

**IMPLEMENTACIÓN DE UN ANALISIS CAUSA RAIZ PARA EL
EJE Y COJIENTE DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE
POTENCIA DE LAS ASPAS DEL RADIADOR, PARA EL MOTOR
A GAS CATERPILLAR 3408 Y 3412.**

Autor

ROMARIO ANDRETTY RODRIGUEZ RODRIGUEZ

**PROGRAMA DE INGENIERIA MECANICA
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA,
MECATRONICA E INDUSTRIAL
FACULTAD DE INGENIERIAS Y ARQUITECTURAS**



UNIVERSIDAD DE PAMPLONA
PAMPLONA, noviembre 1 de 2022

**IMPLEMENTACIÓN DE UN ANALISIS CAUSA RAIZ PARA EL
EJE Y COJIENTE DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE
POTENCIA DE LAS ASPAS DEL RADIADOR, PARA EL MOTOR
A GAS CATERPILLAR 3408 Y 3412.**

Autor ROMARIO ANDRETTY RODRIGUEZ RODRIGUEZ

**Trabajo de grado presentado como requisito para optar al título de
INGENIERO MECÁNICO**

Director: WILLIAM JAVIER MORA ESPINOSA
Msc. Ingeniero Mecánico
william.mora2@unipamplona.edu.co

**PROGRAMA DE INGENIERIA MECANICA
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA,
MECATRONICA E INDUSTRIAL
FACULTAD DE INGENIERIAS Y ARQUITECTURAS
UNIVERSIDAD DE PAMPLONA
PAMPLONA, noviembre 1 de 2022**

DEDICATORIA

Este gran trabajo se lo dedico primeramente a Dios por brindarme la sabiduría, disciplina y fuerza necesaria de llegar a este punto de mi carrera y, a pesar de vivir momentos de fragilidad nunca desistí en mi sueño de ser un excelente profesional y culminar mi ingeniería mecánica.

A mi padre, aunque no se encuentre actualmente conmigo Q.E.P.D, fue el hombre que me apoyo moralmente para tomar esta gran decisión de vida y fue mi pilar principal para poder llegar hasta este punto, brindándome sus sabios consejos, confiando siempre en mis capacidades como buen estudiante y excelente ser humano que aportara positivamente con trabajo y honradez a esta sociedad.

A mi madre por su motivación y consejos, fue mi aporte motivacional para nunca desistir de este gran sueño que es ser ingeniero mecánico de calidad.

AGRADECIMIENTOS

Quiero agradecerle primeramente a Dios por brindarme esta gran oportunidad de estudiar esta carrera y ayudarme a tejer con sabiduría y disciplina mi futuro.

Agradecimientos sinceros a mi padre (Q.E.P.D), por brindarme el apoyo motivacional para llevar a cabo este proceso sin desvanecer nunca en mi formación como futuro ingeniero mecánico, aportó siempre su buen consejo y experiencia para trabajar cada día por mi sueño de ser un gran profesional. A mi madre, su moral repetida de seguir elaborando mi proyecto de vida mediante comentarios positivos. Al ingeniero- magister William Javier Mora Espinosa, por ser ese maestro ejemplar, pendiente en el proceso y culminación de mi trabajo; y por último al personal de técnicos de la compañía quienes me apoyaron con su conocimiento a generar ideas para el desarrollo del mismo.

CONTENIDO

1.	INTRODUCCIÓN.....	14
2.	JUSTIFICACIÓN.....	15
3.	OBJETIVOS.....	17
3.1	OBJETIVO GENERAL.....	17
3.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	17
4.	MARCO REFERENCIAL.....	18
4.1	MARCO TEÓRICO Y ESTADO DEL ARTE.....	18
4.1.1	Parámetros de diseño, antecedentes internacionales.....	18
4.1.2	Antecedentes nacionales.....	21
4.2	MARCO TEÓRICO.....	22
4.2.1	Descripción de la compañía.....	22
4.2.1.1	Descripción de los procesos de producción.....	23
4.2.1.2	El motor a gas como equipo principal para la producción de la compañía. 24	
4.2.2	Bases teóricas del sistema de transmisión de potencia de las aspas del radiador.....	24
4.2.2.1	¿Qué es un eje de transmisión de potencia?	24
4.2.2.2	¿Qué es un rodamiento?	25
4.2.2.3	Sistema de transmisión de potencia.....	26
4.2.3	Conceptos generales sobre diseño mecánico.....	26
4.2.3.1	Diagrama de cuerpo libre.....	26
4.2.3.2	Flexión.....	27
4.2.3.3	Torsión.....	27
4.2.3.4	Concentración de esfuerzos.....	28
4.2.3.5	Fatiga.....	28
4.2.3.6	Diseño del eje.....	29
4.2.3.7	Esfuerzos de ejes.....	29
4.2.3.8	Límite de resistencia a la fatiga.....	30
4.2.3.9	Esfuerzo-vida.....	30
4.2.3.10	Límite de resistencia a la fatiga.....	31
4.2.3.11	Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga.....	31
4.2.3.12	Definición de los factores de modificación.....	32
4.2.3.13	Concentración de esfuerzos.....	34
4.2.3.14	Caracterización de esfuerzos fluctuantes.....	36
4.2.3.15	Resistencia a la fatiga.....	37
4.2.3.16	Factor de seguridad.....	38

4.2.3.17	Esfuerzo de Von-Mises.	38
4.2.4	Rodamientos.....	39
4.2.4.1	Selección del rodamiento	39
4.2.4.2	Selección de la grasa apropiada.	43
4.2.4.3	Ajustes y tolerancias de rodamientos con ejes macizos.....	43
5.	CARACTERÍSTICAS DE OPERACIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA DE LAS ASPAS DEL RADIADOR DE LOS MOTORES A GAS 3408 Y 3412	45
5.1	DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO Y SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.	45
5.2	DATOS TÉCNICOS DE LOS MOTORES A GAS 3408 Y 3412.....	46
5.2.1	Motor a gas Caterpillar 3408.....	46
5.2.2	Motor a gas Caterpillar 3412.....	46
5.3	SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.	47
5.4	RECOLECCIÓN DE DATOS DE OPERACIÓN DEL SISTEMA.	48
5.4.1	Dimensiones en estado actual del eje.	49
5.4.2	Causas de posibles averías de los elementos.	50
6.	CALCULOS DE VALIDACION DEL ESTADO ACTUAL DEL EJE Y SELECCIÓN DE RODAMIENTO.	51
6.1	CÁLCULO DE VALIDACIÓN DE DISEÑO DEL EJE ACTUAL.	51
6.1.1	Cálculo de factor de seguridad del eje.....	51
6.1.1.1	Relación de transmisión.	53
6.1.1.2	Cálculo de esfuerzo de flexión.....	53
6.1.1.3	Cálculo de esfuerzo de torsión:	54
6.1.1.4	Cálculo del esfuerzo principal.....	54
6.1.1.5	Cálculo de esfuerzo cortante Max (τ_{max})	54
6.1.1.6	Cálculo de factor de seguridad.	54
6.1.1.7	Cálculo de factor de seguridad según teoría de distorsión de Von-Mises.	55
6.1.2	Cálculo de la vida útil del eje.	55
6.1.2.1	Propiedades del material acero 4140, según la Ilustración 32.	55
6.1.2.2	Límite de la resistencia a la fatiga Se'	55
6.1.2.3	Ka → factor de modificación de condición superficial.....	55
6.1.2.4	Kb → Factor de modificación de tamaño.	55
6.1.2.5	Kc → Factor de modificación de carga.	56
6.1.2.6	Kd → Factor de modificación de temperatura.	56
6.1.2.7	Ke → Factor de modificación de confiabilidad.	56
6.1.2.8	Kf → Factor de modificación de efectos varios	56
6.1.2.9	Se → Limite a la resistencia a la fatiga.	56
6.1.3	Concentración de esfuerzos.	56

6.1.4 Simulación del eje en SOLID WORKS.....59

6.2 CÁLCULO DE LA DURACIÓN NOMINAL EN HORAS QUE PUEDE
ALCANZAR EL RODAMIENTO APROPIADO PARA EL SISTEMA.61

6.2.1 Cálculo de selección de rodamiento.61

6.2.2 Condiciones de lubricación y carga mínima permisible.63

6.2.3 Simulación del rodamiento seleccionado.....64

6.2.4 Análisis de ajuste y tolerancia, del rodamiento para eje macizo.....65

6.2.5 Lubricación de los rodamientos según SKF.....66

7. RECURSOS NECESARIOS67

7.1 RECURSOS HUMANOS.67

7.2 RECURSOS FINANCIEROS67

8. RESULTADOS Y RECOMENDACIONES68

9. CONCLUSIONES71

10. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS73

11. ANEXOS.....75

LISTA DE ILUSTRACIONES

Ilustración 1. Logotipo de PERENCO a nivel internacional.....	23
Ilustración 2. Logotipo de PERENCO a nivel nacional.	23
Ilustración 3. Eje del sistema de transmisión de potencia en el radiador del motor Caterpillar 3412y 3408.....	25
Ilustración 4. Rodamientos en chumaceras del eje en el sistema de transmisión de potencia del radiador para el motor a gas Caterpillar 3408	25
Ilustración 5. Sistema de poleas.....	26
Ilustración 6. Representación de diagrama de cuerpo libre.	27
Ilustración 7. Representación de los dos tipos de flexión.....	27
Ilustración 8. Representación de esfuerzo de torsión.....	27
Ilustración 9. Falla por fatiga en un perno. El punto A es la raíz de la falla, el punto B es la propagación, y el punto C es la fractura rápida.....	29
Ilustración 10. Diagrama resistencia a la fatiga-número de ciclos.....	30
Ilustración 11. Grafica límite de resistencia a la fatiga Vs Resistencia a la tensión.	31
Ilustración 12. Factor de parámetros de condición superficial de Marín.	32
Ilustración 13. Los resultados para flexión y torsión pueden expresarse.....	33
Ilustración 14. Factores medios de carga.	33
Ilustración 15. Factores de confiabilidad a 8 desviaciones estándar porcentuales de límite de resistencia la fatiga.	34
Ilustración 16. Eje redondo con filete en el hombro, en flexión.....	35
Ilustración 17. Eje redondo con filete en el hombro, en torsión.....	35
Ilustración 18. Diversos tipos de carga en graficas de esfuerzo-tiempo.	37
Ilustración 19. Fracción de resistencia a la fatiga.....	38
Ilustración 20. Diagrama de la temperatura de viscosidad según los grados de viscosidad de la ISO.....	40
Ilustración 21. Diagrama de la temperatura de viscosidad según los grados de la viscosidad ISO.	40
Ilustración 22. Factor a_{SKF} para los rodamientos radiales de bolas.....	41
Ilustración 23. Factor para distintos niveles de contaminación n_c	42
Ilustración 24. Especificación de vida útil según el tipo de máquina.	42
Ilustración 25. Semáforo de tipo de grasa apropiada con SKF.....	43
Ilustración 26. Evidencia de corrosión por frotamiento en el eje.	44
Ilustración 27. Daño de las aspas del radiador por fractura del eje.....	44
Ilustración 29. Sistema de disipación de calor de motores 3408 y 3412.....	45
Ilustración 30. Sistema de transmisión de potencia de las aspas del radiador en motores a gas 3418 y 3412.....	45
Ilustración 31. Conjunto de bomba recíprocante acoplada a motor Caterpillar 3408	46

Ilustración 32. Generador a gas Caterpillar 3412.47

Ilustración 33. Propiedades mecánicas del acero 4140 en catálogo.48

Ilustración 34. Tipo de correa que maneja el sistema de transmisión de potencia.48

Ilustración 35. Tabla de fuerzas que ejercen las correas en la polea, según su tipo.49

Ilustración 36. Altura del eje.49

Ilustración 37. Diámetro del eje.....49

Ilustración 38. Medida del cuñero.....50

Ilustración 27. Fractura del eje en el asiento de la chumacera50

Ilustración 39. Diagrama de cuerpo libre.51

Ilustración 40. Distancia de distribución de cargas y reacciones en X-VIGAS.....51

Ilustración 41. Diagrama cortante.52

Ilustración 42. Diagrama momento flector.....52

Ilustración 43. Simulación de punto de mayor flexión en X-VIGAS.....53

Ilustración 44. Aplicación de cargas y reacciones sobre el eje.....59

Ilustración 45. Propiedades mecánicas del acero 4140 en SOLIDWORKS.59

Ilustración 46. Desplazamientos.60

Ilustración 47. Porcentaje de daño por fatiga.....60

Ilustración 48. Ciclos de vida.61

Ilustración 49. Características técnicas del rodamiento.....62

Ilustración 53. Simulación del rodamiento en el software SolidWorks.64

Ilustración 54. Resultados vida útil del rodamiento en horas64

Ilustración 50. Tolerancias para eje macizos.65

Ilustración 51. Clases de tolerancias de ejes macizos.65

Ilustración 52. Concepto del semáforo de SKF selección de grasas según la temperatura de operación.....66

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Características principales CAT 3408.....46

Tabla 2. Características principales Cat 3412.....47

Tabla 3. Presupuesto recurso humano67

Tabla 4. Presupuesto total.....67

LISTA DE ANEXOS

Anexo 1. Ishikawa eje75

Anexo 2. Ishikawa rodamiento.....75

Anexo 3. AMEF eje75

Anexo 4. AMEF rodamiento.....75

RESUMEN

Este trabajo se orienta en analizar y evaluar la fractura del eje y la avería de los rodamientos del sistema de transmisión de potencia de las aspas en los motores Caterpillar 3408 y 3412, por medio de la revisión del historial de fallas se identifica las posibles causas del problema y mediante protocolos ingenieriles de diseño de elementos de máquinas, se encuentra la solución óptima para eliminar dicha falla recurrente del sistema encargado de transmitir rotación a las aspas del ventilador del sistema de refrigeración de los equipos rotativos pertenecientes a la compañía petrolera PERENCO COLOMBIA LIMITED. La adecuada selección y aplicación de los protocolos de diseño, montaje y mantenimiento está ligada a la correcta determinación de los requerimientos operacionales y se soportan mediante los conceptos teóricos del libro diseño en ingeniería mecánica de SHIGLEY y manual de rodamientos SKF. Su proceso de validación se lleva a cabo mediante simulación del sistema en SOLIDWORKS SIMULATION. Las evidencias del comportamiento de las fallas inesperadas se soportan mediante la información suministrada por los técnicos de mantenimiento electromecánico de la compañía, operadores e instrumentistas en sus reportes de mantenimiento donde se identifican las posibles causas de falla acorde a su experiencia para así eliminar de raíz la incertidumbre al estimar la vida útil de estos elementos de máquina. La solución del problema evitará paradas inesperadas de los equipos, eliminando cuellos de botella en la producción de hidrocarburos y reduciendo costos de mantenimiento.

ABSTRACT

This work is oriented to analyze and evaluate the fracture of the shaft and the failure of the bearings of the power transmission system of the blades in the Caterpillar 3408 and 3412 engines, by means of the review of the failure history, the possible causes of the problem are identified. problem and through engineering protocols for the design of machine elements, the optimal solution is found to eliminate this recurrent failure of the system in charge of transmitting rotation to the fan blades of the cooling system of the rotating equipment belonging to the oil company PERENCO COLOMBIA LIMITED. The proper selection and application of the design, assembly and maintenance protocols is linked to the correct determination of the operational requirements and is supported by the theoretical concepts of the SHIGLEY mechanical engineering design book and the SKF bearings manual. Its validation process is carried out through system simulation in SOLIDWORKS SIMULATION. The evidence of the behavior of unexpected failures is supported by the information provided by the company's electromechanical maintenance technicians, operators and instrumentalists in their maintenance reports where the possible causes of failure are identified according to their experience in order to eliminate the problem at the root. uncertainty in estimating the useful life of these machine elements. The solution of the problem will avoid unexpected stoppages of the equipment, eliminating bottlenecks in the production of hydrocarbons and reducing maintenance costs.

1. INTRODUCCIÓN.

En el presente trabajo se contempla la idea principal de determinar la causa raíz de la fractura del eje y avería de los rodamientos, en el sistema de transmisión de potencia de las aspas del radiador para motores a gas Caterpillar 3408 y 3412 pertenecientes a la compañía petrolera PERENCO COLOMBIA LIMITED, teniendo en cuenta factores de diseño (determinando su factor de seguridad y vida útil); en cuanto a montaje y mantenimiento, seleccionar y recomendar una serie de protocolos para ayudar a mitigar estos efectos que podrían incurrir en una futura falla.

Establecer la causa puntual de falla impacta positivamente a disminuir pérdidas de producción de hidrocarburos ya que los equipos tienen una disponibilidad alta de operación, con esto a su vez reduciendo costes de mantenimiento en compra de repuestos y mano de obra.

En el desarrollo del trabajo se efectúan análisis hipotéticos mediante matrices AMEF(análisis de modo y efecto de falla) y diagramas Ishikawa, para considerar los posibles ítems que pueden incurrir en la falla de cada elemento; por consiguiente se realiza análisis físico-mecánicos con el fin de determinar posibles fallas en su diseño y validando dichos cálculos mediante simulación en software, al no encontrarse la falla por diseño se toman en cuenta los demás ítems de los análisis hipotéticos para generar una serie de recomendaciones ingenieriles en cuanto a montaje y mantenimiento del conjunto eje rodamiento.

Se determinan y exponen una serie de recomendaciones claves a tener en cuenta vistas desde el punto ingenieril, aplicando estos protocolos se soluciona el problema de fractura y avería de estos elementos.

2. JUSTIFICACIÓN.

Las compañías dedicadas a la extracción de hidrocarburos emplean motores de combustión interna para accionar generadores eléctricos y bombas reciprocantes de desplazamiento positivo como principales equipos en la producción, estos equipos se usan en grandes periodos de trabajo. La falla de un elemento tan importante como el eje en un sistema de refrigeración no involucra solamente el costo, sino que puede afectar gravemente a otros componentes del equipo y parar toda la producción por varias horas e incluso hasta días, dichas paradas no programadas representan grandes pérdidas económicas [1]. Teniendo en cuenta esta problemática, el diseño de ejes de transmisión de potencia confiables es una labor exigente, rigurosa y muy requerida en Ingeniería Mecánica, debido a que el normal desarrollo de las actividades de producción de las maquinarias rotativas existentes en los campos laborales de la industria se encuentra directamente vinculada con el buen funcionamiento de estos elementos; el desconocimiento de los criterios que gobiernan el diseño, montaje y mantenimiento de ejes y selección de rodamientos, genera costos representativos cuando se presentan fallas y no se identifica adecuadamente lo que ha ocurrido debido a la falta de experiencia en un análisis ingenieril, realizando soluciones indebidas que se manifiestan en iteración de fallas y reparaciones muy costosas, principalmente debido a los tiempos de inactividad de los equipos [2] [3].

Otro punto esencial de este proyecto, es el sistema de soporte para garantizar una rotación libre bajo carga mediante rodamientos. Estos se usan en todo equipo rotativo para facilitar la transmisión de energía mecánica con mínima fricción. Un factor importante en la confiabilidad del equipo es la vida útil de estos elementos; la selección correcta del cojinete depende de factores operacionales como: la carga, velocidad de rotación, lubricación ideal, montaje, temperatura de servicio, fuerzas exteriores causadas por desalineación y desequilibrios. Es importante aplicar técnicas basadas en análisis de vibraciones, para llevar un control sobre el equipo evitando averías inesperadas mediante el análisis espectral de la vibración [4].

PERENCO COLOMBIA LIMITED opera el departamento de Casanare, Colombia, es una compañía dedicada a la extracción de recursos energéticos del subsuelo como lo son petróleo y gas en una operación extensa y constante. Para el desarrollo eficiente y continuo de su operación se emplean motores a gas CATERPILLAR 3408 y 3412, los cuales están expuestos a extensas horas de trabajo y carga mecánica, lo que conlleva a aplicar rigurosos planes de mantenimiento preventivo y algunas actividades correctivas que pueden llegar a afectar seriamente la producción de

hidrocarburos. Una de las fallas más recurrentes que se ha identificado es la fractura del eje y la falla en los rodamientos del sistema de refrigeración del motor.

Para atacar este problema y lograr el desarrollo y cumplimiento de los objetivos se identifican las causas de la fractura del eje y las averías en los rodamientos; para ello, se evalúan, clasifican y solucionan las fallas mediante protocolos de diseño de máquinas generando una serie de recomendaciones para su diseño, montaje y mantenimiento. Una solución acertada a la falla del sistema de transmisión de potencia de las aspas del radiador en estos tipos de motores permite evitar paradas inesperadas del equipo, reduciendo pérdidas económicas para la compañía por reducción de la producción y gastos en mantenimiento. En este orden de ideas, se pretende calcular la vida útil de estos elementos aumentar a largo plazo la confiabilidad y disponibilidad del eje y sistema de soporte componentes vitales para el óptimo funcionamiento de la refrigeración del motor [5].

3. OBJETIVOS.

3.1 OBJETIVO GENERAL

Implementar un análisis causa raíz y determinar los protocolos de diseño estimando los factores que influyen en el tiempo de vida útil del eje y cojinete del sistema de transmisión de potencia de las aspas del radiador, para los motores a gas CATERPILLAR de referencias 3408 y 3412 propiedad de la compañía PERENCO COLOMBIA LIMITED.

3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Identificar las posibles causas de avería, mediante análisis de falla para eje y los rodamientos, clasificar el número de prioridad de riesgo para justificar la importancia y analizar la falla.

Crear y determinar los protocolos apropiados de diseño, montaje y mantenimiento del eje y selección apropiada de los rodamientos, mediante conceptos ingenieriles de diseño de máquinas de los elementos involucrados en la operación del sistema.

Validar mediante cálculos y simulación la vida útil de estos elementos.

4. MARCO REFERENCIAL.

4.1 MARCO TEÓRICO Y ESTADO DEL ARTE

4.1.1 Parámetros de diseño, antecedentes internacionales.

El conjunto eje-rodamiento es un mecanismo de transferencia de potencia mecánica, son los elementos base para darle vida al sistema, es importante conocer los factores mecánicos, ambientales, térmicos, químicos, biológicos etc.... para determinar un excelente diseño de cada uno de ellos. El ensamble del conjunto también se denota como un protocolo muy importante ya que de allí también depende la calidad del mecanismo por ejemplo La interferencia que causa un eje y el diámetro interno de un cojinete se denominan ajuste de presión, lo cual al girar el eje con sus cargas aplicadas al extremo produce un fenómeno denominado “flexión rotativa. Esto resulta en una tracción en la parte superior y una compresión en la parte inferior que se produciría para una sección concreta, en todo el perímetro del eje mientras gira, por lo que cada punto de la circunferencia durante una vuelta del eje se vería sometido a un ciclo de carga de tracción y compresión” [6].

Según cita el autor, el manual de análisis de falla de falla de la Sociedad Americana de Materiales publicado en el 2002 determina que los elementos mecánicos han fallado cuando no opera eficientemente generando problemas de funcionalidad saliendo de los estándares de operabilidad para los cuales fue diseñado inicialmente, puede ser fallas imperceptibles al ojo humano o una fractura que divide la pieza. Se deben tener revisiones secuenciales de los elementos en este caso como los ejes están sometidos a diferentes cargas mecánicas como tracción, compresión, flexión, torsión y combinación de las mismas. Así mismo, puede estar sometido a esfuerzos extras como vibraciones, desalineaciones en el montaje, sobrecargas y concentraciones de esfuerzos también agresiones ambientales que deterioran su estructura original. En conclusión, se puede presentar el siguiente proceso algorítmico de falla para un eje: 1. Desgaste 2. Deformación Plástica 3. Corrosión 4. Fatiga por contacto 5. Fractura [5]

La fatiga es el cambio estructural no reversible, progresivo y localizado que se ejecuta en un material expuesto a tensiones, flexiones, torsiones y por consiguiente deformaciones, estas fallas producen problemas en las aplicaciones donde se encuentran este tipo de ejes. En general, una falla por fatiga es visiblemente similar a la fractura frágil, debido a que las superficies de la fractura son planas; sin

embargo, las características de fractura de una falla por fatiga son muy diferentes a la fractura frágil estática [1].

En la actualidad el diseño de máquinas está orientado a la programación de la vida útil de estos. Por lo tanto, se tienen en cuenta fenómenos asociados al uso cíclico de los elementos como la fatiga presente en todos los materiales metálicos y en especial en los aceros independientemente del grado al cual pertenezcan. Los análisis revelan principalmente propiedades mecánicas, térmicas y eléctricas para aceros al carbono, aceros aleados según su composición química pero las condiciones de servicio no predicen cuál de ellos será más sensible a la fatiga, “Son muchos los efectos que están relacionados con la fatiga en los metales. Siendo los más relevantes: efecto de la concentración de tensiones, efecto del tamaño, efecto de la superficie o acabado superficial, efecto del medio ambiente corrosivo, efecto de la tensión media, efecto de las propiedades metalúrgicas y efecto de la temperatura” [6].

En el mantenimiento predictivo se hace necesario analizar las fallas asociadas a rodamientos, ya que estos elementos permiten al equipo realizar su función de manera eficaz, evitando así alto costo en pérdidas por las paradas del equipo y proceso de mantenimiento. Por lo tanto, las fallas recurrentes de estos elementos se asocian a desalineación en el montaje, mala selección del rodamiento para su uso en específico, e inadecuada lubricación, por estos motivos es importante establecer diagnósticos con parámetros de operación reales para su correcta supervisión al momento de su funcionamiento [7].

Villalobos [1] argumenta que los ejes se ven afectados, debido a los esfuerzos por fatiga bien sea por efectos repetitivos de la torsión o flexión en ejes rotativos. Es por esto, que los elementos mecánicos cuando son puestos en funcionamiento bajo condiciones de cargas variables, repetidas a cierta frecuencia y durante demasiado tiempo se fracturan a tensiones muy inferiores al límite de rotura del material si la carga fuera estática.

Las tolerancias de fabricación son un punto importante al momento de su correcto ensamble y en rodamientos no es la excepción, Se puede hacer montaje selectivo por medio del agrupamiento de diferentes medidas, todo esto con el fin de cuidar tanto las pistas como de los elementos rodantes, ya que son muy estrechas, con el fin de obtener las mejores condiciones de trabajo y menores desajustes para evitar juegos en estos elementos. En los ajustes selectivos, la presentación de los juegos es mayor que en los cojinetes de deslizamiento debido a su función específica se manejan tolerancias mayores a las ordinarias. Para cargas mayores o velocidades

mayores, convienen juegos menores debido al grado de inercia presente en estos. El autor cita que los ajustes recomendados por SKF para ejes sin hueco para fundición de acero con cargas radiales y axiales se ofrecen en tablas expresados por el manual del mismo fabricante con el fin de recomendar a máxima precisión el montaje de los rodamientos garantizando la vida útil de los mismos y del elemento soportado.[8]

Desde el punto de vista de Montiel [9] alude que un ajuste a presión de un agujero y el eje, “es un ajuste mayormente utilizado en ejes rotatorios de transmisión de potencia, para su sujeción con elementos fijos. Estos pueden ser el eje de salida de un motor, una turbina, una bomba, una reductora de velocidad, etc. que mediante un rodamiento se establece la sujeción con la carcasa en la parte exterior, mientras que en la parte interior tiene lugar el ajuste con apriete entre el rodamiento y el eje. Cuando estos ejes tienen aplicada una carga cerca del extremo debido a algún elemento acoplado”, se produce un fenómeno conocido como flexión rotativa.

Según sostiene Nunez, Guralnick [10], los sistemas de análisis de fatiga piezoeléctricos permiten estudiar el comportamiento a fatiga en muy alto número de ciclos en diferentes tipos de materiales, con costos y tiempos considerablemente más bajos comparados con las típicas máquinas servo-hidráulicas y de flexión rotativa, donde la frecuencia máxima de operación se encuentra en el orden de los 100 Hz. En este trabajo se describe un análisis a fatiga a elevada temperatura en tracción-compresión de un acero utilizando una máquina de ensayos ultrasónica con una frecuencia de operación de 20 kHz, bajo una relación de cargas de $R = -1$. Afirmo que los rodamientos son utilizados en su mayoría por máquinas rotativas, y la vida útil de estos depende de factores operacionales tales como: la carga, velocidad, lubricación, montaje, temperatura, fuerzas exteriores causadas por desalineación y desequilibrios. Una de las técnicas más confiables para predecir la falla de dichos elementos son los análisis basados en vibraciones, este estudio espectral con el acelerómetro de la onda en el tiempo es determinante a la hora de pronosticar un deterioro. Afirmo que los rodamientos son utilizados en su mayoría por máquinas rotativas, determino que la vida útil de estos depende de factores operacionales tales como: la carga, velocidad, lubricación, montaje, temperatura, fuerzas exteriores causadas por desalineación y desequilibrios. Una de las técnicas más confiables para predecir la falla de dichos elementos son los análisis basados en vibraciones, según este estudio espectral con el acelerómetro de la onda en el tiempo es determinante a la hora de pronosticar un deterioro.

Yadira, G. Julio manifestó [11] que los rodamientos operan aproximadamente 80% de su vida útil libres de defectos y que las etapas de fallas, según los fabricantes

son: Etapa 1. vibración del equipo superior a 5 KHZ producto de generación de ondas de esfuerzo sobre las pistas del cojinete, en esta etapa la temperatura no se incrementa y las grietas no son visibles por tanto no es necesario cambio del elemento. Etapa 2. grietas empiezan a ser visibles y genera un incremento de sonido audible. Etapa3. conforme la grieta avanza pueden aparecer una gran cantidad de bandas laterales relacionadas a la velocidad de rotación, en esta etapa será necesario programar el cambio del rodamiento. 4) Etapa 4. se encuentra en la región de falla catastrófica, aquí se produce sobrecalentamiento y vibraciones aleatorias, será necesario el cambio del rodamiento.

Navarro [4] comenta en su investigación que todo equipo rotativo posee un rodamiento con el fin de minimizar las pérdidas de energía por el rozamiento de las partes móviles con el fin de aumentar el rendimiento eficiente energéticamente de la máquina, pero a su vez este elemento se convierte en una pieza de sacrificio antifricción entre los cuales se denotan: micro- corrosión en la pista externa, Pista interna deteriorada, marcas o rayas de pequeña magnitud, Deterioro puntual en la zona de trabajo de la pista externa, Rotura de la jaula o rejilla. Se deben tener en cuenta dichas fallas-para diagnosticar y las posibles causas por las que puede fallar un cojinete. Por lo tanto, se recomienda seguir las sugerencias del fabricante al momento de reemplazarlo.

Plantea Roberto, Nima, Ali [13] comenta que muchos elementos de maquina fabricados de acero colado que se encuentran a carga torsional sumada con flexión donde la carga torsional es la condición de carga dominante, requieren el endurecimiento superficial del material como proceso posterior a la fabricación que se usa comúnmente y aumenta la capacidad de torque, produce tensión residual de compresión en la superficie y mejora la resistencia al desgaste, lo cual mejora la durabilidad del componente. Sin embargo, se puede convertir en un problema el aumento de la dureza de la superficie ya que esto puede aumentar la posibilidad de falla por fatiga.

4.1.2 Antecedentes nacionales.

El análisis de los materiales en cuanto a sus propiedades mecánicas, se analiza más profundamente con el tema de sensibilidad a la muesca de los materiales, con el fin de medir si los materiales son o no son susceptibles a imperfecciones bien sea por fabricación o manufactura y esto se denota como concentradores de esfuerzo que ampliarán su impacto hasta hacer fallar una pieza prematuramente por efecto de la alteración de la distribución de esfuerzo en donde se presentan estos imperfectos llamados discontinuidades. El autor cita específicamente que las causas de falla de elementos mecánicos ocurren por diferentes tipos de situaciones

a las cuales se exponen dichos elementos bien sea por fallas humanas, medioambientales o fallo en las maquinas o equipos en los cuales se fabrican. Se pueden definir locativamente como defectos: de diseño, defectos de fabricación o manufactura, defectos de montaje, abuso de servicio y mantenimiento inadecuado. También se clasifican los modos de fallo como evento físico-mecánico para inducir directamente en la falla, los cuales se someten a cargas variables o constantes, se pueden efectuar los siguientes fallos: deformación elástica, formación de estrías, ruptura dúctil, fracturas frágiles, fatiga, corrosión, desgaste, impacto, temperatura, y ruptura por estrés. [12]

Federico, Sídney y Thomas [10] en su investigación encontraron y afirmaron que las estrías de fatiga también se asocian con fracturas de baja energía que se mueven a lo largo de planos cristalográficos del material, “pero éstas cambian de dirección al toparse con imperfecciones, inclusiones y en las fronteras de grano. Este tipo de grieta es frenada a intervalos regulares, dejando marcas que son un registro visual del avance de la grieta a medida que el material recibe ciclos continuos de carga. Anteriormente, la ocurrencia de estrías se había observado como un registro de material que se desliza y se produce en la punta de grieta. Además, las distancias de las estrías de grieta se producen en función de variables tales como la magnitud de la carga, la resistencia del material, los efectos ambientales y la temperatura”, también aporta que la fatiga de un elemento de máquina, es un proceso progresivo que tiene un inicio y una falla, por los cambios estructurales en el material sujeto a condiciones de esfuerzos y deformaciones por cargas dinámicas. Se determinó que, la ingeniería de materiales analiza las propiedades mecánicas para que este se acople a las condiciones de uso para las cuales se requiere, también interfiere la ingeniería de manufactura, análisis estructural, ingeniería de confiabilidad, y diseño integral. Todas estas disciplinas interfieren para tratar de evitar una fractura prematura mas no evitaría por completo la falla.

4.2 MARCO TEÓRICO.

4.2.1 Descripción de la compañía.

PERENCO OIL & GAS nace en el año de 1973, fundada por Hubert Perrodo como PERRODO ENERGY COMPANY y su abreviación por las primeras letras de cada palabra PER-EN-CO, es una empresa familiar heredada actualmente al señor François Perrodo y con casa matriz de operaciones ubicada en Paris-Francia, inicialmente la compañía se dedicaba a proporcionar buques y equipo petrolero a otras compañías hasta que se encamino a la perforación y producción de petróleo y gas por su propia cuenta.

Ilustración 1. Logotipo de PERENCO a nivel internacional.



Fuente: [13]

Actualmente la compañía opera en 14 países a nivel mundial en plataformas marítimas y campos de producción en tierra, en Colombia comenzó a operar en el año 1993 bajo la normativa colombiana de la ANLA (Agencia nacional de licencias ambientales) y razón social como PERENCO COLOMBIA LIMITED. Para la producción de hidrocarburos a nivel nacional opera 23 campos de producción en Casanare y campo guando en el departamento del Tolima, la producción de la compañía supera los 21000 BPD (barriles por día) aplicando técnicas de extracción por inyección de agua (INJECT- PUMP), gas a presión (GAS -LIFT) y bomba electro-sumergida, los sistemas de extracción antes mencionados son actuados mediante equipos como motores de combustión interna que actúan generadores eléctricos (proporcionan energía a equipos electromecánicos y locaciones) y bombas reciprocantes de desplazamiento positivo.

Ilustración 2. Logotipo de PERENCO a nivel nacional.



Fuente:[13]

4.2.1.1 Descripción de los procesos de producción.

- **INJECT- PUMP:** Es un proceso de extracción de petróleo, el cual involucra comprimir un fluido en este caso agua, e inyectarlo a la cabeza de pozo con la finalidad que la presión generada por la bomba reciprocante genere una presión de empuje sobre el fluido a extraer(petróleo) y este a su vez reaccione subiendo por la tubería destinada hasta su almacenamiento y transporte por oleoducto.
- **GAS -LIFT:** Es un proceso de extracción de petróleo y gas, el cual involucra comprimir el fluido en este caso gas de pozo, e inyectarlo con un compresor multietapas a la cabeza de pozo con la finalidad que la presión generada centrifugue en el subsuelo el fluido y extraer(petróleo) y este a su vez reaccione subiendo por la tubería destinada hasta su almacenamiento y transporte por oleoducto.

- Bomba electro-sumergida: Es un proceso de extracción de petróleo, el cual consiste en bajar una electrobomba especialmente diseñada al subsuelo, para accionarla eléctricamente esta a su vez bombea el petróleo hasta la superficie.

4.2.1.2 El motor a gas como equipo principal para la producción de la compañía.

La compañía PERENCO OÍL AND GAS COLOMBIA LIMITED, utiliza como principal equipo de producción los motores a gas Caterpillar, puesto que el combustible es más barato ya que usan el gas que extraen tratado en la planta de Floreña vereda el morro Yopal-Casanare con esto poderlo usar en sus motores ya que también es más amigable con el medio ambiente en comparación con motores Diesel, durante su funcionamiento estos equipos trabajan a 1800 rpm con una constante carga y largas horas de trabajo ya que la producción de hidrocarburos nunca se detiene. Cuando el motor se acopla mediante embrague a una bomba reciprocante hace que la bomba revolucione a 350 rpm y genere 2200 psi en la descarga, mientras que si se acopla a un generador eléctrico puede producir 350kw de potencia eléctrica.

Teniendo en cuenta que se describió de manera general los procesos de extracción de hidrocarburos y el equipo principal de producción, ahora es necesario describir las bases teóricas que fundamentan este proyecto. Principalmente, se habla del motor a gas como equipo base en la producción de hidrocarburo y se describe la importancia de evitar su avería en este caso evitar a tiempo la fractura del eje y daño de rodamientos del sistema de refrigeración.

4.2.2 Bases teóricas del sistema de transmisión de potencia de las aspas del radiador.

4.2.2.1 ¿Qué es un eje de transmisión de potencia?

Un eje de transmisión de potencia es un elemento mecánico, su función consiste en transmitir potencia o movimiento angular, a fin de desempeñar un trabajo específico en su proceso. En diseño, básicamente la selección del diámetro exacto y material apropiado se usa para asegurar rigidez y resistencia para las diferentes condiciones de carga y operación. Por lo general, son elementos de sección transversal circular y en estos se soporta la carga del mecanismo que se necesita hacer girar poleas, aspas, volantes de inercia, ruedas dentadas etc.

Los ejes se fabrican básicamente de acero, pero rigiéndose con las siguientes especificaciones:

- Todo eje debe poseer módulo de elasticidad.
- Contenido de carbono apropiado para su uso.
- Elementos de aleación (manganeso, molibdeno, cromo, níquel y otros)

Todas las especificaciones anteriormente mencionadas proporcionan al elemento propiedades mecánicas, térmicas y químicas, y sumado con su diseño geométrico. aportan un excelente funcionamiento del eje [10] [12].

Ilustración 3. Eje del sistema de transmisión de potencia en el radiador del motor Caterpillar 3412y 3408.



Fuente: Autor

4.2.2.2 ¿Qué es un rodamiento?

Los cojinetes son elementos de máquinas muy usados en estos motores Caterpillar para facilitar la transmisión de movimientos rotativos que permiten a un eje girar libremente y soportar carga. Son puntos de apoyo de ejes y árboles para soportar su peso y guiarlos en sus movimientos reduciendo significativamente las pérdidas de energía por fricción y el desgaste entre las superficies en contacto con movimiento rotativo constante [14].

Ilustración 4. Rodamientos en chumaceras del eje en el sistema de transmisión de potencia del radiador para el motor a gas Caterpillar 3408



Fuente: Autor

4.2.2.3 Sistema de transmisión de potencia.

Los mecanismos de transmisión de potencia son muy utilizados en la industria, para la transmisión de energía mecánica entre un elemento al que se denominará motriz hacia otro elemento que será conducido, que, a su vez, acciona un dispositivo. El elemento motriz es un mecanismo que puede ser activado mediante energía eléctrica, hidráulica o mecánica.

Los sistemas de transmisión de potencia mediante correas son utilizados en los motores a gas de Caterpillar con frecuencia cuando las velocidades de rotación son relativamente altas. Sin embargo, la utilización habitual de este sistema se debe a que reemplazan a los engranajes; al tener bajo costo de fabricación, y permiten uso bajo condiciones más extremas y son mucho más fáciles de reemplazar en caso de daño. [15]

Ilustración 5. Sistema de poleas.



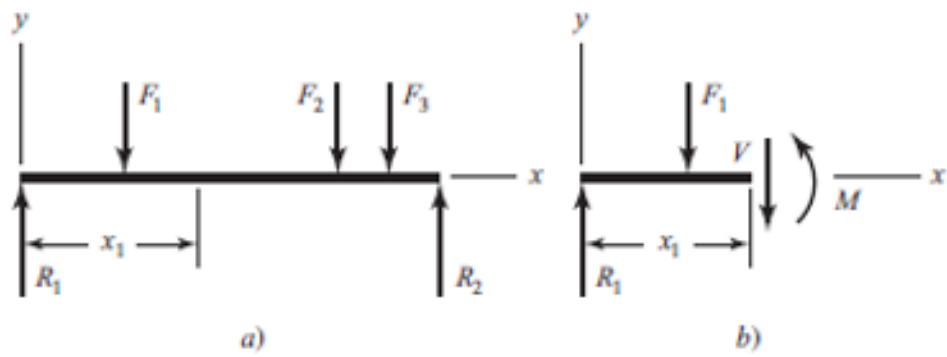
Fuente: Autor

4.2.3 Conceptos generales sobre diseño mecánico.

4.2.3.1 Diagrama de cuerpo libre.

El análisis de una estructura o máquina compleja se simplifica por medio del aislamiento sucesivo de cada elemento, para estudiarlo y analizarlo mediante el empleo de diagramas de cuerpo libre. Con este método se determina las fuerzas que interfieren en el sistema o elemento de máquina a analizar. “El diagrama de cuerpo libre es, en esencia, un medio para descomponer un problema complicado en segmentos manejables, analizar estos problemas simples y después reunir toda la información”. [16][1]

Ilustración 6. Representación de diagrama de cuerpo libre.

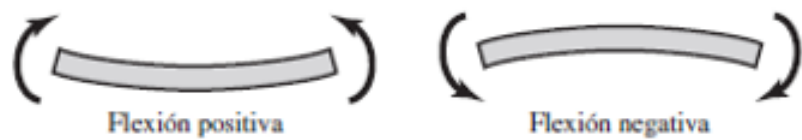


Fuente: [1]

4.2.3.2 Flexión.

Es el esfuerzo producido por una fuerza a cierta distancia desde un punto de referencia causando un pandeo en el elemento, por lo tanto, también se definen como los vectores perpendiculares al elemento [1].

Ilustración 7. Representación de los dos tipos de flexión.

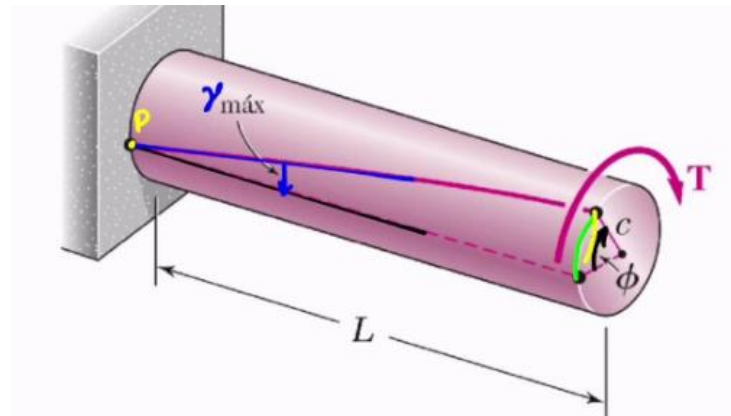


Fuente: [1]

4.2.3.3 Torsión.

Es el esfuerzo producido por fuerzas contrarias al momento de girar, a través de la sección transversal de desarrollan esfuerzos cortantes [16].

Ilustración 8. Representación de esfuerzo de torsión.



Fuente: [16]

4.2.3.4 Concentración de esfuerzos.

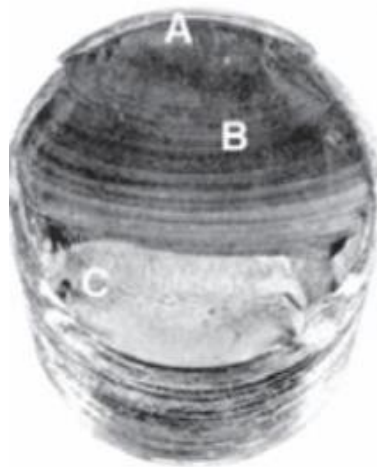
Es un área causada por diseño o imperfección del elemento, el cual intensifica la acción de esfuerzos antes mencionados [16] [1].

4.2.3.5 Fatiga.

Los elementos de máquinas pueden fallar al estar sometidos a esfuerzos cíclicos, que son los que se iteran una gran cantidad de veces, se demuestra que los esfuerzos máximos reales son menores que la resistencia última del material, y en muchas veces menores a la resistencia de fluencia, es decir que cuando falla por estos factores se denomina falla por fatiga. Por lo tanto, Cuando los elementos mecánicos se fracturan o presentan alguna fisura, por lo general se ven afectados por una deflexión muy grande, debido a que superó el límite elástico. De tal manera, la falla puede localizarse y posteriormente evitarse fractura mecánica antes de que ocurra. La fatiga no puede proveerse de manera precisa, pero si existen métodos de diseño del elemento en cual se puede estimar los ciclos según su diseño y la aplicación de métodos predictivos mediante tecnología de prevención de fallas [1].

La fatiga presente en un material posee un proceso de cambio en la estructura permanentemente y continuamente es una falla que termina en una discontinuidad debido a las fluctuaciones en su aplicación, de cierta manera se puede predecir que de una u otra forma dependiendo del material su vida útil en un punto específico. La fatiga prácticamente es el desgaste natural del material por el uso para el cual está diseñado la pieza, es por la misma razón la mayor causante de fallas inesperadas en su mayoría, ocasiona perdida completa de la pieza y de la operabilidad del sistema, un ejemplo aplicativo puede ser el constante girar de los engranes de una caja de cambios de un automóvil, el conectar y desconectar el plug de los audífonos, retirar y poner una tapa de un smartphone, el constante cambio de temperatura de un sello de una olla a presión, entre otros tantos cambios presentes en nuestra vida cotidiana que hacen evidencia de ello [17].

Ilustración 9. Falla por fatiga en un perno. El punto A es la raíz de la falla, el punto B es la propagación, y el punto C es la fractura rápida.



Fuente: [1]

4.2.3.6 Diseño del eje.

Para el diseño óptimo de un eje se emplean variables y datos constantes de operación según la necesidad, se deciden diversos aspectos de diseño, se analizan y se aplican con el fin de determinar la viabilidad, el diseño se efectúa bajo parámetros de:

- Propiedades del material
- Configuración geométrica mediante análisis de fuerzas.
- Esfuerzos y resistencia bien sea estática o dinámica.
- Deflexión o rigidez por torsión o flexión, pendiente en cojinetes.
- Vibración debida a la frecuencia natural del sistema.

Aplicando estos ítems, se puede lograr un diseño óptimo para el cual se requiere el elemento ampliando su vida útil [12].

4.2.3.7 Esfuerzos de ejes.

Los esfuerzos presentes en un eje o viga rotacional, se pueden presentar como esfuerzos a flexión, torsión o simplemente axiales. Por lo tanto, también se evidencia la combinación de estos, denominados esfuerzos de Von Mises combinados. Las cargas de flexión de los pares de torsión existentes hacen necesario un análisis estático determinado del sistema, pueden evaluarse mediante diagramas de esfuerzo cortantes y momento flector esto indicara en que punto del elemento se concentra mayor una fuerza [12].

4.2.3.8 Límite de resistencia a la fatiga.

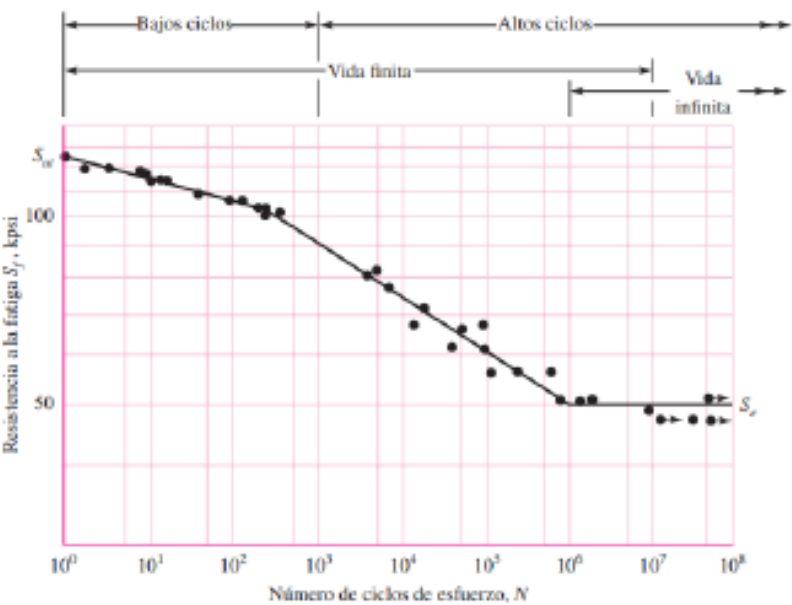
Para realizar un diseño preliminar y análisis de falla, se requiere un método rápido y sencillo para estimar los límites de resistencia de la configuración, por lo general ocurre de 10⁶ y 10⁷ ciclos. La marca de prima en S'_e se refiere al límite de resistencia a la fatiga [16] [1].

4.2.3.9 Esfuerzo-vida.

En laboratorio se maquinan probetas para probar los materiales a diferentes cargas en un determinado número de ciclos hasta que esta se fractura logrando estimar la duración de su vida útil, existe un sistema para ensayo de fatiga usado en viga rotativa de alta velocidad de R.R Moore. Este equipo aplica cargas en flexión a la probeta sin ninguna clase de corte transversal, la probeta debe estar normalizada en su acabado superficial con una rugosidad estándar para evitar concentraciones de esfuerzo que permitirían variar los resultados negativamente.

En el análisis de la resistencia a la fatiga es necesario probar los materiales una y otra vez para poder obtener resultados más acertados en los cuales podamos argumentar una aproximación más exacta de que tan resistente es, este sometido a cargas dinámicas cíclicas, en el proceso del ensayo primeramente “se hace con un esfuerzo que es un poco menor que la resistencia última del material. El segundo ensayo se realiza a un esfuerzo que es menor que el primero. Este proceso se continúa y los resultados se grafican como un diagrama S-N Ilustración 10”. [16]

Ilustración 10. Diagrama resistencia a la fatiga-número de ciclos.

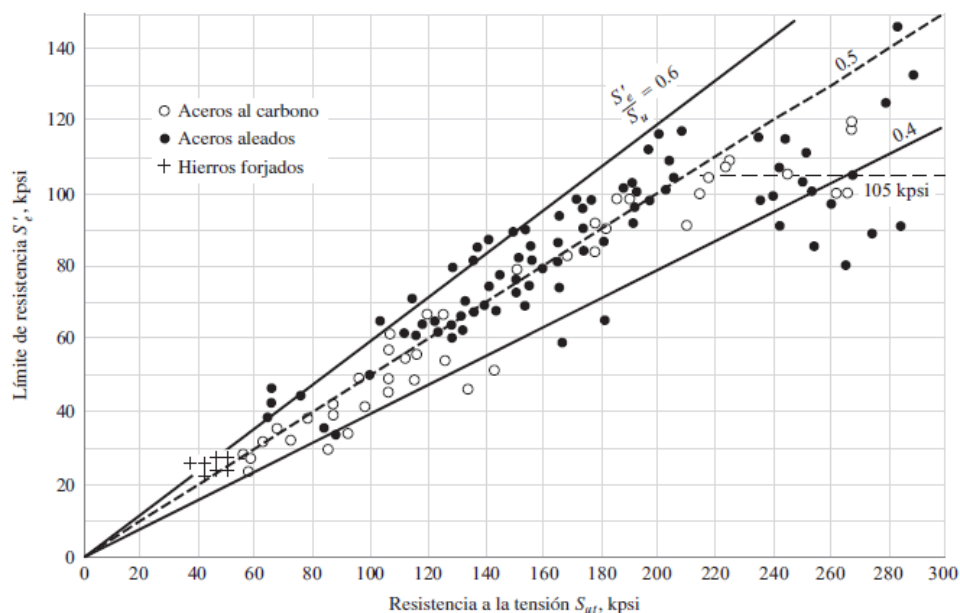


Fuente: [1]

4.2.3.10 Límite de resistencia a la fatiga.

Se refiere especialmente a los ensayos destructivos con los cuales se prueba una pieza hasta que falle, allí se presenta deformación al someterla a carga por lo general a un eje a cierto número de ciclos hasta llegar a deformarse totalmente, con estos resultados se determina el límite de resistencia en hierros forjados y aceros aleados. La gráfica puede sugerir que el límite de resistencia varía desde aproximadamente 40 hasta 60 por ciento de la resistencia a la tensión para aceros, y hasta alrededor de 210 kpsi (1 450 MPa). Empezando aproximadamente de $S_{ut} = 210$ kpsi (1 450 mpa), la dispersión parece incrementarse, pero la tendencia se nivela, como lo sugiere la línea horizontal discontinua en $S_e = 105$ kpsi (723.95 mpa). [16]

Ilustración 11. Grafica límite de resistencia a la fatiga Vs Resistencia a la tensión.



Fuente: [1]

4.2.3.11 Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga.

Se interpreta que los factores que modifican el diseño son parámetros funcionales de operación los cuales interfieren en la resistencia del mismo, los cuales podrían ser [16].

- Material: composición, base de falla, variabilidad.
- Manufactura: procesos, tratamiento térmico, corrosión en la superficie por rozamiento, acabado superficial, concentración de esfuerzo.
- Entorno: ambiente corrosivo, temperatura, situación de esfuerzos, tiempos de relajación.
- Diseño: dimensiones longitudinales, forma, vida útil, situación de esfuerzos, concentración de esfuerzo, velocidad, rozamiento, excoiación.

La ecuación de Marín se describe como:

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f * S_e'$$

Ecuación.1

Siendo S_e considerado como el límite de la resistencia a la fatiga descrito por los siguientes factores.

Donde:

K_a = Factor de modificación de la condición superficial.

K_b = Factor que modifica el tamaño.

K_c = Factor de modificación de carga.

K_d = Factor de modificación de temperatura.

K_e = Factor de confiabilidad.

K_f = Factor de modificación de efectos varios.

$S'e$ = Limite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria.

S_e = Limite de resistencia a la fatiga en la ubicación critica de una parte de maquina en la geometría y condición de uso.

4.2.3.12 Definición de los factores de modificación.

Factor de superficie K_a : este factor depende técnicamente del acabado superficial que se le aplique al eje y de la resistencia a la tensión del mismo. En acabados superficiales se denotan los esmerilados, maquinados, estirado en frio, laminada en caliente y forjado. Se expresa como.

$$K_a = aS_{UT}^b$$

Ecuación.2

Donde S_{UT} es la resistencia ultima a la tensión y los valores a y b se encuentran en la siguiente tabla de la Ilustración 12.

Ilustración 12. Factor de parámetros de condición superficial de Marín.

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} , kpsi	S_{ut} , MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Fuente:[16]

Factor de superficie K_b : determina el tamaño del eje según la flexión y torsión sometidos en este elemento. Se determina, cuando no existe efecto de carga axial $K_b = 1$. (ver Ilustración 13)

Ilustración 13. Los resultados para flexión y torsión pueden expresarse.

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Fuente: [16]

Para este trabajo se utilizó:

$$K_b = 1.51d^{-0.157} \qquad \text{Ecuación.3}$$

Factor de superficie K_c : modifica la carga cuando se emplean diferentes tipos de esfuerzo como flexión y torsión. Por lo tanto, “Este factor considera que mientras más grande sea la pieza menor es su resistencia, a excepción de la carga axial que no cumple con esta condición y se determina mediante la relación mostrada en la Ilustración 14”.

Ilustración 14. Factores medios de carga.

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión}^{17} \end{cases}$$

Fuente: [16]

Factor de superficie K_d : Se refiere automáticamente a la temperatura de servicio, por lo cual la propiedad física de todo material varía con el aumento o la disminución de su temperatura, debido a los cambios que sufren los granos que lo constituyen. En este factor influyen sobre el eje las temperaturas ambientes y de operación del equipo sobre el límite plástico de fluencia del mismo, a temperaturas elevadas, el límite de la resistencia a la fatiga se relaciona con la resistencia a la tensión en la misma forma que a temperatura ambiente.

Se expresa como:

$$K_d = 0.975 + 0.432(10^{-3})(T_f) - 0.115(10^{-5})(T_f)^2 + 0.104(10^{-8})(T_f)^3 - 0.595(10^{-12})(T_f)^4 \qquad \text{Ecuación.4}$$

Factor de confiabilidad K_e : representa la confiabilidad del eje en 8 ítems porcentuales de medición que corresponden al límite de resistencia a la fatiga. Y se expresa mediante la tabla de la Ilustración 15.

Ilustración 15. Factores de confiabilidad a 8 desviaciones estándar porcentuales de límite de resistencia la fatiga.

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_σ	Factor de confiabilidadr k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Fuente: [16]

Factor de efectos varios K_f : el factor denota los efectos anexos que pueden incurrir en la falla del eje como corrosión, frecuencia cíclica, recubrimientos, esfuerzos residuales.

El cálculo y consideración de los anteriores factores de diseño antes mencionados y descritos, expresa las variables necesarias para el diseño óptimo de la flecha. [16] [1].

4.2.3.13 Concentración de esfuerzos.

Se define técnicamente como una discontinuidad del elemento como ranuras, agujeros o rayaduras, al aplicarse las cargas cíclicas estos interactuaran de forma negativa en los planos cristalinos del material generando falla prematura en la pieza generando grietas y por ende fractura del mismo. Se denomina a K_f al factor de concentración de esfuerzo por fatiga, donde K_t es como un factor de concentración de esfuerzo reducido en la muesca. La ecuación de Neuber se expresa como:

$$K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \sqrt{a/r}}$$

Ecuación.5

Donde se $\sqrt{a}$ define como constante de Neuber de la propiedad del material y r el radio de la muesca. En el caso del acero, con S_{ut} en $Kpsi$, la constante de Neuber puede aproximarse mediante un ajuste de datos a un polinomio de tercer orden, de la manera siguiente (Ecuación 6). [16]

Para torsión:

$$\sqrt{a} = 0.190 - 2.51(10^{-3})S_{ut} + 1.35(10^{-3})S_{ut}^2 - 2.67(10^{-3})S_{ut}^3 \qquad \text{Ecuación.6}$$

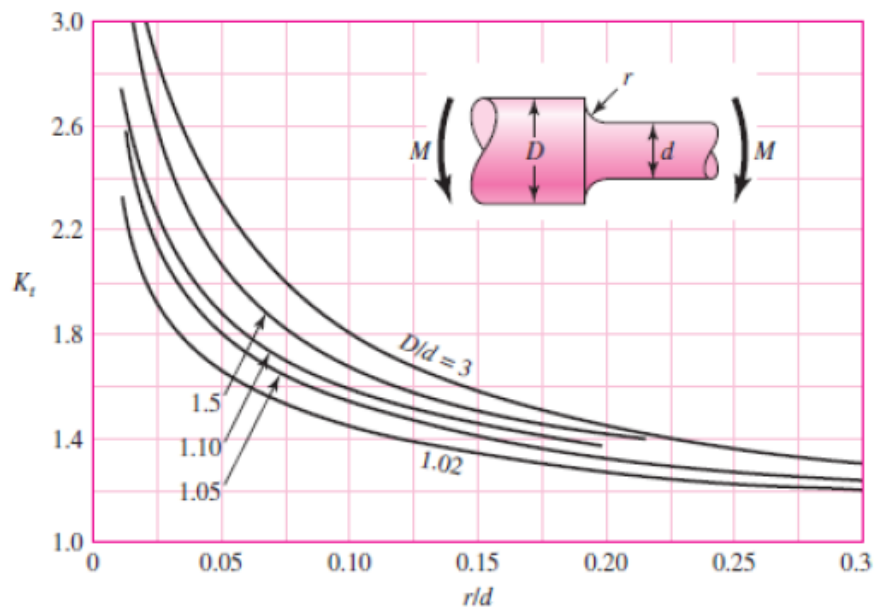
Para flexión (Ecuación 7):

$$\sqrt{a} = 0.246 - 3.08(10^{-3})S_{ut} + 1.51(10^{-5})S_{ut}^2 - 2.67(10^{-8})S_{ut}^3 \qquad \text{Ecuación.7}$$

La constante K_t , se encuentra a partir de la configuración geométrica o mediante tablas, con gráficas similares a las siguientes. (Ver Ilustración 16 e Ilustración 17) [1].

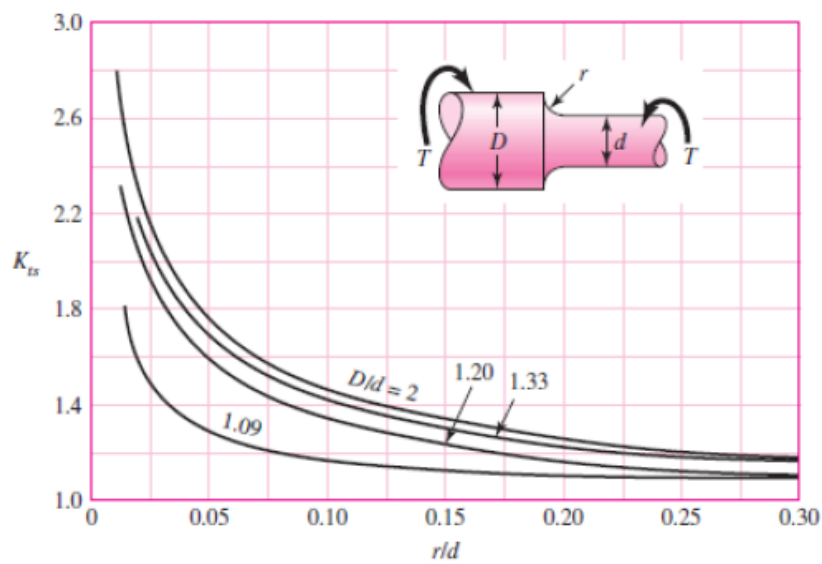
$$\therefore \frac{D}{d} \quad y \quad \frac{r}{d}$$

Ilustración 16. Eje redondo con filete en el hombro, en flexión.



Fuente: [1]

Ilustración 17. Eje redondo con filete en el hombro, en torsión.



Fuente: [1]

4.2.3.14 Caracterización de esfuerzos fluctuantes.

Los esfuerzos fluctuantes se han de denotar como una variación de patrón sinusoidal debido al ciclo de su rotación, se determinan en los picos y valles de su esfuerzo máximo (F-Max) y mínimo (F-min) que se emplean en un ciclo de esfuerzo, Generalmente, se define la variación de los esfuerzos que se aplican sobre un elemento de máquina de forma sinusoidal debido al movimiento oscilatorio rotatorio. Sin embargo, puede haber otro tipo de patrones, algunos muy irregulares. Se ha determinado que pueden existir otro tipo de formas periódicas en una carga como las que se muestran en la

Ilustración 18, y en conclusión es importante conocer los picos en el lado alto (máximo) y en el lado bajo (mínimo). De esta manera, F_{max} y F_{min} en un ciclo de carga son usados para caracterizar el patrón de la fuerza.

$$\sigma_c = K_f * \frac{M_{max}}{\frac{I}{C}} \rightarrow \text{para flexion} \quad \text{Ecuación.8}$$

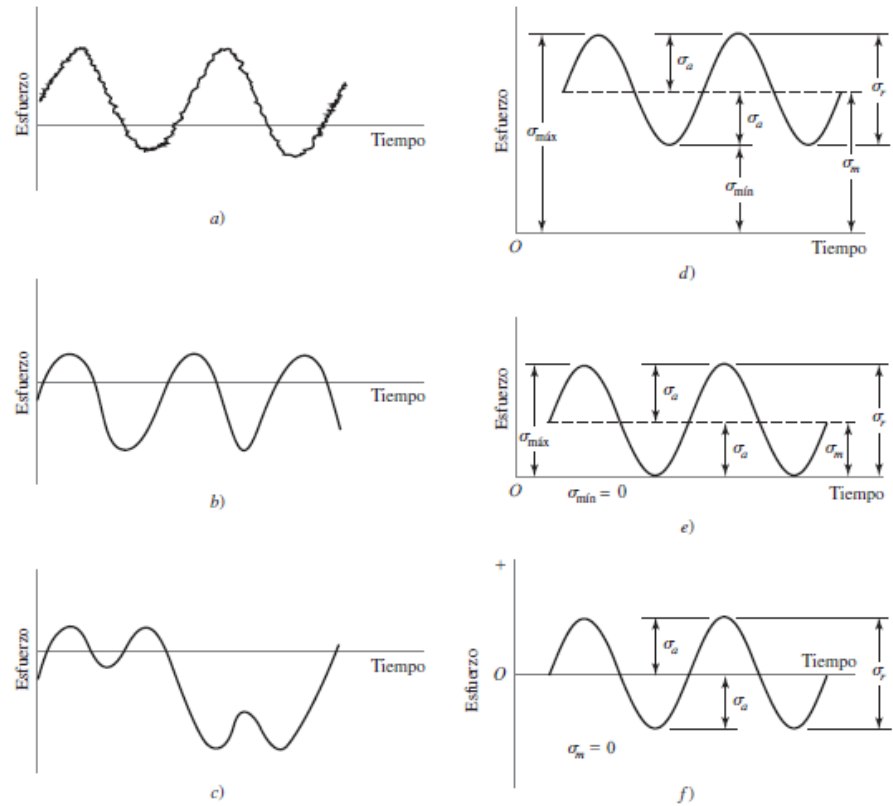
$$\tau_c = K_f * \frac{16 * T_{eje}}{\pi(d)^3} \rightarrow \text{para torsion} \quad \text{Ecuación.9}$$

$$\therefore \frac{I}{C} = \frac{\pi d^3}{32}$$

$\therefore \sigma_c \rightarrow$ Es el esfuerzo flexión por efecto de M_{max}

$\tau_m \rightarrow$ Es el esfuerzo flexión por efecto de T_{eje}

Ilustración 18. Diversos tipos de carga en graficas de esfuerzo-tiempo.



Fuente:[16]

4.2.3.15 Resistencia a la fatiga.

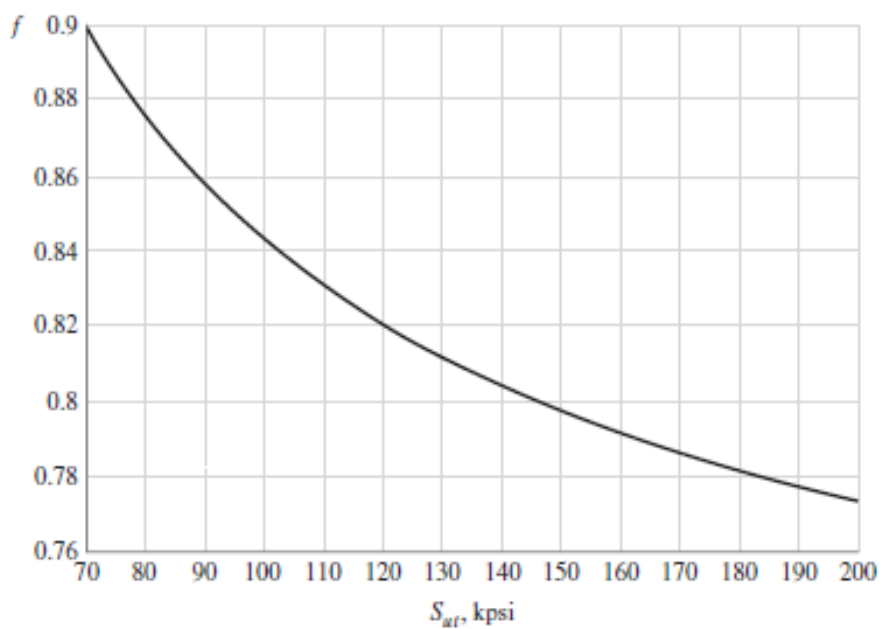
Se denomina como el comportamiento a la deformación y consiguiente la falla de un elemento cuando se le aplica carga cíclica, de denota como una región dentro de un rango que varía entre $N = 1$ hasta $N = 1000$ ciclos En esta región la resistencia a la fatiga S_f sólo es un poco menor que la resistencia a la tensión, S_{ut} el dominio de fatiga de alto ciclo se amplía desde 10^3 en los aceros hasta resistencia a la fatiga limite N_E , que aproximadamente es 10^6 a 10^7 ciclos.[1]

$$N = \left(\frac{S_f}{a}\right)^{\frac{1}{b}}$$
$$\therefore S_f = \frac{\sigma_c}{1 - \left(\frac{\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2}$$

Ecuación.10

$$y: a = \frac{(f * S_{ut})^2}{S_e}$$
$$y \quad b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{f * S_{ut}}{S_e}\right)$$

Ilustración 19.Fracción de resistencia a la fatiga.



Fuente: [1]

4.2.3.16 Factor de seguridad.

Determina el valor permisible de la capacidad máxima del y el valor requerido al que será sometido, a partir de este número adimensional se clasifica si el sistema es seguro según las aplicaciones de cargas, material y configuración geométrica del mismo.[1][16]

$$\eta = \frac{S_y}{2(\tau_{\max})}$$

Ecuación.11

4.2.3.17 Esfuerzo de Von-Mises.

Implica el desarrollo de la energía de distorsión, puede compararse con la resistencia de fluencia del material como un criterio de falla estática en materiales dúctiles (Ecuación 12), y su factor de seguridad se representa en la (Ecuación 13). [12].

$$\sigma'=(\sigma_{flex}^2 + 3\tau^2)^{1/2}$$

Ecuación.12

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma'}$$

Ecuación.13

4.2.4 Rodamientos.

4.2.4.1 Selección del rodamiento

Según el catálogo de SKF, la vida nominal básica de un cojinete en forma general se expresa en la Ecuación.14, como [18]:

$$L_{10h} = \left(\frac{10^6}{60 * n} \right) \left(\frac{C}{P} \right)^{\alpha} \quad \text{Ecuación.14}$$

$\therefore \alpha \rightarrow \text{Rodamiento de bolas} = 3$

$\alpha \rightarrow \text{Rodamiento de rodillos} = 10/3$

$C \rightarrow \text{capacidad de carga dinamica}$

$P \rightarrow \text{carga (en este caso radial)}$

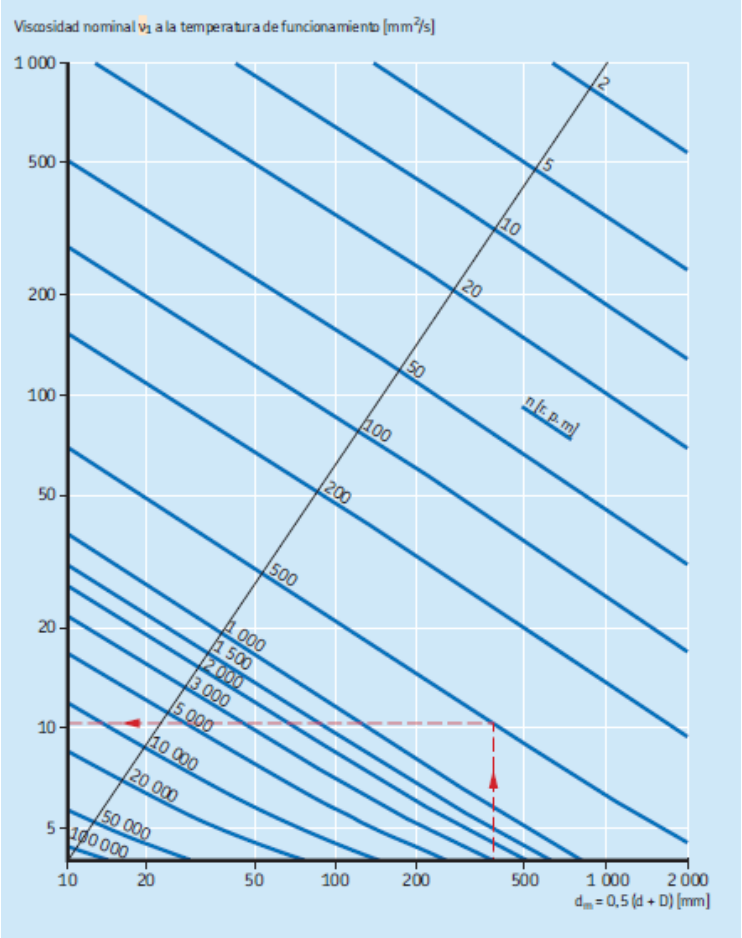
$n \rightarrow \text{velocidad}$

Cálculo de la viscosidad nominal U_1 a la temperatura de funcionamiento, se determina a partir de la siguiente expresión con el factor d_m .

$$d_m = 0,5(d_{mm} + D_{mm}) \quad \text{Ecuación.15}$$

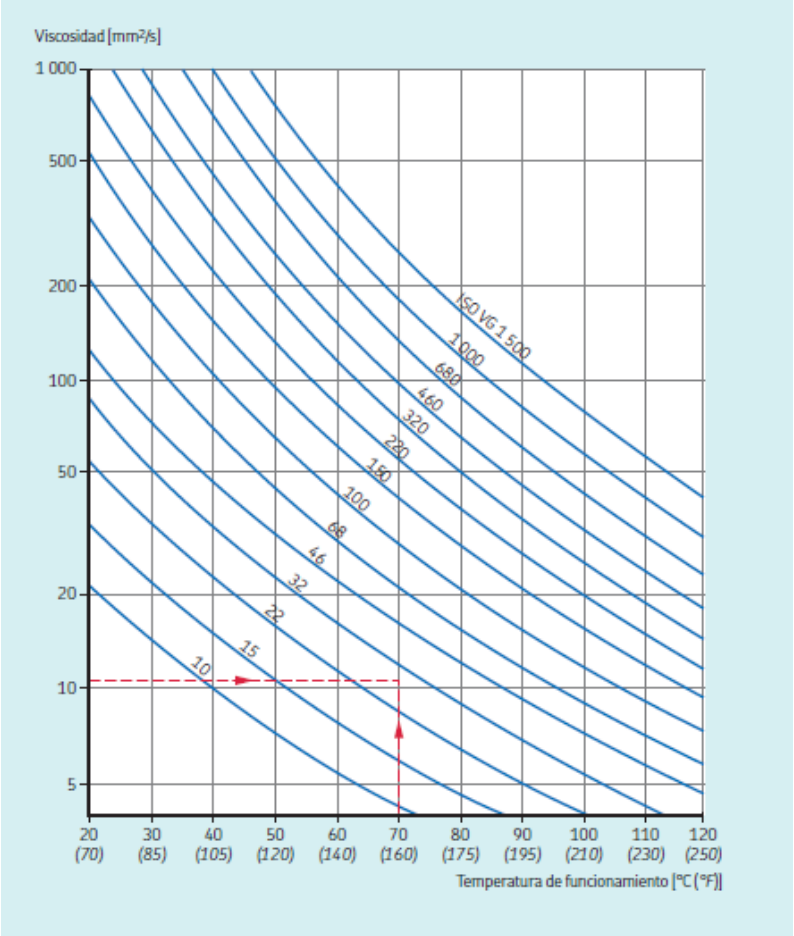
El objetivo del sistema **ISO** de clasificación de grados de **viscosidad** mostrado en la Ilustración 20 e Ilustración 21, es determinar el “método para medir la **viscosidad** para los proveedores de lubricantes, diseñadores de equipo y los usuarios tengan una base común (estandarizada) para la designación o selección de lubricantes industriales líquidos”.

Ilustración 20. Diagrama de la temperatura de viscosidad según los grados de viscosidad de la ISO.



Fuente:[19]

Ilustración 21. Diagrama de la temperatura de viscosidad según los grados de la viscosidad ISO.

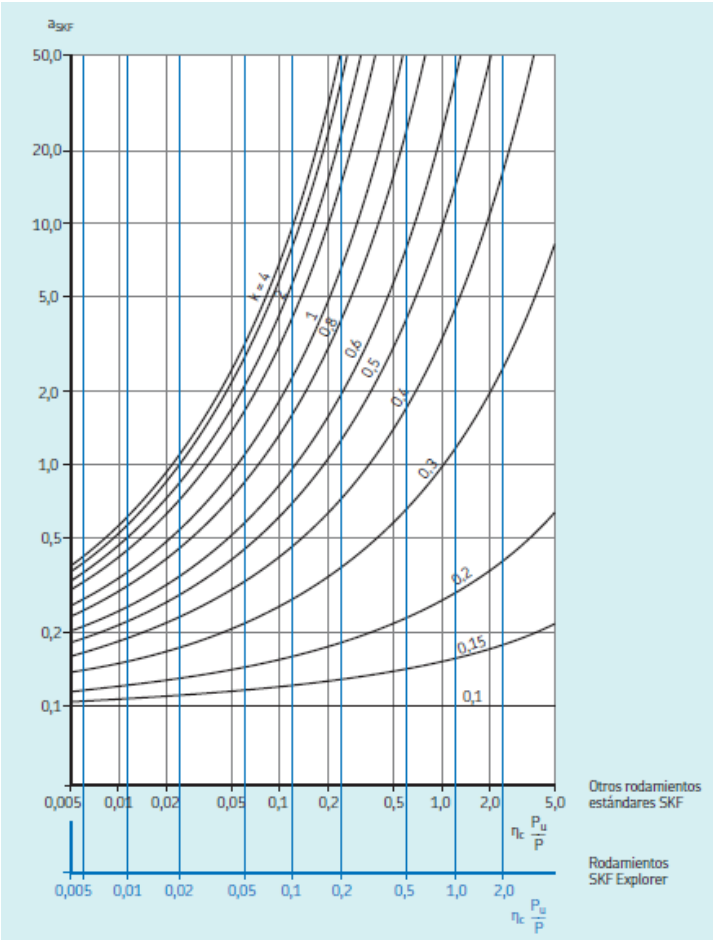


Fuente: [19]

El factor a_{SKF} (Ilustración 22) amplía gradualmente el alcance de modelo de vida nominal básica L_{10} , que depende totalmente de la carga y el tamaño; para es importante considerar:

- La carga límite de fatiga en relación a la carga equivalente.
- El efecto del nivel de contaminación.
- La condición de lubricación.

Ilustración 22. Factor a_{SKF} para los rodamientos radiales de bolas.



Fuente: [19]

El nivel de contaminación n_c determina el nivel de contaminación por partículas sólidas del lubricante esto influye en la vida operacional calculada del rodamiento.

Estas partículas extrañas causan abrazamiento de tres cuerpos que influyen negativamente en la vida útil del rodamiento y se estima mediante la tabla mostrada en la Ilustración 23.

Ilustración 23. Factor para distintos niveles de contaminación η_c

Condiciones	Factor η_c ¹⁾ para rodamientos con diámetro medio	
	$d_m < 100 \text{ mm}$	$d_m \geq 100 \text{ mm}$
Limpieza extrema - tamaño de las partículas aproximadamente igual al espesor de la película de lubricante - condiciones de laboratorio	1	1
Gran limpieza - aceite lubricante con filtración muy fina - condiciones típicas: rodamientos sellados lubricados con grasa de por vida	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
Limpieza normal - aceite lubricante con filtración fina - condiciones típicas: rodamientos con placas de protección lubricados con grasa de por vida	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
Contaminación ligera condiciones típicas: rodamientos sin sello integral, filtrado grueso, partículas de desgaste y leve ingreso de contaminantes	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
Contaminación típica condiciones típicas: rodamientos sin sello integral, filtrado grueso, partículas de desgaste e ingreso de partículas desde el exterior	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
Contaminación severa - condiciones típicas: altos niveles de contaminación debido a desgaste excesivo o sellos ineficaces - disposición de los rodamientos con sellos ineficaces o dañados	0,1 ... 0	0,1 ... 0
Contaminación muy severa condiciones típicas: niveles de contaminación tan graves que los valores de η_c están fuera de escala, lo que reduce significativamente la vida útil del rodamiento	0	0

¹⁾ La escala para η_c se refiere solo a contaminantes sólidos típicos. No se incluyen contaminantes como el agua u otros fluidos perjudiciales para la vida del rodamiento. Debido al fuerte desgaste abrasivo en entornos altamente contaminados ($\eta_c = 0$), la vida útil de un rodamiento puede ser significativamente inferior a la vida nominal.

Fuente: [19]

Las horas de funcionamiento de un rodamiento SKF (Ilustración 24) se ven plasmadas en un rango específico según el tipo de máquina al cual se selecciona el rodamiento.

Ilustración 24. Especificación de vida útil según el tipo de máquina.

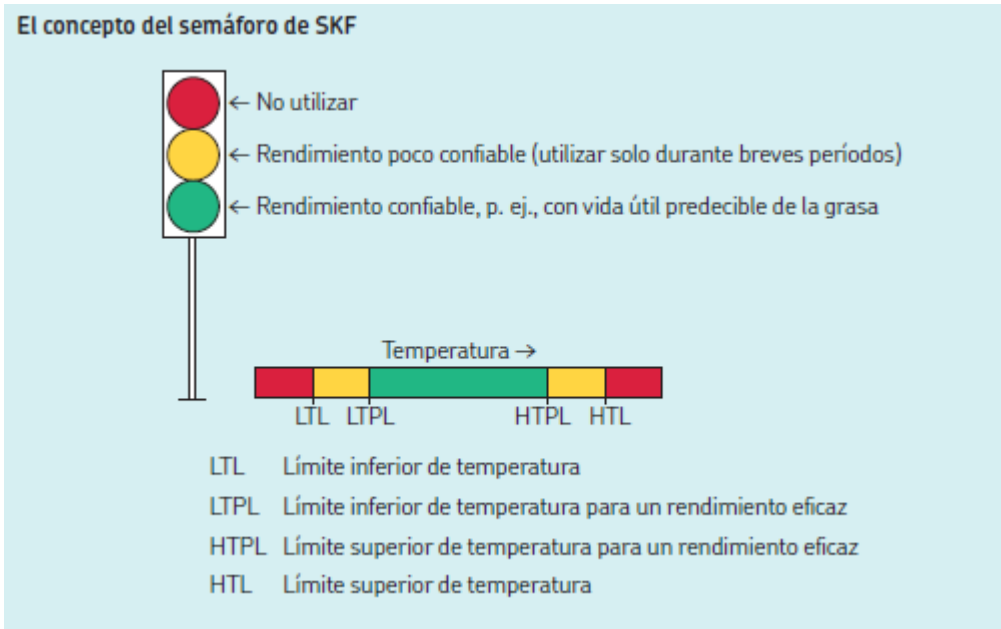
Tipo de máquina	Vida útil especificada Horas de funcionamiento
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, equipos técnicos de uso médico	300 ... 3 000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos: herramientas eléctricas portátiles, dispositivos de elevación en talleres, máquinas y equipos para la construcción	3 000 ... 8 000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos donde se requiere una alta confiabilidad: ascensores (elevadores), grúas para productos embalados o eslingas para tambores, etc.	8 000 ... 12 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario, no siempre utilizadas al máximo: transmisiones por engranajes de uso general, motores eléctricos para uso industrial, trituradoras giratorias	10 000 ... 25 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario utilizando plenamente sus capacidades: herramientas mecánicas, máquinas para carpintería, máquinas para la industria de la ingeniería, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipos de impresión, separadores y centrifugadoras	20 000 ... 30 000
Máquinas para 24 horas de trabajo continuo: unidades de engranajes para laminadores, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tomos de extracción para minas, bombas, maquinaria textil	40 000 ... 50 000
Maquinaria para energía eólica, incluidos los rodamientos del eje principal, de orientación, de la caja de engranajes de cambio de paso, del generador	30 000 ... 100 000
Maquinaria para abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas de trenzado de cables, maquinaria de propulsión para buques de alta mar	60 000 ... 100 000
Máquinas eléctricas de gran tamaño, plantas de generación de energía, bombas para minas, ventiladores para minas, rodamientos para ejes en túnel para buques de alta mar	> 100 000

Fuente: [19]

4.2.4.2 Selección de la grasa apropiada.

El lubricante específico según SKF se ve plasmado según su temperatura de operación, por medio de un rango de temperaturas clasificadas por colores para afirmar su correcta lubricación (Ilustración 25).

Ilustración 25. Semáforo de tipo de grasa apropiada con SKF.



Fuente:[19]

4.2.4.3 Ajustes y tolerancias de rodamientos con ejes macizos.

Las tolerancias dimensionales en el conjunto, se dan por el ajuste que se necesite, lo que se requiere son parámetros de precisión en la aplicación que indicara la clase de tolerancia que se debe usar en el montaje. Los asientos de los rodamientos sobre ejes y soportes se deben apreciar en el grado de vida útil de estos elementos debido a su complejidad física, ya que esto tiene un impacto importante en el rendimiento del rodamiento y del eje. Los asientos de los rodamientos deben ser fabricados en función de las tolerancias geométricas y las medidas deben de ser las adecuadas para un ajuste preciso, se sugiere que las superficies no deben poseer ningún tipo de ranura o agujero, estos desperfectos en el ensamblé generaran desgaste prematuro en los asientos de ambos elementos y por ende se presentara falla, si no se consideran las recomendaciones de ensamble se puede incurrir en fallas prematuras como, por ejemplo:

- **Corrosión por frotamiento:** Es un tipo de corrosión relacionada al ajuste inapropiado del conjunto eje -rodamiento, debido a su movimiento microscópico de partículas o ajuste a presión, el proceso conlleva a afectar la superficie con señales de decoloración, picaduras y fatiga prematura en el eje, a continuación, se evidencia este efecto en la Ilustración 26 y las consecuencias de daños en la Ilustración 27.

Ilustración 26. Evidencia de corrosión por frotamiento en el eje.



Fuente: Autor

Ilustración 27. Daño de las aspas del radiador por fractura del eje.



Fuente: Autor

5. CARACTERÍSTICAS DE OPERACIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA DE LAS ASPAS DEL RADIADOR DE LOS MOTORES A GAS 3408 Y 3412

5.1 DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO Y SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.

El equipo Caterpillar 3408 y 3412 básicamente son motores de combustión interna que funcionan con gas, el primero se usa para el accionamiento de bombas reciprocantes de desplazamiento positivo para inyección de agua al pozo y el segundo se utiliza para generación eléctrica alimentando bombas electro sumergibles y locaciones. El sistema de refrigeración se observa en la Ilustración 28 e Ilustración 29.

Ilustración 28. Sistema de disipación de calor de motores 3408 y 3412.



Fuente: Autor

Ilustración 29. Sistema de transmisión de potencia de las aspas del radiador en motores a gas 3418 y 3412.



Fuente: Autor

5.2 DATOS TÉCNICOS DE LOS MOTORES A GAS 3408 Y 3412.

5.2.1 Motor a gas Caterpillar 3408.

Los motores a gas 3408 (Ilustración 30) se seleccionan para el accionamiento de bombas National OIL Well J-365 de 365 HP (caballos de potencia), el motor al poseer 400 HP (caballos de potencia) garantiza la potencia necesaria para que la bomba cumpla su función eficientemente. La Tabla 1 presenta las características del motor CAT 3408.

Tabla 1. Características principales CAT 3408.

Características técnicas CAT 3408	
Velocidad nominal	1800rpm
Combustible	Gas natural, biogás o gas de campo.
Potencia mecánica	400 hp
Carga eléctrica nominal	298 kw
Numero de cilindros	8
Peso	1678 kg
Cilindrada	18 Lts
Sistema de alimentación	Carburador
Aspiración de aire	Natural, turbo compresor

Fuente: [20]

Ilustración 30. Conjunto de bomba recíprocante acoplada a motor Caterpillar 3408



Fuente: Autor

5.2.2 Motor a gas Caterpillar 3412.

Los motores a gas Caterpillar 3412 se seleccionan para la generación eléctrica, porque cumplen con las exigencias del generador cuya potencia eléctrica nominal a mantener de 423kw.

Tabla 2. Características principales Cat 3412

Características técnicas Cat 3412	
Velocidad nominal	1800 rpm
Combustible	Gas natural, biogás o gas de campo
Max eficiencia eléctrica	37.30%
Carga eléctrica nominal	423 kw
Numero de cilindros	12
Frecuencia	60Hz
Cilindrada	27 Lts
Sistema de alimentación	Carburador
Aspiración de aire	Natural, turbo compresor

Fuente: [20]

Ilustración 31. Generador a gas Caterpillar 3412.



Fuente: Autor

5.3 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.

Se resalta, que ambos motores manejan el mismo sistema de refrigeración y por ende el mismo sistema de transmisión de potencia de las aspas del radiador. Este sistema resulta eficiente para el aumento de la convención forzada que conlleva a una disipación de calor adecuada para la constante operación del equipo.

El sistema de refrigeración consta de una polea matriz donde su potencia rotacional proviene del eje cigüeñal del motor directamente, la potencia se transmite por medio de una correa de transmisión tipo BX dentada la cual recepta una polea anclada directamente al eje el cual gira sobre dos cojinetes distanciados en equilibrio (ver Ilustración 4), los cuales soportan la carga y permiten el libre giro del eje, hasta que con la torsión y potencia apropiadas se hace girar un aspa (Ilustración 29) el cual aumenta de velocidad del aire fresco para refrigerar mediante convección forzada

los pitorubos del radiador realizando el intercambio de calor en un delta de temperatura apropiado para que el motor a combustión interna a gas no se sobrecaliente a más de 195°F (90.55 °C).

5.4 RECOLECCIÓN DE DATOS DE OPERACIÓN DEL SISTEMA.

Descripción de los elementos y recolección de datos:
El eje de transmisión de potencia de las aspas del radiador y sus respectivos cojinetes, son los elementos, por el cual están sujetos a unas condiciones de operación constantes.

- Según la Tabla 1 y Tabla 2 de características técnicas de los motores, la velocidad de salida del eje cigüeñal es de 1800 rpm y el eje obtiene un aumento revolucionando por transmisión a 4165.5 rpm.
- Según el fabricante del eje la empresa de metalmecánica Micrómetro de Yopal los ejes se fabrican con acero 4140. En la siguiente tabla podemos obtener las características físico-mecánicas del mismo [21]

Ilustración 32. Propiedades mecánicas del acero 4140 en catálogo.

Tipo de proceso y acabado	Resistencia a la tracción		Límite de Fluencia		Alarga/ en 2" (%)	Reducción de área (%)	Dureza (HB)	Relación de maquinabilidad 1212 EF =100%
	MPa	PSI	MPa	PSI				
Caliente y maquinado	614	89000	427	62000	26	57	187	70
Estirado en frío	703	102000	620	90000	18	50	223	
Templado y revenido*	1172	170000	1096	159000	16	50	341	-

Fuente: [21]

- Para calcular la tensión o fuerza ejercida por las correas sobre el extremo izquierdo del eje se recurre al manual tensión INTERMEC (ver Ilustración 34), se asocia la fuerza de tensión de las correas tipo BX a una carga de 2.7 kg para el diámetro nominal de la polea pequeña de 203,2 mm (polea motriz) como de denota en la tabla. [22]

Ilustración 33. Tipo de correa que maneja el sistema de transmisión de potencia.



Fuente: Autor

Ilustración 34. Tabla de fuerzas que ejercen las correas en la polea, según su tipo.

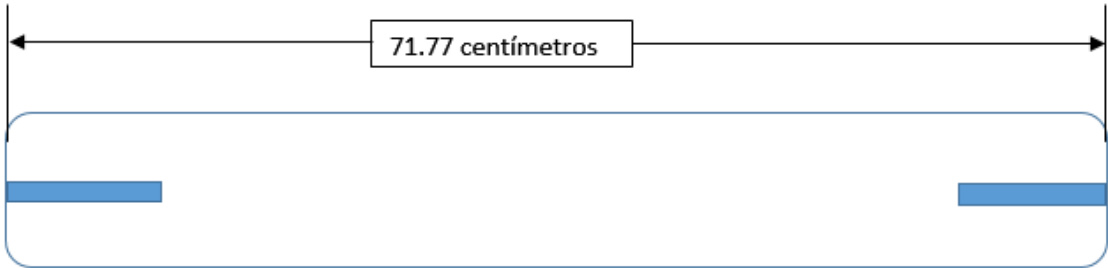
Perfil de la correa	Diámetro de la polea pequeña (mm)	Fuerza de deflexión	
		Correas nuevas (Kg)	Correas trabajadas (Kg)
A	75-90	1.5	1.0
	91-120	1.9	1.3
	121 o mayores	1.3	1.5
AX	75-90	1.9	1.3
	91-120	2.3	1.5
	121 o mayores	2.7	1.8
B	85 - 105	1.8	1.2
	106 - 140	2.7	1.8
	141 o mayores	3.2	2.4
BX	85 - 105	2.4	1.6
	106 -140	3.2	2.2
	141 o mayores	4.1	2.7

Fuente: [22]

5.4.1 Dimensiones en estado actual del eje.

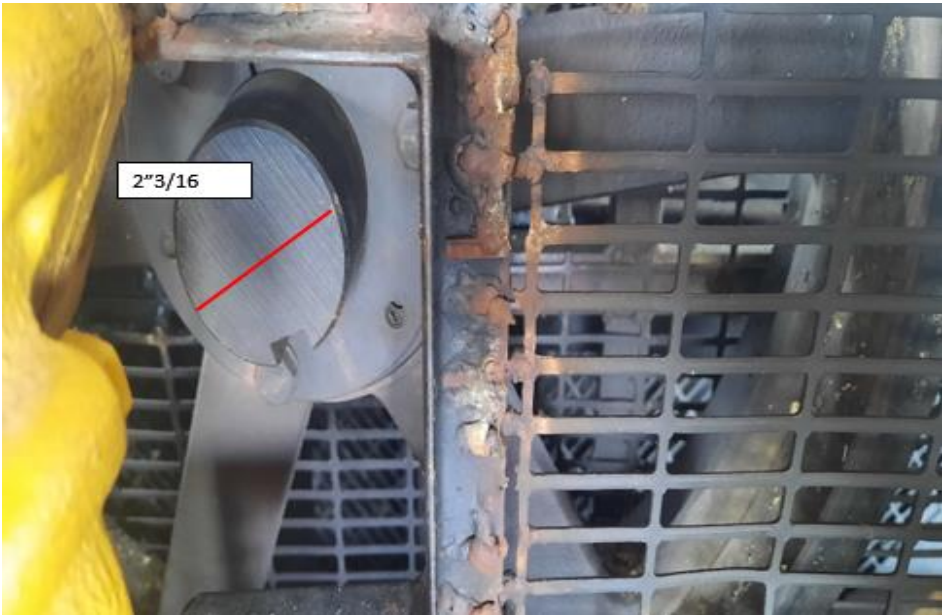
- Medidas del eje en el equipo, tomadas en campo Corocoras de PERENCO COLOMBIA LIMITED:

Ilustración 35. Altura del eje.



Fuente: Autor

Ilustración 36. Diámetro del eje.



Fuente: Autor

Ilustración 37. Medida del cuñero.



Fuente: Autor

5.4.2 Causas de posibles averías de los elementos.

Se analiza las posibles averías del sistema(eje-rodamiento) mediante herramientas de análisis de fallas, en este caso se emplea la matriz análisis de modo y efecto de falla (AMFE) con su respectivo índice de riesgo y diagrama Ishikawa (espina de pescado) que se encuentran en los anexos de este documento Pag 75. Con el fin, de profundizar y determinar las causas que más se acercan a la falla que de manera recurrente se determinan como fractura del eje Ilustración 38 y avería en los cojinetes.

Ilustración 38. Fractura del eje en el asiento de la chumacera

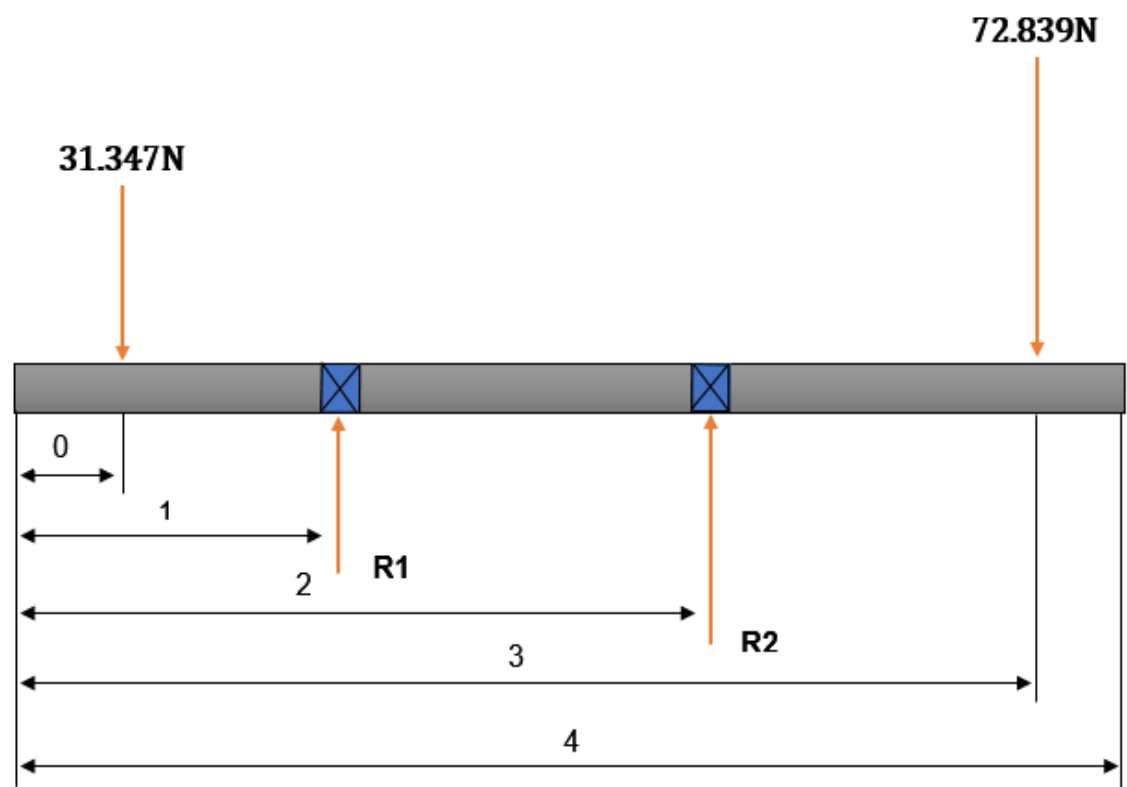


Fuente: Autor

6. CALCULOS DE VALIDACION DEL ESTADO ACTUAL DEL EJE Y SELECCIÓN DE RODAMIENTO.

6.1 CÁLCULO DE VALIDACIÓN DE DISEÑO DEL EJE ACTUAL.

Ilustración 39. Diagrama de cuerpo libre.



Fuente: Autor

Ilustración 40. Distancia de distribución de cargas y reacciones en X-VIGAS.

XVIGAS

Campos de la viga:			
Nº	Inicio	Fin	Ancho
Campo 0:	0.000000	0.041500	0.041500
Campo 1:	0.041500	0.225650	0.184150
Campo 2:	0.225650	0.441500	0.215850
Campo 3:	0.441500	0.672700	0.231200
Campo 4:	0.672700	0.717700	0.045000

Aceptar

Fuente: Autor

6.1.1 Cálculo de factor de seguridad del eje.

$\Sigma F = 0$

$-31.347\text{ N} + R1 + R2 - 72.839 = 0 \rightarrow R1 + R2 = 31.347\text{ N} + 72.839\text{ N}$

$$R1 + R2 = 104.186 \text{ N}$$

$$\Sigma M_{R1} = 0$$

$$31.347 \text{ N} (0.18415 \text{ m}) + R2 (0.2155 \text{ m}) - 72.839 \text{ N} (0.44705) = 0$$

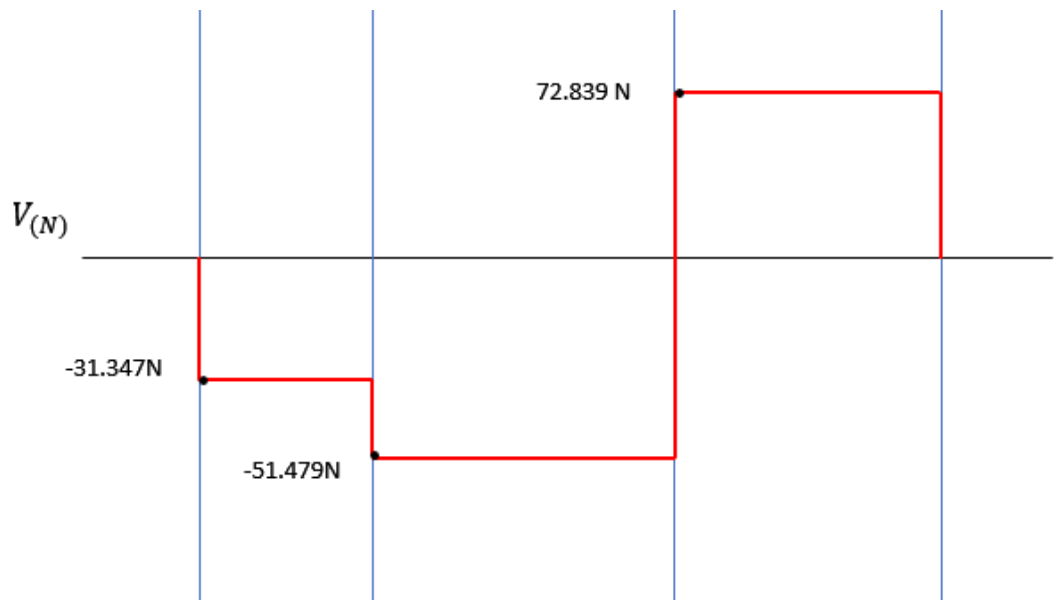
Despejando R2

$$R2 (0.2155 \text{ m}) = -5.7725 \text{ Nm} + 32.5626 \text{ Nm}$$

$$R2 = \frac{26.7901 \text{ Nm}}{0.2155 \text{ m}} = \mathbf{124.3184 \text{ N}}$$

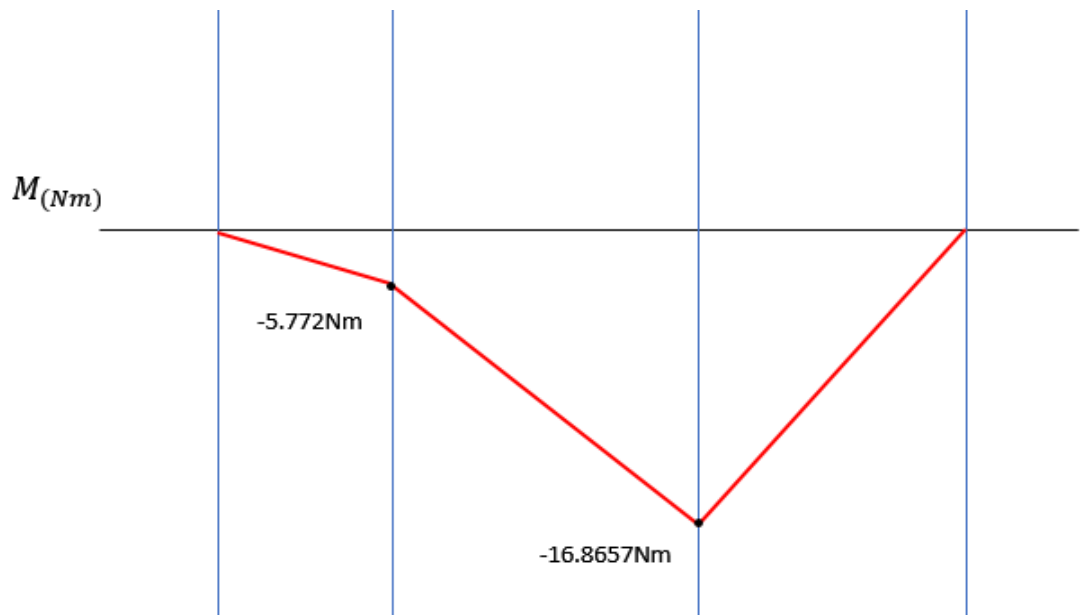
$$R1 = 104.186 \text{ N} - 124.3187 \text{ N} = \mathbf{-20.1327 \text{ N}}$$

Ilustración 41. Diagrama cortante.



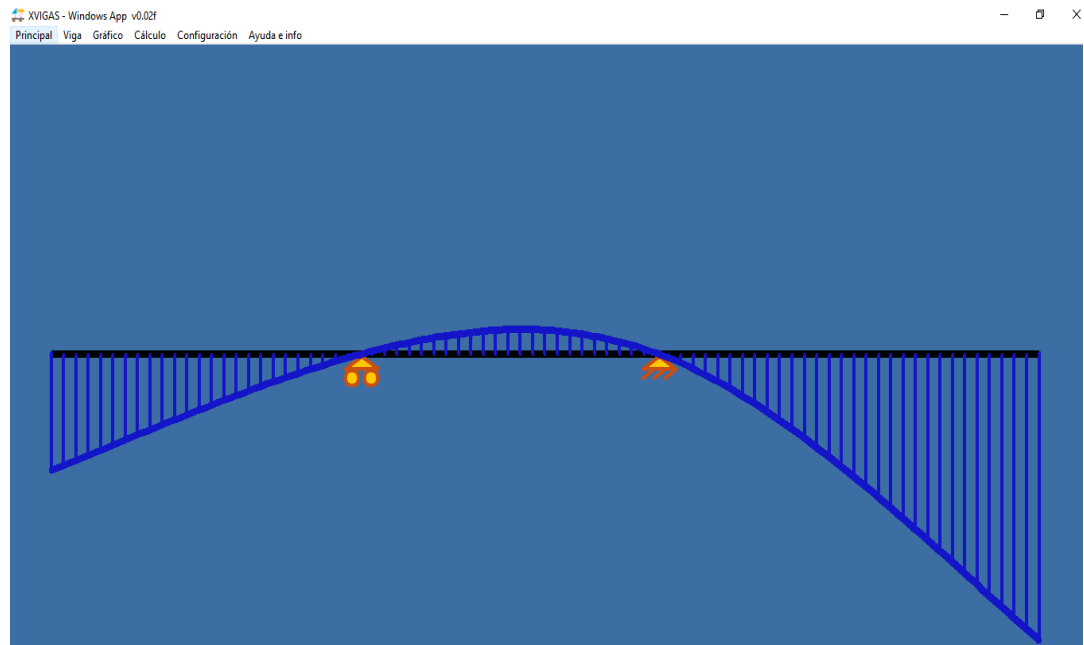
Fuente: Autor

Ilustración 42. Diagrama momento flector.



Fuente: Autor

Ilustración 43. Simulación de punto de mayor flexión en X-VIGAS.



Fuente: Autor

$$T_{motor} = \frac{P_{wat}}{w_{rad/s}}$$
$$T_{motor} = \frac{298.28 * 10^3_{wat}}{188.5_{rad/s}} = \mathbf{1582.387\ NM}$$

6.1.1.1 Relación de transmisión.

$$\frac{T_{eje}}{T_{motor}} = \frac{D_{polea\ recept}}{D_{polea\ motriz}}$$

Despejando T_{eje} y reemplazando:

$$T_{eje} = \frac{0.4699_m}{0.2032_m} (1582.387_{Nm}) = \mathbf{3659.26_{Nm}}$$

6.1.1.2 Cálculo de esfuerzo de flexión.

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} * r_{eje}}{I_{m^4}} \quad \therefore \quad I_{m^4} = \frac{\pi (D^4)}{64}$$

$$\therefore I_{m^4} = \frac{\pi}{64} (0.0556_m)^4 = 4.691039 * 10^{-7}_{m^4}$$

Remplazando y hallando σ_{max} , $M_{max} = 16.8657_{Nm}$ según la gráfica en la Ilustración 42.

$$\sigma_{max} = \frac{16.8657_{Nm} (0.0278_m)}{4.691039 * 10^{-7}_{m^4}} = \mathbf{999.493_{Mpa}} \approx \mathbf{0.999493_{Mpa}}$$

6.1.1.3 Cálculo de esfuerzo de torsión:

$$\begin{aligned}\tau_{max} &= \frac{T_{eje} * r_{eje}}{J_{m^4}} \quad \therefore J = 2I_{m^4} \rightarrow 2 (4.691039 * 10^{-7} m^4) \\ &= 9.38207 * 10^{-7} m^4 \\ \tau_{max} &= \frac{3659.26_{Nm} * 0.0278_m}{9.38207 * 10^{-7} m^4} \\ \tau_{max} &= 109.141_{Mpa}\end{aligned}$$

6.1.1.4 Cálculo del esfuerzo principal.

$$\begin{aligned}\sigma_{max} &= \frac{\sigma_x + \sigma_Y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_Y}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2} \\ \sigma_{max} &= \frac{0.999493_{Mpa}}{2} + \sqrt{\left(\frac{0.999493_{Mpa}}{2}\right)^2 + (109.141_{Mpa})^2} \\ \sigma_{max} &= 47.389345_{Mpa}\end{aligned}$$

6.1.1.5 Cálculo de esfuerzo cortante Max (τ_{max}) .

$$\begin{aligned}\tau_{max} &= \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_Y}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2} \\ \tau_{max} &= \sqrt{\left(\frac{0.999493_{Mpa}}{2}\right)^2 + (109.141_{Mpa})^2} = 109.14214_{Mpa}\end{aligned}$$

6.1.1.6 Cálculo de factor de seguridad.

Según la Ilustración 32, se encuentra que para el acero 4140 $S_y = 427_{Mpa}$.

$$\eta = \frac{S_y}{2(\tau_{max})} \rightarrow \eta = \frac{427_{Mpa}}{2(109.14214_{Mpa})} = \mathbf{1.956}$$

6.1.1.7 Cálculo de factor de seguridad según teoría de distorsión de Von-Mises.

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma'} \quad \therefore \quad \sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3(\tau_{xy}^2)}$$

$$\sigma' = \sqrt{(0.999493_{Mpa})^2 + 3(109.14214_{Mpa}^2)} = \mathbf{189.042_{Mpa}}$$

$$\eta = \frac{427_{Mpa}}{189.042_{Mpa}} = \mathbf{2.258}$$

6.1.2 Cálculo de la vida útil del eje.

Factores modificadores:

6.1.2.1 Propiedades del material acero 4140, según la Ilustración 32.

$$S_Y = 427_{Mpa} \quad ; \quad S_{UT} = 614_{Mpa} \approx 89.052_{kpsi}$$

6.1.2.2 Límite de la resistencia a la fatiga Se' .

$$Se' = 0.5(S_{UT})$$

$$Se' = 0.5(614_{Mpa}) = \mathbf{307_{Mpa}}$$

6.1.2.3 $K_a \rightarrow$ factor de modificación de condición superficial.

$$K_a = a(S_{UT})^b$$

Según la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** los valores de a y b, para acabado superficial con maquinado corresponde:

$$a = 4.51 \quad y \quad b = -0.265$$

$$K_a = 4.51(614_{Mpa})^{-0.265} = \mathbf{0.82283}$$

6.1.2.4 $K_b \rightarrow$ Factor de modificación de tamaño.

Según la Ilustración 13 se escoge la siguiente expresión cuando el diámetro del eje supere los 51mm.

$$K_a = 1.51d^{-0.157}$$

$$K_b = 1.51(55.6_{mm})^{-0.157} = \mathbf{0.7982}$$

6.1.2.5 $K_c \rightarrow$ Factor de modificación de carga.

Al aplicar en cargas de torsión y flexión se selecciona los factores de carga, según la Ilustración 14.

$$K_c = 1 \rightarrow \text{para flexion} \quad y \quad K_c = 0.59 \rightarrow \text{para flexión}$$

6.1.2.6 $K_d \rightarrow$ Factor de modificación de temperatura.

Estos tipos de motores trabajan a 190°F , pero el eje estaría expuesto a una temperatura promedio de 103°F; Según la Ilustración 15.

$$\begin{aligned} K_d &= 0.975 + 0.432(10^{-3})(T_f) - 0.115(10^{-5})(T_f)^2 + 0.104(10^{-8})(T_f)^3 \\ &\quad - 0.595(10^{-12})(T_f)^4 \\ K_d &= 0.975 + 0.432(10^{-3})(103^\circ\text{F}) - 0.115(10^{-5})(103^\circ\text{F})^2 \\ &\quad + 0.104(10^{-8})(103^\circ\text{F})^3 - 0.595(10^{-12})(103^\circ\text{F})^4 \\ K_d &= 1.007 \end{aligned}$$

6.1.2.7 $K_e \rightarrow$ Factor de modificación de confiabilidad.

Según la Ilustración 15 obtenemos los 8 ítems de confiabilidad.

$$K_e = 1 \rightarrow \text{confiabilidad de 50\%}$$

6.1.2.8 $K_f \rightarrow$ Factor de modificación de efectos varios

$$K_f = 1$$

6.1.2.9 $S_e \rightarrow$ Limite a la resistencia a la fatiga.

$$\begin{aligned} S_e &= K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f * S_e' \\ S_e &= 0.82283 * 0.7982 * 0.59 * 1.0087 * 1 * 1 * 307_{Mpa} \\ S_e &= 119.9980_{Mpa} \end{aligned}$$

6.1.3 Concentración de esfuerzos.

$$\begin{aligned} \therefore \text{radio muesca} \rightarrow r &= 2.5_{mm} \\ K_f &= 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \sqrt{a/r}} \quad \therefore \frac{D}{d} \quad y \quad \frac{r}{d} \end{aligned}$$

De la Ilustración 16 y la Ilustración 17 obtenemos el valor de la constante K_t

$$K_t \approx 1.84 \rightarrow \text{para flexion} \quad y \quad K_t \approx 1.2 \rightarrow \text{para torsion.}$$

Hallando $\sqrt{a}$ y $\sqrt{r}$ para torsión y flexión, $S_{ut} = 614_{Mpa} \approx 89.052_{kpsi}$

Para torsión:

$$\begin{aligned}\sqrt{a} &= 0.190 - 2.51(10^{-3})S_{ut} + 1.35(10^{-3})S_{ut}^2 \\ &\quad - 2.67(10^{-3})S_{ut}^3 \\ \sqrt{a} &= 0.190 - 2.51(10^{-3})89.052_{kpsi} + 1.35(10^{-3})89.052_{kpsi}^2 \\ &\quad - 2.67(10^{-3})89.052_{kpsi}^3 \\ \sqrt{a} &= 0.05469\sqrt{''}\end{aligned}$$

Pasando $\sqrt{''}$ a $\sqrt{mm}$:

$$\begin{aligned}\sqrt{1''} &= \sqrt{25.4_{mm}} \\ 1 &= 5.0398_{mm} \\ \sqrt{a} &= 0.05469\sqrt{''} * (5.0398_{mm}) = \mathbf{0.2756\sqrt{mm}}\end{aligned}$$

Para flexión:

$$\begin{aligned}\sqrt{a} &= 0.246 - 3.08(10^{-3})S_{ut} + 1.51(10^{-5})S_{ut}^2 - 2.67(10^{-8})S_{ut}^3 \\ \sqrt{a} &= 0.246 - 3.08(10^{-3})89.052_{kpsi} + 1.51(10^{-5})89.052_{kpsi}^2 \\ &\quad - 2.67(10^{-8})89.052_{kpsi}^3 \\ \sqrt{a} &= 0.0726\sqrt{''} \\ \sqrt{a} &= 0.0726\sqrt{''} * (5.0398_{mm}) = \mathbf{0.3658\sqrt{mm}} \\ \therefore \sqrt{r} &\rightarrow \sqrt{2.5_{mm}} = 1.58\sqrt{mm}\end{aligned}$$

K_f Para torsión:

$$K_f = 1 + \frac{1.2 - 1}{1 + \frac{0.2756\sqrt{mm}}{1.58\sqrt{mm}}} = 1.17$$

K_f Para flexión:

$$K_f = 1 + \frac{1.84 - 1}{1 + \frac{0.3658\sqrt{mm}}{1.58\sqrt{mm}}} = 1.68$$

Esfuerzos fluctuantes:

$$\sigma_c = K_f * \frac{M_{max}}{\frac{I}{C}} \rightarrow \text{para flexion} \quad ; \quad \tau_m = K_f * \frac{16 * T_{eje}}{\pi(d)^3} \rightarrow \text{para torsion}$$

$$\therefore \frac{I}{C} = \frac{\pi d^3}{32}$$

$\therefore \sigma_c \rightarrow$ Es el esfuerzo flexionante por efecto de M_{max}

$\tau_m \rightarrow$ Es el esfuerzo flexionante por efecto de T_{eje}

Reemplazando:

$$\frac{I}{C} = \frac{\pi(55.6_{mm})^3}{32} = \mathbf{16.8742 * 10^3_{mm^3}}$$

Para torsión:

$$\tau_m = 1.17 * \frac{16(3.65926 * 10^6_{N.mm})}{\pi(55.6_{mm})^3} = \mathbf{126.8600_{Mpa}}$$

Para flexión:

$$\sigma_c = 1.68 * \frac{16865.7_{Nmm}}{16.8742 * 10^3_{mm^3}} = \mathbf{1.67917_{Mpa}}$$

Los esfuerzos principales equivalentes $\sigma_c \rightarrow es$ y σ_m en el círculo de Mohr según la teoría de distorsión de Von-mises

$$\sigma_a = \sigma_c = \mathbf{1.67917_{Mpa}}$$

$$\sigma_m = \sqrt{3} * \tau_m \rightarrow \sqrt{3} * 126.8600_{Mpa} = \mathbf{219.727_{Mpa}}$$

Resistencia a la fatiga.

Se procede a calcular el número de ciclos a partir de los siguientes factores:

$$N = \left(\frac{S_f}{a}\right)^{\frac{1}{b}} \therefore \text{para cuando } S_f ; \sigma_m > 0 \text{ se usa:}$$

$$S_f = \frac{\sigma_c}{1 - \left(\frac{\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2}$$

$$\therefore a = \frac{(f * S_{ut})^2}{S_e} \quad y \quad b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{f * S_{ut}}{S_e}\right)$$

f se obtiene de la Ilustración 19, $f = \mathbf{0.86}$ para $S_{ut} = 89.052 \text{ Kpsi}$.

$$a = \frac{(0.86 * 614_{Mpa})^2}{119.9980_{Mpa}} = 2323.59_{Mpa}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{0.86 * 614_{Mpa}}{119.9980_{Mpa}}\right) = -0.21449$$

$$S_f = \frac{1.67917_{Mpa}}{1 - \left(\frac{219.727_{Mpa}}{614_{Mpa}}\right)^2} = 1.9257_{Mpa}$$

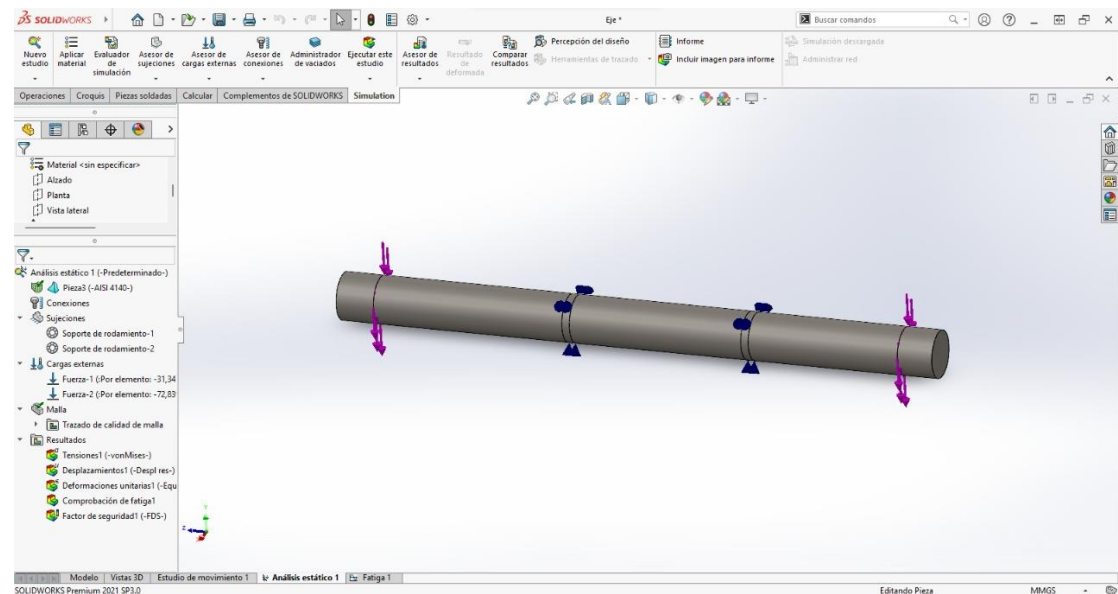
Numero de ciclos:

$$N = \left(\frac{1.9257_{Mpa}}{2323.59_{Mpa}} \right)^{\frac{1}{-0.21449}} = 2.3279172 * 10^{14} \text{ ciclos}$$

6.1.4 Simulación del eje en SOLID WORKS

La aplicación de cargas se efectúa en los planos X, Y; se desprecian otros planos por que no existen cargas, en las verticales negativas se aplican las cargas y verticales positivas las respectivas reacciones en rodamientos como se aprecia Ilustración 44.

Ilustración 44. Aplicación de cargas y reacciones sobre el eje.



Fuente: Autor

Material usado acero 4140, se aplican sus respectivas propiedades mecánicas se agregó el material ya que no existían en la biblioteca de materiales de SOLIDWORKS Ilustración 45, tomando como base el acero 4130 que si se encontraba y modificando.

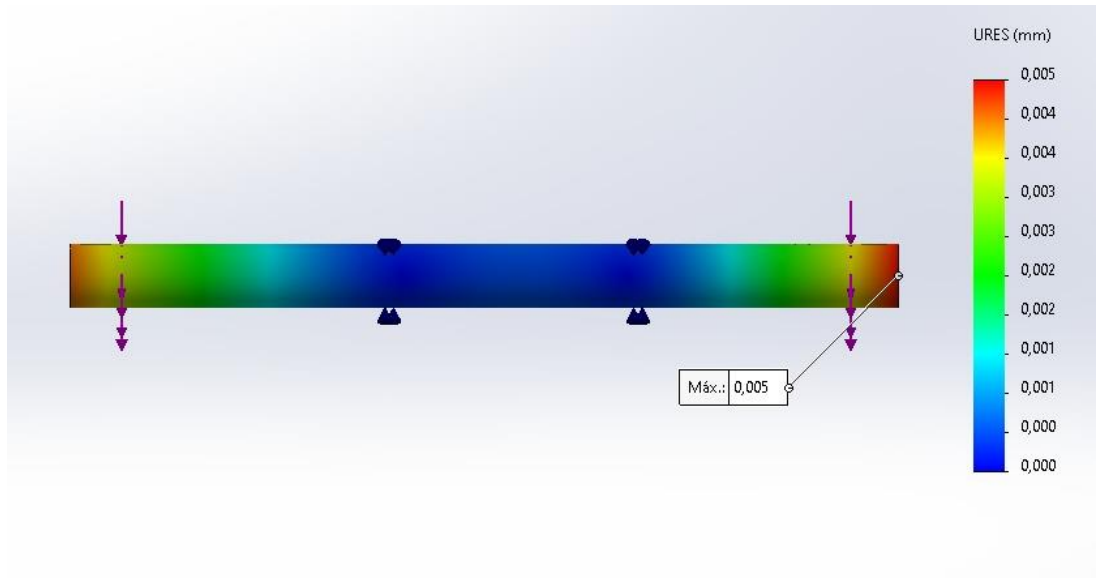
Ilustración 45.Propiedades mecánicas del acero 4140 en SOLIDWORKS.

Property	Value	Units
Poisson's Ratio	0.285	N/A
Shear Modulus	80000	N/mm^2
Mass Density	7850	kg/m^3
Tensile Strength	614	N/mm^2
Compressive Strength		N/mm^2
Yield Strength	427	N/mm^2
Thermal Expansion Coefficient		/K
Thermal Conductivity	42.6	W/(m·K)

Fuente: Autor

Se evidencia el desplazamiento máximo de 0.005mm y se efectúa en el extremo derecho donde se aplica la mayor carga (aquí se encuentra el aspa del radiador) Ilustración 46.

Ilustración 46. Desplazamientos.



Fuente: Autor

Se evidencia en la siguiente ilustración un porcentaje de daño por fatiga del 10% relativamente es muy bajo, es señal de que el elemento tendrá larga vida de operación Ilustración 47.

Ilustración 47. Porcentaje de daño por fatiga.



Fuente: Autor

Se evidencia en la Ilustración 48, que el eje tendrá un rango de vida infinito, SOLIDWORKS denota que es su máximo resultado de 1 000.000 de ciclos promedio.

Ilustración 48. Ciclos de vida.



Fuente: Autor

6.2 CÁLCULO DE LA DURACIÓN NOMINAL EN HORAS QUE PUEDE ALCANZAR EL RODAMIENTO APROPIADO PARA EL SISTEMA.

6.2.1 Cálculo de selección de rodamiento.

Datos:

$$Temp = 39^{\circ}\text{C} \approx 40^{\circ}\text{C}$$

$$d = 55.6_{mm}$$

$$D = 72_{mm}$$

$$C = 9.04_{KN}$$

$$C_0 = 8.8_{KN}$$

$$P_u = 0.375_{KN}$$

$$n = 4162.5_{rpm}$$

$$n_c = \text{Contaminación típica}$$

En la página 308 del catálogo general de SKF Ilustración 49, y determinando $d = 55.6_{mm}$ a partir de la configuración geométrica del eje seleccionamos el diámetro de $d = 55_{mm}$ el 0.6 sobrante se aplicará en ajuste y tolerancia de montaje del sistema.

Ilustración 49. Características técnicas del rodamiento.

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones	
d	D	B	C	C ₀	P _e	Velocidad de referencia	Velocidad límite ¹⁾		Rodamientos tapados en ambos lados	un lado
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-	
55	72	9	9.04	8.8	0.375	19 000	9 500	0.083	61811-2RZ	-
	72	9	9.04	8.8	0.375	-	5 300	0.083	61811-2RS1	-
	80	13	16.5	14	0.6	17 000	8 500	0.19	61911-2RZ	-
	80	13	16.5	14	0.6	-	5 000	0.19	61911-2RS1	-
	90	18	29.6	21.2	0.9	16 000	8 000	0.4	6011-2Z	6011-Z
	90	18	29.6	21.2	0.9	-	4 500	0.4	6011-2RS1	6011-RS1

Fuente: [19]

Después de iterar varias designaciones de rodamientos se escoge:
61811 – 2RS1 rodamiento estándar rígido de bolas con tapa.

Cálculo de la vida nominal básica:

$$L_{10h} = \left(\frac{10^6}{60 * n} \right) \left(\frac{C}{P} \right)^n$$

$$P = XF_r + YF_a$$

$$\frac{f_a}{C_0} = \frac{0}{8.8} = 0$$

Valor de $e = 0.19$

Según las condiciones para la relación:

$$\frac{f_a}{f_r} = \frac{0}{0.12437} = 0$$

Como la relación es menor a e , entonces $P = f_r \quad \therefore \quad f_r = 0.1243_{KN}$

Hallando velocidad real en el eje:

$$\frac{Vel_{eje}}{Vel_{motor}} = \frac{D_{Polea\ recept}}{D_{Polea\ motriz}}$$

Despejando y remplazando:

$$Vel_{eje} = \frac{0.4699_m}{0.2032_m} (1800_{rpm}) = 4162.5_{rpm}$$
$$n = 4162.5_{rpm}$$

$$L_{10h} = \left(\frac{10^6}{60 * 4162.5_{rpm}} \right) \left(\frac{9.04_{KN}}{0.1243_{KN}} \right)^3 = 1\,540\,232.945\,Horas$$

Se expresa que el rodamiento está en el rango básico de uso de un rodamiento industrial, se procede a cálculo de carga mínima con esto se determina que el rodamiento no patine en su aplicación.

$$D_m = 0,5(d_{mm} + D_{mm})$$

$$D_m = 0.5(55_{mm} + 72_{mm}) = 63.5_{mm}$$

De la Ilustración 21, determinamos la viscosidad dinámica requerida.

$$U = 9.5 \frac{mm^2}{s}$$

De la Ilustración 20, determinamos la clasificación ISO-VG: mediante la temperatura de referencia.

$$U_1 = 10 \frac{mm^2}{s}$$

6.2.2 Condiciones de lubricación y carga mínima permisible.

$$k = \frac{U}{U_1}$$

$$k = \frac{9.5}{10} = 0.95$$

Factor de contaminación n_c .

$$n_c = 0.2$$

Factor a_{SKF} , de la Ilustración 22. Factor a_{SKF} para los rodamientos radiales de bolas.

$$\frac{n_c * P_u}{P}$$

$$\frac{0.2 * 0.375_{KN}}{0.1243_{KN}} = 0.6114$$

Se halla la vida nominal SKF a partir del factor a_{SKF} encontrado en el inciso anterior.

$$a_{SKF} = 50$$

$$L_{10m} = a_{SKF}(L_{10h})$$

$$L_{10m} = 50(1\ 540\ 232.945h) = 7\ 701\ 1647.25\ h$$

Determinando carga mínima permisible.

$$L_{10m} = k_r \left(6 + \frac{4 * n}{N_r} \right) \left(\frac{D_m}{100} \right)^2$$

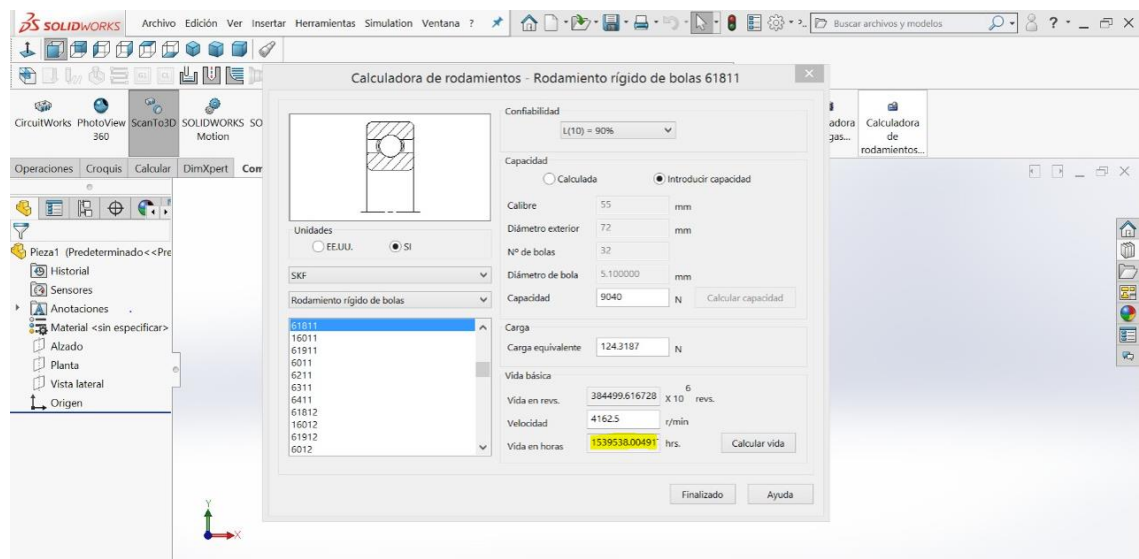
$$L_{10m} = 0.02 \left(6 + \frac{4 * 4162.5_{rpm}}{17000} \right) \left(\frac{63.5_{mm}}{100} \right)^2 = 0.056285_{KN}$$

$$\text{Como : } 0.056285_{KN} < 0.1243_{KN}$$

6.2.3 Simulación del rodamiento seleccionado.

Interfaz de la calculadora de rodamientos de Solid Works, ingresando las condiciones de operación para obtener la designación esperada según Ilustración 50.

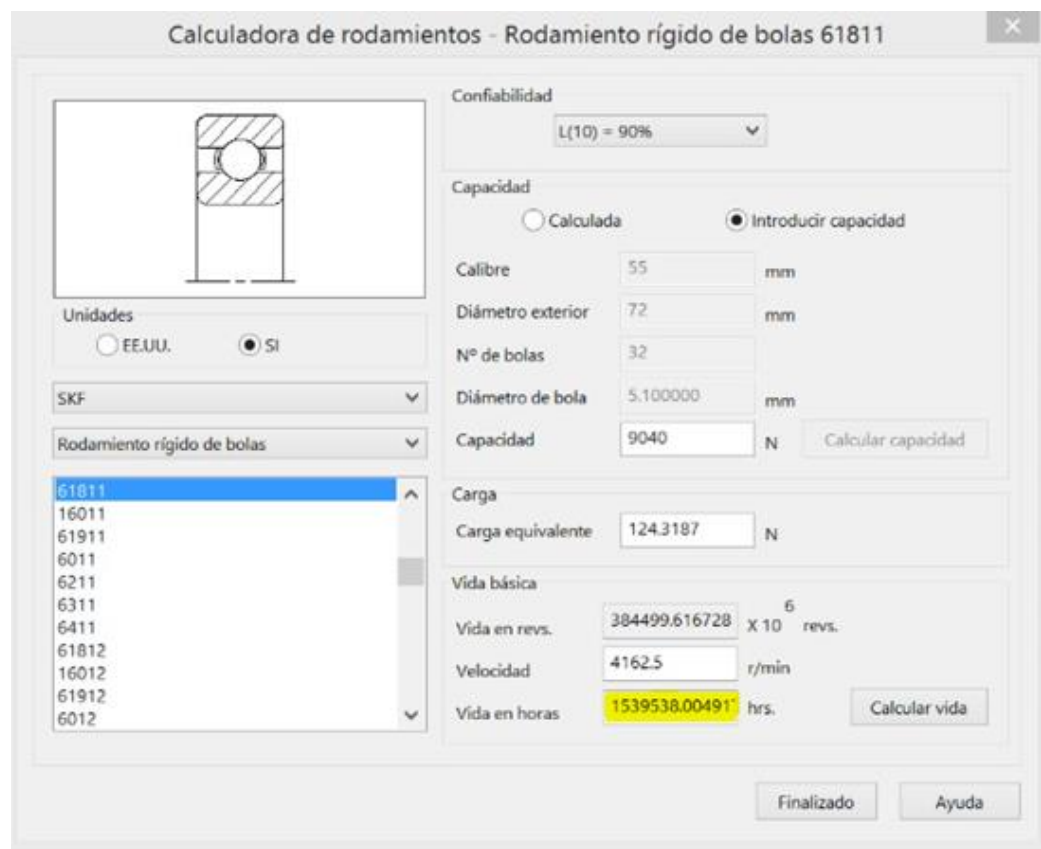
Ilustración 50. Simulación del rodamiento en el software SolidWorks.



Fuente: Autor

Interfaz de la calculadora de rodamientos de Solid Works y posterior resultado Ilustración 51.

Ilustración 51. Resultados vida útil del rodamiento en horas



Fuente: Autor

6.2.4 Análisis de ajuste y tolerancia, del rodamiento para eje macizo.

En la Ilustración 52, se designa el tipo de tolerancia dimensional mediante variables de diámetro de eje y condiciones de carga.

Ilustración 52. Tolerancias para eje macizos.

Condiciones	Diámetro del eje	Tolerancia dimensional ⁽²⁾	Tolerancia de variación radial total ⁽³⁾	Tolerancia de variación axial total ⁽³⁾	Ra
	mm	–	–	–	µm
Carga giratoria en el aro interior o dirección indeterminada de la carga					
Cargas ligeras ($P \leq 0,05\ C$)	≤ 17	js5	IT4/2	IT4	0,4
	> 17 a 100	j6	IT5/2	IT5	0,8
	> 100 a 140	k6	IT5/2	IT5	1,6
Cargas de normales a pesadas ($0,05\ C < P \leq 0,1\ C$)	≤ 10	js5	IT4/2	IT4	0,4
	> 10 a 17	j5	IT4/2	IT4	0,4
	> 17 a 100	k5	IT4/2	IT4	0,8
	> 100 a 140	m5	IT4/2	IT4	0,8
	> 140 a 200	m6	IT5/2	IT5	1,6
	> 200 a 500	n6	IT5/2	IT5	1,6
	> 500	p7	IT6/2	IT6	3,2
Carga fija sobre el aro interior Fácil desplazamiento axial del aro interior en el eje: deseable Fácil desplazamiento axial del aro interior en el eje: innecesario		g6 ⁽⁴⁾	IT5/2	IT5	1,6
		h6	IT5/2	IT5	1,6
Cargas puramente axiales		j6	IT5/2	IT5	1,6

Fuente: [19]

Determinando de tipo de carga:

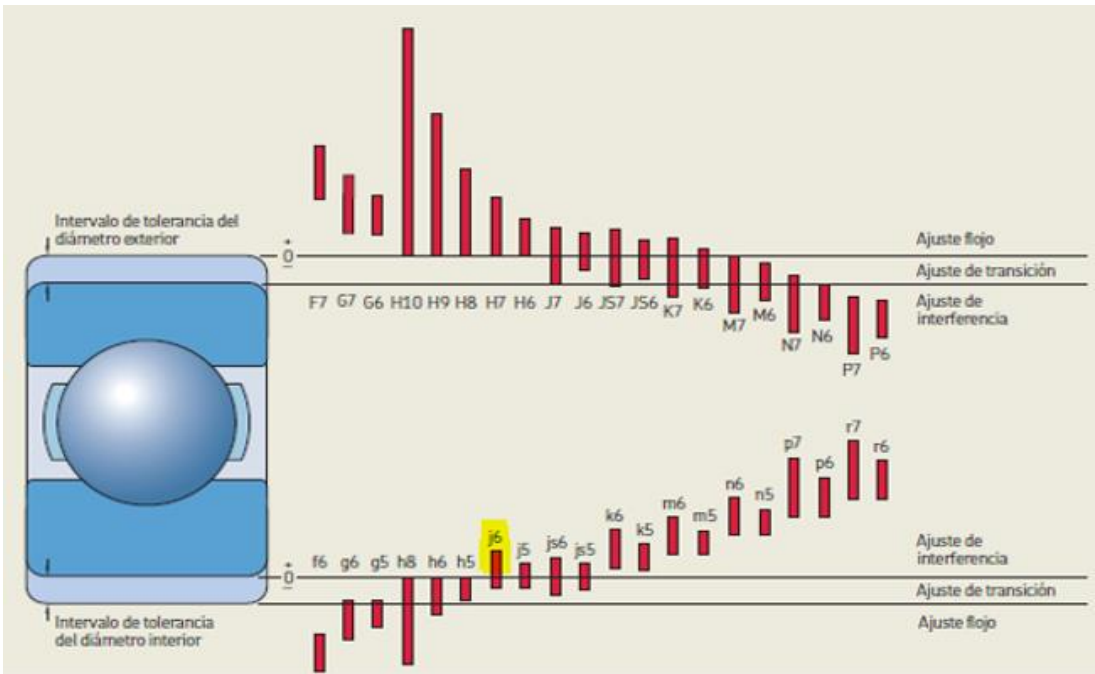
$$P \leq 0.05C$$

$$0.1243_{KN} \leq 0.05(9.04_{KN})$$

$$0.1243_{KN} \leq 0.452_{KN}$$

Se cumple la condición de que la carga P es menor a la carga dinámica del rodamiento C ; se clasifica en la categoría de “Carga ligera”, y observando que el eje es macizo y con diámetro de $55.6mm$ y según la Ilustración 52.

Ilustración 53. Clases de tolerancias de ejes macizos.



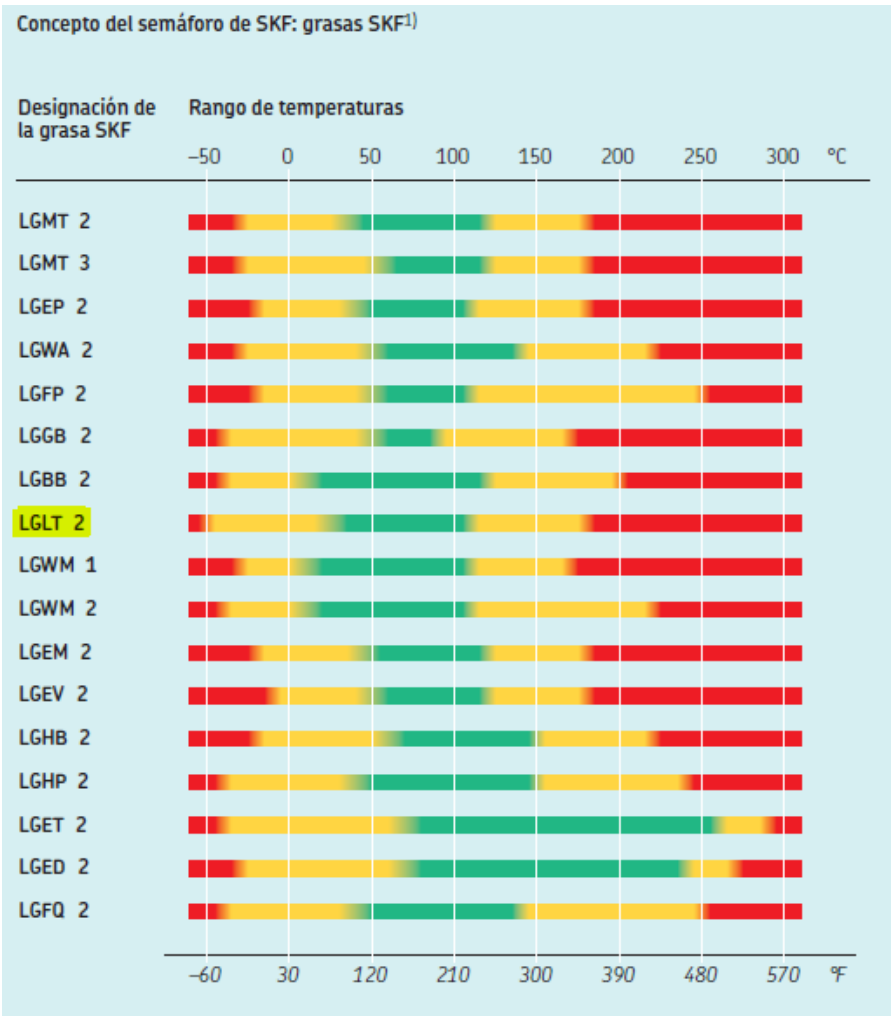
Fuente: [19]

Para el montaje de un rodamiento de bolas y un eje macizo como este caso, según el análisis anterior de tolerancias para ejes macizos y teniendo en cuenta la Ilustración 53 clases de tolerancias de ejes y soportes, se determina que el ajuste es de interferencia “J6” es el apropiado para el montaje según el manual de SKF.

6.2.5 Lubricación de los rodamientos según SKF.

Para el rango de temperaturas manejado por el sistema de transmisión de potencia de las aspas del radiador se considera entre un rango de 40 °C hasta 60 °C máximo (rango de temperaturas obtenido mediante el termómetro infrarrojo FLUKE), en el cual este rodamiento puede estar expuesto debido al calor producido por fricción interna.

Ilustración 54. Concepto del semáforo de SKF selección de grasas según la temperatura de operación.



Fuente: [19]

La designación de grasa recomendada es “LGTL 2”, se ajusta establemente según el rango de temperaturas al cual está expuesto el rodamiento durante su funcionamiento.

7. RECURSOS NECESARIOS

7.1 RECURSOS HUMANOS.

La siguiente tabla se representa el presupuesto del equipo de trabajo, conformado para el desarrollo de este trabajo.

Tabla 3. Presupuesto recurso humano

Nombre	Cargo	Horas (mes)	Precio hora (\$)	Costo mensual (\$)	Total semestre (\$)
William Mora	Director	15	60.000	900.000	3 600.000
Andretty Rodriguez	Tesista	30	15.000	450.000	1 800.000
				Total	5 400.000

Fuente: Autor

7.2 RECURSOS FINANCIEROS

La siguiente tabla representa los recursos que se invirtieron para el desarrollo de las actividades propias de este proyecto.

Tabla 4. Presupuesto total

Recurso	Costo mensual (\$)	Total semestre (\$)
Viáticos	1 400.000	5 600.000
Internet	55.000	220.000
Papelería	70.000	280.000
Software	120.000	480.000
Recurso Humano	1 350.000	5 400.000
	Sub-total	11 980.000
	Imprevistos (10%)	1 198.000
	Total	13 178.000

Fuente: Autor

8. RESULTADOS Y RECOMENDACIONES

El desarrollo de análisis de falla del eje y rodamiento, del sistema de transmisión de potencia de las aspas del radiador se fundamenta en los anexos Pag 75 (AMEF y Ishikawa).

Se evalúa y valida el diseño del eje determinando el factor de seguridad (η), el cual dio como resultado $\eta = 1.956$ y con el criterio de Von-Mises $\eta = 2.258$. Por ende, se logra determinar un valor permisible de seguridad en el eje; es decir su estado actual de diseño cumple satisfactoriamente para su aplicación en cuanto a las configuraciones de diseño: estática, geometría y de material.

El eje está pensado para que no falle por diseño con $N = 2.3279172 * 10^{14}$ *ciclos*, según los análisis físico-mecánicos obtenidos en este documento. En el análisis mediante **SOLID WORKS SIMULATION**, se validan los cálculos de diseño y **determina que el eje se encuentra en el rango de vida infinita** (nota: el software no muestra el valor exacto hallado en los cálculos ya que al ser mayor a 10^6 ciclos el tope de resultado máximo para el software lo clasifica como elemento con vida infinita).

En la selección de rodamiento se aconseja utilizar del proveedor SKF la designación **61811 – 2RS1 rodamiento estándar rígido de bolas con tapa en ambos lados**, se considera que tendrá una vida de funcionamiento muy larga, ya que en teoría y simulación (SOLID WORKS) los resultados en promedio son de **1 540 232.945 Horas**.

El rodamiento se adapta perfectamente a esta designación, porque la carga mínima del rodamiento debe ser menor a la carga de operación calculada que se requiere según la condición de uso, respectivamente sería **$0.056285_{KN} < 0.1243KN$** .

Se recomienda realizar inspecciones de integridad, utilizando análisis ultrasonido para el eje y cojinetes con el fin de detectar imperfecciones internas en el material de los mismos, para el eje en especial en el punto donde se produce mayor momento.

Realizar inspecciones visuales periódicas por parte del personal de mantenimiento, para evidenciar posibles desperfectos superficiales.

Según el manual SKF, recomienda que el almacenamiento es un factor importante en el rendimiento operativo del rodamiento, señala que es muy importante almacenar el rodamiento en el empaque original ya que vienen bañados en aceite conservante de calidad para evitar corrosión y contaminación del exterior, almacenar bajo techo sin condiciones de clima helados o condesados y temperatura no mayor a 40 grados Celsius, Almacenar en entornos sin vibraciones esto puede ocasionar daño en las pistas del rodamiento, evitar golpes o caídas y por ultimo posicionar en forma horizontal para su fácil manipulación.[19]

En mantenimiento según las recomendaciones SKF de rodamientos, la lubricación es la más importante ya que de aquí depende la vida útil del mismo, indispensable aplicar las siguientes recomendaciones: verificar y descartar fugas de lubricante, mantener sellos y anillos protectores llenos de grasa para su máxima protección, en caso de llenado manual de grasa realizar y ejecutar esquema programado, utilizar el lubricante con designación “**LGTL 2**” seleccionado para la temperatura a la cual opera el rodamiento según el semáforo de lubricación de SKF según la Ilustración 54. [19]

Se recomienda para el eje procesos eficientes en fabricación y transporte, ya que estos factores interfieren en la efectividad de su vida útil (eliminar golpes, rayaduras, y sobrecalentamientos a la hora de maquinar que no afecte tratamiento térmico del material).

En montaje la recomendación es usar equipos especiales de alineación, montaje de rodamiento por contracción usando calentador por inducción evitamos golpes causando juegos axiales en el cojinete e imperfecciones en la superficie del eje, respetar la configuración estática (puntos de apoyo y cargas sobre eje), de acuerdo con la clasificación de ajustes para ejes macizos de la Ilustración 52 se cumple la condición $0.1243_{KN} < 0.452_{KN}$ siendo la carga radial $P = 0.1243_{KN}$ menor 0.05 veces de la carga dinámica $C = 9.04_{KN}$ del rodamiento clasificándose como una **carga ligera de tolerancia dimensional J6** y determinando de este manera el ajuste requerido según Ilustración 53 se clasifica como un “**ajuste de interferencia J6**” .

Según indagación de técnicos de mantenimiento de la compañía estos procedimientos se hacen empíricamente (ejemplo: alineaciones visuales, lubricación de cojinetes en sin programación previa, montajes a golpes, cartas de lubricación y planes de mantenimiento inexistentes para este sistema en específico). Por lo tanto, es necesario implementar capacitaciones técnicas

enfocadas a montaje y mantenimiento de precisión aplicando instrumentos con tecnología de punta.

Se recomienda contratar los servicios de una empresa especializada en análisis de fallas para determinar la causa exacta por método científico, usando equipos especializados para recopilar datos de fatiga de materiales.

9. CONCLUSIONES

Estos resultados y recomendaciones obtenidos en el análisis de falla del sistema, al aplicarse correctamente pueden prevenir considerablemente cuellos de botella en la producción, porque se evitarán averías inesperadas; al lograr predecir su vida útil mediante los análisis teóricos de diseño de maquina aplicados en este trabajo.

Una vez verificadas las condiciones de diseño, montaje y mantenimiento se ve la necesidad de solicitar la evaluación por parte de la empresa de contratar o desarrollar estudios de integridad de equipos en toda su infraestructura (para detectar de forma temprana y de esta manera se puedan evitar muchas fallas recurrentes en los sistemas mecánicos de sus máquinas y equipos).

Las matrices AMEF e ISHIKAWA, brindan una visión clara de los protocolos a tener en cuenta en aspectos de diseño, mantenimiento y montaje de los elementos.

Según el diagrama presentado en la Ilustración 10 resistencia a la fatiga- número de ciclos, determina que el eje se ubica en el rango de vida infinita por ser $N > 10^8$ ciclos; lo que define que su configuración en cuanto a diseño cumple satisfactoriamente y se deduce que su falla posiblemente se adjudica a otro factor anexo.

Se considera que la hipótesis más acertada de la falla del eje, se atribuye a concentradores de esfuerzo causados por **corrosión de frotamiento**; probablemente atribuido al inapropiado ajuste de interferencia entre eje y rodamiento. Se evidencia en la Ilustración 26 el asiento de la pista del cojinete un desgaste anormal; es en este punto donde el eje se fractura (según testimonio de técnicos de la compañía (ver Ilustración 38), y es aquí donde produce el mayor momento de fuerza según la Ilustración 43, se evidencia el punto donde se aplica el M_{max} (momento flector Max). y sumado a sus esfuerzos dinámicos de torsión y flexión, el material sufre fatiga prematura causando la ruptura del mismo.

En los cálculos se valida que el eje se fractura debido al esfuerzo de torsión según su valor obtenido de 109.14214_{Mpa} , teniendo que el esfuerzo de flexión de 0.999493_{Mpa} es considerablemente menor.

Los resultados en la selección del rodamiento en la teoría y simulación arrojan un porcentaje de error bastante bajo siendo este de %***error*** = **0.0450%**, lo que valida la selección apropiada del rodamiento en el sistema.

Se escoge el proveedor de rodamientos SKF, porque la empresa trabaja periódicamente con dicha marca ya que esta ofrece un amplio catálogo de servicios en cuanto a aporte técnico en mantenimiento predictivo, preventivo y correctivo; disponibilidad alta en postventa por encima de los demás proveedores, para la compañía petrolera es indispensable la calidad del producto y el servicio por encima de la economía en repuestos, ya que su operación de producción nunca se detiene.

10. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] O. Villalobos Quispe, “Estimación de la vida útil del eje de accionamiento de una trituradora de impacto de eje horizontal a través del análisis de falla por fatiga,” p. 103, 2019.
- [2] A. Vélez, “Ejes : Análisis Y Prevención De Fallas En Servicios,” *Indisa*, no. 23, pp. 1–7, 2015, [Online]. Available: <http://www.indisaonline.8m.com/anteriores/23.htm>.
- [3] H. A. M. Buelvas, A. F. O. Arroyo, and J. A. C. Tordecilla, “Desarrollo de aplicacion para el diseo estocástico de ejes de transmision de potencia,” 2016.
- [4] M. (Universidad de S. Navarro Carmona, “Diagnóstico de fallos en rodamientos,” pp. 1–98, 2016, [Online]. Available: <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/5704/fichero/PFC+Maria+Navarro.pdf>.
- [5] J. L. Díaz Cáceres, “Determinación Mediante La Realización Análisis De Falla De Las Causas Más Comunes De Falla En Ejes De Equipos Industriales,” 2017.
- [6] F. De Ciencias, A. Calderón, S. Dámaris, V. Rebaza, and J. Carlos, “Universidad Nacional de Trujillo,” *Lexus*, vol. 4, no. None, p. 37, 2015.
- [7] M. E. Moreno-Sánchez, J. A. Villarraga-Ossa, and R. Moreno-Sánchez, “Diagnóstico de fallas tempranas de rodamientos en mecanismos susceptibles al desbalanceo y a la desalineación,” *Rev. UIS Ing.*, vol. 18, no. 2, pp. 187–198, 2018, doi: 10.18273/revuin.v18n2-2019018.
- [8] G. Tecnología and M. Procesos, “GRUPO TECNOLOGÍA MECÁNICA – PROCESOS DE FABRICACIÓN AJUSTES Y TOLERANCIAS Página 2 de 39,” *Ajustes Y Toler.*, vol. 1, no. 1.0, pp. 1–39, 2019, [Online]. Available: WWW.LAJODA.COM.
- [9] M. Montiel, “Estimación de vida a fatiga en un eje con ajuste a presión,” 2017.
- [10] F. Nunez, S. Guralnick, and T. Erber, “A novel method of tracing the inception and progress of fatigue crack-growth in steel,” *Rev. Ing. Constr.*, vol. 30, no. 2, pp. 135–146, 2015, doi: 10.4067/s0718-50732015000200005.
- [11] M. Z. Yadira, G. Julio, and P. Carlos, “Nueva metodología de diagnóstico de fallas en rodamientos en una máquina síncrona mediante el procesamiento de señales vibro- acústicas empleando análisis de densidad de potencia Novel Methodology of Fault Diagnosis on Bearings in a Synchronous Machine by,” *Ing. Investig. y Tecnol.*, vol. 17, no. número 1, pp. 73–85, 2016, [Online]. Available: <http://dx.doi.org/10.1016/j.riit.2016.01.007>.
- [12] E. A. Rativa, “Edwin Alexander Rativa Sáenz,” 2017.
- [13] S. Townsley et al., “Perenco Oil & Gas,” *www.kalaapa.com*, p. several, 1992, [Online]. Available: <https://www.perenco.com/>.
- [14] P. Fin De Carrera, R. Liaño, G. Directora, : Belén, and R. Calonge, “ESCUELA

TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA UNIVERSIDAD DE CANTABRIA
DISEÑO Y COMPORTAMIENTO DE COJINETES (Design and behavior of
bearings) Para acceder al Título de INGENIERO TÉCNICO NAVAL.
ESPECIALIDAD EN PROPULSIÓN Y SERVICIOS DEL BUQUE,” 2016.

- [15] S. Guajardo, “Potencia En Sistemas De Transmisión Mediante Correas Trapezoidales,” p. 134, 2014, [Online]. Available: http://repobib.ubiobio.cl/jspui/handle/123456789/1194%0Ahttp://repobib.ubiobio.cl/jspui/bitstream/123456789/1194/1/Guajardo_Oyarzun_Sebastian_Alejandro.pdf.
- [16] R. G. B. y J. K. Nisbett, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 9th ed. New York, Estados Unidos, 2012.
- [17] E. A. R. Saenz, “Implementación del método de análisis de falla y análisis de causa raíz a tres componentes mecánicos,” *Fund. Univ. Los Lib.*, 2017.
- [18] R. B. Cabrera, “Catálogo general,” *la Prov. Celt. a la qūrā Santabariyya Arqueol. la Antigüedad tardía en la Prov. Cuenca (siglos V-VIII d.C.)*, pp. 309–442, 2019, doi: 10.2307/j.ctvndv5h5.9.
- [19] M. Garcia, “Rodamientos rígidos de bolas,” *Rodamientos*, pp. 266–267, 2019.
- [20] CATERPILLAR EEUU, “MAQUINARIA CAT OIL AND GAS,” *CATALOGO ELECTROGENOS*, 2022. https://www.cat.com/es_MX/products/new/power-systems/electric-power.html?facetIds=gas-generator-sets&utm_content=epg_as_educational_epgas&utm_source=google&utm_medium=cpc&utm_campaign=ep_gas_generators_-_es_mx&utm_term=generadores_electricos_a_gas_natural.
- [21] A. Sae, “Barras De Baja Y Media Aleación,” vol. 1013, p. 4340.
- [22] INTERMEC, “Tensión de las correas,” pp. 16–18, 2013, [Online]. Available: https://www.intermec.com.co/pdf/Tension_de_correas.pdf.

11. ANEXOS

Anexo 1. Diagrama Ishikawa del eje.

Se entrega documento de PDF.

Anexo 2. Diagrama Ishikawa del rodamiento.

Se entrega documento de PDF.

Anexo 3. Matriz AMEF del eje.

Se entrega documento de Microsoft Excel.

Anexo 4. Matriz AMEF del rodamiento.

Se entrega documento de Microsoft Excel.