



ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL



FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO Y SIMULACIÓN DE OPERACIONES DE UN SISTEMA DE ENSAMBLE DE VIGAS IPE PARA LA EMPRESA SAURUS ECUADOR CIA. LTDA.

TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO

PLACENCIA MORILLO JAIME DAVID
jaimе.placencia@epn.edu.ec

RIVERA CARRERA MÓNICA GISSELLA
monica.rivera@epn.edu.ec

DIRECTOR: ING. GUAMÁN ALARCÓN MARCO VINICIO, Ph.D.
marco.guaman@epn.edu.ec

CODIRECTOR: ING. SOTOMAYOR GRIJALVA MARÍA VERÓNICA, M.Sc.
veronica.sotomayor@epn.edu.ec

Quito, noviembre 2019

CERTIFICACIÓN

Certificamos que el presente trabajo fue desarrollado por **JAIME DAVID PLACENCIA MORILLO** y **MÓNICA GISSELLA RIVERA CARRERA**, bajo nuestra supervisión.

Ing. Guamán Alarcón Marco, Ph.D.

DIRECTOR DE PROYECTO

Ing. Sotomayor Grijalva Verónica, M.S.c

CODIRECTOR DE PROYECTO

DECLARACIÓN

Nosotros **JAIME DAVID PLACENCIA MORILLO** y **MÓNICA GISSELLA RIVERA CARRERA**, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondiente a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normativa institucional vigente.

Placencia Morillo Jaime David

Rivera Carrera Mónica Gissella

AGRADECIMIENTO

Agradezco a mi familia por ayudarme a cumplir mis objetivos, depositando su confianza en mis decisiones, por su amor y sacrificio durante todos los años de mi vida para que no me falte nada y pueda sentirme feliz.

A mis amigos que han estado conmigo durante todos estos años, dándome apoyo y motivación en momentos difíciles.

A los ingenieros Marco Guamán y Verónica Sotomayor por su apoyo y amistad para el desarrollo de este proyecto.

A la empresa Saurus Ecuador Cia. Ltda. por darnos facilidades de culminar este proyecto.

David

Agradezco a mis padres por el apoyo incondicional que me han dado durante toda mi carrera, gracias por sus exigencias, por creer en mí, y ayudarme a cumplir mis objetivos; siempre han sido mi ejemplo y mi más grande inspiración para salir adelante.

A mi abuelo Edgar, mis tíos, tías y primas, en especial a Edwin, Susi, Fer, Raque, Andre, Caro, Majo y Raffa; que toda la vida han estado pendientes de mí, que siempre han tenido una palabra de aliento, un consejo, o un abrazo cuando más lo he necesitado, los querré siempre, sobre todas las cosas, ya que ustedes llenan de amor mi corazón, gracias por tanto cariño, por confiar en mí y por todo lo que me han sabido brindar.

A Edison, solo quiero darte las gracias por ser un excelente compañero, por tener tan buen corazón, por el tiempo que siempre me das y por amarme tanto, tú eres parte de este logro, contigo el camino fue más placentero.

A mis amigos, gracias por tantas anécdotas y momentos compartidos; en especial a mi compañero de tesis David, eres una excelente persona y amigo, gracias por tu amistad.

A mis tutores Marco y Verónica, gracias por ser partícipes en el desarrollo de este trabajo, por compartir conmigo sus conocimientos y tiempo

Mónica

DEDICATORIA

Este proyecto se lo dedico principalmente a mis hermanas Yomaira y Gabriela que me han dado todo el cariño y apoyo incondicional, ayudándome cuando he necesitado, guiándome durante toda mi niñez y adolescencia para no tomar malas decisiones y poder llegar a esta gran etapa de mi vida. También a mis padres que han confiado en mis decisiones, además de siempre estar pendientes y preocupados por mí, dándome su cariño día a día.

David

Este trabajo le dedico a mis ángeles en el cielo, Lupe y Susana, estoy segura de que están tan felices como yo, de todo lo que he logrado, aunque físicamente no puedan estar a mi lado, siento sus bendiciones todos los días de mi vida.

A mis padres, quienes son parte de estos años de esfuerzo, constancia y dedicación, y finalmente a mi hermano, solo quiero que sigas el mismo camino, de tal manera que seamos orgullo y tranquilidad para nuestros padres. Los amo con todo mi corazón.

Mónica

ÍNDICE DE CONTENIDO

CERTIFICACIÓN.....	i
DECLARACIÓN.....	ii
AGRADECIMIENTO.....	iii
DEDICATORIA.....	iv
ÍNDICE DE CONTENIDO	v
ÍNDICE DE FIGURAS	ix
ÍNDICE DE TABLAS	xi
RESUMEN.....	xii
ABSTRACT	xiii
INTRODUCCIÓN	1
OBJETIVO GENERAL	2
OBJETIVOS ESPECÍFICOS	2
ALCANCE	2
1. MARCO TEÓRICO	3
1.1. Vigas IPE	3
1.2. Soldadura de elementos estructurales.....	3
1.2.1. Soldadura por arco eléctrico	3
1.3. Líneas de ensamble de vigas.....	6
1.3.1. Ensamble de vigas IPE en posición horizontal.....	6
1.3.2. Ensamble De Vigas IPE en posición vertical.....	7
1.3.3. Ensamble de vigas IPE en posición inclinada	7
2. METODOLOGÍA	9
2.1. Desarrollo de la función de calidad	9
2.1.1. Voz del usuario	9
2.1.2. Voz del ingeniero	9
2.1.3. Casa de la Calidad	10
2.2. Especificaciones técnicas	10
2.3. Diseño conceptual.....	11
2.4. Diagramas funcionales.....	11
2.5. Alternativas de diseño de módulos	12
2.5.1. Módulos 1 y 8: levantar material.....	12
2.5.2. Módulo 2: alinear patín	13

2.5.3.	Módulo 3: alinear alma	14
2.5.4.	Módulo 4: transportar material.....	15
2.5.5.	Módulo 5: presionar alma	16
2.5.6.	Módulo 6: presionador patín	17
2.5.7.	Módulo 7: soldar patín con alma	18
2.6.	Análisis y evaluación de alternativas.....	19
2.6.1.	Selección de alternativas	20
2.7.	Solución general	22
2.8.	Cálculos y diseño de detalle.....	23
2.8.1.	Pórtico móvil	23
2.8.1.1.	Viga pórtico	23
2.8.1.2.	Columnas pórtico	27
2.8.1.3.	Selección de elementos	28
2.8.2.	Fijador de patín	28
2.8.2.1.	Tornillo de potencia fijador patín	29
2.8.2.2.	Sección soporte rodillo	32
2.8.2.3.	Selección de resortes	33
2.8.2.4.	Pernos para fijador patín	34
2.8.3.	Fijador alma	35
2.8.3.1.	Tornillo de potencia fijador alma.....	36
2.8.3.2.	Sección soporte rodillo	36
2.8.3.3.	Diámetro de pasador del fijador de alma.....	37
2.8.3.4.	Placa de sujeción fijador alma.....	38
2.8.3.5.	Pernos para sujeción del fijador del alma	39
2.8.4.	Rodillos de transporte	40
2.8.4.1.	Rodamientos para rodillos de transporte.....	41
2.8.4.2.	Pernos de sujeción rodillo de transporte	41
2.8.4.3.	Columnas de rodillos de transporte y fijador alma.....	42
2.8.4.4.	Pernos de anclaje columnas	43
2.8.5.	Presionador alma	45
2.8.5.1.	Rodillo presionador.....	46
2.8.5.2.	Rodamientos rodillo presionador	47
2.8.5.3.	Placa de sujeción rodillo presionador	47
2.8.5.4.	Viga de sujeción cilindro hidráulico.....	48

2.8.5.5.	Placa lateral.....	48
2.8.5.6.	Pernos de sujeción viga y placa lateral	49
2.8.5.7.	Pasador presionador alma	50
2.8.5.8.	Columna presionador alma	50
2.8.6.	Presionador del patín	51
2.8.6.1.	Eje rodillo presionador del patín	52
2.8.6.2.	Rodamiento rodillo presionador.....	53
2.8.6.3.	Sección tubo cuadrado.....	53
2.8.6.4.	Tornillo de potencia vertical presionador patín	54
2.8.6.5.	Tornillo de potencia horizontal presionador patín.....	55
2.8.7.	Equipo de soldadura	56
2.8.8.	Motorreductor.....	56
2.8.8.1.	Eje motriz	58
2.8.8.2.	Rodamientos eje motriz.....	59
2.8.8.3.	Tambor eje motriz.....	60
2.8.9.	Transmisión de movimiento	61
2.8.10.	Rodillo de transporte motriz	62
2.8.10.1.	Rodamientos rodillo de transporte.....	62
2.8.11.	Pórtico estructura central.....	63
2.9.	Análisis de esfuerzos.....	64
2.9.1.	Pórtico móvil para transporte.....	64
2.9.2.	Estructura central	65
2.9.3.	Eje motriz mayor	66
2.10.	Simulación de operaciones	66
3.	RESULTADOS Y DISCUSIÓN	70
3.1.	Capacidad de producción.....	70
3.2.	Análisis de resultados.....	71
3.2.1.	Análisis de simulación de esfuerzos	71
3.2.2.	Análisis de simulación de operaciones	72
3.2.3.	Análisis respecto a otros trabajos	73
3.3.	Análisis de costos.....	74
3.3.1.	Costo material y elementos estandarizados	74
3.3.2.	Costo mano de obra	78
3.3.2.1.	Operaciones y ensamble.....	78

3.3.2.2. Torneado	79
3.3.3. Costo total sistema de ensamble	80
4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	82
4.1. Conclusiones	82
4.2. Recomendaciones	83
Referencias Bibliográficas	85
ANEXOS	88

ÍNDICE FIGURAS

Figura 1.1. Viga IPE.....	3
Figura 1.2. Procedimiento GMAW.....	4
Figura 1.3. Electrodo tubular.....	5
Figura 1.4. Procedimiento común SAW.	5
Figura 1.5. Ensamble de vigas IPE en posición horizontal.	7
Figura 1.6. Ensamble de vigas IPE en posición vertical.	7
Figura 1.7. Ensamble de vigas IPE en posición inclinada.	8
Figura 2.1. Típicas formas de distorsión.	11
Figura 2.2. Tipos de soldadura en junta filete.	11
Figura 2.3. a) pórtico fijo, b) pórtico móvil, c) monta cargas.	12
Figura 2.4 a) cilindro hidráulico, b) tornillo de potencia, c) tornillo sin fin.	13
Figura 2.5.a) cilindro hidráulico, b) tornillo potencia, c) tornillo potencia tres ruedas.	14
Figura 2.6. a) rodillos columna vertical, b) rodillos columna horizontal, c) conveyor.....	15
Figura 2.7. a) cilindro con un pasador, b) cilindro con dos pasadores.	16
Figura 2.8. a) tornillo de potencia, b) doble tornillo de potencia, c) eje excéntrico.....	17
Figura 2.9. Solución general.	22
Figura 2.10. Diagrama de carga central y apoyos fijo.	24
Figura 2.11. Esfuerzo vs Tiempo sobre la viga del pórtico.	25
Figura 2.12. Diagrama de columnas con carga excéntrica.....	27
Figura 2.13. Diagrama de fuerzas fijador de patín.	29
Figura 2.14. Esquema rosca ACME.....	30
Figura 2.15. Esfuerzos resultantes sobre tornillo de potencia.	31
Figura 2.16. Distribución de carga en soporte rodillo.	32
Figura 2.17. Diagrama de fuerzas fijador alma.....	35
Figura 2.18. Diagrama de fuerzas en pasador (vista superior).....	37
Figura 2.19. Diagrama de fuerzas placa de sujeción (rotado 270°).	38
Figura 2.20. Diagrama de cargas pernos de sujeción.	39
Figura 2.21. Diagrama de cargas rodillo de transporte.....	40
Figura 2.22. Diagrama fuerza cortante y momento flector rodillo de transporte.....	40
Figura 2.23. Diagrama de cargas sobre columna.....	42
Figura 2.24. Diagrama de cargas sobre pernos de anclaje.	43
Figura 2.25. Junta empernada sin tuerca.....	43
Figura 2.26. Esquema de fuerza y flecha del patín.	45
Figura 2.27. Diagrama de fuerzas presionador alma.	46

Figura 2.28. Diagrama de fuerza cortante y momento flector de rodillo presionador.....	46
Figura 2.29. Diagrama de fuerzas placa lateral.....	48
Figura 2.30. Diagrama de fuerza cortante y momento flector placa lateral.....	49
Figura 2.31. Diagrama de fuerza soporte lateral presionador alma.....	50
Figura 2.32. Momento plástico por efecto de la soldadura.....	51
Figura 2.33. Diagrama de fuerzas rodillo presionador.....	52
Figura 2.34. Diagrama de cuerpo libre tubo rectangular.....	53
Figura 2.35. Diagrama de fuerzas rodillo motriz.....	57
Figura 2.36. Diagrama de fuerza cortante y momento flector ($F_{pr} = 50 \text{ kN}$).....	58
Figura 2.37. Diagrama de fuerza cortante y momento flector ($F_{pr} = 9,5 \text{ kN}$).....	58
Figura 2.38. Diagrama de fuerza cortante y momento flector ($F_{pr} = 50 \text{ kN}$).....	60
Figura 2.39. Diagrama de fuerza cortante y momento flector ($F_{pr} = 9,5 \text{ kN}$).....	60
Figura 2.40. Sistema de transmisión de movimiento.....	61
Figura 2.41. Diagrama de fuerza soporte rodillo motriz mayor.....	63
Figura 2.42. Calidad de mallado para simulación de esfuerzos.....	64
Figura 2.43. Simulación de esfuerzos pórtico móvil.....	65
Figura 2.44. Simulación de esfuerzos estructura central.....	65
Figura 2.45. Simulación de esfuerzos eje motriz mayor.....	66
Figura 2.46. Entrada velocidad del motor.....	68
Figura 2.47. Torque que se debe aplicar en el tornillo de potencia.....	67
Figura 2.48. Entrada fuerza de cilindro.....	67
Figura 2.49. Velocidad de avance de la viga.....	69
Figura 2.50. Torque motorreductor.....	69
Figura 3.1. Fuerza excéntrica sobre columna del presionar del alma.....	72
Figura 3.2. Diseño inicial propuesto / Diseño necesario después de simulación.....	73

ÍNDICE TABLAS

Tabla 2.1. Características para alternativas del módulo 1 y 8.	13
Tabla 2.2. Características para alternativas módulo 2.....	14
Tabla 2.3. Características para alternativas módulo 3.....	15
Tabla 2.4. Características para alternativas módulo 4.....	16
Tabla 2.5. Características para alternativas módulo 5.....	17
Tabla 2.6. Características para alternativas módulo 6.....	18
Tabla 2.7. Características para alternativas módulo 7.....	18
Tabla 2.8. Criterios de evaluación.....	19
Tabla 2.9. Ponderación de criterios módulo 1.	20
Tabla 2.10. Evaluación criterio de fácil manejo.	20
Tabla 2.11. Evaluación criterio de costo.....	20
Tabla 2.12. Evaluación criterio de capacidad de producción.....	20
Tabla 2.13. Evaluación criterio de área de ocupación.	21
Tabla 2.14. Selección de alternativa en módulo 1.....	21
Tabla 2.15. Selección de alternativas de módulos.	22
Tabla 2.16. Dimensiones de una viga con alma de un de un metro de altura.	23
Tabla 2.17. Dimensiones tornillo de potencia fijador patín.	30
Tabla 2.18. Dimensiones tornillo de potencia vertical presionador patín.	54
Tabla 2.19. Dimensiones tornillo de potencia horizontal presionador patín.	56
Tabla 2.20. Equipo de soldadura y elementos necesarios.	56
Tabla 3.1. Capacidad de producción de vigas manual.....	70
Tabla 3.2. Capacidad de producción de vigas con sistema de ensamble.....	70
Tabla 3.3. Costo de planchas y perfiles de acero.....	74
Tabla 3.4. Costo ejes acero inoxidable y AISI 1018.	74
Tabla 3.5. Costo rodamientos SKF.	76
Tabla 3.6. Costo de pernos, tuercas y anillos de retención.	76
Tabla 3.7. Costo motorreductores.....	76
Tabla 3.8. Costo sistema de soldadura SAW.....	77
Tabla 3.9. Costo sistema hidráulico.	77
Tabla 3.10. Costo elementos normalizados varios.....	77
Tabla 3.11. Costo fabricación y montaje del sistema de ensamble.	79
Tabla 3.12. Costo mano de obra torneado.....	80
Tabla 3.13. Costo total Sistema de ensamble.....	81

RESUMEN

SAURUS ECUADOR CIA LTDA., es una empresa que se dedica a la ejecución de proyectos integrales; una de sus grandes demandas es la fabricación de estructuras. Con el propósito de aumentar la competitividad y mejorar la práctica de armado que actualmente se ejecuta de forma manual, se ha propuesto el diseño del sistema de ensamble de vigas desarrollado en este documento.

Una vez definido los requerimientos del cliente, se procede a definir las características técnicas del sistema, siguiendo la metodología del diseño concurrente. Seguido se dimensiona los elementos tomando en cuenta las distintas condiciones de trabajo.

Después de definir el diseño del sistema, se realiza un estudio mediante elementos finitos en los componentes críticos de la máquina, comprobando que ninguno supere el límite fluencia y el factor de seguridad requerido. Posterior se realiza una simulación de operaciones a partir de la cual se determina factores importantes del funcionamiento del sistema, de esta manera, para la fabricación de una viga de mayor dimensión se estima un tiempo de producción de dos horas.

Finalmente se realiza un estudio del costo por fabricar e instalar el sistema propuesto en este documento, con lo que se define un valor de \$ 40 011,00.

Palabras clave: vigas IPE, Sistema de ensamble de vigas, diseño concurrente, elementos finitos, simulación de operaciones.

ABSTRACT

SAURUS ECUADOR CIA LTDA is a company which perform integral projects; some of its great demands is the construction of structures like: platforms, covers, bridges, bridge crane, steel sheds and supports, this results in a frequent use of IPE beams, that sometimes are acquired by a supplier and another times are build it by themselves.

In order to increase competitiveness and improve practices like manual assembly of beams, this study propose the design of a beam assembly system.

At first, different kind of assembly machines are analyzed, as well as, the essentials procedures which are carried out. Once time defined the customer requirements, the technical characteristics are defined, following the concurrent engineering methodology.

When the components are determined, they are sized by calculations based from operating conditions. After having the 3D model, a finite elements analysis is executed on critical elements, founding anyone is over the material yield strength and safety factor is the required. Also, an operations simulation is done, where important parameters of functionality are defined, on this way the production time of bigger beams is approximately two hours.

Finally, the cost of built and implement the proposed system \$ 40 011,00.

Keywords: IPE beams, beam assembly system, concurrent engineering, finite elements, operations simulation

DISEÑO Y SIMULACIÓN DE OPERACIONES DE UN SISTEMA DE ENSAMBLE DE VIGAS IPE PARA LA EMPRESA SAURUS ECUADOR CIA. LTDA.

INTRODUCCIÓN

Saurus Ecuador Cia Ltda. es una empresa que se dedica a la construcción metalmeccánica, para lo que adquiere gran cantidad de vigas IPE al año para la fabricación de estructuras como plataformas, cubiertas, puentes grúas, galpones y soportería en general.

En el desarrollo de sus proyectos es muy frecuente el uso de vigas IPE con peraltes desde 180 mm hasta de 1000 mm. Estos elementos son fabricados de forma manual lo cual ocasiona problemas dimensionales y de alineación, lo que desencadena reprocesos, retrasos en la entrega de trabajos, menos competitividad y menor rentabilidad para la empresa.

Mediante el diseño de dicha máquina se pretende garantizar la calidad geométrica y funcional de las vigas, gracias a la facilidad de alinear con alta precisión los elementos que la conforman, asegurando la posición y nivelación de las placas, reduciendo los tiempos de ensamble manual y garantizando la calidad de diseño y funcionalidad del producto [1] [2]. Además, facilitará el proceso de soldadura, debido a su mecanismo de alineación y temple que disminuirá el fenómeno de deflexión por la alta transferencia de calor que se genera en dicho proceso [3] [4].

Por otra parte, el uso de programas computacionales de diseño y simulación ayuda a tomar decisiones técnicas en función a las perspectivas de simulación, siendo una herramienta que permite definir los productos físicos sin necesidad de fabricarlos, así como también analizar la facilidad de uso para los operadores, dando importantes ventajas empresariales y de producción [5].

Finalmente, permitirá a Saurus Ecuador Cia. Ltda. disminuir considerablemente los tiempos de armado de vigas que actualmente lo hacen de forma manual, asegurar la precisión dimensional y por ende garantizar la funcionalidad de dichos elementos, brindando productos de calidad, esto hará que la empresa se vuelva más competitiva y fiable en la ejecución de proyectos de tipo estructural [6] [7].

OBJETIVO GENERAL

- Diseñar y simular las operaciones de un sistema de ensamble de vigas IPE para la empresa Saurus Ecuador Cia. Ltda.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Determinar los requerimientos de la empresa Saurus Ecuador Cia. Ltda para la fabricación de vigas IPE.
- Diseñar una máquina ensambladora de vigas tipo IPE y mecanismos complementarios.
- Simular las operaciones del sistema de ensamblaje de vigas tipo IPE para asegurar su funcionalidad.
- Elaborar planos de conjunto, subconjunto y de taller de los componentes estructurales de la máquina.
- Realizar un análisis de costos para la futura construcción de la máquina ensambladora de vigas.

ALCANCE

El presente proyecto de titulación comprende el diseño del sistema de ensamble y la elaboración de planos de conjunto, subconjunto y de taller de todos los elementos que lo conforman, cálculos que justifiquen el diseño y especificaciones técnicas de los elementos normalizados que se seleccionaron. Además, también se incluye la simulación de esfuerzos en elementos críticos, así como la simulación de las operaciones del sistema de ensamble.

Finalmente, se incluye el análisis de costo total que tendría la construcción del sistema de ensamble posterior a la presentación del presente proyecto de titulación.

1. MARCO TEÓRICO

1.1. Vigas IPE

Las vigas IPE son elementos estructurales que constan de dos placas horizontales llamadas patín, unidas por una placa vertical llamada alma. Son ampliamente usadas en la construcción civil o mecánica y están diseñadas para soportar principalmente cargas a flexión gracias a su elevada inercia en su eje vertical, como se muestra en la Figura 1.1 [8].



Figura 1.1. Viga IPE.
(Fuente: [9])

1.2. Soldadura de elementos estructurales

La soldadura es un proceso de unión de elementos metálicos o no metálicos utilizado ampliamente en la industria, de esta materia se derivan varias técnicas que se seleccionan dependiendo de la aplicación que se quiera dar. Tomando en cuenta recientes desarrollos enfocados en elementos híbridos, existen alrededor de 75 métodos de soldadura distintos para escoger, tomando en cuenta que cada uno tiene sus propias ventajas y desventajas que lo hacen ideal para una aplicación dada.

Para elementos estructurales y aplicaciones de la metalmecánica, se utiliza en su mayoría la soldadura por arco, debido a las ventajas que ofrece, tales como: bajos costos, alta productividad, capacidad de automatizar el proceso en ciertos casos [4].

1.2.1. Soldadura por arco eléctrico

Esta soldadura tiene como principio la creación de un arco eléctrico para fundir material, ya sea electrodo o material de aporte, en una junta con el fin de generar la unión de dos o más elementos. Los métodos más comunes de soldadura por arco eléctrico son:

- SMAW (*Shield metal arc welding*): Soldadura eléctrica por arco con electrodo revestido.

- GMAW (*Gas metal arc welding*): Soldadura eléctrica por arco en atmosfera protegida gaseosa.
- GTAW (*Gas tungsten arc welding*): Soldadura eléctrica por arco bajo protección de gas con electrodo de tungsteno.
- FCAW (*Flux cored arc welding*): Soldadura eléctrica por arco bajo protección de gas con electrodo tubular.
- SAW (*Submerged arc welding*): Soldadura eléctrica bajo arco sumergido

De esta variedad de procedimientos, se pueden destacar los que se pueden convertir en procesos semiautomáticos por poseer un sistema de electrodo continuo y mantener la estabilidad del arco durante la soldadura [3].

1.2.1.1. Soldadura GMAW

Este proceso de soldadura posee una alimentación continua del electrodo que se muestra como alambre enrollado, su principal característica es la protección de gas, ya sea gas inerte o activo, que protege el cordón manteniendo la estabilidad de arco y evitando contaminación con el ambiente, como se observa en la Figura 1.2 [4].

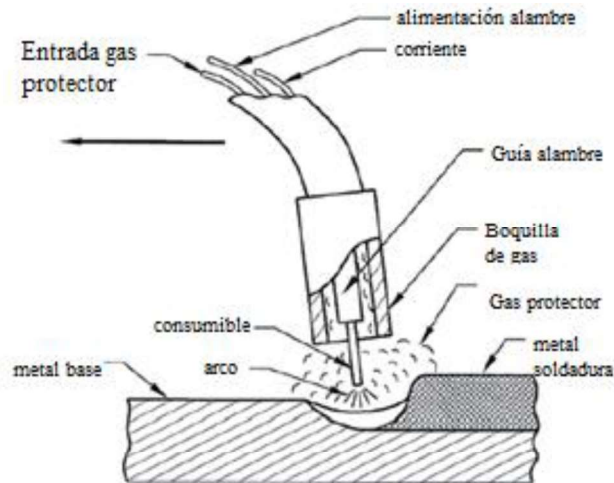


Figura 1.2. Procedimiento GMAW.
(Fuente:[4])

Esta técnica no requiere de grandes habilidades por parte del operador y produce altas tasas de deposición, esto también estará vinculado con la forma en la que se transfiera el metal, de lo cual se puede destacar tres tipos de transferencia:

- Transferencia por spray
- Transferencia por corto circuito
- Transferencia globular

1.2.1.2. Soldadura FCAW

La soldadura FCAW es similar a la soldadura GMAW, la principal diferencia entre estos procesos es el electrodo que utilizan, siendo un electrodo tubular para este procedimiento, este electrodo posee un fundente en el núcleo, lo cual aumenta la eficiencia de la soldadura, previendo altas tasas de deposición, mejora las propiedades mecánicas y la apariencia del cordón. Ver Figura 1.3 [4].

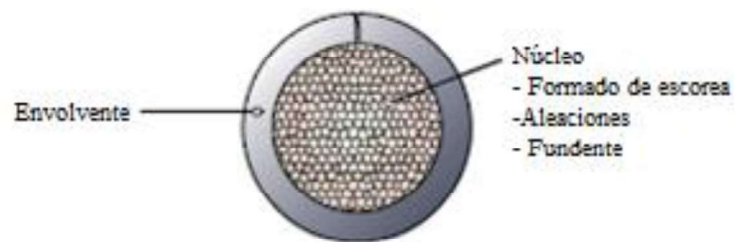


Figura 1.3. Electrodo tubular.
(Fuente: [3])

Existen dos tipos de electrodo que se pueden utilizar en esta técnica:

- Electrodo con protección externa de gas.
- Electrodo auto protegidos.

1.2.1.3. Soldadura SAW

La soldadura por arco sumergido posee al igual que los métodos anteriormente descritos, alimentación continua del electrodo, la diferencia es que posee un fundente externo granular que se va ubicando sobre el cordón de soldadura como indica la Figura 1.4. de un típico sistema SAW; dicho fundente atrapa el arco de soldadura, el humo y las salpicaduras del material, con el fin de brindar un enfriamiento controlado, uniformidad en el cordón y protección contra agentes externos del ambiente.

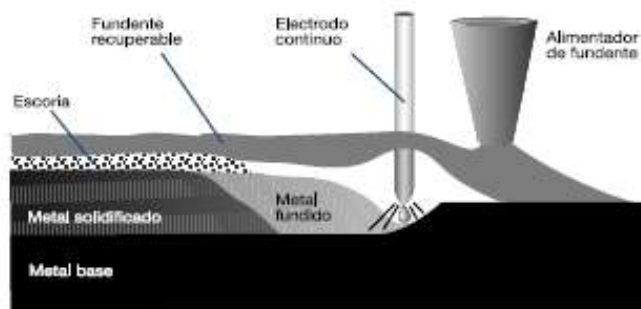


Figura 1.4. Procedimiento común SAW.
(Fuente:[10])

Este método ofrece tasas de deposición mucho más altas que las de GMAW y FCAW, debido a que posee una amplia variedad de diámetros de electrodo, esto significa aplicar altos niveles de corriente, por lo tanto, requiere fuentes de poder más costosas. Otro factor importante de este proceso es que está limitado a las posiciones plana y horizontal, debido a la aplicación del fundente externo, además que se debe limpiar el cordón una vez terminada la soldadura. Es utilizado principalmente en la unión de elementos de gran espesor en los que se requiera emplear un solo pase o minimizar el número de pases, además al ya ser semiautomático (por la alimentación continua de electrodo), este puede ser fácilmente automatizado adaptando una línea móvil de la junta o de la máquina soldadora, lo último es menos recomendado.

El fundente granular puede ser neutro, activo o una aleación, el tipo que se elija depende de si las propiedades mecánicas del cordón quieren ser modificadas. Los fundentes activos o aleaciones poseen elementos que pueden mejorar la calidad del cordón, se debe tomar que el voltaje debe ser controlado según las necesidades del fundente con el fin de que exista una buena combinación con la soldadura y no afecte a la formación de esta. Por otro lado, el fundente neutro no afecta a las propiedades del cordón [4].

1.3. Líneas de ensamble de vigas

El armado de vigas es un proceso que requiere de precisión y debido a su alta demanda, exige rapidez. Con el pasar del tiempo se ha ido perfeccionando dicha técnica llegando al punto de la automatización, los resultados se reflejan en una alta productividad y control de calidad del producto. Existen distintos tipos de líneas de armado de vigas, como se detallan a continuación.

1.3.1. Ensamble de vigas IPE en posición horizontal

La línea de ensamble de vigas en posición horizontal se compone principalmente de una máquina ensambladora, sistema de ajuste, equipo de soldadura, sistema de volteo y sistema de transporte. La principal característica se da en la posición de soldadura de las planchas de acero, donde el alma se coloca en posición horizontal y los patines en posición vertical como se observa en la Figura 1.5. En dicha posición se suelda los dos extremos del alma con los dos patines de la viga simultáneamente mientras se traslada por medio de rodillos vivos a lo largo de la máquina, para luego voltear la viga 180° y soldar el otro lado del alma [11].



Figura 1.5. Ensamble de vigas IPE en posición horizontal.
(Fuente: [11])

1.3.2. Ensamble De Vigas IPE en posición vertical

La línea de ensamble de vigas en posición vertical al igual que la horizontal se compone principalmente de una máquina ensambladora, equipo de soldadura, sistema de volteo y sistema de transporte, con la diferencia de la posición de soldadura de las planchas de acero, donde el alma se coloca en posición vertical y los patines en posición horizontal como se observa en la Figura 1.6. En dicha posición se procede a soldar los dos lados del alma con uno de los patines de la viga simultáneamente mientras se traslada por medio de rodillos vivos a lo largo de la máquina, para luego voltear la viga 180° y soldar el otro extremo del alma con el segundo de los patines [12].



Figura 1.6. Ensamble de vigas IPE en posición vertical.
(Fuente:[12])

1.3.3. Ensamble de vigas IPE en posición inclinada

La línea de ensamble de vigas en posición inclinada se compone principalmente de un sistema de seguimiento de mecanismo de tres ejes donde el brazo soldador puede realizar

el seguimiento de la línea de soldadura de acuerdo con las condiciones de cada viga. A diferencia de los anteriores, en esta línea de ensamble se coloca por lo general el patín de la viga a 135° respecto al suelo y el alma perpendicular a esta, es decir a 45° respecto al suelo como se observa en la Figura 1.7. En la posición mencionada se procede a soldar un cordón a la vez, por lo que se necesita cuatro alineaciones de las vigas para terminar su ensamble [13].



Figura 1.7. Ensamble de vigas IPE en posición inclinada.
(Fuente: [13])

2. METODOLOGÍA

2.1. Desarrollo de la función de calidad

El desarrollo de la función de calidad (QFD por sus siglas en inglés, Quality Function Deployment), en la ingeniería concurrente es un método que tiene el objetivo principal de asegurar que se definan las necesidades y requerimientos del usuario. El desarrollo consiste en un proceso que permite traducir las demandas del cliente en características técnicas en la fase del diseño [14].

2.1.1. Voz del usuario

La voz del usuario es el elemento conductor del proceso de diseño, donde se especifican los deseos del cliente, que son fundamentales para conocer las características técnicas del producto y responder las preguntas de qué y para qué se realiza el diseño [15].

Por medio de una reunión con el ingeniero de producción representante de la empresa Saurus Ecuador Cia. Ltda., se obtuvieron las siguientes demandas:

- Permitir construir vigas estándar tipo IPE, desde 180 mm de altura hasta 1000 mm.
- Cubrir la demanda producción requerida de 125 t/mes como producto terminado.
- Fabricar vigas de tres, seis, nueve y hasta doce metros de longitud.
- Permitir ensamblar las vigas con facilidad y precisión.
- El sistema de traslado de vigas no debe requerir de esfuerzo excesivo por parte de los operarios.
- La línea de ensamble debe tener dimensiones acordes a lo disponible en la empresa de 30 m de largo, 15 m de ancho y 6 m de altura.
- El proceso de soldadura debe ser definido por los diseñadores de manera que permita la fabricación de vigas con un solo pase en el cordón de soldadura.
- La línea de ensamble debe operar durante la jornada laboral de ocho horas.
- La línea de ensamble debe ser construida con componentes que se puedan conseguir en el país, desmontable en su mayoría y de fácil mantenimiento.
- El sistema de movimiento de las vigas debe tener velocidad regulable.
- El sistema de alineación de las vigas debe ser resuelto por los diseñadores.

2.1.2. Voz del ingeniero

La voz del ingeniero es una forma de traducir las demandas subjetivas del cliente en parámetros medibles o características técnicas, para poder cuantificar el cumplimiento de

las peticiones impuestas [15]. Las características técnicas del sistema de ensamble, obtenidas a partir de las demandas del cliente son las siguientes:

- Viga máxima de 1000 mm el alma y 500 mm el patín.
- Capacidad de producción (125 t/mes).
- Dimensión de la línea de ensamble (30x15x6 m).
- Energía eléctrica.
- Tiempo de operación.
- Variables de soldadura (voltaje, amperaje, diámetro de electrodo y velocidad de alimentación).
- Tipo de uniones (soldada o empernada).

2.1.3. Casa de la Calidad

La casa de la calidad es una matriz que ayuda a relacionar las demandas del cliente (voz del usuario) con las características técnicas (voz del ingeniero) [15].

Una vez definida la relación entre la voz del usuario y la voz del ingeniero se desarrolla la casa de la calidad (ANEXO 1), para poder predecir hasta qué punto se van a satisfacer las demandas solicitadas a partir de las características técnicas, evaluar la incidencia de cada característica técnica en la satisfacción de la demanda y relacionar la incidencia que tiene mejorar una característica técnica sobre otra.

2.2. Especificaciones técnicas

Con base en el análisis de la casa de la calidad se concluye que se debe presentar atención de las demandas en el siguiente orden de importancia:

- Fabricar con un cordón de soldadura.
- Producir 125 t/mes de vigas en un mes.
- Operar durante la jornada laboral.
- Vigas máximo de 1000 mm de altura.
- Fabricar vigas de tres, seis, nueve y hasta doce metros de longitud.
- Línea de ensamble desmontable y fácil mantenimiento.
- Movimiento y transporte de vigas.

En el ANEXO 1 se establecen las especificaciones técnicas de la línea de ensamble de vigas realizadas en la reunión con el gerente general de Saurus Ecuador Cia. Ltda.

2.3. Diseño conceptual

Con base en los requerimientos de Saurus Ecuador Cia. Ltda. se ha decidido realizar el diseño con el armado de vigas en posición vertical, ya que permite obtener menor desalineación y deflexión como se ve en la Figura 2.1, así como menor contracción angular por efecto del calor generado en la soldadura al poder soldar por ambos lados del alma simultáneamente como se ve en la Figura 2.2.

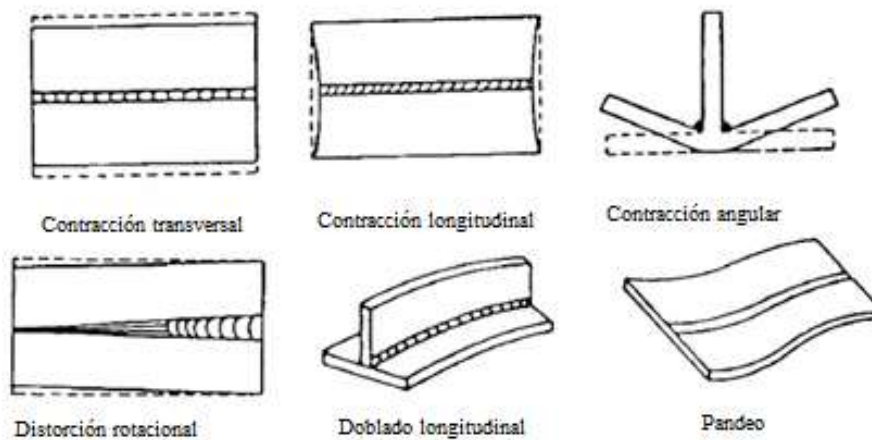


Figura 2.1. Típicas formas de distorsión.
(Fuente:[4])

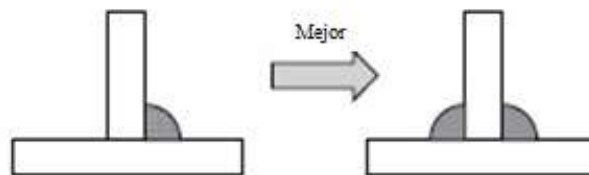


Figura 2.2. Tipos de soldadura en junta filete.
(Fuente: [4])

2.4. Diagramas funcionales

Los diagramas funcionales son esquemas modulares del diseño, y están organizados según una estructura de bloques constructivos, orientada a ordenar las distintas funciones que debe tener el sistema de ensamble y así facilitar las operaciones de fabricación de las vigas.

La descomposición de las funciones se lleva a cabo mediante diagramas de flujo en los que para cada bloque se consideran las entradas y salidas de tres tipos: flujo de energía, flujo de materiales y flujo de señales. Los diagramas de flujo se presentan en diferentes niveles, comenzando con el nivel 0 o función global, y continuando hasta el nivel que se

estime conveniente [15]. La línea de ensamble debe cumplir la función principal de fabricar vigas tipo IPE, y se ha estimado conveniente desarrollar el diagrama funcional hasta el nivel 2.

- En el nivel 0 del ANEXO 2 (a) se presenta la función principal de la máquina, la cual es fabricar vigas IPE.
- En el nivel 1 del ANEXO 2 (b) se detalla las funciones intermedias de la función principal con las señales, materia y energía necesarias o requeridas.
- En el nivel 2 del ANEXO 2 (c) se desglosa varias acciones del nivel anterior no especificadas, con el fin de obtener los módulos para llegar a cumplir la función principal.

2.5. Alternativas de diseño de módulos

Con base en el diagrama funcional se obtuvieron ocho módulos de la línea de ensamble. Se debe disponer como mínimo de dos alternativas que puedan cumplir las funciones necesarias para cada módulo y poder realizar una evaluación de estas que sirva de base para la elección de la mejor alternativa propuesta.

El proceso de evaluación detallado será realizado solo para una alternativa en este documento en forma de ejemplo y para el resto de los módulos se presentará un resumen.

2.5.1. Módulos 1 y 8: levantar material

Los módulos 1 y 8 deben cumplir la función de levantar las planchas de acero A-36, tanto del alma como del patín de las vigas, hacia la estructura. Las alternativas para estos módulos se presentan en la Figura 2.3.

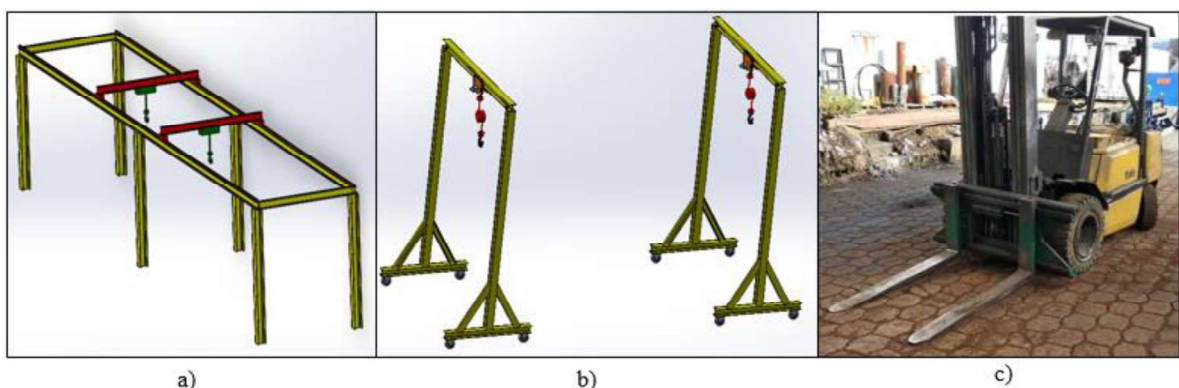


Figura 2.3. a) pórtico fijo, b) pórtico móvil, c) monta cargas.
(Fuente: Propia)

En la Tabla 2.1 se colocan las características de cada alternativa propuesta para el diseño de los módulos 1 y 8.

Tabla 2.1. Características para alternativas del módulo 1 y 8.

Alt.	Característica	Ventajas	Desventajas
A	Pórtico fijo a lo largo de toda la línea	<ul style="list-style-type: none"> - Facilidad de levantar vigas. - Facilidad de transportar vigas - Alta capacidad de carga 	<ul style="list-style-type: none"> - Alto costo - Amplia área de ocupación - Manipulación de los trabajadores
B	Pórtico móvil que se desplace por la línea	<ul style="list-style-type: none"> - Facilidad de levantar vigas - Alta capacidad de carga - Baja área de ubicación - Bajo costo 	<ul style="list-style-type: none"> - Dificultad de transportar vigas - Manipulación de trabajadores
C	Montacargas disponible en la empresa	<ul style="list-style-type: none"> - Bajo costo - Baja área de ubicación 	<ul style="list-style-type: none"> - Dificultad de transportar vigas - Moderada capacidad

(Fuente: Propia)

2.5.2. Módulo 2: alinear patín

El módulo 2 debe cumplir la función de alinear en el centro de la máquina y mantener en esa posición el patín de la viga durante el proceso de ensamble, además debe permitir el avance en el caso de que presente irregularidades a lo largo de la geometría, para lo cual se presentan tres alternativas de diseño, como se muestra en la Figura 2.4.

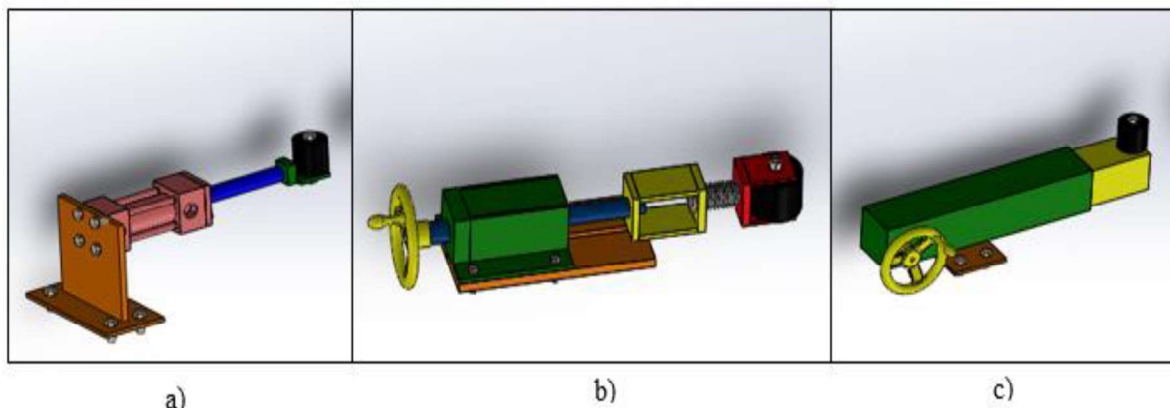


Figura 2.4 a) cilindro hidráulico, b) tornillo de potencia, c) tornillo sin fin.
(Fuente: Propia)

En la Tabla 2.2 se colocan las características de cada alternativa propuesta para el diseño del módulo 2.

Tabla 2.2. Características para alternativas módulo 2.

Alt.	Características	Ventajas	Desventajas
A	Rodillo impulsado por un cilindro hidráulicos	<ul style="list-style-type: none"> - Fácil manejo - Rápida alineación - Se puede automatizar 	<ul style="list-style-type: none"> - Elevado costo - Adquisición de equipos para funcionamiento
B	Rodillo impulsado por un tornillo de potencia	<ul style="list-style-type: none"> - Fácil manejo - Bajo costo - Fácil desmontaje - Es autobloqueante 	<ul style="list-style-type: none"> - Alineación moderada - Necesita mano de obra - No se puede automatizar
C	Rodillo impulsado por un tornillo sin fin	<ul style="list-style-type: none"> - Fácil manejo - Bajo costo - Fácil desmontaje 	<ul style="list-style-type: none"> - Alineación moderada - Necesita mano de obra - Necesita sistema de bloqueo - No se puede automatizar

(Fuente: Propia)

2.5.3. Módulo 3: alinear alma

El módulo 3 al igual que el anterior, debe cumplir la función de alinear el alma de la viga en el centro de la máquina evitando que se incline y mantenerla perpendicular con el patín, además debe mantener en esa posición durante el proceso de ensamble y permitiendo el avance en la soldadura. Para lo cual se presentan tres alternativas de diseño, como se muestra en la Figura 2.5.

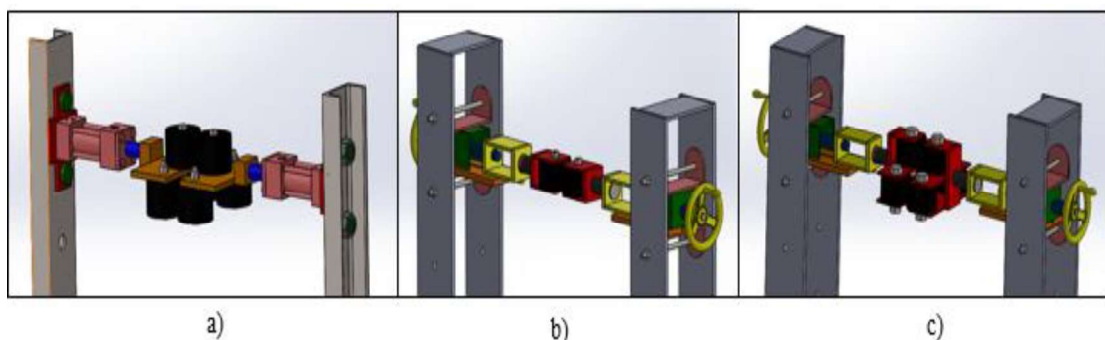


Figura 2.5.a) cilindro hidráulico, b) tornillo de potencia, c) tornillo de potencia tres ruedas.
(Fuente: Propia)

En la Tabla 2.3 se colocan las características de cada alternativa propuesta para el diseño del módulo 3.

Tabla 2.3. Características para alternativas módulo 3.

Alt.	Características	Ventajas	Desventajas
A	Tres rodillos impulsados por un cilindro hidráulicos	<ul style="list-style-type: none"> - Fácil manejo - Fácil desmontaje - Rápida alineación - Se puede automatizar - No presenta desbalance 	<ul style="list-style-type: none"> - Elevado costo - Elevado costo de mantenimiento - Adquisición de equipos para funcionamiento
B	Rodillo impulsado por un tornillo de potencia	<ul style="list-style-type: none"> - Fácil manejo - Bajo costo - Fácil desmontaje 	<ul style="list-style-type: none"> - Velocidad de alineación moderada - Necesita mano de obra - Puede presentar desbalance - No se puede automatizar
C	Tres rodillos impulsados por un tornillo de potencia	<ul style="list-style-type: none"> - Fácil manejo - Bajo costo - Fácil desmontaje - No presenta desbalance 	<ul style="list-style-type: none"> - Velocidad de alineación moderada - Necesita mano de obra - No se puede automatizar

(Fuente: Propia)

2.5.4. Módulo 4: transportar material

El módulo 4 debe cumplir la función de transportar el material alineado hacia el módulo de soldadura y durante el proceso de soldadura, para lo cual se presentan las alternativas de la Figura 2.6.

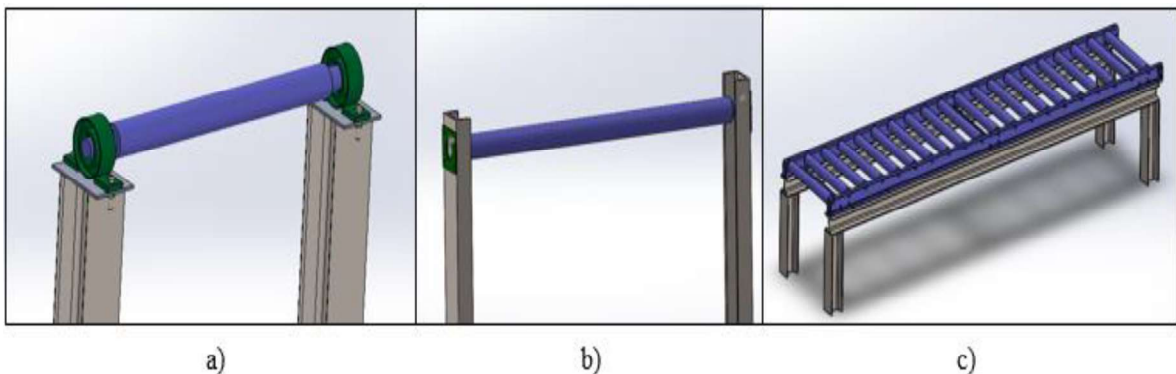


Figura 2.6. a) rodillos columna vertical, b) rodillos columna horizontal, c) conveyor.
 (Fuente: Propia)

En la Tabla 2.4 se colocan las características de cada alternativa propuesta para el diseño del módulo 4.

Tabla 2.4. Características para alternativas módulo 4.

Alt.	Características	Ventajas	Desventajas
A	Línea de rodillos locos apoyados en columna en cada extremo en forma vertical	- Bajo costo - Fácil montaje - Alta rigidez - Bajo número de rodillos	- Necesita mantenimiento
B	Línea de rodillos locos apoyados en columna en cada extremo en forma horizontal	- Bajo costo - Fácil montaje - Bajo número de rodillos	- Necesita mantenimiento - Baja rigidez
C	Conveyor de rodillos locos apoyados en vigas a los costados	- Fácil montaje - Alta rigidez	- Necesita mantenimiento - Elevado costo - Alto número de rodillos

(Fuente: Propia)

2.5.5. Módulo 5: presionar alma

El módulo 5 debe cumplir la función de presionar el alma contra el patín para mantener la perpendicularidad de las dos placas con el objetivo de evitar desalineación durante el proceso de soldadura. Para lo cual se presentan las alternativas de la Figura 2.7.

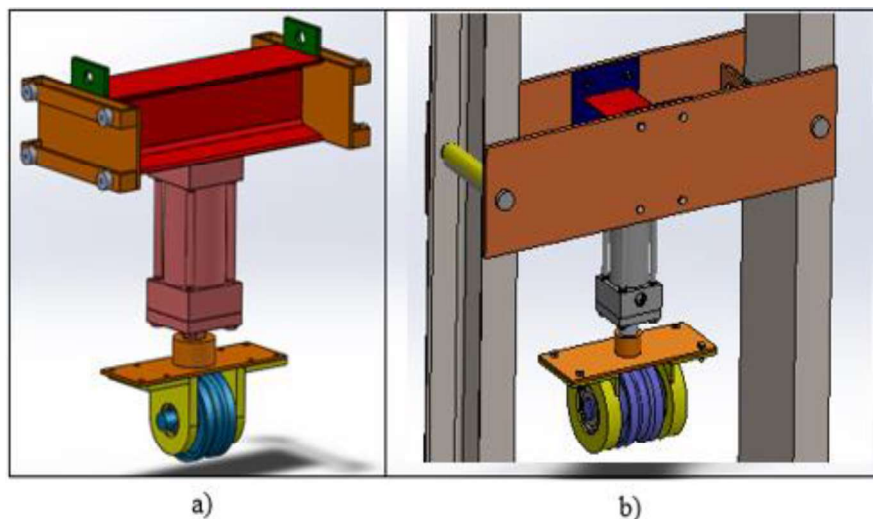


Figura 2.7. a) cilindro con un pasador, b) cilindro con dos pasadores.
(Fuente: Propia)

En la Tabla 2.5 se colocan las características de cada alternativa propuesta para el diseño del módulo 5.

Tabla 2.5. Características para alternativas módulo 5.

Alt.	Características	Ventajas	Desventajas
A	Rodillo impulsado con un cilindro hidráulico y altura regulable con ruedas en los extremos y un pasador	<ul style="list-style-type: none"> - Fácil manejo - Fácil desmontaje - Rápida alineación - Se puede automatizar - Fuerza de salida regulable 	<ul style="list-style-type: none"> - Elevado costo - Adquisición equipos para funcionamiento - Puede presentar desbalance - Difícil montaje
B	Rodillo impulsado con un cilindro hidráulico y altura regulable dos pasadores en los extremos	<ul style="list-style-type: none"> - Fácil manejo - Fácil desmontaje - Rápida alineación - Se puede automatizar - No presenta desbalance - Fácil montaje - Fuerza de salida regulable 	<ul style="list-style-type: none"> - Elevado costo - Adquisición equipos para funcionamiento - Elevado peso para manipulación.

(Fuente: Propia)

2.5.6. Módulo 6: presionador patín

El módulo 6 debe cumplir la función de presionar el patín con el objetivo de evitar deformación plástica durante el proceso de soldadura como se ve en la Figura 2.1. Para lo cual se presentan las alternativas de la Figura 2.8.

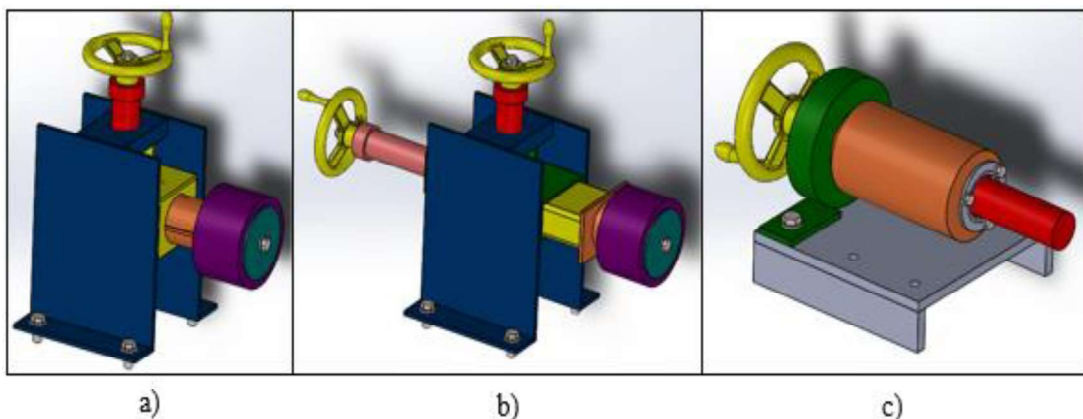


Figura 2.8. a) tornillo de potencia, b) doble tornillo de potencia, c) eje excéntrico.
(Fuente: Propia)

En la Tabla 2.6 se colocan las características de cada alternativa propuesta para el diseño del módulo 6.

Tabla 2.6. Características para alternativas módulo 6.

Alt.	Características	Ventajas	Desventajas
A	Tornillo de potencia regula la altura y eje de guía para regular la longitud	<ul style="list-style-type: none"> - Fácil montaje - Alta rigidez - No necesita sistema de bloqueo 	<ul style="list-style-type: none"> - Velocidad de alineación lenta - Necesita mano de obra
B	Doble tornillo de potencia para regular la altura y la longitud horizontal.	<ul style="list-style-type: none"> - Fácil montaje - Alta rigidez - No necesita sistema de bloqueo 	<ul style="list-style-type: none"> - Velocidad de alineación lenta - Necesita mano de obra
C	Eje excéntrico regula la altura y pernos de sujeción para regular la longitud	<ul style="list-style-type: none"> - Fácil montaje - Alta rigidez - Velocidad de alineación rápida 	<ul style="list-style-type: none"> - Necesita mano de obra - Necesita sistema de bloqueo

(Fuente: Propia)

2.5.7. Módulo 7: soldar patín con alma

El módulo 7 debe cumplir la función de unir el patín con el alma de la viga por medio de un solo cordón de soldadura. Para lo cual se presentan las alternativas de la Tabla 2.7.

Tabla 2.7. Características para alternativas módulo 7.

Alt.	Caract.	Ventajas	Desventajas
A	GMAW	<ul style="list-style-type: none"> - Menor aportación de calor. - Control automático del arco. - Protección del cordón mediante atmósfera de gas. - Altas tasas de aportación. 	<ul style="list-style-type: none"> - Diámetros de electrodo pequeños. - Espesores limitados para soldar en un solo pase. - Equipos costosos.
B	FCAW	<ul style="list-style-type: none"> - Altas tasas de aportación. - Brinda electrodos con auto protección. 	<ul style="list-style-type: none"> - Alto costo en consumibles. - Requiere limpieza. - Genera humo.
C	SAW	<ul style="list-style-type: none"> - Altas tasas de aportación. - Un solo pase altos espesores. - Máximo control del arco y cordón debido al fundente. 	<ul style="list-style-type: none"> - Necesita limpieza - Alta intensidad corriente. - Requiere cuidado en el almacenamiento del fundente

(Fuente: Propia)

2.6. Análisis y evaluación de alternativas

Después del despliegue de alternativas de diseño, corresponde hacer un análisis y evaluación, para lo cual se utiliza el método ordinal corregido de criterios ponderados. El cual se basa en calificar de mayor a menor importancia las características de comparación de las alternativas propuestas [15].

Donde:

1 el criterio de la fila es superior o mejor que el de la columna correspondiente.

0,5 el criterio de la fila es igual que el de la columna correspondiente.

0 el criterio de la fila es inferior o peor que el de la columna correspondiente.

En la Tabla 2.8 se describe los criterios de evaluación desde el de mayor importancia al de menor para cada módulo.

Tabla 2.8. Criterios de evaluación.

MÓDULO	CRITERIOS DE EVALUACIÓN
1. Levantar material	<ul style="list-style-type: none"> - Fácil manejo - Costo - Capacidad de carga - Área de ocupación
2. Alinear patín	<ul style="list-style-type: none"> - Costo - Rigidez - Velocidad de alineación - Mantenimiento
3. Alinear alma	<ul style="list-style-type: none"> - Rigidez - Costo - Velocidad de alineación - Mantenimiento
4. Transportar material	<ul style="list-style-type: none"> - Costo - Rigidez - Mantenimiento - Fácil ensamble
5. Presionar alma	<ul style="list-style-type: none"> - Rigidez - Fácil manejo - Costo - Mantenimiento
6. Presionar patín	<ul style="list-style-type: none"> - Rigidez - Fácil manejo - Costo - Mantenimiento
7. Soldar patín con alma	<ul style="list-style-type: none"> - Capacidad de penetración - Electrodo disponibles - Costo - Velocidad de soldadura

(Fuente: Propia)

2.6.1. Selección de alternativas

En la Tabla 2.9 se puede ver la ponderación asignada para cada criterio de evaluación asignado al módulo 1. Mientras que en las Tablas desde la 2.10 hasta la 2.13 se procede a evaluar cada alternativa propuesta con cada criterio asignado con el método ordinal corregido de criterios ponderados.

Tabla 2.9. Ponderación de criterios módulo 1.

Fácil manejo > Costo > Capacidad de carga > Área de ocupación						
Criterio	Manejo	Costo	Capacidad	Área	$\Sigma+1$	Ponderación
Fácil manejo		1	1	1	4	0,40
Costo	0		1	1	3	0,30
Capacidad carga	0	0		1	2	0,20
Área de ocupación	0	0	0		1	0,10
Suma					10	1

(Fuente: Propia)

Tabla 2.10. Evaluación criterio de fácil manejo.

Alternativa A = Alternativa B > Alternativa C					
Fácil manejo	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa A		0,5	1	2,5	0,42
Alternativa B	0,5		1	2,5	0,42
Alternativa C	0	0		1	0,17
Suma				6	1

(Fuente: Propia)

Tabla 2.11. Evaluación criterio de costo.

Alternativa C > Alternativa B > Alternativa A					
Costo	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa A		0	0	1	0,17
Alternativa B	1		0	2	0,33
Alternativa C	1	1		3	0,50
Suma				6	1,00

(Fuente: Propia)

Tabla 2.12. Evaluación criterio de capacidad de producción.

Alternativa A = Alternativa B > Alternativa C					
Capacidad	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa A		0,5	1	2,5	0,417
Alternativa B	0,5		1	2,5	0,417
Alternativa C	0	0		1	0,167
			Suma	6	1

(Fuente: Propia)

Tabla 2.13. Evaluación criterio de área de ocupación.

Alternativa C = Alternativa B > Alternativa A					
Área	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa A		0	0	1	0,167
Alternativa B	1		0,5	2,5	0,417
Alternativa C	1	0,5		2,5	0,417
			Suma	6	1

(Fuente: Propia)

Finalmente, en la Tabla 2.14 se elige cuál es la mejor alternativa de diseño relacionando la tabla de criterios de evaluación, con cada tabla de criterio. Se selecciona la alternativa B.

Tabla 2.14. Selección de alternativa en módulo 1.

Conclusión	Fácil manejo	Costo	Capacidad	Área	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa A	0,167	0,050	0,083	0,017	1,317	0,329
Alternativa B	0,167	0,100	0,083	0,042	1,392	0,348
Alternativa C	0,067	0,150	0,033	0,042	1,292	0,323
				Suma	4	1

(Fuente: Propia)

Para la selección de alternativas de los siguientes módulos se utiliza el mismo método ordinal corregido de criterios ponderados que se puede ver en el ANEXO 3, y en la Tabla 2.15 se presentan las alternativas seleccionadas para cada módulo.

Tabla 2.15. Selección de alternativas de módulos.

MÓDULO	ALTERNATIVA SELECCIONADA
1. Levantar material	B - Pórtico móvil
2. Alinear patín	B - Tornillo de potencia
3. Alinear alma	C - Tornillo de potencia y tres rodillos
4. Transportar material	A - Rodillos con columna vertical
5. Presionar alma	B - Cilindro y un pasador en cada extremo
6. Presionar patín	B - Doble tornillo de potencia con eje presionador
7. Soldar patín con alma	C – Soldadura SAW

(Fuente: Propia)

2.7. Solución general

Las alternativas seleccionadas para cada módulo del sistema de ensamble de vigas se deben colocar de forma que cumplan el objetivo común. En la Figura 2.9 se puede observar la solución general a través de la unión de las alternativas seleccionadas.

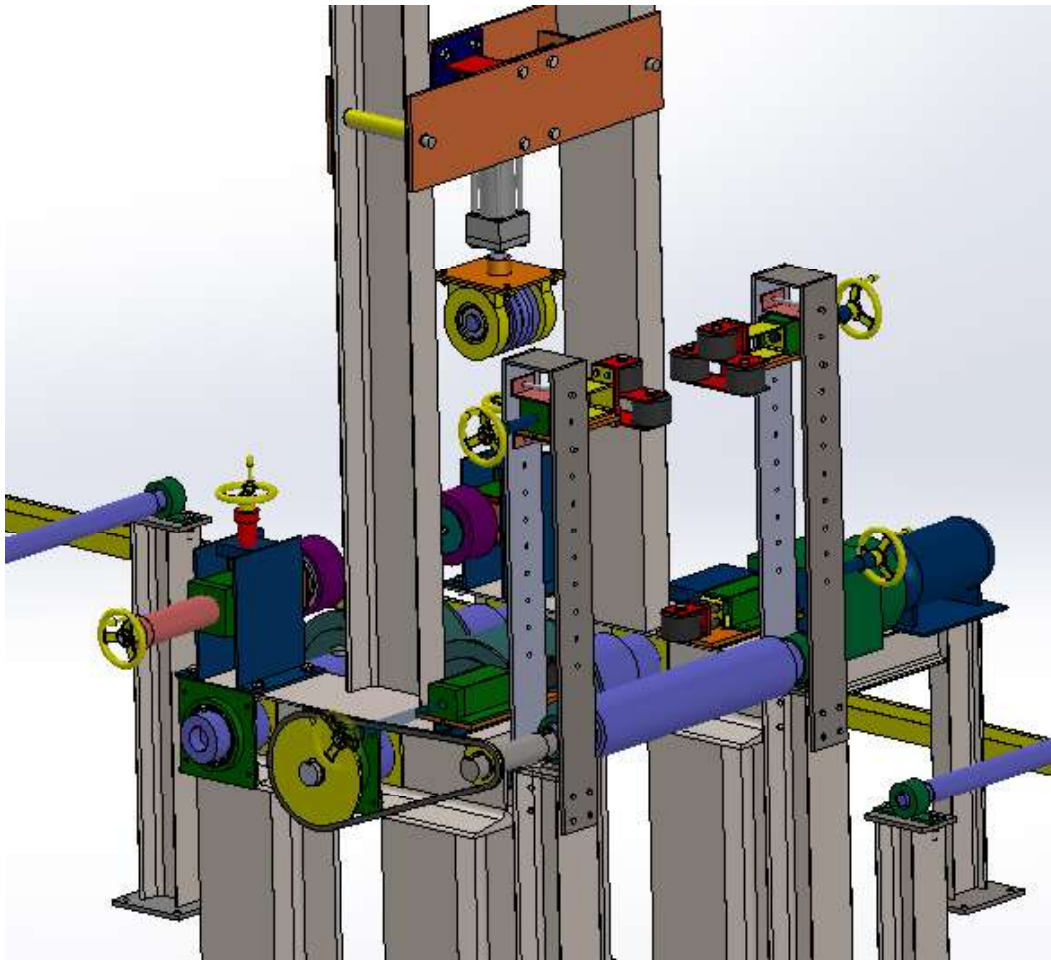


Figura 2.9. Solución general.
(Fuente: Propia)

2.8. Cálculos y diseño de detalle

Los cálculos deben ser realizados previos al diseño de los elementos que componen los módulos para poder determinar las dimensiones necesarias para asegurar un funcionamiento que cumpla los requerimientos del sistema de ensamble.

2.8.1. Pórtico móvil

El pórtico móvil es el encargado de colocar el patín y el alma antes del ensamble y de retirar la viga al final. El escenario de trabajo con mayor carga será cuando se ensamblen vigas de un metro de altura de alma, por lo que primero se procede a calcular el peso de la viga con las dimensiones expuestas en la Tabla 2.16.

Tabla 2.16. Dimensiones de una viga con alma de un de un metro de altura.

Geometría	Expresión	Dimensión (mm)
Largo viga	L_v	12 000
Altura alma	a_a	1 000
Ancho patín	a_p	500
Espesor alma	e_a	18
Espesor patín	e_p	25

(Fuente: Propia)

La masa del patín m_p y la masa del alma m_a se calcula multiplicando la densidad del acero ASTM A36 y ASTM A572 (7850 kg/m^3) por el volumen del elemento, con lo que se obtiene:

$$m_p = 7850 (12 \cdot 0,5 \cdot 0,025) = 1177,5 \text{ kg}$$

$$m_a = 7850 (12 \cdot 1 \cdot 0,018) = 1695,6 \text{ kg}$$

Por lo tanto, el peso de la viga P_v se determina sumando la masa del alma más dos veces la masa del patín multiplicado por la aceleración de la gravedad ($g = 9,8 \text{ m/s}^2$).

$$P_v = 39,696 \approx 40 \text{ kN}$$

2.8.1.1. Viga pórtico

La viga del pórtico trabajara a flexión con dos apoyos fijos en los extremos y carga central como se ve en la Figura 2.10. La fuerza por soportar de cada pórtico es la mitad del peso de la viga.

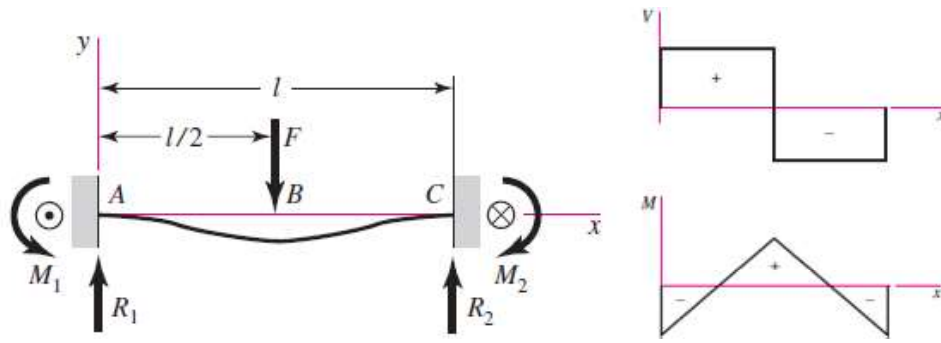


Figura 2.10. Diagrama de carga central y apoyos fijo.

(Fuente: [16])

El valor del momento flector máximo en la viga del pórtico se encuentra en el centro y los extremos, y se calcula mediante la Ecuación 2.1 [16].

$$M_{max} = F \cdot \frac{L}{8} \tag{Ec (2.1)}$$

Donde:

$F = P_v/2$ kN fuerza aplicada sobre un pórtico

$L = 2,7$ m longitud de la viga del pórtico

Posterior, considerando carga estática, se calcula el módulo de resistencia de la sección S_{xx} con la Ecuación 2.2 [16], de esta manera se elige el tamaño adecuado de la viga del pórtico para soportar el esfuerzo causado por el momento flector $M_{max} = 6,75$ kN · m.

$$\frac{S_y}{n} = \frac{M_{max}}{S_{xx}} \tag{Ec (2.2)}$$

Donde:

$S_y = 235$ MPa resistencia a la fluencia, acero ASTM A572

$n = 4$ factor de seguridad

Se asume un factor de seguridad igual a cuatro, ya que en caso de falla del pórtico se puede tener accidentes perjudiciales para la salud de los trabajadores. Por lo tanto, se obtiene $S_{xx} = 114$ cm³. Se selecciona una sección HEB 120 con un módulo de resistencia de 144 cm³ cómo se indica en el ANEXO 4.

Para el caso de fatiga en la viga del pórtico, el esfuerzo máximo será el correspondiente al peso de la mayor viga ensamblada, con un esfuerzo mínimo igual a cero, Figura 2.11.

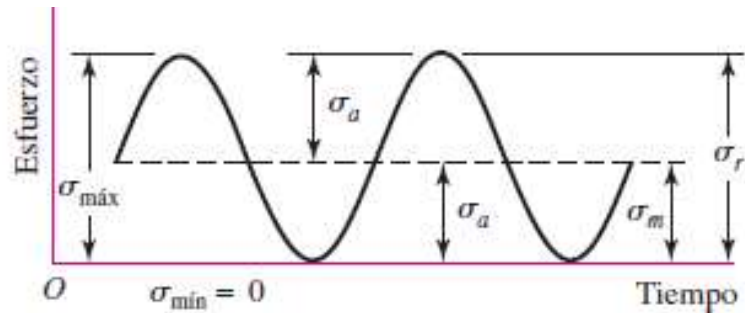


Figura 2.11. Esfuerzo vs Tiempo sobre la viga del pórtico.
(Fuente: [16])

Debido al esfuerzo variable con respecto al tiempo es necesario verificar si la sección va a soportar fatiga. El criterio de falla ASME-elíptica nos permite calcular el factor de seguridad a fatiga n con la Ecuación 2.3.

$$\frac{1}{n^2} = \left(\frac{\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_m}{S_y}\right)^2 \quad \text{Ec (2.3)}$$

Donde:

σ_a esfuerzo amplitud

σ_m esfuerzo medio

S_e resistencia a fatiga corregida del componente

Por lo tanto, el esfuerzo máximo en la sección de la viga del pórtico seleccionada es $\sigma_{max} = 46,88$ MPa. Los esfuerzo medio y amplitud son iguales a la mitad del esfuerzo máximo de la viga del pórtico $\sigma_m = \sigma_a = 23,44$ MPa.

La resistencia a fatiga corregida para componentes de acero se estima a partir de la resistencia última a la tracción (acero ASTM A572, $S_{ut} = 400$ Mpa), mediante la Ecuación 2.4 de Joseph Marin [16].

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot 0,5 \cdot S_{ut} \quad \text{Ec (2.4)}$$

Donde:

k_a factor de modificación de condición superficial

k_b factor de modificación del tamaño

k_c factor de modificación de carga

k_d factor de modificación de temperatura

k_e factor de confiabilidad

k_f factor de modificación de efectos varios

El factor de modificación de condición superficial depende del tipo de fabricación de los elementos y se calcula mediante la Ecuación 2.5.

$$k_a = a \cdot S_{ut}^b \quad \text{Ec (2.5)}$$

Los valores de a y b se toman de la Tabla 6-2 de la referencia [16], para el acabado superficial de laminado en caliente se tiene 57,7 y $-0,718$ respectivamente. Por lo tanto, $k_a = 0,781$.

El factor de modificación del tamaño considera el tipo de carga a la cual va a trabajar el elemento, siendo igual a uno para cargas axiales y para cargas de flexión y torsión se calcula mediante la Ecuación 2.6 [16].

$$k_b = \begin{cases} 1,24 \cdot d^{-0,107} & 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51 \cdot d^{-0,157} & 51 \leq d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad \text{Ec (2.6)}$$

El valor del diámetro para perfiles estructuras HEB se calcula a partir de un diámetro equivalente d_e mediante la Ecuación 2.7 [16], este parámetro es utilizado debido a que la viga es una sección cuadrangular.

$$d_e = 0,808 \sqrt{ab} \quad \text{Ec (2.7)}$$

Donde:

$a = b = 120 \text{ mm}$ altura y ancho de la sección HEB

Por lo tanto, se tiene $d_e = 93,96 \text{ mm}$ y $k_b = 0,739$.

El valor del factor k_c esta relacionado por el tipo de carga que soporta el elemento y es igual a uno para el caso de flexión.

El factor de k_e depende de criterios de diseño, que en casos de falla donde afecte la integridad de los trabajadores se define una confiabilidad del 99%, dando un valor de 0,814 (Tabla 6-5, referencia [16]).

A partir de estos factores de modificación, se obtiene el límite de resistencia a fatiga.

$$S_e = 0,781 \cdot 0,749 \cdot 1 \cdot 0,814 \cdot 0,5 \cdot 400 = 95,24 \text{ MPa}$$

Finalmente, el factor de seguridad a fatiga de la viga HEB 120 es $n = 3,75$.

2.8.1.2. Columnas pórtico

Las columnas del pórtico móvil se van a diseñar con la misma sección HEB 120 de la viga y van a soportar cargas de compresión excéntrica, como se ve en la Figura 2.12.

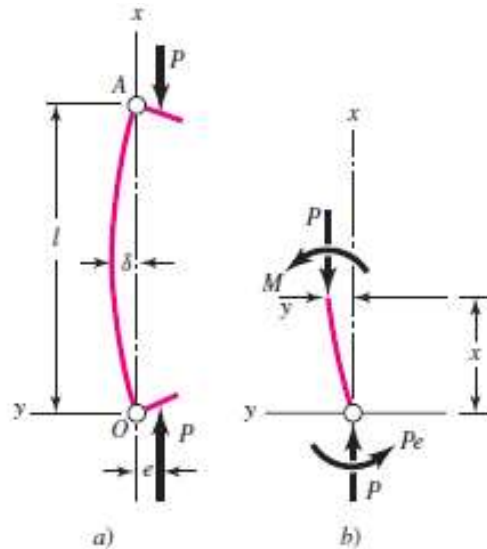


Figura 2.12. Diagrama de columnas con carga excéntrica.
(Fuente: [16])

El mayor esfuerzo de compresión σ_c se produce cuando se carga la viga ensamblada en la mitad del pórtico, y se calcula mediante la Ecuación 2.8 [16].

$$\sigma_c = \frac{P_v/4}{A} \cdot \left[1 + \frac{e \cdot c}{k^2} \cdot \text{sec} \left(\frac{l}{2 \cdot k} \cdot \sqrt{\frac{P_v/4}{E \cdot A}} \right) \right] \quad \text{Ec (2.8)}$$

Donde:

- $A = 34 \text{ cm}^2$ área de la sección de columna
- $e = 140 \text{ cm}$ excentricidad de la carga soportada
- $c = 6 \text{ cm}$ distancia del centro al extremo de la columna
- $k = \sqrt{I/A}$ radio de giro de la columna
- $I = 864 \text{ cm}^4$ inercia de la sección de la columna
- $l = 400 \text{ cm}$ longitud de la columna
- $E = 200 \text{ GPa}$ módulo de elasticidad de la columna

El radio de giro de la columna es igual a $k = 5,04$ cm. Y el esfuerzo de compresión de la columna del pórtico es $\sigma_c = 100,2$ MPa.

Debido al esfuerzo variable con respecto al tiempo se tiene que el esfuerzo de compresión calculado es igual al esfuerzo máximo, por lo tanto, se tiene que $\sigma_m = \sigma_a = 50,1$ MPa.

De la misma manera que se analizó anteriormente, se determina la resistencia a fatiga de la columna del pórtico con variación en los factores de modificación k_b y k_c debido al tipo de carga axial.

- Factor de modificación de tamaño: $k_b = 1$
- Factor de modificación de carga: $k_c = 0,85$

Por lo tanto, se tiene $S_e = 127,3$ MPa y el factor de seguridad a fatiga es $n = 2,23$.

2.8.1.3. Selección de elementos

Puesto que el peso total de la viga armada es de 40 kN y el movimiento de cada pórtico será a través de cuatro ruedas, se determina una carga de 5 kN por rueda. Por lo que se escoge ruedas KPF5 125 HFB5 con capacidad de carga de 6 kN, como se muestra en el ANEXO 5 [17].

El levantamiento de las vigas se realizará con un polipasto manual de cadena en cada pórtico, los cuales deben soportar una carga de 20 kN. Por lo tanto, se selecciona el elemento elephant super 100, modelo S300/3100, los cuales tienen una capacidad de carga de 31 kN como se muestra en el ANEXO 6 [18].

Por último, el movimiento lateral de las vigas ensambladas se decide sean a través de un carro de traslación en cada pórtico, y se selecciona el elemento SELECT 30P, modelo S30P-3.0, los cuales tienen una capacidad de carga de 30 kN como se muestra en el ANEXO 6 [18].

2.8.2. Fijador de patín

Este elemento actúa directamente sobre el patín de la viga, debe centrar y evitar el deslizamiento sobre la mesa. Para este análisis se tomará en cuenta la fuerza que ejerce el patín de mayor dimensión que se ensamblará en la máquina, como se ve en el diagrama de cuerpo libre en la Figura 2.13.

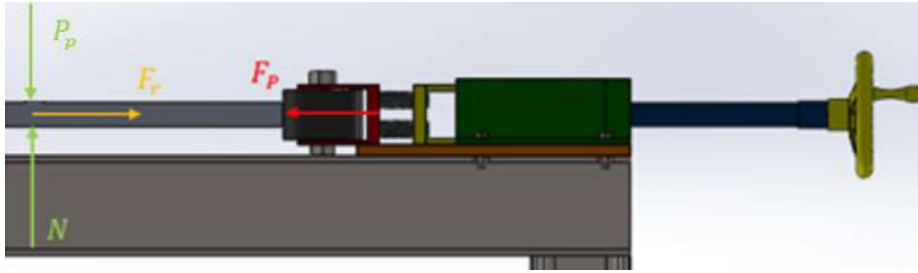


Figura 2.13. Diagrama de fuerzas fijador de patín.
(Fuente: Propia)

Para asegurar la alineación correcta del patín se va a colocar un fijador en cada extremo y tres intermedios equidistantes, por lo que se tendrá un total de cinco fijadores. El caso crítico se va a presentar cuando un fijador deba alinear todo el peso del patín P_p de la viga de mayor dimensión. A continuación, se procede a calcular la fuerza que actúa sobre el fijador de patín.

$$\sum F_x = 0 \quad \therefore F_p = F_r$$

$$\sum F_y = 0 \quad \therefore N = P_p$$

Donde:

$F_r = f * N$ fuerza de fricción patín - rodillos de transporte

$f = 0,17$ coeficiente de fricción entre acero-acero [16]

N normal sobre rodillo de transporte

$$F_p = (m_p \cdot g) \cdot f = 1177,5 \cdot 9,8 \cdot 0,17 \quad \therefore F_p = 1,96 \text{ kN}$$

El rodillo presionador debe soportar esta fuerza, por lo tanto, se selecciona una rueda de acero mecanizado 080 AMB6 (diámetro de rueda 80 mm, diámetro de agujero 20 mm y espesor 50 mm) con capacidad de carga de 10 kN debido a disponibilidad en el mercado nacional como se indica ANEXO 5.

2.8.2.1. Tornillo de potencia fijador patín

El tornillo de potencia debe cumplir la función de sostener el rodillo presionando el patín de la viga y debe soportar la fuerza calculada anteriormente, para esto se propone el diseño de rosca tipo ACME como se ve en la Figura 2.14.

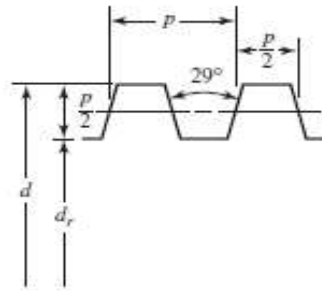


Figura 2.14. Esquema rosca ACME.
(Fuente: [16])

El diámetro nominal del tornillo de potencia a diseñar es de $d = 25$ mm y el paso es de $p = 5$ mm (Tabla 8-3 de la referencia [16]). La carrera del fijador es de 400 mm, tendría que dar 80 vueltas para cumplir dicha longitud, por lo que se propone realizar dos entradas de rosca a 180° con un avance de $l = 10$ mm y disminuir las vueltas a la mitad. Los valores necesarios para calcular el torque se ven en la Tabla 2.17.

Tabla 2.17. Dimensiones tornillo de potencia fijador patín.

Dimensión	Expresión	Valor (mm)
Diámetro nominal	d	25
Paso	p	5
Avance	l	10
Angulo de rosca	α	29°
Diámetro medio	dm	22,5
Diámetro menor	dr	20
Diámetro collarín	dc	30

(Fuente: Propia)

El torque que se genera sobre el tornillo de potencia T es igual al torque que soportan los dientes de la rosca debido a la carga aplicada T_R más la del collarín T_C .

El par de torsión de la carga toma en cuenta la fuerza de la carga y la de fricción que debe vencer el elemento y se calcula mediante la Ecuación 2.9 [16].

$$T_R = \frac{F_p \cdot d_m}{2} \cdot \left(\frac{l + \pi \cdot f \cdot d_m \cdot \sec(\alpha)}{\pi \cdot d_m - f \cdot l \cdot \sec(\alpha)} \right) \quad \text{Ec (2.9)}$$

El par de torsión necesario para soportar la carga que se genera en el collarín ubicado entre los elementos giratorio y estacionario se calculan con la Ecuación 2.10 [16].

$$T_C = \frac{F_p \cdot f_c \cdot d_c}{2} \quad \text{Ec (2.10)}$$

Donde:

$f_c = 0,17$ coeficiente de fricción del collarín [16]

Se determina los pares de torsión son iguales a $T_R = 7,6 \text{ N} \cdot \text{m}$ y $T_C = 5 \text{ N} \cdot \text{m}$. Por lo tanto, $T = 12,6 \text{ N} \cdot \text{m}$.

Los esfuerzos resultantes sobre el tornillo de potencia se muestran en la Figura 2.15.

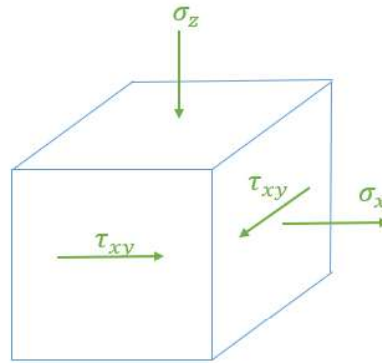


Figura 2.15. Esfuerzos resultantes sobre tornillo de potencia.
(Fuente: Propia)

El esfuerzo flexionante en la raíz de la rosca se calcula mediante la Ecuación 2.11 [16].

$$\sigma_x = \frac{6 \cdot F}{\pi \cdot d_r \cdot n_t \cdot p} \quad \text{Ec (2.11)}$$

Donde:

$F = 0,38 \cdot F_p$ fuerza que soporta el primer diente en contacto

$n_t = 1$ número de roscas en contacto

El esfuerzo axial normal nominal se calcula mediante la Ecuación 2.12 [16].

$$\sigma_z = -\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_r^2} \quad \text{Ec (2.12)}$$

El esfuerzo cortante del tornillo de potencia se calcula mediante la Ecuación 2.13 [16].

$$\tau_{yz} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d_r^3} \quad \text{Ec (2.13)}$$

Por lo tanto, los esfuerzos resultantes sobre el tornillo de potencia son iguales a $\sigma_x = 14,22 \text{ MPa}$, $\sigma_z = -6,24 \text{ MPa}$, $\sigma_y = 0$ y $\tau_{yz} = 8,02 \text{ MPa}$ respectivamente.

Con todos los esfuerzos actuantes sobre el tornillo de potencia se debe calcular el esfuerzo de Von Mises resultante con ayuda de la Ecuación 2.14 [16].

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \right]^{1/2} \text{ Ec (2.14)}$$

$$\sigma' = 22,87 \text{ MPa}$$

Con lo que podemos obtener el factor de seguridad del tornillo de potencia al dividir el esfuerzo de fluencia del acero ASTM AISI 1018 ($S_y = 370 \text{ MPa}$) sobre el esfuerzo de Von Mises, con lo que se obtiene $n = 16,18$.

Por último, se debe asegurar que el tornillo de potencia sea autobloqueante cumpliendo la siguiente condición de diseño [16]:

$$\pi \cdot f \cdot d_m > l \text{ Ec (2.15)}$$

Se obtiene un valor de 12,02 mayor al avance del tornillo de potencia por lo que cumple la condición de autobloqueo.

2.8.2.2. Sección soporte rodillo

En la Figura 2.16 se muestra la distribución de cargas que se ejercen sobre el soporte del rodillo. Este elemento se encuentra a compresión por medio de un pasador que va a través de un agujero pasante y se procede a calcular el espesor necesario.

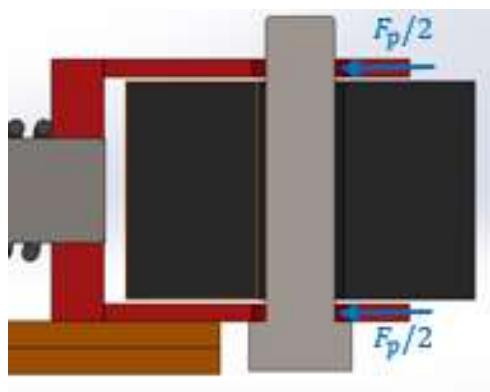


Figura 2.16. Distribución de carga en soporte rodillo.
(Fuente: Propia)

Este elemento se encuentra sometido a cargas de compresión, para un ancho de placa $b = 60 \text{ mm}$, el espesor necesario t se calcula mediante la Ecuación 2.16 [16].

$$\sigma_{max} = \frac{F}{A_p} \text{ Ec (2.16)}$$

Donde:

$$F = F_p/2 \quad \text{carga aplicada}$$

$$A_p = b \cdot t \quad \text{área de placa perpendicular a la carga}$$

Se decide fabricar el soporte del rodillo con acero ASTM A36 ($S_y = 235$ MPa) y asumiendo un factor de seguridad igual a dos, se despeja el espesor y se tiene $t = 0,14$ mm; pero para evitar pandeo debido a efectos del calor generados por el proceso de soldadura en la fabricación del elemento se escoge un espesor de 4 mm.

2.8.2.3. Selección de resortes

Para el diseño se decide colocar amortiguamiento con resortes debido a que el patín puede tener irregularidades a lo largo de su geometría y así permita el deslizamiento del rodillo sin trabar el avance.

Se decide utilizar cuatro resortes helicoidales de alambre de piano (ASTM A228, $S_y = 1586$ MPa [19]) que tengan un diámetro nominal $D = 15$ mm, para determinar el diámetro de alambre d mediante el esfuerzo máximo de corte con la Ecuación 2.17 [16].

$$\tau_{max} = K_s \frac{8 \cdot F \cdot D}{\pi \cdot d^3} = 0,577 \cdot \frac{S_y}{n} \quad \text{Ec (2.17)}$$

Donde:

$$K_s = \frac{2 \cdot C + 1}{2 \cdot C} \quad \text{factor de corrección del esfuerzo cortante}$$

$$C = D/d = 3 \quad \text{índice del resorte (asumido)}$$

Despejando el diámetro de alambre y asumiendo factor de seguridad de dos se tiene $d = 3,62$ mm. Por lo tanto, se selecciona 4 resortes LC 150HK 04 (constante elástica $k = 176,4$ kN/m, diámetro nominal $D = 13,7$ mm, diámetro de alambre $d = 3,76$ mm, capacidad de carga 1,28 kN, longitud natural del resorte $L_o = 38,1$ mm, contracción del resorte $\Delta L = 9,02$ mm) como se puede ver en el ANEXO 7 [20].

Además, hay que asegurar la estabilidad del resorte por efecto de la fuerza de compresión, por lo que debe cumplir la siguiente condición de longitud natural L_o [16]:

$$L_o < \frac{\pi \cdot D}{\alpha} \left[\frac{2 \cdot (E - G)}{2 \cdot G + E} \right]^{1/2} \quad \text{Ec (2.18)}$$

Donde:

$\alpha = 0,5$ constante de condición de extremo (apoyo en superficies planas paralelas)

$E = 200 \text{ GPa}$ módulo de elasticidad del material del resorte

$E = 81,7 \text{ GPa}$ módulo de rigidez del material del resorte

Por lo tanto, se obtiene $38,1 < 69,47$ con lo que se asegura la estabilidad de los resortes.

La longitud contraída debido a la carga aplicada se calcula mediante la Ecuación 2.19 [16].

$$F_e = k \cdot x \quad \text{Ec (2.19)}$$

Donde:

$F_e = F_p/4$ fuerza ejercida en el resorte

x longitud contraída debido a la carga

Finalmente, la contracción debió a la fuerza ejercida por el patín es $x = 2,78 \text{ mm}$, y se asegura el funcionamiento de los resortes.

2.8.2.4. Pernos para fijador patín

El fijador del patín se va a ensamblar por medio de cuatro pernos ($N = 4$, ASTM A307, $S_p = 225 \text{ MPa}$) a una placa de la estructura, los cuales van a soportar la fuerza que ejerce el fijador del patín en forma de corte y se determinará el diámetro de raíz d_r necesario de los pernos con la Ecuación 2.20 [16].

$$\tau_{max} = \frac{F_p}{N \cdot \pi \cdot d_r^2 / 4} \quad \text{Ec (2.20)}$$

Donde:

$\tau_{max} = 0,577 \cdot S_p / n_d$ esfuerzo de corte máximo admisible

$n_d = 3$ factor de diseño de los pernos

$$d_r^2 = \frac{F_p \cdot n_d}{\pi \cdot 0,577 \cdot S_p} \therefore d_r = 3,8 \text{ mm}$$

Se decide utilizar pernos M6 para la sujeción del fijador del patín, los cuales tienen $4,8 \text{ mm}$ de diámetro de raíz [16].

2.8.3. Fijador alma

Este elemento actúa sobre el alma de la viga y debe centrarla sobre la máquina, para asegurar la alineación correcta se van a colocar dos fijadores en cada extremo (superior e inferior) y tres intermedios de forma equidistante (centrado), como se ve el diagrama de cuerpo libre en la Figura 2.17.

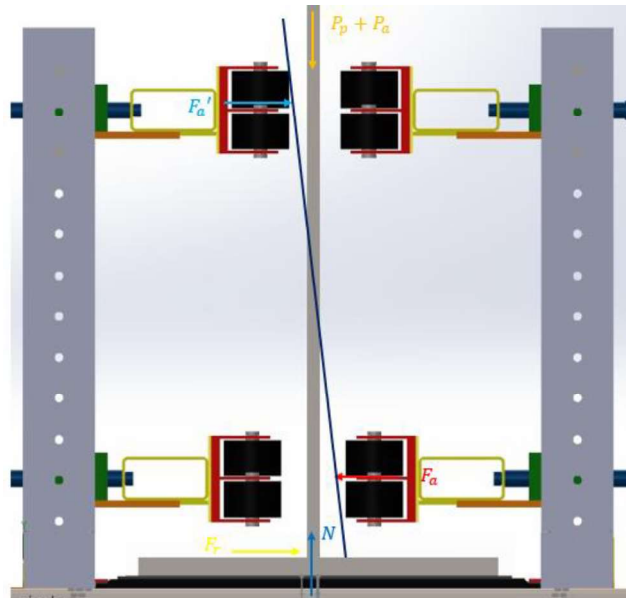


Figura 2.17. Diagrama de fuerzas fijador alma.
(Fuente: Propia)

El caso crítico se va a presentar cuando exista inclinación del alma la cual se apoye en dos de los cuatro puntos posibles, de esta manera un fijador debe alinear todo el peso del alma P_a y el peso de un patín P_p de la viga de mayor dimensión a ensamblar; para calcular la fuerza que actúa sobre el fijador del alma inferior F_a es necesario realizar sumatoria de fuerza en los ejes x y y , además de sumatoria de momentos en el punto inferior, con lo que se tiene:

$$\sum F_x = 0 \quad \therefore F_a = F_r + F_a'$$

$$\sum F_y = 0 \quad \therefore N = P_p + P_a$$

$$\sum M_1 = 0 \quad \therefore F_a \cdot d_1 = F_a' \cdot d_2$$

Donde:

$d_1 = 210 \text{ mm}$ distancia desde apoyo inferior al patín

$d_2 = 670 \text{ mm}$ distancia desde apoyo superior al patín

F_a' fuerza necesaria del apoyo superior

Por lo tanto, se tiene que la normal es $N = 28,7$ kN, y para un coeficiente de rozamiento igual a 0,17 se tiene que la fuerza del fijador superior e inferior son:

$$F'_a = 2,2 \text{ kN} \quad \wedge \quad F_a = 7 \text{ kN}$$

Finalmente, al igual que el rodillo presionador del fijador del patín se decide seleccionar tres ruedas de acero mecanizado 080 AMB6 (diámetro de rueda 80 mm, diámetro de agujero 20 mm y espesor 50 mm) con capacidad de carga de 10 kN.

2.8.3.1. Tornillo de potencia fijador alma

El diseño del tornillo de potencia del fijador del alma se propone sea el mismo realizado para el fijador del patín con las dimensiones expuestas en la Tabla 2.17. Para lo cual el par de torsión de la carga y el par de torsión en el collarín se determinan mediante las Ecuaciones 2.9 y 2.10 respectivamente, obteniendo:

$$T_R = 27,2 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \wedge \quad T_C = 17,8 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \therefore \quad T = 45 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Los esfuerzos resultantes que se generan sobre el cuerpo del tornillo de potencia de igual forma se determinan con las Ecuaciones 2.11, 2.12 y 2.13 respectivamente, con lo que se tiene:

- Esfuerzo flexionante en la raíz de la rosca: $\sigma_x = 50,8$ MPa.
- Esfuerzo axial normal nominal: $\sigma_z = -22,28$ MPa.
- Esfuerzo cortante en el plano YZ del tornillo de potencia: $\tau_{yz} = 28,61$ MPa.

Con los esfuerzos resultantes, procedemos a calcular el esfuerzo de Von Mises con la Ecuación 2.14, siendo igual a $\sigma' = 81,7$ MPa. Por lo tanto, el factor de seguridad del tornillo de potencia del fijador del alma para el acero ASTM AISI 1018 es $n = 4,5$.

En este caso también se asegura la condición de autobloqueo del tornillo de potencia calculado en la sección anterior.

2.8.3.2. Sección soporte rodillo

Este elemento se calcula de manera similar que el fijador del patín con carga de compresión, para el mismo ancho de placa $b = 60$ mm, material acero ASTM A36 ($S_y = 235$ MPa) y asumiendo un factor de seguridad igual a dos el espesor necesario se calcula mediante la Ecuación 2.16, y es igual a $t = 0,5$ mm; pero para evitar pandeo debido a

efectos del calor generados por el proceso de soldadura en la fabricación del elemento se escoge un espesor de 4 mm.

2.8.3.3. Diámetro de pasador del fijador de alma

La altura del fijador del alma se va a regular por medio de dos pasadores en cada lado, estos elementos van a soportar una carga de corte puro V debido a la fuerza F_a y a la sujeción por medio de dos placas que efectúan el efecto de corte, como se observa en la Figura 2.18.

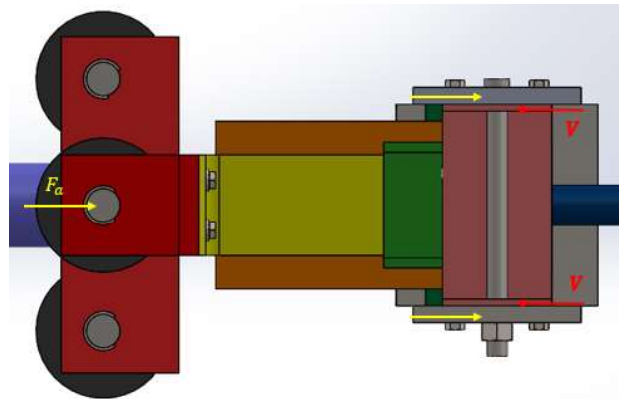


Figura 2.18. Diagrama de fuerzas en pasador (vista superior).
(Fuente: Propia)

El esfuerzo de corte resultante τ_{xy} se determina mediante la Ecuación 2.21 [16].

$$\tau_{xy} = \frac{V}{A} = 0,577 \cdot \frac{S_y}{n} \quad \text{Ec (2.21)}$$

Donde:

$V = F_a/4$ carga de corte puro

$A = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$ área sección de pasador

Asumiendo un factor de seguridad de tres, material acero ASTM A36, se despeja el diámetro del pasador, con lo que se obtiene:

$$d^2 = \frac{F_a \cdot n}{\pi \cdot 0,577 \cdot S_y} = \frac{7 \cdot 3}{\pi \cdot 0,577 \cdot 235 \cdot 10^3} \therefore d_{min} = 7,02 \text{ mm}$$

El diámetro del pasador se escoge sea de sea de 10 mm por disponibilidad en el mercado.

2.8.3.4. Placa de sujeción fijador alma

Esta placa tiene la función de sostener el fijador del alma y se va a sostener mediante cuatro pernos en la parte baja, por lo que la fuerza actúa como carga puntual y apoyo fijo en el extremo como se indica en la Figura 2.19.



Figura 2.19. Diagrama de fuerzas placa de sujeción (rotado 270°).
(Fuente: Propia)

El máximo esfuerzo de flexión σ_{max} se genera en los agujeros de los pernos de sujeción de la placa debido al momento M_{max} efectuado por la mitad de la fuerza del fijador F_a multiplicado por la distancia de aplicación d_1 . Y se calcula mediante la Ecuación 2.22.

$$\sigma_{max} = K_t \cdot \frac{M_{max} \cdot c}{I} \quad \text{Ec (2.22)}$$

Donde:

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} \quad \text{inercia de una sección rectangular}$$

$$h = 2 \cdot c \quad \text{ancho de la placa}$$

Las dimensiones de las cuales partirán los cálculos para determinar el factor de concentración de esfuerzos según la Figura A15-12 de la referencia [16] son los siguientes:

$$d = 12 \text{ mm} \quad \text{diámetro del agujero}$$

$$h' = 110 \text{ mm} \quad \text{ancho de la placa (asumido)}$$

$$t = 10 \text{ mm} \quad \text{espesor de la placa}$$

Se encuentra un factor de concentración de esfuerzos $K_t = 2,3$. Asumiendo un factor de seguridad de dos para acero ASTM A36 el ancho de placa se tiene:

$$h^2 = \frac{3 \cdot K_t \cdot F_a \cdot d_1 \cdot n}{b \cdot S_y} = \frac{3 \cdot 2,3 \cdot 7 \cdot 210 \cdot 2}{10 \cdot 235 \cdot 10^3} \quad \therefore h_{min} = 93 \text{ mm}$$

La placa de sujeción del fijador se decide diseñar de 10 mm de espesor y 100 mm de ancho.

2.8.3.5. Pernos para sujeción del fijador del alma

Para la sujeción del fijador del alma se utilizarán cuatro pernos como se mencionó y van a soportar cargas de corte debido a la fuerza del fijador, como se ve en la Figura 2.20.

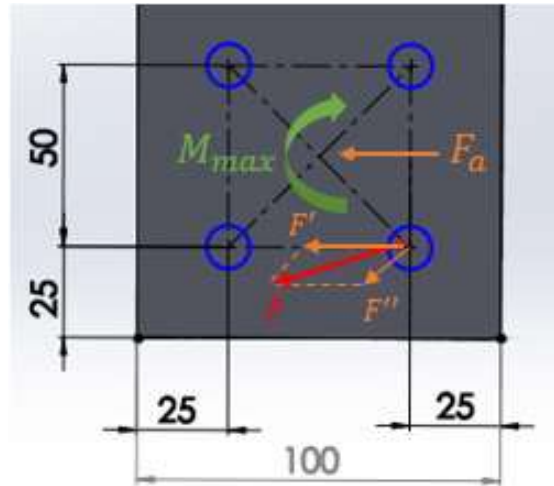


Figura 2.20. Diagrama de cargas pernos de sujeción.
(Fuente: Propia)

El corte primario F' que deben soportar los pernos es igual a la fuerza ejercida por el fijador del alma F_a dividido para el número de pernos $N = 8$. Mientras que la carga de corte debido al momento flector, o corte secundario F'' es igual al momento multiplicado por el radio de giro.

$$F' = \frac{F_a}{8} = \frac{7}{8} \quad \therefore \quad F' = 875 \text{ N}$$

$$F'' = M_{max} \cdot r = 7 \cdot 210 \cdot \sqrt{25^2 + 25^2} \quad \therefore \quad F'' = 52 \text{ N}$$

La fuerza de corte F resultante se calcula mediante la ecuación trigonométrica de la ley de cosenos.

$$F^2 = F'^2 + F''^2 - 2 \cdot F' \cdot F'' \cdot \cos(135) \quad \therefore \quad F = 912,5 \text{ N}$$

Asumiendo un factor de seguridad contra falla por corte de dos, pernos de acero ASTM A307 ($S_p = 225 \text{ MPa}$) se despeja el diámetro de los pernos de la Ecuación 2.19.

$$d_r^2 = \frac{4 \cdot 647,9 \cdot 2}{\pi \cdot 0,577 \cdot 225 \cdot 10^6} \quad \therefore \quad d_r = 3,56 \text{ mm}$$

Se decide utilizar pernos M6 para la sujeción del fijador del patín, los cuales tienen 4,2 mm de diámetro de raíz [16].

2.8.4. Rodillos de transporte

Las vigas a ensamblar se van a transportar por medio de siete rodillos de rotación libre de acero AISI 1018 ($S_{ut} = 440 \text{ MPa}$ y $S_y = 370 \text{ MPa}$) a lo largo del sistema de ensamble y principalmente van a soportar el peso de la viga como se muestra en la Figura 2.21.

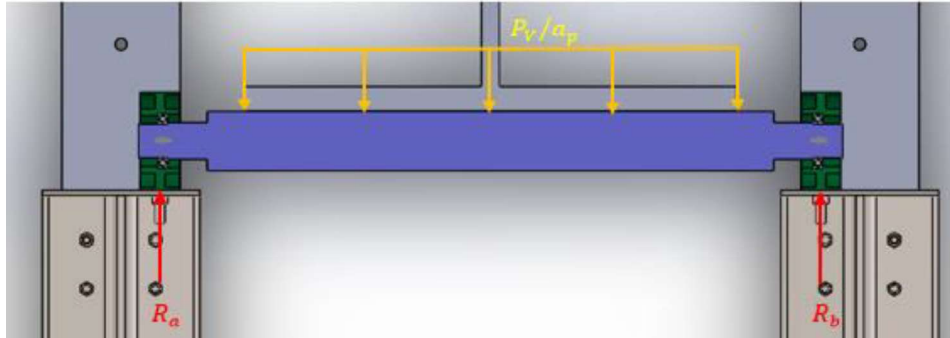


Figura 2.21. Diagrama de cargas rodillo de transporte.
(Fuente: Propia)

El diagrama de fuerza cortante y momento flector que se generan debido al peso de la viga se muestra en la Figura 2.22.

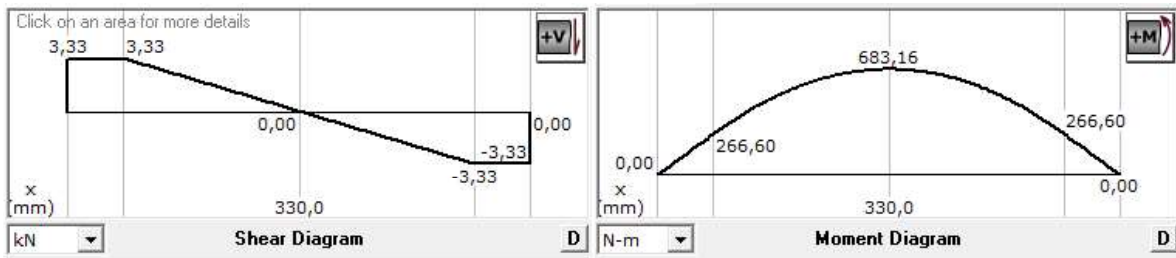


Figura 2.22. Diagrama fuerza cortante y momento flector rodillo de transporte.
(Fuente: Propia)

Debido a que los rodillos van a trabajar con cargas variables en el tiempo por la rotación, se tiene que el esfuerzo máximo y amplitud son iguales, mientras el esfuerzo medio es cero.

Los coeficientes de Marín necesarios para el cálculo del límite de resistencia a fatiga son $k_a = 0,92$ (maquinado), $k_b = 0,8$ (asumido), $k_c = 1$ (carga de flexión) y $k_e = 0,814$ (confiabilidad de 99%).

Por lo tanto, la resistencia a la fatiga de los rodillos de transporte es $S_e = 131,8 \text{ MPa}$. Asumiendo factor de seguridad a fatiga de dos, el diámetro mínimo permisible se calcula reemplazando el esfuerzo máximo de la Ecuación 2.22 en la Ecuación 2.3 y se tiene:

$$d^3 = \frac{32 \cdot M_{max} \cdot n}{\pi \cdot S_e} \therefore d_{min} = 47,27 \text{ mm}$$

Se decide diseñar los rodillos con un diámetro de 50 mm cada uno, por disponibilidad de ejes en el mercado nacional.

2.8.4.1. Rodamientos para rodillos de transporte

Para el diseño se decide colocar un rodamiento de bolas en cada extremo del eje debido a que estos rodamientos van a soportar cargas radiales como se observa en la Figura 2.21. Estos elementos van a trabajar con cargas variables en el tiempo por lo que es necesario calcular la capacidad de carga dinámica C mediante la Ecuación 2.23 [21].

$$L_{10} = a_1 \cdot a_{ask} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad \text{Ec (2.23)}$$

Donde:

L_{10} (millón rev)	vida nominal básica del rodamiento
$a_1 = 0,25$	factor de ajuste de vida útil para confiabilidad del 99%
$a_{ask} = 0,5$	factor de ajuste de vida útil rodamientos SKF (asumido)
$P = P_v/12 = 3,33 \text{ kN}$	carga sobre el rodamiento
$p = 3$	constante de rodamientos de bolas

Es necesario que los rodillos de transporte giren a una velocidad de 2,56 RPM, asumiendo que se va a operar durante 15 000 horas (para revoluciones bajas), se tiene $L_{10} = 2,3$ millón de revoluciones. Por lo tanto, la capacidad de carga dinámica necesaria de los rodamientos es $C = 8,71 \text{ kN}$.

Se selecciona dos rodamientos de bolas SKF *6005 con diámetro externo $D = 47 \text{ mm}$, diámetro interno $d = 25 \text{ mm}$, espesor $B = 12 \text{ mm}$ y capacidad de carga dinámica de 11,9 kN como se ve en el ANEXO 7 [21].

2.8.4.2. Pernos de sujeción rodillo de transporte

Los soportes de los rodamientos de los rodillos de transporte se van a ensamblar por medio de dos pernos en cada extremo (ASTM A307, $S_p = 225 \text{ MPa}$) a una placa soldada sobre la columna. Los pernos van a soportar la fuerza que ejerce el fijador del patín F_p y la del

fijador del alma F_a en forma de corte una independiente de la otra; por lo que se debe determinar el diámetro de raíz d_r necesario de los pernos con la carga mayor $F_a = 7$ kN mediante la Ecuación 2.20.

Asumiendo el factor de apriete de los pernos de dos se tiene que $d_r = 8,39$ mm. Por lo tanto, se decide utilizar pernos M10 para la sujeción del fijador del patín, los cuales tienen 8,5 mm de diámetro de raíz [16].

2.8.4.3. Columnas de rodillos de transporte y fijador alma

Se decide diseñar la estructura que sostenga los rodillos de transporte y los fijadores del alma con dos columnas HEB en los extremos, estos elementos van a soportar las cargas de flexión producida por el fijador del alma $F_a = 7$ kN (empotrado en un extremo y carga puntual en el otro) y carga de compresión excéntrica por el peso de la viga $P_v/6 = 6,6$ kN en los rodillos como se ve en la Figura 2.23. La carga de flexión debido a la fuerza del fijador del patín no se considera en el cálculo debido a que es menor que la del fijador del alma.

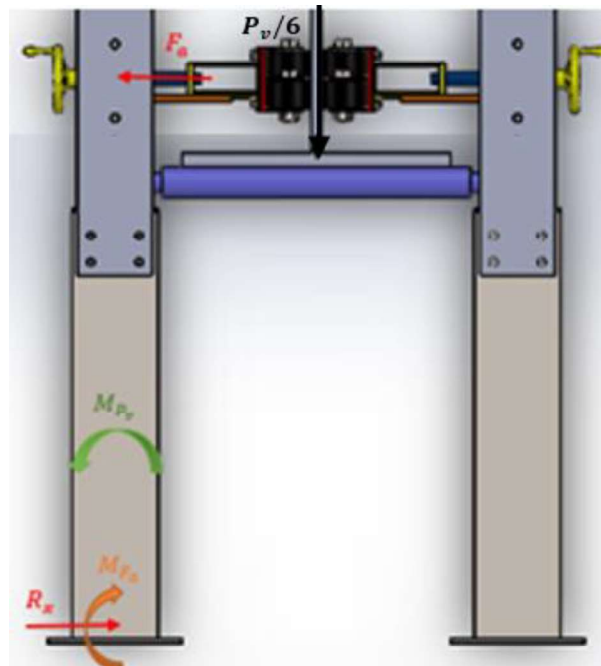


Figura 2.23. Diagrama de cargas sobre columna.
(Fuente: Propia)

El momento máximo se determina multiplicando la fuerza del fijador del patín por la distancia de aplicación a la base de la columna igual a 1,1 m, obteniendo $M_{max} = 7,7$ kN · m. Como el momento flector es similar al que se genera en la viga del pórtico móvil se escoge la misma sección HEB 120, y el esfuerzo de flexión es $\sigma_f = 53,5$ MPa.

El esfuerzo de compresión debido al peso de la viga se calcula de igual forma que la viga del pórtico mediante la Ecuación 2.8, con la diferencia de la distancia de excentricidad de la carga $e = 33,5$ cm, se tiene $\sigma_c = 17,3$ MPa.

Por lo tanto, el esfuerzo máximo sobre la columna es igual a la diferencia de los esfuerzos calculados, y el factor de seguridad para el mismo material ($S_y = 235$ MPa) es 6,5.

2.8.4.4. Pernos de anclaje columnas

Las columnas del fijador del alma se van a sujetar al piso por medio de una placa soldada en la base y cuatro pernos en cada extremo (ASTM A307, $S_p = 225$ MPa). Los pernos van a soportar la fuerza que ejerce el fijador del alma F_a en forma de corte y tracción como se muestra en la Figura 2.24.

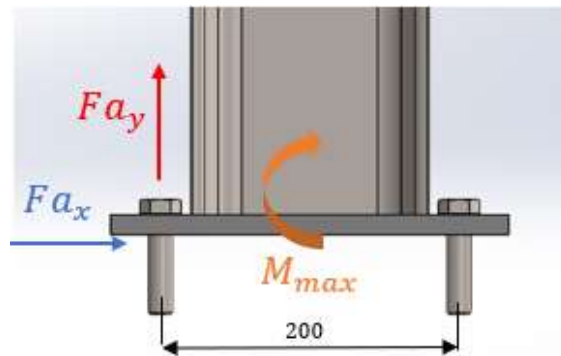


Figura 2.24. Diagrama de cargas sobre pernos de anclaje.
(Fuente: Propia)

Como se mencionó los pernos también van a tener una carga de tracción debido al momento en la base de la columna ($P = M_{max}/l = 77$ kN) y se asume como una junta sin tuerca, mostrado en la Figura 2.25.

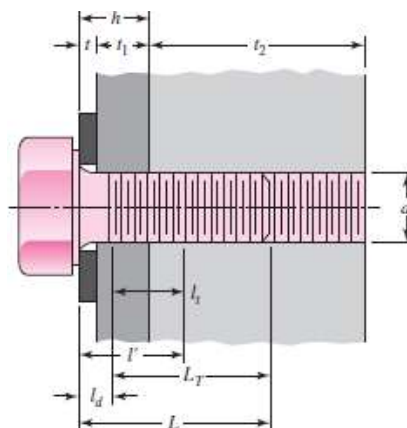


Figura 2.25. Junta empernada sin tuerca.
(Fuente: [16])

Los valores de la junta empernada para una rosca M16 son los siguientes:

$d = 16 \text{ mm}$	diámetro nominal perno
$t = 3 \text{ mm}$	espesor arandela de presión
$t_1 = 10 \text{ mm}$	espesor placa sin rosca
$t_2 = 80 \text{ mm}$	espesor del concreto
$l' = h + d/2 = 21 \text{ mm}$	longitud de agarre efectivo
$L = 70 \text{ mm}$	longitud estándar perno
$LT = 36 \text{ mm}$	longitud de roscada del perno
$l_d = L - LT = 34 \text{ mm}$	longitud parte útil sin roscar del perno
$l_t = l' - t = 18 \text{ mm}$	longitud parte útil con rosca del perno

Para el diseño se debe calcular el factor de seguridad de los pernos a tracción mediante la Ecuación 2.24 [16].

$$n = \frac{N \cdot (S_p \cdot A_t - F_i)}{C \cdot P} \quad \text{Ec (2.24)}$$

Donde:

$N = 2$	número de pernos que soportan la carga
$A_t = 157 \text{ mm}^2$	área de esfuerzo a la tensión del perno
$F_i = 0,9 \cdot S_p \cdot A_t = 31,8 \text{ kN}$	precarga aplicada al perno
C	fracción de carga externa soportada por el perno

La fracción de carga externa soportada por el perno se calcula con la Ecuación 2.25 [16].

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad \text{Ec (2.25)}$$

Mientras que la rigidez efectiva del perno k_b se determina con ayuda de la Ecuación 2.26 y la rigidez efectiva de la junta k_m con la Ecuación 2.27 [16].

$$k_b = \frac{A_d \cdot A_t \cdot E}{A_d \cdot l_t + A_t \cdot l_d} \quad \text{Ec (2.26)}$$

$$k_m = \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot E \cdot d}{2 \cdot \ln\left(5 \cdot \frac{0,5774 \cdot l + 0,5 \cdot d}{0,5774 \cdot l + 2,5 \cdot d}\right)} \quad \text{Ec (2.27)}$$

Donde:

$E = 200 \text{ GPa}$ módulo de elasticidad del perno

$A_d = 201,06 \text{ mm}^2$ área diámetro nominal del perno

Se tiene que la rigidez efectiva del perno y de la junta son $k_b = 704,84 \text{ MPa/m}$ y $k_m = 4824,65 \text{ MPa/m}$, mientras la fracción de carga externa soportada por el perno es $C = 0,14$. Por lo tanto, el factor de seguridad es $n = 1,31$.

El diámetro de raíz d_r para soportar cargas de corte se determina mediante la Ecuación 2.20, asumiendo un factor de seguridad de los pernos de tres, se tiene que $d_r = 7,18 \text{ mm}$.

Por lo tanto, se decide utilizar pernos M16 para la sujeción del fijador del patín para el caso crítico de tracción.

2.8.5. Presionador alma

Debido a que el patín no presenta una geometría totalmente plana después del proceso de corte de las planchas de acero, se puede presentar una flecha de curvatura, como se ve en la Figura 2.26 [22] [23].

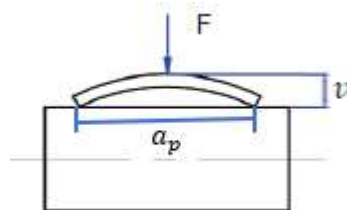


Figura 2.26. Esquema de fuerza y flecha del patín.
(Fuente: [22])

La fuerza que se debe ejercer para asegurar que el patín y el alma estén en contacto F_{pr} al momento de soldar se calcula mediante la siguiente Ecuación 2.28 [23].

$$F_{pr} = \frac{48 \cdot E \cdot I \cdot v_{max}}{a_p^3} \quad \text{Ec (2.28)}$$

Donde:

I inercia de la sección del patín que se va a corregir

v_{max} flecha de curvatura máxima del patín

El ancho de la sección del patín que se va a corregir se estima igual al diámetro del rodillo presionador de 150 mm, siendo la altura igual al espesor del patín de $e_p = 25 \text{ mm}$.

$$I = \frac{150 \cdot 25^3}{12} \cdot 10^{-12} \therefore I = 1,953 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4$$

La flecha de curvatura máxima admitida en planchas de acero para Ecuador según los requisitos de calidad del INEN es de 3 mm [24]. Con lo que podemos calcular la fuerza necesaria del presionador del alma. Por lo tanto, se tiene $F_{pr} = 45 \text{ kN}$.

El cilindro hidráulico que cumple las necesidades de fuerza es de la serie CHSG B63 que tiene un diámetro de pistón de 63 mm, carrera de 300 mm y una fuerza de salida de 49,87 kN, como se ve el ANEXO 8 [25].

2.8.5.1. Rodillo presionador

El rodillo presionador va a soportar la fuerza que debe ejercer el cilindro hidráulico cuando deba mantener el alma de la viga perpendicular con el patín y cuando este ya se ah soldado sobre el alma, para lo que se asume una viga con carga distribuida y dos apoyos simples en los extremos, para facilidad de cálculos se aproxima a 50 kN, como se indica en la Figura 2.27.

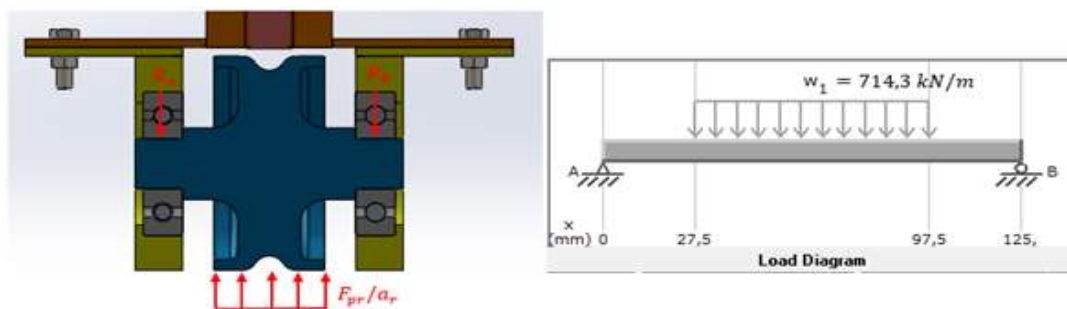


Figura 2.27. Diagrama de fuerzas presionador alma.
(Fuente: Propia)

El momento máximo se da en el centro del rodillo, pero debido al concentrador de esfuerzos el esfuerzo máximo se va a dar en el cambio de geometría, el diagrama de fuerza cortante y momento flector se muestra en la Figura 2.28.

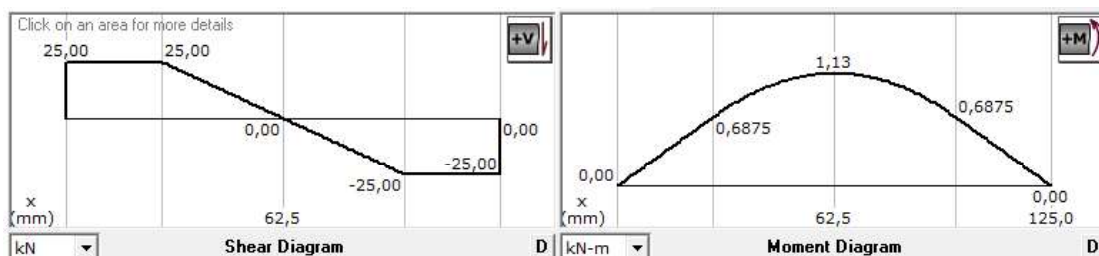


Figura 2.28. Diagrama de fuerza cortante y momento flector de rodillo presionador.
(Fuente: Propia)

El rodillo presionador va a trabajar con cargas variables en el tiempo por la rotación, donde el esfuerzo medio es cero, el esfuerzo amplitud y máximo son iguales.

Los coeficientes de Marrin necesarios para el cálculo de la resistencia a la fatiga del eje del rodillo (hierro fundido $S_{ut} = 410$ MPa y $S_y = 220$ MPa) son $k_a = 0,78$ (maquinado), $k_b = 0,85$ (asumido), $k_c = 1$ y $k_e = 0,814$ (confiabilidad de 99%).

Por lo tanto, la resistencia a la fatiga el rodillo es $S_e = 110,63$ MPa. Además, se tiene un momento aproximado de $750 \text{ N} \cdot \text{m}$ en el cambio de sección del rodillo, se estima un concentrador de esfuerzo teórico $K_t = 1,5$ y factor de seguridad a la fatiga de dos, por lo que el diámetro mínimo permisible se calcula remplazando el esfuerzo máximo de la Ecuación 2.22 en la Ecuación 2.3 y se tiene:

$$d^3 = K_t \cdot \frac{32 \cdot M_{max} \cdot n}{\pi \cdot S_e} \therefore d_{min} = 59,17 \text{ mm}$$

Se decide diseñar el rodillo presionador en el cambio de sección con diámetro de 60 mm.

2.8.5.2. Rodamientos rodillo presionador

Para el diseño se decide colocar un rodamiento de bolas en cada extremo del eje debido a que estos rodamientos van a soportar

r cargas radiales como se observa en la Figura 2.27. Estos elementos van a trabajar con cargas variables en el tiempo por lo que es necesario calcular la capacidad de carga dinámica C mediante la Ecuación 2.23.

Al igual que los rodillos de transporte estos van a girar a la misma velocidad lineal por lo que la velocidad angular es 0,85 RPM, asumiendo las mismas horas de operación de 15 000, se tiene $L_{10} = 0,77$ millón de revoluciones. Por lo tanto, los factores de ajuste de vida útil son $a_1 = 0,25$ y $a_{ask} = 0,5$; y la capacidad de carga dinámica necesaria de los rodamientos es $C = 45,7$ kN.

Se selecciona dos rodamientos de bolas SKF 6407 con diámetro externo $D = 100$ mm, diámetro interno $d = 35$ mm, espesor $B = 25$ mm y capacidad de carga dinámica de 55,3 kN como se ve en el ANEXO 7 [21].

2.8.5.3. Placa de sujeción rodillo presionador

La placa que debe sujetar el rodillo presionador va a soportar toda la fuerza ejercida por el cilindro hidráulico en forma de carga centrada y dos apoyos simples de igual longitud que

el rodillo presionador $l = 125$ mm, por lo que el momento flector en el centro de la placa es el mismo, igual a $M_{max} = 1,13$ kNm .

Se decide fabricar la placa con acero ASTM A36 ($S_y = 235$ MPa) y las dimensiones son de 200 mm de ancho y 170 mm de largo. Asumiendo factor de seguridad de dos, el espesor mínimo t de la placa de sujeción del rodillo presionador se calcula mediante la Ecuación 2.22.

$$t^2 = \frac{6 \cdot M_{max} \cdot n}{S_y \cdot b} \quad \therefore \quad t_{min} = 4,83 \text{ mm}$$

Se elige diseñar la placa con un espesor de 6 mm.

2.8.5.4. Viga de sujeción cilindro hidráulico

Se va a sostener al cilindro hidráulico en la parte superior mediante una viga, la cual debe soportar la fuerza ejercida por el mismo en forma centrada con dos apoyos fijos en los extremos debido a los pernos de sujeción. El momento máximo sobre la viga se da en el centro de esta y se determina mediante la Ecuación 2.1.

$$M_{max} = 50 \cdot \frac{180}{8} = 1\,125 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Se asume factor de seguridad a fatiga de dos, y para el acero ASTM A572 ($S_y = 235$ MPa) el módulo de resistencia de la sección se calcula con la Ecuación 2.2 y es $S_{xx} = 9,57$ cm³. Del ANEXO 4 se escoge una viga tipo HEB 100, con módulo de resistencia de 34,2 cm³.

2.8.5.5. Placa lateral

La viga del cilindro hidráulico se va a sujetar en el centro mediante pernos a una placa lateral soldada en cada lado de la viga, y con dos pasadores en los extremos. Este elemento va a soportar la fuerza ejercida por el cilindro como carga puntual y dos apoyos simples en los extremos, como se muestra en la Figura 2.29.



Figura 2.29. Diagrama de fuerzas placa lateral.
(Fuente: Propia)

El diagrama de fuerza cortante y momento flector sobre la placa se muestra en la Figura 2.30, siendo el máximo momento en el centro de la placa.

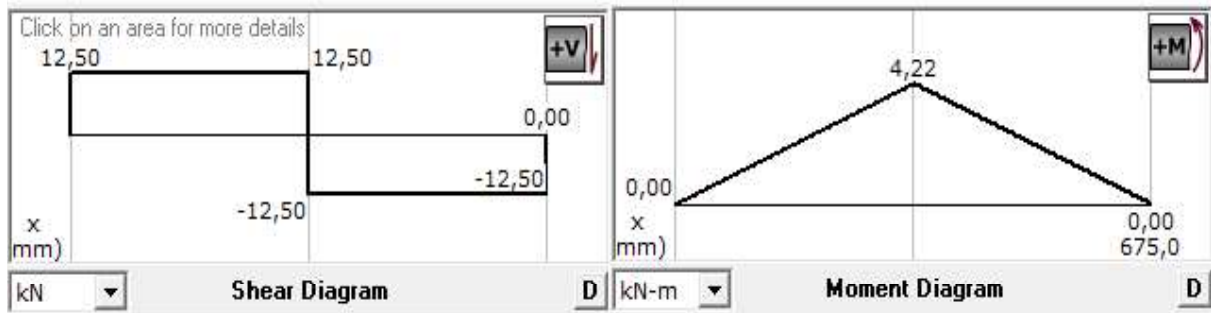


Figura 2.30. Diagrama de fuerza cortante y momento flector placa lateral.
(Fuente: Propia)

Se decide fabricar la placa de acero ASTM A36 ($S_y = 235$ MPa) y dimensiones de 200 mm de ancho y 750 mm de largo. Asumiendo factor de seguridad de tres, el espesor mínimo t de la placa de sujeción del rodillo presionador se calcula mediante la Ecuación 2.22.

$$t = \frac{6 \cdot M_{max} \cdot n}{S_y \cdot h^2} \quad \therefore \quad t_{min} = 8,1 \text{ mm}$$

Se elige que el espesor de la placa lateral sea de 10 mm por disponibilidad en el mercado.

2.8.5.6. Pernos de sujeción viga y placa lateral

Como se mencionó las placas laterales se van a sujetar mediante cuatro pernos en cada lado y van a soportar cargas de corte debido a la fuerza del cilindro hidráulico de igual forma que los pernos del fijador del alma, como indica en la Figura 2.20.

El corte primario F' es igual a la fuerza ejercida por el cilindro hidráulico F_{pr} dividido para el número de pernos $N = 8$. Mientras que el corte secundario F'' es igual al momento multiplicado por el radio de giro.

$$F' = \frac{F_a}{8} = \frac{50}{8} \quad \therefore \quad F' = 6250 \text{ N}$$

$$F'' = M_{max} \cdot r = 4,22 \cdot \sqrt{75^2 + 45^2} \quad \therefore \quad F'' = 369 \text{ N}$$

La fuerza de corte F resultante se calcula mediante la ecuación trigonométrica de la ley de cosenos y es igual a $F = 6,52$ kN.

Asumiendo factor de seguridad contra falla por corte de dos, pernos de acero ASTM A307 ($S_p = 225$ MPa) se despeja el diámetro de los pernos de la Ecuación 2.19.

$$d_r^2 = \frac{4 \cdot F \cdot n}{\pi \cdot 0,577 \cdot S_p} \quad \therefore \quad d_r = 11,31 \text{ mm}$$

Se decide utilizar pernos M14 para la sujeción del fijador del patín, los cuales tienen 12 mm de diámetro de raíz [16].

2.8.5.7. Pasador presionador alma

La altura del presionador del alma se va a regular por medio de un pasador en cada extremo de manera similar al fijador del alma, estos elementos van a soportar una carga de corte puro V debido a la fuerza F_{pr} y a la sujeción por medio de dos placas que efectúan el efecto de corte.

Asumiendo un factor de seguridad de tres, material acero ASTM A36 ($S_y = 235 \text{ MPa}$) , se obtiene el diámetro del pasador mediante la Ecuación 2.21.

$$d^2 = \frac{F_{pr} \cdot n}{\pi \cdot 0,577 \cdot S_y} \quad \therefore \quad d_{min} = 21,67 \text{ mm}$$

El diámetro del pasador se escoge sea de sea de 25 mm por disponibilidad en el mercado.

2.8.5.8. Columna presionador alma

El presionador del alma se va a sujetar en dos columnas de perfil UPN (ASTM A572, $S_y = 235 \text{ MPa}$) por facilidades de diseño como se muestra en la Figura 2.31, los cuales van a soportar la mitad de la carga que genera el cilindro hidráulico $F_{pr}/2 = 25 \text{ kN}$ en forma de compresión.

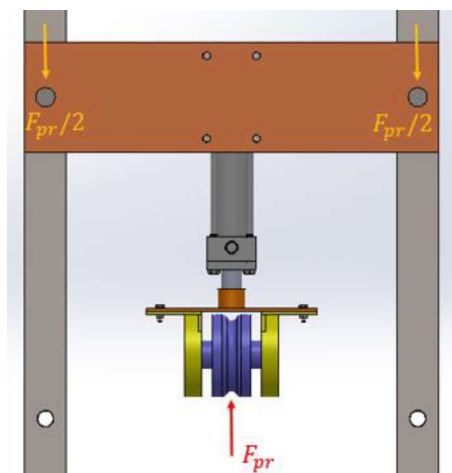


Figura 2.31. Diagrama de fuerza soporte lateral presionador alma.
(Fuente: Propia)

Se toma un concentrador de esfuerzos $K_t = 2,5$ debido a los agujeros de los pasadores del presionador del alma y se asume factor de seguridad de tres. Por lo tanto, el área mínima de la sección del soporte se calcula con la Ecuación 2.16.

$$A = K_t \cdot \frac{n \cdot F_{pr}}{2 \cdot S_y} \therefore A = 7,98 \text{ cm}^2$$

Finalmente, del ANEXO 4 se escoge un perfil tipo HEB 200, con área de sección igual a $32,2 \text{ cm}^2$. Debido a dimensiones de diseño no se selecciona un perfil de menor sección.

2.8.6. Presionador del patín

El presionador del patín debe mitigar la deflexión angular provocada por el calor de la soldadura (apartado 2.1). La fuerza máxima que ejerce el patín sobre el presionador F_{pl} se calcula mediante la teoría del momento plástico M_{pl} generado en el proceso de soldadura cuando el momento flector supera la resistencia a la fluencia del patín (acero ASTM A36, $S_y = 235 \text{ MPa}$) [26], como se muestra en la Figura 2.32.

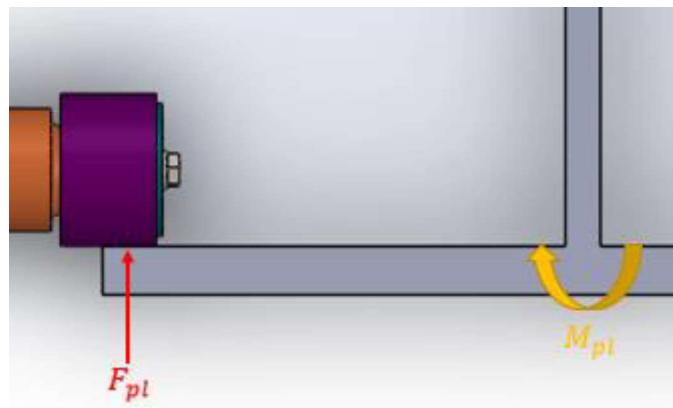


Figura 2.32. Momento plástico por efecto de la soldadura.
(Fuente: Propia)

El esfuerzo generado por el momento plástico se relaciona con el esfuerzo de fluencia del material y la sección soldada del patín con el alma previo al contacto con el presionador, como se indica en la Ecuación 2.29 [26].

$$M_{pl} = S_y \cdot \frac{b \cdot h^2}{4} \quad \text{Ec (2.29)}$$

Donde:

$b = 200 \text{ mm}$ sección soldada antes del rodillo presionador

$h = e_p = 25 \text{ mm}$ altura de la sección que afecta el momento

Por lo tanto, el momento plástico es $M_{pl} = 7,34 \text{ kN} \cdot \text{m}$, y la fuerza que debe ejercer el presionador del patín F_{pl} se calcula dividiendo este momento entre la distancia desde el punto de soldadura hasta el punto de contacto del rodillo y el patín ($l = a_p/2$), de tal forma que $F_{pl} = 29,38 \text{ kN}$.

2.8.6.1. Eje rodillo presionador del patín

El eje del rodillo presionador (AISI 1018, $S_y = 370 \text{ MPa}$) va a soportar la fuerza ejercida por la deflexión angular del patín F_{pl} , en forma de carga puntual en un extremo y empotrado en el otro, como se muestra en la Figura 2.33.

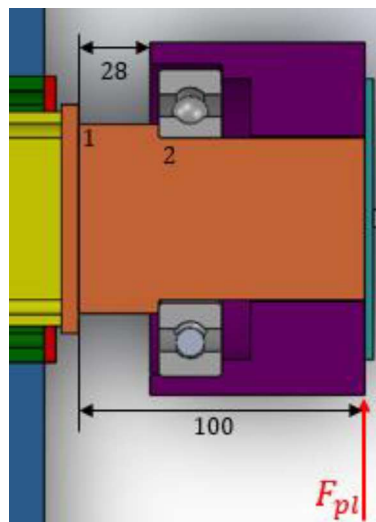


Figura 2.33. Diagrama de fuerzas rodillo presionador.
(Fuente: Propia)

El mayor esfuerzo se produce en los cambios de sección del eje y los momentos en estos puntos son iguales a la fuerza del patín F_{pl} por la distancia desde la línea de la fuerza hasta el punto de cálculo, de tal forma que $M_1 = 3 \text{ kN} \cdot \text{m}$ y $M_2 = 2,16 \text{ kN} \cdot \text{m}$.

Se asume un coeficiente de concentración de esfuerzos teórico de $K_t = 1,5$ y factor de seguridad de dos; por lo tanto, se calcula los diámetros necesarios del eje mediante la Ecuación 2.22.

$$d^3 = K_t \cdot \frac{32 \cdot M \cdot n}{\pi \cdot S_y} \therefore d_1 = 62,8 \text{ mm} \wedge d_2 = 56,47 \text{ mm}$$

El diámetro mayor del eje se diseñará de 69 mm y el menor de 60 mm, donde se deberá apoyar el rodamiento.

2.8.6.2. Rodamiento rodillo presionador

Para el diseño se decide colocar un rodamiento de bolas en el eje debido a que estos rodamientos van a soportar cargas radiales como se observa en la Figura 2.33. Este elemento va a trabajar con cargas variables en el tiempo por lo que es necesario calcular la capacidad de carga dinámica C mediante la Ecuación 2.23.

Al igual que los rodillos de transporte estos van a girar a la misma velocidad lineal por lo que la velocidad angular es 1,03 RPM, asumiendo las mismas horas de operación de 15 000, se tiene $L_{10} = 0.93$ millón de revoluciones. Por lo tanto, los factores de ajuste de vida útil son $a_1 = 0,25$ y $a_{ask} = 0,5$; y la capacidad de carga dinámica necesaria de los rodamientos es $C = 58,6$ kN.

Se selecciona un rodamiento de bolas SKF *6312 para cada eje con diámetro externo $D = 130$ mm, diámetro interno $d = 60$ mm, espesor $B = 31$ mm y capacidad de carga dinámica de 85,2 kN como se ve en el ANEXO 7[21].

2.8.6.3. Sección tubo cuadrado

El eje del rodillo presionador se debe soldar a una placa que a su vez se soldará a un tubo cuadrado (acero ASTM A572, $S_y = 235$ MPa) que cumple la función de guía del tornillo de potencia horizontal y al igual que el eje debe soportar la fuerza ejercida por la deflexión del patín, en forma de carga puntual en un extremo con empotramiento en el otro y apoyo simple. Además, este elemento se ensambla dentro de otro tubo cuadrado (acero ASTM A572, $S_y = 235$ MPa) que cumple la función de guía del tornillo de potencia vertical y debe soportar la fuerza ejercida por la deflexión del patín, en forma de carga puntual en un extremo y empotrado en el centro, como se observa en la Figura 2.34.

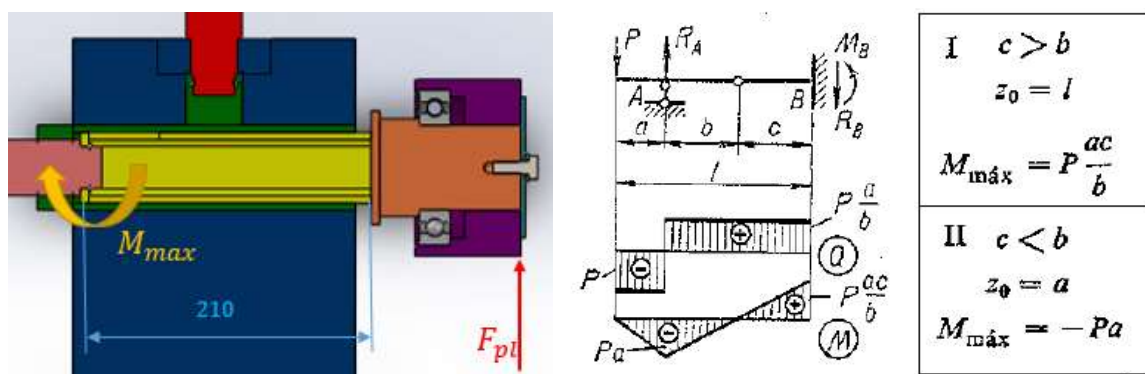


Figura 2.34. Diagrama de cuerpo libre tubo rectangular.
(Fuente: [27])

Para el cálculo del momento en el empotramiento del tubo cuadrado de guía del tornillo de potencia horizontal se asume el caso crítico cuando $a = b = 100$ mm y $c = 110$ mm. Por lo tanto, el momento máximo es $M_A = 3,3$ kN · m [27], y asumiendo factor de seguridad $n = 1,5$ el módulo de resistencia de la sección necesaria se determina con la Ecuación 2.2.

$$S_{xxA} = \frac{M_A \cdot n}{S_y} \therefore S_{xx1} = 21,06 \text{ cm}^3$$

Mientras que el momento en el empotramiento del tubo cuadrado de guía del tornillo de potencia vertical es igual a la fuerza del presionador del patín F_{pl} multiplicado por la distancia de la fuerza al empotramiento ($l = 210$ mm). Por lo tanto, el momento máximo es $M_B = 6,3$ kN · m, y asumiendo factor de seguridad $n = 1,5$ el módulo de resistencia de la sección necesaria se determina con la Ecuación 2.2.

$$S_{xxB} = \frac{M_B \cdot n}{S_y} \therefore S_{xx2} = 40,21 \text{ cm}^3$$

Finalmente, la sección del tubo cuadrado de la guía del tornillo de potencia horizontal será de 75x4 mm cuyo módulo de resistencia de la sección es 24 cm³ y la sección del tubo cuadrado de la guía del tornillo de potencia vertical será de 100x4 mm cuyo módulo de resistencia de la sección igual a 45,22 cm³ como se ve en el ANEXO 4.

2.8.6.4. Tornillo de potencia vertical presionador patín

En la Tabla 2.18 se presentan las dimensiones de diseño del tornillo de potencia vertical para el presionador del patín, este elemento al igual que los anteriores tornillos tendrá dos entradas a 180°.

Tabla 2.18. Dimensiones tornillo de potencia vertical presionador patín.

Dimensión	Expresión	Valor (mm)
Diámetro nominal	D	40
Paso	P	6,5
Avance	L	13
Angulo de rosca	α	29°
Diámetro medio	dm	36,75
Diámetro menor	dr	33,5
Diámetro collarín	dc	45

(Fuente: Propia)

El par de torsión de la carga y el par de torsión en el collarín que se generan por la fuerza del presionar del patín ($F_{pl} = 29,38 \text{ kN}$) se determinan mediante las Ecuaciones 2.9 y 2.10 respectivamente, obteniendo:

$$T_R = 173 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \wedge \quad T_C = 114,75 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \therefore \quad T = 287,75 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Los esfuerzos resultantes que se generan sobre el cuerpo del tornillo de potencia se determinan con las Ecuaciones 2.11, 2.12 y 2.13 respectivamente, con lo que se obtiene:

- Esfuerzo flexionante en la raíz de la rosca: $\sigma_x = 100 \text{ MPa}$
- Esfuerzo axial normal nominal: $\sigma_z = -34,04 \text{ MPa}$
- Esfuerzo cortante en el plano YZ del tornillo de potencia: $\tau_{yz} = 39 \text{ MPa}$

Con los esfuerzos resultantes, procedemos a calcular el esfuerzo de Von Mises con la Ecuación 2.14, siendo $\sigma' = 138,3 \text{ MPa}$. Por lo tanto, el factor de seguridad del tornillo de potencia del fijador del alma para el acero ASTM AISI 1018 ($S_y = 370 \text{ MPa}$) es $n = 2,67$.

Por último, se debe asegurar que el tornillo de potencia sea autobloqueante cumpliendo la condición de bloqueo con la Ecuación 2.15.

$$\pi \cdot 0,17 \cdot 36,75 > 13 \quad \therefore \quad 19,62 > 13$$

2.8.6.5. Tornillo de potencia horizontal presionador patín

El tornillo de potencia horizontal debe soportar la fuerza ejercida por el presionador del patín y como resultado será el mismo momento flector del tubo cuadrado $M_A = 3,3 \text{ kN} \cdot \text{m}$. Asumiendo factor de seguridad de dos, el diámetro de raíz d_r necesario para el acero ASTM AISI 1018 se calcula la Ecuación 2.22.

$$d_r^3 = \frac{32 \cdot M_A \cdot n}{\pi \cdot S_y} \quad \therefore \quad d_r = 56,63 \text{ mm}$$

En la Tabla 2.19 se presentan las dimensiones de diseño del tornillo de potencia horizontal necesarias para soportar la fuerza del presionador del patín, que al igual que los anteriores tendrá dos entradas a 180° .

Por último, se debe asegurar que el tornillo de potencia sea autobloqueante cumpliendo la condición de bloqueo con la Ecuación 2.15.

$$\pi \cdot 0,17 \cdot 61 > 16 \quad \therefore \quad 32,6 > 16$$

Tabla 2.19. Dimensiones tornillo de potencia horizontal presionador patín.

Dimensión	Expresión	Valor (mm)
Diámetro nominal	d	65
Paso	p	8
Avance	l	16
Angulo de rosca	α	29°
Diámetro medio	dm	61
Diámetro menor	dr	57
Diámetro collarín	dc	60

(Fuente: Propia)

2.8.7. Equipo de soldadura

Como se mencionó con anterioridad las vigas serán soldadas en cada lado de la junta T simultáneamente, razón por la cual se necesitan colocar dos equipos de soldadura Power Wave AC/DC 1000 SD, además de varios elementos como se indica en la Tabla 2.20. El diagrama de conexión se muestra en el ANEXO 10 [28].

Tabla 2.20. Equipo de soldadura y elementos necesarios.

Descripción del producto	Cantidad
Power Wave AC/DC 1000 SD	2
MAXsa 10 Controlador	2
MAXsa 22 Cabeza de alimentación	2
Ensamble de boquilla de contacto de arco sumergido	2
Cable de control ArcLink de uso rudo	2
Cable de control de 14 pines (controlador al impulsor)	2
Cable de control de 14 pines (máquina a máquina)	1
Punta de detección de trabajo	1

(Fuente: [28])

La caja de velocidad de la cabeza de alimentación MAXsa 22 se selecciona de 95:1, la cual tiene un rango en velocidad de alimentación del electrodo entre 0,4 y 7,6 m/min con diámetros de 1,6 a 3,2 mm.

2.8.8. Motorreductor

El motorreductor se ensamblara en un eje macizo con un tambor hueco, y la potencia del motorreductor P_m depende tanto del torque T necesario para mover la viga de mayor

tamaño, y la velocidad angular ω a la que debe operar el motor para soldar el alma con el patín y se calcula mediante la Ecuación 2.10 [16].

$$P_m = T \cdot \omega \quad \text{Ec (2.30)}$$

Donde:

$\omega = V/R$ velocidad angular del motor

$R = 160 \text{ mm}$ radio del tambor

V velocidad de avance requerida para el proceso de soldadura

El diagrama de fuerzas que actúan sobre el rodillo motriz debido al motorreductor se muestra en la Figura 2.35.

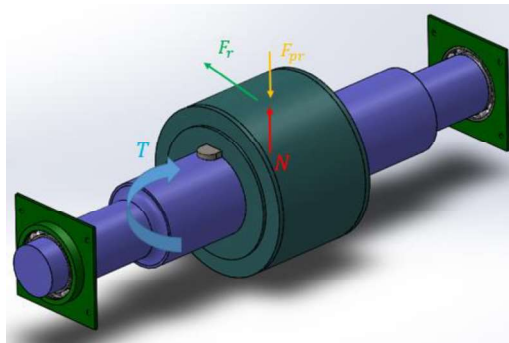


Figura 2.35. Diagrama de fuerzas rodillo motriz.
(Fuente: Propia)

El torque necesario para mover la viga de mayor tamaño se calcula mediante la Ecuación 2.31 [16].

$$T = F_r \cdot R \quad \text{Ec (2.31)}$$

La fuerza de rozamiento se determina a partir del coeficiente de rozamiento de acero con acero igual a 0,17 entre la viga y el rodillo motriz, mientras que la normal actuante es igual a la fuerza de salida del cilindro hidráulico $F_{pr} = 50 \text{ kN}$. Por lo tanto, $T = 1,36 \text{ kN} \cdot \text{m}$.

La velocidad angular necesaria para desplazar la viga depende de la velocidad lineal de alimentación del electrodo del equipo de soldadura ($V = 0,4 - 7,6 \text{ m/min}$), por lo que la potencia mínima que debe tener el motorreductor se obtiene con la máxima velocidad lineal. Por lo tanto, $\omega = 0,8 \text{ rad/s}$ y $P_m = 1,08 \text{ kW}$ (1,44 HP).

Se selecciona un motor ABB modelo CEM3558, el cual tiene potencia de 2 HP, velocidad de salida de 1800 RPM, y factor de servicio de 1,15. Además, para alcanzar la velocidad

angular de salida necesaria se selecciona una caja reductora ABB de ejes coaxiales que se acopla directamente al motor, modelo H10C18S23519, la cual tiene un índice de reducción de 235; y otra caja reductora ABB que se acopla a la caja de ejes coaxiales, modelo HB1082 210-CC, la cual tiene un índice de reducción de 25, como se ve en el ANEXO 11 [29].

2.8.8.1. Eje motriz

El eje motriz (AISI 1018, $S_y = 370$ MPa, $S_{ut} = 440$ MPa) debe soportar la fuerza ejercida por el cilindro hidráulico del presionador del alma $F_{pr} = 50$ kN y la fuerza de rozamiento entre el rodillo y el patín $F_r = 9,5$ kN en forma de dos cargas puntuales y apoyos simples en los extremos, además del máximo torque producido por el motorreductor $T = 2,8$ kN · m, como se observa en la Figura 2.35.

El diagrama de fuerza cortante y momento flector debido a la fuerza del cilindro hidráulico y a la fuerza de rozamiento se muestran en la Figura 2.36 y Figura 2.37, respectivamente.

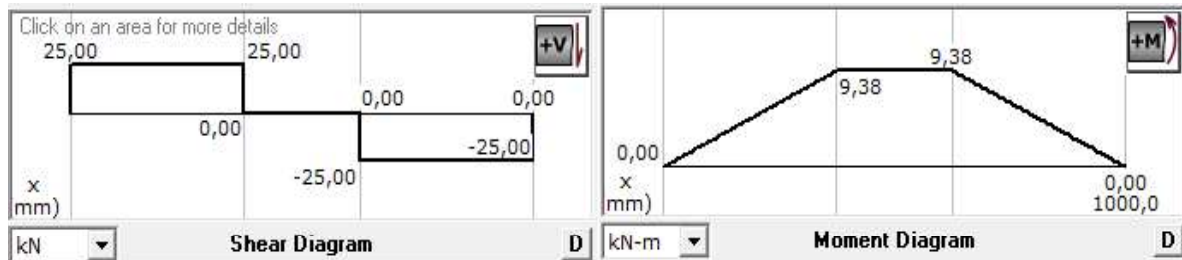


Figura 2.36. Diagrama de fuerza cortante y momento flector ($F_{pr} = 50$ kN).
(Fuente: Propia)

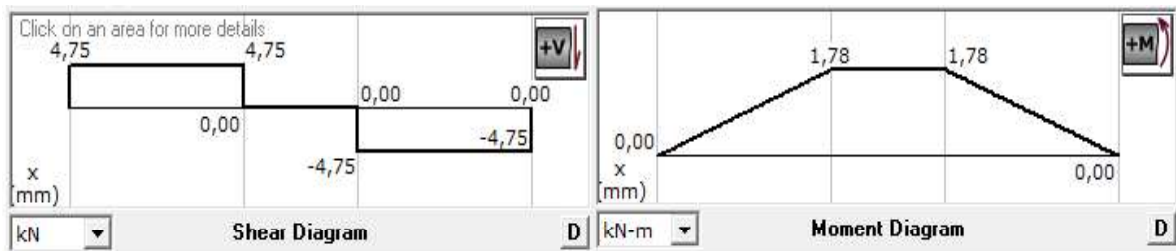


Figura 2.37. Diagrama de fuerza cortante y momento flector ($F_{pr} = 9,5$ kN).
(Fuente: Propia)

El esfuerzo máximo por la fuerza del cilindro hidráulico se genera en el eje y, mientras que por la fuerza de rozamiento se genera en el eje x. Por lo tanto, el esfuerzo de flexión máximo en el plano xy se determina mediante la Ecuación 2.32 [16].

$$\sigma_{max} = K_t \cdot \frac{32}{\pi \cdot d^3} \cdot \sqrt{M_1^2 + M_2^2} \quad \text{Ec (2.32)}$$

EL esfuerzo cortante máximo generado por el torque del motor para un eje se calcula mediante la Ecuación 2.33 [16].

$$\tau_{xy} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} \quad \text{Ec (2.33)}$$

Debido a la rotación del eje, este va a tener cargas variables en el tiempo donde para el caso de flexión se tiene que el esfuerzo amplitud y máximo son iguales, mientras que el esfuerzo medio es cero. Mientras que para el caso de torsión se tiene que el esfuerzo medio y máximo son iguales, mientras que el esfuerzo amplitud es cero.

Por lo tanto, el esfuerzo amplitud equivalente se calcula mediante la Ecuación 2.34 y el esfuerzo medio equivalente se calcula mediante la Ecuación 2.35.

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 3 \cdot \tau_a^2} \quad \therefore \quad \sigma'_a = K_t \cdot \frac{32}{\pi \cdot d^3} \cdot \sqrt{M_1^2 + M_2^2} \quad \text{Ec (2.34)}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_m^2 + 3 \cdot \tau_m^2} \quad \therefore \quad \sigma'_m = \sqrt{3} \cdot \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} \quad \text{Ec (2.35)}$$

Los coeficientes de Marín para el cálculo del límite de resistencia a la fatiga del eje motriz son $k_a = 0,92$ (maquinado), $k_b = 0,8$ (asumido), $k_c = 1$ (cargas combinadas) y $k_e = 0,814$ (confiabilidad de 99%), obteniendo $S_e = 131,8\text{MPa}$.

Se estima un concentrador de esfuerzo teórico de dos y factor de seguridad a la fatiga de tres, por lo que el diámetro mínimo permisible del eje se calcula remplazando las Ecuaciones 2.34 y 2.35 en la Ecuación 2.3 y se tiene:

$$d^3 = \frac{n \cdot \sqrt{K_t \cdot 32^2 \cdot S_y^2 \cdot (M_1^2 + M_2^2) + 3 \cdot 16^2 \cdot T^2 \cdot S_e^2}}{\pi \cdot S_e \cdot S_y} \quad \therefore \quad d_{min} = 146,31 \text{ mm}$$

Se decide que el diámetro del eje sea de 160 mm en el centro de la carga y de 120 mm en los extremos.

2.8.8.2. Rodamientos eje motriz

Para el diseño se decide colocar un rodamiento de bolas en cada extremo del eje ya que soportarán cargas radiales como se observa en la Figura 2.35. Este elemento va a trabajar con cargas variables en el tiempo por lo que es necesario calcular la capacidad de carga dinámica C mediante la Ecuación 2.23 para la fuerza equivalente $F = (F_{pr}^2 + F_r^2)^{1/2}$.

La velocidad angular es de 0,4 RPM, y asumiendo horas de operación de 20 000, se tiene $L_{10} = 0,48$ millón de revoluciones. Por lo tanto, los factores de ajuste de vida útil son los mismos ($a_1 = 0,25$ y $a_{ask} = 0,5$); y la capacidad de carga dinámica necesaria de los rodamientos es $C = 39,15$ kN.

Finalmente, se selecciona dos rodamiento de bolas SKF 61920 con diámetro externo $D = 140$ mm, diámetro interno $d = 100$ mm, espesor $B = 20$ mm y capacidad de carga dinámica de 42,3 kN como se ve en el ANEXO 7 [21].

2.8.8.3. Tambor eje motriz

El tambor del eje motriz (ASTM A572 GR50, $S_y = 344$ MPa, $S_{ut} = 441$ MPa y $d_e = 320$ mm) debe soportar las mismas fuerzas del eje motriz, con la diferencia de ser cargas puntuales y apoyos simples en los extremos, como se observa en la Figura 2.35.

El diagrama de fuerza cortante y momento flector debido a la fuerza del cilindro hidráulico y a la fuerza de rozamiento se muestran en la Figura 2.38 y Figura 2.39, respectivamente.

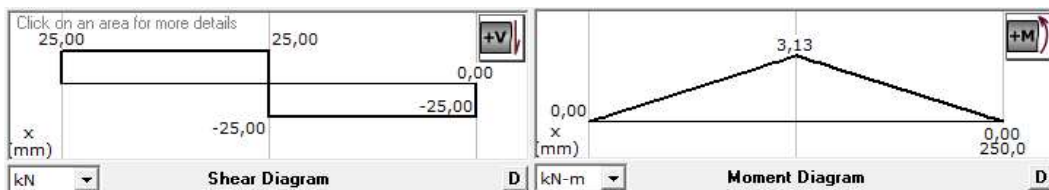


Figura 2.38. Diagrama de fuerza cortante y momento flector ($F_{pr} = 50$ kN).
(Fuente: Propia)

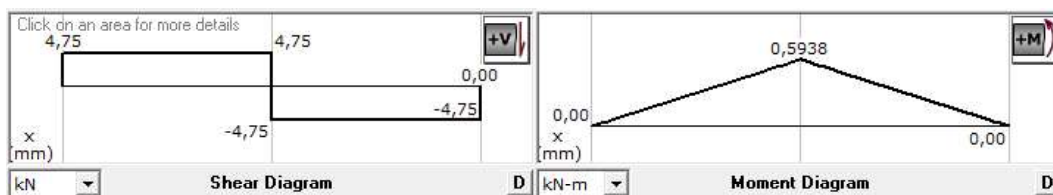


Figura 2.39. Diagrama de fuerza cortante y momento flector ($F_{pr} = 9,5$ kN).
(Fuente: Propia)

Al igual que el eje motriz este elemento va a tener cargas variables en el tiempo, por lo que los coeficientes de Marín para el cálculo del límite de resistencia a la fatiga del tambor del eje motriz son $k_a = 0,92$ (maquinado), $k_b = 0,8$ (asumido), $k_c = 1$ (cargas combinadas) y $k_e = 0,814$ (confiabilidad de 99%), obteniendo $S_e = 132,1$ MPa.

Se estima factor de seguridad a la fatiga de tres, por lo que el diámetro interno mínimo permisible del tambor se calcula remplazando las Ecuaciones 2.34 y 2.35 en la Ecuación 2.3 y se tiene:

$$(d_e^4 - d_i^4) = \frac{n \cdot d_e \cdot \sqrt{32^2 \cdot S_y^2 \cdot (M_1^2 + M_2^2) + 3 \cdot 16^2 \cdot T^2 \cdot S_e^2}}{\pi \cdot S_e \cdot S_y} \quad \therefore d_i = 318 \text{ mm}$$

Se decide que el espesor del tambor del eje motriz sea de 4 mm para evitar deformación en la soldadura, y el diámetro interno sea 312 mm.

2.8.9. Transmisión de movimiento

Se debe transmitir el movimiento del eje motriz hacia los rodillos de transporte para poder acercar la viga hacia el módulo presionador del alma antes del proceso de soldadura, esto se decide realizar mediante un sistema simple de dos piñones y cadena para obtener igual velocidad lineal de salida en los rodillos y eje motriz, como se muestra en la Figura 2.40.

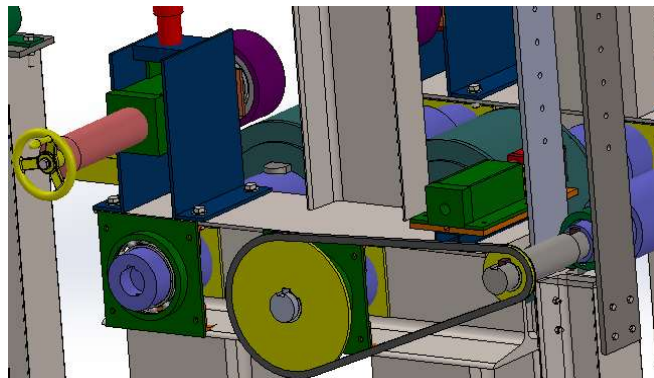


Figura 2.40. Sistema de transmisión de movimiento.
(Fuente: Propia)

El eje para la transmisión de movimiento (AISI 1018, $S_y = 370 \text{ MPa}$) debe soportar la torsión generada por el motorreductor $T = 2,8 \text{ kN} \cdot \text{m}$, y el diámetro mínimo se obtiene mediante la Ecuación 2.33. Asumiendo factor de seguridad de dos se tiene $d = 49,4 \text{ mm}$.

Debido a las bajas revoluciones que deben tener los ejes, se debe elegir catarinas Tipo B número ANSI 160, ya que pueden soportar la potencia de 2 HP a la velocidad angular requerida (Tabla 17-20 [16]). Del ANEXO 13 se elige la catarina menor N° 160 de un torón con paso de 2 in, modelo 160B1Z9 y diámetro externo de 6,7 in y la catarina mayor N° 160 de un torón con paso de 2 in, modelo 160B1Z25 y diámetro externo de 17,03 in [30].

2.8.10. Rodillo de transporte motriz

El rodillo de transporte motriz (AISI 1018, $S_y = 370$ MPa, $S_{ut} = 440$ MPa) debe soportar la fuerza ejercida por el peso de la viga como carga distribuida y dos apoyos simples, siendo el momento máximo el mismo de los rodillos de transporte ($M_1 = 683$ N · m) y la fuerza de rozamiento por el contacto con el patín ($F_r = 1,12$ kN) el cual genera un momento máximo $M_2 = 57,5$ N · m; además del torque producido por el motorreductor ($T = 2,8$ kN · m).

Al igual que el eje motriz este elemento va a tener cargas variables en el tiempo, por lo que los coeficientes de Marin para el cálculo del límite de resistencia a la fatiga del tambor del eje motriz son $k_a = 0,92$ (maquinado), $k_b = 0,85$ (asumido), $k_c = 1$ (cargas combinadas) y $k_e = 0,814$ (confiabilidad de 99%), obteniendo $S_e = 140$ MPa.

Se estima factor de seguridad a la fatiga de dos, por lo que el diámetro mínimo permisible del rodillo de transporte motriz se calcula reemplazando las Ecuaciones 2.34 y 2.35 en la Ecuación 2.3 y se tiene:

$$d^3 = \frac{n \cdot \sqrt{32^2 \cdot S_y^2 \cdot (M_1^2 + M_2^2) + 3 \cdot 16^2 \cdot T^2 \cdot S_e^2}}{\pi \cdot S_e \cdot S_y} \quad \therefore d = 63 \text{ mm}$$

Se decide que el diámetro del eje sea de 125 mm en el centro de la carga y 110 mm en los extremos debido a facilidades de diseño para obtención de velocidad lineal igual desde el eje motriz al rodillo de transporte.

2.8.10.1. Rodamientos rodillo de transporte

Para el diseño se decide colocar un rodamiento de bolas en cada extremo del rodillo debido a que estos rodamientos van a soportar cargas radiales. Este elemento va a trabajar con cargas variables en el tiempo por lo que es necesario calcular la capacidad de carga dinámica C mediante la Ecuación 2.23.

Al igual que los rodillos de transporte estos van a girar a la misma velocidad lineal por lo que la velocidad angular es 1,03 RPM, asumiendo las mismas horas de operación de 15 000, se tiene $L_{10} = 0,93$ millón de revoluciones. Por lo tanto, los factores de ajuste de vida útil son $a_1 = 0,25$ y $a_{ask} = 0,5$; y la capacidad de carga dinámica necesaria de los rodamientos es $C = 6,5$ kN.

Finalmente, se selecciona un rodamiento de bolas SKF 61813 para cada extremo del rodillo con diámetro externo $D = 85$ mm, diámetro interno $d = 65$ mm, espesor $B = 10$ mm y capacidad de carga dinámica de 12,4 kN como se ve en el ANEXO 7 [21].

2.8.11. Pórtico estructura central.

El eje motriz se va a sujetar en dos pórticos (ASTM A572, $S_y = 235$ MPa), los cuales van a soportar la mitad de la carga que genera el cilindro hidráulico (25 kN) como carga puntual y empotrado en los extremos, como se muestra en la Figura 2.41.

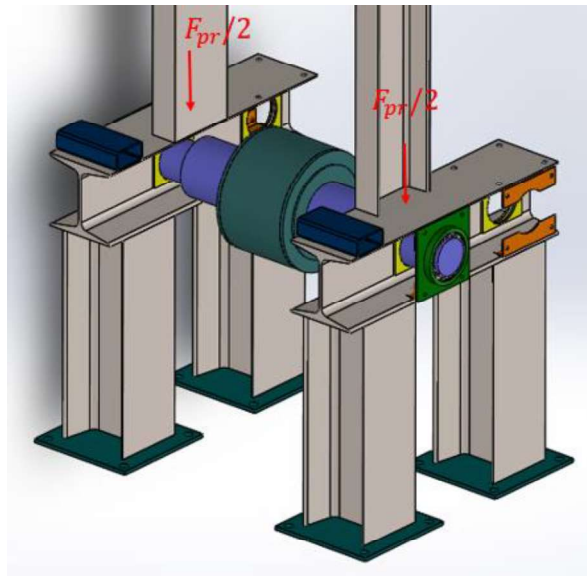


Figura 2.41. Diagrama de fuerza soporte rodillo motriz mayor.
(Fuente: Propia)

El momento máximo sobre la viga del pórtico se genera en el centro y se determina con la Ecuación 2.1, siendo la distancia entre apoyos de 800 mm; por lo que el momento máximo es $M_{max} = 2,5$ kN · m. Asumiendo concentrador de esfuerzo teórico de tres y factor de seguridad de dos, el módulo de resistencia de la sección necesario de la viga del pórtico se calcula mediante la Ecuación 2.2 y es $S_{xx} = 64$ cm³.

Se decide elegir un perfil HEB 200 el cual tiene un módulo de resistencia de sección igual a 507 cm³, como se observa en el ANEXO 4. Se decide seleccionar este perfil debido a facilidad de diseño para el ensamble con los demás módulos.

Las columnas del pórtico serán del mismo perfil de la viga ($l = 600$ mm, $A = 78,1$ cm², $I = 2000$ cm⁴), y soporta la fuerza ejercida por el cilindro hidráulico en forma de compresión excéntrica, por lo que el mayor esfuerzo de compresión se obtiene de la Ecuación 2.8. Por lo tanto, $\sigma_c = 26,6$ MPa y el factor de seguridad es $n = 8,8$.

2.9. Análisis de esfuerzos

Con el fin de verificar la funcionalidad de las estructuras seleccionadas en el apartado 2.8 de este documento, se ha realizado el análisis estructural y dinámico, determinando los esfuerzos en función de las cargas a las que van a estar sometidos. Los elementos que se seleccionaron para el análisis son los más críticos del sistema, es decir, en el caso de fallar causarían daños al factor humano.

El software que se ha utilizado para este estudio es ANSYS versión 18.0; el fundamento para el mallado es el mismo para todos los elementos, se analiza la calidad del mallado inicialmente obtenido al ejecutar el mallado por defecto que ofrece el programa, y se va refinando los elementos hasta que su mayoría se encuentre dentro del rango de 60 a 100%, como se indica en la Figura 2.42. Calidad de mallado para simulación de esfuerzos, debido a la capacidad del computador que se está utilizando no podemos alcanzar una calidad del 100% en todos los mallados [31].

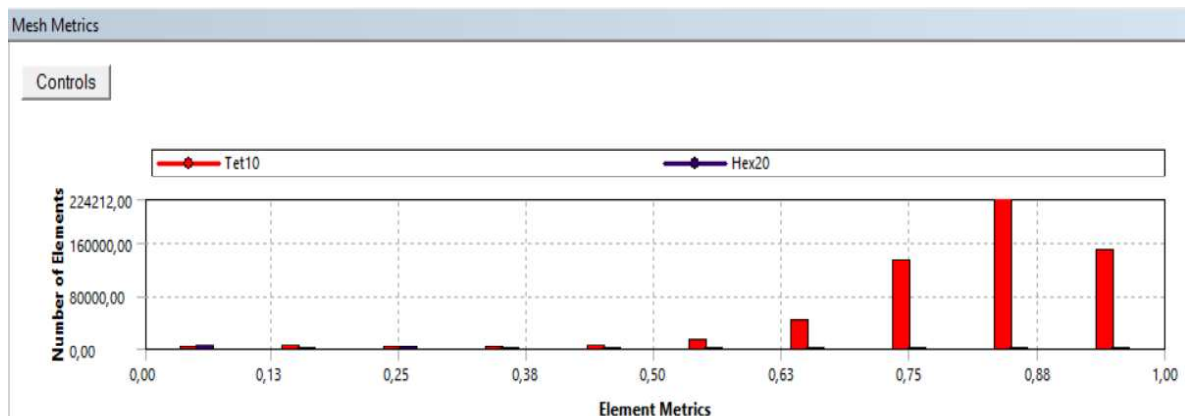


Figura 2.42. Calidad de mallado para simulación de esfuerzos.
(Fuente: Propia)

2.9.1. Pórtico móvil para transporte

Este sistema consta de dos pórticos para el transporte de los componentes de la viga (patín y alma) a lo largo de la línea de ensamble tanto antes del ensamble como en la mitad y final del proceso de fabricación. Para el análisis de un pórtico, se aplica la mitad del peso total de la viga ensamblada de mayor dimensión ($P_v/2 = 20 \text{ kN}$) en el centro de la viga del pórtico, como se muestra en el ANEXO 14.

Se obtiene un esfuerzo máximo de Von Mises en el extremo de la viga igual a 114,56 MPa, con un factor de seguridad mínimo contra falla por fluencia de 2,18, como se muestra en la Figura 2.43.

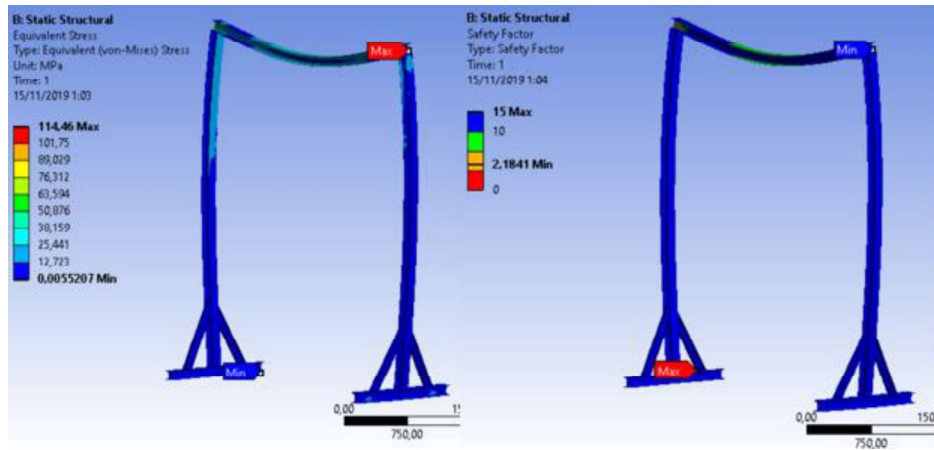


Figura 2.43. Simulación de esfuerzos pórtico móvil.
(Fuente: Propia)

2.9.2. Estructura central

Esta sección consta de una estructura soldada de dos pórticos laterales para soporte de los módulos 2 (fijador patín) y 6 (presionador patín), además de otro pórtico central para soporte del módulo 5 (presionador alma) en la cual actúa una fuerza importante como es el cilindro hidráulico ($F_{pr} = 50 \text{ kN}$) para la alineación vertical del patín; el análisis de la estructura se ha evaluado bajo las condiciones que se muestran en el ANEXO 15.

El esfuerzo máximo de Von Misses ocurre en las perfiles laterales que soportan la carga del cilindro hidráulico igual a 209,66 MPa, con lo que el factor de seguridad mínimo contra falla de fluencia es de 1,83, como se muestra en la Figura 2.44.

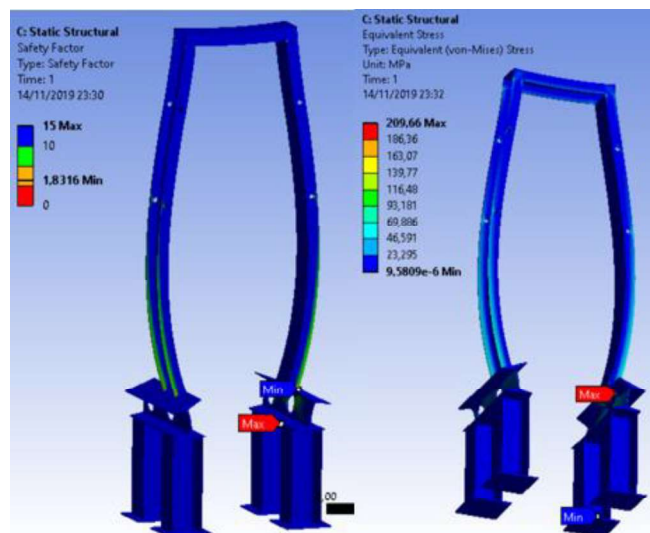


Figura 2.44. Simulación de esfuerzos estructura central.
(Fuente: Propia)

Vale recalcar que el factor mínimo de seguridad se da en las uniones del perfil de la columna con la viga horizontal para lo cual se recomienda añadir un rigidizador en esta zona para disminuir esa deflexión. Además que se observa que la viga del pórtico estaría sometida a flexión excéntrica.

2.9.3. Eje motriz mayor

El avance de la viga ensamblada y de sus componentes se realiza a través de una línea de rodillos, de los cuales uno está acoplado a un motorreductor para generar el movimiento traslacional de la viga a lo largo de los demás rodillos libres de movimiento. En el ANEXO 17 se muestran las cargas a las que está sometido el eje motriz; por lo cual se analiza con la carga del cilindro hidráulico como dos cargas puntuales en los chaveteros ($F_{pr}/2 = 25 \text{ kN}$), la fuerza de rozamiento entre el contacto del tambor motriz con el patín de igual forma como dos cargas puntuales en los chaveteros ($F_r/2 = 4 \text{ kN}$) y el torque que genera el motorreductor a lo largo del eje ($T = 2,8 \text{ kN} \cdot \text{m}$).

Para el análisis de este elemento se ha utilizado la herramienta *Fatiga* del módulo *Solución*, obteniendo un esfuerzo de Von Mises de 134,75 MPa y factor de seguridad a fatiga de 2,41, como se muestra en la Figura 2.45.

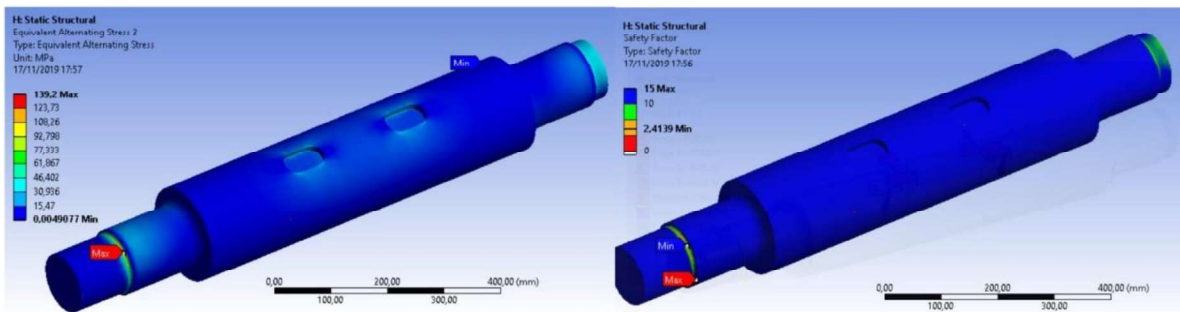


Figura 2.45. Simulación de esfuerzos eje motriz mayor.
(Fuente: Propia)

2.10. Simulación de operaciones

En esta sección se analizan las fuerzas que actúan sobre el sistema de ensamble de vigas y se incluye un estudio cinemático donde se puede determinar la funcionalidad de este sistema. Este estudio se realiza utilizando el software SolidWorks versión: 2018, el componente de interés para nuestros requerimientos es *Análisis de Movimiento*.

Para llevar a cabo esta simulación se identifican los valores de entrada que llevan a cabo el funcionamiento ideal del sistema, y a partir de estos se logre alcanzar un diagnóstico lo más real posible. Los parámetros de entrada seleccionados son:

- Torque para centrar el alma mediante tornillos de potencia: Este dato se requiere para que los módulos del tornillo de potencia avancen y apliquen la suficiente fuerza para vencer el rozamiento entre la viga y los rodillos y centrarla, esta entrada se muestra en la Figura 2.46.

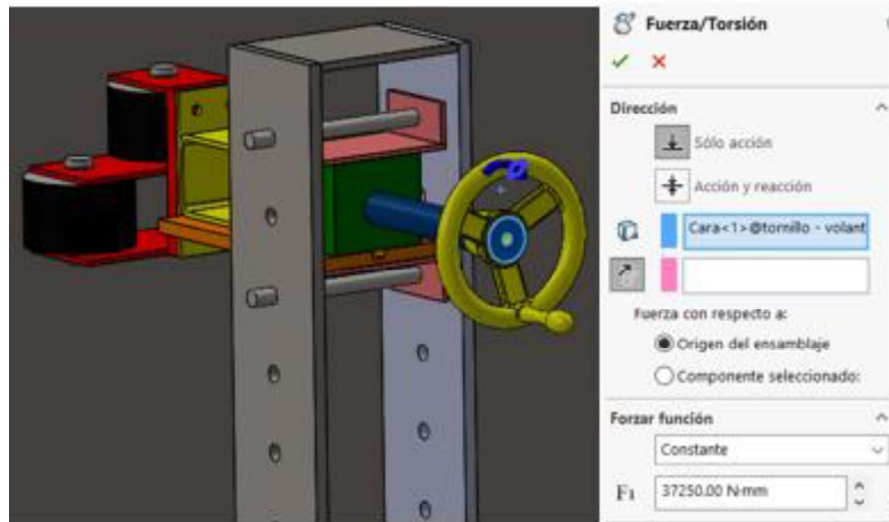


Figura 2.46. Torque que se debe aplicar en el tornillo de potencia.
(Fuente: Propia)

- Fuerza de cilindro hidráulico: La función del cilindro es ajustar la posición entre el alma y el patín, además de la eliminación de posibles deflexiones del patín, este valor se muestra en la Figura 2.47.

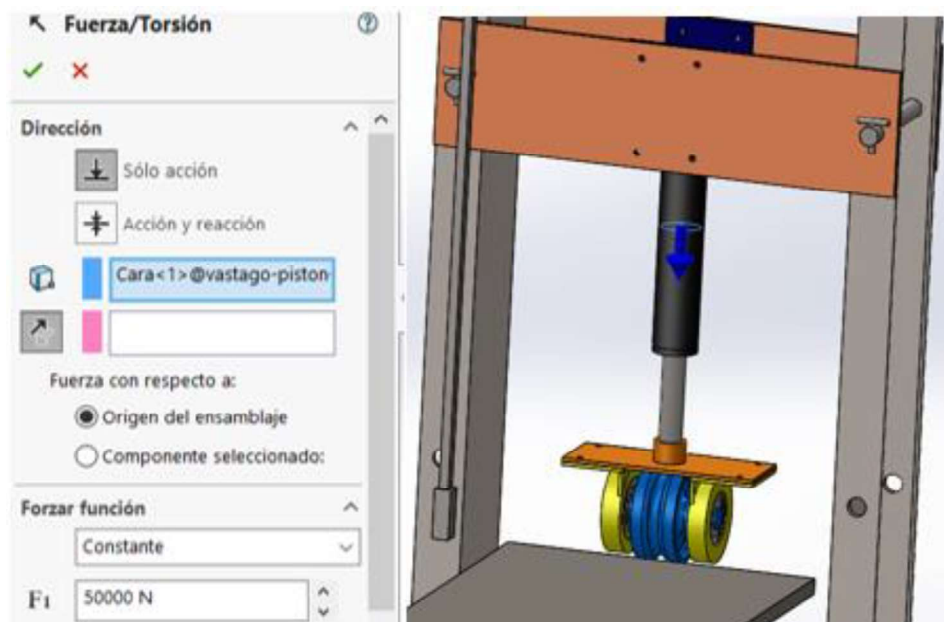


Figura 2.47. Entrada fuerza de cilindro.
(Fuente: Propia)

- Velocidad del motorreductor: Este valor define la velocidad de avance de los componentes de la viga durante el proceso de soldadura. Asumiendo un sistema ideal ($v = w \cdot r$) se encuentra que la velocidad de rotación es 2 rad/s. Sin embargo, al realizar la simulación este valor no es el adecuado para los requerimientos del proceso de soldadura, para lo cual se procede a ir aumentando de manera secuencial la velocidad de rotación hasta que se alcance lo requerido, como se observa en la Figura 2.48.

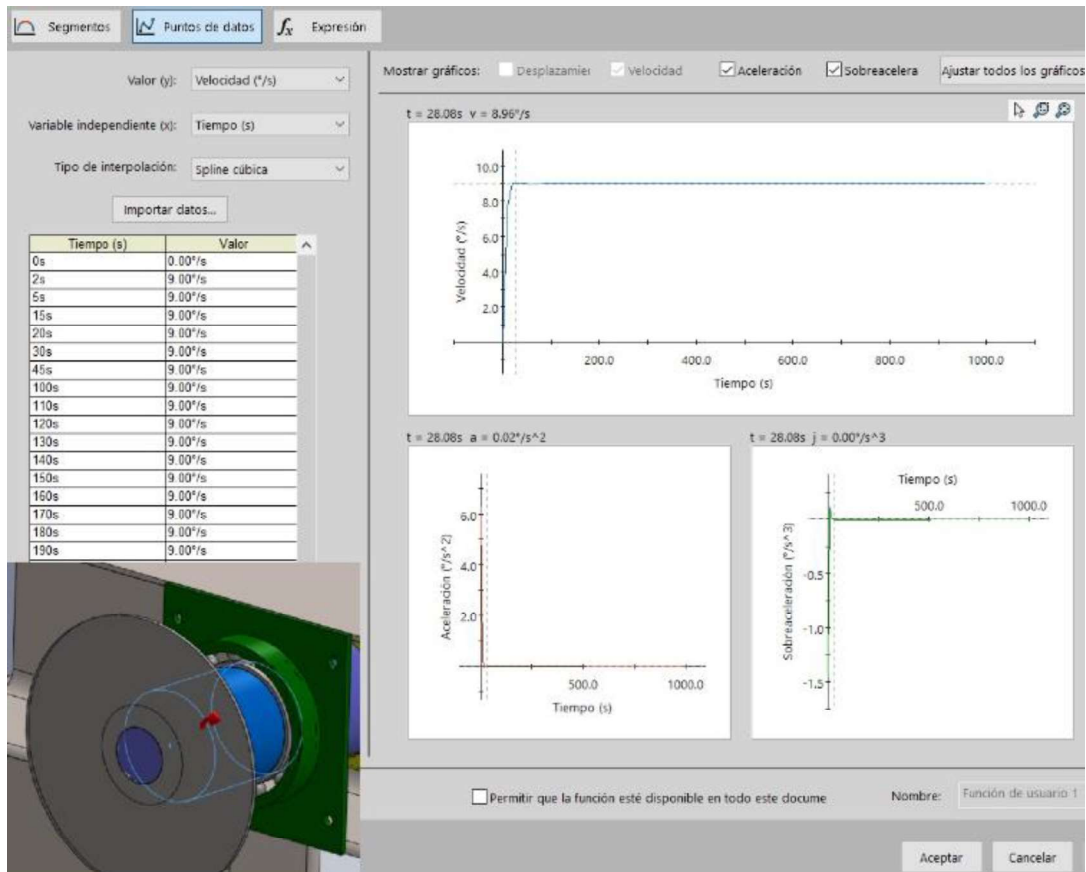


Figura 2.48. Entrada velocidad del motor.
(Fuente: Propia)

Estas características nos permiten obtener datos relevantes para poder verificar que la máquina funciona según los requerimientos definidos inicialmente.

- Velocidad de avance: Se ha definido una velocidad de avance de la viga de 6,8 mm/s, ya que de esta manera se asegura una buena penetración de la soldadura del material para la viga de mayor dimensión, y con la simulación dinámica se obtiene 6,6 mm/s, como se muestra en la Figura 2.49.

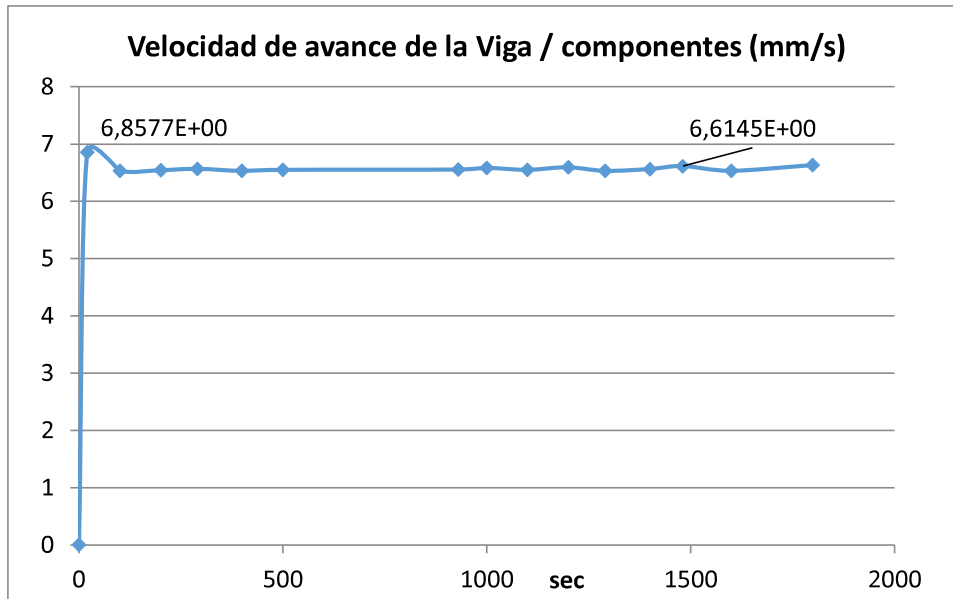


Figura 2.49. Velocidad de avance de la viga.
(Fuente: Propia)

- Torque motor: Con el fin de verificar los parámetros calculados con respecto a la selección del motor también obtenemos la gráfica de torque y potencia del motor en la simulación, siendo 856 N · m mostrado en la Figura 2.50.

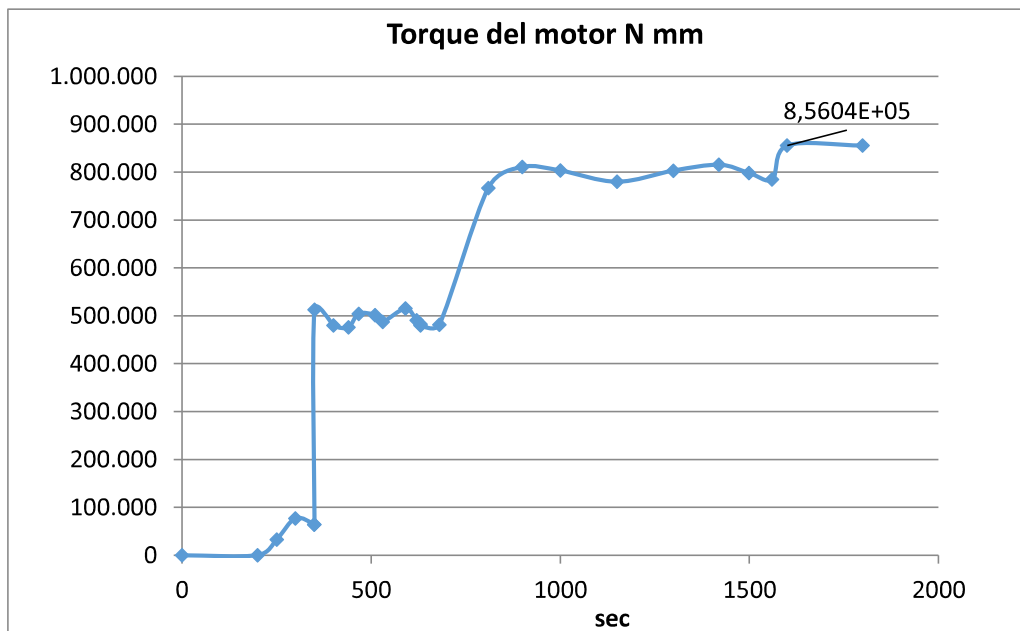


Figura 2.50. Torque motorreductor.
(Fuente: Propia)

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

3.1. Capacidad de producción

Actualmente, para armar una de viga con alma de 1000 mm (espesor 18 mm), patín de 500 mm (espesor 12 mm), y 12 m de largo, el tiempo de trabajo es aproximadamente 12 horas, por lo que trabajando 8 horas diarias, 20 días al mes, la capacidad de producción actual es de 52 Ton/mes de vigas construidas. El factor principal es la mano de obra ya que, debido a operaciones adicionales en la soldadura de las placas, por ejemplo: para evitar el pandeo y desalineación de la viga se ensambla rigidizadores a lo largo de todo el perfil de manera que se asegure su posición y se evite oleaje por el calor emitido en la soldadura.

En la Tabla 3.1 se detalla los tiempos de producción que actualmente se tiene en el armado de vigas IPE. Vale recalcar que en estos tiempos no se ha tomado en cuenta que en la mayoría de los casos existe reprocesos, debido a una mala alineación o pandeo por el calor.

Por otro lado, a partir de las simulaciones, los tiempos de las operaciones del sistema suman un total estimado de 2 horas para armar una viga de las mismas dimensiones, como se muestra en la Tabla 3.2. Para el mismo horario de trabajo se tiene que la capacidad de producción con el sistema de ensamble son 300 Ton/mes.

Tabla 3.1. Capacidad de producción de vigas manual.

N ^a	ITEM	Tiempo (min)	Operadores
1	Armar una matriz para la ubicación del patín alma	20	2
2	Ensamblar el alma y los patines con puntos de soldadura a cortas distancias alineando el centro.	30	2
3	Colocar rigidizadores a lo largo del perfil con puntos de soldadura	25	2
4	Soldar de forma manual a cada lado	120	2
5	Soldar siguientes pases de soldadura (SMAW) hasta tres pases	180	3
6	Mismo procedimiento de colocar rigidizadores y soldadura para el otro lado de la viga	325	4
TOTAL		700 (11,67 h)	

(Fuente: Propia)

Tabla 3.2. Capacidad de producción de vigas con sistema de ensamble.

N ^a	ITEM	Tiempo (min)	Operadores
1	Montaje con uso del pórtico móvil del patín y alma	6	3
2	Centrar el alma en la máquina ajustando los módulos del tornillo de potencia, y realizar puntos de soldadura en sus extremos.	10	4
3	Avance de la viga a través de la estructura central	40	1
4	Uso del pórtico móvil a la salida para el giro de la viga actualmente soldada en T.	5	3
5	Traslado y montaje del patín y la viga en T sobre los rodillos de entrada a la soldadora.	5	3
6	Alineación de la viga con los tornillos de potencia, y puntos de soldadura en los extremos.	10	4
7	Avance del perfil a través del pórtico de soldadura	40	1
8	Desmontaje de la viga finalizada del sistema	6	3
TOTAL		122 (2 h)	min

(Fuente: Propia)

Cabe aclarar que el número de operadores que se necesitan en la producción manual es menor al de producción con el sistema de ensamble; pero estos deben aportar entre el 80 y 100% del tiempo total para finalizar la fabricación de una viga, mientras que con el sistema de ensamble deben aportar entre el 40 – 50% del tiempo total.

3.2. Análisis de resultados

3.2.1. Análisis de simulación de esfuerzos

De la simulación de esfuerzos del pórtico móvil se puede ver que el máximo esfuerzo se genera en la unión de la viga con la columna, donde el factor de seguridad es 2,18; y en los cálculos se calcula el esfuerzo máximo en el mismo punto con factor de seguridad de 2,23; se puede ver que los resultados son similares y para el diseño se considera añadir un perfil estructural como rigidizador en los extremos superiores del pórtico para evitar el esfuerzo excesivo en la junta de soldadura.

En la simulación de esfuerzos de la estructura central se observa que el máximo esfuerzo se genera en la base del pórtico que sostiene el fijador del alma, donde el factor de seguridad es 1,83, mientras que en los cálculos se tiene factor de seguridad de 10,5. La variación excesiva de resultados se debe principalmente a que para el cálculo de la

columna no se consideró carga excéntrica ($e = 7,97 \text{ cm}$, $l = 220 \text{ cm}$, $c = 5,3 \text{ cm}$), como se muestra en la Figura 3.1, lo cual aumenta el esfuerzo de tracción 10,18 veces, y asumiendo un coeficiente de concentración del esfuerzos en la soldadura $K_t = 1,5$, se calcula el esfuerzo máximo de tracción mediante la Ecuación 2.8 y es $\sigma_c = 118 \text{ MPa}$), por lo que se tendría un factor de seguridad de 1,98, similar al obtenido en la simulación.

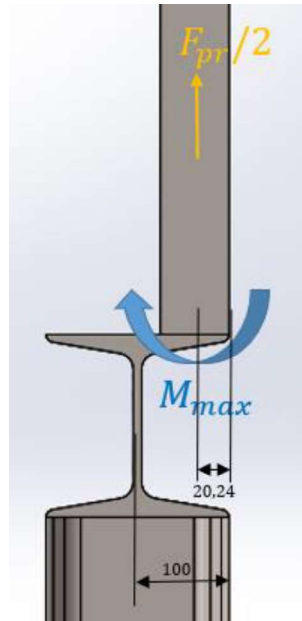


Figura 3.1. Fuerza excéntrica sobre columna del presionar del alma.
(Fuente: Propia)

Por último, de la simulación de esfuerzos del eje motriz mayor se observa que el máximo esfuerzo se produce en el cambio de sección junto al apoyo que recibe el torque motriz donde el factor de seguridad a fatiga es 2,41, mientras que en los cálculos se obtiene un máximo esfuerzo en los concentradores de esfuerzos de los chaveteros con factor de seguridad a fatiga de 3. La variación se debe principalmente a que el diámetro del eje en los extremos es de 100 mm y en el centro de 160 mm, además de que el factor de concentración junto al apoyo que recibe el torque motriz es muy alto debido al bajo radio de curvatura (1 mm) aumentando considerablemente los esfuerzos.

3.2.2. Análisis de simulación de operaciones

El torque máximo del motor obtenido a partir de la simulación dinámica es de $0,865 \text{ kN} \cdot \text{m}$, tiene una diferencia de $0,5 \text{ kN} \cdot \text{m}$ con el obtenido analíticamente; esto se da debido a que el software analiza el contacto rodillos – patín viga como punto - plano, esto significa que está analizando con coeficientes de fricción menores a 0,1.

La velocidad de avance de la viga obtenida a partir de la simulación es igual a 6,6 mm/s, lo requerido es 6,8 mm/s, esta velocidad se tuvo que ir aumentando experimentalmente debido a las pérdidas que existe desde la transferencia de movimiento del motor, al eje y hasta finalmente la viga. Por lo cual se determina que la velocidad de entrada del motor debe ser de 1,5 RPM.

Con respecto a la simulación de operaciones, se comprobó el momento calculado para el ajuste del tornillo de potencia es suficiente para levantar el alma y alinear el patín en el centro. Adicionalmente se pudo observar que el diseño inicial propuesto de un solo módulo en los ajustes laterales del alma no era suficiente para alinear la viga en el centro del pórtico, por lo tanto, se define que en los extremos del sistema de ingreso de la viga a la soldadora, se añada en la parte inferior un módulo de ajuste lateral en elementos con peraltes superiores a 800 mm, como se observa en la Figura 3.2.

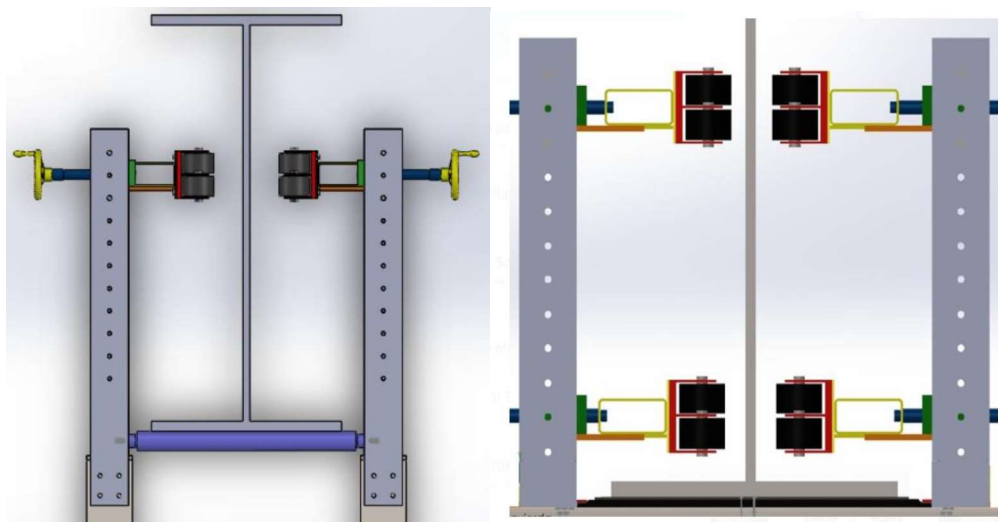


Figura 3.2. Diseño inicial propuesto / Diseño necesario después de simulación.
(Fuente: Propia)

Los pórticos de los rodillos de libre rotación ubicados a la salida de la soldadora se encontraban muy distanciados por lo que en la simulación se procedió a disminuir la distancia 200 mm más cerca y se logró el desplazamiento normal de la viga a la salida.

3.2.3. Análisis respecto a otros trabajos

Otros trabajos de titulación similares al presente trabajo [23], no han diseñado un sistema completo de ensamblado de vigas, solamente se toma en cuenta la estructura de armado central, más no los sistemas de avance (rodillos de transporte) y el sistema de carga y descarga (pórticos móviles). Además, en este trabajo se aumenta la altura máxima de las vigas que se pueden ensamblar de 800 mm a 1000 mm y de hasta 12 m de longitud.

Además, no se analiza los ejes bajo fatiga, aunque estos no cumplan los ciclos de vida requeridos para realizar este análisis debido a las bajas revoluciones a las que trabaja, recomiendan realizar el análisis a fatiga hecho en este documento.

El alcance de este proyecto también ha incluido el análisis dinámico, cinemático y de operaciones, con el fin de asegurar la funcionalidad del diseño, tomando en cuenta parámetros como gravedad, y de esta manera verificar los tiempos de acción de cada actividad a realizar, desde el ingreso de los componentes de la viga al pórtico hasta la salida de la viga ensamblada.

3.3. Análisis de costos

3.3.1. Costo material y elementos estandarizados

El costo del material necesario para la construcción del sistema de ensamble de vigas se determinó con base en proveedores de la industria local. En la Tabla 3.3 se muestra los costos para el material estructural, mientras que en la Tabla 3.4 se adjuntan los costos de los ejes de acero inoxidable y AISI 1018 cotizados por las empresas de Ferro Toll y Aceros MG respectivamente, como se muestra en el ANEXO 18.

Tabla 3.3. Costo de planchas y perfiles de acero.

ELEMENTO	CARACT.	CANT.	COSTO UNITARIO	COSTO TOTAL
Plancha acero A36	4 mm	1	78,60	78,60
Plancha acero A36	6 mm	1	120,60	120,60
Plancha acero A36	10 mm	2	205,70	411,40
Plancha acero A36	25 mm	1	613,50	613,50
Plancha de acero A572 GR50	4 mm	1	125,30	125,30
Perfil estructural	HEB 100	5	134,70	673,51
Perfil estructural	HEB 120	2	184,30	368,59
Perfil estructural	HEB 200	1	404,60	404,60
Perfil estructural	UPN 80	9	48,80	439,19
Perfil estructural	UPN 200	1	170,11	170,11
Tubo cuadrado	100x100x4	1	72,20	72,20
Tubo cuadrado	75x75x5	1	54,50	54,50
			TOTAL	\$ 3 547,60

(Fuente: Propia)

El costo de elementos normalizados de rodamientos SKF se indican en la Tabla 3.5, mientras que de pernos, tuercas y anillos de retención se indican en la tabla 3.6, cotizados con la Casa del Ruliman e Imporpernos respectivamente, ANEXO 18.

En la Tabla 3.7 se muestra el costo del motorreductores que se necesita para la operación de los rodillos de transporte, mientras en la Tabla 3.8 se muestra el costo del sistema completo de la soldadora SAW que se detalla en el apartado 2.8.7 cotizado por la empresa Remeco Ecuador y WUXI ABK MACHINERY respectivamente, ANEXO 18.

En la tabla 3.9 se muestra el costo del sistema hidráulico del presionador del alma, y, por último, en la Tabla 3.10 se indica el costo de varios elementos normalizados necesarios en la construcción del sistema de ensamble, cotizados por la empresa Neumac Hydraulics Pneumatics y Induferro respectivamente, ANEXO 18.

Tabla 3.4. Costo ejes acero inoxidable y AISI 1018.

ELEMENTO	CARACT.	CANT.	COSTO TOTAL
Eje acero INOX 304	Ø 150mm	150 mm	160,40
Eje acero INOX 304	Ø 100mm	80 mm	37,30
Eje acero INOX 304	Ø 75mm	1 580 mm	287,60
Eje acero INOX 304	Ø 15mm	2 040 mm	43,20
Eje acero ASTM A36	Ø 50mm	40 mm	3,60
Eje acero ASTM A36	Ø 25mm	520 mm	23,80
Eje acero ASTM A36	Ø 12mm	3 100 mm	35,10
Eje acero AISI 1018	Ø 160mm	2 300 mm	1408,30
Eje acero AISI 1018	Ø 150mm	150 mm	49,80
Eje acero AISI 1018	Ø 125mm	775 mm	231,50
Eje acero AISI 1018	Ø 75mm	720 mm	53,50
Eje acero AISI 1018	Ø 55mm	270 mm	34,30
Eje acero AISI 1018	Ø 50mm	12 450 mm	377,80
Eje acero AISI 1018	Ø 35mm	3 700 mm	62,20
Eje acero AISI 1018	Ø 30mm	2 200 mm	30,60
Eje acero AISI 1018	Ø 20mm	3 000mm	34,60
Eje cobre	Ø 20mm	280 mm	2,60
Tubo redondo acero A572	Ø1 pulg- SCH 10	800 mm	12,60
Varilla roscada A36	M12mm	14 400 mm	15,30
TOTAL			\$ 2 904,10

(Fuente: Propia)

Tabla 3.5. Costo rodamientos SKF.

ELEMENTO	CARACT.	CANT.	C. UNITARIO	C. TOTAL
Rodamiento de bolas	SKF 6407	2	51,84	103,69
Rodamiento de bolas	SKF *6005	34	6,24	212,11
Rodamiento de bolas	SKF *6312	2	43,38	86,76
Rodamiento de bolas	SKF 61813	2	38,53	77,06
Rodamiento de bolas	SKF 61920	4	82,17	328,70
			TOTAL	\$ 808,30

(Fuente: Propia)

Tabla 3.6. Costo de pernos, tuercas y anillos de retención.

ELEMENTO	CARACT.	CANT.	C. UNITARIO	C. TOTAL
Perno cabeza hexagonal	M12x1,75x30	40	0,36	14,52
Perno cabeza hexagonal	M12x1,75x16	4	0,31	1,24
Perno cabeza hexagonal	M10x1,5x50	56	0,35	19,79
Perno cabeza hexagonal	M10x1,5x25	18	0,19	3,51
Perno cabeza hexagonal	M10x1,5x16	20	0,25	4,92
Perno cabeza hexagonal	M8x1,25x25	20	0,21	4,20
Perno cabeza hexagonal	M6x1x30	120	0,07	8,29
Perno cabeza hexagonal	M6x1x16	40	0,06	2,39
Tuerca hexagonal	M12x1,75	148	0,17	25,78
Tuerca hexagonal	M10x1,5	72	0,11	7,81
Tuerca hexagonal	M8x1,25	20	0,10	2,05
Tuerca hexagonal	M6x1	120	0,07	8,06
Arandela de presión	M12	12	0,05	0,66
Arandela de presión	M10	26	0,05	1,40
Arandela de presión	M6	40	0,03	1,34
Anillo de retención	D 50	2	0,17	0,34
Anillo de retención	D 30	4	0,14	0,56
Anillo de retención	D 20	100	0,12	12,00
			TOTAL	\$ 118,90

(Fuente: Propia)

Tabla 3.7. Costo motorreductores.

ELEMENTO	CARACT.	CANT.	COSTO
Motor WEG carcasa 90	2HP/1800RPM/220-440V	1	156,72
Brida carcasa 90	FF-165	2	55,52
Reductor FCNDK90	100:1 / 2HP / 4P / 90	2	553,54
TOTAL			\$ 765,78

(Fuente: Propia)

Tabla 3.8. Costo sistema de soldadura SAW.

ELEMENTO	CANT	C. UNITARIO	C. TOTAL
Soldadora + Importación	2	5 500	\$ 11 000,00

(Fuente: Propia)

Tabla 3.9. Costo sistema hidráulico.

ELEMENTO / CARACTERISTICAS	CANT.	C. UNITARIO	C. TOTAL
Cilindro hidráulico de doble efecto 63x300 mm	1	521,13	521,13
Bomba de engranes hidráulica FTZ	1	181,44	181,44
Motor WEG 7 HP	1	772,80	772,80
Filtro de retorno spinol sf6520	1	22,40	22,40
Base de filtro	1	27,50	27,50
Tapa de respiradero	1	21,28	21,28
Manómetro 0,3 PSI stauff	1	30,82	30,82
Filtro de succión de 3/4in stauff	1	26,44	26,44
Caneca de aceite marca pure guard	2	68,32	136,64
Mando de palanca con válvula de alivio FTZ	1	235,20	235,20
Acople de matrimonio L100	1	33,60	33,60
Metro de manguera de 1/2 in CR2- Gates	1	8,06	8,06
TOTAL			\$ 2 017,30

(Fuente: Propia)

Tabla 3.10. Costo elementos normalizados varios.

ELEMENTO	CARACT.	CANT.	C.UNITARIO	C.TOTAL
Resortes acero inox	LC 150 HK04	40	1,80	72,00
Monobloque acero	18-90/080 AMB6 (100 kg)	40	13,25	530,00
Ruedas de rotación	KPF5 125 HFB5 (600 kg)	8	18,54	148,32
Carro de traslación	Select 30P/ S30P- 3.0	2	173,60	347,20
Polipasto manual	Elephant Super 100/ HOISTMAN	1	201,60	201,60
Polipasto manual	Elephant Super 100/ S300/3100	2	280,00	560,00
Volante manual	MI-CI-REV-0125-12-0	24	11,40	273,60
Catarina	ANSI 160 / Tipo B / 23 Z / P 1/2"	1	19,50	19,50
Catarina	ANSI 160 / Tipo B / 60 Z / P 1/2"	1	92,00	92,00
			TOTAL	\$ 2 244,22

(Fuente: Propia)

3.3.2. Costo mano de obra

El costo de mano de obra necesario para la construcción del sistema de ensamble de vigas se realizó en la industria local, para lo que se tiene diferentes tipos de operaciones como torneado, taladrado, corte por plasma, soldado y cementado.

3.3.2.1. Operaciones y ensamble

Se cotizó la fabricación del sistema de ensamble de vigas por módulos con la propia empresa Saurus Ecuador Cia. Ltda. que se muestran en la Tabla 3.11 (ANEXO 18), en lo que se considera los siguientes aspectos:

- Preparación superficial SSPC-SP2, pintura y esmalte en superficies de elementos estructurales, excepto en aquellas superficies que sean de contacto y fricción.
- Equipos, herramientas y materiales consumibles para trabajo mecánico de corte, perforación, soldadura (soldadores calificados AWS D1.1)
- Inspección visual de soldadura 100% y de soldadura por tintas penetrantes 20%
- Inspecciones de control de calidad para recubrimientos
- Ensamblaje mecánico de conjuntos prefabricados (soldados y pintados) junto al resto de elementos (ejes, manivelas, rodillos, pernos completos, varillas roscadas, ruedas, etc.) según planos.
- Anclaje al piso de hormigón de placas base, mediante varilla roscada galvanizada y epóxido.

- Instalación de conjuntos prefabricados para formar los mecanismos propios de la máquina Ensambladora de Vigas
- Protocolo de pruebas, arranque y puesta en marcha del sistema.

Tabla 3.11. Costo fabricación y montaje del sistema de ensamble.

ELEMENTO	PLANO REFERENCIA	CN	C.UNITARIO	C. TOTAL
PRESIONADOR ALMA	EPN-MEC-PR-002	1	245,00	245,00
RODILLOS DE TRANSPORTE	EPN-MEC-PR-003	4	336,00	1344,00
FIJADOR ALMA	EPN-MEC-PR-004	10	51,45	514,50
FIJADOR PATIN	EPN-MEC-PR-005	4	176,25	705,00
FIJADOR PATIN	EPN-MEC-PR-006	10	35,70	357,00
PRESIONADOR PATIN	EPN-MEC-PR-007	2	122,89	245,78
RODILLO MOTRIZ MENOR	EPN-MEC-PR-008	1	344,25	344,25
RODILLO MOTRIZ MAYOR	EPN-MEC-PR-009	2	317,65	635,30
RODILLOS TRANSPORTE	EPN-MEC-PR-010	13	131,25	1706,25
ESTRUCTURA CENTRAL	EPN-MEC-PR-011	1	1052,50	1052,50
PORTICO MOVIL	EPN-MEC-PR-012	2	658,50	1317,00
RIEL PORTICO MOVIL	EPN-MEC-PR-013	2	178,40	356,80
ANCLAJE	--	1	1160,00	1160,00
INSTALACION	--	1	2394,88	2394,88
			TOTAL	\$ 12 378,26

(Fuente: Propia)

3.3.2.2. Torneado

Varios elementos del sistema de ensamble deben ser maquinados por torno para conseguir las dimensiones y geometrías requeridas (ejes, chumaceras y tornillos de potencia), en la Tabla 3.12 se muestran los costos para cada elemento, mientras que la proforma están en el ANEXO 18.

Tabla 3.12. Costo mano de obra torneado.

ELEMENTO	PLANO REFERENCIA	CANT.	C.UNITARIO	C. TOTAL
PRESIONADOR ALMA	EPN-MEC-PR-201	1	245	245,00
EJE SOP. ROD.	EPN-MEC-PR-202	1	17	17,00
EJE SOP.	EPN-MEC-PR-206	1	15	15,00
EJE FIJADOR	EPN-MEC-PR-211	2	20	40,00
EJE SOP. ROD.	EPN-MEC-PR-301	34	20	680,00
RODILLO TRANS.	EPN-MEC-PR-303	17	70	1190,00
PASADOR FIJADOR	EPN-MEC-PR-307	20	4,5	90,00
TORNILLO POT.	EPN-MEC-PR-401	10	35	350,00
EJE RODILLO	EPN-MEC-PR-411	40	4,5	180,00
TORNILLO POT.	EPN-MEC-PR-601	10	40	400,00
EJE RESORTE	EPN-MEC-PR-605	40	4,5	180,00
BOCIN COBRE	EPN-MEC-PR-606	40	3,5	140,00
EJE GUIA TORNILLO	EPN-MEC-PR-705	2	10	20,00
EJE RODILLO	EPN-MEC-PR-707	2	22	44,00
TORNILLO POT.	EPN-MEC-PR-708	2	45	90,00
TORNILLO POT.	EPN-MEC-PR-709	2	90	180,00
EJE SOP. ROD.	EPN-MEC-PR-801	2	20	40,00
RODILLO MOTRIZ	EPN-MEC-PR-803	1	70	70,00
EJE CATARINA MENOR	EPN-MEC-PR-805	1	15	15,00
RODILLO MOTRIZ	EPN-MEC-PR-901	2	90	180,00
PL TAMBOR MOTRIZ	EPN-MEC-PR-902	2	7,5	15,00
PL TAMBOR MOTRIZ	EPN-MEC-PR-903	2	7,5	15,00
SOPORTE RODAMIENTO	EPN-MEC-PR-904	4	12	48,00
EJE CATARINA MAYOR	EPN-MEC-PR-906	1	15	15,00
			TOTAL	\$ 4 259,00

(Fuente: Propia)

3.3.3. Costo total sistema de ensamble

Para estimar el costo total de fabricación, montaje e instalación del sistema se suman todos los costos anteriores tanto de materiales y mano de obra expuestos anteriormente, que se resumen en la Tabla 3.13.

Tabla 3.13. Costo total Sistema de ensamble.

ITEM	DESCRIPCIÓN	COSTO
1	PLANCHAS Y PERFILES DE ACERO	\$ 3 547
2	EJES ACERO INOX Y AISI 1018	\$ 2 904
3	RODAMIENTOS SKF	\$ 808
4	PERNOS, TUERCAS Y ANILLOS DE RETENCION	\$ 119
5	MOTORREDUCTORES	\$ 765
6	SISTEMA DE SOLDADURA SAW	\$ 11 000
7	SISTEMA HIDRAULICO	\$ 2 017
8	ELEMENTOS NORMALIZADOS	\$ 2 244
9	MAQUINADO POR TORNO	\$ 4 229
10	OPERACIONES Y ENSAMBLE	\$ 12 378
TOTAL		\$ 40 011

(Fuente: Propia)

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1. Conclusiones

Se alcanzó el objetivo general del proyecto de titulación, puesto que se diseñó la línea de ensamble y se simularon las operaciones de cada módulo que componen el sistema.

Se determinó los requerimientos de la empresa Saurus Ecuador Cia. Ltda. Esta empresa requiere una máquina para ensamblar vigas tipo IPE mediante soldadura de placas de acero con un solo cordón mediante el proceso de soldadura SAW. Las vigas requeridas son de hasta 1000 mm de altura, y a pesar de que no se pudo obtener vigas con altura mínima de 180 mm, el cliente ha indicado su satisfacción debido a que la mayor demanda se encuentra en las vigas con almas superiores a 300 mm. La longitud requerida es de 12 m. para satisfacer estas demandas, el sistema debe ser de 27 m de largo, 3,3 m de ancho y 4,4 m de alto, de tal forma que podría ser instalado dentro del espacio disponible en la empresa.

Se realizó el proceso de diseño de manera secuencial, comenzando por el análisis funcional de la máquina, donde se dividió al sistema en 8 módulos. Luego se procedió a generar alternativas de solución para cada uno de estos y la solución global se determinó usando el método ordinal corregido de criterios ponderados. A seguir se generó un modelo 3D de la solución global y se realizó un análisis de las fuerzas que estarían actuando en los elementos durante el funcionamiento del sistema de ensamble. Finalmente, con base en las fuerzas, se determinaron los esfuerzos actuantes en los puntos críticos de los componentes del sistema para determinar las dimensiones mínimas requeridas, utilizando teorías básicas de diseño estático o a fatiga de la mecánica de materiales, según el caso; así como los accesorios normalizados: motor, cilindro hidráulico para presión del alma, polipasto para el pórtico móvil, rodamientos, etc.

El análisis de esfuerzos para el pórtico móvil, el módulo central (que soporta el cilindro hidráulico) y el eje motriz para traslación de los componentes de la viga durante la soldadura se realizó también utilizando el método de los elementos finitos (MEF) en Ansys; donde se determinó que los esfuerzos máximos no superan el límite de fluencia de los elementos diseñados, siendo el menor factor de seguridad de 1,83 en la estructura central del sistema de ensamble. Además, estos resultados constituirían un método de validación para el dimensionamiento realizado mediante cálculos, puesto que los valores obtenidos por ambos métodos fueron comparables.

Se simuló las operaciones de los módulos del sistema de ensamble para obtener una visión más realista del funcionamiento del sistema y se verificó que no existan interferencias entre sus componentes. Por otro lado, se detectaron pérdidas de transmisión de potencia del motor, fricción dependiendo de la geometría de los componentes, soportes insuficientes para alineamiento del alma; los cuales fueron debidamente corregidos. También se obtuvieron los tiempos requeridos en cada proceso para ensamblar vigas y, de esta forma, determinar la capacidad de producción. Para la fabricación de una viga con alma de 1000 mm de altura, patín de 500 mm de ancho y 12 m de longitud, se obtiene un tiempo estimado de 2 horas, dando como resultado una producción de 300 Ton/mes. Cabe mencionar que actualmente, una viga de las mismas dimensiones implica un tiempo aproximado de 12 horas, mediante el proceso manual de ensamblaje que se utiliza en Saurus Cia. Ltda.; esto sin considerar la mejora en la calidad del producto final que se obtendría con el sistema diseñado.

Una vez que los elementos a fabricarse fueron dimensionados, se procedió a elaborar los planos de representación del sistema de ensamble. En el plano de conjunto se muestra todo el sistema completo y se detalla los subconjuntos que lo conforman. Se realizaron 12 planos de subconjunto, donde se describen los elementos normalizados, y 65 planos de taller de los elementos que deberán ser fabricados.

Finalmente, se determinó el costo de materia prima, elementos normalizados, equipos y mano de obra necesaria para la construcción del sistema de ensamble, con base en cotizaciones y proformas obtenidas tanto a nivel nacional, como internacional. A partir de la sumatoria de todos los costos involucrados para la adquisición de elementos normalizados, fabricación de elementos diseñados, ensamblaje e instalación del sistema; se obtuvo un costo total estimado de \$ 40 011.

4.2. Recomendaciones

Se recomienda realizar un plan de mantenimiento preventivo de los equipos y elementos que el sistema de ensamble de vigas propuesto.

Una vez instalado el sistema de ensamble se debe capacitar a los operarios en el uso de los equipos y en el proceso de fabricación de vigas para obtener un producto de calidad a bajo costo, y también capacitar en los riesgos existentes para evitar accidentes.

Colocar rigidizadores en el pórtico móvil y en la columna del presionador del alma para evitar los esfuerzos excesivos debido a la carga excéntrica de compresión, que fueron

determinados en el análisis de esfuerzos realizado mediante el método de elementos finitos.

Se sugiere implementar una guía a la salida del pistón del cilindro hidráulico, de manera que se reduzca el desgaste debido a vibraciones o cambios de geometría en las superficies del alma.

En un futuro, dependiendo de la capacidad de producción, se recomienda implementar un sistema de control automático en los fijadores y presionadores del patín y alma, para aumentar la producción y la rentabilidad de fabricación de vigas IPE.

Para evitar la carga y descarga del material, se recomienda analizar la posibilidad de diseñar un sistema reversible, de forma que la traslación del primer componente patín-alma, de la salida a la entrada del sistema de ensamble, se elimine.

Posterior a este estudio, se podría analizar la posibilidad de complementar la ensambladora de vigas, con una cortadora de agujeros CNC que se desplace a lo largo de la salida del sistema, de forma que se facilite la fabricación de vigas para juntas empernadas, ya que esta perforación, especialmente en placas de gran dimensión, resulta dificultosa.

Referencias Bibliográficas

- [1] Génova, C. (2008). Eurocódigo 3: Proyecto de estructuras de acero. Parte 1-1: Regla generales para edificios
- [2] Mitra, A. (2016). Fundamentals of Quality Control and Improvement, Fourth Edition.
- [3] Norrish, J. (2009). Process control and automation developments in welding.
- [4] Phillips, D. (2016). Welding Engineering an Introduction. United Kingdom
- [5] Chen, X. Liu, Y. (2015). Finite Element Modeling and Simulation with ANSYS Workbench
- [6] Urbina, G. B. (2010). Evaluación de proyectos, 6ta edición.
- [7] Chase, R. B. (2009). Administración de operaciones. Producción y cadena de suministros. Duodécima edición
- [8] Aguirre, C. (2015). Especificación ANSI/AISC 360-10 para Construcciones de Acero, Versión en español. Asociación latinoamericana del acero. Santiago de Chile.
- [9] DIPAC. (2019, agosto). PRODUCTOS DE ACERO. Recuperado de: <http://www.dipacmanta.com/>
- [10] INDURA. (2017). MANUAL DE SISTEMAS Y MATERIALES DE SOLDADURA. INDURA S.A. Ecuador
- [11] PRIMO ULTIMATE WELDING SOLUTIONS. (2019, agosto). Recuperado de: https://www.primoautomation.com/product_solo.php?prod_id=9
- [12] WELL LEADER. (2019, agosto). Recuperado de: <http://www.hiweldmc.com/integrated-hbeamweldingmachine-15336939728844608.html>
- [13] Wuxi ABK Machinery Co.Ltd. (2019, agosto). <http://www.weldingmachines.es/hbeam-assembling-machine.html>
- [14] Salomone, T. (1995, junio). What Every Engineer Should Know About Concurrent Engineering. 1era Edición.
- [15] Riva. C. (2002, enero). Diseño concurrente. Barcelona: Universidad Politécnica de Barcelona

- [16] Budynas, R. G.(2008). Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 8va edición. México
- [17] SITASA. (2017). Ruedas para diversas cargas. Recuperado de:
http://www.catalogo.sitasa.com/familias/ruedas/01_1.pdf
- [18] Comercial Urnisa. (2017). Catálogo General. Recuperado de:
http://www.urnisa.com/catalogos/CATALOGO_ELEVACION.pdf
- [19] SPRING WORKS, INC. (2015, agosto). Material Resortes. España. Recuperado de:
http://suhm.net/wp-content/uploads/2015/09/Suhm_Spring_Works-Spring_Materials_Issue_9d_ES_SI_v1.pdf
- [20] Lee Spring. (2018). Serie 23, Catálogo de productos, Resortes de catálogo & hechos a la medida. Recuperado de:
https://www.gberardi.com/fileadmin/Berardi_docs/download/ultime_versioni/EN/Lee-Spring-Catalog-23-Series.pdf
- [21] SKF. (2018, octubre). Rolling Bearings. Retrieved from <https://www.skf.com/binary/21-121486/Rolling-bearings---17000-EN.pdf>
- [22] Hibbeler, R. (2006). Mecánica de Materiales. México D.F.:Prentice Hall
- [23] Alexander, B. F. M., & Alberto, B. N. L. (2016). DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MÁQUINA ARMADORA Y ENDEREZADORA DE PERFILES I DE ACERO. Quito. Escuela Politécnica Nacional
- [24] INEN. (2008). Tolerancias para planchas y planchones de acero al carbono laminadas en caliente y/o frío. Quito: INEN
- [25] SMC. (2019). Cilindros hidráulicos. Recuperado de:
https://www.smc.eu/portal_ssl/WebContent/local/ES/cilindros_hidraulicos/CH_cat_es.pdf
- [26] Rus,. G. (2008). CÁLCULO PLÁSTICO DE ESTRUCTURAS DE BARRAS: TEORÍA. 3era Edición. Universidad de Granada. España
- [27] Pisarenko, G. (1979). Manual de resistencia de materiales. Editorial Mir Moscú
- [28] LINCOLN ELECTRIC. (2018). Sistemas digitales de soldadura con Arco Sumergido. Recuperado de : https://www.lincolnelectric.com/assets/global/Products/K3083-1/e9181_Sistemas_SAW_Digitales_ES-MX.pdf
- [29] ABB. (2019, noviembre). Recuperado de: <https://www.baldor.com/>

[30] Maquinarias Henriques C.A. (2019). Piñones y discos/ engranajes/ cremalleras

[31] Chen, X. Liu, Y. (2015). Finite Element Modeling and Simulation with ANSYS Workbench.