

**ANALISIS, CÁLCULO Y VERIFICACION ESTRUCTURAL ESTATICA DE
CAPACIDAD, DE UN PROTOTIPO CARGADOR-ELEVADOR CON UN ROBOT
ARTICULADO ANCLADO EN SU EXTREMO SUPERIOR.**

FRANCISCO JOSE VALIENTE JIMENEZ

AUTOR



**FACULTAD DE INGENIERÍA
PROGRAMA DE INGENIERIA MECANICA
CARTAGENA DE INDIAS D. T.**

**ANALISIS, CÁLCULO Y VERIFICACION ESTRUCTURAL ESTATICA DE
CAPACIDAD, DE UN PROTOTIPO CARGADOR-ELEVADOR CON UN ROBOT
ARTICULADO ANCLADO EN SU EXTREMO SUPERIOR.**

FRANCISCO JOSE VALIENTE JIMENEZ

AUTOR

ME, SCs VLADIMIR QUIROZ MARIANO

DIRECTOR



NOTA DE ACEPTACIÓN

Firma del Presidente del Jurado Calificador

Firma Jurado Calificador

Firma Jurado Calificador

AGRADECIMIENTOS

Al Dios de la vida, por ser la fuente de inspiración que le dio sabiduría, fortaleza, sentido, fuerza e iluminación a mi vida y a mi familia. A mi Familia, mi Esposa Eniht, mis Hijos, Francisco, Sergio, Gregorio y Danna; por el sacrificio, amor, tolerancia y apoyo incondicional que me brindaron en todo momento; gracias por ser el motor y la luz de mi vida. A mi Madre Elena, mi padrastro Galo, mis hermanos Jorge y Galo Alfonso, por su amor incondicional, buenos consejos, el soporte y apoyo por sacar adelante este proyecto. A los todos profesores de la facultad de ingeniería mecánica y Mecatrónica "U.T.B". En especial al Ing. Vladimir Quiroz M. por su paciencia y gran ayuda en la elaboración de este proyecto, de igual forma las mismas consideraciones para los: Ing. Edgardo Arrieta O, Ing. Eugenio Yime R, Ing. Alfredo Abuchar C, Ing. Luis M. Romero, Ing. Luis Majana Coneo, Ing. Justo Ramos M. (Q.D.E.P), Ing. Luis Polo, Yerlis Balletero, a todos mis amigos y más a aquellas personas que intervinieron en este proyecto hecho realidad, por su incondicional y excelentes consejos; gracias por el sostén brindado en todo momento, por ser una fuerza motriz y fuente de inspiración de este gran proyecto sin ustedes no lo hubiera logrado hacer posible.

A todos Muchas Gracias.

FRANCISCO JOSÉ VALIENTE JIMÉNEZ

DEDICATORIA

Al Dios de la vida, porque sin su gracia nada es posible. A mi querida y ferviente familia; Enith mi hermosa y fiel esposa, mi gran herencia los 04 hijos más maravillosos de esta creación: Francisco, Sergio, Gregorio y Danna, por ser mi fortaleza, mi alegría y mis constantes ganas de superarme diariamente, Te Amo. A mis Padres: Juana Helena, por ser sinónimo de lucha, perseverancia y el mejor ejemplo de madre; Galo Vallejo Castilla, porque para mí siempre fuiste un buen y excelente padrastro.

A mis Hermanos: Jorge Alberó, Galo Alfonso, Nohemí de Diego, por estar presente en el momento que más te necesité, a toda la familia de mi esposa; a mis sobrinos, mis amigos, mis profesores Ingenieros de la universidad, a los directivos, profesores y compañeros que me han apoyado durante mi formación profesional.

FRANCISCO JOSÉ VALIENTE JIMÉNEZ

CONTENIDO GENERAL

1. INTRODUCCIÓN
 - 1.1. OBJETIVOS DEL PROYECTO
 - 1.1.1. Objetivos General
 - 1.1.2. Objetivos Específicos
 - 1.2. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA
2. FUNDAMENTOS TEORICOS DE GRUAS
 - 2.1. GRUAS
 - 2.1.1. Definición de Grúa
 - 2.1.2. Definición de Montacargas
 - 2.1.3. Clasificación de las Grúas
 - 2.2. GLOSARIO BASICOS DE GRUAS
 - 2.3. PARTES CONSTITUTIVAS DE UNA GRUA
 - 2.3.1. Mástil
 - 2.3.2. Flecha
 - 2.3.3. Contrapeso
 - 2.3.4. Cables
 - 2.3.5. Gancho
 - 2.3.6. Motores
 - 2.3.7. Aguilón
 - 2.3.8. Guarniciones
 - 2.3.9. Polispasto
 - 2.3.10. Polipasto Inferior

2.3.11. Polipasto Superior

2.3.12. Tirante

2.3.13. Fajas

2.3.14. Eslingas

2.3.15. Grilletes

2.3.16. Carro

2.3.17. Lastre

2.3.18. Tambores de Enrollamiento

2.4. PROPIEDADES MECANICAS DE LOS MATERIALES USADOS EN EL DISEÑO Y CONSTRUCCION DE GRUAS

2.4.1. Conexiones en la Estructura de las Grúas

2.4.2. Conexiones Soldadas

2.4.3. Especificaciones para la aplicación de la Soldadura en la estructura de la grúa

2.4.4. Código para el Diseño de Soldadura de Estructuras de Acero (AWS D.1.1.)

2.4.5. Conexiones con Pasadores

2.4.6. Conexiones con Tornillos, Barras Roscadas y Remaches

3. CALCULOS Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES ESTRUCTURALES DEL PROTOTIPO, PAR UN NUEVO DISEÑO DE LA GRUA BROKK 250.

3.1. Presentación de la grúa

3.1.1. Grúa móvil con dos brazo mecánico articulado

3.1.2. Maquinaria de referencia para el diseño del proyecto

3.1.3. Utilidad e importancia y diferencia de la maquinaria de referencia con respecto a la del proyecto

3.1.4. Estructura de la grúa

3.1.4.1. Definición de Estructura

3.1.4.2. Clasificación de las Estructuras

3.1.5. Descripción de los Componentes de la Grúa del Proyecto

3.1.6. Certificación de Grúas

3.1.6.1. Definición de Certificación

3.1.6.2. Certificación de Equipos

3.1.6.3. Normas y Estándares Utilizados para la Certificación

3.1.7. Vida Esperada de la Grúa

3.1.8. Manipulador industrial robótico hidráulico de cinco grado de libertad

3.1.8.1. Selección del manipulador industrial robótico hidráulico de cinco grado de libertad

3.1.8.2. Análisis de aplicación mecánica

3.1.9. Análisis, cálculo y verificación estructural estática de capacidad, de un prototipo cargador-elevador con un robot articulado anclado en su extremo superior.

4. ANIMACION DEL PROYECTO POR MEDIO DE VIDEO UTILIZANDO SOLID EDGE .

5. INSTALACIÓN Y MONTAJE.

5.1. Instrucciones de instalación y montaje de la grúa del prototipo

5.1.1. Fase de fijación del primer brazo mecánico hidráulico giratorio y el rodamiento de giro para el movimiento en ronza de la grúa.

5.1.2. Mandos e instalación eléctrica

5.1.3. Montaje de los Brazos Mecánicos articulados y sus accesorios de potencia

5.1.4. Mecanismo de giro

6. MANTENIMIENTO

6.1. Proceso de mantenimiento de la grúa

6.1.1. Implementación del Mantenimiento Proactivo para Aumentar la Confiabilidad de la Grúa

- 6.1.2. Estrategia del Mantenimiento
- 6.1.3. Mantenimiento de la Grúa del Proyecto
 - 6.1.3.1. Mantenimiento del Rodamiento de Gran Diámetro
 - 6.1.3.3. Mantenimiento del motor de Giro
 - 6.1.3.4. Mantenimiento del reductor
 - 6.1.3.5. Mantenimiento de la estructura y componentes

7. ASPECTOS AMBIENTALES

- 7.1. Consideraciones medioambientales
 - 7.1.1 Recursos e infraestructuras
 - 7.1.2. Contaminación del aire y del agua
 - 7.1.3. Aspectos sociales
 - 7.1.4. Fase de desmantelamiento

8. ANÁLISIS DE COSTO

- 8.1. Análisis de costo e inversión del proyecto
 - 8.1.1. Descripción de los Costos
 - 8.1.1.1. Costos Unitarios
 - 8.1.1.2. Clasificación de los costos
 - 8.1.1.3. Costos directos
 - 8.1.1.4. Mano de Obra
 - 8.1.1.5. Mano de Obra directa
 - 8.1.1.6. Mano de Obra indirecta
 - 8.1.1.6.1. Equipos
 - 8.1.1.6.2. Materiales
 - 8.1.1.6.3. Transporte

8.1.1.6.4. Montaje

8.1.1.7. Costos indirectos

8.1.1.8. Análisis de costos Unitarios

8.1.1.9. Rubros de mantenimientos de la superestructura de la grúa

CONCLUSIONES

BIBLIOGRAFÍA

1. INTRODUCCION

Con este proyecto se busca desarrollar una grúa móvil con 02 brazos mecánicos articulados, uno Hidráulico y el otro tipo robótico, con características de alta capacidad de carga y de gran alcance.

Hoy en día ya existen multitud de mecanismos articulados robóticos, pero prácticamente la totalidad de estos está orientada a la industria y en general a situaciones estáticas, es decir, el brazo está anclado a un punto fijo o se desplaza a través de una guía fija. Aquí radica la gran diferencia de este proyecto, ya que estará unido a una grúa mecánica hidráulica con un brazo robótico articulado con 05 grados de libertad anclado en su extremo superior. Totalmente móvil, por tanto sus características deben ser evaluadas, calculadas y realizar la verificación estructural estática y teoría de falla por fatiga de capacidad máxima de un prototipo grúa móvil mecánica hidráulica de una marca y referencia **BROKK 250**. Para el izaje de cargas mecánicas de 1140Kgf, tener un alcance de 0 a 12,15m y realizar el sostenimiento y maniobrabilidad mecánica de un robot articulado con 05 grado de libertad.

Uno de los inconvenientes en estos procesos de izada de carga mecánica en la maquinaria industrial existente, es no tener versatilidad en el transporte y el desplazamiento de cargas de un lugar de difícil acceso y de espacios reducidos en donde ninguna de las maquinarias industrial mencionadas anteriormente tendría acceso en forma rápida, oportuna y eficaz para realizar la maniobra de elevación de cargas en lugares específicos dentro y fuera de la empresa. Debido a la perdida de los tiempos muertos, horas hombre improductivas, costos de operación de maquinaria pesada, gastos operacionales de producción y la poca exactitud durante el proceso de operación de maniobras de izaje de cargas, se concluye que el prototipo cargador elevador propuesto en este proyecto, es el adecuado para realizar en forma general tareas o maniobras se llevan a cabo por un operario

que desplaza de un lugar a otro estas cargas; en lugares de difícil acceso, con maquinaria del prototipo en base a la marca BROKK 250 y un robot.

Este proyecto de titulación contribuirá a desarrollar la vida útil del cargador - elevador, aumentando la integridad, fiabilidad y confiabilidad de los equipos, eliminando accidentes, y disminuyendo daños humanos y materiales. Además está orientado a dar unas pautas de mejoramiento continuo en cuanto al mantenimiento preventivo, correctivo y predictivo a la parte estructural, funcional y de seguridad del cargador – elevador.

Para esto se ha hecho una recopilación de fundamentos básicos de diseño de grúas móviles y de estándares nacionales e internacionales sobre diseño, fabricación, uso, operación, mantenimiento y certificación de las grúas utilizadas en sectores industriales más específicamente petrolero y petroquímico. Además en el presente trabajo se elabora un análisis de costos unitarios, la manera como se cuantifican los costos directos, indirectos, junto con un desglose de los mismos.

1.1. OBJETIVOS DEL PROYECTO

1.1.1. Objetivo general

Es desarrollar un protocolo de análisis, cálculo y verificación estructural estática y teoría de falla por fatiga de la capacidad permisible de un prototipo cargador-elevador con un robot articulado anclado en su extremo superior, y este que utilice de guía para establecer las condiciones de integridad, requerimientos y procedimientos operativos y los estándares de seguridad para el izaje de cargas dentro del corredor de obra en el sector industrial.

1.1.2. Objetivo Específicos

- Evaluar y definir las formas y dimensiones de las piezas involucradas en el análisis y cálculo de la verificación estructural estática y teoría de falla por fatiga de la capacidad permisible de los componentes en estudio del prototipo.
- Realizar la selección de elementos comerciales de la grúa BROKK 250, estos se comparan con la capacidad máxima específica debido al procedimiento de cálculo de dichos componentes; para un posterior ensamble virtual del conjunto prototipo.
- Facilitar la aplicación mecánica y anclar en la parte superior del prototipo cargador elevador referencia del fabricante BROKK 250; un manipulador flexible robot con cinco grado de libertad, siendo libre el criterio para la disposición y determinación de pares correspondientes a las articulaciones.
- Dar continuidad a la generación y a portación de conocimiento en el diseño del prototipo. Con el fin, de definir los datos definitivos necesarios para estudios posteriores del proyecto, como lo es; el análisis cinemáticos, dinámicos y nodal del sistema.
- Realizar el análisis de costos e inversión del proyecto.

1.3. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

El desarrollo de un prototipo cargador elevador con un manipulador industrial robótico hidráulico con 05 grado de libertad anclado en su extremo superior. Es un proyecto que surge dentro de la experiencia de trabajo en el sector de hidrocarburo “Refinería de Cartagena” y en la especialidad de mecánica y mecatronica perteneciente a la sección de pregrado, posgrado e investigación de la U.T.B. En la especialidad mencionada se cuenta asignaturas, cursos y

laboratorios relacionados con la mecánica y robótica, por tal motivo es justificable proponer proyectos de investigación relacionado con estas.

También es relevante el hecho de la aplicación de la energía hidráulica en este proyecto. Sabemos algunas ventajas de este tipo de energía; una de las cuales es la de mayor capacidad de carga. Por tal motivo es ecuánime el perfeccionamiento del análisis, cálculo, y verificación estructural estática y teoría de falla por fatiga de la capacidad permisible de los componentes mecánicos básicos necesarios para el funcionamiento óptimo de prototipo, que permite manipular cargas aproximadas de 1140Kgf a una altura comprendida entre 0 a 12,15m.

El proyecto fue propuesto desde varios años atrás por primera vez, en el año 2006 en la asignatura diseño de máquinas I, de hecho se tiene en existencia documentación relacionada a la evaluación, cálculo y diseño del prototipo en ingeniería asistida por un ordenador Solidedge y solidwork simulación.

Además, cabe recalcar que; este proyecto tiene aplicaciones en recintos cerrados y bajo cubierta, posee la facilidad para realizar trabajos en cualquier punto tridimensional de zonas donde los espacios son realmente reducidos y de no fácil acceso en industria petrolera, minera, siderúrgica, cementera, alimenticia, cervecera, automotriz, manufactura y talleres de servicios.

2. FUNDAMENTOS TEORICOS DE GRUAS

2.1. GRUAS

2.1.1. Definición de grúa

Una grúa es una máquina ideal para levantar materiales que por su volumen y peso son imposibles de manipular manualmente o con montacargas; estos pesos pueden estar entre centenares de Kilogramos hasta cientos de toneladas.

El movimiento puede ser generado manualmente o puede proceder de motores eléctricos, de combustión interna o de vapor. Ver anexo 8.

2.1.2. Definición de montacargas

Se considera montacargas a un equipo de ruedas provisto de uñas, ideal para manipular pesos y cargas dentro del área interna de las bodegas, cuyo piso sea firmemente compactado, adoquinado o cementado.

2.1.3. Clasificación de las grúas

Las grúas se clasifican tomando en cuenta diferentes parámetros;

Por su forma:

- Grúas torre o de pescante.
- Grúas de brazo móvil o articulado
- Grúas puente
- Grúas Pórtico
- Grúas telescópicas.

Por su utilidad:

- Grúas portuarias (Fijas y móviles)
- Grúas para la construcción (Industriales).

Por su transporte:

- Grúas con base fija.
- Grúas con base móvil

2.1.3.1. Grúas torre o pescante

La grúa torre o de pescante está formada por un pescante horizontal cuyos extremos se desplazan sobre rieles perpendiculares al pescante; el torno de izado se desliza en sentido longitudinal por el pescante mediante un carro. Ver figura 1.

Es orientable y su soporte giratorio se monta sobre la parte superior de una torre vertical, cuya parte inferior se une a la base de la grúa. La grúa torre

suele ser de instalación temporal, y está concebida para soportar frecuentes montajes y desmontajes, así como traslados entre distintos emplazamientos.

La torre de la grúa puede empotrarse en el suelo, inmobilizada sin ruedas o bien desplazarse sobre vías rectas o curvas.

Las operaciones de mantenimiento y conservación serán realizadas por personal especializado con las normas dadas por el fabricante.

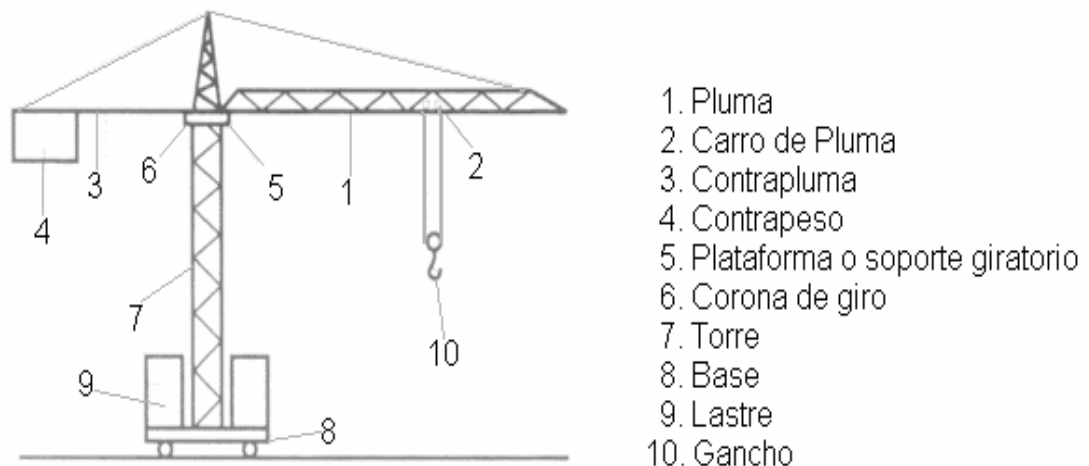


Figura 1: Partes constitutivas de una Grúa Torre.

Fuente: American Society for Testing ERNST, H. Aparatos de Elevación y Transporte. Tomo 3 Ejecuciones especiales, Editorial Blume, Barcelona, 1961c.

Este es el tipo principal de grúas usadas en construcción. A su vez estas grúas se clasifican en:

Grúa torre desmontable: Esta grúa torre fue ideada para utilizarse en las obras de construcción u otras aplicaciones además diseñada para soportar frecuentes montajes y desmontajes, así como traslados entre distintos emplazamientos.

Grúa torre auto desplegable: Es aquella en la que la pluma se monta sobre

la parte superior de una torre vertical orientable, donde su parte inferior se une a la base de la grúa a través de un soporte giratorio y que está provista de los accesorios necesarios para permitir un rápido plegado y desplegado de la torre y pluma. Ver figura 2.



Figura 2: Grúa Auto Desplegable

Fuente: American Society for Testing ERNST, H. Aparatos de Elevación y Transporte. Tomo 3 Ejecuciones especiales, Editorial Blume, Barcelona, 1961c.

Grúa torre auto desplegable mono bloque: Es aquella cuya torre está constituida por un solo bloque y que no requiere elementos estructurales adicionales para su instalación, esta puede ir provista de ruedas para facilitar su desplazamiento.

Grúa torre trepadora: Esta grúa tiene la capacidad de ser instalada sobre la estructura de una obra en curso de construcción y que se desplaza de abajo hacia arriba por sus propios medios al ritmo y medida que la construcción progresa. Ver figura 3.



Figura 3: Grúa torre trepadora.

Fuente: American Society for Testing ERNST, H. Aparatos de Elevación y Transporte. Tomo 3 Ejecuciones especiales, Editorial Blume, Barcelona, 1961c.

Dentro de los tipos aquí descritos pueden hacerse nuevas divisiones dependiendo de la capacidad de carga, la altura o la longitud de alcance de la flecha.

2.1.3.2. Grúas puente

Estas grúas se desplazan sobre rieles elevados, están compuestas generalmente por una doble estructura rematada en dos testeros automotores sincronizados dotados de ruedas con doble pestaña para su encarrilamiento, apoyado en dicha estructura y con capacidad para desplazarse encarrilado a lo largo de la misma, un carro automotor soporta un polipasto cuyo cableado de izamiento se descuelga entre ambas partes de la estructura.

La combinación de movimientos de estructura y carro hacen que la grúa pueda desplazarse dentro de los puntos limitados por los rieles. Ver Figura 4.

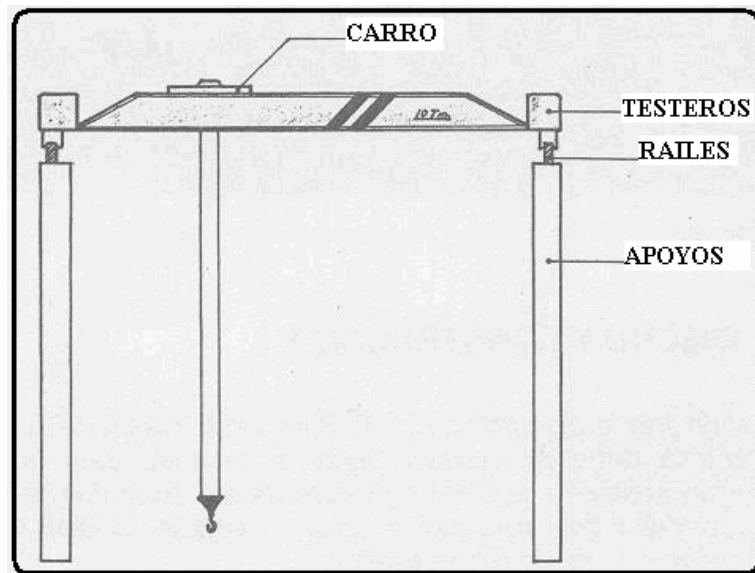


Figura 4: Grúa Punte.

Fuente: American Society for Testing ERNST, H. Aparatos de Elevación y Transporte. Tomo 3 Ejecuciones especiales, Editorial Blume, Barcelona, 1961

2.1.3.3. Grúas pórtico

Son aquellas que se encuentran montadas sobre pilares que se mueven por rieles situados al nivel del suelo; estas son ideales para manejar contenedores, posibilitan un mejor aprovechamiento de los espacios que el de otros equipos.

Estas grúas trabajan con neumáticos y/o chasis. Se consideran menos flexibles para operar ya que requieren de una instalación fija de las vías. Ver Figura 5.



Figura 5: Grúas Pórtico.

Fuente: American Society for Testing ERNST, H. Aparatos de Elevación y Transporte. Tomo 3 Ejecuciones especiales, Editorial Blume, Barcelona, 1961c.

2.1.3.4. Grúas telescópicas

Este sistema de elevación consta de un brazo telescópico que puede ser de varias etapas, capaz de levantar en su extremo superior su capacidad bruta (peso de la canastilla, más peso de la carga) posee cilindros hidráulicos en la base para un movimiento al brazo de hasta 80°.

Esta grúa puede tener diferentes sistemas de elevación telescópica según su diseño (Tornillo sin fin, poleas, cilindros hidráulicos) para las diferentes etapas del brazo. Ver Figura 6.



Figura 6: Grúa Telescópica.

Fuente: American Society for Testing ERNST, H. Aparatos de Elevación y Transporte. Tomo 3 Ejecuciones especiales, Editorial Blume, Barcelona, 1961c.

2.1.3.5. Grúas portuarias

La grúa portuaria móvil ha sido fabricada para la carga y descarga de naves marítimas en los terrenos portuarios. Esta grúa puede ser usada para carga suelta, contenedores y trabajos de agarre, y cuenta con una cabina elevada para posibilitar el contacto visual con el interior de la bodega de la nave.

Una de sus ventajas es que el brazo giratorio de la grúa va montado a una altura tal que el radio de trabajo va por encima de la carga de la nave. Ver Figura 7.



Figura 7: Grúas Portuarias.

Fuente: American Society for Testing ERNST, H. Aparatos de Elevación y Transporte. Tomo 3 Ejecuciones especiales, Editorial Blume, Barcelona, 1961c.

2.1.3.6. Grúas para la construcción

La grúa de torre móvil ha sido fabricada para ser usada de forma rápida en el sector de la construcción.

Estas máquinas pueden ser montadas y completamente preparadas para la elevación en el lugar donde las obras tengan un alcance superior a 10 metros.

Esta grúa cuenta con una cabina elevada, que permite al conductor un buen contacto visual con su trabajo.

La grúa de construcción dispone de un cable de elevación relativamente fuerte, que le permite elevar, por ejemplo, 5 toneladas a un radio de trabajo de 30 metros. Para llevar a cabo este mismo trabajo con una grúa hidráulica con brazo telescópico, ésta debería ser de 80 toneladas.

2.1.3.7. Grúas fijas

Como su nombre lo indica son grúas que poseen bases fijas en el terreno en el que van a ser utilizadas es decir no pueden desplazarse, uno de los ejemplos más comunes son las grúas utilizadas en los puertos marítimos (antes mencionada).

También son de base fija algunas grúas utilizadas en la construcción como las grúas de pescante las cuales se fijan con lastre o pesos en la parte inferior de las mismas.

2.1.3.8. Grúas móviles

Las Grúas móviles son aquellas que se pueden desplazar, estas pueden poseer sus propias bases móviles o pueden ser montadas en camiones para su desplazamiento.

Las más comunes:

Grúa montada sobre un camión:

Este tipo de grúa ha sido fabricada para circular sobre carreteras pavimentadas. En realidad, la idea consiste en un camión sobre el cual se ha montado una grúa hidráulica. Ver Figura 8.



Figura 8: Grúa montada sobre un camión.

Fuente: American Society for Testing ERNST, H. Aparatos de Elevación y Transporte. Tomo 3 Ejecuciones especiales, Editorial Blume, Barcelona, 1961c.

Grúa industrial móvil

La grúa industrial móvil es una grúa compacta que puede ser usada fácilmente para trabajos industriales diferentes. Ver Figura 9.



Figura 9: Grúa Industrial móvil.

Fuente: American Society for Testing ERNST, H. Aparatos de Elevación y Transporte. Tomo 3 Ejecuciones especiales, Editorial Blume, Barcelona, 1961c.

Grúa sobre oruga

La grúa sobre oruga ha sido fabricada para circular con la grúa completamente montada, inclusive la carga. El empuje de tierras de esta grúa es reducido, debido a la gran superficie de las orugas. Ver Figura 10.



Figura 10: Grúa montada sobre una oruga.

Fuente: American Society for Testing ERNST, H. Aparatos de Elevación y Transporte. Tomo 3 Ejecuciones especiales, Editorial Blume, Barcelona, 1961c.

2.1. GLOSARIO BASICO DE GRUAS

2.2.1. Angulo de la Pluma

Es el ángulo que se forma entre la pluma y la horizontal

2.2.2. Capacidad bruta

Es lo que la grúa puede levantar sin tener en cuenta el peso del gancho, la pelota, los dispositivos de levantamiento o cualquier otro dispositivo conectado a la grúa, que no esté considerado como parte de la carga

2.2.3. Capacidad neta

Es lo que la grúa puede levantar teniendo en cuenta el peso del gancho, la pelota, los dispositivos de levantamiento o cualquier otro dispositivo conectado a la grúa, que no esté considerado como parte de la carga.

2.2.4. Carga

Es el equipo o material que va a ser levantado.

2.2.5. Elementos de apoyo

A través de los cuales se transmiten los esfuerzos al terreno, orugas, ruedas y estabilizadores u apoyos auxiliares que disponen las grúas móviles sobre ruedas y están constituidos por gatos hidráulicos montados en brazos extensibles, sobre los que se hace descansar totalmente la máquina lo cual permite aumentar la superficie del polígono de sustentación y mejorar el reparto de cargas sobre el terreno.

2.2.6. Radio de Carga o de Operación

Es la distancia horizontal desde la proyección del eje de rotación a la superficie de soporte antes de levantar la carga hasta el centro de la línea de levantamiento con la carga aplicada.

2.2.7. Medida de la Pluma

La medida de la pluma es la distancia desde la mitad del pasador que conecta la pluma a la superestructura hasta el centro del pasador que soporta las poleas colocadas en la punta de la pluma.

2.2.8. Superestructura

Constituida por una plataforma base sobre corona de orientación que la une al chasis y permite el giro de 360°, la cual soporta la flecha o pluma que puede ser de celosía o telescópica, equipo de elevación, cabina de mando, y en algunos casos, contrapeso desplazable.

2.2.9. Vuelco de la máquina

Que puede producirse por nivelación defectuosa de la misma, por fallo del terreno donde se asienta, por sobrepasarse el máximo momento de carga admisible o por efecto del viento.

2.2.10. Precipitación de la carga

Por fallo en el circuito hidráulico, frenos, por choque de las cargas o del extremo de la pluma contra un obstáculo, por rotura de cables o de otros elementos auxiliares como (ganchos, poleas, cables metálicos, etc.) y por enganche o estroboado deficientemente realizados.

2.3. PARTES CONSTITUTIVAS DE UNA GRUA

Las grúas tienen diferentes formas y accesorios según su clasificación, pero ya que el objetivo de una grúa es el mismo en cualquiera de los casos estas poseen partes similares para conseguir sus objetivos.

A continuación se describen las partes más comunes de las grúas:

2.3.1. Mástil

Consiste en una estructura de celosía metálica de sección normalmente cuadrada, cuya principal misión es dotar a la grúa de altura suficiente. Esta constituida de varios módulos o partes que irán siendo ensambladas en la medida que se requiera. Su forma y dimensión varía de acuerdo a las necesidades requeridas. Ver Figura 11.



Figura 11: Mástil de una grúa pescante.

Fuente: American Society for Testing ERNST, H. Aparatos de Elevación y Transporte. Tomo 3 Ejecuciones especiales, Editorial Blume, Barcelona, 1961c.

2.3.2. Flech

También llamada pluma, es una estructura de celosía metálica de sección normalmente triangular, cuya principal misión es dotar a la grúa del radio o alcance necesario.

Su forma y dimensión varía según las características necesarias de peso y longitud. Al igual que el mástil suele tener una estructura modular para facilitar su transporte.

Para desplazarse el personal especializado durante los trabajos de montaje, revisión y mantenimiento a lo largo de la flecha dispondrá de un elemento longitudinal, cable fiador, al que se pueda sujetar el mosquetón del cinturón de seguridad. Ver Figura 12.

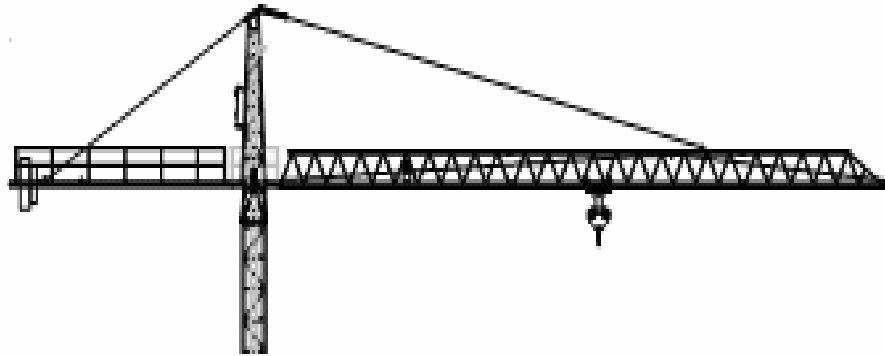


Figura 12: Esquema de una Flecha de una grúa pesca

Fuente: American Society for Testing ERNST, H. Aparatos de Elevación y Transporte. Tomo 3 Ejecuciones especiales, Editorial Blume, Barcelona, 1961c.

2.3.3. Contrapeso

Son estructuras de hormigón prefabricado que se colocan para estabilizar el peso y la inercia que se produce en la flecha grúa.

Deben estabilizar la grúa tanto en reposo como en funcionamiento. Tanto estos bloques como los que forman el lastre deben de llevar identificado su peso de forma legible e indeleble.

2.3.4. Cables

El cable de elevación es una de las partes más delicadas de la grúa y, para que dé un rendimiento adecuado, es preciso que sea usado y mantenido correctamente.

Debe estar perfectamente tensado y se hará un seguimiento periódico para que, durante su enrollamiento en el tambor no se entrecruce, ya que daría lugar a aplastamientos.

2.3.5. Gancho

Es la parte fundamental de los accesorios para mover la carga y a pesar de esto es uno de los menos tomados en cuenta durante las inspecciones. Están

fabricados de hierro fundido aleado para mayor resistencia y fuerza, de esta mismo modo están constituidos las cadenas, además en a estos se les contramarkan con el nombre del fabricante. Ver figura 13.

Los ganchos al igual que los grilletes se fabrican con un factor de seguridad de 5 es decir estos pueden soportar 5 veces la carga para la cual fueron constituidos, a pesar de esto los ganchos deben ser inspeccionados.

Los ganchos están constituidos por las siguientes partes principales:

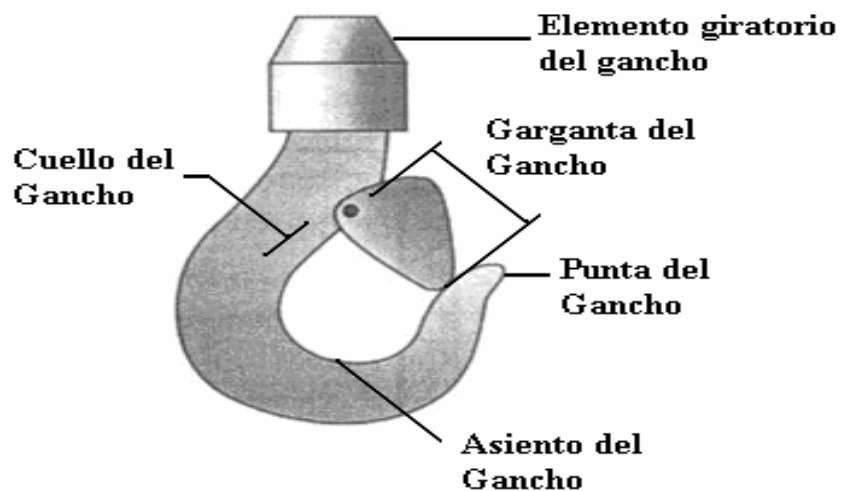


Figura 13: Gancho.

Fuente: American Society for Testing ERNST, H. Aparatos de Elevación y Transporte. Tomo 3 Ejecuciones especiales, Editorial Blume, Barcelona, 1961c.

2.3.6. Motores

La grúa más genérica está formada por cuatro motores eléctricos:

Motor de elevación: Permite el movimiento vertical de la carga.

Motor de distribución: Da el movimiento del carro a lo largo de la pluma.

Motor de orientación: Permite el giro de 360°, en el plano horizontal, de la estructura superior de la grúa.

Motor de translación: desplazamiento de la grúa, en su conjunto, sobre carriles. Para realizar este movimiento es necesario que la grúa este en reposo.

2.3.7. Aguilón

Es una sección o puntal metálico o de madera pivotado o articulado en su parte inferior fijado en lo alto del mástil o columna o miembro vertical mediante cadenas, cabos o cables.

Un cable para elevar o bajar carga es enrollado en garruchas en un punto del aguilón.

2.3.8. Guarniciones

Es un bloque de poleas o garruchas dispuestas en un extremo de la parte superior en la cual el cable de izaje es enrollado para bajar o elevar la carga.

2.3.9. Polispasto

Aparejo de dos grupos de poleas, unas fijas y unas móviles.

2.3.9.1. Polipasto inferior

Conjunto de poleas, pasadores y estructura suspendida por el cable de izaje. Ver Figura 14.

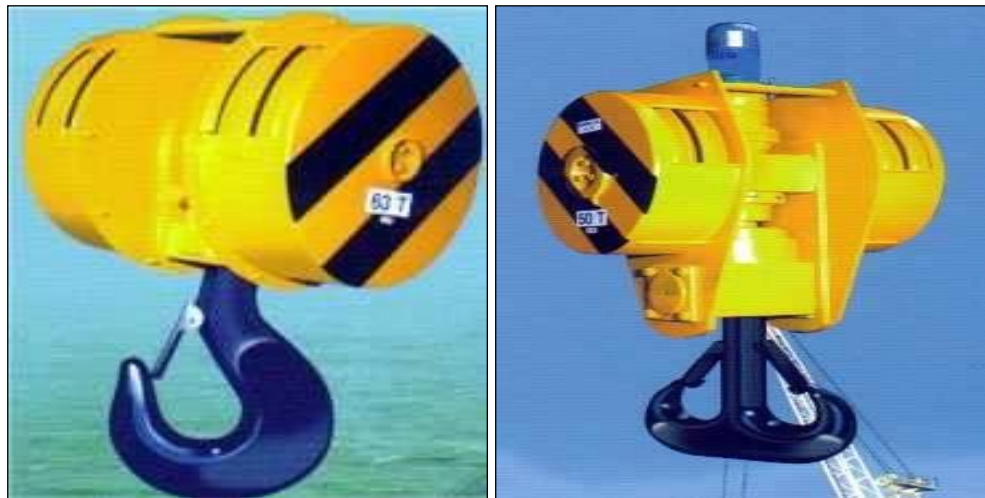


Figura 14: Diferentes aparejos de poleas.

Fuente: American Society for Testing ERNST, H. Aparatos de Elevación y Transporte. Tomo 3 Ejecuciones especiales, Editorial Blume, Barcelona, 1961c.

2.3.9.2. Polipasto superior

Conjunto de poleas, pasadores y estructura suspendida del aguilón.

2.3.10. Tirante

Cable usado para estabilizar o asegurar el mástil u otro miembro en la posición deseada.

11. Fajas

Accesorio utilizado con grúas o cargadoras para levantar pesos muertos fabricados principalmente con material nylon cuyos extremos son terminaciones tipo ojo entrelazados con el mismo material, de acuerdo al peso a levantar es el grosor, largo y ancho de la faja.

2.3.12. Eslingas

Son cables, cadenas, telas sintéticas y mallas metálicas elaboradas, con o sin accesorios, para manejar cargas, existen varios tipos de eslingas como son:

Cadena

Cable

Banda

Los accesorios que utilizan las eslingas son:

Grilletes

Argollas

Ganchos

Tensores

Barras y marcos separadores.

2.3.13. Grilletes

Son accesorios utilizados en grúas o cargadoras para asegurar y levantar pesos o volúmenes imposibles de hacerlos manualmente. Ver Figura 15.



Figura 15: Grilletes.

Fuente: American Society for Testing ERNST, H. Aparatos de Elevación y Transporte. Tomo 3 Ejecuciones especiales, Editorial Blume, Barcelona, 1961c.

Su diámetro, tamaño y grosor varía de acuerdo al peso del material, estrobo o faja usada.

2.3.14. Carro

Consiste en un carro que se mueve a lo largo de la flecha a través de unos carriles. Este movimiento da la maniobrabilidad necesaria en la grúa. Es metálico de forma que soporte el peso a levantar. Ver Figura 16.



Figura 16: Carro de una grúa pescante.

Fuente: American Society for Testing ERNST, H. Aparatos de Elevación y Transporte. Tomo 3 Ejecuciones especiales, Editorial Blume, Barcelona, 1961c.

2.3.15. Lastre

Puede estar formada por una zapata enterrada o bien por varias piezas de hormigón prefabricado en la base de la grúa. Su misión es estabilizar la grúa frente al peso propio, al peso que pueda trasladar y a las condiciones ambientales adversas. Ver Figura 17.



Figura 17: Lastre de una grúa pescante.

Fuente: American Society for Testing ERNST, H. Aparatos de Elevación y Transporte. Tomo 3 Ejecuciones especiales, Editorial Blume, Barcelona, 1961c.

2.3.16. Tambores de enrollamiento

Para elevar las cargas los cables deben tener un extremo fijado a un tambor de modo que al girar este, el cable se va enrollando helicoidalmente. Ver Figura 18.

La fijación del cable en el tambor se puede hacer de varias formas:

1. Consiste en un chaveta que por medio de dos tornillos golpea el cable.
2. Una cuña que aprieta el cable en virtud de su propia tracción.



Figura 18: Tambores de Enrollamiento

Fuente: American Society for Testing ERNST, H. Aparatos de Elevación y Transporte. Tomo 3 Ejecuciones especiales, Editorial Blume, Barcelona, 1961c.

2.4. PROPIEDADES MECANICAS DE LOS MATERIALES USADOS EN EL DISEÑO Y CONSTRUCCION DE GRUAS

2.4.1. Conexiones en la Estructura de las Grúas

Una actividad importante dentro de la producción metalmecánica constituye la fabricación y reparación de estructuras metálicas soldadas ya que estas brindan mayor grado de confiabilidad para el usuario.

En las estructuras de acero de las grúas se utilizan uniones soldadas ya que estas actualmente brindan mayor seguridad que otro tipo de uniones.

Las soldaduras se realizarán según procedimientos establecidos en diferentes normas tomadas por el criterio del diseñador, estas adoptarán las debidas precauciones para proteger los trabajos de soldadura contra el viento y, muy especialmente, contra el frío. Queda prohibido acelerar el enfriamiento de las soldaduras con métodos artificiales.

2.4.2. Conexiones Soldadas

Las conexiones soldadas son aquellas que se forman usando como método de unión algún tipo de soldadura.

2.4.3. Especificaciones para la aplicación de la Soldadura en la estructura de la grúa.

La AWS (American Welding Society) cubre todas las especificaciones necesarias como son: Juntas precalificadas, procedimientos de soldadura y procedimientos para calificación de soldadores, todo esto con el fin de ajustar todos los parámetros de soldadura necesarios para no dejar nada a la libre interpretación evitando riesgos en esta.

2.4.4. Código para el Diseño de Soldadura de Estructuras de Acero (AWS D.1.1).

Este código contiene los requerimientos para la fabricación y elección de estructuras de acero soldadas. Cuando este código es estipulado en los documentos del contrato, el cumplimiento de todas las provisiones del código es requerido excepto para aquellas solicitudes en que la ingeniería específicamente modifique o excluya.

Requerimientos generales: Esta sección contiene básicamente el alcance y limitaciones del código.

Diseño de conexiones soldadas: Esta sección contiene básicamente los requerimientos para el diseño de conexiones soldadas de miembros producidos de componentes tubulares y no tubulares.

Precalificación: Esta sección contiene los requerimientos para efectuar el WPS de los requerimientos de calificación de este código.

Calificación: Esta sección contiene los requerimientos de calificación para el WPS y el personal de soldadura necesarios para realizar trabajos según código.

Fabricación: Esta sección contiene los requerimientos para la preparación, ensamble y soldadura en estructuras de acero soldadas.

Inspección: Esta sección contiene los requerimientos para la calificación y responsabilidades de los inspectores, criterios de aceptación para soldaduras de producción y procedimientos normalizados para realizar inspección visual y ensayos no destructivos.

Soldadura de espárragos: Esta sección contiene los requerimientos para la soldadura de espárragos al acero estructural.

Refuerzo y reparación de estructuras existentes: Esta sección contiene información básica pertinente a la modificación mediante soldadura o reparación de estructuras existentes de acero.

2.4.5. Conexiones con pasadores

Debido a la gran libertad que proporciona este tipo de conexiones, son bastante utilizadas en la unión de miembros de grúas, esto cuando se desea la rotación relativa de un miembro con otro.

Para este tipo de usos se utilizan uniones con pasadores de acero al carbono, forjado y maquinado a dimensiones exactas.

2.4.6. Conexiones con tornillos, barras roscadas y remaches

Los remaches fueron los elementos de unión de estructuras de acero más comunes en el siglo XIX, y hasta mediados de XX. Pero en la actualidad no se emplean en construcciones nuevas o en talleres de mano de obra porque han sido sustituidas por las ventajas de la soldadura y los tornillos de alta resistencia, estos pueden ser utilizados en casi todas las solicitudes como:

1. Empalmes de columnas en todas las estructuras de 3.5 m o más.
2. Empalmes de columnas comprendidas entre 2.0 a 3.5 m de altura si su dimensión horizontal no sobrepasa el 40% de su altura.
3. Todas las conexiones entre vigas y columnas y de cualquier otra viga de las que depende en contra venteo de las columnas en estructuras de 40m de altura.

4. Conexiones en las que no pueda admitirse el movimiento relativo entre las partes unidas como las sujetas a fatiga o inversiones frecuentes de carga.
 5. Conexiones para soportes de máquinas móviles u otras cargas vivas que produzcan impacto o inversión de esfuerzos.
3. CALCULOS Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES ESTRUCTURALES DEL PROTOTIPO, PAR UN NUEVO DISEÑO DE LA GRUA BROKK 250.

3.1. PRESENTACION DE LA GRUA

3.1.1. Grúa móvil con dos brazo mecánico articulado; prototipo de este proyecto de grado de ingeniería mecánica universidad "U.T.B". **Ver figura 20.**

La grúa de estudio se encuentra dentro del grupo de grúas móviles con brazo mecánico articulado, a continuación se hace una breve descripción de las diferentes grúas de este tipo.

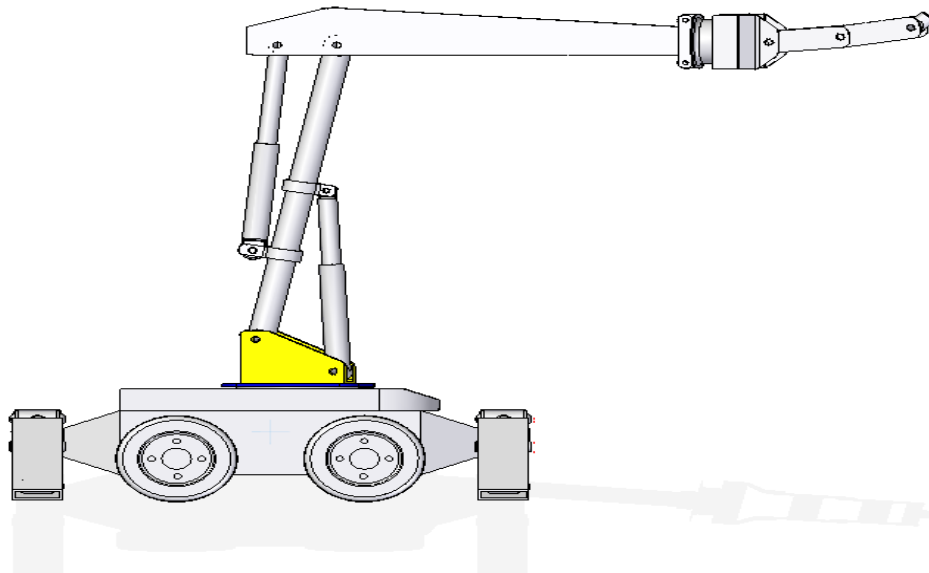


Figura 20: Grúa Móvil de Brazo Mecánico hidráulico-Neumático Articulado y Brazo Robótico con 06 Grados de Libertad.

3.1.2. Maquinaria industrial tomada como referencia para el diseño de este proyecto de grado. Ver **figura 21**.

Brokk 250

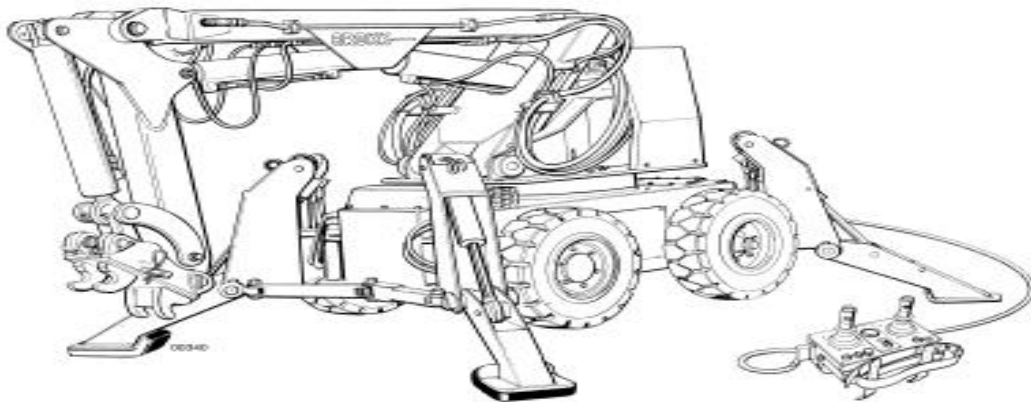


Figura 21: Prototipo de maquinaria, que ha servido de referencia y como base fundamental para el proyecto de grado.

3.1.3. Utilidad e importancia y diferencia de la maquinaria de referencia con respecto a la del proyecto.

La aplicación de este tipo de maquinaria en el sector industrial, más exactamente en el petroquímico y petrolero, es limitada de acuerdo a la forma de trabajo en la aplicación que se basó para el diseño de este proyecto de titulación que es un prototipo cargador-elevador con un manipulador flexible robot con cinco grado de libertad anclado en su parte superior, con una capacidad de carga permisible de 1140Kgf y un alcance comprendido entre 0 y 12.15 metros. Con las siguientes características a resaltar con respecto a la **BROKK 250** así:

1. La maquinaria de referencia tiene muchas aplicaciones en diferentes sectores industriales y más que todo en la construcción, son grúas con carros móviles y brazo mecánico hidráulico-neumático pero no son brazos robóticos sino que tienen unos accesorios de aplicación a la labor de trabajo a realizar como son: Tenazas de corte, pinzas, puntas de impacto para el concreto, cuchas etc. A diferencia del diseño de la maquinaria del proyecto de titulación es que este posee dos brazos mecánicos articulados uno mecánico hidráulico y el otro brazo robótico articulado con cinco grados de libertad anclado en su parte superior, con el fin de dar diferentes posiciones y ubicación de la carga de acuerdo con la maniobra a realizar en el campo. **Ver anexo 1:** Diseño de la grúa del proyecto de grado.

2. El diseño del proyecto de titulación tiene aplicación en particular en recintos cerrados y bajo cubierta, posee la facilidad para realizar trabajos en cualquier punto tridimensional de zonas donde los espacios son realmente reducidos y de no fácil acceso en industria petrolera, minera, siderúrgica, cementera, alimenticia, cervecera, automotriz, manufactura y talleres de servicios.

3. Su accionamiento es totalmente electromecánico y electrónico por medio de un sistema de control automático tanto los dos brazos mecánicos articulados como el carro móvil eléctrico.

4. Los elementos mecánicos a cargar y elevar con este tipo de grúa en el sector petrolero por ejemplo los livianos tales como: Cajas de herramientas, todo tipo de accesorios de tubería, láminas, ángulos etc. Con peso inferior al 80% de capacidad de carga de la grúa mecánica y del robot articulado hidráulicos. A continuación podemos ver en la **Ver figura 22, 23 y 24:** Una necesidad de este tipo de maquina en el sector petrolero más exactamente en la refinería de Cartagena **ECOPETROL SA**, que fue donde nació este proyecto, Cabe recalcar el hecho que en la actualidad la refinería de Cartagena en sus paradas de planta tiene la necesidad de este equipo, lo que hace necesario por medio de sus

directivos, ingenieros, planeadores y líderes de paradas de planta recurrir a la utilización de grúas de mayor capacidad de cargas, tanto de boom como de mayor alcance para poder cubrir estas necesidades en las paradas de planta programadas y el mantenimiento de estos equipos en la planta de proceso. **Ver figura 24.**



Figura 22: Supervisor de Campo, HSEQ y operario coordinando como realizar la maniobra de desmontaje, mantenimiento correctivo y montaje de 01 Válvula de Compuerta 4x600.



Figura 23: Utilización de andamios, aparejos de fuerza e ingenio del operador mecánico para el desmonte y montaje de este accesorio de tubería (Válvula de compuerta 3x300, peso aproximado de 5Kg) a una altura de 5.5 metros del nivel de piso en una área de trabajo de espacio reducido y de difícil acceso bajo cubierta o techo dentro de la planta U.D.C de la refinería de Cartagena.



Figura 24: Muestra la utilización de grúas de gran capacidad de carga y alcance con el boom. Esta maniobra es de mantenimiento correctivo de una válvula de retención en una línea de proceso de 4x300 a una altura de 09.73 metros.

3.1.4. Estructura de la grúa

3.1.4.1. Definición de estructura

Una estructura es aquella que consta de un arreglo estructural primario que soporta diferentes tipos de cargas tanto en sus miembros como en sus uniones. Existen diferentes tipos de arreglos estructurales tales como: Armaduras, Vigas, pórticos.

3.1.4.2. Clasificación de las estructuras

Las estructuras se dividen principalmente por la composición de sus miembros, así tenemos:

- Estructuras mixtas
- Estructuras metálicas.

3.1.5. Descripción de los componentes de la grúa del proyecto

Descripción de la máquina

En el más amplio sentido de su acepción denominaremos grúa móvil a todo conjunto formado por un vehículo portante, sobre ruedas o sobre orugas, dotado de sistemas de propulsión y dirección propios sobre cuyo chasis se acopla a un aparato de elevación tipo pluma.

Adoptada la anterior definición, se hace evidente que las numerosas posibilidades que se ofrecen para el acoplamiento de un vehículo y una grúa han de dar lugar a la existencia de una variada gama de modelos, que se extiende desde los destinados al remolque de otros vehículos hasta los que han sido concebidos exclusivamente para el movimiento de grandes cargas; y que en síntesis están constituidas por los siguientes componentes o grupos de elementos.

En el diseño de este prototipo de tipo de grúa se tomó como referencia inicial las características de la maquina BROOK 250 de la **figura 21** y del brazo mecánico articulado robot didáctico con cinco grado de libertad de libertad página en la web: www.x-robotics.com y la referencia del libro K.S.Fu, R.C. Gonzales, C.S.G. Lee “Robotics, control, sensing, visión and intelligence”, McGrawHiil, 1987. La **figura 29** y la necesidad de este tipo de maquinaria en la empresa ECOPETROL SA.

Con la fusión de los conceptos anteriores se llegó a un diseño de este proyecto, con las siguientes características:

- 1) Carro móvil eléctrico accionado por un control automático,
- 2) Ronza base giratoria de 360 Grados del brazo hidráulico articulado,
- 3) Primer Cilindro hidráulico de accionamiento del brazo mecánico principal,
- 4) Segundo Cilindro de accionamiento del brazo hidráulico y la viga superior horizontal de apoyo,
- 5) Columna principal del brazo hidráulico,
- 6) viga principal superior horizontal,
- 7) Brazo robótico articulado de cinco grados de libertad y ronza de base giratoria de 360 grados,
- 8) Patas de anclaje delantera de la grúa,
- 9) Patas de anclaje traseras de la grúa
- 10) Ubicación de un gancho de 1140Kgf para la izada de cargas mecánicas, ver anexo 8 y figura 13
- 11) Pinza mecánica giratoria de 360° en sentido horario y anti horario con una capacidad de carga de 4Kgf.

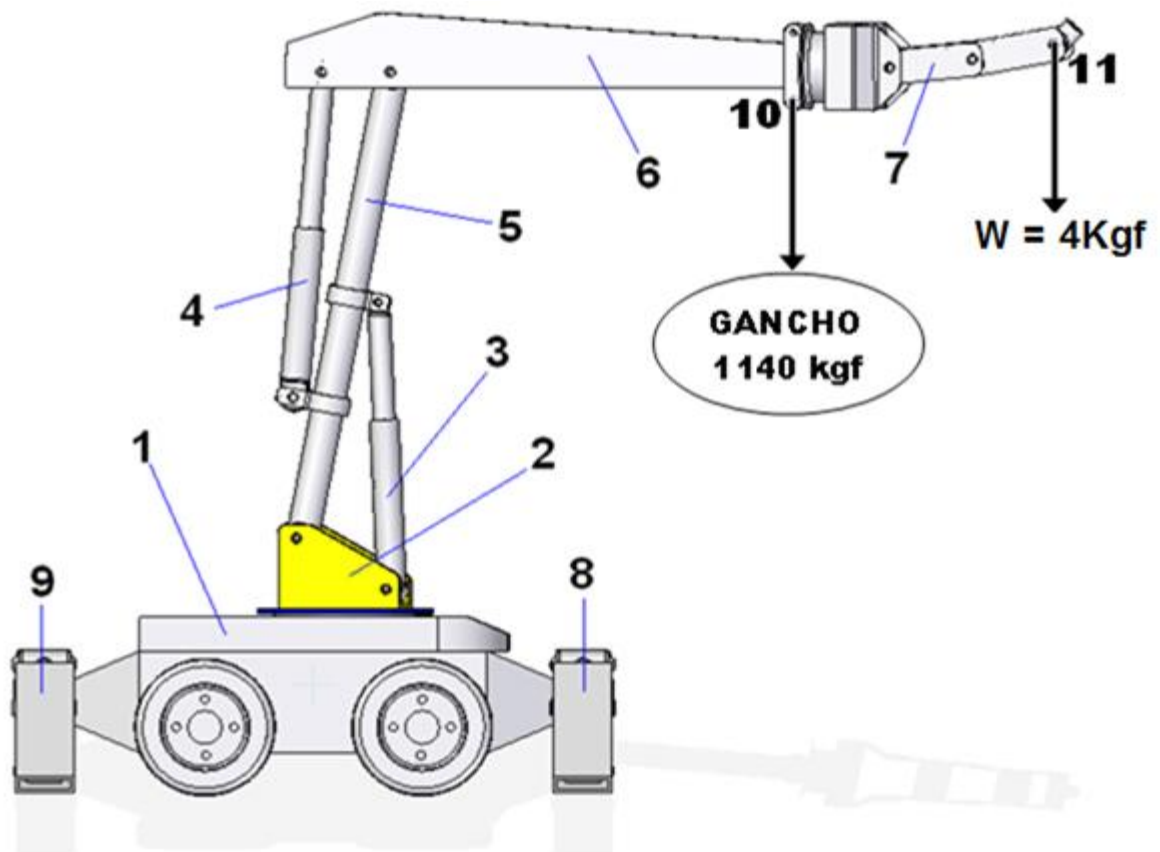


Figura 25: Partes principales de la grúa móvil con dos brazos mecánico articulado, un brazo hidráulico y el otro tipo robot.

3.1.6. Certificación de grúas

La Norma ASME B30.5 tiene establecido que toda maquinaria pesada debe estar debidamente certificada conjuntamente con el operario de la misma para entrar en funcionamiento.

3.1.6.1. Definición de Certificación

La Certificación es una actividad que autentifica que tanto la persona o el equipo están aptos para ejercer una función específica.

La autentificación se basa en lineamientos previamente establecidos entre la industria involucrada y especificaciones estandarizadas por grupos interesados en esa área.

3.1.6.2. Certificación de Equipos

La Certificación de Equipos consiste en una inspección física para constatar que el equipo funciona como originalmente fue concebido por el fabricante y cumple con todas sus especificaciones.

Además consiste en revisar que el equipo posea en buen funcionamiento las nuevas tecnologías actualizadas en la normativa aprobada y los sistemas de seguridad correspondientes al momento de la inspección.

Esta requiere de la activa participación tanto del certificador, como del dueño del equipo. El primero para realizar la inspección y emitir el certificado y el segundo para mantener el equipo en las condiciones de certificación durante el lapso estipulado en la misma.

Que muestra los sistemas de izaje de carga certificables están regido bajo la norma La Norma ASME B30.5 tiene establecido que toda maquinaria pesada debe estar debidamente certificada conjuntamente con el operario de la misma para entrar en funcionamiento. Ver la figura 26.



Figura 26: Diferentes sistemas de izajes de cargas certificables
Fuente norma ASME 30.5

En la Industria existen varios tipos de maquinaria que tienen como objetivo el izaje de carga, las cuales deben estar certificadas. Una de las normas utilizadas para la certificación de equipos de izaje es la **ASME B30.5**

3.1.6.3. Normas y Estándares Utilizados para la Certificación

Toda actividad de inspección y certificación está basada en estándares nacionales, internacionales y manuales del fabricante. Algunas de éstas son: Ver Figura 27.

Figura 27: Principales organizaciones de estandarización.

Norma UNE	Tema	
58-102-74	Cálculo de la estructura en función de su uso Cálculo de las uniones (tipos). Ensayos.	
58-117-83	Cálculo de la estructura en función de solicitaciones (tipos de utilización)	
59-105-76 Apdo.6	Diseño de cabinas (dimensiones, resistencias y ventilación). Alturas, obstáculos, Barandillas y pasamanos. Escaleras, escalas, pasarelas, plataformas. Sistemas y dispositivos de seguridad. Documentación de cada máquina.	
	Instalación eléctrica: interruptores, seccionadores, circuitos auxiliares, cables, conductores, protecciones, dispositivos de mando Y control etc.	
58-509-79 58-515-82 27-108-74	Ganchos	Características Generales, Ensayos. Nombres Dimensiones y características fisicoquímica en función de su uso
36-710-73 27-169 27-171 y 72	Cables	Orientaciones. Uniones Terminales
27-176-76	Eslingas	

Todas las actividades realizadas para la certificación de maquinaria o personal están respaldadas por Procedimientos Técnicos que soportan la calidad del servicio prestado.

Estos procedimientos contemplan las normas y estándares de la Industria y la experiencia adquirida a través de los años, la cual permite medir la tolerancia de aceptación y rechazos en las inspecciones.

Existen varias normas que tiene la ISO, International organization for standardization, en donde se contemplan el uso, manejo y mantenimiento de grúas y equipos similares

3.1.7. Vida esperada de la grúa

Tanto para clasificar correctamente el aparato de elevación según la normativa vigente, como para justificar los cálculos de los distintos elementos, es preciso una estimación de la vida de la grúa.

Para ellos se partirá de una duración de 10 años, contando una utilización anual de 200 días y 6 horas por día. Esta estimación tiene en cuenta que no todos los días laborables son días de trabajo.

Además, durante un día de trabajo la grúa no se emplea permanentemente, por lo que se ha reducido ligeramente la jornada a 3 horas. De todo ello resulta una vida de 6.000 horas.

3.1.8. Manipulador industrial robótico hidráulico de cinco grado de libertad

El concepto desarrollado puede verse en la **figura 28**, el ensamble consiste de cinco movimientos de rotación, el primer movimiento es ejercido por un motor hidráulico y hace la función de la cintura de un cuerpo humano, los dos siguientes movimientos son ejercidos por cilindros hidráulicos y hacen las funciones de hombro y brazo siguiendo la comparación del cuerpo humano, los dos últimos movimientos son ejercidos por motores hidráulicos y hacen las funciones de ante brazo y giro de la muñeca de la mano. La energía suministrada moverá al manipulador movimiento a través de trayectorias programadas, las tres fuentes de

suministro de energía comunes son: hidráulica, neumáticas y eléctrica.

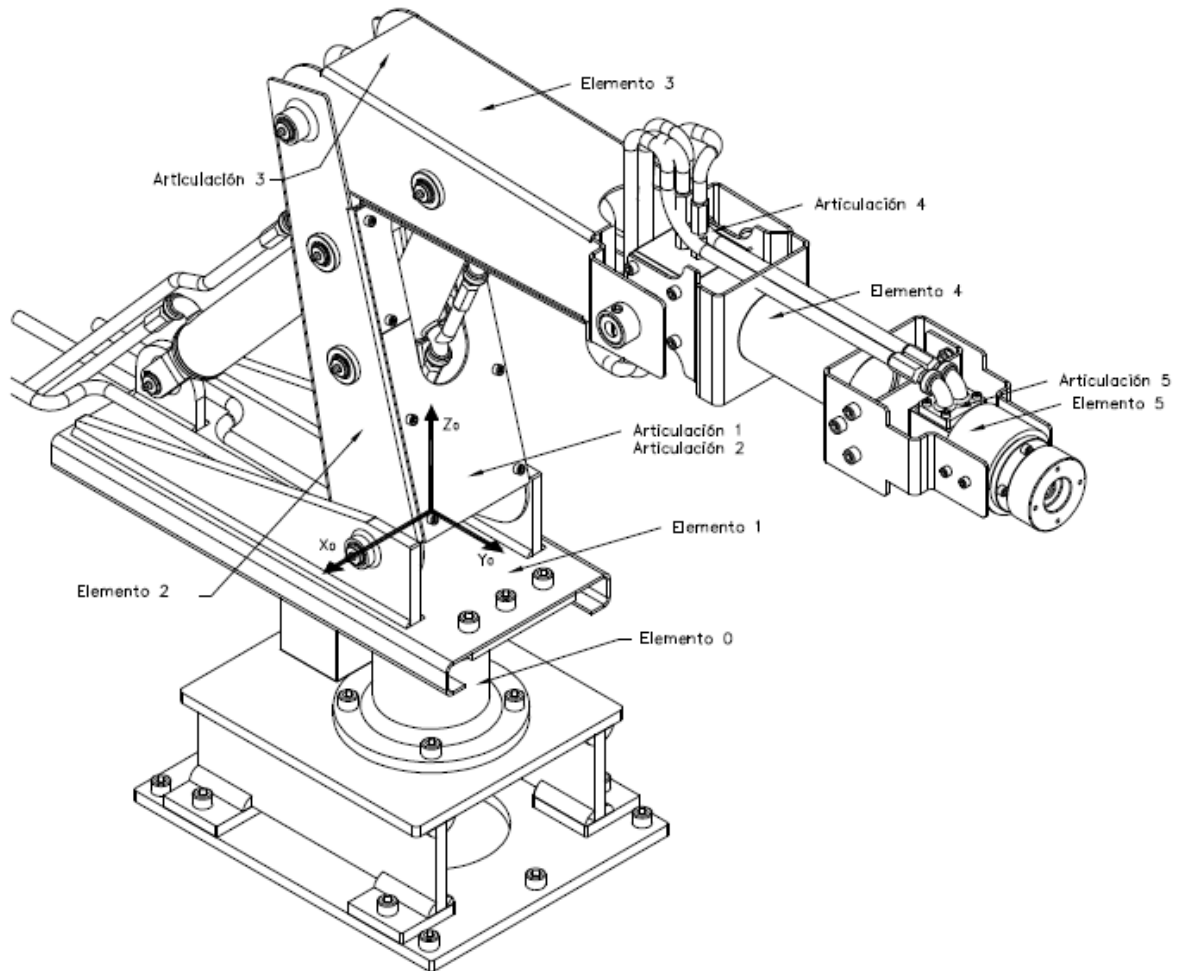


Figura 28. Manipulador industrial robótico hidráulico

Cabe Recordar que, el uso del manipulador flexible robótico hidráulico de cinco grado de libertad del proyecto, será siendo libre el criterio para la disposición y determinación de pares correspondientes a las articulaciones. Por tal motivo, con las características técnicas y el diseño suministrado por el fabricante de componentes de manipuladores industriales serán de vital importancia para facilitar el debido seccionamiento en base a la capacidad máxima de carga de este equipo, ya que las condiciones requeridas para este seleccionamiento serán: Para izar cargas mecánicas inferiores a 7Kgf y un peso máximo del robot de 133Kgf. Es evidente que esta capacidad adicional de 140Kgf, se tomara como un accesorio

adicional que requiere la grúa, esta es una condición para el diseño y están contempladas en la evaluación y cálculo de la capacidad del prototipo cargador elevador. Capacidad permisible de la grúa es de 1140Kgf y un alcance de 0 a 12,15m.

3.1.8.1. Selección del manipulador industrial robótico hidráulico de cinco grado de libertad, en la cual; se fijara en la parte superior del prototipo cargador elevador marca BROKK 250.

En base al planteamiento del ítem anterior, y sabiendo que el valor del peso neto a izar el brazo robótico mecánico hidráulico articulado de cinco grados de libertad es el 80% de su peso 4Kgf. Y los motores estándar que se utilicen con estos mecanismos deben limitarse a las aplicaciones definidas en el **artículo 30 y 31 de NEMA MG-1** define una serie de pautas de funcionamiento y aplicación para los motores alimentados por inversor de mediano torque con fines específicos. No obstante se fabricara la estructura del manipulador industrial bajo el código **AWS D 1.1**, normas **ASME 30.5** y **UNE 58-102-74**. Utilizando un material en acero al carbono lamina **ASTM A-36**, espesor $\frac{1}{4}$ ".

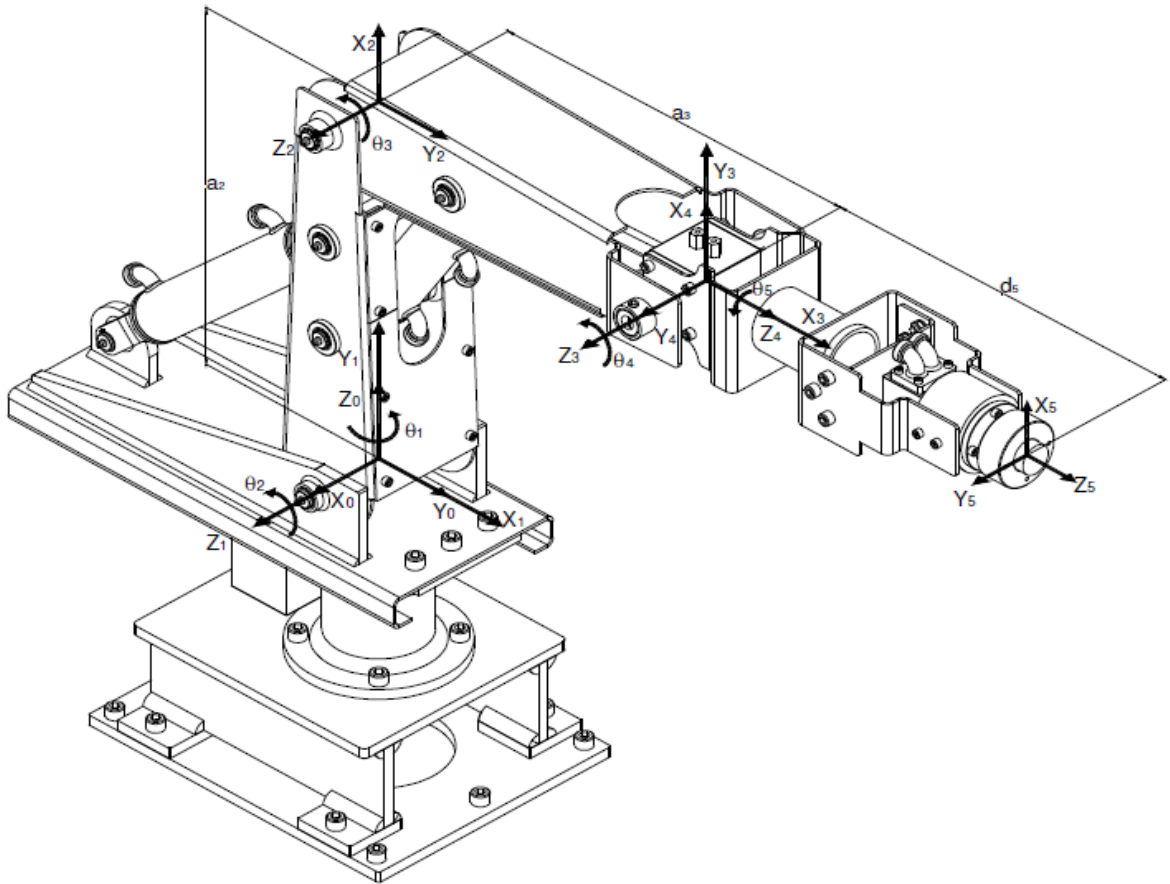
Para efectos de garantizar un desempeño satisfactorio y confiable, se puede solicitar asistencia técnica para elegir el motor y obtener información acerca de sus aplicaciones y los detalles de la garantía. Consulte **PDS # 811-215 en www.usmotors.com**. Ver anexos 6.

Se utilizaran las especificaciones técnicas del manipulador suministradas por el fabricante y que han sido cotejadas con los datos de los cálculos de capacidad de carga del prototipo, para su debida selección, las cuales poseen las siguientes características:

- Es un manipulador flexible con cinco grado de libertad.
- La energía suministrada moverá al manipulador movimiento a través de trayectorias programadas.

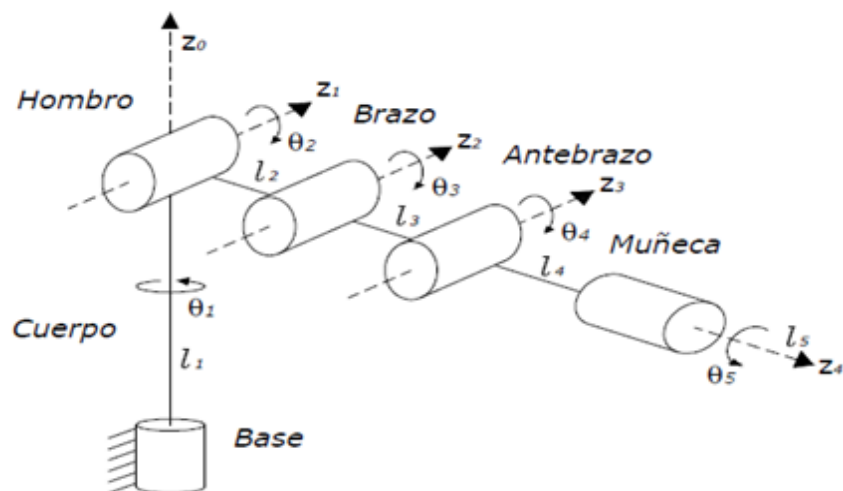
- Las tres fuentes de suministro de energía comunes son; hidráulica, neumáticas y eléctrica.
- Utiliza la energía hidráulica para su desplazamiento a través de cinco actuadores hidráulicos.
- Las cinco articulaciones son de tipo revolución.
- Es de configuración industrial.
- Los actuadores corresponden a tres motores hidráulicos rotatorios y dos cilindros hidráulicos.
- La velocidad máxima de rotación es de 10rpm para cualquiera de sus elementos.
- La carga máxima del manipulador es de 39.24N (4Kgr).
- Presión de trabajo de 13,8Mpa (200Psi).
- Tiene un peso aproximado de 1020N (104Kgr).
- Cuenta con la preparación para montar un efector final.
- Las dimensiones para los eslabones corresponden a 274mm, 450mm, 3000mm, y 142mm, en orden ascendente correspondiente a los cinco eslabones del manipulador.
- Tiene un alcance vertical máximo de 1455mm hacia arriba a partir del piso.
- Tiene un alcance vertical máximo de 66mm hacia abajo a partir del piso.
- Conexión a 220VCA para el motor eléctrico (1Hp) de la unidad hidráulica.
- Parámetros de coordenadas obtenidos por el brazo manipulador flexible. Así como se muestra a continuación en la siguiente tabla 1 de valores y la figura 28a:

Parámetros de las coordenadas de los elementos del manipulador.					
Articulación i	θ_i (°)	α_i (°)	a_i (mm)	d_i (mm)	Rango de la articulación (°)
1	$\theta_1 = 90$	90	0	0	-140 a +140
2	$\theta_2 = 90$	0	450	0	-38.49 a +13.00
3	$\theta_3 = -90$	0	450	0	-13.23 a +13.00
4	$\theta_4 = 90$	90	0	0	-140 a +140
5	$\theta_5 = 0$	0	0	442	-140 a +140



Figuras 28a. Establecimiento del sistema de coordenadas de los elementos del manipulador.

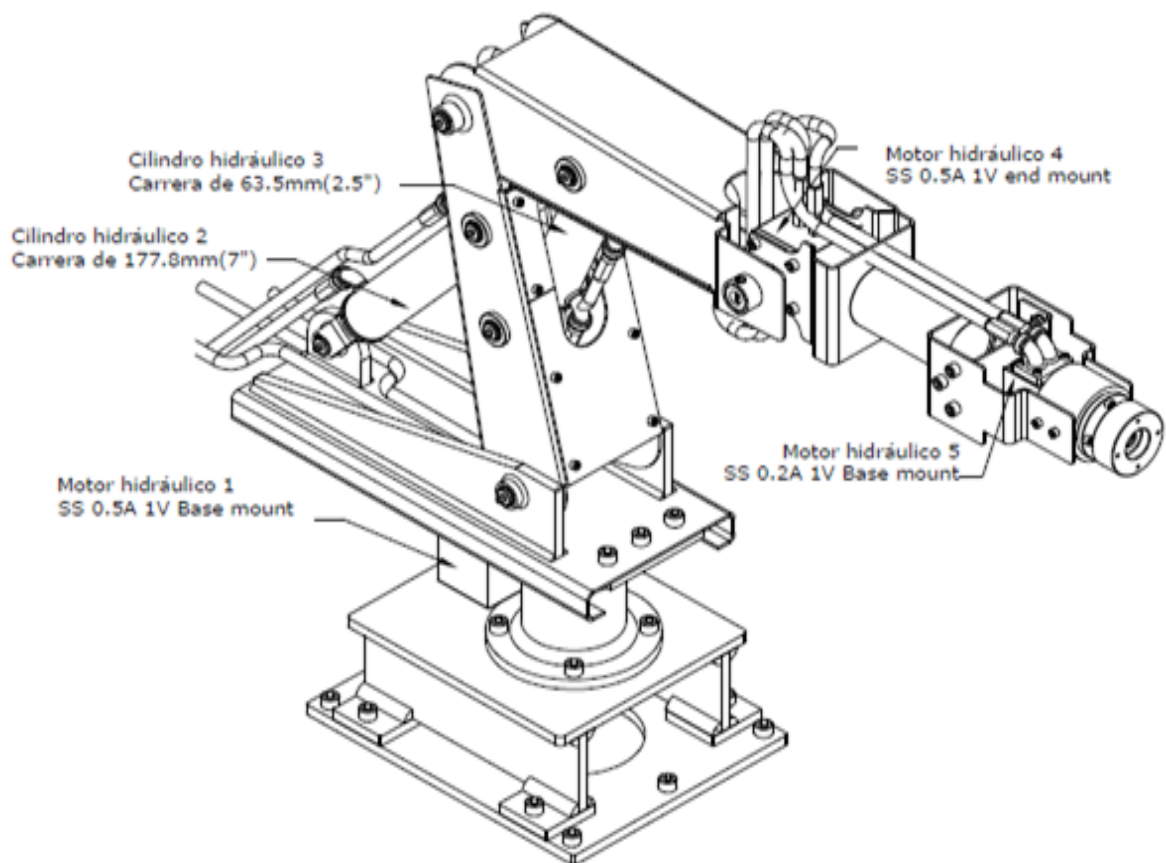
- El modelo desarrollado es mostrado a continuación en la **figura 28b**, las articulaciones serán de revolución para todo el manipulador flexible de cinco grado de libertad.



3.1.8.2 Análisis de la aplicación mecánica

A continuación se sustentara los motivos por las cuales se escoger este tipo de brazo manipulador industrial robótico hidráulico de cinco grado de libertad, que se fijara en la parte superior del prototipo referencia grúa de BROKK 250.

- Características técnicas suministrada por el fabricante de componentes del robot hidráulico articulado y aplicación mecánica de los cilindros y motores hidráulicos en este equipo, que son los seleccionado, de acuerdo a los párrafos y ítem anteriormente mencionados. Observar la **figura 28c** y **tabla 1**.



Figuras 28c. Disposición de los actuadores en el del manipulador flexible.

Tabla 1. Característica de los actuadores del robot flexible.

<i>Características de los actuadores</i>						
<i>Artic.</i>	<i>Actuador</i>	<i>Torque [N-m]</i>	<i>Fuerza [N]</i>	<i>Giro (°)</i>	<i>Masa unitaria (kg)</i>	<i>Presión de operación MPa (psi)</i>
1	Motor Hidráulico 1 SS-.5A-1V-Base mount	80.0		280±5	1.361	13.00(2000)
2	Cilindro hidráulico 2, [177.8mm(7") carrera]		21450/13852*	51.49	4.9	13.00(2000)
3	Cilindro hidráulico 3, [63.5mm(2.5") carrera]		21450/13852*	26.23	3.5	13.00(2000)
4	Motor Hidráulico 4 SS-.5A-1V-End mount	80.0		280±5	1.361	13.00(2000)
5	Motor Hidráulico 5 SS-.2A-1V-Base mount	38.0		280±5	0.73	13.00(2000)

* Fuerza en el avance / Fuerza en el retroceso.

3.1.9. Análisis, cálculo y verificación estructural estática de la capacidad máxima de los componentes de la grúa.

Como es sabido en muchos de los casos el proceso de diseño se basa en aproximaciones de cálculo hasta encontrar la justificación de acuerdo al objetivo del diseño. En este trabajo se utilizó un método similar donde hubo la necesidad de calcular varias veces la capacidad de carga de cada componente del prototipo y la selección de diferentes configuraciones propuesta por el manipulador flexible, por tal razón, señalamos que los resultados encontrados corresponden a los últimos ensayos correspondientes al tema objetivo general del proyecto, considerando que son estos los que justifican la capacidad del equipo a utilizar en el prototipo y el brazo manipulador industrial robótico hidráulico con cinco grado de libertad.

La evaluación, cálculo y verificación estructural estática de la capacidad máxima de los componentes del prototipo cargador elevador de referencia de marca BROKK 250. Se realizara como sigue a continuación:

CALCULOS Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES ESTRUCTURALES DEL PROTOTIPO:

- a) Seleccionamiento de las vigas **CDE** y **FABD**. Ver figura 31 y anexo 3.
- b) Selección de los dos cilindros hidráulicos **AC** y **BG**.
- c) Cálculo y diseño de los pasadores **F, G, A, B** y **D**. Ver anexo 3.
- d) Análisis, cálculo y diseño de las soldaduras en unas juntas de filete. De la viga **FABD** más exactamente en los puntos **A** y **B** de la figura 31 y anexo 3; seguidamente observar las siguientes figuras 56 Y 57, para tal fin.

Todas las normas, código, especificaciones técnicas y/o estándares de cálculo, diseño y fabricación suponen implícita o explícitamente que:

- ❖ Se observan las reglas de una buena práctica de ingeniería.
- ❖ Las características mecánico-resistentes del metal de aportación son, como mínimo, iguales a las del metal de base. Para el caso de las soldaduras.
- ❖ Se ha evitado, mediante la oportuna elección del material y de los detalles constructivos adecuados, por ejemplo, el peligro de rotura frágil y otros.

En Colombia son muy utilizados los códigos de diseño de la American Institute of Steel Construction (AISC) y, como es apenas lógico, el Código Colombiano de Construcciones Sismo-resistentes (CCCSR), el cual es un Decreto Ley que debe ser cumplido en todo el territorio nacional. Este es el caso de los códigos de diseño de la AISC y del CCCSR que especifican que todas las soldaduras y diseño mecánico de una estructura metálica deben cumplir con los códigos de la American Welding Society (AWS).

La mayoría de los códigos de fabricaciones mediante soldadura y el diseño de estructura metálica establecen los requisitos mínimos de calidad que se deben cumplir para obtener una operación razonablemente segura de las estructuras. Para citar varios ejemplos, el código AWS D1.1 Structural Welding Code - Steel

establece que todo diseño estructural mecánico y todas las soldaduras de las estructuras cargadas estáticamente deben ser sometidos a una Inspección Visual. Además de la inspección visual, establece inspecciones selectivas mediante ensayos destructivos (resistencia a la tracción y tensión, sanidad y doblado) y no destructivos como radiografía industrial, partículas magnéticas, ultrasonidos, entre otros.

El nivel de calidad que se requiere para obtener cierta confiabilidad de la estructura depende de los modos esperados de fractura que se pueden presentar bajo las condiciones de servicio; por lo tanto, el nivel de calidad debe ser seleccionado por los grupos de diseño y de aseguramiento de la calidad basados en la consideración anterior y/o en los códigos que se apliquen según sea el caso. La calidad de las soldaduras está relacionada directamente con la integridad de la estructura. No obstante, los niveles de calidad pueden variar entre diferentes uniones soldadas o estructuras dependiendo de las condiciones de servicio. Pero la calidad también incluye otros factores tales como la dureza, composición química y propiedades mecánicas.

Apostilla: Todo lo expuesto anteriormente se abrevia en un:

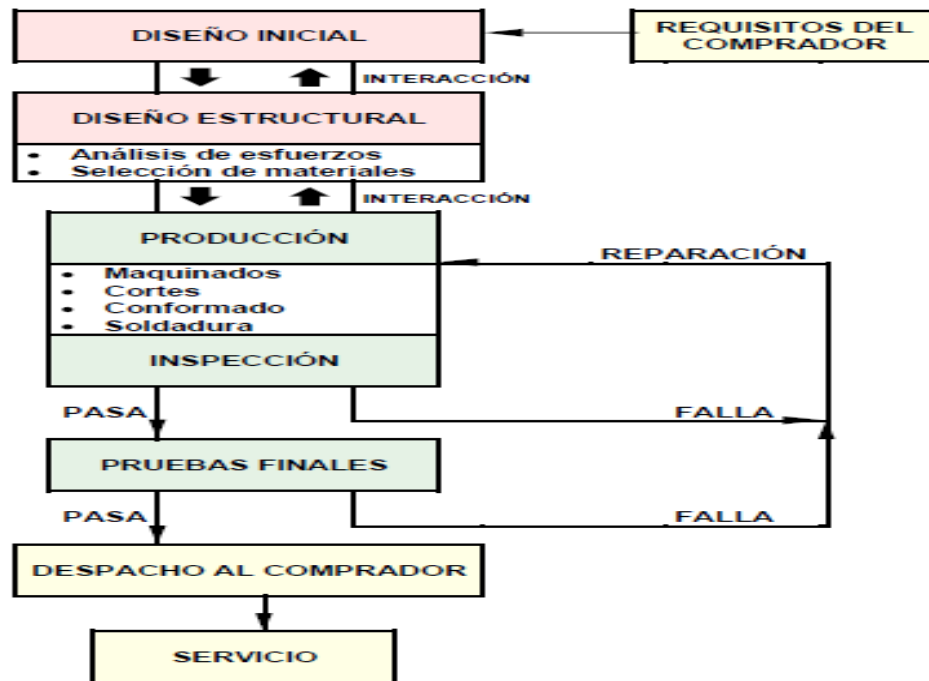
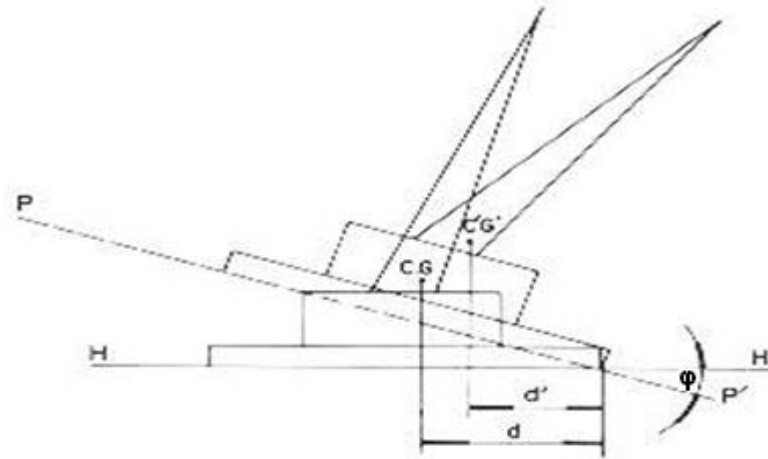


Figura 28a: Diagrama del proceso simplificado para el cálculo, diseño y fabricación de estructuras mecánicas y soldadas (Extracto de referencia y traducido por el autor).

3.1.9.1. Consideraciones de diseño para efectuar los cálculos de las estructuras metálicas. Ver anexo 3.

Se admite que una grúa que es segura contra el riesgo de vuelco cuando, trabajando en la arista de vuelco más desfavorable, no vuelca en tanto se cumplen las condiciones impuestas por su constructor, entendiéndose por arista de vuelco más desfavorable aquella de las líneas definidas por dos apoyos consecutivos cuya distancia a la vertical que pasa por el centro de gravedad de toda la máquina, es menor. Esta distancia, para cada posición y alcance de la pluma, es más pequeña cuanto mayor es el ángulo que forma el plano horizontal con el definido por la plataforma base de la grúa. Ver figura 30.

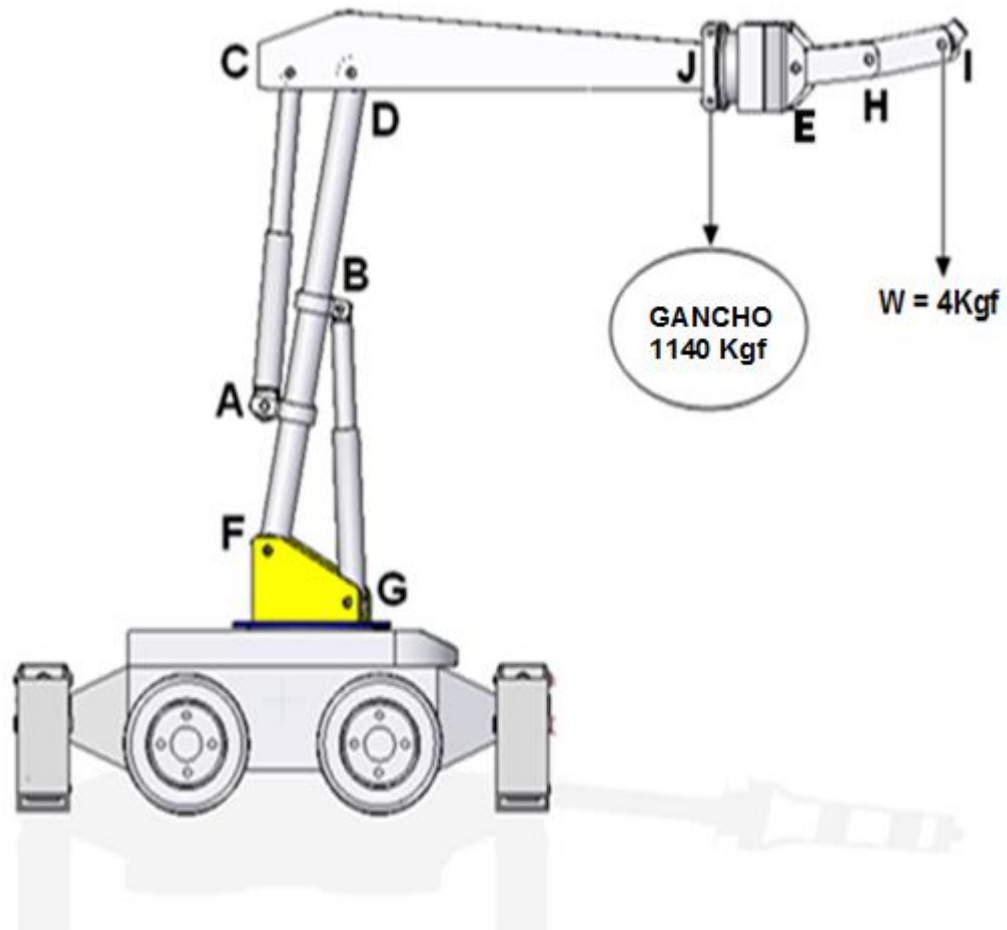
Y como el momento de vuelco tiene por valor el producto de dicha distancia por el peso total de la máquina, es de vital importancia que su nivelación sea adecuada para que el mínimo momento de vuelco que pueda resultar sobre la arista más desfavorable durante el giro de la pluma sea siempre superior al máximo momento de carga admisible, que en ningún caso deberá sobrepasarse. Ver figura 30.



Fuente: Norma para el diseño y construcción de grúas, ASME/ANSI B 30.5 y el Libro Montaje, Ajuste, Verificación de Elementos de Máquinas SchröckReverté.

Figura 30: Consideraciones de diseño para estabilidad de la grúa: HH') Plano horizontal. PP') Plano de apoyo. ϕ) ángulo entre ambos planos HH' y PP'. CG) Centro de gravedad de la máquina. d) Distancia de la arista de trabajo a la vertical por CG.

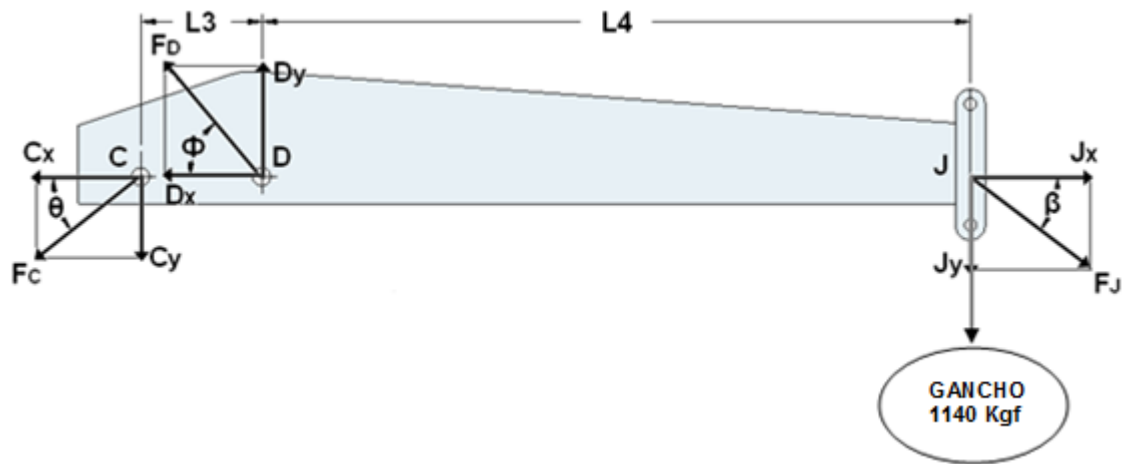
Grúa móvil con un brazo mecánico hidráulico y otro mecánico articulado tipo robot con 06 grado de libertad. Ver la **Figura 31**.



3.1.9.2. Desarrollo estático de la viga **CDJ** y análisis de fuerzas

Para la realización de este análisis utilizaremos las siguientes ecuaciones, sacadas de los diagramas de cuerpo libre de la **figura 32**.

Diagrama de cuerpo libre viga **CDJ**. Ver la Figura 32.



Dónde:

Cx: Reacción en el apoyo **C** en dirección **x**.

Cy: Reacción en el apoyo **C** en dirección **y**.

Dx: Fuerza que se desarrolla en el apoyo **D** en dirección **x**.

Dy: Fuerza que se desarrolla en el apoyo **D** en dirección **y**.

Jx: Fuerza que se desarrolla en el punto **J** en dirección **x**.

Jy: Fuerza que se desarrolla en el punto **J** en dirección **y**.

Fj: Fuerza que soporta el punto **J**.

Fd: Fuerza resultante en el apoyo **D**.

Fc: Fuerza resultante en el apoyo **C**.

Φ : Ángulo en el que varía las reacciones en el apoyo **D**.

β : Ángulo en el que varía las reacciones en el apoyo **J** y es este ángulo es variable $0^\circ < \beta > 180^\circ$.

θ : Ángulo en el que varía las reacciones en el apoyo **C** y es este ángulo es variable $0^\circ < \theta > 180^\circ$.

L3: Distancia entre los apoyos **C** y **D**, igual a 0.75m.

L4: Distancia entre los apoyos **D** y **J**, igual a 3.5m.

L3 y **L4** son valores asumidos para que la grúa obtenga su alcance máximo.

Análisis de ecuación de la viga **CDJ**. Ver figura 32.

Para el punto **C**: Donde el ángulo θ es una variable que me define la dirección y sentido de **Fc**. Por consiguiente tenemos que:

Donde se le pueden asignar valores de $0^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$.

$$Cx = Fc * \cos(\theta)$$

$$Cy = Fc * \sin(\theta)$$

$$Fc = \left[\frac{(Cy)}{(\sin(\theta))} \right]$$

En las dos selección del a brazo robótico a utilizar tiene un peso aproximado de 133Kgf más otro peso adicional que corresponde a máxima capacidad de carga inferior a 7Kgf, para un total de 140Kgf. Ver anexos 6.

La carga total de diseño a izar es de 1140 kgf y se utilizará en el apoyo del punto J, un gancho para una capacidad de 1140Kgf. Ver figura 32.

Para el punto **J**: Donde **FJ** es un valor conocido igual a el peso del brazo robótico que es 140Kgf más el peso de la carga de diseño equivalente a 1000 Kgf, para una carga total a izar de 1140Kgf y el ángulo β es una variable que me define la dirección y sentido de **FE**. Por lo tanto, tenemos que:

Donde se le pueden asignar valores de $0^\circ \leq \beta \leq 180^\circ$.

$$Jx = FJ * \cos(\beta) \quad \therefore \quad \text{Ecuacion 10.}$$

$$Jy = FJ * \sin(\beta) \quad \therefore \quad \text{Ecuacion 11.}$$

De la **figura 32**, aplicaremos sumatoria de momentos en el punto **D**. Positivo en el sentido contrario a las manecillas del reloj.

Donde **L3** y **L4** son las medidas longitudinales de la viga **CDJ** y son valores conocidos.

$$\Sigma MD = 0$$

$$Cy * (L3) - Jy * L4 = 0$$

$$Cy * (L3) = Jy * L4 \rightarrow Cy = \left[\frac{(Jy * L4)}{(L3)} \right]$$

Sustituyendo el valor de **Jy** en **Cy**, nos queda que:

$$Cy = \left[\frac{((Jy) * (L4))}{(L3)} \right] \therefore Jy = FJ * \sin(\beta) \therefore FE = \left[\sqrt{(((Ex)^2) + ((Ey)^2))} \right]$$

$$Cy = \left[\frac{((FJ * \sin(\beta)) * (L4))}{(L3)} \right] \therefore \text{Ecuacion 12.}$$

Con el valor de **Cy**, determino **Fc** y **Cx** así:

$$Fc = \left[\frac{(Cy)}{(\sin(\theta))} \right] \therefore Cy = \left[\frac{((FJ * \sin(\beta)) * (L4))}{(L3)} \right]$$

Sustituyendo **Cy** en **Fc** y resolviendo, nos queda que:

$$Fc = \left[\frac{((FJ * \sin(\beta)) * (L4))}{(L3) * (\sin(\theta))} \right] \therefore \text{Ecuacion 13.}$$

Con el valor de **Fc** determinamos **Cx** quedando la ecuación así:

$$Cx = Fc * \cos(\theta) \therefore Fc = \left[\frac{((FJ * \sin(\beta)) * (L4))}{(L3) * (\sin(\theta))} \right]$$

Resolviendo, nos queda que:

$$C_x = \left[\frac{((FJ * \sin(\beta)) * (L4)) * (\cos(\theta))}{(L3) * (\sin(\theta))} \right] \quad \therefore \quad \text{Ecuacion 14.}$$

De la **figura 32**, aplicaremos sumatoria de fuerzas en X, en sentido positivo del eje.

$$+ \rightarrow \Sigma F_x = 0$$

$$J_x - D_x - C_x = 0 \quad \rightarrow \quad D_x = J_x - C_x$$

Con el valor de **C_x** y **E_x** determinamos **D_x** quedando la ecuación así:

$$D_x = J_x - C_x \quad \therefore \quad C_x = \left[\frac{((FJ * \sin(\beta)) * (L4)) * (\cos(\theta))}{(L3) * (\sin(\theta))} \right] \quad \therefore \quad J_x = FJ \cos(\beta)$$

Remplazando valores y resolviendo, nos queda que:

$$D_x = (FE * \cos(\beta)) - \left[\frac{((FJ * \sin(\beta)) * (L4)) * (\cos(\theta))}{(L3) * (\sin(\theta))} \right]$$

$$D_x = \left[\frac{((FJ) * (\cos(\beta))) * ((L3) * (\sin(\theta))) - ((FJ * \sin(\beta)) * (L4)) * (\cos(\theta))}{(L3) * (\sin(\theta))} \right]$$

$$D_x \quad \therefore \quad \text{Ecuacion 15.}$$

De la **figura 32**, aplicaremos sumatoria de fuerzas en Y, en sentido positivo del eje.

$$+ \uparrow \Sigma F_y = 0$$

$$Dy - Jy - Cy = 0 \rightarrow Dy = Jy + Cy$$

Con el valor de **Cy** y **Jy** determinamos **Dy** quedando la ecuación así:

$$Dy = Jy + Cy \quad \therefore \quad Cy = \left[\frac{((FJ * \sin(\beta)) * (L4))}{(L3)} \right] \quad \therefore \quad Jy = FJ * \sin(\beta)$$

Remplazando los valores y resolviendo, nos queda que:

$$Dy = (FJ * \sin(\beta)) + \left[\frac{((FJ * \sin(\beta)) * (L4))}{(L3)} \right]$$

$$Dy = \left[\frac{((FJ * \sin(\beta)) * (L3) + ((FJ * \sin(\beta)) * (L4)))}{(L3)} \right] \quad \therefore \quad \text{Ecuacion 16.}$$

Para determinar **Fd**, se remplazaran los valores de **Dx** y **Dy** en la ecuación de **Fd** así:

$$FD = \left[\sqrt{(((Dx)^2) + ((Dy)^2))} \right] \quad \therefore \quad \text{Ecuacion 17.}$$

Para determinar el ángulo **Φ** que forman estas componentes **Dx** y **Dy**, se calculara la siguiente manera:

$$\tan(\Phi) = \left[\frac{(Dy)}{(Dx)} \right] \rightarrow \Phi = \tan^{-1} \left(\left[\frac{(Dy)}{(Dx)} \right] \right)$$

Sustituyendo los valores de **Dx** y **Dy** en **Φ**, se determina el ángulo.

$$\Phi = \tan^{-1} \left(\left[\frac{(Dy)}{(Dx)} \right] \right) \quad \therefore \quad \text{Ecuacion 18.}$$

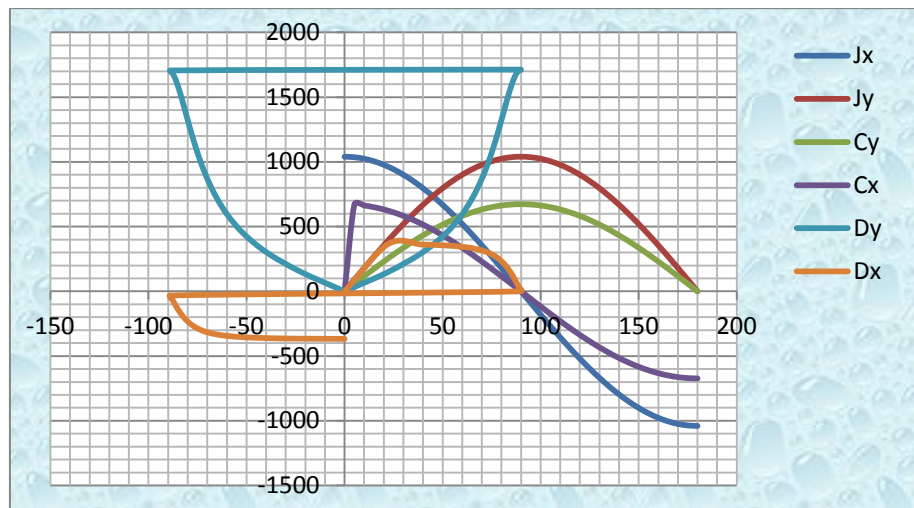
Graficas utilizando herramientas computacionales.

Microsoft EXCEL:

Las tablas y graficas utilizadas en **EXCEL** se encuentran en el **anexo 2**.

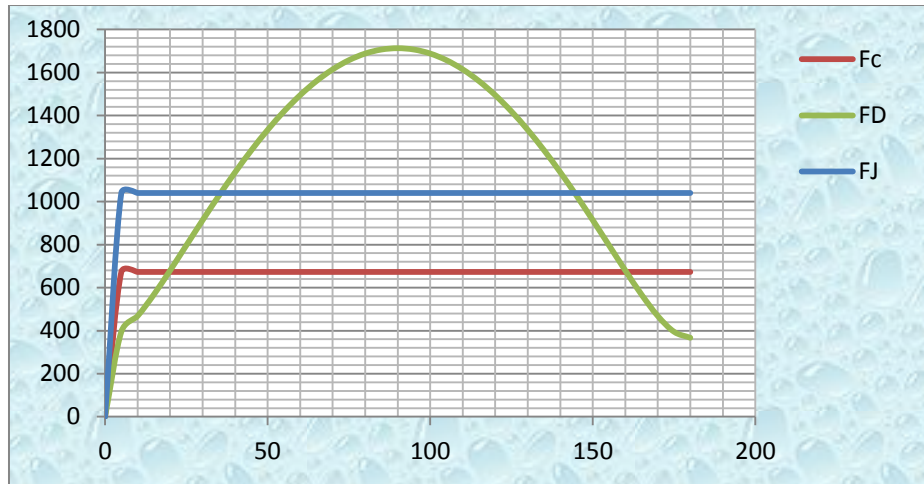
Para observar la variación de las fuerzas y reacciones en función del ángulo:

Componentes de las reacciones en el apoyo **C, D** y **J**. Ver la **Figura 33**.



Las unidades del eje **Y** en **Kgf** y en el eje **X** en **grados**.

Comportamiento de las magnitudes de las fuerzas en el apoyo **C, D y J**. Ver la **Figura 33**.



Las unidades del eje **Y** en **Kgf** y en el eje **X** en **grados**.

SOLID EDGE

Figura 34: Diferentes posiciones de la grúa para analizar los ángulos en función de posición de trabajo al izar los carga máxima permisible **10.2Kn**.

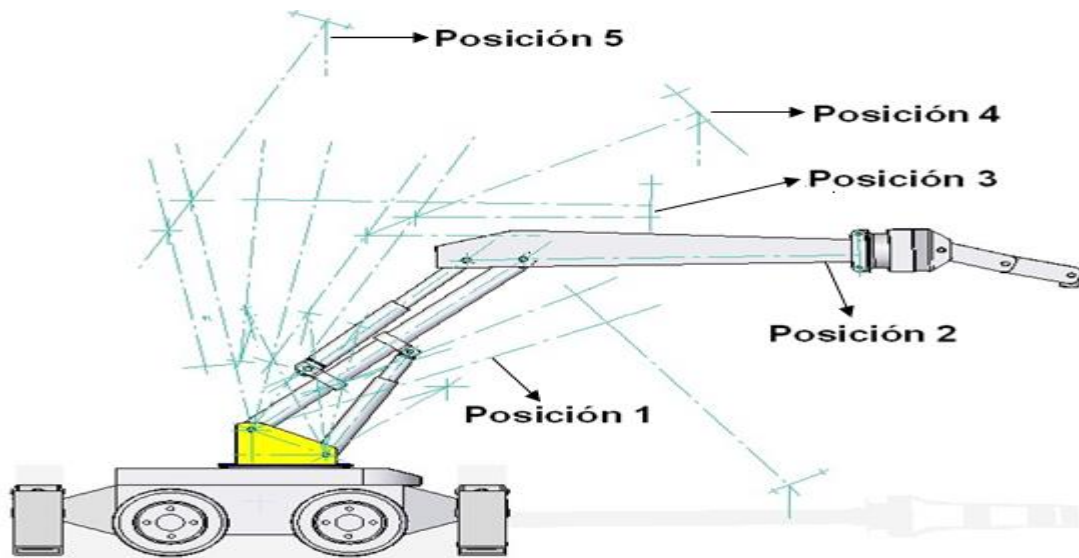


Figura 35: Posición inicial para agarrar o sujeta la carga mecánica a izar por la pinza del brazo robótico. Cabe recalcar que la carga máxima permisible a izar por el brazo es de **300Kgf (3Kn)**.

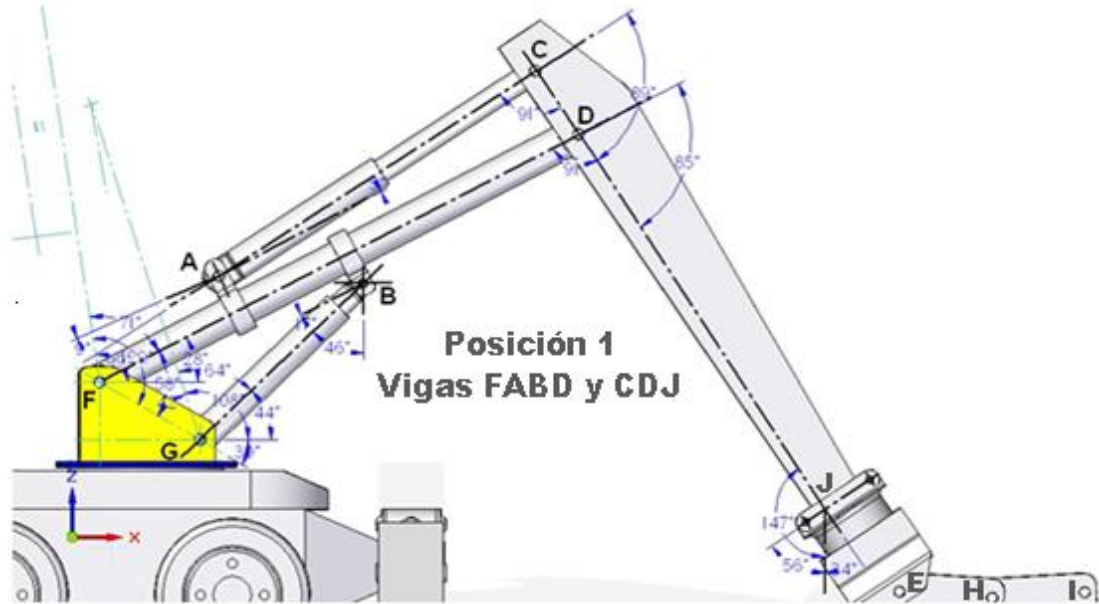


Figura 36: Posición máxima de la grúa. Se puede observar que el ángulo Φ que tiene restricciones.

Figura 36a.

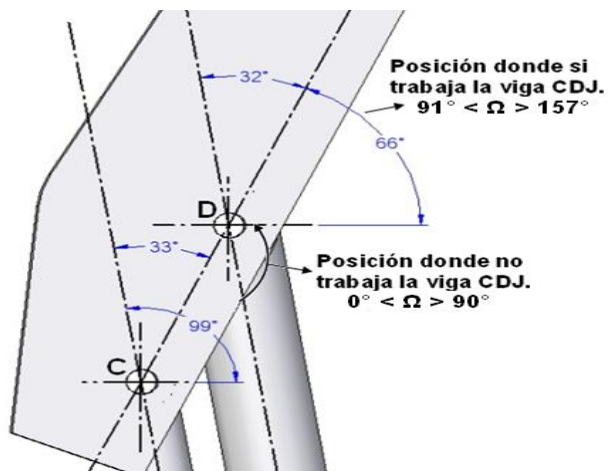
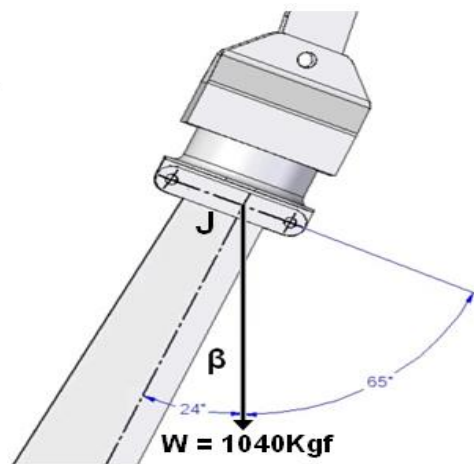


Figura 36b.



Para viga **CDJ**: El ángulo Ω varía de acuerdo con las diferentes posiciones de la grúa como lo muestra la **figura 36** y la tabla de datos en **Excel anexo 2**, de la cual se puede deducir varias consideraciones de diseño para elegir las máximas magnitudes de las fuerzas y reacciones en los apoyos **C**, **D** y **J** de la **figura 32**, para la selección del diseño y sección transversal de esta viga asumiremos las siguientes consideraciones deducidas de las **figuras 33, 34 y 35**.

Cuando el ángulo Ω está **0° a 91°** en sentido anti horario a las manecillas del reloj la viga **CDJ**, **NO** trabaja en este intervalo de ángulo a partir de **0° a 91°**, porque se encuentra limitada por la longitud del vástago del cilindro hidráulico **AC figura 35**, pero cuando la viga **CDJ** se encuentra en la posición de la **figura 36a** en ángulo Ω se encontrara aproximadamente entre **91° y 157°**, en esta posición la grúa alcanza su máxima altura o alcance.

A partir de los resultados obtenidos de la muestra de cálculo con las herramientas computacionales como las tabla de cálculo de fuerzas realizadas en **Excel anexo 2**. Se determina que entre los intervalos de ángulos $90^\circ < \Omega > 157^\circ$ en sentido anti horario las magnitudes de las fuerzas y reacciones se determinaran para un ángulo **90°** para Ω , tomando como referencia, que en este ángulo es donde se encuentra las magnitudes de las fuerzas y reacciones son máximas en todo el sistema de la viga **CDJ**, **figura 35**, los valores correspondientes para cada las fuerzas y reacciones corresponden a:

$$Jy = 1040 \text{ Kgf} = 10.4 \text{ Kn}$$

$$Jx = 6.37 * 10^{-14} \text{ Kgf} = 0.0637 * 10^{-14} \text{ Kn}$$

$$FJ = 1040 \text{ Kgf} = 10.4 \text{ Kn}$$

$$C_x = 4.12 * 10^{-14} \text{ Kgf} = 0.0412 * 10^{-14} \text{ Kn}$$

$$C_y = 642.94 \text{ Kgf} = 6.7 \text{ Kn}$$

$$F_C = 642.94 \text{ Kgf} = 6.7 \text{ Kn}$$

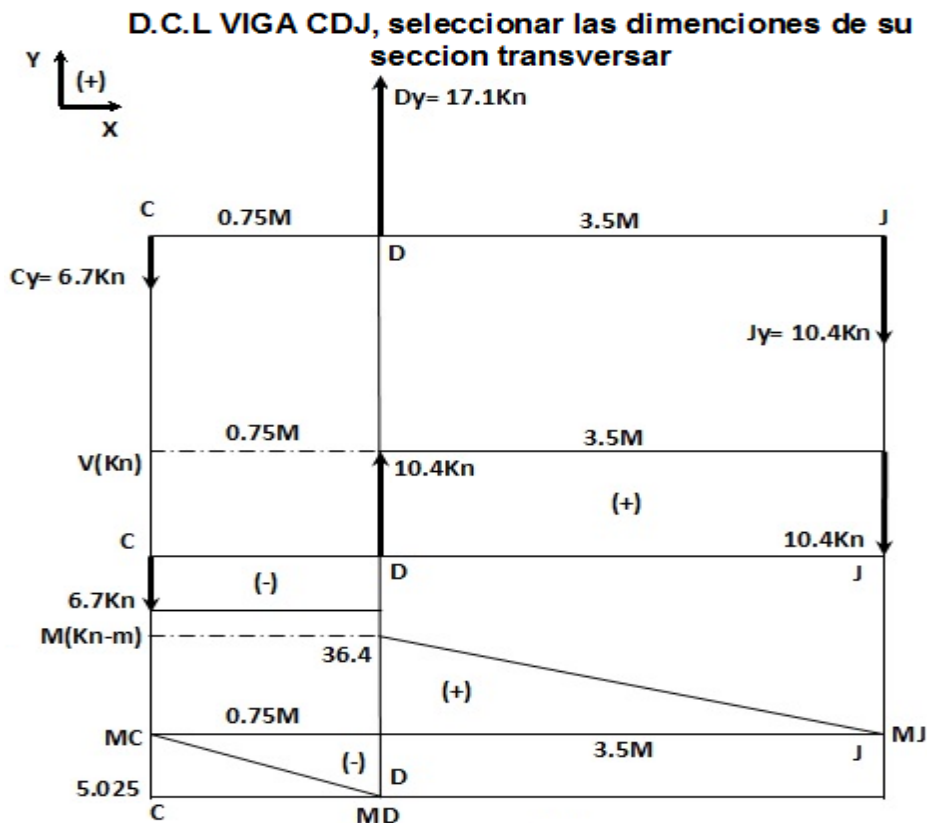
$$D_x = 2.24 * 10^{-14} \text{ Kgf} = 0.022 * 10^{-14} \text{ Kn}$$

$$D_y = 1712.94 \text{ Kgf} = 17.1 \text{ Kn}$$

$$F_D = 1712.94 \text{ Kgf} = 17.1 \text{ Kn}$$

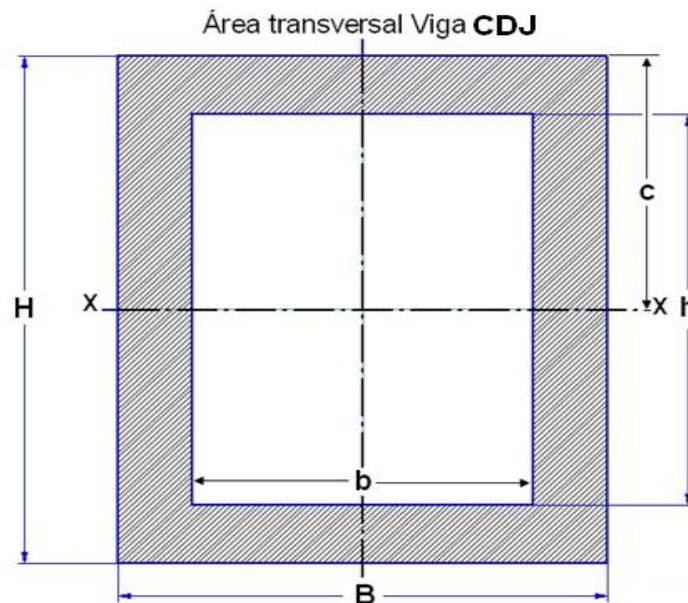
Con los valores de las magnitudes de las fuerzas y las reacciones en el apoyo **D**. Como se muestra en la **figura 32 y 33**. Se procederá al cálculo de la sección transversal de la viga **CDJ**, tomando el apoyo en **D** como crítico, ya que en este punto se encuentra el mayor valor del momento flector equivalente a **36.4Kn-m**.

Figura 37: Diagrama de cuerpo libre, cortante y momento flector de la viga **CDJ**.



3.1.9.3. Cálculo de la sección transversal de la viga **CDJ**:

Figura 38: Diseño y forma de la sección transversal de la viga **CDJ**. Se asumirán condiciones de diseño, de acuerdo a la normas **ASME 30.5**, **UNE 58-102-74** Reglas de aparatos pesados para elevación y cálculo de las estructuras mecánicas, como también el **código AWS D 1.1**. Fabricación e inspección de soldadura en estructuras metálicas. En general este código y normas tratan de la selección de materiales, diseños y formas de la sección transversales para la fabricación de estructuras metálicas y construcciones soldadas, factores de seguridad teniendo en cuenta las propiedades y características del tipo de material a utilizar en la estructura, esfuerzos y resistencias permisibles en los materiales y en la aplicación de la soldadura en la estructura como también a las maniobras, procedimiento de izada de carga, formas y cálculo para la elevación de cargas y personal calificado en la operación de maquinaria para la elevación de carga.



El material seleccionado para la fabricación de la sección transversal de la **figura 38**, se tomarán en cuenta por sus propiedades y características mecánicas; en cuanto a un valor elevado en la relación resistencia mecánica y límite de fluencia,

para obtener así un factor de seguridad confiable en los elementos mecánicos de la grúa.

Escogeremos para este diseño de esta estructura un material de acero al carbono de baja aleación como la lámina **ASTM A-572 GR 50**, **Sy = 42KPsi = 289.56 MPa** resistencia mínimas de fluencia y este tipo de material es usado comúnmente en piezas que necesitan una resistencia media y alta a la tensión en cargas sometidas desgaste y corrosión en condiciones severas de trabajo.

Los valores del factor de diseño se tomaran de acuerdo a la norma **ASME 30.5**, **UNE 58-102-74** y código **AWS D1.1**.

Si tomamos por ejemplo, este tipo de grúa tiene un alcance máximo de **12.15 metros** para cargas del **80%** de su carga (**1140Kgf**) y en el izado de esta se puede presentar cambios y choque severos cargas especialmente cuando las cargas son afectadas por la velocidad del viento o un mal procedimiento al izaje de cargas.

Por todo lo anterior asumiremos un factor de diseño en un intervalo de $0 \leq Fd \leq 8$ esta consideración de diseño fue asumida de acuerdo al tipo de material a utilizar en la fabricación de esta sección transversal de la viga **CDJ** y por las especificaciones técnicas para el diseño, fabricación e inspección de estructuras metálicas. **Normas ASME 30.5**, **UNE 58-102-74** y código **AWS D 1.1**.

$$0 \geq Fd \leq 8 \quad \rightarrow \quad \text{Asumiremos } Fd = 8$$

Dónde: **Fd** es el factor de diseño.

Para efecto de nuestros cálculos utilizaremos **Fd=5**, por las características y propiedades mecánicas del material utilizado y por la forma de la sección transversal utilizada de acuerdo a recomendaciones técnicas de las normas

expuestas anteriormente, ya que con estas dimensiones los momentos de inercia alrededor del eje **X-X** son mayores, por ende el esfuerzo flexionante disminuyen. **Ver figura 38.**

Análisis de esfuerzos flexionante en la viga **CDJ**. En el punto **D**. **Ver figura 38.**

$$S_y = 289.56 \text{ MPa} \rightarrow 0 \leq F_d \leq 8 \quad \therefore F_d = 5$$

$$\sigma_J \leq S_y \rightarrow \partial J = \left[\frac{(S_y)}{(F_d)} \right]$$

$$\sigma_J = \left[\frac{((M_J) * (C))}{(I_x)} \right]$$

$$M_D = 36.4 \text{ Kn-m}$$

M_D este el valor de momento flexionante máximo en el punto **D**. Como se muestra en la **figura 37**.

Si calculamos él **I_x** en la sección transversal de la viga **CDJ**, **figura 38** el valor será:

$$I_x = \left[\frac{((B) * ((H)^3)) - ((b) * ((h)^3))}{(12)} \right]$$

De la sección transversal de la **figura 38**, tenemos los siguientes datos técnicos conocidos, tales como:

Material: Lamina acero estructural **ASTM A-572 GR 50**, con **S_y = 289.56 MPa**.

$$B = 0.16516\text{m} = 6 \frac{1}{2}''.$$

$$H = 0.1905\text{m} = 7 \frac{1}{2}''.$$

$$h = 0.1651\text{m} = 6 \frac{1}{2}''.$$

$$C = 0.009525\text{m}$$

El valor a calcular, es **b**:

De la figura 43: El valor de **M_D** es **34.4 Kn-m** y asumiremos **F_d = 7**.

Procedimiento de cálculo para el diseño de la viga **CDJ**.

Los valores de **B**, **H**, **C** y **h** se remplazaran en **σ_D**:

$$\sigma_D = \left[\frac{((MD) * (C))}{(Ix)} \right] \therefore Ix = \left[\frac{((B) * ((H)^3)) - ((b) * ((h)^3))}{(12)} \right]$$

Esfuerzo flexionante en la sección de la viga CDJ.

$$\sigma_D = \left[\frac{((MD) * (C))}{(Ix)} \right]$$

$$Ix = \left[\frac{((0.16516) * ((0.1905)^3)) - ((b) * ((0.16516)^3))}{(12)} \right]$$

$$Ix = \left[\frac{((1.141) * ((10)^{-3})) - ((b) * ((4.5) * (10)^{-3}))}{(12)} \right]$$

Remplazando **M_D**, **C** y **I_x**. Tenemos que:

$$\sigma_D = \left[\frac{((36.4) * (10^3) * (0.09525) * (12))}{(((1.141 * 10^{-3}) - (4.5 * 10^{-3}) * (b)))} \right]$$

$$\sigma_D = \left[\frac{(41.6052 * 10^3)}{(((1.141 * 10^{-3}) - (4.5 * 10^{-3}) * (b)))} \right]$$

Aplicando el concepto de resistencia a la fluencia del material utilizado y esfuerzo flexionante máximo en el punto D. Tenemos que:

$$\sigma_D \leq S_y \rightarrow \sigma_D = \left[\frac{S_y}{F_d} \right] \therefore S_y = 289.56 \text{MPa} \quad \therefore \text{asumido } F_d = 7$$

$$\sigma_D = \left[\frac{(S_y)}{(F_d)} \right] = \left[\frac{(289.56 \text{MPa})}{(7)} \right] = 41.3658 \text{MPa}$$

$$\sigma_D = \left[\frac{(41.6052 * 10^3) \text{Pa}}{\left((1.141 * 10^{-3}) - (4.5 * 10^{-3}) * (b) \right)} \right] = 41.3658 \text{MPa}$$

Desarrollando y resolviendo para b, tenemos que:

$$\left[(1.141) - (4.5) * (b) \right] \text{MPa} = \left[\frac{(41.3658)}{(41.6052)} \right] = 0.9942 \text{MPa}$$

$$b = \left[\frac{(0.1468)}{(4.5)} \right] = 0.03262 \text{ m} \rightarrow b = 32.622 \text{ mm} = 1.2843 \text{ in} = 1\frac{1}{4}''$$

$$b = 32.622 \text{ mm} = 1.2843 \text{ in} = 1\frac{1}{4}''$$

Asumiremos valores de acuerdo a los criterios de ingeniería básica, de detalle y de diseño, basado en las normas, códigos y estándares o especificaciones técnicas mencionadas anteriormente y/o anexos. No obstante estos valores de B oscilarán entre **32.622mm < b > 146.05mm** y verificamos el factor de seguridad por fluencia del material con el esfuerzo flexionante en el apoyo **D**. como se muestra en la **figura 44**.

Primera verificación y validación de los datos calculados.

Para: b = 4.5in = 114.3mm = 0.1143m.

Calcularemos el esfuerzo en el apoyo **D**, con el nuevo valor asumido de **b** y lo compararemos con el esfuerzo mínimo de fluencia del material para determinar el nuevo factor de seguridad para el diseño estructural de los componentes de la grúa como la sección transversal de la viga **CDJ**:

$$\sigma_D = \left[\frac{(41.6052 * 10^3) Pa}{((1.141 * 10^{-3}) - (4.5 * 10^{-3}) * (0.1143))} \right]$$

$$\sigma_D = \left[\frac{(41.6052 * 10^3) Pa}{((0.62665 * 10^{-3}))} \right] = 66.3930 MPa$$

$$\sigma_D = 66.3930 MPa$$

El valor del esfuerzo flexionante calculado nuevamente en ese punto crítico D con el nuevo valor asumido de **b = 0.1143mm** lo compararemos con el esfuerzo de fluencia mínimo del material así $\sigma_D \leq S_y \rightarrow \sigma_D = \left[\frac{S_y}{F_d} \right]$ para verificar si el material falla o no falla por fluencia.

$$\sigma_D = 66.3930 MPa$$

$$\sigma_D \leq S_y \rightarrow \sigma_D = \left[\frac{S_y}{F_d} \right] \therefore S_y = 289.56 MPa$$

$$\sigma_D \leq S_y \therefore 66.3930 MPa \leq 289.56 MPa$$

De acuerdo a la igualación anterior, el material **SI** cumple la condición de diseño por fluencia, por consiguiente el material **NO** falla.

Calcularemos el nuevo factor de seguridad así:

$$\sigma D \leq S_y \rightarrow \sigma D = \left[\frac{S_y}{F_d} \right] \rightarrow F_s = \left[\frac{S_y}{\sigma} \right]$$

Sustituyendo los valores de **Sy=289.56MPa** y $\sigma D = 66.3930 \text{ MPa}$ en **Fs** así:

$$F_s = \left[\frac{289.56 \text{ MPa}}{66.3930 \text{ Pa}} \right] = 4.37 \quad \therefore \quad F_s \sim 5$$

$$F_d = 5$$

Segunda verificación y validación de los datos calculados.

Para: b = 5.75in = 146.05mm = 0.14605m.

Calcularemos el esfuerzo en el apoyo **D**, con el nuevo valor asumido de **b** y lo compararemos con el esfuerzo mínimo de fluencia del material para determinar el nuevo factor de seguridad para el diseño estructural de los componentes de la grúa como la sección transversal de la viga **CDJ**:

$$\sigma D = \left[\frac{(41.6052 * 10^3) Pa}{((1.141 * 10^{-3}) - (4.5 * 10^{-3}) * (0.14605))} \right]$$

$$\sigma_D = \left[\frac{(41.6052 * 10^3) Pa}{((1.12778 * 10^{-3}))} \right] = 36.8912 MPa$$

$$\sigma_D = 36.8912 MPa$$

El valor del esfuerzo flexionante calculado nuevamente en ese punto crítico **D** con el nuevo valor asumido de **b = 0.14605mm** lo compararemos con el esfuerzo de fluencia mínimo del material así $\sigma_D \leq S_y \rightarrow \sigma_D = \left[\frac{S_y}{F_d} \right]$ para verificar si el material falla o no falla por fluencia.

$$\sigma_D = 36.8912 MPa$$

$$\sigma_D \leq S_y \rightarrow \sigma_D = \left[\frac{S_y}{F_d} \right] \therefore S_y = 289.56 MPa$$

$$\sigma_D \leq S_y \therefore 36.8912 MPa \leq 289.56 MPa$$

De acuerdo a la igualación anterior, el material **SI** cumple la condición de diseño por fluencia, por consiguiente el material **NO** falla.

Calcularemos el nuevo factor de seguridad así:

$$\sigma_D \leq S_y \rightarrow \sigma_D = \left[\frac{S_y}{F_d} \right] \rightarrow F_s = \left[\frac{S_y}{\sigma_D} \right]$$

Sustituyendo los valores de **Sy = 289.56MPa** y **σD = 36.8912MPa** en **Fs** así:

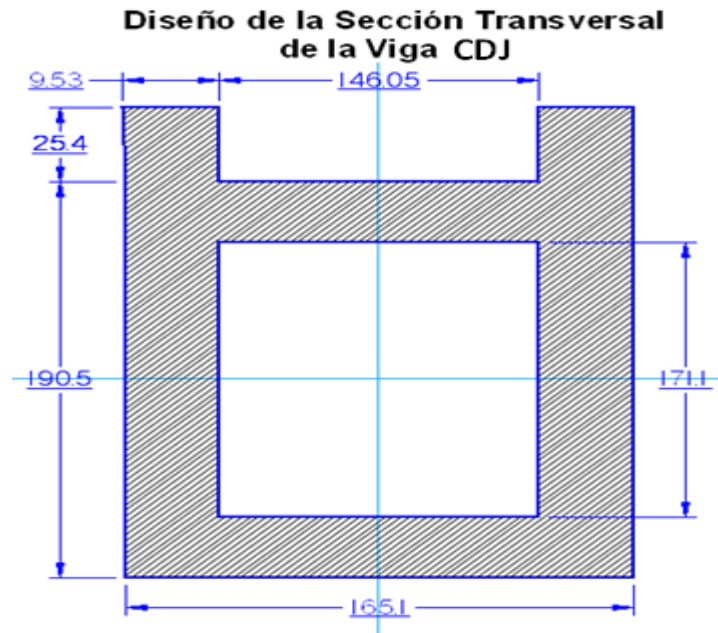
$$F_s = \left[\frac{289.56 MPa}{36.8912 MPa} \right] = 7.75 \therefore F_s \sim 8$$

$$F_d = 8$$

El diseño final de la sección transversal de la viga **CDJ**, será en base a los resultados de los cálculos realizados a la **figura 45**, como también en el criterio de diseño y fabricación de estructuras metálicas normas **ASME 30.5 y UNE 58-102-74**. Aparatos Pesados para elevación y el código para construcciones soldadas **AWS D 1.1. Anexo 8**.

El material utilizado en la fabricación de esta estructura metálica es una lámina de acero al carbono de baja aleación **ASTM 572 GR 50**, **Longitud = 5.25m**, **espesor 9.525 mm** es decir **3/8 in** y un **factor de seguridad igual a 8**. Como se muestra en la **figura 39**.

Sección transversal de la viga **CDJ** horizontal superior del brazo mecánico hidráulico. Unidades en mm. **Ver figura 39**.



3.1.9.4. **Figura 39.** Desarrollo estático de la viga **FABD** y análisis de fuerzas

Se efectuara el análisis y cálculo de las cargas variables fluctuantes y cíclicas que se dan en la viga **CDJ**, **figuras 32, 38, 39 y anexo 2**, elementos del prototipo cargador elevador. Se considerara para esta táctica los datos para cuando la carga a izar es máxima 1040Kgrf. El procedimiento y método utilizado será teorías de fallas por fatiga: Tensiones combinadas fluctuantes y método Goodman Modificado.

La ASTM define la fatiga como “el proceso de un localizado, permanente y progresivo cambio estructural sufrido por un material sujeto a condiciones que le producen tensiones, flexiones, torsiones y deformaciones en uno o varios puntos y que puede conducir a la producción de grietas o a la rotura después de un número suficiente de fluctuaciones”. Se ha comprobado que materiales dúctiles sometidos a esfuerzos cíclicos mucho menores que el nivel de su resistencia estática pueden fallar por fatiga.

Estos hacen uso de fórmulas sencillas y tablas que recogen el resultado de experimentos en los que se calcula la resistencia a la fatiga de materiales bajo cargas de ciclo fluctuante. De hecho, la complejidad del proceso es tal que en la mayoría de las ocasiones solo se estudia la fatiga en procesos de carga uniaxial (tensión a tracción y/o compresión), torsión y flexión, como a continuación se presenta en este estudio.

Para el caso de la viga **CDJ**, el análisis y cálculo de resistencia a la fatiga se realizara teniendo en cuenta las consideraciones de diseño mencionadas anteriormente. Para el efecto de nuestro análisis de falla por fatiga de ciclo tensiones fluctuantes de la viga CDJ.

Tenemos que, para el punto crítico D las tenciones flexionante y axiales de tracción; se dan como sigue:

Fuerza flexionante mínima, **F_{fmin}** = 58.5Kgf

Fuerza flexionante máxima, **F_{fmin}** = 171.2Kgf

Fuerza axial mínima, **F_{fmin}** = 22.4Kgf

Fuerza axial máxima, **F_{fmin}** = 34.4Kgf

Fuerza de tensión media flexionante, **F_{mf}** = $\left[\frac{(F_{max} + F_{min})}{(2)} \right]$

$$F_{mf} = \left[\frac{(171.2Kgf + 58.5Kgf)}{(2)} \right] \therefore F_{mf} = [114.85Kgf]$$

Fuerza de tensión alternante flexionante, **F_{af}** = $\left[\frac{(F_{max} - F_{min})}{(2)} \right]$

$$F_{af} = \left[\frac{(171.2Kgf - 58.5Kgf)}{(2)} \right] \therefore F_{af} = [53.35Kgf]$$

Fuerza de tensión media axial, **F_{ma}** = $\left[\frac{(F_{max} + F_{min})}{(2)} \right]$

$$F_{ma} = \left[\frac{(34.4Kgf + 22.4Kgf)}{(2)} \right] \therefore F_{ma} = [28.4Kgf]$$

Fuerza de tensión alternante axial, **F_{aa}** = $\left[\frac{(F_{max} - F_{min})}{(2)} \right]$

$$F_{aa} = \left[\frac{(34.4Kgf - 22.4Kgf)}{(2)} \right] \therefore F_{aa} = [6.0Kgf]$$

F_{aa} = 6.0Kgf

El elemento estructural analizado, es asimilable a una sección rectangular construida en placa de grandes dimensiones y longitudes, se encuentra sometido a una sollicitación variable, repitiéndose así sucesivamente en períodos diarios. Durante el período de carga máxima se observa que aparecen superpuestas a ésta unas tensiones fluctuantes debidas a vibraciones y las acciones de tipo dinámico a tener en cuenta, como el viento, el efecto de la carga móvil y los movimientos de rotación y de traslación y otras cargas, como terremotos, explosiones e impactos. La estructura fue sometida a inspección mediante equipos de NDT con una sensibilidad alta en la superficie, no apreciándose la presencia de fisuras. Considere la estructura como una sección rectangular hueca de placa para una duración infinita. De acuerdo a los ciclos de trabajo del elemento en estudio.

En la mayoría de las situaciones mencionadas las estructuras se verán sometidas a ciclos de tensión y deformaciones no constante que habrá que analizar convenientemente para su tratamiento.

Primero determinaremos los valores de limite a la resistencia a la fatiga de la sección rectangular sometida a tensiones fluctuantes axiales y de flexión en el punto crítico D. Escogeremos para este cálculo de esta estructura un material de acero al carbono de baja aleación como la lámina **ASTM A-572 GR 50**, con un **Sut = 450Mpa**.

Carga a flexión del elemento, viga CDJ:

$$S_{10^3 f} = [(0.9) * (S_{ut}) \text{ Mpa}] \therefore S_{10^3} = [(0.9) * (450)] \text{ Mpa} = 405 \text{ Mpa}$$

$$S_{e' f} = [(0.5) * (S_{ut}) \text{ Mpa}] \therefore S_{e'} = [(0.5) * (450)] \text{ Mpa} = 225 \text{ Mpa}$$

Seguidamente de procederá a calcular los coeficientes de correlación de MARIN en la pieza, estos reducen la resistencia a la fatiga, tales coeficientes son:

Factor de acabado, laminado en caliente y $S_{ut} = 450\text{Mps} = 65\text{Kpsi}$, $K_a = 0.72$

Factor de tamaño, con diámetro equivalente de una sección rectangular de área $b \cdot h$ sometida a flexión NO giratoria y $K_b = [(1.189) * (d_e^{-0.097})]$. Entonces de será igual a:

$d_e = (0.808) * ((b * h)^{0.5})$, para el caso de una sección rectangular hueca y de dimensiones con lo muestra la **figura 39**. Dónde:

$$d_e = 0.808 * \left[\left((165.1) * (190.5) \right)^{0.5} - \left((145.05) * (171.1) \right)^{0.5} \right] \text{ mm}$$

$$d_e = 0.808 * \left[(345451.55)^{0.5} - (24989.16)^{0.5} \right] \text{ mm}$$

$$d_e = 0.808 * [(185.61) - (158.08)] \text{ mm}$$

$d_e = [(22.24)] \text{ mm}$ y con $K_b = [(1.189) * (d_e^{-0.097})]$, reemplazamos los datos y resolviendo se tiene que:

$$K_b = [(1.189) * ((22.24)^{-0.097})] = 0.88$$

$$K_b = 0.88$$

Factor de confiabilidad, Para propósitos prácticos de nuestros cálculos trabajaremos, con una confiabilidad teórica del 99.9%. Sería suficiente en muchos casos.

$$K_c = 0.753$$

Factor de temperatura, la temperatura en la viga es menor de $450 \text{ }^\circ\text{C}$, entonces:

$$K_d = 1$$

Factor de efectos varios, no se prevé corrosión ni otros factores que reduzcan o aumenten la resistencia, entonces:

$$K_e = 1$$

Factor de carga, el elemento está sometido a flexión, entonces:

$$K_{car} = 1$$

Se procederá al cálculo del límite resistencia a la fatiga del elemento en el punto crítico D para carga a flexión, será así:

$$Se'f = [(0.5) * (Sut) Mpa] \therefore Se'f = [(0.5) * (450)] Mpa = 225 Mpa$$

Remplazando los valores de los coeficientes de MARIN, $Se'f$ y resolviendo se tiene:

Límite de resistencia a flexión, Se_f .

$$Se_f = [(Ka) * (Kb) * (Kc) * (Kd) * (Ke) * (Kcar) * (Se'f) Mpa]$$

$$Se_f = [(0.72) * (0.88) * (0.753) * (1) * (1) * (1) * (225) Mpa]$$

$$Se_f = [(0.48) * (225) Mpa] \therefore Se = 107.34 Mpa$$

$$Se_f = 107.34 Mpa$$

Esfuerzo alternante para para carga a flexión, es $(\sigma a)f$.

Dónde:

$$(\sigma a)f = \sigma aa + \sigma af$$

$$(\sigma a)f = \left[\frac{(Faf)}{(Asec)} \right] + \left[\frac{((MD) * (C)sec)}{(Ix)sec} \right]$$

Dónde:

$$Faf = [53.35Kgf]$$

$MD = 36.4 Kn - m \therefore MD = 36.4 Kgf - m$, este es un momento flector alternativo para el punto crítico D.

$$(Ix)_{sec} = \left[\frac{((B) * ((H)^3)) - ((b) * ((h)^3))}{(12)} \right]$$
$$(Ix)_{sec} = \left[\frac{((0.1656) * (0.1905^3)) - ((0.32622) * (0.1651^3))}{(12)} \right]$$

$b = 32.622 mm = 0.32622 m = 1.2843 in = 1\frac{1}{4}"$. Reemplazo en Ix y resuelvo, entonces:

$$(Ix)_{sec} = \left[\frac{((0.1656) * (0.1905^3)) - ((0.32622) * (0.1651^3))}{(12)} \right]$$

$$(Ix)_{sec} = 0.269 \cdot 10^{-4} m^4$$

$$(C)_{sec} = 0.009525 m$$

$(A)_{sec} = [(b) * (h)] m^2$, de la sección rectangular hueca, se calculara, así:

$$(A)_{sec} = [[(0.1651) * (0.1905)] - [(0.14605) * (0.1711)]] m^2 = 6.4710^{-03} m^2$$

$$(A)_{sec} = 6.4710^{-03} m^2$$

Retomando la ecuación σa y reemplazando los valores que se encuentran en la ecuación, tenemos Faa , MD , $(C)_{sec}$, A_{sec} y $(Ix)_{sec}$. Nos queda así:

$$(\sigma a)f = \left[\frac{(Faf)}{(Asec)} \right] + \left[\frac{((MD) * (C)sec)}{(Ix)sec} \right]$$

$$(\sigma a)f = \left[\frac{(53.35Kgf)}{(6.4710^{-03} m^2)} \right] + \left[\frac{((36.4 Kgf-m) * (0.009525 m))}{(0.269 10^{-4} m^4)} \right]$$

$$(\sigma a)f = [(8.245Mpa) + (12.38 Mpa)]$$

$$(\sigma a)f = \mathbf{20.62 Mpa}$$

Esfuerzo medio para carga a flexión, es $(\sigma m)f$.

Dónde:

Dónde:

$$(\sigma m)f = \sigma ma + \sigma mf$$

$$(\sigma m)f = \left[\frac{(Fmf)}{(Asec)} \right] + \left[\frac{((MD) * (C)sec)}{(Ix)sec} \right]$$

Dónde:

$$Fmf = [114.85Kgf]$$

$MD = 36.4 Kn - m \therefore MD = 36.4 Kgf - m$, este es un momento flector alternativo para el punto crítico D. Entonces:

$$(Ix)sec = 0.269 10^{-4} m^4$$

$$(C)sec = 0.009525 m$$

$$(A)sec = 6.4710^{-04} m^2$$

Retomando la ecuación σ_a y reemplazando los valores que se encuentran en la ecuación, tenemos **Fmf , MD , $(C)sec$, $Asec$ y $(Ix)sec$** . Nos queda así:

$$(\sigma_m)f = \left[\frac{(Fmf)}{(Asec)} \right] + \left[\frac{((MD) * (C)sec)}{(Ix)sec} \right]$$

$$(\sigma_m)f = \left[\frac{(114.85Kgf)}{(6.4710^{-03} m^2)} \right] + \left[\frac{((36.4 Kgf - m) * (0.009525 m))}{(0.269 10^{-4} m^4)} \right]$$

$$(\sigma_m)f = [(17.75Mpa) + (12.38 Mpa)]$$

$$(\sigma_m)f = 30.13 Mpa$$

Carga axial del elemento, viga CDJ:

$$S10^3 a = [(0.75) * (Sut) Mpa] \therefore S10^3 = [(0.75) * (450)] Mpa = 337.5 Mpa$$

$$Se'a = [(0.46) * (Sut) Mpa] \therefore Se'a = [(0.46) * (450)] Mpa = 207 Mpa$$

Se continuara con los cálculos de los coeficientes de correlación de MARIN, así:

Factor de acabado, laminado en caliente y $Sut = 450Mps = 65Kpsi$, **$Ka = 0.72$**

Factor de tamaño, Para cargas axial, es: **$Kb = 1$**

Factor de confiabilidad, para carga axial, es: **$Kc = 0.753$**

Factor de temperatura, para temperatura en la viga $\leq 450^\circ C$, es: **$Kd = 1$**

Factor de efectos varios, no se prevé corrosión ni otros factores que reduzcan o aumenten la resistencia, entonces: **$Ke = 1$**

Factor de carga, La relación entre la resistencia a la fatiga para cada tipo de carga y el límite de fatiga se denomina factor de carga, **$Kcar$** . Entonces, tenemos que: para el elemento está sometido a carga axial, entonces: **$Kcar = 0.7$**

Se continúa con el cálculo del límite resistencia a la fatiga del elemento en el punto crítico D para carga axial, será así:

$$Se'a = [(0.46) * (Sut) Mpa] \therefore Se'a = [(0.46) * (450)] Mpa = 207 Mpa$$

Remplazando los valores de los coeficientes de MARIN, $Se'a$ y resolviendo se tiene:

Límite de resistencia axial, Sea .

$$Sea = [(Ka) * (Kb) * (Kc) * (Kd) * (Ke) * (Kcar) * (Se'a) Mpa]$$

$$Sea = [(0.72) * (1) * (0.753) * (1) * (1) * (0.7) * (207) Mpa]$$

$$Sea = [(0.38) * (207) Mpa] \therefore Sea = 78.56 Mpa$$

$$Sea = 78.56 Mpa$$

Esfuerzo alternante para para carga axial, es $(\sigma a)a$.

Dónde:

$$(\sigma a)a = \sigma aa + \sigma af$$

$$(\sigma a)a = \left[\frac{(Faa)}{(Asec)} \right] + \left[\frac{((MD) * (C)sec)}{(Ix)sec} \right]$$

Dónde:

$$Faa = [6.0Kgf]$$

$MD = 36.4 Kn - m \therefore MD = 36.4 Kgf - m$, este es un momento flector alternativo para el punto crítico D.

$$(Ix)_{sec} = 0.269 \cdot 10^{-4} \text{ m}^4$$

$$(C)_{sec} = 0.009525 \text{ m}$$

$$(A)_{sec} = 6.4710^{-03} \text{ m}^2$$

Retomando la ecuación σ_a y reemplazando los valores que se encuentran en la ecuación, tenemos **F_{aa} , MD , $(C)_{sec}$, A_{sec} y $(Ix)_{sec}$** . Nos queda así:

$$(\sigma_a)_a = \left[\frac{(F_{aa})}{(A_{sec})} \right] + \left[\frac{((MD) * (C)_{sec})}{(Ix)_{sec}} \right]$$

$$(\sigma_a)_a = \left[\frac{(6.0 \text{ Kgf})}{(6.4710^{-03} \text{ m}^2)} \right] + \left[\frac{((36.4 \text{ Kgf-m}) * (0.009525 \text{ m}))}{(0.269 \cdot 10^{-4} \text{ m}^4)} \right]$$

$$(\sigma_a)_a = [(0.927 \text{ Mpa}) + (12.38 \text{ Mpa})]$$

$$(\sigma_a)_a = 13.30 \text{ Mpa}$$

Esfuerzo medio para carga axial, es **$(\sigma_m)_a$** .

Dónde:

$$(\sigma_m)_a = \sigma_{ma} + \sigma_{mf}$$

$$(\sigma_m)_a = \left[\frac{(F_{ma})}{(A_{sec})} \right] + \left[\frac{((MD) * (C)_{sec})}{(Ix)_{sec}} \right]$$

Dónde:

$$F_{ma} = [28.4 \text{ Kgf}]$$

$MD = 36.4 \text{ Kn-m} \therefore MD = 36.4 \text{ Kgf-m}$, este es un momento flector alternativo para el punto crítico D. Entonces:

$$(Ix)_{sec} = 0.269 \cdot 10^{-4} \text{ m}^4$$

$$(C)_{sec} = 0.009525 \text{ m}$$

$$(A)_{sec} = 6.4710^{-04} \text{ m}^2$$

Retomando la ecuación σ_a y reemplazando los valores que se encuentran en la ecuación, tenemos **Fma** , **MD** , **$(C)sec$** , **$Asec$** y **$(Ix)sec$** . Nos queda así:

$$(\sigma_m)_a = \left[\frac{(Fma)}{(Asec)} \right] + \left[\frac{((MD) * (C)sec)}{(Ix)sec} \right]$$

$$(\sigma_m)_f = \left[\frac{(28.4Kgf)}{(6.4710^{-03} m^2)} \right] + \left[\frac{((36.4 Kgf - m) * (0.009525 m))}{(0.269 10^{-4} m^4)} \right]$$

$$(\sigma_m)_f = [(4.39Mpa) + (12.38 Mpa)]$$

$$(\sigma_m)_f = 16.77 Mpa$$

Al tener esfuerzos combinados de flexión y axial fluctuante alternante, necesitamos un coeficiente de valoración α , y debemos tomar de regencia uno de los dos; escogeremos como base el de carga a flexión.

Dónde:

Coeficiente de valoración para tensión para esfuerzo alternante, para carga a flexión es α_f :

$$\alpha_f = \left[\frac{(Sef)}{(Sef)} \right] \therefore \alpha_f = \left[\frac{(107.34 Mpa)}{(107.34 Mpa)} \right] = 1$$

Coeficiente de valoración para tensión para esfuerzo alternante, para carga axial es α_a :

$$\alpha_a = \left[\frac{(Sef)}{(Sea)} \right] \therefore \alpha_a = \left[\frac{(107.34 Mpa)}{(78.41Mpa)} \right] = 1.37$$

Las tensiones fluctuantes alternas y medias, esta son:

Esfuerzo medio total para tensiones combinadas, es $(\sigma)m$.

Dónde:

$$(\sigma)m = [(\sigma m)a + (\sigma m)f]$$

Reemplazando el valor de cada componente y resolviendo, tenemos que:

$$(\sigma)m = [(16.77) + (30.13)] \text{ Mpa} \therefore (\sigma)m = \mathbf{46.9 \text{ Mpa}}$$

$$(\sigma)m = \mathbf{46.9 \text{ Mpa}}$$

Esfuerzo alternante total para tensiones combinadas, es $(\sigma)a$, y reemplazando

$$\acute{\alpha}f = \left[\frac{(107.34 \text{ Mpa})}{(78.41 \text{ Mpa})} \right] = \mathbf{1.37} \text{ en } (\sigma)a, \text{ tenemos que:}$$

$$(\sigma)a = [(\sigma a)a + (\acute{\alpha}f) * (\sigma a)f]$$

Reemplazando el valor de cada componente y resolviendo, tenemos que:

$$(\sigma)a = [(13.30) + (1.37) * (20.62)] \text{ Mpa} \therefore (\sigma)a = \mathbf{41.54 \text{ Mpa}}$$

$$(\sigma)a = \mathbf{41.54 \text{ Mpa}}$$

Escogeremos para el análisis y cálculo de la resistencia la fatiga $(S)f$, el método de teoría de falla por fatiga, línea de Goodman modificada es la preferida y puede aplicarse tanto para materiales dúctiles como frágiles. Este criterio constituye ser más que aceptable y tener una excelente aproximación a la realidad, de acuerdo al caso en estudio.

Aplicando el criterio de falla por fatiga, línea de goodman modificada. Es el siguiente:

$$\left[\left(\frac{(\sigma)a}{(S)f} \right) + \left(\frac{(\sigma)m}{S_{ut}} \right) \right] = 1 \quad \therefore \quad \left[\left(\frac{(\sigma)a}{(S)f} \right) + \left(\frac{(\sigma)m}{S_{ut}} \right) \right] = \left(\frac{1}{F_s} \right)$$

Escogeremos la ecuación, como se muestra a continuación:

$$\left[\left(\frac{(\sigma)a}{(S)f} \right) + \left(\frac{(\sigma)m}{S_{ut}} \right) \right] = 1 \quad \therefore \quad \left[\left(\frac{(41.54)}{(S)f} \right) + \left(\frac{(46.9)}{(450)} \right) \right] Mpa = 1$$

Remplazando los valores y resolviendo la ecuación que se muestra a continuación, encontramos que $(S)f$, será igual a:

$$\left[(0.104) + \left(\frac{(41.54)}{(S)f} \right) \right] Mpa = 1 \quad \therefore \quad \left[\left(\frac{(41.54)}{(S)f} \right) \right] Mpa = 1 - (0.104) = 0.895$$

$$(S)f = 46.31 Mpa$$

Seguidamente, se procederá a realizar los cálculos de en número de ciclos para una vida infinita del elemento y el coeficiente de seguridad.

Dónde:

n: Numero de ciclos del elemento

F_s: Coeficiente de seguridad

$$\log(Sf) = \left[\log((S10^3) + \left[\frac{((\log(Se f)) - (\log(S10^3)))}{(3)} \right] * [(\log(n)) - 3] \right]$$

$$S_{ef} = 107.34 \text{ Mpa}$$

$$S_{10^3} = 405 \text{ Mpa}$$

$$(S)_{ut} = 450 \text{ Mpa}$$

$$(S)f = 46.31 \text{ Mpa}$$

Remplazando los valores y desarrollando la ecuación de $\log(Sf)$, se tiene que:

$$\log(46.31) = \left[\log(405) + \left[\frac{((\log(107.34)) - (\log(405)))}{(3)} \right] * [(\log(n)) - 3] \right]$$

$$(1.67) = \left[(2.607) + \left[\frac{((2.030) - (2.607))}{(3)} \right] * [(\log(n)) - 3] \right]$$

$$(\log(n)) = \left[\frac{(1.5139)}{(0.1923)} \right] = 7.872$$

$$n = 74.58 \times 10^3 \text{ ciclos}$$

Como se puede observar; la tensión $(S)f$ determina la frontera del fallo con los niveles de tensiones, y a su vez esta es inferior al límite de la fatiga real de flexión $(Se)f$, la cual hemos tomado de referencia. Por tanto, la vida del elemento será infinita para un $(S)f = 46.31 \text{ Mpa}$ y $N = 74.54 \text{ ciclos}$ de la **figura 39a**, punto **P** en la gráfica; si utilizamos el límite a la fatiga verdadero de flexión $(S)f = 107.34 \text{ Mpa}$. El coeficiente de seguridad obtenido es mayor. De acuerdo a la teoría de falla por fatiga línea de Goodman modificada.

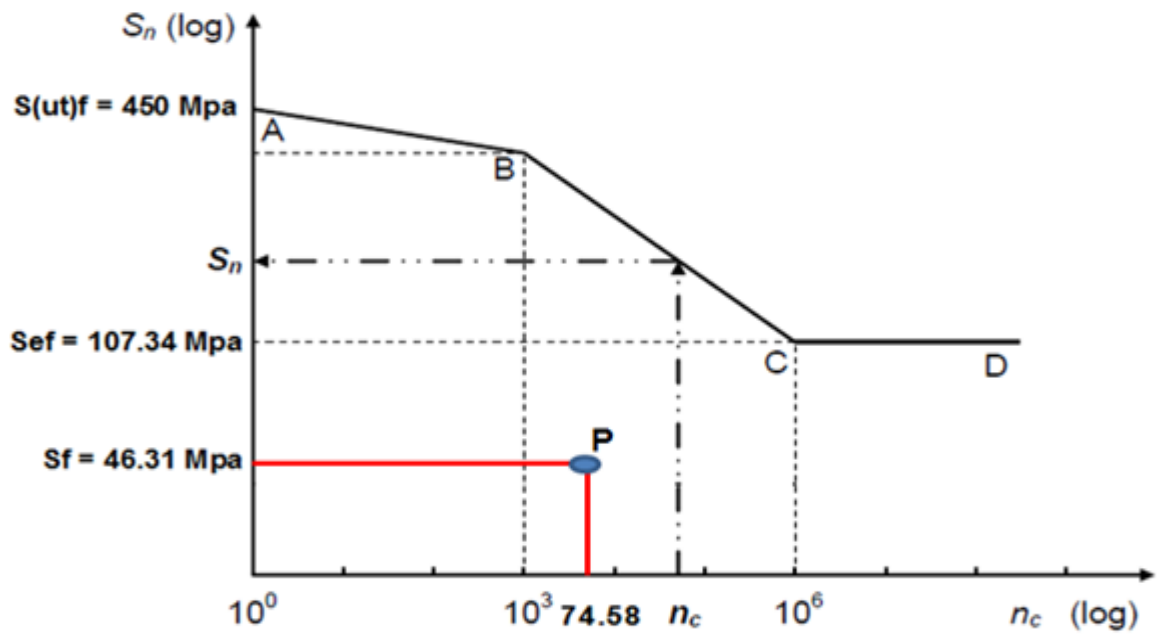
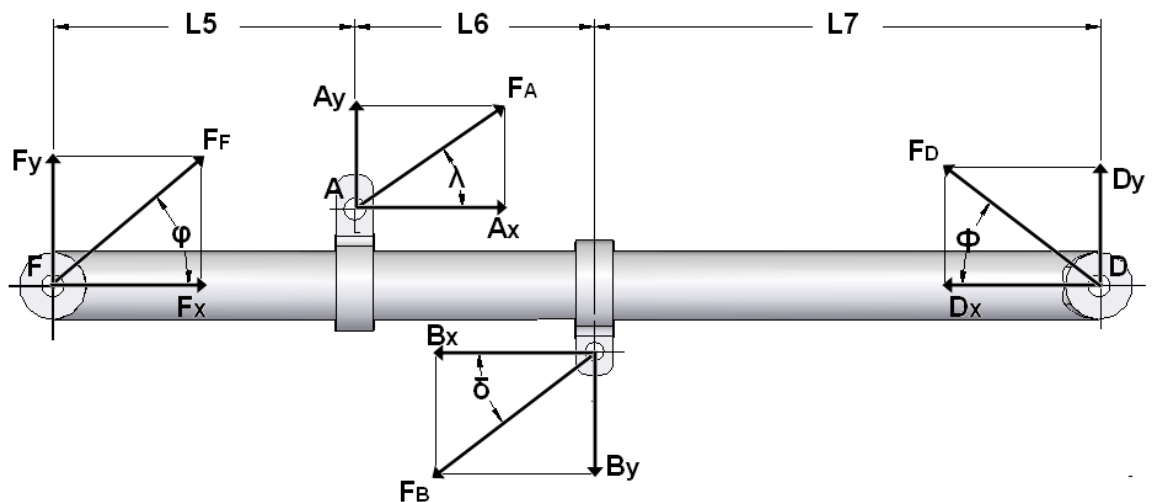


Figura 39a Diagrama S_n - n_c típico de muchos aceros

Para la realización de este análisis utilizaremos las siguientes ecuaciones, obtenidas de los diagramas de cuerpo libre de las **figuras 40**.

Figura 40: Diagrama de cuerpo libre viga **FABD**.



Dónde:

F_x: Reacción en el apoyo **F** en dirección **x**.

F_y: Reacción en el apoyo **F** en dirección **y**.

A_x: Fuerza que se desarrolla en el apoyo **A** en dirección **x**.

A_y: Fuerza que se desarrolla en el apoyo **A** en dirección **y**.

B_x: Fuerza que se desarrolla en el apoyo **B** en dirección **x**.

B_y: Fuerza que se desarrolla en el apoyo **B** en dirección **y**.

D_x: Fuerza que se desarrolla en el apoyo **D** en dirección **x**.

D_y: Fuerza que se desarrolla en el apoyo **D** en dirección **y**.

F_F: Fuerza que soporta el apoyo **F**.

F_A: Fuerza que soporta el apoyo **A**.

F_B: Fuerza resultante en el apoyo **B**.

F_D: Fuerza resultante en el apoyo **D**.

Φ : Ángulo en el que varía las reacciones en el apoyo **D**.

φ : Ángulo en el que varía las reacciones en el apoyo **F**.

λ : Ángulo en el que varía las reacciones en el apoyo **A** y es este ángulo es variable $0^\circ < \lambda < 180^\circ$.

δ : Ángulo en el que varía las reacciones en el apoyo **B** y es este ángulo es variable $0^\circ < \delta < 180^\circ$.

L5: Distancia entre los apoyos **F** y **A**, igual a 1.2mm.

L6: Distancia entre los apoyos **A** y **B**, igual a 1.0mm.

L7: Distancia entre los apoyos **B** y **D**, igual a 1.8mm.

L5, **L6** y **L7** son valores asumidos para que la grúa obtenga su alcance máximo.

Análisis de ecuación de la viga **FABD**. Ver figura 46.

Para el punto **A**: Donde el ángulo λ es una variable que me define la dirección y sentido de **FA** y la magnitud de esta fuerza que actúa en este elemento será igual a la del apoyo en de la **figura 40**. Por consiguiente tenemos que:

Donde se le pueden asignar valores de $0^\circ \leq \lambda \leq 180^\circ$. Ver figuras 34, 35, 49 y 44.

$$FA = Fc \quad \therefore \quad Fc = \left[\frac{((FJ * \sin(\beta)) * (L4))}{(L3) * (\sin(\theta))} \right]$$

$$Ax = Fc * \cos(\lambda) \quad \therefore \quad Ax = \left[\left[\frac{((FJ * \sin(\beta)) * (L4))}{(L3) * (\sin(\theta))} \right] * (\cos(\lambda)) \right]$$

$$Ax = \left[\left[\frac{((FJ * \sin(\beta)) * (L4))}{(L3) * (\sin(\theta))} \right] * (\cos(\lambda)) \right] \quad \therefore \quad \text{Ecuacion 19.}$$

$$Cy = Fc * \sin(\lambda) \quad \therefore \quad Fc = \left[\frac{(Cy)}{(\sin(\theta))} \right]$$

$$Ay = \left[\left[\frac{((FJ * \sin(\beta)) * (L4))}{(L3) * (\sin(\theta))} \right] * (\sin(\lambda)) \right] \quad \therefore \quad \text{Ecuacion 20.}$$

Para el punto **D**:

$$Dx = \left[\frac{((FJ) * (\cos(\beta))) * ((L3) * (\sin(\theta))) - ((FJ * \sin(\beta)) * (L4)) * (\cos(\theta)))}{((L3) * (\sin(\theta)))} \right]$$

$$Dy = \left[\frac{((FJ * \sin(\beta)) * (L3) + ((FJ * \sin(\beta)) * (L4)))}{(L3)} \right]$$

De la **figura 40**, aplicaremos sumatoria de momentos en el punto **F**. Positivo en el sentido contrario a las manecillas del reloj.

Donde **L5**, **L6** y **L7** son las medidas longitudinales de la viga **FABD** y son valores conocidos, para que la grúa alcance su máxima altura en la izada de cargas.

$$\Sigma MF = 0$$

$$Ay * (L5) - By * (L5 + L6) + Dy * (L5 + L6 + L7) = 0$$

$$By * (L5 + L6) = Ay * (L5) + Dy * (L5 + L6 + L7)$$

$$By = \left[\frac{(Ay * (L5) + ((Dy) * (L5 + L6 + L7)))}{(L5 + L6)} \right]$$

Remplazando los valores de **Ay**, **Dy**, **L5**, **L6** y **L7** en **By**, la ecuación nos que así:

$$Ay = \left[\left[\frac{((FJ * \sin(\beta)) * (L4))}{(L3) * (\sin(\theta))} \right] * (\sin(\lambda)) \right]$$

$$Dy = \left[\frac{((FJ * \sin(\beta)) * (L1) + ((FJ * \sin(\beta)) * (L4)))}{(L3)} \right]$$

$$By = \left[\left[\frac{1}{(L5 + L6)} \right] \left[\left(\left[\frac{((FJ * \sin(\beta)) * (L4))}{(L3) * (\sin(\theta))} \right] * (\sin(\lambda)) \right) * (L5) \right. \right. \\ \left. \left. + \left(\frac{((FJ * \sin(\beta)) * (L3) + ((FJ * \sin(\beta)) * (L4)))}{(L3)} \right) \right. \right. \\ \left. \left. * (L5 + L6 + L7) \right) \right] \quad \therefore \text{Ecuacion 21.}$$

Dónde: $By = FB * \sin(\delta)$

De igual manera, se le pueden asignar valores de $0^\circ \leq \delta \leq 180^\circ$. Ver figuras 34, 35, 43 y 54.

Entonces FB se igual a:

$$FB = \left[\frac{(By)}{(\sin(\delta))} \right]$$

Sustituyendo el valor de By en FB , la ecuación nos queda así:

$$FB = \left[\left[\frac{1}{((L5 + L6) * (\sin(\delta)))} \right] \left[\left(\left[\left[\frac{((FJ * \sin(\beta)) * (L4))}{(L3) * (\sin(\theta))} \right] * (\sin(\lambda)) \right] * (L5) \right. \right. \right. \\ \left. \left. + \left(\left(\frac{((FJ * \sin(\beta)) * (L3) + ((FJ * \sin(\beta)) * (L4)))}{(L3)} \right) \right) \right. \right. \\ \left. \left. * (L5 + L6 + L7) \right) \right] \right] \quad \therefore \text{Ecuacion 22.}$$

Si: $Bx = FB * \cos(\delta)$

Remplazando los valores de F_B , L_5 , L_6 y L_7 en B_x , la ecuación nos que así:

$$B_x = F_B * \cos(\delta)$$

$$B_x = \left[\frac{\cos(\delta)}{((L_5 + L_6) * \sin(\delta))} \right] \left(\left(\left[\frac{((F_J * \sin(\beta)) * (L_4))}{(L_3) * \sin(\theta)} \right] * (\sin(\lambda)) \right) * (L_5) \right. \\ \left. + \left(\frac{((F_J * \sin(\beta)) * (L_3) + ((F_E * \sin(\beta)) * (L_4)))}{(L_3)} \right) \right) \\ \left. * (L_5 + L_6 + L_7) \right) \quad \therefore \quad \text{Ecuacion 23.}$$

De la **figura 40**, aplicaremos sumatoria de fuerzas en X, en sentido positivo del eje.

$$+ \rightarrow \Sigma F_x = 0$$

$$F_x + A_x - B_x - D_x = 0 \quad \rightarrow \quad F_x = B_x + D_x - A_x$$

Con el valor de A_x , B_x y D_x determinamos F_x quedando la ecuación así:

$$A_x = \left[\frac{((F_J * \sin(\beta)) * (L_4))}{(L_3) * \sin(\theta)} \right] * (\cos(\lambda))$$

$$Dx = \left[\frac{((FJ) * (\cos(\beta))) * ((L3) * (\sin(\theta))) - ((FJ * \sin(\beta)) * (L4)) * (\cos(\theta)))}{((L3) * (\sin(\theta)))} \right]$$

$$Bx = \left[\left[\frac{(\cos(\delta))}{((L5 + L6) * (\sin(\delta)))} \right] \left[\left(\left[\frac{((FJ * \sin(\beta)) * (L4))}{(L3) * (\sin(\theta))} \right] * (\sin(\lambda)) \right) * (L5) \right. \right. \\ \left. \left. + \left(\frac{((FJ * \sin(\beta)) * (L3) + (FJ * \sin(\beta)) * (L4))}{(L3)} \right) * (L5 + L6 + L7) \right) \right] \right]$$

La ecuación nos queda así:

$$Fx = \left[\left[\frac{(\cos(\delta))}{((L5 + L6) * (\sin(\delta)))} \right] \left[\left(\left[\frac{((FJ * \sin(\beta)) * (L4))}{(L3) * (\sin(\theta))} \right] * (\sin(\lambda)) \right) * (L5) \right. \right. \\ \left. \left. + \left(\frac{((FJ * \sin(\beta)) * (L3) + (FJ * \sin(\beta)) * (L4))}{(L3)} \right) * (L5 + L6 + L7) \right) \right] \right] \\ + \left[\frac{((FJ) * (\cos(\beta))) * ((L3) * (\sin(\theta))) - ((FJ * \sin(\beta)) * (L4)) * (\cos(\theta)))}{((L3) * (\sin(\theta)))} \right] \\ - \left[\frac{((FJ * \sin(\beta)) * (L4))}{(L3) * (\sin(\theta))} * (\cos(\lambda)) \right] \quad \therefore \text{Ecuacion 24.}$$

De la **figura 40**, aplicaremos sumatoria de fuerzas en Y, en sentido positivo del eje.

$$+\uparrow \Sigma Fy = 0$$

$$Ay + Dy + Fy - By = 0 \rightarrow Fy = By - (Ay + Dy)$$

Con el valor de **By, Ay** y **Dy** determinamos **Fy** quedando la ecuación así:

$$By = \left[\left[\frac{1}{(L5 + L6)} \right] \left[\left(\left[\left[\frac{((FJ * \sin(\beta)) * (L4))}{(L3) * (\sin(\theta))} \right] * (\sin(\lambda)) \right] * (L5) \right. \right. \right. \\ \left. \left. + \left(\left(\frac{((FJ * \sin(\beta)) * (L3) + ((FJ * \sin(\beta)) * (L4))}{(L3)} \right) \right) \right. \right. \right. \\ \left. \left. * (L5 + L6 + L7) \right) \right] \right]$$

$$Ay = \left[\left[\frac{((FJ * \sin(\beta)) * (L4))}{(L3) * (\sin(\theta))} \right] * (\sin(\lambda)) \right]$$

$$Dy = \left[\frac{((FJ * \sin(\beta)) * (L3) + ((FJ * \sin(\beta)) * (L4)))}{(L3)} \right]$$

La ecuación nos queda así:

$$\begin{aligned}
 &Fy \\
 &= \left[\left[\frac{1}{(L5 + L6)} \right] \left[\left(\left[\frac{((FJ * \sin(\beta)) * (L4))}{(L3) * (\sin(\theta))} \right] * (\sin(\lambda)) \right) * (L5) \right. \right. \\
 &+ \left. \left(\left(\frac{((FJ * \sin(\beta)) * (L1) + ((FJ * \sin(\beta)) * (L4)))}{(L3)} \right) * (L5 + L6 + L7) \right) \right] \right] \\
 &- \left[\left[\frac{((FJ * \sin(\beta)) * (L4))}{(L3) * (\sin(\theta))} \right] * (\sin(\lambda)) \right] \\
 &+ \left[\frac{((FJ * \sin(\beta)) * (L3) + ((FJ * \sin(\beta)) * (L4)))}{(L3)} \right] \quad \text{Ecuacion 25.}
 \end{aligned}$$

Para determinar **FF**, se remplazaran los valores de **Fx** y **Fy** en la ecuación de **FF** así:

$$FF = \left[\sqrt{((Fx)^2) + ((Fy)^2)} \right] \quad \therefore \quad \text{Ecuacion 26.}$$

Para determinar el ángulo ϕ que forman estas componentes **Fx** y **Fy**, se calculara la siguiente manera:

$$\tan(\phi) = \left[\frac{(Fy)}{(Fx)} \right] \rightarrow \phi = \tan^{-1} \left(\left[\frac{(Fy)}{(Fx)} \right] \right)$$

Sustituyendo los valores de **Fx** y **Fy** en ϕ , se determina el ángulo.

$$\phi = \tan^{-1} \left(\left[\frac{(Fy)}{(Fx)} \right] \right) \quad \therefore \quad \text{Ecuacion 27.}$$

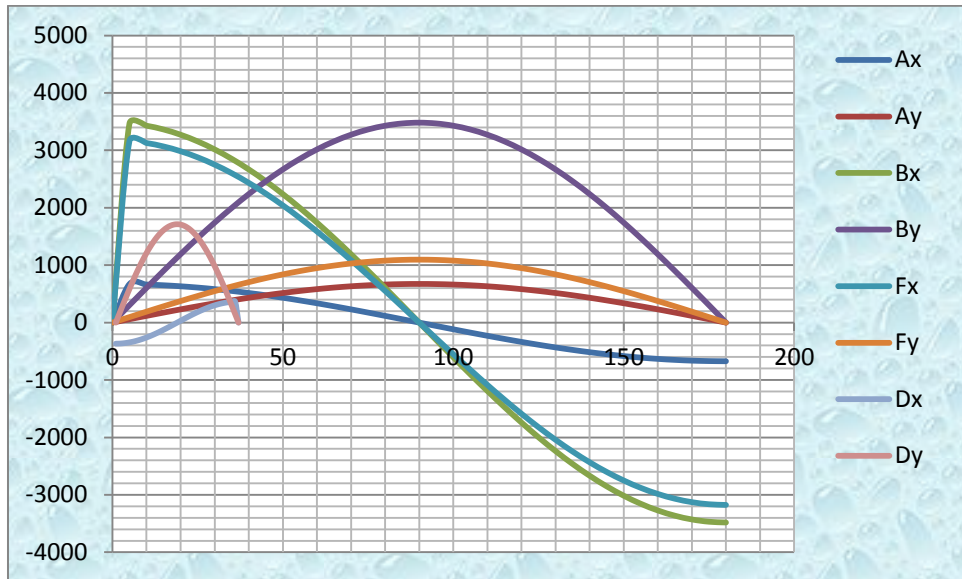
Graficas utilizando herramientas computacionales.

Microsoft EXCEL:

Las tablas y graficas utilizadas en **EXCEL** se encuentran en el **anexo 2**.

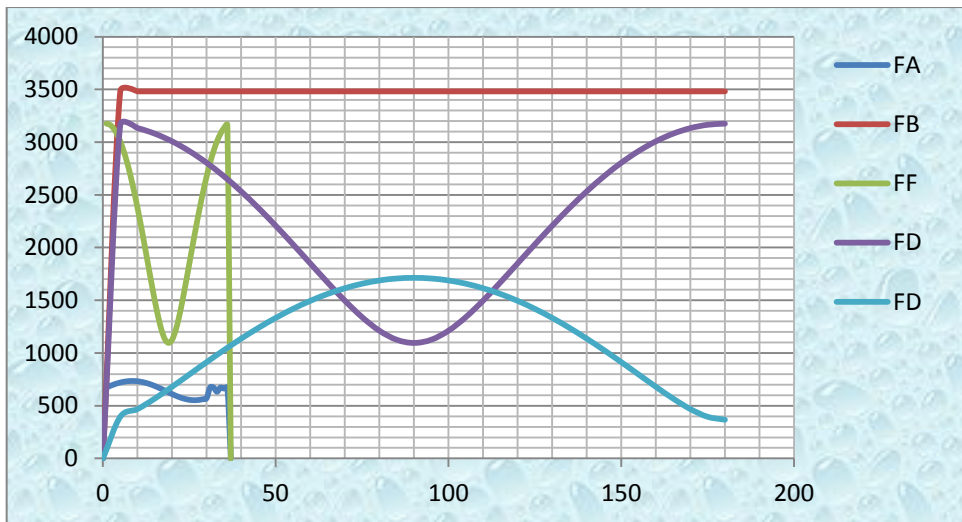
Para observar la variación de las fuerzas y reacciones en función del ángulo:

Componentes de las reacciones en el apoyo **A, B, F** y **D**. Ver la **Figura 41**.



Las unidades del eje Y en **KNewton** y en el eje X en **grados**.

Comportamiento de las magnitudes de la fuerzas en el apoyo **B**. Ver la **Figura 42**.



Las unidades del eje Y en **Kgf** y en el eje X en **grados**.

SOLID EDGE

Figura 43: Muestra la posición máxima de la grúa: En esta figura se puede observar que los ángulos φ , λ y δ como varían cuando la grúa cambia a diferentes posiciones al izar la carga, **ver figura 47 y 48, y anexo 2**, donde se aprecia la variación de estos ángulos, así: $0^\circ < \varphi > 108^\circ$, $0^\circ < \lambda > 20^\circ$ y $0^\circ < \delta > 20^\circ$, φ en contra de las manecillas y λ , δ en sentido de las manecillas del reloj respectivamente en los apoyo **G, A y B**. Como se pueden ver en las **figura 35, 36, 43 y 44**.

Posición se la grúa para el análisis de la viga **FABD**. Ver la **Figura 43**.

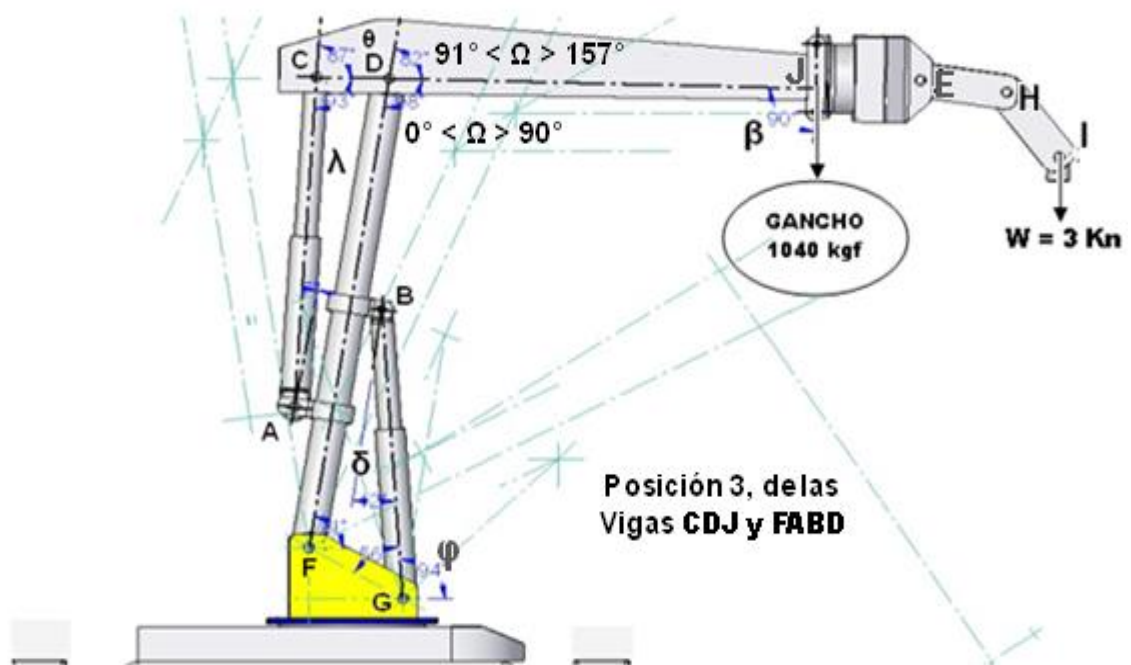


Figura 44: Posición de la grúa cuando está en su alcance máximo, se puede observa la variación de los ángulos λ , δ y φ .

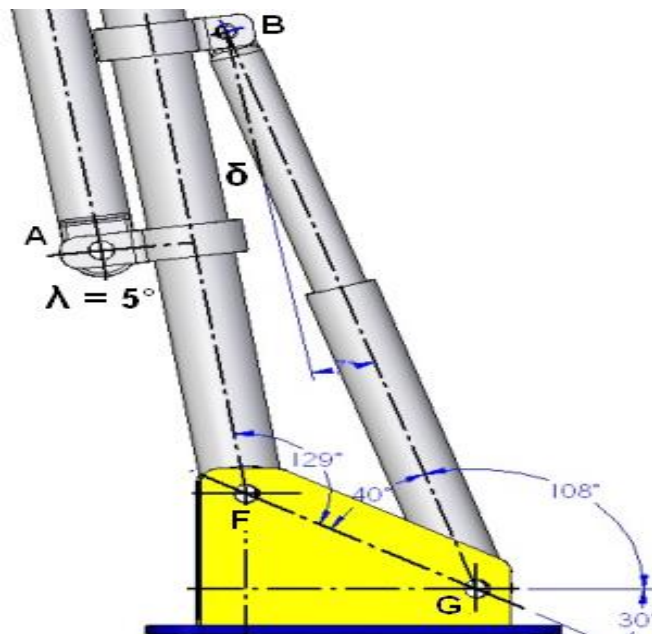


Figura 45: Posición de la grúa cuando está en el **alcance máximo 12.15metros**. Esta posición depende de una **holgura máxima 3.68 mm = 1/4"**, entre el cilindro **AC** y la viga **FABD**.

La posición entre el cilindro hidráulico **AC** de accionamiento de la viga **CDJ** en el punto **C** donde la viga **CDJ** se pivotea en **D** y el cilindro hidráulico **BG** de accionamiento de la viga **FABD** en el punto **B**, donde la viga **FABD** es pivoteada en el punto **G** hay una pequeña distancia (**holgura 3.68 mm = 1/4"**) entre el cilindro hidráulico **AC** y la viga **FABD** cerca del punto **B** en la viga **FABD**.

Ver las **figuras 43, 44, 45, y 46**, se muestra la holgura máxima permitida por diseño y seguridad. Esta relación de posición de estos cilindros y vigas nos da un punto de referencia de seguridad de la integridad del operador y la máquina.

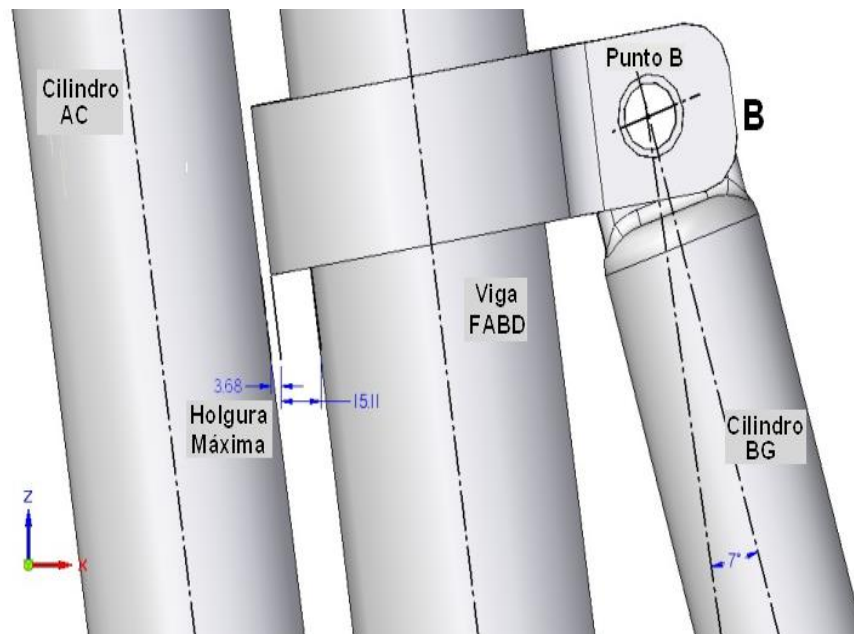


Figura 46: Alcance máximo 12.15 metros. Posición 5.

Para obtener el alcance máximo de la grúa en la posición **5**, como se muestra en la figura 47. Se asumieron las siguientes medidas así: La distancia entre el nivel del suelo hasta el punto **F** de la **figura 31 y 46**, tiene un valor de **2500 mm** esto incluye la distancia cuando es accionado los **04** gatos hidráulicos de anclaje de las patas de la grúa, en la viga **CDJ** tiene un longitud de **4250 mm**, como también la viga **FABD** tiene una longitud de **4000 mm** y por último en el brazo articulado robótico tiene una longitud total de **1400 mm** en sus dos secciones que conforman este brazo así: Primera y segunda sección del brazo con una longitud de **850 mm** y **650 mm** respectivamente, **ver figuras 34 y 46**. Cabe recalcar que estas consideraciones se hicieron bajo la norma **ASME 30.5** y el código de fabricación e inspección en soldadura **AWS D 1.1**.

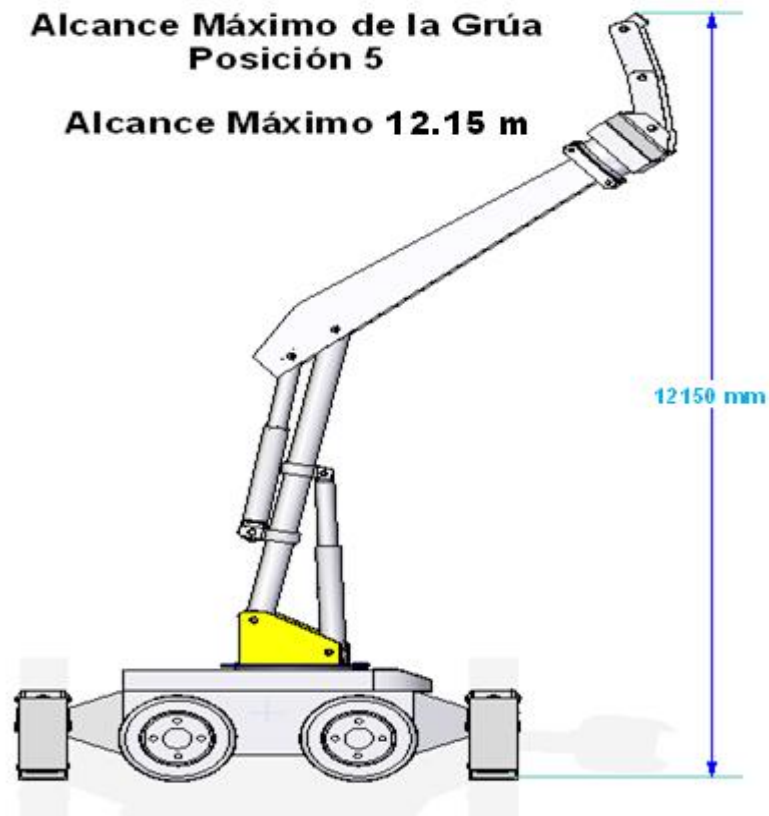


Figura 47: Alcance máximo de la grúa

3.1.9.5. Cálculo de la sección transversal de la viga **FABD**:

A partir de los resultados obtenidos de la muestra de cálculo con las herramientas computacionales como; las tabla de cálculo de fuerzas y graficas realizadas en **Excel anexo 2**. Se escogerá el apoyo **B** de la viga **FABD** que determina la posición 3 en los intervalos de los ángulos $0^\circ < \lambda < 20^\circ$ y $0^\circ < \delta < 20^\circ$, tomados en sentido horario de las manecillas del reloj.

Las magnitudes de las fuerzas y reacciones en la posición **3** apoyos **B**, se tomaran como critica para el diseño de la sección transversal de la viga **FABD**. Como se muestra en la **figura 43**, los valores correspondientes para cada las

fuerzas y reacciones corresponden a los siguientes valores así:

Para $0^\circ < \lambda < 20^\circ$ en el apoyo **A**: Las magnitudes de las fuerzas y reacciones son:

$$Ax = 632.35 \text{ Kgf} = 6.3235 \text{ Kn}$$

$$Ay = 230.15 \text{ Kgf} = 2.3015 \text{ Kn}$$

$$FA = 632.35 \text{ Kgf} = 6.3235 \text{ Kn}$$

Para $0^\circ < \delta < 20^\circ$ en el apoyo **B**: Las magnitudes de las fuerzas y reacciones son:

$$Bx = 3271.53 \text{ Kgf} = 32.7153 \text{ Kn}$$

$$By = 1190.74 \text{ Kgf} = 11.9074 \text{ Kn}$$

$$FB = 3481.49 \text{ Kgf} = 34.8149 \text{ Kn}$$

Para $\Phi = 59.5^\circ$ en el apoyo **D**: Las magnitudes de las fuerzas y reacciones son:

$$Dx = 344.92 \text{ Kgf} = 3.4492 \text{ Kn}$$

$$Dy = 585.86 \text{ Kgf} = 5.8586 \text{ Kn}$$

$$FD = 679.85 \text{ Kgf} = 6.7985 \text{ Kn}$$

Para $\varphi = 7.1^\circ$ en el apoyo **D**: Las magnitudes de las fuerzas y reacciones son:

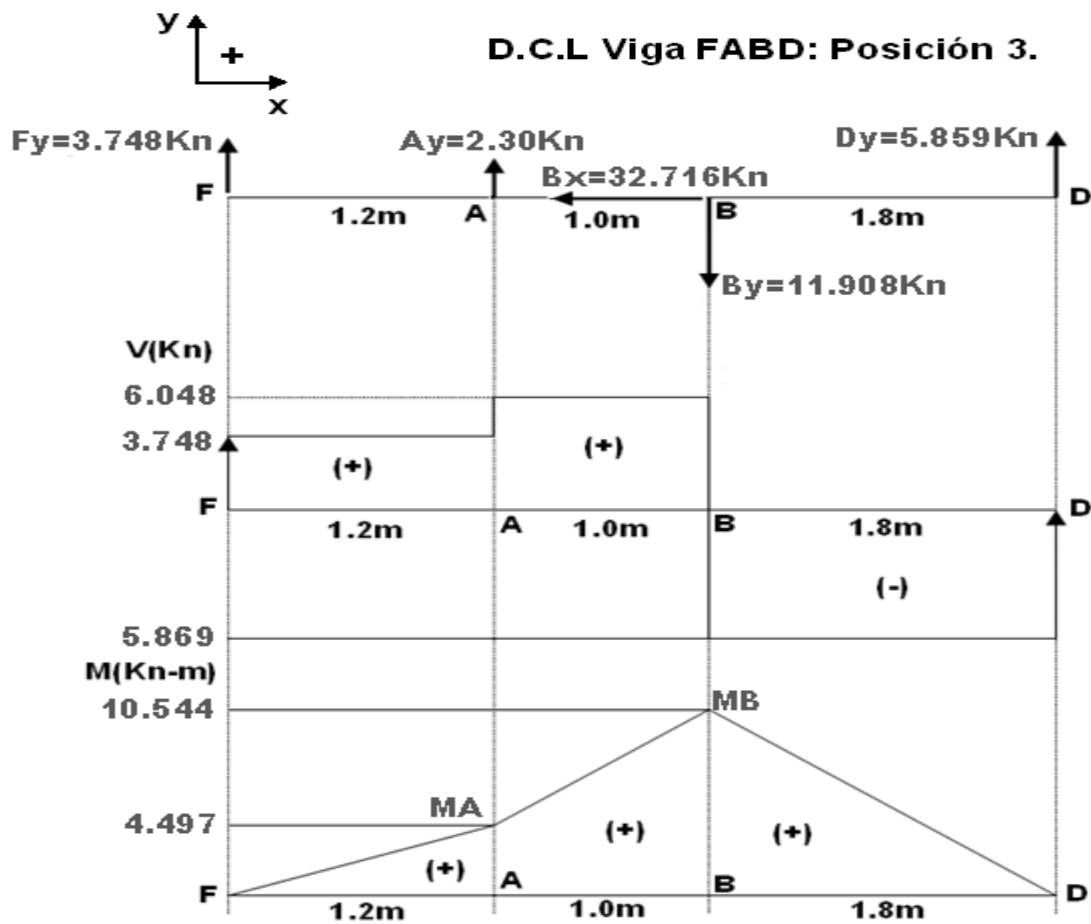
$$Fx = 2984.10 \text{ Kgf} = 3.4492 \text{ Kn}$$

$$Fy = 374.72 \text{ Kgf} = 5.8586 \text{ Kn}$$

$$FF = 3007.5 \text{ Kgf} = 6.7985 \text{ Kn}$$

Con los valores de las magnitudes de las fuerzas y las reacciones en el apoyo **B**. Como se muestra en la **figura 40 y 48**. Se procederá al cálculo de la sección transversal de la viga **FABD**, tomando como el apoyo en **B** como crítico, ya que en este punto se encuentra el mayor valor del momento flector equivalente a **10.544Kn-m**. **Ver figura 48**.

Diagrama de cuerpo libre, cortante y momento flector de la viga **FABD**. **Ver la Figura 48**.

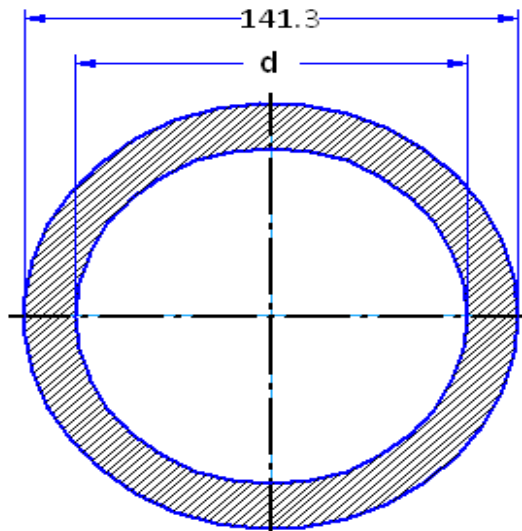


3.1.9.6. Cálculo de la sección transversal de la **VIGA FABD**:

Figura 49: Diseño y forma de la sección transversal de la viga **FABD** es asumida de acuerdo a las normas **ASME 30.5** y **UNE 58-102-74**. Aparatos pesados para elevación y reglas para el cálculo de las estructuras mecánicas como también el código **AWS D 1.1**. Diseño, fabricación e inspección de estructuras metálicas en acero.

Sección transversal de la viga **FABD**, en la posición **3** de la **figura 40** y **49**.

Sección Transversal de la Viga FABD



El material seleccionado para la fabricación de la sección transversal de la **figura 49**, se tomarán en cuenta por sus propiedades y su valor elevado de resistencia y límite de fluencia del material, para poder determinar un buen factor de seguridad para este proyecto.

Escogeremos para este diseño el siguiente tipo de material lamina de acero de baja aleación **ASTM A-572 GR 50** con **Sy = 42KPsi = 289.57MPa** es el esfuerzo mínimo de fluencia y este tipo de material es usado comúnmente en piezas que necesitan una resistencia media y alta a la tensión. Los valores del factor de diseño se tomarán de acuerdo con la norma **ASME 30.5** y **UNE 58-102-74** aparatos pesados para elevación.

El material utilizado para la fabricación de tubería de acero estructural con pared de gran espesor que se utilizara para la fabricación de la viga **FABD** está reglamentada bajo la **norma API 5L** tubería sin costura y norma **DIN-2391** con un acabado de **H-8** lapeado interior, con una gama dimensional de diámetro exterior de **50.8 mm** a **350 mm**, con espesores de **4 mm** a **25 mm** con calidad **E355/E25**.

Por todo lo anterior utilizaremos:

$$2 \geq Fd \leq 8$$

Dónde: **Fd** es el factor de diseño.

Para efecto de nuestros cálculos utilizaremos **Fd=8**.

Análisis de esfuerzos flexionante en la viga **FABD**. En el punto **B**. Ver **figura 40 y 48**.

$$2 \geq Fd \leq 8$$

$$S_y = 289.57 \text{ MPa} \rightarrow 2 \leq Fd \leq 8 \quad \therefore \text{Asumido } Fd = 8$$

Cuando el material es sometido a fuerzas de tracción el esfuerzo flexionante calculado en el punto **B**, ver **figura 40 y 48**, de ser menor que el esfuerzo por fluencia, entonces el material **NO** fallara.

$$\sigma_B \leq S_y \rightarrow \sigma_B = \left[\frac{(S_y)}{(Fd)} \right]$$

$$\sigma_B = \left[\frac{((MB) * (C))}{(Ix)} \right]$$

El esfuerzo flexionante en un tubo hueco **viga FABD**, **figura 49**; en función de sus diámetros exterior e interior es igual a:

$$\sigma_B = \left[\frac{(10 * (MB) * (D))}{((D^4) - (d^4))} \right]$$

Dónde: D = Diámetro exterior y d = Diámetro interior.

$$MB = 10.544 \text{ Knm}$$

Este valor de **Mb** momento flexionante máximo en el punto **B**. Ver **figura 48**.

Si calculamos él $I_x = I_y$ en la sección transversal de la viga **FABD**, Figura 54, este valor será:

$$I_x = \left(\frac{\pi}{64}\right) * [(D^4) - (d^4)]$$

De la sección transversal de la **figura 49**, tenemos los siguientes datos técnicos conocidos, tales como:

Material: Lamina acero estructural ASTM A-516 GR 50, con $S_y = 289.57\text{MPa}$

D nominal = $D_n = 0.127\text{m} = 5''$.

D exterior = $D_e = D = 0.1413\text{m} = 5 \frac{1}{2}''$.

C = $0.06985\text{m} = 2 \frac{3}{4}''$

El valor a calcular es **d**:

Factor de diseño se asumirá entre este intervalo así: $2 < F_d > 8$

Procedimiento de cálculo para el diseño de la viga **FABD**.

Reemplazamos los valores de D en $\sigma_B = \left[\frac{(10 * (MB) * (D))}{((D^4) - (d^4))} \right]$ y calcularemos d, asumiremos el valor de $F_d = 8$, principalmente por la forma de sección a diseñar reglamentada bajo código **AWS D 1.1**. Diseño de estructuras metálicas, normas **ASME 30.5** y **UNE 58-102-74**.

Esfuerzo flexionante en la sección de la viga **FABD**.

$$\sigma_B = \left[\frac{(10 * (MB) * (D))}{((D^4) - (d^4))} \right] \text{ y reemplazando } M_B \text{ y } D. \text{ Tenemos que:}$$

$$\sigma_B = \left[\frac{(10 * (10.544) * (0.1413))}{((0.1413^4) - (d^4))} \right]$$

$$\sigma_B = \left[\frac{(14.898 * 10^3)}{((0.1413^4) - (d^4))} \right]$$

Aplicando el concepto de fluencia y esfuerzo flexionante máximo en el punto B, de la posición 3 **figuras 40 y 48**.

Si $Fd = 8$. Tenemos que:

$$\sigma_B \leq S_y \rightarrow \sigma_B = \left[\frac{S_y}{Fd} \right] \therefore S_y = 289.57 \text{ MPa} \therefore \text{Asumimos } Fd = 8$$

$$\sigma_B = \left[\frac{S_y}{Fd} \right] = \left[\frac{289.57 \text{ MPa}}{8} \right] = 72.3925 \text{ MPa}$$

$$\sigma_B = \left[\frac{(14.898 * 10^3)}{(0.1413^4) - (d^4)} \right] = 72.3925 \text{ MPa}$$

Desarrollando y resolviendo para d, tenemos que:

$$\left[\frac{(14.898 * 10^3)}{((72.3925) * (10^6))} \right] = [(0.1413^4) - (d^4)] =$$

$$\left[\frac{(14.898)}{((72.3925) * (10^3))} \right] = [(3.987 * 10^{-4}) - (d^4)]$$

$$d^4 = [(3.987 * 10^{-4}) - (0.0258 * 10^{-4})]$$

$$d^4 = [(3.961 * 10^{-4})] m^4$$

$$d = 0.14107 m = 141.07 mm \text{ Aproximaremos } d = 141.3 mm = 5.5 in$$

$$\mathbf{d = 141.3 mm = 5.5 in}$$

Si: $b = 0.14107$ m calculado, aproximaremos a un $d = 141.03$ mm que es un equivalente en pulgada a: $b = 5.5$ in por ser un valor estandarizado para el diseño de la sección transversal de la viga FABD. **Ver figura 49**. Posteriormente verificaremos este nuevo valor de d y re calculáremos el factor diseño nuevo.

Si disminuimos el valor de **d** con respecto a la respuesta calculada y analizando la **figura 49**. Remplazando los valores nuevos asignados a **d** y calculando un nuevo valor de esfuerzo flexionante y comparándolo con $Sy = 289.57$ MPa para verificar si el material falla o no falla por fluencia a la tracción. Tenemos que:

$$\sigma_B = \left[\frac{(14.898 \cdot 10^3)}{(((3.987) \cdot (10)^{-4}) - (d^4))} \right]$$

- Para $d = 3\frac{3}{4}'' = 88.9\text{mm} = 0.08891\text{m}$ el $\sigma_B = 44.31\text{MPa}$. Para este valor el material **SI** cumple y el factor de seguridad es $F_s = 6.5$ calculado de la Ecuación $F_s = \left[\frac{(Sy)}{(\sigma_B)} \right] \rightarrow \sigma_B \leq Sy$
- Para $d = 4'' = 101.6\text{mm} = 0.1016\text{m}$ el $\sigma_B = 50.99\text{MPa}$. Para este valor el material **SI** cumple y el factor de seguridad es $F_s = 5.6$ calculado de la Ecuación $F_s = \left[\frac{(Sy)}{(\sigma_B)} \right] \rightarrow \sigma_B \leq Sy$
- Para $d = 4\frac{1}{2}'' = 114.3\text{mm} = 0.1143\text{m}$ el $\sigma_B = 65.33\text{MPa}$. Para este valor el material **SI** cumple y el factor de seguridad es $F_s = 4.3$ calculado de la Ecuación $F_s = \left[\frac{(Sy)}{(\sigma_B)} \right] \rightarrow \sigma_B \leq Sy$

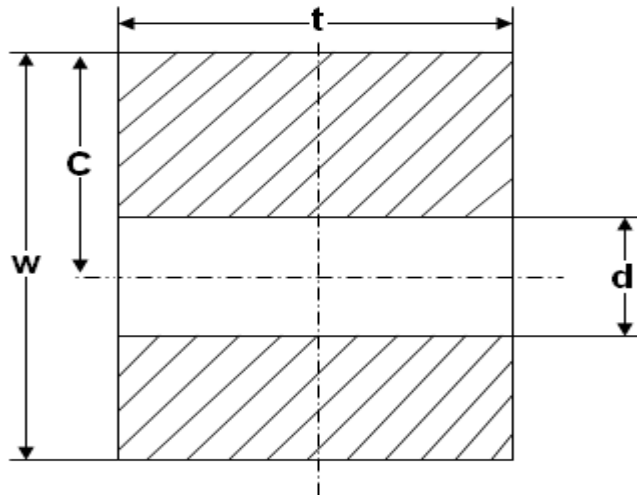
Escogemos el valor **d = 4 1/2'' = 114.3mm = 0.1143m**, el material **NO** falla por fluencia, cuando este elemento sea sometido a carga de flexión.

El diseño final de la sección transversal de la viga **FABD**, será en base a los resultados de los cálculos obtenidos, así como también en el criterio de diseño estructural de la norma **ASME 30.5** y **UNE 58-102-74**. Aparatos pesados para elevación y el código para construcciones de estructuras metálicas soldadas **AWS D 1.1**.

El material utilizado en la fabricación del tubo estructural es fabricado con lamina **ASTM A-572 GR 50**, longitud de la viga **FABD** es **5.25 m**, $D_{\text{exterior}} = 5.563 \text{ in} = 141.3 \text{ mm}$, $D_{\text{nominal}} = 5'' = 127 \text{ mm}$, $d = 4 \frac{1}{2}'' = 114.3 \text{ mm} = 0.1143 \text{ m}$ y espesor doble extra fuerte **0.5in = 12,7 mm**, es decir **1/2 in**. Ver anexo 7.

3.1.9.7. Cálculo del pasador de la viga **FABD**.

Sección transversal del área donde va ubicado el pasador en el vástago del cilindro **BG**, punto B de la viga **FABD**. En la posición **3** de la **figura 40, 43 y 58**.



Escogeremos para el cálculo del pasador en el punto crítico B, viga FABD posición 3. Ver **figura 40, 43 y 48**. Material AISI 1045 HR rolando en caliente con $S_y = 310 \text{ MPa}$ y un factor de diseño $2 \leq F_d \leq 8$. Para nuestro cálculo asumiremos $F_d = 8$.

Esta consideración de diseño esta está fundamentada en las normas **ASME 30.5** y **ASW D 1.1**. Ver anexos 8.

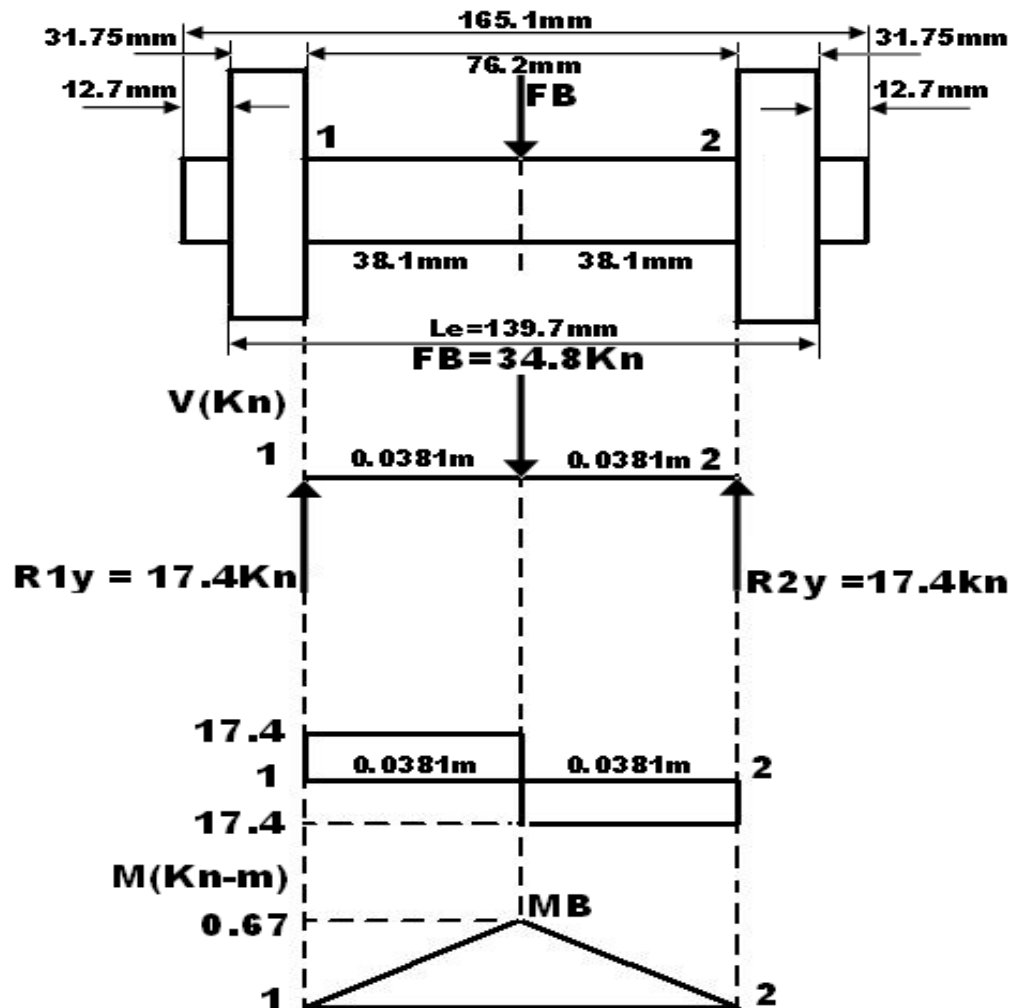
Donde los valores de w , t , C y d , de la **figura 50**. Son los siguientes:

$$W = 3'' = 0.0762 \text{ m}$$

$$t = 1.125'' = 0.028575 \text{ m}$$

$$C = 1.5'' = 0.0381$$

Diagrama de cuerpo libre, cortante y momento flector del pasador del apoyo en el punto B de la viga **FABD**. Ver la **Figura 50a**.



Dónde:

SSy : Esfuerzo cortante permisible mínimo por fluencia del material y es igual a $0,577 \cdot S_y$

$SSy = 178.87 \text{MPa}$.

F_B : Magnitud de la fuerza que actúa en el punto B.

R_{1y} : Reacción de la fuerza en el apoyo 1 del pasador en el apoyo del punto B de la viga FABD.

R_{2y} : Reacción de la fuerza en el apoyo 2 del pasador en el apoyo del punto B de la viga FABD.

M_B : Momento flexionante máximo en el apoyo en el punto B de la viga FABD.

$V = R_{1y} = R_{2y}$: Fuerza cortante que actúa en pasador en el apoyo en el punto B de la viga FABD.

A_c : Área proyectada por cizalladura y es igual a la longitud del pasador por el diámetro del pasador dividido entre dos.

A_A : Área proyectada por aplastamiento y es igual a la longitud del pasador por el diámetro del pasador.

τ : Esfuerzo cortante que actúa en el pasador.

d : Diámetro del pasador.

L_e : Longitud total efectiva del pasador

F_s : Factor de seguridad del pasador

Donde la magnitud de la fuerza en **B** produce un doble cortante, como se muestra en la **figura 50a** y este a su vez un **M_B** es el momento flexionante máximo como también un cortante **$R_{1y} = R_{2y}$** en el pasador del apoyo del punto B de la viga FABD. Como se muestra en la **figura 50a**.

$$M_B = 0.67 \text{Kn-m}$$

$$F_B = 34.8 \text{Kn}$$

$$V = R1y = R2y = (F_B/2) = 17.4Kn$$

La variable a calcular es **d**, es el diámetro de pasador en el apoyo del punto B.

El esfuerzo flexionante en la sección transversal de las figuras 48 y 50a, es igual a:

$$\sigma_B = \left[\frac{(12 * (MB) * (C))}{t * ((w^3) - (d^3))} \right] \therefore \sigma_B \ll Sy \therefore Sy = 310MPa \therefore Fd = 8$$

Sustituyendo los valores de MB, C, w, y t en σ_B . Para calcular a **d**.

$$\sigma_B = \left[\frac{(12 * (0.67 * (10^3)Nm) * (0.0381)m)}{(0.028575) * ((w^3) - (d^3)) m^3} \right] = \left[\frac{(107.2 * (10^2))}{(((0.0762)^3) - ((d)^3))} \right]$$

$$\sigma_B = \left[\frac{(107.2 * (10^2))}{(((4.4246 * (10)^{-4}) - ((d)^3))} \right]$$

Entonces el valor de Sy = 310 MPa y Fd = 8, se reemplaza en la igualdad

$$\sigma_B = \left[\frac{(310MPa)}{(Fd)} \right] \therefore \sigma_B \ll \left[\frac{(310MPa)}{(8)} \right] \therefore 2 \leq Fd \leq 8$$

$$\sigma_B = \left[\frac{(107.2 * (10^2))}{(((4.4246 * (10)^{-4}) - ((d)^3))} \right] = \left[\frac{(310MPa)}{(8)} \right] = 38.75MPa$$

$$\sigma_B = 38.75MPa$$

Igualamos:

$$\sigma_B = 38.75 MPa = \left[\frac{(107 * (10^2))}{(((4.4246 * (10)^{-4}) - ((d)^3))} \right]$$

Despejamos **d**.

$$\left[\frac{(107.2 * 10^2)}{(38.75 * 10^6)} \right] = (((0.0762)^3) - ((d)^3)) = (((4.4246)^{-4}) - ((d)^3))$$

$$((2.767 * 10^{-4})) = (4.4246 * (10^{-4}) - d^3)$$

$$d^3 = ((4.4246 * 10^{-4}) - ((2.767 * 10^{-4}))) = (1.6576 * 10^{-4}) m^3$$

$$d = 0.054932 m = 54.932 mm$$

$$d = 2.16 in = 54.932 mm \therefore \text{aproximamos } d = 2 \frac{5}{16} "$$

$$\mathbf{d = 2.16 mm = 2 \frac{5}{16} in}$$

Asumiremos diferentes valores **d** estandarizados en el comercio, cabe recalcar que estos diámetros para los pasadores de la grúa, en esta aplicación específica del apoyo en el punto **B** de la viga **FABD**. Se tomaran desde **0,250" < d > 1,75 "** y posteriormente se verificaran los valores de **F_s** y la condición de diseño del elemento por fluencia **σ_B << S_y**.

Asumiremos para un **d = 1 1/4" = 31.75 mm = 0.03175 m**

$$\sigma_B = \left[\frac{(107.2 * (10^2))}{(((0.0762)^3) - ((d)^3))} \right] = \left[\frac{(107.2 * (10^2))}{(((4.4246 * (10)^{-4}) - ((0.03175)^3))} \right]$$

$$\sigma_B = \left[\frac{(107.2 * (10^2))}{((4.1045 * (10)^{-4}))} \right] = 26.118 \text{ MPa}$$

$$\sigma_B = 26.118 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad será:

$$F_s = \left[\frac{(S_y)}{(\sigma_B)} \right] \therefore S_y = 310 \text{ MPa}$$

$$F_s = \left[\frac{(310)}{(26.118)} \right] = 11.8 \therefore \text{Aproximamos } F_d = 12$$

$$F_d = 12$$

Para este material cumple la condición de diseño $\sigma_B \ll S_y$, y **NO** fallara por fluencia a la tracción en el apoyo del punto B, de la viga FABD.

El diseño final del pasador en el punto B, de la viga FABD, tendrá un diámetro de 1.3125 in o su equivalente en milímetros a 31.75 mm con un factor de seguridad de 12 y será de un material de acero al carbono AISI 1045 HR rolado en caliente. **Ver figura 50 y 50a.**

Con el valor de 1.250 in de diámetro en el pasador en el apoyo del punto B viga FABD longitud de la viga 4000mm, longitud del pasador es 139.7mm (5.5") y un factor de seguridad de 12, la cual fue el punto más crítico se asumirá el resto de los otros 05 pasadores del mismo material y diámetro, los puntos donde van ubicados los pasadores en la **figura 43**; son G, F, A, B, C y D.

Esfuerzo cortante por cizalladura en el pasador del apoyo del punto B de la viga FABD.

Dónde:

$$\begin{aligned} S_y &= 310 \text{ MPa} \\ V &= 17.4 \text{ Kn} \\ d &= 31.75 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$Le = 139.7\text{mm}$$

$$AC = \left[(Le) * \left(\frac{d}{2} \right) \right] = \left[(139.7\text{mm}) * \left(\frac{(31.75\text{mm})}{2} \right) \right] = 2217.8\text{mm}^2$$

$$AC = 2217.8\text{mm}^2$$

$$\tau = \left[\frac{(V)}{(AC)} \right] = \left[\frac{(17.4\text{Kn})}{(2217.8\text{mm}^2)} \right] = 7.84\text{MPa}$$

$$\tau = 7.84\text{MPa}$$

$$Fs = \left[\frac{(SSy)}{(\tau)} \right] = \left[\frac{(178.87\text{MPa})}{(7.84\text{MPa})} \right] = 22.8 \therefore Fs = 23$$

$$Fs = 23$$

Para $d = 32.622\text{mm} = 0.032622\text{m}$ el SMPa, $SSy = 178.87$ y $\tau = 7.84\text{MPa}$. Para este valor el material **SI** cumple y el factor de seguridad es $Fs. = 23$ calculado de la Ecuación $Fs = \left[\frac{(SSy)}{(\tau)} \right] \rightarrow \tau \leq SSy$

Esfuerzo cortante por aplastamiento en el pasador del apoyo del punto B de la viga FABD.

Dónde:

$$Sy = 310\text{MPa}$$

$$V = 17.4\text{Kn}$$

$$d = 31.75\text{mm}$$

$$Le = 139.7\text{mm}$$

$$AA = [(Le) * (d)] = [(139.7\text{mm}) * (32.622\text{mm})] = 4557.2934\text{mm}^2$$

$$AA = 4557.2934\text{mm}^2$$

$$\tau = \left[\frac{(V)}{(AA)} \right] = \left[\frac{(17.4Kn)}{(4557.2934mm^2)} \right] = 3.818MPa$$

$$\tau = 3.92MPa$$

$$Fs = \left[\frac{(SSy)}{(\tau)} \right] = \left[\frac{(178.87MPa)}{(3.818MPa)} \right] = 46.6849 \therefore Fs = 47$$

$$Fs = 47$$

Para $d = 32.622mm = 0.032622m$ el SMPa, $SSy = 178.87$ y $\tau = 3.92MPa$. Para este valor el material **SI** cumple y el factor de seguridad es $Fs. = 47$ calculado de la Ecuación $Fs = \left[\frac{(SSy)}{(\tau)} \right] \rightarrow \tau \leq SSy$

3.1.9.8. Torsión en la junta soldada de filete para la fabricación de la viga **FABD**.

Figura 56: Calculo del diseño de la soldadura de filete en el apoyo del punto B de la viga FABD. Ver **figura 40, 43, 51 y 52**. Este diseño de la junta de filete a soldar esta soportado bajo el código AWS D 1.1 y SHIGLEY, Joseph. Diseño En Ingeniería Mecánica. 6 ed. México: McGraw-Hill. 2002. 1257p.

Este código dice que cuando se van a unir dos piezas por medio de soldadura por filete y que los espesores del material base a unir con otro por medio de soldadura de mediana y alta resistencia a la flexión o torsión, cuando sean mayores de $\frac{3}{4}$ " utilizar un diseño junta de filete igual a 8mm. Como lo muestra el anexo 8, código AWS D1.1.

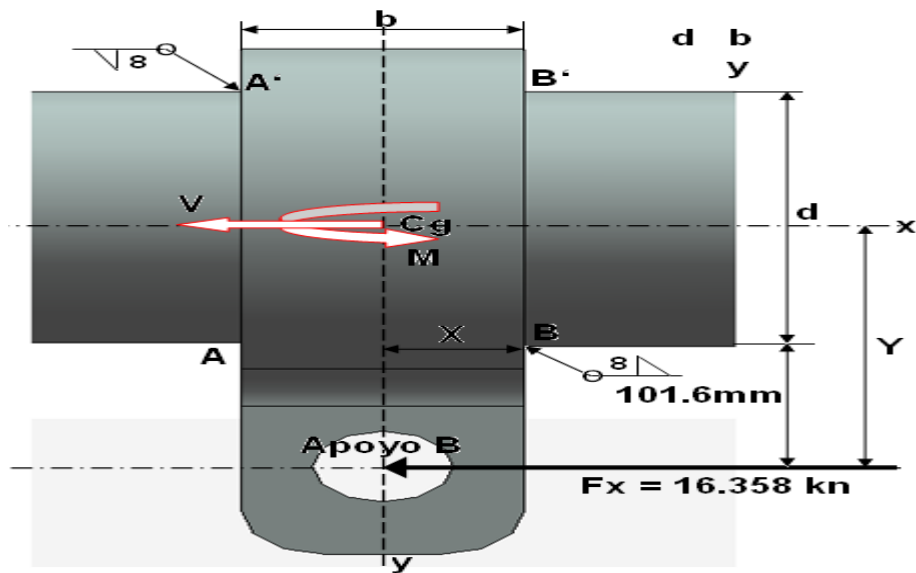


Figura 52: Viga FABD y comportamiento del esfuerzo cortante sobre el apoyo del punto B.

Figura 57a

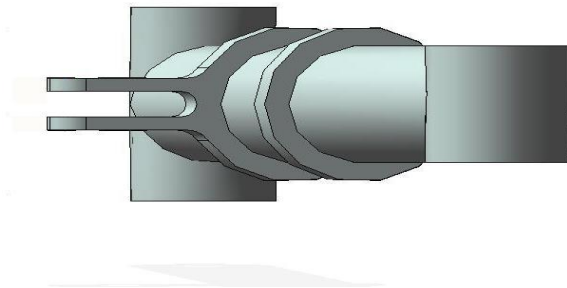
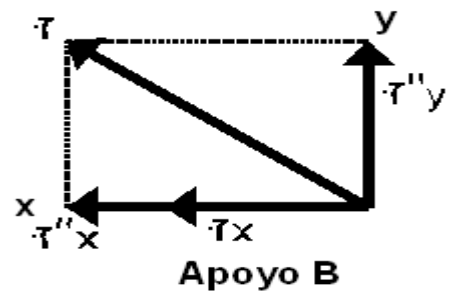


Figura 57b.



Como se logra apreciar en las figuras 51 y 52 apoyo B. La viga FABD de sección transversal circular hueca se encuentra soldada con el diseño de una junta de filete de 8 mm, con otra pieza que cumple la función de apoyo para pivotar el vástago del cilindro hidráulico BG, para poder ascender o descender el brazo mecánico hidráulico compuesto por la viga FABD como elemento principal.

Para este análisis se tomara la mitad de la carga aplicada en el apoyo del punto B, como se muestra en las figuras 48 y 51, con un valor de la componente de la fuerza paralela al eje X en sentido negativo igual a 32.716Kn y la mitad de la soldadura de fileta utilizada entre la pieza de sujeción y vástago del cilindro BG de la viga FABD. Ver figuras 43, 54, 51 y 52.

En el caso de la soldadura de filete el área de la garganta a lo largo de la soldadura es:

Estos datos fueron sacados de: Código AWS D 1.1, anexo 4 y el libro SHIGLEY, Joseph. Diseño En Ingeniería Mecánica. 6 ed. México: McGraw-Hill. 2002. 1257p. Páginas 443, 450 y 451 de las tablas 9.2, 9.4 y 9.5

$$A = (1.414) * \pi * h * r$$

$$J = (0.707) * h * J_u$$

$$J_u = 2\pi * r^3$$

La fuerza la componente paralela el eje X produce un cortante primario en las juntas, cuya magnitud es. Ver figura 52b.

$$\tau \cdot = \left[\frac{(F)}{(A)} \right]$$

Donde A es el área de la garganta en toda la soldadura.

El momento en el soporte produce cortante secundario o torsión en las juntas soldadas, y este esfuerzo se determina por la ecuación

$$\tau \cdot\cdot = \left[\frac{(M) * (C)}{(J)} \right]$$

Siendo r la distancia entre el centroide del grupo de juntas y el punto de interés de unión soldada, en tanto que J es el segundo momento polar de área del grupo de juntas con respecto al centroide de este.

Datos de entrada para efectuar el cálculo de los esfuerzos cortantes en la soldadura de filete apoyo del punto B de la viga FABD son los siguientes:

Componente de la fuerza paralela al eje X, aplicada en el apoyo del punto B de la viga FABD equivalente a 32.716Kn. Como se muestra en las figuras 48 y 51.

$$F_x = 16.358\text{Kn}$$

$$D_e = 141.3\text{mm}$$

$$h = 8\text{mm}$$

$$C = r = (D_e/2) = 70.65\text{mm}$$

$$Y = (101.6 + C) = 172.25\text{mm}$$

Procedimiento de cálculo de esfuerzos cortantes primarios y secundarios, recurriendo a la tabla 9.2 del libro de SHIGLEY. Se tiene que el área de garganta para la junta circular es:

$$A = (1.414) * \pi * h * r$$

$$A = (1.414) * \pi * (8) * (70.65) \text{ mm}^2 = 2510.7389\text{mm}^2$$

$$\mathbf{A = 2510.7389\text{mm}^2}$$

El esfuerzo cortante primario producido por la fuerza cortante F_x es:

$$\tau := \left[\frac{(F_x)}{(A)} \right] = \left[\frac{(16.358 * 10^3 \text{ n})}{(2510.7389\text{mm}^2)} \right] = 6.516\text{MPa}$$

$$\mathbf{\tau := 6.516\text{MPa}}$$

Para determinar los esfuerzos cortantes secundarios por sus componentes paralelas a los ejes X y Y, se llega a la siguiente conclusión. Por ser una junta de fileta aplicada a una sección circular como se muestra en las figuras 51 y 52 los esfuerzos cortantes en eje X son iguales a los del eje Y. De acuerdo a la tabla 9.2 del libro del libro de diseño de máquinas SHIGLEY.

$$\tau_{xy} = \left[\frac{(M) * (C)}{J} \right]$$

$$M = (F_x) * (Y) \quad \therefore \quad F_x = 16.358Kn \quad \therefore \quad Y = 172.25mm$$

$$M = ((16.358) * 10^3) * (172.25mm) = 2.8176 * 10^6n - mm$$

$$\mathbf{M = 2.8176 * 10^6n - mm}$$

El segundo momento de área unitario en las juntas de fileta soldada será:

$$J_u = (2 * \pi) * (r)^3$$

$$J_u = (2 * \pi) * (70.65)^3 = 2.2157 * 10^6mm^3$$

$$\mathbf{J_u = 2.2157 * 10^6mm^3}$$

Entonces **J** será:

$$J = (0.707) * h * J_u$$

$$J = (0.707) * (8mm) * (2.2157 * 10^6mm^3) = 12.5319 * 10^6mm^4$$

$$\mathbf{J = 12.5319 * 10^6mm^4}$$

Reemplazando los valores de M, J y C en τ_{xy} , y efectuando los cálculos; el esfuerzo cortante secundario en la junta de filete soldada en el apoyo del punto B de la viga FABD será:

$$\tau \cdot = \left[\frac{((2.8176 * 10^6 n - mm) * (70.65 mm))}{(12.5319 * 10^6 mm^4)} \right] = \left[\frac{(199.06344 * 10^6) n - mm^2}{(12.5319 * 10^6 mm^4)} \right]$$

$$\tau \cdot = \left[\frac{(199.06344 * 10^6) n - mm^2}{(12.5319 * 10^6 mm^4)} \right] = 15.8846 MPa$$

$$\tau \cdot = \mathbf{15.8846 MPa}$$

Al diseñar componentes unidos por soldadura es preferible seleccionar un acero que permita efectuar una unión rápida y económica. Al elegir factores de seguridad o esfuerzos de trabajo permisibles con más confianza cuando se utiliza uno de los mejores estándares en construcción (Códigos AWS D 1.1 y AISC), aquí los esfuerzos permisibles se basan en la resistencia de fluencia del material, en vez de la resistencia última, y el código permite el uso de uno o varios aceros estructurales ASTM que tienen resistencia de fluencia que varían desde 33Kpsi a 50Kpsi. Ver anexo 5, tabla 9.4 y 9.5 libro del libro de diseño de máquinas SHIGLEY.

Esfuerzo permisible cuando se utiliza un electrodo E7018 de 1/8" de espesor, el esfuerzo será:

$$\tau_{permisible} = 0.40 * S_y$$

Donde el S_y de electrodo es igual a 393Mpa

$$\tau_{permisible} = 0.40 * 393 MPa = 157.2 MPa$$

$$\tau_{permisible} = \mathbf{157.2 MPa}$$

La condición de diseño para que cumpla el material de aporte como lo es el electrodo E7018 por esfuerzos de fluencia será:

Para poder comparar el esfuerzo cortante total aplicado en el apoyo del punto B de la viga FABD será, $\tau_{\text{..}} = 2 \cdot (15.8846 \text{MPa}) = 31.7692 \text{MPa}$, ya que anteriormente se escogió la mitad de la magnitud de la componente de la fuerza paralela al eje X para efectuar los cálculos.

$$\tau_{\text{..}} \ll \tau_{\text{permisible}} \therefore 31.7692 \text{MPa} \ll 157.2 \text{MPa}$$

$$F_s = \left[\frac{(\tau_{\text{permisible}})}{(\tau_{\text{..}})} \right] = \left[\frac{(157.2 \text{MPa})}{(31.7692 \text{MPa})} \right] = 4.94$$

$$F_s = 5$$

Para este valor el material **SI** cumple y el factor de seguridad es $F_s = 10$.

3.1.9.10. Selección de los cilindro hidráulicos **AC** y **BG**

Material del vástago AISI 1045 Normalizado 90° diámetro 4".

Datos de entrada para calcular el diámetro de los vástago de los dos cilindro hidráulico AC y BG.

$$S_y = 71 \text{ kPSI} \rightarrow 2 \leq F_d \leq 8 \therefore \text{Asumiremos } F_d = 3$$

Por todo lo anterior utilizaremos el factor de diseño igual a 3, basado en las normas ASME 30'5 y UNE 58-102-74 Aparatos Pesados para Elevación. Son reglas para el cálculo de las estructuras mecánicas.

Presión hidráulica 3500 psi de trabajo en los cilindros hidráulicos AC y BG. **Ver figura 31 y 53.**

Condición de los extremos es articulado para $C = 1$, para determinar el diámetro del vástago del cilindro hidráulico.

Variable a determinar d. (Diámetro del vástago del pistón)

F = Fuerza aplicada en el vástago del pistón. Ver figura 53.

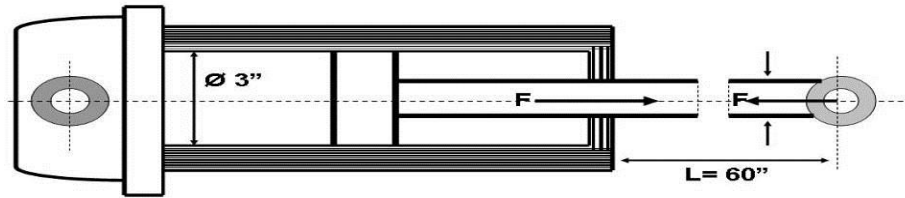


Figura 53: Cilindro Hidraulico de Simple Efecto AC que es igual a BG.

3.1.9.5. Calcularemos la fuerza en el pistón, producido por una presión de 3500psi.

$$P = \frac{F}{A_p} \rightarrow F = P * A_p$$

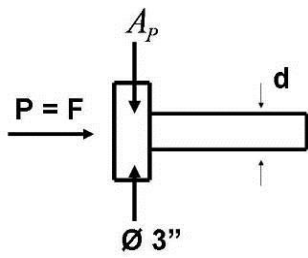
$$P = 3500\text{psi}$$

$$A_p = \frac{\pi}{4}(3)^2 = 7.069\text{in}^2$$

$$F = (3500\text{psi}) * (7.069\text{in}^2) = 24740\text{lb}$$

$$F = 24740\text{lb}$$

Pistón



Asumiendo

$$2 \leq F_d \leq 8$$

$$F_d = 3$$

$$P_{cr} = F_d * P = (24740lb) * (3) = 74220lb$$

Aplicando el concepto de columnas

Para articulado en ambos extremos. Redondeado y articulado. Ver figura 54.

Dos extremos articulados

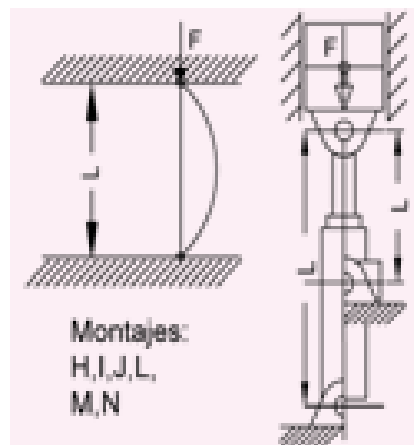


Figura 54: Para C=1

Para un $C = 1$ y $L = 60''$

$$L_e = \frac{L}{\sqrt{C}} = \frac{60in}{\sqrt{1}} = 60in$$

$$L_e = 60in$$

Calculando d , por el método de Euler para el cálculo de columna y posteriormente se verifica si es por el método de: Euler o Johnson

$E = 30 * 10^6 psi$ Modulo de elasticidad del acero.

$$P_{cr} = \left[\frac{c\pi^2 EI_z}{L_e^2} \right] \rightarrow I_z = \left[\frac{P_{cr} * L_e^2}{c\pi^2 E} \right]$$

$$I_z = \frac{(74220lb)(60in)^2}{(1)(\pi)^2(30 * 10^6)} = 0.9024 in^4$$

Para una barra circular maciza (vástago del pistón)

$$I_z = \frac{\pi d^4}{64} \rightarrow d^4 = \frac{64 I_z}{\pi}$$

$$d^4 = \left[\frac{(64)(0.9024in^4)}{\pi} \right] \rightarrow d = 2.0706in \approx d = 2in \text{ y } L_e = 60in$$

El diseño final de la sección transversal del vástago del cilindro hidráulico de simple efecto AC será igual al de BG, en base a los resultados del cálculo realizado se tiene las siguientes características técnicas, tales como:

Presión hidráulica de trabajo aplicada en el pistón del cilindro = 3500psi

Diámetro exterior del vástago = 2in = 50.8 mm

Material utilizado para la fabricación del vástago del cilindro será de un AISI 1045 Normalizado 900° con $S_y = 71Kpsi$.

Longitud del vástago 60 in

Diámetro interior del cilindro 3 in

Los cilindros hidráulicos de simple efecto de accionamiento de brazo mecánico hidráulico AC y BG mostrados en la **figura 31**, tienen una función impórtate en las 5 etapas de izadas de cargas mecánicas, desde el nivel del suelo sujetando la carga (Permitida el 80% de 1040Kgf) hasta un alcance máximo aproximado de 12.15 metros, ver figura 47.

4. ANIMACION DEL PROYECTO POR MEDIO DE UN VIDEO UTILIZANDO SOLID EDGE.

En el presente proyecto de grado se ha utilizado una herramienta computacional como lo es el software de diseño mecánico asistido por computador SOLID EGDE con el fin de realizar una animación de algunos movimientos básicos para el proceso de izado de cargas inferiores a 1140Kgf en la viga CDJ y 4Kn en el brazo robótico desde el nivel del suelo hasta el alcance máximo de la grúa (12.15m). **Ver anexo 3.**

5. INSTRUCCIONES DE INSTALACIÓN Y MONTAJE

A continuación se hace una descripción de las diferentes fases de montaje

5.1 Fase de fijación del primer brazo mecánico hidráulico giratorio y el rodamiento de giro para el movimiento en ronza de la grúa.

Antes de proceder al montaje se ha de verificar que el rodamiento gira fácilmente, haciendo girar 02 veces el rodamiento no atornillado y posteriormente se procederá acuerdo las especificaciones técnicas de la grúa tipo ANEXO No 1 y la norma ASTM/ANSI 30.5.

Proceder al montaje de rodamiento de giro. Atornillar rodamiento en la parte superior del brazo mecánico hidráulico según las instrucciones dadas en el apartado 6.3. Norma ASME 30.5

5.2 Mandos de control automático e instalación eléctrica

El desarrollo de robots móviles responde a la necesidad de extender el campo de aplicación de la Robótica, restringido inicialmente al alcance de una estructura mecánica anclada en uno de sus extremos (manipuladores industriales). Se trata también de incrementar la autonomía limitando en todo lo posible la intervención humana por medio de la creación de sistemas autónomos, capaces de interactuar con el medio y que en el mejor de los casos, sean capaces de “entenderlo” y “aprender” de él. Estos sistemas autónomos, suelen estar apoyados por dispositivos de comunicación, ya sea entre varios robots, entre robots y un controlador base, entre los robots y otros elementos del entorno o entre los robots y los propios humanos.

La metodología de diseño propuesta para este proyecto como se muestra en la **figura 55**, está fundamentada en el diseño Mecatrónico, donde se realiza una evaluación del modelamiento cinemático por medio de modelos computacionales, con el fin de anticipar o predecir el comportamiento del prototipo. Conjuntamente, se tienen en cuenta tanto las variables mecánicas, como los materiales, la morfología, las variables electrónicas compuestas por los sistemas de control, electrónica de potencias, sensores y acondicionadores de señal.

Los movimientos de elevación, giro, y en su caso cambio de alcance, están controlados por una botonera inalámbrica operada por un operario

altamente capacitados en maniobras y manipulación de cargas, de acuerdo a las especificaciones técnicas de control de maniobras de la norma ASME 30.5. Ver anexo 8.

Todos los dispositivos eléctricos, así como los mecanismos de control de elevación, giro y cambio de alcance, están situados en la parte superior e inferior de la estructura del brazo hidráulico y el robótico, reduciendo de este modo el riesgo de daño, accidental o intencionado.

La entrada de corriente eléctrica es inferior. Los cables han de pasar por el interior de la columna hasta una caja de anillos rodantes que permiten el giro completo de la grúa de 360°. Esta caja de anillos rodantes ha de estar situada en el eje de giro del brazo mecánico hidráulico. Luego ha de hacerse la conexión hasta el armario situado encima de la viga CDJ y desde este armario se hace la conexión al brazo robótico con una pinza sujetadora de cargas. La botonera de los controles inalámbricos del brazo robótico están compuestos por los elementos eléctricos y electrónicos de control para automatismo electromecánicos para los movimientos ascendente y descendente del brazo mecánico así, como también de giro de 360°. Cabe recalcar que el sistema de control general del movimiento de la grúa podría estar compuesto por una sola botonera donde se encuentre un mando de control de los dos brazos para los movimiento de la grúa ascendente y descendente para la carga y esta sería semejante al control del tipo de la maquinaria BROOK. Ver anexo 8 y figura 55.

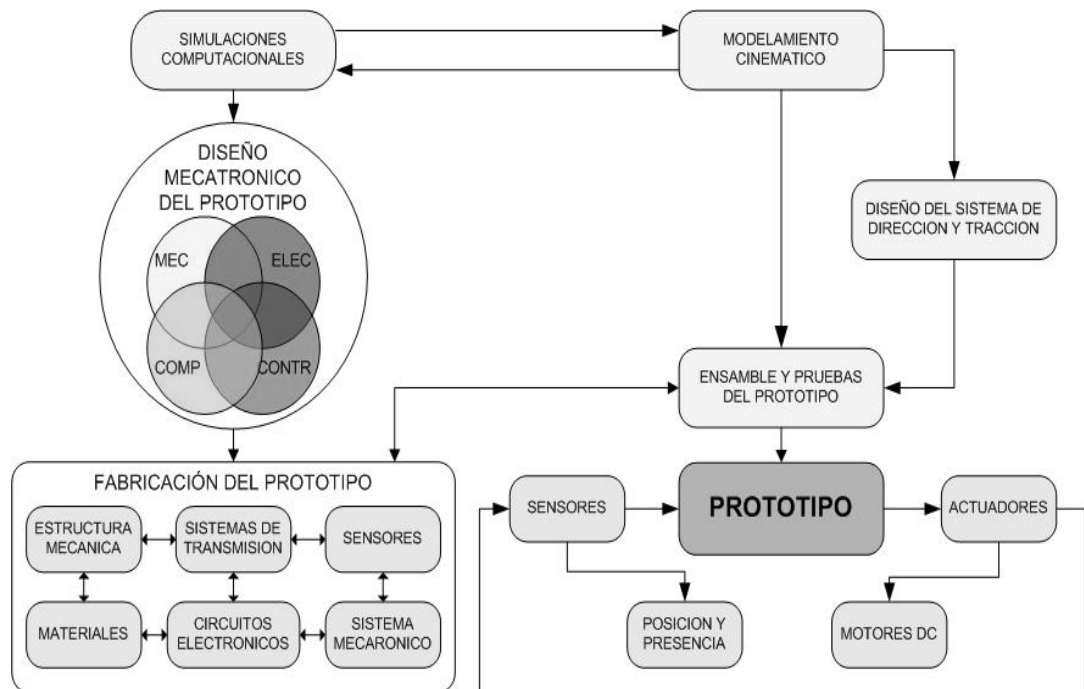


Figura 55: Propuesta de una metodología de diseño mecánico y mecatrónico adoptada para la construcción del prototipo de este proyecto.

5.3. Montaje de los brazos mecánicos articulados

Atornillar la pluma o brazo al engranaje de giro primer brazo y para el segundo se realizara entre el acople de la viga superior y la base del segundo brazo robótico parte superior de la grúa ambos procedimientos se realizaran con llave dinamométrica según y par de montaje indicado el apartado 6.3 y Norma ASTM/ANSI 30.5.

5.4 Mecanismo de giro

El conjunto del mecanismo de giro, compuesto por el motor-reductor y la caja de rodamientos y piñón ya ha de venir montado de fábrica.

Montar el mecanismo de giro sobre la pluma. Tener cuidado con no picar los dientes de los engranajes. En la brida del motor-reductor se ha previsto unas aberturas para poder ver la unión de los dientes y poder ajustar el juego entre dientes. Ver figura 56.

En el punto de mayor desviación del circulo primitivo respecto a la forma circular (marcado con tres dientes de color verde) se procede al ajuste del juego

de flancos, el cual, como mínimo, ha de ser de 0,03 veces el módulo. Después de que se hayan apretado definitivamente los tornillos de fijación del rodamiento, se deberá comprobar de nuevo el juego entre flancos a lo largo de la totalidad del perímetro

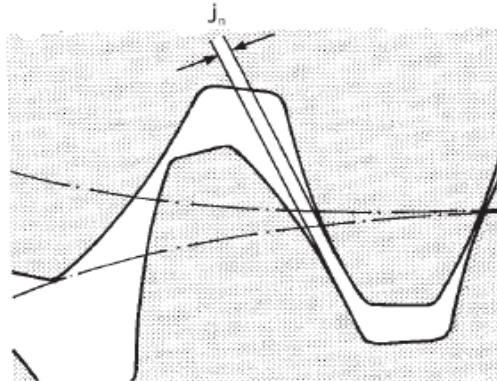


Figura 56: Juego entre dientes

Se ha diseñado un mecanismo de ajuste que funciona a través de un mecanismo de nivelación entre el tornillo que se apoya en la en una parte de la pluma y una trozo de pasamano que pertenece a una caja excéntrica.

Los tornillos que unen la brida a la pluma del primer brazo mecánico hidráulico se aflojan ligeramente y dejan girar la brida.

El centro de la repartición de agujeros está descentrado del centro del eje del piñón de giro, con lo cual, haciendo girar la caja excéntrica acercamos o alejamos el centro del piñón de giro hacia el exterior o interior de la corona del rodamiento de giro. **Ver figura 57.**

De esta manera es posible ajustar el juego entre los dientes de la corona y del piñón.

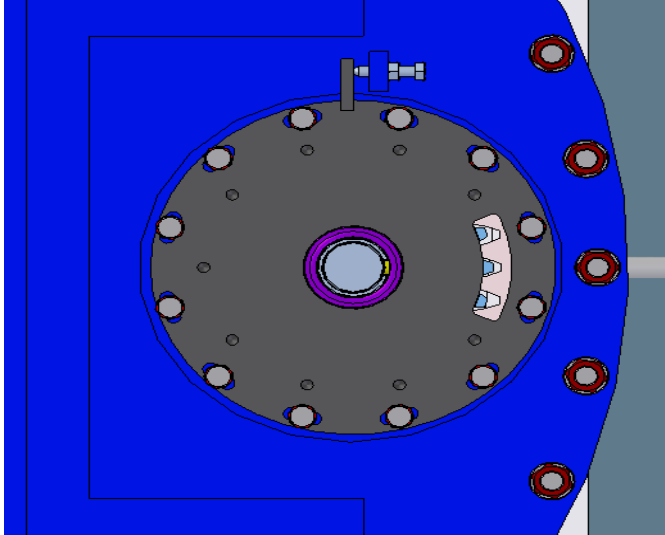


Figura 57: Mecanismo de ajuste del juego entre dientes

6. MANTENIMIENTO

6.1. Proceso de mantenimiento de la grúa

6.1.1. Implementación del mantenimiento proactivo para aumentar la confiabilidad de la grúa

En los últimos tiempos, se ha empezado a hablar del concepto de confiabilidad, en la medida que se comprendió que no era suficiente lograr una alta disponibilidad, si no también disminuir al mínimo la probabilidad de falla de las máquinas críticas durante la operativa, es decir lograr conseguir una alta confiabilidad. La no disponibilidad tiene fuerte impacto en la operativa y asociados altos costos de no disponibilidad, el porqué de este hecho viene fundamentado en que, en el caso particular de la maquinaria pesada opera en zonas u obras, algunas veces remotas en la que la disponibilidad de repuestos u personal calificado es en la mayoría de los casos muy difícil ,por lo que dichos equipos deberán tener, no solo el más óptimo rendimiento si no también una alta tasa de confiabilidad y una mínimo riesgo de falla. Las consecuencias de una falla pueden ir desde baja rentabilidad o pérdida de producción, pasando por las horas hombre improductivas de operaciones, hasta la degradación y rotura de las propias máquinas. Una alta disponibilidad no implica necesariamente una alta confiabilidad, pero una alta confiabilidad si implica una buena disponibilidad y seguridad, en la medida que la maquinaria presenta una baja probabilidad de falla. Para el caso de la maquinaria pesada, la confiabilidad será el producto de la confiabilidad individual de cada sistema que la compone.

6.1.2. Estrategias de mantenimiento

Durante muchos años, el tipo de mantenimiento predominante ha sido el **Preventivo**, que consiste en la sustitución o reparación de componentes a intervalos fijos determinados ya sea en base a recomendaciones del fabricante del 87 equipo o por estadísticas extraídas de los historiales. Pero esto no garantiza los niveles de confiabilidad requeridos en la actualidad, al mismo tiempo que lleva a un sobre costo por sustitución de partes o lubricantes cuando todavía se encuentran aptos para el uso.

El Mantenimiento **Predictivo** se enfoca a los síntomas de falla que se identifican utilizando las distintas técnicas tales como análisis de lubricantes, análisis de vibraciones, y ensayos no destructivos como: radiografías, ultrasonido, termografía, etc. que permiten detectar los síntomas de inicio de falla de la maquinaria. El mayor beneficio de la utilización de estas herramientas, es que se logra una alerta temprana que permite planificar una parada para corregir el problema, alcanzando de ésta manera una mayor disponibilidad de la maquinaria y una reducción del número de fallas catastróficas.

El objetivo del **PROGRAMA DE MANTENIMIENTO “INLINE” PARA MAQUINARIA PESADA** es conocer la situación de la maquinaria, basados en las recomendaciones del fabricante de la máquina, proveedores de insumos y repuestos y en la aplicación de las mejores acciones. Las técnicas de monitoreo miden variables físicas que son indicadoras de la condición de la máquina, que son analizadas comparando con el rango de valores normales para evaluar las condiciones de deterioro. El monitoreo de condición estudia la evolución de los parámetros seleccionados en el tiempo, con la finalidad de identificar la existencia de tendencias que indiquen la presencia de una falla.

6.1.3. Mantenimiento de la grúa del proyecto

Para el mantenimiento basado en la fiabilidad, confiabilidad y mantenida de la grúa del proyecto dependerá radicalmente de los programas basados en la integridad de equipos estáticos y dinámicos. Tales como los componentes que conforman las partes externas e internas de la grúa. El análisis de la misma comprende:

- Ensayos no destructivos,
- Pintura de la estructura,
- Reemplazo de elementos mecánicos y
- Pruebas de operación

El plan de mantenimiento para la Grúa tipo seleccionada dependerá del uso de los formatos establecidos pero más que nada los resultados estarán directamente ligados a los criterios de inspección, y por consiguiente a la toma de decisiones que se hagan para la adecuación de la grúa.

- Con qué cantidad de equipos y calidad de equipos se cuenta para realizar el trabajo.
- Numero de trabajadores y con qué tipo de mano de obra se cuenta.
- La cantidad de insumos y calidad de los mismos
- La forma de fabricación, transporte y montaje que se realiza.

Después de ejecutar todas las tareas de mantenimiento antes propuestas, el costo final del Proceso de mantenimiento a la grúa tipo es de 6381 USD.

6.1.3.1. Mantenimiento del rodamiento de gran diámetro

En el mantenimiento del rodamiento de giro el engrase es la operación principal. El primer reengrase del sistema de rodadura y el engrase del dentado deberán efectuarse inmediatamente después del montaje del rodamiento. El

objetivo de rellenar de grasa no es otro que disminuir el rozamiento además de hermetizar y proteger el rodamiento contra fenómenos de corrosión. Los periodos de reengrase se efectuaran cada 100 horas de funcionamiento.

Para compensar los efectos de fenómenos de asentamiento, es necesario reapretar los tornillos aplicando el par de apriete requerido. Se realizará este control después de las primeras 100 horas de funcionamiento y a partir de entonces cada 600 horas de servicio. En caso de detectar un par de apriete inadecuado habrá que proceder a cambiar el tornillo.

El rodamiento presenta unos valores de holgura que garantizan unas buenas características de funcionamiento y de rodadura. Es necesario controlar estas holguras en períodos de tiempo regulares.

6.1.3.2. Mantenimiento del motor de giro

La protección de los motores es de la clase IP-55 lo que significa que la protección contra depósitos de polvo perjudiciales está garantizada.

También implica la protección completa contra contacto y la protección contra chorro de agua, procedente de un inyector, que vaya dirigido desde todas las direcciones contra la máquina; no debe tener efecto perjudicial.

Es necesario cambiar el lubricante tras las primeras 500 horas de funcionamiento. Una vez efectuado el periodo de rodaje, habrá que controlar el estado del lubricante tras 12.000 horas de trabajo.

Los reglajes de los frenos de los motores se han de verificar cada semana. Cada mes habrá que controlar el desgaste de los frenos, verificando que no contienen partículas extrañas y cambiándolos cuando el desgaste sea total.

6.1.3.3. Mantenimiento del reductor

Controlar el apriete de los tornillos después de 50 horas de funcionamiento. Efectuar el primer cambio de aceite aproximadamente después de 100-150 horas de funcionamiento. Posteriormente, efectuar el cambio de aceite una vez al año.

6.1.3.4. Mantenimiento de la estructura y componentes

La estructura y demás componentes exteriores se han de pintar con pintura anticorrosiva marina cada año para prevenir la oxidación de las superficies.

La corona y el piñón de giro han de recubrirse con una grasa especial de engranajes de larga duración. Efectuar el reengrase cada 500 horas de funcionamiento aplicando la grasa través del visor o desmontando el mecanismo si es necesario.

7. ASPECTOS AMBIENTALES

7.1. Consideraciones medioambientales

La normativa a aplicar es la ISO 9000, ISO 1400 Y OHSAS NTC 18000 de Evaluación de Impacto ambiental e higiene, seguridad industrial y salud ocupacional (HSEQ) que regula la obligación de someter los proyectos públicos y privados a una evaluación de sus efectos sobre el medio ambiente. La norma tiene OHSAS directiva explica los aspectos medioambientales a tener en cuenta en los proyectos de máquinas, que son los que se explican a continuación.

7.1.1. Recursos e infraestructuras

Se genera desperdicios y otros residuos derivados del acero y otros elementos hidráulicos neumático. Durante la fase de uso, la grúa utiliza como fuente de energía únicamente la energía eléctrica.

7.1.2. Contaminación del aire y del agua

La grúa sólo funciona con energía eléctrica por tanto no genera aguas residuales ni gases contaminantes a la atmósfera.

7.1.3. Aspectos sociales

La normativa HSEQ indica tener en cuenta la influencia del proyecto sobre la población y su calidad de vida. En este caso, la grúa afecta en su funcionamiento a los operarios que hagan uso de ella con el ruido o estéticamente al entorno en que se ubique. No debería existir riesgos sobre la población debido a la grúa cumple todas las normas de seguridad.

7.1.4. Fase de desmantelamiento

La grúa, al final de su vida útil se convierte en chatarra, por lo que se aprovecha y recicla toda su estructura. No tiene elementos químicos contaminantes por lo que su desmantelamiento no causa problemas medioambientales.

8. ANALISIS DE COSTOS

8.1. Análisis de costo e Inversión del proyecto

8.1.1. Descripción de los Costos

El presente proyecto, como ya se ha explicado en los apartados anteriores, es el de una grúa para subir o bajar elementos mecánicos en sitios cerrado y de difícil acceso en industria del sector petroquímico, por tanto, los compradores potenciales de este tipo de grúa son responsables de estas industrias petroquímicos y petroleros, tanto privados o como públicos.

Estudio en particular de una de las empresa donde aplicaría este tipo de maquina en este sector petrolero y `petroquímico.

8.1.1.1. Costos unitarios

A continuación se describirán todos los costos necesario para la fabricación, ensamble, mantenimiento, mano de obra, inspección e integridad de equipo estáticos y dinámicos, operación de la grúa en campo vs horas de trabajo incluyendo los tiempos libres y muertos etc.

8.1.1.2. Clasificación de los costos

Los costos pueden ser:

- Costos Directos
- Costos indirectos

8.1.1.3. Costos directos

Son los costos que afectan directamente al producto o servicio que se desea brindar en este caso el servicio es dar mantenimiento a las grúas. Estos pueden ser:

- Mano de Obra
- Equipos
- Materiales

Este rubro es directamente relacionado con los salarios que percibe el personal que de forma directa o indirecta colabora en la elaboración del producto o el servicio que se va a brindar.

- Transporte
- Montaje

8.1.1.4. Mano De Obra

Este salario depende de muchos factores como son: mano de obra calificada, no calificada, tipo de ocupación entre otras, y este tiene un mínimo regido por El ministerio de Trabajo, la empresa tiene la libertad de pagar por encima de este básico pero no por debajo.

8.1.1.5. Mano De Obra Directa

Se llama mano de obra directa a la constituida por el personal que interfiere directamente en la elaboración del producto en este caso son:

- Ingenieros (Inspección, diseño, etc.)
- Operarios de maquinaria pesada
- Soldadores
- Mecánicos
- Torneros
- Otros (Auxiliares de mecánicos).

8.1.1.6. Mano De Obra Indirecta

Se conoce como mano de obra indirecta a la constituida por el personal que no interfiere directamente en la elaboración del producto o servicio, son:

- Personal Administrativo
- Personal de limpieza

8.1.1.6.1. Equipos

El costo de los Equipos depende directamente de la calidad y las condiciones de trabajo y operación a la cual será sometido en un periodo específico de tiempo.

Un equipo puede trabajar un número de horas o años en toda su vida en condiciones satisfactorias y predecibles, a esto se le conoce como vida útil del equipo, cada fabricante proporciona la vida útil de los equipos generalmente esta viene dada precisamente en años o en horas según su diseño.

Para el análisis de los costos por equipos de un proyecto se toman en cuenta los siguientes factores fundamentales:

- Costos de adquisición (Cuando el caso lo amerite).
- Costos de alquiler
- Costos de operación del equipo.
- Costos de mantenimiento del equipo.

8.1.1.6.2. Materiales

Para el análisis de costos de materiales en el siguiente proyecto de titulación, se establece como principal al acero estructural ya que en nuestro medio no es muy factible encontrar dichos aceros y en muchos de los casos se deberá recurrir a la importación de los mismos.

Esto se tendrá en caso de cambio parcial o total de una grúa. Otro gasto importante es el de la adquisición de repuestos originales de la maquina que de no encontrarse se deberá recurrir a la fabricación del mismo.

Se analizarán también gastos como electrodos, ya que el buen uso, la calidad, y el precio elevarán la calidad y vida de las grúas y eliminarán gastos no planificados.

Otros consumo importante en el mantenimiento de las grúas es el correspondiente a la lubricación ya que esta será diaria y adecuada según el sistema lo precise.

8.1.1.6.3. Transporte

Este punto solo se toma en cuenta cuando va a ver cambios importantes de miembros de la grúa es decir una repotenciación de la misma o reparación a gran escala.

En estos gastos se incluyen alquiler de otros equipos de carga (grúas, montacargas, teclees) para la manipulación de las partes en caso de así necesitarlo.

8.1.1.6.4. Montaje

En este caso el gasto se reduce a seguridad ya que estos costos son dados por los equipo de seguridad personal y de los equipos.

Así como también dependerá del tiempo invertido en el montaje ya que a mayor tiempo mayor desembolso de dinero.

8.1.1.7. Costos indirectos

Son todos los costos que a pesar de no ser requeridos para la elaboración directa del producto o servicio, sin estos no se podrían llevar a cabo.

Estos pueden incluirse en forma no limitada a la administración de campo, supervisión directa, seguros, impuestos, entre otros. Estos costos son directamente proporcionales al tamaño de la obra, tamaño de la empresa, tasas de fiscalización, etc.

Estos valores se deben incluir en el precio unitario de los diferentes rubros del proyecto.

8.1.1.8. Análisis de costos unitarios

Para este análisis se hará una separación de rubros únicamente concernientes a gastos directamente involucrados con el servicio de mantenimiento de la grúa del proyecto.

8.1.1.9. Rubros de mantenimiento de la superestructura de la grúa.

Proceso de pintura:

- Preparación de la superficie

Manual

Mecánico (Sandblasting)

- Aplicación de la pintura

Manual (Rodillo, brocha, etc.) Mecánico (Compresores).

Ensayos no Destructivos END:

- Inspecciones Visuales
- Tintas penetrantes
- Radiografía industrial
- Ultrasonido

Procesos de Reparación

- Equipos de soldadura
- Electrodo
- Remaches

Procesos de Repotenciación:

- Suministro de acero estructural
- Suministro de repuestos
- Equipos de soldadura
- Electrodo
- Fabricación
- Transporte y montaje

Como se sabe todo los costos son susceptibles de cambio, debido a variables como:

- Recursos humanos necesarios
- Tiempo de requerimiento
- Marcas de repuestos
- Disponibilidad de equipos.

7.1.1.10. El costo total de la grúa móvil con 02 brazo mecánico articulado hidráulico con sus respectivos accesorios mecánicos, neumáticos, hidráulicos, electrónicos y de automatización industrial.

Se refleja en los siguientes valores, tales como, el:

- Costo de montaje y ensamble de la grúa es de: 4.350 USD.
- Costo de elementos y equipos de la grúa es de: 5.221 USD.
- Costo del cargador elevador BROKK 250 es de: 3.950 USD.
- Costo de brazo manipulador flexible industrial robótico hidráulico de cinco grado de libertad es de: 2.170 USD.
- Costo del corro móvil accionado electromecánicamente por medio de un control automático es de: 3.258 USD.
- Costo de accesorios auxiliares y principales de la grúa, elementos electrónicos y del sistema de automatización como del control automático es de: 2.402 USD.

Costo total de la inversión en la compra de la maquinaria, de este proyecto es de: 21.351 USD.

Todo lo relacionado con la compra de repuestos, elementos hidráulico, neumáticos, eléctricos, mecánicos y para el sistema de control y automatismo como también todo lo relacionado con el cálculo, evaluación de elementos estructurales y selección, montaje e instalación de sus accesorio en general lo realiza y suministra la empresa BROKK Maquinaria, kuka robots, usmotors, X-robotics, Robots Micromax de colombia. Fuente: WWW. BROKK.COM y del AUTOR.

CONCLUSIONES

El propósito de este proyecto era en gran medida proponer una metodología de trabajo que tuviera en cuenta la importancia del diseño mecánico en el proceso de creación de este tipo de maquinaria.

Es cierto que este proceso tiene muchas vertientes diferentes que hacen que no siempre sea aplicable una metodología como la presentada en este proyecto, sin embargo sí que es aplicable, la mayoría de las veces, la idea de que un diseño óptimo de un componente del cargador elevador puede mejorarse ampliamente mediante la optimización del diseño mecánico.

Únicamente cuando los procesos de diseño de estos elementos consigan conjugar diseños mecánicos eficientes y optimizados con lógicas de control y sistemas electrónicos avanzados se conseguirán grúas de este tipo realmente eficientes. Multi objetivo a todos los mecanismos obtenidos que cumplan las especificaciones de diseño.

El diseño de los diferentes elementos de una máquina es uno de las principales actividades en la que el ingeniero debe poner todo su empeño y en la que aplicara gran parte de los conocimientos adquiridos durante su formación profesional; dicho conocimiento será vital para garantizar que dicha estructura no fallara en ninguno de sus componentes.

Un factor de seguridad adecuado es vital en el momento del diseño, así mismo como la elección de los materiales tanto de los elemento de unión como con el que se van a unir estos.

El estudio de la estructura constituye una parte fundamental del diseño de la grúa lo que ha significado la profundización en las teorías de ingeniería de resistencia de materiales y estructuras vistas en la carrera.

El diseño de los componentes se ha realizado con ayudas de varias herramientas informáticas como los programas CAD Solidedge y AutoCAD, y programa Microsoft office Windows versión 8.

El resultado es una grúa que puede competir con las fabricadas por las principales empresas especializadas.

Al final de todo esto se ha obtenido un brazo robótico acoplado a una grúa móvil neumática e hidráulica cuyo desempeño, desde el punto de vista mecánico como de control automático, ha sido muy placentero y de cumplimiento con el objetivo propuesto con este proyecto de grado.

Con la experiencia y los conocimientos adquiridos con el desarrollo de este prototipo permitieran desplegar más prototipos con los futuros estudiante de ingeniería mecánica y mecatronica de la Universidad Tecnológica de Bolívar "U:T:B" ; realizar desarrollos mecánicos posteriores aún más eficientes para trabajos futuros se considerará como una ventaja concentrar las funciones de control en un dispositivo independiente, dejando a la PC sólo como interfaz con el usuario.

BIBLIOGRAFÍA

Manual del Constructor de Máquinas H. Dubbel Labor

Proyecto de Elementos de Máquinas M. F. SpottsReverté

Montaje, Ajuste, Verificación de Elementos de Máquinas SchröckReverté

BAUMEISTER, Theodore & Otros. Mark's: Manual Del Ingeniero

NORTON, Robert. Diseño De Máquinas. México D.F.: Prentice-Hall. 1999. 1048p.

OCHOA, Juan José. Notas De Clase Del Curso De Diseño De Máquinas. Medellín: UPB. 2002. 40p.

SHIGLEY, Joseph. Diseño En Ingeniería Mecánica. 6 ed. México: McGraw-Hill. 2002. 1257p.

RIBA ROMEVA, C. Construcción Soldada, Publicacions d'Abast, Barcelona 1998.

NORMAS, CÓDIGOS Y ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

ASME sección IX Welding and Brazing Qualifications

API Std. 1104 Welding of Pipelines and Related Facilities

NTC 4991 Soldadura en líneas de Tubería para Transporte de Gases, Petróleo y de Instalaciones Relacionadas.

API SPEC 5L, FORTY-FIFTH EDITION, DECEMBER 2012 - Specification for Line Pipe.

API STD 5T1, Definición de imperfecciones y defectos en tubos de acero localizados fuera de la soldadura.

Norma ASME B30.5

VILLACRES M.; Principios Y Control De Soldadura, EPN.

J. H. Westbrook, "Sources of Materials Property Data and Information," ASM Handbook, Vol. 20,

ASM International Directory of Materials Property Databases, ASM International, Materials Park, ASTM and ANSI/ISO standards, Annual Book of ASTM Standards,

American Society for Testing ERNST, H. Aparatos de Elevación y Transporte. Tomo 3 Ejecuciones especiales, Editorial Blume, Barcelona, 1961c.

MIRAVETE, A. Aparatos de Elevación y Transporte. Antonio Miravete, Zaragoza,

LARRODE, E., MIRAVETE, A. Grúas. Servicio de Publicaciones. Universidad de Zaragoza, Zaragoza, 1996.

Código AWS D 1.1.

CATÁLOGOS DE FABRICANTES

DEMAG. Polipastos cable monorraíl.

HOESCH ROTHE ERDE AG. Grandes Rodamientos. Dortmund,1992 . FAG. Rodamientos. Catálogo general.

BONFIGLIOLI. Reductores epicicloidales Serie 300.

Normativa sobre aparatos de elevación

UNE 58-102-74 Aparatos pesados de elevación. Reglas para el cálculo de las estructuras

UNE 58-105-76 Aparatos pesados de elevación. Normas de Seguridad.

REFERENCIAS EN LA WED

[<http://www.arquitectura.com/tecnica/legal/legalespana/aparatoselevadores.asp>,
28 de enero de 2004]

Página de Autodesk Inventor

www.monografias.com; Diseño de una Grúa con Brazo Mecánico Articulado.<http://www.autodesk.es/adsk/servlet/index?siteID=455755&id=67.29741>

<http://www.x-robotics.com/sensores.htm>

Baltazar Bimios, Mariano Bimios “Visual Basic 6” A.Barrientos y otros, “Fundamentos de Robótica” McGraw-Hill 1997

Barrientos, L.F. Peñín, C. Balaguer y R. Aracil, “Fundamentos de Robótica Industrial” McGrawHill, 1997.

http://www.taringa.net/posts/apuntes-y-monografias/3898157/Cilindros-hidraulicos:-Dimensionar-vastagos-al-pandeo_.html

http://www.taringa.net/posts/apuntes-y-monografias/3860683/Cálculo-de-la-fuerza-ejercida-por-un-cilindro-hidráulico_.html