



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

## FACULTAD DE INGENIERÍA

ESCUELA ACADÉMICO PROFESIONAL DE INGENIERIA MECÁNICA  
ELÉCTRICA

**“Rediseño de Estructura de Portabilidad de Trituradora de Quijada  
Modelo JC-409 de 125 tm/h, Cutervo-Cajamarca.”**

**TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO  
MECÁNICO ELECTRICISTA**

AUTOR:

Cordova Leyva, Luis Alberto

ASESOR:

Ing. Mg. Luis Julca Verástegui

LINEA DE INVESTIGACIÓN:

Modelamiento y Simulación de Sistemas Electromecánico

TRUJILLO-PERÚ

2018

**PAGINA DEL JURADO**

**JURADO CALIFICADOR**

---

**PRESIDENTE**

Dr. Jorge Inciso Vásquez

---

**SECRETARIO**

Mg.Luis Julca Verástegui

---

**VOCAL**

Dr. Jorge Luján López

## **DEDICATORIA**

### **A DIOS:**

Sobre todo, a Dios por haber permitido culminar satisfactoriamente esta investigación.

### **A MI ESPOSA:**

Por estar siempre a mi lado durante el desarrollo de esta investigación.

### **A MI HERMANO:**

Por ser apoyo incondicional,

.

## **AGRADECIMIENTO**

Agradecer a la Universidad César Vallejo por la formación integral a lo largo del desarrollo académico de mi carrera, a los docentes que día a día con su experiencia colaboraron a fortalecer mis competencias para lograr mi objetivo que era convertirme en ingeniero y de manera especial a mi asesor el Doctor Jorge Eduardo Lujan López.

De la misma forma agradezco a la empresa Comeco Maquinaria & Representaciones S.A.C que me dio la posibilidad de desarrollar dicha investigación en especial al Ing. Ricardo Pasco Rivera quien desde un inicio me abrió las puertas de la empresa.

## **DECLARACIÓN DE AUTENTICIDAD**

Yo, Luis Alberto Cordova Leyva identificado mediante Documento Nacional de Identidad N° 08466220, declaro bajo juramento que toda la documentación que acompaño es veraz y auténtica, a efectos de cumplir con las disposiciones vigentes consideradas en el Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad César Vallejo, Facultad de Ingeniería, Escuela Académico Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica,

Por ello, además bajo juramento declaro que toda información de índole personal que presento en la realizada tesis es veraz y genuina.

Habiendo expresado lo anterior, me responsabilizo ante cualquier falsificación, omisión o perjuicio a terceros, respecto a los documentos como también de la información aportada, ante ello me someto a las disposiciones del reglamento y/o normas internas de la Universidad César Vallejo.

Julio, 2018. Trujillo.

**Luis Alberto Cordova Leyva**

## PRESENTACIÓN

Señores Miembros del Jurado:

Dando cumplimiento a las Normas del Reglamento de elaboración y sustentación de Tesis. De la Facultad de Ingeniería, Mecánica Eléctrica de la Universidad “César Vallejo”, para el desarrollo de esta tesis y obtener el Título Profesional en mención de Ingeniero Mecánico Electricista así el presente trabajo analizara y planteara soluciones a nuestro problema de investigación siguiente:

**“Rediseño de Estructura de Portabilidad de Trituradora de Quijada Modelo JC-409 de 125 tn/h, Cutervo-Cajamarca.”**

Esta Tesis tiene los siguientes capítulos:

En el Capítulo I: Realidad problemática, trabajo previo, y teorías relacionadas al tema en base a la formulación del problema con sus hipótesis y objetivos. Capítulo II: Esta investigación es Descriptiva porque caracteriza una estructura de soporte. Se empleó el método Deductivo porque se particulariza el estudio a un diseño determinado. El diseño es no experimental porque no se manipulará ninguna de las variables Transversal porque el estudio se realizará por única vez. Capítulo III: En este capítulo trabajamos Cálculo general de la estructura portante con resultado de simulación de análisis. Capítulo IV: Discusión, Capítulo V: Conclusión, Capítulo VI: Recomendaciones. El objetivo de esta investigación es Rediseñar una estructura de soporte para una trituradora de Quijada modelo JC-409 de 125tn/h para lograr su portabilidad.

Señores Miembros del Jurado espero que dicha investigación merezca su evaluación

Atentamente

Autor

## Contenido

CAPITULO I.....	xiii
I. Introducción .....	1
1.1 Realidad problemática .....	1
1.2 Trabajo previos .....	3
1.2.1 Investigación a nivel nacional.....	3
1.2.2 Investigación a nivel internacional.....	4
1.3 Teoría relacionada al tema .....	6
1.3.1 Esfuerzo y resistencia .....	7
1.3.2 Incertidumbre .....	7
1.3.3 Factor de diseño.....	8
1.3.4 Dimensiones y tolerancias.....	9
1.3.5 Analisis de carga y esfuerzo.....	9
1.3.6 Equilibrio y diagramas de cuerpo libre.....	10
1.3.7 Diagrama de cuerpo libre. ....	10
1.3.8 Fuerza cortante y momentos flexionante en vigas .....	11
1.3.9 Teorías de falla.....	13
1.3.10 Teoría del esfuerzo cortante máximo para materiales dúctiles (ECM) ....	14
1.3.11 Teoría de la energía de distorsión para materiales Dúctiles (ED) .....	16
1.3.12 Teoría de Mohr-coulomb para materiales dúctiles.....	17
1.3.13 Resistencia a la fatiga .....	18
1.3.14 Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga .....	21
1.3.15 Caracterización de esfuerzos fluctuantes de amplitud constante .....	22
1.3.16 Limite de Resistencia a la fatiga .....	23
1.3.17 Análisis de elementos finitos .....	26

1.3.18 Trituradoras .....	28
1.3.19 Trituradoras de acción periódica trituradoras de mandíbulas .....	28
1.3.20 Trituradoras tipo Blake (doble efecto).....	28
1.3.21 Trituradoras tipo Dalton (de simple efecto).....	31
1.3.22 Diseño de juntas soldadas .....	33
1.3.23 Tamaño mínimo de la soldadura de filete.....	36
1.3.24 Soldadura .....	37
1.3.25 Símbolos de la soldadura .....	38
1.3.26 Esfuerzos en uniones soldadas a flexión .....	41
1.3.27 Resistencia de las uniones soldadas.....	42
1.3.28 Soldadura por resistencia.....	42
1.3.29 Diseño de tornillo cabeza hexagonal.....	44
1.3.30 La portabilidad de un triturador de mandíbula .....	45
1.3.31 Definición de términos básicos .....	48
1.4 Formulación del Problemas .....	50
1.4.1 Problemas generales.....	50
1.5 Justificación del estudio .....	50
1.6 Hipótesis .....	52
1.6.1 Hipótesis general.....	52
1.7 Objetivos .....	52
1.7.1 Objetivos generales.....	52
1.7.1 Objetivos específicos.....	52
CAPITULO II.....	53
II Método.....	54
2.1 Diseño De Investigación .....	54
2.1.1 Variables .....	54
2.1.2 Definición conceptual de las variables.....	55

2.2.3 Definición operacional de las variables .....	56
2.2 Operacionalización de variables .....	57
2.3 Población y muestra:.....	61
2.4 Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad:.....	61
2.5 Métodos de análisis de datos.....	61
2.6 Aspectos éticos .....	61
CAPITULO III.....	62
III RESULTADOS .....	63
3.1 Rediseño de La estructura soporte de chasis para trituradora de quijada de 125 tn/h.....	63
03.1.1 Ubicación entre el soporte de estructura y trituradora quijada de modelo .....	65
3.1.2 Geometría de la estructura.....	65
3.1.3 Determinación de cargas para transporte .....	66
3.1.4 Carga muerta (Cm).....	67
3.1.5 Carga viva (Cv).....	67
3.1.6 Cargas accidentales .....	68
3.1.7 Carga de impacto (Ci) .....	68
3.1.8 Cargas de sismo.....	69
3.1.9 Carga del viento .....	70
3.1.10 Material de la estructura .....	72
3.1.11 Aplicación de las cargas a la estructura .....	72
3.1.12 Diseño de las vigas principales .....	73
3.2 Calculo general estructura portable en operación (existente) caso-1 .....	75
3.2.1 Calculo de carga sobre la viga principal (largueros) existente .....	76
3.2.2 Calculo propuesta estructura portable en operación actual (Caso-2).....	84
3.2.3 Calculo de carga sobre la viga principal (largueros).....	85

3.2.4	Diseño de vigas internas de apoyo trituradoras y travesaños .....	92
3.2.5	Calculo por fatiga de la viga interno A-B .....	107
3.2.6	Calculo de soldadura en sección crítica .....	116
3.2.7	Calculo de cargas sobre los tornillos de sujeción de la trituradora .....	120
3.3	Resultados de simulación de 3 casos con diferentes distancias.....	127
3.3.1	Análisis estático y Fatiga Caso-1.....	127
3.3.2	Análisis estático y Fatiga Caso-2.....	127
3.3.3	Análisis estático y Fatiga Caso-3.....	128
3.4	Ensamble de estructura de soporte, maquinados de tolerancias y selecciones de equipos .....	129
3.4.1	Las propuestas de estructuras soporte .....	130
3.4.2	Modelamiento de Cad de estructura soporte de trituradora .....	135
3.5	Planos de estructura de soportes de portante .....	136
3.5.1	Viga principal de extremo de dimensión .....	136
3.5.2	Vigas marco interior de dimensión .....	137
3.5.3	Soporte de apoyo de tolva y zaranda .....	138
3.5.4	Soporte columna vertical de estructura portable .....	139
3.5.5	Vigas internas posteriores .....	140
3.5.6	Vigas inferior de remolque.....	141
3.6	Rediseño de estructura Soporte de portable de reparación (mejorado).....	142
3.6.1	Plano de rediseño de estructura de soporte .....	143
3.6.2	Plano para mecanizar y tolerancia de la base soporte de portable .....	143
3.6.3	Taller mecánica mecanizado para la base de estructura de soporte .....	144
3.7	Selección de equipos para transporte de chancadora móvil.....	145
3.7.1	Selección King-pin.....	145
3.7.2	Selección sistema de suspensión mecánica tridem .....	146
3.7.3	Selección de Neumáticos .....	149

3.7.4 Selección de trituradora quijada modelo JC-409 .....	150
3.8 Ensamble final .....	153
3.9 Costos del proyecto .....	156
3.9.1 Costo de materiales.....	157
3.9.2 Costos de equipos.....	158
3.9.3 Costo de diseño.....	158
3.9.4 Costo total existente .....	159
3.9.5 Costo de reparación de acuerdo al rediseño de estructura de soporte portable (actual) .....	159
IV. Discusión.....	161
V. Conclusión .....	165
OBJETIVO GENERAL .....	165
VI. RECOMENDACIONES .....	181
VII. PROPUESTA (Obligatorio Doctorado) .....	182
VIII. Referencias .....	183
ANEXO.....	185



## LISTA DE FIGURAS

<b>FIGURA 1</b> SOLIDWORDK SIMUSTLATUDAS ( FUENTE:POR SERGIO GOMEZ GONZALES) .....	6
FIGURA2. EQUILIBRIO ESTÁTICO.....	10
FIGURA 3. DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE UNA VIGA SIMPLEMENTE APOYADA.....	12
FIGURA 4. FUERZA CORTANTE DE UNA SECCIÓN.....	12
FIGURA 5. CONVENCIONES DE SIGNOS CORTANTE.....	12
FIGURA 6. CARGA DISTRIBUIDA POR UNA VIGA.....	13
FIGURA 7. ENERGIA DE DISTORSION PARA MATERIALES DUCTILES (FUENTE SHIGLEY) .....	17
FIGURA 8.CURVA DE FATIGA VS TIEMPO .....	25
FIGURA 9. TRITURADORA TIPO BLAKE .....	29
FIGURA 10.CORTE DE TRITURADORA TIPO BLAKE.....	30
FIGURA11.TRITURADORA TIPO DALTON .....	32
FIGURA 12.CORTE TRITURADORA TIPO DALTON .....	32
FIGURA 13.TAMAÑO Y GROSOR DE LOS CATETOS DE SOLDADURA .....	33
FIGURA 14.ESPESOR DE GARGANTA SOBRE UNO DE LOS CATETOS .....	34
FIGURA 15.DISTRIBUCION DE ESFUERZOS .....	35
FIGURA 16. FOLLETO DE LA SOLDADURA DE ESPESOR .....	36
FIGURA 17.DIMENSIONES Y TIPOS SOLDADURAS (FUENTE: FOLLETO DE SOLDADURA .....	43
FIGURA 18. FOLLETOS LA RESISTENCIA DE PERNOS.....	45
FIGURA 19.MAQUINARIA DE MINERÍA Y CONSTRUCCIÓN CO., LTD. (FUENTE FOTO EN ).....	47
FIGURA 20.PORTABLE DE TRITURACIÓN DE MANDÍBULA IMPACTO (FUENTE FOTO .....	47
FIGURA 21.PORTABLE DE TRITURACIÓN MÓVIL DE MANDÍBULA TRIO (FUENTE FOTO EN SHAGHAI-CHINA).....	48
FIGURA 22.PORTABLE DE TRITURADORA MÓVIL QUIJADA SANDVIK (FUENTE FOTO EN SUECIA) .....	48
FIGURA 23.TRITURADORA DE MÓVIL MODELO JC-409 (FUENTE PROPIO ELABORADO) .....	63
<b>FIGURA 24</b> .SOPORTE DE PORTABLE CON FATIGA.....	64
FIGURA 25.ESQUEMA DE POSICIÓN DE TRITURADORA (FUENTE PROPIO ELABORADO) .....	65
FIGURA 26.ESQUEMA GEOMETRÍA DE LOS LARGUEROS (FUENTE: PROPIO ELABORADO).....	66
FIGURA 27.ESQUEMA TRACTOR (FUENTE: PROPIO ELABORADO) .....	66
FIGURA 28.AREA DE LA SUPERFICIES DE LA PLANTA MÓVIL (FUENTE: PROPIO ELABORADO) .....	71
FIGURA 29.FOLLETOS EL PESO MÁXIMO POR CONFIGURACIÓN DE EJE .....	73
FIGURA 30.GRAFICA DE UN VEHÍCULO (FUENTE PROPIO ELABORADO) .....	73
FIGURA 31.GRAFICA DE UNOS CAMIONES DE EJES (FUENTE PROPIO ELABORADO) .....	74
FIGURA 32.ESQUEMA VIGA PRINCIPAL CON SOPORTES (FUENTE PROPIO ELABORADO) .....	78
FIGURA 33.ESQUEMA DE CUERPO LIBRE Y REACCIONES (FUENTE PROPIO ELABORADO).....	78
FIGURA 34.ESQUEMA DE REACCIONES DE VIGA PRINCIPAL (FUENTE PROPIO ELABORADO) .....	79
FIGURA 35.DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE (FUENTE PROPIO ELABORADO .....	79
FIGURA 36.DIAGRAMA DE MOMENTO FLEXIÓN (FUENTE PROPIO ELABORADO).....	80

FIGURA 37.ESQUEMA VIGA PRINCIPAL CON SOPORTES (FUENTE PROPIO ELABORADO) .....	86
FIGURA 38.ESQUEMA DE CUERPO LIBRE Y REACCIONES (FUENTE PROPIO ELABORADO) .....	86
FIGURA 39.ESQUEMA DE REACCIONES DE VIGA PRINCIPAL (FUENTE PROPIO ELABORADO) .....	87
FIGURA 40.DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE (FUENTE PROPIO ELABORADO) .....	88
FIGURA 41.DIAGRAMA DE MOMENTO FLEXIÓN (FUENTE PROPIO ELABORADO).....	88
FIGURA 42.ESQUEMAS DE LOS TRAVESAÑOS (PLANTA) (FUENTE PROPIO ELABORADO).....	93
FIGURA 43.ESQUEMAS DE ANÁLISIS DE LA VIGA A Y B (FUENTE PROPIO ELABORADO) .....	93
FIGURA 44.ESQUEMA LA CARGA VIVA TOTAL DISTRIBUIDA (FUENTE PROPIO ELABORADO) .....	94
FIGURA 45. ESQUEMA LA CARGA DISTRIBUIDA (FUENTE PROPIA ELABORADA).....	95
FIGURA 46. DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE.....	96
FIGURA 47.DIAGRAMA DEL MOMENTO FLECTOR .....	96
FIGURA 48.ESQUEMA DE CARGAS DE LA VIGA C Y D.....	100
FIGURA49.ESQUEMA DE CARGAS VIGA TRAVESAÑO .....	100
FIGURA 50.DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE LADO DERECHO (FUENTE PROPIO ELABORADO).....	102
FIGURA 51.DIAGRAMA DE FUERZA MOMENTO LADO DERECHO (FUENTE PROPIO ELABORADO) .....	103
FIGURA 52.DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE LADO IZQUIERDO (FUENTE PROPIO ELABORADO).....	103
FIGURA 53.DIAGRAMA DE FUERZA MOMENTO DE C Y D LADO IZQUIERDO (FUENTE PROPIO ELABORADO).....	104
FIGURA 54.ESQUEMA DE LAS CARGAS DINÁMICAS.....	108
FIGURA 55.EL CORDÓN DE SOLDADURA.....	117
FIGURA 56.CARGAS TRASLADA EL MOMENTO FLEXIÓN .....	118
FIGURA 57.ESFUERZOS EN LOS CONDONES.....	118
FIGURA 58.ESQUEMAS UBICACIÓN DE PERNOS (FUENTE PROPIO ELABORADO) .....	121
FIGURA 59.ESQUEMAS DE LA FUERZA (FUENTE PROPIO ELABORADO) .....	121
FIGURA 60.DIAGRAMA DE LAS FUERZAS (FUENTE PROPIO ELABORADO) .....	122
FIGURA 61.DIAGRAMA Y SENTIDO DE LAS FUERZAS Y MOMENTO .....	124
FIGURA 62.ESQUEMA DE DISTANCIA ENTRE APOYOS .....	127
FIGURA 63.ESQUEMA DE DISTANCIA ENTRE APOYOS .....	128
FIGURA 64.ESQUEMA DE DISTANCIA ENTRE APOYOS .....	128
FIGURA 65.MODELADO DE SISTEMA MÓVIL TRITURADORA Y ESTRUCTURA SOPORTE (FUENTE PROPIO ELABORADO) .....	130
FIGURA 66.ESTRUCTURA PORTANTE DE TRITURADORA ACTUAL (FUENTE PROPIO ELABORADO) .....	131
FIGURA 67.EL REDISEÑO DE LA ESTRUCTURA PORTANTE (FUENTE PROPIO ELABORADO) .....	133
FIGURA 68.ENSAMBLE DE ESTRUCTURA DE PORTANTE ACTUAL (FUENTE PROPIO ELABORADO) .....	135
FIGURA 69.ESTRUCTURA DE SOPORTE REDISEÑADA (FUENTE PROPIO ELABORADO) .....	142
FIGURA 70.MECANIZADO DE LA BASE SOPORTES DE TRITURADORA (FUENTE PROPIO ELABORADO).....	143
<b>FIGURA 71</b> VISTA PLANTA LA ZONA MECANIZADA.....	144
<b>FIGURA 72</b> MAQUINA CEPILLADORA PARA MECANIZADO DE LA VIGA CON PLANCHA PARA ACENTAR LOS APOYOS DE LA TRITURADORA ( FOTO-COMECO).....	144
FIGURA 73.FOLLETO DE CATÁLOGO HOLLAND .....	145

FIGURA 74.FOLLETO DE CATÁLOGO KINGIN DE HOLLAND .....	146
FIGURA 75.FOLLETO DE MEDIDAS EJES "COMERCIAL RC" .....	147
FIGURA 76.FOLLETOS SUSPENSIÓN NEUMÁTICA POR COMERCIAL RC .....	147
FIGURA 77.SUSPENSIÓN NEUMÁTICO (FOTO POR COMECO) .....	148
FIGURA 78.LA PLANTA DE TALLER DE SUSPENSIÓN NEUMÁTICO (FOTO DE COMECO) .....	148
FIGURA 79.PLANTA DEL TALLER DE SUSPENSIÓN NEUMÁTICO (FOTO DE COMECO).....	149
FIGURA 80.FOLLETO DE CATÁLOGO GOODYEAR DE LLANTAS.....	150
FIGURA 81.TALLER INSTALACIÓN DE LA LLANTAS DE TRIPLE (FOTO DE COMECO).....	150
FIGURA 82.FOLLETOS DE CATÁLOGO SANDVIK DE LA TRITURADORA.....	151
FIGURA 83.MEDIDAS SEGÚN FOLLETO DE TRITURADORA MODELO JC-409 (SANDVIK).....	152
FIGURA 84.FOLLETO DE CATÁLOGO TRITURADORA Y DIMENSIONES BASICAS.....	152
FIGURA 85.FOLLETO DE CATÁLOGO DE DIMENSIÓN DE TRITURADORA MODELO JC-409 .....	153
FIGURE 86.ENSAMBLE TRITURADORA QUIJADA MODELO JC-409 PARA TRANSPORTE (FUENTE PROPIO ELABORADO) .....	154
FIGURA 87.PLANTA MÓVIL EN TALLER (FOTO DE COMECO).....	155
FIGURA 88.TRACTOR DE TRES EJES PARA TRITURADORA MÓVIL (FOTO DE COMECO).....	155

**¡Error! Marcador no definido.**

## LISTA DE TABLAS

<b>TABLA 1.</b> CRITERIO DE FLUENCIA .....	14
<b>TABLA 2.</b> CRITERIO DE FACTURA.....	14
<b>TABLA 3.</b> <i>ELEMENTO QUE SE CONSIDERA EN LA SOLDADURA</i> .....	38
<b>TABLA 4.</b> ESFUERZOS PERMISIBLES DEL CODIGO AISC PARA METAL DE APORTE.....	42
<b>TABLA 5.</b> FOLLETO NORMA EL TIPO DE CARGAS .....	67
<b>TABLA 6.</b> PESOS DE LOS EQUIPOS.....	67
<b>TABLA 7.</b> PESOS DE LOS MOTORES DE LOS EQUIPOS .....	68
<b>TABLA 8.</b> LA NORMA FACTORES DE IMPACTO.....	68
<b>TABLA 9.</b> PROPIEDADES DEL ACERO ESTRUCTURAL.....	72
<b>TABLA 10.</b> LAS REACCIONES DE LA VIGA PRINCIPAL .....	79
<b>TABLA 11.</b> PERFILES DE PROPUESTOS.....	81
<b>TABLA 12.</b> PERFILES STEEL CONSTRUCCION .....	82
<b>TABLA 13.</b> LAS REACCIONES DE LA VIGA TRAVESAÑOS (VIGA SOPORTE) .....	95
<b>TABLA 14.</b> LOS PERFILES PROPUESTOS A Y B .....	97
<b>TABLA 15.</b> REACCIONES DE CARGAS PARA VIGA TRAVESAÑO.....	102
<b>TABLA 16.</b> PERFILES PROPUESTO C Y D .....	105
<b>TABLA 17.</b> LOS PERFILES PROPUESTOS POR LA FATIGA .....	112
<b>TABLA 18.</b> CORDON DE TAMAÑO DE SOLDADURA .....	116

<b>TABLA 19.</b> ESPESOR DE GARGANTA MAXIMO Y MINIMO .....	117
<b>TABLA 20.</b> LA LISTA DE ESTRUCTURA DE PORTANTE .....	135
<b>TABLA 21.</b> SECCIONES QUE COMPONEN LA INVERSION TOTAL .....	157
<b>TABLA 22.</b> COSTOS DE MATERIALES .....	157
<b>TABLA 23.</b> COSTO DE EQUIPOS .....	158
<b>TABLA 24.</b> COSTO DE DISEÑO .....	158
<b>TABLA 25.</b> COSTO TOTALES .....	159

## Resumen

En el presente trabajo se rediseñó una estructura portante de trituradora móvil modelo JC-409, para la empresa JJC Contratistas Generales S.A. para la planta de caliza en la provincia de Cutervo departamento de Cajamarca, Perú Esto se logró con apoyo del Dpto. de proyectos de COMECO Maquinaria S.A.C.

La estructura portante móvil soporta los siguientes equipos; la trituradora de quijadas modelo JC-409, Zaranda Vibratoria, tolva Grizzli y faja transportadora recolectora, la estructura portante soporta la carga de los equipos mencionados siendo la carga más crítica la proporcionada por la trituradora de quijadas JC-409 capacidad de 125 tn/hr a una velocidad giro de 270 rpm con motor de 100 hp -981 RPM.

La estructura portante rediseñado es versátil y satisface las necesidades planteadas durante el diagnostico efectuado de la estructura portante actual se identificó la falla localizada por fatiga en las vigas principales causada por la excesiva vibración de la trituradora por no estar los apoyos en las vigas internas debidamente fabricadas que no contemplo el maquinado con una tolerancia mínima recomendada según las normas y además se reubicaron los soportes para optimizar la resistencias de las vigas .

El rediseño y propuesta que se sugiere tiene como objetivo resolver el problema de atenuar la vibración y dar una mayor vida útil de la estructura para lo cual se debe reubicar los 02 apoyos de la estructura soporte y fabricar las vigas soporte y travesaños internos que sean una vez soldadas y maquinadas de modo tal que los 04 apoyos de la trituradora se apoyen perfectamente para lograr este objetivo se maquina y rebajar plancha de asiento como mínimo 1/16" (1.6mm). Los resultados del rediseño son: Viga lateral (calculó estático):  $\sigma_n = 46 \text{ Mpa}$ ,  $\tau_c = 45.2 \text{ Mpa}$ ,  $F_s = 4.21$ ; Viga A-B(calculó estático):  $\sigma_n = 43.2 \text{ Mpa}$ ,  $\tau_c = 27.05 \text{ Mpa}$ ,  $F_s = 27.9$ ; Viga A-B fatiga (calculó estático):  $\sigma_n = 1.28 \text{ Mpa}$ ,  $\tau_c = 5.98 \text{ Mpa}$ ,  $n = 15.24$ ; Viga C-D(calculó estático):  $\sigma_n = 40.58 \text{ Mpa}$ ,  $\tau_c = 27.08 \text{ Mpa}$ ,  $F_s = 29.72$

**Palabra de claves:** Portabilidad / Rediseño / Cargas.

## Abstract

In the present work a bearing structure of mobile crusher model JC-409 was redesigned, for the company JJC Contratistas Generales S.A. for the limestone plant in the province of Cutervo department of Cajamarca, Peru This was achieved with the support of the project department of COMECO Maquinaria S.A.C.

The mobile supporting structure supports the following equipment; the jaw crusher model JC-409, vibrating screen, Grizzli hopper and conveyor belt, the supporting structure supports the loading of the equipment, the most critical load being provided by the jaw crusher JC-409 capacity of 125 tn / hr a turn of a speed of 270 rpm with motor of 100 hp -981 RPM.

The redesigned load-bearing structure is versatile and satisfies the needs raised during the diagnosis made of the actual load-bearing structure. The localized failure due to fatigue in the main beams caused by the excessive vibration of the crusher was identified because the supports were not in the beams that I do not see. the machining with a minimum tolerance recommended according to the norms and in addition the supports were relocated to optimize the strengths of the beams.

The proposed redesign and proposal are aimed at solving the problem of attention, vibration and give a greater life, the usefulness of the structure for what should be relocated The 02, the supports of the structure, the support and the manufacturer , the beams, the support and the internal trips, that are a The welds and the tools so that the 04 supports of the crusher are perfectly supported to achieve this objective, machine and lower the seat plate at least 1/16 "( 1.6 mm) The results of the son redesign: Lateral beam (static calculation):  $\sigma_n = 46 \text{ Mpa}$ ,  $\tau_c = 45.2 \text{ Mpa}$ ,  $F_s = 4.21$ ; Beam AB (static calculation):  $\sigma_n = 43.2 \text{ Mpa}$ ,  $\tau_c = 27.05 \text{ Mpa}$  ,  $F_s = 27.9$ ; Beam AB fatigue (static calculation:  $\sigma_n = 1.28 \text{ Mpa}$ ,  $\tau_c = 5.98 \text{ Mpa}$ ,  $n = 15.24$ ; Beam CD (static calculation):  $\sigma_n = 40.58 \text{ Mpa}$ ,  $\tau_c = 27.08 \text{ Mpa}$ ,  $F_s = 29.72$

**Keyword word:** Portability / Redesign / Uploads.

## CAPITULO I

## I. Introducción

### 1.1 Realidad problemática

La empresa Comeco Maquinaria SAC donde, recibió una solicitud de un servicio de JJC Contratistas Generales S.A, el alcance del servicio consistía en El diseño de Un Soporte de Chasis para Una Trituradora de Quijada Modelo JC-411, como antecedente el cliente ya había comprado en el extranjero a la empresa Sandvik en Suecia uno original, pero por precios altos no pudieron comprar otro similar, por lo que optaron por traer de Suecia un complemento portátil de la Trituradora Quijada Modelo JC-411 y también compraron Una Trituradora de Quijada Modelo JC-409, zaranda vibratorio y motores, la cual no tenía la portátil.

Se pidió a Comeco a través de su Departamento de Ingeniería que desarrolle un diseño igual al que habían comprado en Suecia para el modelo JC-411 siendo así se dispuso tomar las medidas por el proyectista en la Aduana del Callao donde estaba la portátil de la trituradora Quijada Modelo JC-411, sin embargo, a tomar las medidas a la Trituradora Quijada modelo JC-409 y esta no tenía los soportes extremos para soportar las vigas principales como los tiene la trituradora quijada modelo JC-411. Esto genero un problema ya que nuestro cliente ya no podía cambiar el modelo de trituradora porque ya estaba programado la producción.

Con los antecedentes anteriores se desarrolló el diseño de la portátil trituradora quijada, modelo JC-409 con soporte con forma viga recta, pero este diseño dificulto su tránsito debido a que no logra pasar el puente de vía o túnel porque el equipo y su soporte tiene una altura superior y según la norma del Ministerio de Transportes y Comunicaciones es de 4.5m altura máxima, lo cual genero plantear otras alternativas para que el cliente pueda llevar la portátil de Trituradora Quijada modelo JC-409 a su destino Cutervo – Cajamarca.

Una vez aprobado el diseño para modelo JC-409 se empezó con la fabricación del Soporte de la Portátil Trituradora Quijada, culminada se realizó la entrega al cliente JJC Contratistas Generales S.A y ellos transportaron a la planta de Caliza en

Cutervo-Cajamarca ahí una vez instalado se empieza la producción y después de 9 meses trabajando se encuentra una falla por fatiga con fisuras.

En esta investigación se analizó las causas que generaron la falla por fatiga de la estructura de soporte del chasis, La principal causa de la excesiva vibración es ocasionado porque los (04) asientos donde se apoya la trituradora no están debidamente alineados con una tolerancia mínima de 1/16" como se recomienda durante su fabricación dentro del análisis de la problemática se contempló colocar jebe de 2" e espesor de neopreno para apoyar la trituradora inferior y disminuir la vibración como solución temporal, además se tomó en cuenta que la trituradora quijada consume mayor potencia y produce mayor impacto durante su funcionamiento en producción a una velocidad giro de 270 rpm y el motor es de 100 hp -981 RPM.

Se incorporó nuevos elementos para reforzar la estructura y así poder absorber la vibración ocasionada por la trituradora y el motor. En resumen, elaborar un mal diseño de la estructura trae como consecuencia pérdidas económicas y/o humanas en la zona de trabajo de la planta, todo por no haber tomado las consideraciones de diseño exactas, no haber realizado la observación de equipos similares en funcionamiento y haber realizado un cálculo deficiente. Para la estructura de la Trituradora modelo JC-409.

Al producirse la rotura de la estructura afecta también directamente o indirectamente a componentes aledaños del equipo, tales como fajas de transmisión, motor, cubiertas, frenos rotura de ejes, des alineamiento de ejes etc., lo que genera mayor sobre costo en la reposición. Mi aporte en esta investigación será rediseñar la estructura de soporte portante para una trituradora quijada modelo JC-409 de 125 tn/h para lograr su portabilidad sin los efectos de fisuramiento. (Autor propio, 2018)

## 1.2 Trabajo previos

### 1.2.1 Investigación a nivel nacional.

**Título:** Diseño móvil portátil de mandíbula para piedra de canto **Autor** (Athegsur) **Informe** (Editorial Empresa ATHEGSUR) **País** (Arequipa-Perú) Esta empresa labora y ejecuta proyecto, fabrica, montaje, equipos mineros.

Athegsur es una empresa que da soluciones y servicios ingeniería de esta manera busca satisfacer necesidades de su cliente brindando producto de buena calidad. Con visión de llegar a ser una empresa peruana líder en metal-mecánica, ingeniería y servicios de mecanizado. El cliente hizo la trituradora de mandíbula móvil con la capacidad de 60 tn/h para Planta trituración de piedra de canto en Madre de Dios (Perú). De proyectos como la construcción de carreteras y otra materia.(Athegsur, 2010).

De este modo se infiere que un chasis adaptado de tipo cama baja estructura completa van a ser de alta resistencia, buena eficiencia y ductibilidad del terreno. Esta planta móvil trituradora y cribado es completa ya que contiene peculiaridades que hacen que el rendimiento sea, de alta fiabilidad, con una fachada atractiva, con tecnología avanzada de alto nivel.

**Título:** Diseño de una planta móvil de trituración de caliza para una cap. 50 tn/hr **Autor** (Urday Peña diego Alonso Manuel) **Institución** (Pontifica Universidad Católica del Perú) **País** (Lima-Perú) Hoy en día hay que mejorar la producción disponible, hay una zona donde encuentra la caliza nada más y cambio en otro lado hay zonas de calizas, para no perder tiempo la producción mejorar la eficiencia, reducir el costo de la producción. Han logrado busca la necesidad el equipo completo móvil de trituración de caliza, tienes ventaja para andar en otra las zonas de calizas y más productos de calizas y más costo con la eficiencia y más la capacidad de las toneladas porque el cliente necesitas las calizas.

Aquí se describe como es un diseño de una Trituradora Móvil, sus funciones e instalación de estos equipos para tener una mejor producción ya que puede ser fácilmente transportada y utilizada.(Urday, 2013).

### 1.2.2 Investigación a nivel internacional.

**Título:** Diseño máquina trituradora árido de impacto **Autor** (San Emeterio Alejandro García) **Institución** (Universidad de Cantabria de España) **País** España  
Máquina trituradora en el transporte el estudio de este proyecto consistió en elaborar un modelo de trituradora de residuos de construcción o escombros por sistema de impacto, para así obtener unos tamaños de partícula homogéneos, que sean reutilizables a su vez como material de relleno en las obras de construcción.

Esta trituradora será de carácter móvil, es decir, podrá situarse en la propia obra o desplazarse a otras obras, según las necesidades del usuario. Además del diseño de la máquina mediante AutoCAD Inventor 2015, se realizarán los cálculos de esfuerzos y estructurales necesarios para comprobar la viabilidad del diseño propuesto en los puntos más determinantes o sensibles de la misma.

En este standard, aplicable únicamente a trituradoras de impacto móviles, utilizadas en construcción (excluyendo a las utilizadas en minería), bien sean autopropulsadas, instaladas o transportables en camión, se recogen las principales partes y componentes con que debe de contar cada una de ellas, así como los datos detallados (medidas, pesos, cargas, etc.) de cada una de esas partes que deben ser señaladas en el marcaje de la máquina.(Gargia, 2016).

**Título:** Características dinámicas de las estructuras de soporte de la trituradora  
**Autores:** (P. Srinivasulu, B. SivaranaSarma, N Lakshmanan) **Institución:** Missouri University of Science and Technolog y **País:** Rolla, Misur (Estados Unidos) El tipo granulador de anillo se instala en muchas plantas de manipulación de carbón sobre estructuras de soporte de tipo en marcado, ya sea en acero o en hormigón armado.

Las causas de la vibración excesiva comúnmente informada por estas instalaciones están desalineadas. El documento describe, en particular, la naturaleza y magnitudes de las fuerzas actuante que se debería tener cuenta en la estructura del diseño soporte para tal maquinaria.

Se ilustran dos ejemplos prácticos: uno que implica una estructura de acero elevada y otro una estructura de armazón de hormigón armado. Este último soporta múltiples trituradoras en el mismo piso. Conclusión pertinente se dibujan para el

beneficio de futuros diseñadores de tales instalaciones.(Srinivasulu, Silarama, & Lakshmanan, 1991).

**Título:** Planta de trituración móvil de mandíbula la capacidad 240 tn/hr. **Autor:** Yifan, E. **Revista** (Machinery Co Ltd.) **País:** China. Es uno de los países en donde se fabrican estos equipos los cuales son de trituración y cribado que ofrecen diferentes modelos de trituradoras de piedras y a la vez equipos de trituración que contienen trituradora hidráulica de cono, de mandíbula, de impacto, de impacto de eje vertical, criba vibratoria y planta móvil de trituración.

Y no solo tienen productos de calidad también a precio competitivo, además un buen servicio. Hicieron: Planta de Trituración Móvil de Piedra de Granito de 150t / h En Kazajstán, país de Asia Central y antigua república soviética, Capacidad: 150TPH Materiales: piedra de granito Aplicaciones: Construcción, carretera, ferrocarril, minería, cantera, etc. Equipo principal: trituradora móvil y pantalla móvil: alimentador ZSW4911, trituradora de mandíbula PF750X1060, pantalla vibratoria 3YK2160, etc. Se puede decir entonces que en los últimos años, el rápido desarrollo de la economía creció en Kazajstán.(Yifan, 2000).

**Título:** La planta procesadora de piedra la capacidad de 150 tn/hr **Autor:** Liming, **Informe** (Editorial HuaLiming Heavy Industry) **País** China En la planta móvil Trituradora de quijada, en el Pueblo de Estado Mérida –Venezuela. Se desarrolló una lista de producción de cuarzo en dicha planta donde trituran piedra. La capacidad es de 150 tn/h el triturador móvil de quijada y se trabaja en base al modelo de diseño del equipo de trituración. Se puede decir entonces que la estructura de barco del chasis puede disminuir el peso y la extensión de la planta. Así mismo es fácil su transporte y también, fácil de convertir. El transporte tiene un bajo costo al igual que se puede colocar en el lugar que se establezca.(Liming, 2014)

### 1.3 Teoría relacionada al tema

**Análisis Estático** estudia una pieza o ensamble que nos permite saber cómo se deforma el compacto cuando hay carga; así mismo lo que se transmite a través del mismo. El estudio calcula los movimientos, las imperfecciones, tensiones y fuerzas de reacción que estas hacen sobre dicho diseño.

**Análisis Estático** aquí se hace dos deducciones que se debe saber. La primera observar que el ensayo se haga en posiciones estáticas y la segunda precisar el ensayo como recto, para que las imperfecciones sean iguales a las cargas aplicadas.

#### Propiedades mecánica

El **análisis estático** de una pieza nos permite saber cómo se deforma bajo condiciones de carga anteriormente definidas.

**Densidad (DENS)**, viene a ser la masa contenida por unidad de peso en un cuerpo y la cual dependerá de la temperatura, que se expresa Kg/m<sup>3</sup>.

**Tensión**. Es el resultado de la fuerza aplicada (F) y el área (A) que la sostiene donde la tensión determina la intensidad de la resistencia empleadas sobre el modelo por unidad de sección.

**Tensión de Von Mises esta** tensión es similar y ejerce en los distintos componentes del diseño que se compara con la fuerza tope, así nos permite saber si la tensión está dentro del área elástico de lo contrario se halla en el área plástica que no desea. Fig.1

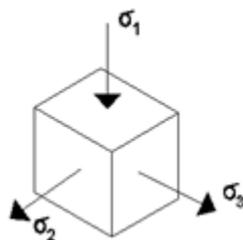


Figura 1 Solidwordk Simustlatudas ( Fuente:por Sergio Gomez Gonzales)

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]}$$

### 1.3.1 Esfuerzo y resistencia

La fuerza de un componente es importante para establecer la configuración geométrica y los tamaños que tendrán estos componentes en este caso la fuerza es un factor esencial para el diseño.

Hay que tener cuenta que la resistencia y los esfuerzos de los elementos de la maquina cambian, por eso siempre va haber variaciones de un punto a otro. En muchos casos deben ser evaluados en varios puntos al diseñar o analizar un elemento mecánico.(Budynas & Nisbett, 2011) pag.15

### 1.3.2 Incertidumbre

Las incertidumbres son factores de diversa índole que influyen con el esfuerzo y la resistencia y se describen a continuación:

- La composición del material del elemento a fabricar dependiendo del lugar de origen que determinan las propiedades reales del material
- La intensidad y tipo de carga fija o distribuida de las cargas.
- Si las partes de una estructura son soldadas crean una contracción o tensiones residuales y afectan, las condiciones del esfuerzo.

Si la estructura final se le hace un tratamiento térmico para aliviar las tensiones su resistencia mejorara

- Las variaciones de propiedades del material a usar en varios puntos dentro del mismo elemento
- Los modelos matemáticos que se utilizan por elementos finitos ayudan a bajar la incertidumbre siempre que se aproximen más a la realidad

- La concentración de esfuerzo Pueden aumentar de intensidad en el tiempo
- La resistencia y la geometría en el tiempo. Pueden variar
- La corrosión que ataca al material debilita lo por lo tanto la resistencia disminuye.
- El desgaste que ocurre en la pieza afecta la resistencia del material.

Los profesionales de Ingeniería deben trabajar continuamente con la incertidumbre y tener criterio para evaluar que afecta más según el problema de diseño que analice para esto usa métodos matemáticos.

El modelo matemático reconoce el factor de seguridad apoyado en la inseguridad de los parámetros de función de pérdida y un parámetro a modo permitido. Por ejemplo, el parámetro puede ser la carga distribuida, la distribución, la determinación, deflexión, por ello el elemento del modelo de  $n_d$  se da de la siguiente forma:

Si queremos calcular la carga máxima permisible se obtiene despejando como se muestra a continuación

$$n_d = \frac{\text{parametro de perdida de funcion}}{\text{parametro maximo permisible}}$$

Si el variable es la carga, entonces la carga máxima permisible puede encontrarse:

$$\text{Carga maximo permisible} = \frac{\text{Carga de perdida de funcion}}{n_d}$$

### 1.3.3 Factor de diseño

La expresión Factor de diseño significa alguna característica o consideración que influye en el diseño de un elemento o del sistema.

Por lo general se debe tener en cuenta en cuenta varios factores

Algunos factores que se toman en cuenta son:

Resistencia, Confiabilidad, corrosión, Condiciones térmicas, desgaste, Fricción o rozamiento, Utilidad, Costo, Seguridad, Peso, Ruido, Estilización, Forma, Tamaño, Flexib

Control, Rigidez, Acabado de superficies, Lubricación, Mantenimiento, Volumen.

### 1.3.4 Dimensiones y tolerancias

Para dimensionar usamos los términos como:

- El tamaño nominal y el tamaño para poder determinar un elemento. A modo de ejemplificar esto podemos decir que: se especifica un tubo de 1 ½ pulgada o un perno de ½ pulgada, el tamaño en teoría medido puede resultar variante al apreciado realmente, tal vez sea 1,900 pulgada en su diámetro externo y la extensión diametral del perno es de ½ pulgada que puede medir 0.492 pulgada.
- La holgura es un término amplio que hace referencia al acoplamiento de las partes cilíndricas de un agujero y un perno. La holgura es un término empleado para expresar cuando existe un diámetro como elemento interno siendo menor que el elemento externo. El diámetro de la holgura es la diferencia de las medidas en los diámetros. La holgura radial es la diferencia entre los dos radios.
- Por otro lado, la Interferencia es lo antagónico a la holgura ya que el acoplamiento de las partes cilíndricas, el elemento interno es mayor que el elemento externo como lo es en los acoplamientos a presión.
- Cuando expresamos que la holgura mínima o la interferencia máxima establecida para partes ensambladas, es decir, cuando se ensamblan las diversas partes, la holgura depende de las dimensiones y tolerancias de las partes independientes.

### 1.3.5 Analisis de carga y esfuerzo

Aquí un punto importante es describir el funcionamiento de los componentes de las maquinas para diseñarlos sin que tengan fallas de estructura.. (Budynas & Nisbett, 2011) pag.70

### 1.3.6 Equilibrio y diagramas de cuerpo libre

Se refiere a un sistema para indicar partes de una maquina o su estructura, un sistema consiste en un conjunto de partes coordinadas, o incluso varios cuerpos rígidos. (Budynas & Nisbett, 2011) pag.70

Si un sistema es en reposo respecto a un punto de referencia o se desplaza a velocidad constante entonces el sistema esta en equilibrio

De estar las acciones en todas las fuerzas exteriores que se ejercen sobre un cuerpo rígido en estabilidad estan en el mismo plano deben satisfacer las ecuaciones ver en la fig.2

$$\sum F = 0$$

$$\sum M = 0$$

*Figura2. Equilibrio estático*

Se dice que los apoyos de un cuerpo rígido están estáticamente determinados si bastan las leyes del equilibrio para determinación

Si no son suficientes las condiciones para la determinación de los apoyos u otras fuerzas se dice que la estructura es estáticamente indeterminada para estos casos se recurre a consideraciones que comprende la deformación del material

### 1.3.7 Diagrama de cuerpo libre.

Aquí la apreciación de una estructura complicada es abreviada a través de separación continua de cada componente, para así de esta manera estudiarlo por medio de dichos diagramas. Y cuando todos los componentes han sido analizados, el conocimiento se une para tener más información. Así el diagrama de cuerpo libre tendrá una forma para separar las diversas partes que forman un todo a un problema. (Budynas & Nisbett, 2011) pag.71

Análisis de fuerzas y momentos:

- EL diagrama de cuerpo libre nos sirve para ver un problema complejo en simple para el análisis, y sirve para aplicar y calcular las reacciones que actúan sobre el elemento analizado .
- En el diagrama ubicamos los ejes referencia, donde se registran el grosor de la agrupación de herramientas vinculadas por si misma es un estructura y la cantidad de las cargas y direcciones de las fuerzas conocidas.
- El diagrama de cuerpo libre facilita la comunicación para expresar las ideas y propuestas de forma clara.
- El diagrama aclara las las ideas no muy claras y destacar lo importante y crítico
- El gráfico ayuda a organizar un estudio del problema de diseño para que luego sean aplicados con criterios de ingeniería.
- También ayuda a ver las alternativas posibles para efectuar el análisis posterior y tomar decisiones

### 1.3.8 Fuerza cortante y momentos flexionante en vigas

Para determinar la fuerza cortante y momento flexionante mostrado en la fig.3 se muestra una viga con reactivación  $R_1$  Y  $R_2$  realizada con fuerza aglomeradas  $F_1, F_2$  Y  $F_3$  cortamos, la viga en sección localizada en  $X=X_1$  quitamos la arista izquierda expresada en un diagrama de cuerpo libre, para compensar deben actuar una fuerza cortante interna  $V$  y un momento flector  $M$  encima la extensión cortada. De esta manera aseguramos la estabilidad, como podemos ver en la fig.4. En la fuerza cortante se resultan adheriendo las fuerzas a la izquierda de la sección cortada.

Al realizar flexión, el resultado del periodo de tiempo de la intensidad a la izquierda de la sección tomada respecto al eje a través de la aislada sección, como apreciamos en la fig.5, se muestra los signo usados para el momento de flexión negativa donde el lado izquierdo y el derecho ambos hacia abajo, flexión positiva los lados izquierdo y derecho hacia arriba y la fuerza cortante en este ejemplar. La fuerza cortante cortante y la acción del flector se encadenan por medio de la ecuación. (Budynas & Nisbett, 2011)pag.73

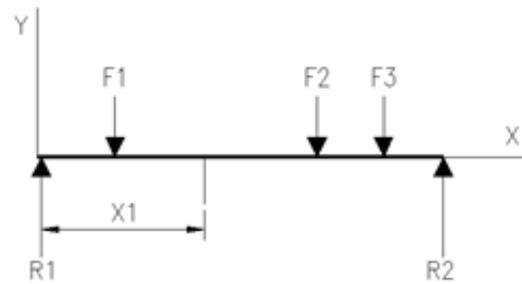


Figura 3. Diagrama de cuerpo libre de una viga simplemente apoyada

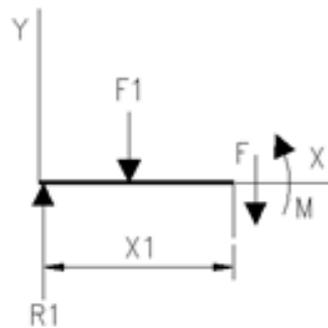


Figura 4. Fuerza cortante de una sección

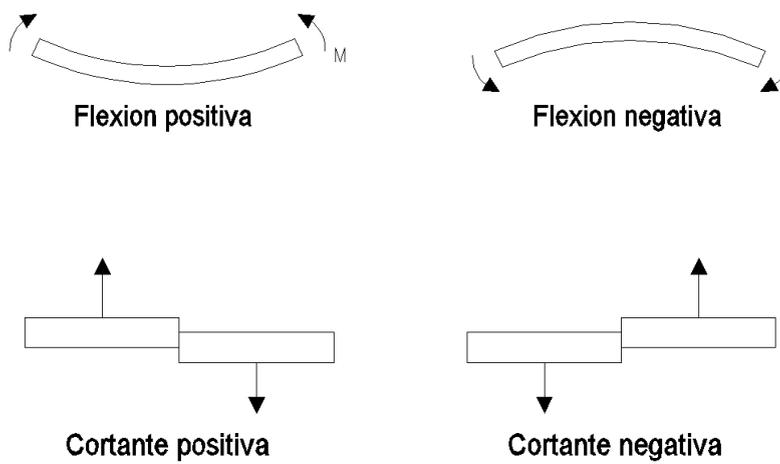
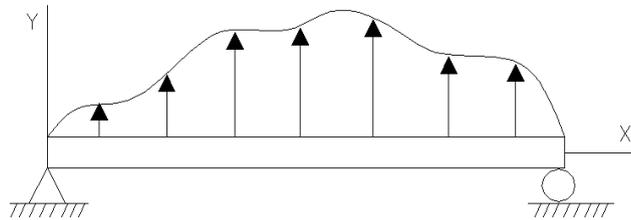


Figura 5. Convenciones de signos cortante



*Figura 6. Carga distribuida por una viga*

### 1.3.9 Teorías de falla

Al elaborar trabajos en mecánica que resistan las fallas debemos asegurarnos de que las fuerzas internas no excedan la fuerza de los materiales. Las formas de falla se manifiestan por deformación permanente, ruptura, agrietamiento

Si el material es dúctil como el A36 usado en estructuras, aquí lo que más conviene es la fuerza a la fluencia, porque una imperfección frecuente será considerada una falla,

La resistencia a la tensión y compresión de los materiales dúctiles son similares. Por ejemplo, el material es frágil o quebradizo, como los hierros colados, hierro fundido dichos materiales no poseen un punto de fluencia, es por eso que debemos utilizar la resistencia última como criterio de falla. Así mismo debemos tener presente que la resistencia última a la compresión siempre es mucho mayor que la tensión.

Para determinar además límite de fluencia y la ruptura total del material se han efectuado muchos ensayos tomando una probeta. A partir del cual se hizo un estudio y se elaboró muchas teorías, estas fueron guiadas que hoy por hoy son permitidas. Y se caracterizan por ser teorías que han dejado diversa bibliografía al respecto y han sido normalizados los cuales son usados por la mayoría de los diseñadores. Las teorías generalmente aceptadas, materiales dúctiles y frágiles

- Materiales dúctiles (criterios de fluencia)

**Tabla1.** *Criterio de fluencia*

Esfuerzo cortante máximo (ECM)
Energía de distorsión (ED)
Mohr –Coulomb para materiales dúctiles (CMD)

*Fuente: elaboración propia*

- Materiales frágiles (criterios de fractura)

**Tabla2.** *Criterio de factura*

Esfuerzo normal máximo(ENM)
Mohr Coulomb para materiales frágiles
Mohr modificada (MM)

*Fuente: elaboración propia*

### 1.3.10 Teoría del esfuerzo cortante máximo para materiales dúctiles (ECM)

Este enunciado es de entendimiento accesible, ya que siempre sus conjeturas son seguras en relación a las pruebas, por ello es requerido en una infinidad de normas de diseño cuya función es aplicable en los “materiales dúctiles”.

La teoría se inicia siempre a la fluencia siempre de un elemento mecánico, el esfuerzo cortante máximo se asemeja al esfuerzo cortante máximo en una probeta con la tensión es allí cuando la probeta empieza a ceder.

Cuando un elemento de material dúctil se supedita a tensión, se forman filas aproximadamente 45° del eje elemento, de tensión entonces es razonable creer que esto es lo que produce el mecanismo de falla. No obstante, es visible que la teoría EMC predice de forma razonable y a la vez es conservador de la falla.

Recuerde que el esfuerzo de la tensión simple, y la teoría sucede a  $45^\circ$  de la superficie en tensión con un volumen de  $\tau_{max.} = \frac{\sigma}{2}$

De modo tal que la cedencia es  $\tau_{max.} = \frac{S_y}{2}$

Por último, todo esto implica una forma de esfuerzo, además la hipótesis de la teoría que produce la fluencia.

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \geq \frac{S_y}{2}$$

$$\sigma_1 - \sigma_3 \geq S_y$$

Esto acarrea que la resistencia a la fluencia en cortante se muestre con la siguiente instrucción:

$$S_{sy} = 0.5S_y$$

Por lo tanto, después esto será menor en alrededor de 15 %. (conservador).

Para proyectos de diseño siempre la ecuación. Puede modificarse para agregar un factor seguridad (n). Por ello:

$$\tau_{max} = S_y \quad \text{O} \quad \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2n} = \frac{S_y}{n}$$

El esfuerzo plano es un estado e esfuerzo muy común en el diseño. Sin embargo, es muy importante tener en cuenta que el esfuerzo plano es una situación de esfuerzo tridimensional.

Los esfuerzos principales están dados por el plano y se etiquetan como  $\sigma_1$  y  $\sigma_2$ . Es cierto que estos son los esfuerzos principales en el plano análisis, pero fuera del plano hay un tercer esfuerzo principal que siempre es cero para el esfuerzo plano. Esto significa que si se va a utilizar la convención de ordenar  $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$  para el

análisis tridimensional sobre el cual se basa la ecuación no es posible llamar arbitrariamente a los esfuerzos principales en el plano  $\sigma_1$  y  $\sigma_2$  hasta que se le relacione con el tercer esfuerzo principal con valor de cero

### 1.3.11 Teoría de la energía de distorsión para materiales Dúctiles (ED)

Dicha apreciación de falla es conocida como teoría de la energía cortante o teoría de Von Mises Hencky. Para aplicar dicha teoría digamos también que es la más favorable para materiales dúctiles. Esta teoría se estableció en la observación de los materiales dúctiles sometidos a altos valores logrados del ensayo de tensión simple. Se pretende que la fluencia se relacione con la distancia del elemento cuenta con mayor dificultad al ser aplicada de esfuerzo cortante máximo, siendo recomendable la utilización de material dúctil.

En la fig.6a muestra un elemento en la que actúan los esfuerzos  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  a continuación se definirá un esfuerzo medio o promedio ( $\sigma_{prom}$ )

$$\sigma_{prom} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3}$$

El estado de esfuerzos en estado de tensión hidrostática en la que solo hay cambio de volumen que se muestra la fig.6b)

De este modo se observa un cambio de medida, o sea sin distorsión angular. Si se tiene en cuenta ( $\sigma_{prom}$ ) como un componente de  $\sigma_1, \sigma_2$  y  $\sigma_3$  por lo tanto este componente puede deducirse de ellos, lo que da como conclusión el estado de esfuerzos. El elemento a distorsión angular pura, no sufre cambio de medida. Fig.7

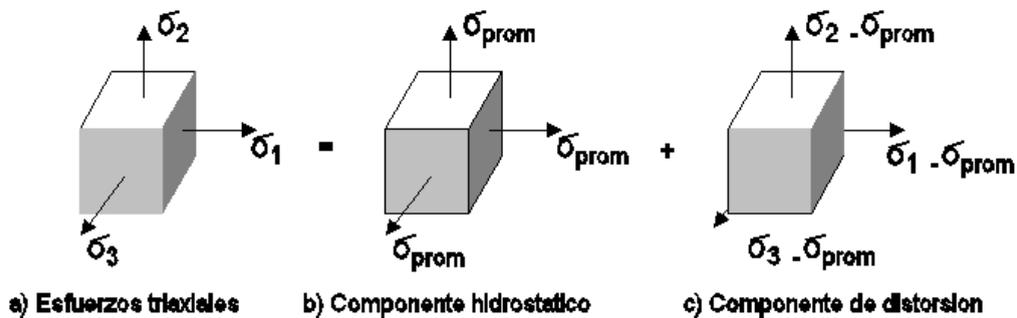


Figura 7. Energía de distorsión para materiales dúctiles (Fuente Shigley)

La energía de deformación para producir solo el cambio el volumen de la tensión es la formula  $u = \frac{1}{2} \epsilon \sigma u$ . Ver figura 6a, la energía de deformación por volumen unitario es  $u = \frac{1}{2} (\epsilon_1 \sigma_1 + \epsilon_2 \sigma_2 + \epsilon_3 \sigma_3)$ . Para las deformaciones principales se obtiene:

$$u = \frac{1}{2E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\nu (\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)]$$

Para producir la energía de deformación en el cambio de volumen esto se obtiene con la siguiente ecuación reemplazando  $\sigma_{prom}$  para  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  en la ecuación (b) el producto es:

$$u_v = \frac{3\sigma^2}{2E} (1 - 2\nu)$$

### 1.3.12 Teoría de Mohr-coulomb para materiales dúctiles

Estos insumos dúctiles son de aguante de tensión y normalmente igual a sus capacidades en compresión. Se sabe que, la resistencia a la fluencia de materiales no ferrosos como como las fundiciones de magnesio en compresión puede ser baja como de 50 % de su fuerza a la fluencia en tensión.

También se conoce que la fuerza, ósea la de metales fundidos en compresión tres veces más o cuadruplica la capacidad de resistir concluyentemente a la dureza. Así

mismo es importante la hipótesis que sirve para conocer la falla de materiales que no son las mismas en tensión ni compresión. (Budynas & Nisbett, 2011) pag.219

La teoría de la fricción interna o de Mohr se remonta al año 1900 para ese entonces no existían las computadoras, solo se usaban otros instrumentos de cálculo como reglas, compases y curvas francesas que son reglas con cierto tipo de ángulos y curvas. Mohr Coulomb usaba gráficos en tablero que en esas épocas eran usados y que aún son útiles. Mohr basa su teoría en tres ensayos de tensión, compresión y cortante.

### **1.3.13 Resistencia a la fatiga**

Cuando mencionamos este precepto tenemos como referencia aquella capacidad de uso que mantiene un determinado elemento respecto a su vida útil en el ejercicio de la actividad desempeñada.

En los ensayos de fatiga la probeta se somete a esfuerzos de amplitud constante que varían periódicamente.

La falla por fatiga es un fenómeno mucho más complicado porque la falla ocurre con esfuerzos muy bajos sin llegar al límite de fluencia máximo o límite de ruptura, en cambio una falla estática se produce una alteración debido a que el esfuerzo incrementó la resistencia por fluencia.

Como se muestra un porcentaje de fatiga de mínimos ciclos se exhiba desde  $N=1$  hasta casi  $10^3$  ciclos. El  $S_f$  solo es menor que la resistencia a la tensión, SutShigley, Mischke y Brown proporcionaron un método analítico para las dos regiones (bajo y alto ciclo), en donde se requieren los parámetros de la ecuación de Mandon-Coffin, más el exponente de endurecimiento. (Budynas & Nisbett, 2011) pag.275.

El dominio de fatiga  $N$  de elevado ciclo se expande a partir de  $10^3$  ciclos en los aceros incluso comprende el uso utilizado de aguante de la fatiga límite  $N_e$  siendo alrededor de  $10^6$  a  $10^7$  ciclos.

Se desarrollan técnicas de aproximación del diagrama S-N en la zona alta, Si los datos son escasos como los resultados del ensayo. Esto se demuestra con los datos de fatiga por medio de logaritmo, los esfuerzos de fatiga y los ciclos a la falla  $N$  se utilizan para hallar la resistencia a la fatiga con  $10^3$  ciclos. La resistencia de la fatiga de la probeta incluyendo un número determinado de ciclos como:  $(S_f)N = E\Delta\epsilon f^2$ , se expresa con la ecuación:

$$(S_f)N = \sigma_f(2N)^b$$

A los  $10^3$  ciclos

$$(S_f)_{10^3} = \sigma_f(2 \times 10^3)^b = f S_{ut}$$

Donde  $f$  es la fracción de  $S_{ut}$  representada por  $(S_f)_{10^3}$  ciclos. de donde se obtiene  $f$

$$f = \frac{\sigma_f}{S_{ut}} (2 \times 10^3)^b$$

De la siguiente ecuación se deduce:

$$\sigma_f = \sigma_{UE} , \text{ con } E_f$$

Cuando no se tiene los parámetros buscar el valor real-deformación y se usará la aproximación elaborada por SAE para aceros  $H\beta \leq 500$ :

$$\sigma_f = S_{ut} + 50k_{psi}$$

$$\sigma_f = S_{ut} + 345Mpa$$

En la ecuación siguiente:

$$b = \log\left(\frac{\sigma_f}{S_e}\right)^{\frac{1}{N_e}}$$

Para encontrar  $b$ , es igual logaritmo multiplicado a la resistencia de la fatiga entre ciclo correspondiente  $S'_e$  y  $N_e$

$$\log(2N_e)$$

El proceso para hallar  $f$  puede repetirse para diferentes resistencias.

Si es posible la formula componente mecánica verdadera  $S'_e$  se baja a  $S'_e$  que es menor que  $0.5 S_{ut}$

Solo si hay datos disponibles es recomendable usar este valor de  $f$  valor del componente mecánico verdadero ver formula

$$\text{Ecuación: } Sf = aN^b$$

Aquí en la ecuación  $N$  son ciclos en el cual  $a$  y  $b$  son evidentes por los ciclos  $10^3$ ,  $(S_f)10^3$  y  $10^6$ ,  $S_e$  con  $(S_f)10^3 = fS_{ut}$

Al remplazar estos dos puntos en la ecuación se logra encontrar:

$$a = \frac{(fS_{ut})^2}{S_e}$$

$$b = \frac{1}{3} \log(fS_{ut})$$

Al ocasionar un esfuerzo completamente invertido  $\sigma_{inv}$ , además  $S_f = \sigma_{inv}$  la cantidad de ciclos a la falla  $N$ .

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a}\right)^{\frac{1}{b}}$$

Como se observa el diagrama S-N típico, y por lo tanto la ecuación solo es aplicable para cargas completamente inversas. En los casos generales de carga fluctuante, es necesario obtener un esfuerzo completamente inverso que pueda considerarse equivalente en daño por fatiga al esfuerzo fluctuante real.

La fatiga de ciclo bajo se define en una falla de intervalo de  $1 \leq N \leq 10^3$  ciclos.

El lugar simétrico de la falla de paréntesis es vertical por abajo de los  $10^3$  ciclos. Una alineación recta entre  $10^3$ ,  $f SUT$  y  $1 S_{ut}$  es tradicional, ver formula:

$$S_f \geq S_{UT} N_{\log f} / 3 \quad 1 \leq N \leq 10^3$$

### 1.3.14 Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga

En estos casos se debe tener suma providencia, ya que se ensayará varias veces donde se deben tener un buen control, y siempre van haber diferencias.

- Material: deben ser estructuras de acero, porque las bases de falla se dan cuando el material es débil.
- Proceso de Manufactura: debe tener tratamiento caliente, para que dure y no haga corrosión superficial por fricción, así también solidificación de esfuerzo.
- Entorno: se tienen en cuenta todos estos elementos corrosión, temperatura, fundición, aceleración, fricción.

Para tomar en cuenta los efectos que afectan el límite de resistencia por fatiga Marín identifico que factores condicionan los efectos como corrosión superficial, el tamaño, la carga, la temperatura.

En donde ajustar la resistencia a la fatiga es de factores de corrección multiplicativa el resultado fue que mediante un amplio estudio estadístico para un acero 4340. Se establece un factor de correlación de 0.85 para la manera multiplicativa, y 0.40 para la manera aditiva. Por ello, la ecuación de Marín manifiesta:

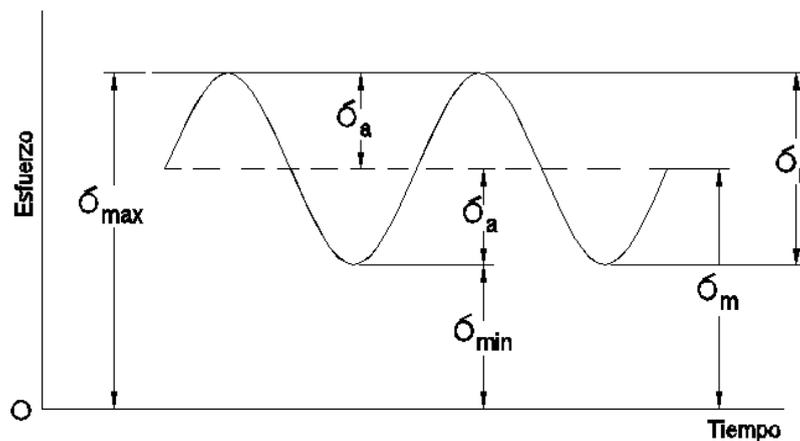
Formula:

$$S_e = K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e \times K_f \times S_e$$

Denominación	Simbolo
Factor de modificacion por la condición superficial	$K_a$
Factor de modificacion por el tamaño	$K_b$
Factor de modificacion por la carga	$K_c$
Factor de modificacion por la temperatura	$K_d$
Factor de confialidad	$K_e$
Factor de modificacion por efecto carios	$K_f$
Limite de resistencia a la fatiga en viga rotativa	$S_e$
Limite de resistencia a la fatiga en la critica de una parte de maquina en la geometria y condicion de uso	$S_e$

### 1.3.15 Caracterización de esfuerzos fluctuantes de amplitud constante

Con frecuencia, los esfuerzos fluctuantes sobre un elemento de maquina o pieza estructural toman formato de muestra según la condición de la máquinas.(Budynas & Nisbett, 2011)pag.292



Donde:

Denominación	Símbolo
Esfuerzo mínimo	$\sigma_{\min}$
Esfuerzo máximo	$\sigma_{\max.}$
Amplitud de esfuerzo	$\sigma_a$
Esfuerzo medio	$\sigma_m$
Intervalo de esfuerzo medio	$\sigma_r$
Esfuerzo estacionario o estático	$\sigma_s$

### Las fórmulas de Soderberg y Goodman

Soderberg

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n}$$

Goodman

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_u} = \frac{1}{n}$$

#### 1.3.16 Limite de Resistencia a la fatiga

Para establecer los márgenes de fuerza mediante pruebas a la fatiga o sea es un hábito, pese a que resulta un proceso amplio. Usualmente para los márgenes de fuerza las evaluaciones de resistencia a la fatiga se eligen a las pruebas de deformación. En la estructura previa y de los patrones, como para el ensayo de falla, existen en la literatura técnica grandes cantidades de datos sobre lo resultado de ensayos con viga rotativa.

Si la carga o. un miembro está constantemente variando en valor y se repite con amplitud constante a una frecuencia relativamente alta. O cuando hay una carga con

una inversión completa de tensiones por cada ciclo de funcionamiento. El límite de resistencia estático del material debe ser sustituido por el límite de resistencia por fatiga.

En un momento dado de ciclos de servicio donde actúa la carga el material tiene una vida definida: expresada en un factor de servicio o como N operaciones del ciclo de vida. Por el contrario, en una gran cantidad de ciclos de servicio, el material tiene una capacidad de resistir a la fatiga definida. La limitación de resistencia es la tensión máxima para que el material pueda ser sometido a una vida útil determinada.

### **Naturaleza de las cargas por fatiga**

El comienzo de la fatiga ocurre cuando progresivamente en un período de tiempo se inicia con un movimiento plástico en una región local. De la pieza sometida a cargas variables, Aunque las tensiones promedio de la unidad en toda la sección transversal pueden estar por debajo del límite de resistencia. Una distribución no uniforme de estas tensiones puede causar que exceda el punto de entrada dentro de un área pequeña y cause movimiento de plástico.

Esto finalmente produce una falla en el elemento o pieza. El movimiento plástico localizado agrava aún más la distribución del esfuerzo no uniforme. Y el movimiento plástico adicional hace que progrese la fisura. El esfuerzo es importante solo porque causa el movimiento plástico.

Cualquier prueba de fatiga usualmente muestra una dispersión considerable en los resultados obtenidos. Estos resultados provienen del amplio intervalo de tiempo requerido antes de que se desarrolle la grieta inicial en la probeta de ensayo. Una vez que esto ha ocurrido, el tiempo subsiguiente para ultimar la falla está bastante bien confinado y procede de una manera bastante uniforme.

Cuando el diseñador encuentra por primera vez un problema de carga de fatiga, a menudo usa el límite de resistencia o el valor de fuerza a la fatiga del equipo que figura en su manual de ingeniería, sin considerar

completamente qué representa este valor y cómo se obtuvo. Este procedimiento podría ocasionar serios problemas.

Hay muchos tipos de pruebas de fatiga, tipos de carga y tipos de especímenes. Teóricamente, el valor de fatiga utilizado por el diseñador debe determinarse en una prueba que duplique exactamente las condiciones reales del servicio. La muestra o probeta utilizada debe ser preferiblemente idéntica a la pieza de la máquina objeto del estudio la probeta de prueba debe reproducir la carga de servicio real, y el ciclo de fatiga y la frecuencia deben ser los mismos que se encontrarían en el servicio real. Por ejemplo, si el problema real es una soldadura a tope en tensión. La resistencia a la fatiga permisible utilizada en el diseño debe provenir de los datos obtenidos al cargar una soldadura a tope en tensión axial en un tipo pulsante de máquina de prueba de fatiga, con el mismo rango de tensión.

### Analizando La Carga De Fatiga

La Figura 8 ilustra un patrón típico de carga de fatiga. Representan todos los esfuerzos aplicado en cualquier momento en cada ciclo

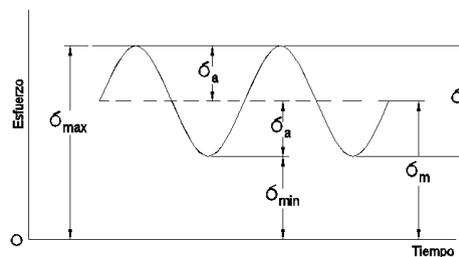


Figura 8. Curva de fatiga vs tiempo

$$K = \frac{\sigma_{mim}}{\sigma_{max.}}$$

Hay dos formas de representar esta carga de fatiga:

1 Como un esfuerzo promedio ( $\sigma_a$ ) con una variable superpuesta

2. Como un esfuerzo que varía desde un valor máximo ( $\sigma_{max.}$ ) a un mínimo ( $\sigma_{min.}$ ) Aquí. El ciclo puede ser representado por la razón

$$K = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max.}}$$

### 1.3.17 Análisis de elementos finitos

#### 1.3.17.1 Método de los elementos finitos (FEM)

El adelanto de la tecnología informática trajo consigo modernidad en las diversas partes de algo que en realidad no podía ser abarcado en su totalidad la metodología de insumo finito inició en la década de los 40 en el ámbito de la mecánica estructural con la ardua labor de Hrennikoff, Mchenry y Newmark, los que utilizaron diversas herramientas lineales (varillas y vigas) y así hallar solución de esfuerzos en sólidos.

FEM es una forma numérica de calcular, siendo requerido en la resolución de ecuaciones diferenciales parciales bastante utilizado en difíciles situaciones de la ingeniería, siendo el análisis de tensiones o el análisis estático, térmico, análisis de fatiga y no lineal entre otros y puede ser implementado en cualquier ordenador o computador.

Este método centra su atención en el fraccionamiento del modelo en diversos materiales de pequeño tamaño denominadas "Elementos". El modelo e3D es fraccionado en pequeñas porciones, con ello la compleja dificultad permite mayor simplicidad que resuelven el problema de coetáneamente.

Es necesario conocer los "Nodos", que son los puntos de intersección comunes entre sí.

#### 1.3.17.2 Geometría del elemento

Las diversas formas geométricas de elementos son usadas para el análisis en una aplicación específica. Estás se clasifican en elementos de líneas, de superficies, de sólidos y de propósito específicos.

### 1.3.17.3 Proceso de solución del elemento finito

Una forma para desarrollar los elementos finitos es mediante un problema unidimensional y es simple, porque se utiliza como elemento puntal lineal. Sabemos que un objeto puntal como la palanca de carga de resistencia, con un área transversal firme "A", con longitud (l) y modulo elástico "E". Además, el objeto puntal fundamental está formado con dos nodos, por ello se requiere que los nodos otorgarán únicamente una intensión de necesidad.

### 1.3.17.4 Generación de malla

Se conocen como Malla a la red de elementos y puntos en un objeto, cuya densidad aumenta a medida que los elementos se colocan dentro o viceversa si tomamos menos elementos. El refinamiento de malla ocurre cuando se cambia en el análisis de un modelo, con ello provocar mejor rendimiento.

El Software puede trabajar con:

- Generación manual
- Generación semiautomática de malla
- Generación completamente automatizada de malla.

### 1.3.17.5 Aplicación de la carga

Maneras de especificar cargas: nodal y de carga. Ya que conocemos que la carga de elementos se da a los nodos realizadas por una carga de las semejantes, relacionas con el principio de Saint-V.

Las cargas pueden ser: estática relacionada a la tracción con resultados térmicos, cargas superficiales como la presión homogénea, por fatiga y carga dinámica a causa de la velocidad continua.

### **1.3.18 Trituradoras**

Con el nombre de trituradoras se conoce a los equipos mineros que se utilizan para reducir el tamaño del material que ingresa o incrementar el área del material. Existen varios tipos de trituradoras. Se tienen las de acción periódica, comúnmente llamadas “Trituradoras de mandíbulas o quijadas” y de tipo de acción continua, llamada más comúnmente “Trituradora giratorias” o “Trituradora cónicas”.

Las trituradoras de quijada el material que ingresa reducen el tamaño del material grueso (desintegran) fundamentalmente por aplastamiento (compresión que ejerce una mandíbula) y, en menor grado, por flexión. Dichas trituradoras se conocen como quijada puesto que desintegran piedras y minerales semejante a la masticación.

Generalmente las trituradoras de quijada se requiere en trituración primaria y en trituración secundaria. Por otro lado se tiene las trituradora giratorias o cónicas que reducen el material grueso por efecto de flexión, predominando este último efecto, para esto siempre se emplearan las tres trituraciones de la primera a la tercera (Fueyo, 1996)

### **1.3.19 Trituradoras de acción periódica trituradoras de mandíbulas**

Existen cuatro tipos de trituradoras de mandíbulas: las de doble efecto (tipo Blake), las de simple efecto (tipo Dalton), el tipo Lyon y el tipo Dodge.

Las trituradoras (Blake) de doble efecto y la trituradora (Dalton) de simple efecto son las usadas para trituración primaria.

### **1.3.20 Trituradoras tipo Blake (doble efecto)**

(Metso, 2001) La trituradora tipo Blake dispone con dos mandíbulas (ver Figura N°8), una fija (9) y una móvil (5), que son las que al presionar el material que ingresa producen la desintegración de las rocas llamado también efecto de masticación.

El funcionamiento de la trituradora se produce cuando la mandíbula pivotea en un punto superior (10). El cual al acercarse y alejarse de la mandíbula fija. El

movimiento de la quijada produce el accionar de un motor, que se acopla por medio de fajas de transmisión. Como se ven la figura 9.

Cuando la biela se mueve hacia arriba golpea moviendo el extremo inferior de la Quijada, y cuando la biela baja arrastra y vota material como funcionamiento. La mandíbula móvil se aproxima a la mandíbula fija estruja las rocas o cualquier objeto que se ponga bajo el escenario que se encuentre dentro de la máquina, provocando que en su alejamiento de las piedras reducidas por su propia gravedad sean expuesta de manera regular. Las rocas a ser trituradas ingresan por la boca de carga, en la parte superior (9) y sean expulsadas de la máquina por la parte inferior (8) por gravedad, ya que en su trayecto son desintegradas.

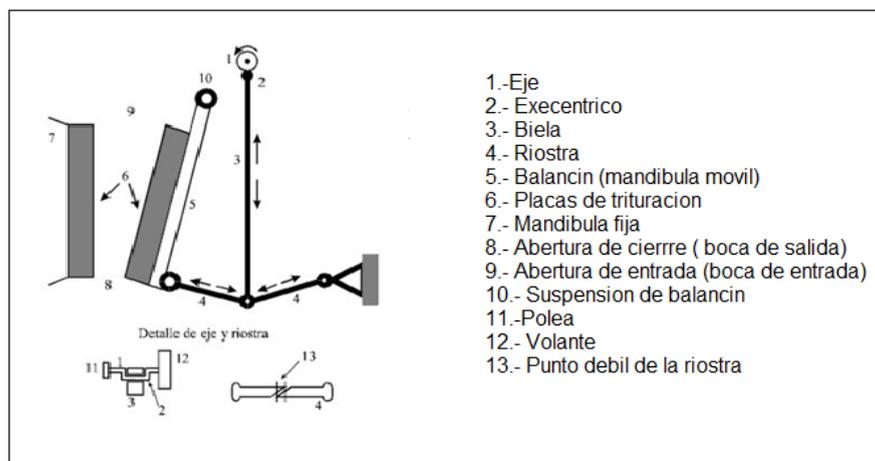


Figura 9. Trituradora tipo Blake

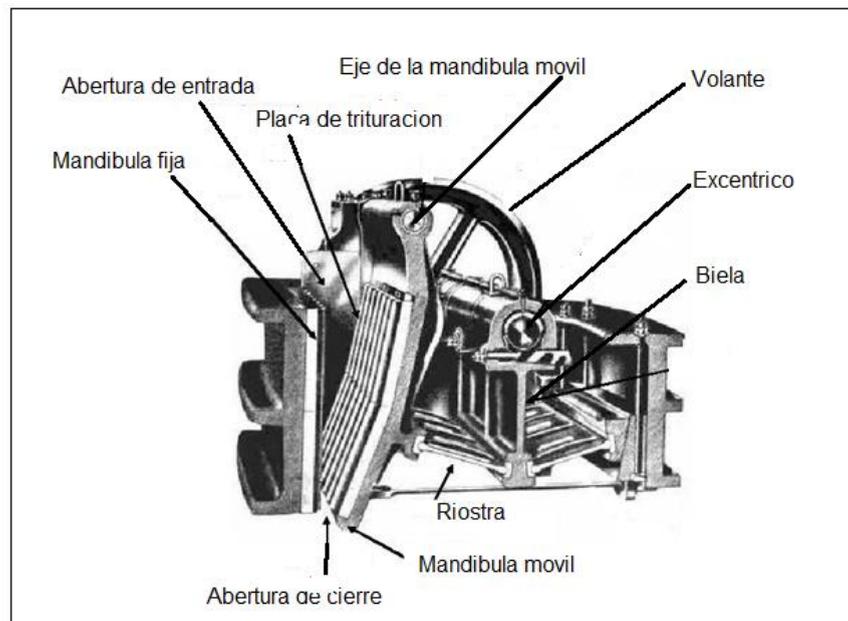


Figura 10. Corte de trituradora tipo Blake

Partes de las maquinas son:

- a) Las mandíbulas llevan planchas las cuales son cubiertas por placas de trituración (6), que al mismo tiempo son pulidas (permiten trabajar por el mismo esfuerzo de flexión ejercido en las rocas).
- b) El eje (1), está al lado la polea (aquí se juntan las fajas con ejercicio propio ejercen movimiento impulsado por el motor al eje), de lado opuesto, con un volante de gran masa ejercida con la función de regular energía al alejarse la mandíbula móvil de la fija es decir no cumple su función moledora, es decir cuando la mandíbula móvil se aleja de la mandíbula fija se ejerce dicho de otra forma de moler.
- c) La biela, es la realizada expandiendo movimiento propio del eje en cada riostra conducidas a la mandíbula móvil.

Las riostras, no solo propagar el movimiento, sirven además como fusibles de la estructura. Además, posee un punto en la pieza de menor fuerza es así en la integridad hace que cuando la máquina ejercite un esfuerzo mayor al establecido de su calibre, la riostra se fracture en un punto débil y evite la rotura de la

máquina. El agujero de salida del material (8) (abertura de cierre), puede arreglarse acortando o alargando la riostra que está anexada al apoyo fijo.

La abertura de cierre tiene dos longitudes extremas, una es la abertura de cierre mínimo y es la que cuando en el momento gira se acerca más a la fija. Y la puerta de cierre (máximo) se da cuando el eje gira 180° de la anterior posición, es decir, cuando la mandíbula móvil está más lejos de la fija. Las rocas chancadas saldrán en una diversidad de dimensiones delimitadas por las aberturas de cierre mínimo y máximo.

Entonces ahora cuando hablemos de “abertura de cierre” estaremos hablando de la abertura de cierre mínimo ya que esta es la que conocemos. Así también cuando se cambia en una máquina la abertura de cierre, variaran las dimensiones de salida de sus productos y, como tal su grado de descomposición. Las maquinas tendrán otras curvas granulométricas del material producido, uno por cada abertura de cierre utilizada.

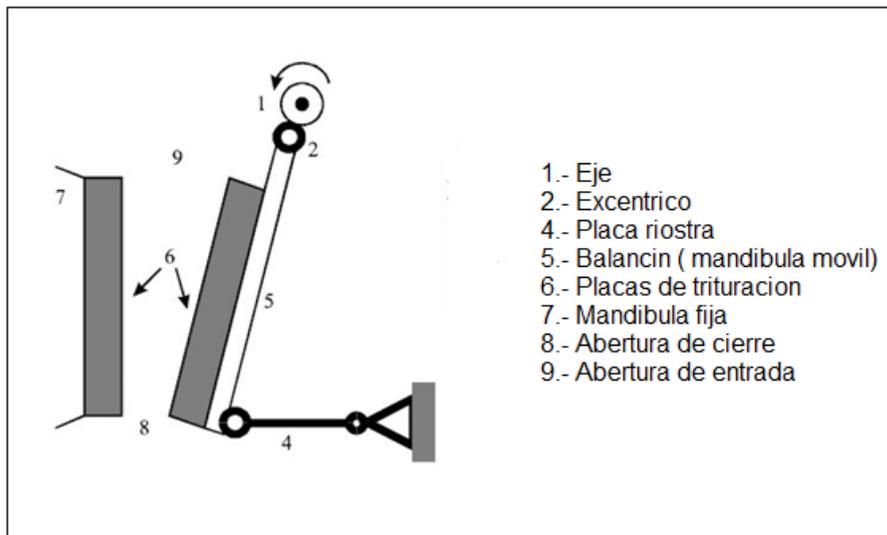
El bastidor de la trituradora está conformado por una especie de cajón rectangular que suele estar hecho en fundición de alta fuerza, de acero moldeado o de chapas y laminados soldados. Las mandíbulas están aseguradas por placas de trituración (placas de desgaste) y elaboradas en acero al manganeso, las que se reemplazan de manera eventual en función del desgaste. El resto de las piezas con frecuencia son construidas en acero moldeado o acero duro. El eje con frecuencia va montado encima de cojinetes y rodillos.

### **1.3.21 Trituradoras tipo Dalton (de simple efecto)**

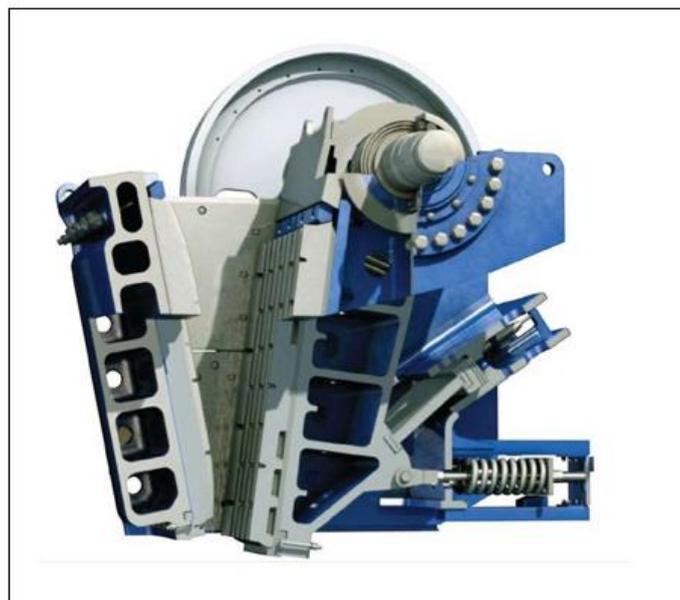
La trituradora tipo Dalton se diferencia de la anterior en que la mandíbula móvil va montada sobre un balancín y está suspendido en la parte alta por el eje, y el movimiento es suministrado por el motor. En la parte baja, el balancín tiene una estructuración a la que va unida una placa riostra, la que en el lado opuesto va unida mediante otra estructuración a un apoyo fijo (ver Fig. 11).

El movimiento de la mandíbula móvil es circular, alejándose y acercándose a la fija, subiendo y bajando. El mecanismo de esta trituradora es mucho más sencillo

y directo que en el caso del tipo Blake, por lo que el beneficio es mejor. Por otra parte, esta trituradora cuenta también con la polea y el volante montados sobre el eje, las placas de trituración, y otros, en forma análoga al tipo Blake.



*Figura 11. Trituradora tipo Dalton*



*Figura 12. Corte trituradora tipo Dalton*

Las trituradoras son máquinas que usan una superficie metálica para romper o comprimir materiales. Las operaciones mineras usan trituradoras, comúnmente clasificadas por el grado en que fragmentan el material de partida con trituradoras primarias y secundarias que manipulan materiales gruesos y trituradores terciarios y cuaternarios que reducen las partículas de mineral a gradaciones más finas. Este documento se centra en la revisión de un trabajo realizado por investigadores en el campo del análisis cinemático y dinámico del accesorio de trituradora de mandíbula. Cinemático

El análisis dinámico es útil para comprender y mejorar la calidad del diseño de la trituradora de mandíbula. Hay muchos trabajos de investigadores realizados por investigadores en el mismo campo, pero aún hay un margen para desarrollar análisis cinemático y dinámico para el acoplamiento de la trituradora de mandíbula

### 1.3.22 Diseño de juntas soldadas

En la actualidad, en las operaciones de manufactura se utilizan mucho los procesos de unión de piezas denominadas soldadura que puede ser directa con metal de aporte.

Generalmente, para fabricar piezas soldadas se sujeta en determinada posición un conjunto de elementos de acero laminado en caliente, de contenido mediano o bajo carbono y cortados

Las soldaduras de filete es el tipo de soldadura utilizada con mayor frecuencia en el diseño. Ver la fig. 13(Paulsen, 2012)

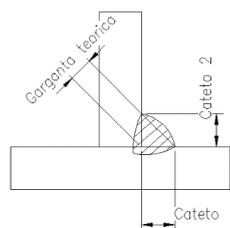


Figura 13. Tamaño y grosor de los catetos de soldadura

El espesor demarcado del cordón es  $\alpha_{\max} = 0.7 \times t$ ; donde  $t$  es de menor espesor de las planchas a soldar. El espesor mínimo del cordón es  $\alpha_{\min} \geq 3$ . Ver fig.14 donde se observa el espesor de la garganta opuesto hacia uno de los catetos del cordón

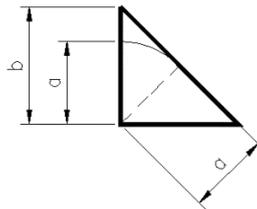


Figura 14. Espesor de garganta sobre uno de los catetos

El área de la garganta es  $A = h \times l \cos 45^\circ = 0.707 \times h \times l$  donde  $h$  es el espesor de la plancha y  $l$  la longitud de la unión soldada, por lo tanto

$$\sigma_x = \frac{F}{A} = \frac{F}{0.707hl}$$

El esfuerzo puede dividirse en sus componentes:

Un esfuerzo cortante y un esfuerzo normal

$$\tau = \sigma_x \cos 45^\circ = \frac{F}{hl} \quad \sigma = \sigma_x \sin 45^\circ = \frac{F}{hl}$$

En el diagrama del círculo de Mohr en el mayor esfuerzo principal es

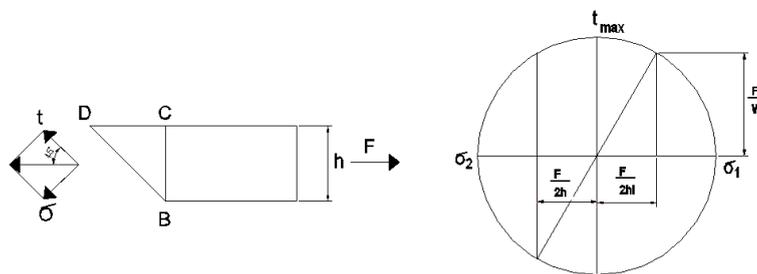
$$\sigma_1 = \frac{F}{2hl} + \sqrt{\left(\frac{F}{2hl}\right)^2 + \left(\frac{F}{hl}\right)^2} = 1.118 \frac{F}{2hl}$$

El esfuerzo cortante máximos

$$T_{\max} = \sqrt{\left(\frac{F}{2hl}\right)^2 + \left(\frac{F}{hl}\right)^2} = 1.118 \frac{F}{2hl}$$

En el diseño se sugiere basar el esfuerzo cortante en el área de garganta y despreciar el esfuerzo normal. Por lo tanto, la ecuación para el esfuerzo medio es

$$\tau = \frac{F}{0.707M}$$



Los esfuerzos: esfuerzo normal cateto ( $n$ ), esfuerzo paralelo al cateto transversal cordón ( $\tau_n$ ) y paralelo al cateto longitudinal al cordón ( $\tau_\alpha$ ). La asignación de esfuerzos en la garganta y en cateto se observa en (fig.15)

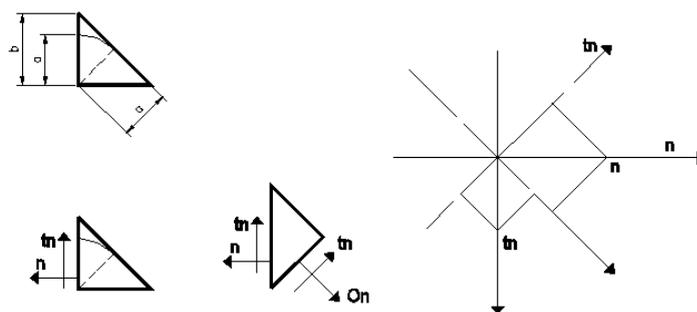


Figura 15. Distribución de esfuerzos

Antes de empezar a calcular la unión soldada más crítica que tiene nuestra planta móvil, sería práctico observar la conexión entre travesaños y las vigas principales

existen sugerencias acerca las dimensiones de los cordones dependiendo el espesor límite de las planchas a unir.

El espesor máximo del cordón  $\alpha_{max} = 0.7 \times t$  ; donde t tiene el menor espesor de las planchas a unir. El espesor mínimo del cordón

$$\alpha_{max} \geq 3$$

### 1.3.23 Tamaño mínimo de la soldadura de filete

El metal de relleno, aunque solidificado, pero aún caliente, se contrae de manera significativa conforme se enfría a la temperatura ambiente. La restricción que el material grueso representa para la contracción de dicho metal de aporte, puede generar un agrietamiento de la soldadura. **Para evitar la formación de grietas y minimizar la distorsión**, las especificaciones establecen un tamaño mínimo de soldadura,  $W_{min}$ .

En la tabla J2.4 del LRFD se dan los tamaños mínimos de las soldaduras de filete, como función del espesor de la parte más gruesa a unir. Fig.16

TABLE J2.4 Minimum Size of Fillet Welds <sup>[b]</sup>	
Material Thickness of Thicker Part Joined (in.)	Minimum Size of Fillet Weld <sup>[a]</sup> (in.)
To 1/4 inclusive	1/8
Over 1/4 to 1/2	3/16
Over 1/2 to 3/4	1/4
Over 3/4	5/16

[a] Leg dimension of fillet welds. Single pass welds must be used.  
[b] See Section J2.2b for maximum size of fillet welds.

Figura 16. Folleto de la soldadura de espesor

### **1.3.24 Soldadura**

Cuando se fabrican piezas soldadas es necesario emplear dispositivos sencillos de sujeción, el diseñador debe ser capaz de diseñar piezas soldadas fuertes, resistentes y de poco peso.

En los elementos globales de maquina una gran parte de las uniones soldadas son de tipo filete o cordón de entalle. En el caso de la construcción de recipientes de presión se utilizan la soldadura a tope

Las partes a juntar deben tener un espacio conveniente para efectuar el trabajo de soldadura. Puesto que se usa calor para la operación de soldadura es posible que sucedan cambios modulares en el metal principal.

Pueden causar esfuerzos secundarios al armar y sostener las piezas o a veces debido al orden como se suelden, los esfuerzos residuales pueden ser eliminados con tratamiento térmico.

### **1.3.25 Símbolos de la soldadura**

En una unión soldada se debe distinguir: el tipo de junta y el tipo de la costura

La junta se caracteriza por la posición relativa de las de las partes a unir.

La costura se caracteriza además por la forma de preparar el borde las piezas a unir.

Los símbolos de soldaduras deben especificarse según la norma empleada en los planos de fabricación, los cuales son representación DIN (europea) y ASA (americana) por la American Welding Society (AWS).

**Tabla 3.***Elemento de soldadura*

Linea de referencia
Flecha
Simbolos de basicos de soldadura
Dimensiones y otros datos
Simbolos de complementarios
Simbolos de acabado
Cola de flechas
Especificacion o proceso

Fuente: elaboración propia

		Tipos de soldadura		
		Preparación del borde	Simple	Doble
Filete	Ninguna			
	Cuadrada			
Ranura	Bisel			
	V			
	J			
	U			

### Soldadura a tope y de filete

Es una soldadura en V obligada a una carga de tensión  $F$ , en las posibles cargas de tensión o compresión, el esfuerzo normal está dado de la siguiente manera.

$$\sigma = \frac{F}{hl}$$

Donde  $h$  es la garganta de unión y  $l$  es la distancia de la unión como

El alcance de  $h$  no incluye la fatiga. Y si existen cargas de fatiga, un buen arreglo sería planear el refuerzo. El esfuerzo promedio de una soldadura tope a causa de carga cortante se da así:

$$T = \frac{F}{hl}$$

Se muestra una unión de filete transversal particular donde, se separó una parte de la conexión soldada de la y que se expone como un gráfico de cuerpos libre. Con un Angulo  $\theta$ , donde la resistencia de cada parte unida consiste en una energía normal  $F_n$  y una energía cortante  $F_s$ . cuando se complementan las energías en las direcciones x y se logra lo siguiente:

$$F_s = F \sin\theta$$

$$F_n = F \cos\theta$$

### **Esfuerzo en uniones soldadas sujetas a torsión**

Esto se da en una fuerza cortante  $V$  y en un momento  $M$ . La fuerza cortante elabora un cortante primario en las uniones de volumen.

$$T = \frac{V}{A}$$

Donde  $A$  es la zona de la garganta para las uniones

El momento en el soporte produce una torsión de las uniones y este esfuerzo se representa así:

$$T = \frac{Mr}{J}$$

Aquí la constante  $r$  es longitud desde el centro de un grupo de conexiones hasta el punto en la unión de interés y  $J$  es la segunda oportunidad polar de inercia de área del grupo de conexiones respecto del centroide de grupo.

Cuando sabemos los tamaños de uniones resolveremos las operaciones para así obtener resultados así para obtener el esfuerzo cortante máximo observe que, comúnmente es el tamaño que está más lejos del centroide del grupo de conexiones.

### 1.3.26 Esfuerzos en uniones soldadas a flexión

En un diagrama de cuerpo libre la viga mostraría la reacción de fuerza cortante  $V$  y la reacción de momento  $M$

La fuerza cortante se da por:

$$\tau = \frac{V}{A}$$

Donde  $A$  es el ámbito total de la garganta, el momento  $M$  induce un elemento de esfuerzo cortante plano en las dos soldaduras

$$I_u = \frac{bd^2}{2}$$

El segundo momento del ámbito  $I$  con base en el ámbito de la garganta de la soldadura es:

$$I = 0.707hl = \frac{0.707hbd^2}{2}$$

Ahora se determina que el esfuerzo cortante nominal en la garganta de la soldadura es:

$$\tau = \frac{Mc}{I} = \frac{\frac{Md}{2}}{0.707hbd^2} = \frac{1.414M}{bdh}$$

### 1.3.27 Resistencia de las uniones soldadas

Al diseñar componentes soldadas es preferible seleccionar un acero que proporcione una soldadura rápida y económica. Para encontrar los mejores resultados los aceros se pueden soldar.

Si encontramos el acero con una precisión UNS en medio de estos G10140 y G10230. Los aceros tendrán una fuerza a la tensión en el temperamento laminado en caliente, en un paréntesis de 60 a 70 kpsi, Para los aceros estructurales ASTM, los topes se encuentran de 33 a 50 kpsi.

En la tabla 4 Podemos encontrar los códigos para calcular dichos esfuerzos en diversas condiciones de carga. Sabiendo cuales son estos factores de seguridad para la tensión, se sabrá que es de esta forma  $n = 1/0.60 = 1.67$ . Y para cortante se sabe también que es,  $n = 0.577/0.40 = 1.44$ , esto es cuando se emplea la teoría de la energía de distorsión como el criterio de falla. Si se acepta como criterio de falla la teoría de la energía de distorsión

**Tabla 4.** Esfuerzos permisibles del código AISC para metal de aporte

TIPO DE CARGA	TIPO DE SOLDADURA	ESFUERZO PERMISIBLE	n*
Tension	Al tope	0.60 Sy	1.67
Aplastamiento	Al tope	0.90 Sy	1.11
Flexion	Al tope	0.6-0.66 Sy	1.52-1.67
Compresion simple	Al tope	0.60 Sy	1.67

*Fuente: elaboración propia*

### 1.3.28 Soldadura por resistencia

En las soldaduras por resistencia se hace pasar una intensa corriente eléctrica a través de la pieza en el punto en que se desea la unión. La resistencia de los metales a la corriente da lugar a que la temperatura aumente rápidamente y el material entra en la zona plástica.

La unión se completa por presión mecánica aplicada a través de los electrodos para lograr que todas las partes se unan completamente. Para obtener este objetivo usamos corriente alterna de un transformador adecuado a la vez ser capaz de brindar corriente muy intensa de bajo voltaje.

La unión por puntos y la unión por tramos es un tipo de soldadura por resistencia en la que se utilizan electrodos cilíndricos que tienen una superficie de contacto igual al tamaño de la unión deseada.

La ventaja de la soldadura de resistencia sobre otras son la velocidad, la regulación exacta del tiempo y del calor, la uniformidad de la soldadura y las propiedades resultantes, la eliminación de varillas de relleno y de fundentes y se puede automatizar

Las partes que se sueldan en vez de usar uniones con pernos o remaches deben usarse con factores de seguridad mayores para considerar los cambios en la estructura del material por razón de la soldadura Fig.17

Dimensiones y tipo de soldadura	Esquema o gráfico	Caso de corte con tensión	
		$A, G$	$J_x$
		$A = h_e d$	$J_x = \frac{h_e d^3}{12}$
		$A = 2h_e d$	$J_x = \frac{h_e (d^3 + 3db^2)}{6}$
		$A = 2h_e b$	$J_x = \frac{h_e (3bd^2 + b^3)}{6}$
		$A = h_e (d + b)$ $\bar{x} = \frac{b^2 + d^2}{2(d + b)}$	$J_x = \frac{h_e [(b + d)^3 - 6d^2 b^2]}{12(b + d)}$
		$A = h_e (d + 2b)$ $\bar{x} = \frac{b^2}{(d + 2b)}$	$J_x = h_e \left[ \frac{8b^3 + 6bd^2 + d^3}{12} - \frac{b^4}{2b + d} \right]$
		$A = h_e (d + 2d)$ $\bar{y} = \frac{d^2}{(2d + b)}$	$J_x = h_e \left[ \frac{8d^3 + 6db^2 + b^3}{12} - \frac{d^4}{2d + b} \right]$
		$A = 2h_e (d + b)$	$J_x = \frac{h_e (d + b)^3}{6}$
		$A = \pi h_e d$	$J_x = \frac{\pi h_e d^3}{4}$

Figura 17. Dimensiones y tipos soldaduras (Fuente: Folleto de soldadura)

### 1.3.29 Diseño de tornillo cabeza hexagonal

El perno es una pieza metálica alargada que sirve para sujetar estructuras, tanto pequeñas como de gran tamaño. Funciona como ensamble entre distintas superficies, manteniéndolas unidas con una tuerca (objeto que evita que se aflojen las piezas).

Cumplen una función similar a la tuerca o tornillo. Se agrupan según la forma de la cabeza, por las roscas, del sistema de sujeción, por el tipo de material, por el tamaño.

- Según sistema de sujeción se distingue según sea permanente (fijan estructuras de forma permanente como atravesó de soldaduras) o removibles (que pueden extraerse sea para el cambio por otro perno o colocación de nuevos repuestos)
- Materiales en la mayoría de las veces son de acero, ya que deben soportar grandes pesos. Los pernos son comúnmente utilizados en la fabricación de automóviles, por lo cual el material debe ser siempre resistente. Con respecto a las tuercas estas son menos resistentes que el acero.
- Por la forma de la cabeza frecuentemente es de forma hexagonal se atornilla sobre la cabeza de la biela y tiene que ser enroscado en toda su longitud) también redondeada, cuadrada o asimétrica.
- Por las roscas puede ser métricas (son las que se combinan en diámetros iguales) en pulgadas (son las que tienen el paso de la rosca igual al número de hilos), de unión (se utiliza para unir piezas, por lo que no tienen roscas,) pasantes (son los pernos que atraviesan piezas sin roscas; son utilizados en piezas de hierro fundido) los pernos autorizantes (se colocan en materiales blandos)
- Por el tamaño existen diferentes dimensiones, de 6.6mm en adelante.

Por otro lado, se pueden observar otros tipos de solicitación en las uniones por pernos. Existen diversas condiciones de operación para las piezas o elementos de máquina conectados por medio de remaches o tornillos, algunas formas típicas de

solicitud se han introducido. Sin embargo, las uniones por remaches o tornillos suelen ser mayormente solicitadas por una de las siguientes situaciones:

- 1) Falla por Flexión del tornillo (tornillo o remache)
- 2) Falla por Corte Puro de los tornillos (tornillo o remache)
- 3) Falla por tracción de las partes a unir
- 4) Falla por aplastamiento a compresión del perno
- 5) Falla por desgarramiento de la parte a unir
- 6) Falla por efectos combinados: Corte Puro y Corte Torsional
- 7) Falla por efectos combinados: Corte y Tracción

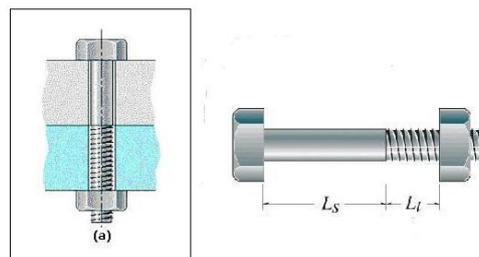


Figura 18. Folletos la resistencia de pernos

Siendo  $P$  la carga separatriz, La longitud de agarre del perno o del tornillo según se aprecia en la  $c$  e  $I$  son respectivamente la distancia a la sección más comprometida y el momento de inercia correspondiente, en tanto que  $S_{yj}$  es la tensión límite de fluencia de la parte más comprometida. Téngase presente que  $L_g = L_t + L_s$  Fig.18

### 1.3.30 La portabilidad de un triturador de mandíbula

- La portabilidad está relacionada con la estructura portante es decir con la capacidad de sostener y soportar las cargas que ocasionan las maquinas en

reposo o en funcionamiento, así tenemos la trituradora de mandíbula, la zaranda vibratoria la faja transportadora recolectora y la tolva.

- La portabilidad de la estructura portante debe tener la capacidad de transportar de un lugar a otro a todos los equipos sobre la estructura sin inconvenientes.
- Portabilidad viene de portable que se adecua a una maquina o artefacto para protegerlo y / o transportarlo también pueda soportar las cargas dinámicas de la máquina y que durante su funcionamiento sea fiable y garantice la seguridad que no ocasionará una parada de operación por falla estructural del soporte portable, además artefacto de poder sostener y soportar una carga estática debido al peso de la máquina, el peso propio de la estructura y en el lugar de operación la máquina que genera cargas dinámicas sobre la estructura portable de la máquina para que funcione sin inconvenientes.
- Las estructuras portables de la máquina son de distintos modelos siempre habrá que escoger la alternativa más conveniente y esto se logra seleccionando la mejor opción para optimizar tanto el funcionamiento como en lo económico.
- En otros países se usa estructuras portantes para equipos mineros con tecnología actualizada para sus equipos en países como Estados Unidos, China, Suecia, la portabilidad de triturador móvil de mandíbula o trituradora quijada son portables, por la fiabilidad y facilidad en su uso.

ZENITH Maquinaria de Minería y Construcción Co., Ltd. (Shanghái-China)



Figura 19. Maquinaria de minería y construcción Co., Ltd. (Fuente Foto en )



Figura 20. Portable de trituración de mandíbula impacto (Fuente foto



*Figura 21. Portable de trituración móvil de mandíbula Trio (Fuente foto en Shaghai-China)*

De un modelo de especificaciones técnicas una trituradora quijada 125 tn/h marca Sandvik para soportar las vigas.



*Figura 22. Portable de trituradora móvil quijada sandvik (Fuente foto en Suecia)*

### **1.3.31 Definición de términos básicos**

**Diseño** el diseño es una actividad que requiere una intensa comunicación, en la cual se usan tanto palabras como imágenes y se emplean las formas escritas y orales

**Portabilidad** viene de portable que se adecue a una maquina o artefacto para protegerlo y/o transpórtalo de un lugar a otro y además también pueda soportar las cargas dinámicas de la máquina durante su funcionamiento sea fiable y garantice la seguridad que no ocasionara una parada de operación por falla estructural del soporte portable mandíbula o trituradora quijada son portables.

**Estructura de soporte** como soporte practico, que aguanta, soporta y condiciona la organización del resto de elementos frente a las fuerzas y leyes naturales, condicionando al mismo tiempo, la existencia de los cuerpos o seres.

**Viga** en Ingeniería y arquitectura se denomina viga palabra proveniente del latín biga a un elemento estructural lineal que trabaja principalmente a flexión. En las vigas la longitud predomina sobre las otras dos dimensiones y suele ser horizontal.

**Trituradora** maquinaria para romper y reducir de tamaño fragmentos o trozos grandes de roca y otros materiales.

**Fatiga** es un proceso de degeneración de un material sometido a cargas cíclicas de valores por debajo de aquellos que serían capaces de provocar su ruptura mediante tracción. Durante dicho proceso se genera una grieta, que si se dan las condiciones adecuadas crecerá hasta producir la rotura.

**Sistema**, se usa en un conjunto de partes de una organización total.

**Recursos de diseño**, son los elementos o herramientas utilizadas para desarrollar objetivos según sean las necesidades o requerimientos con capacidad de diseñar, analizar y simular realidades en el ámbito mecánico.

**Resistencia**, es la capacidad de aguante respecto a una situación determinada, en un campo determinado en aplicación o ejecución sin causar dalo o perjuicio en los materiales requeridos.

**Esfuerzo** es la cualidad de empeñar fuerza y capacidad en una actividad determinada.

**Soldadura** grupo de formas de metal, que se da en la fabricación y básicamente es la unión de dos materiales que en la mayoría de los casos son metales cortados es decir un proceso de fusión que se produce atravez de la fundición.

## 1.4 Formulación del Problemas

### 1.4.1 Problemas generales

¿Cuáles son las nuevas especificaciones técnicas del rediseño de la estructura de portabilidad de trituradora de quijada modelo JC-409 de 125 ton/hr?

## 1.5 Justificación del estudio

**Justificación Teórica:** En esta investigación rediseño una estructura de soporte para una trituradora quijada modelo JC-409 de 125tn/h sometida a vibraciones para lograr su portabilidad.

**Justificación Metodológica:** En este estudio se utilizará la técnica de Análisis documental y como instrumento bibliografía especializada, simulación computacional.

**Justificación Practica** esta investigación va ayudar a resolver algún problema, el hacer un diseño nuevo para lograr la portabilidad de una trituradora de quijada de 125tn/h, vamos a resolver el problema.

**Justificación Económica** este estudio va mejorar la situación económica de las personas, pues muchas de estas empresas de ingeniería peruana como Comeco SAC generan trabajo siendo el departamento de ingeniería el encargado de hacer dichos diseños.

**Justificación Social.** En el Perú la industria metal mecánica es una actividad que vive de la minería, el sector pesquero y agro industrial, en el caso de la minería como tal somos termómetro de este sector. Habiendo diseños de otras empresas extranjeras, pero con precios altos lo que implica que los clientes tengan que buscar empresa peruana para hacer estos diseños de diferentes estructuras para soportar equipos de chancado, zarandeo, fajas transportadoras, molinos de bola, carga tolva grueso, plataforma de camiones pesado. Empresas como COMECO que fue solicitada para diseñar un sistema estructural para soportar maquinas vibratorias



## **1.6 Hipótesis**

### **1.6.1 Hipótesis general**

El rediseño de una estructura de soporte para una trituradora de quijada modelo JC-409 de 125 ton/hr. Para lograr su portabilidad se logra mediante análisis de resistencia a la fatiga de sus componentes.

## **1.7 Objetivos**

### **1.7.1 Objetivos generales**

Rediseñar una estructura de soporte para una trituradora de quijada modelo JC-409 de 125tn/hr para lograr su portabilidad.

### **1.7.1 Objetivos específicos**

- a) Calcular las vigas principales y vigas internas: esfuerzos, uniones soldadas y tornillos.
- b) Calcular la carga de la estructura de soporte para una estructura de quijada
- c) Identificar los criterios de rediseños.
- d) Selección del conector Kim-ping, neumático y sistemas de remolque.
- e) Modelar el rediseño de la estructura propuesta.
- f) Análisis y simulación por resistencia y deformación baja carga estática y de fatiga.
- g) Calcular el factor de seguridad de la carga estática y de fatiga.
- h) Determinar la factibilidad económica de la propuesta.
- i) Establecer las condiciones de requerimiento de calidad (tolerancia, refuerzos de referencia.
- j) Establecer las condiciones de instalación/ensamble.

## CAPITULO II

## II MÉTODO

Se empleará el método deductivo porque se particularizará el estudio a un diseño determinado utilizando modelos generales de estructura.

### 2.1 Diseño De Investigación

El diseño de investigación es no experimental porque no se manipulará ninguna de las variables; es transversal porque el estudio se realizará por única vez en un determinado momento.

Su diagrama representativo es el siguiente:



Donde:

**M = Muestra de investigación**

**X1 = Variable independiente:** Rediseño estructura de soporte

**X2 = variable dependiente:** Resistencia a la fatiga de la estructura

#### 2.1.1 Variables

##### Variable Independiente

Rediseño de estructura de soporte

- Posición de apoyos secundario de vigas
- Mecanizado de precisión de agujeros para apoyos de la trituradora

##### Variable Dependiente

Resistencia a la fatiga de la estructura

- Esfuerzo

- Deformación
- Factor seguridad

Factibilidad económica

Las Variables destacadas en esta investigación son **Rediseño estructura de soporte y resistencia a la fatiga de la estructura**

### 2.1.2 Definición conceptual de las variables

**Variable independiente:**

**Rediseño estructura de soporte:** Es un estudio de reingeniería y se aplica a la estructura soporte para rediseñar de acuerdo con los cálculos de resistencia estática y fatiga a las vigas de apoyo de la trituradora, secundaria y principales.

- **Posición de los apoyos de la viga principal:** La distancia entre apoyos de la viga principal se aplica con las cargas estáticas y dinámicas para calcular los esfuerzos estáticos y de fatiga. El análisis es para tres casos.
- **Mecanizado de precisión del soporte interno y los agujeros para apoyo de la trituradora: Maquinado** es un proceso de manufactura en el cual se usa una herramienta de corte para remover el exceso de material de una parte de la pieza a maquinar, de tal manera que el remanente o pieza final sea de la forma deseada

**Variable Dependiente:**

**Resistencia a la fatiga de la estructura:** La resistencia a la fatiga de un componente soldado se define como el rango de tensión ( $\Delta\sigma_R$ ) que, fluctuando a una amplitud constante, origina el agotamiento del componente tras un número especificado de ciclos (N).

- **Esfuerzo:** Se define como la fuerza por unidad de superficie que soporta o se aplica sobre un cuerpo, es decir es la relación entre la fuerza aplicada y la superficie en la cual se aplica.

- **Deformación:** Cuando a un elemento o pieza se somete a una carga  $P$  completamente centrada y se grafican las lecturas Esfuerzos vs. Deformación en 02 ejes coordenados se observa se observa que se presentan las zonas de comportamiento en una parte la zona elástica donde recupera sus forma y tamaño cuando sea la carga, la zona plástica donde ocurre una deformación permanente no recupera su tamaño y forma original cuando sea la carga.
- **Factor seguridad:** Es el límite de esfuerzo admisible que establece el diseñador o recomiendan las normas con respecto al esfuerzo de fluencia o esfuerzo de resistencia ultima para garantizar el óptimo funcionamiento del elemento o pieza sin que ocurra una falla durante la operación de funcionamiento.

**Factibilidad económica:** Surge de analizar si los recursos económicos y financieros necesarios para desarrollar las actividades pueden ser cubiertos con el capital del que se dispone, y en su caso, realizar el estudio.

### 2.2.3 Definición operacional de las variables

**Rediseño estructura de soporte:** Es en función de la trituradora quijada modelo JC-409 que ocasionara una carga estática y dinámica sobre el soporte estructural como el peso, tamaño, velocidad de giro en rpm y potencia transmitida durante su funcionamiento

- **Posición de apoyos secundario de viga:** La trituradora quijada modelo JC-409 está apoyado en 02 vigas de apoyo internas estas 02 vigas a su vez están apoyados en 02 vigas internas secundarias, finalmente estas vigas secundarias se apoyan en 02 vigas principales que tienen 06 apoyos verticales en operación
- **Mecanizado de precisión de agujeros:** La estructura conformada por las 02 vigas internas de apoyo con 04 puntos de apoyo de plancha de 2" para

mecanizar los agujeros de los tornillos de sujeción de la chancadora y las 02 vigas internas secundarias debe ser soldadas y conformar un marco que será mecanizado (cepillado) con una tolerancia de 1/16" para que los apoyos de la trituradora calcen bien y luego se taladren los 04 agujeros con su tolerancia respectiva. Posteriormente este marco mecanizado se soldará con las 02 vigas principales.

**Variable Dependiente:**

**Resistencia a la fatiga de la estructura:** Para funcionar la trituradora donde se apoya la estructura de la viga interna y conformada la viga primaria y secundaria y donde agarra la viga principal con sus refuerzos de la placa.

- **Esfuerzo:** La carga de trituradora sobre el asiento de estructura siempre en el movimiento las fuerzas vertical y horizontal.
- **Deformación:** El análisis de resistencia está en la zona elástica. El análisis de fatiga está en la zona plástica
- **Factor seguridad:** Los parámetros de factor seguridad se determinarán para cada tipo de análisis sea por resistencia estática o resistencia por fatiga.

**Factibilidad económica:** Que se permita determinar la estructura para mejorar los costos y mano de obra.

## 2.2 Operacionalización de variables

OPERACIONALIZACION DE VARIABLES				
VARIABLE	DEFINICION CONCEPTUAL	DEFINICION OPERACIONAL	INDICADORES	ESCALAS
<p><b>INDEPENDIENTE</b></p> <p><b>-Rediseño de estructura de soporte</b></p> <p>-</p>	<p>Es un estudio de reingeniería y se aplica para rediseñara la estructura soporte de acuerdo con los cálculos de resistencia estática y fatiga a las vigas de apoyo de la trituradora, secundaria y principales</p> <p>La distancia entre apoyos de la viga principal se aplica con las cargas estáticas y dinámicas para calcular los esfuerzos estáticos y de fatiga. El análisis es para tres casos</p> <p>Maquinado es un proceso de manufactura en el cual se usa una herramienta de corte para remover el exceso de material de una parte de la pieza a maquinar , de tal manera que el remanente o pieza final sea de la forma deseada</p>	<p>Es en función de la trituradora quijada modelo JC-409 que ocasionara una carga estática y dinámica sobre el soporte estructural como el peso, tamaño, velocidad de giro en rpm y potencia transmitida durante su funcionamiento</p> <p>La trituradora quijada modelo JC-409 está apoyado en 02 vigas de apoyo internas estas 02 vigas a su vez están apoyados en 02 vigas internas secundarias, finalmente estas vigas secundarias se apoyan en 02 vigas principales que tienen 06 apoyos verticales en operación</p> <p>La estructura conformada por las 02 vigas internas de apoyo con 04 puntos de apoyo de plancha de 2" para mecanizar los agujeros de los tornillos de sujeción de la chancadora y las 02 vigas internas secundarias debe ser soldadas y conformar una marco que será mecanizado (cepillado ) con una tolerancia de 1/16" para que los apoyos de la trituradora calcen bien y luego se taladren los 04 agujeros con su tolerancia respectiva .Posteriormente este marco mecanizado se soldaran con las 02 vigas principales</p>	<p>Posición de los apoyos de la viga principal</p> <p>Mecanizado de precisión del soporte interno y los agujeros para apoyo de la trituradora</p>	

OPERACIONALIZACION DE VARIABLES				
VARIABLE	DEFINICION CONCEPTUAL	DEFINICION OPERACIONAL	INDICADORES	ESCALAS
<b>DEPENDIENTE</b>				
<b>Resistencia a la fatiga de la estructura</b>	La resistencia a la fatiga de un componente soldado se define como el rango de tensión ( $\Delta\sigma$ ) que, fluctuando a una amplitud constante, origina el agotamiento del componente tras un número especificado de ciclos (N).	Para funcionar la trituradora se apoya en la estructura en la viga interno y travesaño conformado un marco que se apoya a la viga principal con sus refuerzos de la placa.	$S_e$	
<b>-Esfuerzo</b>	Se define como la fuerza por unidad de superficie que soporta o se aplica sobre un cuerpo, es decir es la relación entre la fuerza aplicada y la superficie en la cual se aplica.	La carga de trituradora sobre el asiento de estructura siempre en el movimiento la fuerzas vertical y horizontal	$\sigma$	
<b>-Deformación</b>	Cuando a un elemento o pieza se somete a una carga P completamente centrada y se grafican las lecturas Esfuerzos vs. Deformación en 02 ejes coordenados se observa que se presentan las zonas de comportamiento en una parte la zona elástica donde recupera sus forma y tamaño cuando cesa la carga, la zona plástica donde ocurre una deformación permanente no recupera su tamaño y forma original cuando cesa la carga	El análisis esa resistencia está en la zona elástica El análisis de fatiga está en la zona plástica	$\epsilon$	

<p><b>-Factor seguridad</b></p>	<p>Es el límite de esfuerzo admisible que establece el diseñador o recomiendan las normas con respecto al esfuerzo de fluencia o esfuerzo de resistencia última para garantizar el óptimo funcionamiento del elemento o pieza sin que ocurra una falla durante la operación de funcionamiento.</p> <p>Cuando el elemento o pieza es sometido a cargas variables alternantes se debe tener en cuenta la resistencia a la fatiga con respecto al esfuerzo último de rotura</p>	<p>Los parámetros de factor seguridad se determinarán para cada tipo de análisis sea por resistencia estática o resistencia por fatiga</p>	$F_s$	
<p><b>Factibilidad económica</b></p>	<p>Surge de analizar si los recursos económicos y financieros necesarios para desarrollar las actividades pueden ser cubiertos con el capital del que se dispone, y en su caso, realizar el estudio. Optimizando recursos técnicos y financieros</p>	<p>Que se permita determinar la estructura para mejorar los costos y mano de obra.</p>	$F_{econ.}$	

### **2.3 Población y muestra:**

**Población** estructuras de soporte para trituradoras de quijada.

**Muestra** estructuras de soporte para trituradoras de quijada modelo JC-409 de 125tn/h

### **2.4 Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad:**

Para el desarrollo de esta investigación se aplicará la técnica del Análisis Documental y como instrumento se usará bibliografía especializada y simulación computacional usando software MEF para análisis estático y de fatiga.

### **2.5 Métodos de análisis de datos**

Se asumirán 3 posiciones de los apoyos de los cuales los valores obtenidos de  $\sigma$ ,  $\varepsilon$ ,  $F_s$  % daños se promediaran y evaluaran los mejores en cuanto resistencia a la fatiga.

### **2.6 Aspectos éticos**

La información utilizada ha sido referencia con sus autores de manera fehaciente y respetuosamente

### **CAPITULO III**

### III RESULTADOS

#### 3.1 Rediseño de La estructura soporte de chasis para trituradora de quijada de 125 tn/h.

El rediseño de la estructura soporte de móvil para la trituradora de quijadas establecerá en la planta trituración tenga un buen diseño y convenientemente pueda funcionar correctamente en operación y también se pueda cumplir con la reclamación de la planta móvil funcionamiento.

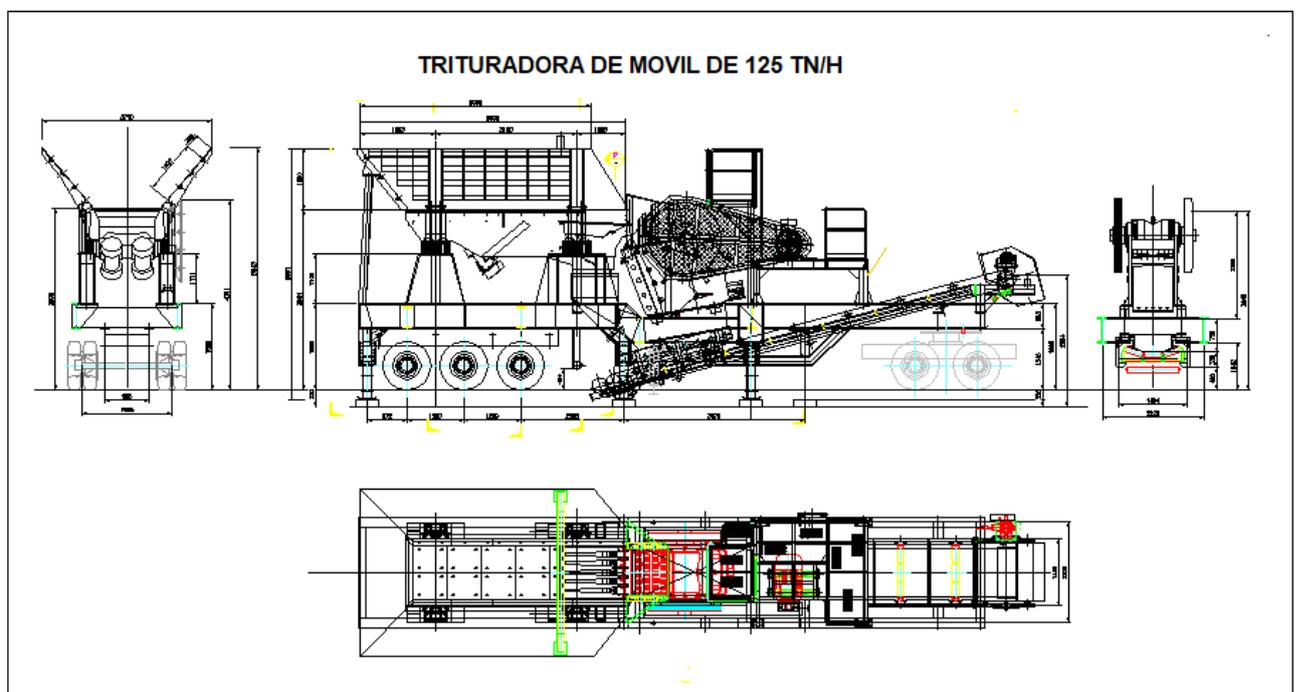


Figura 23. Trituradora de móvil modelo JC-409 (Fuente propio elaborado)

La trituradora móvil 125Tn/h estas conformado por las siguientes partes:

- 1.- Tolva
- 2.- Zaranda vibratorio
- 3.- Trituradora quijada
- 4.- Faja transportadora
- 5.- Estructura de soporte portante

El rediseño se enfocará en el soporte de apoyo de la trituradora, este soporte tal como esta no está bien fabricado y que los (04) apoyos no se apoyan bien en este soporte lo que ocasiona una excesiva vibración y como consecuencia afecta el soporte portable lo que ocasionado una falla prematura en las vigas laterales del soporte. Ver fig.23



**Figura 24.** Soporte de portable con fatiga

Se procederá a un recalcu de la estructura soporte con las cargas que active sobre la estructura soporte tanto estático y por fatiga.

Las cargas son los siguientes:

Carga Muerta =  $C_m$

Carga Viva =  $C_v$

Carga por Sismo =  $C_s$

Ha dichas cargas se aplica el código de estructura del Perú y se procederá también a un recalcu de la unión atornillada de la base de sustentación de la chancadora según la normas peruanas de estructura (ACI Capitulo Peruano) (Aci, 1998)

### 03.1.1 Ubicación entre el soporte de estructura y trituradora quijada de modelo

En esta sección se presenta la ubicación de la zona de soporte de estructura de quijada. Ver en la fig.25

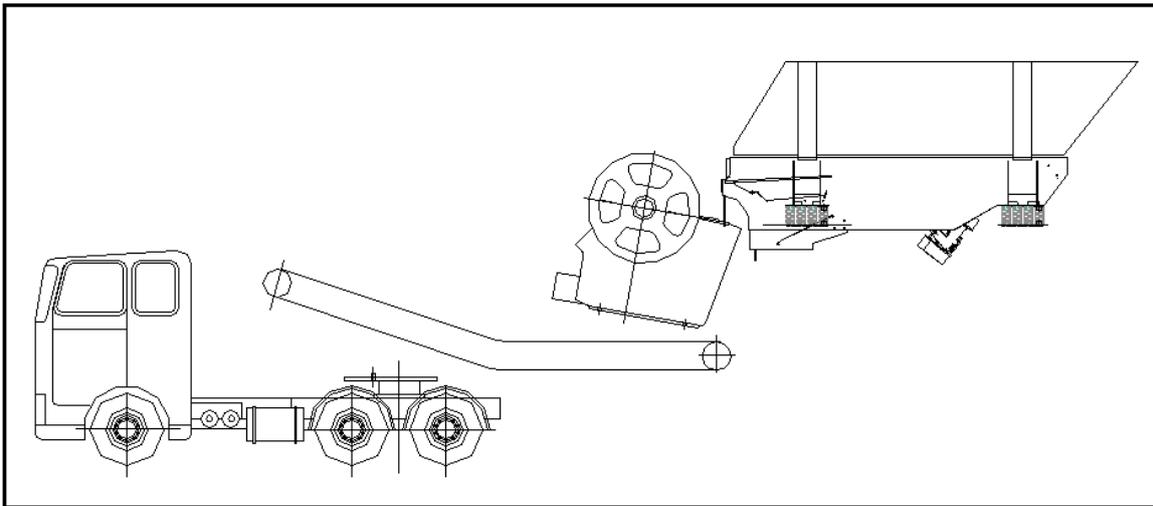


Figura 25. Esquema de posición de trituradora (Fuente propio elaborado)

### 3.1.2 Geometría de la estructura

La estructura de soporte de la estructura móvil tiene un larguero de 10200 milímetros, que se muestra en fig.26 la estructura de soporte entre el extremo y la parte de superior e inferior, la altura de viga entre el piso es 1875mm. Por otro lado, desde el piso hacia altura de la tolva principal es 4300mm. siempre en la forma la geometría de la función. Por otro lado, la faja es inclinada y recta.

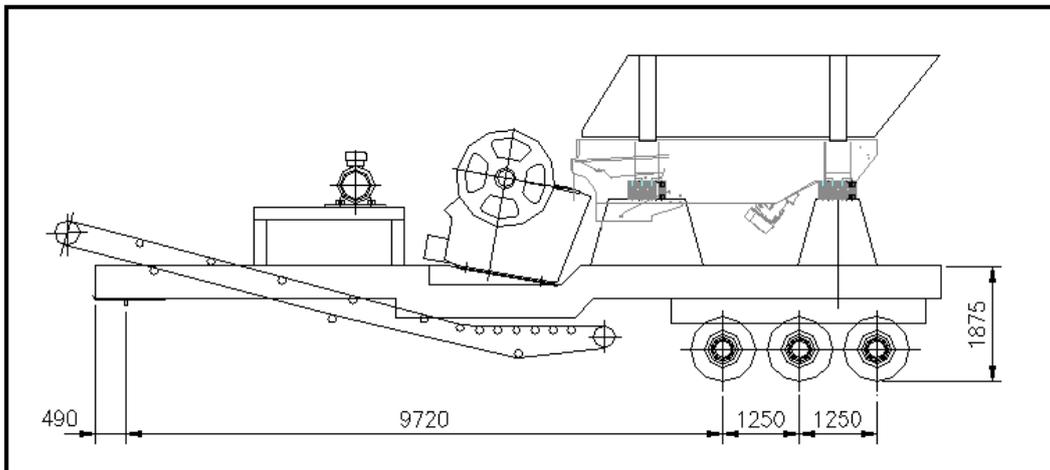


Figura 26. Esquema geometría de los largueros (Fuente: propio elaborado)

En la fig. 27 el tractor tiene que llevar 3 ejes de doble para transportar el soporte de portable de trituradora quijada tiene mayor la capacidad de la carga, que se utilizara el kinping, se acuerdo los pesos de equipos y soportes.

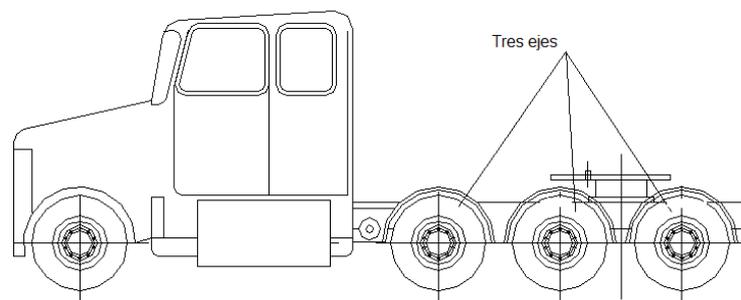


Figura 27. Esquema tractor (Fuente: propio elaborado)

### 3.1.3 Determinación de cargas para transporte

La tabla 5. Se deben la norma de las cargas para trabajar el transporte de tractor en busca los tipos cargas y símbolos de cálculo. Son los principales usamos como las cargas muerta, viva y cargas accidentales.

**Tabla 5.** Folleto norma el tipo de cargas

<b>Tipo de cargas</b>	<b>Simbolos</b>
Carga Muerta	Cm
Carga Viva	Cv
Cargas Accidentales	
Cargas de Impacto	Ci
Cargas del Sismo	Cs
Carga del Viento	Fw

*Fuente: elaborado propio*

### 3.1.4 Carga muerta (Cm)

Es la carga permanente como es el peso propio de la estructura soporte que se el peso real de materiales a peso de la estructura que tiene un peso es 10200 Kg.

$$Cm = 10200 \text{ kg. (102000 N)}$$

### 3.1.5 Carga viva (Cv)

Es el peso de total los ocupantes de la estructura, equipos y otros elementos móviles, se incluyen también las cargas sísmicas, viento y otro como impacto de los equipos en funcionamiento. La carga viva de cada equipo y ver en la tabla 6

**Tabla 6.** Peso de total de equipos

<b>Equipos</b>	<b>Peso (Kg.)</b>
Tolva de Alimentador	6785
Alimentador Vibratorio	5000
Trituradora de quijada	14500
Faja transportadora	3750
Motores Eléctricos	715
<b>Total</b>	<b>30750</b>

*Fuente: Propio elaborado*

Para carga viva  $Cv1=30750$  Kg.

La tabla 7. Se muestra el peso de los motores de accionamientos de los equipos móviles.

**Tabla 7.** Pesos de los motores de los equipos

<b>Equipos</b>	<b>Potencia (HP)</b>	<b>Peso (Kg.)</b>
Alimentador Vibratorio		300
Trituradora de quijada	100	415
Faja transportadora	15	100
<b>Total</b>		<b>715</b>

*Fuente: Propio elaborado*

Por lo tanto, carga total (Cv)

Cm =10200 Kg.

Cv1= 30750 Kg.

$$Cv = Cm + Cv1$$

$$Cv = 40950 \text{ Kg.}$$

### 3.1.6 Cargas accidentales

En nuestro caso son aquellos producidos por la operación que actúan sobre la estructura. Las cargas accidentales consideradas son: impacto, de viento y de sismo.

### 3.1.7 Carga de impacto (Ci)

La carga de impacto es el efecto dinámico que actúa sobre una estructura móvil o estática que tiene cargas aplicadas con el factor de impacto, debido a su movimiento, por un factor de choque ver en la tabla 8.

**Tabla 8.** Factores de la carga de impacto

<b>Equipo o componente</b>	<b>Factor de impacto</b>
Elevadores	100%
Maquinaria impulsada por motor	20%
Maquinaria alternativa	50%
Colgante para pisos y balcones	33%

*Fuente: elaborado propio*

En la tabla 8 el factor de impacto consideramos el 20% ya que está accionarlos por motores eléctricos. Entonces la nueva carga viva se añadirá la carga de impacto:

$$Carga\ de\ Impacto = \frac{20}{100} \times Carga\ Viva$$

$$C_i = \frac{20}{100} \times 40950$$

$$C_i = 8190\ Kg.$$

Luego la carga viva nueva en la siguiente:

Carga Viva Nueva = Carga Viva + Carga de Impacto

$$C_{vn} = C_v + C_i$$

$$C_{vn} = 40950 + 8190$$

$$C_{vn} = 49140\ Kg.$$

### 3.1.8 Cargas de sismo

Las cargas sísmicas se pueden calcular por dos modos fuerzas estáticas y equivalentes. Y se establece sobre la estructura de un sistema de fuerzas que son equivalente para soportar un sismo, se puede aumentar la carga en un 30 por ciento para evitar cargas que aparecen durante el sismo.

Los sismos pueden ser: leves, moderados, severa y estas tróficos.

$$Carga\ de\ Sismo = \frac{30}{100} \times Carga\ Viva$$

$$C_s = \frac{30}{100} \times 40950$$

$$C_s = 12285\ Kg.$$

La carga viva total es la siguiente:

Carga Viva Total = Carga Viva Nueva + Carga de Sismo

$$C_{vt} = C_{vn} + C_s$$

$$C_{vt} = 49140 + 12285$$

$$C_{vt} = 61425 \text{ Kg.}$$

### 3.1.9 Carga del viento

La carga del viento es una masa de aire que se mueve al principalmente en la dirección de horizontal y área de alta presión los siguientes:

Denominación	Símbolo
Presión por velocidad (N/m <sup>2</sup> )	Qz
Factor de exposición	k
Factor geográfico	Kzt
Factor de direccionalidad del viento	kd
Velocidad básica del viento (m/s)	Vz

Para determinar el factor de la exposición B, C y D debemos primero mantener una categoría de exposición que sea la adecuada al construir edificios o en la estructura.

**Exposición B:** Esta aplica cuando rugosidad en B prevalece por una distancia al menos de 800m o 20 veces de la altura de edificio.

**Exposición C:** Aplica cuando no aplica la categoría B y D.

**Exposición D:** Esta se aplica cuando rugosidad prevalece D por más 1500m o 20 veces de altura del edificio en la dirección.

Cajamarca tiene una cantera de piedras, por lo que necesita un equipo Chancadora Móvil con velocidad del viento como 110 km/ hr o 30.06 m/s. Reemplazando valores de fórmula:

$$Q_z = 0.613 \times k_z \times k_{zt} \times k_d \times V(2)$$

$$Q_z = 0.613 \times 0.85 \times 1 \times 0.85 \times 30.6(2)$$

$$Q_z = 414.7 \frac{N}{m^2}$$

Luego determinado la carga del viento con la siguiente expresión:

$$F_w = Q_z \times G \times C_f \times A_s$$

Ver la figura:

Denominación	Símbolo
Carga del viento (N)	Fw
Presion por velocidad (N/m2)	Qz
Facto de efecto de rafaga	G
Coefficiente de fuerza neta	Cf
Area neta de la pared	As

Para estructuras rígidas el factor de ráfaga es  $G = 0.85$ , Las dimensiones de área de estructura o cargas muerta y vivas. Por otro lado, largo, ancho y todos los equipos del área sobre el contacto con el aire con respecto de suelo las direcciones con el viento chocan con la superficie. Ver las dimensiones como los siguientes:

$$H = 4m, B = 10m, s = 3m$$

$$\frac{B}{S} = \frac{10}{4} = 4 ; S = \frac{0.9}{h}$$

Según la tabla los factores dados el coeficiente de fuerza neta es  $C_f = 1.45$

El área  $A_s$  es la superficie que impedirá el flujo normal del aire y exagerando aproximadamente el área es la que muestra la figura 28.

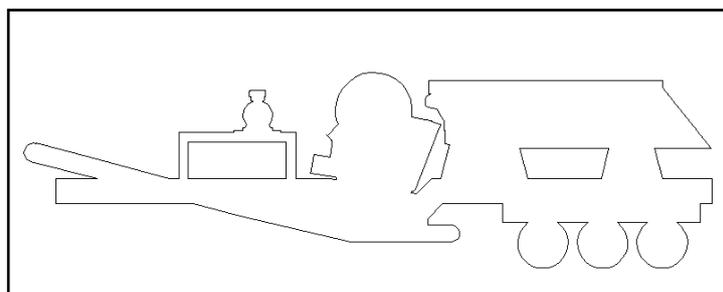


Figura 28. Área de las superficies de la planta móvil (Fuente: propio elaborado)

El área de la superficie en el gráfico anterior es de 24.36 m<sup>2</sup>. Por lo tanto, la fórmula de la carga del viento viene a ser:

$$F_w = q_z \times G \times C_f \times A_s$$

$$F_w = 414.7 \times 0.85 \times 1.45 \times 24.36$$

$$F_w = 9839.02 \text{ N}$$

$$F_w = 984 \text{ Kg.}$$

### 3.1.10 Material de la estructura

El material de la estructura todos los perfiles de acero como los siguientes canales, viga W, ángulos, tubos, barras redondo, Tee en general de del tamaño de los perfiles. En la tabla 9. Se acuerdo la norma las propiedades del acero estructural ASTM–A36.

**Tabla 9.** Propiedades del acero estructural

<b>Propiedades del Acero Estructural ASTM-36</b>				
<b>Propiedades Mecánicas</b>		<b>Símbolo</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidades</b>
Densidad		$\rho$	7860	Kg/m <sup>3</sup>
Resistencia última	Tension	$\sigma_B$	400	Mpa
Fluencia	Tension	$\sigma_F$	250	Mpa
	Cortante	$\tau_F$	145	Mpa
Modulo de Elasticidad		E	200	Gpa
Modulo de Rigidez		G	77.2	Gpa
Coeficiente de Expansion Termica		$\alpha$	11.7	10-6/°C
Ductilidad (% 50mm)			21	%

*Fuente: Folleto de propiedades del acero*

### 3.1.11 Aplicación de las cargas a la estructura

Las cargas calculadas que actuar sobre la estructura soporte de la planta móvil, se aplica en la estructura actual para comprobar si están bien dimensionados.

Con las cargas estimadas se procede a efectuar un cálculo de los ejes necesario que sostiene las ruedas de la estructura móvil para transportar.

### 3.1.12 Diseño de las vigas principales

Las vigas principales donde diseño de la carga viva y muerta para encontrar el cálculo donde las vigas travesaños de inferior donde se apoya los ejes de los pesos se acuerdo la norma las distancias entre los ejes.

En la tabla 29, encontramos hay simbología, nomenclatura, números los neumáticos y el peso máximo por ejes.

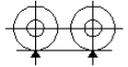
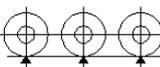
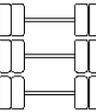
Conjunto de eje (s)	Nomenclatura	Simbología	Nº de Neumaticos	GRAFICO	Peso maximo por eje(s) (t)
Simple	1RS		02		7
Simple	1RD		04		11
Doble	2RD		08		18
Triple	3RD		12		25

Figura 29. Folletos el peso máximo por configuración de eje

En la tabla 29. Si calculamos el peso máximo que tendrá nuestra la estructura de soporte se puede trabajar una tracción simple en el símbolo de ejes de pesos se acuerdo la carga muerta y vivas para encontrar la tracción doble.

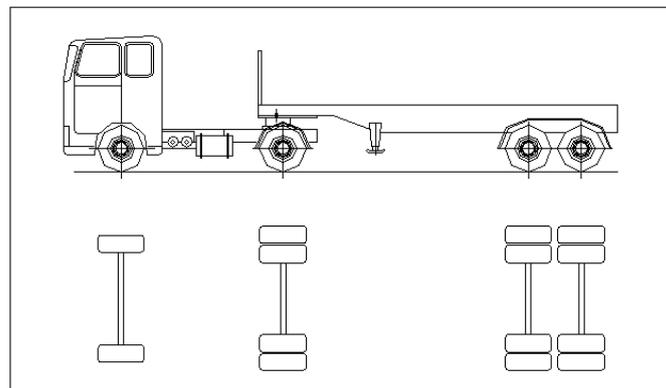


Figura 30. Grafica de un vehículo (Fuente propio elaborado)

El grafica de un vehículo de la figura 30. Para buscar la tractora se usa el 1 eje simple y el posterior 1 eje doble, bien por otro lado, para encontrar la estructura de soporte de portable van usar 2 ejes dobles.

La denominación de los pesos según la tabla 28

Si la unidad tractora de 7 toneladas por el eje simple, y Posterior 11 toneladas por el eje doble y finalmente que vendría el soporte de portable para 18 toneladas usara por los 2 ejes dobles, deben encontrar el peso bruto máximo debe ser mayor de la carga viva total.

Peso bruto máximo > Carga viva total

$$Ppm = 7 + 11 + 18$$

$$Ppm = 36 \text{ toneladas}$$

$$36 > 61$$

Donde el peso bruto máximo muy bajo demasiado no alcanza el peso óseo la carga viva total tienes es 61 toneladas buscar el mayor el peso bruto máximo del tractor para que puede transportar.

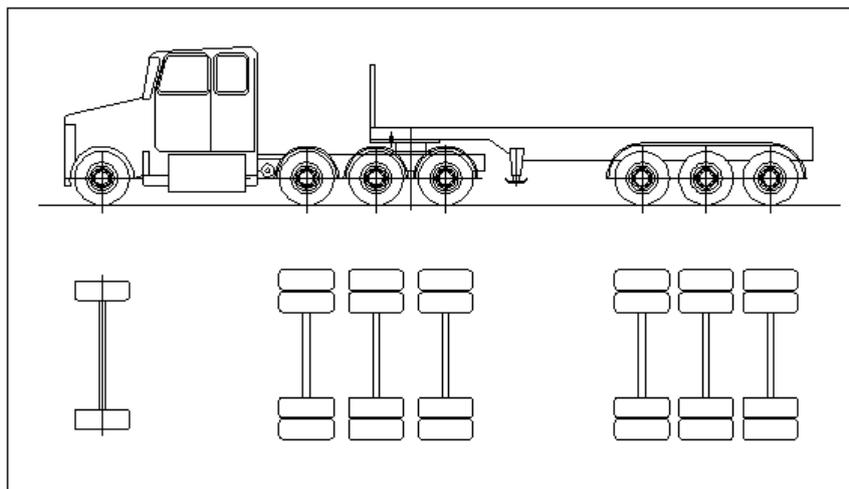


Figura 31. Grafica de unos camiones de ejes (Fuente propio elaborado)

Para buscar otra la opción del camión de tractor de la figura 31.

En la cual muestra una unidad tractora de 1 eje simple y el posterior 3 ejes doble, mientras que la parte que vendría el soporte de portable presenta 3 ejes dobles.

La denominación de los pesos según la tabla 28

La unidad tractora de 7 toneladas por el eje simple, y posterior  $11 \times 3 = 33$  toneladas por el eje doble y finalmente es 25 toneladas por los 3 ejes doble, el soporte de móvil entonces se debe cumplir:

$$\text{Peso bruto máximo} > \text{Carga viva total}$$

$$P_{bm} = 7 + 11 + 11 + 11 + 25$$

$$P_{bm} = 65 \text{ toneladas}$$

$$65 > 61$$

Si encontramos el peso de bruto máximo es menor de las cargas vías total será la misma que la figura 30. Que quiere decir 3 ejes dobles en la parte de soporte de portable y en la parte de camión de tractor puede remolcada por una unidad tractora de 1 eje simple en la parte delantera y 3 ejes doble en la parte posterior.

### 3.2 Calculo general estructura portable en operación (existente) caso-1

Propiedades del Acero Estructural ASTM-36				
Propiedades Mecanicas		Simbolo	Valor	Unidades
Densidad		$\rho$	7860	Kg/m <sup>3</sup>
Resistencia ultima	Tension	$\sigma_B$	400	Mpa
Fluencia	Tension	$\sigma_F$	250	Mpa
	Cortante	$\tau_F$	145	Mpa
Modulo de Elasticidad		E	200	Gpa
Modulo de Rigidez		G	77.2	Gpa
Coeficiente de Expansion Termica		$\alpha$	11.7	10 <sup>-6</sup> /°C
Ductilidad (% 50mm)			21	%

Las cargas calculadas que actuar sobre la estructura soporte de la planta móvil son:

<b>Tipo de cargas</b>	<b>Simbolos</b>
Carga Muerta	Cm
Carga Viva	Cv
Cargas Accidentales	
Cargas de Impacto	Ci
Cargas del Sismo	Cs
Carga del Viento	Fw

Datos de cargas para vigas principales

$$C_m = 10200 \text{ Kg.}$$

$$C_s = 12285 \text{ Kg.}$$

$$C_{v1} = 30750 \text{ Kg.}$$

$$C_{v2} = 22190 \text{ Kg.}$$

### 3.2.1 Calculo de carga sobre la viga principal (largueros) existente

Las cargas calculadas que actuar sobre la estructura soporte de la planta móvil, se aplica en la estructura actual para comprobar si están bien dimensionados, los cálculos se efectúan en las vigas principales o largueros y también la estructura de soporte, de la trituradora conformada para vigas de apoyos primaria y secundaria.

El rediseño tiene por objetivo calcular la resistencia de la viga principal y las vigas soporte de la trituradora y los travesaños de acuerdo a la carga y determinar las reacciones, momento de flector y fuerzas cortante y actuantes.

Para el cálculo se tomará cuenta las normas peruanas estructuras (Aci Capitulo peruano) se toma cuenta la combinación de cargas simultaneo conformada por carga muerta, carga viva y carga por sismo.

Formula (1)

$$C_t = K(C_m + C_{vt} + C_s)$$

Donde el factor es  $K= 0.75$

$$C_{vn} = C_{v1} + C_{v2}$$

$$C_{vn} = 30750 + 22190$$

$$C_{vn} = 52940 \text{ Kg.}$$

Carga impacto:  $C_i = 20\% \times C_{vn}$

$$C_i = 20\% \times 52940$$

$$C_i = 10588 \text{ Kg.}$$

$$C_{vt} = C_{vn} + C_i$$

$$C_{vt} = 52940 + 10588$$

$$C_{vt} = 63528 \text{ Kg.}$$

Reemplazo en (1)

$$C_t = K(C_m + C_{vt} + C_s)$$

$$C_t = 0.75(10200 + 63528 + 12285)$$

$$C_t = 0.75(86013)$$

$$C_t = 64510 \text{ Kg.}$$

Se tienen dos vigas principales por lo tanto para cada viga la carga total:

$$W_t = \frac{645100}{2}$$

$$W_t = 322550 \text{ N}$$

Luego reemplazo de viga principal el peso total= (N/mm)

### Esquema viga principal y soporte (columna)

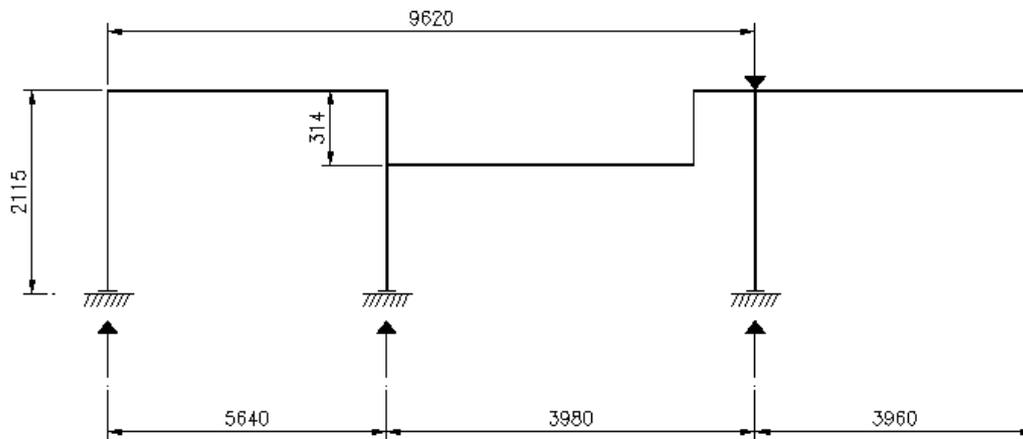


Figura 32. Esquema viga principal con soportes (Fuente propio elaborado)

Como se tiene 02 vigas principales para el análisis se trabaja en una viga principal.

a) Carga total sobre la viga principal. ( $W_t$ )

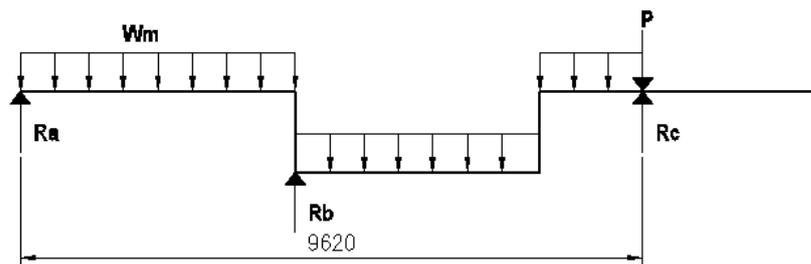


Figura 33. Esquema de cuerpo libre y reacciones (Fuente propio elaborado)

a) Carga total sobre la viga principal ( $W_t$ )

$$W_t = 322550 \text{ N}$$

Calculo de la carga total distribuida ( $w_t$ )

$$W_t = \frac{322550 \text{ N}}{9620 \text{ mm}}$$

$$W_t = 33.53 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Diagrama cuerpo libre

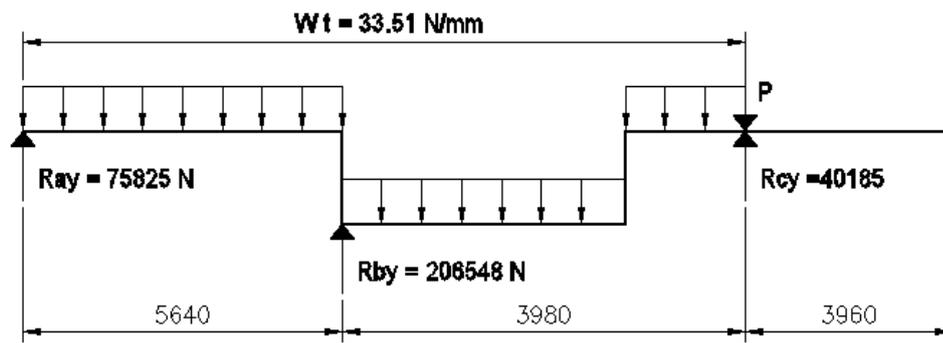


Figura 34. Esquema de reacciones de viga principal (Fuente propio elaborado)

Las reacciones de la viga principal cálculo de mano alzada nuestra la tabla 10

**Tabla 10.** Las reacciones de la viga principal

Reaccion	Valor	Unidades
$R_{ax}$	0	N
$R_{ay}$	75825	N
$R_{bx}$	206548	N
$R_{by}$	40185	N

Fuente: Propio elaborado

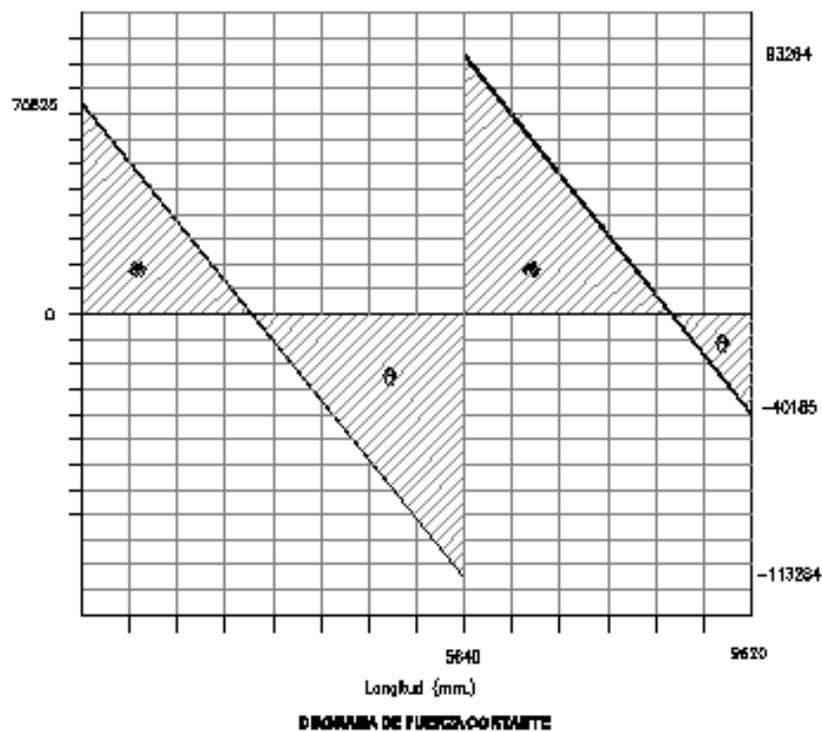


Figura 35. Diagrama de fuerza cortante (Fuente propio elaborado)

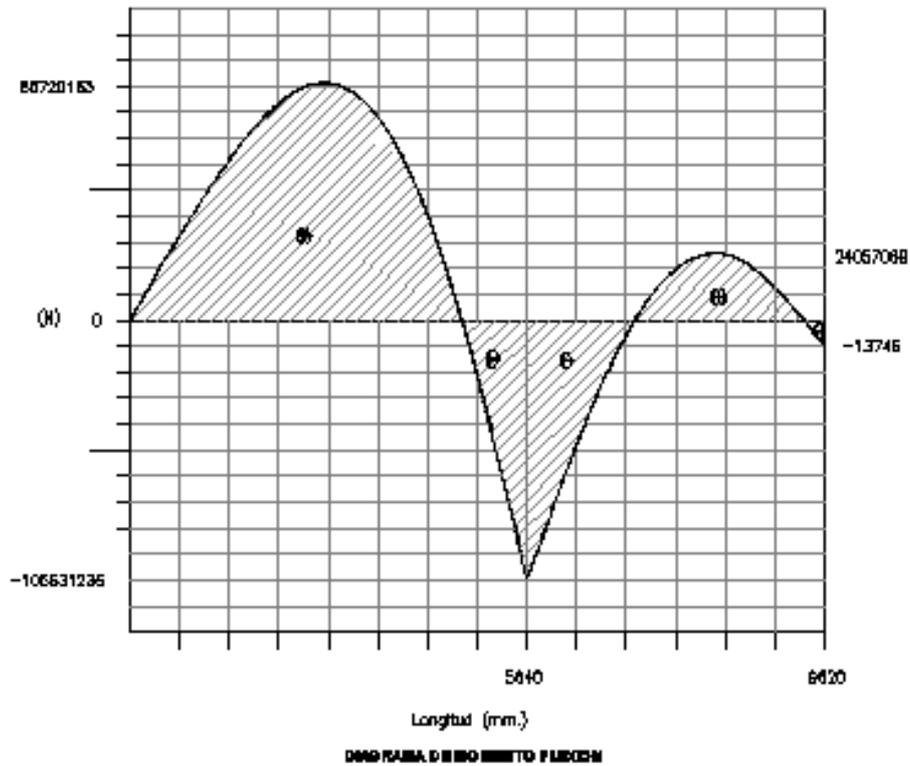


Figura 36. Diagrama de momento flexión (Fuente propio elaborado)

Los diagramas muestran donde está el mayor valor del momento máximo y la fuerza cortante máxima. Estos valores son:

$$M_{\max} = 105631236 \text{ Nmm}$$

$$V_{\max} = 113284 \text{ N}$$

Aplicando el criterio de máximo esfuerzo cortante.

El esfuerzo admisible se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$\text{Esfuerzo admisible} = \frac{\text{Resistencia de influencia}}{\text{Factor de seguridad}}$$

Donde:

Esfuerzo a la fluencia (tensión) = 250 Mpa

Esfuerzo a la fluencia (corte) = 145 Mpa

Factor de seguridad = 1.5

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_f}{1.5} \quad \tau_{adm} = \frac{\tau_f}{1.5}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{250}{1.5} \quad \tau_{adm} = \frac{145}{1.5}$$

$$\sigma_{adm} = 167 \text{ Mpa} \quad \tau_{adm} = 97 \text{ Mpa}$$

Para encontrar por cálculo el momento resistente mínimo

La fórmula de momento resistente mínimo es igual el momento máximo entre esfuerzo admisibles

$$S_{min.} = \frac{M_{max.}}{\sigma_{adm.}}$$

$$S_{min} = \frac{105631236 \text{ Nmm}}{167 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}$$

$$S_{min.} = 632522 \text{ mm}^3 \times \left(\frac{1}{25.4}\right)^3$$

$$S_{min.} = 38.59 \text{ pulg}^3$$

Según cálculo de la viga debe tener un momento resistente iguales o mayor a 38.59  $\text{pulg}^3$  y buscar los perfiles en el Steel construcción tabla 12. Para saber que viga usaremos.

**Tabla11. Perfiles de propuestos**

<b>Construcciones de vigas principal</b>	
<b>Perfil actual</b>	<b>Perfil propuesto C-D</b>
<b>Estatico</b>	
W21"x73#	W12"x30#
Momento inercia=1600in4	Momento inercia=238in4
Sx=151 in3	Sx=38.6 in3
$\sigma_n=34.64 \text{ Mpa}$	$\sigma_n=136 \text{ Mpa}$

Fuente: Propio elaborado

**Tabla 12. Perfiles Steel Construcción**

<b>Perfiles</b>	<b>Momento Resistente Sx (pulgada cubicas)</b>	<b>Momento de inercia Ix pulgada cuarta</b>
W8x18#	15.2	61.9
W8x21#	18.2	75.3
W8x24#	20.9	82.7
W12x26#	33.4	204
W12x30#	38.6	238
W18x40#	68.4	612
W21x73#	151	1600
W21x83#	171	1830

*Fuente: Propio elaborado*

Verificación del perfil seleccionado

Si tomamos:

W12" x 30#      Sx= 38.6 pulg<sup>3</sup>

Ver la fórmula:

$$\sigma_n = \frac{M_{\max.(\text{Nmm})}}{S \text{ pulg}^3}$$

$$\sigma_n = \frac{105631236 \text{ Nmm}}{38.6 \text{ pulg}^3 \times \left(\frac{25.4 \text{ mm}}{1 \text{ pulg}}\right)^3}$$

$$\sigma_n = 166 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_n = 166 \text{ Mpa}$$

Se debe cumplir:

$$\sigma_n < \sigma_{\text{adm}}$$

166 Mpa < 167 MPa (Es conforme para Factor de seguridad =1.5)

Calculo del factor de seguridad viga actual de W 21" X 73#

$$\sigma_n = \frac{M_{\max.(\text{Nmm})}}{S \text{ pulg}^3}$$

$$\sigma_n = \frac{105631236 \text{ Nmm}}{151 \text{ pulg}^3 \times \left(\frac{25.4 \text{ mm}}{1 \text{ pulg}}\right)^3}$$

$$\sigma_n = 42.7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_n = 42.7 \text{ Mpa}$$

Si el factor seguridad es:

$$F_{seg.} = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma_n}$$

$$F_{seg.} = \frac{167 \text{ Mpa}}{42.7 \text{ Mpa}}$$

$$F_{seg.} = 3.91$$

**Hallar el esfuerzo cortante:**

$$\tau_c = \frac{V_{max} \times Q}{I \times t}$$

Donde:

Q= Primer momento del ala con respecto al eje neutro (m3)

I = Momento de inercia de perfil (m4)

T = Ancho del alma (m)

$$Q = A \text{ ala} \times c$$

$$Q = (0.166 \text{ m} \times 0.01118 \text{ m}) \times 0.151 \text{ m}$$

$$Q = (0.166 \text{ m} \times 0.01118 \text{ m}) \times 0.151 \text{ m}$$

$$Q = 2.8 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$\tau_c = \frac{93264 \text{ N} \times 2.8 \times 10^{-4} \text{ m}^3}{238 \text{ pulg}^4 \times \left(\frac{0.0254 \text{ m}}{1 \text{ pulg}}\right)^4 \times 0.0066 \text{ m}}$$

$$\tau_c = 39940758.69 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$\tau_c = 39.94 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_c = 39.94 \text{ Mpa}$$

Se debe cumplir:

$$\tau_c < \tau_{adm}$$

$$39.94 \text{ Mpa} < 97 \text{ Mpa}$$

### 3.2.2 Calculo propuesta estructura portable en operación actual (Caso-2)

Propiedades del Acero Estructural ASTM-36				
Propiedades Mecanicas		Simbolo	Valor	Unidades
Densidad		$\rho$	7860	Kg/m <sup>3</sup>
Resistencia ultima	Tension	$\sigma_B$	400	Mpa
Fluencia	Tension	$\sigma_F$	250	Mpa
	Cortante	$\tau_F$	145	Mpa
Modulo de Elasticidad		E	200	Gpa
Modulo de Rigidez		G	77.2	Gpa
Coeficiente de Expansion Termica		$\alpha$	11.7	10 <sup>-6</sup> /°C
Ductilidad (% 50mm)			21	%

Tipo de cargas	Simbolos
Carga Muerta	C <sub>m</sub>
Carga Viva	C <sub>v</sub>
Cargas Accidentales	
Cargas de Impacto	C <sub>i</sub>
Cargas del Sismo	C <sub>s</sub>
Carga del Viento	F <sub>w</sub>

Datos de cargas para vigas principales

$$C_m = 10200 \text{ Kg}$$

$$C_s = 12285 \text{ Kg}$$

$$C_{v1} = 30750 \text{ Kg}$$

$$C_{v2} = 22190 \text{ Kg}$$

### 3.2.3 Calculo de carga sobre la viga principal (largueros)

Para el cálculo se tomará cuenta las normas peruanas estructuras (Aci Capitulo peruano) se toma cuenta la combinación de cargas simultaneo conformada por carga muerta, carga viva y carga por sismo.

Formula (1)

$$C_t = K(C_m + C_{vt} + C_s)$$

Donde el factor es  $K= 0.75$

$$C_{vn} = C_{v1} + C_{v2}$$

$$C_{vn} = 30750 + 22190$$

$$C_{vn} = 52940 \text{ Kg.}$$

Carga impacto:  $C_i = 20\% \times C_{vn}$

$$C_i = 20\% \times 52940$$

$$C_i = 10588 \text{ Kg.}$$

$$C_{vt} = C_{vn} + C_i$$

$$C_{vt} = 52940 + 10588$$

$$C_{vt} = 63528 \text{ Kg.}$$

Reemplazo en (1)

$$C_t = K(C_m + C_{vt} + C_s)$$

$$C_t = 0.75(10200 + 63528 + 12285)$$

$$C_t = 0.75(86013)$$

$$C_t = 64510 \text{ Kg.}$$

Se tienes dos vigas principales por lo tanto para cada viga la carga total:

$$W_t = \frac{645100}{2}$$

$$W_t = 322550 \text{ N}$$

Luego reemplazo de viga principal el peso total= (N/mm)

Esquema viga principal y soporte (columna)

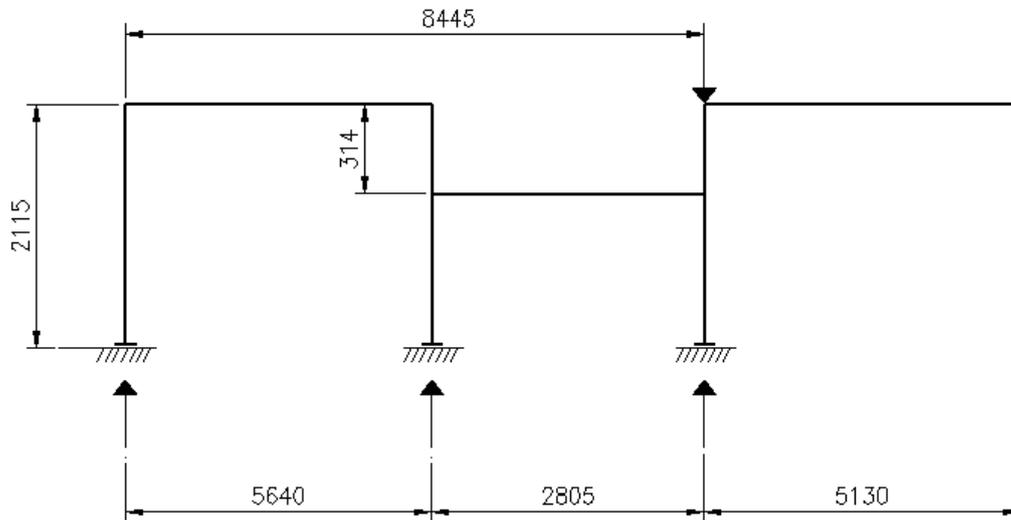


Figura 37. Esquema viga principal con soportes (Fuente propio elaborado)

Como se tiene 02 vigas principales para el análisis se trabaja en una viga principal.

b) Carga total sobre la viga principal. ( $W_t$ )

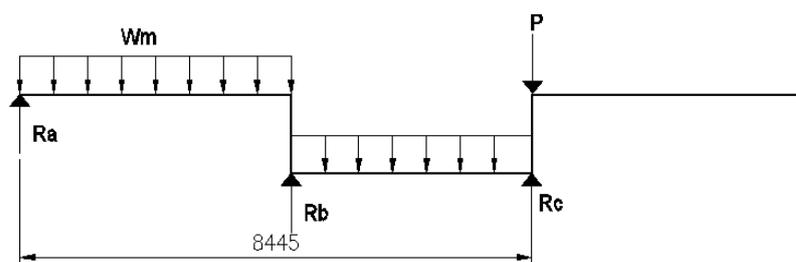


Figura 38. Esquema de cuerpo libre y reacciones (Fuente propio elaborado)

b) Carga total sobre la viga principal ( $W_t$ )

$$W_t = 322550 \text{ N}$$

Calculo de la carga total distribuida ( $w_t$ )

$$W_t = \frac{322550 \text{ N}}{9620 \text{ mm}}$$

$$W_t = 33.53 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Diagrama cuerpo libre

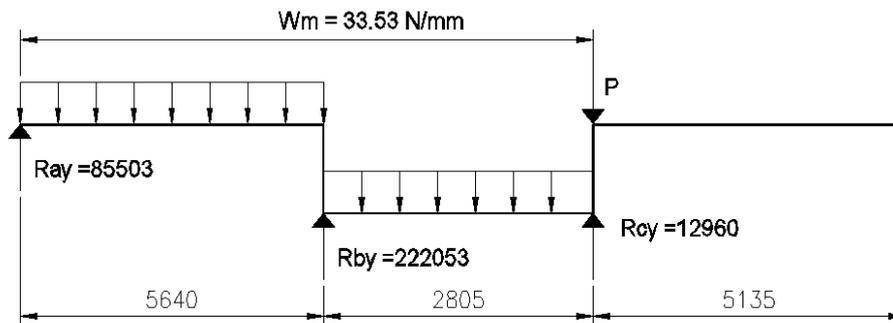


Figura 39. Esquema de reacciones de viga principal (Fuente propio elaborado)

Las reacciones de la viga principal cálculo de mano alzada nuestra la tabla 10

**Tabla 13.** Las reacciones de la viga principal

Reaccion	Valor	Unidades
$R_{ax}$	0	N
$R_{ay}$	85503	N
$R_{by}$	222053	N
$R_{cy}$	12960	N

Fuente: Propio elaborado

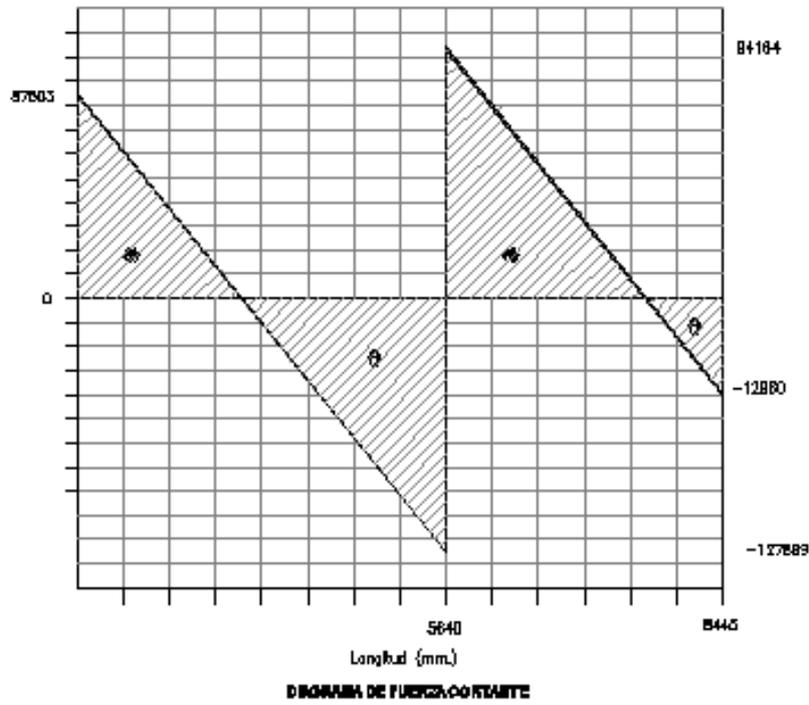


Figura 40. Diagrama de fuerza cortante (Fuente propio elaborado)

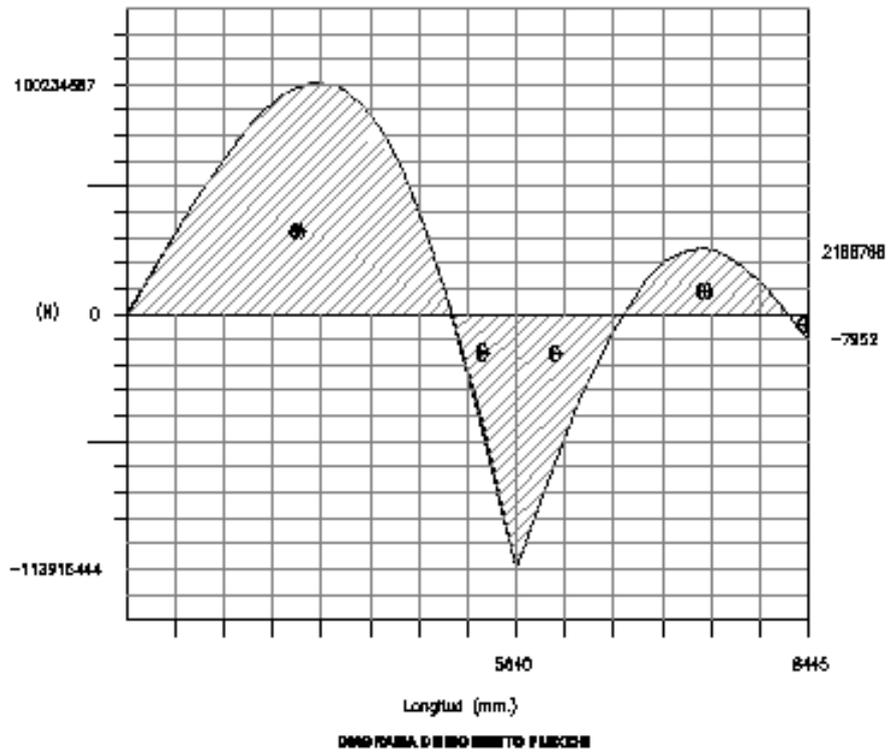


Figura 41. Diagrama de momento flexión (Fuente propio elaborado)

Los diagramas muestran donde está el mayor valor del momento máximo y la fuerza cortante máxima. Estos valores son:

$$M_{\max} = 113915444 \text{ Nmm}$$

$$V_{\max} = 127889 \text{ N}$$

Aplicando el criterio de máximo esfuerzo cortante.

El esfuerzo admisible se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$\text{Esfuerzo admisible} = \frac{\text{Resistencia de influencia}}{\text{Factor de seguridad}}$$

Donde:

Esfuerzo a la fluencia (tensión) = 250 Mpa

Esfuerzo a la fluencia (corte) = 145 Mpa

Factor de seguridad = 1.5

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_f}{1.5} \quad \tau_{adm} = \frac{\tau_f}{1.5}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{250}{1.5} \quad \tau_{adm} = \frac{145}{1.5}$$

$$\sigma_{adm} = 167 \text{ Mpa} \quad \tau_{adm} = 97 \text{ Mpa}$$

Para encontrar por cálculo el momento resistente mínimo

La fórmula de momento resistente mínimo es igual el momento máximo entre esfuerzo admisibles

$$S_{min.} = \frac{M_{max.}}{\sigma_{adm.}}$$

$$S_{min} = \frac{113915444 \text{ Nmm}}{167 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}$$

$$S_{min.} = 682128mm^3 \times \left(\frac{1}{25.4}\right)^3$$

$$S_{min.} = 41.63pulg^3$$

Según cálculo de la viga debe tener un momento resistente iguales o mayor a 41.63  $pulg^3$  y buscar los perfiles en el Steel construcción tabla 12. Para saber que viga usaremos.

**Tabla14. Perfiles de propuestos**

<b>Construcciones de vigas principal</b>	
<b>Perfil actual</b>	<b>Perfil propuesto C-D</b>
	<b>Estatico</b>
W21"x73#	W12"x30#
Momento inercia=1600in4	Momento inercia=238in4
Sx=151 in3	Sx=38.6 in3
$\sigma_n=34.64$ Mpa	$\sigma_n=136$ Mpa

*Fuente: Propio elaborado*

**Tabla 15. Perfiles Steel Construcción**

<b>Perfiles</b>	<b>Momento Resistente Sx (pulgada cubicas)</b>	<b>Momento de inercia Ix pulgada cuarta</b>
W8x18#	15.2	61.9
W8x21#	18.2	75.3
W8x24#	20.9	82.7
W12x26#	33.4	204
W12x30#	38.6	238
W18x40#	68.4	612
W21x73#	151	1600
W21x83#	171	1830

*Fuente: Propio elaborado*

Verificación del perfil seleccionado

Si tomamos:

W18" x 40#       $S_x = 68.4 \text{ pulg}^3$

Ver la fórmula:

$$\sigma_n = \frac{M_{\max.(\text{Nmm})}}{S \text{ pulg}^3}$$

$$\sigma_n = \frac{113915444 \text{ Nmm}}{68.4 \text{ pulg}^3 \times \left(\frac{25.4 \text{ mm}}{1 \text{ pulg}}\right)^3}$$

$$\sigma_n = 101.63 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_n = 101.63 \text{ Mpa}$$

Se debe cumplir:

$$\sigma_n < \sigma_{\text{adm}}$$

101.63 Mpa < 167 MPa (Es conforme para Factor de seguridad =1.5)

Calculo del factor de seguridad viga actual de W 21" X 73#

$$\sigma_n = \frac{M_{\max.(\text{Nmm})}}{S \text{ pulg}^3}$$

$$\sigma_n = \frac{113915444 \text{ Nmm}}{151 \text{ pulg}^3 \times \left(\frac{25.4 \text{ mm}}{1 \text{ pulg}}\right)^3}$$

$$\sigma_n = 46.04 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_n = 46.04 \text{ Mpa}$$

Si el factor seguridad es:

$$F_{\text{seg.}} = \frac{\sigma_{\text{adm}}}{\sigma_n}$$

$$F_{\text{seg.}} = \frac{167 \text{ Mpa}}{46.04 \text{ Mpa}}$$

$$F_{\text{seg.}} = 3.63$$

**Hallar el esfuerzo cortante:**

$$\tau_c = \frac{V_{\max} \times Q}{I \times t}$$

Donde:

Q= Primer momento del ala con respecto al eje neutro (m<sup>3</sup>)

I = Momento de inercia de perfil (m<sup>4</sup>)

T = Ancho del alma (m)

Q = A ala x c

Q = (0.15291m x 0.01334m) x 0.442m

Q = 9.02 x 10<sup>-4</sup>m<sup>3</sup>

$$\tau_c = \frac{127889 \text{ N} \times 9.02 \times 10^{-4} \text{ m}^3}{612 \text{ pulg}^4 \times \left(\frac{0.0254 \text{ m}}{1 \text{ pulg}}\right)^4 \times 0.008 \text{ m}}$$

$$\tau_c = 452849.03 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$\tau_c = 45.28 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_c = 45.28 \text{ Mpa}$$

Se debe cumplir:

$$\tau_c < \tau_{adm}$$

$$45.28 \text{ Mpa} < 97 \text{ Mpa}$$

### 3.2.4 Diseño de vigas internas de apoyo trituradoras y travesaños

#### Esquema de los travesaños

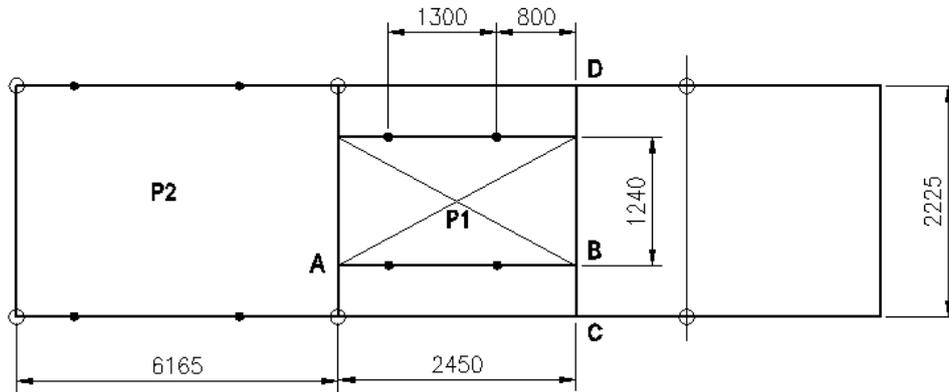


Figura 42. Esquemas de los travesaños (planta) (Fuente propio elaborado)

Trituradora de quijada pesa es  $P1 = 14500 \text{ kg}$ .  $C_v = 14500 \text{ Kg}$ .

### Calculo de la viga interna de A – B

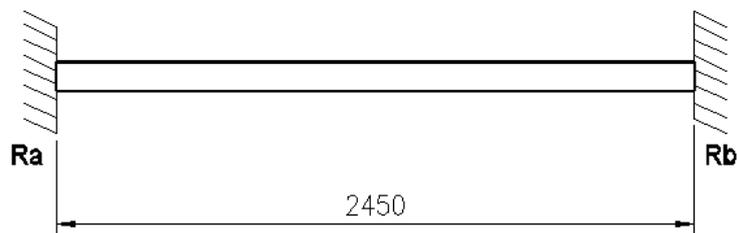


Figura 43. Esquemas de análisis de la viga A y B (Fuente propio elaborado)

La carga viva total se distribuye en 02 vigas interno (A – B)

$$C_{vt} = \frac{14500}{2}$$

$$C_{vt} = 7250 \text{ Kg}$$

$$C_{vt} = 72500 \text{ N}$$

Calculo de la carga viva total distribuida ( $W_t$ )

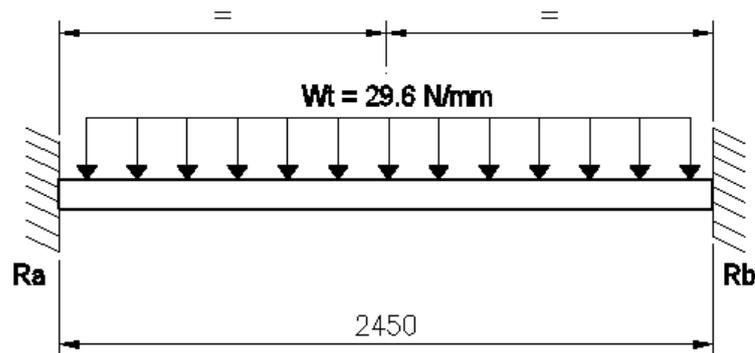


Figura 44. Esquema la carga viva total distribuida (Fuente propio elaborado)

$$W_t = \frac{72500}{2450}$$

$$W_t = 29.6 \frac{N}{mm}$$

**Calculo de reacciones según formulas:**

$$R_a = R_B = \frac{W_t \times L}{2}$$

$$R_a = R_B = \frac{29.6 \frac{N}{mm} \times 2450 \text{ mm}}{2}$$

$$R_a = R_b = 36260N$$

Calculamos del momento máximo

$$M_{\max} = \frac{W_t \times L^2}{12}$$

$$M_{\max} = \frac{29.6 \text{ N/mm} \times 2450^2}{12}$$

$$M_{\max} = 14806166.64 \text{ Nmm}$$

$$M_{\max} = M_a = M_b$$

$$M_{\text{centro de la viga}} = \frac{W_t \times L^2}{24}$$

$$M_{\text{centro de la viga}} = \frac{29.6 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \times 2450^2 \text{ mm}}{24}$$

$$M_{\text{centro de la viga}} = 7403083 \text{ Nmm}$$

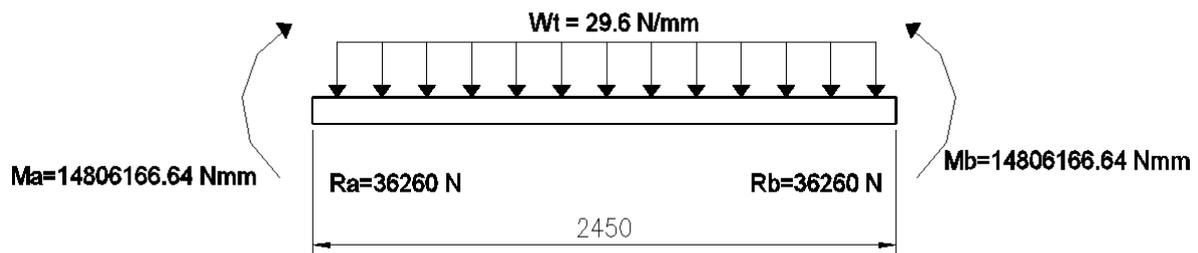


Figura 45. Esquema la carga distribuida (fuente propia elaborada)

Las reacciones de las vigas W son calculadas con las tablas

Las reacciones de la viga principal cálculo de mano alzada nuestra la tabla 13

Tabla 16. Las reacciones de la viga travesaños (viga soporte)

Reaccion	Valor	Unidades
Rax	0	N
Ray	36260	N
Rbx	0	N
Rby	36260	N
Ma	14806167	Nm
Mb	14806167	Mm

Fuente: Propio elaborado

AutoCAD 2017 se puede elaborar dibujos, diagramas de fuerza cortante y momento flector.

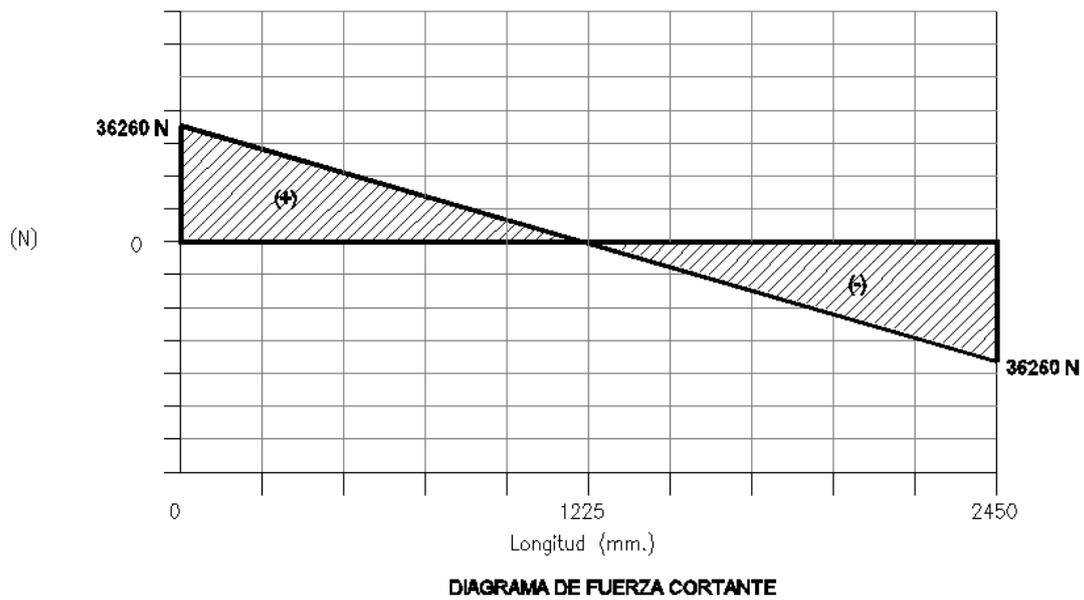


Figura 46. Diagrama de fuerza cortante

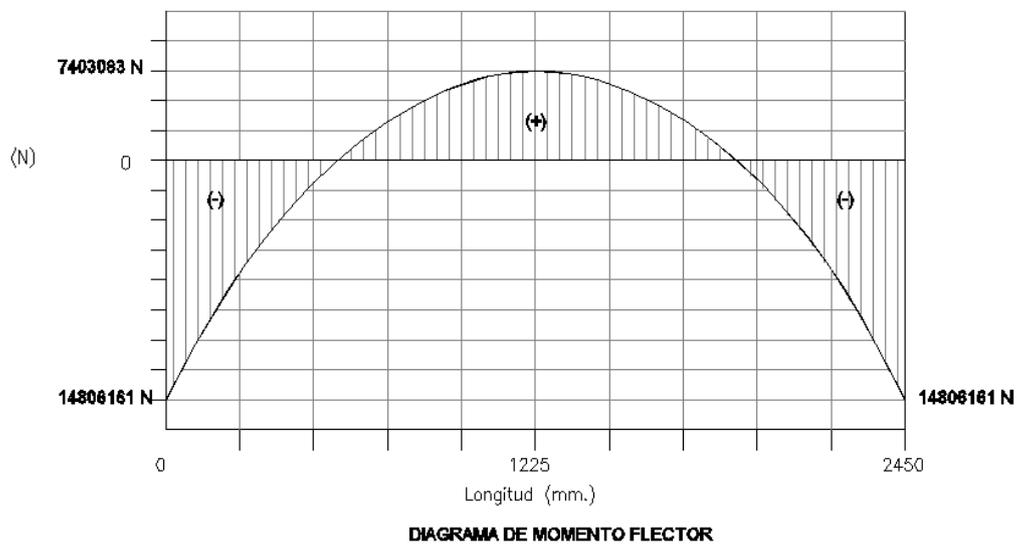


Figura 47. Diagrama del momento flector

Calculo de resistencia de la viga son el momento máximo y la fuerza cortante máxima el valor los siguientes: se acuerdo los diagramas.

$$M_{\max} = 14806167 \text{ Nmm}$$

$$V_{\max} = 36260 \text{ N}$$

Para calcular el momento resistente mínimo deben encontrar el área del perfil para poder la carga aplicada del esfuerzo admisible:

$$\sigma_{adm} = 167 \text{ Mpa} \quad \tau_{adm} = 97 \text{ Mpa}$$

Si encontramos la formula el momento resistente mínimo:

$$S_{min.} = \frac{M_{max.}}{\sigma_{adm.}}$$

$$S_{min} = \frac{14806167 \text{ Nmm}}{167 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}$$

$$S_{min.} = 88659 \text{ mm}^3 x \left(\frac{1}{25.4}\right)^3$$

$$S_{min.} = 5.41 \text{ pulg}^3$$

Según resultado la viga debe tener un momento resistente mayor a 5.41 pulg<sup>3</sup> en la tabla Steel construcción W8" X 24#.

Ver tabla de perfiles x propuesto:

Verificación del perfil seleccionado para W 8" x 24# o W12" x 26#

**Tabla 17. Los perfiles propuestos A Y B**

<b>Construcciones de travesaños interior</b>		
<b>Perfil actual</b>	<b>Perfil propuesto A-B</b>	
	<b>Estatico</b>	<b>Estatico</b>
W21"x73#	W24"x24#	W12"x26#
Momento inercia=1600in <sup>4</sup>	Momento inercia=82.7in <sup>4</sup>	Momento inercia=204in <sup>4</sup>
Sx=151 in <sup>3</sup>	Sx=20.9 in <sup>3</sup>	Sx=33.4 in <sup>3</sup>
$\sigma_n=34.64 \text{ Mpa}$	$\sigma_n=43.23 \text{ Mpa}$	$\sigma_n=27.05 \text{ Mpa}$

*Fuente: Propio elaborado*

$$\sigma_n = \frac{M_{\max.(\text{Nmm})}}{S \text{ pulg}^3}$$

$$\sigma_n = \frac{14806167 \text{ Nmm}}{20.9 \text{ pulg}^3 \times \left(\frac{25.4 \text{ mm}}{1 \text{ pulg}}\right)^3}$$

$$\sigma_n = 43.23 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_n = 43.23 \text{ Mpa}$$

Se debe cumplir:

$$\sigma_n < \sigma_{adm}$$

$$43.23 \text{ Mpa} < 167 \text{ Mpa}$$

Calculo del factor de seguridad viga actual de W 21" X 73#

$$\sigma_n = \frac{M_{\max.(\text{Nmm})}}{S \text{ pulg}^3}$$

$$\sigma_n = \frac{14806167 \text{ Nmm}}{151 \text{ pulg}^3 \times \left(\frac{25.4 \text{ mm}}{1 \text{ pulg}}\right)^3}$$

$$\sigma_n = 5.98 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_n = 5.98 \text{ Mpa}$$

Si el factor seguridad es:

$$F_{seg.} = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma_n}$$

$$F_{seg.} = \frac{167 \text{ Mpa}}{5.98 \text{ Mpa}}$$

$$F_{seg.} = 27.93$$

Verificación del perfil por resistencia para hallar esfuerzo cortante. Ver formula

$$\tau_c = \frac{V_{\max} \times Q}{I \times t}$$

Donde:

Q= Primer momento del ala con respecto al eje neutro (m<sup>3</sup>)

I = Momento de inercia de perfil (m<sup>4</sup>)

T = Ancho del alma (m)

Q = A ala x c

Q = (0.165m x 0.01016m) x 0.09542 m

Q = 1.599 x 10<sup>-4</sup>m<sup>3</sup>

$$\tau_c = \frac{93264 \text{ N} \times 1.599 \times 10^{-4} \text{ m}^3}{82.7 \text{ pulg}^4 \times \left(\frac{0.0254 \text{ m}}{1 \text{ pulg}}\right)^4 \times 0.00662 \text{ m}}$$

$$\tau_c = 27079803.13 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$\tau_c = 27.08 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_c = 27.08 \text{ Mpa}$$

Se debe cumplir:

$$\tau_c < \tau_{adm}$$

$$27.08 \text{ Mpa} < 97 \text{ Mpa} \text{ (Es conforme)}$$

### Calculo de viga travesaño C – D

La carga viva total se distribuye en 02 vigas travesaños

$$C_t = \frac{14500}{2}$$

$$C_t = 7250 \text{ Kg}$$

$$C_t = 72500 \text{ N}$$

La carga total distribuida ( $W_t$ )

$$W_t = \frac{72500 \text{ N}}{2225 \text{ mm}}$$

$$W_t = 32.6 \frac{N}{mm}$$

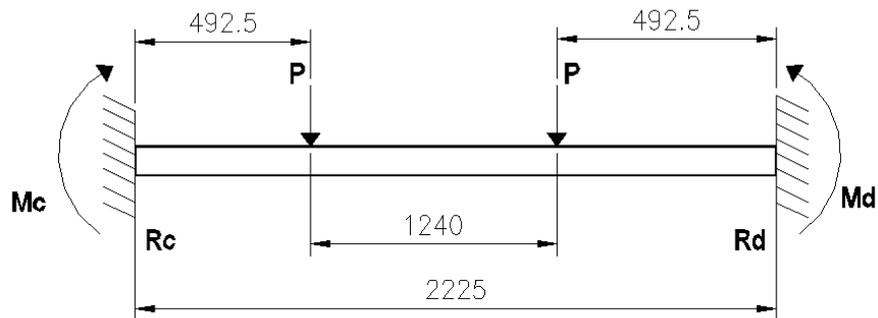


Figura 48. Esquema de cargas de la viga C y D

Calculo de reacciones de la formulas:

$$R_c = 36260 \text{ N}$$

$$R_d = 36260 \text{ N}$$

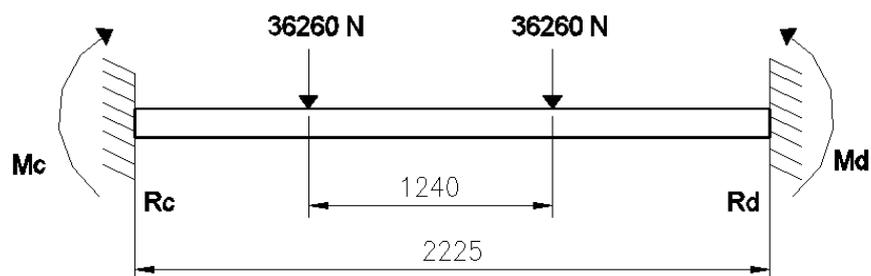


Figura 49. Esquema de cargas viga travesaño

Formulas de reactions

$$R_{c1} = V_1 = \frac{P \times b^2}{L^3} \times (3a + b)$$

$$R_{d1} = V_2 = \frac{P \times a^2}{L^3} \times (a + 3b)$$

Formula momentos de carga concentrado

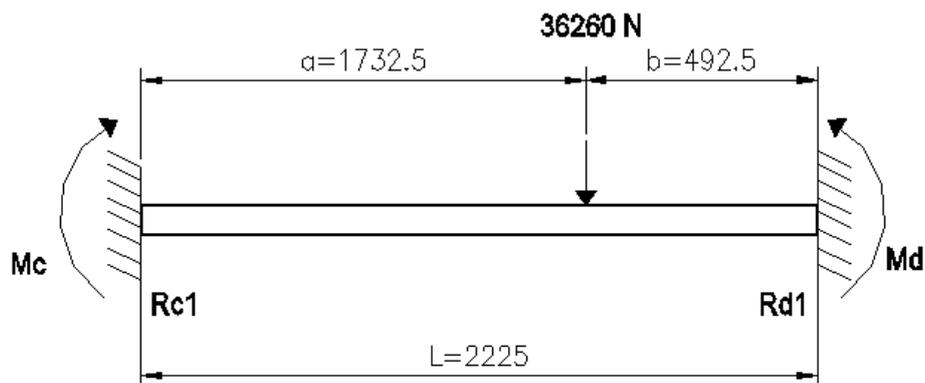
$$M_a = \frac{2 P x a^2 x b^2}{L^3}$$

$$M_{c1} = \frac{P x a x b^2}{L^2}$$

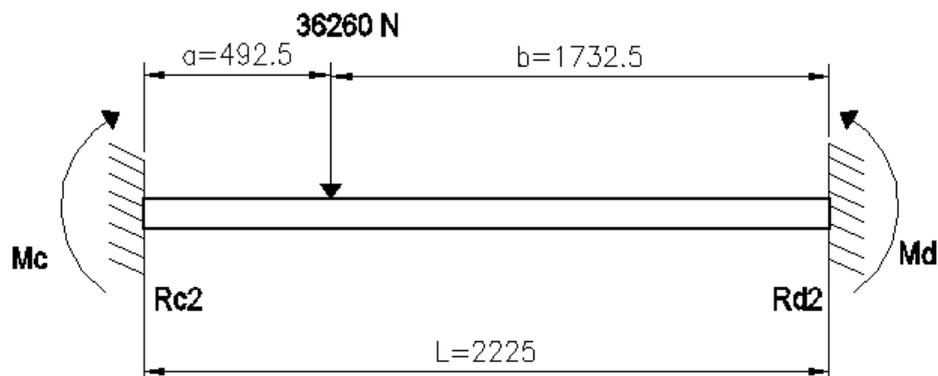
$$M_{d1} = \frac{P x a^2 x b}{L^2}$$

El calculo para obtener el diagrama de momento y cortante se divida en 02 partesw y luego se sumaron por aplicado la su posicion de fuerzas y momento.

- Carga concentrada lado derecho



- Carga concentrada lado izquierda



**Tabla 18.** Reacciones de cargas para viga travesaño

Reaccion	Valor	Unidades
Rax	0	N
Ray	4542	N
Rbx	0	N
Rby	31705	N
Mc	30770440	Nm
Md	10824322	Mm

Fuente: Propio elaborado

Diagrama de cortante de C1 y D1

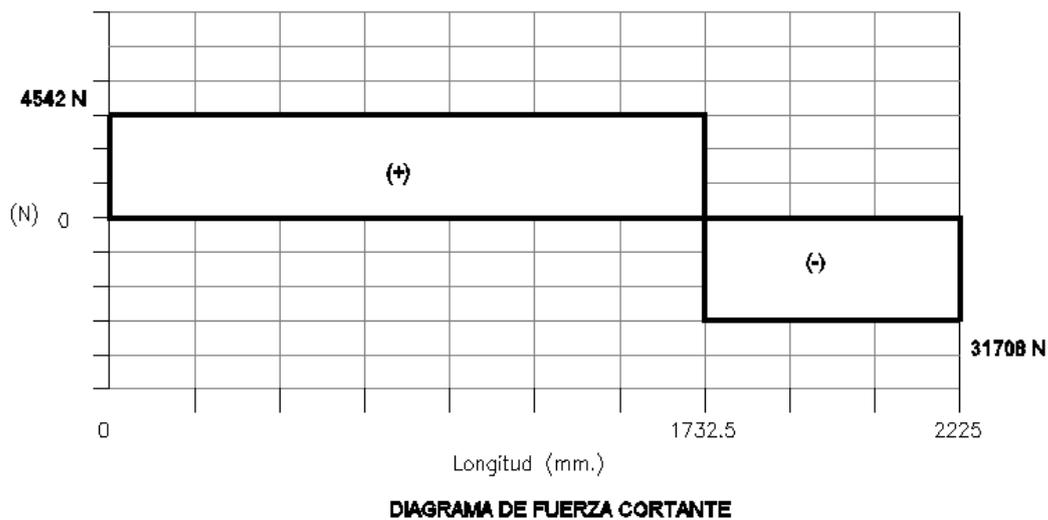


Figura 50. Diagrama de fuerza cortante lado derecho (Fuente propio elaborado)

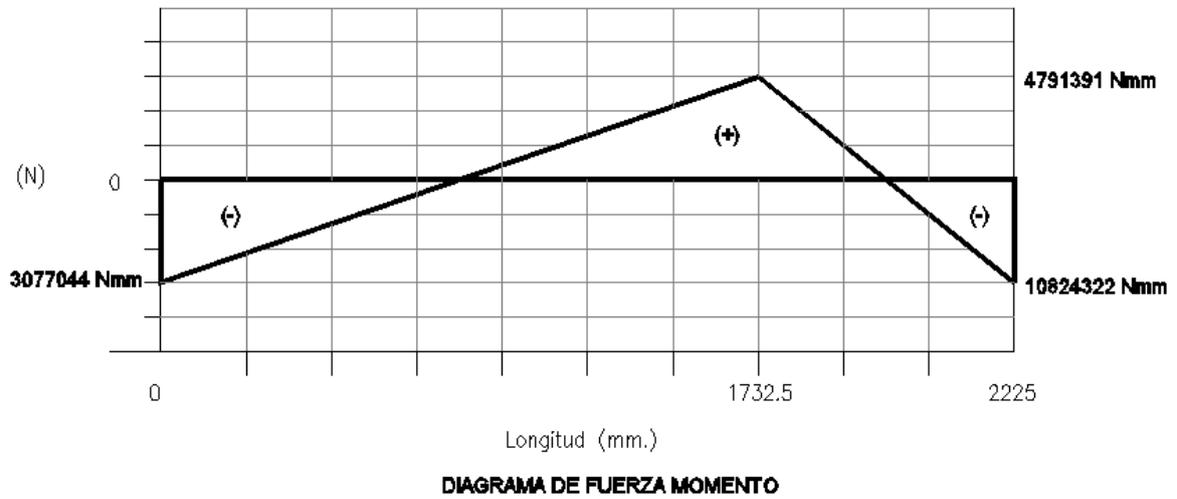


Figura 51. Diagrama de fuerza momento lado derecho (Fuente propio elaborado)

Diagrama de momento C2 y D2 (lado izquierdo)

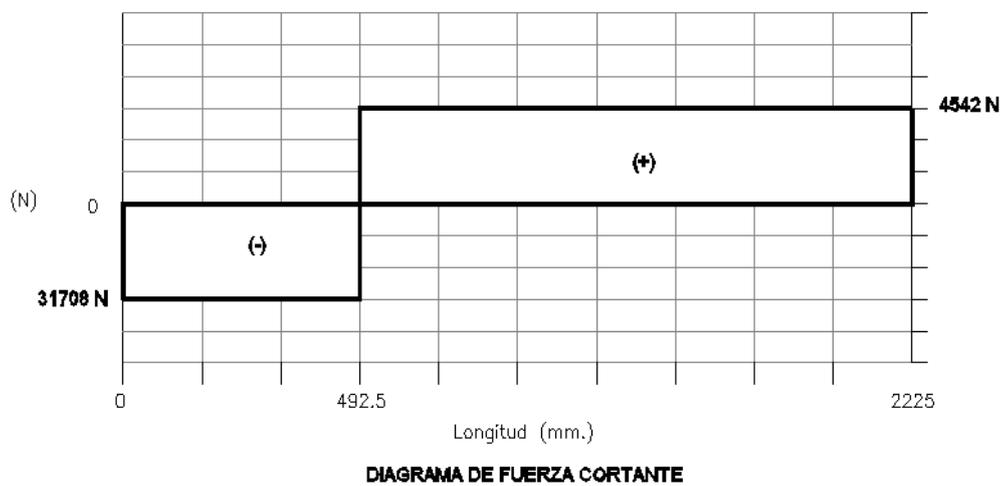


Figura 52. Diagrama de fuerza cortante lado izquierdo (Fuente propio elaborado)

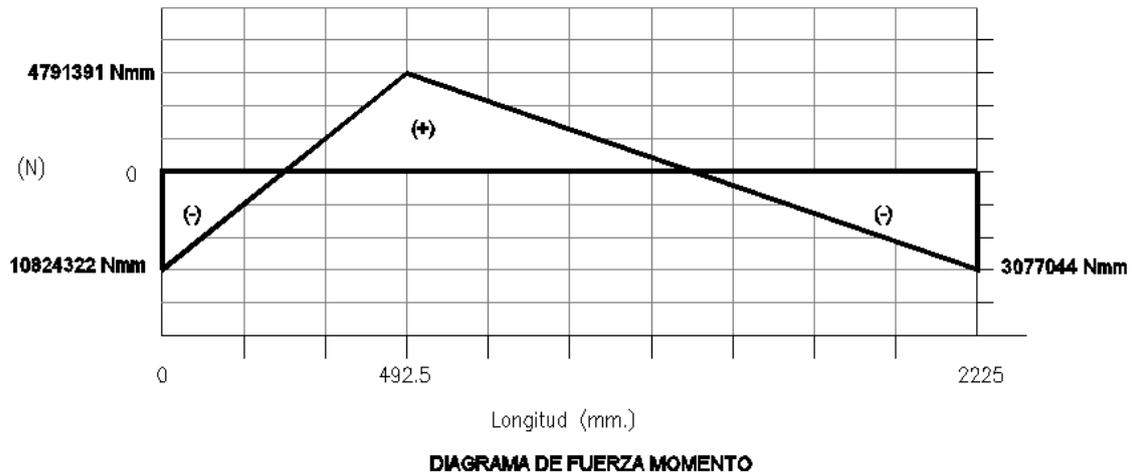


Figura 53. Diagrama de fuerza momento de C y D lado izquierdo (Fuente propio elaborado)

Superponiendo los 02 diagramas cargas concentrada lado derecho e izquierda

Calculo de resistencia de la viga son el momento máximo y la fuerza cortante máxima el valor los siguientes: se acuerdo los diagramas.

$$M_{\max} = 13901366 \text{ Nmm}$$

$$V_{\max} = 36260 \text{ N}$$

Para calcular el momento resistente mínimo deben encontrar el área del perfil para poder la carga aplicada del esfuerzo admisible:

$$\sigma_{adm} = 167 \text{ Mpa} \quad \tau_{adm} = 97 \text{ Mpa}$$

Si encontramos la formula el momento resistente mínimo:

$$S_{min.} = \frac{M_{max.}}{\sigma_{adm.}}$$

$$S_{min} = \frac{13901366 \text{ Nmm}}{167 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}$$

$$S_{min.} = 83242 \text{ mm}^3 x \left( \frac{1}{25.4} \right)^3$$

$$S_{\min.} = 5.1 \text{ pulg}^3$$

Para encontrar el resultado el momento resistente mínimo sobre el área de la viga W que selección deben encontrar el mayor de 5.1 pulgadas cubicas, procedemos a buscar en las tablas de vigas perfiles de construcción sobre la denominación del perfil de W8x24# o también W12"x26# se encuentra el tamaño la altura, ancho espesor del alma y espesor de ala se acuerdo la resistencia del material.

Ver tabla de perfiles propuesto:

**Tabla 19.**Perfiles propuesto C y D

<b>Construcciones de travesaños interior</b>	
<b>Perfil actual</b>	<b>Perfil propuesto C-D</b>
	<b>Estatico</b>
W21"x73#	W8"x24#
Momento inercia=1600in4	Momento inercia=82.7in4
Sx=151 in3	Sx=20.9 in3
$\sigma_n=5.62 \text{ Mpa}$	$\sigma_n=40.58 \text{ Mpa}$

*Fuente: Propio elaborado*

$$\sigma_n = \frac{M_{\max.}(\text{Nmm})}{S \text{ pulg}^3}$$

$$\sigma_n = \frac{13901366 \text{ Nmm}}{20.9 \text{ pulg}^3 \times \left(\frac{25.4 \text{ mm}}{1 \text{ pulg}}\right)^3}$$

$$\sigma_n = 40.58 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_n = 40.58 \text{ Mpa}$$

Se debe cumplir:

$$\sigma_n < \sigma_{adm}$$

$$40.58 \text{ Mpa} < 167 \text{ Mpa} \text{ (Es conforme)}$$

Calculo del factor de seguridad viga actual de W 21" X 73#

$$\sigma_n = \frac{M_{\max.(\text{Nmm})}}{S \text{ pulg}^3}$$

$$\sigma_n = \frac{13901366 \text{ Nmm}}{151 \text{ pulg}^3 \times \left(\frac{25.4 \text{ mm}}{1 \text{ pulg}}\right)^3}$$

$$\sigma_n = 5.98 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_n = 5.62 \text{ Mpa}$$

Si el factor seguridad es:

$$F_{seg.} = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma_n}$$

$$F_{seg.} = \frac{167 \text{ Mpa}}{5.62 \text{ Mpa}}$$

$$F_{seg.} = 29.72$$

Para encontrar el esfuerzo cortante en busca perfil seleccionado del momento inercia se acuerdo al formula:

$$\tau_c = \frac{V_{\max} \times Q}{I \times t}$$

Donde:

Q= Momento del ala con respecto al eje neutro (m<sup>3</sup>)

I = Momento de inercia (m<sup>4</sup>)

T = Ancho del alma (m)

$$Q = A \text{ ala} \times c$$

$$Q = (0.165 \text{ m} \times 0.01016 \text{ m}) \times 0.09542 \text{ m}$$

$$Q = 1.599 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$\tau_c = \frac{36260 \text{ N} \times 1.599 \times 10^{-4} \text{ m}^3}{82.7 \text{ pulg}^4 \times \left(\frac{0.0254 \text{ m}}{1 \text{ pulg}}\right)^4 \times 0.00622 \text{ m}}$$

$$\tau_c = 27079803.13 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$\tau_c = 27.08 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_c = 27.08 \text{ Mpa}$$

Se debe cumplir:

$$\tau_c < \tau_{adm}$$

$$27.08 \text{ Mpa} < 97 \text{ Mpa}$$

### 3.2.5 Calculo por fatiga de la viga interno A-B

Propiedades del Acero Estructural ASTM-36				
Propiedades Mecanicas		Simbolo	Valor	Unidades
Densidad		$\rho$	7860	Kg/m <sup>3</sup>
Resistencia ultima	Tension	$\sigma_B$	400	Mpa
Fluencia	Tension	$\sigma_F$	250	Mpa
	Cortante	$\tau_F$	145	Mpa
Modulo de Elasticidad		E	200	Gpa
Modulo de Rigidez		G	77.2	Gpa
Coeficiente de Expansion Termica		$\alpha$	11.7	10 <sup>-6</sup> /°C
Ductilidad (% 50mm)			21	%

Diseño por resistencia a la fatiga

Se necesita determinar las resistencias de la viga cuando además de la carga esta y cargas fluctuantes como ser en la figura 48.

Ver esquema

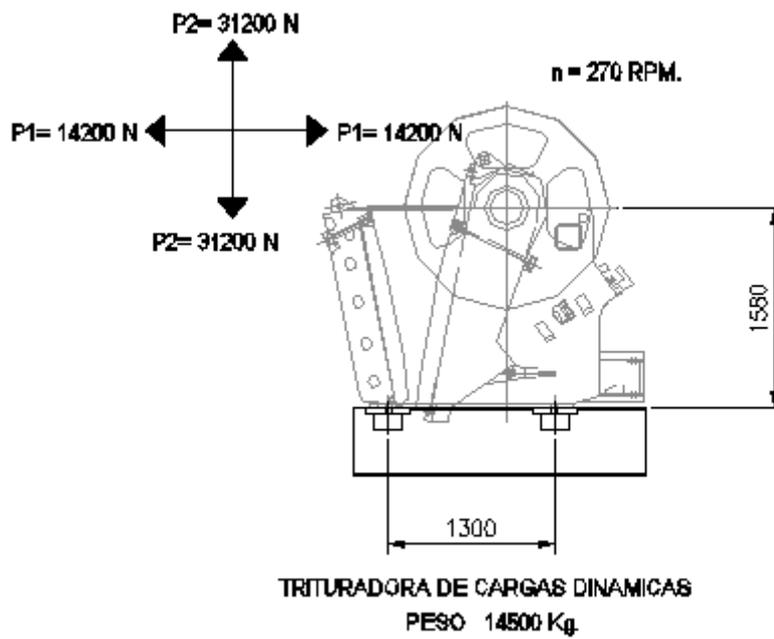
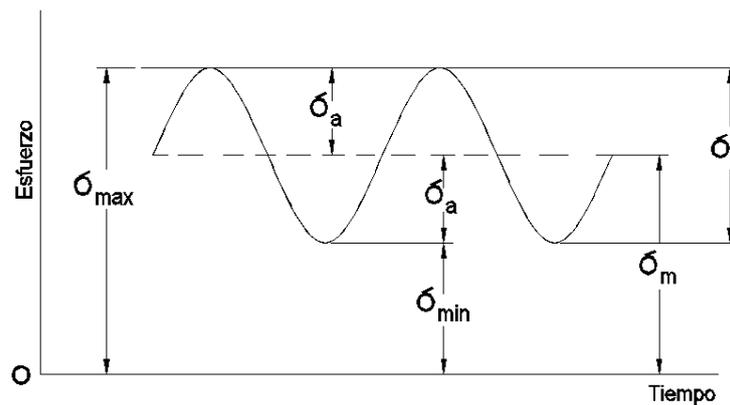


Figura 54. ESquema de las cargas dinámicas



Donde:

$\sigma_{\min.}$  = Esfuerzo minimo

$\sigma_{\max.}$  = Esfuerzo maximo

$\sigma_a$  = Amplitud de esfuerzo

$\sigma_m$  = Esfuerzo medio

$\sigma_r$  = Intervalo de esfuerzo medio

**Análisis resistencia por la fatiga**

Para la viga (A – B)

Material: Astm-A36

a) Datos de cargas de fatiga ( $C_a$ )

$$C_a = \frac{3120}{2}$$

$$C_a = 1560 \text{ Kg}$$

$$C_a = 15600 \text{ N}$$

La carga viva total distribuida ( $W_a$ )

$$W_a = \frac{15600 \text{ N}}{2450 \text{ mm}}$$

$$W_a = 6.37 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

b) Dato carga media

La carga media ( $C_m$ )

Es la carga estática de trituradora el peso 14500 Kg.

Donde:

$$C_a = \frac{14500}{2}$$

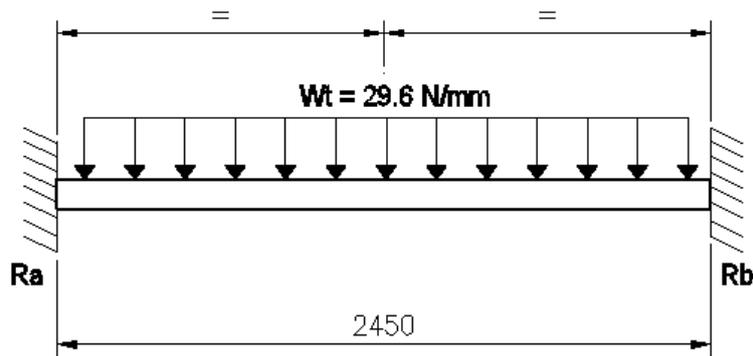
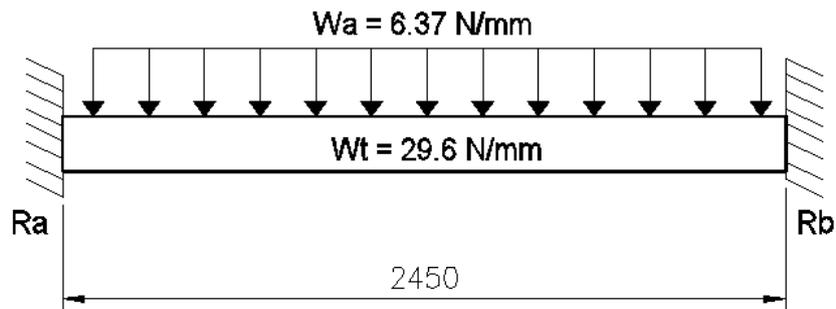
$$C_a = 7250 \text{ Kg}$$

$$C_a = 72500 \text{ N}$$

La carga viva total distribuida ( $W_t$ )

$$W_t = \frac{72500 \text{ N}}{2450 \text{ mm}}$$

$$W_t = 29.6 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Carga media ( $w_t$ )Carga fatiga fluctuante ( $W_a$ )

Cargas distribuidas

$$WT_{MAX} = W_t + W_a$$

$$WT_{MAX} = 29.6 + 6.37$$

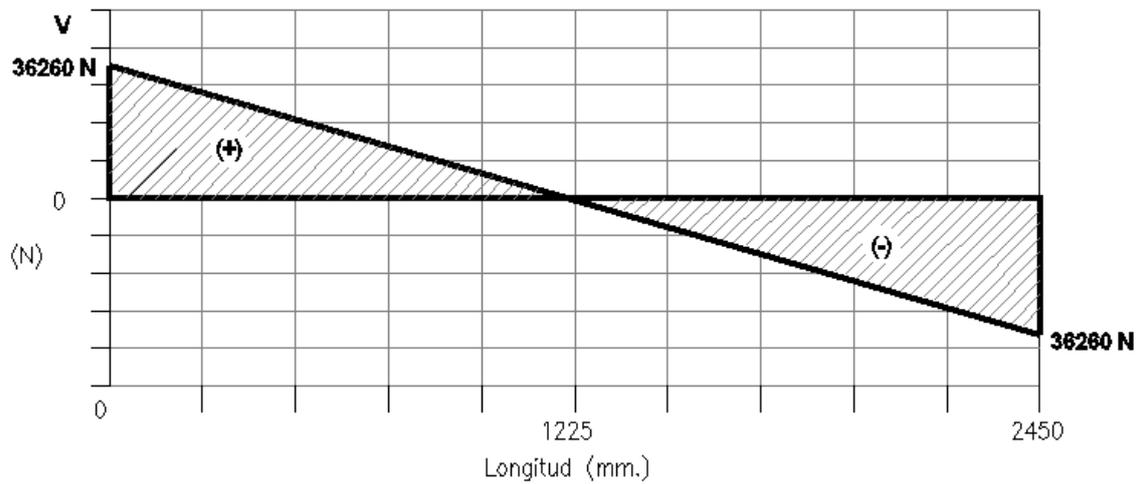
$$WT_{MAX} = 35.97 \frac{N}{mm}$$

$$WT_{MIN} = W_t - W_a$$

$$WT_{MIN} = 29.6 - 6.37$$

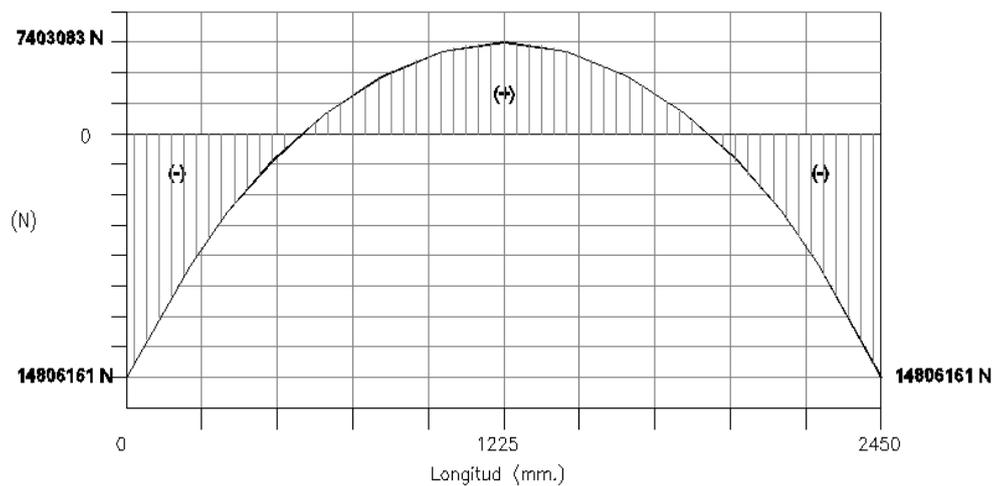
$$WT_{MIN} = 23.23 \frac{N}{mm}$$

Carga distribuida estática  $W=29.36 \text{ N/mm}$



**DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE**

Carga media



**DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR**

Carga media

**Puntos críticos para carga estática**

Punto (A)  $M_t = -14806161 \text{ Nmm}$

$$F_a = V_a = 36260 \text{ N}$$

### Tensiones:

$$\sigma_{\max.} = \sigma_m + \sigma_a$$

$$\sigma_{\min.} = \sigma_m - \sigma_a$$

**Tabla 20.** Los perfiles propuestos por la fatiga

<b>Perfiles</b>	<b>Sx (in<sup>3</sup>)</b>	<b>Momento Inercia (in<sup>4</sup>)</b>	<b>Area (pulg<sup>2</sup>)</b>
W21"x73#	151	1600	21.5
W10"x33#	35	171	9.71
W8"x24#	20.9	82.7	7.08

*Fuente: Propio elaborado*

### La propiedad de acero estructural ASTM-36

Resistencia ultima (Su) Tensión = 400 Mpa

Resistencia Fluencia (Sy) Tensión = 250Mpa

Resistencia Fluencia (Sy) Cortante = 145 Mpa

### Factor seguridad por criterio Soderberger

Criterio de Soderberg

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n}$$

Criterio de Goodman

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_u} = \frac{1}{n}$$

$$S_y = 250 \text{ Mpa}$$

$$S_{ut} = 400 \text{ Mpa} \leq 1400 \text{ Mpa}$$

$$S'_e = 0.55 \times S_{ut}$$

$$S'_e = 0.55 \times 400$$

$$S'_e = 220 \text{ Mpa}$$

**Determinar el factor de seguridad para perfil W 21 x 73 #**

**Calculo del esfuerzo medio**

$$M_a = \frac{W_{tn} \times L^2}{12}$$

$$M_a = \frac{6.37 \text{ N/mm} \times 2450^2}{12}$$

$$M_{\max} = 3186327 \text{ Nmm}$$

**Calculo amplitud de esfuerzo**

$$\sigma_a = \frac{M_a}{S_{xx}}$$

$$\sigma_a = \frac{3186327 \text{ Nmm}}{151 \text{ pulg}^3 \left( \frac{25.4 \text{ mm}}{1 \text{ pulg}} \right)^3}$$

$$\sigma_a = 1.28 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_a = 1.28 \text{ Mpa}$$

**Factores modificación del límite de esfuerzo a la fatiga**

$$S_e = k_a \times k_b \times k_c \times k_d \times k_e \times k_f \times S'_e$$

Donde:

$$K_b = 1$$

$$K_c = 0.85$$

$$K_d = 1$$

$$K_e = 0.702$$

$$K_f = 0.30$$

$$S_e = 0.78 \times 1 \times 0.85 \times 0.702 \times 0.3 \times 220$$

$$S_e = 30.71 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_m = \frac{M_a}{S_{xx}}$$

$$\sigma_m = \frac{14806161 \text{ Nmm}}{151 \text{ pulg}^3 \left( \frac{25.4 \text{ mm}}{1 \text{ pulg}} \right)^3}$$

$$\sigma_m = 5.98 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

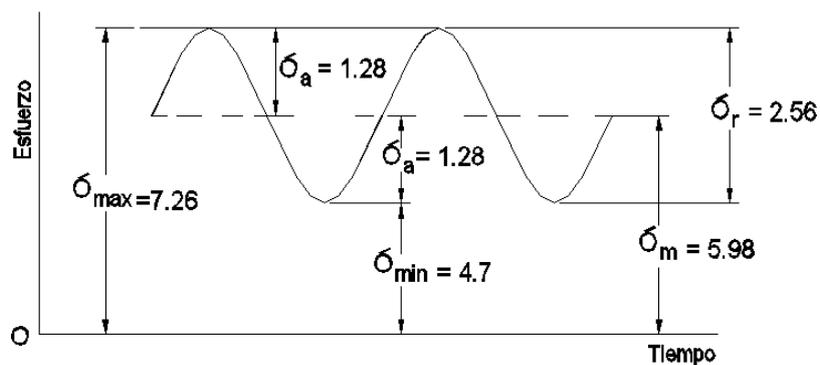
$$\sigma_m = 5.98 \text{ Mpa}$$

Según la formula Soderberg:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{1.28 \text{ Mpa}}{30.71 \text{ Mpa}} + \frac{5.98 \text{ Mpa}}{250 \text{ Mpa}} = \frac{1}{n}$$

$$n = 15.24 \quad \text{para viga W21"} \times 73\#$$



Según la formula Gooddman:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{1.28 \text{ Mpa}}{30.71 \text{ Mpa}} + \frac{5.98 \text{ Mpa}}{400 \text{ Mpa}} = \frac{1}{n}$$

$$n = 17.6 \quad \text{para viga W21"x73\#}$$

**Determinar el factor de seguridad e W 8 x 24 #**

$$\sigma_a = \frac{M_a}{S_{xx}}$$

$$\sigma_a = \frac{3186327 \text{ Nmm}}{20.9 \text{ pulg}^3 \left( \frac{25.4 \text{ mm}}{1 \text{ pulg}} \right)^3}$$

$$\sigma_a = 9.30 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$\sigma_a = 9.30 \text{ Mpa}$$

$$M_a = \frac{W_t \times L^2}{12}$$

$$M_a = \frac{6.37 \text{ N/mm} \times 2450^2}{12}$$

$$M_{\max} = 3186327 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_a = \frac{M_a}{S_{xx}}$$

$$\sigma_m = \frac{14806161 \text{ Nmm}}{20.9 \text{ pulg}^3 \left( \frac{25.4 \text{ mm}}{1 \text{ pulg}} \right)^3}$$

$$\sigma_m = 43.23 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$\sigma_m = 43.23 \text{ Mpa}$$

Según la formula Soderberg:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{9.3 \text{ Mpa}}{30.71 \text{ Mpa}} + \frac{43.23 \text{ Mpa}}{250 \text{ Mpa}} = \frac{1}{n}$$

$$n = 2.10 \text{ para viga W8" x 24\#}$$

### 3.2.6 Calculo de soldadura en sección crítica

Para calcular la unión soldada de perfiles se debe identificar la zona más crítica que posee la estructura de soporte portable en nuestro caso como los travesaños y con las vigas laterales principales para encontrar el tamaño de cordones de soldadura y dependiendo el espesor del alma de perfiles

Para encontrar espesor alma de perfil máximo del cordón  $a_{max} = 0.7 \times t$ ; donde t es el menor de los espesores de los perfiles de espesor alma a unir.

Para encontrar espesor almo de perfil mínimo del cordón  $a_{max} > 3$  está en función del espesor del alma o ala a unir y su valor para encontrar la tabla 21.

**Tabla 21.** Cordon de tamaño de soldadura

<b>Espesor minimo del cordon</b>	
<b>t (mm)</b>	<b>a min (mm)</b>
4.0 a 7.0	2.5
7.1 a 8.4	3
8.5 a 9.9	3.5
10.0 a 12.0	4
12.1 a 13.4	4.5
26.9 a 31.1	7.5
31.2 a 36.0	8

*Fuente: Propio elaborado*

La longitud del cordón se depende la altura de perfiles que este en el siguiente rango:

$$5 \times a < L < 140a$$

De acuerdo los perfiles en este caso W21 x 73# el alma los espesores de los perfiles a soldar son de 11.56 y la otra viga también 11.56 milímetros se procede a calcular el espesor máximo y mínimo para cada uno de ellos según la recomendación descrita anteriormente, quedándonos con los espesores almas más críticas para cada caso máximo y mínimo. Como se muestra en la tabla.22

**Tabla 22.** Espesor de garganta máximo y mínimo

<b>Espesor de garganta maximo y minimo</b>		
<b>t (mm)</b>	<b>α max (mm)</b>	<b>α min. (mm)</b>
t1=11.56mm	8.09	4
t2=11.56mm	8.09	4

*Fuente: Propio elaborado*

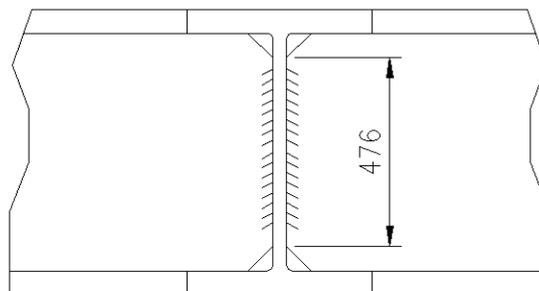
Seleccionamos el espesor de garganta del cordón a 4 milímetros mientras que la longitud del cordón debería ser de:

$$5x \alpha \leq L \leq 140 x \alpha$$

$$5x 4 \leq L < 140 x 4$$

$$20 \text{ mm} \leq L \leq 560 \text{ mm}$$

Como tenemos un rango de longitud de cordón bastante amplio se utiliza una recomendación, nos dice que el cordón debe tener longitud mayor a la de dos tercios de altura de la viga W. Por ello finalmente decidimos que la longitud del cordón sea 476 milímetros. El cordón de soldadura se muestra en la figura 55



*Figura 55.* El cordón de soldadura

La figura 56. Para verificar la unión entre elementos estructurales, vigas principales y vigas primaria o secundaria de la unión soldada con las cargas a las que está sometido el perfil a la unión soldada.

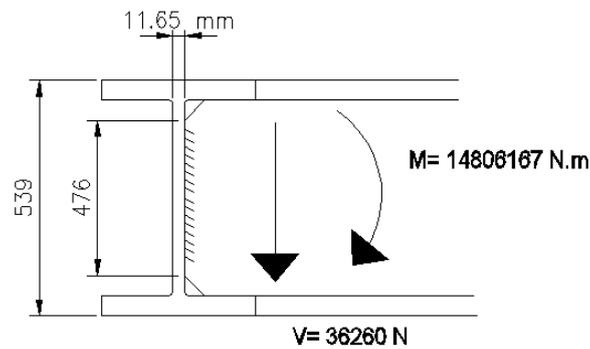


Figura 56. Cargas traslada el momento flexión

Las cargas el centro de la masa del perfil y generan los esfuerzos en los condones de soldadura, en busca en el punto más lejanos de la soldadura en la fig. 57.

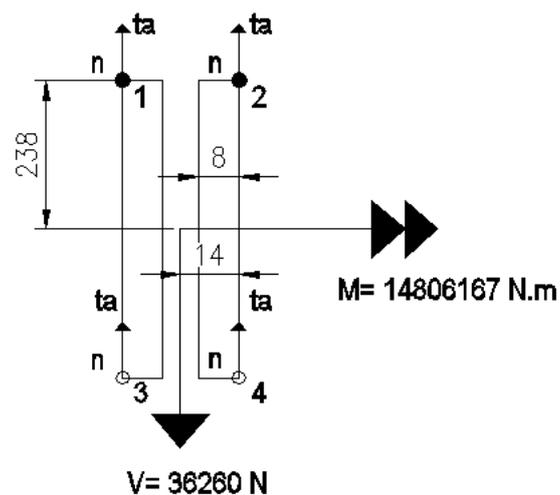


Figura 57. Esfuerzos en los condones

Para calcular los cordones en el punto del centro del perfil y se aplica en el momento momento flexión y cortante donde el área del perfil de la soldadura y la distancia de los puntos extremos en la fig. 51.

$$I_x = 2 \times \frac{8 \times 476^3}{12}$$

$$I_x = 143800235 \text{ mm}^4$$

$$A = 2 \times 8 \times 476$$

$$A = 7616 \text{ mm}^2$$

Para calcular los esfuerzos en el plano del cateto utilizado la inercia.

$$n = \frac{M \times (y)}{I_x}$$

$$n = \frac{14806167 \text{ Nmm} \times 476 \text{ mm}}{143800235 \text{ mm}^4}$$

$$\tau_a = \frac{F}{A}$$

$$\tau_a = \frac{36260}{7616 \text{ mm}^2}$$

$$\tau_a = 4.76 \text{ Mpa}$$

$$\tau_n = 0$$

También se procede para calcular los esfuerzos en el plano de la garganta utilizando los catetos de los perfiles.

$$\sigma_n = \frac{n+t_n}{\sqrt{2}}$$

$$\tau_n = \frac{n-t_n}{\sqrt{2}}$$

$$\sigma_n = \frac{49+0}{\sqrt{2}}$$

$$\tau_n = \frac{49-0}{\sqrt{2}}$$

$$\sigma_n = 34.65 \text{ Mpa}$$

$$\tau_n = 34.65 \text{ Mpa}$$

$$\tau_a = t_a$$

$$\tau_a = 4.76 \text{ Mpa}$$

Para calcular el esfuerzo equivalente según el Euro código 3 y encontrar el confiable las condiciones donde el factor de material  $B_w$  es 0.85 para el acero estructural por otro lado el factor seguridad  $Y_{mw}$  es 1.5.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3 \times (t_n^2 + t_a^2)} \leq \frac{\sigma_B}{B_w \times Y_{mw}}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{34.65^2 + 3 \times (34.65^2 + 4.76^2)} \leq \frac{400}{0.85 \times 1.5}$$

$$\sigma_n \leq \frac{\sigma_B}{Y_{mw}}$$

$$34.65 \text{ Mpa} \leq \frac{400}{1.5}$$

$$34.65 \text{ Mpa} \leq 266.7 \text{ Mpa}$$

Para encontrar los esfuerzos sometidos de la soldadura verifica la garganta de la soldadura del soporte portable será de 8 milímetros y tendrá una longitud de 476 milímetros como mínimo.

### 3.2.7 Calculo de cargas sobre los tornillos de sujeción de la trituradora

**Datos:**

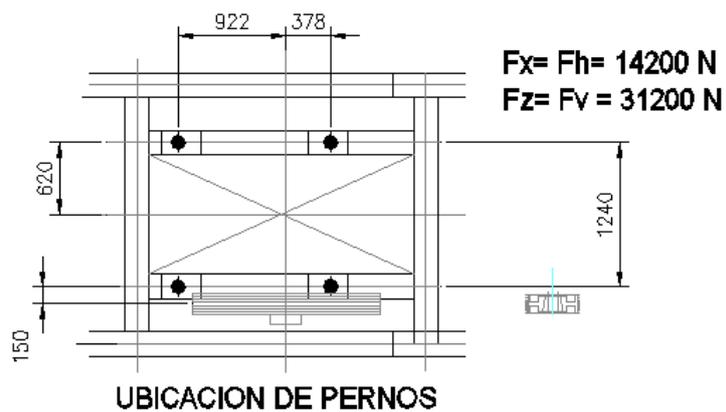


Figura 58. Esquemas ubicación de pernos (Fuente propio elaborado)

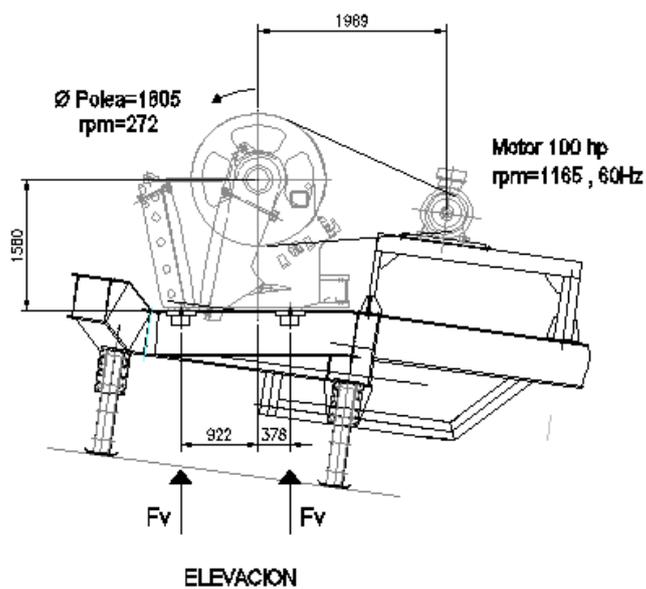


Figura 59. Esquemas de la fuerza (Fuente propio elaborado)

Diagramas de fuerzas

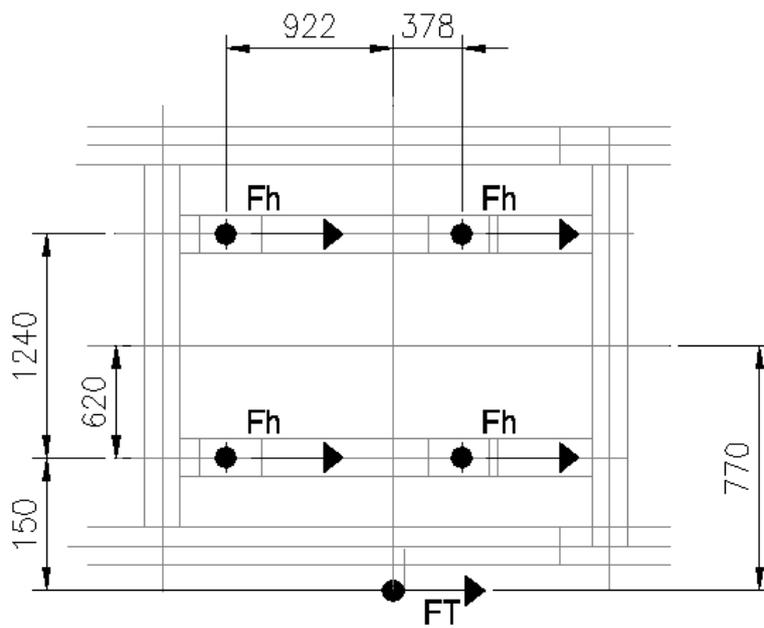


Figura 60. Diagrama de las fuerzas (Fuente propio elaborado)

$$H_p = \frac{F_t \times v}{3300}$$

$$n = 272 \text{ rpm}$$

$$D = 1605 \text{ mm} = 63.18''$$

$$Pot. = 100 H_p$$

Donde hallamos  $F_t =$

$$F_t = \frac{3300 \times H_p}{v} \text{ (lbs)} \dots \dots \dots (1)$$

Hallar en "v"

$$v = \frac{\pi \times D \times n}{12} \left( \frac{\text{pie}}{\text{min}} \right)$$

$$v = \frac{\pi \times 63.18'' \times 272}{12} \left( \frac{\text{pie}}{\text{min}} \right)$$

$$v = 4496.6 \frac{\text{pie}}{\text{min}}$$

Reemplazando en (1)

$$F_t = \frac{3300 \times 100}{4499.6} (lbs)$$

$$F_t = 734 \text{ lbs}$$

$$F_t = 734 \text{ lbs} \times \frac{1 \text{ Kg.}}{2.2 \text{ lbs}} \times \frac{10 \text{ N}}{1 \text{ Kg.}}$$

$$F_t = 3336 \text{ N}$$

Factor de seguridad  $F_s$ :

$$F_s = \frac{3336 \text{ N}}{4}$$

$$F_s = 834 \text{ N}$$

Dónde:  $F_c = F_d = F_b = F_a = 834 \text{ N}$

$$M_o = 834 \times 770$$

$$M_o = 642180 \text{ Nmm}$$

Calculo de  $r$ :

$$r = \sqrt{620^2 + 650^2}$$

$$r = 898.2 \text{ mm}$$

$$F_s = \frac{M}{4 \times r}$$

$$F_A = \frac{642180 \text{ Nmm}}{4 \times 898.2 \text{ mm}}$$

$$F_A = 179 \text{ N}$$

Donde :  $F_A = F_B = F_C = F_D$

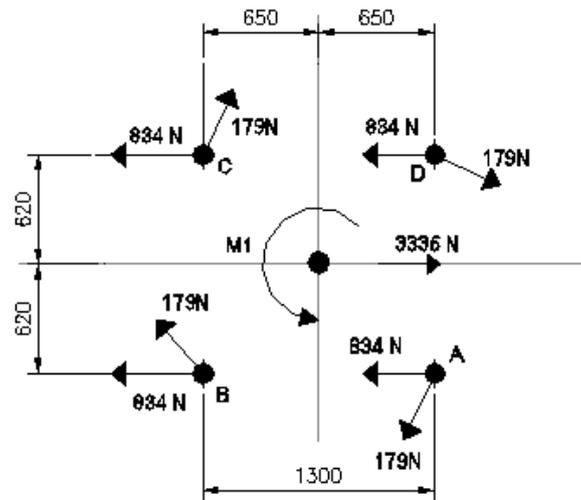
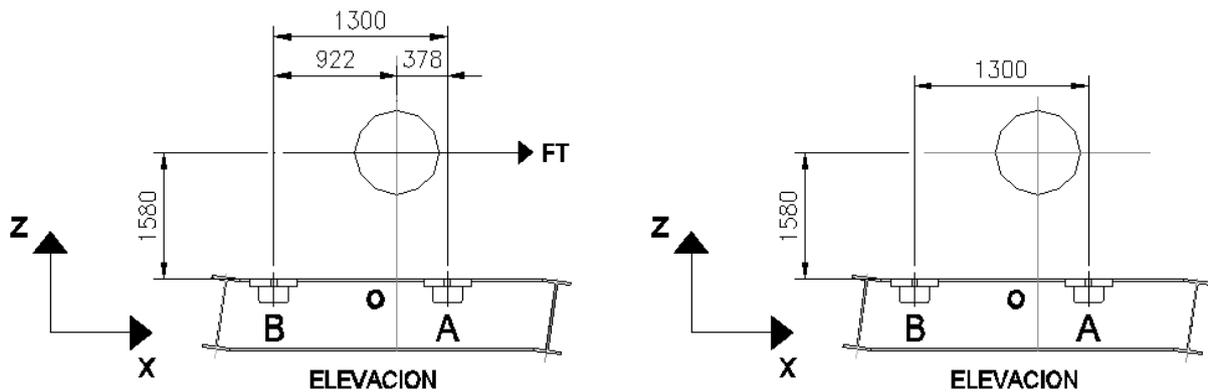


Figura 61. Diagrama y sentido de las fuerzas y momento



$$F_t = 3336 \text{ N}$$

$$M_z = 1580 \times 3336$$

$$M_z = 5270880 \text{ Nmm}$$

Para calcular de  $F_{BT}$ :

$$F_{BT} \times 922 = \frac{M_z}{Z}$$

$$F_{BT} \times 922 = \frac{5270880}{4}$$

$$F_{BT} = 1429 \text{ N (Traccion)}$$

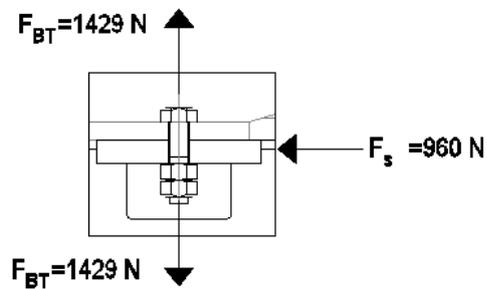
Para calcular de  $F_{AT}$ :

$$F_{AT} \times 378 = \frac{M_z}{Z}$$

$$F_{AT} \times 378 = \frac{5270880}{4}$$

$$F_{AT} = 3486 \text{ N (Compresion)}$$

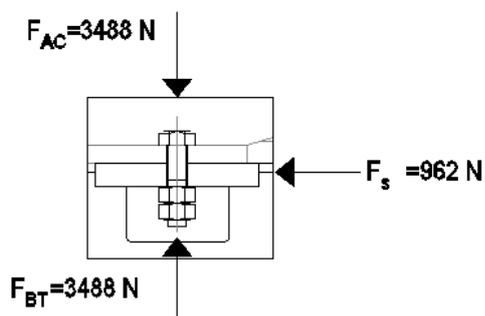
Diagrama de cargas y fuerzas sobre el tornillo



Tracción y corte

$$F_{BS} = 962 \text{ N} = 4363 \text{ lbs}$$

$$F_{BT} = 1357 \text{ N} = 6166 \text{ lbs}$$



Aplastamiento y corte

$$F_{BS} = 962 \text{ N} = 4363 \text{ lbs}$$

$$F_{BS} = 3488 \text{ N} = 15819 \text{ lbs}$$

$$FA = \sqrt{830^2 + 179^2 - 2 \times 830 \times 179 \times \cos q}$$

Si el  $\cos q = 133.64^\circ$

$$FA = 962 \text{ N}$$

$$FA = FB$$

Para calcular el valor  $A_{rB}$ :

Para un cálculo conservador como material del tornillo consideramos acero ASTM A 502 -1 con esfuerzo de tracción de 20000 psi y esfuerzo de corte de 15000 psi

$$A_{rB} = \sqrt{\left(\frac{6168}{20000}\right)^2 + \left(\frac{4363}{15000}\right)^2}$$

$$A_{rB} = 0.433''$$

Para calcular de  $D_B$ :

$$D_B = \sqrt{\frac{4 \times A_{rB}}{\pi}}$$

$$D_B = \sqrt{\frac{4 \times 0.433''}{\pi}}$$

$$D_B = 0.734''$$

Para calcular el valor  $A_{rA}$ :

$$A_{rA} = \sqrt{\left(\frac{15713}{20000}\right)^2 + \left(\frac{4363}{15000}\right)^2}$$

$$A_{rA} = 0.437''$$

Para calcular de  $D_A$ :

$$D_A = \sqrt{\frac{4 \times A_{rA}}{\pi}}$$

$$D_A = \sqrt{\frac{4 \times 0.437''}{\pi}}$$

$$D_A = 1.03''$$

### 3.3 Resultados de simulación de 3 casos con diferentes distancias

#### 3.3.1 Análisis estático y Fatiga Caso-1

Ver en la figura.62 de la distancia entre apoyos de 3980 mm.

Ver anexo A la simulación de general

b

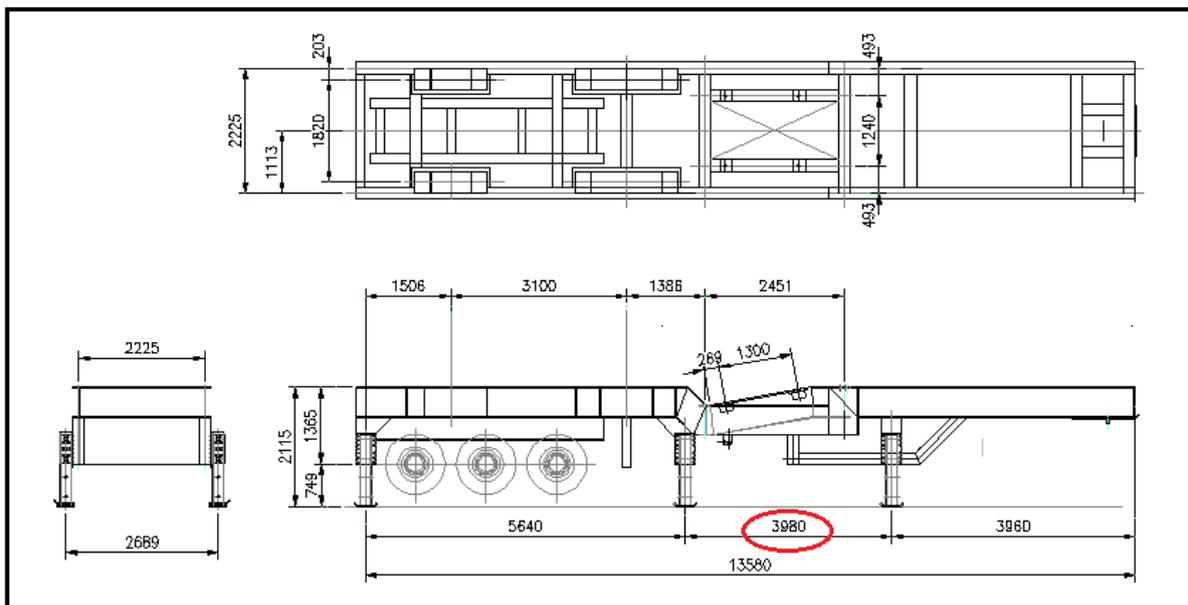


Figura 62. Esquema de distancia entre apoyos

#### 3.3.2 Análisis estático y Fatiga Caso-2

Ver en la figura.63 de la distancia entre apoyos de 2775 mm.

Ver anexo B la simulación de general

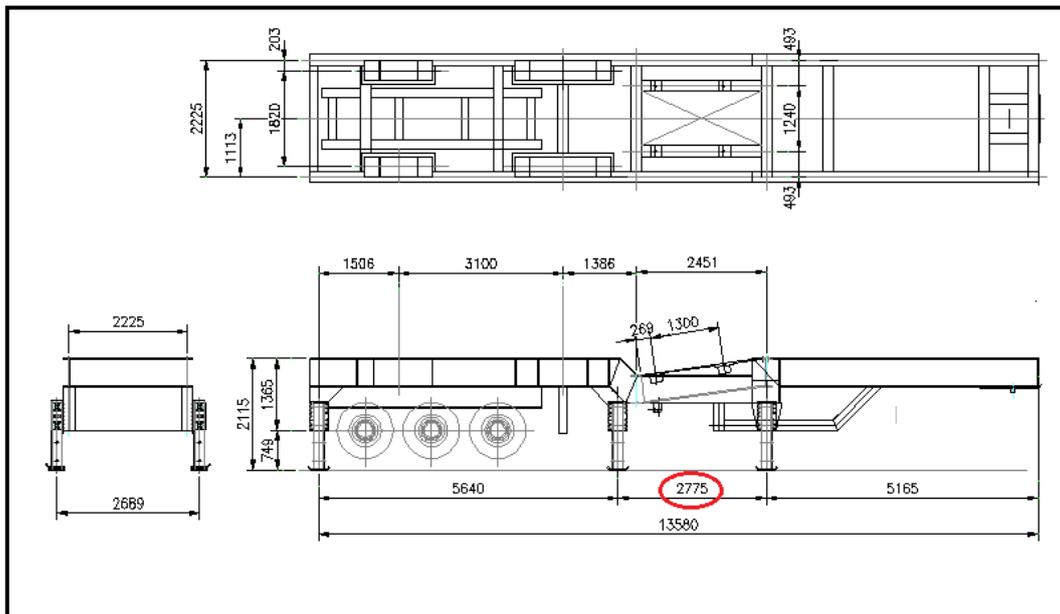


Figura 63. Esquema de distancia entre apoyos

### 3.3.3 Análisis estático y Fatiga Caso-3

Ver en la figura 64 de la distancia entre apoyos de 5143mm.

Ver anexo C la simulación de general

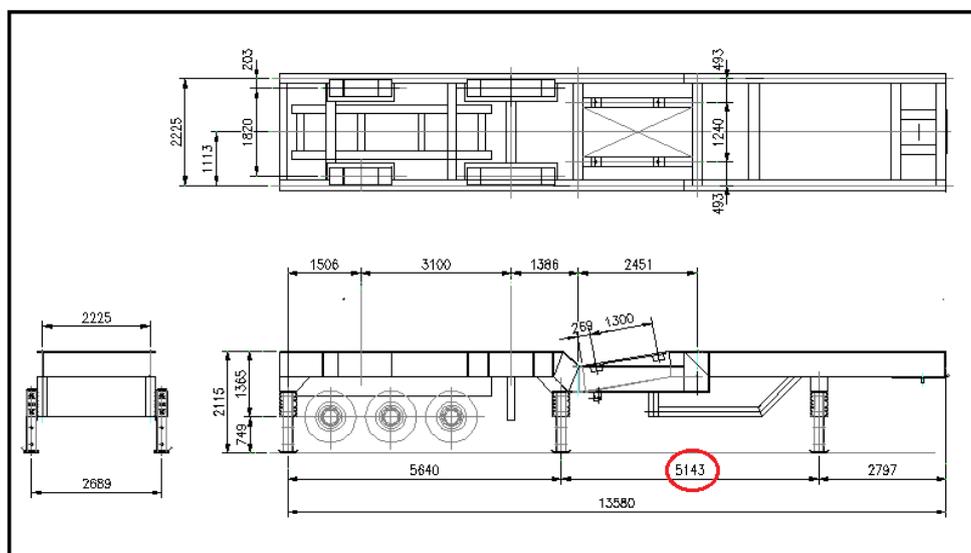


Figura 64. Esquema de distancia entre apoyos

### **3.4 Ensamble de estructura de soporte, maquinados de tolerancias y selecciones de equipos**

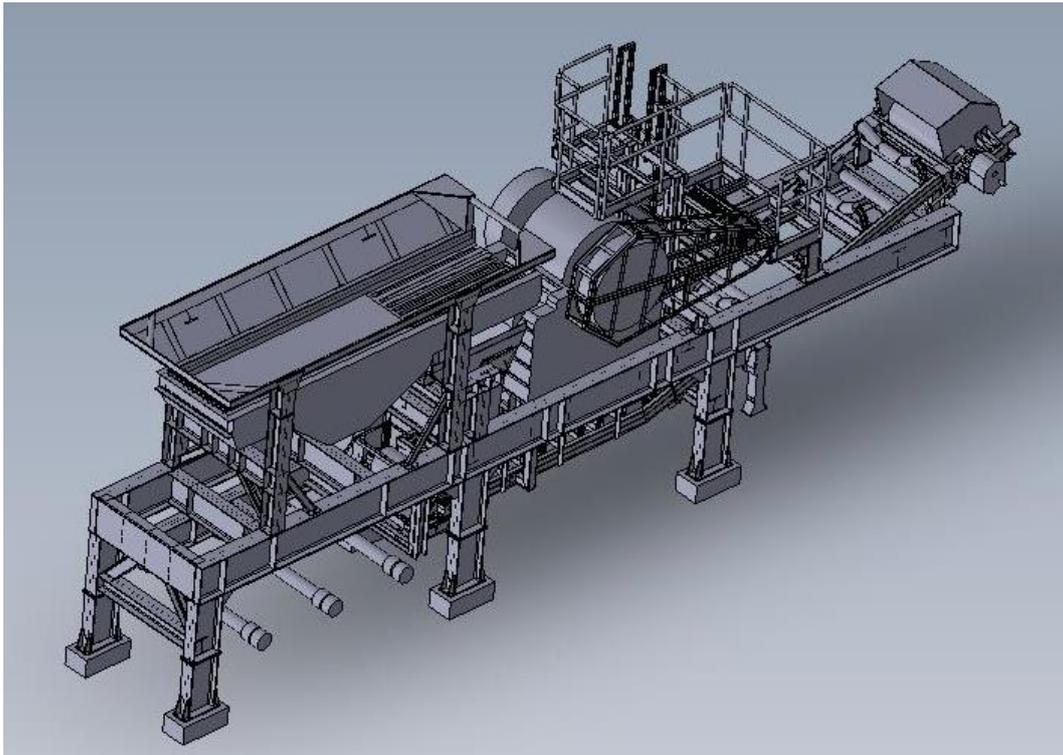
La estructura de soporte portable ya estas fabricados y pintados tomados por los departamentos del control y planeamientos para entregar al cliente. La observación de toda la estructura del control y las dimensiones, la soldadura y pintura de las capas acabado. Así el soporte de portables estas conformado los vigas principales, primario, secundario y travesaños esta unión de la soldadura.

Una vez terminado del soporte de portable para ensamblar los equipos como los siguientes la tolva, zaranda vibratoria, chutes descargas, trituradora quijada y faja transportadora estas armados al soporte de portable. El sistema de neumáticos y kinping también estas instalado el soporte.

Principales los soportes de la base interior donde soporte la trituradora es muy importante siempre el maquinado sobre los niveles y la tolerancia de la viga interior donde se apoya las placas hay 04 principales, y ajustador el tope de planchas para evitar el movimiento. Todos esto trabajo es muy importante del ensamble para que funciones la estructura de soporte.

Finalmente, el rediseño de estructura ya encontrado en forma los niveles extremos de las vigas principales y las vigas travesaños interior donde se apoya de la trituradora debes ser maquinado de la bases y tolerancias per sin pintar la pintura solo la grasa. Y el cálculo de estructura estas correctos tienes el factor seguridad sea muy fiable y funcionamiento.

Ensamble de la estructura de soporte con tus equipos respectivos se muestra la en la figura 65 (desarrollado en AutoCAD).



*Figura 65. Modelado de Sistema móvil trituradora y Estructura Soporte (Fuente propio elaborado)*

### **3.4.1 Las propuestas de estructuras soporte**

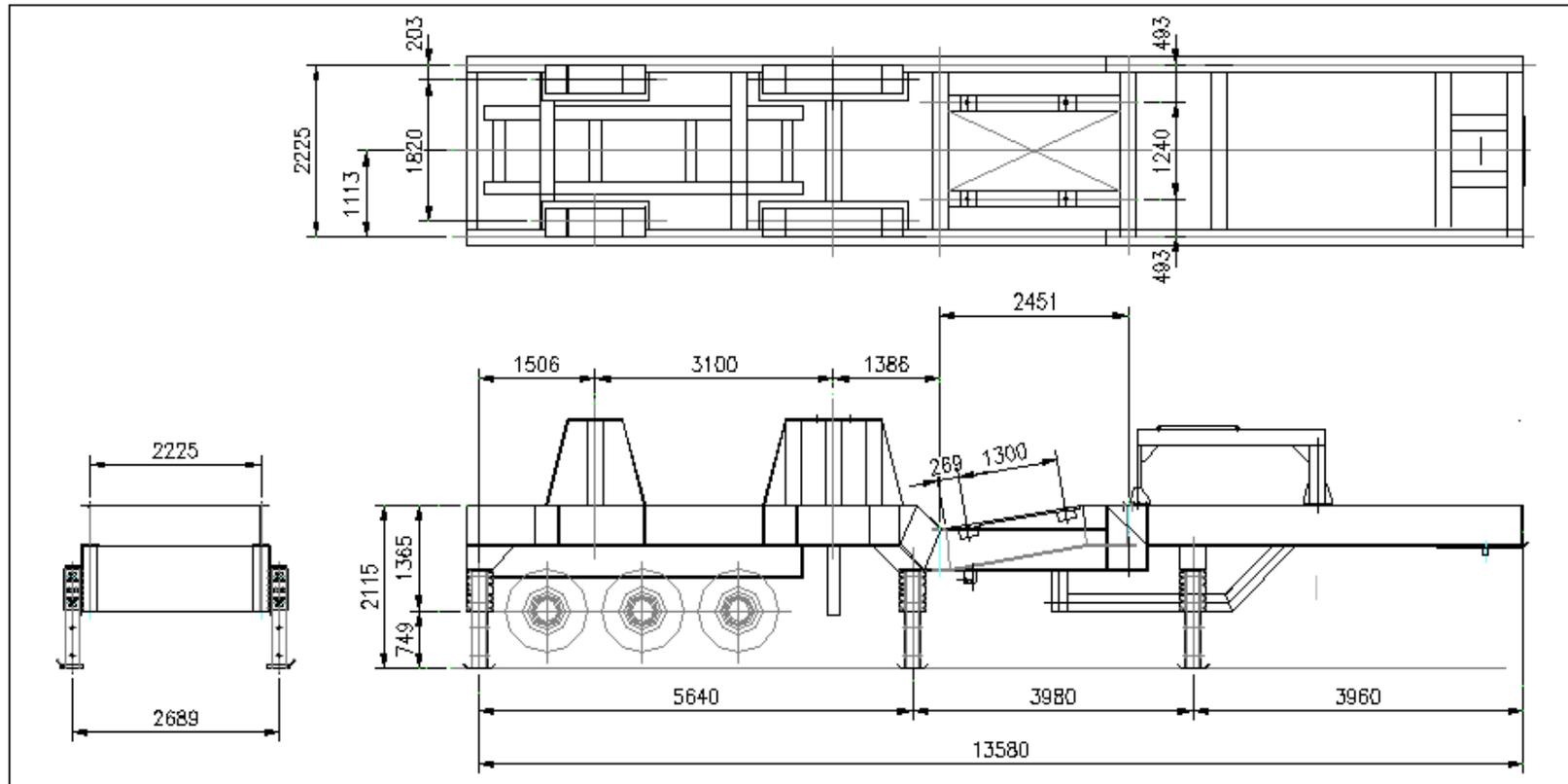
**Estructura soporte actual**

Figura 66. Estructura portante de trituradora actual (Fuente propio elaborado)

### **Diagnóstico de la Estructura soporte actual (Problemática)**

En el diseño existente la estructura portante se detectó una falla ocasionada por fatiga del material de la viga principal extremo como se observa en la figura 66

- a) La fabricación de las 02 vigas internas soporte de la trituradora no están nivelados y la base soporte de la trituradora no asienta bien en los cuatro puntos lo que ocasiona una vibración excesiva durante su funcionamiento.
- b) La viga soporte de la trituradora no es una viga recta sino tiene un quiebre por lo que las 02 vigas no reciben bien ni están nivelados a la base de la trituradora la pendiente es de  $10^\circ$  para los cuatros puntos de la viga inclinada
- c) Los marcos de vigas de soporte de la trituradora durante su fabricación no han sido maquinados con una tolerancia de  $1/16''$
- d) La viga secundaria del lado derecho donde se apoyan las 02 vigas soporte de la trituradora no descansan directamente sobre una columna de apoyo y por lo tanto ocasiona una falla estructural en la viga principal. Por fatiga del material
- e) El plano de fabricación del marco estructural de apoyo de la base de la trituradora no aparece las tolerancias de  $1/16''$  como indican en las normas.

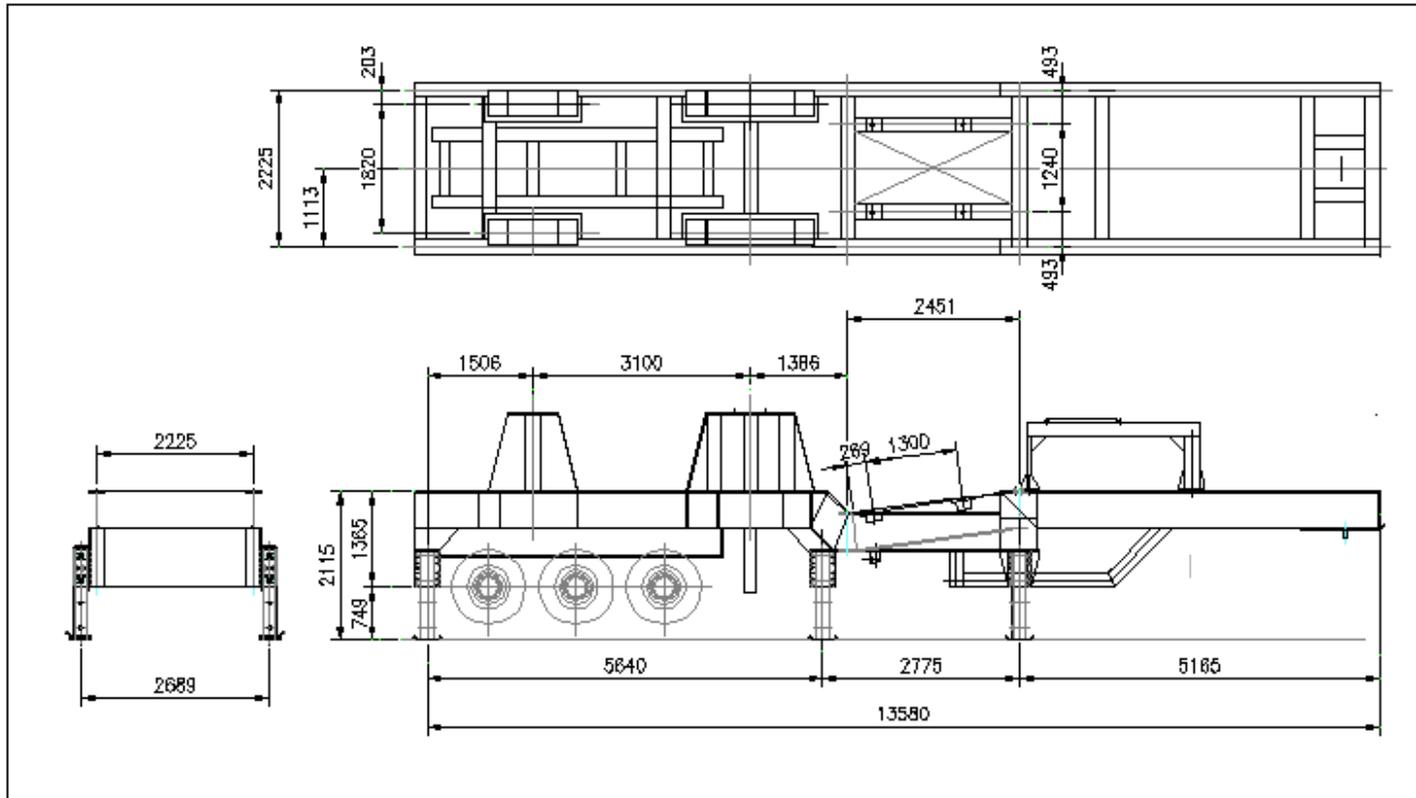
**Propuesta 1 (Rediseño)**

Figura 67.El rediseño de la estructura portante (Fuente propio elaborado)

**El rediseño de la estructura portante se recomienda hacer los siguientes cambios:** ver en la figura 67

- a) La fabricación del marco soporte debe estar nivelados con una tolerancia no mayor de 1/16" según normas y así cuatros puntos donde apoya la trituradora. Se apoyen perfectamente a la base soporte de la estructura
- b) En la fabricación de la viga de apoyo serán rectos sin quiebres y tendrán una pendiente de 7. 8ª y ambas vigas soporte deben estar nivelados. A la pendiente indicada
- c) Los marcos de apoyo de la trituradora constan de 02 vigas de apoyo y 02 vigas secundarias en la zona de las 02 vigas de apoyo de trituradora se soldarán 02 planchas de 2" de espesor de 250 mm x 210 mm de espesor en cada viga de apoyo de la trituradora y posteriormente el conjunto del marco de 04 vigas será maquinado (En una Cepilladora) con una tolerancia de 1/16".
- d) El soporte de la viga secundaria del lado derecho se reubicará de modo que reciba la carga directamente según se indica en el Figura 1-49
- e) Los planos de fabricación serán elaborados tomando en cuenta todo lo mencionado en la propuesta de rediseño.

### 3.4 .2 Modelamiento de Cad de estructura soporte de trituradora

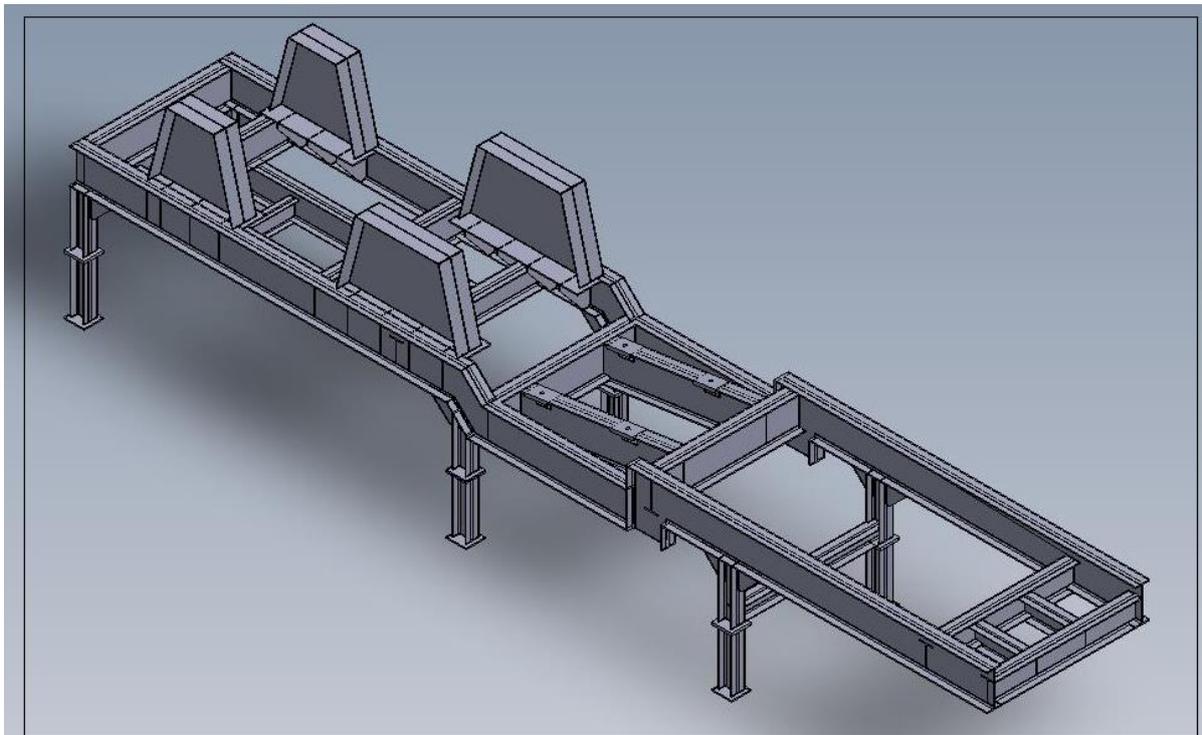


Figura 68. Ensamble de estructura de portante actual (Fuente propio elaborado)

#### Ensamble de estructura de portante

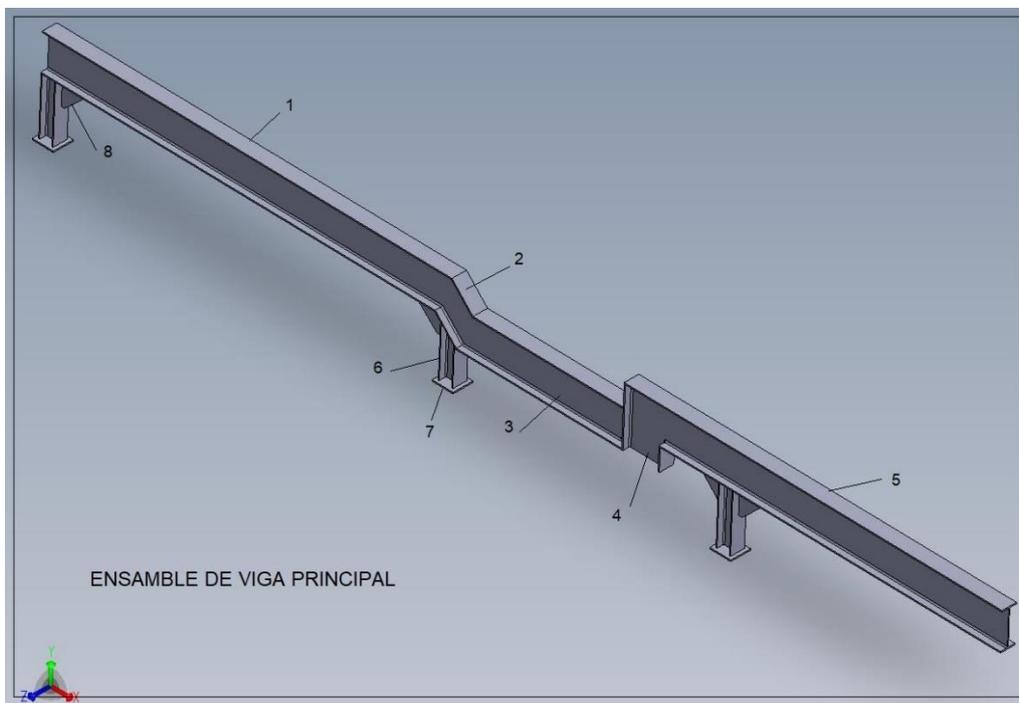
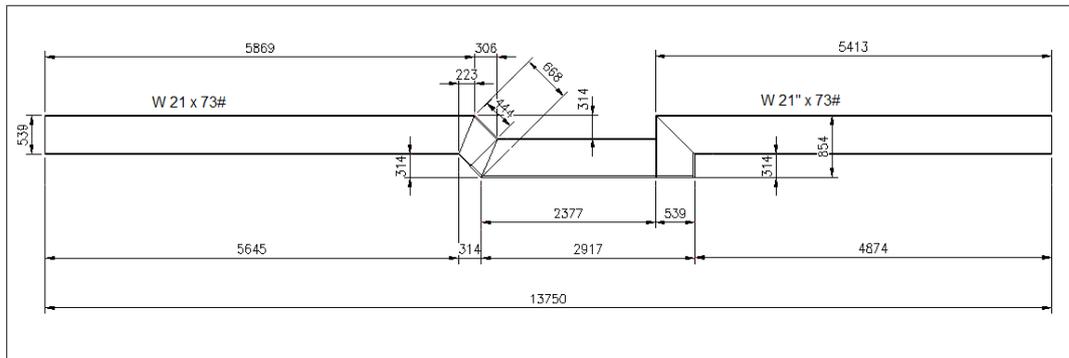
Tabla 23. La lista de estructura de portante

Ensamble de estructura de portante				
Pos	Cant.	Descripcion	Peso (Kg)	Observacion
1	2	Viga de principal	3902	
2	1	Vigas marco interno	930	
3	4	Soporte de apoyo	1806	
4	6	Soportes	986	
5	1	Vigas de fija de movil	654	
6	1	Vigas inferior de remolque	1059	
<b>Peso Total</b>			<b>9337</b>	

Fuente: Propio elaborado

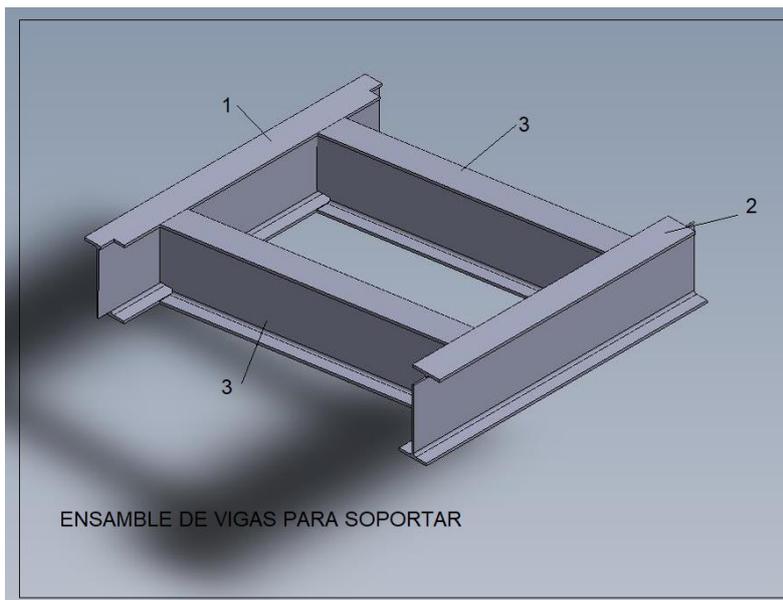
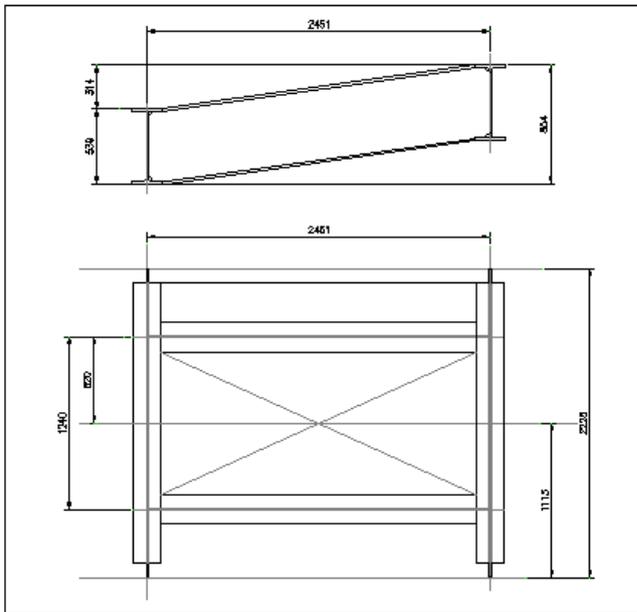
### 3.5 Planos de estructura de soportes de portante

#### 3.5.1 Viga principal de extremo de dimensión



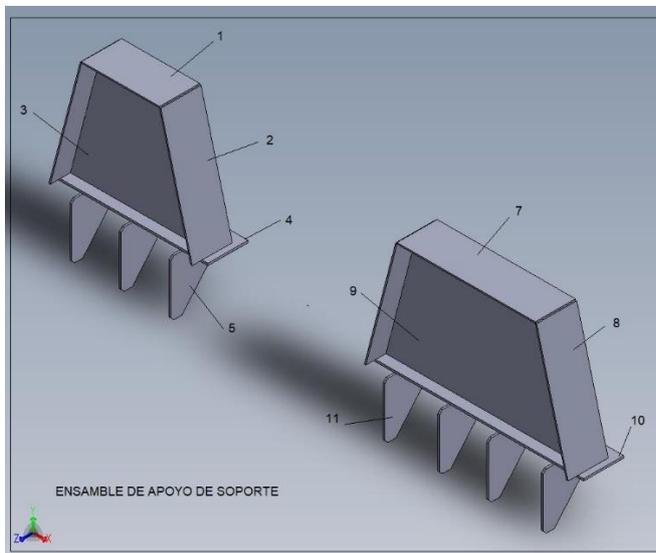
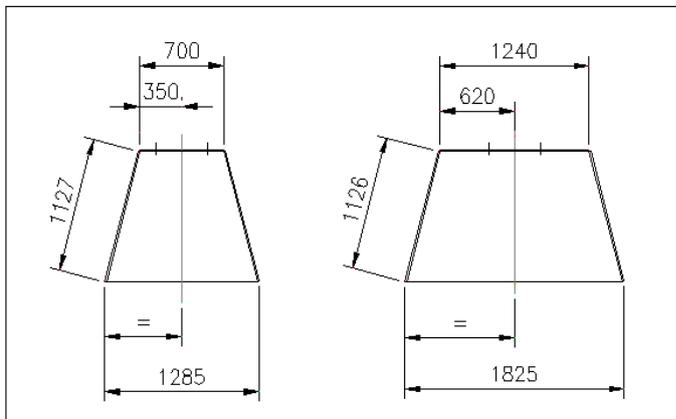
Pos	Cant.	Descripción	Peso(kg)	Material
1	1	W 21 x 73 # x 5869	638	Astm-A36
2	1	W 21 x 73 # x 668	73	Astm-A36
3	1	W 21 x 73 # x 2377	258	Astm-A36
4	1	W 21 x 73 # x 854	93	Astm-A36
5	1	W 21 x 73 # x 5413	588	Astm-A36
6	3	W 8 x 35 #	40	Astm-A36
7	4	Pl. 12 mm	39	Astm-A36
8	3	Pl. 25 mm	35	Astm-A36
		<b>Pesos total:</b>	<b>1951</b>	

### 3.5.2 Vigas marco interior de dimensión



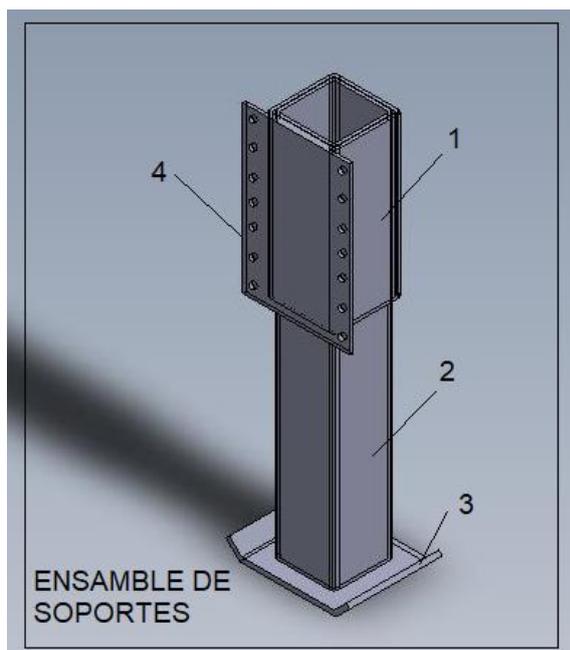
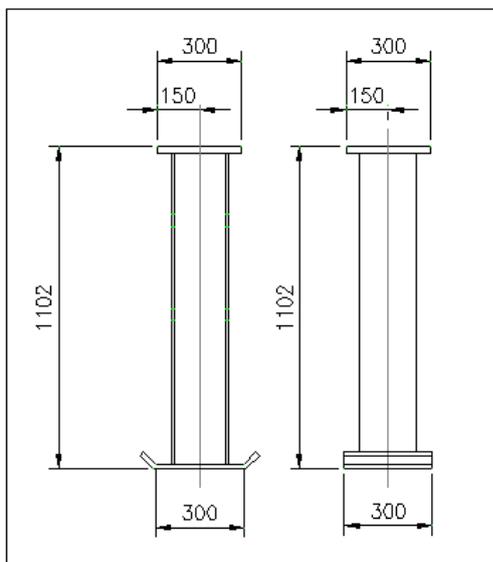
Pos	Cant.	Descripción	Peso (kg)	Material
1	1	W 21 x 73 # x 2500	225	Astm-A36
2	1	W 21 x 73 # x 2500	225	Astm-A36
3	1	W 21 x 73 # x 2213	240	Astm-A36
4	1	W 21 x 73 # x 2213	240	Astm-A36
		<b>Pesos total:</b>	<b>930</b>	

### 3.5.3 Soporte de apoyo de tolva y zaranda



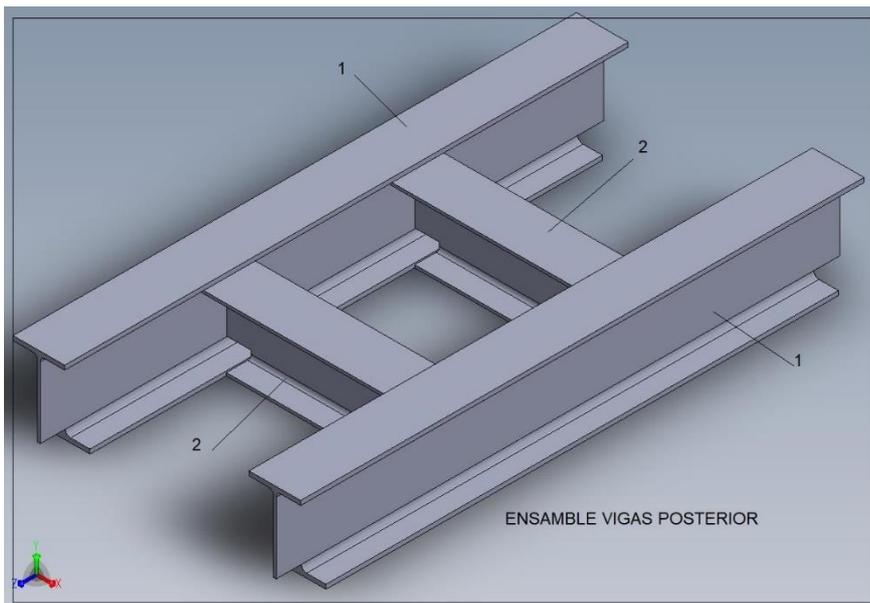
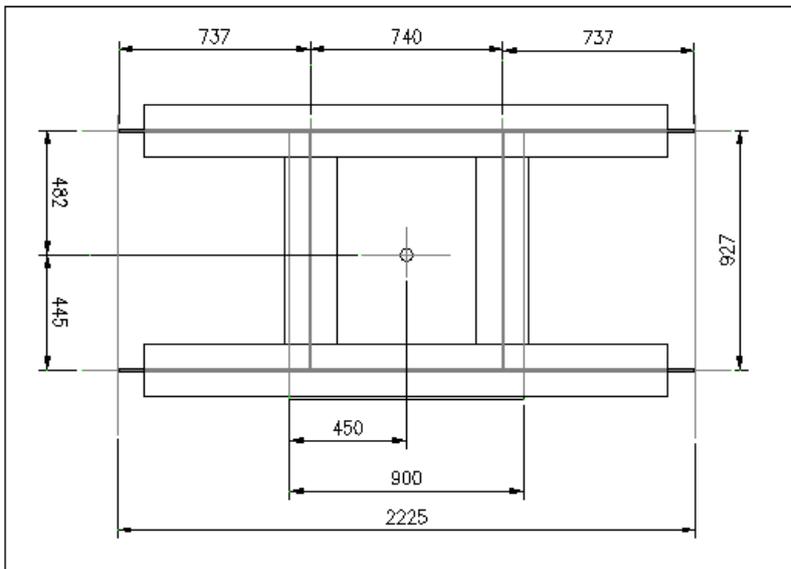
Pos	Cant.	Descripción	Peso(kg)	Material
1	2	Pl.12 mm	50	Astm-A36
2	4	Pl.12 mm	320	Astm-A36
3	2	Pl.12 mm	168	Astm-A36
4	2	Pl.16 mm	136	Astm-A36
5	1	Pl.10 mm	196	Astm-A36
7	2	Pl.12 mm	92	Astm-A36
8	4	Pl. 12 mm	321	Astm-A36
9	2	Pl. 12 mm	154	Astm-A36
10	2	Pl. 16 mm	172	Astm-A36
11	2	Pl. 16 mm	196	Astm-A36
<b>Peso total:1806</b>				

### 3.5.4 Soporte columna vertical de estructura portable



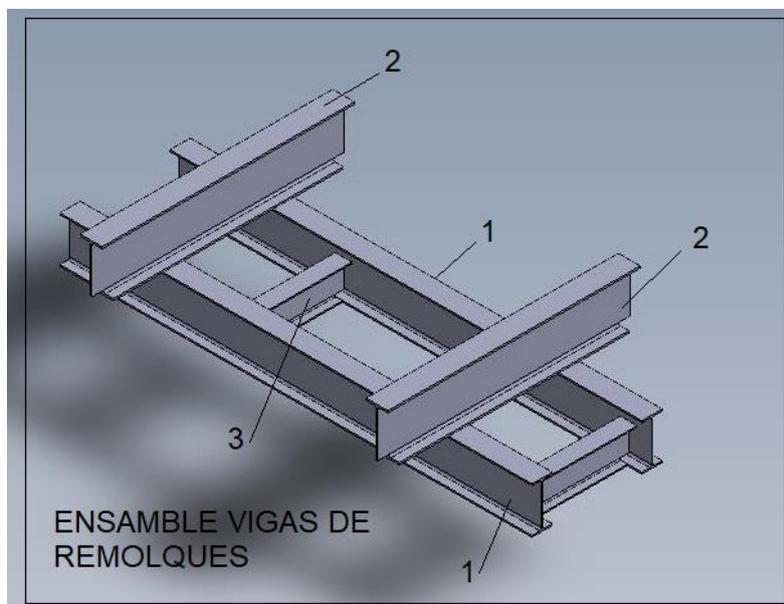
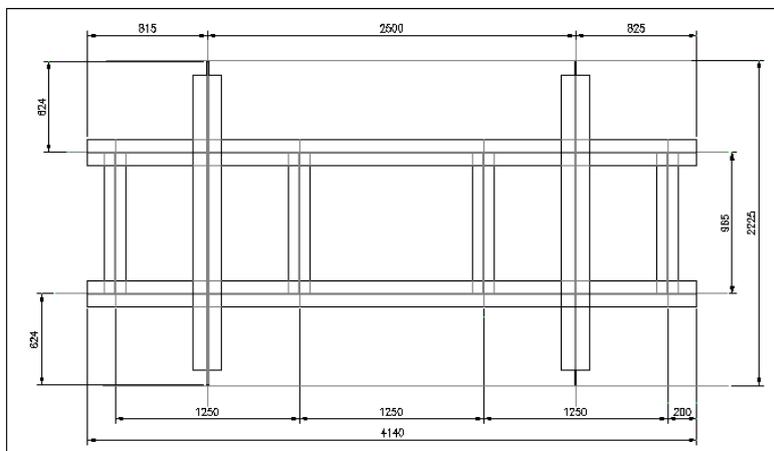
Pos	Cant.	Descripción	Peso(kg)	Material
1	1	PL.10 mm	210	Astm-A36
2	1	PL. 10 mm	452	Astm-A36
3	1	PL. 16 mm	94	Astm-A36
4	1	PL. 10 mm	145	Astm-A36
5	1	PL. 10 mm	85	Astm-A36
<b>Pesos total:</b>			986	

### 3.5.5 Vigas internas posteriores



Pos	Cant.	Descripción	Peso	Material
1	2	W 14 x 43 #	425	Astm-A36
2	2	W 8 x 35 #	95	Astm-A36
3	1	PL.16 mm	134	Astm-A36
<b>Pesos total:654 Kg.</b>				

### 3.5.6 Vigas inferior de remolque



Fuente: propio

Pos	Cant.	Descripción	Peso(kg.)	Material
1	2	W 16 x 40 #	493	Astm-A36
2	1	W 18 x 60 #	395	Astm-A36
3	1	W 10 x 30 #	171	Astm-A36
			1059	
<b>Pesos total:</b>				

### 3.6 Rediseño de estructura Soporte de portable de reparación (mejorado)

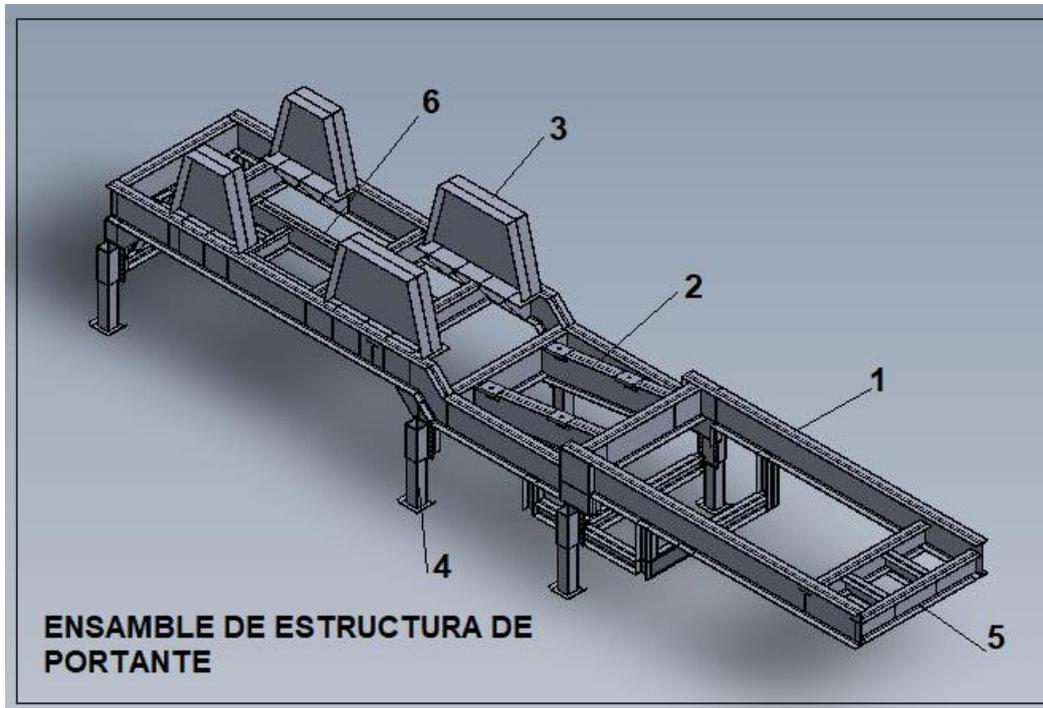
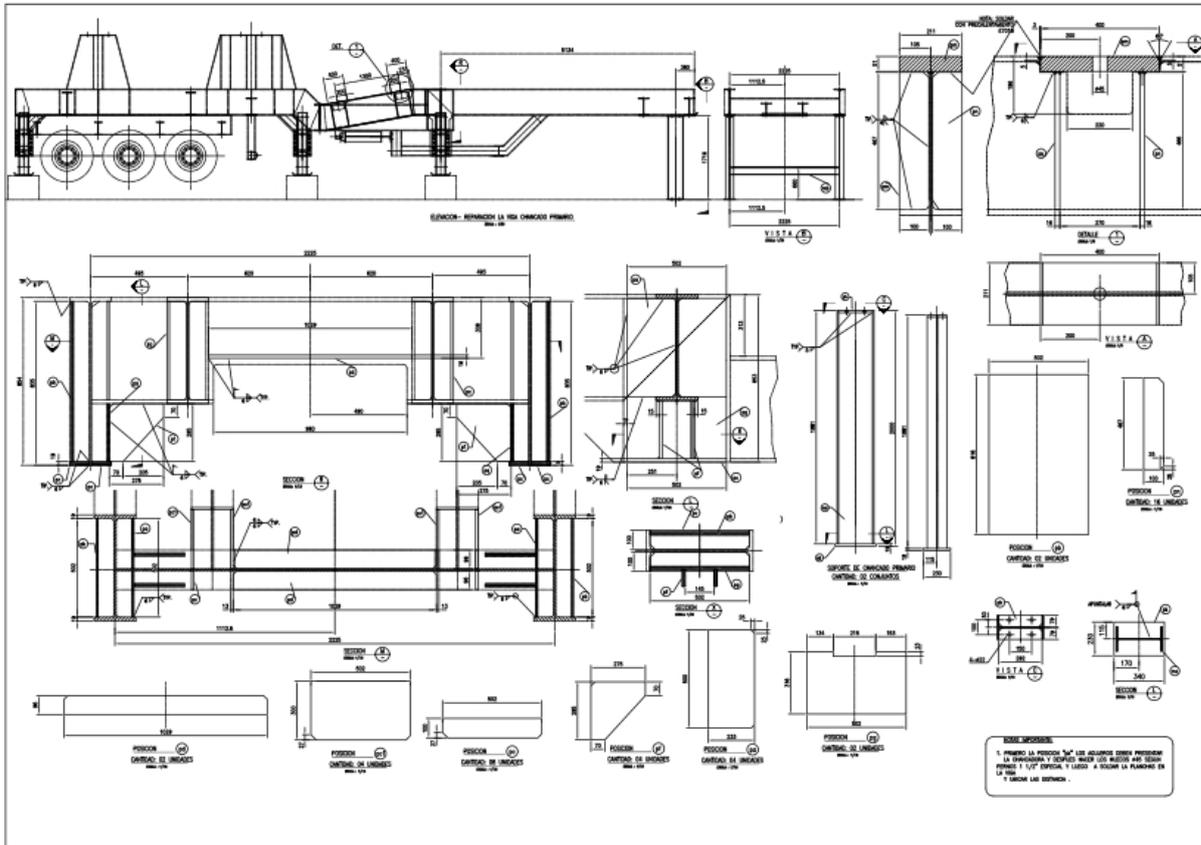


Figura 69. Estructura de soporte rediseñada (Fuente propio elaborado)

LISTA DE MATERIALES										
LINEA	CANT		DESCRIPCION	LONG.	ITEM	PESO KG.		AREA	OBS.	
	TOT.	UNIT.				P. UNIT.	P. TOTAL			
<b>A</b>	<b>1</b>	<b>1</b>	<b>REPARACION VIGA INTERMEDIO</b>				<b>342.34</b>	<b>342.34</b>	<b>2.81</b>	
1	4		PL. 5/8"	x 500	x 233	pa	14.52	58.07	0.47	ASTM-A36
2	2		PL. 5/8"	x 502	x 816	pb	51.05	102.10	0.82	ASTM-A36
3	8		PL. 5/8"	x 100	x 502	pc	6.26	50.05	0.40	ASTM-A36
3	4		PL. 5/8"	x 300	x 502	pc1	18.77	75.07	0.60	ASTM-A36
4	2		PL. 5/8"	x 96	x 1029	pd	12.31	24.62	0.20	ASTM-A36
5	4		PL. 1/2"	x 275	x 295	pf	8.11	32.43	0.32	ASTM-A36
6	2		PL. 5/8"	x 502	x 316	pg	19.77	39.54	0.32	ASTM-A36
<b>B</b>	<b>2</b>	<b>1</b>	<b>SOPORTE POSTERIOR</b>				<b>94.09</b>	<b>188.19</b>	<b>5.22</b>	
6	1		W 12x 26#		x 1981	ma	76.65	76.65	2.49	ASTM-A36
7	2		PL. 5/8"	x 79	x 292	ph	2.87	5.75	0.05	ASTM-A36
8	1		PL. 3/4"	x 230	x 340	pk	11.69	11.69	0.08	ASTM-A36
9	1		W 6x 15#		x 2250	mb	49.95	49.95	2.83	ASTM-A36
<b>B</b>	<b>4</b>	<b>1</b>	<b>PLACA DE CHANCADO</b>				<b>126.77</b>	<b>507.09</b>	<b>3.33</b>	
9	1		PL. 2"	x 211	x 400	pm	33.66	33.66	0.08	ASTM-A36
10	16		PL. 5/8"	x 100	x 467	pn	5.82	93.12	0.75	ASTM-A36
11	4		PERNOS ESPECIAL 1 1/2"NC		8"	xa				GR-10
<b>PESO TOTAL DETALLADO=530.53 Kg.</b>										
<b>AREA TOTAL DETALLADO=8.04 M2.</b>										

### 3.6.1 Plano de rediseño de estructura de soporte



### 3.6.2 Plano para mecanizar y tolerancia de la base soporte de portable

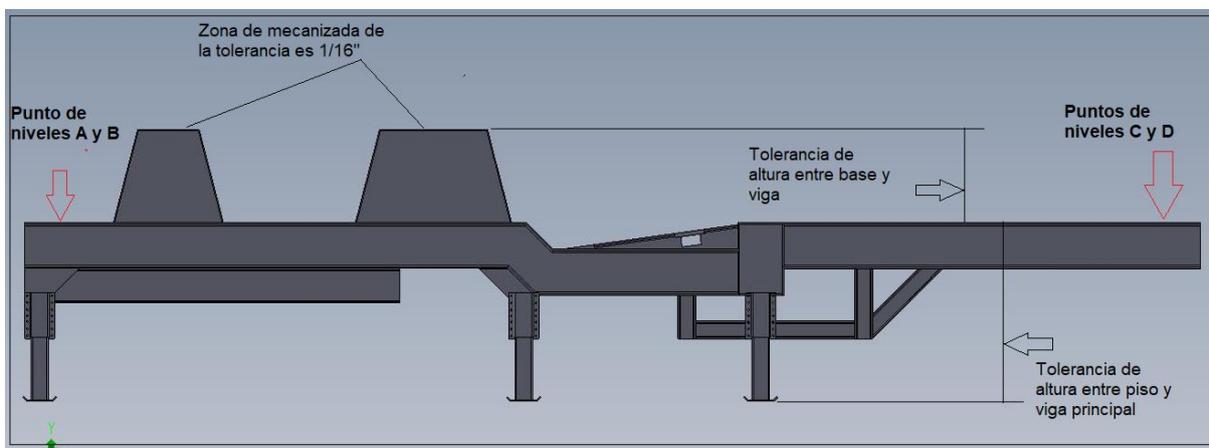


Figura 70. Mecanizado de la base soportes de trituradora (Fuente propio elaborado)

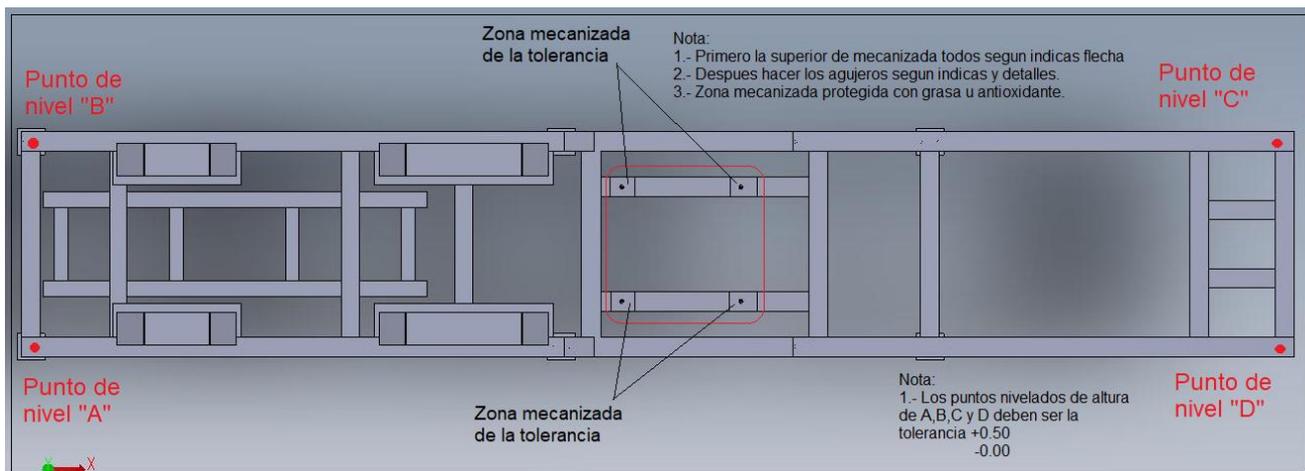


Figura 71 Vista Planta la zona mecanizada

### 3.6.3 Taller mecánica mecanizado para la base de estructura de soporte



Figura 72 Maquina cepilladora para mecanizado de la viga con plancha para acentar los apoyos de la trituradora (Foto-Comeco)

### 3.7 Selección de equipos para transporte de chancadora móvil

#### 3.7.1 Selección King-pin

Para encontrar la selección Kim-ping debe ser con la mayor de la resistencia del material, pero lo más importante sirve para transportar y guiar la estructura portante de trituradora quijada portable con sus equipos y remolcado con una unidad tractora. Esto muy importante colocar por delante una plancha inferior es 12mm y reforzar con dos vigas interiores.

El diseño de hongo se representa el modelo histórico del rey de perno. Las especificaciones:

Material: Acero de aleación AISI-8630H y dureza 302- 363 BHN, calidad: fabricado sobre la base de un estándar patentado para garantizar la integridad de la superficies como de la microestructura interna y dimensional ver el esquema fig.74(Holland, 2005)

CATALOGO DE KING PIN DE 2" SAFHONLLAND SOLDABLE 1/2"

**TABLA I**  
**PERNOS REY DE LA SERIE HONGO**  
**PERNOS REY SAE DE 2 PULGADAS**



MODELS	ALEACIÓN de ACERO	DUREZA BRINELL (BHN)	ESPEJOR DEL ACOPLADOR SUPERIOR	AGUJERO
KP-T-809-CF	8630H	302-363	0,25"	No
KP-T-809-EF	8630H	302-363	0,31"	No
KP-T-809-F	8630H	302-363	0,38"	No
KP-T-809-BF	8630H	302-363	0,50"	No
KP-T-809-AF	8630H	302-363	0,63"	No
KP-T-809-GF	8630H	302-363	0,75"	No
KP-T-809-C	8630H	302-363	0,25"	Agujero de un espesor uniforme en el diámetro total de la superficie
KP-T-809-E	8630H	302-363	0,31"	Agujero de un espesor uniforme en el diámetro total de la superficie
KP-T-809	8630H	302-363	0,38"	Agujero de un espesor uniforme en el diámetro total de la superficie
KP-T-809-B	8630H	302-363	0,50"	Agujero de un espesor uniforme en el diámetro total de la superficie
KP-T-809-A	8630H	302-363	0,63"	Agujero de un espesor uniforme en el diámetro total de la superficie
KP-T-809-G	8630H	302-363	0,75"	Agujero de un espesor uniforme en el diámetro total de la superficie

Figura 73. Folleto de catálogo holland



Figura 74. Folleto de catálogo kingin de Holland

### 3.7.2 Selección sistema de suspensión mecánica tridem

Para el selección de sistema de suspensión mecánica tridem según el catalogo para la carga del peso está de acuerdo al cálculo de cargas muerta, viva y accidentales para encontrar de la cargas del pesos máximo de 61 toneladas, luego para buscar el catálogo marca HOLLAND tal como se muestra. (Holland-2, 2007)

Según la estructura soporte principal la parte posterior donde ubica para cargas del sistema de suspensión mecánica tridem y también la trocha entre las vigas de inferior deben estar según la norma a la distancia especificada, por otro lado, puede usarse la distancia de 1250mm para 3 ejes.

Las partes de sistema de suspensión mecánica son los siguientes: los muelles 9 peines, ejes cuadrado, zapata de freno, tambor de freno, hay otra forma este tipo de remolques es el cuadrado, todas las características de las piezas del sistema de suspensión para funcionamiento del soporte de portable según el folleto del tamaño y medidas. Fig.75

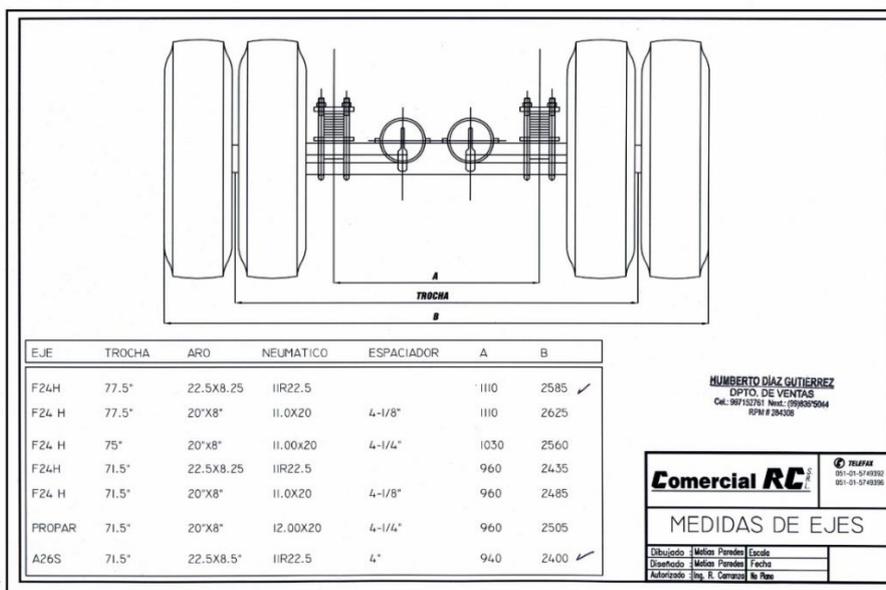


Figura 75. Folleto de medidas ejes "Comercial RC"

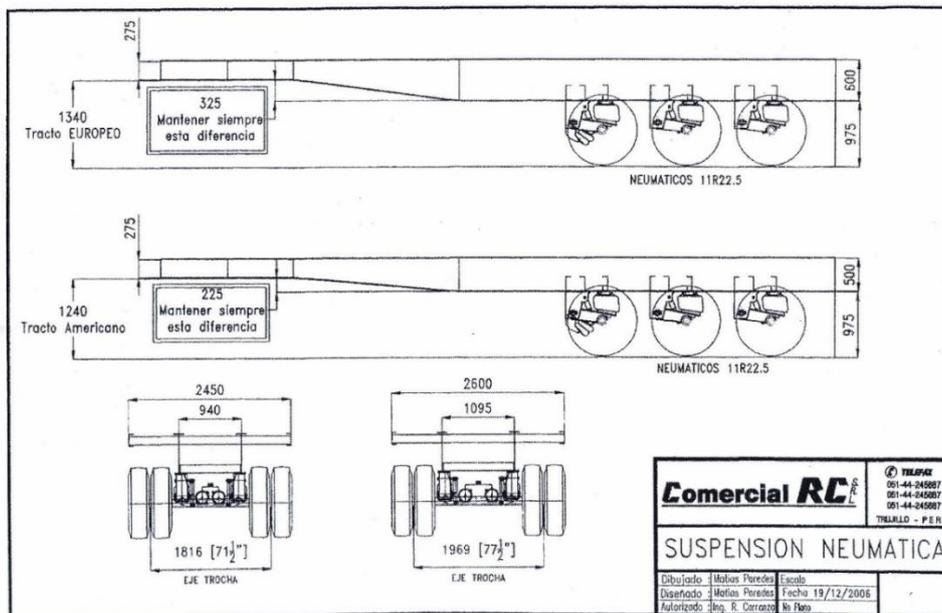


Figura 76. Folletos suspensión neumática por Comercial RC



*Figura 77. Suspensión neumático (Foto por Comeco)*



*Figura 78. La planta de taller de suspensión neumático (Foto de Comeco)*



*Figura 79. Planta del taller de suspensión neumático (Foto de Comeco)*

### **3.7.3 Selección de Neumáticos**

Para la selección de las llantas deben el código de velocidad es la velocidad máxima que puede alcanzarse con un neumático cuando está inflado correctamente y se encuentra sometido a carga. El código de velocidad se expresa mediante una letra que se indica al final del flanco, seguida del número del índice de carga. Un neumático que tiene un código de velocidad en V, por ejemplo, permite alcanzar una velocidad máxima de 240 km/h Se refiere a su capacidad de carga máxima (en kg). Esta es la relación entre la sección transversal del neumático y su anchura expresada como porcentaje. Una relación de aspecto de 65, por ejemplo, indica que la altura del neumático corresponde al 65 % de su anchura. Se puede ver el índice de carga del neumático en su flanco, justo al lado del diámetro. Para buscar el catalogo la marca GOOD-YEAR G288 MSA de tipo modelo 11R22. (GOOYEAR, 2005)ver la figura 80.

Ø	Código	Denominación	Fig.	Rueda	Medidas aprox.		Presión (bar)	Carga máx. (kg) 40 km/h	Peso Kg.
					Diámetro	Ancho			
17,5"	319017521500	215/75-R 17,5	1	6,75 x 17,5C	767	219	6	2.800	22
	319017521508			6,75 x 17,5G				2.750	
	319017522500	225/75-R 17,5		6,75 x 17,5C	783	226		2.960	23
	319017522508			6,75 x 17,5G				2.900	
	319017523500	235/75-R 17,5		6,75 x 17,5C	797	233		3.000	54
	319017523508			6,75 x 17,5G				2.950	
19,5"	319017524500	245/70-R 17,5	6,75 x 17,5C	787	248	6,5	3.200	54	
	319019024500	245/70-R 19,5	8,25 x 19,5C	839	248	7,5	3.000		
	319019024510		8,25 x 19,5G				867	262	3.150
	319019026500	265/70-R 19,5	8,25 x 19,5C	895	283	8,25			
	319019026508		8,25 x 19,5G						
	319019028500	285/70-R 19,5	8,25 x 19,5C	923	305	8	3.750	79,5	
	319019028506	8,25 x 19,5G	919				381		4.000
	319019030500	305/70-R 19,5	11,75 x 19,5	981	425	4.500	100		
	319019038510	385/55-R 19,5	13,00 x 19,5	928	430	5.000			
	319019042501	425/55-R 19,5		911	458	5.500	109		
	319019043501	435/50-R 19,5							
	319019044501	445/45-R 19,5							



Fig. 1

Figura 80. Folleto de catálogo Goodyear de llantas

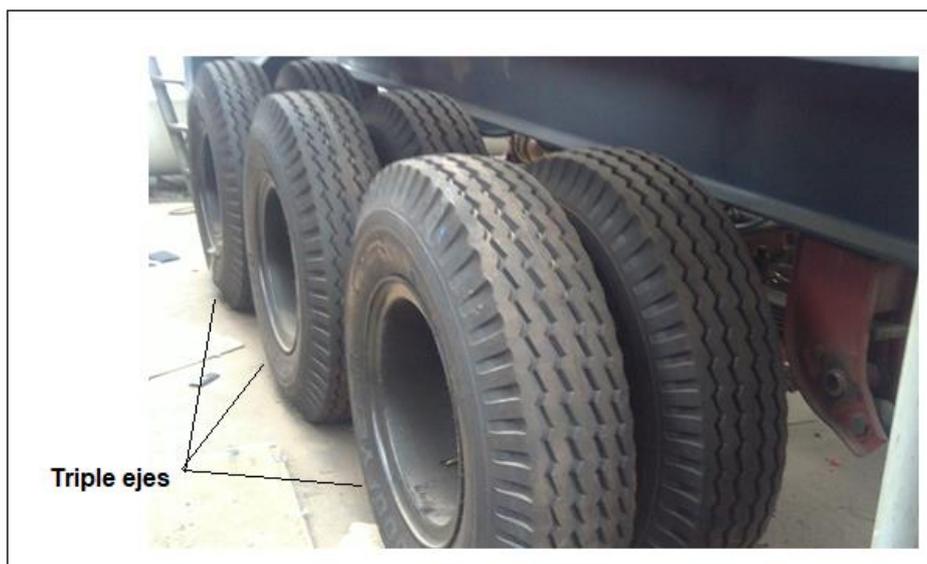


Figura 81. Taller instalación de la llantas de triple (Foto de Comeco)

### 3.7.4 Selección de trituradora quijada modelo JC-409

Para la selección la trituradora quijada el modelo JC-409 para la capacidad es 125 tn/hr según el material de piedras encuentra en el catálogo. Y además se especifican las partes de la trituradora quijada y la Transmisión del motor, poleas, números de la faja y todos los equipos, para la estructura de soporte de portable. También se detalla si se va usar un equipo estacionario para los diferentes equipos, y es muy

diferente si el modelo de trituradora sea móvil o estacionario. Es decir cómo se soporta cada equipo en una estructura es estacionaria o móvil esta información es valiosa e importante para poder realizar el diseño de la estructura de la planta móvil.(SANDVIK, 2006).

Para la selección de la trituradora de mandíbula debemos considerar los datos de informe la capacidad es 125 tn/h, el peso de trituradora es 14500 kg. El tamaño según el catalogo y también debe conocer la trituradora el modelo que tienes con soporte hay diferentes para soportar como las vigas interiores para móvil y otro lado la trituradora no tienes soportes solo para estacionario el fijo se acuerdo el catalogo hay en la medida.

El motor del modelo marca ABB con la velocidad 100hp y el 270 rpm estas incluido con poleas y transmisión de las fajas, esta empresa importa la trituradora de quijada el modelo JC-409 marca SANDVIK de procedencia Suecia. Ver la fig.82

Closed side setting (CSS)		Crusher model							
mm	in	CJ211	CJ409	CJ411	CJ412	CJ612	CJ613	CJ615	CJ815
40	1 5/8	80-110 (90-120)							
50	2	95-135 (105-150)	85-115 (95-125)						
75	3	127-192 (140-212)	100-160 (110-175)	150-200 165-220	165-220 (180-245)				
100	4	160-250 (175-275)	125-200 (140-220)	200-265 (220-290)	220-290 (240-320)				
125	5	195-310 (215-340)	150-235 (165-260)	245-325 (270-360)	270-355 (300-390)	300-395 (330-435)	330-430 (365-475)	385-495 (425-545)	
150	6	230-370 (250-410)	175-275 (195-305)	295-390 (325-430)	325-430 (360-475)	355-465 (390-515)	385-505 (425-555)	445-590 (490-650)	480-625 (530-690)
175	7	265-430 290-475	200-320 (220-350)	340-445 (375-490)	385-505 (425-555)	405-530 (445-585)	440-575 (485-635)	505-665 (555-735)	545-710 (600-785)
200	8	300-490 (330-540)		385-505 (425-555)	445-580 (490-640)	455-595 (500-555)	495-650 (545-715)	570-745 (630-820)	610-800 (675-880)

Figura 82. Folletos de catálogo sandvik de la trituradora

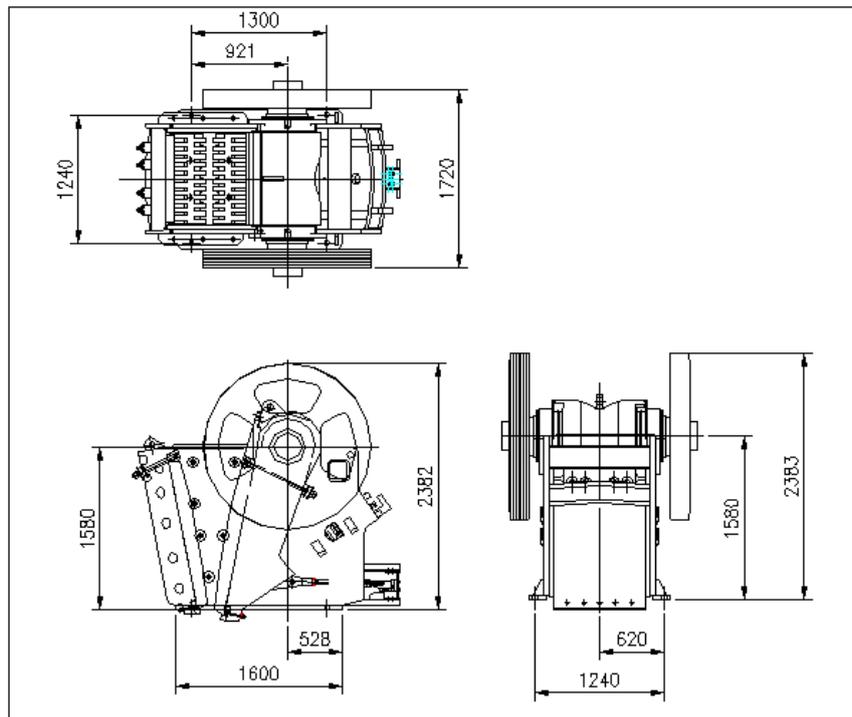


Figura 83. Medidas según Folleto de trituradora modelo JC-409 (Sandvik)

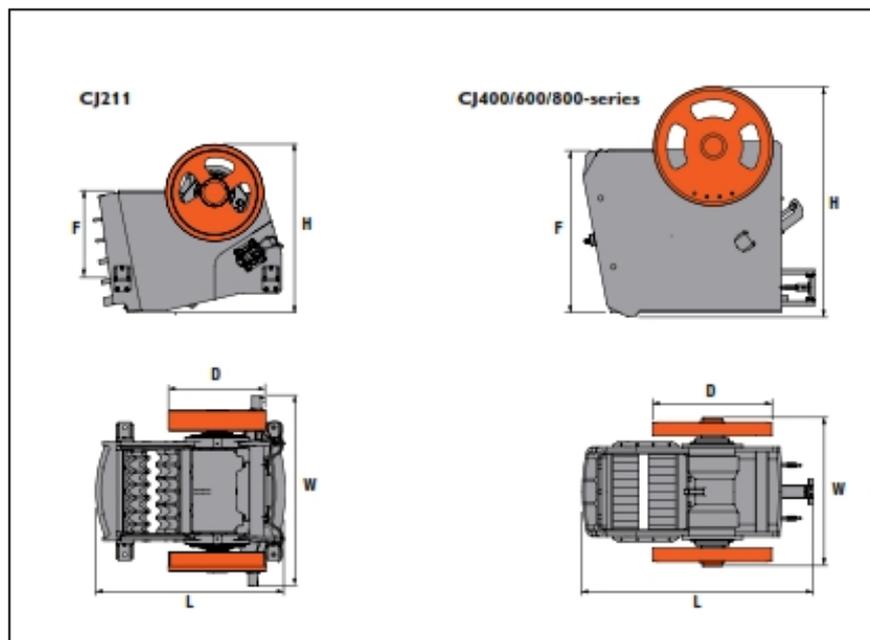


Figura 84. Folleto de catálogo trituradora y dimensiones basicas

	Crusher model							
	CJ211	CJ409	CJ411	CJ412	CJ612	CJ613	CJ615	CJ815
Feed opening mm	1100x700	895x660	1045x840	1200x830	1200x1100	1300x1130	1500x1070	1500x1300
in	43x27	35x28	41x33	47x33	47x43	51x45	59x42	59x51
L = Max length m	2.39	2.55	2.99	3.23	3.61	3.76	4.11	4.50
in	94	101	118	127	142	148	161	177
W = Max width m	2.45	1.88	2.09	2.57	2.35	2.47	3.00	2.90
in	96	74	82	101	92	97	118	108
H = Max height m	2.17	2.38	2.82	2.95	3.51	3.85	3.33	4.19
in	86	94	111	116	138	152	131	165
D = Fly wheel diam. m	1.23	1.60	1.86	1.86	1.86	2.17	1.76	2.17
in	48	63	74	74	74	86	70	86
F = Feed height m	1.12	1.58	1.88	1.93	2.50	2.68	2.39	3.05
in	44	62	74	76	98	105	94	120
Shipping volume m <sup>3</sup>	14.1	13	20	23	32	38	48	58
ft <sup>3</sup>	498	447	704	810	1127	1329	1690	2042
CSS min-max mm	40-200	50-175	75-225	75-275	125-275	125-300	125-300	150-300
in	1.6-7.9	2-7	3-9	3-11	5-11	5-12	5-12	6-12
Total weight kg	15000	14500	22000	27000	39000	44000	54000	64500
Motor power kW	90	75	110	132	160	160	200	200
hp	125	100	150	200	250	250	275	275
Crusher speed rpm	270	270	240	240	210	225	200	200

Figura 85. Folleto de catálogo de dimensión de trituradora modelo JC-409

### 3.8 Ensamble final

Para terminar la fabricación de estructura de soporte de portable y con instalación el sistema del remolque y también con Kim-ping, la base del mando, tolva de superior, faja transportadora, chutes de cargas con terminados pintados, el control se acuerdo las medidas para ensamblar para los equipos. También el equipo como la zaranda vibratorio y trituradora quijada se a confiable y funcionamiento.

Primer paso la estructura de soporte principal con instalado con el sistema de remolque de ejes de la llanta para ensamblar los equipos deben colocar 6 soportes como estacionario del fijo y bien estar nivelado del piso para ensamblar.

Colocar primero la zaranda vibratoria donde se apoya el hay 4 soporte con resorte de soporte portable y después colocar la trituradora quijada deben juntar la entrada la alimentación con chute descarga, y finalmente la tolva principal se apoyó de 04 soporte el fijo y otro delante un apoyo.

Luego coloca la base del mando del motor para accionar con la trituradora quijada con poleas y números de la faja y guardada transmisión

Por ultimo para ensamblar de la faja transportadora por debajo inferior del soporte de portable para transporte de material con faldones y chute descarga. Ver la figura 86

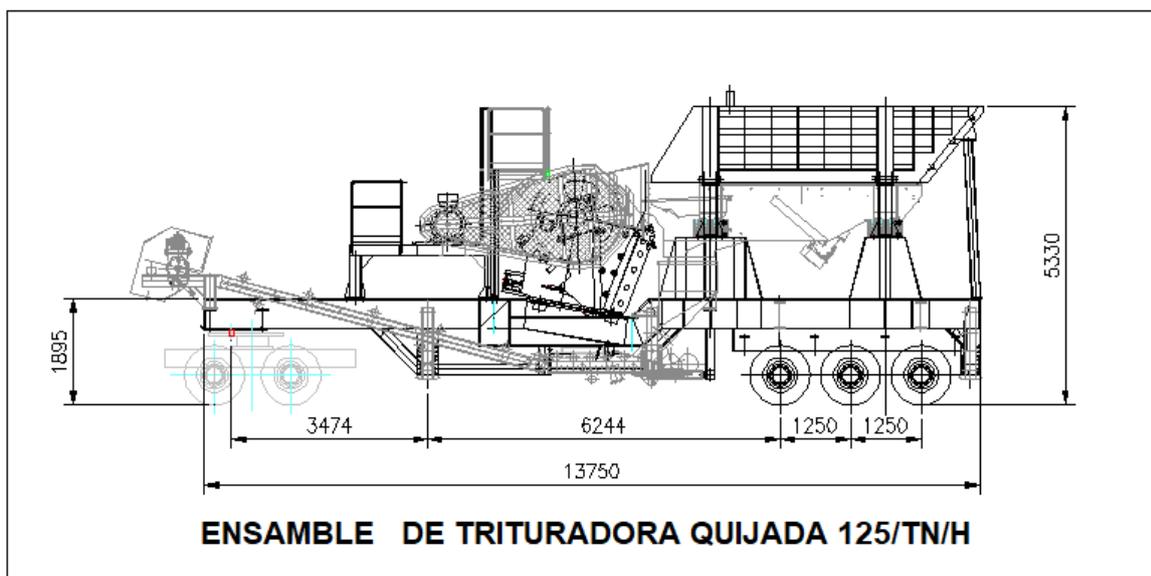


Figure 86. Ensamble trituradora quijada modelo JC-409 para transporte (Fuente propio elaborado)



*Figura 87. Planta móvil en taller (foto de comeco)*



*Figura 88. Tractor de tres ejes para trituradora móvil (Foto de comeco)*



Fuentes 1 Fotos en taller para transportar de móvil trituradora

### 3.9 Costos del proyecto

Los costos del proyecto de la trituradora quijada están conformados por costos de materiales, costo de equipos, costo de elementos auxiliares, costo de diseño, imprevistos y un presupuesto de rediseños para cambiarla estructura soporte de la trituradora

Los costos estimados de rediseño son los siguientes:

En Ingeniería se dispone del costo total de la estructura móvil y los equipos auxiliares y también los equipos que incluyen la trituradora móvil tanto nacionales e importados y por otro lado se prepararan los planos de la estructura nueva de acuerdo al rediseño del soporte de la trituradora, desarrollar mitrados y los materiales a emplear y calcular un presupuesto

En producción el costo para fabricar la estructura de soporte dela trituradora portable y agregar un presupuesto de la base soporte nueva maquinada de la trituradora para fabricar en los talleres de mecánica, caldera, pintura, arenado y la mano obra (hr

hombre) necesario y (horas maquina) por kilo por costo se acuerdo el trabajo de cronograma terminado.

Para logística infórmelos precios de las materiales y equipos también herramientas para maquinarias, soldadura, pintura y otros para este costo como ingeniería, producción y administrativo y ver La tabla 24

**Tabla 24.** Secciones que componen la inversión total

<b>Pos.</b>	<b>Secciones</b>
1	Costo de materiales
2	Costo de equipos, motores y transmision
3	Costo de elementos auxiliares
4	Costo de diseño
5	Imprevisto

*Fuente: Propio elaborado*

### 3.9.1 Costo de materiales

Para materiales del costo según el metrado del presupuesto toda el desarrolla se acuerdo los planos de soportes de portable, tolva, faja transportadora y chutes descarga cada metrado para materiales por peso por longitud y precio de unitario y finalmente total y depende el precio unitario.

**Tabla25.**Costos de Materiales

<b>Denominación</b>	<b>Peso/ longitud Kg/m</b>	<b>Longitud Total (m)</b>	<b>Peso (Kg)</b>	<b>Precio Unitario (\$/Kg.)</b>	<b>Precio Total (US\$)</b>
W8"x35#	52.2		135		459
W21"x73#	108.9		2680		9112
W14"x43#	64.12		425		1445
W16"x40#	59.65		493		1676
W10"x30#	44.73		171		581
Pl. 16mm			598		2033
Pl. 12mm			2210		7514
Pl. 10mm			1088		3699
Pl. 25mm			35		119
		<b>TOTAL</b>	<b>8835</b>	<b>3.4</b>	<b>30039</b>

Fuente: Propio elaborado

### 3.9.2 Costos de equipos

Se acuerdo los equipos del costo según el presupuesto y para buscar el precio del equipo como los siguientes: la trituradora quijada del modelo, sistema de mulle, zaranda vibratoria, tolva para grizzli, chutes descarga, faja transportadora etc.

**Tabla26.**Costo de Equipos

<b>Denominación</b>	<b>Precio Total (US\$)</b>
Alimentador Vibratorio 30"x5'	12800
Ejes con llantas incluye soportes y elementos auxiliares para equipos con sistema de muelle para 3 ejes 6 llantas	15000
Tolva para Grizzly	9570
Forro de Tolva	15000
Chutes de descarga	5220
Forro de Chutes	9000
Faja Transportadora 42"x8.2m	29600
<b>TOTAL</b>	<b>66590</b>

Fuente: Propio elaborado

Nota: La trituradora de Quijada es suministrada por el cliente

### 3.9.3 Costo de diseño

Es el estudio de ingeniería del diseño o rediseño por el trabajo de cálculo, detalles del desarrollo, gasto de materiales, de computadoras, planos y tintas todos los gastos para el diseño. Ver la tabla 27.

**Tabla27.**Costo de Diseño

<b>Valor por hora (\$)</b>	<b>Hora por mes</b>	<b>Meses</b>	<b>Costo total (\$)</b>
5	120	6	3600

*Fuente: Propio elaborado*

### 3.9.4 Costo total existente

Finalmente, todo el costo según el presupuesto de materiales, equipos, diseño e imprevisto de 5 por ciento, no está incluido gastos administrativos ni impuestos. Ver tabla 28

**Tabla28. CostoTotales**

<b>Denominación</b>	<b>Subtotal (US\$)</b>
Costo de Materiales	30039
Costo de Equipos	66590
Costo de Diseño	3600
Costo de imprevisto	5011
<b>Total</b>	<b>105240</b>

*Fuente: Propio elaborado*

El costo americano. Del proyecto de trituradora quijada de portable e incluido los equipos del monto es US\$ 105240 dólares.

### 3.9.5 Costo de reparación de acuerdo al rediseño de estructura de soporte portable (actual)

Los costos generales de rediseño de soporte se describen en la siguiente ver tabla.26

**Tabla 29. Costo generales de rediseño de soporte**

<b>Pos.</b>	<b>Costos generales de rediseño de soporte</b>
1	Costo de materiales
2	Costo de Maquinado y taladro
3	Costo de transporte de soporte
4	Costo de Mano de obra
5	Viaticos

*Fuente: Propio elaborado*

La cotización de este trabajo de la estructura de soporte según acuerdo del rediseño y todos los gastos generales para mejorar la estructura del soporte por el cliente de la producción. Ver tabla 30

**Tabla30.**Costo de estructura soporte

<b>Pos.</b>	<b>Denominacion</b>	<b>Peso total</b>	<b>Costo total (US\$)</b>
1	Costo de calculo y analisis		250
2	Costo de materiales	531 Kg	1805
3	Costo de transporte de soporte		350
4	Costo de Mano de obra		600
5	Costo de maquinado y taladro		450
6	Viaticos		400
	<b>Total</b>		<b>3855</b>

*Fuente: Propio elaborado*

El costo es en Dólares americanos, la reparación estructura portable monto es US\$ 3855 dólares.

## IV. DISCUSIÓN

La discusión está en base a los resultados de los cálculos de los tres casos propuestos estos resultados los comparamos con la teoría y los antecedentes o trabajos previos en la sección 1.2

### **4.1 Tomando en cuenta los Antecedentes (Trabajos previos efectuado Nacional e Internacional)**

#### **De acuerdo a la Investigación Nacional correspondiente al capítulo 1.2.1**

- 1- Si consideramos el Título diseño móvil portátil para piedra de canto Arequipa, Perú un informe desarrollado por (Altheur) se describe para una planta móvil para trituración de piedra de canto de 60 tn/hr. Ubicada en Madre de Dios que tiene como característica importante alta fiabilidad durante su funcionamiento

Si comparamos con las recomendaciones que se plantean en el Caso 2 (Propuesta de Rediseño) de lograr cumplir con el objetivo de tener un rendimiento fiable en operación.

Por lo tanto, se confirma el caso 2 con esta referencia

- 2- Con respecto al Título planta móvil de trituración de caliza de 50 tn/hr. Corresponde a un diseño que cumplen con sus funciones de triturar y operar con fiabilidad, se destaca además la facilidad de ser transportada de un lugar a otro.

En comparación con en el Caso 1 (Existente) también cumple con esta finalidad ya que la planta diseñada (Caso 1 Existente) no tuvo problemas de transporte toda vez que se cumplieron con las normas de transporte y buen diseño razón por la cual en el rediseño no se tomó en cuenta ya que este problema no se presentó

Se confirma con el caso 1 (Existente)

#### **De acuerdo a la Investigación Internacional correspondiente al capítulo 1.2.2**

- 3- Con respecto al Título Diseño de máquina trituradora de impacto (quijadas) efectuada en España para la Universidad de Cantabria es una máquina móvil que significa que es transportada en una estructura soporte se efectuaron

cálculos de esfuerzos para la estructura portante para comprobar la viabilidad del diseño propuesto

En comparación con el Caso 2 (Propuesta de rediseño) se efectuaron como primera fase los cálculos de comprobación de la estructura existente no habiendo problemas de resistencia estática y de fatiga y encontrándose factores de seguridad aceptables y algunos en exceso se pasó a la segunda fase de comprobar el proceso de manufactura realizado a la estructura soporte para el caso 2 donde se encontraron deficiencias de fabricación en la zona del marco estructural del soporte de la trituradora.

Se confirma con el caso 2(Propuesta de rediseño) donde además se recomienda mover 02 apoyos de la estructura soporte del lado derecho y mejora el factor de seguridad mínima con respecto al caso 1(Existente)

Se confirma con el caso 2(propuesta de rediseño)

- 4- Con respecto al Título Características dinámicas en la estructura de soporte de la trituradora, elaborada en el Instituto Missouri University of Science and Technology (Estados Unidos). Donde mencionan que las causas de una excesiva vibración se deben a que el marco estructura no ha sido fabricado de manera correcta respetando las normas y procedimientos de fabricación ya que por lo general son perfiles soldados y quedan desalineadas y a consecuencia de ello se genera una vibración excesiva en operación

En comparación al Caso 1 (Existente) la estructura soporte no ha estado bien construida en las zonas más críticas donde asienta la trituradora estaba desalineada y como consecuencia desarrollo una vibración en toda la estructura soporte y fallo por fatiga del material en las vigas laterales prematuramente aproximadamente 9 meses. Estos defectos de manufactura se corrigen y se presentan para el caso 2 (Propuesta de rediseño)

Se confirma con el caso 2(propuesta de rediseño)

5- Si tomamos el Título Planta móvil procesadora de piedra chancada cap. 150 Tm/hr. elaborada por Lmining (China) es una planta con trituradora de quijada e instalada en Mérida Venezuela. Este diseño tiene una estructura de barco para el chasis (Estructura portante) para reducir el peso y el volumen de la planta móvil.

La planta móvil tiene bajo costo de transporte y fácil de colocar en el lugar de operación y operar eficientemente

En comparación con el caso 2 (Propuesta de Rediseño) dicha planta es fácil de convertir y transportar porque cuando opera le estructura soporte se apoya en 6 pastas desmontables que se gradúan a la altura necesaria y las ruedas de transporte se levantan. Cuando se requiere movilizarse se retiran las patas y se moviliza como un remolque que se acopla aun vehículo tipo camión.

Se confirma con los casos 1 y 2

#### **4.2 Tomando en cuenta la Teoría Relacionada anales bidimensional con formulas**

##### **1- Respecto al Diseño por resistencia a la Fatiga se confirma que**

Un elemento sometido a cargas oscilante con amplitud constante y frecuencia de impacto constante puede generar una falla del material por fatiga que una carga fija estática

##### **2- Comparación de Factores de Seguridad para cálculo Estático**

Para la viga lateral (largueros)

Teniendo en cuenta el criterio de falla de máximo Esfuerzo cortante

##### **Caso 1 (Existente)**

El Factor de Seguridad = 1.5 para PERFIL W12 x30# (mínimo)

El Factor de Seguridad = 3.91 para PERFIL W21 x73# (Existente)

**Caso 2 (Rediseño)**

El Factor de Seguridad = 1.5 para PERFIL W18 x40# (mínimo)

El Factor de Seguridad = 3.62 para PERFIL W21 x73# (Existente)

**3- Respecto al Diseño por resistencia a la Fatiga**

Según el criterio de Soderberg

**Para la viga interna (A-B)**

-Para perfil W21 x 73# (EXISTENTE)

**El Factor de Seguridad según criterio soderberg =15.24 para PERFIL W21 x73#**

Para perfil W8 x 24# Mínimo propuesta.

**El Factor de Seguridad según criterio soderberg = 2.1 para PERFIL W8 x24#**

**CONCLUSION DE LA DISCUSION**

Se considera el Caso 2 como la más adecuada como propuesta de rediseño frente al actual diseño (Caso 1) existente.

## V. CONCLUSIÓN

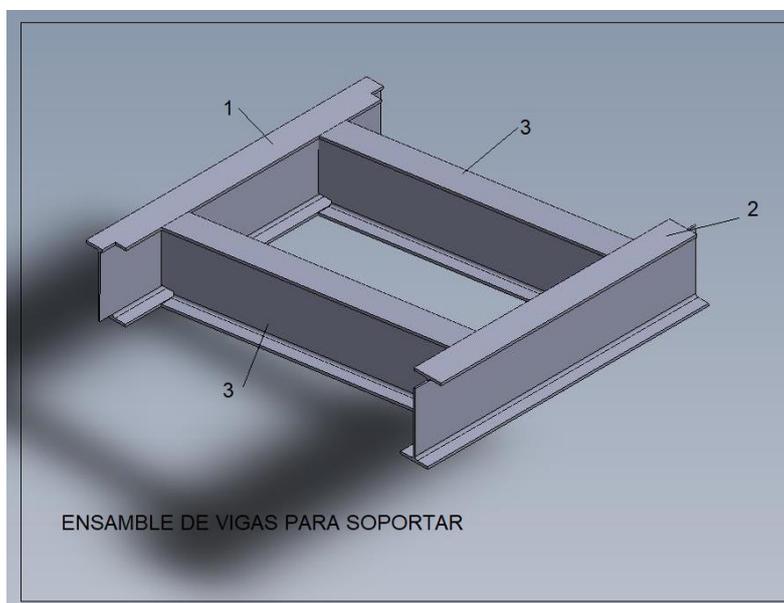
De acuerdo a los objetivos planteados en la sección 1.7:

### OBJETIVO GENERAL

La finalidad primordial es plantear un rediseño de la estructura en base al análisis cuya causa-efecto se produjo en las fallas detectadas de la estructura soporte. Que a continuación se describen:

Los (04) apoyos donde se ubicará la base de la trituradora está conformada por un marco estructural de 02 vigas internas y 02 travesaños. Este marco estructural a su vez se apoya en las 02 vigas laterales principales.

La falla ocurrió en ambos lados de las 02 vigas laterales principales. Esta falla estructural fue ocasionada por una vibración excesiva cuya amplitud de carga dinámica es muy elevada, ocasionada por la trituradora en funcionamiento al no estar sus 04 apoyos debidamente asentados en el marco estructural



El marco estructural conformado por perfiles W21 X 73 # en su fabricación una vez soldados faltó agregar y soldar 04 planchas de 2 "de espesor en los 04 puntos de

apoyo, para luego el marco conjunto ser maquinado en una cepilladura con una tolerancia máxima de 1/16”

Se efectuaron dos tipos de análisis en la estructura soporte de trituradora

### 1-Análisis Bidimensional con el uso de Formulas (Estático y Fatiga)

Este análisis comprende la viga lateral, viga interna (A-B) y viga travesaño (C-D)

2-Análisis tri8dimensional (3D) de Simulación haciendo uso de la técnica de Elementos Finitos (FEM) Estático y Fatiga. Este análisis se efectuó par tres casos

## OBJETIVOS ESPECIFICOS

### a) Diseño de las vigas principales: esfuerzos, uniones soldadas y tornillos.

Para tal efecto se muestra las siguientes tablas resumen de análisis bidimensional y tabla de resumen por análisis por elementos finitos (FEM)

CALCULO BIDEMENSIONAL CON FORMULAS						
DESCRIPCION	VIGA PRINCIPAL				OBSERVACIONES	
	CASO 1 (EXSISTENTE)		CASO 2 (PROPUESTA)			
TIPO DE CALCULO	ESTATICA	OBSERVACIONES	ESTATICA	OBSERVACIONES	SE CONSIDERO LA CARGA TOTAL COMBINADA	
PERFIL	W21 x73#		W21 x73#		INCLUYE CARGA MUERTA, CARGA VIVA	
CARGA	Wt	33.53 N/mm	Distribuida	33.53 N/mm	Distribuida	INCLUYE CARGA MUERTA, CARGA VIVA
MOMENTO MAXIMO		105631236Nmm		113915444N/mm	SE REUBICO	
FUERZA CORTANTE		113284 N		127889N	SOPORTE LADO	
Esfuerzo Normal		42.7 Mpa		42.7 Mpa	DERECHO	LA PROUESTA DEL CASO 2 MEJORA
Esfuerzo Cortante		39.94 Mpa		39.94 Mpa	EL FACTOR DE SEGURIDAD	
FACTOR SEGURIDAD (F.S.)		3.91		4.21		

CALCULO BIDIMENSIONAL CON FORMULAS					
DESCRIPCION	VIGA INTERIOR A-B				OBSERVACIONES
	CASO 1 (EXSISTENTE)		CASO 2 (PROPUESTA)		
TIPO DE CALCULO	ESTATICA	OBSERVACIONES	ESTATICA	OBSERVACIONES	
PERFIL	W21 x73#		W21 x73#		SE CONSIDERA SOLO LA CARGA VIVA
CARGA			29.6 N/mm	Distribuida	DE LA TRITURADORA
MOMENTO MAXIMO			14806167N/mm		
FUERZA CORTANTE			36260N		
Esfuerzo Normal			5.98Mpa		
Esfuerzo Cortante			27.08 Mpa		
FACTOR SEGURIDAD (F.S.)			27.9		

CALCULO BIDIMENSIONAL CON FORMULAS					
DESCRIPCION	VIGA TRAVESAÑO C-D				OBSERVACIONES
	CASO 1 (EXSISTENTE)		CASO 2 (PROPUESTA)		
TIPO DE CALCULO	ESTATICA	OBSERVACIONES	ESTATICA	OBSERVACIONES	
PERFIL	W21 x73#		W21 x73#		SE CONSIDERA SOLO LA CARGA VIVA
CARGA			33.53 N/mm	Cocentrado	DE LA TRITURADORA
MOMENTO MAXIMO			13901366N/mm		
FUERZA CORTANTE			36260N		
Esfuerzo Normal			5.62Mpa		
Esfuerzo Cortante			27 Mpa		
FACTOR SEGURIDAD (F.S.)			29.7		

-

### -UNIONES SOLDADADAS

Para el cálculo se consideró el peso de la trituradora de 14500 kg

La unión de la soldadura de perfiles con espesor de garganta  $t = 8$  mm en ambos lados del alma de la viga

La resistencia del cordón de soldadura calculada es

$34.65 \text{ Mpa} \leq 266.7 \text{ Mpa}$  Es conforme

### -DIAMETRO DE TORNILLOS DE ANCLAJE DE TRITURADORA

Se considera la carga dinámica de la trituradora, la potencia del motor de 100 hp

Para un cálculo conservador como material del tornillo consideramos ASTM A502 -1 con esfuerzo de tracción de 20000 psi y esfuerzo de corte de 15000 psi

El cálculo de los tornillos resulto 1.04" de diámetro cual es menor de 1.5" de diámetro de los tornillos de anclaje de la trituradora lo que es correcto

**b) Estimación de la carga de la estructura de soporte para una Trituradora de Quijada**

RESUMEN CALCULO CARGA SOBRE LA ESTRUCTURA			
DESCRIPCION	VIGA PRINCIPAL		OBSERVACIONES
	CASO 1 (EXSISTENTE)	CASO 2 (PROPUESTA)	
CARGA MUERTA	52940 Kg.	52940 Kg.	
CARGA VIVA	63528 Kg.	63528 Kg.	
CARGA SISMO	12285Kg.	12285Kg.	
CARGA TOTAL	86013 Kg.	86013 Kg.	
CARGA COMBINADA	64510 Kg.	64510 Kg.	

RESUMEN CALCULO CARGA SOBRE LA VIGA(A-B)			
DESCRIPCION	VIGA INTERIOR (A-B)		OBSERVACIONES
	CASO 1	CASO 2	
CARGA VIVA		14500 Kg.	

RESUMEN CALCULO CARGA SOBRE LA VIGA(C-D)			
DESCRIPCION	VIGA INTERIOR (C-D)		OBSERVACIONES
	CASO 1	CASO 2	
CARGA VIVA		14500 Kg.	

**a) Identificar los criterios de rediseños.**

Los criterios de rediseño utilizados son

**Análisis Estático**

Esfuerzo cortante máximo (ECM)

Energía de distorsión (ED)

Mohr –Coulomb para materiales dúctiles (CMD)

Análisis por fatiga

Calculo de Factor de seguridad (n)

Criterio de Soderberg

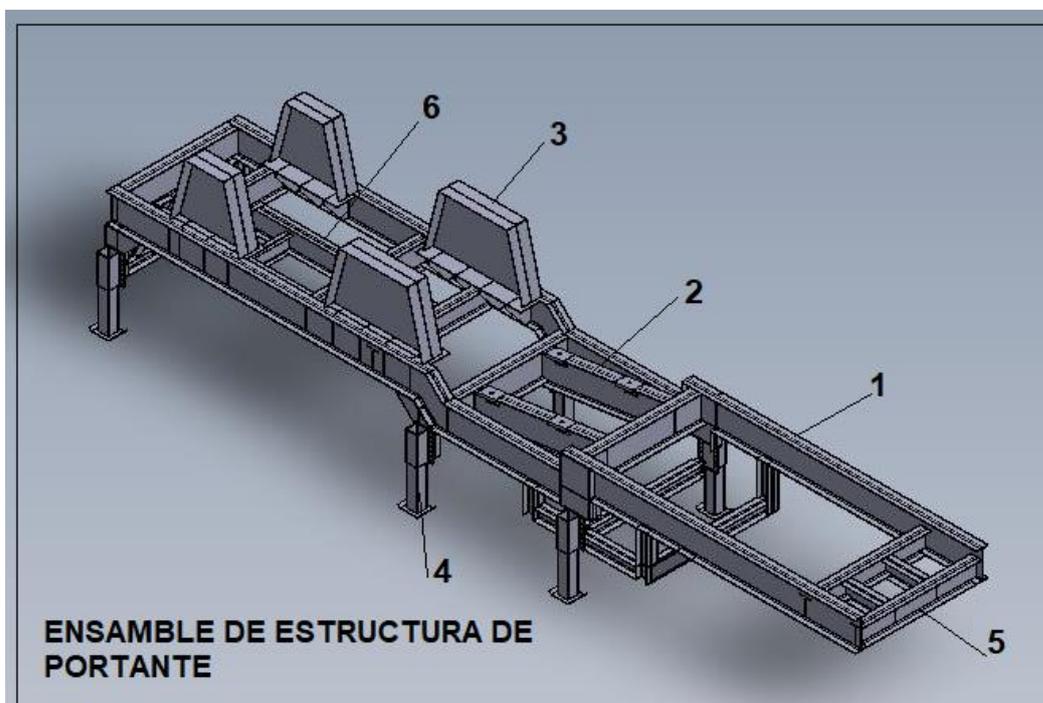
$$\frac{\sigma a}{S_e} + \frac{\sigma m}{S_y} = \frac{1}{n}$$

Criterio de Goodman

$$\frac{\sigma a}{S_e} + \frac{\sigma m}{S_u} = \frac{1}{n}$$

RESUMEN CALCULO CARGA SOBRE LA ESTRUCTURA DEL MODELO PARA ELEMENTOS FINITOS)			
DESCRIPCION	MODELO		
	CASO 1 (EXISTENTE)	CASO 2 (PROPUESTA)	CASO 3 (ALTERNATIVA)
CARGA VIVA	14500 Kg.	14500 Kg.	14500 Kg.
FATIGA DE CICLOS ALTOS			
No de ciclos Fatiga	200e + 007	1.000e + 008	2.00e + 007
	Observaciones	Observaciones	Observaciones

b) Modelar el rediseño de la estructura propuesta.



Ensamble de estructura de portante				
Pos	Cant.	Descripcion	Peso (Kg)	Observacion
1	2	Viga de principal	3902	
2	1	Vigas marco interno	930	
3	4	Soporte de apoyo	1806	
4	6	Soportes	986	
5	1	Vigas de fija de movil	654	
6	1	Vigas inferior de remolque	1059	
<b>Peso Total</b>			<b>9337</b>	

### c) Análisis y simulación por resistencia y deformación baja carga estática y de fatiga

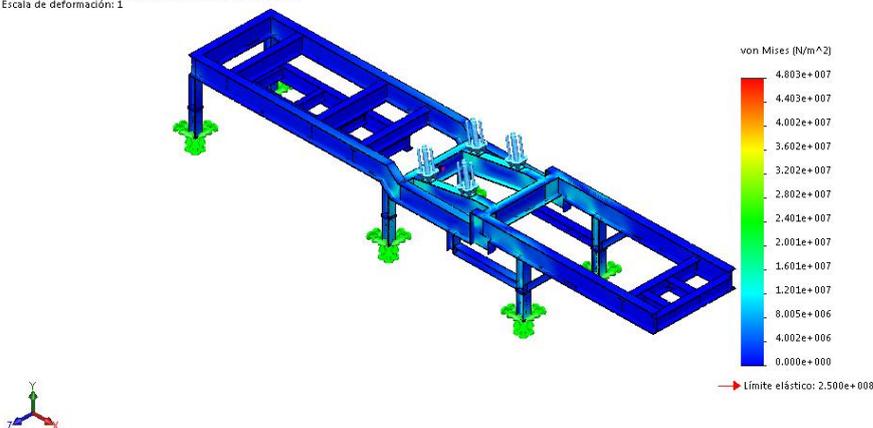
#### CASO 1 (ACTUAL DISEÑO)

Se ha considerado para este análisis estático el modelo con la carga proporcionada por la trituradora ubicada en 4 puntos de las vigas soporte

#### Resultados de Análisis estático-1 (tensiones)

Nombre	Tipo	Min.	Max
Tensiones-1	VON:Tensión de von Mises	0 N/m <sup>2</sup> Nodo: 109567	4.80299e+007 N/m <sup>2</sup> Nodo: 33636

Nombre del modelo: general  
Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Default-)  
Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1  
Escala de deformación: 1



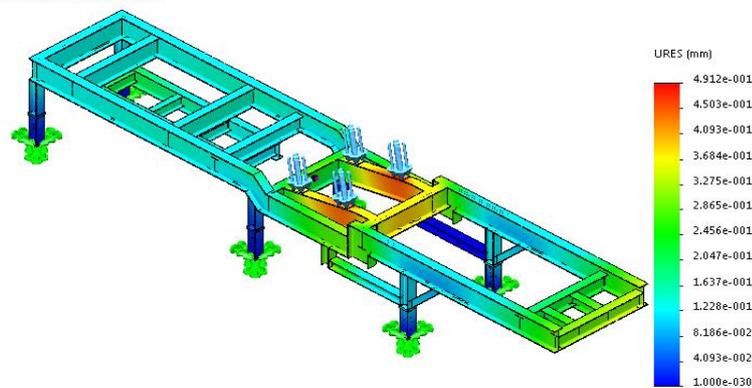
**Comentario:**

La tensión en las vigas de apoyo de la trituradora está en la zona celeste y azul y es aceptable en la viga principal está en la zona celeste y es aceptable.

## El resultados estáticos-1 (Desplazamiento)

Nombre	Tipo	Min.	Max
Desplazamiento-1	Ures:Desplazamiento resultantes	0 mm Nodo: 1501	0.491184 mm Nodo: 28351

Nombre del modelo: general  
 Nombre de estudio: Análisis estático 1-(Default)  
 Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos:1  
 Escala de deformación: 1

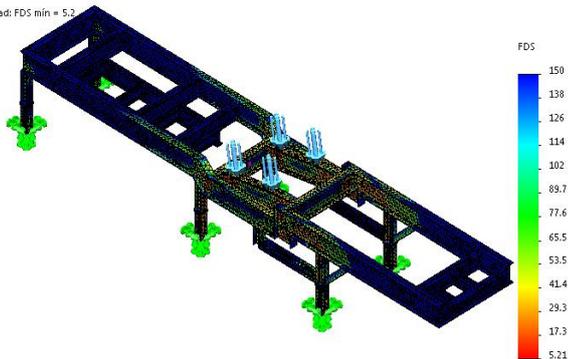
**Comentario:**

El desplazamiento por carga estática max en la zona de apoyo de la trituradora no es aceptable está en la zona roja mientras en la viga principal está en la zona celeste y es aceptable

## El resultados estáticos-1 (Factor de Seguridad)

Nombre	Tipo	Min.	Max
Factor de seguridad 1	Automático	5.20509 Nodo: 33636	1e+016 Nodo: 109567

Nombre del modelo: general  
 Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Default)  
 Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad1  
 Criterio: Automático  
 Distribución de factor de seguridad: FDS min = 5.2



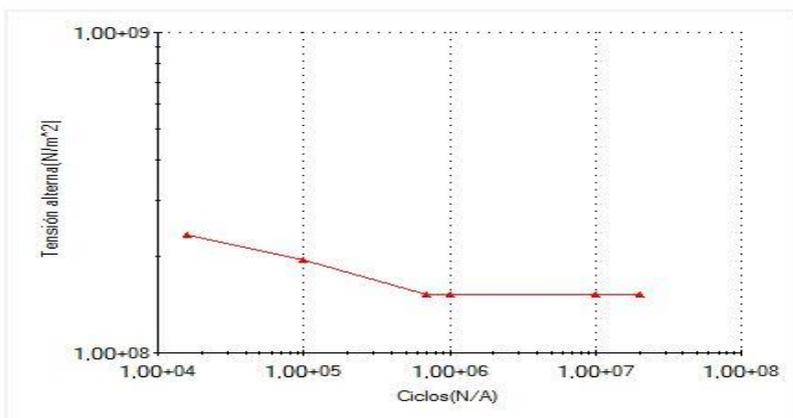
**Comentario:**

El factor de seguridad min por carga estática es 5.2 en el elemento más crítico mostrado

**Resultados Fatiga-1(Amplitud constante)**

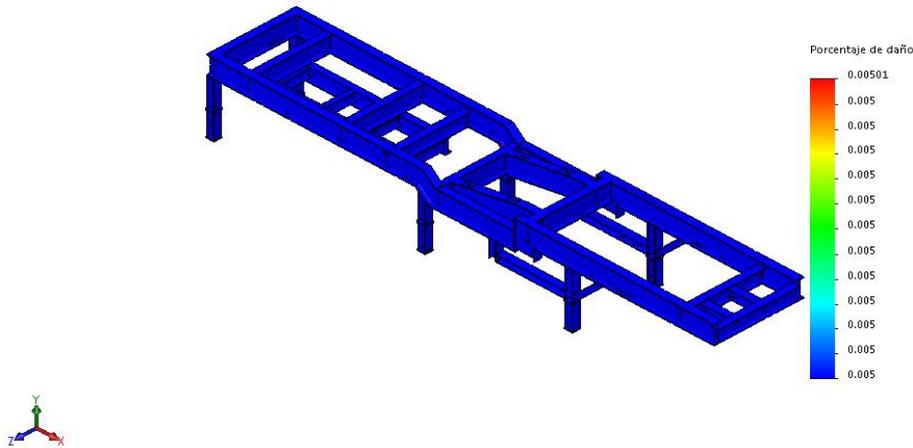
Nombre	Tipo	Min.	Max
Resultados-1	Daño acumulado	0.005 Nodo: 1	0.005 Nodo: 1

Curva-9(R=0)



0.0

Nombre del modelo: general  
 Nombre de estudio: Fatiga 1(-Default-)  
 Tipo de resultado: Fatiga(Daño) Resultados1

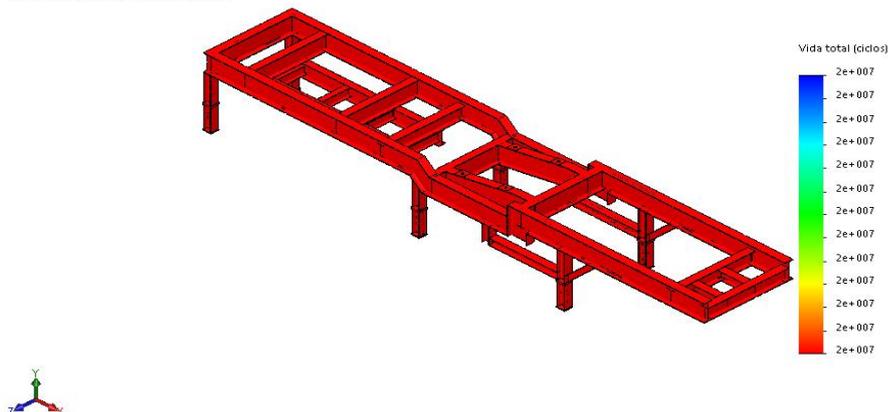


### Comentario:

El porcentaje de daño acumulado está en la zona azul por lo tanto es aceptable

Nombre	Tipo	Min.	Max
Resultados-2	Vida total	2e+007 ciclos Nodo: 1	2e+007 ciclos Nodo: 1

Nombre del modelo: general  
 Nombre de estudio: Fatiga 1(-Default-)  
 Tipo de resultado: Fatiga(Vida) Resultados2



### Comentario:

En el análisis de vida total se muestra crítico está en la zona roja el factor de seguridad no es aceptable.

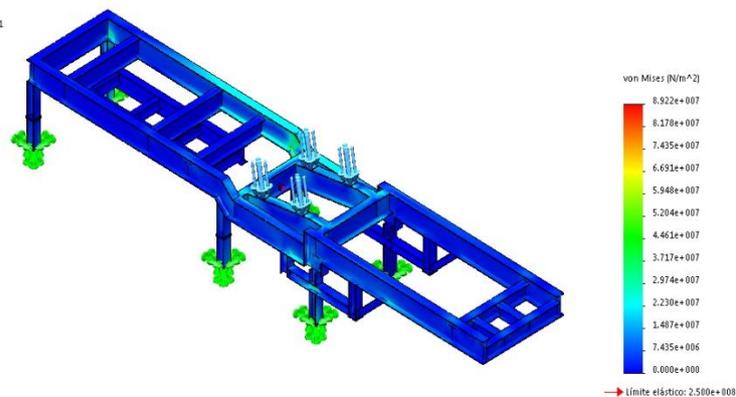
## CASO 2 (PROPUESTA REUBICAR APOYOS DE SOPORTE)

Se ha considerado para este análisis estático el modelo con la carga proporcionada por la trituradora ubicada en 4 puntos de las vigas soporte

### Resultados de Análisis estático-2 (tensiones)

Nombre	Tipo	Min.	Max
Tensiones-1	VON: Tensión de von Mises	0 N/m <sup>2</sup> Nodo: 8743	8.92175e+007 N/m <sup>2</sup> Nodo: 12575

Nombre del modelo: general  
Nombre de estudio: Análisis estático 2i-Default  
Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1  
Escala de deformación: 1



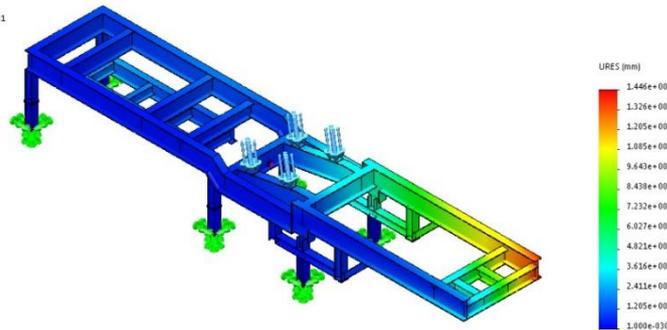
### Comentario:

La tensión en las vigas de apoyo de la trituradora está en la zona celeste y azul y es aceptable mientras en la viga principal está en la zona azul y es aceptable

### El resultados estáticos-2 (desplazamientos)

Nombre	Tipo	Min.	Max
Desplazamiento-1	Ures: Desplazamiento resultantes	0 mm Nodo: 2570	14.4644 mm Nodo: 125508

Nombre del modelo: general  
 Nombre de estudio/análisis: estático 2(Default)  
 Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamiento:1  
 Escala de deformación: 1



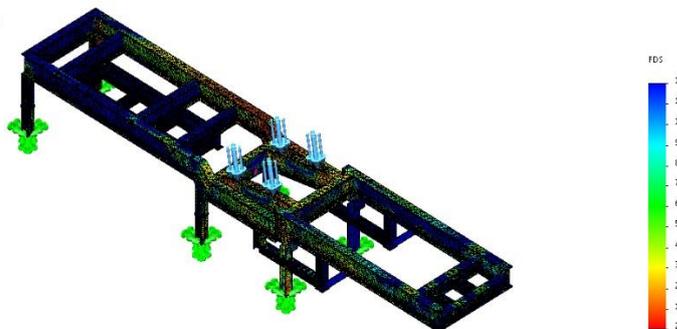
**Comentario:**

El desplazamiento por carga estática max en la zona de apoyo de la trituradora es aceptable está en la zona celeste en la viga principal está en zona azul es aceptable.

El resultados estáticos-2 (Factor de Seguridad)

Nombre	Tipo	Min.	Max
Factor seguridad	Automático	2.80214 Nodo: 12575	1e+016 Nodo: 8743

Nombre del modelo: general  
 Nombre de estudio/análisis: estático 2(Default)  
 Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad:1  
 Criterio: Automático  
 Distribución de factor de seguridad: FDS min = 2.8



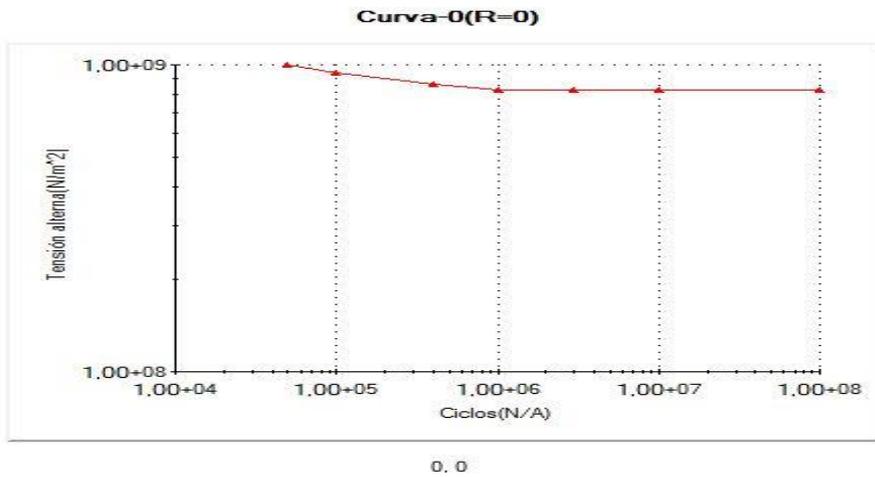
**Comentario:**

El factor de seguridad min por carga estática es 2.8 en el elemento más crítico mostrado

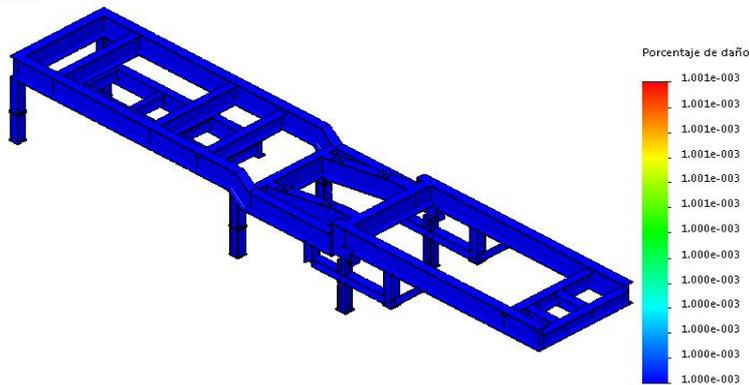
**Resultados Fatiga-2 (Amplitud constante)**

Nombre	Tipo	Min.	Max
Resultados-1	Daño acumulado	0.001	0.001

		Nodo: 1	Nodo: 1
--	--	---------	---------



Nombre del modelo: general  
 Nombre de estudio: Fatiga 11-Default  
 Tipo de resultado: Fatiga(Daño) Resultado:1

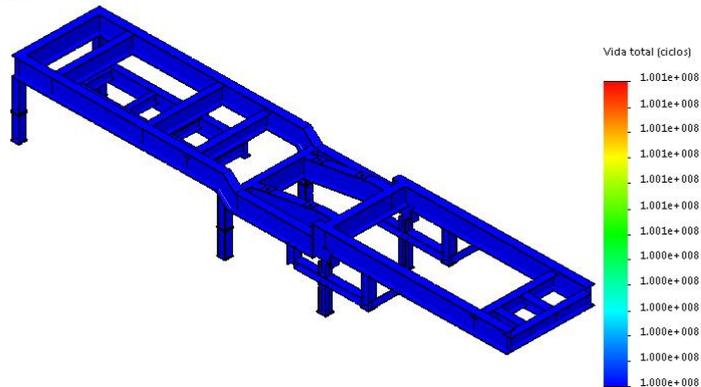


**Comentario:**

El porcentaje de daño acumulado no es crítico por lo tanto es aceptable

Nombre	Tipo	Min.	Max
Resultados-1	Vida total	1e+008 ciclos Nodo: 1	1e+008 ciclos Nodo: 1

Nombre del modelo: general  
 Nombre de estudio: Fatiga 1(-Default-)  
 Tipo de resultado: Fatiga(Vida) Resultados:2



### Comentario:

En el análisis de vida total es óptimo está en la zona azul, El Factor de seguridad es aceptable

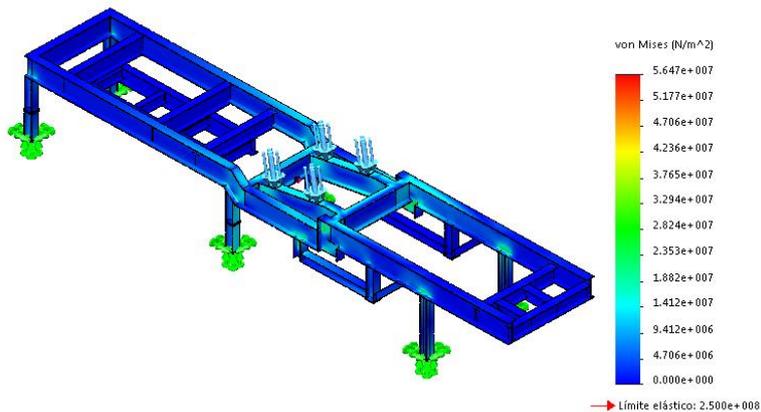
### CASO 3 (ALTERNATIVA REUBICAR APOYOS DE SOPORTE)

Se ha considerado para este análisis estático el modelo con la carga proporcionada por la trituradora ubicada en 4 puntos de las vigas soporte

### Resultados de Análisis estático-3 (tensiones)

Nombre	Tipo	Min.	Max
Tensiones-1	VON: Tensión de von Mises	0 N/m <sup>2</sup> Nodo 8533	5.64734e+007 N/m <sup>2</sup> Nodo: 18396

Nombre del modelo: general  
 Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Default-)  
 Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1  
 Escala de deformación: 1



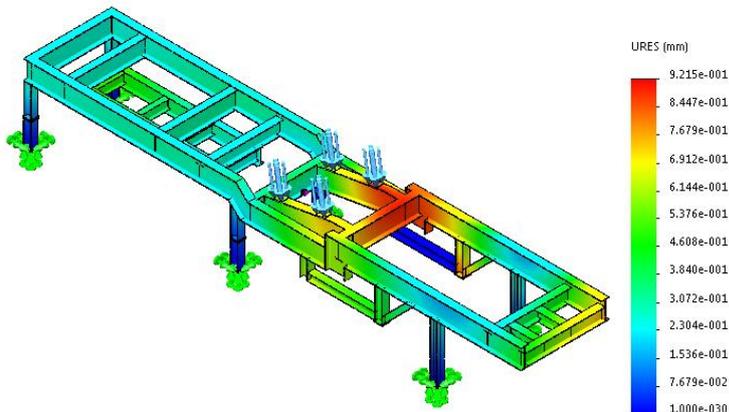
**Comentario:**

La tensión en las vigas de apoyo de la trituradora está en la zona celeste y azul y es aceptable en la viga principal está en la zona celeste y azul es aceptable

**El resultados estáticos-3 (Desplazamiento)**

Nombre	Tipo	Min.	Max
Desplazamiento-1	Ures:Desplazamiento resultantes	0 mm Nodo: 2376	0.921533 mm Nodo: 18891

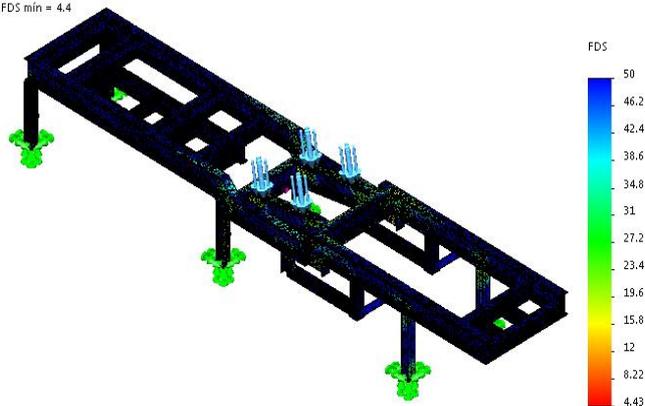
Nombre del modelo: general  
 Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Default-)  
 Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1  
 Escala de deformación: 1



**El resultado estáticos-3 (Factor de Seguridad)**

Nombre	Tipo	Min.	Max
Factor seguridad	Automático	4.42686 Nodo: 18396	1e+016 Nodo: 8533

Nombre del modelo: general  
 Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Default)  
 Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad1  
 Criterio: Automático  
 Distribución de factor de seguridad: FDS min = 4.4



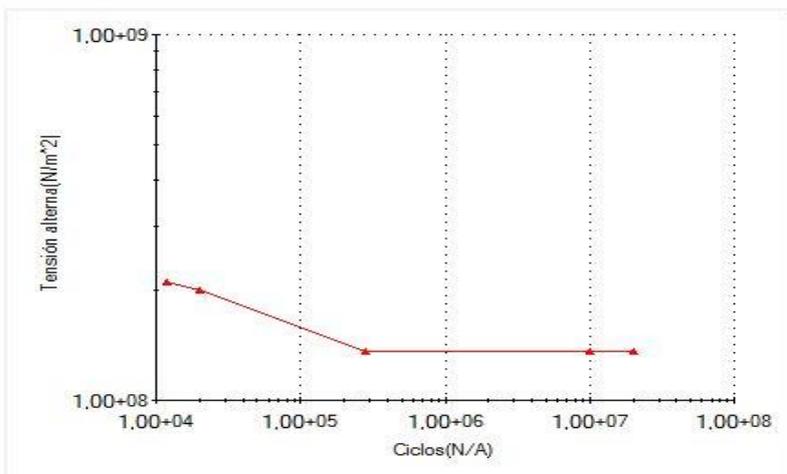
**Comentario:**

El factor de seguridad min por carga estática es 4.42 en el elemento más crítico mostrado es aceptable

**Resultados Fatiga-3(Amplitud constante)**

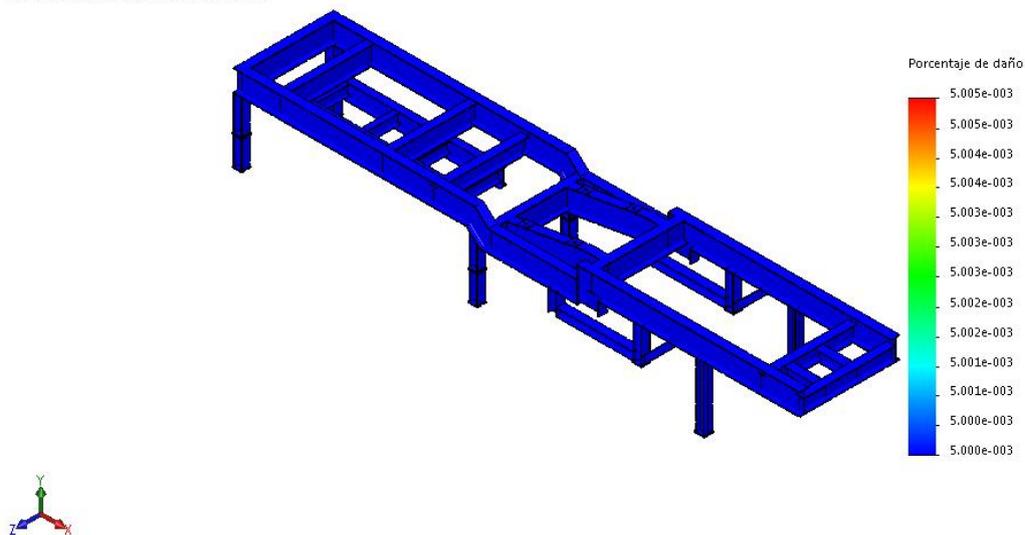
Nombre	Tipo	Min.	Max
Resultados-1	Daño acumulado	0.005 Nodo: 1	0.005 Nodo: 1

Curva-0(R=0)



0.0

Nombre del modelo: general  
 Nombre de estudio: Fatiga 1 (Default)  
 Tipo de resultado: Fatiga (Daño) Resultados1

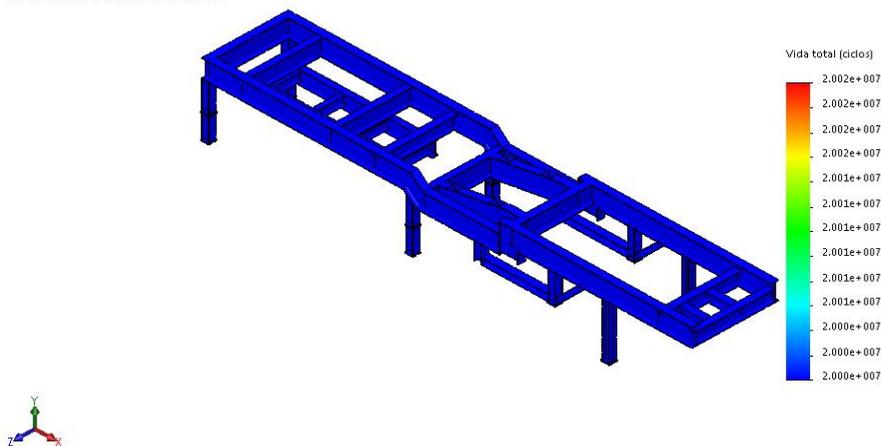


**Comentario:**

El porcentaje de daño acumulado no es crítico por lo tanto es aceptable

Nombre	Tipo	Min.	Max
Resultados-3	Vida total	2e+007 ciclos Nodo: 1	2e+007 ciclos Nodo: 1

Nombre del modelo: general  
 Nombre de estudio: Fatiga 1 (Default)  
 Tipo de resultado: Fatiga (Vida) Resultados2



**Comentario:**

En el análisis de vida total es óptimo está en la zona azul

## VI. RECOMENDACIONES

Como regla general se sugiere aplicar en el campo de la ingeniería lo siguiente:

-Elaborar la -Ingeniería Conceptual que en nuestro caso es cómo repartir las cargas en la estructura soporte de modo tal que todos los elementos de la estructura reciban la carga lo más directa posible y evaluar el efecto de la carga dinámica durante la operación de los equipos.

-Elaborar la Ingeniería de detalle donde de acuerdo a las especificaciones se muestren los detalles de fabricación, tolerancias, tratamientos térmicos, acabado superficial y maquinado (cepillado y taladro) protección superficial de pintura anticorrosiva de acuerdo a normas y especificaciones del cliente.

-

**VII. PROPUESTA (OBLIGATORIO DOCTORADO)**

## VIII. REFERENCIAS

- Athegsur. (2010). *Linea de maquinaria para trituracion y molienda*. Arequipa: Empresa Athegsur Peru. Obtenido de [www.athegsurperu.com](http://www.athegsurperu.com)
- Budynas, R., & Nisbett, K. (2011). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (Novena edición ed.). (P. Roig Vasquez, Ed., & M. Desing by Richard, Trad.) Mexico, Estados Unidos: Mc Graw Hill.
- Cabrera, C. (2015). *Capacidad de la Planta 250 tn/h de producción de Piedra Chancada-JJC Contratista Generales S.A.C*. Lima: Comeco.
- Dowding, C. (1981). *Análisis cinemático de trituradora*. Northwestern University Evanston, Ingeniería civil, Estados Unidos.
- Faires, V. (1970). *Diseños de elementos de máquinas*. España: Montaner y simon.
- Fueyo, L. (1996). *Equipos de trituración molienda y clasificación tecnología diseño y aplicación*. Rocas materiales.
- Gargia, A. (2016). *Diseño máquina trituradora arido impacto*. Universidad de Cantabria, Escuela técnica superior de ingenieros industriales y telecomunicación, España.
- GOOYEAR. (2005). *Tablas Neumaticos de la llantas. Catalogo de selección empresa GOOD YEAR*.
- Holland. (2005). *Accesorios para trailer, Especificaciones Técnicas. Catalogo de selección*. EE.UU. Obtenido de [www.safholland.com](http://www.safholland.com)
- Holland-2. (2007). *Suspension de neumatico. Catalogo de selección empresa Comercial RC*.
- Lawley, T. (2011). *Diseño de uniones soldadura permanentes*. Mexico.
- Liming, L. (2014). *La planta procesadora de piedra con la capacidad de 150Tn/h en Venezuela*. China: Hua Liming Heavy Industry.

- Metso, M. (2001). *Trituradora de mandibulas Nordberg serie C*. Estados Unidos.
- Paulsen, P. (2012). *Uniones soldadas elementos de maquina material de enseñanza*. Pontifica Universidad Catolica Peru, Lima.
- SANDVIK. (2006). *La trituradora quijada modelo JC-409 . Catalogo de seleccion empresa en suecia*.
- Srinivasulu, P., Silarama, B., & Lakshmanan, N. (1991). *Características dinámicas de las estructuras de soporte de la trituradora*. Universidad: Missouri University of Science and Technology, Rolla, Misur(Estados Unidos).
- Urday, A. (2013). *Diseño de una planta movil de trituracion de caliza para una 50 tn/hr*. Pontifica Universidad Catolica del Peru, Lima.
- Yifan. (2000). *Planta de trituracion movil mandibula*. revista (machinery Co.Ltd).

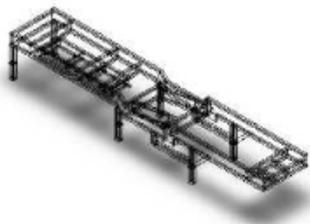
## ANEXO

- 1.- Matriz de consistencia
- 2.- Anexo "A" la simulación general de estático y fatiga
- 3.- Anexo "B" la simulación general de estático y fatiga
- 4.- Anexo "C" la simulación general de estático y fatiga
- 5- Plano de Trituradora de quijada modelo Jc-409

ANEXO: MATRIZ DE CONSISTENCIA				
AUTOR: Luis Alberto Cordova Leyva			Fecha: 17/06/2018	
TITULO: “ Rediseño de estructura de portabilidad de trituradora de quijada modelo JC-409 de 125 Tm/H, cutervo, Cajamarca.”				
PROBLEMAS	OBJETIVOS	HIPOTESIS	VARIABLES	METODOLOGIA
<b>1.- Problemas GENERAL</b>	<b>1.-Objetivos General</b>	<b>1.Hipotesis General</b>	<b>V. Independiente</b>	<p><b>Tipo de Investigación:</b> Es investigación del tipo aplicada, pues hace uso de técnicas y procedimientos de la ingeniería mecánica eléctrica para analizar y plantear soluciones a un problema, como es lograr la portabilidad de una trituradora de quijada.</p> <p><b>2.-Nivel de Investigación:</b> Por el alcance de la investigación es descriptiva porque caracteriza una estructura de soporte.</p> <p><b>3.- Método:</b> Se empleará el método deductivo porque se particularizará el estudio a un diseño determinado, utilizando modelos generales de estructuras.</p> <p><b>4.-Diseño de la Investigación:</b> El diseño de investigación es no experimental porque no se manipulará ninguna de las variables; transversal porque el estudio se realizará por única vez en un determinado momento.</p> <p><b>5.- Población:</b> Estructuras de soporte para trituradoras de quijada.</p> <p><b>6.- Muestra:</b> Estructuras de soporte para trituradoras de quijada de 125 TM/h.</p> <p><b>7.- Técnicas:</b> Análisis documental.</p> <p><b>8.- Instrumentos:</b> Bibliografía especializada, simulación computacional.</p>
¿Cuáles son las nuevas especificaciones técnico del rediseño de la estructura de portabilidad de trituradora de quijada modelo JC-409 de 125 ton/hr?	Rediseñar una estructura de soporte para una trituradora de quijada modelo JC-409 de 125 TM/h para lograr su portabilidad.	El rediseño de una estructura de soporte para una trituradora de quijada modelo JC-409 de 125 ton/hr. Para lograr su portabilidad se logra mediante análisis de fatiga de sus componentes.	Rediseño de estructura de soporte <ul style="list-style-type: none"> <li>• Posición de apoyos secundario de vigas</li> <li>• Mecanizado de precisión de agujeros para apoyos de la trituradora</li> </ul>	
<b>2.-Problemas Específicos</b>	<b>2.-Obejetivos Específicos</b>	<b>2.-Hipotesis Específicos</b>	<b>V. Dependiente</b>	
	a). -Calcular las vigas principales: esfuerzos, uniones soldadas y tornillos. b). -Calcular la carga de la estructura se soporte para una estructura de quijada c). -Identificar los criterios de rediseños. d). -Selección del conector Kim-ping, neumático y sistemas de remolque. e). -Modelar el rediseño de la estructura propuesta. f). -Análisis y simulación por resistencia y deformación baja carga estática y de fatiga. g). -Calcular el factor de seguridad baja carga estática y de fatiga. h). -Determinar la factibilidad económica de la propuesta. i). -Establecer las condiciones de requerimiento de calidad (tolerancia, refuerzos de referencia. j). -Establecer las condiciones de instalación/ensamble.		Resistencia a la fatiga de la estructura. <ul style="list-style-type: none"> <li>• Esfuerzo</li> <li>• Deformación</li> <li>• Factor seguridad</li> </ul>	
			<b>V. Interviniente</b>	

## Anexo “A” la simulación general de estático y fatiga

### Tipo de análisis: estático



No hay datos

**Descripción**  
No hay datos

### Simulación de general

Fecha: sábado, 23 de junio de 2018  
 Diseñador: Solidworks  
 Nombre de estudio: Análisis estático 1  
 Tipo de análisis: Análisis estático

#### Tabla de contenidos

Descripción .....	1
Suposiciones .....	2
Información de modelo .....	2
Propiedades de estudio .....	5
Unidades .....	5
Propiedades de material .....	6
Cargas y sujeciones.....	7
Definiciones de conector .....	7
Información de contacto .....	8
Información de malla .....	10
Detalles del sensor .....	11
Fuerzas resultantes.....	11
Vigas .....	11
Resultados del estudio .....	12
Conclusión .....	14

---

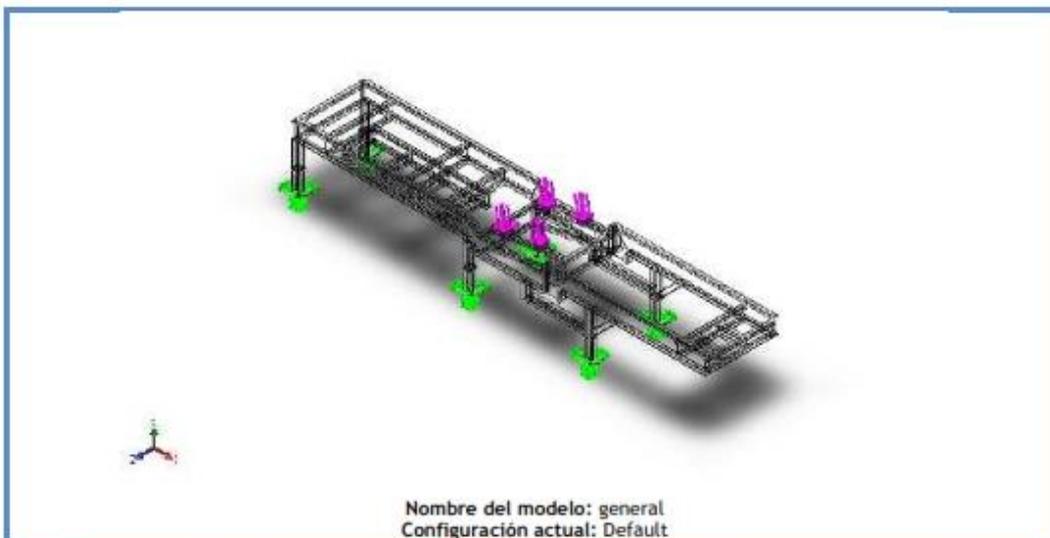


**SOLIDWORKS** Analizado con SOLIDWORKS Simulation

Simulación de general **1**

## Suposiciones

## Información de modelo



Sólidos			
Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
 Saliente-Extruir16[1]	Sólido	Masa:47.1398 kg Volumen:0.00600507 m <sup>3</sup> Densidad:7850 kg/m <sup>3</sup> Peso:461.97 N	C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRT Jun 23 23:18:30 2018
 Saliente-Extruir17[3]	Sólido	Masa:10.3816 kg Volumen:0.0013225 m <sup>3</sup> Densidad:7850 kg/m <sup>3</sup> Peso:101.74 N	C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRT Jun 23 23:18:30 2018



 <p>Simetría7</p>	Sólido	<p>Masa:6602.82 kg  Volumen:0.841123 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:64707.6 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRT  Jun 23 23:18:30 2018</p>
 <p>Saliente-Extruir17[1]</p>	Sólido	<p>Masa:10.3816 kg  Volumen:0.0013225 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:101.74 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRT  Jun 23 23:18:30 2018</p>
 <p>Saliente-Extruir15[6]</p>	Sólido	<p>Masa:10.3816 kg  Volumen:0.0013225 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:101.74 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRT  Jun 23 23:18:30 2018</p>
 <p>Saliente-Extruir15[5]</p>	Sólido	<p>Masa:10.3816 kg  Volumen:0.0013225 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:101.74 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRT  Jun 23 23:18:30 2018</p>
 <p>Saliente-Extruir17[2]</p>	Sólido	<p>Masa:10.3816 kg  Volumen:0.0013225 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:101.74 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRT  Jun 23 23:18:30 2018</p>
 <p>Saliente-Extruir16[6]</p>	Sólido	<p>Masa:36.7582 kg  Volumen:0.00468257 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:360.23 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRT  Jun 23 23:18:30 2018</p>
 <p>Saliente-Extruir16[3]</p>	Sólido	<p>Masa:47.1398 kg  Volumen:0.00600507 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:461.97 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRT  Jun 23 23:18:30 2018</p>
 <p>Saliente-Extruir19[2]</p>	Sólido	<p>Masa:101.557 kg  Volumen:0.0129372 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:995.261 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRT  Jun 23 23:18:30 2018</p>



<p>Saliente-Extruir16[2]</p>	Sólido	<p>Masa:47.1398 kg  Volumen:0.00600507 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:461.97 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRJ  Jun 23 23:18:30 2018</p>
<p>Saliente-Extruir16[4]</p>	Sólido	<p>Masa:47.1398 kg  Volumen:0.00600507 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:461.97 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRJ  Jun 23 23:18:30 2018</p>
<p>Saliente-Extruir17[5]</p>	Sólido	<p>Masa:10.3816 kg  Volumen:0.0013225 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:101.74 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRJ  Jun 23 23:18:30 2018</p>
<p>Saliente-Extruir17[4]</p>	Sólido	<p>Masa:10.3816 kg  Volumen:0.0013225 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:101.74 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRJ  Jun 23 23:18:30 2018</p>
<p>Saliente-Extruir16[5]</p>	Sólido	<p>Masa:36.7582 kg  Volumen:0.00468257 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:360.23 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRJ  Jun 23 23:18:30 2018</p>
<p>Saliente-Extruir17[6]</p>	Sólido	<p>Masa:10.3816 kg  Volumen:0.0013225 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:101.74 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRJ  Jun 23 23:18:30 2018</p>



### Propiedades de estudio

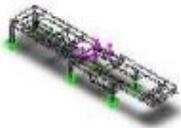
Nombre de estudio	Análisis estático 1
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis)

### Unidades

Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m <sup>2</sup>

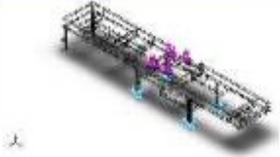


## Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<b>Nombre:</b> ASTM A36 Acero <b>Tipo de modelo:</b> Isotrópico elástico lineal <b>Criterio de error predeterminado:</b> Tensión de von Mises máx. <b>Límite elástico:</b> 2.5e+008 N/m <sup>2</sup> <b>Límite de tracción:</b> 4e+008 N/m <sup>2</sup> <b>Módulo elástico:</b> 2e+011 N/m <sup>2</sup> <b>Coefficiente de Poisson:</b> 0.26 <b>Densidad:</b> 7850 kg/m <sup>3</sup> <b>Módulo cortante:</b> 7.93e+010 N/m <sup>2</sup>	Sólido 1(Saliente-Extruir16[1])(general), Sólido 2(Saliente-Extruir17[3])(general), Sólido 3(Simetría7)(general), Sólido 4(Saliente-Extruir17[1])(general), Sólido 5(Saliente-Extruir15[6])(general), Sólido 6(Saliente-Extruir15[5])(general), Sólido 7(Saliente-Extruir17[2])(general), Sólido 8(Saliente-Extruir16[6])(general), Sólido 9(Saliente-Extruir16[3])(general), Sólido 10(Saliente-Extruir19[2])(general), Sólido 11(Saliente-Extruir16[2])(general), Sólido 12(Saliente-Extruir16[4])(general), Sólido 13(Saliente-Extruir17[5])(general), Sólido 14(Saliente-Extruir17[4])(general), Sólido 15(Saliente-Extruir16[5])(general), Sólido 16(Saliente-Extruir17[6])(general)
Datos de curva:N/A		



### Cargas y sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción		
Fijo-1		Entidades: 6 cara(s) Tipo: Geometría fija		
<b>Fuerzas resultantes</b>				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	-24326.9	140862	-37.1712	142947
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0

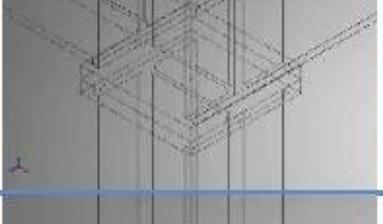
Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Fuerza-1		Entidades: 4 cara(s) Tipo: Aplicar fuerza normal Valor: 35750 N

### Definiciones de conector

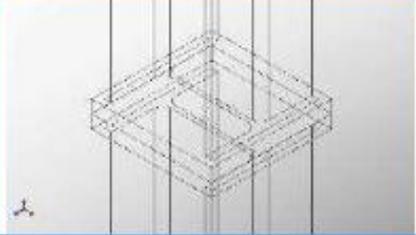
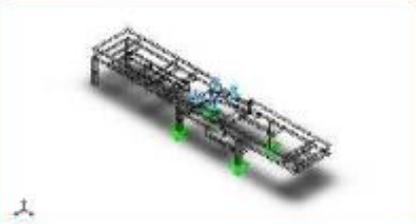
No hay datos



### Información de contacto

Contacto	Imagen del contacto	Propiedades del contacto
Contacto-1		Tipo: Par de contacto rígido Entidades: 2 cara(s)
Contacto-2		Tipo: Par de contacto rígido Entidades: 2 cara(s)
Contacto-3		Tipo: Par de contacto rígido Entidades: 2 cara(s)
Contacto-4		Tipo: Par de contacto rígido Entidades: 2 cara(s)
Contacto-5		Tipo: Par de contacto rígido Entidades: 2 cara(s)



Contacto-6	 A 3D wireframe model of a cube with a smaller cube inside it, illustrating a contact pair. A small icon of a person is in the bottom left corner of the image area.	<b>Tipo:</b> Par de contacto rígido <b>Entidades:</b> 2 cara(s)
Contacto global	 A 3D model of a mechanical assembly with a global contact pair highlighted in green. A small icon of a person is in the bottom left corner of the image area.	<b>Tipo:</b> Unión rígida <b>Componentes:</b> 1 componente(s) <b>Opciones:</b> Mallado compatible

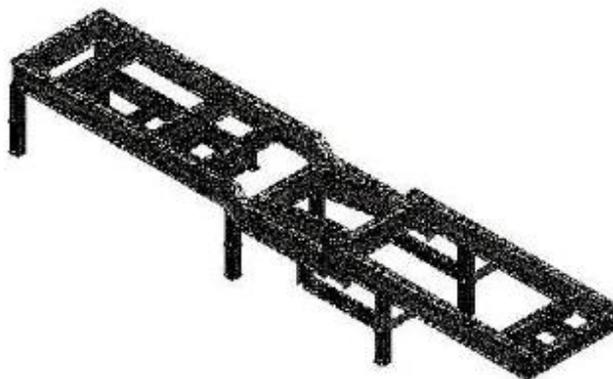
### Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura de combinado
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño máximo de elemento	251.135 mm
Tamaño mínimo del elemento	50.2271 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden

### Información de malla - Detalles

Número total de nodos	117920
Número total de elementos	57902
Cociente máximo de aspecto	440.48
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	2.04
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	14.8
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:01:11
Nombre de computadora:	PC

Formato de nodo: general  
 Para los elementos de calidad de malla de 2D y 3D  
 tipo de malla: Malla sólida



### Información sobre el control de malla:



SOLIDWORKS

Analizado con SOLIDWORKS Simulation

Simulación de general

10

Nombre del control de malla	Imagen del control de malla	Detalles del control de malla
Control-1		Entidades: 1 Sólido(s) Unidades: mm Tamaño: 102.737 Coeficiente: 1.5

#### Detalles del sensor

No hay datos

#### Fuerzas resultantes

##### Fuerzas de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	-24326.9	140862	-37.1712	142947

##### Momentos de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	0

#### Vigas

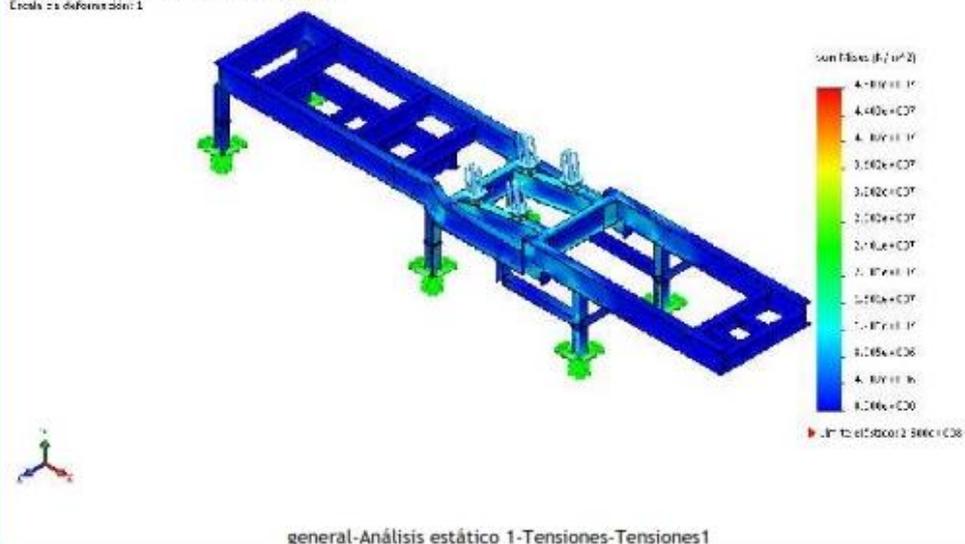
No hay datos



## Resultados del estudio

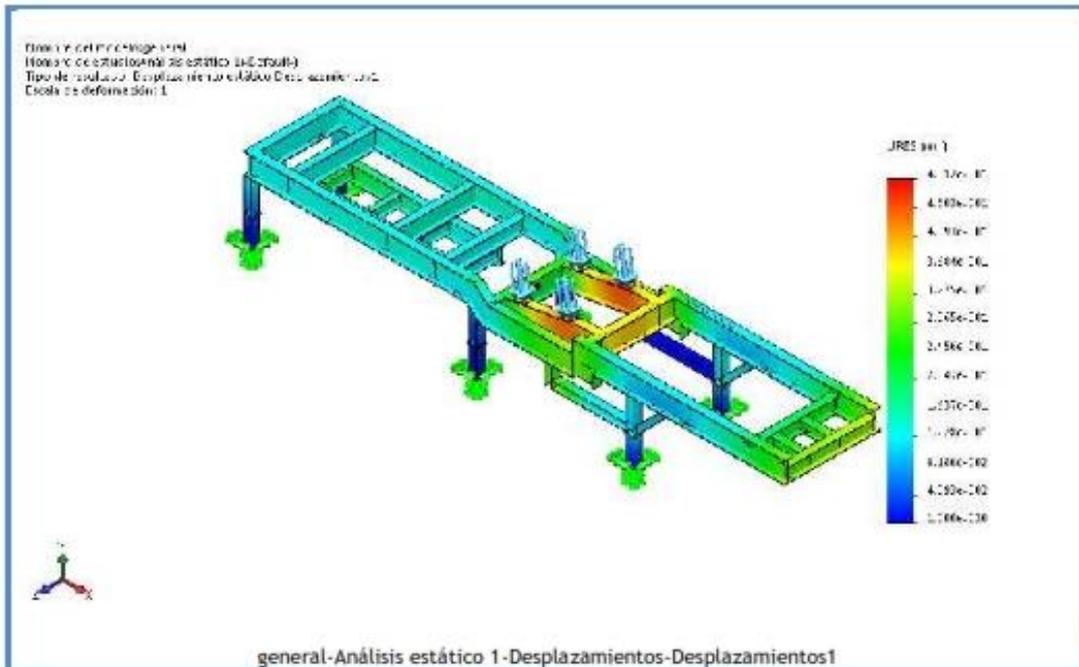
Nombre	Tipo	Min.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	0 N/m <sup>2</sup> Nodo: 109567	4.80299e+007 N/m <sup>2</sup> Nodo: 33636

Tipo de elemento: Shell (mm)  
 Tipo de elemento: SHELL (mm)  
 Tipo de resultado: Von Mises (Tensiones)  
 Escala de deformación: 1

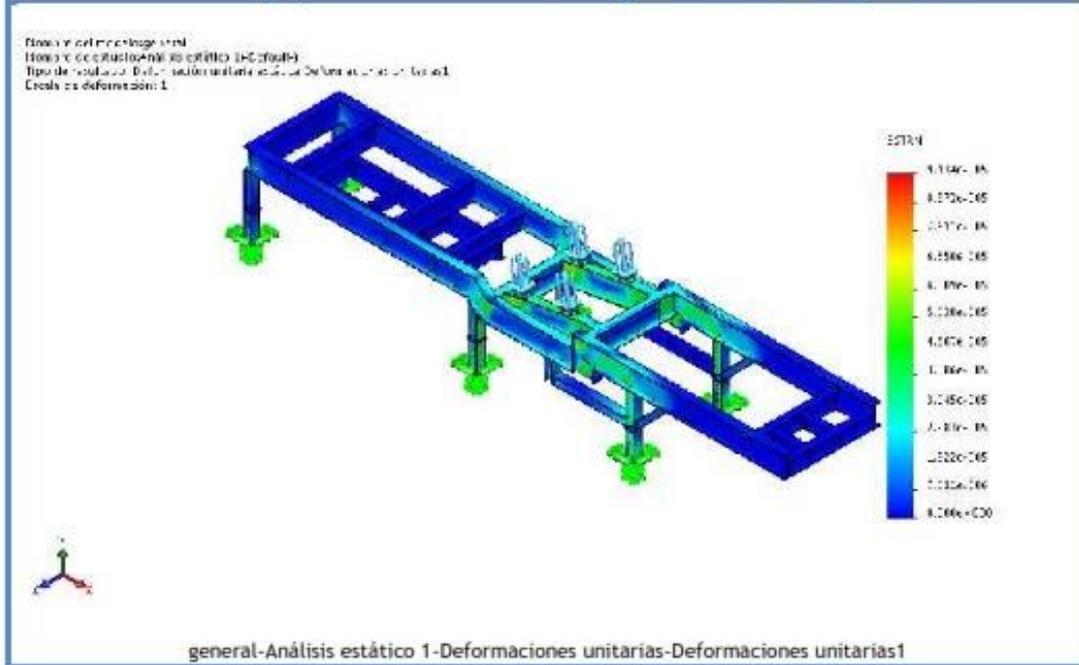


Nombre	Tipo	Min.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	0 mm Nodo: 1501	0.491184 mm Nodo: 28351



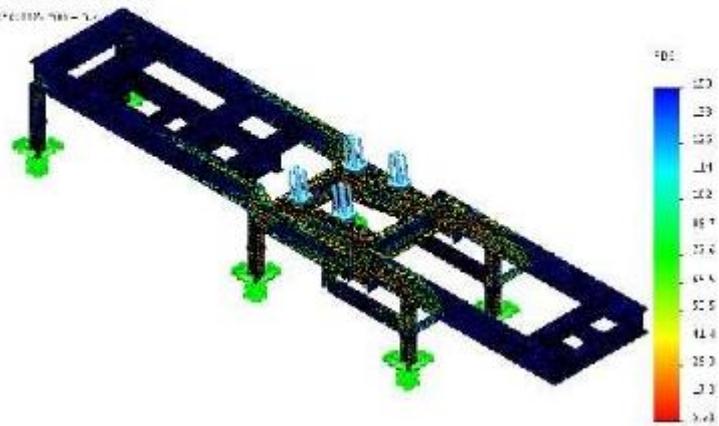


Nombre	Tipo	Min.	Máx.
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	0 Elemento: 53787	9.13363e-005 Elemento: 1193



Nombre	Tipo	Min.	Máx.
Factor de seguridad1	Automático	5.20509 Nodo: 33636	1e+016 Nodo: 109567

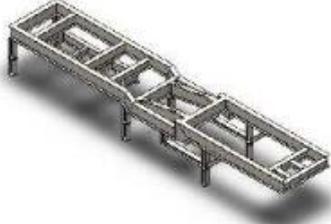
Nombre del elemento: Factor de seguridad1  
 Nombre del estudio: Análisis estático 1-Factor de seguridad  
 Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad1  
 Color de la L: rojo  
 Dirección de la flecha de los desplazamientos: +Z



general-Análisis estático 1-Factor de seguridad-Factor de seguridad1

**Conclusión**

## Tipo de análisis: Fatiga-1





**Descripción**  
 No hay datos

### Simulación de general

Fecha: sábado, 23 de junio de 2018  
 Diseñador: Solidworks  
 Nombre de estudio: Fatiga 1  
 Tipo de análisis: Fatiga (Amplitud constante)

#### Tabla de contenidos

Descripción .....	1
Suposiciones .....	2
Información de modelo .....	2
Propiedades de estudio .....	5
Unidades .....	5
Propiedades de material .....	6
Opciones de carga .....	7
Resultados del estudio .....	8
Conclusión .....	9

---



**SOLIDWORKS** Analizado con SOLIDWORKS Simulation

Simulación de general **1**

## Suposiciones

## Información de modelo



### Sólidos

Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
 Saliente-Extruir17[3]	Sólido	Masa: 10.3816 kg Volumen: 0.0013225 m <sup>3</sup> Densidad: 7850 kg/m <sup>3</sup> Peso: 101.74 N	C:\Users\ING- \Desktop\tesis\general.SL DPRT Jun 23 23:18:30 2018
 Saliente-Extruir16[4]	Sólido	Masa: 47.1398 kg Volumen: 0.00600507 m <sup>3</sup> Densidad: 7850 kg/m <sup>3</sup> Peso: 461.97 N	C:\Users\ING- \Desktop\tesis\general.SL DPRT Jun 23 23:18:30 2018

 <p>Saliente-Extruir16[5]</p>	Sólido	<p>Masa: 36.7582 kg  Volumen: 0.00468257 m<sup>3</sup>  Densidad: 7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso: 360.23 N</p>	<p>C:\Users\ING-  \Desktop\tesis\general.SL  DPRT  Jun 23 23:18:30 2018</p>
 <p>Saliente-Extruir15[5]</p>	Sólido	<p>Masa: 10.3816 kg  Volumen: 0.0013225 m<sup>3</sup>  Densidad: 7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso: 101.74 N</p>	<p>C:\Users\ING-  \Desktop\tesis\general.SL  DPRT  Jun 23 23:18:30 2018</p>
 <p>Saliente-Extruir17[1]</p>	Sólido	<p>Masa: 10.3816 kg  Volumen: 0.0013225 m<sup>3</sup>  Densidad: 7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso: 101.74 N</p>	<p>C:\Users\ING-  TITO\Desktop\tesis\gener  al.SLDPRT  Jun 23 23:18:30 2018</p>
 <p>Saliente-Extruir16[6]</p>	Sólido	<p>Masa: 36.7582 kg  Volumen: 0.00468257 m<sup>3</sup>  Densidad: 7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso: 360.23 N</p>	<p>C:\Users\ING-  TITO\Desktop\tesis\gener  al.SLDPRT  Jun 23 23:18:30 2018</p>
 <p>Saliente-Extruir17[5]</p>	Sólido	<p>Masa: 10.3816 kg  Volumen: 0.0013225 m<sup>3</sup>  Densidad: 7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso: 101.74 N</p>	<p>C:\Users\ING-  TITO\Desktop\tesis\gener  al.SLDPRT  Jun 23 23:18:30 2018</p>
 <p>Saliente-Extruir15[6]</p>	Sólido	<p>Masa: 10.3816 kg  Volumen: 0.0013225 m<sup>3</sup>  Densidad: 7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso: 101.74 N</p>	<p>C:\Users\ING-  TITO\Desktop\tesis\gener  al.SLDPRT  Jun 23 23:18:30 2018</p>
 <p>Saliente-Extruir17[4]</p>	Sólido	<p>Masa: 10.3816 kg  Volumen: 0.0013225 m<sup>3</sup>  Densidad: 7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso: 101.74 N</p>	<p>C:\Users\ING-  TITO\Desktop\tesis\gener  al.SLDPRT  Jun 23 23:18:30 2018</p>



 <p>Saliente-Extruir17[6]</p>	Sólido	<p>Masa:10.3816 kg  Volumen:0.0013225 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:101.74 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRT  Jun 23 23:18:30 2018</p>
 <p>Simetría7</p>	Sólido	<p>Masa:6602.82 kg  Volumen:0.841123 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:64707.6 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRT  Jun 23 23:18:30 2018</p>
 <p>Saliente-Extruir17[2]</p>	Sólido	<p>Masa:10.3816 kg  Volumen:0.0013225 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:101.74 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRT  Jun 23 23:18:30 2018</p>
 <p>Saliente-Extruir16[1]</p>	Sólido	<p>Masa:47.1398 kg  Volumen:0.00600507 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:461.97 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRT  Jun 23 23:18:30 2018</p>
 <p>Saliente-Extruir16[3]</p>	Sólido	<p>Masa:47.1398 kg  Volumen:0.00600507 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:461.97 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRT  Jun 23 23:18:30 2018</p>
 <p>Saliente-Extruir19[2]</p>	Sólido	<p>Masa:101.557 kg  Volumen:0.0129372 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:995.261 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRT  Jun 23 23:18:30 2018</p>
 <p>Saliente-Extruir16[2]</p>	Sólido	<p>Masa:47.1398 kg  Volumen:0.00600507 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:461.97 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRT  Jun 23 23:18:30 2018</p>

### Propiedades de estudio

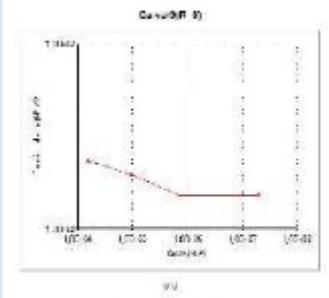
Nombre de estudio	Fatiga 1
Tipo de análisis	Fatiga (Amplitud constante)
Interacción entre sucesos	Aleatoria
Calcular tensiones alternas usando	Intensidad de tensión (P1-P3)
Cara de elemento SHELL	Cara superior
Corrección de la tensión media	Ninguno
Factor de reducción de resistencia a la fatiga	1
Vida infinita	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis)

### Unidades

Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m <sup>2</sup>



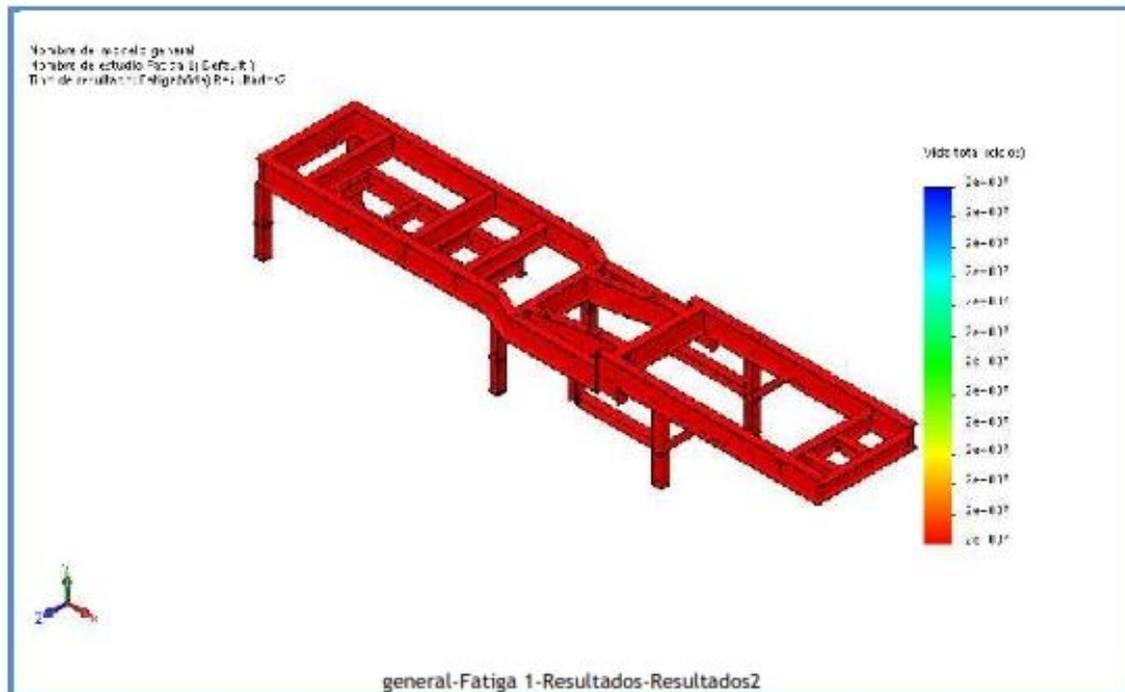
## Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p><b>Nombre:</b> ASTM A36 Acero</p> <p><b>Tipo de modelo:</b> Isotrópico elástico lineal</p> <p><b>Criterio de error predeterminado:</b> Tensión de von Mises máx.</p>	<p>Sólido 1(Saliente-Extruir17[3])(general), Sólido 2(Saliente-Extruir16[4])(general), Sólido 3(Saliente-Extruir16[5])(general), Sólido 4(Saliente-Extruir15[5])(general), Sólido 5(Saliente-Extruir17[1])(general), Sólido 6(Saliente-Extruir16[6])(general), Sólido 7(Saliente-Extruir17[5])(general), Sólido 8(Saliente-Extruir15[6])(general), Sólido 9(Saliente-Extruir17[4])(general), Sólido 10(Saliente-Extruir17[6])(general), Sólido 11(Simetría7)(general), Sólido 12(Saliente-Extruir17[2])(general), Sólido 13(Saliente-Extruir16[1])(general), Sólido 14(Saliente-Extruir16[3])(general), Sólido 15(Saliente-Extruir19[2])(general), Sólido 16(Saliente-Extruir16[2])(general)</p>
<p>Datos de curva:</p>  <p>Curva-9(R=0)</p>		

## Opciones de carga

Nombre del evento	N.º de ciclos	Tipo de carga	Asociación de estudios		
			Nombre de estudio	Factor de escala	Incremento
Suceso-1	1000	Completamente invertida (LR=-1)	Análisis estático	1	0
			1		

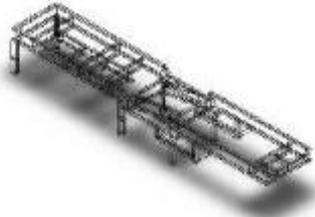




## Conclusión

## Anexo “B” la simulación general de estático y fatiga

### Tipo de análisis: estático



Descripción  
No hay datos

### Simulación de general

Fecha: domingo, 24 de junio de 2018  
 Diseñador: Solidworks  
 Nombre de estudio: Análisis estático 2  
 Tipo de análisis: Análisis estático

#### Tabla de contenidos

Descripción .....	1
Suposiciones .....	2
Información de modelo .....	2
Propiedades de estudio .....	4
Unidades .....	4
Propiedades de material .....	5
Cargas y sujeciones.....	6
Definiciones de conector .....	6
Información de contacto .....	7
Información de malla .....	8
Detalles del sensor .....	9
Fuerzas resultantes.....	9
Vigas .....	9
Resultados del estudio .....	10
Conclusión .....	12

---



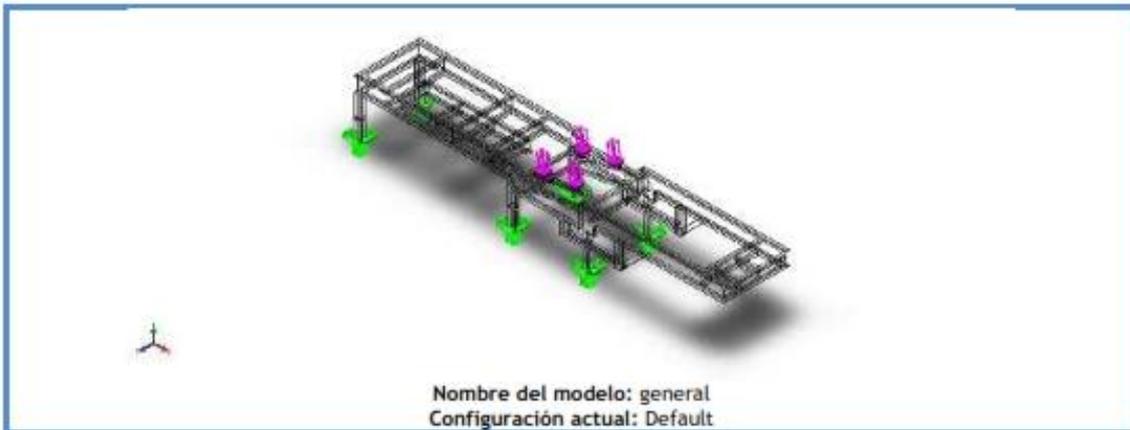
**SOLIDWORKS**

Analizado con SOLIDWORKS Simulation

Simulación de general **1**

## Suposiciones

### Información de modelo



#### Sólidos

Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
 Saliente-Extruir16[1]	Sólido	Masa:47.1398 kg Volumen:0.00600507 m <sup>3</sup> Densidad:7850 kg/m <sup>3</sup> Peso:461.97 N	C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPR T Jun 24 00:26:21 2018
 Saliente-Extruir17[1]	Sólido	Masa:10.3816 kg Volumen:0.0013225 m <sup>3</sup> Densidad:7850 kg/m <sup>3</sup> Peso:101.74 N	C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPR T Jun 24 00:26:21 2018
 Saliente-Extruir16[2]	Sólido	Masa:47.1398 kg Volumen:0.00600507 m <sup>3</sup> Densidad:7850 kg/m <sup>3</sup> Peso:461.97 N	C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPR T Jun 24 00:26:21 2018

	Sólido	Masa:10.3816 kg Volumen:0.0013225 m <sup>3</sup> Densidad:7850 kg/m <sup>3</sup> Peso:101.74 N	C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRT Jun 24 00:26:21 2018
	Sólido	Masa:47.1398 kg Volumen:0.00600507 m <sup>3</sup> Densidad:7850 kg/m <sup>3</sup> Peso:461.97 N	C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRT Jun 24 00:26:21 2018
	Sólido	Masa:10.3816 kg Volumen:0.0013225 m <sup>3</sup> Densidad:7850 kg/m <sup>3</sup> Peso:101.74 N	C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRT Jun 24 00:26:21 2018
	Sólido	Masa:61.625 kg Volumen:0.00785032 m <sup>3</sup> Densidad:7850 kg/m <sup>3</sup> Peso:603.925 N	C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRT Jun 24 00:26:21 2018
	Sólido	Masa:47.1398 kg Volumen:0.00600507 m <sup>3</sup> Densidad:7850 kg/m <sup>3</sup> Peso:461.97 N	C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRT Jun 24 00:26:21 2018
	Sólido	Masa:6809.37 kg Volumen:0.867435 m <sup>3</sup> Densidad:7850 kg/m <sup>3</sup> Peso:66731.8 N	C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRT Jun 24 00:26:21 2018
	Sólido	Masa:10.3816 kg Volumen:0.0013225 m <sup>3</sup> Densidad:7850 kg/m <sup>3</sup> Peso:101.74 N	C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRT Jun 24 00:26:21 2018



### Propiedades de estudio

Nombre de estudio	Análisis estático 2
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis)

### Unidades

Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m <sup>2</sup>



### Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<b>Nombre:</b> ASTM A36 Acero <b>Tipo de modelo:</b> Isotrópico elástico lineal <b>Criterio de error predeterminado:</b> Tensión de von Mises máx. <b>Limite elástico:</b> 2.5e+008 N/m <sup>2</sup> <b>Limite de tracción:</b> 4e+008 N/m <sup>2</sup> <b>Módulo elástico:</b> 2e+011 N/m <sup>2</sup> <b>Coefficiente de Poisson:</b> 0.26 <b>Densidad:</b> 7850 kg/m <sup>3</sup> <b>Módulo cortante:</b> 7.93e+010 N/m <sup>2</sup>	Sólido 1(Saliente-Extruir16[1])(general), Sólido 2(Saliente-Extruir17[1])(general), Sólido 3(Saliente-Extruir16[2])(general), Sólido 4(Saliente-Extruir17[3])(general), Sólido 5(Saliente-Extruir16[3])(general), Sólido 6(Saliente-Extruir17[2])(general), Sólido 7(Saliente-Extruir31[2])(general), Sólido 8(Saliente-Extruir16[4])(general), Sólido 9(Saliente-Extruir31[1])(general), Sólido 10(Saliente-Extruir17[4])(general)
Datos de curva:N/A		



### Cargas y sujeciones

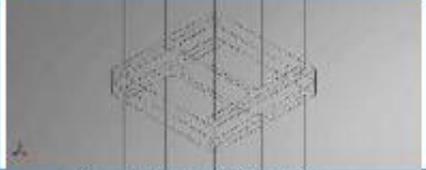
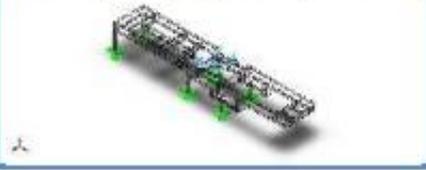
Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción		
Fijo-1		Entidades: 6 cara(s) Tipo: Geometría fija		
<b>Fuerzas resultantes</b>				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	-24329.8	140938	37.1772	143022
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Fuerza-1		Entidades: 4 cara(s) Tipo: Aplicar fuerza normal Valor: 35750 N

### Definiciones de conector

No hay datos

### Información de contacto

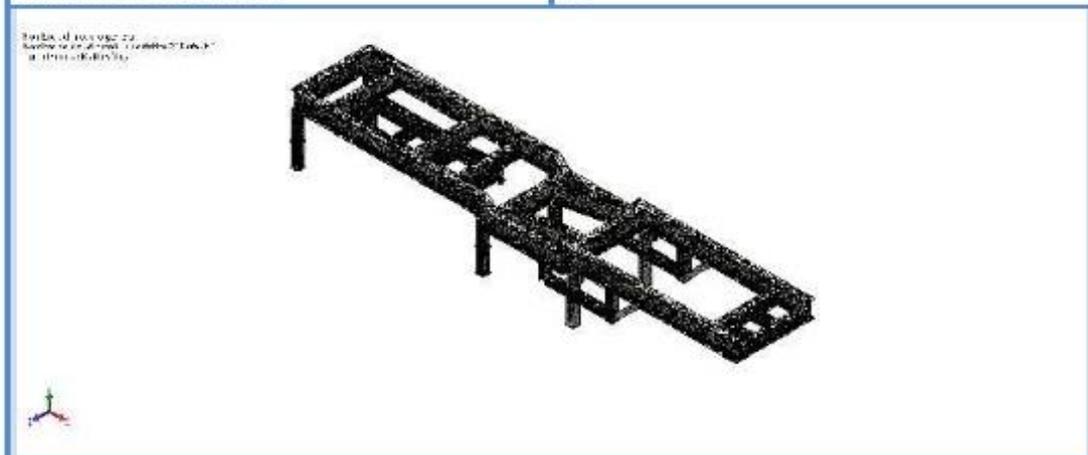
Contacto	Imagen del contacto	Propiedades del contacto
Contacto-1		<b>Tipo:</b> Par de contacto rígido <b>Entidades:</b> 2 cara(s)
Contacto-2		<b>Tipo:</b> Par de contacto rígido <b>Entidades:</b> 2 cara(s)
Contacto-3		<b>Tipo:</b> Par de contacto rígido <b>Entidades:</b> 2 cara(s)
Contacto-4		<b>Tipo:</b> Par de contacto rígido <b>Entidades:</b> 2 cara(s)
Contacto global		<b>Tipo:</b> Unión rígida <b>Componentes:</b> 1 componente(s) <b>Opciones:</b> Mallado compatible

### Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño máximo de elemento	226.87 mm
Tamaño mínimo del elemento	45.374 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden

### Información de malla - Detalles

Número total de nodos	286059
Número total de elementos	140716
Cociente máximo de aspecto	23490
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	10.3
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	6.56
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:02:25
Nombre de computadora:	PC



### Información sobre el control de malla:

Nombre del control de malla	Imagen del control de malla	Detalles del control de malla
-----------------------------	-----------------------------	-------------------------------



Control-1		Entidades: 1 Sólido(s) Unidades: mm Tamaño: 113.435 Coeficiente: 1.5
-----------	---	---

### Detalles del sensor

No hay datos

### Fuerzas resultantes

#### Fuerzas de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	-24329.8	140938	37.1772	143022

#### Momentos de reacción

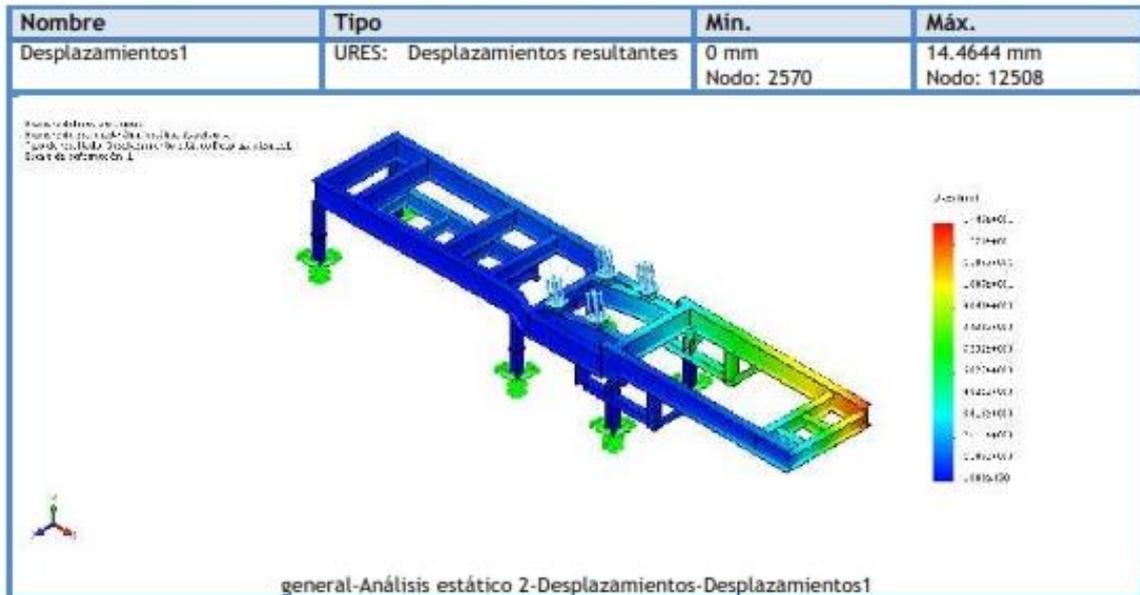
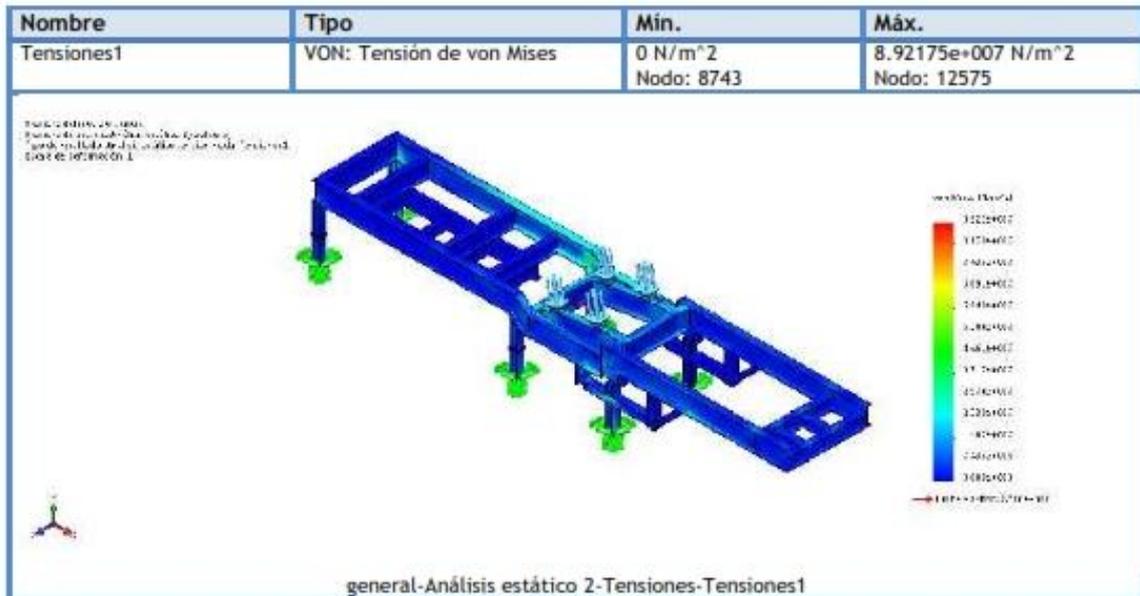
Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	0

### Vigas

No hay datos



## Resultados del estudio



SOLIDWORKS

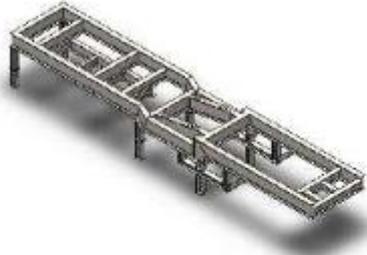
Analizado con SOLIDWORKS Simulation

Simulación de general 10





## Tipo de análisis: Fatiga-2



No hay datos

### Simulación de general

Fecha: domingo, 24 de junio de 2018  
 Diseñador: Solidworks  
 Nombre de estudio: Fatiga 2  
 Tipo de análisis: Fatiga(Amplitud constante)

#### Tabla de contenidos

Descripción .....	1
Suposiciones .....	2
Información de modelo .....	2
Propiedades de estudio .....	5
Unidades .....	5
Propiedades de material .....	6
Opciones de carga .....	7
Resultados del estudio .....	8
Conclusión .....	9

---

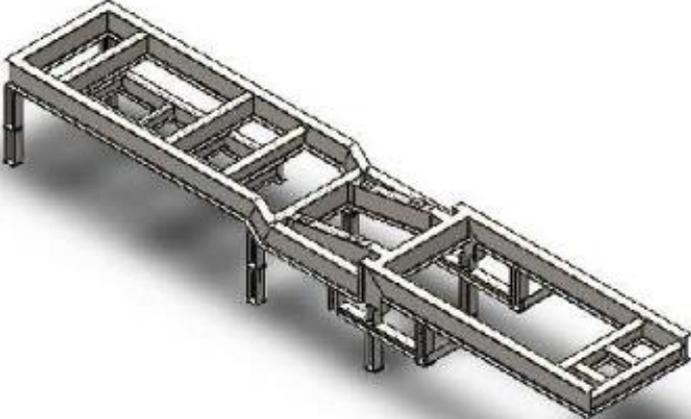


Analizado con SOLIDWORKS Simulation

Simulación de general. **1**

## Suposiciones

### Información de modelo



Nombre del modelo: general  
Configuración actual: Default

Sólidos			
Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación

<p>Saliente-Extruir16[1]</p>  <p>↵</p>	Sólido	<p>Masa:47.1398 kg  Volumen:0.00600507 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:461.97 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRJ  Jun 24 00:37:45 2018</p>
<p>Saliente-Extruir17[1]</p>  <p>↵</p>	Sólido	<p>Masa:10.3816 kg  Volumen:0.0013225 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:101.74 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRJ  Jun 24 00:37:45 2018</p>
<p>Saliente-Extruir16[2]</p>  <p>↵</p>	Sólido	<p>Masa:47.1398 kg  Volumen:0.00600507 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:461.97 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRJ  Jun 24 00:37:45 2018</p>
<p>Saliente-Extruir17[3]</p>  <p>↵</p>	Sólido	<p>Masa:10.3816 kg  Volumen:0.0013225 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:101.74 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRJ  Jun 24 00:37:45 2018</p>
<p>Saliente-Extruir16[3]</p>  <p>↵</p>	Sólido	<p>Masa:47.1398 kg  Volumen:0.00600507 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:461.97 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRJ  Jun 24 00:37:45 2018</p>

<p>Saliente-Extruir17[2]</p>	Sólido	<p>Masa:10.3816 kg  Volumen:0.0013225 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:101.74 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRT  Jun 24 00:37:45 2018</p>
<p>Saliente-Extruir31[2]</p>	Sólido	<p>Masa:61.625 kg  Volumen:0.00785032 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:603.925 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRT  Jun 24 00:37:45 2018</p>
<p>Saliente-Extruir16[4]</p>	Sólido	<p>Masa:47.1398 kg  Volumen:0.00600507 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:461.97 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRT  Jun 24 00:37:45 2018</p>
<p>Saliente-Extruir31[1]</p>	Sólido	<p>Masa:6809.37 kg  Volumen:0.867435 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:66731.8 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRT  Jun 24 00:37:45 2018</p>
<p>Saliente-Extruir17[4]</p>	Sólido	<p>Masa:10.3816 kg  Volumen:0.0013225 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:101.74 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRT  Jun 24 00:37:45 2018</p>

### Propiedades de estudio

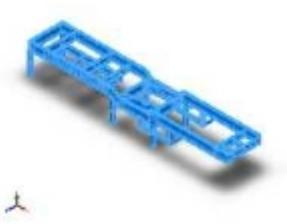
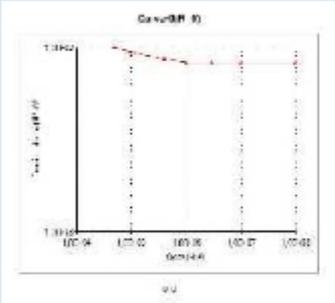
Nombre de estudio	Fatiga 1
Tipo de análisis	Fatiga(Amplitud constante)
Interacción entre sucesos	Aleatoria
Calcular tensiones alternas usando	Intensidad de tensión (P1-P3)
Cara de elemento SHELL	Cara superior
Corrección de la tensión media	Ninguno
Factor de reducción de resistencia a la fatiga	1
Vida infinita	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis)

### Unidades

Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m <sup>2</sup>



### Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p><b>Nombre:</b> ASTM A36 Acero</p> <p><b>Tipo de modelo:</b> Isotrópico elástico lineal</p> <p><b>Criterio de error predeterminado:</b> Tensión de von Mises máx.</p>	<p>Sólido 1(Saliente-Extruir16[1])(general), Sólido 2(Saliente-Extruir17[1])(general), Sólido 3(Saliente-Extruir16[2])(general), Sólido 4(Saliente-Extruir17[3])(general), Sólido 5(Saliente-Extruir16[3])(general), Sólido 6(Saliente-Extruir17[2])(general), Sólido 7(Saliente-Extruir31[2])(general), Sólido 8(Saliente-Extruir16[4])(general), Sólido 9(Saliente-Extruir31[1])(general), Sólido 10(Saliente-Extruir17[4])(general)</p>
<p>Datos de curva:</p>  <p>Curva-0(R=0)</p>		

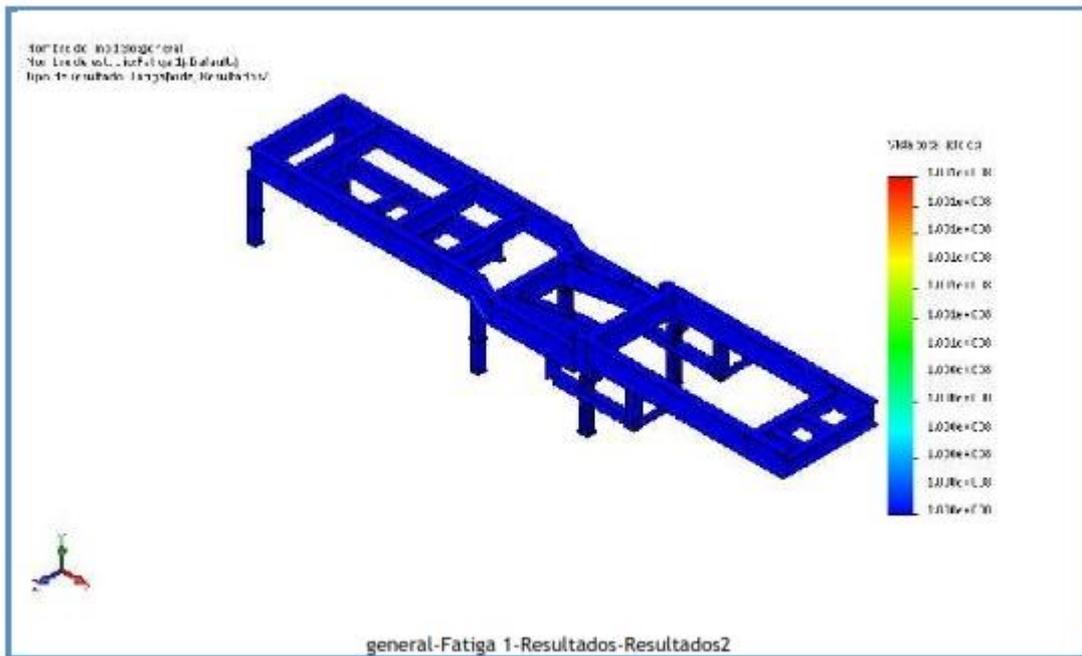


## Opciones de carga

Nombre del evento	N.º de ciclos	Tipo de carga	Asociación de estudios		
			Nombre de estudio	Factor de escala	Incremento
Suceso-1	1000	Completamente invertida (LR=-1)	Análisis estático 2	1	0



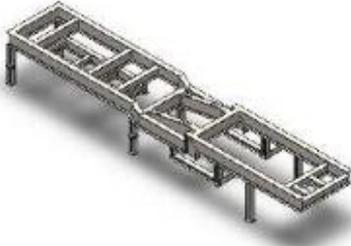




## Conclusión

## Anexo “C” la simulación general de estático y fatiga

### Tipo de análisis: estático





**Descripción**  
 No hay datos

### Simulación de general

Fecha: domingo, 24 de junio de 2018  
 Diseñador: Solidworks  
 Nombre de estudio: Análisis estático 3  
 Tipo de análisis: Análisis estático

#### Tabla de contenidos

Descripción .....	1
Suposiciones .....	2
Información de modelo .....	2
Propiedades de estudio .....	5
Unidades .....	5
Propiedades de material .....	6
Cargas y sujeciones.....	7
Definiciones de conector .....	7
Información de contacto .....	8
Información de malla .....	10
Detalles del sensor .....	11
Fuerzas resultantes.....	11
Vigas .....	11
Resultados del estudio .....	12
Conclusión .....	15

---

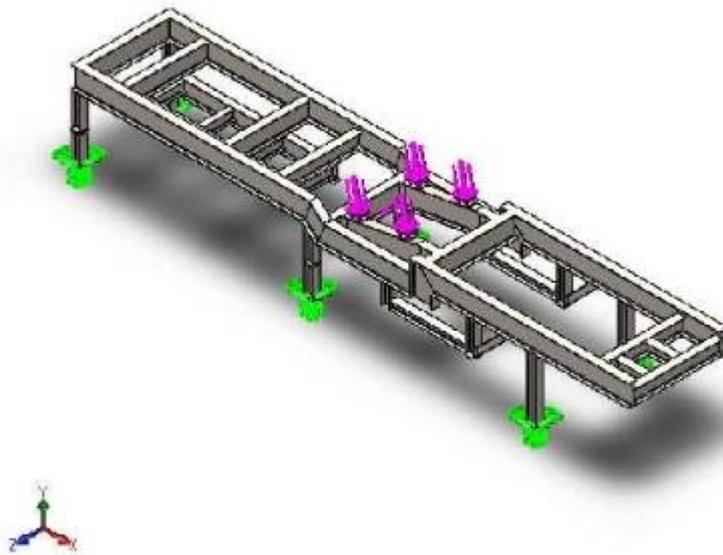


**SOLIDWORKS** Analizado con SOLIDWORKS Simulation

Simulación de general **1**

## Suposiciones

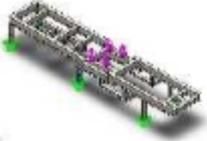
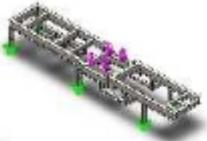
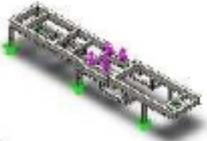
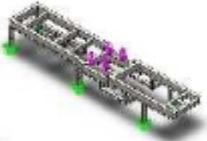
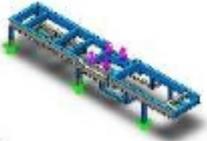
### Información de modelo



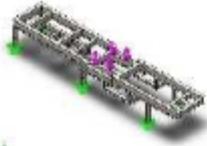
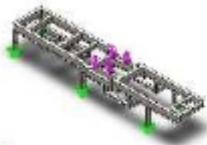
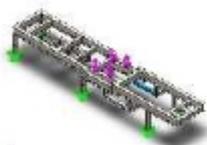
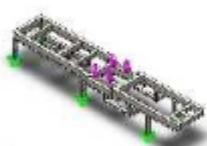
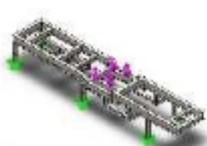
Nombre del modelo: general  
Configuración actual: Default

#### Sólidos

Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
----------------------------------	--------------	--------------------------	---

<p>Saliente-Extruir16[1]</p> 	Sólido	<p>Masa:47.1398 kg  Volumen:0.00600507 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:461.97 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRJ  Jun 24 08:26:33 2018</p>
<p>Saliente-Extruir17[2]</p> 	Sólido	<p>Masa:10.3816 kg  Volumen:0.0013225 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:101.74 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRJ  Jun 24 08:26:33 2018</p>
<p>Saliente-Extruir16[4]</p> 	Sólido	<p>Masa:47.1398 kg  Volumen:0.00600507 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:461.97 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRJ  Jun 24 08:26:33 2018</p>
<p>Saliente-Extruir17[4]</p> 	Sólido	<p>Masa:10.3816 kg  Volumen:0.0013225 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:101.74 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRJ  Jun 24 08:26:33 2018</p>
<p>Saliente-Extruir30</p> 	Sólido	<p>Masa:6841.47 kg  Volumen:0.871525 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:67046.4 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRJ  Jun 24 08:26:33 2018</p>



<p>Saliente-Extruir17[3]</p>  <p>人</p>	Sólido	<p>Masa:10.3816 kg  Volumen:0.0013225 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:101.74 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPR  Jun 24 08:26:33 2018</p>
<p>Saliente-Extruir16[3]</p>  <p>人</p>	Sólido	<p>Masa:47.1398 kg  Volumen:0.00600507 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:461.97 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPR  Jun 24 08:26:33 2018</p>
<p>Saliente-Extruir19[2]</p>  <p>人</p>	Sólido	<p>Masa:101.557 kg  Volumen:0.0129372 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:995.261 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPR  Jun 24 08:26:33 2018</p>
<p>Saliente-Extruir16[2]</p>  <p>人</p>	Sólido	<p>Masa:47.1398 kg  Volumen:0.00600507 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:461.97 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPR  Jun 24 08:26:33 2018</p>
<p>Saliente-Extruir17[1]</p>  <p>人</p>	Sólido	<p>Masa:10.3816 kg  Volumen:0.0013225 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:101.74 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPR  Jun 24 08:26:33 2018</p>



### Propiedades de estudio

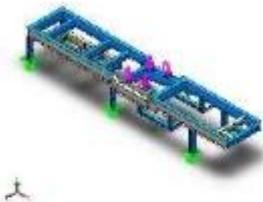
Nombre de estudio	Análisis estático 1
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis)

### Unidades

Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m <sup>2</sup>

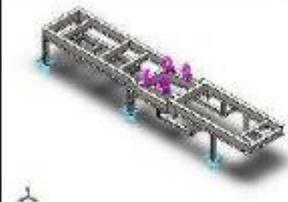


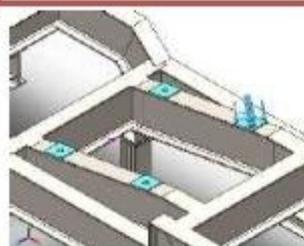
## Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p><b>Nombre:</b> ASTM A36 Acero</p> <p><b>Tipo de modelo:</b> Isotrópico elástico lineal</p> <p><b>Criterio de error predeterminado:</b> Tensión de von Mises máx.</p> <p><b>Límite elástico:</b> 2.5e+008 N/m<sup>2</sup></p> <p><b>Límite de tracción:</b> 4e+008 N/m<sup>2</sup></p> <p><b>Módulo elástico:</b> 2e+011 N/m<sup>2</sup></p> <p><b>Coefficiente de Poisson:</b> 0.26</p> <p><b>Densidad:</b> 7850 kg/m<sup>3</sup></p> <p><b>Módulo cortante:</b> 7.93e+010 N/m<sup>2</sup></p>	<p>Sólido 1(Saliente-Extruir16[1])(general), Sólido 2(Saliente-Extruir17[2])(general), Sólido 3(Saliente-Extruir16[4])(general), Sólido 4(Saliente-Extruir17[4])(general), Sólido 5(Saliente-Extruir30)(general), Sólido 6(Saliente-Extruir17[3])(general), Sólido 7(Saliente-Extruir16[3])(general), Sólido 8(Saliente-Extruir19[2])(general), Sólido 9(Saliente-Extruir16[2])(general), Sólido 10(Saliente-Extruir17[1])(general)</p>
Datos de curva:N/A		



### Cargas y sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción		
Fijo-1		Entidades: 6 cara(s) Tipo: Geometría fija		
<b>Fuerzas resultantes</b>				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	-24306.4	141007	13.2537	143086
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Fuerza-1		Entidades: 4 cara(s) Tipo: Aplicar fuerza normal Valor: 35750 N

### Definiciones de conector

No hay datos



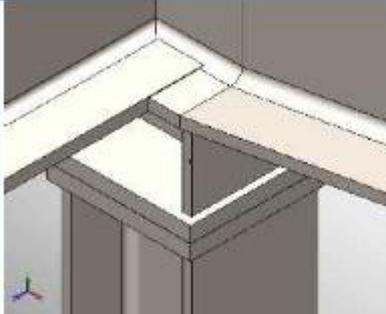
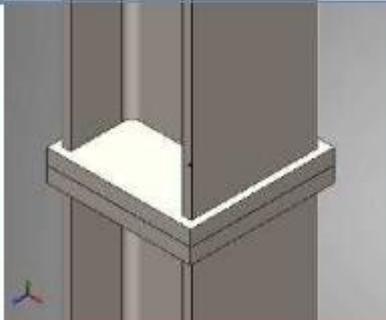
SOLIDWORKS

Analizado con SOLIDWORKS Simulation

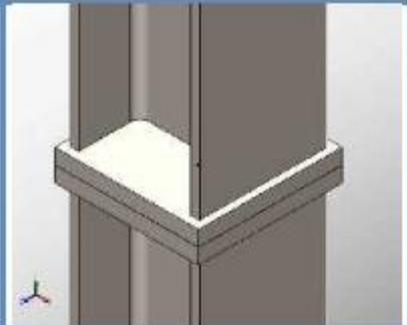
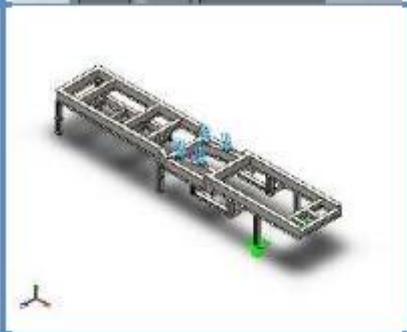
Simulación de general

7

### Información de contacto

Contacto	Imagen del contacto	Propiedades del contacto
Contacto-1		<b>Tipo:</b> Par de contacto rígido <b>Entidades:</b> 2 cara(s)
Contacto-2		<b>Tipo:</b> Par de contacto rígido <b>Entidades:</b> 2 cara(s)
Contacto-3		<b>Tipo:</b> Par de contacto rígido <b>Entidades:</b> 2 cara(s)



Contacto-4		<b>Tipo:</b> Par de contacto rígido <b>Entidades:</b> 2 cara(s)
Contacto global		<b>Tipo:</b> Unión rígida <b>Componentes:</b> 1 componente(s) <b>Opciones:</b> Mallado compatible

---

 **SOLIDWORKS** Analizado con SOLIDWORKS Simulation

Simulación de general 9

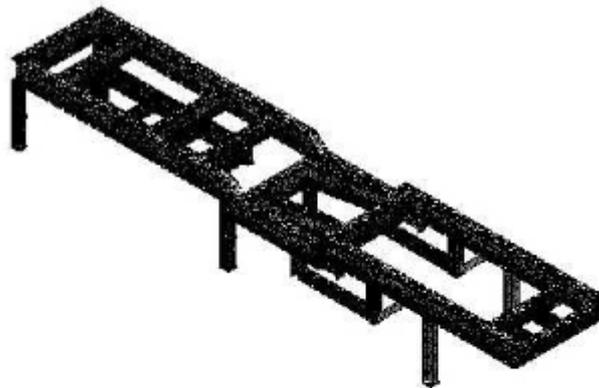
### Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño máximo de elemento	239.331 mm
Tamaño mínimo del elemento	47.8663 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden

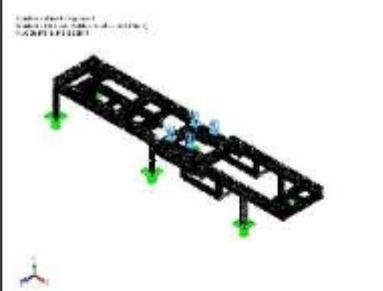
### Información de malla - Detalles

Número total de nodos	272161
Número total de elementos	134469
Cociente máximo de aspecto	41182
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	9.31
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	8.02
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:02:02
Nombre de computadora:	PC

Visualización de la malla  
 Nombre de archivo: C:\Program Files\SOLIDWORKS Corporation\Simulation\2012\102  
 Tipo de malla: Malla sólida



### Información sobre el control de malla:

Nombre del control de malla	Imagen del control de malla	Detalles del control de malla
Control-1		Entidades: 1 Sólido(s) Unidades: mm Tamaño: 113.967 Coeficiente: 1.5

### Detalles del sensor

No hay datos

### Fuerzas resultantes

#### Fuerzas de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	-24306.4	141007	13.2537	143086

#### Momentos de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	0

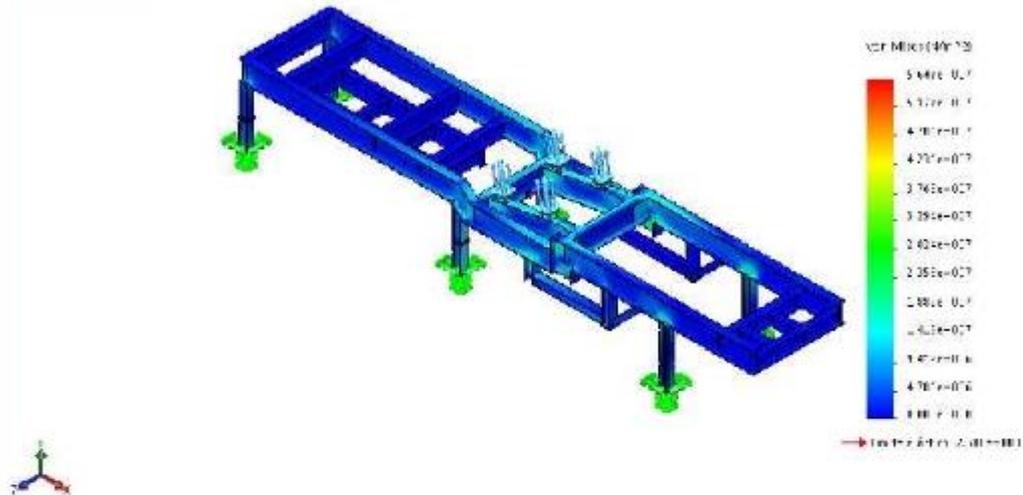
### Vigas

No hay datos

## Resultados del estudio

Nombre	Tipo	Min.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	0 N/m <sup>2</sup> Nodo: 8533	5.64734e+007 N/m <sup>2</sup> Nodo: 18396

Nombre del modelo: general1  
 Nombre del estudio: Análisis estático 1-Tensiones1  
 Tipo de resultados: Análisis estático (tensión/nodo) - Tensiones1  
 Tipo de deformación: 1



general-Análisis estático 1-Tensiones-Tensiones1

Nombre	Tipo	Min.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	0 mm Nodo: 2376	0.921533 mm Nodo: 18891

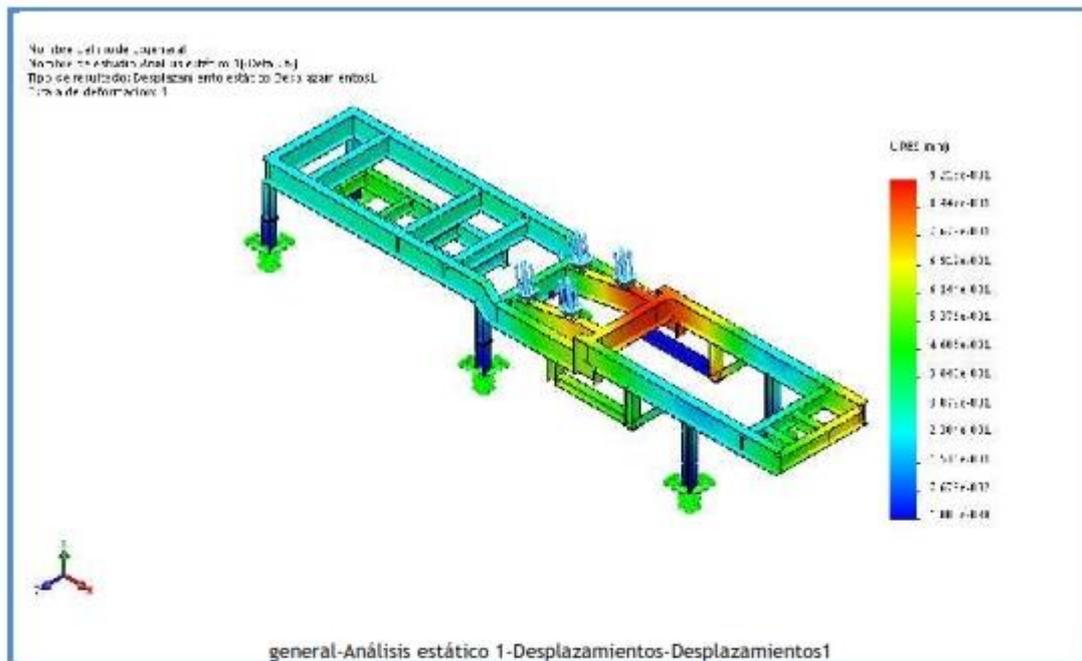


SOLIDWORKS

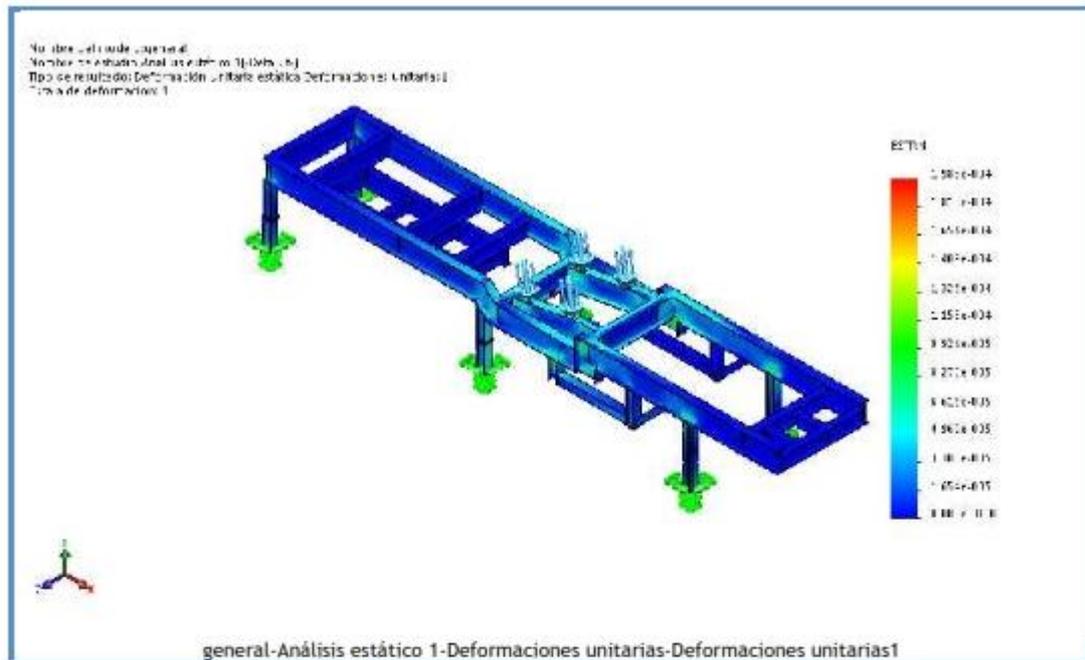
Analizado con SOLIDWORKS Simulation

Simulación de general

12

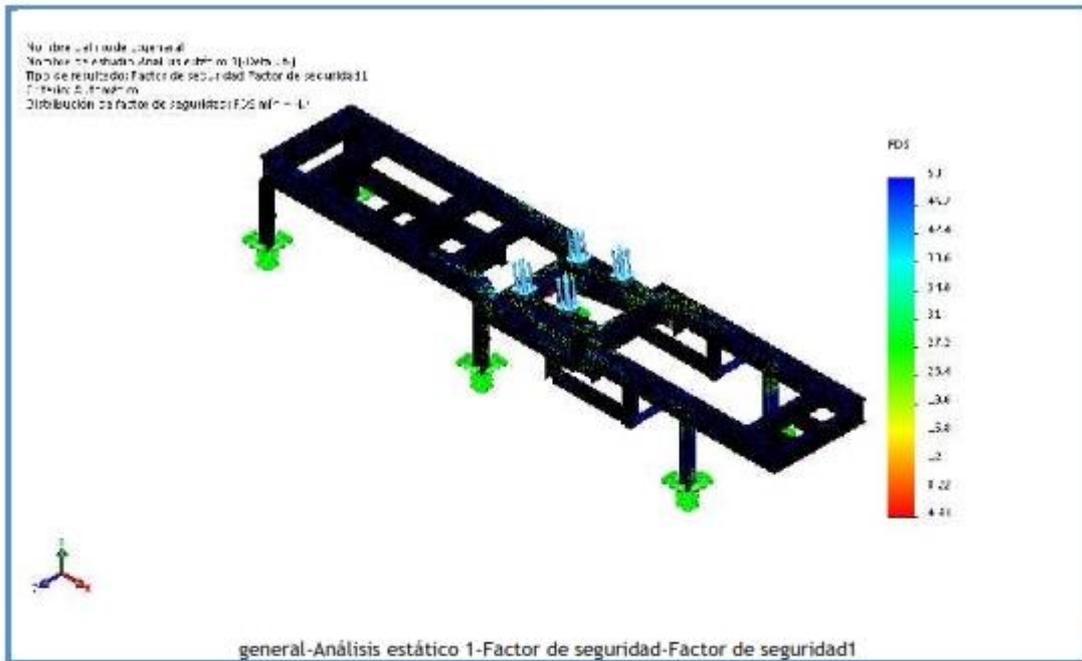


Nombre	Tipo	Min.	Máx.
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	0 Elemento: 4207	0.000198473 Elemento: 20595



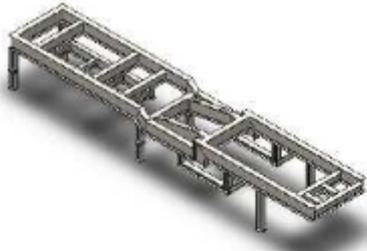
Nombre	Tipo	Min.	Máx.
Factor de seguridad1	Automático	4.42686 Nodo: 18396	1e+016 Nodo: 8533





## Conclusión

## Tipo de análisis: Fatiga-3



**Descripción**  
No hay datos

### Simulación de general

Fecha: domingo, 24 de junio de 2018  
 Diseñador: Solidworks  
 Nombre de estudio: Fatiga 3  
 Tipo de análisis: Fatiga(Amplitud constante)

#### Tabla de contenidos

Descripción .....	1
Suposiciones .....	2
Información de modelo .....	2
Propiedades de estudio.....	5
Unidades .....	5
Propiedades de material .....	6
Opciones de carga .....	7
Resultados del estudio.....	8
Conclusión .....	9

---

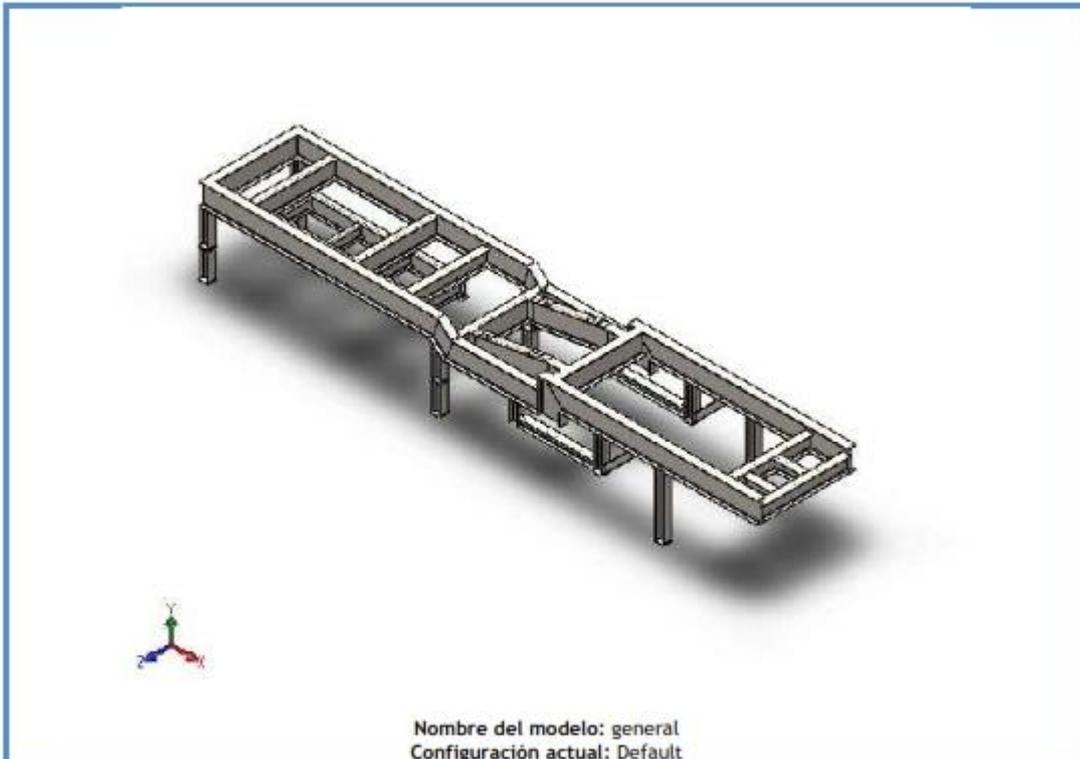


**SOLIDWORKS** Analizado con SOLIDWORKS Simulation

Simulación de general **1**

## Suposiciones

## Información de modelo



### Sólidos

Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
----------------------------------	--------------	--------------------------	---



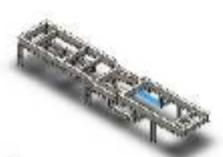
SOLIDWORKS

Analizado con SOLIDWORKS Simulation

Simulación de general

2

<p>Saliente-Extruir16[1]</p>  <p>人</p>	Sólido	<p>Masa:47.1398 kg  Volumen:0.00600507 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:461.97 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRJ  Jun 24 08:26:33 2018</p>
<p>Saliente-Extruir17[2]</p>  <p>人</p>	Sólido	<p>Masa:10.3816 kg  Volumen:0.0013225 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:101.74 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRJ  Jun 24 08:26:33 2018</p>
<p>Saliente-Extruir16[4]</p>  <p>人</p>	Sólido	<p>Masa:47.1398 kg  Volumen:0.00600507 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:461.97 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRJ  Jun 24 08:26:33 2018</p>
<p>Saliente-Extruir17[4]</p>  <p>人</p>	Sólido	<p>Masa:10.3816 kg  Volumen:0.0013225 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:101.74 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRJ  Jun 24 08:26:33 2018</p>
<p>Saliente-Extruir30</p>  <p>人</p>	Sólido	<p>Masa:6841.47 kg  Volumen:0.871525 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:67046.4 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRJ  Jun 24 08:26:33 2018</p>

<p>Saliente-Extruir17[3]</p>  <p>人</p>	Sólido	<p>Masa:10.3816 kg  Volumen:0.0013225 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:101.74 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRJ  Jun 24 08:26:33 2018</p>
<p>Saliente-Extruir16[3]</p>  <p>人</p>	Sólido	<p>Masa:47.1398 kg  Volumen:0.00600507 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:461.97 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRJ  Jun 24 08:26:33 2018</p>
<p>Saliente-Extruir19[2]</p>  <p>人</p>	Sólido	<p>Masa:101.557 kg  Volumen:0.0129372 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:995.261 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRJ  Jun 24 08:26:33 2018</p>
<p>Saliente-Extruir16[2]</p>  <p>人</p>	Sólido	<p>Masa:47.1398 kg  Volumen:0.00600507 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:461.97 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRJ  Jun 24 08:26:33 2018</p>
<p>Saliente-Extruir17[1]</p>  <p>人</p>	Sólido	<p>Masa:10.3816 kg  Volumen:0.0013225 m<sup>3</sup>  Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup>  Peso:101.74 N</p>	<p>C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis\general.SLDPRJ  Jun 24 08:26:33 2018</p>



### Propiedades de estudio

Nombre de estudio	Fatiga 1
Tipo de análisis	Fatiga (Amplitud constante)
Interacción entre sucesos	Aleatoria
Calcular tensiones alternas usando	Intensidad de tensión (P1-P3)
Cara de elemento SHELL	Cara superior
Corrección de la tensión media	Ninguno
Factor de reducción de resistencia a la fatiga	1
Vida infinita	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (C:\Users\ING-TITO\Desktop\tesis)

### Unidades

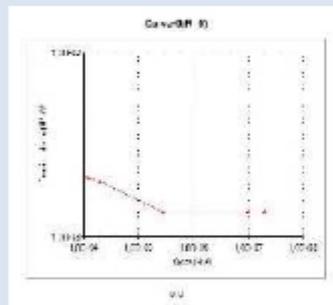
Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m <sup>2</sup>



## Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<b>Nombre:</b> ASTM A36 Acero <b>Tipo de modelo:</b> Isotrópico elástico lineal <b>Criterio de error predeterminado:</b> Tensión de von Mises máx.	Sólido 1(Saliente-Extruir16[1])(general), Sólido 2(Saliente-Extruir17[2])(general), Sólido 3(Saliente-Extruir16[4])(general), Sólido 4(Saliente-Extruir17[4])(general), Sólido 5(Saliente-Extruir30)(general), Sólido 6(Saliente-Extruir17[3])(general), Sólido 7(Saliente-Extruir16[3])(general), Sólido 8(Saliente-Extruir19[2])(general), Sólido 9(Saliente-Extruir16[2])(general), Sólido 10(Saliente-Extruir17[1])(general)

Datos de curva:



Curva-0(R=0)



SOLIDWORKS

Analizado con SOLIDWORKS Simulation

Simulación de general

6

## Opciones de carga

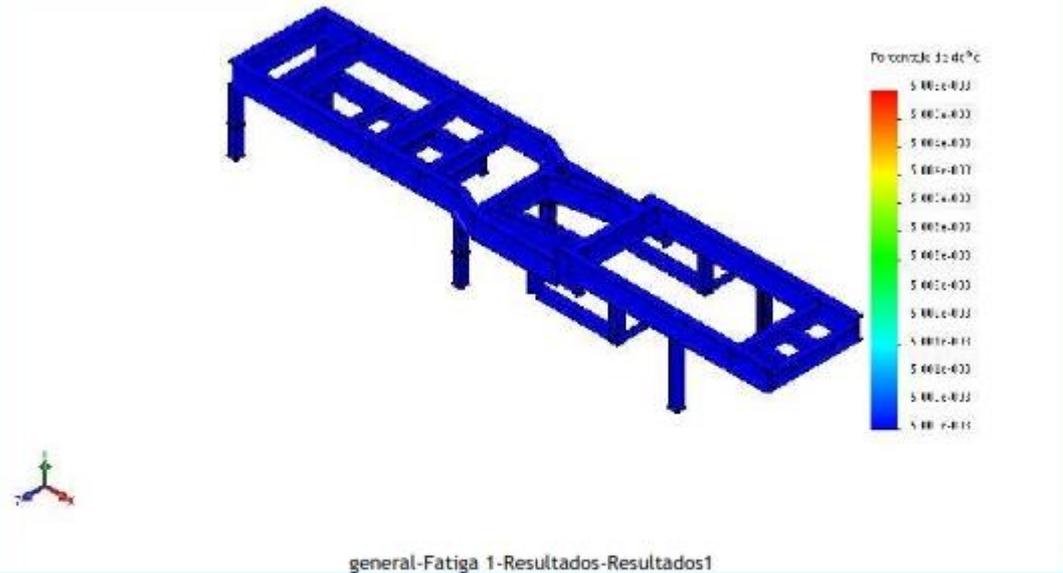
Nombre del evento	N.º de ciclos	Tipo de carga	Asociación de estudios		
			Nombre de estudio	Factor de escala	Incremento
Suceso-1	1000	Completamente invertida (LR=-1)	Análisis estático	1	0
			1		



## Resultados del estudio

Nombre	Tipo	Min.	Máx.
Resultados1	Daño acumulado	0.005 Nodo: 1	0.005 Nodo: 1

Nombre: general-Fatiga 1  
 Nombre de estudio: Fatiga 1  
 Tipo de resultado: Fatiga Daño Resultado 1



Nombre	Tipo	Min.	Máx.
Resultados2	Vida total	2e+007 ciclos Nodo: 1	2e+007 ciclos Nodo: 1



SOLIDWORKS

Analizado con SOLIDWORKS Simulation

Simulación de general

8





















