cegarra Sánchez, Metodología de la investigación científica y tecnológica, Madrid: Diaz de santos, 2004, pp. 41-55.
- [10] A. M. Ortega, Recambio protéticos de rodilla, Madrid: Médica Panamericana, 1998.
- [11] R. Ruiz Gutiérrez y J. M. Rodríguez Caso, Selección natural: tres fragmentos para la historia, Madrid: CATARATA, 2009.
- [12] Y. De Vita, «Aditivos para lubricantes para motores a gasolina,» 1995. [En línea]. Available: <http://www.firp.ula.ve/archivos/cuadernos/S831B.pdf>. [Último acceso: 6 Marzo 2017].
- [13] J. Gardner, Manners and customs of the ancient egyptians: Including their private life, government, laws, arts, manufactures, religion and early history, 2 ed., vol. 3, J. Murray, Ed., London, 1842.

- [14] B. Bhushan, *Principles and Applications of Tribology*, Segunda ed., Wiley, 2013.
- [15] A. Javier de Santis, *Análisis de fallos en sistemas aeronúuticos*, Paraninfo, 2015, pp. 116-122.
- [16] H. Motohisa, *Friction at the atomic level: Atomistic approaches in tribology*, Primera ed., J. Wiley, Ed., Wiley-VCH, 2018.
- [17] S. R. Bistafa, «Euler's friction of fluids theory,» *The European Physical Journal H*, 2015.
- [18] G. Aguilar Resendiz, D. Trejo, J. d. Dios, E. E. Lugo Suárez, J. G. Pérez Zamorano y I. Vázquez Pacheco, «Impacto de la tribología en los costos de manufactura y medio ambiente,» Septiembre 2015. [En línea]. Available: <https://es.scribd.com/document/280959218/Equipo-1-Introduccion-a-La-Tribologia>. [Último acceso: 2017 Abril 2].
- [19] Universidad Carlos III de Madrid, «Lubrificación,» [En línea]. Available: http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/tecnologia-de-maquinas/material-de-clase-1/lubricacion_apuntes_transp.pdf. [Último acceso: 2017 Junio 13].
- [20] T. I, H. M, T. B, N. S. M., H. I and A. S, "Future perspectives on sustainable tribology," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, p. 13, 2012.
- [21] R. F. G. Apóstolo, G. Tsagkaropoulou y P. J. Camp, «Molecular adsorption, self-assembly, and friction in lubricants,» *Molecular Liquids*, 2019.
- [22] I. Ali, A. A. Basheer, A. Kucherova, N. Memetov, T. Pasko, K. Ovchinnikov, V. Pershin, D. Kuznetsov, E. Galunin, V. Grachev y A. Tkachev, «Advances in carbon nanomaterials as lubricants modifiers,» *Journal of Liquids*, vol. 279, pp. 251-266, 2019.
- [23] I. Ali, A. A. Basheer, A. Kucherova, N. Memetov, T. Pasko, K. Ovchinnikov, V. Pershind, D. Kuznetsov, E. Galunin, V. Grachev y A. Tkachev, «Advances in carbon nanomaterials as lubricants modifiers,» *Molecular Liquids*, 2019.
- [24] X. Huaping y L. Shuhai, «2D nanomaterials as lubricant additive: A review,» *Materials and Design*, vol. 135, pp. 319-332, 2017.
- [25] R. Moreno Piedrafita, «Evolución histórica de la la ingeniería de control,» 1999.
- [26] J. C. J. Bart, E. Gucciardi y S. Cavallaro, «Principles of lubrication,» *Science and Technology*, pp. 10-23, 2013.
- [27] G. Celis Colín, *Mecánica estructural: Estática*, México: Universidad Iberoamericana, 2009, pp. 241-244.
- [28] W. T. Lewis, «Friction, lubrication and the lubricants in horology,» 2011.
- [29] L. Grigioni, M. Palmegiani y A. Schatir, «Fuerza y movimiento,» [En línea]. Available: <https://rephip.unr.edu.ar/bitstream/handle/2133/4417/7302->

15%20F%C3%8DSICA%20Fuerza%20y%20Movimiento.pdf?sequence=2&isAllowed=y.
[Último acceso: 2017 Agosto 3].

- [30] J. Vázquez, Alfonso y J. J. Damborenea González, Ciencia e ingeniería de la superficie de los materiales metálicos, Madrid: CSIC, 2000.
- [31] B. Bhushan, Introduction to tribology, 2 ed., Ohio: Wiley, 2013, pp. 315-365.
- [32] S. Kalpakjian y S. R. Schmind, Manufactura: Ingeniería y tecnología, 4 ed., México: Pearson Educación, 2002, pp. 887-890.
- [33] F. Martínez Pérez, La tribología: Ciencia y técnica para el mantenimiento, México: Limusa, 2002, pp. 80-107.
- [34] R. Bayer G., Mechanical Wear Prediction and Prevention, Columbus, 1994.
- [35] F. Martínez Pérez, La tribología: Ciencia y técnica para el mantenimiento, México: Limusa, 2002.
- [36] J. Balcells y J. L. Romeral, Automatas programables, México: Alfaomega, 2002.
- [37] C. Angulo Bahón y C. Raya Giner, Tecnología de sistemas de control, 1 ed., vol. 163, U. P. d. Catalunya, Ed., España, 2004.
- [38] R. W. S. Alan V. Oppenheim, Tratamiento de señales en tiempo discreto, 3 ed., Madrid: Pearson, 2009, pp. 18-20.
- [39] B. C. Kuo, Sistemas de control automático, 7 ed., Edo. de México: Prentice Hall, 1996, pp. 78-88.
- [40] A. Creus, Instrumentación industrial, 8 ed., Barcelona: Alfaomega, 2010, pp. 504-514.
- [41] J. Denis, J. Briant y J. C. Hipeaux, Lubricant properties analysis and testing, Paris, 1997.
- [42] J. F., «Pruebas de desgaste y presión extrema en máquinas de 4 bolas: Propuesta para mejorar la reproducibilidad de los métodos.,» de *4th International Symposium on the performance evaluation of automotive fuels and lubricants*, Birmingham, 1993.
- [43] ASTM International, «ASTM D2266 -01 Standard Test Method for Wear Preventive Characteristics of Lubricating Grease (Four-Ball Method),» 2015. [En línea]. Available: <https://www.astm.org/Standards/D2266.htm>. [Último acceso: 2 Mayo 2017].
- [44] ASTM International, «ASTM D4172 -18 Standard Test Method for Wear Preventive Characteristics of Lubricating Fluid (Four-Ball Method),» 2018. [En línea]. Available: <https://www.astm.org/Standards/D4172.htm>. [Último acceso: 2 Mayo 2017].
- [45] ASTM International, «ASTM D2596 -15 Standard Test Method for Measurement of Extreme-Pressure Properties of Lubricating Grease (Four-Ball Method),» 2015. [En

línea]. Available: <https://www.astm.org/Standards/D2596.htm>. [Último acceso: 2 Mayo 2017].

- [46] ASTM International, «ASTM D2783 -03,» 2014. [En línea]. Available: <https://www.astm.org/Standards/D2783.htm>. [Último acceso: 2 Mayo 2017].
- [47] ASTM Internatinal, «ASTM D5183 -05 Standard Test Method for Determination of the Coefficient of Friction of Lubricants Using the Four-Ball Wear Test Machine,» 2016. [En línea]. Available: <https://www.astm.org/Standards/D5183.htm>. [Último acceso: 2 Mayo 2017].
- [48] C. Losada, N. Om y J. Rodríguez, «Tribología y lubricación en ensayo de banco,» *Ciencia Ergon Sum*, vol. 8, pp. 186-190, 2 julio 2001.
- [49] J. Cazin, P. Téqui y Y. Lesieur, «A screening test for anti-wear additives in a modifield four-ball test,» *Tribotest*, 1997.

ANEXOS

Manual de operación del sistema de control de la máquina de cuatro bolas

SISTEMA DE CONTROL

El sistema de fue diseñado exclusivamente para el uso en la máquina de cuatro bolas del grupo de Tribología de la SEPI ESIME Zacatenco. Este se puede obtener en dos versiones con la previa autorización de los investigadores del grupo mencionado. La primera versión del programa consta del archivo instalable denominado M4BOLMEX.EXE, que se instala en la computadora mientras este tenga los requisitos, mientras que la segunda versión contiene el código abierto del programa en LabVIEW 2017 para que pueda ser editado.

Al iniciar el programa se observa la página principal del programa de control, del cual se distinguen las secciones que se encuentran numeradas a continuación:

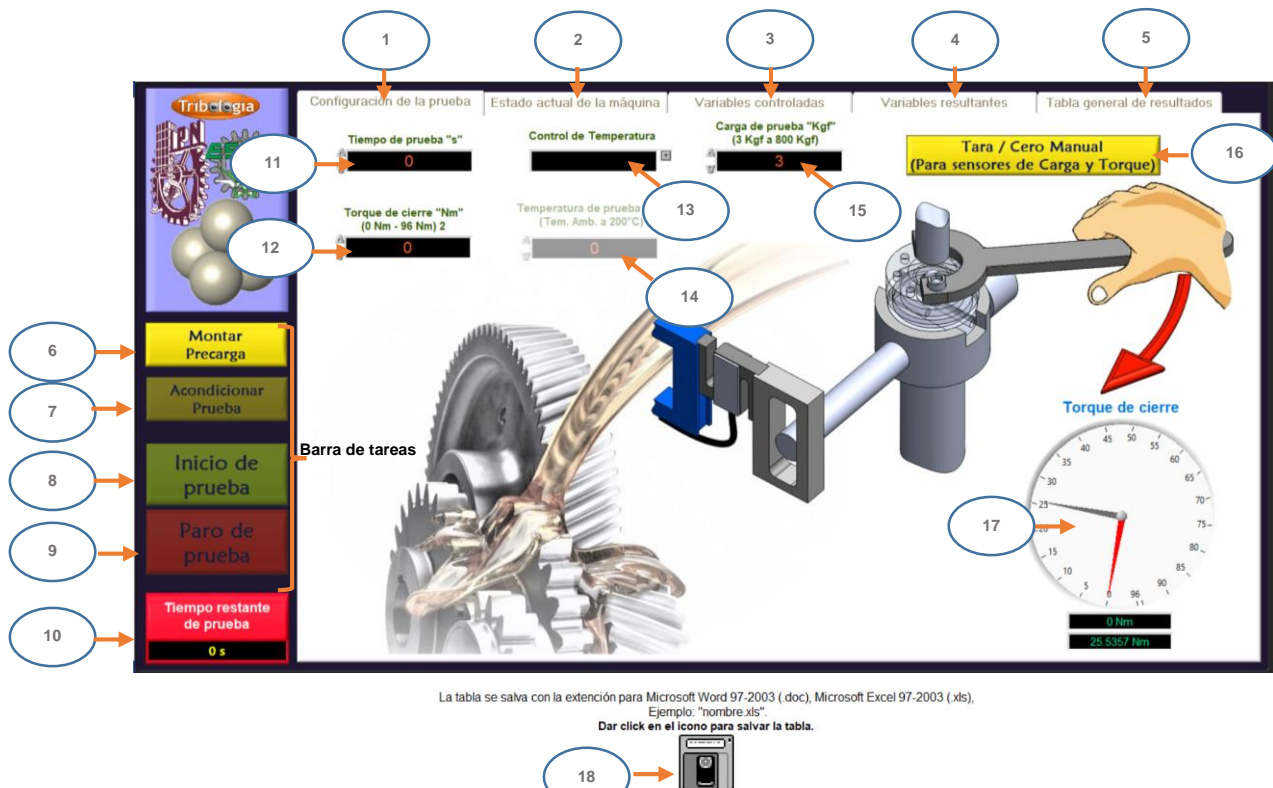


Fig. 115) Interfaz HMI de la máquina de cuatro bolas.

Secciones de la vista principal del programa

En la pestaña No. 1, se configura la duración de la prueba en el recuadro No. 11, el encendido del control de temperatura, se configura en la casilla No. 13, así como la temperatura deseada para la prueba, se establece en el cuadro No. 14; Asimismo, la carga aplicada se configura en la casilla No. 15 y el torque de cierre del pot en el No. 14. Esta pestaña muestra una aguja indicadora, señalada por el No. 17, que proporciona información acerca del torque aplicado y el torque de cierre en tiempo real.

Por otro lado, el botón No. 16 "tara / cero manual", tiene que ser presionado antes de ajustar los parámetros de carga y torque o iniciar la aplicación de la precarga, a fin ambos sensores se encuentren a 0 Kgf. Tenga cuidado de que ambos sensores estén libres de alguna tensión extra dado que será considerada cuando se oprima dicho botón.

La pestaña No. 2, indica en tiempo real la medición de la temperatura y de la carga, aptada por los sensores, así como el estado de activación de los preaccionamientos y actuadores.

La pestaña No.3, proporciona un gráfico del estado de las variables controladas del sistema a las condiciones preestablecidas por el usuario.

La pestaña No. 4, muestra cuatro gráficos correspondientes al torque, fuerza normal de contacto, fuerza de fricción y el coeficiente de fricción en tiempo real durante la prueba.

La pestaña No. 5, entrega los resultados de la prueba en un dato por segundo ordenándolos sucesivamente en 7 columnas correspondientes al tiempo (s), temperatura del lubricante (°C), carga aplicada (Kgf), torque (N.m), fuerza normal de contacto (N), fuerza de fricción (N) y el coeficiente de fricción. Al concluir la prueba, se deben de guardar los resultados experimentales dando clic con el botón derecho del mouse sobre el disco de memoria indicado por el No. 18 con el nombre del archivo seguido de la extensión (**nombre.xls**), en caso contrario los datos se borrarán y no se pueden ser recuperados.

Secciones de la barra de tareas

El botón “Montar precarga/Desmontar precarga” indicado por el No.6, aplica la carga configurada en la prueba anterior, posteriormente esta es regulada para evitar daños en el equipo. Mismo que es utilizado para desmontar la precarga.

El botón “Acondicionar prueba/Desacondicionar prueba” No. 7, se habilita únicamente al montar la precarga, tiene el fin de suministrar y regular la temperatura y la carga configurada previamente por el usuario. Mismo que es utilizado para descondicionar la prueba.

Los botones “Inicio y Paro de prueba”, Ambos se encuentran directamente asociados; son únicamente habilitados cuando se acondiciona la prueba. El primero de ellos indicado por el No. 8, una vez que haya verificado el estado de las variables controladas, se inicia manualmente por seguridad del usuario. Mientras que el segundo de ellos, señalado por el No. 9, detiene manualmente la prueba aunque ésta no se haya completado. El paro, también lo hace automáticamente una vez terminada la prueba o cuando se ha alcanzado un punto de soldadura.

La sección “Tiempo restante de prueba” mostrada en el No. 10, es el cronometro que proporciona el tiempo de prueba en segundos.

PROCEDIMIENTO PARA PRUEBAS DE NEP:

1. Limpiar adecuadamente todo el pot y los materiales de trabajo con solvente. Suministrar al sistema tanto la energía eléctrica como la neumática.
2. Accionar el programa de control.
3. Colocar la muestra de lubricante y las tres bolas de acero en el pot y una en el eje rotativo.
4. Ajustar correctamente el sistema de torque y el pot.
5. Oprimir el botón de tara / cero manual a fin de que los sensores de carga y torque sean ubicados en 0 Kgf. Cuidar que no halla cargas externas para el desarrollo de la prueba.
6. Configurar los parámetros de la prueba en la pestaña No. 1.
7. Ajustar la banda del motor a la velocidad deseada.

8. Apretar adecuadamente las bolas de acero en el pot y la que se encuentra en el eje, a fin de evitar deslizamientos indeseados durante la prueba.
9. Montar y ajustar la resistencia de eléctrica de banda y conectar una de sus terminales a un borne rojo y la otra a un borne negro.
10. Montar la precarga.
11. Acondicionar la prueba.
12. Verificar el estado de las variables controladas.
13. Iniciar la prueba.
14. Una vez concluida la prueba, guardar los datos generados en la tabla de la pestaña No. 5. Posteriormente descondicionar la prueba, retirar la precarga y desconectar las terminales de la resistencia eléctrica de banda.
15. Disponer de aire frío para acelerar su enfriamiento del sistema.
16. Si las huellas de desgaste no son visibles, maque con un plumón para su posterior análisis en el artefacto adecuado.
17. Nuevamente montar la precarga y aflojas la tuerca de apriete empleando la llave de apriete.
18. Retirar la precarga y las bolas de acero del pot, limpiar todo adecuadamente y colocar las bolas de acero en un lugar libre de humedad, para evitar una oxidación prematura.

PROCEDIMIENTO PARA PRUEBAS DE EP

1. Limpiar adecuadamente todo el pot y los materiales de trabajo con solvente. Suministrar al sistema tanto la energía eléctrica como la neumática.
2. Accionar el programa de control.
3. Colocar la muestra de lubricante y tres bolas de acero en el pot y una en el eje rotativo.
4. Ajustar correctamente el sistema de torque del pot.
5. Oprimir el botón de tara / cero manual a fin de que los sensores de carga y torque sean establecidos en 0 Kgf. Cuidar que no halla cargas externas para el desarrollo de la prueba.
6. Configurar los parámetros de la prueba en la pestaña No. 1.

7. Ajustar la banda del motor a la velocidad deseada.
8. Apretar adecuadamente las bolas de acero en el pot. Respecto a este proceso de cierre, haz el uso de las agujas indicadoras en la pestaña No. 1 con el propósito de evitar deslizamientos indeseados durante la prueba y tener una repetitividad en pruebas de extrema presión.
9. Apretar adecuadamente la bola de acero del eje rotativo.
10. Montar y ajustar la resistencia eléctrica de banda si es necesaria y conectar una de sus terminales a un borne rojo y la otra a un borne negro.
11. Montar la precarga.
12. Acondicionar la prueba.
13. Verificar el estado de las variables controladas.
14. Iniciar la prueba.
15. Una vez concluida la prueba, guardar los datos generados en la tabla de la pestaña No. 5. Posteriormente desacondicione la prueba, retirar la precarga y desconectar las terminales de la resistencia eléctrica de banda.
16. Si las huellas de desgaste no son visibles, marcarlas con un plumón para su posterior análisis en el artefacto adecuado.
17. Nuevamente montar la precarga y aflojar la tuerca de apriete empleando la llave de cierre.
18. Retirar la precarga y las bolas de acero, limpiar todo adecuadamente y colocar las bolas de acero en un lugar libre de humedad, para evitar una oxidación prematura.

SEGURIDAD

Por seguridad del usuario al emplear la máquina de cuatro bolas se han colocado 2 botones de paro físicos, así como un botón de paro en el programa de control. Además, dispone de un paró automático que es activado al detectarse un torque anormal durante la prueba a fin de proteger al equipo.

Productos generados



México, D.F. 12 de diciembre de 2017

Estimado Autor: **José Filiberto Márquez Santiago.**

Agradecemos sinceramente su participación en el III Simposio Nacional de Ingeniería de Superficies y Tribología de la Red Temática de Ingeniería de Superficies y Tribología, en las instalaciones del Instituto Tecnológico y de Estudios Superiores de Monterrey, Campus Estado de México del 7 al 8 de diciembre de 2017, con el trabajo titulado:

“Estudio tribológico de la estabilidad al corte del aceite de Jatropha para su uso como fluido hidráulico”

con: L. R. Becerril, L. F. Abaroa

ATENTAMENTE

Dr. Joaquín Esteban Oseguera Peña
Presidente de la REDISYT

Red Temática de Ingeniería de Superficies y Tribología (REDISYT)

Importancia de la técnica de cuatro bolas para el análisis de las propiedades tribológicas de grasas lubricantes en condiciones de extrema presión.

J. F. Márquez-Santiago^(a), M. Vite-Torres^(a), E. A. Gallardo-Hernández^(a), L. Farfán-Cabrera^(b)

^(a) Instituto Politécnico Nacional, SEPI ESIME Zacatenco, Ciudad de México, México.

^(b) Tecnológico de Monterrey, Campus Puebla

drmanuelvite9@hotmail.com

El propósito fundamental del lubricante en los sistemas mecánicos está dado a que es el encargado de formar y mantener una película que impida el contacto directo entre los elementos que se encuentran en contacto y deslizamiento relativo. Sin embargo, en circunstancias en donde área de contacto es muy pequeña, se presenta un exceso de carga, la temperatura de operación es extrema o si existe una baja velocidad de deslizamiento, no se puede garantizar la existencia de dicha película, propiciando un desgaste severo y la posterior falla de los mecanismos. Investigaciones anteriores han desarrollado una serie de aditivos químicos que dependen, generalmente, de la temperatura para reaccionar con la superficie del material y así formar una capa de lubricante protectora [1]. Recientemente, también se ha observado grandes beneficios como reducción de la fricción y resistencia al desgaste, particularmente, cuando se incorporan nanoestructuras a los lubricantes en ensayos que simulan el desgaste [2].

Por otro parte, la técnica denominada de cuatro bolas permite una mejor caracterización de las propiedades de los lubricantes tanto líquidos como semisólidos, sin embargo, en la literatura es poco común que los trabajos de investigación referentes a este tópico, empleen dicha técnica, a fin de evaluar las propiedades de este tipo de lubricantes cuando operan a su límite de operación.

El objetivo de este estudio, fue determinar las diferencias existentes en el análisis comparativo de dos grasas lubricantes comerciales, una compuesta por sulfonato de calcio, denominada como lubricante 1 y otra de complejo de litio designada como lubricante 2, a fin de evidenciar la capacidad que tiene la técnica de cuatro bolas para determinar cuál de las grasas mencionadas muestran mejores propiedades cuando se exponen a condiciones de desgaste descritos por la norma ASTM D2266 y de extrema presión acorde a la norma ASTM D2596.

Resultados

Para las pruebas de desgaste se empleó un tribómetro de cuatro bolas, manufacturado en el Instituto Politécnico Nacional, por el grupo de Tribología de la ESIME UZ [3], en él que realizaron cuatro pruebas, utilizando las normas mencionadas para cada lubricante; de los resultados obtenidos se sacaron los promedios de los tamaños de las huellas de desgaste de 0.415 mm, 0.457 mm, 0.566 mm y 0.527 mm para el lubricante 1. Mientras los valores para las huellas para el caso del lubricante 2 fueron de 0.628 mm, 0.600 mm, 0.554 mm y 0.660 mm. Otros de los factores importantes a considerar fueron los coeficientes de fricción μ , existente en el contacto, mismos que se muestran en la figura 1.

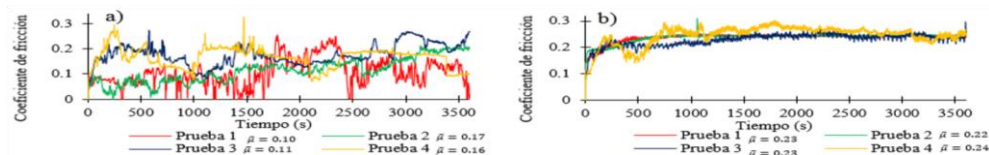


Figura 1. Coeficientes de fricción μ para las pruebas de desgaste. a) lubricante 1. b) lubricante 2.

Para las pruebas de extrema presión, se obtuvieron los gráficos mostrados en la figura 2. En ellos, se distinguen tres zonas de gran importancia. La primera de ellas (Zna), fue sin presencia de agarrotamiento, en tanto en la segunda (Zar), se ubica la región de agarrotamiento retardado y finalmente se presenta la zona de agarrotamiento inmediato (Zai). Asimismo, se muestran dos puntos primordiales, el de "carga crítica" donde empieza el desgarramiento superficial y el de "carga de soldadura", tramo en el que se pierden todas las propiedades del lubricante permitiendo el desgaste adhesivo severo y la posterior soldadura de las superficies

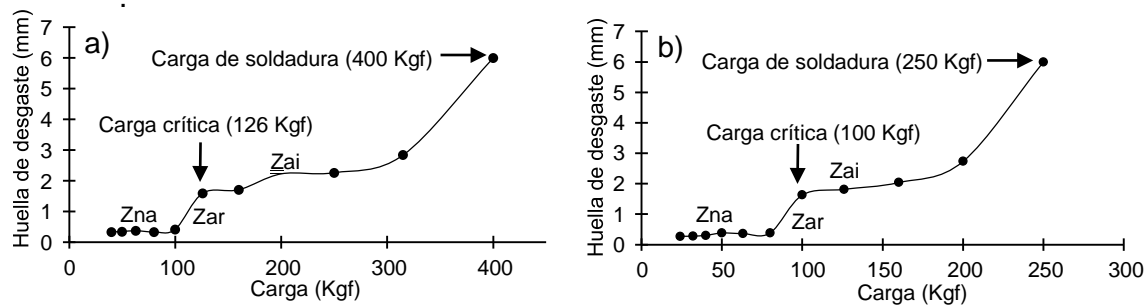


Figura 2. Curvas carga-desgaste. a) lubricante 1. b) lubricante 2.

Por otro parte, el coeficiente de fricción μ para pruebas de extrema precisión también resulta importante, dado que se puede realizar un análisis en el tiempo en el que ocurre el agarrotamiento (seizure) en región cercana al punto de carga crítica.

Conclusiones

Para las pruebas de no extrema presión se concluyó que el lubricante 1, presentó una mejor protección contra el desgaste que el lubricante 2. Sin embargo, este último mostró una mayor estabilidad en el coeficiente de fricción μ , aunque su valor resultó más grande.

En las pruebas de extrema presión, el lubricante 1 pudo operar con cargas menores a 100 Kg; en tanto el lubricante 2, soportó menos de 80 Kg, sin que la superficie se muestre un daño considerable. Mientras con una carga de 126 Kg, el lubricante no garantiza una protección adecuada. Igualmente sucede para el lubricante 2 pero a una carga de 100 Kg. No obstante a ello, la adición de aditivos, pueden mejorar sus propiedades e impedir el desgaste severo entre las superficies respectivas

A 400 Kg, el lubricante 1, no pudo impedir el contacto entre las superficies interactuantes. Similarmente el lubricante 2 a los 250 Kg, falló, por lo que ocurrió la soldadura inmediata. En una aplicación real esto resultaría desastroso.

Los resultados obtenidos corroboran las ventajas esperadas del sulfonato de calcio sobre el complejo de litio.

Palabras claves: lubricante, cuatro bolas, pruebas de desgaste, pruebas de extrema presión.

Área de interés: Tópico 8, Tribología y desgaste. **Tipo de**

presentación: Oral (X) Poster () **Referencias:**

[1] J. Lara, P. V. Kotvis and W. T. Tysoe, « The Surface Chemistry of Chlorinated and Sulfurized Extreme-Pressure Lubricant Additives,» Tribology Series, 2007.

[2] I. Ali, A. A. Basheer, A. Kucherova, N. Memetov, T. Pasko, K. Ovchinnikov, V. Pershind, D. Kuznetsov, E. Galunin, V. Grachev and A. Tkachev, «Advances in carbon nanomaterials as lubricants modifiers,» Molecular Liquids, 2019.

[3] José F. Márquez Santiago, Tesis de maestría, "Validación de un sistema de control novedoso para una maquina tribológica de cuatro bolas", IPN, ESIME UZ, Cd. Mex., 2019.

Valdivia, 22 de Agosto 2019

Distinguidos Autores,

El Comité Científico del 19° Congreso Internacional de Metalurgia y Materiales CONAMET-SAM-2019, informa a ustedes que su trabajo titulado **“Importancia de la técnica de cuatro bolas para el análisis de las propiedades tribológicas de grasas lubricantes en condiciones de extrema presión”** fue **aceptado** para su presentación en el presente congreso.

Agradeciendo su participación, le saluda atentamente,

Dra. Loreto Troncoso A.
Presidenta comisión
organizadora
CONAMET-SAM 2019

Dr. Alvaro Soliz A.
Comité Científico
CONAMET-SAM 2019

Dr. Alberto Monsalve G.
Comité Científico
CONAMET-SAM 2019