

Proyecto final de carrera.

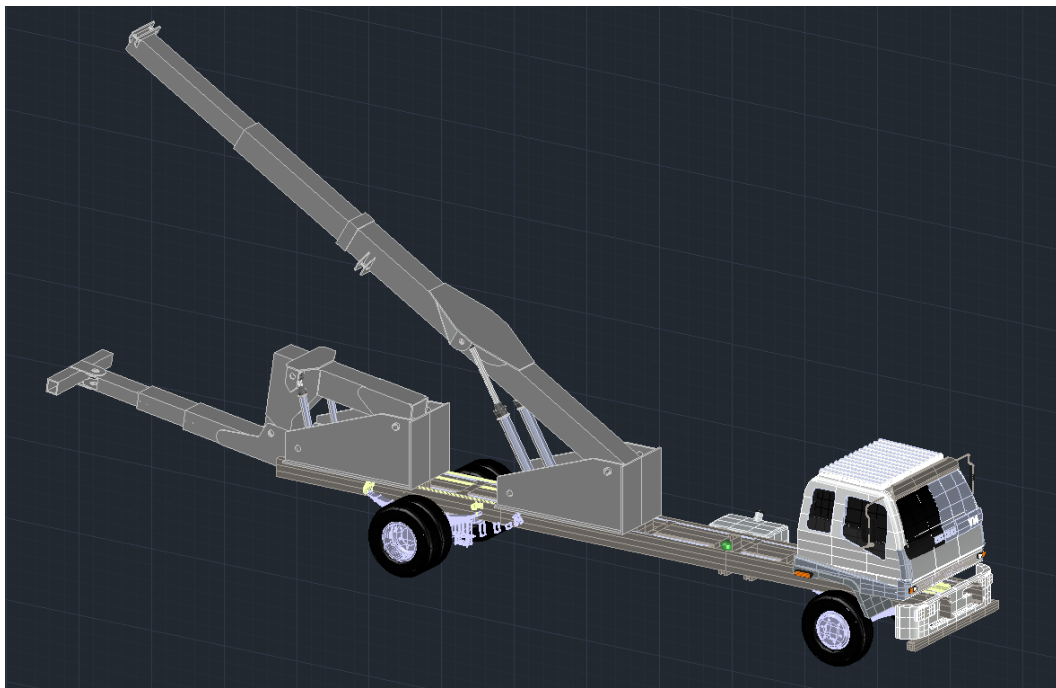
Ingeniería Mecánica – Universidad Tecnológica
Nacional.

Facultad Regional Santa Fe.

Diseño y cálculo de una grúa vial para vehículos de gran porte.

Por Juan Pablo Giavedoni.

De toda la sociedad.



Evalúan Rubén Monti y Sebastián Benzi.

2021.

Agradecimientos...

A la vieja, el viejo y mis hermanas que, incondicionalmente, me dan su amor que es lo más lindo que hay en esta vida.

A los compañeros y compañeras, de hoy y de siempre.

A mis amigos y amigas.

A la comunidad UTN, estudiantes, no docentes, docentes y graduados.

SUMARIO	4
GRÚA VIAL.....	4
NORMATIVA.....	5
MERCADO.....	7
REQUISITOS DEL CLIENTE.....	9
ALCANCE DEL PROYECTO	10
PLUMA	11
PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO.....	13
INGENIERÍA DE DETALLE.....	14
<i>Secuencias y esfuerzos</i>	14
<i>Tipos de carga</i>	17
DIMENSIONAMIENTO ESTRUCTURAL.....	17
<i>Procedimiento y resultados</i>	20
<i>Verificación</i>	21
<i>Materialización</i>	28
DIMENSIONAMIENTO DE ARTICULACIONES.....	29
<i>Análisis de esfuerzos</i>	29
<i>Resultados</i>	31
DIMENSIONAMIENTO DE PATINES.....	32
<i>Sujeción</i>	34
DIMENSIONAMIENTO DE CILINDROS.....	36
UNDERLIFT	40
INGENIERÍA DE DETALLE.....	44
<i>Posiciones y secuencias</i>	44
<i>Tipos de carga</i>	46
DIMENSIONAMIENTO ESTRUCTURAL.....	46
<i>Procedimiento y resultados</i>	48
<i>Verificación</i>	56
<i>Materialización</i>	60
DIMENSIONAMIENTO DE ARTICULACIONES.....	61
<i>Análisis de esfuerzos</i>	61
<i>Resultados</i>	62
DIMENSIONAMIENTO DE PATINES.....	63
<i>Sujeción</i>	64
DIMENSIONAMIENTO DE CILINDROS.....	64
SISTEMA HIDRÁULICO	67
BOMBA HIDRÁULICA.....	69
VÁLVULAS DE SEGURIDAD.....	69
VÁLVULAS DE ACCIONAMIENTO PROPORCIONALES.....	70
VÁLVULAS DE CONTROL DIRECCIONAL.....	71
ACCESORIOS.....	71
PLANIMETRÍA	73
CONCLUSIÓN	74
BIBLIOGRAFÍA	75
NORMAS	75
ANEXO	76

Sumario.

El presente proyecto, surge como pedido de un fabricante de camiones volquetes, cuya intención era diversificar la matriz productiva de su compañía e introducirse en el mercado de las grúas, y comprende el cálculo y diseño de la pluma, el equipo de rescate, y el del underlift, el de acarreo, para una grúa vial de vehículos de gran porte.

Se realizará un estudio del funcionamiento de cada equipo, se analizarán las diferentes situaciones que pueden presentarse durante sus funcionamientos y se definirán las respuestas que, ante estas, deben tener. Primero, se definirán las cargas máximas admisibles y las posiciones en que estas podrán ser soportadas (veremos más adelante que tanto la pluma como el underlift son dispositivos móviles). Se seleccionarán las teorías de cálculo que permitirán el dimensionamiento de cada estructura y los materiales con los cuales deberán ser construidos. Finalmente, se dimensionarán todos los dispositivos, tanto accesorios como de accionamiento, alcanzando al final un trabajo integral para la construcción y puesta en funcionamiento de la grúa.

Grúa vial.

Estos equipos son utilizados principalmente en rutas y autopistas para el rescate y acarreo de vehículos de gran porte, como pueden ser camiones o colectivos. Para estas tareas, cuenta con dos dispositivos que son los motivos del presente trabajo: la pluma y el underlift.



Figura 1: Grúa KREYN.

La de la imagen es una grúa KREYN, un producto estadounidense cuya página de internet oficial provee catálogos con la información técnica de los camiones e imágenes y videos de los equipos, tanto en su construcción como en funcionamiento. Esta información sirvió, no solo al cliente para realizar el pedido, sino a quien suscribe para entender técnicamente el problema y poder brindar una solución óptima.

La pluma es una estructura fabricada con chapas de acero, soldadas entre sí formando una sección hueca. No es un elemento rígido, sino que puede variar su posición angular y longitudinalmente, lo que brinda adaptabilidad ante diferentes situaciones. Para lograr estos movimientos, cuenta con un sistema hidráulico compuesto por cilindros, actuadores, válvulas, un tanque de almacenamiento y una bomba, cuyo

dimensionamiento se presenta al final del presente. Otro de los accesorios que hacen al funcionamiento del brazo son los malacates de arrastre, unos instrumentos que, con cables de acero y ganchos, permiten la tracción de vehículos a grandes distancias, ya sea porque han volcado y deben ser puestos nuevamente sobre sus ruedas o porque han quedado varados y deben ser restituidos a la ruta. Estos malacates también funcionan hidráulicamente, por lo que se utilizará el mismo sistema antes mencionado para su accionamiento.

Por otro lado, el Underlift, también conocido como rastrillo, sirve al acarreo de vehículos que han sufrido desperfectos mecánicos y deben ser remolcados. Al igual que la pluma, es una estructura hueca, conformada por chapas de acero soldadas, rotatoria y telescópica. Su accionamiento se logra mediante el mismo sistema hidráulico mencionado anteriormente.

Las prioridades de este trabajo rondan en torno a alcanzar un producto de calidad, efectivo en sus funciones, eficiente en su funcionamiento y con estándares de seguridad que, con una correcta utilización, guarden la vida de los usuarios.

Normativa.

Ley Nacional de Tránsito nº 24449 especifica, en el Capítulo III, los requisitos que debe cumplir cualquier vehículo de transporte cargas u objetos. Los puntos a tener en cuenta para el diseño de nuestra máquina son las dimensiones y cargas máximas posibles de transmitir a la calzada durante un traslado o acarreo:

- Ancho.
Dos metros con sesenta centímetros.
- Alto.
Cuatro metros con diez centímetros para las unidades afectadas al transporte de pasajeros y cuatro metros con treinta centímetros para las unidades destinadas al transporte de cargas.
- Largo.
 - Camión simple: 13 metros con 20 cm.
 - Camión con acoplado: 20 m.
 - Camión y ómnibus articulado: 18,60 m.
 - Ómnibus: 15 m. En urbanos el límite puede ser menor en función de la tradición normativa y características de la zona a la que están afectados.
- Carga.
 - Por eje simple:
 - Con ruedas individuales: 6 toneladas.
 - Con rodado doble: 10,5 toneladas
 - Doble eje:
 - Con ruedas individuales: 10 toneladas.
 - Ambos con rodado doble: 18 toneladas.
 - Triple eje con rodado doble: 25,5 toneladas.

El rodado individual y doble refiere a la cantidad de ruedas que hay a cada lado del eje. De esta forma y antes de definir las especificaciones técnicas de la grúa, ya conocemos las limitaciones dimensionales que tendrá por normativa vial.

Por otro lado, la Norma IRAM 3923-1 “Seguridad en equipos de izaje. Inspecciones, métodos de ensayo y mantenimiento”, establece las inspecciones, los métodos de ensayo y el mantenimiento de los equipos de izaje para garantizar un mínimo de seguridad en su funcionamiento. También se indican las condiciones de construcción y operación que se recomiendan para una mayor seguridad. Si bien el nuestro no es un equipo netamente de izaje, los esfuerzos solicitantes de las estructuras tienen características similares, por lo que se tomó alguno de los apartados como referencia. Está dividida en 3 partes, siendo la parte 1 la de nuestro interés: “Grúas móviles, su construcción y operación”. En el Anexo A de dicha norma se establecen las siguientes condiciones:

– Capacidad máxima de carga.

El margen de estabilidad para la determinación de las capacidades de carga, se establece tomando un porcentaje de las cargas que podrían producir una condición de vuelco con la pluma en la dirección menos estable relativa al montaje. En la página 1 del Anexo, se adjunta el margen de estabilidad de la grúa para determinar las capacidades de carga máxima.

– Limitaciones en la longitud y el ángulo de la pluma.

Las grúas pueden no tener suficiente estabilidad hacia adelante para operar con ciertas longitudes de pluma. La información debe estar dada en el diagrama de cargas, estableciendo cualquier limitación en la longitud o en el ángulo de la pluma para determinadas condiciones de operación de los estabilizadores.

– Topes de pluma.

Deben suministrarse topes para resistir la caída hacia atrás de la pluma. Los topes de pluma pueden ser:

1. Para golpe fijo o telescópico
2. Para golpe de absorción
3. Cilindros hidráulicos de elevación de la pluma.

– Mecanismos de levante de la pluma:

El mecanismo de levante puede utilizar un tambor a cable o cilindros hidráulicos, y la estructura de soporte puede ser un pórtico o los mismos cilindros hidráulicos utilizados para izar la pluma.

– Mecanismos de extensión de la pluma:

La extensión y retracción de las secciones de la pluma pueden ser realizadas a través de medios hidráulicos, mecánicos o manuales. La función de retracción bajo potencia debe ser capaz de controlar cualquier carga nominal que pueda ser retraída. Finalmente, debe suministrarse un dispositivo de mantenimiento integralmente montado con los cilindros telescópicos para evitar la retracción incontrolada de la pluma en el caso de una falla en el sistema hidráulico.

– Tipos y ubicación de controles operativos.

Los controles para izar la carga, levantar y extender la pluma, deben estar provistos con medios para mantener la posición neutra, sin utilizar cerrojos positivos.

– Cables y poleas.

Las ranuras de las poleas deben estar libres de defectos superficiales que puedan dañar el cable. Los costados de la ranura deben ser cónicos hacia afuera y redondeados en los bordes para facilitar la entrada del cable dentro de la ranura. Las poleas que lleven cables que pueden estar momentáneamente descargados, deberán tener protecciones y otros dispositivos para guiar nuevamente al cable hacia la ranura cuando se aplica nuevamente la carga. El diámetro exterior debe ser, como mínimo, 15 veces el diámetro nominal del cable utilizado.

Los cables resistentes a la rotación no deben utilizarse para levantar la pluma salvo indicación expresa del fabricante. Deben cumplir, además, un cuidado especial durante la instalación ya que se dañan fácilmente.

– Ayudas para el operador.

Las instrucciones del fabricante de la grúa o del dispositivo deben describir el propósito del mismo. Si el o los dispositivos no funcionan adecuadamente, el fabricante de la grúa o del dispositivo debe brindar recomendaciones para continuar con la operación o para interrumpirla.

Cada uno de los aspectos mencionados, tanto de la Norma IRAM 3923-1 como de la Ley Nacional de Tránsito nº 24449, fueron tenidos en cuenta para los cálculos y diseño de los equipos. No obstante, esto no significa que el producto cumpla, al final del proceso, con requisitos mínimos o certifique algún estándar de calidad y/o seguridad nacional o internacional.

Mercado.

El tratamiento de este proyecto no incluye un análisis del mercado ni las posibilidades de éxito que pueda tener el producto, ya que el pedido del cliente solamente incluía el cálculo, la verificación y el diseño de las estructuras para su construcción. No obstante, durante el estudio del funcionamiento de cada equipo, se analizó técnicamente el underlift, la pluma y sus respectivos accesorios, y se obtuvieron algunas cuestiones a tener en cuenta para la fabricación y que fueron oportunamente comentadas al cliente.

¿Pueden producirse estos equipos en Argentina? ¿Existe este mercado? ¿Es accesible? ¿Cuántos vehículos que transitan las rutas argentinas requieren asistencia mecánica de este tipo? ¿En dónde se genera esta demanda? ¿Sería rentable proveer este servicio? ¿En cuánto tiempo se estima la recuperación de los gastos de construcción? ¿Quiénes serían los potenciales compradores? Argentina es uno de los países en Latinoamérica con mayor tasa de siniestros viales anualmente (según “luchemos.org.ar” una organización dedicada a la concientización en materia de seguridad vial hace más de 15 años, se produce un promedio de 6600 muertes por año en argentina). Sin embargo, no existen estadísticas acerca de cuántos de estos accidentes requieren asistencia de grúas o cuantos con averías mecánicas necesitaron ser trasladados.

En cuanto al mercado local, existen algunos fabricantes de camiones grúa, pero ninguno que lo haga de forma oficial a través de certificaciones que habiliten el funcionamiento. Cerca de Rosario, en un pueblo llamado Arroyo Seco, hay un fabricante de grúas viales, plataformas, camillas deslizantes y palas mecánicas reconocido por el cliente como el único de la región: Naldini Hermanos. Al respecto, dicha empresa figura en una guía de empresas locales, pero no cuenta con un sitio oficial que difunda su actividad, los métodos de trabajo o normas bajo las cuales lo realizan. Entre la información que se dispone en la web, se encuentra la descripción de los trabajos que realizan, acompañados por algunas imágenes. A continuación, dispongo una de las grúas que fabrican



Figura 3: Grúa de Naldini Hermanos.

Otro de los fabricantes encontrados es GRUAS ESPAÑA S.A., una empresa ubicada en Céres, Provincia de Santa Fe, cuyo sitio oficial de internet especifica los trabajos realizados con imágenes y especificaciones técnicas. Cuenta, según se expresa, con personal altamente calificado entre ingenieros, especialistas y técnicos; su actividad se desdobra en dos: por una parte, son fabricantes de grúas y equipos especiales de izaje y traslado de cargas; por otra parte, brinda servicios de grúas de auxilio vial pesado, auxilio vial extra pesado, grúas de izaje y carretones. La Figura 4, muestra una de estas grúas realizando un trabajo de izaje de un camión accidentado.



Figura 4: Grúa España S.A..

Como conclusión, el mercado abastecedor de este tipo de equipos es significativamente reducido. Además, ninguno de los casos mencionados cuenta con certificación nacional o internacional que avale la fabricación, por lo que este aspecto será determinante al momento de realizar una diferencia real en el mercado.

Requisitos del cliente.

Previo a realizar cualquier cálculo de estructuras o de equipos, es importante conocer la capacidad de fabricación que dispone quien esté encargado de esta tarea, la idoneidad de sus proveedores para abastecerlo y, sobre todas las cosas, las características técnico-mecánicas que se espera tenga la grúa. Debe calcularse y diseñarse una máquina que se pueda construir y que alcance las expectativas del cliente.

De nombre Claudio, era también la persona que iba a construir la grúa, por lo que se realizó una visita a planta a fin de conocer la capacidad instalada. Además de la construcción de camiones volquetes, se realizan cajas de camiones deslizantes y sobrecasis para grúas especiales. Si bien no tomamos nota de las dimensiones y/o potencia de las máquinas que disponía en la fábrica, tanto Claudio como los especialistas soldadores de la planta, afirmaron que se dispone el equipamiento y el personal necesario para la realización de un camión grúa como el solicitado. Con el compromiso del cliente de disponer las maquinarias necesarias para la construcción, nos dirigimos a una oficina dentro de la empresa para definir las características técnicas que se esperaba cumpliera la grúa al momento de funcionar. A continuación, y por separado, las especificaciones de la pluma y del underlift.

Pluma:

- Estructuras construidas a partir de chapas.
- Accionamiento hidráulico.
- Capacidad de carga: 20.000 kg.
- Variación angular: de 16° a 55° respecto del chasis.
- Variación longitudinal: de 5,9 m a 10 m.
- Utilización de equipos y elementos estándar.

Underlift:

- Estructuras construidas a partir de chapas soldadas.
- Accionamiento hidráulico.
- Capacidad máxima de carga: 7.500 kg.
- Variación angular: de 0° a 15° respecto de la horizontal.
- Variación longitudinal: de 2,4 m a 4 m.
- Utilización de equipos y elementos estándar.

Alcance del proyecto.

A continuación, cada una de las características que deberán ser sometidas a cálculo y diseño para alcanzar un producto que cumpla efectivamente los problemas planteados de forma eficaz y segura. Estos lineamientos generales e ideas básicas serán desarrollados a lo largo del presente.

→ Estructura:

- Magnitud y tipos de esfuerzos solicitantes.
- Forma y materiales con los cuales serán construidas para cumplir el requisito funcional (ser telescópica y rotatoria) y el estructural (resistir los esfuerzos solicitantes).
- Forma y tipo de vínculo con el camión y con los cilindros accionadores.

→ Sistema hidráulico.

- Presiones máximas de trabajo.
- Instrumentos integrantes de dicho sistema: válvulas, actuadores, filtros, bomba y tanque de almacenamiento para el accionamiento de cilindros y malacates.

→ Pernos de articulación.

- Magnitud y tipos de esfuerzos solicitantes.
- Materiales y dimensiones necesarias para resistir las sollicitaciones y transmitir movimientos.

→ Patines.

- Magnitud y tipos de esfuerzos solicitantes.
- Material y dimensiones a fin de evitar el contacto acero – acero entre las distintas etapas desplegables.

→ Cilindros.

- Presiones máximas y posiciones de trabajo
- Materiales y dimensiones.

→ Malacates.

- Los tipos y dimensiones de malacates a implementar para la pluma se seleccionarán de un proveedor brindado por el cliente.

Pluma.

Como ya se mencionó, este equipo es utilizado para traccionar desde cargas como autos y camionetas a camiones y colectivos que hayan sufrido un siniestro vial como un choque, vuelco o empantanamiento. Analicemos en detalle el funcionamiento de este equipo. Véase la Figura 5, un modelo obtenido de la página de internet de un fabricante estadounidense.



Figura 5: modelo 3D obtenido de KREYN.

En la posición nº1, pueden verse los malacates hidráulicos “de arrastre” especialmente diseñados para esta tarea, dispuestos en la base de la pluma y fijados al chasis del camión mediante tornillos. Existe otro tipo de malacates utilizados en este tipo de aplicaciones que son los eléctricos, pero desarrollan menor potencia y, de implementarlo, no estaríamos aprovechando el sistema hidráulico que disponemos. La posición nº3, indica los ganchos dispuestos al final del cable de acero de los malacates para poder vincular la carga a traccionar en la tarea de rescate.

En la posición nº2, están los cilindros hidráulicos que otorgarán el movimiento rotacional a la pluma y mantendrán en posición durante la operación. Debido a que el brazo estará articulado en uno de sus extremos (posición nº4), el movimiento rotacional estará dado por la extensión y retracción de estos cilindros, vinculados desde un extremo, al chasis del camión y, desde el otro, a la pluma. A diferencia del modelo presentado de KREYN, nuestra pluma tendrá dos etapas desplegadas, cuyas denominaciones para referencia se presenta en el modelo de la Figura 6, obtenido en el proceso de diseño como resultado del proceso de cálculos y verificaciones.

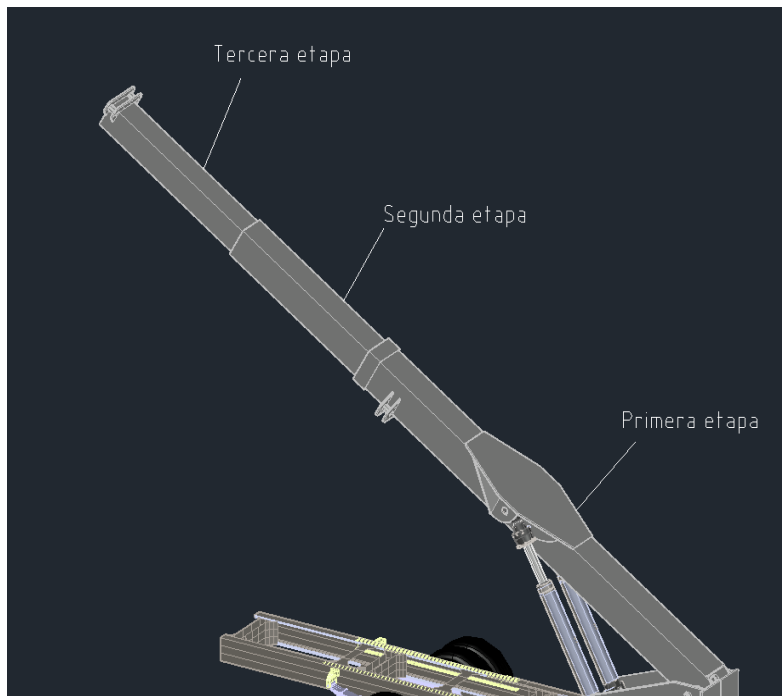


Figura 6: etapas componentes de la pluma.

Los cilindros hidráulicos, encargados de la extensión y retracción de la pluma, se encuentran situados en el interior de la estructura y son dos: uno de ellos vinculando la primera y la segunda etapa entre sí y, el segundo, vinculando la segunda con la tercera. Con estos equipos, se generarán la extensión y retracción del brazo y se mantendrán fijas las posiciones durante los trabajos. En la Figura 7, se detalla la forma de vínculo que entre dispositivos.

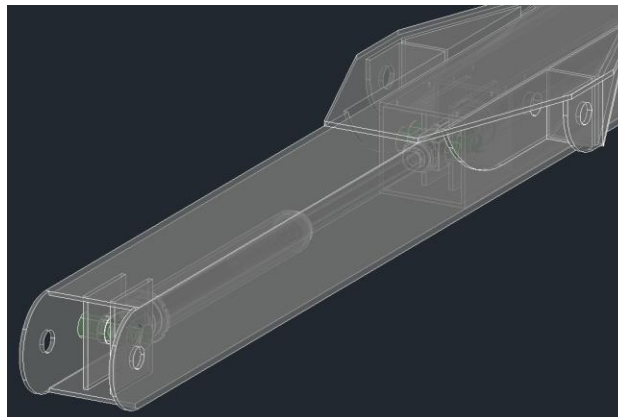


Figura 7: vinculación de cilindros a cada etapa.

En todos los casos, los cilindros disponen de horquillas en sus extremos para vincularse con los distintos elementos mediante pernos pasantes, también denominados macizos. Estos serán debidamente dimensionados.

Principio de funcionamiento.

Como se mencionara anteriormente, es importante entender el principio de funcionamiento de este equipo para emprender el camino de cálculos y dimensionamientos. Veamos un caso típico de rescate de un camión volcado que debe ser puesto nuevamente sobre sus ruedas.



Figura 8: rescate de grúa a camión volcado.

Para realizar una operación de rescate, la parte trasera de la grúa debe ser dispuesta tan cerca como sea posible de la carga a rescatar. Ya en posición para comenzar el trabajo, se dispone la pluma en la posición que, en principio, será la más adecuada para la tarea; en el caso de que sea necesario cambiarla durante la operación, se lo puede hacer moviendo el brazo sin necesidad de reposicionar el camión-grúa. Acto seguido, se desenrollan los cables de los malacates y se los vincula a la estructura a traccionar mediante cadenas y ganchos convenientemente dispuestos; en el caso de la imagen, se lo hace con eslingas de izaje. La velocidad de rotación de los malacates, y por lo tanto la operación de rescate en general, es lenta y progresiva debido a que las cargas a mover son significativas y el riesgo que supone un accidente, es alto. Además, la progresividad de los movimientos, permite anticipar liberaciones repentinas de cargas en la tracción o reposicionamientos del vehículo siniestrado, y detener a tiempo cualquier maniobra. Una vez ligado en forma segura el equipo a rescatar, se acciona el malacate hasta alcanzar la posición deseada. Veamos la imagen del final del rescate.



Figura 9: rescate de grúa a camión volcado.

Es claro que la posición de la carga durante la operación, podrá variar su posición. En el caso presentado anteriormente, puede verse que, al final del trabajo, el camión rescatado, que comenzó estando inmediatamente detrás de la grúa, se encuentra a un costado al final del rescate. Las posiciones de la carga

respecto de la pluma podrán cambiar considerablemente mientras se desarrolla la operación, y estas variaciones deberán ser tenidas en cuenta en los cálculos ya que son las que definen las formas y tipos de esfuerzos que resiste la estructura.

Ingeniería de detalle.

Primero debemos estudiar en detalle los problemas planteados. A partir de comprender el funcionamiento en diferentes situaciones, debemos definir las cargas que se aplican, la forma en que lo hacen para definir la forma en que debe responder la estructura. Hecho esto, podremos precisar las teorías de cálculo y las ecuaciones que utilizaremos para dimensionar la estructura. No será lo mismo una sollicitación constante que una variable ni utilizaremos las mismas teorías en un análisis de flexión que en uno de torsión.

Debido a que la ocasión de un accidente supone un gran riesgo para la vida de las personas, se explicitará el método de dimensionamiento y selección de los cilindros. Estos deberán desarrollar esfuerzos capaces de contrarrestar los efectos ocasionados por las cargas y serán, por otro lado, los elementos de seguridad ante posibles sobrecargas. Para esto se seleccionó un sistema hidráulico de alimentación que se corresponda con las necesidades de cada equipo y garantice condiciones de trabajo seguras para el operario.

Secuencias y esfuerzos.

Debemos definir las cargas máximas capaces de soportar la pluma en cada una de sus posiciones angulares y longitudinales. Para esto, se hará estudio de los tipos de esfuerzos a los que puede estar sometida durante su operación.

➤ Trabajo recto.

Este esfuerzo es el que se da cuando coinciden el plano baricéntrico de la pluma y la fuerza de tracción de la carga, pudiendo estudiar el caso desde un solo plano. Véase la Figura 10.

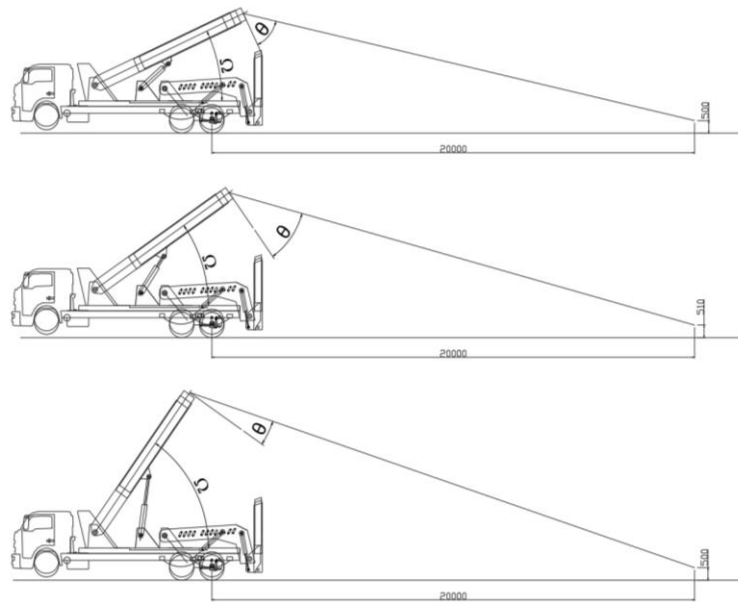


Figura 10: posiciones de trabajo y ángulos formados.

Se representan tres posiciones angulares de la pluma, dos extremas y una intermedia. En cada una se representan dos ángulos: por un lado, Ω , el que forma la pluma con el chasis del camión y, por el otro lado θ , el que se forma entre el cable del malacate y la normal o perpendicular a la pluma. Cuanto más grande es el primero, menor es el segundo. Esto significa que, cuanto más cerca de la vertical se posiciona la pluma, más significativa se vuelve la proyección perpendicular de la carga. ¿Por qué es importante saber esto? Porque la proyección normal de la fuerza es la que determinará el esfuerzo máximo de flexión y será la que utilizaremos para el dimensionamiento de la estructura. Cuanto menor sea este esfuerzo, menos material será necesario para resistirlo.

El cliente no especificó una posición particular en la que quisiera que la pluma traccionase veinte toneladas, simplemente que lo hiciera con el menor material posible. De esta forma, se debe seleccionar la posición de la pluma que resista esa carga con el menor esfuerzo posible, es decir, cuando la proyección normal adopta el menor de los valores.

Condiciones:

- Carga máxima de tracción: 20.000 kg.
- Posición de carga máxima (Ω): 25°.
- Distancia máxima grúa – carga: 20.000 mm.
- Nivel de la carga por encima del suelo: 500 mm.

Se diseñó una tabla de Excel, cuyo punto de partida era la carga máxima de tracción sobre el cable de acero y la posición angular que se daba. Este sería el punto de partida para definir, trigonométricamente, los esfuerzos para el resto de las posiciones que fuera capaz de alcanzar la estructura, tanto angular como longitudinalmente. En la tabla 1 se resumen las posiciones y cargas obtenidas. En la primera columna la posición angular de la pluma, mientras que la fuerza neta capaz de traccionar y las proyecciones normal y axial (obtenidas de la descomposición angular de la fuerza), en la segunda y tercera columna respectivamente.

Pluma retraída			
Posición (Ω)	Carga / Proyección normal		Carga / Proyección axial
25	F neta	20000	35973
	F normal	12036	
35	F neta	15706	25376
	F normal	11853	
55	F neta	10679	13443
	F normal	10265	

Tabla 1: fuerza sobre la pluma retraída.

Vemos como difieren significativamente los valores de fuerza neta y normal para valores de Ω pequeños y cómo tienden a la igualdad con el crecimiento de este último. Esto refuerza el concepto de variación angular visto anteriormente. A continuación, la tabla con los resultados obtenidos para la pluma en posición extendida.

Pluma extendida			
Posición (Ω)	Carga	Carga (kg)	Proyección X
25	F neta	11860	21332
	F normal	7138	
35	F neta	9314	15424
	F normal	7029	
55	F neta	6181	7255
	F normal	6087	

Tabla 2: fuerza sobre la pluma extendida.

Como es de esperarse, con el aumento en la longitud del brazo de palanca, disminuye la carga capaz de arrastrar la misma estructura. No obstante, para cada una de las posiciones, el esfuerzo resistido por la es siempre el mismo, definido a partir de la posición de menor sollicitación.

➤ *Trabajo lateral.*

Debemos prever que, en algunas circunstancias, la pluma deba operar con un determinado ángulo que otorgue adaptabilidad al operario ante situaciones particulares de trabajo. Para ilustrar esto, se recurre al modelo 3D confeccionado una vez finalizado el proceso de cálculos. Los camiones son modelos obtenidos de la red y utilizados a modo de ilustración.

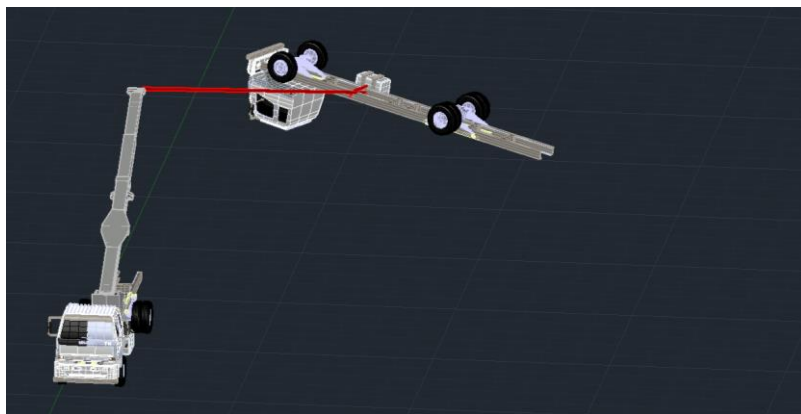


Figura 11: vista en perspectiva de la pluma en operación.

En la Figura 11 se representa la grúa traccionando a un camión que se encuentra atrás y a un lado de la misma, como sucede en algunos casos. Veamos esto desde una vista superior.

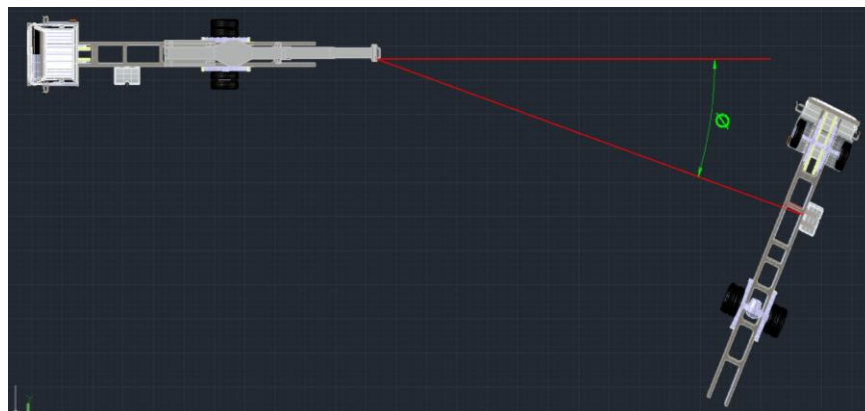


Figura 12: vista superior de la pluma en operación.

Al momento de traccionar, la estructura recibe parte de la fuerza en forma lateral, generando una nueva componente flectora que será tanto más grande cuanto mayor sea el ángulo \emptyset . A los fines de simplificar este problema es que se decidió que la sección transversal de la pluma sea cuadrada y así, la resistencia capaz de desarrollar en todos sus planos, será la misma. En cuanto al ángulo de trabajo, será limitado a los 15° para no eludir el sistema de seguridad dispuesto en el sistema hidráulico que será presentado oportunamente.

Tipos de carga.

Como dijimos, la grúa traccionará vehículos accidentados que no tienen una estabilidad o estanqueidad asegurada. Es decir, en el trabajo de rescate puede haber liberaciones y cargas repentinas del vehículo que, en caso de ocurrir, producirán un impacto sobre la estructura. Por otro lado, puede suceder que esta variación en la intensidad de la carga, se produzca reiteradas veces durante la operación, dejando de ser una carga de impacto a una que genera fatiga. Aunque difícilmente la oscilación de la carga tenga la frecuencia necesaria para considerarla de fatiga, el suponer esto nos pondrá del lado de la seguridad en los cálculos.

A modo de resumen, vinculada por una articulación en uno de sus extremos y en un punto intermedio:

Tipo de carga	Flexión
Característica de la carga	Fatiga e impacto
Formas de aplicación	Proyectada sobre los dos planos baricéntricos principales.
Ratio angular de trabajo vertical	25° a 55°
Ratio angular de trabajo lateral	0° a 15°
Forma de la sección transversal	Cuadrada (hueca)

Dimensionamiento estructural.

Ahora, definidos los esfuerzos a los que estará sometida la estructura en cada una de sus posiciones, deben seleccionarse las ecuaciones mediante las cuales determinaremos las dimensiones de la pluma que los resistirá.

➤ *Teorías de falla.*

Retomando, el esfuerzo principal a resistir por la estructura es de flexión y, a fin de ubicarnos del lado de la seguridad, los esfuerzos serán considerados de fatiga y la fuerza aplicada será afectada por un coeficiente de impacto. Así, el dimensionamiento de la sección transversal, se implementarán las teorías fatiga de Goodman y Soderberg. Además de estas dos teorías, se incorporará una tercera denominada ASME elíptica.

Goodman:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_n} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{ut}} = \frac{1}{n}$$

Soderberg.

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_n} + \frac{\sigma_m}{\sigma_y} = \frac{1}{n}$$

ASME elíptica.

$$\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_e}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_y}\right)^2 = \frac{1}{n^2}$$

Siendo:

- σ_a : tensión variable.
- σ_m : tensión media.
- σ_n : resistencia de fatiga.
- σ_{ut} : resistencia de rotura.
- σ_y : resistencia a fluencia.
- n : coeficiente de seguridad.

➤ *Propiedades del material.*

Definidas las teorías que definirán el cálculo, debemos seleccionar el material mediante el cual se construirá la estructura, que sea comercialmente accesible, mecánicamente resistente y de buena soldabilidad. En la página 2 del Anexo, se presenta un catálogo con las características mecánicas que se tomaron como referencia para las resistencias mínimas del material, denominado en la industria como F-22.

Los valores considerados para el cálculo fueron los de rotura y fluencia.

- σ_{rotura} : 400 N/mm².
- σ_{fl} : 160 N/mm².

➤ *Propiedades geométricas.*

La forma geométrica que vayamos a definir para la sección transversal de la pluma, es decir de la distribución de la masa alrededor del eje baricéntrico de dicha sección, será decisiva en la resistencia que oponga la estructura a los esfuerzos generados por la carga. Veamos de que forma con la figura 14.

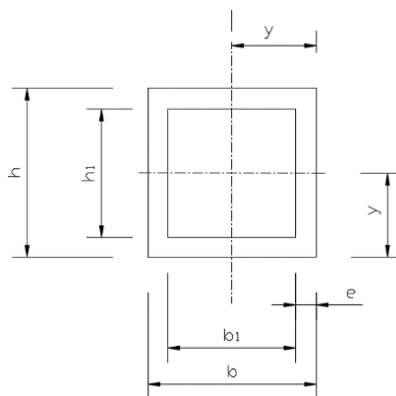


Figura 13: representación de la sección transversal.

La resistencia máxima de la pluma sometida a flexión, estará dada por la siguiente ecuación.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{\text{Momento m\acute{a}ximo (kg. mm)}}{W_x (\text{mm}^3)}$$

El momento m\acute{a}ximo estar\acute{a} determinado por el producto entre la m\acute{a}xima carga resistida y la longitud del brazo palanca, mientras que W_x , el momento resistente de la secci3n, se calcula mediante la siguiente ecuaci3n:

$$W_x (\text{mm}^3) = \frac{I_{xx} (\text{mm}^4)}{y (\text{mm})}$$

Donde "I" es el momento de inercia respecto del eje x, mientras que "y" es la distancia desde el baricentro de la Figura 14 a la fibra m\acute{a}s alejada.

$$I_{xx} (\text{mm}^4) = \frac{b \cdot h^3}{12}$$

Queda demostrado de esta forma, que la resistencia m\acute{a}xima a flexi3n de la pluma depende directamente del momento m\acute{a}ximo e inversamente del momento est\acute{a}tico de la secci3n, es decir, de la forma geom\acute{e}trica de esta. Cuanto mayor sean los espesores y/o los lados de la secci3n, m\acute{a}s resistente ser\acute{a} ante un mismo esfuerzo. Sin embargo, este valor no puede crecer indefinidamente, ya que una secci3n excesivamente grande no cumplir\acute{a} con los requisitos legales previstos en la Ley Nacional de Tr\acute{a}nsito, adem\acute{a}s de ser est\acute{e}ticamente desagradable.

Un tratamiento especial tuvo el esfuerzo de fatiga, determinado mediante la forma de la secci3n y los correspondientes coeficientes de condici3n superficial (k_a), de tama\~no (k_b), de carga (k_c), de temperatura (k_d), de confiabilidad (k_e) y de efectos varios (k_f).

$$\sigma_{fatiga} = 0,5 \cdot \sigma_{rotura} \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f$$

Siendo:

- $k_a = a \cdot S_{rot}^b$; $a = 1.58 \text{ MPa}$ y $b = -0.085$
- $k_b = 1.51 \cdot d^{-0.157}$; $51 < d < 254 \text{ mm}$
- $k_c = 1$ por considerarse un esfuerzo flector
- $k_d = 1$
- $k_e = 0.814$ para una confiabilidad del 99%
- $k_f = 1$

La letra "d" de en la ecuaci3n del coeficiente k_b , hace referencia al di\`ametro de la pieza en cuesti3n. En nuestro caso tendremos una secci3n transversal cuadrada, por lo que esta ecuaci3n no nos ser\acute{a} \acute{u}til. Sin embargo, no se ha encontrado una ecuaci3n alternativa para el estudio de la flexi3n de una secci3n similar a la de nuestro caso, por lo que se procedi3 a reemplazar este factor por el valor del ancho de la secci3n.

Procedimiento y resultados.

Definidas las teorías de cálculo necesarias y las cargas máximas solicitantes, se procedió a confeccionar una tabla de Excel, en la que se sistematizaran e interrelacionaran todas las ecuaciones antes mencionadas. En primer lugar, se definió una tabla en la que se proponían dimensiones para el ancho, alto y espesor de la sección hueca de cada una de las etapas de la pluma.

	Sección de la pluma (mm)		
	Alto (h)	Ancho (b)	Espesor (t)
Primera etapa	410,0	410,0	15,9
Segunda etapa	362,2	375,2	15,9
Tercera etapa	314,4	340,4	15,9

Tabla 3: sección propuesta.

De esta tabla dependía una segunda, en la que se definían las características geométricas de la sección que hacen a la resistencia.

	Momento de inercia				
	Ixx (mm ⁴)	Y _{máx} (mm)	W _x (mm ³)	Momento máx (kg.mm)	σ max (N/mm ²)
Primera etapa	649877509	205,0	3170134	42111404	132,8
Segunda etapa	453544315	181,1	2504386	21412578	85,5
Tercera etapa	301163199	157,2	1915796	9131057	47,7

Tabla 4: propiedades geométricas de la sección transversal.

Establecidas estas características, una tercera tabla contenía las ecuaciones para el cálculo de la resistencia mínima, media, variable y de fatiga de la sección propuesta en la tabla 3.

	Resistencias (N/mm ²)					
	σ min	σ rot	σ fat	σ fl	σ med	σ var
Primera etapa	66,4	400,0	136,3	220,0	99,6	33,2
Segunda etapa	42,8	400,0	136,3	220,0	64,1	21,4
Tercera etapa	23,8	400,0	136,3	220,0	35,7	11,9

Tabla 5: esfuerzos solicitantes.

	Sección mayor	Sección media	Sección menor
Límite de fatiga (N/mm ²)	200	200	200
K _a	0,92	0,92	0,92
K _b	0,85	0,85	0,85
K _c	0,87	0,87	0,87
K _d	1	1	1
K _e	1,00	1,00	1,00
K _f	1	1	1

Tabla 6: coeficientes de superficie.

Finalmente, una cuarta tabla contenía las ecuaciones de cada teoría de cálculo, confeccionadas de forma tal que el resultado arrojado, fuera el coeficiente de seguridad obtenido. Cuando este fuera mayor a uno, la sección propuesta confirmaba la resistencia a los esfuerzos; en caso de que fuera menor a la unidad, debía incrementarse alguna de las dimensiones hasta alcanzar un valor adecuado.

	Teorías de falla		
	Goodman	Soderberg	ASME elíptica
Primera etapa	2,03	1,44	1,94
Segunda etapa	3,15	2,23	3,02
Tercera etapa	5,66	4,00	5,42

Tabla 7: resultados para pluma extendida.

	Teorías de falla		
	Goodman	Soderberg	ASME elíptica
Primera etapa	2,51	1,78	2,40
Segunda etapa	5,61	3,97	5,38
Tercera etapa	8,58	6,07	8,22

Tabla 8: resultados para pluma retraída.

A modo de conclusión, podemos ver que todos los valores confirman la resistencia para la sección propuesta. La ventaja de trabajar con Excel, es la de tener un proceso totalmente automatizado, pudiendo conocer rápidamente la variación de la resistencia con determinadas variaciones en las dimensiones.

Verificación.

A los fines de asegurarnos que los resultados obtenidos en los cálculos tienen validez, fueron verificados mediante tres métodos: deformación, simulación por elementos finitos y aplastamiento.

➤ Por deformación.

En este caso, se implementó un análisis de deformaciones de la estructura, es decir, de la flecha máxima que se genera a partir de los esfuerzos solicitantes. En tanto la deformación se encuentre dentro del período elástico del material, la resistencia estaría garantizada.

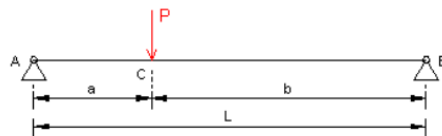


Figura 14: extremos articulado - carga intermedia.

El de la Figura 15, es el caso de flexión implementado para la verificación. La hipótesis que se plantea en este caso es la siguiente: si fijáramos los extremos de la pluma y extendiéramos los cilindros hidráulicos, generaríamos una flexión de la estructura, muy similar al que se produce durante el funcionamiento. De esta forma, planteando las ecuaciones correspondientes a esta deformación, podremos conocer si los esfuerzos solicitantes son resistidos o no. A continuación, las ecuaciones para conocer la flecha.

$$Def.\text{resultante} = \frac{P.L.b.x}{6.E.I} \cdot \left(1 - \frac{b^2}{L^2} - \frac{x^2}{L^2}\right)$$

$$Def.\text{resultante} = \frac{P.L.a.(L-x)}{6.E.I} \cdot \left[1 - \frac{a^2}{L^2} - \left(\frac{L-x}{L}\right)^2\right]$$

Donde:

- P: carga o fuerza.
- L, b, a: dimensiones representadas en la figura x.
- E: elasticidad del material.
- I: inercia de la sección.
- W_{AC} : deformación resultante.

Ambas ecuaciones representan la misma deformación, con la diferencia de que consideran tramos opuestos de la barra (una desde el punto de aplicación hacia la izquierda y el otro hacia la derecha). El resultado obtenido debe ser el mismo.

$$Def.\text{admisible} = \frac{\text{luz del elemento}}{\text{coeficiente de seguridad}}$$

El valor de la deformación admisible en el cálculo será la que obtengamos de dividir la longitud máxima por 400, un valor que nos pone del lado de la seguridad según la Norma IRAM 3923-1, obteniendo una deformación relativa de 0,0025 respecto de la longitud total del elemento analizado.

Posición	L (mm)	B (mm)	X (mm)	Carga (kg)	Def. admisible	Def. resultante	Ratio
Primera etapa	10000	6900	4178	13918	25,00	16,10	0,64
Segunda etapa	5450	4350	1895	13918	10,88	3,94	0,36
Tercera etapa	3050	2250	1188	13918	5,63	1,21	0,21
Retraída	5920	2820	3005	20000	7,05	5,02	0,71

Tabla 9: deformación resultante de cada elemento.

$$Ratio = \frac{\text{Deformación resultante}}{\text{Deformación admisible}}$$

En todos los casos, el ratio de deformación resultó menor a la unidad, por lo que la deformación admisible siempre resulta mayor que la real, resultante de los esfuerzos y garantizando así la resistencia por deformación.

➤ *Por simulación mediante la teoría de los elementos finitos.*

Para mayor certeza en los cálculos realizados, principalmente debido a la criticidad del elemento, se realizó un análisis de la estructura mediante Ansys, un software especialmente utilizado para este tipo de trabajo. Es menester aclarar que dicha simulación sólo sirve a los efectos de verificar la resistencia de la sección transversal de la estructura y no de los refuerzos, de las soldaduras ni los esfuerzos de contacto. El modelo utilizado para la simulación fue realizado en Autocad Inventor, un programa que permite el diseño en 3D. En la Figura 16, se representa el modelo utilizado en Ansys.

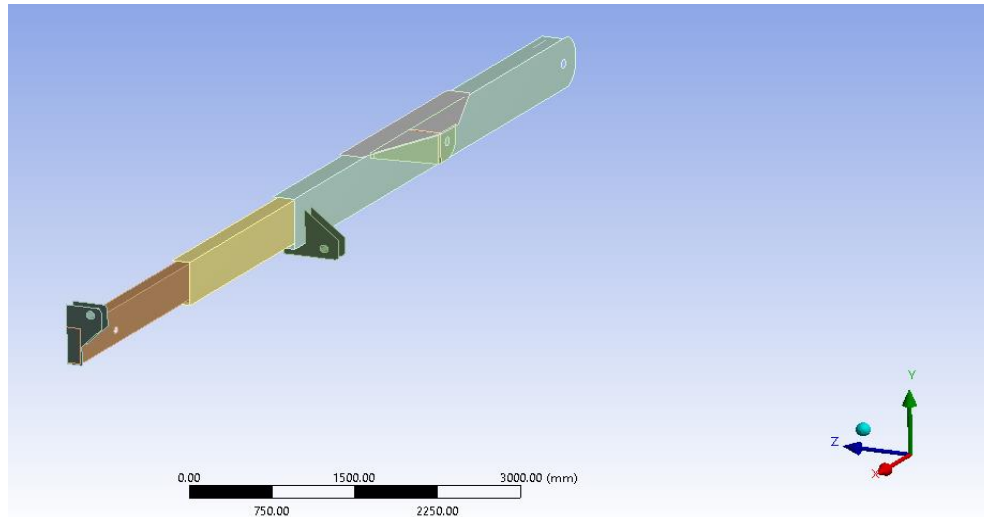


Figura 15: modelo de superficies para simulación.

Como puede verse, se utilizó la mitad del modelo estructural de la pluma, aprovechando la simetría y simplificando el proceso de simulación. Ya cargado el modelo de superficies en el software de simulación, se procedió a aplicar las condiciones los vínculos de fijación (en la articulación y en los vínculos con los cilindros) y de las fuerzas aplicadas.

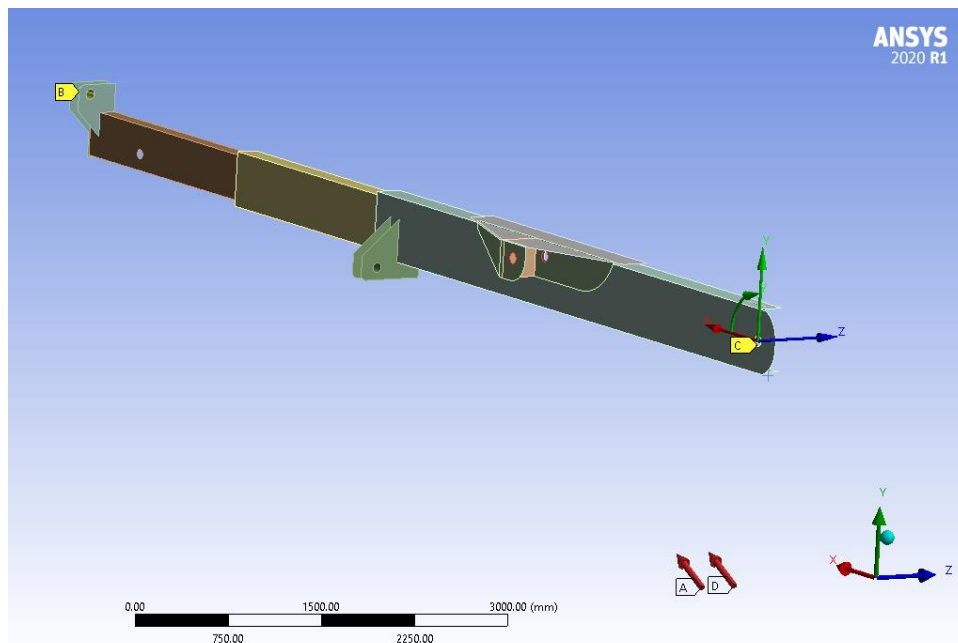


Figura 16: condiciones de vínculos y de esfuerzos.

Como puede verse, las condiciones de vínculo simulan la estructura de la misma forma que la implementada en el análisis por deformaciones: se mantienen fijos los extremos del brazo (referencias B y C en color amarillo) y se aplican las fuerzas en los puntos de vínculo con los cilindros (referencias A y D). Con las condiciones de vínculo establecidas y las fuerzas aplicadas, se procedió a mayar la estructura para luego analizarla. El resultado de dicho mayado se muestra a continuación.

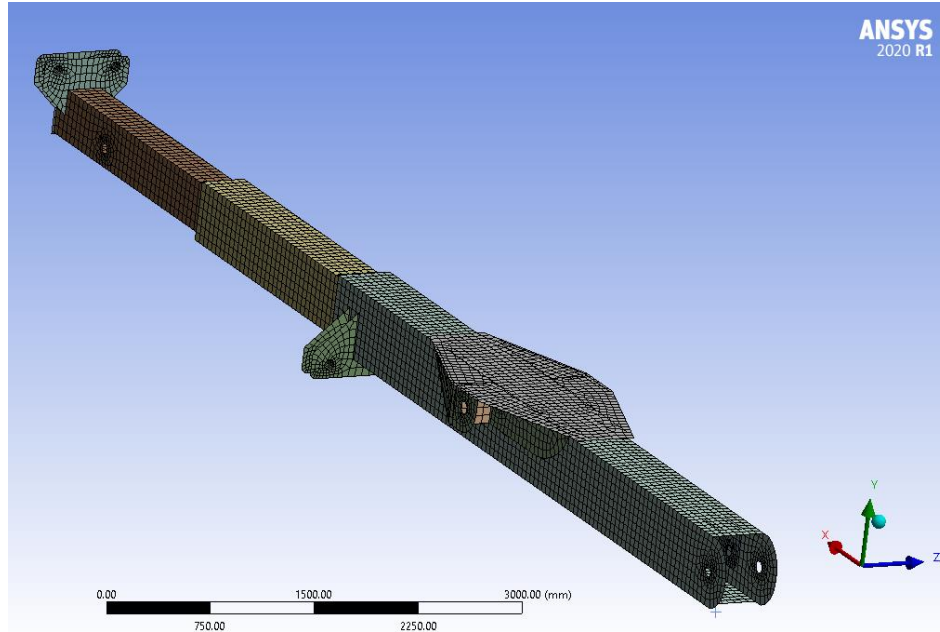


Figura 17: mayado de la estructura.

Ya con el modelo totalmente definido para el análisis, se procedió a correr el programa para conocer los esfuerzos y las deformaciones. A continuación, se disponen los resultados obtenidos para el modelo extendido, la condición de estabilidad más desfavorable.

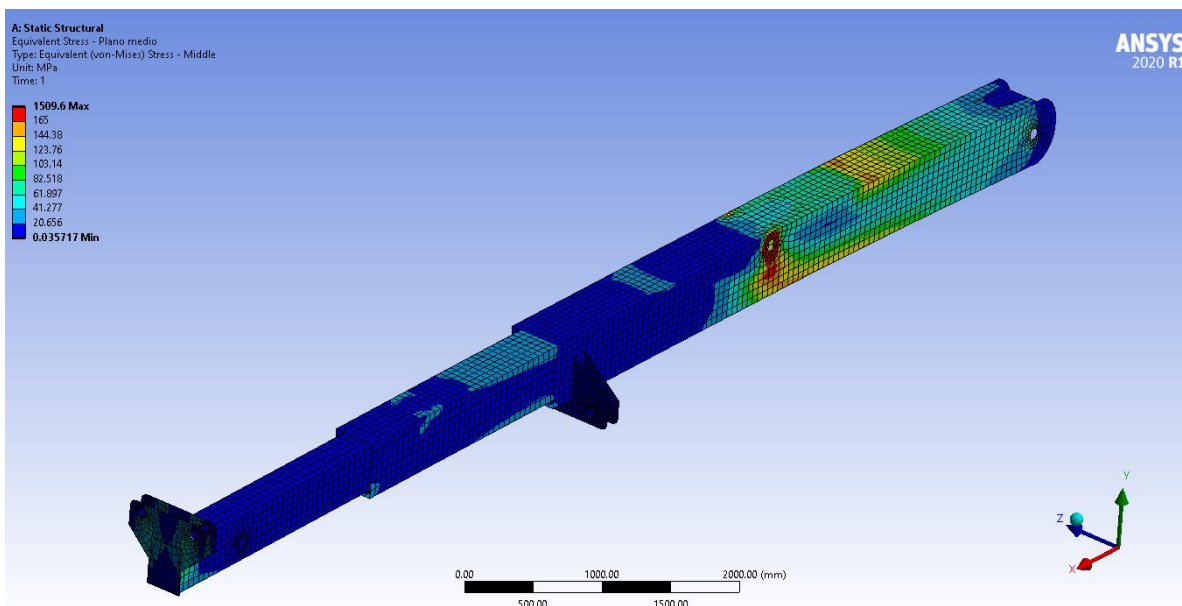


Figura 18: resultados de la simulación para pluma extendida.

A los fines de conocer en detalle los esfuerzos de la estructura, se escondieron las chapas de refuerzo y de vínculos con los cilindros. El modelo se muestra coloreado con diferentes tonalidades y, en la esquina superior izquierda, se encuentra la referencia de esfuerzo para cada color. Esta escala fue programada para que se indicara, en color rojo, los sectores de la estructura en la que se superaran los niveles de resistencia admisible del material. Puede verse que el único lugar donde son superados estos esfuerzos, es en el punto de aplicación de las fuerzas. Esto se debe a que fueron cargadas en forma puntual y no distribuida, por lo que se genera una concentración de esfuerzos advertida por el programa. Sin embargo, esto no es relevante ya que, como se dijo, el alcance de nuestro análisis sirve a los efectos de conocer la resistencia de la sección solicitada a un esfuerzo de flexión estático.

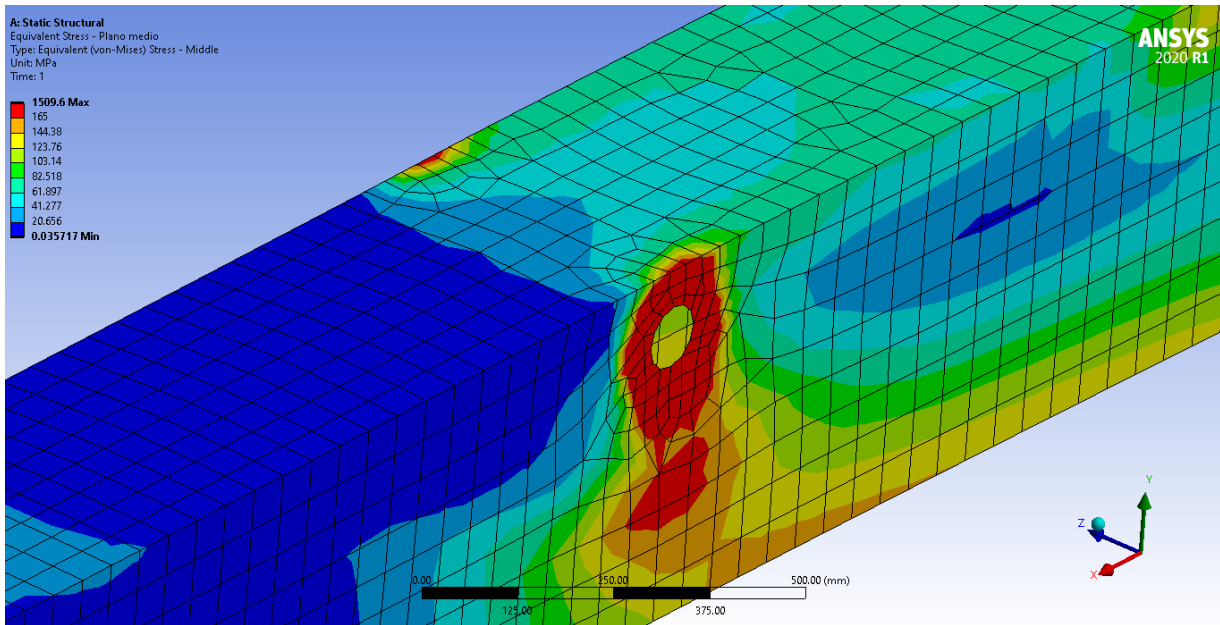


Figura 19: esfuerzos concentrados en el punto de anclaje.

Si bien el apoyo entre las superficies de los pernos y de la pluma será diseñado de forma que las cargas se distribuyan de forma uniforme y no existan concentraciones de esfuerzos, se realizará un análisis de resistencia al aplastamiento sobre la chapa de la pluma para asegurar la resistencia a las fuerzas debidas al contacto.

A continuación, se presenta el árbol de carga de datos ingresados (geometría, materiales, sistema de coordenadas, simetría, conexiones, mado, y carga de fuerzas) y los resultados arrojados por el software (soluciones).

The image shows a CAD software interface with a hierarchical tree of operations on the left and a detailed view of a specific operation on the right.

Tree of Operations:

- Project*
 - Model (A4, B4)
 - Geometry
 - Materials
 - Coordinate Systems
 - Symmetry
 - Connections
 - Mesh
 - Carga en la punta (A5)
 - Analysis Settings
 - Displacement
 - Fuerza cilindro - exterior
 - Fuerza cilindro - interior
 - Displacement 2
 - Solution (A6)
 - Solution Information
 - Total Deformation
 - Equivalent Stress - Plano medio
 - Equivalent Stress - Top/Bottom
 - Equivalent Stress - Top/Bottom 2
 - Carga en el medio (B5)

Details of "Fuerza cilindro - exterior":

Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Edge
Coordinate System	Global Coordinate System
<input type="checkbox"/> X Coordinate	109. mm
<input type="checkbox"/> Y Coordinate	-2021. mm
<input type="checkbox"/> Z Coordinate	-331.8 mm
Location	Click to Change
Definition	
ID (Beta)	151
Type	Remote Force
Define By	Components
<input type="checkbox"/> X Component	45870 N (ramped)
<input type="checkbox"/> Y Component	1.7e+005 N (ramped)
<input type="checkbox"/> Z Component	0. N (ramped)
Suppressed	No
Behavior	Deformable
Advanced	

Figura 20: árbol de operaciones.

➤ *Por aplastamiento.*

El último de los métodos para verificar el material y las dimensiones definidas para la pluma, es el de aplastamiento en las secciones o zonas de contacto con los pernos de articulación y de vínculo con los cilindros. Véase la Figura 21.

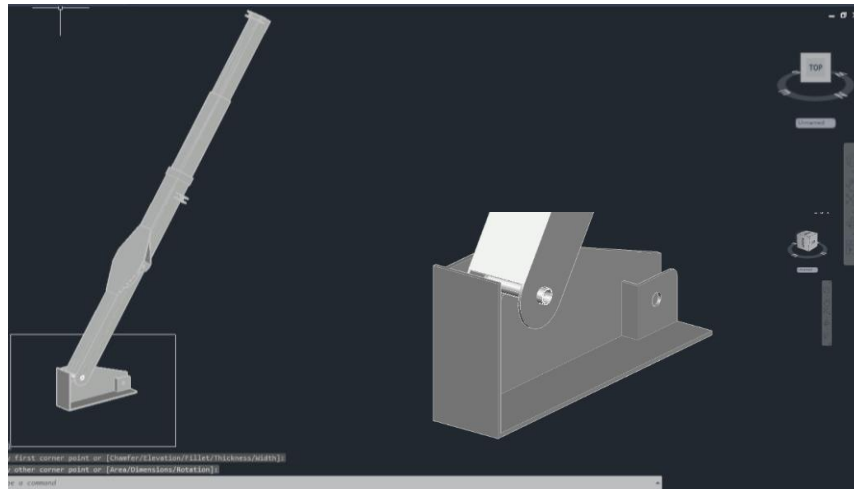


Figura 21: Vínculo pluma - chasis.

Se muestra un detalle del vínculo entre la pluma y la base sobre la que será montada. Cuanto más uniformes sean las superficies de contacto, tanto mejor será la transmisión de fuerzas de uno a otro. Para corroborar la resistencia de la sección transversal propuesta, se deberá verificar que la fuerza de aplastamiento provocado por el perno en la zona de contacto, no supere valores admisibles y genere la falla del material. Para este proceso se utilizaron las mismas ecuaciones de cálculo, ya que las cargas son las mismas (impacto y fatiga). La diferencia radica en la sección de apoyo utilizada; en este caso es el producto del diámetro del perno y el espesor de la chapa. A continuación, se presenta la tabla de Excel con los valores dimensionales y mecánicos del material.

Análisis de resistencia al aplastamiento - Articulación SAE 1020			
Elemento	Pluma		
Posición	Articulación	Extensión (internos)	Elevación
Diámetro perno (mm)	88,9	88,9	88,9
Espesor de chapa (mm)	19,0	19,0	19,0
Sección de apoyo (mm ²)	3378	3378	6756
Carga kg	17930	15471	25668
Tensión fluencia (N/mm ²)	220,00	220,00	220,00
Tensión rotura (N/mm ²)	400,00	400,00	400,00
Tensión mínima (N/mm ²)	15,92	13,74	11,40
Tensión máxima (N/mm ²)	53,08	45,80	37,99
Tensión media (N/mm ²)	34,50	29,77	24,69
Tensión variable (N/mm ²)	18,58	16,03	13,30

Tabla 10: esfuerzos resultantes sobre cada sección.

K_a	0,92	0,92	0,92
K_b	0,75	0,75	0,75
K_c	0,87	0,87	0,87
K_d	1,00	1,00	1,00
K_e	0,87	0,87	0,87
K_f	1,00	1,00	1,00
Límite de fatiga (N/mm ²)	103,92	103,92	103,92

Tabla 11: coeficientes de superficie para cada sección.

Goodman	2,98	3,45	4,16
Soderberg	4,21	4,87	5,88
ASME elíptica	4,14	4,80	5,79

Tabla 12: coeficientes de cálculo para cada sección.

Como ya se ha mencionado, los coeficientes de seguridad mayores a uno obtenidos de las teorías de cálculo, indican que la sección propuesta resiste el aplastamiento para los esfuerzos solicitantes. En este caso, la sección verifica para los esfuerzos solicitantes.

Materialización.

Definidas la forma, las dimensiones y los materiales mediante los cuales será construida la pluma, debe especificarse ahora el método que se implementará para llevar a cabo esta propuesta con materiales que puedan adquirirse en el mercado.

➤ Forma:

Debido a que la pluma estará constituida por tres etapas, todas huecas y de sección cuadrada, su estructura será conformada a partir de chapas unidas entre sí mediante soldadura. La selección de las chapas se realizó a partir del espesor mínimo necesario obtenido en los cálculos. Para alcanzar las dimensiones transversales y longitudinales de la estructura, deberán ser cortadas. En la página 2 del Anexo, se presenta el catálogo de chapas de la fábrica HIERROS TORRENT, con las diferentes dimensiones disponibles, estando recuadrada en rojo la que finalmente servirá a nuestros fines.

➤ Unión:

Debido a la criticidad de la estructura, la solución propuesta para implementar la unión entre chapas y alcanzar la sección propuesta, surge como resultado del análisis que sobre el caso realizaron los soldadores calificados empleados por el cliente.

Para definir el método de soldadura, se tomó como referencia el implementado para los camiones volquetes, cuya confección es similar a la que requiere este trabajo. A los fines de considerar el caso más desfavorable, se propuso el método de soldadura más robusta posible y seguir el criterio conservador de cálculo aplicado a lo largo de todo el proyecto. De esta forma, se definió que todas las chapas sean biseladas y soldadas con penetración total, alcanzando una transición homogénea entre materiales y una transmisión uniforme de los esfuerzos.

Dimensionamiento de articulaciones.

De la misma forma que se hizo para la estructura de la pluma, deben dimensionarse los pernos (también denominados “macizos”) que permitirán transmitir los esfuerzos y los movimientos de la pluma, representados en la Figura 23 de color verde. Para los cilindros interiores, serán calculados de la misma forma, aunque no se muestren en la imagen debido a la distorsión que provoca disponer el modelo en visión transparente.

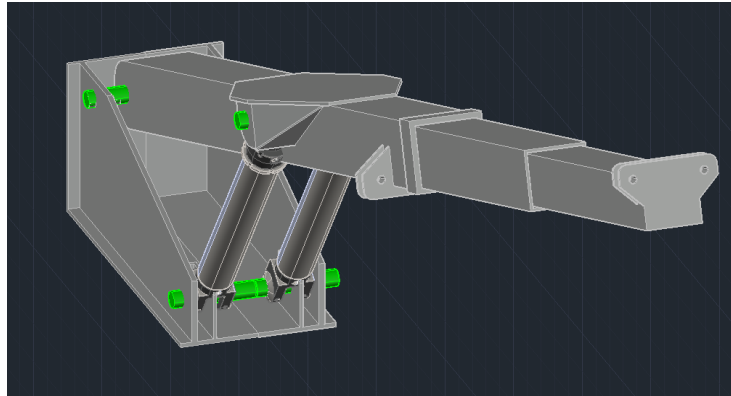


Figura 22: vínculo de pluma con base y cilindros.

Análisis de esfuerzos.

Véase la Figura 24, en la que se muestra el perno, la pluma y la horquilla del cilindro. Esta última, será la forma de vínculo de todos los cilindros actuadores.

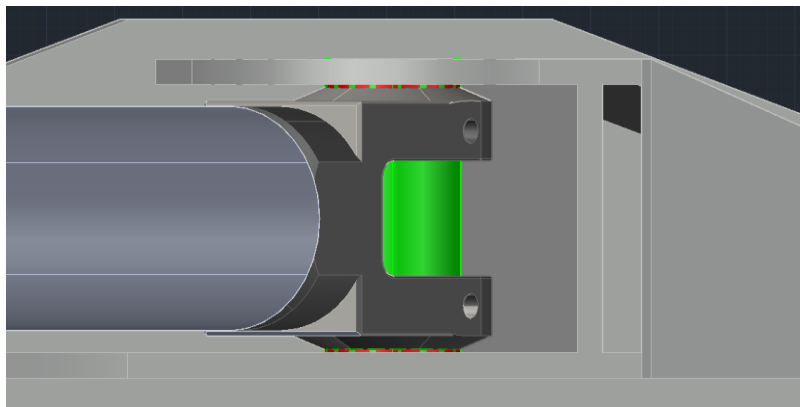


Figura 23: vista inferior del vínculo pluma-cilindro.

- Aplastamiento: el esfuerzo sobre el perno aparece como reacción al ejercido por la pluma, por lo que el análisis es el mismo. La horquilla se apoyará en dos secciones o áreas, definidas por el espesor del elemento y el diámetro del perno que deberá ser capaz de resistir.
- Corte: debido a que la distancia entre la horquilla y las chapas de la pluma será despreciable, se producirá un esfuerzo de cizalla sobre la estructura del macizo. Para más detalle, véase la Figura 25 a los fines de comprender las secciones en que se presenta cada esfuerzo

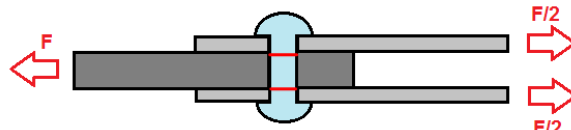


Figura 24: diagrama de esfuerzos.

Para conocer las fuerzas que debería soportar cada perno, debemos proceder de la misma forma en que se lo hizo para la estructura de la pluma. Al momento de realizar la descomposición trigonométrica de las cargas sobre el brazo, se obtuvieron también las fuerzas resultantes aplicadas sobre sus puntos de vinculación, obteniendo los siguientes resultados.

Posición (θ)	Fuerza a soportar por los cilindros		Resultante cilindro	Articulación		Resultante articulación
	Axial	Perpendicular		Axial	Perpendicular	
25	4027	23024	23374	4027	10988	11703
35	5402	22674	23309	5402	10821	12094
55	7736	19637	21105	7736	9371	12152

Tabla 13: esfuerzos sobre pernos – pluma retraída.

Posición (θ)	Fuerza a soportar por los cilindros		Resultante cilindro	Articulación		Resultante articulación
	Axial	Perpendicular		Axial	Perpendicular	
25	2388	20722	20859	2388	13584	13793
35	3203	20407	20657	3203	13378	13756
55	4587	17673	18259	4587	11586	12461

Tabla 14: esfuerzos sobre pernos – pluma extendida.

Para el dimensionamiento de los pernos, se considerará la mayor de las fuerzas, tanto para los cilindros como para la articulación.

➤ *Propiedades del material.*

Con el fin de seleccionar un material que sea comercialmente accesible y mecánicamente resistente, se optó por SAE 1045. En cuanto a las dimensiones, el diámetro deberá ser el mismo que se definió en el cálculo de aplastamiento para las chapas. Debido a que el material seleccionado para el perno posee una mayor cantidad de carbono, la resistencia al aplastamiento también será mayor que la de la pluma, por lo que no será necesaria la verificación de la estructura ante este esfuerzo. En las páginas 3 y 4 del Anexo, se encuentra la normativa IRAM con las propiedades químicas y mecánicas del material seleccionado.

- σ_{rotura} : 440 N/mm².
- σ_{fl} : 290 N/mm².

➤ *Teorías de falla.*

Debido a que el tipo de carga soportada es el mismo que se obtuvo para la pluma (impacto y fatiga), las teorías empleadas también serán iguales. La diferencia radica en el esfuerzo soportado por el elemento que en la pluma era solicitada de flexión y en el macizo será de corte. Recordemos las ecuaciones de cada teoría, esta vez con los esfuerzos solicitantes de corte.

Goodman:

$$\frac{\tau_a}{\tau_n} + \frac{\tau_m}{\tau_{ut}} = \frac{1}{n}$$

Soderberg.

$$\frac{\tau_a}{\tau_n} + \frac{\tau_m}{\tau_y} = \frac{1}{n}$$

ASME elíptica.

$$\left(\frac{\tau_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{\tau_m}{S_y}\right)^2 = \frac{1}{n^2}$$

Siendo:

- τ_a : tensión variable.
- τ_m : tensión media.
- τ_n : resistencia de fatiga.
- τ_{ut} : resistencia de rotura.
- τ_y : resistencia a fluencia.
- n : coeficiente de seguridad.

Resultados.

Se procedió a reemplazar cada uno de los valores del material en las ecuaciones para conocer la respuesta del material al corte. A continuación, se presenta la tabla de Excel con los resultados obtenidos para los mismos diámetros de pernos propuestos en el cálculo de aplastamiento de la pluma. Al igual que en cada cálculo, la verificación de las dimensiones y materiales propuestos se resume en los coeficientes de seguridad mayores a la unidad.

Análisis de resistencia al corte - perno pasante SAE 1045			
Elemento	Pluma		
Posición	Articulación	Extensión (internos)	Elevación (externos)
Diámetro (mm)	88,9	88,9	88,9
Sección (mm ²)	12414	12414	24828
Tensión fluencia (N/mm ²)	220	220	220
Tensión rotura (N/mm ²)	440	440	440
Tensión mínima (N/mm ²)	1,44	1,25	1,03
Tensión máxima (N/mm ²)	14,44	12,46	10,34
Tensión media (N/mm ²)	7,94	6,85	5,69
Tensión variable (N/mm ²)	6,50	5,61	4,65

Tabla 15: Tensiones de trabajo para cada perno.

Etapa	Primera	Segunda	Tercera
factor por condición superficial, K_a	0,90	0,90	0,90
factor por tamaño, K_b	0,75	0,75	0,75
factor por tipo de carga, K_c	0,75	0,75	0,75
factor de temperatura, K_d	0,80	0,80	0,80
factor de confiabilidad, K_e	0,81	0,81	0,81
factor de efectos varios, K_f	1,00	1,00	1,00
Límite de fatiga (N/mm^2)	72	72	72

Tabla 16: coeficientes de estado superficial.

Goodman	7,92	9,18	11,06
Soderberg	10,30	11,93	14,39
ASME elíptico	15,23	17,65	21,28

Tabla 17: coeficientes de seguridad obtenidos para cada perno.

A priori, llama la atención los elevados coeficientes de seguridad que se obtuvieron (todos mayores a siete). Esto podría darnos la idea de que los diámetros seleccionados son excesivamente grandes, pero son los mismos que verificaron el aplastamiento sobre las chapas de la pluma, por lo que no puede seleccionarse un diámetro menor que este valor. De esta forma, quedan dimensionadas todos los vínculos de la pluma.

Dimensionamiento de patines.

Debido a que la pluma será desplegable, debe disponerse de un material entre las distintas etapas que evite el contacto acero-acero. Este material, deberá resistir los rozamientos generados en el despliegue, pero, por sobre todas las cosas, los elevados esfuerzos de aplastamiento ejercidos por los apoyos entre etapas.

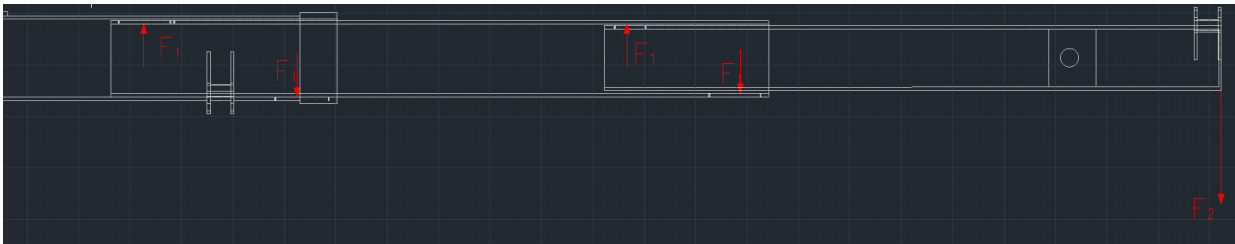


Figura 25: diagrama de cargas sobre la pluma.

La figura 27 es una vista lateral de la pluma. El vector F_2 representa la fuerza ejercida por el cable del malacate que tracciona la carga, mientras que los denominados F_1 representan las fuerzas que ejercen una etapa sobre la otra: la tercera etapa sobre la segunda y la segunda sobre la primera. Conocidas estas fuerzas y la resistencia máxima del material al aplastamiento por unidad de superficie, podemos dimensionar la sección de material. Debido a que la tracción de cargas será siempre en un solo sentido, los patines serán colocados tal cual se representa en la figura 27 y sujetos mediante tornillos, cuyo cálculo se aborda más adelante.

➤ *Propiedades del material.*

El proveedor de este material fue definido por el cliente. Este sugirió un polietileno denominado UMW – Maxi life (Ultra High Molecular Weight). Utilizado en máquinas agrícolas expuestas a ambientes agresivos, sus principales características son la resistencia a la abrasión y a elevadas presiones; además tiene bajo coeficiente de fricción con metales, alta capacidad de amortiguación ante impactos, larga vida útil y no absorbe humedad. El catálogo del material brindado por el proveedor se muestra en la página 6 del Anexo y se los resume a continuación.

PROlen 6000 Color - PE-UHMW:

- σ_{fl} : 183 kg/cm².
- E: 7138 kg/cm².

➤ *Teorías de falla.*

Como dijimos, la única resistencia que debe presentar este material es al aplastamiento. A continuación, la ecuación para conocer el área mínima necesaria para soportar los esfuerzos solicitantes.

$$\text{Área mínima necesaria} = \frac{\text{Tensión de aplastamiento}}{\text{Resistencia máxima de material}}$$

Los resultados obtenidos se presentan en la siguiente tabla.

Área de patines						
	Tension fluencia (MPa)	Tensión de aplastamiento (Kg)	Área mínima necesaria (cm ²)	Sección propuesta	Área propuesta	Resultado
Primera etapa	18	20102	1117	35 cm x 35 cm	1225	Verifica
Segunda etapa (ext.)	18	10196	566	35 cm x 35 cm	1225	Verifica
Segunda etapa (int.)	18	13305	739	35 cm x 25 cm	875	Verifica
Tercera etapa	18	9129	507	30 cm x 20 cm	600	Verifica

Tabla 18: dimensionamiento de patines.

De la misma forma que para todo el análisis, se utilizó Excel como herramienta de cálculo. La tensión de aplastamiento fue obtenida a partir de la fuerza máxima ejercida por los cables de los malacates y la longitud de la palanca. Vea como se repite el análisis para el dimensionamiento de la estructura: cuanto mayor sea el brazo, mayor será la carga a soportar, por lo que también se incrementará las dimensiones del material necesaria. En la quinta y sexta columna, se ven las dimensiones de los patines propuestas para cada etapa, todas ellas mayores a las dimensiones necesarias.

Como último comentario, el espesor de los patines no fue especificado debido a que la resistencia del material es independiente de éste a partir de los 5 milímetros (en nuestro caso la holgura entre secciones requiere un espesor de 8 milímetros, por lo que se verifica el cálculo).

Sujeción.

El otro de los esfuerzos resistidos por este elemento, dijimos, es el de rozamiento. Este no debe ser tenido en cuenta para calcular la vida útil del elemento (si bien con el deslizamiento se desgastará progresivamente, es un material ultra resistente fabricado para este tipo de aplicaciones), sino para definir las dimensiones de los tornillos que se utilizarán para fijarlos. Estos resistirán los esfuerzos de corte de la misma forma que los macizos, ya que sostendrán en posición a los patines que intentarán deslizarse junto con las estructuras en el movimiento de despliegue y repliegue.

El cálculo de la resistencia al corte de los tornillos, fue obtenida de la norma CIRSOC 301, en la que se especifican los métodos de dimensionamiento en estructuras de acero, entre ellas, la de tornillos solicitados al corte. A continuación, se adjuntan algunas imágenes ilustrativas de la norma, entre las que se muestra la ecuación de cálculo y la tabla a la que se hace referencia en dicha ecuación.

J.3.6. Resistencia de diseño a la tracción o al corte

La **resistencia de diseño a la tracción** o al **corte de los bulones de alta resistencia** y de **elementos roscados** será:

$$\phi F_n A_b (10^1)$$

siendo:

ϕ el factor de resistencia indicado en la Tabla **J.3.2.**

F_n la resistencia nominal a la tracción F_t , o al corte F_v , indicadas en la Tabla **J.3.2.**, en MPa.

A_b el área nominal del cuerpo no roscado del bulón o de la parte roscada (para varillas recalçadas, ver la nota (c) al pie de la Tabla **J.3.2.**), en cm^2 .

La fuerza aplicada será la suma de la fuerza requerida resultante de las acciones mayorada y de cualquier tracción resultante del efecto de la acción de palanca producida por la deformación de las partes unidas (ver la Figura **J.3.2.**).

Figura 26: resistencia a la tracción y corte para un tornillo – CIRSOC 301.

La fuerza de corte ejercida sobre cada tornillo es igual a la fuerza normal de aplastamiento multiplicada por el coeficiente de rozamiento que existirá con el acero.

$$F_{\text{corte}} = F_{\text{aplastamiento}} \cdot \mu$$

Donde:

- μ : coeficiente de rozamiento.

Tabla J.3.2. Resistencia de Diseño de Bulones

Descripción de los bulones	Resistencia a la tracción		Resistencia al corte en uniones del tipo aplastamiento	
	Factor de resistencia ϕ	Resistencia nominal, F_t (MPa)	Factor de resistencia ϕ	Resistencia nominal, F_v (MPa)
Bulones comunes Tipos A307, ISO 4.6	0,75	260 (a)	0,75	140 (b,e)
Bulones A325, A325M ó ISO 8.8 cuando la rosca no está excluida de los planos de corte		620 (d)		330 (e)
Bulones A325, A325M ó ISO 8.8 con la rosca excluida de los planos de corte		620 (d)		415 (e)
Bulones A490, A490M ó ISO 10.9 cuando la rosca no está excluida de los planos de corte		778 (d)		414 (e)
Bulones A490, A490M ó ISO 10.9 con la rosca excluida de los planos de corte		778 (d)		517 (e)
Partes roscadas que cumplen con los requerimientos de la Sección A.3, y la rosca no está excluida de los planos de corte		0,75 F_u (a,c)		0,40 F_u
Partes roscadas que cumplen con los requerimientos de la Sección A.3, y la rosca está excluida de los planos de corte		0,75 F_u (a,c)		0,50 F_u (a,c)

(a) Cargas estáticas solamente.
 (b) Se permite la rosca en los planos de corte.
 (c) La resistencia nominal a la tracción de la parte roscada de una varilla recalada, basada en el área de la sección en el diámetro mayor de la rosca A_b , será mayor que el área nominal del cuerpo A_b de la varilla antes del recalado multiplicada por F_t .
 (d) Para bulones A325, A325M, ISO 8.8 y A490, A490M, ISO 10.9 solicitados a tracción con fatiga, ver la Sección A-K.3.
 (e) Cuando se empleen uniones del tipo de aplastamiento para empalmar barras traccionadas con bulones separados en dirección paralela a la fuerza, a más de 1300 mm, los valores tabulados deben ser reducidos en un 20 %.

Figura 27: Tabla J.3.2 – Resistencia de bulones.

Conocidas la fuerza solicitante y resistencia máxima del material, se procedió a calcular el área necesaria para resistir los esfuerzos.

Tornillo para patines				
Etapas	Primera	Segunda externa	Segunda interna	Tercera
Coef. Rozamiento UMHW - acero	0,25	0,25	0,25	0,25
Fuerza corte total (N)	5100	4868	4657	4161
Resistencia por Tornillo (3325	3325	3325	3325
Cant mínima de tornillos ($\phi_{nom}= 6,35$ mm)	1,53	1,46	1,40	1,25
Cantidad total de tornillos ($\phi_{nom}= 6,35$ mm)	2	2	2	2

Tabla 19: dimensionamiento de tornillos para la sujeción de patines.

Donde:

$$\text{Resistencia c/tornillo [N]} = \phi \cdot F_n \cdot A_b$$

$$\text{Area total mínima [mm}^2\text{]} = \frac{\text{Fuerza de corte total [kg]}}{\text{Resistencia c/tornillo [\frac{kg}{mm^2}]}}$$

$$\text{Cantidad mínima de tornillos (n)} = \frac{\text{Area total mínima [mm}^2\text{]}}{\text{Sección transversal del tornillo [mm}^2\text{]}}$$

La cantidad total de tornillos implementada es el inmediato superior a la cantidad mínima necesaria de tornillos.

Dimensionamiento de cilindros.

Con la extensión y la retracción de estos equipos, deben garantizarse:

- Movimientos angulares y longitudinales.
- Resistencia a las cargas solicitantes.

Para el dimensionamiento, se tomó como referencia la máxima carga solicitante en cada caso. El cálculo, consistió en definir el diámetro interno del cilindro (camisa), de los vástagos y la longitud de vástagos y de carrera. Como se mencionó anteriormente, existirán impactos durante el funcionamiento de la estructura que se traducirán en aumentos repentinos de la presión interior del cilindro y que deberán ser tenidos en cuenta. Además, estos elementos son muy esbeltos ya que poseen una significativa longitud respecto al diámetro, por lo que deberá ser tenido en cuenta el esfuerzo máximo de pandeo.

El primer paso para comenzar el dimensionamiento, fue definir la posición que ocuparía cada cilindro durante el funcionamiento y, a partir de esto, calcular la fuerza que debía resistir cada uno. Para esto, se procedió a realizar un análisis geométrico de las diferentes posiciones.

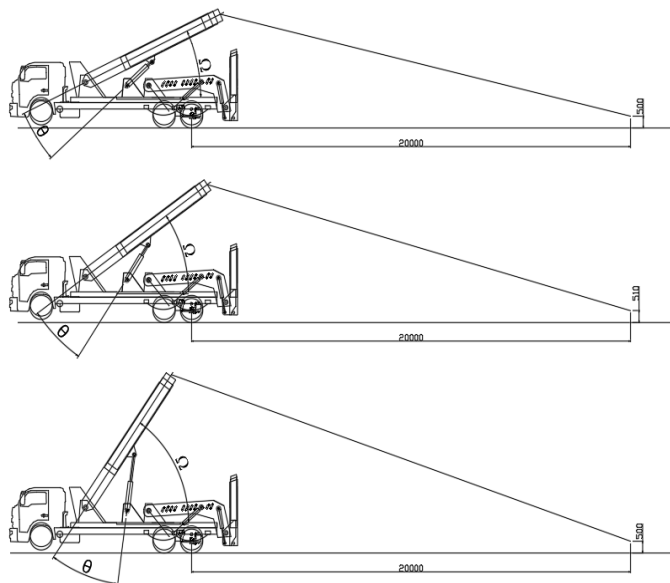


Figura 28: diagrama de posiciones cilindros – pluma.

De la misma forma que para la estructura de la pluma y sus articulaciones, se procedió a descomponer las fuerzas trigonométricamente para conocer posiciones y magnitudes de carga. Veamos los valores obtenidos.

Pluma retraída - Carga a 20 m de distancia			Fuerza a realizar por cilindros		Resultante	
Posición (Ω)	Carga/Proyección normal		Carga/Proyección axial	Axial		Normal
25	F neta	20000	4027	4027	23024	23374
	F normal	12036				
35	F neta	15706	5402	5402	22674	23309
	F normal	11853				
55	F neta	10679	7736	7736	19637	21105
	F normal	10265				

Tabla 20: cargas sobre el cilindro – pluma retraída.

Pluma extendida - Carga a 20 m de distancia			Fuerza a realizar por cilindros		Resultante	
Posición (Ω)	Carga/Proyección normal		Carga/Proyección axial	Axial		Normal
25	F neta	11860	2388	2388	20722	20859
	F normal	7138				
35	F neta	9314	3203	3203	20407	20657
	F normal	7029				
55	F neta	6333	4587	4587	17673	18259
	F normal	6087				

Tabla 21: cargas sobre el cilindro – pluma extendida.

La columna denominada “resultante” es la obtenida de la raíz cuadrada de la suma del cuadrado de las componentes axial y normal, y será la fuerza neta que deberán desarrollar los cilindros elevadores de la pluma. En cuanto a los cilindros extensores de la pluma, deberán resistir solamente la carga axial.

➤ *Cálculo por presión.*

El área interior de la camisa de cada cilindro, se calculó a partir del esfuerzo que deben resistir tanto los internos como los externos. Las presiones de trabajo se adoptaron a partir de recomendaciones del fabricante.

$$\text{Área interior de la camisa (A)} = \frac{\text{Fuerza sobre el cilindro}}{\text{Presión interior máxima}}$$

$$\text{Diametro de cilindro} = \sqrt{\frac{4 A}{\pi}}$$

PLUMA	Coef. seg.	Cupla (kgm)	Fuerza de cilindro (kg)	Presión adm. (bar)	Area de cilindro (cm ²)	Diám. final (pulg.)	Carga de trabajo adm.
Retraída (25°)	1,20	85.217	51335,5	170	302,0	6	31000
Extendida (25°)	1,20	77.085	46436,9	170	273,2	6	31000
Retraída (35°)	1,20	83.922	50555,6	170	297,4	6	31000
Extendida (35°)	1,20	75.914	40166,2	170	236,3	6	31000
Retraída (55°)	1,20	72.679	45142,2	170	265,5	6	31000
Extendida (55°)	1,20	65744	40834,5	170	240,2	6	31000
Extensión axial	1,20	-	18000,0	170	105,9	5	21535

Tabla 22: diámetros de camisa para cilindros de la pluma.

El diámetro de cilindro obtenido, era siempre un número fraccionario, por lo que se adoptó el inmediato superior, denominado en la tabla “Diámetro final (pulg.)”. De esta forma se aseguró la resistencia del elemento con un nuevo margen de seguridad. La carga de trabajo, es la máxima capaz de resistir el cilindro según FAP HYDRÀULICA, cuyo catálogo de fabricación se dispone en la página 7 del Anexo.

➤ *Cálculo por pandeo.*

El cálculo se realizó mediante la fórmula de Euler y se verificó que el coeficiente de seguridad considerado fuera coincidente con el adoptado por el fabricante de los cilindros.

$$F = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{N \cdot l_e^2}$$

Siendo:

- E: el módulo de elasticidad del material.
- I: la menor inercia desarrollada por la sección vástago – camisa.
- L_e: longitud equivalente y total del cilindro.
- N: coeficiente de seguridad (tomado 3,5 en coincidencia con los fabricantes).

Los resultados obtenidos se detallan a continuación. La columna “Ratios de validez”, compara la carga admisible teórica de pandeo y la carga real sobre el elemento, debiendo siempre ser mayor la primera por sobre la segunda (cuanto más cerca del 0 se encuentre este valor, más estable será el cilindro ante esfuerzos).

PLUMA	Diámetro vástago (cm)	Inercia vástago (cm ⁴)	Long. cerrado (cm)	Long. abierto (cm)	Resistencia máx. al Pandeo (kg)	Ratio de utilización
Retraída (25°)	12,50	1198,42	210,00	235,70	127744	0,24
Extendida (25°)	12,50	1198,42	210,00	235,70	127744	0,24
Retraída (35°)	12,50	1198,42	210,00	265,50	100677	0,31
Extendida (35°)	12,50	1198,42	210,00	265,50	100677	0,31
Retraída (55°)	12,50	1198,42	210,00	324,00	67604	0,46
Extendida (55°)	12,50	1198,42	210,00	324,00	67604	0,46
Extensión	11,50	858,54	246,00	446,00	39936	0,54

Tabla 23: diámetros de vástagos para cilindros de la pluma.

Cada uno de los diámetros de vástago, verifican la resistencia a los esfuerzos propuestos, por lo que el dimensionamiento de los cilindros queda completamente definido. Al momento de la compra, deberá especificarse presión máxima de funcionamiento, longitud retraído, longitud extendido, longitud de carrera, diámetro de camisa y diámetro de vástago. El resto de las dimensiones y accesorios, son determinados por el fabricante.

Underlift.

Este equipo, ubicado en la parte trasera del camión y conocido también como “rastrillo”, es el elemento con el cual se realizan los acarrees de vehículos. Abordemos la forma de funcionamiento a través de la siguiente imagen, utilizada también para la pluma.

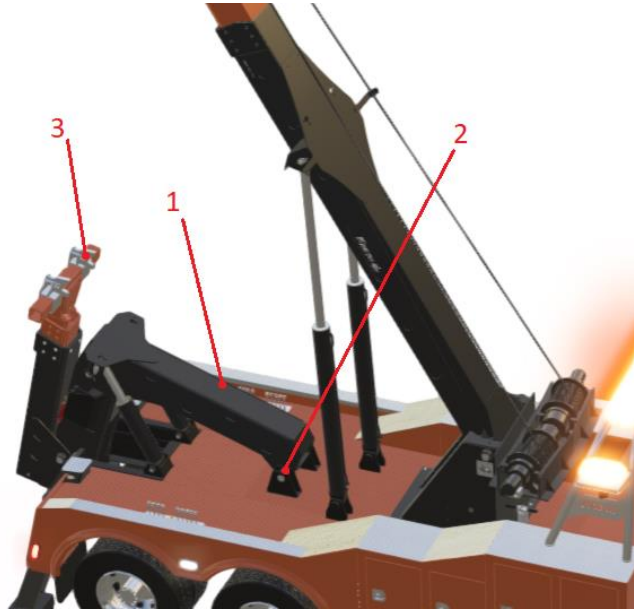


Figura 29: modelo 3D del underlift.

En la posición nº1, se ubican los cilindros encargados de elevar el brazo articulado en la posición 2. Existen otros dispuestos en el interior de la estructura que no pueden verse, pero que dan movimiento de inclinación y extensión y que más adelante se detallará. En la posición nº3, se ven los ganchos que vinculan la estructura del underlift con el tren delantero del vehículo a remolcar. El cálculo y diseño de estos no será incluido en el presente proyecto.

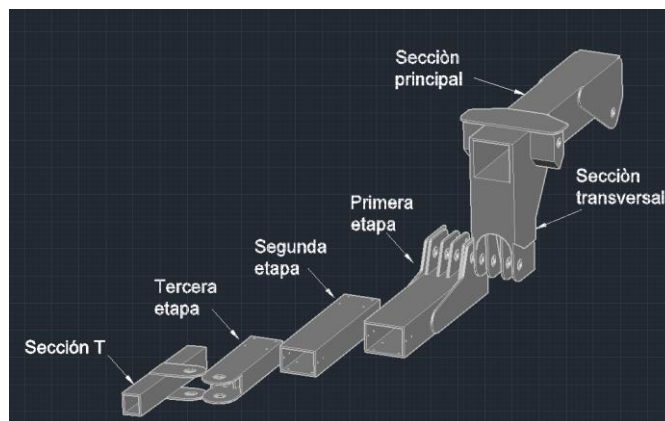


Figura 30: partes del underlift.

A diferencia de la pluma, en este caso tendremos cuatro etapas diferentes. Una principal con la sección transversal cuadrada, mientras que las tres restantes serán rectangulares con motivo de tener una mayor accesibilidad al momento de realizar un trabajo. El underlift debe introducirse por debajo del vehículo a remolcar y su estructura no debe superar, en dimensiones, la distancia que hay entre el suelo y el eje del vehículo, motivo por el cual se implementó una sección rectangular acostada, es decir, con el lado de mayor

longitud paralelo al suelo. Analicemos ahora el funcionamiento de la estructura. El primero de los movimientos dispone el brazo en posición de trabajo, cuya articulación en la primera etapa, permite que el elemento no sobresalga respecto a la estructura de la grúa mientras no es utilizado.

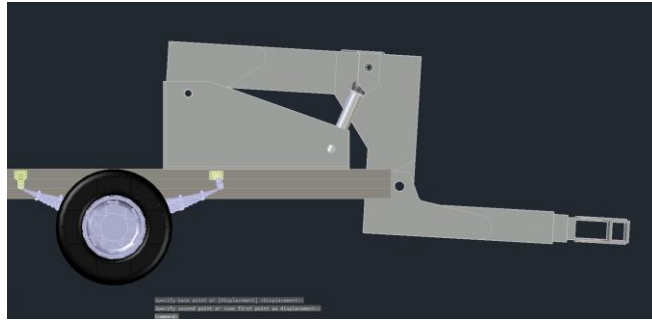


Figura 31: en posición de trabajo.

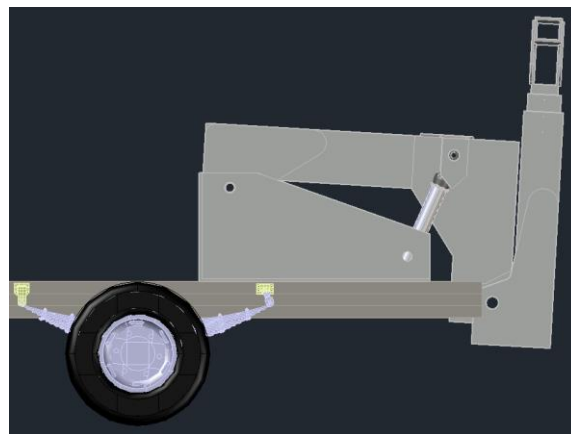


Figura 32: en posición de guardado.

El movimiento de elevación es el que permite el izaje de los vehículos a remolcar, desvinculando su tren delantero respecto del suelo. Para esta tarea, el brazo cuenta con dos cilindros hidráulicos dispuestos convenientemente.

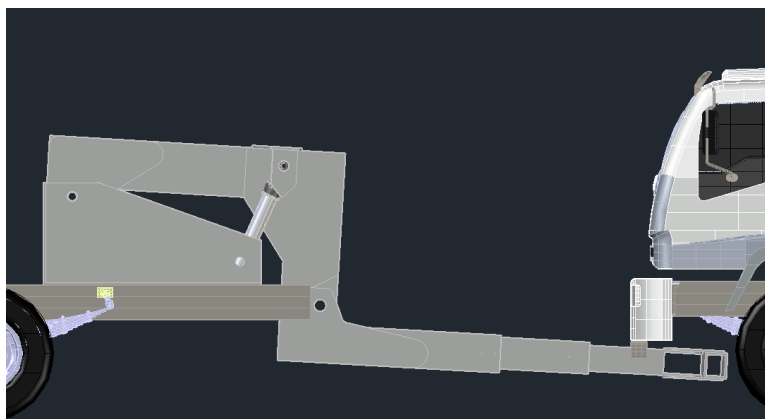


Figura 33: puesta en posición para izaje.

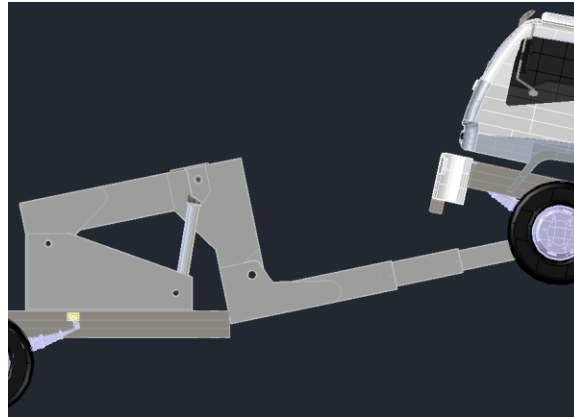


Figura 34: vehículo izado para el acarreo.

Finalmente, el movimiento de extensión y retracción permite independizar la posición de la grúa respecto del móvil siniestrado, brindando adaptabilidad a diferentes situaciones. Este es el mismo que se propuso para la pluma, con el mismo principio de funcionamiento.

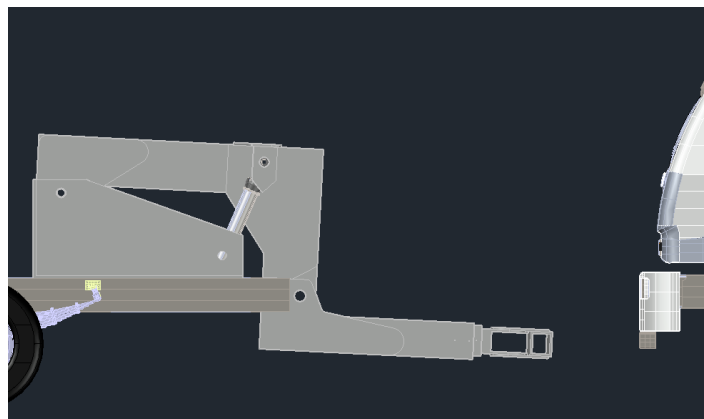


Figura 35: underlift retraído.

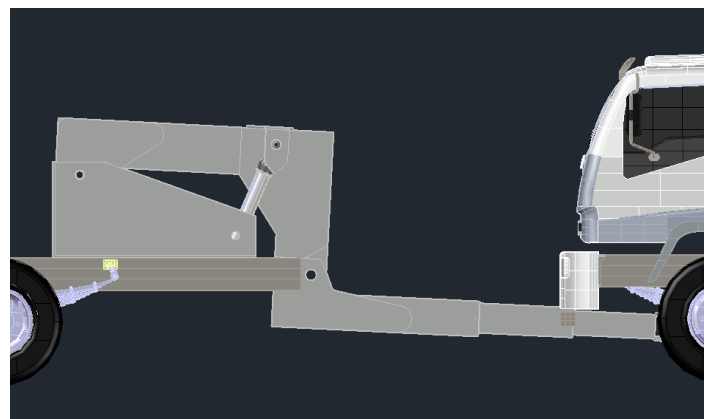


Figura 36: underlift extendido.

Principio de funcionamiento.

Conozcamos ahora, la forma en que debe operarse este equipo para, después, comprender los esfuerzos que deben resistirse. En primera instancia, se posiciona la grúa delante del vehículo a remolcar a una distancia que permita la articulación y puesta en posición del brazo.



Figura 37: caso real de acarreo.

Ya con el brazo inclinado, se lo extienden las etapas de la sección telescópica por debajo del coche a trasladar hasta alcanzar el tren delantero. En este punto, se colocan ganchos especiales para vincular la estructura del underlift con el eje del vehículo a trasladar y, progresivamente, se procede a elevarla hasta alcanzar el contacto entre ambos componentes; en este instante se interrumpe la elevación y se fijan los elementos entre sí con cadenas para evitar la desvinculación o desplazamiento durante el traslado.



Figura 38: detalle de la fijación mediante cadenas.

Ya con el vehículo izado, se fija la posición del brazo hidráulicamente mediante un sistema de seguridad para evitar que este baje durante el acarreo.

Ingeniería de detalle.

Primero debemos entender bien los problemas planteados, estudiarlos. A partir de conocer las diferentes situaciones de trabajo que pueden presentarse en la realidad, se definirán los tipos y la forma de las cargas que deben resistirse y, luego, teorías de cálculo que nos serán útiles para el dimensionamiento general de cada componente.

Posiciones y secuencias.



Figura 39: simulación de izaje de carga.

La de la figura 42 es una representación de funcionamiento sin ningún criterio técnico, solo a los efectos de ilustrar la forma en que opera esta estructura. Para poder llevar a cabo la tarea de izaje y acarreo, veremos que la estructura deberá resistir dos tipos de esfuerzos: uno flector, similar a lo que ocurre con la pluma y, el otro, torsor. Veamos esto con mayor detalle.

➤ *Esfuerzo flector.*

De la misma forma que en la pluma, la elevación de una carga con un brazo, generará una flexión sobre el brazo de izaje.

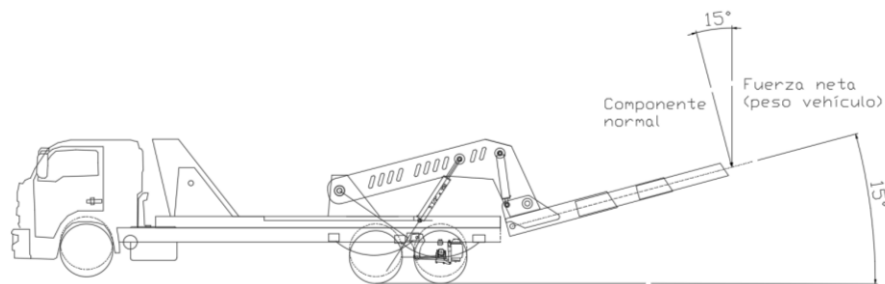


Figura 40: posición de trabajo.

Entre los requisitos establecidos por el cliente, estaban la carga máxima a resistir de 7500 kg sin una especificación en cuanto a la posición en que esto debía darse. El principio de cálculo que utilizamos para esta cuestión es la misma que se utilizó para la pluma: se diseñó una tabla en Excel cuyo punto de partida eran la carga máxima a izar y la posición longitudinal y angular en que esto se daría. Teniendo esto definido, podrían definirse trigonométricamente los esfuerzos a los que estaría sometida la estructura en las restantes posiciones que fuera capaz de alcanzar.

En la figura 43, se representa la fuerza vertical ejercida por el vehículo y la proyección normal sobre la estructura. El fin de este análisis es conocer la sollicitación máxima que exigirá a la estructura durante el

izaje, ya sea con el brazo extendido o retraído, y en un rango de 15° respecto de la horizontal. Veremos que la situación más desfavorable es con el brazo más cercano al piso, en donde la fuerza normal es prácticamente la misma que la vertical:

Underlift retraído			
Posición (θ)	Carga		Proyección axial
4	F vertical	7500	523
	F normal	7482	
9	F vertical	7500	1173
	F normal	7408	
15	F vertical	7500	1941
	F normal	7244	

Tabla 24: descomposición de fuerzas para underlift retraído.

La primera columna de la tabla hace referencia a la posición entre el underlift y el suelo o, lo que es lo mismo, entre la carga neta o real y la carga perpendicular o normal al brazo. Los valores de cargas verticales refieren a la neta que podremos levantar, mientras que la normal es la que se utilizará en los cálculos para definir las dimensiones y materiales del elemento. Puede verse que no existe una diferencia significativa entre una y otra fuerza debido a que los ángulos formados entre ellas son muy pequeños. En el mismo análisis trigonométrico, se obtuvieron las cargas axiales que, a diferencia de la pluma, son prácticamente despreciables en comparación con las perpendiculares. Los valores de fuerzas solicitantes expuestos sobre en la tabla 24, son sobre la estructura retraída. Veamos los resultados para la misma extendida.

Underlift extendido			
Posición (θ)	Carga		Proyección axial
4	F vertical	5126	358
	F normal	5139	
9	F normal	5076	804
	F vertical	5139	
15	F normal	4964	1330
	F vertical	5139	

Tabla 25: descomposición de fuerzas para underlift extendido.

➤ *Esfuerzo torsor.*

En la Figura 44, se representa en color amarillo la línea de acción de la fuerza ejercida por el tren delantero del vehículo a trasladar y, en color rojo, el baricentro de la estructura del underlift. Puede verse que existe un desplazamiento lateral hacia la derecha del punto de aplicación de la fuerza del tren delantero respecto de la estructura del underlift. Este desplazamiento lateral se es el que generará la torsión de la estructura del brazo que, si bien la representación es exagerada, esto es algo que puede suceder en la práctica. Si bien este corrimiento puede parecer despreciable geoméricamente respecto a las dimensiones generales del elemento, debemos asegurarnos que no lo será físicamente durante el funcionamiento debido a la magnitud de las cargas y los impacto que puedan aparecer.

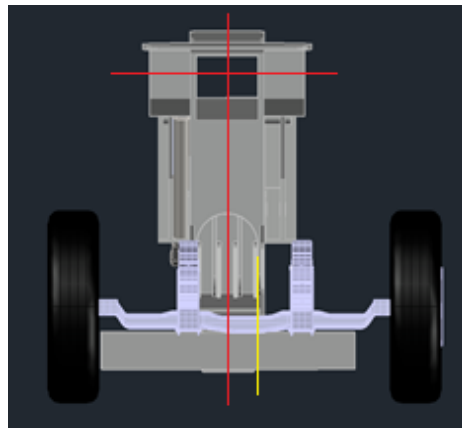


Figura 41: izaje del tren delantero desplazado lateralmente respecto del centro del underlift.

Tipos de carga.

Como dijimos, la grúa transportará vehículos vinculados desde el tren delantero. Durante el traslado se producirán vibraciones y saltos que se traducirán en una carga repetitiva y de impacto sobre la estructura del underlift. A diferencia de la pluma, el factor de fatiga en este equipo no será considerado como método de cálculo conservador, sino que la magnitud de las cargas y las vibraciones que puedan producirse durante el traslado, hacen necesaria su consideración. A modo de resumen, vinculada por una articulación en uno de sus extremos y en un punto intermedio, se detallan las condiciones de funcionamiento del underlift.

Tipo de carga	Flexotorsión
Característica de la carga	Fatiga e impacto
Formas de aplicación	Proyectada sobre los dos planos baricéntricos principales.
Ratio angular de trabajo vertical	-4° a 15°
Ratio angular de trabajo lateral	-
Forma de la sección transversal	Cuadrada/rectangular (hueca)

Dimensionamiento estructural.

El dimensionamiento de la sección fue realizado en base a las cargas obtenidas de la descomposición de fuerzas realizadas en el punto anterior. Las fuerzas máximas ejercidas sobre la estructura, son las que, como en la pluma, nos permitirán definir el ancho, alto y espesor de la sección transversal mediante el procedimiento que a continuación detalla, introduciendo las teorías de falla que sustentaron el cálculo.

➤ *Teorías de falla.*

Establecimos que el tipo de carga que exigiría a nuestra estructura sería de flexión y torsión, es decir que el tipo de esfuerzo será combinado. Además, la forma en que se presentará será pulsante, sometiendo al material a la fatiga. El análisis que se haga para el cálculo de la fatiga, será el mismo que las presentadas para la pluma con dimensiones diferentes. La flexión está definida por la carga y la longitud del brazo, mientras que la torsión la definirá la distancia entre el centro de masa de la sección transversal del underlift y el punto real de aplicación de la carga. En los casos en que se presenten los dos, lo harán de forma simultánea, por lo que el esfuerzo combinado introduce una nueva hipótesis de cálculo que es la de esfuerzo equivalente. A continuación, se presentan las ecuaciones que servirán al cálculo de la estructura.

Esfuerzo equivalente para flexión:

$$\sigma_{eq} = \frac{\sigma_m}{\sigma_{fl}} \cdot \sigma_{fa} + \sigma_a \cdot k_f$$

Esfuerzo equivalente para torsión:

$$\tau_{eq} = \frac{\tau_m}{\tau_{fl}} \cdot \tau_{fa} + \tau_a \cdot k_f$$

Con:

$$k_f = 1 + q \cdot (k_t - 1)$$

Siendo:

- T_{fl} : tensión de fluencia al corte.
- T_{fa} : tensión de fatiga al corte.
- T_m : tensión media al corte.
- T_a : tensión variable al corte.
- σ_{eq} : tensión equivalente.
- σ_a : tensión variable.
- σ_m : tensión media.
- σ_{fa} : tensión fatiga.
- σ_m : tensión fluencia del material.
- k_f : coeficiente de fatiga para esfuerzo combinado.
- q : coeficiente de entalla.

A continuación, la ecuación de la teoría de los esfuerzos combinados utilizada que brindará el coeficiente de seguridad para la verificación de la sección propuesta:

$$n = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{eq}}{\sigma_{fa}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{eq}}{\tau_{fa}}\right)^2}}$$

➤ *Propiedades del material.*

Debido a que se propone utilizar el mismo material que en la pluma, las tensiones admisibles, de fluencia y el cálculo de la fatiga también son los mismos.

- σ_{rotura} : 400 N/mm².
- σ_{fl} : 160 N/mm².

➤ *Propiedades geométricas.*

Al igual que en la pluma, los aspectos geométricos de las secciones que vayamos a definir serán necesarios para relacionar la resistencia máxima del material que empleemos con la fuerza que deberá resistir, de forma tal que siempre prevalezca la primera por sobre la segunda.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{\text{Momento m\acute{a}ximo (kg. mm)}}{W_x (\text{mm}^3)}$$

Siendo “ W_x ” el momento resistente de la sección calculado mediante la siguiente ecuación:

$$W_x (mm^3) = \frac{I_{xx} (mm^4)}{y(mm)}$$

Donde “ I ” es el momento de inercia respecto del eje x, mientras que “ y ” es la distancia desde el baricentro de la figura a la fibra más alejada.

$$I_{xx} (mm^4) = \frac{b \cdot h^3}{12} - \frac{b_1 \cdot h_1^3}{12}$$

Procedimiento y resultados.

Como se mencionó en un comienzo, se utilizó Excel para el cálculo de cada componente. Esto me permitió, como en la pluma, tener automatizado el procedimiento, de forma que sea más ágil y rápido de modificar. En primer lugar, se definió una tabla en la que se establecían el ancho, alto y espesor de la sección hueca de cada una de las etapas del underlift sobre las cuales se realizaría el resto de los cálculos.

Sección del underlift (mm)			
	Alto (h)	Ancho (b)	Espesor (t)
Sección principal	400,0	400,0	15,9
Primera etapa	300,0	400,0	15,9
Segunda etapa	252,2	358,2	15,9
Tercera etapa	204,4	316,4	15,9
Sección transversal	150,0	150,0	15,9

Tabla 26: Valores propuestos para la sección transversal de cada etapa.

De esta tabla, dependía una segunda en la que, como en la pluma, se definieron los valores geométricos de cada etapa o sección.

Momento de inercia				
	I_{xx} (mm ⁴)	$Y_{máx}$ (mm)	W_x (mm ³)	Momento máx (kgmm)
Sección principal	601703240	200,0	3008516	31612620
Primera etapa	308058405	150,0	2053722	31612620
Segunda etapa	187619798	126,1	1487865	22125000
Tercera etapa	103215078	102,2	1009932	10250000
Sección transversal	25921204	75,0	345616	6204731

Tabla 27: características geométricas resultantes de cada etapa.

	Sección principal	Primera etapa	Segunda etapa	Tercera etapa
Límite de fatiga (N/mm ²)	200	200	200	200
factor por condición superficial, K_a	0,92	0,92	0,92	0,92
factor por tamaño, K_b	0,85	0,85	0,85	0,85
factor por tipo de carga, K_c	0,9	0,9	0,9	0,9
factor de temperatura, K_d	1	1	1	1
factor de confiabilidad, K_e	1,00	1,00	1,00	1,00
factor de efectos varios, K_f	1	1	1	1

Tabla 28: coeficientes de superficies de cada etapa.

Ya mencionamos que los esfuerzos a los que estaría sometida la estructura responden a la flexo-torsión, por lo que cada una de las secciones fue analizada para esta sollicitación, a excepción de la sección

transversal. Esta última deberá resistir, exclusivamente, esfuerzos flectores, en un sentido provocado por la aplicación de la carga flectora y, en el otro sentido, debida a la torsión.

A continuación, se presentan las tablas mediante las cuales se relacionaron las variables geométricas descritas previamente y los esfuerzos soportados, obteniendo, para cada etapa, coeficientes de seguridad mayores a la unidad.

Extendido							
Sección principal				Primera Etapa			
Flexión		Torsión		Flexión		Torsión	
L (mm)	1700,00	e (mm)	400,00	L (mm)	3100,00	e (mm)	400,00
Fuerza normal (kg)	5126,37	Fuerza normal (kg)	8000,00	Fuerza normal (kg)	5126,37	Fuerza normal (kg)	8000,00
Coef. aceleración máx.	1,20	Coef. aceleración máx.	1,20	Coef. aceleración máx.	1,20	Coef. aceleración máx.	1,20
Coef. aceleración mín.	0,20	Coef. aceleración mín..	0,20	Coef. aceleración mín..	0,20	Coef. aceleración mín..	0,20
Dist a fibra mas alejada (c)	160,00	Dist a fibra mas alejada (c)	160,00	Dist a fibra mas alejada (c)	160,00	Dist a fibra mas alejada (c)	160,00
Momento F máx.	10457796,46	Momento T máx.	3840000,00	Momento F máx.	19070099,43	Momento T máx.	3840000,00
Momento F mín.	6971864,31	Momento T mín.	2560000,00	Momento F mín.	12713399,62	Momento T mín.	2560000,00
Inercia	298910220,89	Inercia polar	597820441,77	Inercia	298910220,89	Inercia polar	597820441,77
Carga dinámica máxima (kg/mm ²)	5,60	Carga dinámica máxima (kg/mm ²)	1,03	Carga dinámica máxima (kg/mm ²)	10,21	Carga dinámica máxima (kg/mm ²)	1,03
Carga dinámica mínima (kg/mm ²)	3,73	Carga dinámica mínima (kg/mm ²)	0,69	Carga dinámica mínima (kg/mm ²)	6,81	Carga dinámica mínima (kg/mm ²)	0,69
Kf	2,35	Kf	1,64	Kf	2,35	Kf	1,64
σ_m	4,66	τ_m	0,86	σ_m	8,51	τ_m	0,86
σ_v	0,93	τ_v	0,17	σ_v	1,70	τ_v	0,17
σ_{rot}	40,00	τ_{rot}	8000,00	σ_{rot}	40,00	τ_{rot}	8000,00
σ_{fa}	14,10	τ_{fa}	8,14	σ_{fa}	14,10	τ_{fa}	8,14
σ_{fl}	22,00	τ_{fl}	22,00	σ_{fl}	22,00	τ_{fl}	31,00
σ_{eq}	5,18	τ_{eq}	0,60	σ_{eq}	9,45	τ_{eq}	0,51
Coef. n =	2,67			Coef. n =	1,4858		

Tabla 29: Resultados sección principal y primera sección telescópica.

Extendido							
Segunda etapa				Tercera etapa			
Flexión		Torsión		Flexión		Torsión	
L (mm)	1770,00	e (mm)	400,00	L (mm)	820,00	e (mm)	400,00
Fuerza normal (kg)	5126,37	Fuerza normal (kg)	8000,00	Fuerza normal (kg)	5126,37	Fuerza normal (kg)	8000,00
Coef. aceleración máx.	1,20	Coef. aceleración máx.	1,20	Coef. aceleración máx.	1,20	Coef. aceleración máx.	1,20
Coef. aceleración mín.	0,20	Coef. aceleración mín..	0,20	Coef. aceleración mín..	0,20	Coef. aceleración mín..	0,20
Dist a fibra mas alejada (c)	136,10	Dist a fibra mas alejada (c)	136,10	Dist a fibra mas alejada (c)	112,20	Dist a fibra mas alejada (c)	112,20
Momento F máx.	10888411,61	Momento T máx.	3840000,00	Momento F máx.	10250000,00	Momento T máx.	3840000,00
Momento F mín.	7258941,07	Momento T mín.	2560000,00	Momento F mín.	3362899,25	Momento T mín.	2560000,00
Inercia	182288683,04	Inercia polar	370999480,39	Inercia	100792047,11	Inercia polar	210376639,04
Carga dinámica máxima (kg/mm ²)	8,13	Carga dinámica máxima (kg/mm ²)	1,41	Carga dinámica máxima (kg/mm ²)	11,41	Carga dinámica máxima (kg/mm ²)	2,05
Carga dinámica mínima (kg/mm ²)	5,42	Carga dinámica mínima (kg/mm ²)	0,94	Carga dinámica mínima (kg/mm ²)	3,74	Carga dinámica mínima (kg/mm ²)	1,37
Kf	2,35	Kf	1,64	Kf	2,35	Kf	1,64
σ_m	6,77	τ_m	1,17	σ_m	7,58	τ_m	1,71
σ_v	1,35	τ_v	0,23	σ_v	3,83	τ_v	0,34
σ_{rot}	40,00	τ_{rot}	8000,00	σ_{rot}	40,00	τ_{rot}	8000,00
σ_{fa}	14,10	τ_{fa}	7,05	σ_{fa}	14,10	τ_{fa}	7,05
σ_{fl}	22,00	τ_{fl}		σ_{fl}	22,00	τ_{fl}	
σ_{eq}	7,53	τ_{eq}	0,85	σ_{eq}	13,87	τ_{eq}	1,24
Coef. n =	1,84			Coef. n =	1,01		

Tabla 30: resultados segunda y tercera sección telescópica.

Extendido			
Sección transversal			
Flexión		Flexión	
L (mm)	1600,00	L (mm)	750,00
Fuerza normal (kg)	8000,00	Fuerza normal (kg)	8000,00
Coef. aceleración máx.	1,20	Coef. aceleración máx.	1,20
Coef. aceleración mín..	0,20	Coef. aceleración mín..	0,20
Dist a fibra mas alejada (c)	200,00	Dist a fibra mas alejada (c)	200,00
Momento F máx.	15360000,00	Momento F máx.	7200000,00
Momento F mín.	10240000,00	Momento F mín.	4800000,00
Inercia	601703240,41	Inercia	601703240,41
Carga dinámica máxima (kg/mm2)	5,11	Carga dinámica máxima (kg/mm2)	2,39
Carga dinámica mínima (kg/mm2)	3,40	Carga dinámica mínima (kg/mm2)	1,60
Kf	2,35	Kf	2,60
σ_m	4,25	σ_m	1,99
σ_v	0,85	σ_v	0,40
σ_{rot}	40,00	σ_{rot}	57,00
σ_{fa}	14,10	σ_{fa}	20,10
σ_{fl}	22,00	σ_{fl}	31,00
σ_{eq}	4,73	σ_{eq}	0,12
Goodman	4,03		8,63
Soderberg	3,94		11,88
Asme-elíptica	4,94		14,85

Tabla 31: resultados obtenidos para la sección transversal.

A continuación, las mismas tablas correspondientes a los valores obtenidos con el elemento retraído.

Retraído							
Sección principal				Primera Etapa			
Flexión		Torsión		Flexión		Torsión	
L (mm)	2400,00	e (mm)	400,00	L (mm)	1900,00	e (mm)	400,00
Fuerza normal (kg)	12469,55	Fuerza normal (kg)	12469,55	Fuerza normal (kg)	12469,55	Fuerza normal (kg)	12469,55
Coef. aceleración máx.	1,20	Coef. aceleración máx.	1,20	Coef. aceleración máx.	1,20	Coef. aceleración máx.	1,20
Coef. aceleración mín.	0,20	Coef. aceleración mín..	0,20	Coef. aceleración mín..	0,20	Coef. aceleración mín..	0,20
Dist a fibras alejadas (c)	200,00	Dist a fibras alejadas (c)	200,00	Dist a fibras alejadas (c)	150,00	Dist a fibras alejadas (c)	200,00
Momento F máx.	35912305,81	Momento T máx.	5985384,30	Momento F máx.	28430575,43	Momento T máx.	5985384,30
Momento F mín.	23941537,21	Momento T mín.	3990256,20	Momento F mín.	18953716,95	Momento T mín.	3990256,20
Inercia	601703240,41	Inercia polar	1203406480,81	Inercia	308058404,61	Inercia polar	1203406480,81
Carga dinámica máxima (kg/mm ²)	11,94	Carga dinámica máxima (kg/mm ²)	0,99	Carga dinámica máxima (kg/mm ²)	13,84	Carga dinámica máxima (kg/mm ²)	0,99
Carga dinámica mínima (kg/mm ²)	7,96	Carga dinámica mínima (kg/mm ²)	0,66	Carga dinámica mínima (kg/mm ²)	9,23	Carga dinámica mínima (kg/mm ²)	0,66
Kf	2,35	Kf	2,35	Kf	2,35	Kf	2,35
σ_m	9,95	τ_m	0,83	σ_m	11,54	τ_m	0,83
σ_v	1,99	τ_v	0,17	σ_v	2,31	τ_v	0,17
σ_{rot}	40,00	τ_{rot}	8000,00	σ_{rot}	40,00	τ_{rot}	8000,00
σ_{fa}	14,10	τ_{fa}	8,14	σ_{fa}	14,10	τ_{fa}	8,14
σ_{fl}	22,00	τ_{fl}	22,00	σ_{fl}	22,00	τ_{fl}	22,00
σ_{eq}	11,05	τ_{eq}	0,70	σ_{eq}	12,82	τ_{eq}	0,70
Coef. n =	1,27			Coef. n =	1,10		

Tabla 32: Resultados sección principal y primera sección telescópica.

Retraído							
Segunda etapa				Tercera etapa			
Flexión		Torsión		Flexión		Torsión	
L (mm)	500,00	e (mm)	400,00	L (mm)	100,00	e (mm)	400,00
Fuerza normal (kg)	12469,55	Fuerza normal (kg)	12469,55	Fuerza normal (kg)	12469,55	Fuerza normal (kg)	12469,55
Coef. aceleración máx.	1,20	Coef. aceleración máx.	1,20	Coef. aceleración máx.	1,20	Coef. aceleración máx.	1,20
Coef. aceleración mín.	0,20	Coef. aceleración mín..	0,20	Coef. aceleración mín..	0,20	Coef. aceleración mín..	0,20
Dist a fibra mas alejada (c)	126,10	Dist a fibra mas alejada (c)	126,10	Dist a fibra mas alejada (c)	102,20	Dist a fibra mas alejada (c)	102,20
Momento F máx.	7481730,38	Momento T máx.	5985384,30	Momento F máx.	1496346,08	Momento T máx.	5985384,30
Momento F mín.	4987820,25	Momento T mín.	3990256,20	Momento F mín.	997564,05	Momento T mín.	3990256,20
Inercia	187619798,28	Inercia polar	514862222,47	Inercia	103215077,79	Inercia polar	311175363,20
Carga dinámica máxima (kg/mm2)	5,03	Carga dinámica máxima (kg/mm2)	1,47	Carga dinámica máxima (kg/mm2)	1,48	Carga dinámica máxima (kg/mm2)	1,97
Carga dinámica mínima (kg/mm2)	3,35	Carga dinámica mínima (kg/mm2)	0,98	Carga dinámica mínima (kg/mm2)	0,99	Carga dinámica mínima (kg/mm2)	1,31
Kf	2,35	Kf	2,35	Kf	2,35	Kf	1,64
σ_m	4,19	τ_m	1,22	σ_m	1,23	τ_m	1,64
σ_v	0,84	τ_v	0,24	σ_v	0,25	τ_v	0,33
σ_{rot}	40,00	τ_{rot}	8000,00	σ_{rot}	40,00	τ_{rot}	8000,00
σ_{fa}	14,10	τ_{fa}	7,05	σ_{fa}	14,10	τ_{fa}	7,05
σ_{fl}	22,00	τ_{fl}		σ_{fl}	22,00	τ_{fl}	
σ_{eq}	4,66	τ_{eq}	1,16	σ_{eq}	1,37	τ_{eq}	1,19
Coef. n =	2,78			Coef. n =	5,70		

Tabla 33: Resultados segunda y tercera sección telescópica.

Retraído			
Sección transversal			
Flexión		Flexión	
L (mm)	1600,00	L (mm)	750,00
Fuerza normal (kg)	12500,00	Fuerza normal (kg)	12500,00
Coef. aceleración máx.	1,30	Coef. aceleración máx.	1,30
Coef. aceleración mín..	0,20	Coef. aceleración mín..	0,20
Dist a fibra mas alejada (c)	200,00	Dist a fibra mas alejada (c)	200,00
Momento F máx.	26000000,00	Momento F máx.	12187500,00
Momento F mín.	16000000,00	Momento F mín.	7500000,00
Inercia	601703240,41	Inercia	601703240,41
Carga dinámica máxima (kg/mm ²)	8,64	Carga dinámica máxima (kg/mm ²)	4,05
Carga dinámica mínima (kg/mm ²)	5,32	Carga dinámica mínima (kg/mm ²)	2,49
Kf	2,00	Kf	2,60
σ_m	6,98	σ_m	3,27
σ_v	1,66	σ_v	0,78
σ_{rot}	57,00	σ_{rot}	57,00
σ_{fa}	14,10	σ_{fa}	20,10
σ_{fl}	31,00	σ_{fl}	31,00
σ_{eq}	6,50	σ_{eq}	0,21
Goodman	2,79	Goodman	4,85
Soderberg	2,92	Soderberg	6,93
Asme-elíptica	3,93	Asme-elíptica	8,89

Tabla 34: Resultados sección transversal.

Ojal			
Flexión		Tracción	
L (mm)	300,00	L (mm)	-
Fuerza normal (kg)	13000,00	Fuerza normal (kg)	13000,00
Coef. aceleración máx.	1,30	Coef. aceleración máx.	1,30
Coef. aceleración mín.	0,20	Coef. aceleración mín..	0,20
Dist a fibra mas alejada (c)	102,20	Dist a fibra mas alejada (c)	102,20
Momento F máx.	5070000,00	Momento máx.	-
Momento F mín.	3120000,00	Momento mín.	-
Inercia	102134445,63	Inercia	-
Carga dinámica máxima (kg/mm2)	5,07	Carga dinámica máxima (kg/mm2)	7,48
Carga dinámica mínima (kg/mm2)	3,12	Carga dinámica mínima (kg/mm2)	4,60
Kf	2,30	Kf	2,30
sm	4,10	sm	6,04
sv	0,98	sv	1,44
srot	40,00	srot	40,00
sfa	11,15	sfa	11,15
sfl	22,00	sfl	22,00
seq	4,32	seq	6,37
Coef. n =	1,45		

Tabla 35: Resultados sección T.

Para cada una se establece:

- Coeficiente de aceleración: debido a variaciones en la aplicación de la carga durante el traslado debida a imperfecciones en la carretera.
- Distancia a la fibra más alejada: desde el baricentro de la sección transversal a la fibra.
- Momento: dado por la carga soportada y el brazo de palanca.
- Inercia: debida a la forma de la sección transversal.
- Carga dinámica: carga final afectada por los coeficientes de impacto.
- Coeficiente n: obtenido a partir de la ecuación final de combinación de esfuerzos.

Los coeficientes de aceleración se definieron en base a la norma PIP VESV 1002 "Process Industry Practices", que define las características de los impactos a tener en cuenta durante el traslado de equipos críticos y las velocidades máximas a las cuales pueden realizarse.

En todas las etapas, debió considerarse un coeficiente de entalla. Este se explica por el método de unión entre las chapas para conformar la sección transversal, es decir, la transición entre una superficie y la otra. El radio de acuerdo condicionará la resistencia de la estructura, otorgando una mayor resistencia cuanto más progresiva y uniforme sea la transición entre una superficie y otra.

	Coeficiente de entalla (q)	kt (flexión - A-15-6)	kf
Shigley pag. 287	0,9	2,50	2,35
Shigley pag. 288	0,2	2,5	1,3

Tabla 36: coeficientes de entalla definido por radio de unión.

A los efectos del cálculo, se tomó siempre el caso más desfavorable.

Verificación.

A los fines de asegurarnos que los resultados obtenidos en los cálculos tienen validez, fueron verificados mediante tres métodos: deformación, simulación por elementos finitos y aplastamiento.

➤ Por deformación.

Una de las formas de corroborar los resultados obtenidos en el análisis por tensiones, fue el de realizar uno por deformaciones. El procedimiento fue, obtener las flechas o deformaciones relativas en cada caso y compararlas con las máximas admisibles, asegurando que la primera nunca fuera mayor que la segunda. Este cálculo se realizó para cada una de las secciones con la máxima carga.

$$w_{AC}(x) = \frac{PLbx}{6EI} \left(1 - \frac{b^2}{L^2} - \frac{x^2}{L^2} \right) \qquad w_{BC}(x) = \frac{PLa(L-x)}{6EI} \left[1 - \frac{a^2}{L^2} - \left(\frac{L-x}{L} \right)^2 \right]$$

Donde:

- P: carga o fuerza.
- L, b, a: dimensiones representadas en la figura x.
- E: elasticidad del material.
- I: inercia de la sección.
- W_{AC} : deformación resultante.

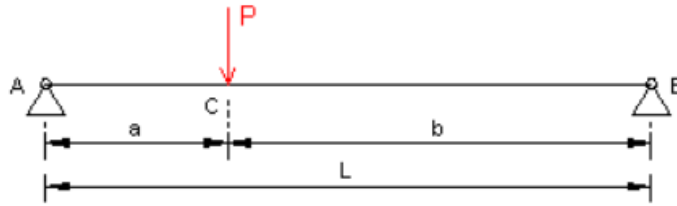


Figura 42: caso aplicado para el cálculo por deformación.

Al igual que con la pluma, el valor de la deformación que obtuve lo comparé con el mismo que se propone en la Norma CIRSOC a través de la siguiente ecuación:

$$Def. admisible = \frac{luz del elemento}{coeficiente de seguridad}$$

El coeficiente de seguridad propuesto es de 400. El análisis fue realizado para el underlift extendido, ya que es el caso más desfavorable. A continuación, los resultados obtenidos.

Posición	L (mm)	Carga (kg)	Deform. adm.	Deform. real	Ratio
Sección principal	1700,00	8000,00	4,25	2,09	0,49
Primera etapa	2400,00	8000,00	6,00	5,87	0,98
Segunda etapa	1770,00	8000,00	4,43	3,86	0,87
Tercera etapa	1200,00	8000,00	3,00	2,18	0,73
Retraída	1900,00	22000,00	4,75	3,98	0,84

Tabla 37: valores obtenidos en el análisis por deformaciones.

$$Ratio = \frac{Deformación resultante}{Deformación admisible}$$

Como dijimos, el ratio de deformación es una proporción entre la deformación real y la admisible, un método para corroborar los resultados obtenidos en el análisis de la estructura por resistencia.

➤ *Por simulación mediante teoría de los elementos finitos.*

Al igual que con la pluma, en esta etapa del proyecto comencé a diseñar el underlift, ya que el software mediante el cual se realizó la simulación, requiere de modelos de superficie.

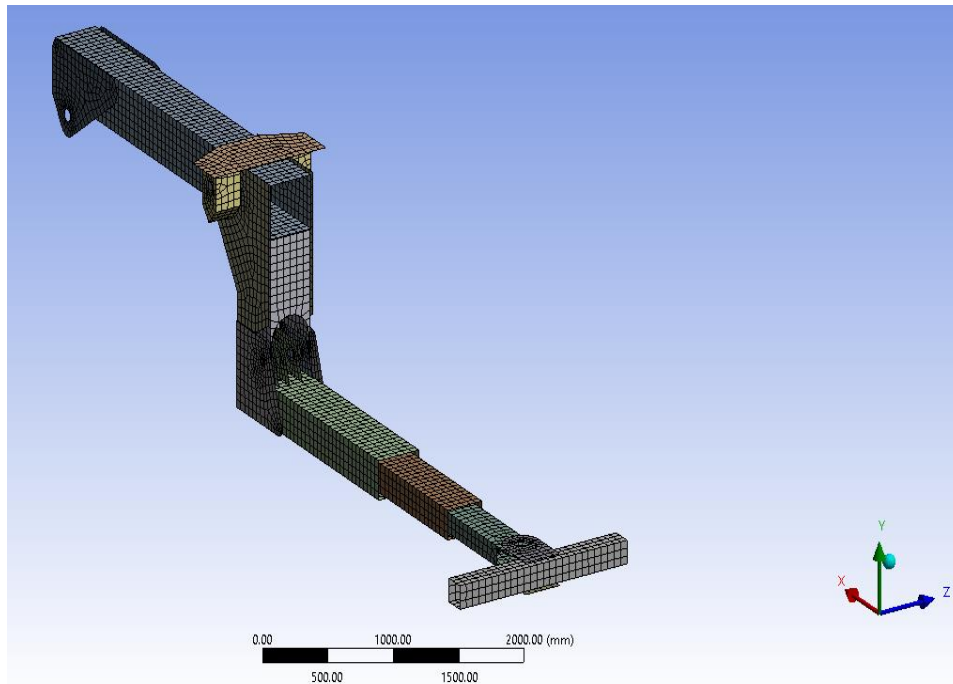


Figura 43: modelo de superficies para simulación.

El paso siguiente fue el de cargar las fuerzas en los vínculos de los cilindros, restringiendo el movimiento en los extremos, similar a una barra vinculada mediante articulación en sus extremos y cargada en un punto intermedio (exactamente la misma metodología que la implementada para la pluma).

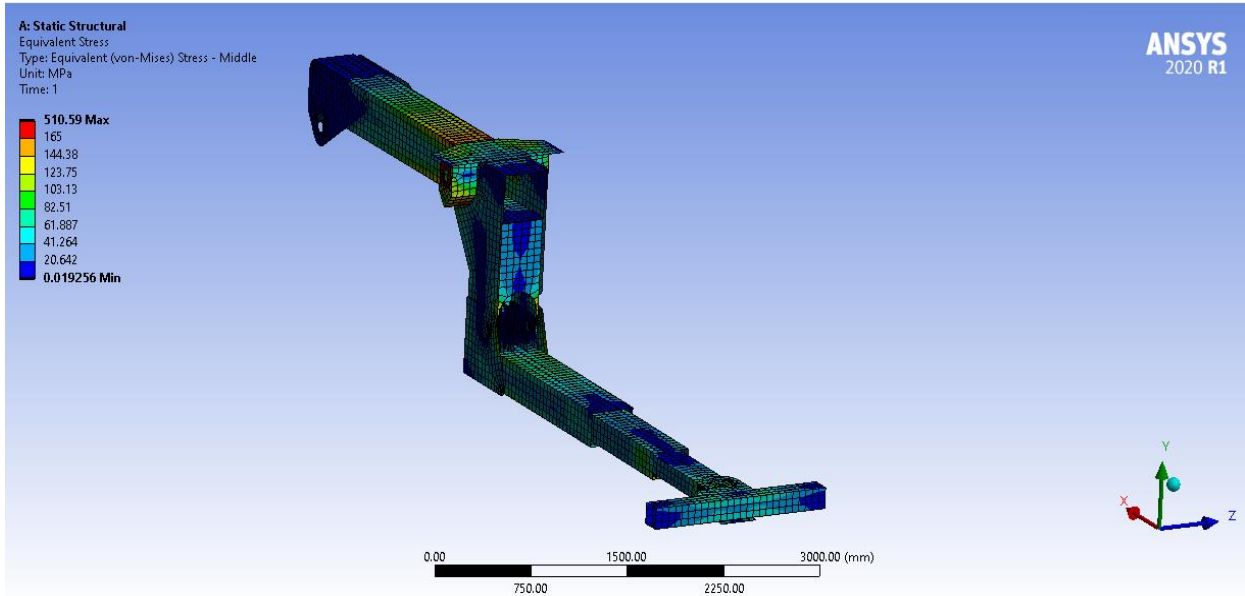


Figura 44: resultados de simulación.

En las imágenes se muestran los resultados obtenidos de la simulación. La escala de colores dispuesta en la parte superior izquierda de cada imagen, referencia el nivel de esfuerzo desarrollado por el elemento en cada punto. Se aprecia que en ninguna sección se supera la resistencia máxima del material, lo que indica un procedimiento acertado en los cálculos.

La forma del vínculo de la pluma y del underlift con los cilindros y con el chasis, no son otra cosa que copias de modelos que existen actualmente. Como en la pluma, el análisis se realizó sobre la estructura del conjunto sin puntualizar sobre los vínculos y refuerzos antes mencionados. El hecho de que las fuerzas hayan sido cargadas en forma puntual y no distribuida sobre el elemento (como realmente sucede), motiva el color rojo en la zona de contacto, indicio de exceso de esfuerzos.

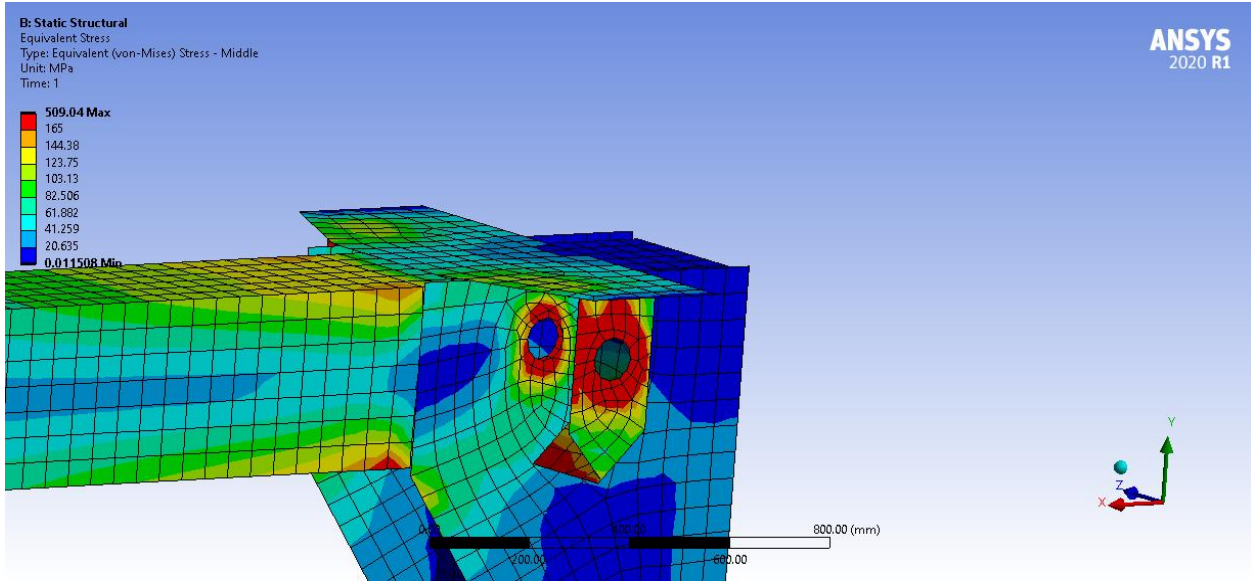


Figura 45: representación del esfuerzo puntual.

➤ *Análisis resistencia al aplastamiento.*

De la misma forma que para la pluma – Página 21 del presente.

El área de la sección en contacto entre el underlift y el perno es calculada a partir del diámetro del perno y el espesor de la chapa.

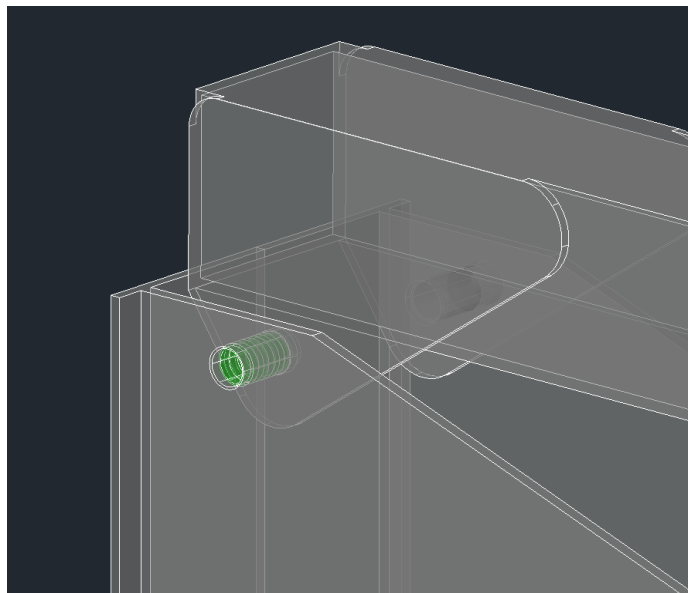


Figura 46: sección de aplastamiento en vínculo underlift – chasis.

Análisis de resistencia al aplastamiento - Articulación SAE 1020				
Elemento	Undelift			
Posición	Articulación	Elevación	Extensión	Inclinación
Diámetro perno (mm)	88,9	88,9	55,0	55,0
Espesor	19,0	19,0	19,0	19,0
Sección (mm ²)	6756	6756	2090	2090
Carga kg	26000	37700	8000	13462
Tensión fluencia (N/mm ²)	220,00	220,00	220,00	220,00
Tensión rotura (N/mm ²)	400,00	400,00	400,00	400,00
Tensión mínima (N/mm ²)	3,85	5,58	3,83	6,44
Tensión máxima (N/mm ²)	38,48	55,80	38,28	64,41
Tensión media (N/mm ²)	21,17	30,69	21,05	35,43
Tensión variable (N/mm ²)	17,32	25,11	17,22	28,98

Tabla 38: esfuerzos resultantes sobre cada sección.

Límite de fatiga (N/mm ²)	200,00	200,00	200,00	200,00
factor por condición superficial, Ka	0,92	0,92	0,92	0,92
factor por tamaño, Kb	0,75	0,75	0,81	0,81
factor por tipo de carga, Kc	0,87	0,87	0,87	0,87
factor de temperatura, Kd	1,00	1,00	1,00	1,00
factor de confiabilidad, Ke	0,87	0,87	0,87	0,87
factor de efectos varios, Kf	1,00	1,00	1,00	1,00
Límite de fatiga cadena (N/mm ²)	103,92	103,92	112,44	112,44

Tabla 39: coeficientes de superficie para cada sección.

Goodman	3,80	2,62	4,02	2,39
Soderberg	5,20	3,58	5,54	3,29
Asme elítica	5,72	3,94	5,75	3,42

Tabla 40: coeficientes de seguridad obtenidos para cada sección.

En la última tabla se ven los coeficientes de seguridad obtenidos para cada una de las teorías de falla, confirmando la resistencia de los elementos al ser todos mayores a la unidad.

Materialización.

De la misma forma y materiales que la pluma – Página 26 del presente.

Dimensionamiento de articulaciones.

En la figura 50 pueden verse en color verde los pernos pasantes (también denominados “macizos”), que deberán ser dimensionados para transmitir las fuerzas solicitantes y permitir el movimiento rotacional. Los pernos para los cilindros interiores serán calculados de la misma forma, aunque no se muestran en la imagen debido a la distorsión que provoca disponer el modelo en visión transparente.

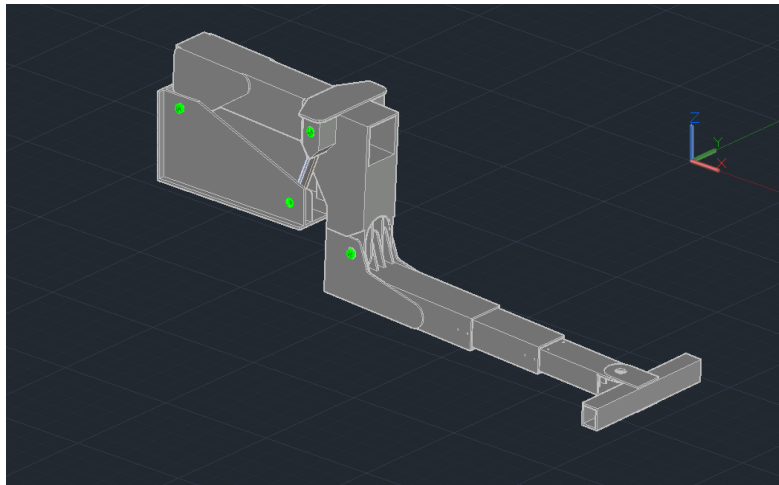


Figura 47: vínculo de underlift con base y cilindros s.

Análisis de esfuerzos.

Se realizó una descomposición geométrica de las cargas para conocer los esfuerzos generados sobre la articulación y los cilindros elevadores. A continuación, se presentan los valores obtenidos para las diferentes posiciones angulares.

Posición (θ)	Cilindros		Resultante	Articulación		Resultante
	Cx	Cy		Rx	Ry	
4	872	27140	27154	872	14670	14696
9	1955	26871	26942	1955	14525	14656
15	3235	26279	26477	3235	14205	14569

Tabla 41: esfuerzos sobre pernos – underlift retraído.

Posición (θ)	Cilindros		Resultante	Articulación		Resultante
	Cx	Cy		Rx	Ry	
4	596	27140	27146	596	18596	18605
9	1323	26871	26903	1323	18412	18459
15	2141	26279	26366	2141	18006	18133

Tabla 42: esfuerzos sobre pernos – underlift extendido.

➤ *Propiedades del material.*

De la misma forma que para la pluma – Página 29 del presente.

El diámetro del perno deberá ser el mismo que se definió en el cálculo de aplastamiento para las chapas, por lo que, optando por un material más resistente, sólo deberá verificarse la resistencia por esfuerzo de corte. A continuación, presento las propiedades químicas y mecánicas del material definido: SAE 1045.

- σ_{rotura} : 440 N/mm².
- σ_{fl} : 290 N/mm².

➤ *Teorías de falla.*

De la misma forma que para la pluma – Página 29 del presente.

Resultados.

A continuación, se presenta la tabla de Excel con los resultados obtenidos para los diámetros de pernos propuestos en el cálculo de la estructura. Como siempre, la verificación de lo propuesto se resume en el coeficiente de seguridad mayor a la unidad.

Análisis de resistencia al corte - perno pasante SAE 1045				
Elemento	Undelift			
Posición	Articulación	Elevación	Extensión	Inclinación
Diámetro (mm)	88,9	88,9	55,0	55,0
Sección (mm ²)	12414,33	12414,33	4751,66	4751,66
Tensión fluencia (N/mm ²)	220,00	220,00	220,00	220,00
Tensión rotura (N/mm ²)	440,00	440,00	440,00	440,00
Tensión mínima (N/mm ²)	2,09	3,04	1,68	2,83
Tensión máxima (N/mm ²)	20,94	30,37	16,84	28,33
Tensión media (N/mm ²)	11,52	16,70	9,26	15,58
Tensión variable (N/mm ²)	9,42	13,67	7,58	12,75

Tabla 48: Tensiones de trabajo para cada perno.

Tensión fatiga al corte(N/mm2)	220,00	220,00	220,00	220,00
factor por condición superficial, Ka	0,90	0,90	0,90	0,90
factor por tamaño, Kb	0,75	0,75	0,81	0,81
factor por tipo de carga, Kc	0,75	0,75	0,75	0,75
factor de temperatura, Kd	0,80	0,80	0,80	0,80
factor de confiabilidad, Ke	0,87	0,87	0,87	0,87
factor de efectos varios, Kf	1,00	1,00	1,00	1,00
Límite de fatiga (N/mm ²)	76,87	76,87	83,17	83,17

Tabla 44: factores superficiales para cada perno.

Goodman	5,72	3,94	7,51	4,46
Soderberg	7,50	5,17	9,97	5,92
Asme Elíptica	10,50	7,24	13,07	7,77

Tabla 45: coeficientes de seguridad obtenidos para cada perno.

Dimensionamiento de patines.

De la misma forma que para la pluma, las etapas desplegables del underlift deben disponer de un material que las separe y evite el contacto acero con acero.

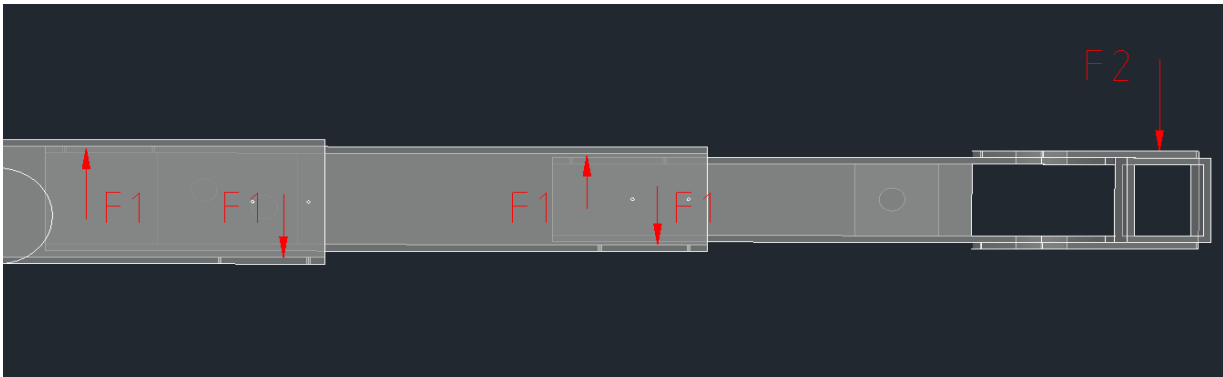


Figura 48: vínculo de underlift con base y cilindros s.

La figura 51 es una vista lateral del underlift. El vector F_2 representa la fuerza ejercida por el vehículo transportado, mientras que los denominados F_1 representan la fuerza que ejerce la tercera etapa sobre la segunda y la segunda sobre la primera. El material utilizado, será el mismo que para la pluma, por lo que solo resta definir los esfuerzos soportados.

➤ Propiedades del material.

PROlen 6000 Color - PE-UHMW:

- σ_n : 183 kg/cm².
- E: 7138 kg/cm².

➤ Teorías de falla.

De la misma forma que para la pluma – Página 32 del presente.

A continuación, los resultados obtenidos.

Área de patines						
	Resistencia a fluencia (MPa)	Módulo elasticidad (MPa)	Tensión de aplastamiento (Kg)	Área mínima necesaria (cm ²)	Área real	Verificación
Primera etapa	18	700	14952	831	1050	Verifica
Segunda etapa (ext)	18	700	16821	934	1050	Verifica
Segunda etapa (int)	18	700	12689	705	750	Verifica
Tercera etapa	18	700	12689	705	750	Verifica

Tabla 46: dimensionamiento de patines.

Sujeción.

De la misma forma que para la pluma – Página 32 del presente. Reemplazando los datos que se conocían en la ecuación (fuerza aplicada y resistencia del material), se obtuvo el área necesaria de dicho material para resistir la fuerza de corte total.

Tornillo para patines	
Coef. Rozamiento UMHW - acero	0,25
Fuerza corte total (N)	4205
Resistencia por Tornillo (N/mm ²)	3325
Grado	5.6
Diámetro (mm)	9.5
Area mínima para resistencia	1,26
Cantidad mínima de tornillos por patín	4

Tabla 47: dimensionamiento de tornillos para la sujeción de patines

Dimensionamiento de cilindros.

De la misma forma que para la pluma, se tomó como referencia la máxima carga solicitante en cada caso para realizar el dimensionamiento. El cálculo, consistió en definir el diámetro interno del cilindro (camisa), de los vástagos y la longitud de vástagos y de carrera. En el caso del underlift, existirán impactos durante el acarreo de vehículos que se traducirán en aumentos repentinos de la presión interior del cilindro y que deberán ser tenidos en cuenta. A diferencia de la pluma, no se alcanzarán valores de esbeltez significativos debido a la corta longitud de los cilindros abiertos. De todas formas, el cálculo de pandeo será realizado.

El primer paso para comenzar el dimensionamiento, fue definir la posición que ocuparía cada cilindro durante el funcionamiento y, a partir de esto, calcular la fuerza que debía resistir cada uno. Para esto, se procedió a realizar un análisis geométrico de las diferentes posiciones.

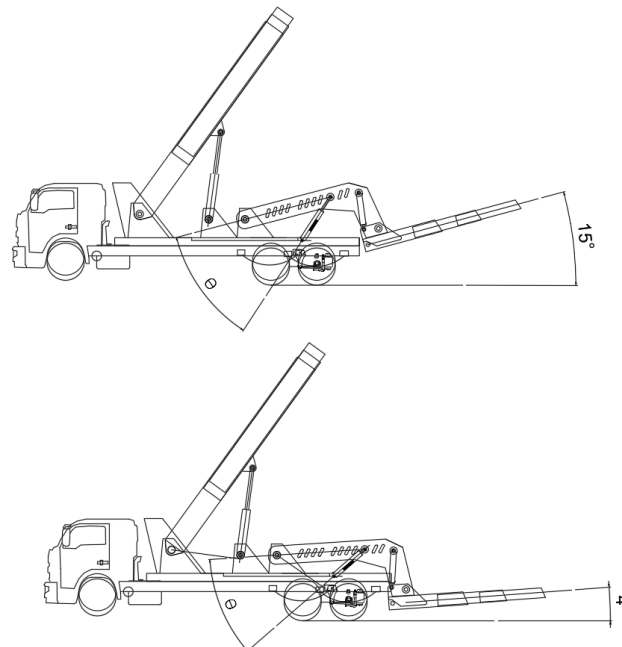


Figura 49: posiciones angulares de cilindros y underlift.

De la misma forma que para la estructura y sus articulaciones, se procedió a descomponer las fuerzas trigonométricamente para conocer posiciones y magnitudes de carga. Veamos los valores obtenidos.

Underlift retraído				Fuerza a realizar por cilindros		Resultante	
Posición (q°)	Carga		Proyección X	Proyección Y	Axial		Normal
4	F vertical	7500	523	7464	523	16284	16292
	F normal	7482					
9	F vertical	7500	1173	7316	1173	16123	16165
	F normal	7408					
15	F vertical	7500	1941	6998	1941	15767	15886
	F normal	7244					

Tabla 48: cargas sobre el cilindro – underlift retraído.

Underlift extendido				Fuerza a realizar por cilindros		Resultante	
Posición (q°)	Carga		Proyección X	Proyección Y	Axial		Normal
4	F vertical	5126	358	5114	358	16284	16288
	F normal	5139					
9	F normal	5076	804	5076	804	16324	16343
	F vertical	5139					
15	F normal	4964	1330	4964	1330	16324	16378
	F vertical	5139					

Tabla 49: cargas sobre el cilindro – underlift extendido.

La columna denominada “resultante de cilindro” es la obtenida de la raíz cuadrada de la suma del cuadrado de las componentes axial y normal y será la fuerza neta que deberán desarrollar los cilindros elevadores. En cuanto a los cilindros extensores del equipo, deberán resistir solamente la carga axial especificada en la columna.

➤ *Cálculo por presión.*

De la misma forma que para la pluma – Página 32 del presente.

El área interior de la camisa y, por ende, del cilindro, se calculó a partir del esfuerzo que deben resistir los cilindros tanto internos como externos. A continuación, los resultados obtenidos.

UNDERLIFT	Coef. seg.	Cupla (kgm)	Fuerza de cilindro (kg)	Presión adm. (bar)	Area de cilindro(cm ²)	Diám. cilindro (cm)	Diám. final (pulg).	Carga de trabajo
Elevación retraído (0°)	1,50	112.500	78125,0	170	459,6	17,1	8	55130
Elevación extendido (0°)	1,50	96.354	66912,6	170	393,6	15,8	8	55130
Elevación retraído (15°)	1,50	112.500	70312,5	170	413,6	16,2	8	55130
Elevación extendido (15°)	1,50	96.354	60221,4	170	354,2	15,0	8	55130
Extensión	2,50	-	15000,0	170	88,2	10,6	5	21535
linclinación	1,50	-	10000,0	170	58,8	8,7	4	13782

Tabla 50: diámetros de camisa para cilindros del underlift.

➤ *Cálculo por pandeo.*

De la misma forma que para la pluma – Página 34 del presente.

El cálculo se realizó mediante la fórmula de Euler y se verificó que el coeficiente de seguridad considerado fuera coincidente con el adoptado por el fabricante de los cilindros.

UNDERLIFT	Diám. vástago (cm)	Inercia vástago (cm ⁴)	Long. cerrado (cm)	Long. abierto (cm)	Resist. Pandeo (kg)	Ratio de utilización pandeo
Elevación retraído (0°)	12,50	1198,42	95,00	111,80	567776	0,10
Elevación extendido (0°)	12,50	1198,42	95,00	111,80	567776	0,10
Elevación retraído (15°)	12,50	1198,42	95,00	150,00	315412	0,17
Elevación extendido (15°)	12,50	1198,42	95,00	150,00	315412	0,17
Extensión	7,62	165,50	80,00	130,00	90610	0,24
Inclinación	6,35	79,81	65,00	99,00	48222	0,29

Tabla 51: diámetros de vástagos para cilindros de la pluma.

Cada uno de los diámetros de vástago, verifican la resistencia a los esfuerzos propuestos, por lo que el dimensionamiento de los cilindros queda completamente definido. Al momento de la compra, deberá especificarse presión máxima de funcionamiento, longitud retraído, longitud extendido, longitud de carrera, diámetro de camisa y diámetro de vástago. El resto de las dimensiones y accesorios, son determinados por el fabricante.

Sistema hidráulico.

Tanto el accionamiento de los malacates de rescate como de los cilindros encargados del movimiento angular y longitudinal de pluma y underlift, se logra mediante un sistema hidráulico. El circuito es accionado por una bomba hidráulica, que genera el movimiento del fluido para el accionamiento de los cilindros y los malacates. Es accionada por el motor del camión mediante una toma de fuerza ubicada en la caja de cambios que hace girar el rotor, pudiendo variar el caudal entregado. El fluido almacenado en un tanque, es impulsado al cuerpo de válvulas de comando que, mediante una palanca, acciona los diferentes elementos de la grúa. El último de los elementos componentes del sistema, son los filtros, cuyo fin es extender la vida útil de los equipos frágiles, como los son los malacates y la bomba.

Debido a que la utilización que se hace de cada equipo no es la misma, se ha decidido diferenciar la distribución de fluido en dos sistemas diferentes: proporcional y estándar. La diferencia entre uno y otro se da en el tipo de válvulas utilizadas para el accionamiento de equipos.

➤ *Proporcional.*

En este caso, la velocidad de paso de fluido a través de las cañerías crece cuanto mayor sea el desplazamiento que se aplique sobre la palanca de accionamiento. En el caso de los cilindros elevadores (tanto de la pluma como del underlift) y de los malacates, debido a que pueden presentarse diferentes casos de trabajo, se debe tener control sobre la velocidad de rescate en un determinado rango.

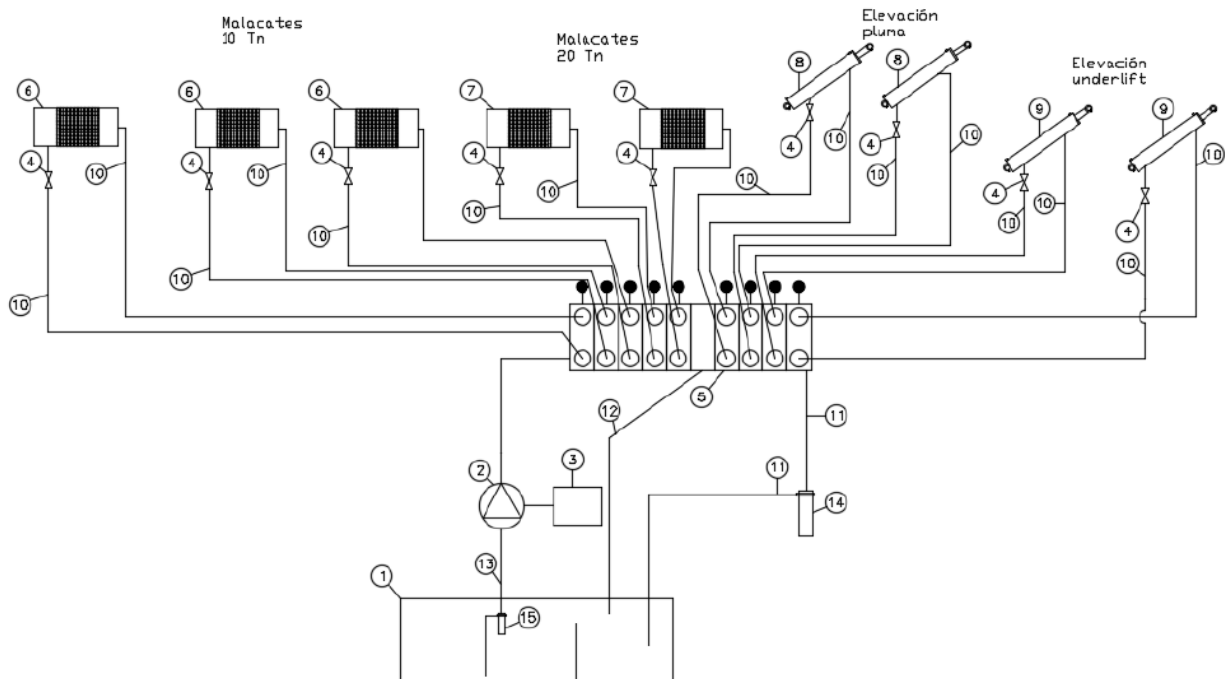


Figura 50: diagrama de flujo del sistema hidráulico proporcional.

Posición	Cantidad	Descripción
1	1	Tanque de almacenamiento
2	1	Bomba
3	1	Toma de fuerza
4	A definir	Válvula de bloqueo pilotado
5	1	Válvula direccional de comando
6	2	Cilindro de elevación 8' – Pluma
7	2	Cilindro de extensión 7' – Pluma
8	2	Cilindro de elevación 8' – Underlift
9	1	Cilindro de extensión 6' – Underlift
10	1	Cilindro de inclinación 3' – Underlift
11	2	Cilindros 8' – estabilizadores
12	-	Manguera de retorno
13	-	Válvula retención
14	2	Malacates de pluma
15	1	Malacate de underlift
16	-	Caños de alta presión
17	-	Manguera de baja presión
18	-	Retorno a tanque
19	1	Filtro de aceite de retorno
20	1	Filtro de aceite en succión

Tabla 52: referencias del sistema hidráulico proporcional.

➤ *Estándar.*

En este caso, las válvulas accionadoras son denominadas ON-OFF y el paso de fluido es independiente del desplazamiento que se aplique sobre las palancas accionadoras. Estas serán aplicadas en los cilindros extensores y en los estabilizadores del camión.

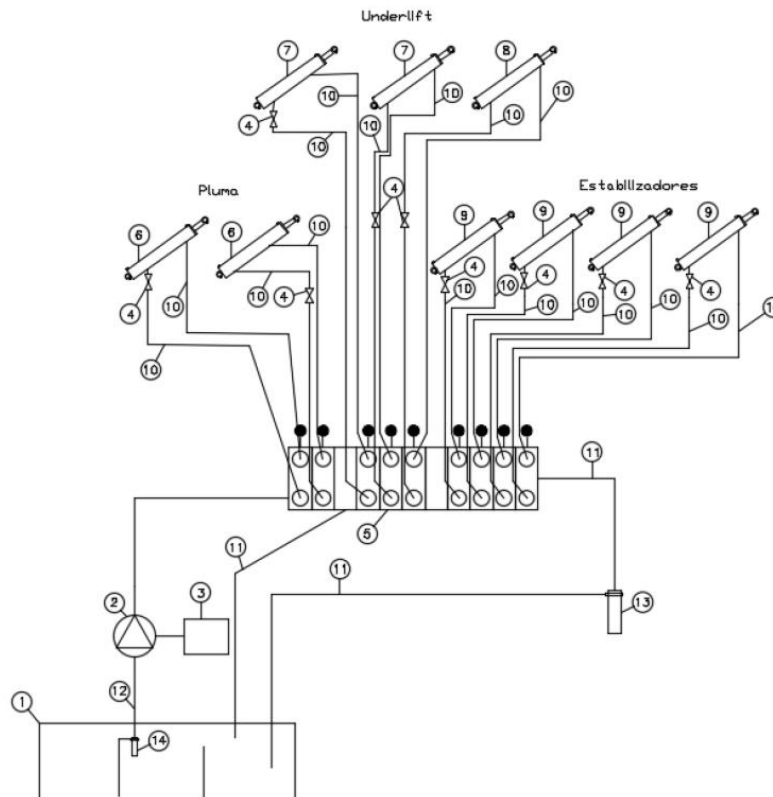


Figura 51: diagrama de flujo del sistema hidráulico estándar.

Posición	Cantidad	Descripción
1	1	Tanque de almacenamiento
2	1	Bomba
3	1	Toma de fuerza
4	9	Válvula de bloqueo pilotado
5	9	Válvula estándar CDS de comando
6	3	Cilindros extensión Pluma
7	2	Cilindros Extensión Underlift.
8	2	Cilindros Inclinación Underlift.
9	2	Cilindros Estabilizadores.
10	-	Caño de alta presión
11	-	Manguera de retorno
12	-	Manguera de presión negativa
13	-	Filtro de aceite de retorno
14	1	Filtro de aceite en succión

Tabla 53: referencias del sistema hidráulico estándar.

A continuación, se aborda el proceso de selección de equipos acompañado por proveedores.

Bomba hidráulica.

Para seleccionar este equipo, se definió la velocidad de rotación para el accionamiento de los malacates y de los cilindros. Si bien los movimientos deben ser progresivos, no deben volverse excesivamente lentos, ya que se vuelven imprudentes.

Al ser una bomba hidráulica de desplazamiento positivo, las hay de engranaje, de pistón o de paleta. En las aplicaciones como la de la grúa, debemos asegurar que el caudal y la presión entregadas sean constante durante el funcionamiento, por lo que se seleccionó una de engranaje. A partir de los datos de cálculos de caudal y presión de funcionamiento, se seleccionó la bomba FP 30-34 de la marca CASAPPA, cuyos catálogos se presentan en la página 6 y 7 del Anexo.

Válvulas de Seguridad.

Vimos cómo se definieron los diámetros de camisa y de vástagos necesarios para que los cilindros sean capaces de responder a las solicitudes. Hasta aquí parece marchar todo sobre ruedas, pero hay una cuestión que aún no se explicó y que es fundamental para el proyecto: ¿Qué sucede si el operario de la grúa tracciona una carga superior a la que resiste la pluma o el underlift? ¿Cuál es elemento que evitará el colapso de la estructura? Si bien la pluma fue diseñada para resistir 20 toneladas de carga, puede presentarse suceder que el operario intente, sin saberlo, traccionar una carga mayor, poniendo en riesgo a la grúa, a la carga y a las personas.

Una alternativa a esta situación, es implementar una alarma accionada por señal eléctrica que dé aviso antes determinados niveles de carga. Pero, si bien esta puede ser una buena medida a implementar, no es suficiente ya que el aviso puede ser omitido por el operador. Es menester introducir un equipamiento especial que evite alcanzar la situación de sobre esfuerzo y que sea independiente del accionar del operador.

En conversaciones con los proveedores del sistema hidráulico, se nos presentó una válvula denominada “de contrabalanceo” o “de bloqueo pilotado”, especiales para este tipo de aplicaciones. El funcionamiento es similar al de las válvulas de alivio; cuando se alcanza el valor de presión preestablecido, esta abre paso,

liberando la presión del sistema y haciendo retornar el fluido al tanque de almacenamiento. Cuando el nivel de presión admisible se restituye, la válvula vuelve a cerrarse. Este funcionamiento se desarrolla en milisegundos y de forma suave, evitando dos comportamientos indeseables sobre los cilindros y las estructuras:

- Variaciones de presión bruscas.
- Liberaciones repentinas de la carga.

Anteponiendo este tipo de válvulas a los malacates y a los cilindros encargados del izaje o elevación, tanto del underlift como de la pluma, se podrá evitar cualquier sobrecarga. Conociendo los niveles de presión que se generaría en el sistema con la carga máxima de cada equipo, se podrá programar la válvula para abrirse a tiempo.



Figura 52: válvula de bloqueo pilotado.

Válvulas de accionamiento proporcionales.

Como se dijera en un comienzo, el accionamiento de cada uno de los equipos que porta la grúa, requiere de movimientos lentos y progresivos a fines de evitar fallas, roturas o accidentes. Además, con el mismo fin, el movimiento de cada equipo (elevación y extensión) debe ser realizado individual y exclusivamente. De esta forma, el tipo de válvula que se implementará para el accionamiento de este sistema, es del tipo progresiva o proporcional, denominada así porque el paso de fluido es proporcional al accionamiento que se haga de la palanca actuadora. Cuanto mayor sea el desplazamiento que sobre esta se aplique, mayor será la apertura de la válvula y, por ende, más rápidas serán las operaciones.



Figura 53: cuerpo de válvulas proporcionales – Danfoss.

En la Figura 54, pueden verse las válvulas dispuestas en conjunto, formando un solo cuerpo. Cada movimiento de elevación y extensión tendrá asignada una válvula.

Válvulas de control direccional.

A diferencia de las anteriores, este tipo de válvulas no permite regular el caudal de paso, por lo que la velocidad de accionamiento será siempre la misma. Debido a su funcionalidad, también se las denomina “de apertura y cierre” u “on-off”.



Figura 54: cuerpo de válvula de control direccional – Danfoss.

Tanto el cilindro encargado de la inclinación del brazo principal del underlift como los estabilizadores del camión (que no fueron contemplados en el presente proyecto pero que deben ser contemplados al momento de diseñar el sistema hidráulico integral), son elementos que no requieren regulación de sus velocidades. Una velocidad constante de extensión es suficiente para disponer a cada cilindro en una posición, más o menos extendida, para los trabajos de rescate o remolque, durante los cuales permanecerán fijos en sus posiciones.

Accesorios .

➤ Tanque de almacenamiento.

Para definir el volumen del recipiente que almacena el aceite del sistema hidráulico, se tomó como referencia el cálculo propuesto el proveedor local que seleccionó el cliente: la capacidad del depósito debe ser igual al volumen de todos los cilindros extendidos más un 20% esa cantidad.

Volumen total de cilindros: 169,5 L.

20% del volumen: 33,9 L.

Volumen final del tanque: 210 L.



Depósito de aluminio de 50 galones
(24" de diámetro x 27" largo)

Depósito de polietileno de 50 galones
(36.4" largo x 14,5" ancho x 27,75" alto)

Figura 55: imágenes de tanques extraída de catálogos provistos por el fabricante.

En cuanto al material del tanque de almacenamiento, se optó por acero acero, un material compatible con el fluido, resistente y de larga vida útil. Existen también de polietileno y de acero inoxidable, pero el primero no tiene la resistencia estructural necesaria para esta aplicación, mientras que el acero inoxidable resulta demasiado sofisticado.

➤ *Filtros.*

Los filtros de partículas son necesarios para extender la vida útil del sistema y sus equipos más delicados, como los cilindros y la bomba. Durante el funcionamiento pueden introducirse partículas desde el exterior en diferentes aperturas del tanque o pueden generarse durante el uso del aceite. Como se muestra en los diagramas de flujos al principio de este capítulo, se propuso un filtro a la salida del tanque (previo a la succión de la bomba) y otro en el retorno del fluido (previo a la entrada al tanque). En aplicaciones más críticas o con equipos más delicados, suele implementarse un tercer filtro en la línea de alta presión, pero en nuestro caso no resulta necesario.



Figura 56: imagen de filtro extraída de catálogos provistos por el fabricante.

Planimetría.

Los planos constructivos del equipo, se encuentran en el Anexo del presente. Cada uno es designado mediante un TAG con la siguiente tipografía:

XXXX-L-AA-BB

Donde:

- XXXX: Número de proyecto dentro de la empresa.
- L: Tipo de trabajo, pudiendo ser Mecánico (M), Hidráulico (H) o Eléctrico (E).
- AA: Tipo de documento, pudiendo ser un Plano (PL) o una Memoria de Cálculos (MC).
- BB: Número de documento.

A continuación, la lista de los documentos anexados.

Tag	Designación
0383-M-PL-01	Pluma – Conjunto Armado
0383-M-PL-02	Primera Etapa
0383-M-PL-03	Segunda Etapa
0383-M-PL-04	Tercera Etapa
0383-M-PL-05	Underlift – Conjunto Armado
0383-M-PL-06	Sección Principal
0383-M-PL-07	Primera Etapa
0383-M-PL-08	Segunda Etapa
0383-M-PL-09	Tercera Etapa
0383-M-PL-10	Sección T

Conclusión.

➤ *Particular.*

Se alcanzó un producto que reúne las características técnicas solicitadas por el cliente, que puede ser montado sobre la estructura de un camión, con un diseño estéticamente agradable y con un sistema de seguridad altamente confiable. Tanto los materiales como los talleres para llevar a cabo la construcción, pueden ser conseguidos, en su totalidad, en el mercado local, por lo que es un producto altamente accesible y competitivo.

➤ *General.*

La sociedad debe anhelar y provocar el desarrollo de sus individuos desde lo colectivo. Los ingenieros son quienes resuelven problemas de la industria y generan ciencia y tecnología, puestos de trabajo, valor agregado en lo producido, etc. Otros serán investigadores o docentes o vaya a saber qué. Pero todos ellos y ellas son, fundamentalmente, personas que pudieron elegir estudiar una carrera universitaria y, además, pudieron permanecer y graduarse. El esfuerzo que significa hacerlo, la vida que se pone en juego, porque son años de dedicación a algo que al momento de elegir no se conoce, hacen que la felicidad de recibirse sea disfrutada como por nadie más. Esto lleva a acostumbres como sacar a pasear por las calles de la ciudad al recibido desde el baúl de un auto, tal vez desnudo porque le han arrancado las ropas y bañado en comida vaya a saber uno porqué. Y yo no sé si sea la mejor forma de festejo, pero bueno sería empezar a invitar a los otros, a los que están viendo.

El hecho de que la educación sea pública, no significa, solamente, que muchos puedan acceder a ella, sino que, además, manifiesta el alto valor que la sociedad le confiere al conocimiento. Y como profesionales, como graduados de la Universidad Argentina, debemos actuar en consecuencia. Quienes pudimos y podemos transitar la vida universitaria y sabemos el gusto, la pasión que genera el estudiar una carrera y transformar la realidad con lo aprendido, debemos hacer todo lo que esté a nuestro alcance para que cada día más personas puedan elegir intentarlo.

Bibliografía.

- Informe sobre estadísticas viales - Ministerio de Justicia y Derechos Humanos de la Nación:
https://www.argentina.gob.ar/sites/default/files/programa_de_estudios_sobre_siniestros_viales.pdf
- <https://miguiaargentina.com.ar/empresas/industrias-nh-auxilio-vial.html>
- <https://www.munciepower.com/>
- Faires, M. (1977). Diseño de elementos de máquinas. Montaner y Simón S.A.
- Shigley, 8va Edición. Diseño en ingeniería mecánica.

Normas.

- PIP VESV 1002 “Process Industry Practices”.
- IRAM 3923-1. Seguridad en equipos de izaje.
- Reglamento CIRSOC 301 – Estructuras de acero para edificios.

Anexo.

Anexo A
(Normativo)

Construcción y características

A.1 Capacidades de carga

A.1.1 Cuando la estabilidad es la limitante

- a) El margen de estabilidad para la determinación de las capacidades de carga, de los variados tipos de montaje de grúas, con plumas de largos especificados y a radios de trabajo especificados, se establece tomando un porcentaje de las cargas que podrían producir una condición de vuelco, o de equilibrio, con la pluma en la dirección menos estable relativa al montaje. Las capacidades de carga de las grúas con los tipos de montaje indicados bajo las condiciones indicadas en b) y c) siguientes, no deben exceder los valores siguientes:

Tabla A.1 - Máxima capacidad de carga

Tipo de montaje de grúa	Máxima capacidad de carga (%)
Ferrovias, sin soporte de estabilizadores *	
Plumas de hasta 18 m	85
Plumas de más de 18 m	85 **
Ferrovias, utilizando estabilizadores totalmente extendidos y aplicados	80
Sobre orugas, sin soporte de estabilizadores	75
Sobre orugas, utilizando estabilizadores totalmente extendidos y aplicados	85
Sobre ruedas, sin soporte de estabilizadores	75
Sobre ruedas, utilizando estabilizadores totalmente extendidos y aplicados y con los neumáticos separados de la superficie de apoyo	85
Grúas montadas sobre camiones comerciales con estabilizadores totalmente extendidos y aplicados	85
* Por precaución, mientras se ensayan las capacidades libres, se recomienda aplicar los estabilizadores; se recomienda no utilizar las grapas de riel.	
** Se recomienda que la diferencia entre el momento de estabilidad trasera y el momento resultante de la carga sea de 40 675 Nm como mínimo, siendo mayor el momento de estabilidad trasera.	

- b) Las capacidades de carga de las grúas ferroviarias indicadas en la tabla A.1 se calculan como se indica a continuación:
- 1) la grúa debe estar apoyada sobre rieles nivelados cuya pendiente sea menor que 1%.
 - 2) el radio de carga es la distancia horizontal entre la proyección del eje de rotación sobre la superficie de soporte del riel, antes de aplicar la carga, y el centro de la línea de carga vertical o del aparejo, con la carga aplicada.
 - 3) las cargas de vuelco a partir de las cuales se determinan las capacidades de carga deben aplicarse sólo bajo condiciones estáticas; por ejemplo, sin los efectos dinámicos de izado, descenso, giro o extensión de la pluma.

ACERO SAE 1020

DIN	CK - 20
UNI	C - 20
AFNOR	XC - 20
SAE	1020

CARACTERÍSTICAS DE EMPLEO

Acero al carbono que puede utilizarse en estado cementado, templado y revenido o simplemente en estado calibrado. Por su contenido de carbono estos aceros se utilizan para la fabricación de piezas estructurales o de maquinaria de mediana resistencia con una gran tenacidad. Es fácilmente soldable con soplete ó al arco.

COMPOSICION QUÍMICA	C %	Mn %	P máx. %	S máx. %	Si máx. %
Análisis típico en %	0.18	0.3	0.04	0.05	0.15
	0.23	0.6			0.3

Estado de suministro: Recocido
Dureza de suministro: 150 - 190 HB

PROPIEDADES MECÁNICAS

Estado de suministro	Resistencia a la tracción MPa	Limite elástico MPa	Alargamiento %	Reducción de área %	Dureza Brinell aprox.
Laminado en caliente	441	196	25	45	140 / 180
Normalizado	490 - 588	343	30	55	150
Recocido	441 - 539	294	35	60	130 / 150
Calibrado	539 - 686	441	10	35	180 / 220
Cementado, templado y rev.	686 - 833	441	15	45	-----

TRATAMIENTO TÉRMICO	TEMPERATURA °C	MEDIO DE ENFRIAMIENTO
Forja	850 - 1150	Arena seca
Normalizado	880 - 920	Aire
Recocido	660 - 720	Horno
Cementación	900 - 930	Horno/agua
Temple capa cementada	850 - 900	Agua
Revenido capa cementada	180 - 240	Aire

APLICACIONES

Se usa principalmente para partes de maquinaria que no estén sometidas a grandes esfuerzos mecánicos como ejes, eslabones para cadenas, pasadores, bujes cementados, tornillería corriente, bridas, piñones para transmisión de cadena a bajo esfuerzo, clavos para ferrocarril, grapas, etc.



Características técnicas del acero SAE 1020.

IAS	Acero para Construcciones Mecánicas Características	IRAM 1045												
<p>Clasificación: Acero al carbono de media resistencia. Color de identificación: anaranjado - gris claro</p> <p>Forma de suministro: Palanquillas, barras, rollos laminados o recocidos, barras estiradas y alambres.</p> <p>Aplicaciones : Bulones de mediana resistencia en estado templado y revenido, tuercas de alta responsabilidad (tuercas para ruedas de vehículos), otras piezas forjadas en caliente, etc.</p>														
<p>SOLO ESTA HOJA NO CORRESPONDE AL IRAM 1045 CUANDO SE CONSIGAN LOS DATOS CORRESPONDIENTE SE ACTUALIZARA</p>														
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="padding: 2px;">Punto crítico superior</td> <td style="padding: 2px;">$Ac_3 = 790 \text{ }^\circ\text{C}$</td> </tr> <tr> <td style="padding: 2px;">Punto crítico inferior</td> <td style="padding: 2px;">$Ac_1 = 726 \text{ }^\circ\text{C}$</td> </tr> <tr> <td colspan="2" style="padding: 2px;"> Coeficiente de dilatación térmica en estado recocido. (Promedio $\times 10^{-6} \text{ } 1/^\circ\text{C}$) </td> </tr> <tr> <td style="padding: 2px;">Entre</td> <td style="padding: 2px;"> $20 - 100 \text{ }^\circ\text{C} = 11,1$ $20 - 300 \text{ }^\circ\text{C} = 12,7$ $20 - 500 \text{ }^\circ\text{C} = 14,0$ </td> </tr> </table> <p style="text-align: center; margin-top: 5px;">Propiedades físicas</p>		Punto crítico superior	$Ac_3 = 790 \text{ }^\circ\text{C}$	Punto crítico inferior	$Ac_1 = 726 \text{ }^\circ\text{C}$	Coeficiente de dilatación térmica en estado recocido. (Promedio $\times 10^{-6} \text{ } 1/^\circ\text{C}$)		Entre	$20 - 100 \text{ }^\circ\text{C} = 11,1$ $20 - 300 \text{ }^\circ\text{C} = 12,7$ $20 - 500 \text{ }^\circ\text{C} = 14,0$	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="padding: 2px;">MAQUINABILIDAD</td> </tr> <tr> <td style="padding: 2px;">En estado recocido y estirado en frío con reducción del 15% = 65%</td> </tr> <tr> <td style="padding: 2px;">SOLDABILIDAD</td> </tr> <tr> <td style="padding: 2px;">Carbono equivalente máximo = 0,62%</td> </tr> </table> <p style="text-align: center; margin-top: 5px;">Propiedades tecnológicas</p>	MAQUINABILIDAD	En estado recocido y estirado en frío con reducción del 15% = 65%	SOLDABILIDAD	Carbono equivalente máximo = 0,62%
Punto crítico superior	$Ac_3 = 790 \text{ }^\circ\text{C}$													
Punto crítico inferior	$Ac_1 = 726 \text{ }^\circ\text{C}$													
Coeficiente de dilatación térmica en estado recocido. (Promedio $\times 10^{-6} \text{ } 1/^\circ\text{C}$)														
Entre	$20 - 100 \text{ }^\circ\text{C} = 11,1$ $20 - 300 \text{ }^\circ\text{C} = 12,7$ $20 - 500 \text{ }^\circ\text{C} = 14,0$													
MAQUINABILIDAD														
En estado recocido y estirado en frío con reducción del 15% = 65%														
SOLDABILIDAD														
Carbono equivalente máximo = 0,62%														
<table style="width: 100%;"> <tr> <td style="padding: 2px;">Diametro crítico ideal 99% M = 28,9 mm</td> <td rowspan="2" style="padding: 2px; vertical-align: middle;">Templabilidad: Perlítica</td> </tr> <tr> <td style="padding: 2px;">Diametro crítico ideal 50% M = 37,0 mm</td> </tr> <tr> <td style="padding: 2px;">Diametro crítico real H = 0,5 (aceite)</td> <td style="padding: 2px;"> <table style="width: 100%;"> <tr> <td style="padding: 2px;">99% M = 8,2 mm</td> </tr> <tr> <td style="padding: 2px;">50% M = 12,9 mm</td> </tr> </table> </td> </tr> <tr> <td style="padding: 2px;">Diametro crítico real H = 1,0 (agua)</td> <td style="padding: 2px;"> <table style="width: 100%;"> <tr> <td style="padding: 2px;">99% M = 12,8 mm</td> </tr> <tr> <td style="padding: 2px;">50% M = 19,8 mm</td> </tr> </table> </td> </tr> </table> <p style="text-align: center; margin-top: 5px;">Propiedades de templabilidad</p>			Diametro crítico ideal 99% M = 28,9 mm	Templabilidad: Perlítica	Diametro crítico ideal 50% M = 37,0 mm	Diametro crítico real H = 0,5 (aceite)	<table style="width: 100%;"> <tr> <td style="padding: 2px;">99% M = 8,2 mm</td> </tr> <tr> <td style="padding: 2px;">50% M = 12,9 mm</td> </tr> </table>	99% M = 8,2 mm	50% M = 12,9 mm	Diametro crítico real H = 1,0 (agua)	<table style="width: 100%;"> <tr> <td style="padding: 2px;">99% M = 12,8 mm</td> </tr> <tr> <td style="padding: 2px;">50% M = 19,8 mm</td> </tr> </table>	99% M = 12,8 mm	50% M = 19,8 mm	
Diametro crítico ideal 99% M = 28,9 mm	Templabilidad: Perlítica													
Diametro crítico ideal 50% M = 37,0 mm														
Diametro crítico real H = 0,5 (aceite)	<table style="width: 100%;"> <tr> <td style="padding: 2px;">99% M = 8,2 mm</td> </tr> <tr> <td style="padding: 2px;">50% M = 12,9 mm</td> </tr> </table>	99% M = 8,2 mm	50% M = 12,9 mm											
99% M = 8,2 mm														
50% M = 12,9 mm														
Diametro crítico real H = 1,0 (agua)	<table style="width: 100%;"> <tr> <td style="padding: 2px;">99% M = 12,8 mm</td> </tr> <tr> <td style="padding: 2px;">50% M = 19,8 mm</td> </tr> </table>	99% M = 12,8 mm	50% M = 19,8 mm											
99% M = 12,8 mm														
50% M = 19,8 mm														

Norma IRAM 1045 – Aceros para construcciones mecánicas.


IAS	Acero para Construcciones Mecánicas Características						IRAM 1045																																																														
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th style="width: 12.5%;">Carbono</th> <th style="width: 12.5%;">Manganeso</th> <th style="width: 12.5%;">Silicio</th> <th style="width: 12.5%;">Azufre</th> <th style="width: 12.5%;">Fósforo</th> <th style="width: 12.5%;">Cromo</th> <th style="width: 12.5%;">Níquel</th> <th style="width: 12.5%;">Molibdeno</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td style="text-align: center;">0,43 - 0,50</td> <td style="text-align: center;">0,60 - 0,90</td> <td style="text-align: center;">0,10 - 0,30</td> <td style="text-align: center;">0,050 máx</td> <td style="text-align: center;">0,040 máx</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table> <p style="text-align: center; font-size: small;">Composición Química (Colada) en %</p>								Carbono	Manganeso	Silicio	Azufre	Fósforo	Cromo	Níquel	Molibdeno	0,43 - 0,50	0,60 - 0,90	0,10 - 0,30	0,050 máx	0,040 máx																																																	
Carbono	Manganeso	Silicio	Azufre	Fósforo	Cromo	Níquel	Molibdeno																																																														
0,43 - 0,50	0,60 - 0,90	0,10 - 0,30	0,050 máx	0,040 máx																																																																	
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th style="width: 16.6%;">Forja</th> <th style="width: 16.6%;">Normalizado</th> <th style="width: 16.6%;">Recocido</th> <th style="width: 16.6%;">Templado</th> <th style="width: 16.6%;">Enfriado</th> <th style="width: 16.6%;">Revenido</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td style="text-align: center;">1000 - 1260</td> <td style="text-align: center;">840 - 870</td> <td style="text-align: center;">790 - 870</td> <td style="text-align: center;">800 - 850</td> <td style="text-align: center;">Agua - Aceite</td> <td style="text-align: center;">Según características requeridas</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table> <p style="text-align: center; font-size: small;">Tratamiento: Temperatura en °C y Medios de Enfriamiento</p>								Forja	Normalizado	Recocido	Templado	Enfriado	Revenido	1000 - 1260	840 - 870	790 - 870	800 - 850	Agua - Aceite	Según características requeridas																																																		
Forja	Normalizado	Recocido	Templado	Enfriado	Revenido																																																																
1000 - 1260	840 - 870	790 - 870	800 - 850	Agua - Aceite	Según características requeridas																																																																
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th rowspan="2" style="width: 20%;">Tratamiento</th> <th style="width: 10%;">Rp 0,2</th> <th style="width: 10%;">Rm</th> <th colspan="3" style="width: 20%;">Dureza</th> <th style="width: 10%;">Impacto</th> <th style="width: 10%;">A</th> <th style="width: 10%;">Z</th> </tr> <tr> <th style="font-size: small;">MPa</th> <th style="font-size: small;">MPa</th> <th style="font-size: small;">HB</th> <th style="font-size: small;">HR</th> <th style="font-size: small;">HV</th> <th style="font-size: small;">da J</th> <th style="font-size: small;">%</th> <th style="font-size: small;">%</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Laminado en caliente</td> <td style="text-align: center;">390 - 460</td> <td style="text-align: center;">650 - 770</td> <td style="text-align: center;">197 - 229</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td style="text-align: center;">16 - 24</td> <td style="text-align: center;">40 - 60</td> </tr> <tr> <td>Normalizado a 870°C</td> <td style="text-align: center;">390 - 460</td> <td style="text-align: center;">650 - 770</td> <td style="text-align: center;">197 - 229</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td style="text-align: center;">20 - 30</td> <td style="text-align: center;">40 - 60</td> </tr> <tr> <td>Recocido a 790°C</td> <td style="text-align: center;">360 - 420</td> <td style="text-align: center;">600 - 700</td> <td style="text-align: center;">180 - 212</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td style="text-align: center;">23 - 33</td> <td style="text-align: center;">45 - 65</td> </tr> <tr> <td>Estirado en frío (15% de reducción)</td> <td style="text-align: center;">630 - 720</td> <td style="text-align: center;">700 - 820</td> <td style="text-align: center;">212 - 248</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td style="text-align: center;">12 - 19</td> <td style="text-align: center;">35 - 55</td> </tr> <tr> <td>Alambre estado patentado al plomo, Ø 6 a 8 mm</td> <td></td> <td style="text-align: center;">900</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table> <p style="text-align: center; font-size: small;">Características mecánica (valores orientativos)</p>								Tratamiento	Rp 0,2	Rm	Dureza			Impacto	A	Z	MPa	MPa	HB	HR	HV	da J	%	%	Laminado en caliente	390 - 460	650 - 770	197 - 229				16 - 24	40 - 60	Normalizado a 870°C	390 - 460	650 - 770	197 - 229				20 - 30	40 - 60	Recocido a 790°C	360 - 420	600 - 700	180 - 212				23 - 33	45 - 65	Estirado en frío (15% de reducción)	630 - 720	700 - 820	212 - 248				12 - 19	35 - 55	Alambre estado patentado al plomo, Ø 6 a 8 mm		900						
Tratamiento	Rp 0,2	Rm	Dureza			Impacto	A		Z																																																												
	MPa	MPa	HB	HR	HV	da J	%	%																																																													
Laminado en caliente	390 - 460	650 - 770	197 - 229				16 - 24	40 - 60																																																													
Normalizado a 870°C	390 - 460	650 - 770	197 - 229				20 - 30	40 - 60																																																													
Recocido a 790°C	360 - 420	600 - 700	180 - 212				23 - 33	45 - 65																																																													
Estirado en frío (15% de reducción)	630 - 720	700 - 820	212 - 248				12 - 19	35 - 55																																																													
Alambre estado patentado al plomo, Ø 6 a 8 mm		900																																																																			
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th style="width: 14.2%;">SAE</th> <th style="width: 14.2%;">DIN</th> <th style="width: 14.2%;">UNI</th> <th style="width: 14.2%;">AFNOR</th> <th style="width: 14.2%;">BS</th> <th style="width: 14.2%;">AISI</th> <th style="width: 14.2%;">ASTM</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td style="text-align: center;">1045</td> <td style="text-align: center;">Ck 45</td> <td style="text-align: center;">C 45</td> <td style="text-align: center;">XC 42</td> <td></td> <td style="text-align: center;">1045</td> <td style="text-align: center;">1045</td> </tr> </tbody> </table> <p style="text-align: center; font-size: small;">Equivalencias Los aceros que se indican satisfacen aproximadamente las características indicadas.</p>								SAE	DIN	UNI	AFNOR	BS	AISI	ASTM	1045	Ck 45	C 45	XC 42		1045	1045																																																
SAE	DIN	UNI	AFNOR	BS	AISI	ASTM																																																															
1045	Ck 45	C 45	XC 42		1045	1045																																																															

Norma IRAM 1045 – Aceros para construcciones mecánicas.

Chapas

Se detalla el material disponible en stock. Consulte por aquellos materiales que no figuren en el presente cuadro.

CHAPA LISA				
Calibre / Espesor	1 x 2 mts.	1.22 x 2.44 mts.	1.50 x 3.00 mts.	1.50 x 6.00 mts.
14 (2.00 mm)	X	X	X	—
16 (1.59 mm)	X	X	X	—
18 (1.24 mm)	X	X	X	—
20 (0.89 mm)	X	X	—	—
22 (0.70 mm)	X	X	—	—
24 (0.55 mm)	X	—	—	—
1/8" (3.25 mm)	—	—	X	—
3/16" (4.75 mm)	—	—	X	—
1/4" (6.35 mm)	—	—	X	—
5/16" (7.92 mm)	—	—	X	X
3/8" (9.52 mm)	—	—	X	X
1/2" (12.70 mm)	—	—	—	X
5/8" (15.90 mm)	—	—	—	X
3/4" (19.10 mm)	—	—	—	X
1" (25.40 mm)	—	—	—	X

CHAPA ESTAMPADA (antideslizante)				
Calibre / Espesor	1 x 2 mts.	1.22 x 2.44 mts.		
14 (2 mm)	—	X		
16 (1.59 mm)	—	X		
20 (0.90 mm)	X	—		

CHAPA GALVANIZADA LISA		
Calibre / Espesor	1 x 2 mts.	1.22 x 2.44 mts.
14 (2.00 mm)	—	X
16 (1.60 mm)	—	X
20 (0.90 mm)	—	X
22 (0.70 mm)	—	X
25 (0.50 mm)	—	X
30 (0.30 mm)	X	—

CHAPA SEMILLA DE MELON		
Calibre / Espesor	Dimensiones	
Nº 12 (2.5 mm)	1.20 x 3 mts / 1.20 x 6.0 mts	
1/4" (6,3 mm)	1.50 x 3 mts / 1.50 x 6.0 mts	
3/16" (4,7 mm)	1.54 x 3 mts / 1.54 x 6 mts	
1/8" (3,2 mm)	1.24 x 3 mts / 1.24 x 6 mts	

Selección de chapa 5/16" – HERROS TORRENT.

Technisches Datenblatt / Technical data sheet
Standardprogramm / Standard programme
PROlen 6000 Color - PE-UHMW -



Eigenschaften

- hervorragende Verschleißfestigkeit
- sehr geringer Gleitreibungskoeffizient
- gute Geräuschdämpfung
- hohe Schlagzähigkeit auch bei niedrigsten Temperaturen
- UV-stabilisiert

Anwendungen

Analog zu PROlen 6000 REIN bieten wir mit PROlen 6000 Color einen Werkstoff, der besonders im Außen- und auch im Innenbereich eingesetzt werden kann.

Properties

- excellent wear resistance
- very low sliding friction coefficient
- good noise absorption
- high impact strength even with extremely low temperatures
- stabilized against UV rays

Applications

Analogous to PROlen 6000 virgin, with PROlen 6000 Color we are offering a material which is not only suited for applications outside but also for inside applications.



Eigenschaften / properties	Prüfmethode / Testmethod	Einheit / Unit	PROlen 6000 Color
Kunststoffkurzzeichen / Description	DIN 7728	-	PE-UHMW
Dichte / Specific gravity	ISO 1183/1	g/cm ³	~ 0,93
Mittlere molekulare Masse / Mean molecular weight	Viskosimetrisch ermittelt	Mio. g/mol	~ 5-6
Wasseraufnahme bei Sättigung im Normalklima 23° C / Water absorption at 23° C	ISO 62	%	< 0,01
Mechanische Eigenschaften gemessen im Normalklima / Mechanical properties at standard atmosphere - ISO 291-23/50			
Verschleißverhalten nach dem Sand-Slurry-Verfahren / Abrasion (sand slurry test)	DIN 15527	%	≥ 90
Streckspannung / Yield stress	ISO 527	MPa	≥ 18
Streckdehnung / Elongation at yield stress	ISO 527	%	~ 16
Bruchdehnung / ult. elongation	ISO 527	%	> 350
E-Modul Zugversuch / Modulus of elasticity (tensile)	ISO 527	MPa	~ 700
Schlagzähigkeit / Impact strength	ISO 179	kJ/m ²	Kein Bruch / No break
Kerbschlagzähigkeit / Impact strength - charpy	ISO 179	kJ/m ²	> 170
Shore-Härte D / Shore-hardness D	ISO 868 R	-	~ 63
Kugeldruckhärte / Ball indentation hardness	ISO 2039-1	Mpa	~ 38
Thermische Eigenschaften / Thermal properties			
Wärmeleitfähigkeit bei 23°C / Thermal conductivity at 23°C	ISO 52612	W m · K	> 0,40
Thermischer Längenausdehnungskoeffizient / Coefficient of expansion (zwischen / between 23°C - 80°C)	ISO 11359	°C-1	~ 1,5-2·10 ⁻⁴
max. Anwendungstemperatur (in Abhängigkeit der mech. Belastung) / max. service temperature (dependent on mechanical stress)	T mo kurzfristig / short term T mo langfristig / long term	°C °C	~ 120 ~ -200 / + 80
Vicat-Erweichungstemperatur / Vicat-softening temperature	ISO 306	°C	~ 80
Brennverhalten nach UL94 - Probedicke 3/6 mm / Flammability acc. to UL94 - test thickness 3/6 mm	-	-	HB
Elektrische Eigenschaften gemessen im Normalklima / Electrical properties at standard atmosphere			
Durchschlagfestigkeit / Dielectric strength	IEC 60243	KV/mm	~ 40
Spezifischer Durchgangswiderstand / Insulation resistance	IEC 60093	Ω · cm	> 10 ¹²
Spezifischer Oberflächenwiderstand / Surface resistance	IEC 60093	Ω	> 10 ¹²
Physiologische Eigenschaften / Physiological properties			
Lebensmittelrechtlich zugelassen (EU-Richtlinie / FDA) / FDA approved (EU-Regulation / FDA)	-	-	+

Diese Richtwerttabelle kann und soll nur unverbindlich beraten. Die Kennwerte basieren weitestgehend auf Daten unserer Rohstofflieferanten und sollen helfen eine schnelle Werkstoffauswahl zu treffen. Wir weisen darauf hin, den Einsatz unserer Produkte den örtlichen Verhältnissen und den verwendeten Materialien anzupassen. Eine Gewähr hierfür kann nicht übernommen werden./ The values shown in this table are only reference values and are for your information only. The majority of these values are based on information received from our raw material suppliers and should assist in choosing the right material. We point out that the materials chosen should be compatible to the local conditions.

PROFILAN Kunststoffwerk GmbH & Co. KG
PROGLOBAL - Juan Pablo II 6750 - S2010AMP - Rosario - SF - Argentina

01/2014

Material polimérico empleado en patines. Catálogo – Profilan.



Tabla para determinar la fuerza ejercida por un Cilindro Hidráulico

SEGUN SU DIAMETRO INTERIOR Y PRESION DE TRABAJO

A partir de la fórmula:

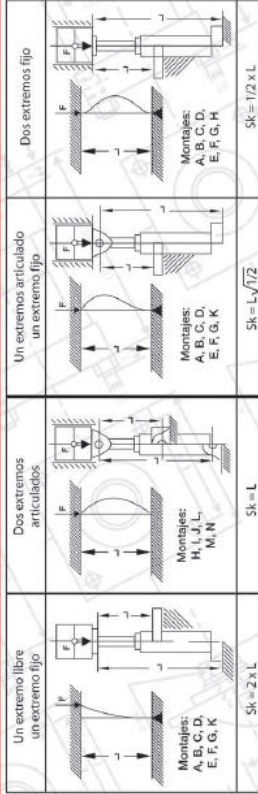
$$\text{Fuerza (Kgr.)} = \text{Presión (Kgr./cm}^2\text{)} \times \text{Sup. (cm}^2\text{)}$$

DIAMETRO DEL CILINDRO EN PULGADAS

	1.5"	2"	2.5"	3"	3.25"	3.5"	4"	4.5"	5"	6"	7"	8"	10"
10	114	203	316	456	534	620	810	1030	1270	1823	2481	3241	5064
20	228	405	633	912	1068	1241	1621	2052	2532	3646	4963	6482	10128
30	342	608	949	1368	1603	1862	2431	3078	3798	5469	7440	9723	15192
40	456	810	1266	1824	2137	2483	3241	4104	5064	7292	9920	12964	20256
50	569	1013	1582	2280	2671	3103	4051	5130	6330	9115	12400	16205	25320
60	683	1216	1899	2736	3205	3724	4862	6156	7596	10938	14680	19446	30384
70	797	1418	2215	3192	3739	4345	5672	7182	8862	12761	17360	22687	35448
80	911	1621	2532	3648	4274	4966	6482	8208	10128	14584	19840	25928	40512
90	1025	1823	2848	4104	4808	5586	7293	9234	11394	16407	22320	29169	45576
100	1139	2026	3165	4560	5342	6207	8103	10360	12860	18230	24816	32410	50640
110	1253	2229	3462	5016	5876	6828	8913	11286	13926	20053	27280	35651	55704
120	1367	2431	3798	5472	6410	7448	9724	12312	15192	21876	29760	38892	60768
130	1480	2634	4114	5928	6945	8069	10534	13338	16458	23699	32240	42133	65832
140	1595	2836	4431	6384	7479	8690	11344	14364	17724	25522	34720	45374	70896
150	1708	3039	4747	6840	8013	9310	12154	15390	18990	27345	37200	48615	75960
160	1822	3242	5064	7296	8547	9931	12965	16416	20256	29168	39680	51856	81024
170	1936	3444	5380	7752	9081	10552	13775	17442	21522	30991	42160	55097	86088
180	2050	3647	5697	8208	9616	11173	14588	18468	22788	32814	44640	58338	91152
190	2164	3849	6013	8664	10150	11793	15396	19494	24054	34637	47120	61579	96216
200	2278	4052	6330	9120	10684	12414	16208	20520	25520	36460	49600	64820	102800
210	2392	4255	6646	9576	11218	13005	17016	21546	26586	38283	52080	68061	106344
220	2506	4457	6963	10032	11752	13655	17827	22572	27852	40106	54560	71302	111408
230	2620	4660	7279	10488	12287	14276	18637	23598	29118	41929	57040	74543	114472
240	2734	4862	7596	10944	12821	14897	19447	24624	30384	43752	59520	77784	121536
250	2847	5065	7912	11400	13355	15517	20257	25650	31650	45750	62000	81025	126600

PRESION DE TRABAJO EN Kgr./cm.²

Cálculo de Ø de vástago al pandeo



El calculo al pandeo se realiza generalmente por "Euler", ya que se considera a la barra como una vara esbelta.

$$F = \frac{\pi^2 E J}{S_k^2} \quad \text{Carga de pandeo}$$

Sk = Long. libre de pandeo en cm. | E = Mod. de elast. en kg/cm.² (2.1.10⁶ para acero)
J = momento de inercia en cm.⁴ (0.0491 . d⁴ para sec. red.) | C = coef. de seg. (3.5)

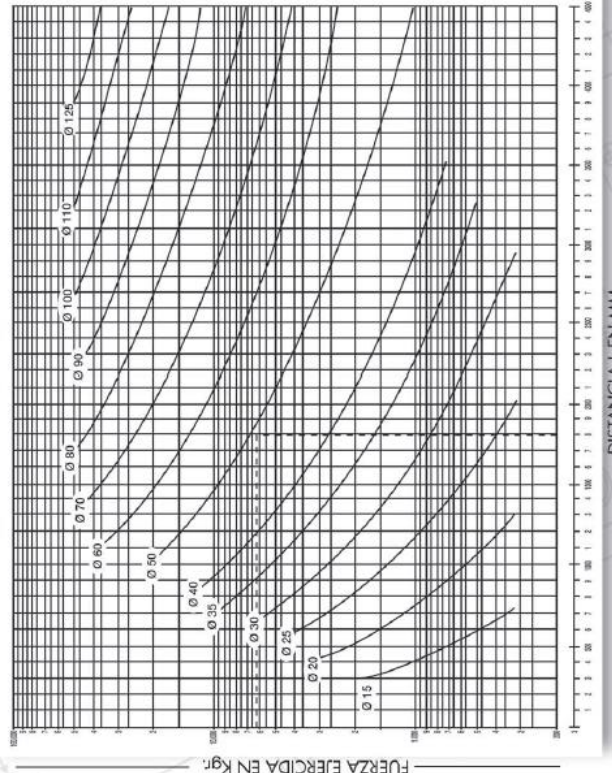


Tabla para determinar la fuera ejercida por un cilindro hidráulico – FAP Hidráulica.



Formula

FORMULA 30 GENERAL DATA PUMPS

FP 30

Pump type	Displacement in ³ /rev (cm ³ /rev)	Max. pressure			Intermittent max. speed		Min. speed
		P ₁	P ₂	P ₃	At p ₂ press.	Without load	At p ₂ press.
		psi (bar)			min ⁻¹		
FP 30•17	1.05 (17,28)	4205 (290)	4568 (315)	4713 (325)	3000	4000	300
FP 30•27	1.63 (26,70)	4205 (290)	4568 (315)	4713 (325)	3000	4000	300
FP 30•34	2.11 (34,56)	4060 (280)	4350 (300)	4495 (310)	2800	4200	300
FP 30•38	2.40 (39,27)	4060 (280)	4350 (300)	4495 (310)	2800	3500	300
FP 30•43	2.68 (43,98)	3915 (270)	4205 (290)	4350 (300)	2500	3500	300
FP 30•51	3.16 (51,83)	3480 (240)	3770 (260)	4060 (280)	2500	3500	300
FP 30•61	3.74 (61,26)	3190 (220)	3480 (240)	3625 (250)	2000	3500	300
FP 30•73	4.50 (73,82)	2900 (200)	3190 (220)	3335 (230)	1800	3500	300
FP 30•82	4.98 (81,68)	2755 (190)	3045 (210)	3190 (220)	1800	3500	300
FP 30•100	6.16 (100,52)	2610 (180)	2900 (200)	3190 (220)	1800	3500	300
FP 30•125	7.67 (125,66)	2320 (160)	2610 (180)	2900 (200)	1800	3500	300

p₁= Max. continuous pressure

p₂= Max. intermittent pressure

p₃= Max. peak pressure

The values in the table refer to unidirectional pumps.
Reversible pump max pressures are 15% lower than those shown in table.
For different working conditions please consult our sales department.

T2 type double shaft flange allow the pumps to work in clockwise or anticlockwise rotation obtaining the reversible advantages and maintaining the general data of unidirectional pumps.

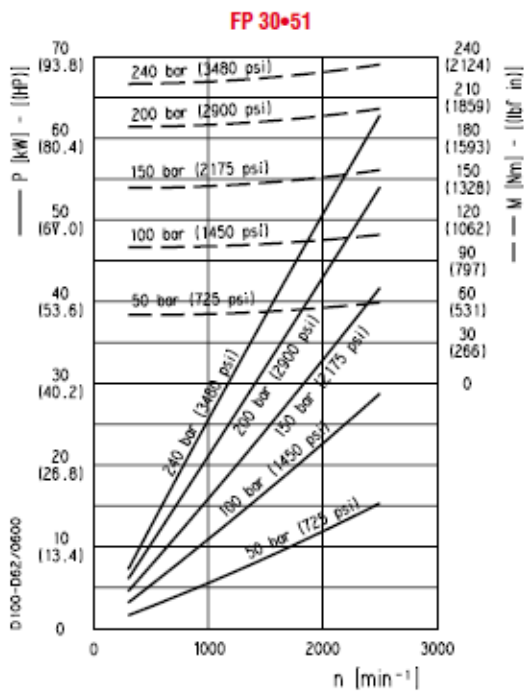
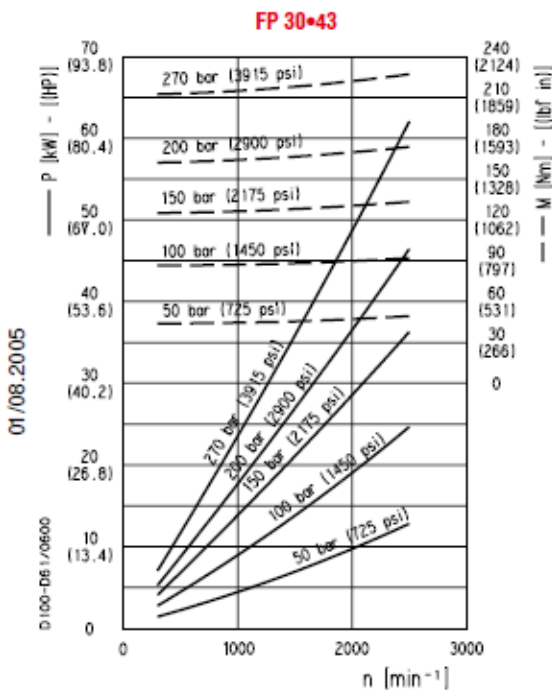
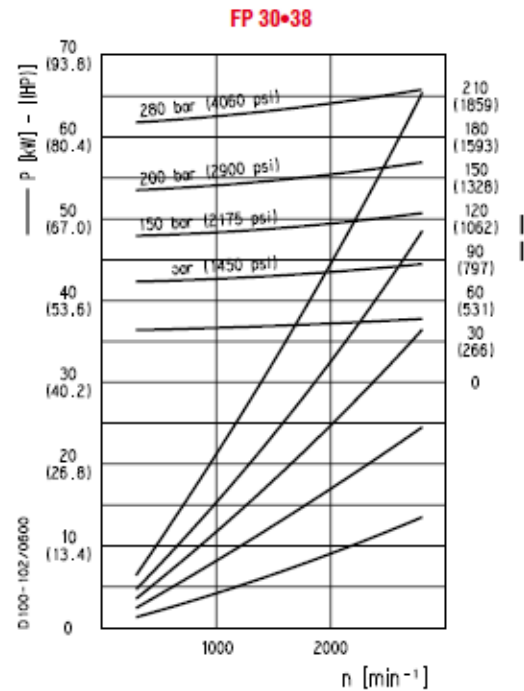
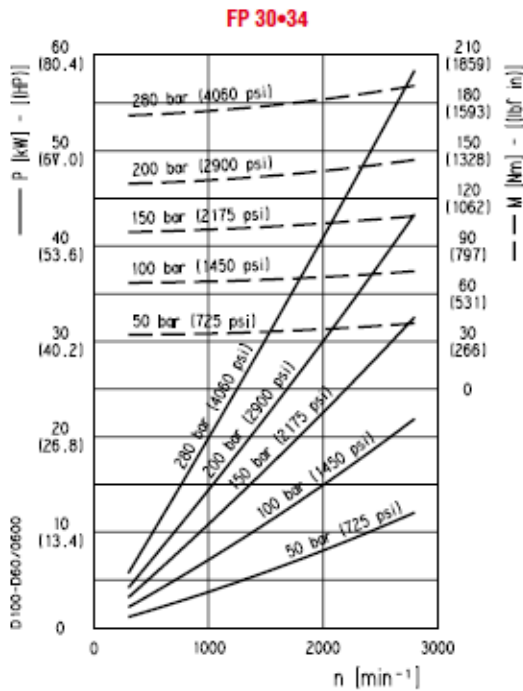
Bomba hidráulica para sistema de accionamiento. FP 30-34 – CASAPPA.



Formula

FORMULA 30 GEAR PUMPS PERFORMANCE CURVES

FP 30



Curva de funcionamiento de bomba hidráulica para sistema de accionamiento. FP 30-34 – CASAPPA.