



INTRODUCCIÓN

El crecimiento de la población y el avance tecnológico han conducido al ser humano a desarrollar maquinaria que facilite el trabajo pesado; tal es el caso de tractores, grúas, cargadoras, compactadoras, niveladoras, bulldozers y excavadoras.

En cuanto a los trabajos de excavación y movimientos de la tierra u otros materiales, existe una variada gama dedicada a cumplir este objetivo. El libro *Máquinas para movimientos de tierra* de Jean Costes ofrece una descripción interesante de los equipos que se utilizan para este fin. La mayoría de estos son de dimensiones importantes y utilizados en trabajos de gran envergadura, sin embargo, la maquinaria pequeña es capaz de realizar tareas que su contraparte no podría debido al costo y a los espacios limitados.

Concretamente, el presente proyecto trata acerca del diseño de una retroexcavadora que se acopla a la toma de fuerza de los tractores. Este tipo de excavadora manifiesta el concepto mencionado anteriormente siendo una herramienta relevante en el ámbito agrícola. Estas son simples de transportar, poseen una excelente capacidad para trabajar en espacios reducidos, ofrecen un ciclo de tiempo de trabajo más rápido en comparación con las excavadoras grandes, además, el tamaño compacto ofrece una excelente excavación y producen poca alteración del suelo. Es un potente elemento que se utiliza para diversas actividades tales como excavar cimentaciones, plantar árboles, abrir zanjas para la instalación de sistemas de riego y suministros, entre otros usos.

En definitiva, el propósito central es diseñar una máquina con estas características.



JUSTIFICACIÓN

La zona sur de la provincia de Córdoba pertenece a la denominada Pampa Húmeda. Esta región tiene profundos y ricos suelos; abundantes en humus (predominando el suelo afín al loess) lo que propicia, merced a una pluviometría superior a los 500 mm/año, la existencia natural de importantes pastizales de gramíneas o directamente praderas. Estas características hacen que las actividades agrícolas y ganaderas sean las principales actividades de la zona.

La Retroexcavadora de acople tiene como objetivo ser un instrumento en este sector económico. En consecuencia, la producción de esta máquina tiene posibilidades concretas dentro del mercado en el que se encuentra inmersa y la zona descrita. La necesidad de los movimientos de tierra, por ejemplo, mejorar caminos de acceso y la generación de canales hace que su utilidad genere mayor demanda.



CAPITULO 1

ESTADO DEL ARTE

El presente capítulo expone una reseña histórica, se describe el funcionamiento de una retroexcavadora y se muestra como está constituida. Además, se presentan las teorías de Mohr Coulomb y de Rankine, para comprender cuáles son las tensiones que se deben tener en cuenta al momento de analizar los suelos.

1.1 Antecedentes:

En el ocaso de la revolución industrial, año 1835, encontramos el primer antepasado de la retroexcavadora, la “draga de pala”. Era una máquina propulsada a vapor y montada en carriles para su movilidad. Excavaba sobre el suelo y sobre la roca dura, para luego depositar la carga en carros adyacentes. Las vías del carril fueron ubicadas eventualmente en minas y grandes proyectos de excavación para poder hacer uso de este sistema. Sin embargo, la draga de pala era una máquina extremadamente grande y con movimientos limitados.

A comienzos del siglo XX surge la retroexcavadora, la cual fue un descendiente más pequeño y versátil que la anterior. Esta era efectiva en los trabajos de grandes obras, pero el incipiente desarrollo residencial de aquella época requería una máquina capaz de funcionar en espacios reducidos. Las tareas eran realizadas por tractores agrícolas dotados de accesorios que no respondían a todas las necesidades que este boom constructivo exigía, esta situación motivó la evolución en su diseño. Así pues, Elton Long en 1957, ideó una retroexcavadora que depositaba la tierra sobre un cargador dispuesto a su costado, alcanzando una versión más cercana a la que poseemos en la actualidad.

La evolución de la tecnología ofrece continuamente innovaciones. El desarrollo de nuevos materiales permite que las retroexcavadoras actuales posean estructuras más livianas y resistentes que sus antecesoras. Además, incorporaron la electrónica sobre los elementos de mando. En nuestros días, estas máquinas son un elemento indispensable en cualquier construcción.



1.2 Principios de funcionamiento.

En rigor, la excavación consiste en la habilidad del operario para manipular el comando de la retroexcavadora; es decir, para hundir la cuchara y desprender parte del terreno. La bomba hidráulica impulsa el aceite que se transmite a los cilindros permitiendo la salida o entrada del vástago, con lo cual se produce el movimiento del brazo para realizar su función.

Con la cuchara posicionada en el ángulo de corte correcto, se procede a accionar un actuador hidráulico que la empuja y esta comienza a atravesar el suelo. La profundidad de excavación depende de los alcances, del tamaño de la cuchara y del trabajo a realizar. Utilizando los cilindros hidráulicos de la lanza y del brazo se procede a retirar la porción de suelo excavado. Los cilindros de giro posibilitan depositar la carga en un lugar determinado. El procedimiento de excavación es una combinación de estos movimientos.

1.2.1 Altura óptima de excavación

Para determinar la altura óptima de excavación no existe una fórmula que proporcione el valor exacto, pero sí existen algunos criterios y consideraciones que pueden ser tenidas en cuenta para acercarnos a la mejor elección en cada caso. La altura del banco de excavación es un parámetro fundamental que afecta al rendimiento de una retroexcavadora. Tanto si esta altura es menor, como si es mayor de la óptima.

Algunas de estas consideraciones son:

- Criterio del Cucharón.

Uno de los criterios utilizados para la determinación de la altura óptima de excavación es aquel que dice que la altura de excavación debe ser tal que permita la llenada del cucharón de una sola pasada.

Este criterio se justifica por pura lógica. En el comienzo del ciclo de excavación, el cucharón vacío se coloca en la parte baja o pie del banco y se comienza a subir mientras va arrancando material del banco y depositándose en el interior del cucharón. Cuando alcanza la parte alta del banco, el cucharón debería estar completamente lleno. Si no lo estuviera, se pueden hacer dos cosas; o bien volcar el material de cucharón medio vacío en la caja del camión; o volver a repetir otro ciclo para cargar completamente el cucharón. En cualquiera de los dos casos, la producción de la máquina disminuiría aproximadamente a la mitad.



- Criterio del Brazo.

Según este, se obtiene una óptima performance cuando la altura de excavación es igual a la longitud del brazo o balancín de la retroexcavadora. La idea es aprovechar todo lo posible la fuerza de excavación que posee la retroexcavadora.

- Criterio de la Profundidad.

Otro de los criterios utilizados para la determinación de la altura óptima de excavación es aquel que dice que la altura de excavación debe ser aproximadamente igual a la mitad de la profundidad máxima de excavación de la retroexcavadora.

- Criterio del Camión.

Este plantea que la altura de excavación debe ser igual a la altura del camión que esté cargando. Este criterio obviamente está considerando implícitamente que el camión está correctamente dimensionado respecto a la retroexcavadora que lo está cargando.

1.3 Partes Principales:

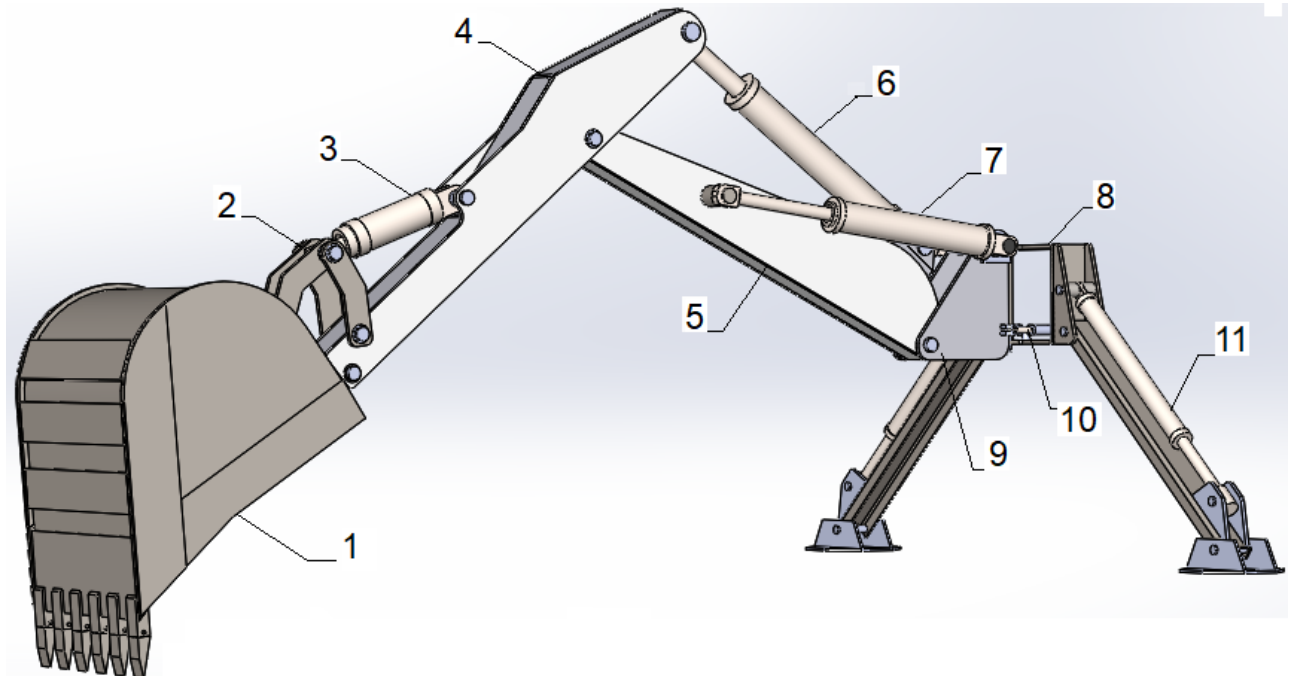
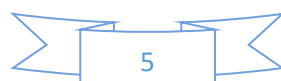


Fig. Nº 1: Partes Principales de la retroexcavadora.





1. Cuchara.
2. Eslabones Articulados.
3. Cilindro Hidráulico N°1.
4. Lanza.
5. Brazo.
6. Cilindro Hidráulico N°2.
7. Cilindros Hidráulicos N°3.
8. Mesa,
9. Soporte Giratorio.
10. Cilindro Hidráulico de Giro.
11. Cilindros Hidráulicos Estabilizadores.
12. Estabilizadores.

1.4 Análisis de suelo

Tipos de suelos

El estudio de los suelos es un factor fundamental para que la retroexcavadora realice el trabajo de forma segura, ya que algunos de estos son estables y otros no.

En toda excavación, un operario competente debe realizar una investigación del terreno para identificar y eliminar cualquier peligro potencial. Conocer el tipo de suelo permite determinar el sistema de protección adecuado para todos aquellos que están involucrados en la obra.

El suelo puede ser cohesivo o granular. El suelo cohesivo contiene pequeñas partículas y suficiente arcilla para obtener la adherencia necesaria que permite una unión fuerte. Este tipo de suelo presenta menor probabilidad de derrumbe. En tanto que los suelos granulares están formados por partículas gruesas como la arena o la grava que no se adhieren entre sí. Al ser un terreno menos cohesivo, se necesitan llevar adelante mayores medidas para prevenir un derrumbe.

OSHA (Administración de Seguridad y Salud ocupacional, departamento de trabajo EEUU) utiliza un sistema de medición llamado "fuerza de compresión" para clasificar cada tipo de suelo. El valor de esta fuerza es la que genera la presión necesaria para el colapso.

Los suelos pueden clasificarse como Tipo A, Tipo B o Tipo C (según OSHA).

- El suelo Tipo A es cohesivo, tiene una alta fuerza de compresión y es el más estable para el trabajo de excavación. Dentro de estos encontramos la arcilla, la arcilla limosa, la arcilla arenosa y el suelo franco arcilloso. Un suelo no puede clasificarse como Tipo A si



presenta fisuras, si ha sido intervenido anteriormente, si presenta filtraciones de agua, o si está sujeto a vibraciones causadas por tránsito pesado o martinets.

- El suelo Tipo B es cohesivo con una fuerza de compresión menor al anterior, a menudo presenta fisuras o ha sido intervenido con fragmentos que no se adhieren tan bien como en el suelo Tipo A. Entre los ejemplos encontramos la grava angular, el limo, el suelo franco limoso y los suelos que presentan fisuras o se encuentran cerca de fuentes de vibración que disminuyen su estabilidad.

- El suelo Tipo C es el menos estable. Incluye suelos granulares en los que las partículas no se adhieren y los suelos cohesivos con una baja fuerza de compresión. Entre los ejemplos encontramos la grava y la arena. Debido a que no es estable, el suelo que presenta filtraciones de agua es automáticamente clasificado como suelo Tipo C, independientemente de sus otras características.

Los ensayos preliminares permiten determinar las características del suelo, pero es de vital importancia realizar un examen visual sobre el terreno que se va a trabajar. Esto ayudará a detectar si existen factores en o sobre el terreno que disminuyan la resistencia del mismo, tales como fuentes que generen vibraciones, filtraciones de agua, fisuras, o intervenciones.

Teoría de empujes de tierra (Rankine)

Considérese un elemento diferencial de suelo de altura dz situado a una profundidad z en el interior de un semi-espacio de suelo en reposo, es decir, sin que se permita ningún desplazamiento a partir de un estado natural (que es lo que en lo sucesivo se entenderá por reposo en este texto).

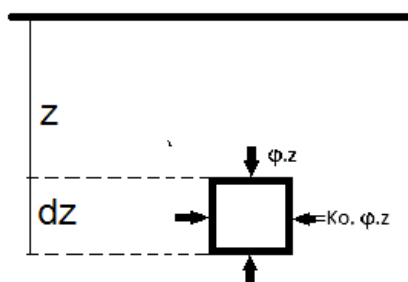


Fig. N° 2: Esfuerzos actuantes sobre un diferencial de suelo en reposo.

En estas condiciones la presión efectiva actuante sobre la estructura del elemento es:

$$P_v = \phi \cdot z$$



Donde ϕ es el peso específico correspondiente al estado en que se encuentre el medio.

Bajo la presión vertical actuante, el elemento de suelo se presiona lateralmente y se origina así un esfuerzo horizontal, Ph , que empíricamente se ha aceptado como directamente proporcional a Pv :

$$Ph = K_o \cdot \phi \cdot z \quad \text{Ecuación 1}$$

La constante de proporcionalidad entre Pv y Ph se denomina coeficiente de presión de tierra en reposo; sus valores han sido obtenidos mediante ensayos realizados en el lugar de trabajo y a través de muestras analizadas en laboratorios, y se ha observado que, para suelos granulares sin finos oscila entre 0.4 y 0.8. El primer valor corresponde a suelos de arenas sueltas y el segundo a arenas intensamente apisonadas; una arena natural compacta suele tener un K_o del orden de 0.5.

A partir de la teoría de empujes podemos establecer las características que tiene un determinado tipo de suelo y evaluar su capacidad para evitar aludes.

Resistencia al corte de los suelos

Cuando sometemos una masa de suelo a un incremento de presiones producida por algún tipo de estructura u obra de ingeniería se generan en el suelo esfuerzos que tratan de mantener el equilibrio existente antes de aplicada la sollicitación externa.

Cuando la carga exterior aplicada tiene una magnitud tal que supera a la resultante de los esfuerzos interiores de la masa de suelos, se romperá el equilibrio existente y se producirá lo que denominaremos, de aquí en adelante, Planos de Falla o de deslizamiento que no son otra cosa que planos en los cuales una masa de suelo tuvo un movimiento relativo respecto de otra. (Fig. N°3.)

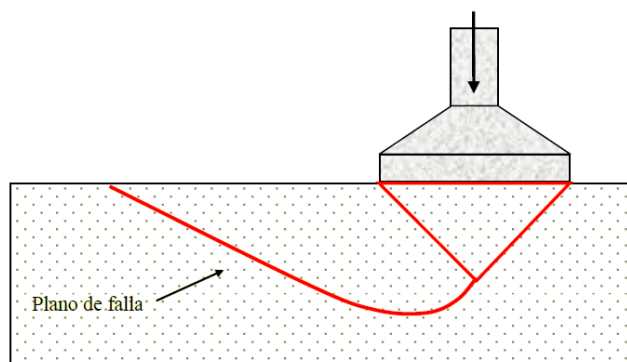


Fig. N° 3: Esquema de falla.



En estos planos de falla, las tensiones internas originadas por una sollicitación externa sobrepasaron los límites máximos de las tensiones que podría generar el suelo en las condiciones en que se encuentra.

En la fotografía que se adjunta en la figura 4, podemos observar la forma de la rotura de una base en arena en un modelo especialmente preparado en nuestro laboratorio de suelos, se aprecia en ella, que el esquema de falla no difiere del representado en la figura.



Figura N° 4: Falla de una base apoyada sobre un manto de arena.

Tensiones internas

En todos los casos, las fuerzas internas entre los granos de una masa de suelo, se traducen en tensiones. Entre ellas podemos diferenciar tres tipos que son:

- Tensiones normales, (σ)
- Tensiones tangenciales, (τ)
- Tensiones neutras, (u)

Las primeras pueden ser de compresión o de tracción y actúan siempre en forma normal al plano que estamos considerando.

Las segundas son las tensiones de corte y se ubican siempre en forma paralela y coinciden en su dirección con el plano considerado.

La tercera en cambio se debe al incremento o decremento de presión que se produce en el agua de los poros del suelo cuando el plano que consideramos se encuentra sumergido y como se trata de una presión hidrostática, actúa en todas direcciones.



También es útil que recordemos en este párrafo la diferencia existente entre las tensiones normales y las tensiones principales, como sabemos, las dos actúan en forma normal al plano que estamos considerando, con la diferencia que en los planos en los que actúan las Tensiones Principales no se manifiestan tensiones de corte, es decir que las tensiones tangenciales son nulas.

Concepto de Fricción

Volviendo ahora a la figura N° 4, si observamos con mayor detalle una porción de lo que denominamos Plano de Falla, veremos que el mismo no atraviesa los granos del mineral que conforman la masa de suelos, sino que el deslizamiento que se produce ocurre entre grano y grano. Esto equivale a decir que la resistencia que ofrece una masa de suelo frente al deslizamiento sobre otra de iguales características, tiene que ver con las fuerzas friccionales que se desarrollan entre los granos que la componen.

Se entiende también, en este aspecto que cuantos más granos entren en contacto entre sí por unidad de superficie, mayor será el esfuerzo necesario para que ocurra el deslizamiento (Interviene acá la compacidad del suelo, o la relación de vacíos del mismo).

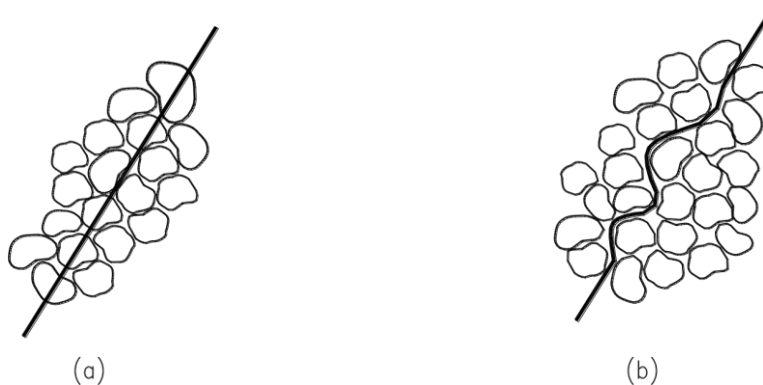


Figura N°5.

En este mismo sentido, se deduce fácilmente que cuanto más angulosos y trabados se encuentren los granos y cuanto mayor sea el coeficiente friccional del material que lo compone, mayores serán las fuerzas friccionales que desarrollará (comparemos por ejemplo las arenas con las arcillas o las arenas con granos angulosos con las arenas de río que tienen los granos redondeados).



Para interpretar mejor el fenómeno analicemos el plano α que se muestra en la figura 6 el cual se encuentra articulado en el punto "o" de tal forma que el ángulo α de inclinación pueda variarse a voluntad.

Si sobre este plano apoyamos un cuerpo de peso "W" y cuya área de contacto con el plano sea el área "A", para un valor cualquiera del ángulo " α " tendremos una fuerza $F = W \cdot \text{sen}(\alpha)$, que tratará de deslizar el cuerpo sobre el plano.

A esta fuerza "F" se le opondrá otra igual y de sentido contrario "fr", que dependerá de las características friccionales de los materiales que están en contacto.

Si aumentamos paulatinamente el ángulo α , llegará un momento en que la fuerza F que trata de movilizar el bloque será igual a la fuerza de fricción fr ($F = fr$), en este momento diremos que el deslizamiento es inminente ya que se ha alcanzado el valor máximo de la fuerza de fricción, a este valor particular del ángulo α , lo denominamos ángulo de fricción del material y lo representaremos con la letra Φ . Figura 3.3

$$\frac{F}{N} = \text{Tan } \alpha$$

$$F = N \text{ Tan } \alpha$$

Si $F < fr$ y $\alpha < \Phi$, no hay movimiento del bloque.

Si $F = fr$ y $\alpha = \Phi$, hay movimiento del bloque y $fr = N \cdot \text{Tan } \alpha$.

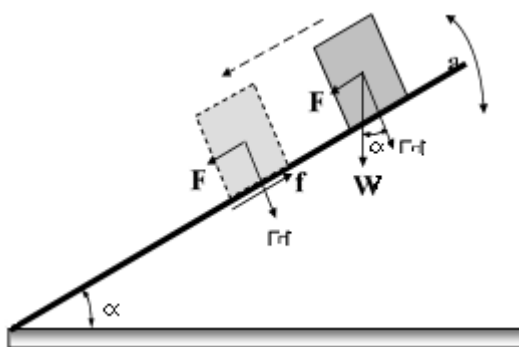


Fig. N° 6.

Este simple ejemplo, conocido como el del "plano inclinado", nos permite obtener las siguientes conclusiones:



- a) La magnitud de la fuerza de fricción disponible es directamente proporcional a la fuerza normal al plano de deslizamiento y al ángulo de fricción del material α .
- b) Si uno de estos dos valores es nulo, ($W = 0$ o $\Phi = 0$) no hay fuerza de fricción.
- c) Si la magnitud de la fuerza que intenta producir el desplazamiento es menor que $N \cdot \tan \alpha$, solo se pone de manifiesto una parte de la fuerza friccional f_r disponible y por lo tanto no hay deslizamiento.
- d) El ángulo de fricción del material Φ es el valor límite del ángulo de inclinación α para que se pierda el equilibrio del bloque.

Estas conclusiones pueden extrapolarse a otras situaciones. Supongamos el caso de una arena limpia y seca, o sea en la que no exista ninguna fuerza de unión entre sus granos (no hay cohesión), el máximo ángulo con el que se podrá construir un talud con dicha arena tendrá un ángulo Φ con respecto a la horizontal ya que a un grano de arena apoyado sobre este talud se le podría aplicar el mismo esquema de la figura N°6.

A este ángulo Φ se lo denomina en Mecánica de los Suelos “**ángulo de fricción interna del material**”.

En arenas y otros materiales sin cohesión, las resistencias al deslizamiento sobre cualquier plano a través del material se basan en las consideraciones anteriormente expuestas, es decir, que depende de la presión normal al plano y del ángulo de fricción interna.

Sin embargo, la resistencia friccional en arenas es algo más compleja que lo que hemos visto en cuerpos sólidos, ya que es la suma de una resistencia friccional entre sus granos y de otra fricción debida al rodamiento de los mismos unos sobre otros en el plano de falla.

En las arenas limpias donde no hay adhesión u otra forma de unión entre sus granos, el término de fricción es sinónimo de resistencia al corte, ya que como habíamos visto teníamos que:

$$f_r = N \cdot \tan \Phi$$



Si dividimos ambos términos por el área “A” de contacto tendremos

$$\frac{fr}{A} = \frac{N}{A} \cdot \text{Tan}\Phi$$

$$\tau = \sigma_n \cdot \text{Tan}\Phi$$

Debemos tener en cuenta sin embargo que en los casos en que la masa de suelo esté saturada, las tensiones internas que se originarán por la aplicación de esfuerzos externos, serán una combinación de tensiones inter-granulares efectivas y de presiones neutras o de agua de poros. Por lo tanto, en estos casos, deberá tenerse presente que la fórmula anterior es válida, o está deducida para el caso de esfuerzos efectivos, por lo que la fórmula anterior quedará reducida a la siguiente expresión:

$$\tau = (\sigma - u) \cdot \tan \Phi \quad \text{ó} \quad \tau = \sigma' \cdot \tan \Phi$$

Donde como sabemos $\sigma' \cdot \tan \Phi$ es la **tensión normal efectiva**. Esta ecuación, así como está, no es aplicable a cualquier caso o tipo de suelos ya que está deducida para el caso de arenas limpias sin ningún tipo de adhesión entre sus granos. Para generalizarla, tenemos que tener asimilado primeramente el concepto de lo que llamaremos “Cohesión”.

Concepto de cohesión

Hay suelos (las arcillas, por ejemplo), donde además de los esfuerzos friccionales, contribuyen con otros factores que se suman al momento de evaluar la resistencia final al esfuerzo de corte.

Si tenemos una arcilla que haya soportado, a través de su vida geológica, sobrecargas tales como estratos que luego fueron erosionados, glaciares, estructuras, etc. podemos decir que se encuentra pre consolidada es decir que tuvo a lo largo del tiempo, una carga superior a la que soporta actualmente.

Cuando extraemos una muestra de este material pre consolidado, y la protegemos convenientemente de las pérdidas o de los incrementos de humedad, observaremos que una parte importante de las presiones inter-granulares a las que fue sometida en su proceso de consolidación, es retenida por efecto de la acción capilar sobre la superficie de la muestra.

Es decir que por acción del fenómeno de “capilaridad”, actúa sobre los granos de la muestra una tensión superficial, que provoca una resistencia adicional al esfuerzo cortante que llamaremos “cohesión aparente”.



Este nombre deriva por la circunstancia de que es un valor relativo y no permanente ya que depende del contenido de agua que tenga la muestra de suelo.

Supongamos como ejemplo que intentamos “pegar” un grano de arena fina con otro grano de arena del mismo tamaño, si los dos granos están secos, de ninguna manera se unirán figura 7.a. Pero si hay una pequeña capa de agua sobre los mismos, es posible que se unan de tal manera que la tensión superficial que desarrolla el menisco que se forma en la unión de los dos granos, soporte el peso del grano y que el mismo se “pegue” al otro (figura N°7).

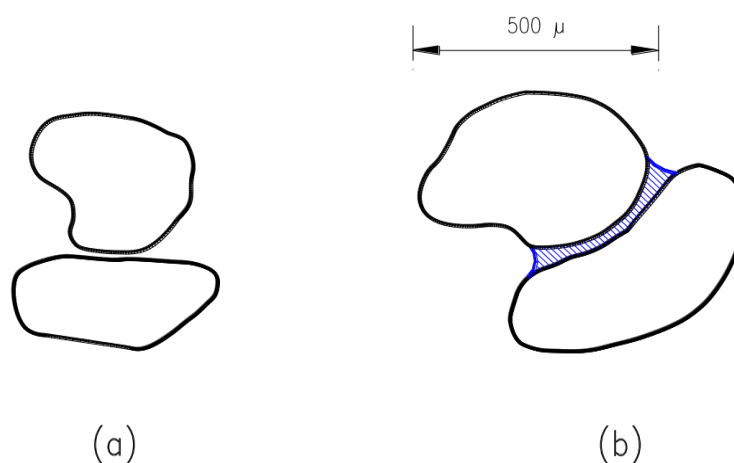


Figura N°7: Capilares entre dos granos de arena

Esta unión entre granos en una arena fina con tamaño de granos del orden de los $0,5 \text{ mm}$ (500μ) es muy débil, ya que los esfuerzos de gravedad (peso del grano) son muy importantes comparándolos con los esfuerzos de atracción que genera la tensión superficial del menisco que se genera.

Este fenómeno sin embargo es de potencial importancia entre las partículas de arcillas que son 500 veces más pequeñas que el grano de arena fina de nuestro ejemplo anterior ($< 2 \mu$) y donde las formas de las mismas dejan de ser redondeadas para pasar a ser laminares. Figura 8.

Este fenómeno de atracción entre partículas en los suelos finos, (limos y arcillas) se conoce con el nombre de cohesión aparente.

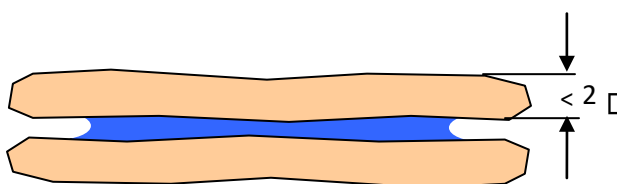


Figura N° 8: Capilares entre dos láminas de arcilla

En muchas arcillas esta atracción entre partículas como consecuencia de la tensión superficial, se pierde rápidamente si la muestra se sumerge en agua, ya que la muestra absorbe agua, los meniscos aumentan de radio con lo cual los esfuerzos que mantienen unidas a las partículas disminuyen, las partículas se separan y la muestra se desgrana totalmente o en trozos perdiendo de esta forma la cohesión aparente debida a la tensión superficial.

En otros tipos de arcilla esta pérdida de cohesión no se manifiesta cuando son sumergidas en agua. Evidentemente en estos casos las partículas son retenidas por fuerzas de otro tipo, que no alcanzan a ser destruidas, por la inmersión de la muestra en agua.

Estas fuerzas pueden ser de carácter electrostático, que son generadas por la película de agua absorbida que se forma sobre cada partícula. O derivar de agentes cementantes, naturales o no, como es el caso del cemento Portland cuando lo mezclamos con suelos para hacer suelo-cemento.

A esta forma casi permanente de resistencia al corte, o resistencia al desplazamiento relativo de partículas adyacentes motivada por esta fuerza de origen interno, se la denomina cohesión verdadera (las pizarras por ejemplo son arcillas con una elevada cohesión verdadera).

Tanto la cohesión aparente como la verdadera reciben el nombre general de cohesión y se identifica en la Mecánica de Suelos con la letra “c”.

De esta forma la ecuación 2 toma la siguiente forma general conocida como Ecuación de Coulomb:

$$\tau = c + \sigma' \cdot \tan \Phi = c + (\sigma - u) \cdot \tan \Phi \quad \text{Ecuación 2.}$$



TENSIONES INTERNAS

Dado que el deslizamiento que se produce en la rotura de una masa de suelos, no está restringido a un plano específicamente determinado, debemos conocer las relaciones que existen entre las distintas tensiones actuantes sobre los diferentes planos que pasan por un punto dado.

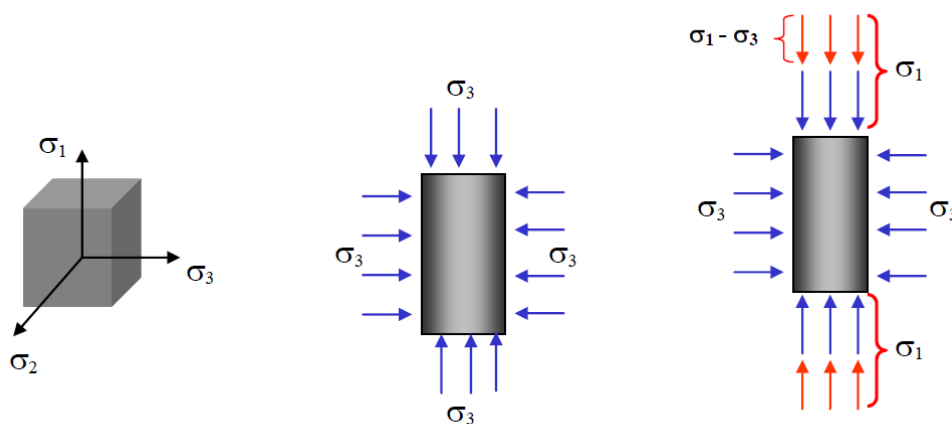
Sobre todo, plano que pasa a través de una masa de suelos, actúan en general, tensiones normales (σ) y tensiones de corte (τ). Las primeras corresponden a la componente de la resultante de las fuerzas actuantes normal al plano considerado, por unidad de área del plano. Las segundas, son la componente de las fuerzas tangencial al plano, por unidad de área del mismo plano.

Se denomina plano principal a aquellos sobre los cuales solo actúan tensiones normales, es decir donde las tensiones de corte son nulas.

Las tensiones normales que actúan sobre los planos principales se denominan tensiones principales.

Para que en un plano actúen únicamente tensiones normales y sean nulas las tensiones de corte, evidentemente debe ser nulo el ángulo de oblicuidad α de la figura 6.

Otro de los principios fundamentales que debemos tener en cuenta es que, por un punto pasan tres planos principales que se cortan a 90° . Los mismos se clasifican según la magnitud decreciente de las tensiones normales que actúan en planos principales máximo, intermedios y mínimos donde actúan respectivamente las tensiones (σ_1 , σ_2 y σ_3). Figura 9.



$(\sigma_1 - \sigma_3) =$ Tensión desviante que provoca la rotura

Figura N° 9: Estado triaxial de tensiones en una probeta de suelos



Si analizamos el equilibrio existente dentro de una masa de suelo sometida a un estado tridimensional de tensiones o a una compresión triaxial, es decir una probeta comprimida según tres ejes, las tensiones principales que actúan se identifican como σ_1 , σ_2 y σ_3 . figura 9 donde además decimos

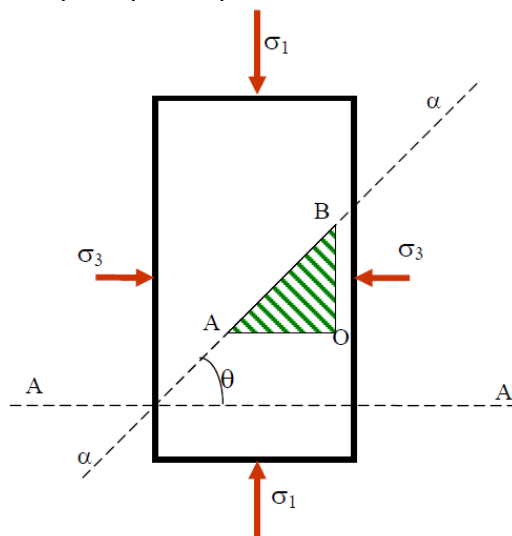


Figura N° 10: Estado tensional en un plano que cruza a la probeta con una inclinación "θ" respecto del plano donde actúa la tensión principal mayor.

Estudiemos ahora el estado de tensiones sobre un plano α - α que forma un ángulo Θ con el plano A-A como se observa en la figura 3.7.

En esta figura debemos hacer las siguientes aclaraciones básicas:

- Las caras de la probeta son planos principales, es decir donde actúan las tensiones principales y por lo tanto las tensiones de corte son nulas.
- En las caras superior e inferior, actúa la tensión principal mayor σ_1 .
- En las caras laterales actúan las tensiones $\sigma_2 = \sigma_3$ que simbolizan a las tensiones principales menores.
- En el plano AO, del triángulo elemental que se detalla, como es paralelo a la cara superior e inferior, actúa la tensión principal mayor σ_1 .
- En el plano BO del mismo triángulo en cambio, como es paralelo a las caras laterales, actúa la tensión principal menor σ_3 .
- En el plano diagonal AB actúan tensiones de corte τ y tensiones normales σ al mismo.

Analicemos ahora el equilibrio de las tensiones que actúan en un prisma elemental ABO, y podremos llegar a las siguientes conclusiones:



AO Representa el plano principal máximo, sobre el cual actúa la tensión principal máxima σ_1 .

BO Representa el plano principal mínimo sobre el cual actúa la tensión principal mínima σ_3 .

El plano de la figura (papel) representa el plano intermedio donde actúa la tensión principal intermedia σ_2 .

Analicemos ahora este elemento infinitesimal por separado, como se muestra en la figura 11.

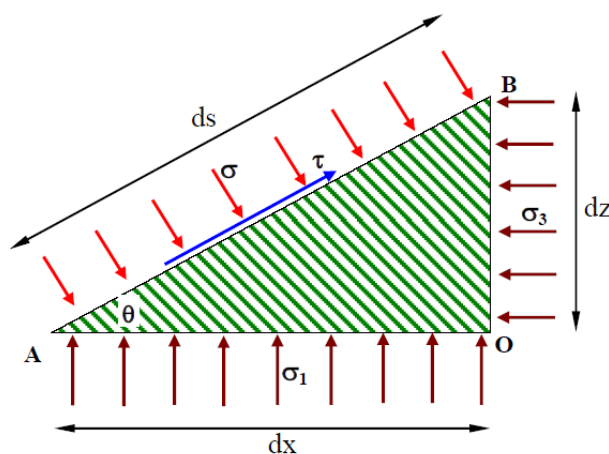


Figura N°11.

Teniendo en cuenta que:

$$dz = dx \cdot \tan(\theta)$$

$$dx = ds \cdot \cos(\theta) \quad \text{ó} \quad ds = \frac{dx}{\cos \theta}$$

$$dz = ds \cdot \sin(\theta)$$

Y podemos hacer:

$$dz = \cos \theta \cdot \tan \theta \cdot ds$$

$$dy = 1 \cdot dx = \cos(\theta) \cdot ds$$

Sobre el plano formado por los lados ds - dy tendremos actuando tensiones normales σ y, de corte τ . Las fuerzas que actúan sobre las caras de este prisma son:



$$\sigma_3 \cdot dz = \sigma_3 \cdot \text{sen}\theta \cdot ds \text{ (Sobre el plano principal mínimo)}$$

$$\sigma_1 \cdot dx = \sigma_1 \cdot \text{cos}\theta \cdot ds \text{ (Sobre el plano principal máximo)}$$

$$\sigma \cdot ds = \sigma \frac{dx}{\text{cos}\theta} \quad \text{Sobre el plano}$$

$$\tau \cdot ds = \tau \frac{dx}{\text{cos}\theta} \quad \alpha\text{-}\alpha \text{ figura N}^\circ 10.$$

Descomponiendo las fuerzas horizontales y verticales según sus componentes perpendiculares y paralelas al plano $\alpha\text{-}\alpha$ A-B, como se indica en la figura 3.9 tendremos las siguientes ecuaciones de equilibrio:

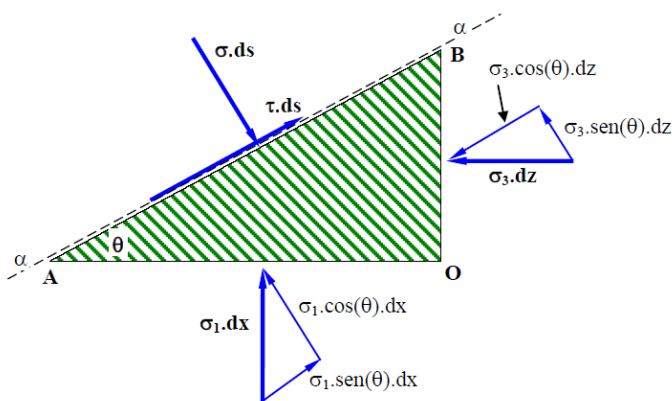


Figura N°12:

Esfuerzo normal al plano $\alpha\text{-}\alpha$:

$$\sigma \cdot ds = \sigma_1 \cdot \text{cos}\theta \cdot dx + \sigma_3 \cdot \text{sen}\theta \cdot dz$$

Reemplazando ds y dz en función de dx tendremos:

Esfuerzo tangencial al plano a-a

$$\frac{\sigma \cdot dx}{\text{cos}\theta} = \sigma_1 \cdot \text{cos}\theta \cdot dx + \sigma_3 \cdot \text{sen}\theta \cdot dx \cdot \text{tan}\theta$$

$$\sigma = \sigma_1 \cdot \text{cos}^2\theta + \text{sen}^2\theta \quad \text{como } \text{sen}^2\theta = 1 - \text{cos}^2\theta$$

$$\sigma = \sigma_1 \text{cos}^2\theta + \sigma_3 - \sigma_3 \text{cos}^2\theta$$

$$\sigma = \sigma_3 + (\sigma_1 - \sigma_3) \text{cos}^2\theta$$



Esfuerzo tangencial plano a-a:

$$\tau \cdot ds = \sigma_1 \cdot \sin \Theta \, dx - \sigma_3 \cdot \cos \Theta \, dz$$

$$\tau = \frac{dx}{\cos \Theta} = \sigma_1 \cdot \sin \Theta \, dx - \sigma_3 \cdot \cos \Theta \tan \Theta \, dx$$

$$\tau = \sigma_1 \cdot \cos \Theta \cdot \sin \Theta - \sigma_3 \cdot \cos \Theta \cdot \sin \Theta$$

$$\tau = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \cdot \sin 2\Theta$$

Ecuación 3.

Estas dos expresiones nos permiten calcular las tensiones normales y de corte sobre cualquier plano normal al plano principal intermedio, en función del ángulo Θ que el mismo forma con el plano principal mayor y las tensiones principales extremas σ_1 y σ_3 .

Círculo de Mohr

En un análisis de dos dimensiones, los esfuerzos en un punto pueden ser representados por un elemento infinitamente pequeño sometido a los esfuerzos σ_x , σ_y y τ_{xy} . Si estos esfuerzos se dibujan en unas coordenadas σ - τ , se puede trazar el círculo de esfuerzos de Mohr.

El círculo de Mohr de tensiones es un círculo dibujado en el plano σ - τ en el que cada punto de su circunferencia representa las tensiones normales y cortantes en un plano AB con una inclinación cualquiera. Así los puntos X e Y de la figura corresponden a los planos perpendiculares a los ejes x e y . Como se observa se sitúan en puntos opuestos del círculo, a 180° . Los puntos de corte de la circunferencia con el eje $\tau = 0$ corresponden a los planos principales y de la figura se deduce que el valor de σ en dichos puntos es el valor de las tensiones principales (σ_1, σ_2) obtenido mediante las ecuaciones (5). Estos planos están igualmente separados un ángulo de 180° en el círculo, indicando que el ángulo entre los planos principales es de 90° en la realidad. En general, dos planos entre los cuales hay un ángulo φ en la realidad están separados un ángulo 2φ en el círculo de Mohr. En la figura se observa también que el ángulo φ entre los planos principales y los planos x, y , obtenido mediante la expresión (4) queda representado por 2φ en el círculo de Mohr.

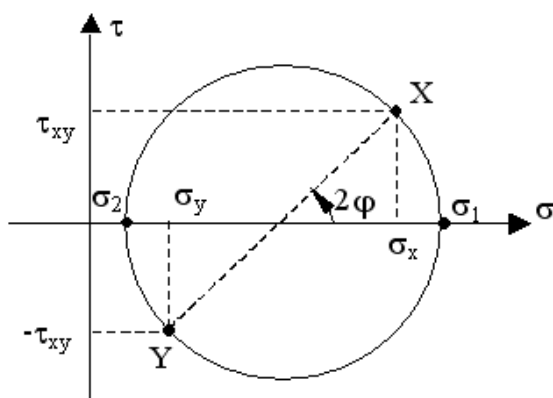


Fig. N°13.

El círculo de Mohr se utiliza como recurso gráfico para el análisis de las tensiones en estados tensionales biaxiales.

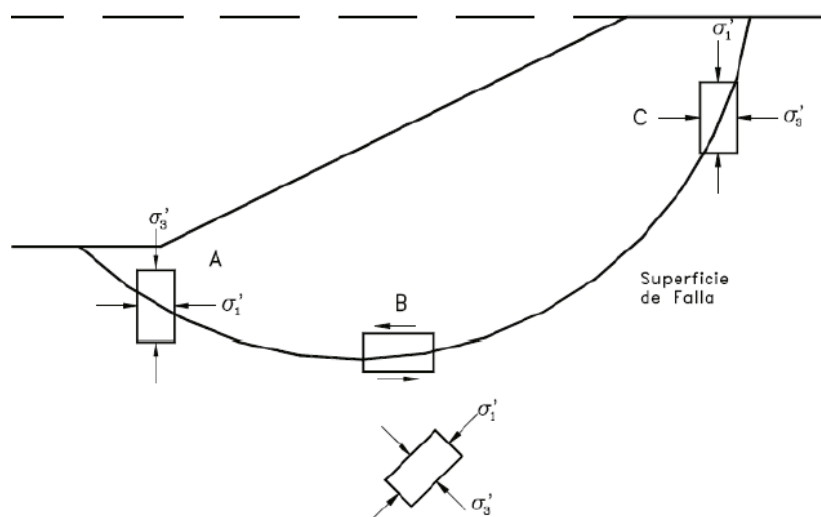


Fig. N° 14: Gráfico de esfuerzo principales.

Para interpretar correctamente el fenómeno de falla al cortante en un talud debe tenerse en cuenta cuál es la dirección de los esfuerzos principales en cada sitio de la superficie de falla. El esfuerzo σ_1 es vertical en la parte superior de la falla y horizontal en la parte inferior.

Teoría de Mohr-Coulomb

La teoría de Mohr-Coulomb, o *teoría de la fricción interna*, es un modelo matemático que se basa en el rozamiento interno que se produce en las partículas del material, y describe las respuestas de materiales quebradizos a los esfuerzos cortantes y a las tensiones normales. Se usa para materiales donde su resistencia última a tracción es diferente a su resistencia



última a compresión. Tal es el caso del hormigón, la fundición, las rocas, los suelos, entre otros.

Otto Mohr fue quien propuso este criterio de rotura para estos materiales, el cual es válido para estados planos de tensiones, y requiere diferentes ensayos mecánicos.

Esta teoría explica que el corte de un material se produce para una combinación crítica entre tensión normal y tensión tangencial, cuanto mayor sea la tensión normal mayor será la tensión tangencial necesaria para cortar el material.

La idea central implica hallar una forma de cálculo representativa para la tensión de rotura, luego de realizar los ensayos de rotura a tracción, a compresión y a torsión (corte puro). Con estos datos se grafican los correspondientes círculos de Mohr para cada uno de los ensayos, y se traza la envolvente a estos círculos. La misma puede ser una recta, una parábola o una curva cualquiera.

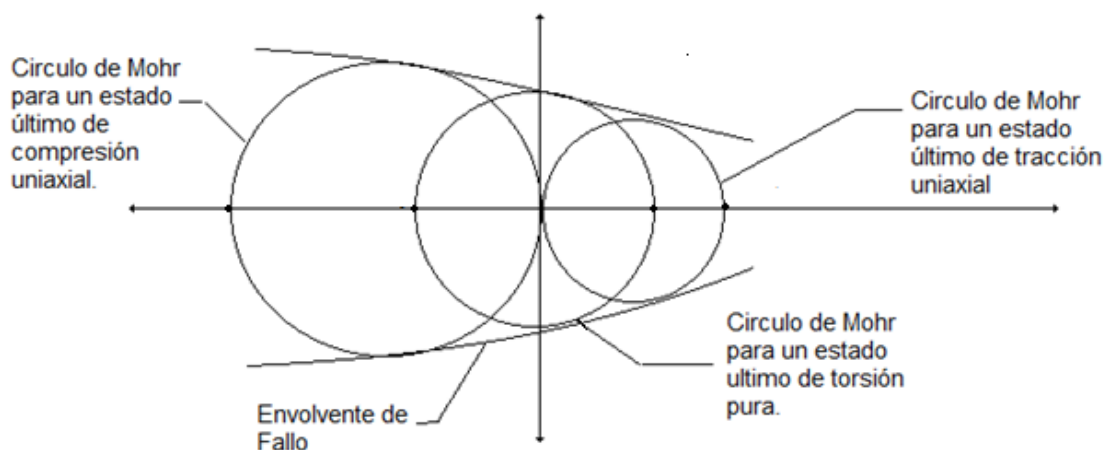


Fig. Nº 15. Círculos de Mohr; estados de compresión, tracción y torsión.

Si para un determinado material solamente se dispone de los círculos de Mohr correspondientes a los estados últimos tensionales de tracción y compresión uniaxial, la envolvente de Mohr puede aproximarse por rectas tangentes a dichos círculos.

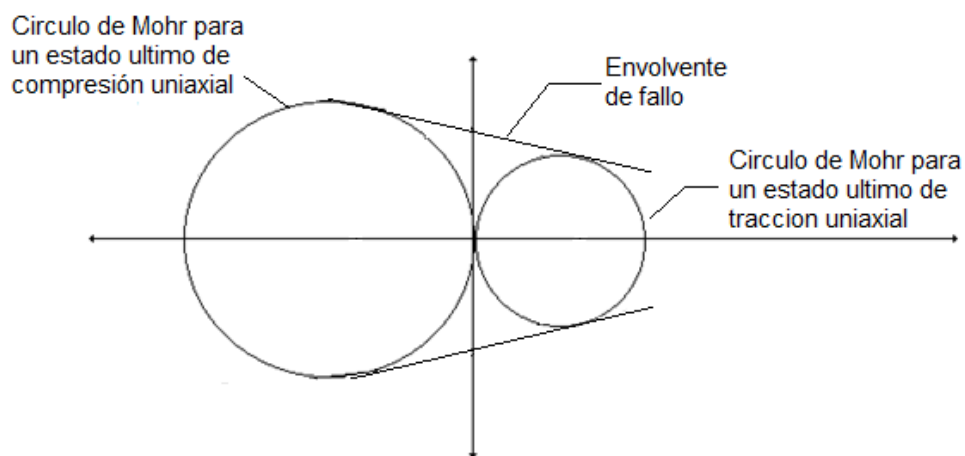


Fig. N° 16: Círculos de Mohr estados de compresión y tracción.

El criterio predice que una parte del material falla si en la gráfica se observa que se cruza la envolvente formada por estos círculos de Mohr en tensión uniaxial y en compresión uniaxial respectivamente.

En otros términos, si un círculo de Mohr para estados particulares de esfuerzo yace enteramente por debajo de la envolvente, el material está en condiciones estables. Si el círculo de Mohr toca la envolvente, la resistencia máxima del material ha sido alcanzada, es decir, la falla ocurrirá en un plano determinado.

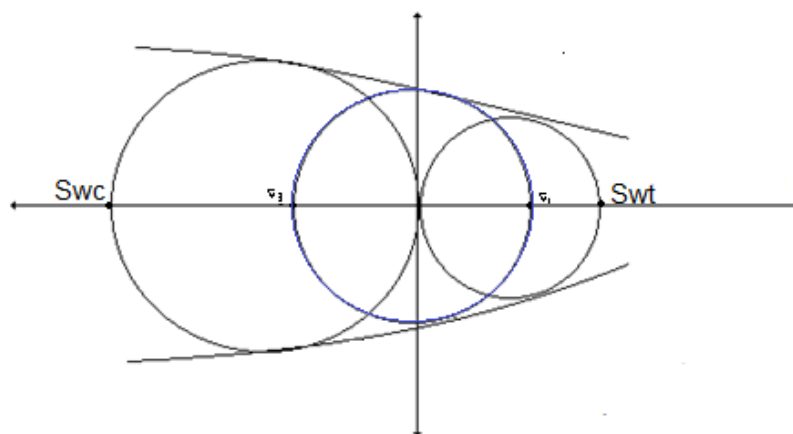


Fig. N°17: Círculos de Mohr de los ensayos de tensión y compresión al momento de la falla en línea negra y el círculo de Mohr de un estado de esfuerzos de un elemento al momento de falla en línea azul. La línea que define la envolvente es donde se produce la falla.



La ecuación de la línea de la línea de falla cuando $\sigma_1 > 0 > \sigma_3$ resulta ser:

$$\frac{\sigma_1}{S_w} - \frac{\sigma_3}{S_w} = 1$$

En los otros casos la falla se dará cuando:

$$\sigma_1 = S_w, \text{ cuando } \sigma_1 > \sigma_3 > 0$$

$$\sigma_3 = -S_w, \text{ cuando } 0 > \sigma_1 > \sigma_3$$

Respecto al criterio de rotura en el plano de las tensiones principales, se dice que un sólido sometido a un estado plano de tensiones se rompe cuando las cargas actuantes alcanzan un valor tal que el punto representativo del estado tensional correspondiente se ubique dentro del contorno por ABDEFA.

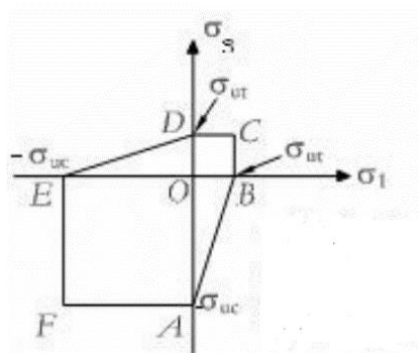


Fig. N° 18: Criterio de rotura en el plano de las tensiones principales.

Envolvente:

Si las envolventes de fallo de Mohr son líneas rectas, la relación de la misma se expresa como:

$$t = \sigma \tan \theta + c$$

Ley de Coulomb

t= Esfuerzos cortantes

σ = Tensión Normal

c= Intersección de la línea de fallo con el eje de t, denominada **cohesión**.

θ = Pendiente del ángulo de la envolvente, también llamado ángulo de rozamiento interno.



La comprensión se asume positiva para el esfuerzo, pero la deducción es la misma si se cambia el signo

En los materiales granulares, $c = 0$ y, por lo tanto:

$$t = \sigma \tan \theta \quad \text{Suelos granulares}$$

Contrariamente, en suelos puramente cohesivos $\theta = 0$, luego:

$$t = c \quad \text{Suelos cohesivos puros}$$

Si el ángulo del plano donde la falla ha ocurrido respecto a la horizontal es α , en la gráfica, la línea que se junta desde el centro del círculo al punto tangente, posee un ángulo de inclinación 2α con relación al eje de las tensiones normales.

Círculo estado crítico

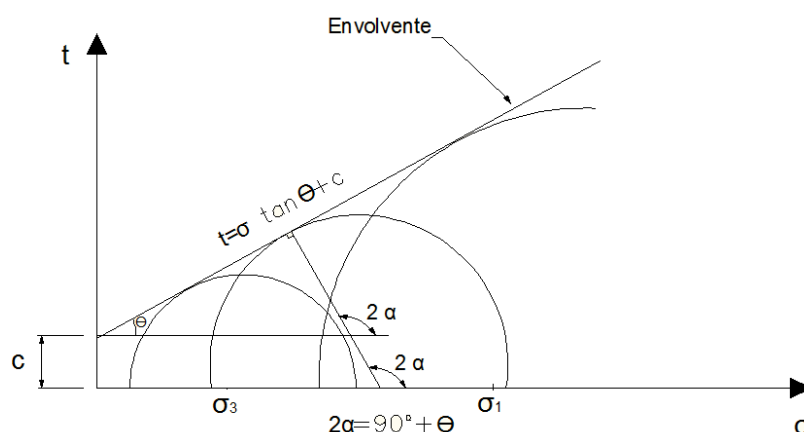


Fig. N°19: Representación de la envolvente de Mohr.

Luego observando la geometría del triángulo rectángulo:

$$2\alpha = 90^\circ - \theta$$

Por ende, $\alpha = 45 + \theta/2$

Finalmente, de los círculos de Mohr se deduce:

$$\sigma = \sigma_m - t_m \sin \theta \quad t = t_m \cos \theta$$



Donde,

$$t_m = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \quad \sigma_m = \frac{\sigma_1 + \sigma_3}{2}$$

σ_1 = Tensión máxima principal.

σ_3 = Tensión mínima principal.

De esta forma, el círculo Mohr Coulomb puede expresarse también como:

$$t_m = \sigma_m \sin \theta + c \cos \theta$$

La hipótesis de Coulomb se emplea para determinar la combinación de esfuerzo cortante y normal que causa una fractura en el material. El círculo de Mohr se utiliza para determinar los ángulos donde esas tensiones sean máximas. Generalmente, la rotura se producirá para el caso de tensión principal máxima.

Esta teoría se utiliza en Ingeniería geotécnica para definir resistencia al corte de suelos y rocas en diferentes casos de tensión efectiva. En la ingeniería estructural se utiliza para determinar la carga de rotura, así como el ángulo de la rotura de una fractura de desplazamiento en materiales cerámicos y similares (como el hormigón).

En el presente proyecto se utiliza para determinar la fuerza que se necesita aplicar para modificar el terreno.

Estructura de un suelo cohesivo

En un suelo con cohesión la estructura que se forma se debe principalmente a las fuerzas iónicas actuantes entre las partículas del suelo.

El tamaño de las partículas de este tipo de suelos hace que las fuerzas inter-particulares actuantes superen las fuerzas gravitatorias existentes sobre cada una. A este tipo de partículas se las denomina coloide. Como característica las partículas constitutivas son alargadas ($\text{largo} > \text{ancho} > \text{espesor}$), en forma de escamas o láminas, o de forma cilíndrica o prismática.

En los suelos granulares no se generan fuerzas inter-particulares, pero en arenas se desarrolla un fenómeno llamado *cohesión aparente*, el cual se desarrolla cuando el suelo está



parcialmente saturado (ni en estado seco, ni totalmente saturado), y es debido a las fuerzas de tensión superficial desarrolladas por el agua que restringen el movimiento de partículas pequeñas (0.05mm - 5mm)

Cohesión y adhesión

En el análisis de las causas determinantes de la plasticidad es indispensable establecer la diferencia entre **cohesión** y **adhesión**. La adhesión es causada por la atracción de la fase líquida sobre la superficie sólida. La cohesión en un terreno húmedo es provocada por las moléculas de la fase líquida que actúa como puente o membrana entre las partículas vecinas.

Tanto la cohesión como la adhesión son influenciadas por el contenido de coloides inorgánicos, resultando de esta forma correlacionada con la plasticidad.

Cuantificación de la cohesión

La fuerza cohesiva del agua entre dos partículas de terreno vecinas puede ser expresada, según Nichols por la siguiente fórmula empírica:

$$C=4 \pi K \zeta \frac{r}{d} \cos \alpha$$

- C: cohesión, expresada en fuerza por unidad de superficie.
- K: constante determinada experimentalmente.
- r: radio de la partícula.
- ζ : tensión superficial del líquido.
- α : ángulo de contacto entre el líquido y la partícula.
- d: distancia entre las partículas

La fuerza cohesiva en un terreno es, según Nichols, inversamente proporcional al porcentaje humedad de este.

Síntesis.

Se considera que el factor que determina la resistencia del suelo a ser excavado, de todos los elementos que fueron mencionados, es la cohesión aparente. Esta se obtiene experimentalmente para un determinado suelo. En el cálculo se usa el coeficiente de cohesión última de tierras en reposo. Este valor proviene de un análisis estadístico de suelos,



su contenido de humedad y demás características. De este valor se desarrolla el esquema de fuerzas sobre la estructura.

Además, cabe mencionar que el suelo sobre el que se proyecta el trabajo de la máquina es del tipo cohesivo puro. Como vimos en la ley de coulomb, en estos casos la tensión de corte es directamente proporcional a la cohesión.

Tipos de Suelos	Cohesión última (kPa)
Suelos arenosos, Ligeros	20
Suelos arenosos	30
Suelos medios	30-40
Suelos arcillosos	40
Suelos arcillosos pesados	50-70

Tabla nº 1. Cu de tierras en reposo en kPa.



CAPITULO 2

ANÁLISIS MECÁNICO Y ESTRUCTURAL

2.1. Procedimiento.

En este capítulo se realiza un análisis de fuerzas y estructural que permite esquematizar la geometría general de la máquina. Este proceso permite justificar las características de diseño para después, mediante el análisis por elementos finitos, verificar con más detalle.

Se considera a este capítulo un primer paso hacia el diseño definitivo.

2.2 Análisis de entorno

El análisis del entorno del brazo excavador es de fundamental importancia, ya que de ello depende la selección de los materiales necesarios y los elementos que lo constituyen.

La selección de los materiales se realizará teniendo en cuenta que las excavaciones se llevaran a cabo en espacios externos sometidos a las condiciones del medio ambiente. Como así también se deberá considerar el choque que produce la cuchara al momento de levantar la carga y que la zona de trabajo posea la consistencia necesaria para evitar posibles hundimientos.

Como el funcionamiento del brazo excavador está ligado a la toma de fuerza de un tractor, hay que analizar si este posee la potencia que la retroexcavadora a diseñar necesita. Por ello, cuando se configure el sistema hidráulico será un factor determinante dimensionarlo de tal manera que teniendo la capacidad de carga que se requiere en la excavación, posea un funcionamiento óptimo con la potencia mínima posible de un tractor actual.



2.3 Parámetros de cálculo

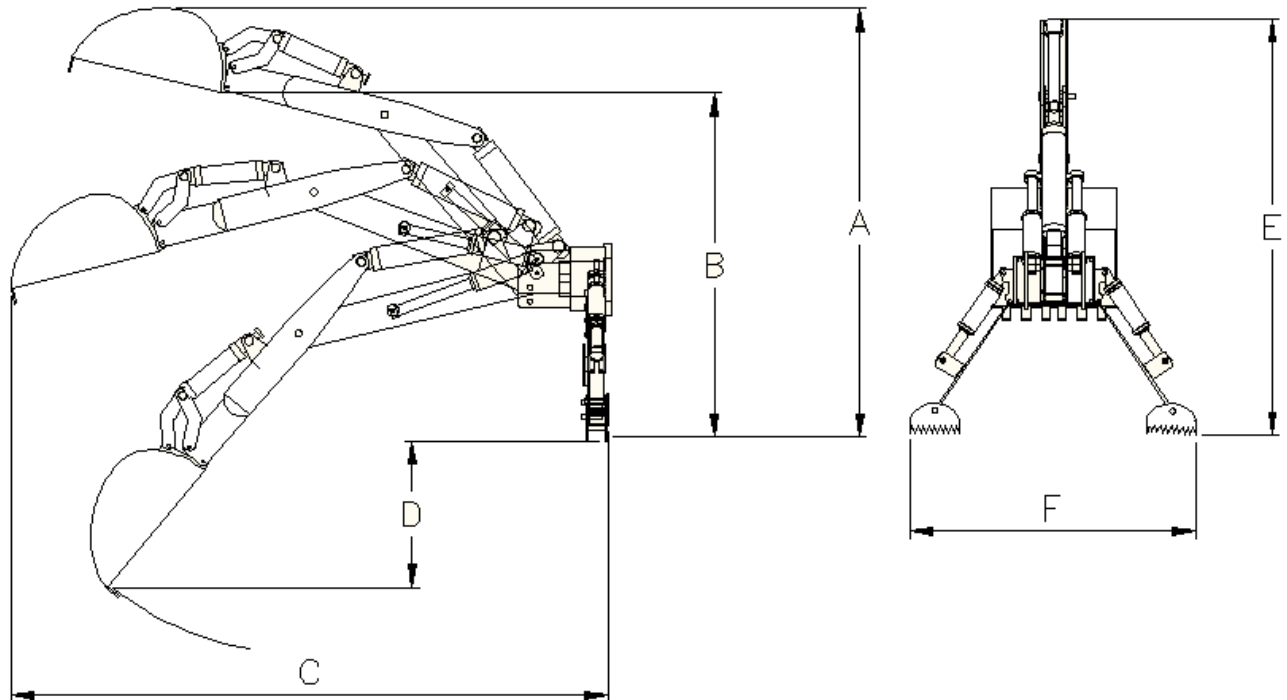


Fig. N°20.

A	Máximo alcance vertical.	3 m
B	Altura máxima de vaciado.	2,5 m
C	Alcance de excavación máxima desde el punto pivote.	4,32 m
D	Profundidad máxima con el brazo estirado.	1,15 m
E	Altura de viajes.	2,8 m
F	Ancho de pies en trabajo.	2 m

Otro elemento necesario para el proyecto es la cuchara, la cual posee una capacidad total de $0.38 m^3$. También podemos usar como unidad el litro y decir que posee una capacidad de 380 lt.

Esta será la que soportará los golpes ocasionados al recoger la carga, por ello, deberá ser de un material con capacidad de endurecimiento en frío.



2.4. Principio de cálculo

En un ciclo de excavación, la cuchara comienza a disgregar el terreno venciendo la fuerza de cohesión que existe entre sus partículas. La trayectoria definida es una curva que posee una dirección que se expresa en tangencial y normal. Entonces, el movimiento de excavación desde el comienzo hasta que se encuentra toda la cuchara enterrada, esta descrito por una fuerza de separación y una fuerza de dirección. La fuerza de separación va en aumento a medida que la cuchara se va enterrando y el área del terreno a extraer es mayor.

Sin embargo, cuando la cuchara está completamente incrustada en el suelo, la fuerza necesaria para desprender la porción de terreno es una fuerza tangencial que produce un cizallamiento en las partículas. Por la ecuación de Coulomb se conoce que el esfuerzo de corte t en el suelo en el que va a trabajar la máquina es igual a la cohesión del suelo. El área cortante está definida por el ancho de la cuchara y por el área descrita por la trayectoria del corte. Es válido aclarar que el terreno segregado supera la capacidad colmada de la cuchara.

El coeficiente de cohesión última es:

$$\mu = 0.7 \frac{Kg}{cm^2}$$

La fuerza de excavación entonces es la siguiente:

$$A_c = 90 \text{ cm} \cdot 110 \text{ cm} = 9900 \text{ cm}^2$$

$$F_{exc} = \mu \cdot A$$

$$F_{exc.} = 0.7 \frac{Kgf}{cm^2} \cdot 9900 \text{ cm}^2$$

$$F_{exc.} = 6930 \text{ kgf}$$

$$F_{exc.} = 67983.3 \text{ N}$$

El funcionamiento de la retroexcavadora demanda múltiples posiciones que generan diferentes estados tensionales. Para realizar el diseño se analizarán las tensiones máximas según la posición que genere mayor esfuerzo sobre el elemento a proyectar y a partir de esto se obtienen las dimensiones.



2.4.1 Cálculo de lanza:

Para poder realizar el cálculo y análisis de esfuerzos, primero se realizaron varios croquis. Esto nos permite posicionar las fuerzas sobre un esquema para encontrar el diseño óptimo.

Para el diseño de la lanza se utiliza la siguiente posición:

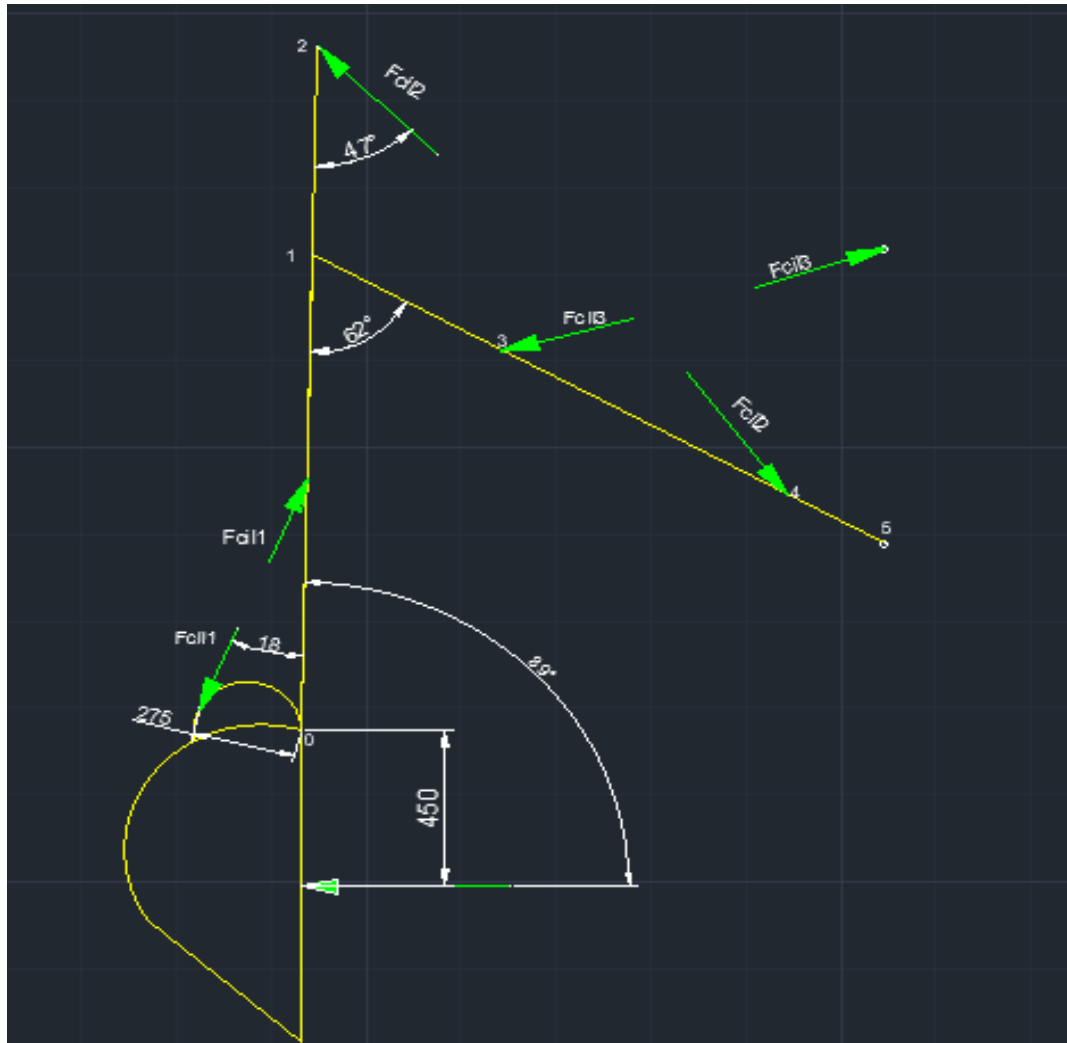


Fig. N°22: Fuerzas actuantes.

La fuerza del cilindro 1 se obtiene de lo siguiente:

$$\sum M_0 = 0$$

$$F_{exc} \cdot 0,45 - F_{cil1} \cdot 0,275 = 0$$

$$F_{cil1} = \frac{F_{exc} \cdot 0,45}{0,275} = 111245,4 \text{ N}$$



Para esbozar la geometría de la lanza se tiene en cuenta que existen aceros de diferente composición que ofrecen una amplia gama de resistencias tensionales pero que tienen valores similares de módulos elásticos. Por ende, se comienza con el objetivo de obtener un desplazamiento máximo (flecha máxima) de 5 mm, valor que se considera razonable y que no produce ningún inconveniente durante la rutina de trabajo.

Se utiliza el esquema de la figura de abajo para representar el estado de fuerzas anterior:

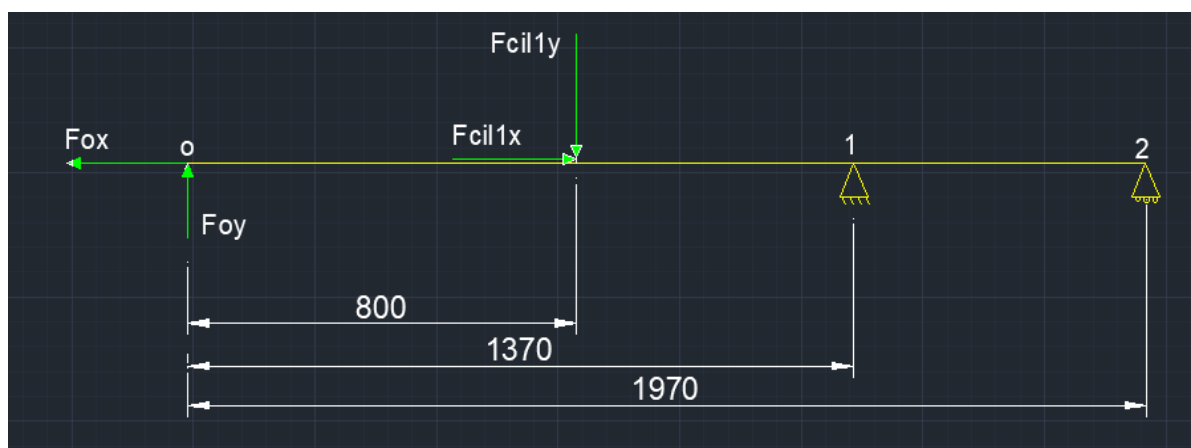


Fig. N°23: viga simplemente apoyada con voladizo.

Donde:

$$F_{ox} = F_{cil1} \cdot \cos 18^\circ = 105800.5 \text{ N}$$

$$F_{oy} = F_{exc} + F_{cil1} \cdot \sin 18^\circ = 102360 \text{ N}$$

$$F_{cily} = F_{cil1} \cdot \sin 18^\circ = 34376.6 \text{ N}$$

$$F_{cilx} = F_{cil1} \cdot \cos 18^\circ = 105800.3 \text{ N}$$

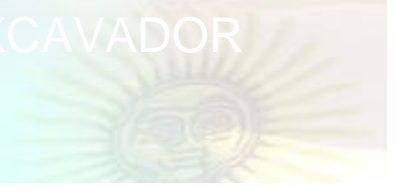
Por equilibrio de fuerzas y momentos:

$$\sum M_1 = 0$$

$$= F_{oy} \cdot 1.37 \text{ m} - F_{cil1y} \cdot 0.57 - F_{cil2} \cdot 0.6 = 0$$

$$F_{cil2} = \frac{F_{oy} \cdot 1.37 - F_{cil1y} \cdot 0.57}{0.6} =$$

$$F_{cil2y} = 201065.3 \text{ N}$$



$$F_{cil2x} = \frac{F_{cil2y}}{\tan 60^\circ} = 116085 \text{ N}$$

$$F_{cil2} = 232170.13 \text{ N}$$

\sum Fuerzas en y=0

$$-R_{1y} + F_{oy} - F_{cil1y} + F_{cil2y} = 0$$

$$R_{1y} = F_{oy} - F_{cil1y} + F_{cil2y}$$

$$R_{1y} = 269048.6 \text{ N}$$

\sum Fuerzas en x=0

$$-R_{1x} - F_{ox} + F_{cil1x} + F_{cil2x} = 0$$

$$R_{1x} = -F_{ox} + F_{cil1x} + F_{cil2x}$$

$$R_{1x} = 116085.06 \text{ N}$$

Diagrama de momentos

$$F_{oy} x - F_{cil1y} \cdot (x - 0.8) - F_{1y} \cdot (x - 1.37)$$

$$x=0 \quad M_0 = M_0 = 0 \text{ Ncm}$$

$$x=800\text{mm}=80 \text{ cm} \quad M_1 = F_{exc} \cdot 80 = 8\,188\,800 \text{ Ncm}$$

$$x=1370\text{mm}=137 \text{ cm} \quad M_2 = F_{exc} \cdot 137 - F_{cily} \cdot 53.7 = 12\,063\,850 \text{ Ncm}$$

$$x=1970\text{mm}=197 \text{ cm} \quad M_3 = F_{exc} \cdot 190 - F_{cily} \cdot 120 - R_{1y} \cdot 60 = 0$$

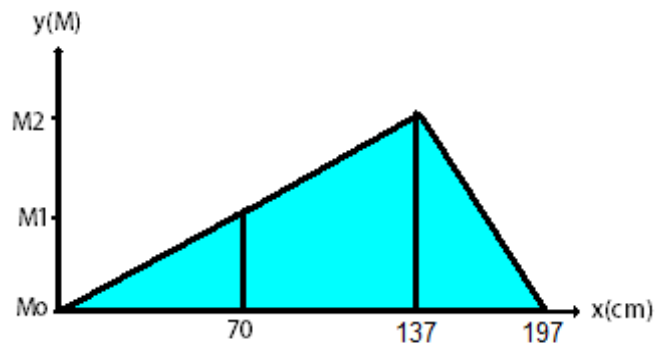


Fig. N° 24: Diagrama de momentos.



Variación longitudinal del momento de inercia

Se comienza con determinar el desplazamiento para una sección de alma llena con un límite de flecha máximo.

Para determinar la curva elástica o elástica, que es la deformada por flexión del eje longitudinal de una viga recta, se realiza la doble integral del diagrama de momentos mediante un método de integración gráfica. Para eso se establece una escala de momentos, una escala de longitud y una distancia focal en cada integración.

$$dy = \frac{1}{EI} \int \int (M) \cdot dx$$

Teniendo en cuenta que la tensión es el cociente entre el momento y el modulo resistente ($S = \frac{M}{W}$), en $x=137$ cm se encuentran las fibras más exigidas. El modulo resistente es $W = \frac{I}{h/2}$, o sea, el cociente del momento de inercia de la sección respecto del eje horizontal sobre la fibra más alejada de dicho eje.

Se plantea establecer una estrategia de las relaciones geométricas de la estructura de manera tal que se adapte a las exigencias generadas durante la excavación, sin excedentes ni faltantes.

Para obtener una variación del momento de inercia a lo largo de la longitud de la lanza se integra la curva que deriva entre el cociente entre el momento y el módulo de elasticidad por el momento de inercia $\frac{M}{EI}$ planteando una variación de la altura h .

En la siguiente figura se observa una sección de base b y altura h que se usa para deducir la variación de inercia.

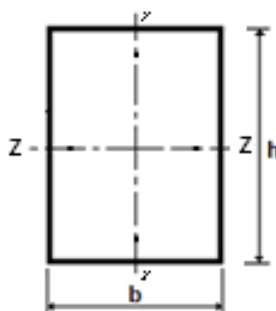


Fig. Nº 25: Vista de sección.



Se da un valor de 1 cm a la base y se establece una relación entre los valores de la altura de la sección a lo largo del eje x.

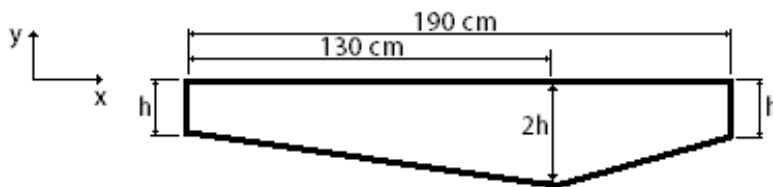


Fig. N° 26: Relación de altura a lo largo de la longitud.

Se propuso esta relación de la altura h de la sección porque se considera que genera una variación del momento de inercia con buena proporción.

La curva que se integra es el cociente M/EI , donde M es el momento, E el módulo de elasticidad del material e I es el momento de inercia de la sección. Se despeja h^3 de I.

Para $x=0$

$$I_0 = \frac{b \cdot h^3}{12}$$

$$h^3 \cdot Vd = \frac{M_0}{E \cdot I_0}$$

(Vd: valor para diagrama)

$$h^3 \cdot Vd = \frac{0 \text{ Ncm}}{20 \cdot 10^6 \cdot 1/12} = 0 \text{ cm}^{-1}$$

Para $x=50 \text{ cm}$.

$$h^3 \cdot Vd = \frac{7 \ 138 \ 150 \text{ Ncm}}{20 \cdot 10^6 \cdot 1/12} = 4,28289 \text{ cm}^{-1}$$

Para $x=80 \text{ cm}$.

$$h^3 \cdot Vd = \frac{8 \ 188 \ 881 \text{ Ncm}}{20 \cdot 10^6 \cdot 1/12} = 5,099 \text{ cm}^{-1}$$

Para $x=137 \text{ cm}$.

$$I_0 = \frac{b \cdot (1,3h)^3}{12}$$

$$h^3 \cdot Vd = \frac{12 \ 063 \ 850 \text{ Ncm}}{20 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{1,3^2}{12}\right)} = 2,86 \text{ cm}^{-1}$$



Para $x=140$ cm.

$$h^3 \cdot Vd = \frac{8730658 \text{ Ncm}}{20 \cdot 10^6 \cdot 0,513} = 0,513 \text{ cm}^{-1}$$

Para $x=150$ cm.

$$h^3 \cdot Vd = \frac{6984530 \text{ Ncm}}{20 \cdot 10^6 \cdot 0,386} = 0,9047 \text{ cm}^{-1}$$

Para $x=197$ cm.

$$h^3 \cdot Vd = \frac{0 \text{ Ncm}}{20 \cdot 10^6 \cdot 0,197} = 0 \text{ cm}^{-1}$$

Se usa una escala 1:1 en centímetros para las distancias en x , una escala 1:100 para los valores $h^3 \cdot Vd$ y para cada polo una distancia de 100 cm. La integración gráfica se muestra en la figura de abajo.

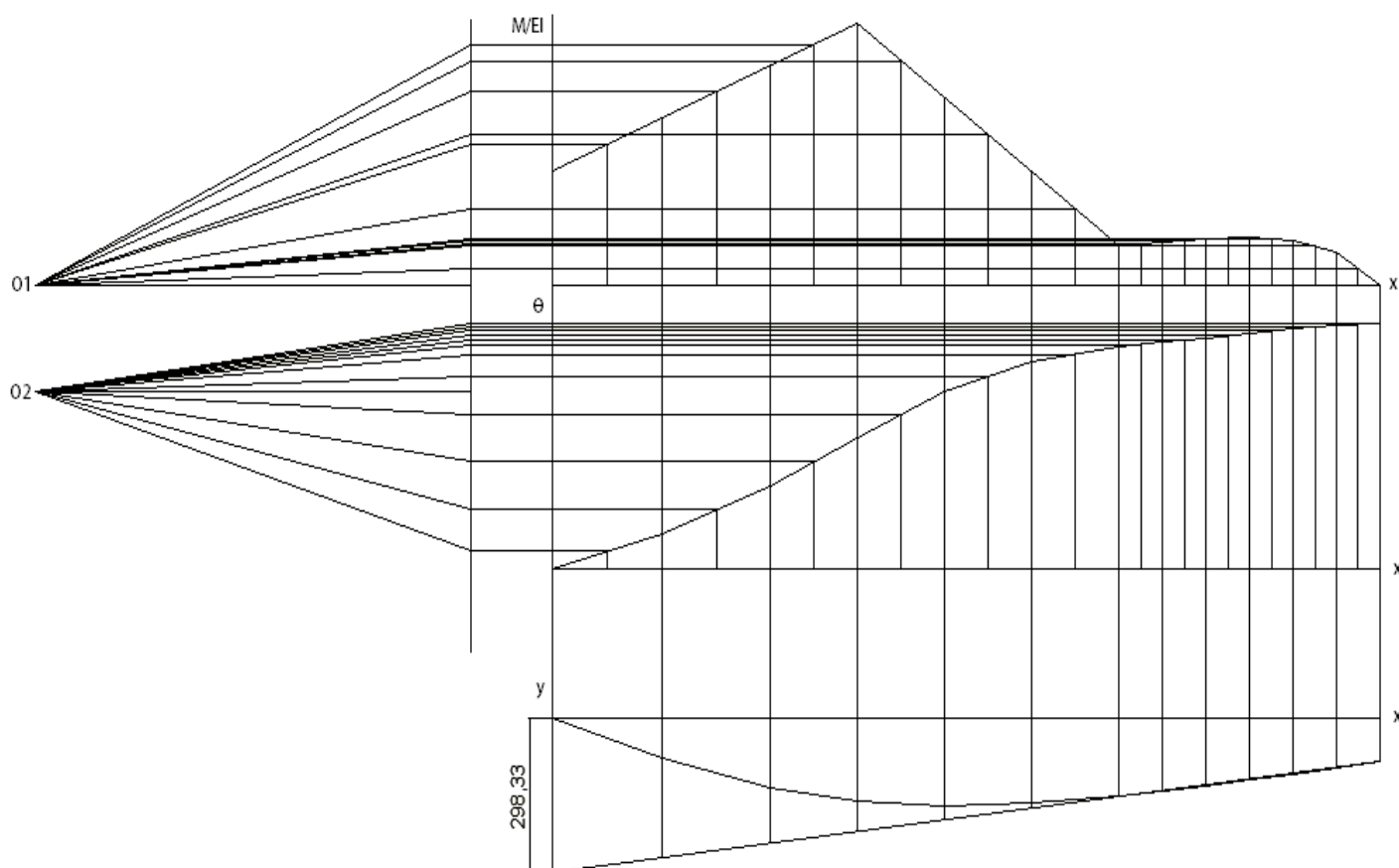


Fig. N° 27: Diagrama de M/EI , diagrama de desviaciones y curva elástica.



Se obtiene que el valor de $y_{\text{máx}}=298,33$ medido en la escala de la representación. Es decir, que el valor de la deformación se obtiene de la siguiente manera:

$$h^3 \cdot y_{\text{máx}} = \frac{298,33}{E \cdot I} \cdot (\text{Esc M}) \cdot (\text{Esc x}) \cdot (\text{Dis 0}) \cdot (\text{Dis 02})$$

Se estableció que $y_{\text{máx}}=0,5$ cm.

$$h = \sqrt[3]{\frac{298,33}{0,5} \cdot 100 \cdot 100 \cdot 0,01} =$$

$$h = 39,07 \text{ cm}$$

Entonces la curva de momentos de inercia a lo largo de la longitud en x es:

$$I_1 = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{1 \text{ cm} (39,07 \text{ cm})^3}{12} = 4969,91 \text{ cm}^4$$

$$I_2 = \frac{1 \text{ cm} (78,14 \text{ cm})^3}{12} = 39759,33 \text{ cm}^4$$

$$I_3 = 4969,91 \text{ cm}^4$$

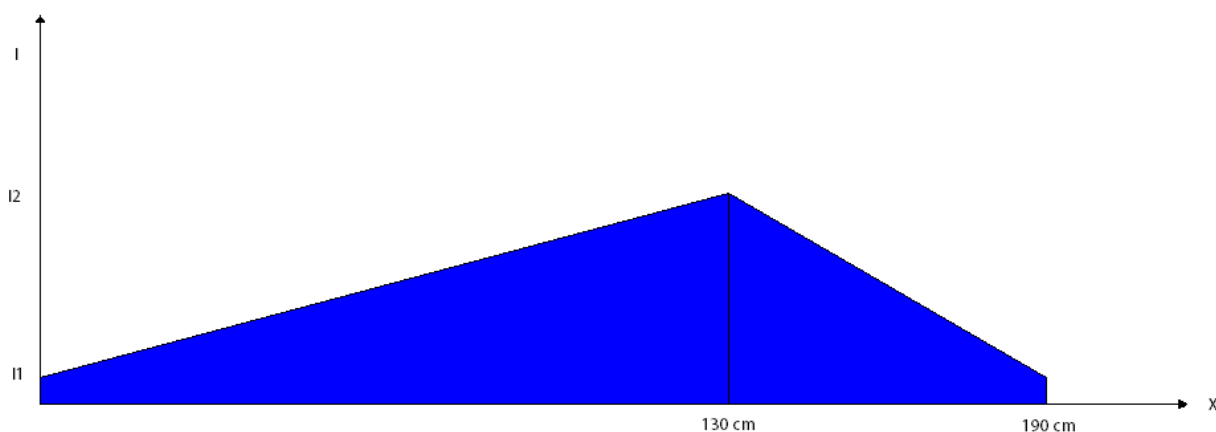


Fig. N°28: Momento de inercia de la sección según el punto x.

Determinación de la geometría

En vez de una sección de alma llena se utilizan chapas, que deben tener una geometría tal que alcance los valores de inercia del diagrama de la figura N°28. De esta manera el desplazamiento máximo se aproximará a los 5 mm.



La medida de la base se relaciona directamente con la distancia de las articulaciones que conectan la cuchara con la lanza. A su vez dicha distancia es la que determina la longitud del eje sobre el que actúa el cilindro hidráulico N° 1. Para evitar deformaciones excesivas o tener que usar un eje con un diámetro demasiado grande es conveniente que este eje no sea demasiado extenso.

También se debe tener en cuenta que la distancia de la base b de la sección de la lanza está ligada al valor de la base b de la sección del brazo.

Luego de probar combinaciones se utiliza un valor de 20 cm.

Desde $x=0$ hasta $x=130$ cm se debe obtener un $I=4969,91 \text{ cm}^4$.

Para calcular la variación del momento de inercia se usó eje $x-x$ (fig. N°15), pero para la sección que se usa en el diseño se calcula el momento de inercia respecto del eje $e-e$. Este eje se determina cuando se disponen las sujeciones de la viga, es decir, el eje $e-e$ es la línea que resulta de cruzar el plano definido por los cuatro agujeros de sujeción con la sección planteada.

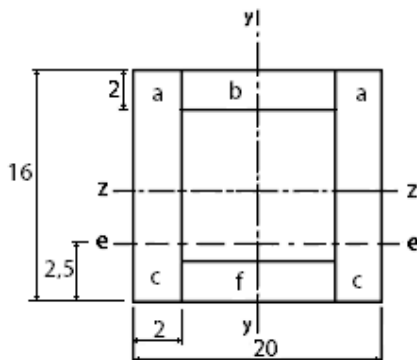


Fig. N° 29: Vista de sección (cm).

Se determina el momento de inercia para las áreas a, b, c y f respecto del eje $e-e$.

$$I_t = 2I_a + I_b + 2I_c + I_f$$

$$I_a = \frac{(16\text{cm}) \cdot (13,5\text{cm})^3}{12} + 2\text{cm} \cdot 13,5\text{cm} \cdot (6,75\text{cm})^2 =$$

$$I_a = 1640,2 \text{ cm}^4$$

$$I_b = \frac{(16\text{cm}) \cdot (2\text{cm})^3}{12} + 2\text{cm} \cdot 16\text{cm} \cdot (12,5\text{cm})^2 =$$



$$I_b = 5010,66 \text{ cm}^4$$

$$I_c = \frac{(2\text{cm}) \cdot (2,5\text{cm})^3}{12} + 2\text{cm} \cdot 2,5\text{cm} \cdot (1,25\text{cm})^2 =$$

$$I_c = 10,41 \text{ cm}^4$$

$$I_f = \frac{(16\text{cm}) \cdot (2\text{cm})^3}{12} + 16\text{cm} \cdot 2\text{cm} \cdot (1,5\text{cm})^2 =$$

$$I_f = 82,66 \text{ cm}^4$$

$$I_t = 8394,6 \text{ cm}^4$$

Existen dos agujeros que conectan con la cuchara y con el eslabón de articulación por eso $I_t > I_1$.

En $x = 137 \text{ cm}$ se usa una sección en c y se debe obtener un $I = 39760 \text{ cm}^4$. También debe tenerse en cuenta los agujeros de sujeción que reducen el momento de inercia.

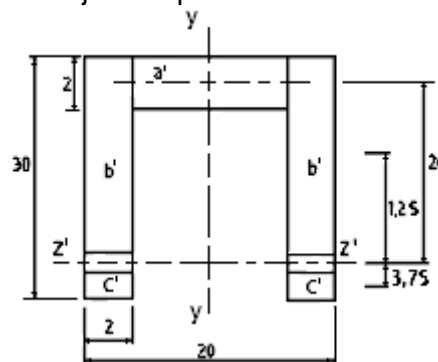


Fig. N° 30: Sección donde se produce el momento máximo.

$$I_t = 2I_b' + I_a' + 2I_c'$$

$$I_b' = \frac{(2\text{cm}) \cdot (22,5\text{cm})^3}{12} + 2\text{cm} \cdot 22,5\text{cm} \cdot (13,75\text{cm})^2 =$$

$$I_b' = 10406,25 \text{ cm}^4$$

$$I_a' = \frac{(16\text{cm}) \cdot (2\text{cm})^3}{12} + 2\text{cm} \cdot 16\text{cm} \cdot (24\text{cm})^2 =$$

$$I_a' = 18442,66 \text{ cm}^4$$

$$I_c' = \frac{(2\text{cm}) \cdot (2,5\text{cm})^3}{12} + 2\text{cm} \cdot 2,5\text{cm} \cdot (3,75\text{cm})^2 =$$



$$I_c' = 145,83 \text{ cm}^4$$

$$I_t = 39401 \text{ cm}^4$$

$$I_t \approx I_2$$

Material a utilizar y tensión

Se usa la ecuación de Navier para determinar el valor de la tensión generada por la flexión.

$$S = \frac{M_{\text{máx}}}{W_x}$$

$$x = 80 \text{ cm } I = 8395 \text{ cm}^4 \quad W_x = 599,6 \text{ cm}^3$$

$$S_2 = \frac{8188800 \text{ Ncm}}{599,6 \text{ cm}^3} = 142413,5 \text{ N/cm}^2$$

$$x = 137 \text{ cm } I = 39401 \text{ cm}^4 \quad W_x = 1459,3 \text{ cm}^3$$

$$S_3 = \frac{12542050 \text{ Ncm}}{1459,3 \text{ cm}^3} = 8594,56 \text{ N/cm}^2$$

Se elige el material de la chapa que se va a utilizar. Es necesario obtener una estructura esbelta, liviana y resistente. Es importante entonces que las utilidades de la chapa sean las correctas.

El material de la chapa a usar se denomina SSAB Domex 420MC, el cual es un acero de alta resistencia laminado en caliente para conformado en frío a 420 M.

Es un acero poco aleado de alta resistencia (HSLA) que presenta una calidad constante y excelentes propiedades de ingeniería.

Su análisis equilibrado y la estructura de grano fino producida mediante un laminado termo mecánico crea un acero con excelentes propiedades mecánicas y de conformado en frío.

Junto con la gran pureza del acero, estas propiedades permiten una repetitividad extraordinaria y unas características de plegabilidad y cortes excelentes, un acero que se puede soldar mediante todos los métodos habituales de soldadura.



Espesor	Limite de elasticidad R_{eh}	Tensión de rotura R_m (Mpa)	Elongación (min %)
1.8-3	420	480-620	20
30.1- 6	420	480-620	20
6.01- 20	420	480-620	20

Tabla N° 2: Propiedades mecánicas (se ensayan en sentido longitudinal.)

La tensión de fluencia, como vemos en la tabla, es $S_f=420$ MPa. La tensión de trabajo, que es la tensión de fluencia sobre el coeficiente de seguridad, es $S_t=S_f/2$.

$$S_t = \frac{420 \text{ MPa}}{2} = 210 \text{ Mpa}$$

El esfuerzo mayor que se debe verificar está la sección donde $x=70$ cm.

Si se tiene en cuenta también las fuerzas que actúan axialmente a la sección y que se combinan con la tensión generada por la flexión, la fórmula utilizada es la siguiente:

$$S = \frac{M_{\text{máx}}}{W_x} + \frac{F_{\text{máx ax}}}{\text{Área sección}} =$$

La flexión genera que las fibras superiores e inferiores al eje neutro se traccionen o se comprimen, dependiendo de cómo actúe el momento sobre la viga.

El valor de la fuerza axial sobre es de $R1x= 301833,4$ N y el esfuerzo que genera es de compresión. Este debe sumarse a las fibras comprimidas por flexión.

$$S_{137} = - \frac{12542050 \text{ Ncm}}{1459,3 \text{ cm}^3} - \frac{301833,4 \text{ N}}{128 \text{ cm}^2} = - 10952,64 \text{ N/cm}^2$$

El valor de la tensión S_{137} es menor a la de S_t (tensión de trabajo) del material usado ($S_t=21000 \text{ N/cm}^2$.)



2.4.2. Cálculo de brazo:

Según la posición de excavación usada se generan diferentes combinaciones de tensiones en el brazo. La figura N° 31 muestra la que se considera que más exige al brazo.



Fig. N° 31: Fuerzas actuantes, posición que se usa para calcular el brazo.

La fuerza del cilindro 2 se deduce por el equilibrio de momentos en el punto 3.

$$\sum M_o = 0$$

$$M_o = F_{c1} \cdot 275 - F_{exc} \cdot 450 = 0$$

$$F_{c1} = \frac{F_{exc} \cdot 450}{275} =$$

$$F_{c1} = 111245.4 \text{ N}$$

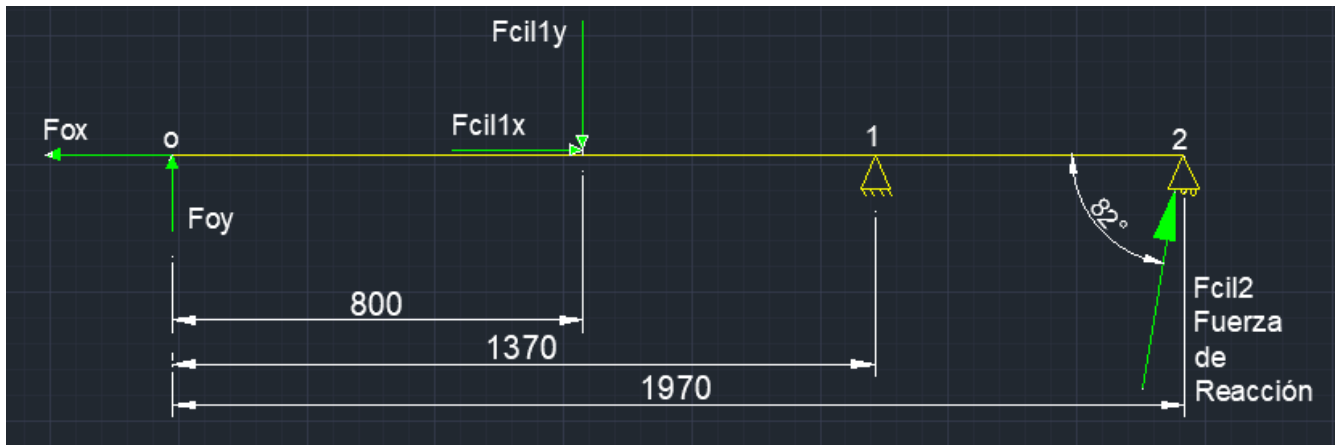


Fig. N° 32: Viga simplemente apoyada. Lanza. Esquema de fuerzas.

Donde:

$$Foy = Fcil1 \cdot \cos 18^\circ + Fexc \cdot \cos 39^\circ =$$

$$Foy = 102360 \text{ N}$$

$$Fox = Fcil1 \cdot \sin 18^\circ =$$

$$Fox = 105800.6 \text{ N}$$

Las reacciones se obtienen del equilibrio de fuerzas.

$$\sum M_1 = 0 =$$

$$= Foy \cdot 1.37 \text{ m} - Fcil1y \cdot 0.57 \text{ m} - Fcil2y \cdot 0.6 \text{ m} =$$

$$Fcil2y = \frac{Foy \cdot 1.37 - Fcil1y \cdot 0.57}{0.6} = 201064.13 \text{ N}$$

$$Fcil2x = \frac{Fcil2y}{\tan 82^\circ} = 28257.7 \text{ N}$$

$$Fcil2 = 203040 \text{ N}$$

$$\sum \text{Fuerzas en } x = 0$$

$$= -Fox + Fcil1x - R1x + Fcil2x =$$

$$R1x = 28257.7 \text{ N}$$



$$\sum \text{Fuerzas en } y=0$$

$$=F_{oy}-F_{cil1y}-R_{1y}+F_{cil2y}=$$

$$R_{1y}=269047.3 \text{ N}$$

$$R_1=\sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2}$$

$$R_1=270527.16 \text{ N}$$

$$\alpha=\text{Tan}^{-1}\left(\frac{209047}{28257}\right)=82^\circ 3'$$

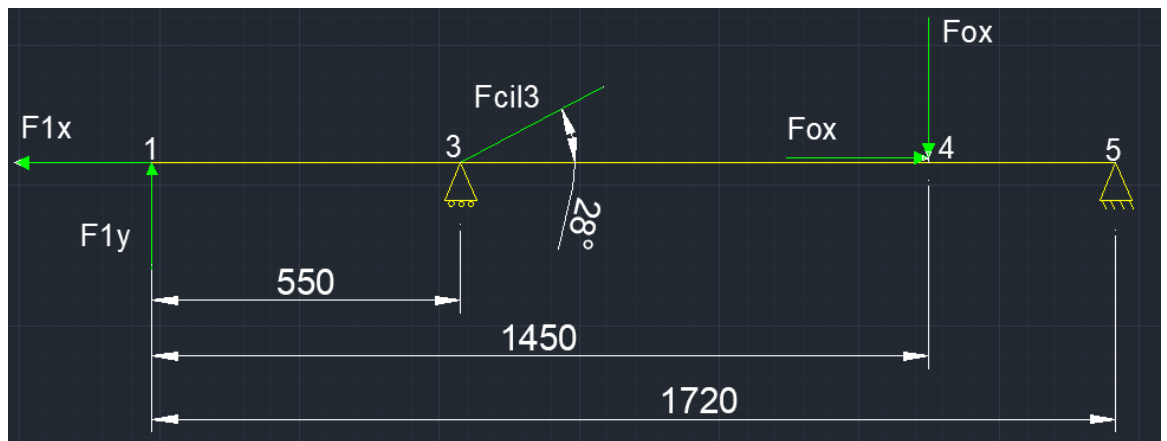


Fig. N° 33: Viga simplemente apoyada. Brazo.

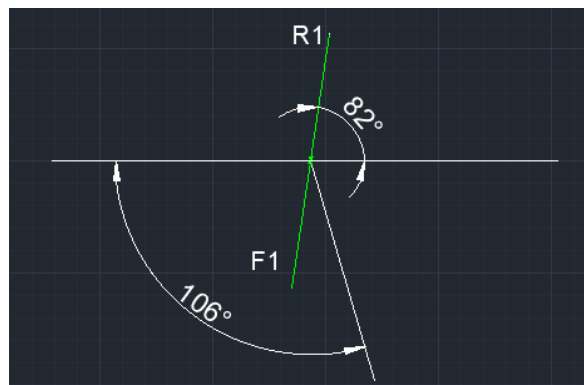
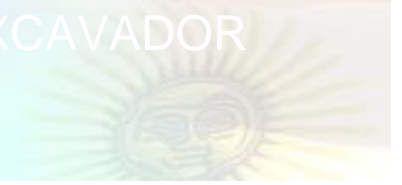


Fig. N°34: Esquema de fuerzas.

Donde:

$$R_1=F_1=270527.16 \text{ N}$$



$$F1x=F1.\text{Sen}22^\circ=$$

$$F1x=101341.2 \text{ N}$$

$$F1y=F1.\text{Cos}22^\circ=$$

$$F1y=250828.2 \text{ N}$$

$$Fcil2=203040$$

$$Fcil2x=Fcil2.\text{Cos}24^\circ=$$

$$Fcil2x=185486.2 \text{ N}$$

$$Fcil2y=Fcil2.\text{Sen}24^\circ=$$

$$Fcil2y=82583.8 \text{ N}$$

Entonces:

$$\sum M5=0$$

$$=F1y.1.72-Fcil3y.1.17-Fcil2y0.27=0$$

$$Fcil3y=\frac{F1y.1.72-Fcil2y.0.27}{1.17}=$$

$$Fcil3y=349681 \text{ N}$$

$$Fcil3x=\frac{Fcil3y}{\text{Tan } 28^\circ}=$$

$$Fcil3x=657654.31 \text{ N}$$

$$Fcil3=\sqrt{Fcil3y^2 + Fcil3x^2}=$$

$$Fcil3=744839.5 \text{ N}$$

Diagrama de momentos

$$M=F1y. x - Fcil3y (x-55 \text{ cm}) -Fcil2y.(x-145 \text{ cm})$$

$$x=0 \quad M_0=0 \text{ Ncm}$$

$$x=55 \text{ cm} \quad M_1= 13795.5 \text{ Ncm}$$



$x=145 \text{ cm}$ $M_2=36\ 055\ 347.1 \text{ Ncm}$

$x=172 \text{ cm}$ $M_3=0$

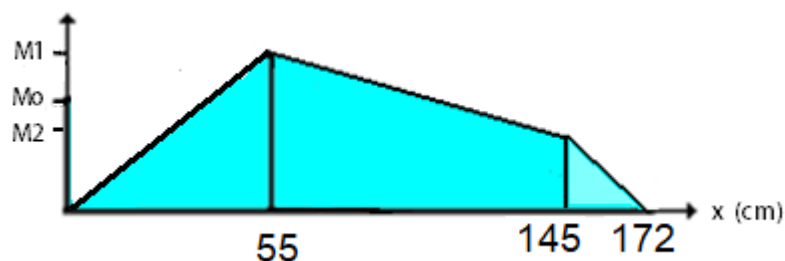


Fig. N° 35: Diagrama de momentos.

Variación longitudinal del momento de inercia

Se usa un procedimiento análogo al utilizado en la lanza.

En la siguiente figura se observa una sección de base b y altura h que se usa para deducir la variación de inercia.

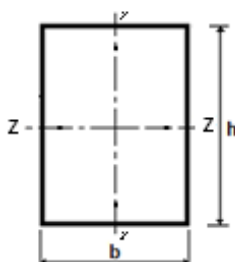


Fig. N° 36: Vista de sección.

Se da un valor de 1 cm a la base y se establece una relación entre los valores de la altura de la sección a lo largo del eje x .

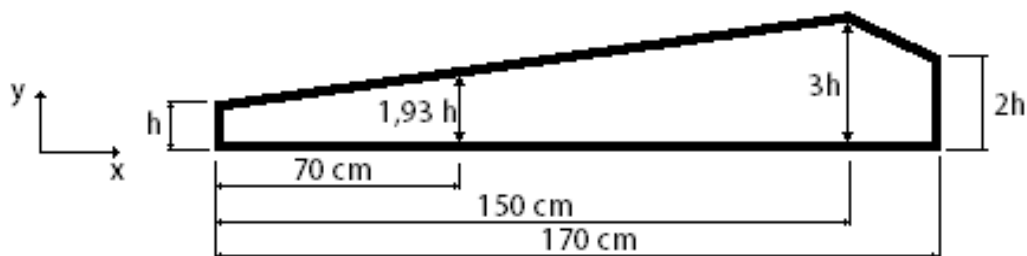


Fig. N° 37: Relación de altura a lo largo de la longitud.

Se propuso esta relación de altura h de la sección porque se considera que genera una variación del momento de inercia con buena proporción.



La curva que se integra es el cociente M/EI , donde M es el momento, E el módulo de elasticidad del material e I es el momento de inercia de la sección. Se despeja h^3 de I .

Para $x=0$

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12}$$

$$h^3 \cdot Vd = \frac{M_0}{E \cdot I_0} \quad (\text{Vd: valor para diagrama})$$

$$h^3 \cdot Vd = \frac{0 \text{ Ncm}}{20 \cdot 10^6 \left(\frac{N}{\text{cm}^2}\right) \cdot 1/12} = 0 \text{ cm}^{-1}$$

Para $x=55 \text{ cm}$.

$$h^3 \cdot Vd = \frac{13795.5 \text{ Ncm}}{20 \cdot 10^6 \cdot 1/12} = 1,258 \text{ cm}^{-1}$$

Para $x=145 \text{ cm}$.

$$h^3 \cdot Vd = \frac{36 \ 055 \ 347 \text{ Ncm}}{20 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{1,3^2}{12}\right)} = 0,0866 \text{ cm}^{-1}$$

Para $x=172 \text{ cm}$.

$$h^3 \cdot Vd = \frac{0 \text{ Ncm}}{20 \cdot 10^6 \cdot 1,3} = 0 \text{ cm}^{-1}$$

Se usa una escala 1:1 en centímetros para las distancias en x , una escala 1:100 para los valores $h^3 \cdot Vd$ y para cada polo una distancia de 100 cm. La integración gráfica se muestra en la figura de abajo.

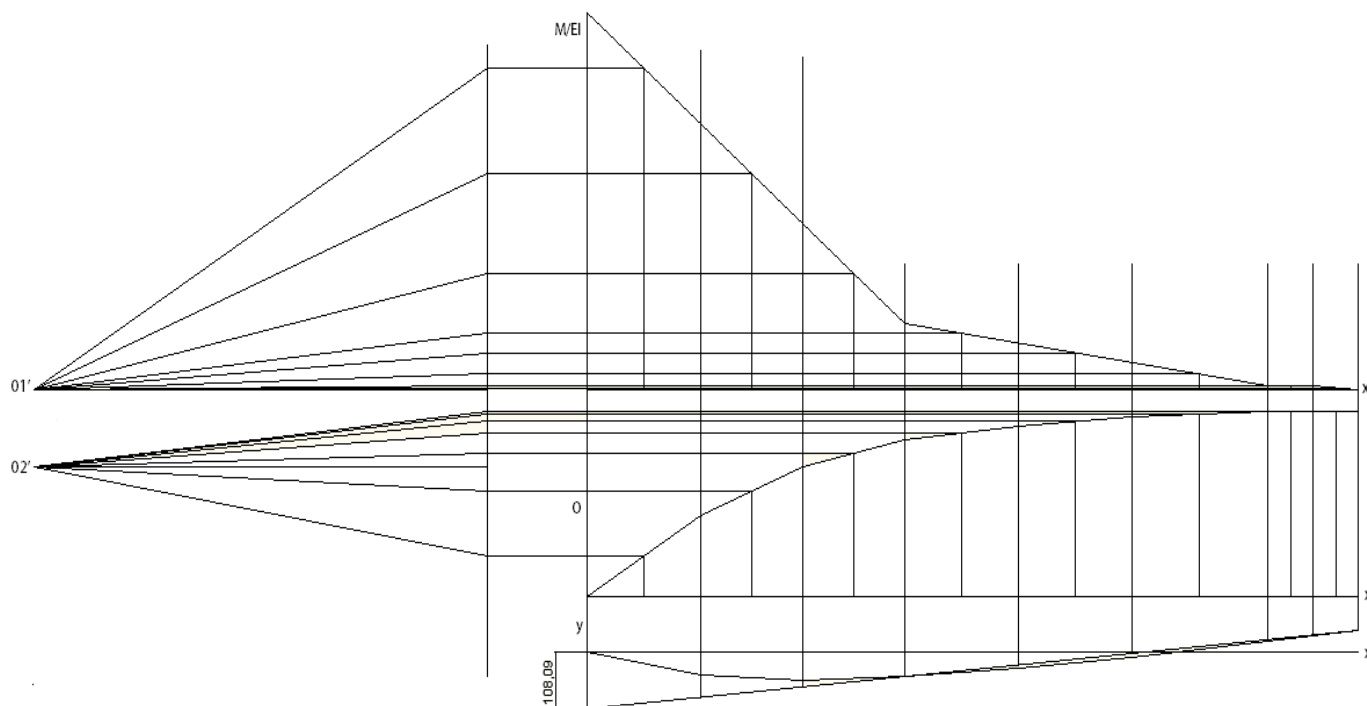


Fig. N° 38: Diagrama de momentos, diagrama desviaciones y curva elástica.

Se obtiene que el valor de y máximo, medido en la escala de la representación, es 109,09. Es decir, que el valor de la deformación se obtiene de la siguiente manera:

$$h^3 y_{\text{máx}} = \frac{108,09}{E.I} \cdot (\text{Esc M}) \cdot (\text{Esc x}) \cdot (\text{Dis 0}) \cdot (\text{Dis 02})$$

$$h^3 y_{\text{máx}} = \frac{108,09}{E.I} \cdot 1000$$

Se establece $y_{\text{máx}} = 4,25 \text{ mm}$ ($L/400$) como valor de flecha admisible y el módulo de elasticidad del acero es $E = 21 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$. Entonces se tiene que:

$$h = \sqrt[3]{\frac{108,09}{0,425} \cdot 0,01 \cdot 100^2} =$$

$$h = 31,37 \text{ cm}$$

De este valor se obtiene que:

$$I_1' = \frac{h^3}{12} = 2572,55 \text{ cm}^4$$



$$I_2' = 69458,6 \text{ cm}^4$$

$$I_3' = 20580 \text{ cm}^4$$

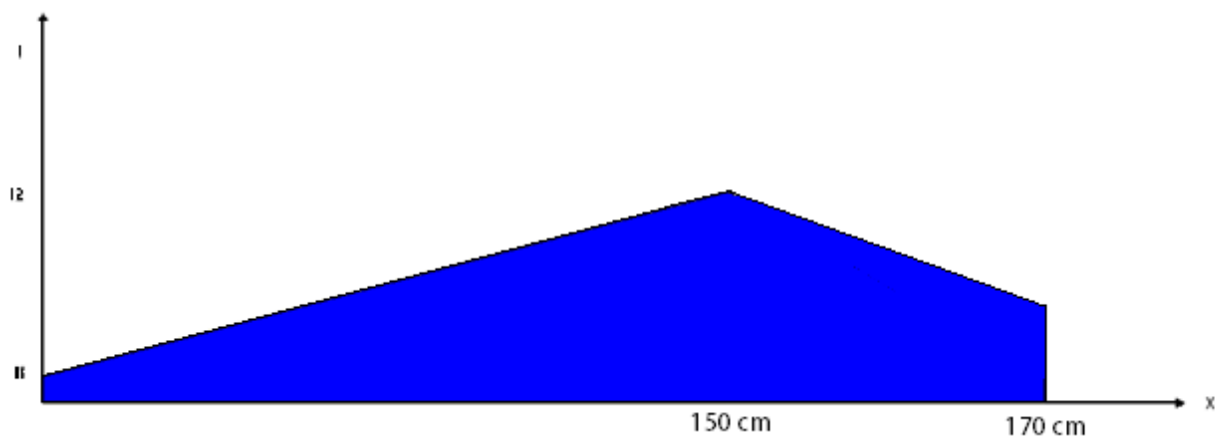


Fig. N° 39: Variación del momento de inercia.

Determinación de la geometría

La medida de la base del brazo se relaciona con la base de la sección de la lanza. Por ello el valor de b del brazo es 16 cm.

Existe un agujero que conecta el brazo con la lanza, por eso $I_t > I_1'$.

En $x=55$ el momento de inercia debe ser igual o superior a $I=4965 \text{ cm}^4$.

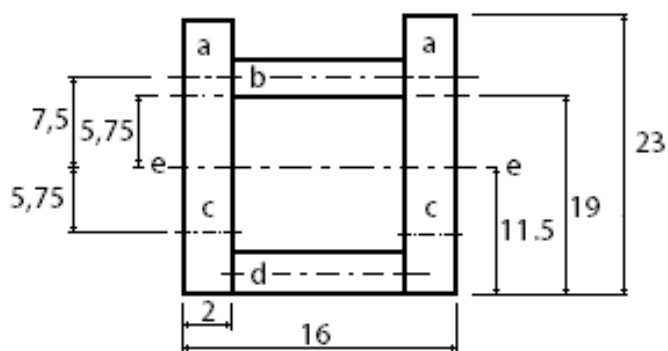


Fig. N° 41: Vista de sección (cm).

Se calcula el momento de inercia para las áreas a,b,c y d respecto del eje e-e.

$$I_{t70} = 2I_a + I_b + 2I_c + I_d$$

$$I_a = \frac{(2\text{cm}) \cdot (11.5\text{cm})^3}{12} + 2\text{cm} \cdot 11.5\text{cm} \cdot (5.75\text{cm})^2 =$$



$$I_a = 1013,91 \text{ cm}^4$$

$$I_b = \frac{(12\text{cm}) \cdot (2\text{cm})^3}{12} + 2\text{cm} \cdot 12\text{cm} \cdot (7,5 \text{ cm})^2 =$$

$$I_b = 1358 \text{ cm}^4$$

$$I_c = \frac{(2\text{cm}) \cdot (11,5)^3}{12} + 2\text{cm} \cdot 11,5\text{cm} \cdot (5,75\text{cm})^2 =$$

$$I_c = 1013,91 \text{ cm}^4$$

$$I_d = \frac{(12\text{cm}) \cdot (2\text{cm})^3}{12} + 12\text{cm} \cdot 2\text{cm} \cdot (10,5\text{cm})^2 =$$

$$I_d = 2654 \text{ cm}^4$$

$$I_{t70} = 8067,65 \text{ cm}^4$$

El valor obtenido del momento de inercia es mayor al requerido ($I_{t70} > I$).

En $x=145$ el momento de inercia debe ser igual o superior a $I_2' = 69458 \text{ cm}^4$.

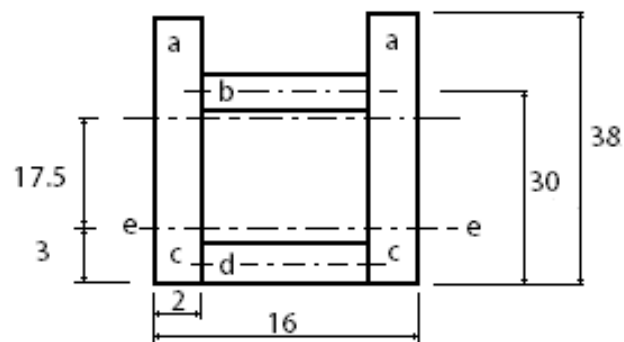


Fig. N° 42: Vista de sección.

Se determina el momento de inercia para las áreas a,b,c y d respecto del eje e-e.

$$I_{t150} = 2I_a + I_b + 2I_c + I_d$$

$$I_a = \frac{(2\text{cm}) \cdot (35\text{cm})^3}{12} + 2\text{cm} \cdot 35\text{cm} \cdot (1,57 \text{ cm})^2 =$$

$$I_a = 28586,3 \text{ cm}^4$$



$$I_b = \frac{(12\text{cm}) \cdot (2\text{cm})^3}{12} + 2\text{cm} \cdot 12\text{cm} \cdot (27\text{cm})^2 =$$

$$I_b = 17504 \text{ cm}^4$$

$$I_c = \frac{(2\text{cm}) \cdot (3\text{cm})^3}{12} + 2\text{cm} \cdot 8\text{cm} \cdot (1.5\text{cm})^2 =$$

$$I_c = 22.5 \text{ cm}^4$$

$$I_d = \frac{(12\text{cm}) \cdot (2\text{cm})^3}{12} + 12\text{cm} \cdot 2\text{cm} \cdot (1\text{cm})^2 =$$

$$I_d = 32 \text{ cm}^4$$

$$I_{t150} = 74725.1 \text{ cm}^4$$

Existe un agujero que conecta el brazo con el soporte giratorio, por eso $I_{t150} > I_2'$. En el capítulo 5 se utilizan los elementos finitos para verificar la geometría planteada en este capítulo.

Material y tensión

Se usa la ecuación de Navier para determinar el valor de la tensión generada por la flexión.

$$S = \frac{M_{\text{máx}}}{W_x}$$

Para calcular el modulo resistente se divide el momento de inercia sobre la distancia de la fibra más alejada del eje e-e tomado como referencia.

$$\text{Para } x=55 \text{ cm } M=13\,795\,540 \text{ Ncm } I=8063,65 \text{ cm}^4 \quad W_x = \frac{8063,65}{11} = 733,06 \text{ cm}^3:$$

$$S_2' = \frac{13\,795\,540 \text{ Ncm}}{733,06 \text{ cm}^3} = 18820,65 \text{ N/cm}^2$$

$$\text{Para } x=145 \text{ cm } M=36\,055\,347 \text{ Ncm } I=74725 \text{ cm}^4 \quad W_x = \frac{74725}{35 \text{ cm}} = 2135 \text{ cm}^3:$$

$$S_3' = \frac{36\,055\,347 \text{ Ncm}}{2135 \text{ cm}^3} = 16887,75 \text{ N/cm}^2$$

El material de la chapa a usar se denomina SSAB Domex 420MC, el cual es un acero de alta resistencia laminado en caliente para conformado en frío a 420 M.



La tensión de trabajo es:

$$St = \frac{420 \text{ MPa}}{2} = 210 \text{ Mpa} = 21\,000 \text{ N/cm}^2$$

Se verifica la tensión en $x=145$ cm teniendo en cuenta las fuerzas que actúan axialmente a la sección y que se combinan con la tensión generada por la flexión. La fórmula utilizada es la siguiente:

$$S = \frac{M_{\text{máx}}}{W_x} + \frac{F_{\text{máx ax}}}{\text{Área sección}} =$$

Donde:

$$M_{\text{máx}} = 36\,055\,347 \text{ Ncm}$$

$$W_x = \frac{74725}{35 \text{ cm}} = 2135 \text{ cm}^3:$$

$$F_{\text{max Ax}} = R_x = F_{\text{cil}2x} - F_{\text{exc}x} = 271296,3 \text{ N}$$

$$A = 168 \text{ cm}^2$$

La flexión genera que las fibras superiores e inferiores al eje neutro se traccionen o se comprimen, dependiendo de cómo actúe el momento sobre la viga. En la sección donde el momento es máximo, la fuerza que trabaja de forma axial a la sección es un esfuerzo que comprime las fibras, es decir, que esto modifica el eje neutro y en este caso, la fibra más alejada tiene un esfuerzo combinado de compresión. Este posee un valor de:

$$S_{145} = - \frac{36\,055\,347.1 \text{ Ncm}}{2135 \text{ cm}^3} - \frac{271296,3 \text{ N}}{168 \text{ cm}^2} = 18502.6 \text{ N/cm}^2$$

Como se ve S_{145} es un poco mayor a la tensión de trabajo del material seleccionado ($St=21\,000 \text{ N/cm}^2$).



2.4. Calculo de estabilizadores.

Los pies estabilizadores, además de ser el soporte de la mesa de la retroexcavadora, tienen como objetivo mantener alineado el movimiento de corte en un plano ortogonal al plano del suelo.

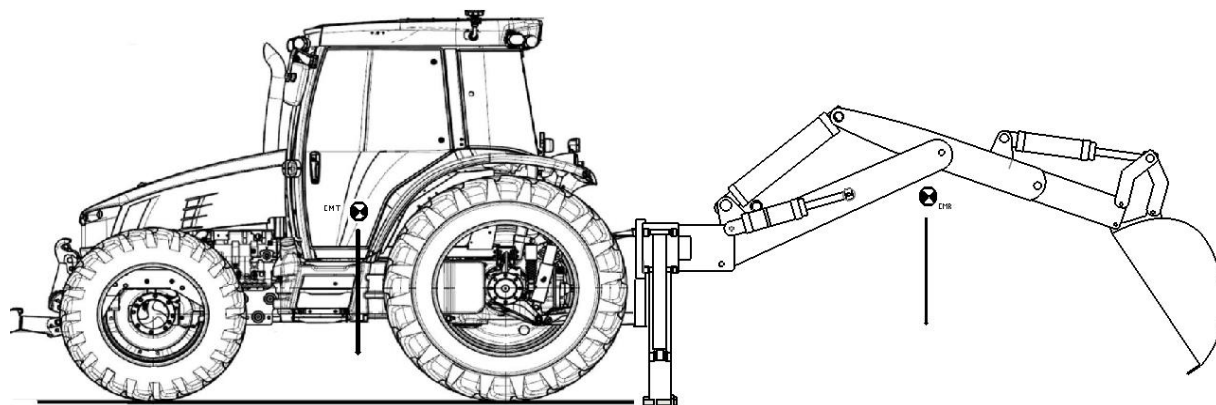


Fig. N°41: Tractor y retroexcavadora.

El brazo retroexcavador utiliza como soporte al tractor. El peso de un tractor agrícola estándar es de 5 tn, y el peso total del brazo es de 905 kg. Cuando se procede a excavar, el momento generado es contrario al momento del centro de masa y por esto, este no tiende a volcar la base de la retroexcavadora.

Para el cálculo se establece que los pies estabilizadores deben soportar el peso del tractor, el peso propio de la excavadora y el peso de una persona.

Se debe tener en cuenta que para extraer material la excavadora realiza un giro. Desestimando los efectos inerciales, se establece como una manera de obtener la dimensión que un pie estabilizador sea capaz de soportar el peso completo de la retroexcavadora, el peso de una persona y la mitad del peso del tractor.

Para decidir en qué posición se exige más al pie excavador se hizo un cálculo preliminar para los cilindros estabilizadores totalmente extendidos y para los cilindros semi-extendidos. Se obtuvo que la posición de mayor exigencia es aquella en que la dirección del pie estabilizador está más alejada del cilindro hidráulico colocado en el mismo.

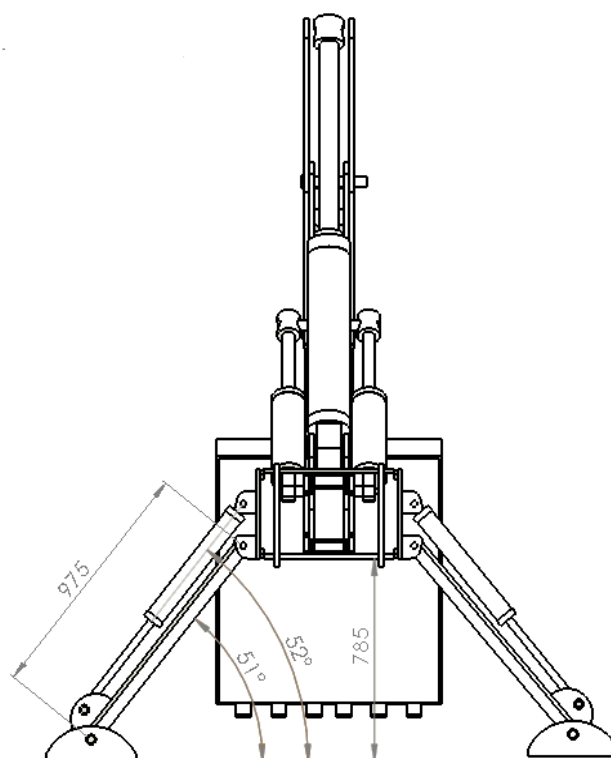


Fig. N° 42: Longitud de los pies, altura de trabajo y ángulos.

Para trasladar el efecto de una fuerza a un punto (el 0 en la figura de arriba) se debe tener en cuenta el valor de la fuerza y el momento que genera respecto de ese punto. Como se considera que el tractor sostiene a la base, y teniendo en cuenta la tercera ley de Newton, en el punto 1 se tiene la mitad del peso del tractor más las otras fuerzas que se establecieron debe soportar un pie estabilizador.

$$W_t = P_t + W_p = 5000 + 120 =$$

$$W_t = 5120 \text{ kgf}$$

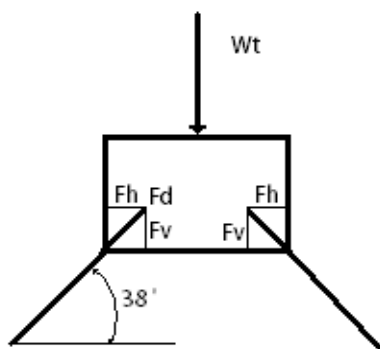


Fig. N°43.



El objetivo es deducir el valor de la fuerza en dirección axial del pie estabilizador F_d . La fuerza F_v es igual a la mitad de W_t más el peso del brazo excavador, es decir, $F_v=2560+905=3465$ Kgf y F_h se obtiene por composición de fuerzas.

$$\text{sen } 38^\circ = \frac{F_v}{F_d}$$

$$F_d = \frac{F_v}{\text{sen } 38^\circ} = 5628,09 \text{ kgf} = 55211,6 \text{ N}$$

Para determinar la sección necesaria se determina el momento de inercia necesario para evitar el pandeo.

$$F_{\text{pandeo}} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_p^2 \cdot S}$$

Donde:

- El modulo del acero $E=20.5 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$.
- El momento de inercia de una sección rectangular es $I = \frac{b \cdot h^3}{12}$.
- El factor de seguridad $S=5$.
- La longitud de pandeo se define según los vínculos. Se establece que $L_p=2L$.

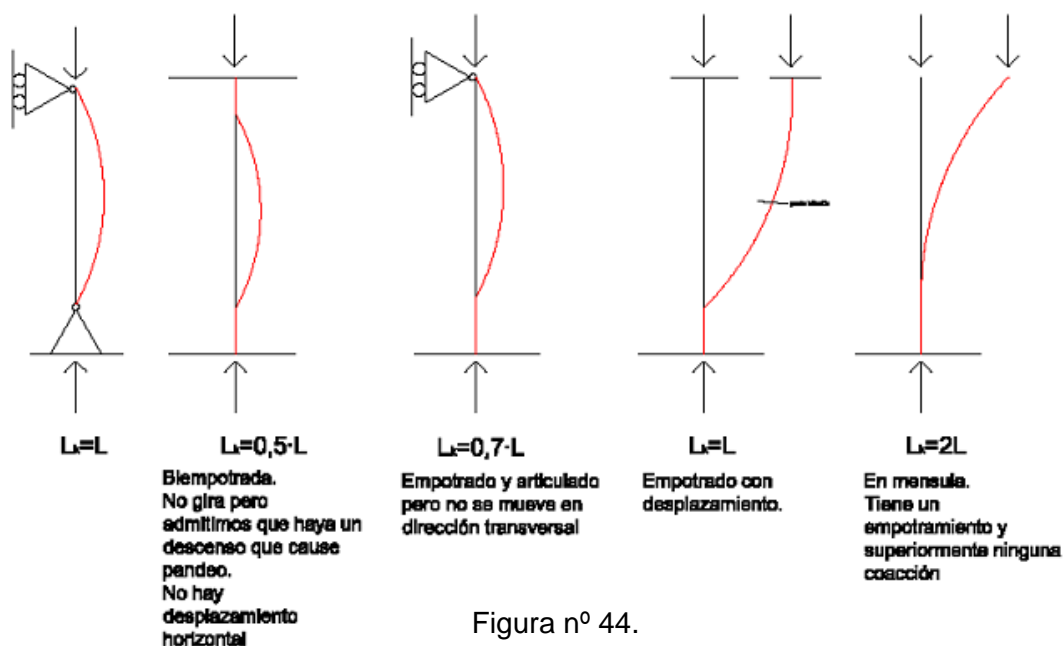
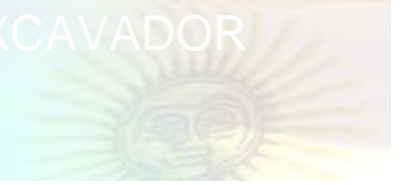


Figura nº 44.



Entonces:

$$I = \frac{F_p L_p^2 S}{\pi^2 E}$$

Si utilizamos un L=97,5 cm, L_p= 195 cm.

$$I = \frac{55211,6 N (195 cm)^2 \cdot 4}{\pi^2 \cdot 20,5 \times 10^6 \frac{N}{cm^2}} = 41,5 cm^4$$

Se elige un perfil UPN 120 que tiene las siguientes dimensiones:

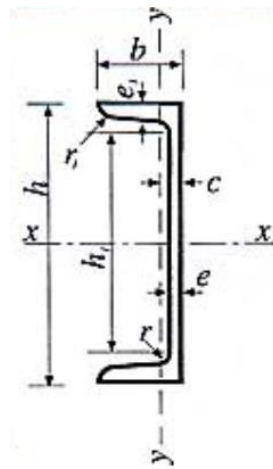


Fig. N° 45.

- h=120 mm.
- b=55 mm.
- e=7.0 mm.
- e1=r=9 mm.
- r1=4,5 mm.
- h1=82 mm.
- A=17 cm².
- I_{xx}=364 cm⁴.
- I_{yy}= 43,2 cm⁴.

Área de la sección.

El eje y-y es el que posee menor momento de inercia pero que es mayor al necesario para evitar el pandeo.



En cuanto a la tensión, se usa un acero SSAB Domex 240 YB, que tiene una tensión última que va de 360 a 460 Mpa y una tensión de fluencia de 240 Mpa.

La tensión de trabajo es $S_t = 120 \text{ Mpa} = 12000 \text{ N/cm}^2$

En cuanto al esfuerzo de compresión generado en el pie se obtiene que la tensión es:

$S = \frac{55211,6 \text{ N}}{17 \text{ cm}^2} = 3247,75 \text{ N/cm}^2$. Valor que es bastante menor que la tensión máxima de trabajo.



CAPITULO 3

Ejes y complementos.

3.1. Cálculo de ejes

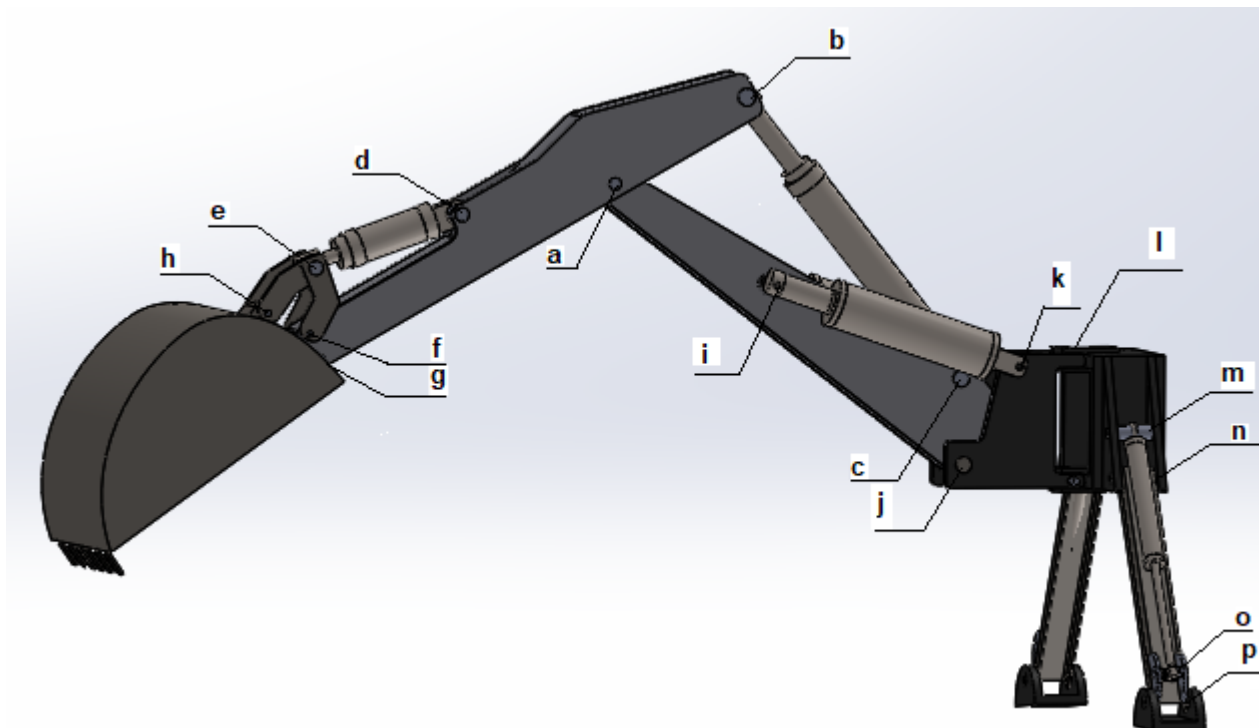


Fig. N°46: Brazo Excavador. Ubicación de ejes.

3.1.a. Eje unión brazo-lanza

Para determinar el diámetro necesario se analiza el esfuerzo de corte y el esfuerzo de flexión que debe resistir el eje.

Las fuerzas que se usan en el cálculo son las correspondientes a las reacciones en el punto 2 de la posición usada para el diseño de la lanza. (ver 2.3.2; figura N°23):

Reacciones:

$$R_{2y}=239366,95 \text{ N}$$

$$R_{2x}=120687 \text{ N}$$

$$R_{tl}=\sqrt{R_x l^2 + R_y l^2}=268069 \text{ N}$$



Entonces:

$$\tau = \frac{F_{cb}}{A_r}$$

Representando τ la tensión de corte

admisibles.

Se usa como material los cilindros Hardox 400. La tensión de fluencia del mismo es:

$$S_y = 100\,000 \text{ N/cm}^2$$

La tensión de corte es $\tau = 0,6 S_y$.

$$\tau = 60\,000 \text{ N/cm}^2$$

Si tenemos que el área es:

$$A_r = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

El diámetro se obtiene con la siguiente ecuación:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot \text{Fuerza sobre el eje}}{\pi \cdot \text{Resistencia al corte}}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 2\,680\,69 \text{ N}}{\pi \cdot 60\,000 \text{ N/cm}^2}}$$

$$D = 2,38 \text{ cm}$$

Se verifica las tensiones que se producen en el eje debido a la flexión.

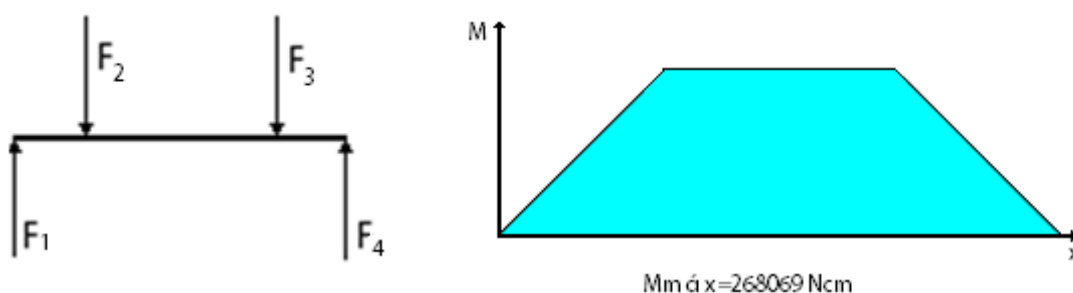


Fig. N° 47: Viga bi-apoyada y diagrama de momentos.

$$F_1 = F_4 = R_{tl}/2$$

$$F_2 = F_3 = F_1 = F_4$$

Diagrama de momentos (Ver fig. N°47)



$$F1.x-F2.(x-2)-F3.(x-16)$$

$$x=0 \quad M=0$$

$$x=2 \text{ cm} \quad M=F1.x=268069 \text{ Ncm}$$

$$x=16 \text{ cm} \quad M=F1.16-F2.14=268069 \text{ Ncm}$$

$$x=18 \text{ cm} \quad M=0$$

Para una sección circular el momento resistente es $W=\frac{\pi.D^3}{32}$.

La tensión de fluencia del acero Hardox 400 es $S_y=100\,000 \text{ N/cm}^2$, que dividido por el coeficiente de seguridad ($N=2$) nos da la tensión de trabajo $St=50\,000 \text{ N/cm}^2$.

Por la ecuación de Navier para la flexión se tiene que:

$$S=\frac{M}{W} \quad W=\frac{M_{\text{máx}}}{St}$$

$$W=\frac{268069 \text{ Ncm}}{50000 \text{ N/cm}^2}=5,36 \text{ cm}^3$$

Entonces el diámetro se obtiene de lo siguiente:

$$D=\sqrt[3]{\frac{32.W}{\pi}}$$

$$D=\sqrt[3]{\frac{32 \cdot 5,36 \text{ cm}^3}{\pi}}=3,79 \text{ cm}$$

Se usa para el **eje unión brazo-lanza** un diámetro de **38 mm**.

3.1.b.- 3.1.3.c. Ejes que resisten la fuerza del cilindro hidráulico 2.

Se usa una viga simplemente apoyada con la carga en el medio para ambos ejes.

Para el eje de la posición b de la figura 46 que se ubica en la lanza se tiene el siguiente esquema:

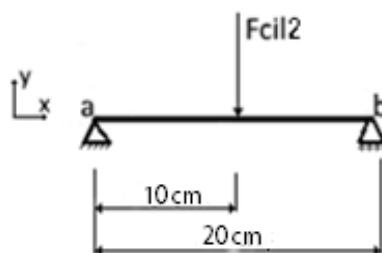


Fig.48: Viga simplemente apoyada, eje posición b.

Se usa como material, el acero Hardox 400. La tensión de fluencia en el material es $S_y=1000$ Mpa.

$$S_t = S_y / 2$$

$$S_t = 500 \text{ Mpa}$$

Tensión de trabajo

$$F_{cil2} = 232\,803,3 \text{ N}$$

Las reacciones en a y b son:

$$R_a = R_b = F_{cil2} / 2 = 116\,401,65 \text{ N}$$

$$M_{max} = R_a \cdot 10 \text{ cm} = 1\,164\,016,5 \text{ Ncm}$$

Por Navier tenemos que $S_t = \frac{M_{max}}{W}$ siendo $W = \frac{\pi \cdot D^3}{32}$.

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M}{\pi \cdot S_t}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1\,164\,016,5 \text{ Ncm}}{\pi \cdot 50\,000 \text{ N/cm}^2}} =$$

$$D = 6,18 \text{ cm} = 61,8 \text{ mm}$$

Se usa **D=62 mm** para el eje de la **posición b**.

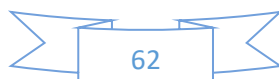
Se plantea verificar la flecha no supere los 0.16 mm (1 % del diámetro) cuando actúa la fuerza máxima del cilindro hidráulico. La fórmula utilizada según la teoría es:

$$Y_{max} = -\frac{P \cdot L^3}{48 E I}$$

Siendo P la carga a las que se somete una viga simplemente apoyada y L su longitud.

Tenemos que:

$$P = 232\,803,3 \text{ N}$$





$$L=20 \text{ cm}=200 \text{ mm}$$

$$I=\frac{\pi r^4}{4}=\frac{\pi (3,1\text{cm})^4}{4}=72,53 \text{ cm}^4$$

$$y_{\text{máx}}=\frac{232803 \text{ N} \cdot (16 \text{ cm})^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^7 \cdot 72,53 \text{ cm}^4}=0,013 \text{ cm}$$

$$Y_{\text{máx}}=0.013 \text{ cm}$$

Este valor es menor al 1% de la longitud.

Para el otro eje sobre el que trabaja el cilindro 2 (eje posición c) se tiene una longitud menor y, por lo tanto, menor flexión. Este se encuentra ubicado en el brazo.

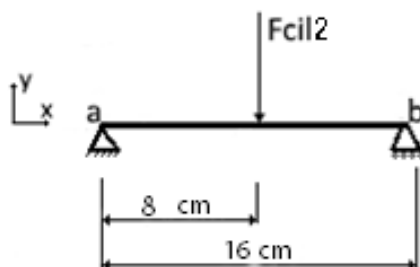


Fig. N° 49: Viga simplemente apoyada, eje posición c.

Las reacciones en a y b son:

$$R_a=R_b=F_{\text{cil}2}/2=116401,65 \text{ N}$$

$$M_{\text{max}}=R_a \cdot 8 \text{ cm}=931213,2 \text{ Ncm}$$

Por Navier tenemos que $St=\frac{M_{\text{max}}}{W}$ siendo $W=\frac{\pi \cdot D^3}{32}$.

$$D=\sqrt[3]{\frac{32 \cdot M}{\pi \cdot St}}=\sqrt[3]{\frac{32 \cdot 931213,2 \text{ Ncm}}{\pi \cdot 50000 \text{ N/cm}^2}}$$

Hardox 400

$$D=5,74 \text{ cm}=57,4 \text{ mm}$$

Se usa un diámetro **D=57,5 mm para el eje de la posición c.**

Se plantea verificar la flecha no supere los 0.76 mm (1 % del diámetro) cuando actúa la fuerza máxima del cilindro hidráulico. La fórmula utilizada según la teoría es:

$$P=116401 \text{ N}$$



$$L=16 \text{ cm}=160 \text{ mm}$$

$$I=\frac{\pi r^4}{4}=\frac{\pi (2,9 \text{ cm})^4}{4}=55,55 \text{ cm}^4$$

$$y_{\text{máx}}=\frac{232802 \text{ N} \cdot (16 \text{ cm})^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^7 \cdot 55,55 \text{ cm}^4}=0,017 \text{ cm}$$

$$y_{\text{máx}}=0.017 \text{ cm}$$

Este valor es menor al 1% de la longitud.

3.1.d.- 3.1.e. Ejes sobre los que actúa la fuerza del cilindro hidráulico 1.

En este caso, el eje de la ubicación d, se usa una viga simplemente apoyada como modelo. La carga estará en el centro y será igual a la fuerza máxima del cilindro hidráulico. Este eje se encuentra ubicado sobre la lanza.

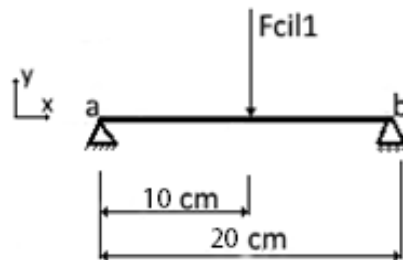


Fig. N°50: Viga simplemente apoyada.

La tensión de fluencia del acero Hardox 400 es $S_y=100\,000 \text{ N/cm}^2$, que dividido por el coeficiente de seguridad ($N=2$) nos da la tensión de trabajo $St=50\,000 \text{ N/cm}^2$.

$$F_{cil1}=122192,2 \text{ N}$$

$$R_a=R_b=F_{cil1}/2=61096 \text{ N}$$

$$M_{\text{max}}=R_a \cdot 10 \text{ cm}=610960 \text{ Ncm}$$

Por Navier tenemos que $St=\frac{M_{\text{max}}}{W}$ siendo $W=\frac{\pi \cdot D^3}{32}$.

$$D=\sqrt[3]{\frac{32 \cdot M}{\pi \cdot St}}=\sqrt[3]{\frac{32 \cdot 610960 \text{ Ncm}}{\pi \cdot 50000 \text{ N/cm}^2}}$$

$$D=4,99 \text{ cm}=49,9 \text{ mm}$$

Se usa **D= 50 mm** para el **eje de la posición d**.



Se plantea verificar la flecha no supere los 0.5 mm (1 % del diámetro) cuando actúa la fuerza máxima del cilindro hidráulico. La fórmula utilizada según la teoría es:

$$Y_{\max} = -\frac{P.L^3}{48 E I}$$

Siendo P la carga a las que se somete una viga simplemente apoyada y L su longitud.

Tenemos que:

$$P = 122\,192 \text{ N}$$

$$L = 20 \text{ cm} = 200 \text{ mm}$$

$$I = \frac{\pi r^4}{4} = \frac{\pi (2,5 \text{ cm})^4}{4} = 30,67 \text{ cm}^4$$

$$y_{\max} = \frac{122192 \text{ N} \cdot (20 \text{ cm})^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^7 \cdot 30,67 \text{ cm}^4} = 0,031 \text{ cm}$$

$$Y_{\max} = 0,031 \text{ cm}$$

Este valor es menor al 1% de la longitud.

Se utiliza un procedimiento análogo para el eje e. Este se encuentra ubicado sobre la unión entre las articulaciones que unen la cuchara con la lanza.

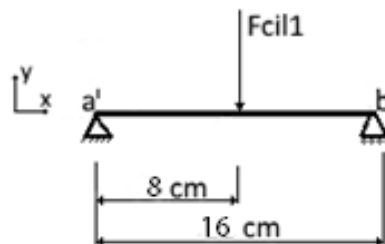


Fig. N°51: Viga simplemente apoyada.

$$F_{cil1} = 122192,2 \text{ N}$$

$$R_a = R_b = F_{cil1}/2 = 61096 \text{ N}$$

$$M_{\max} = R_a \cdot 8 \text{ cm} = 488768 \text{ Ncm}$$

Por Navier tenemos que $St = \frac{M_{\max}}{W}$ siendo $W = \frac{\pi \cdot D^3}{32}$.



$$D = \sqrt[3]{\frac{32.M}{\pi.St}} = \sqrt[3]{\frac{32.488768 Ncm}{\pi.50000 N/cm^2}}$$

$$D = 4,63 \text{ cm} = 46,3 \text{ mm}$$

Se usa $D = 48 \text{ mm}$ para el eje de la posición e.

Se plantea verificar la flecha no supere los 0.48 mm (1 % del diámetro) cuando actúa la fuerza máxima del cilindro hidráulico. La fórmula utilizada según la teoría es:

$$Y_{\max} = -\frac{P.L^3}{48 E I}$$

Siendo P la carga a las que se somete una viga simplemente apoyada y L su longitud.

Tenemos que:

$$P = 122\,192 \text{ N}$$

$$L = 16 \text{ cm} = 160 \text{ mm}$$

$$I = \frac{\pi r^4}{4} = \frac{\pi (2,4 \text{ cm})^4}{4} = 26,06 \text{ cm}^4$$

$$y_{\max} = \frac{122192 \text{ N} \cdot (16 \text{ cm})^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^7 \cdot 26,06 \text{ cm}^4} = 0,019 \text{ cm}$$

$$Y_{\max} = 0,019 \text{ cm}$$

Este valor es menor al 1% de la longitud.

3.1.f.-3.1. g.-3.1. h. Ejes conexión cuchara-lanza y articulación-lanza

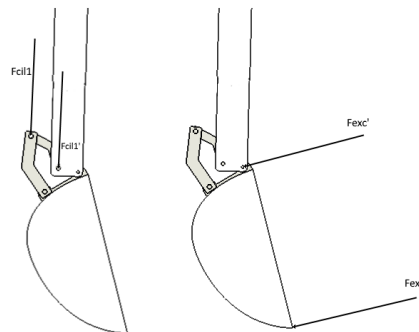


Fig. N° 52: Fuerzas que actúan sobre los ejes de conexión.



El esfuerzo que debe resistir cada uno de estos ejes es la fuerza del cilindro hidráulico N°1, $F_{cil1}=122192,2$ N. Por tanto, el diámetro con que se debe construir cada uno es un valor igual al del eje e.

Se usa $D= 48$ mm para los ejes de las posiciones f, g y h.

3.1.i.-3.1.k Ejes donde actúan los cilindros hidráulicos principales.

Se tienen dos cilindros que trabajan a cada lado del brazo. Se los verifica al esfuerzo de corte.

$$\tau = \frac{F_{cb}}{A_r} =$$

Se usan los cilindros Hardox 400 como material. La tensión de fluencia del mismo es:

$$S_y = 100\,000 \text{ N/cm}^2$$

La tensión de trabajo es $S_t = S_y/2$.

$$S_t = 50\,000 \text{ N/cm}^2$$

La tensión de corte es $\tau = 0,6 s_y$.

$$\tau = 60\,000 \text{ N/cm}^2$$

Se usa una viga empotrada como modelo, como se observa en la siguiente figura:

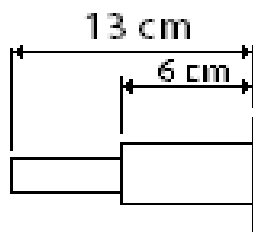


Fig. N° 53: Viga empotrada.

$$F_{cil3} = 354\,079 \text{ N}$$

$$M_{\text{máx}} = F_{cild} \cdot 9,5 \text{ cm} =$$

$$M_{\text{máx}} = 3\,363\,750,5 \text{ N cm}$$

$$S_t = \frac{M}{W}$$



$$W = \frac{\pi \cdot D^3}{32} =$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 M}{\pi \cdot S_t}} =$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 3363750 \text{ N cm}}{\pi \cdot 50000 \text{ N/cm}^2}} = 8,81 \text{ cm}$$

Se usa D=8,9 cm para el diámetro mayor. Para el diámetro menor se deduce cual es el diámetro mínimo a usar. Se analiza este al esfuerzo de corte.

$$\tau = 60000 \text{ N/cm}^2.$$

Cilindros Hardox 400.

$$A_r = \frac{\pi D^2}{4} =$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 354079 \text{ N}}{\pi \cdot 60000 \text{ N/cm}^2}} =$$

$$D = 2,75 \text{ cm} = 27,5 \text{ mm}.$$

3.1.j. Eje unión brazo-soporte giratorio

Se usa un análisis análogo al anterior y las fuerzas usadas en este caso son las reacciones obtenidas en el punto 2.3.3. para el brazo.

$$R_{5x} = 178005 \text{ N}$$

$$R_{5y} = 161740 \text{ N}$$

$$R_{t5} = \sqrt{R_{5x}^2 + R_{5y}^2} =$$

$$R_{t5} = 240511,14 \text{ N}$$

Entonces:

$$T = \frac{F_{cb}}{A_r} =$$

El acero que se usa es el AISI 2340 (e) OQT 1000(538°C), que tiene las siguientes características:

$$S_u = 94489,92 \text{ N/cm}^2$$

$$S_y = 82766,97 \text{ N/cm}^2$$



$$\tau=0,6 \text{ sy}$$

$$\tau=49660,2 \text{ N/cm}^2$$

El diámetro se obtiene con la siguiente ecuación:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 240511,15 \text{ N}}{\pi \cdot 49660,2 \text{ N/cm}^2}} = 2,47 \text{ cm}$$

$$D=25 \text{ mm}$$

Se usa un eje con un **diámetro de 25 mm** para el **eje de la posición j**.

3.1.I. Ejes unión soporte giratorio-mesa.

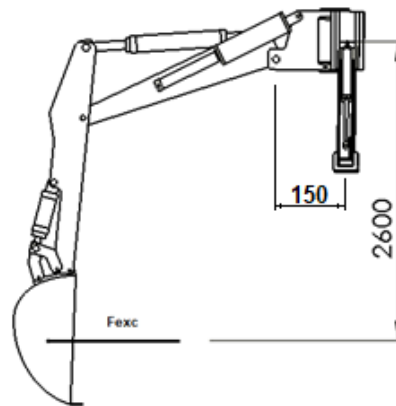


Fig. N°54: Momento que deben resistir los ejes que unen la mesa con el soporte giratorio.

Entonces se tiene que:

$$M_f = M_p$$

$$F_{exc} \cdot 2,6 \text{ m} - F_{se} \cdot 0,15 \text{ m} = 0$$

$$F_{se} = \frac{F_{exc} \cdot 2,6}{0,15}$$

$$F_{se} = 1178372 \text{ N}$$

$$F_{sce} = 589186 \text{ N}$$

El acero que se usa es el AISI 2340 (e) OQT 1000(538°C), que tiene las siguientes características:



$$S_u = 94489,92 \text{ N/cm}^2$$

$$S_y = 82766,97 \text{ N/cm}^2$$

$$S_t = S_y/2 = 41383,48 \text{ N/cm}^2$$

$$A = \frac{\pi D^2}{4} =$$

$$S_t = \frac{F_{sce}}{\frac{\pi D^2}{4}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{sce}}{\pi \cdot S_t}} =$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 589186 \text{ N}}{\pi \cdot 41383,48}} =$$

$$D = 4,257 \text{ cm}$$

También deben resistir el corte provocado por la fuerza de excavación. Debido a que son dos ejes, la fuerza se reparte entre cada uno.

$$F_{csce} = F_{exc}/2 = 33991,5 \text{ N}$$

El diámetro se obtiene con la siguiente ecuación:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 33991,5 \text{ N}}{\pi \cdot 49660,2 \text{ N/cm}^2}} = \text{cm}$$

$$D = 0,93 \text{ cm}$$

Se usa para los ejes unión soporte giratorio-mesa un diámetro de 4,3 cm.

3.2.1. Ejes dispuestos sobre los pies estabilizadores.

En la figura de abajo vemos que la fuerza diagonal con la que se dimensionaron los pies estabilizadores es equilibrada por una fuerza de reacción. El vínculo del apoyo m tiene una fuerza de reacción en dirección de y' , por lo que la fuerza componente en x' debe ser equilibrada por la fuerza del cilindro.

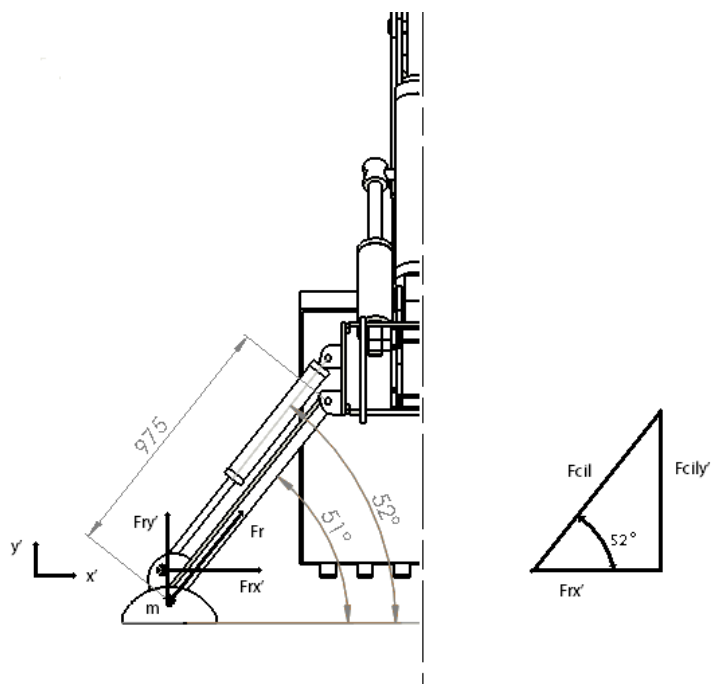


Fig. N°55: Fuerzas de reacción generadas por el cilindro estabilizador.

$$F_t = 55211,6 \text{ N}$$

$$F_{rx'} = F_d \cdot \cos(51^\circ) = 34745,8 \text{ N}$$

$$F_{ry'} = F_d \cdot \sin(51^\circ) = 42907,5 \text{ N}$$

Por trigonometría se tiene que:

$$\cos(52^\circ) = \frac{F_{rx'}}{F_{cil}} =$$

$$F_{cil} = \frac{F_{rx'}}{\cos(52^\circ)} = \frac{34745,8 \text{ N}}{\cos(52^\circ)} =$$

$$F_{cil} = 54\,436,53 \text{ N}$$

La fuerza que aplica cada cilindro es $F_{cil} = 54\,436,53 \text{ N}$.

Se verifican al esfuerzo de corte los ejes de la posición m y la posición o.

$$\tau = \frac{F_{cb}}{A_r} =$$

$$\tau = 60\,000 \text{ N/cm}^2.$$

Cilindros Hardox 400.



$$Ar = \frac{\pi D^2}{4}$$

Se reemplaza en la ecuación de la resistencia al esfuerzo de corte y se despeja el diámetro.

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 51536,53 \text{ N}}{\pi \cdot 60000 \text{ N/cm}^2}}$$

Se usa para **los ejes de las posiciones n y p** un diámetro **D=1,05 cm**.

Para los ejes de las posiciones m y o la fuerza que se aplica es Ft=55211,6 N.

$$\tau = \frac{Fcb}{Ar}$$

$$\tau = 60\,000 \text{ N/cm}^2.$$

Cilindros Hardox 400.

$$Ar = \frac{\pi D^2}{4}$$

Se reemplaza en la ecuación de la resistencia al esfuerzo de corte y se despeja el diámetro.

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 55211,6 \text{ N}}{\pi \cdot 60000 \text{ N/cm}^2}}$$

$$D = 1,08 \text{ cm} = 10,8 \text{ mm}.$$

Se usa para los ejes de las **posiciones m y o** un diámetro igual a **D=1,25 cm**.

3.2.2. Ejes sobre los que trabajan los cilindros direccionales.

Son 4 ejes que usan este diseño. La fuerza máxima que aplican los cilindros que se utiliza es la deducida en el ítem 5.1.4. del capítulo 5.

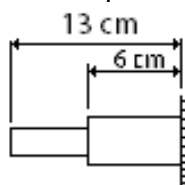


Fig. N° 56: Viga empotrada.

$$F_{cild} = 1532 \text{ N}$$

$$M_{\text{máx}} = F_{cild} \cdot 9,5 \text{ cm} =$$



$$M_{\max} = 14554 \text{ N cm}$$

Se usa un Acero AISI C1020 Laminado Simple. La tensión de fluencia es $S_y = 3374 \text{ Kg/cm}^2 = 33099 \text{ N/cm}^2$ y la tensión de trabajo $St = S_y/2 = 16549,5 \text{ N/cm}^2$.

$$St = \frac{M}{W}$$

$$W = \frac{\pi \cdot D^3}{32}$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 M}{\pi \cdot St}}$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 14554 \text{ N cm}}{\pi \cdot 16549,5 \text{ N/cm}^2}} = 2,07 \text{ cm}$$

Se usa $D = 2,25 \text{ cm}$ para el diámetro mayor. Para el diámetro menor se deduce cual es el diámetro mínimo a usar. Se analiza este al esfuerzo de corte.

$$\tau = \frac{Fcb}{Ar}$$

$$S_y = 3374 \text{ Kg/cm}^2 = 33099 \text{ N/cm}^2$$

$$\tau = 0.6 \cdot S_y$$

$$\tau = 19860 \text{ N/cm}^2$$

AISI C1020 Laminado Simple.

$$Ar = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 1532 \text{ N}}{\pi \cdot 19860 \text{ N/cm}^2}}$$

$$D = 0,31 \text{ cm} = 3,1 \text{ mm}$$

3.2.3. Ejes salientes soldados sobre el soporte giratorio y sobre el brazo.

En total son 4 elementos a soldar para que trabajen los dos cilindros. Estos se proyectan con toda su sección soldada. La tensión de corte de trabajo generada por el cilindro hidráulico sobre cada eje debe ser igual o menor que el 40 por ciento de la tensión del material con el que se suelda la pieza.

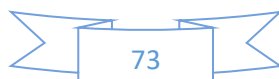
$$T_{\text{trab}} \leq 0.4 S_{\text{mat}}$$

Entonces el esfuerzo de corte de trabajo es:

$$\tau = \frac{4 \cdot 112283}{73^2 \cdot \pi} = 43,55 \text{ MPa}$$

Para $F_{\text{cil}} = 112283 \text{ N}$ y un diámetro de 73 mm .

$$\tau_{\text{trab}} = \frac{\tau}{0.4} = 108,9 \text{ Mpa}$$





Los electrodos que se utilizan en las soldaduras tiene características que varían en forma considerable de acuerdo al uso que se le va a dar. Estos se identifican con el siguiente código:

Exxxx

Contando desde la izquierda:

- Primera y segunda X: Resistencia última en kPsi
- Tercera X: Posición de la soldadura:

1 toda posición, 2 horizontal plana, 4 toda posición y vertical descendente.

- Cuarta X: otras variables técnicas, por ejemplo, la corriente a utilizar, penetración, escoria, contenido de polvo de Fe.

El electrodo necesario es el E601 que posee una resistencia ultima de 62 Kpsi (427 Mpa) y una resistencia a la fluencia de 50 kpsi (345 Mpa).

Como tensión de corte del material de aporte se tiene que es igual al 50 por ciento de la tensión de fluencia del mismo, $t_{mat}=0,5 S_f$.

$t_{mat}=172,5 \text{ Mpa}$ Esfuerzo de corte admisible del material.

La tensión de trabajo T_{trab} calculada es 108,9 Mpa valor que es menor al esfuerzo de corte admisible del material de aporte de la soldadura; $T_{trab} \leq t_{mat}$.

Se usa un electrodo E601 para soldar los 4 elementos de conexión.



CAPITULO 4

MÉTODO DE CÁLCULO POR ELEMENTOS FINITOS

Se utiliza el módulo de estudio estático del Solidwork Simulation para analizar las diferentes geometrías que componen a la retroexcavadora.

4.1. Verificación de lanza. Tensiones, desplazamientos y soldaduras.

Para realizar el estudio se introducen los datos que necesita el programa para analizar el diseño. Los valores y disposiciones de fuerzas son los planteados en el cálculo de lanza en el inciso 2.3.2.

Las áreas de sujeción son las correspondientes a los 4 agujeros de los puntos 1 y 2 de la figura 55. Las direcciones restringidas en estos agujeros son tal que permiten el giro en el eje de conexión lanza-brazo. Las sujeciones reemplazan la relación que tiene la lanza con el cilindro hidráulico N°2 y con el brazo.

Se aplica una carga puntual que reemplaza a la cuchara y a las articulaciones usadas para la conexión. El punto de aplicación está en el centro de masa de la geometría de la cuchara.

El material de las chapas es Domex 420.

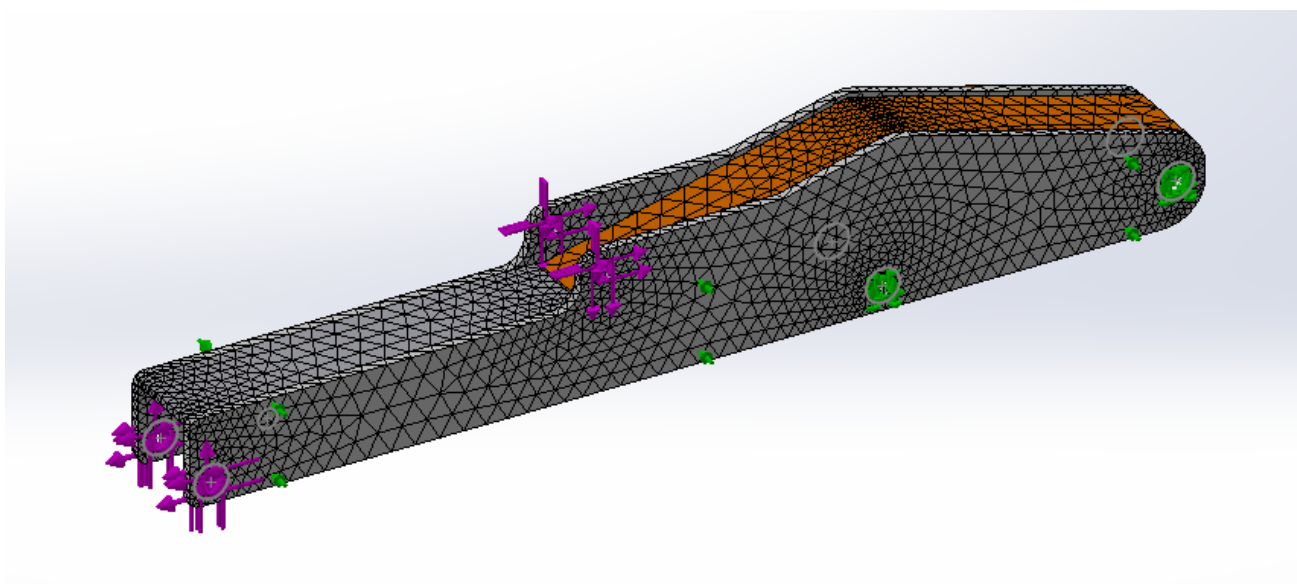


Fig. N°57. Mallado, cargas, sujeciones, cascaras.



Para expresar como están unidas las chapas se las usa como cascaras y se usa el módulo de soldadura. Las cascaras se aplican a piezas en donde el espesor es de menor orden respecto de las otras dos dimensiones que definen una pieza.

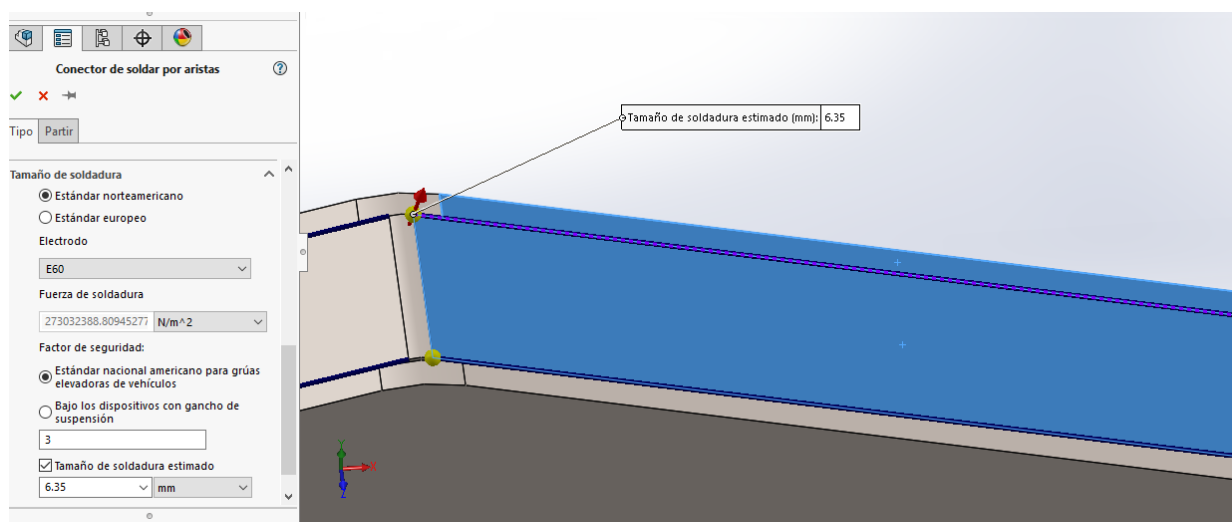


Fig. N°58. Soldadura.

Se usa un electrodo E60, un factor de seguridad $N=3$ y el programa nos determina un tamaño aproximado de soldadura. Este procedimiento se realizó para todas las líneas de soldadura de la lanza, y en la figura de arriba se observan los cordones de soldaduras representados con una línea de color azul.

La malla con los tamaños correctos de elementos finitos es un factor importante en la obtención de resultados fiables. Se realizan controles de mallado en los puntos conflictivos como los son los concentradores de tensiones (agujeros, radios de encuentro). En la Fig. N°15 se ve una malla que posee buen aspecto, es decir, tiene mayor número de elementos finitos donde más se necesitan.

Con los datos del modelo planteado cargados se procede a ejecutar el estudio.

En la siguiente imagen se observan los desplazamientos. La flecha máxima es similar a la deducida en el punto 2.4.1. Los nodos son los puntos que definen un elemento finito. Los valores de desplazamiento en nodos que se muestra en la figura demuestra mucha similitud con la curva elástica para la lanza.



Nombre del modelo: Larza
 Nombre de estudio: Análisis estático 1[-Predeterminado-]
 Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamiento 1

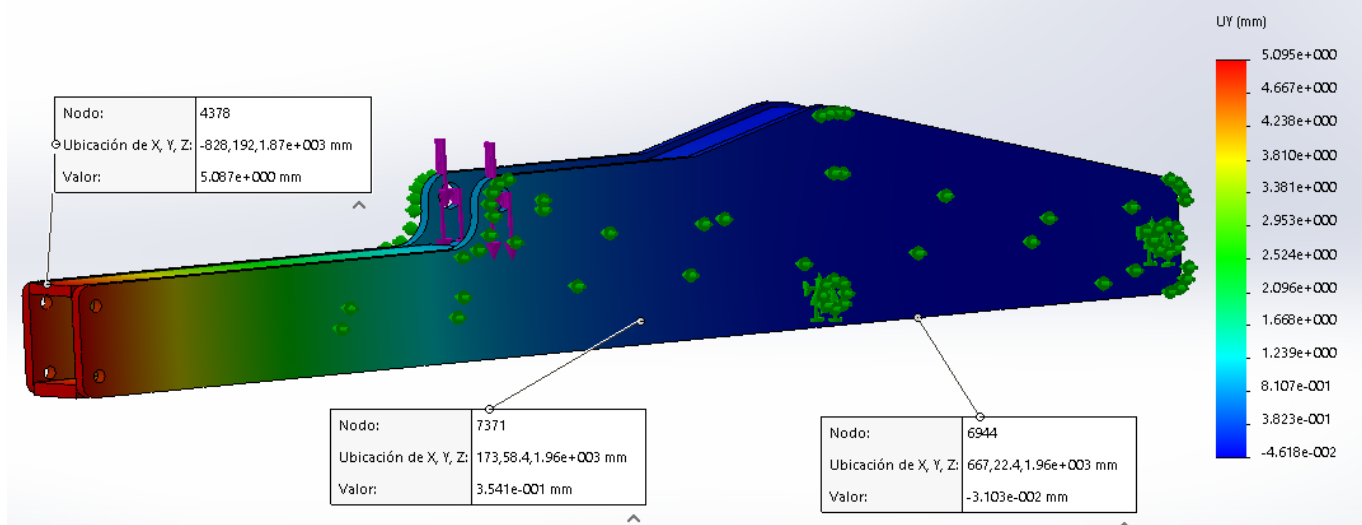


Fig. N°59. Desplazamientos en la dirección y.

Las tensiones que se muestran en la figura 58 ofrecen varios puntos de análisis. En el nodo 8981 se observa que el valor de la tensión es $s = -15,34$ Mpa y por ser negativa nos define un esfuerzo de compresión. Para todos los puntos que poseen un color celeste y como lo indica la escala de colores, el esfuerzo es de compresión. En el nodo 9803 el valor de la tensión es $s = 134,8$ Mpa, el valor positivo nos indica un esfuerzo de tracción. En el nodo 7340 se ve un color azul que nos indica que aquí se encuentra la zona de mayor compresión $s = -44,25$ Mpa y la zona de mayor tracción se encuentran en los agujeros que concentran la tensión donde $s = 312,8$ Mpa.

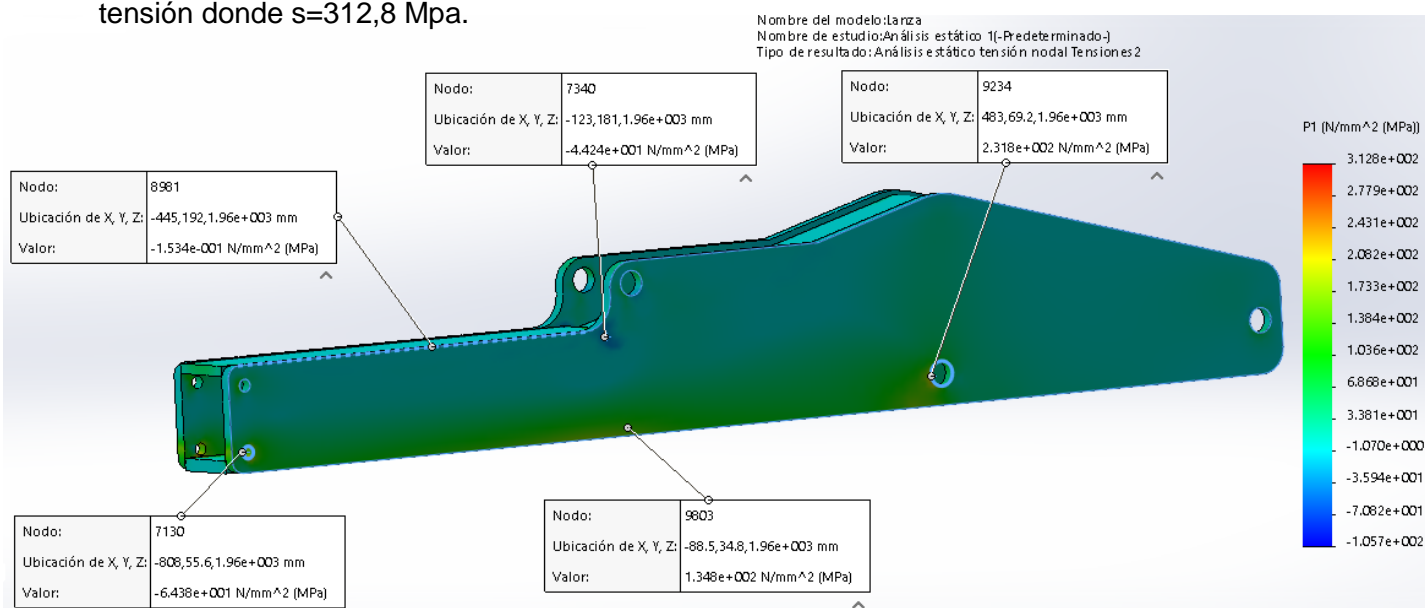


Fig. N°60. Primera tensión principal.

La escala de colores nos permite observar dos zonas principales entre el color verde y el celeste.

De acuerdo a la profundidad y a la distancia de excavación el esquema estático de fuerzas es diferente. En la primera simulación se eligió la posición que genera sobre la lanza mayor flexión y menor tracción o compresión directa. La siguiente simulación nos muestra la situación contraria a esta, donde las fuerzas que actúan tienden a traccionar directamente a la lanza.

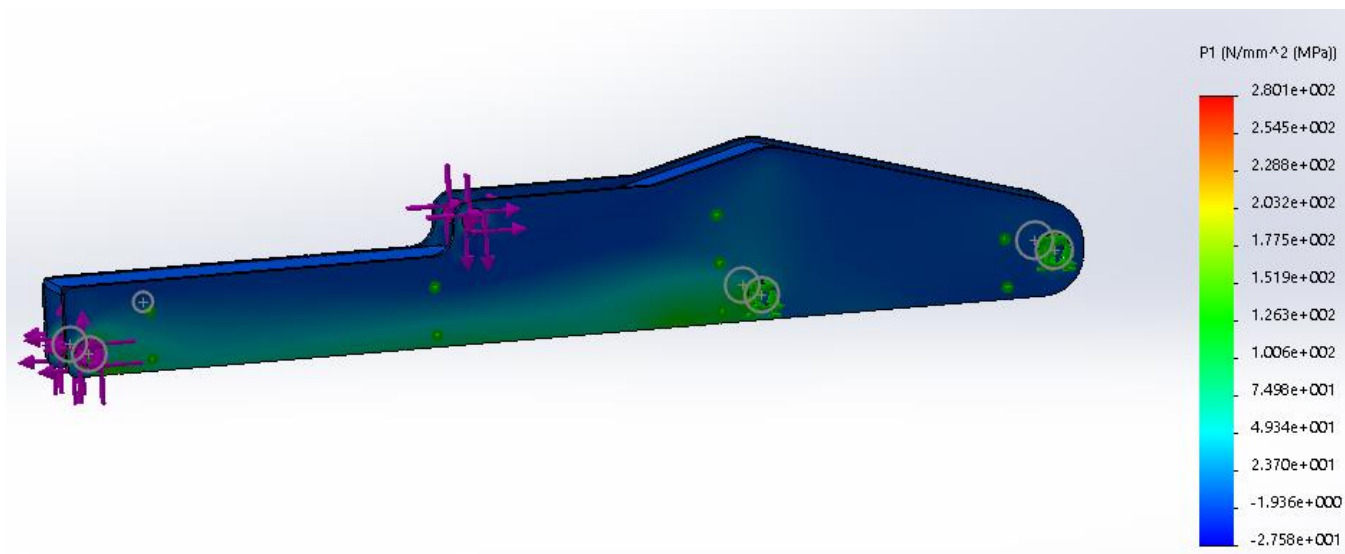


Fig. N°61: Resultados simulación, primera tensión principal.

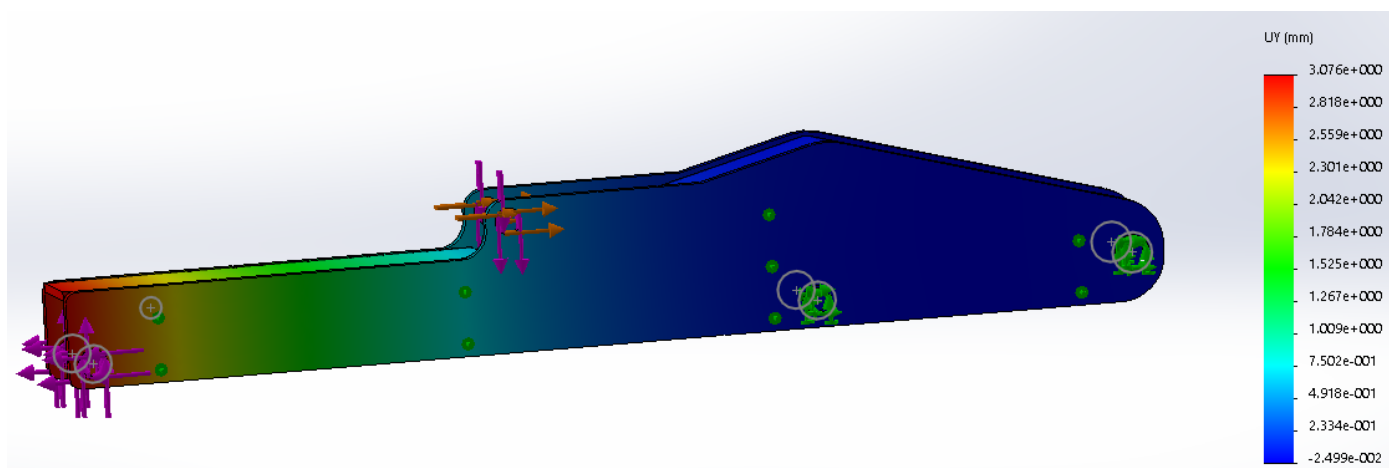


Fig. N°62: Resultados simulación, máximo desplazamiento.



La conclusión es que los valores tensionales son satisfactorios, teniendo en cuenta que la tensión de trabajo es $\sigma_t=210$ Mpa.

Para los agujeros esta tensión de trabajo es superada (concentrador de tensión), pero es menor al valor de tensión de fluencia del material (420 Mpa.) El valor de seguridad en estos puntos es $N=1,35$ en la simulación de la fig. N°60.

4.2. Verificación de brazo. Tensiones, desplazamientos y soldaduras.

Según la posición de excavación usada se generan diferentes combinaciones de tensiones en el brazo. En la figura N° 31 muestra la posición de la máquina que se considera que más exige al brazo, ya que al trasladar la fuerza de excavación se obtiene el momento flector más grande.

Para realizar el estudio se introducen los datos que necesita el programa para analizar el diseño. Los valores y disposiciones de fuerzas son los planteados en el cálculo de lanza en el inciso 2.4.2. Las áreas de sujeción son las correspondientes a los 2 agujeros que conectan el soporte giratorio con el brazo y los ejes sobre los que trabajan los cilindros hidráulicos principales. Las direcciones restringidas son tal que permiten el giro en el eje de conexión brazo-soporte giratorio. Las sujeciones representan la relación entre el brazo, los cilindros principales y el soporte giratorio.

El material de las chapas es Domex 420.

Se aplica las cargas que se obtuvieron en el análisis estático de fuerzas.

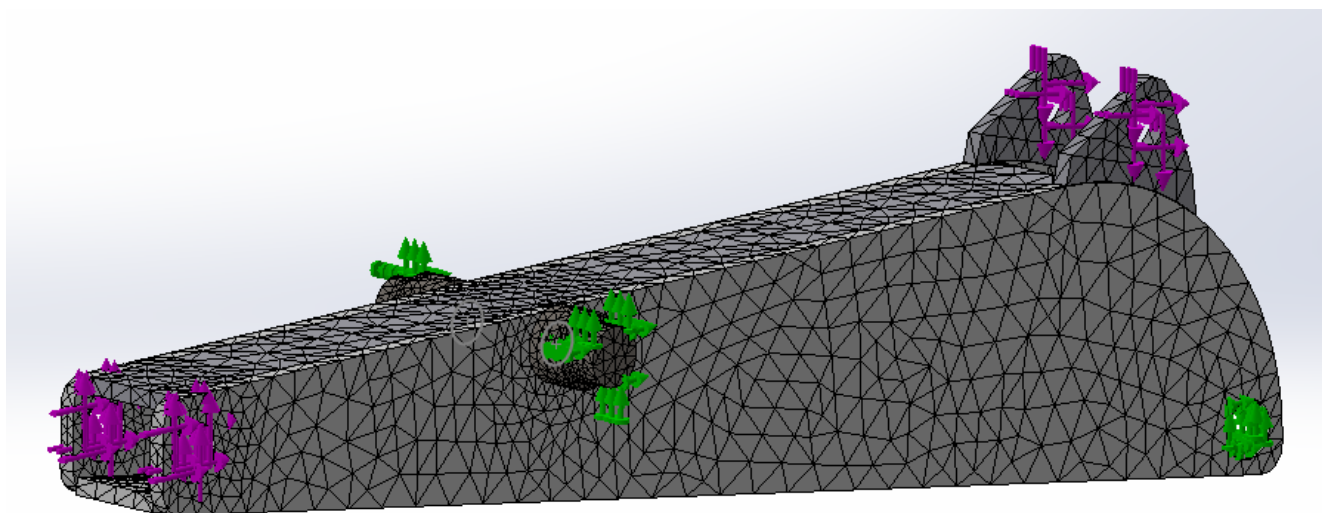


Fig. N°63: Mallado, cargas, sujeciones.



Se realizan controles de mallado en los puntos conflictivos como los son los concentradores de tensiones (agujeros, radios de encuentro). En la figura N°63 se ve una malla que posee buen aspecto, es decir, tiene mayor número de elementos finitos donde más se necesitan.

Se usa un electrodo E60, un factor de seguridad $N=3$ y el programa nos determina un tamaño aproximado de soldadura. Este procedimiento se realizó para todas las líneas de soldadura del brazo, y en la figura de abajo se ve al cordón de soldadura representados con una línea de color azul.

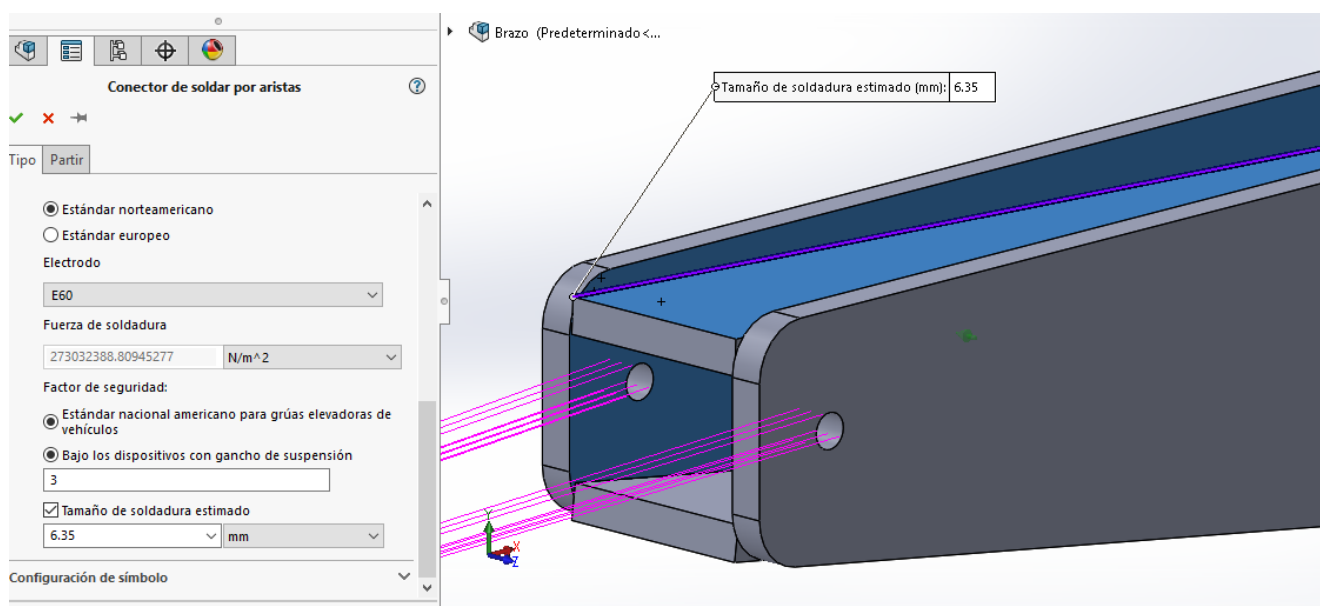


Fig. N°64: Uniones. Soldadura.

Con los datos del modelo planteado cargados se procede a ejecutar el estudio.

En la siguiente imagen se observan los desplazamientos. La flecha máxima es similar a la deducida en el punto 2.3.3. Los valores de desplazamiento en nodos que se muestra en la figura demuestra mucha similitud con la curva elástica de la figura 36. En la imagen de abajo se ve la deformada con una escala 1:80, lo que permite tener una noción más atinada de cómo se reaccionan los nodos.

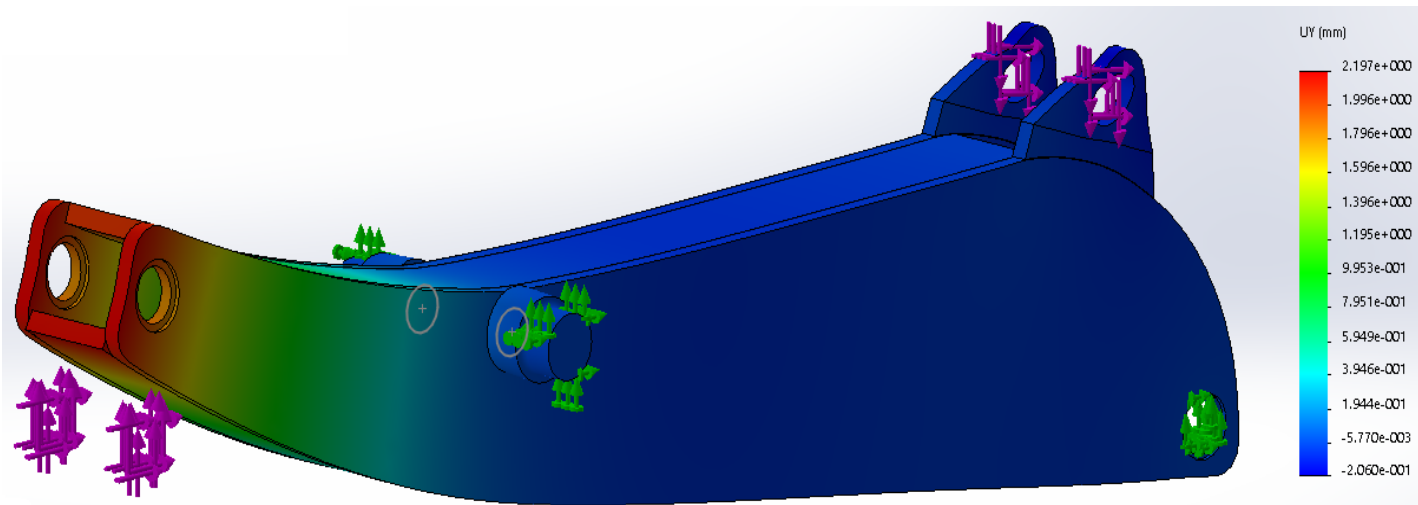


Fig. N°65: Desplazamientos del brazo.

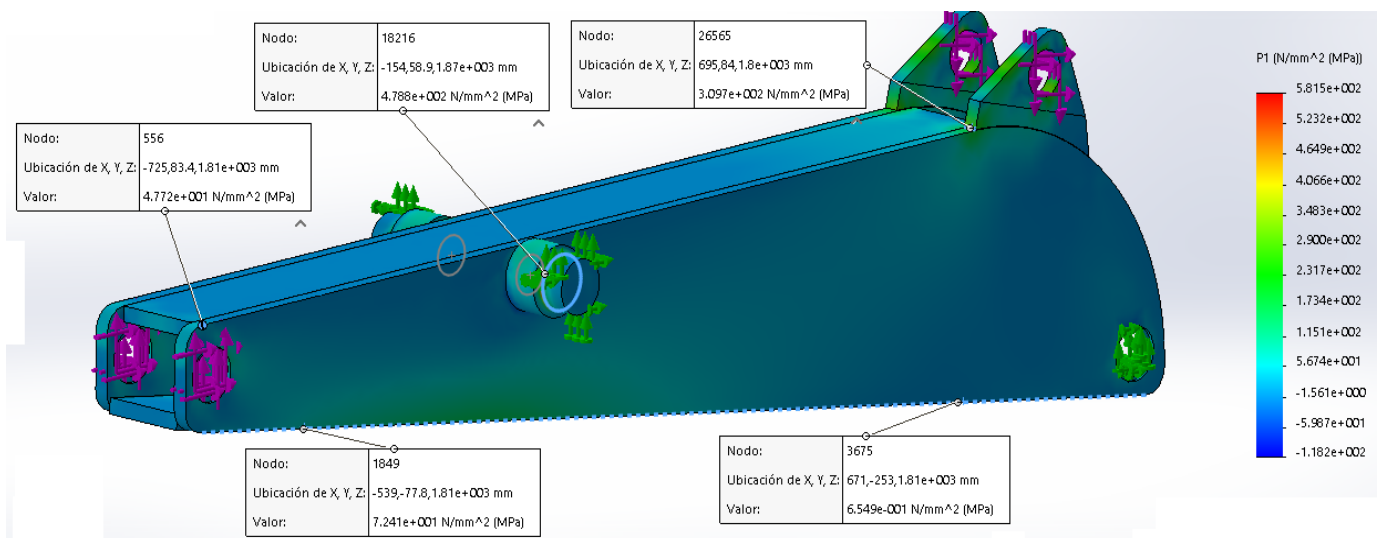


Fig. N°64: Primera tensión principal.

En el nodo 3675 se observa que el valor de la tensión es $s = -0,0659$ Mpa y en el nodo 1849 $s = 72,41$ Mpa. Es decir que sobre una misma sección las fibras inferiores traccionan, y en menor medida las superiores se comprimen, tal como se dedujo en el inciso 2.3.3.

La escala de colores nos muestra un estado tensional uniforme del brazo. Eso implica un diseño seguro.



EL nodo 18216 nos indica que en el eje se produce una concentración de tensión en el radio de unión entre los diferentes diámetros. Estos superan el valor de la tensión de trabajo del material de $\sigma_t=210 \text{ Mpa}$, pero son inferiores a la tensión de fluencia. Para estos puntos el coeficiente de seguridad es $N=1,33$.

En las figuras de abajo se muestran los desplazamientos y las tensiones para el brazo en la posición en que el cilindro hid. N°2 está en un ángulo de 82° en unión con la lanza.

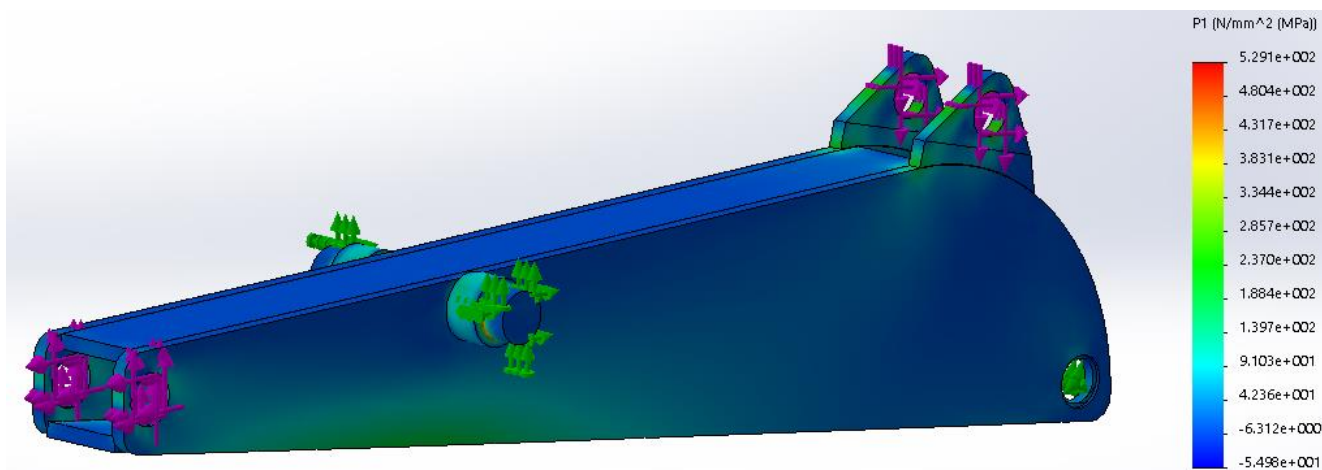


Fig. N°65: Estado de esfuerzos del brazo. Primera tensión principal.

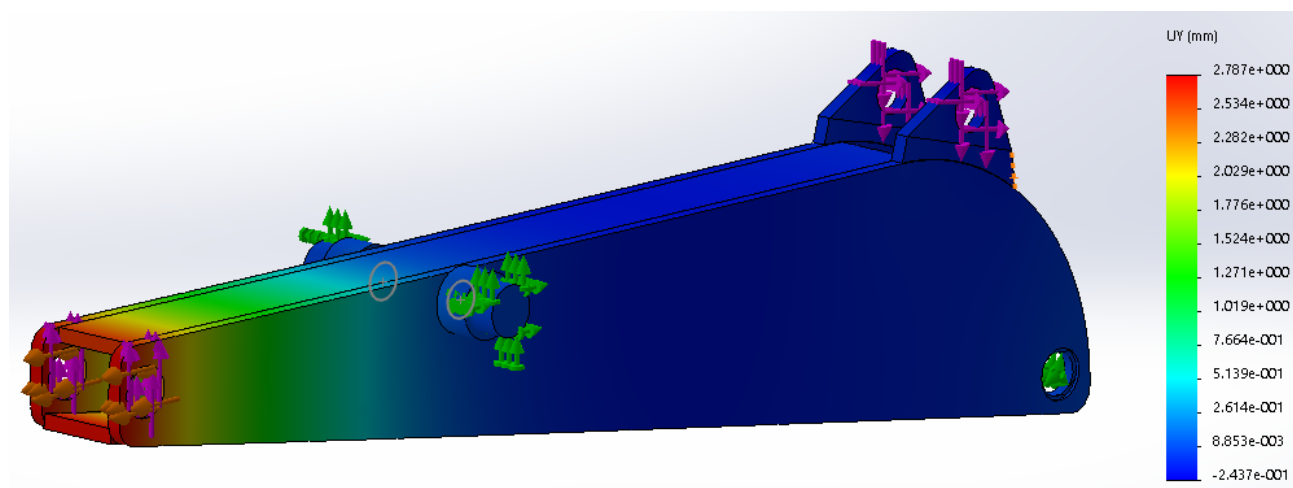


Fig.N°66: Desplazamientos. Escala real.



Comparando con la primera simulación el desplazamiento máximo es mayor en la segunda. En cambio, la tensión máxima de tracción es mayor en el primer estudio realizado.

La conclusión es que los valores tensionales son satisfactorios, teniendo en cuenta que la tensión de trabajo es $\sigma_t=210$ Mpa.

4.3. Soporte giratorio.

Para realizar el estudio se introducen los datos que necesita el programa para analizar el diseño.

Las áreas de sujeción son las correspondientes a los 2 agujeros que conectan el soporte giratorio con el brazo con la mesa.

El material del soporte giratorio es la Fundición Gris.

Se aplica una carga las cargas deducidas del equilibrio de fuerzas de un sistema estático. La posición utilizada es la misma que la que se usó para diseñar el brazo en el capítulo 2.0

Se realizan controles de mallado en los puntos conflictivos como los son los concentradores de tensiones (agujeros, radios de encuentro).

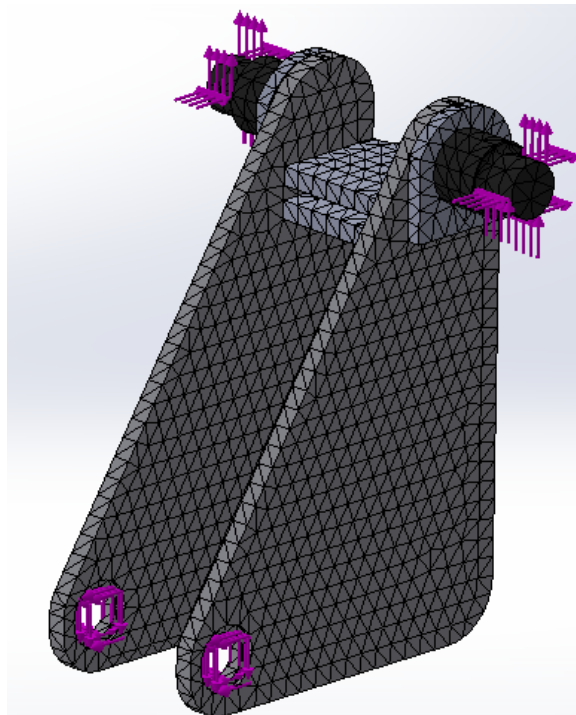


Fig. N°67. Mallado, sujeciones, cargas.



En la figura N°63 se ve una malla que posee buen aspecto, es decir, tiene mayor número de elementos finitos donde más se necesitan

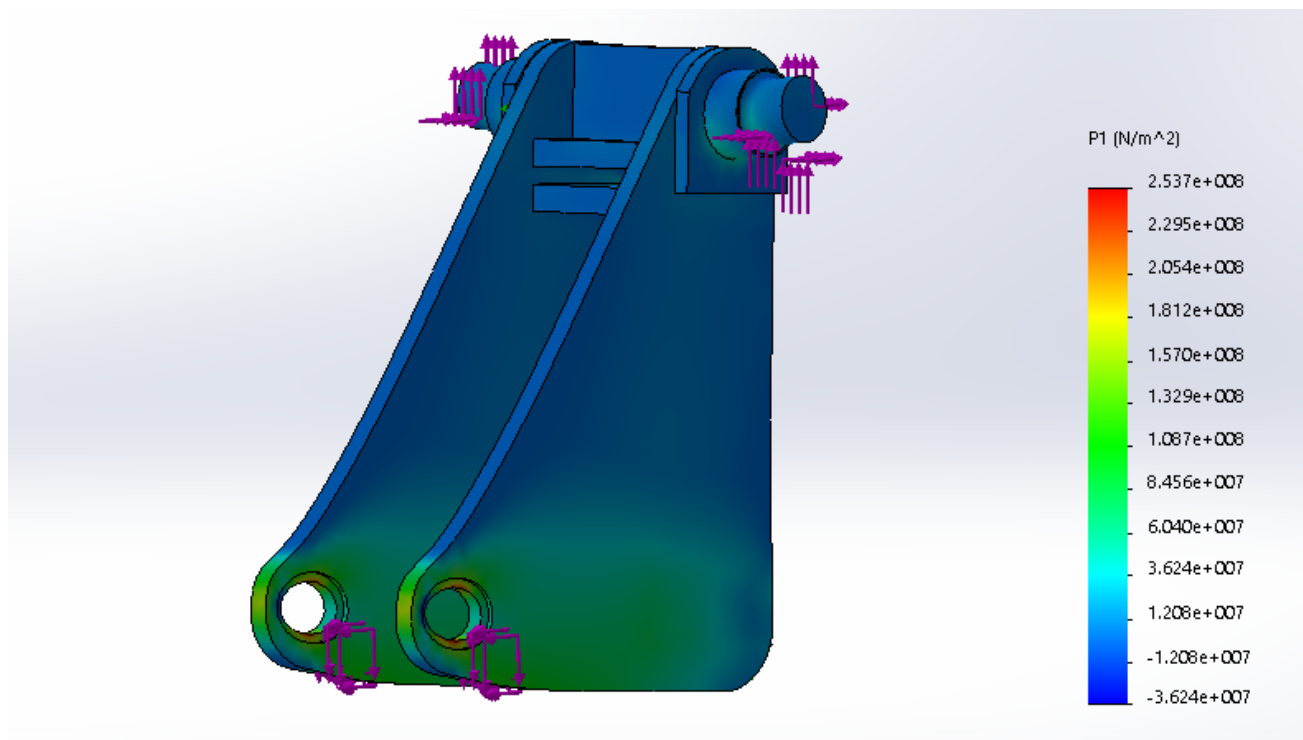


Fig. N° 68. Primera tensión principal.

El valor máximo de tensión es de $S=253.7,2$ Mpa valor que es menor a la tensión de fluencia del acero aleado que es $S_{yt}= 420$ Mpa.

El coeficiente de seguridad en el punto más tensionado es $N=1,2$.

En el resto del diseño se observa que en cuanto a la compresión máxima el valor es $S_c=36.24$ Mpa, valor que es satisfactorio.

Este diseño final es resultado de varias simulaciones donde se fue visualizando en que puntos las tensiones estaban por encima de la tensión admisible. Se añadieron refuerzos en los puntos en los que se consideró necesario.

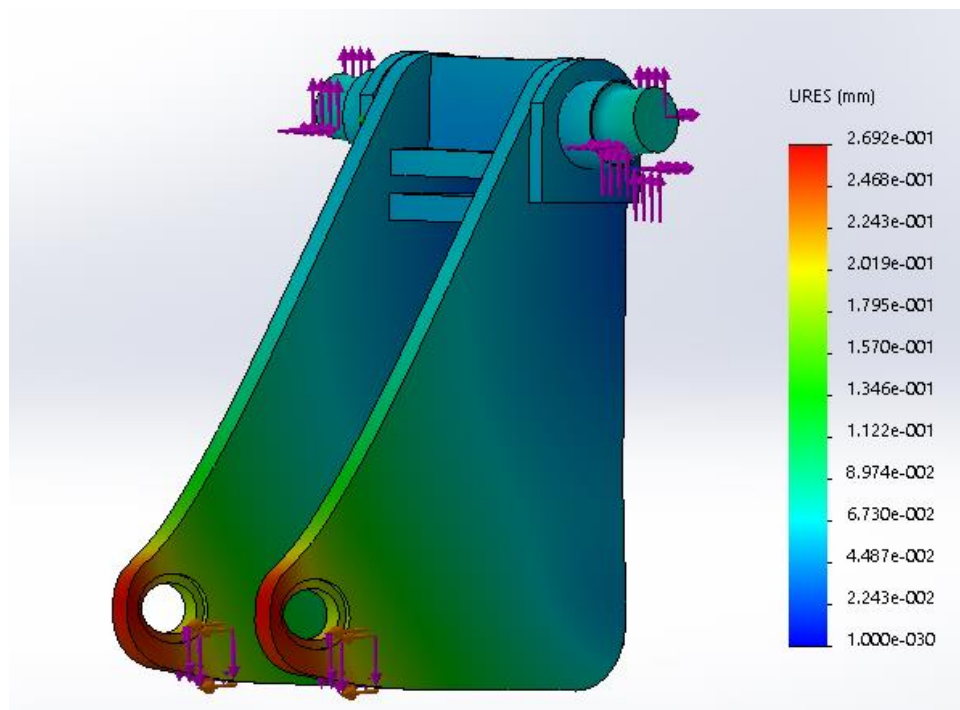


Fig. N°69. Desplazamientos.

En cuanto a los desplazamientos la simulación nos indica que no hay indicios de alerta.

Para llegar a este resultado se realizaron varias simulaciones y se realizaron los refuerzos que se consideraron pertinentes hasta alcanzar el diseño que fuera satisfactorio.

4.4. Mesa.

Para realizar el estudio se introducen los datos que necesita el programa para analizar el diseño.

Las áreas de sujeción en este caso son los agujeros que conectan la mesa con los cilindros estabilizadores y el pie estabilizador. También se tiene en cuenta la conexión con el tractor.

El material de la mesa es una aleación de acero resistente, y para los ejes salientes sobre los que apoya el soporte giratorio el material seleccionado es el Hardox 420.

Se aplica sobre la mesa la carga planteada en el capítulo 2 cuando se dimensionaron los estabilizadores. También se añaden a la simulación la resultante de las fuerzas debido a la interacción de la mesa con el soporte giratorio. El objetivo de los estabilizadores no es levantar cargas, sino que tiene por fin servir de apoyo al movimiento de excavación.



Se realizan controles de mallado en los puntos conflictivos como los son los concentradores de tensiones (agujeros, radios de encuentro).

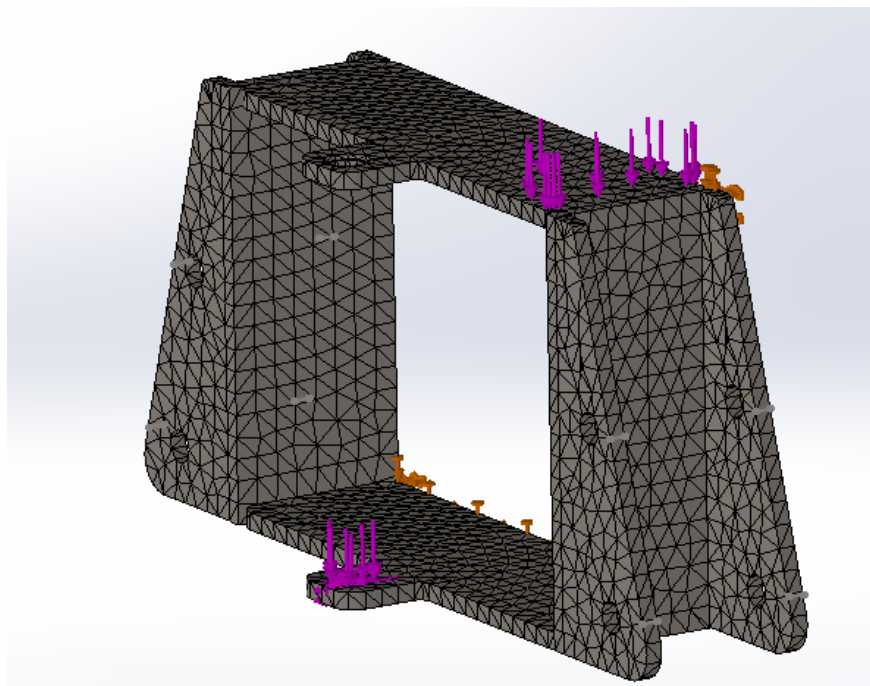


Fig. N°70. Mallado, sujeciones, cargas.

En la figura N°66 se ve una malla que posee buen aspecto, es decir, tiene mayor número de elementos finitos donde más se necesitan.

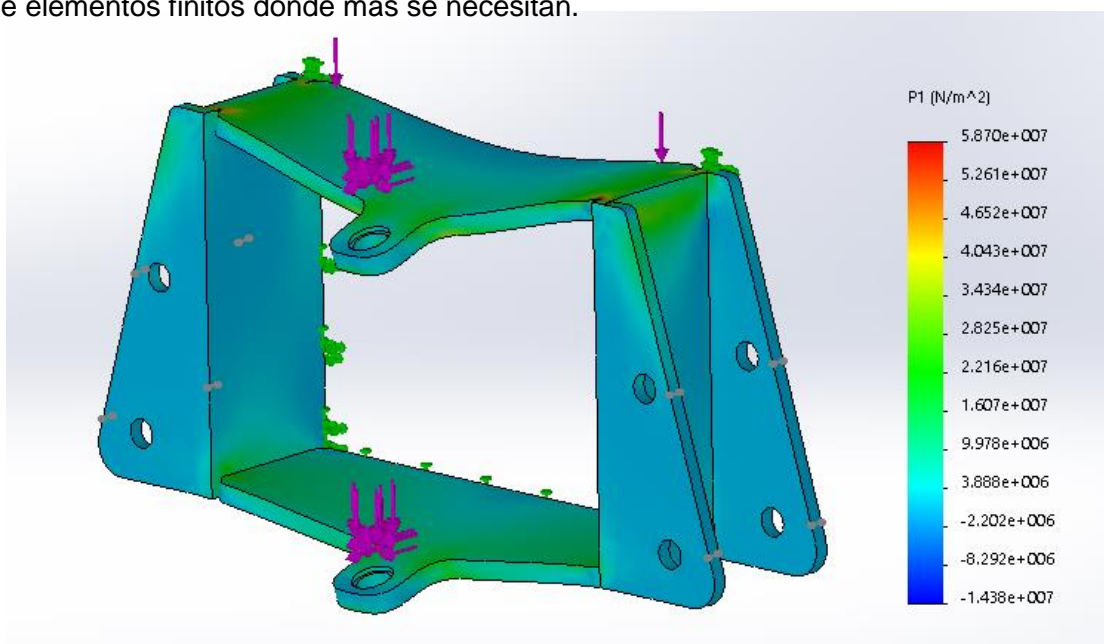


Fig. N°71. Primera tensión principal.



El valor máximo de tensión de tracción, ubicado sobre los agujeros que conectan la mesa con el soporté giratorio, es de $S=508$ Mpa valor que es menor a la tensión de fluencia del acero aleado es $S_y=620$ Mpa. Se considera factible añadir refuerzos angulares en cada esquina del interior de la mesa.

El coeficiente de seguridad en el punto más tensionado es $N=1,3$.

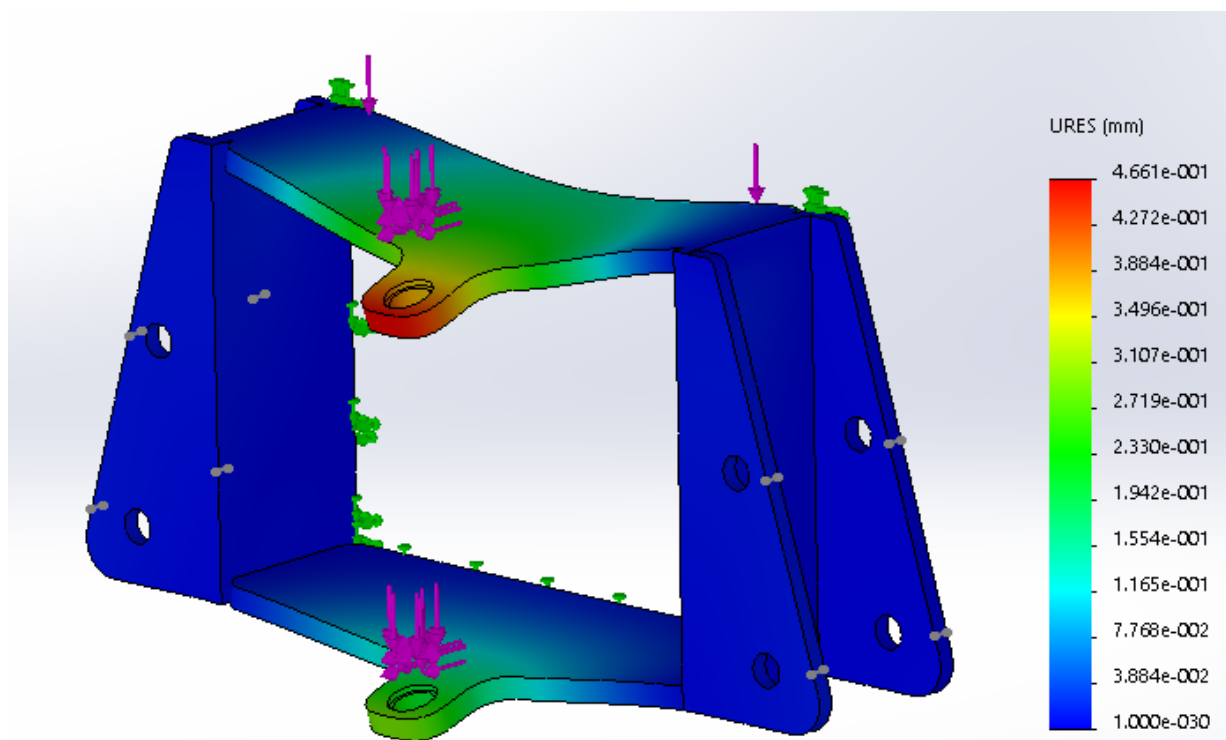


Fig. N°70. Desplazamientos.

En cuanto a los desplazamientos máximos, la simulación nos muestra que no existen grandes desplazamientos.



CAPITULO 5:

SISTEMA HIDRÁULICO

5.1. Selección de pistones hidráulicos.

5.1.1 Cilindro hidráulico número 1:

Para determinar el diámetro del cilindro a usar se tiene en cuenta la presión nominal. Esta es de 160 kgf/cm. Entonces el área será obtenida a partir de la siguiente relación:

$$A = \frac{\text{Fuerza de trabajo del piston}}{\text{presion nominal}} =$$

Recordando que $F_{c1} = 122196 \text{ N} = 12456,25 \text{ kgf}$

$$A = \frac{12456,26 \text{ kgf}}{160 \text{ kg/cm}^2} = 77,85 \text{ cm}^2$$

El diámetro se obtiene a partir de que:

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 77,85}{\pi}} =$$

$$D = 9,95 \text{ cm} = 99,5 \text{ mm}$$

Se elige pistón de diámetro $D = 100 \text{ mm}$. El diámetro del vástago es 70 mm .

Debemos ahora verificar la longitud del vástago para evitar el pandeo, a partir de la fórmula propuesta por Euler tenemos que:

$$F_{\text{pandeo}} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_p^2 \cdot S}$$

Donde:

El módulo de elasticidad del acero es $E = 20,5 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$.

El momento de inercia se obtiene de $I = \frac{\pi \cdot D^4}{64}$.

El factor de seguridad es $S = 5$.

La longitud de pandeo L_p es igual a $L_p = 2 L$.



Entonces se busca la fuerza que produce el pandeo.

$$I = \frac{\pi \cdot 0.07^4}{64} = 1,5 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

Si utilizamos un $L=400$, $L_p=800 \text{ mm}=0,8 \text{ m}$:

$$F_p = \frac{\pi^2 \cdot 20,5 \times 10^{10} \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 1,5 \times 10^{-6} \text{ m}^4}{(0,8 \text{ m})^2 \cdot 5} = 948407,3 \text{ N}$$

Entonces $F_{c1} < F_p$, lo que nos indica que no se produce el pandeo del vástago.

5.1.2 Cilindro Hidráulico N°2:

Para determinar el diámetro del cilindro a usar se tiene en cuenta la presión nominal. Esta es de 160 kgf/cm . Entonces el área será obtenida a partir de la siguiente relación:

$$A = \frac{\text{Fuerza de trabajo del piston}}{\text{presion nominal}} =$$

Recordando que $F_{c2}=232\ 803,3 \text{ N}= 23731,22 \text{ kgf}$

$$A = \frac{23731,22 \text{ kgf}}{160 \text{ kgf/cm}^2} = 148,3 \text{ cm}^2$$

El diámetro se obtiene a partir de que:

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot (148,3)}{\pi}}$$

$D=13,75 \text{ cm}=137,5 \text{ mm}$

El cilindro elegido es el de diámetro igual a $D=140 \text{ mm}$ y con un vástago de diámetro igual a $D_v=90 \text{ mm}$.

Verificamos a pandeo de la siguiente manera:

$$I = \frac{\pi \cdot (0.09)^4}{64} = 2.06 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4$$

Si utilizamos un $L=720$, $L_p=1440 \text{ mm}=1.44 \text{ m}$ y F_p es:

$$F_p = \frac{\pi^2 \cdot 20,5 \times 10^{10} \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 2,06 \times 10^{-6} \text{ m}^4}{(1,44 \text{ m})^2 \cdot 5} = 401999,8 \text{ N}$$



Entonces como la fuerza necesaria para pandear el vástago es mayor que la máxima aplicada por el cilindro hidráulico 2 ($F_p > F_{c1}$), se tiene la seguridad de que no se va a producir el pandeo.

5.1.3 Cilindro hidráulico principal:

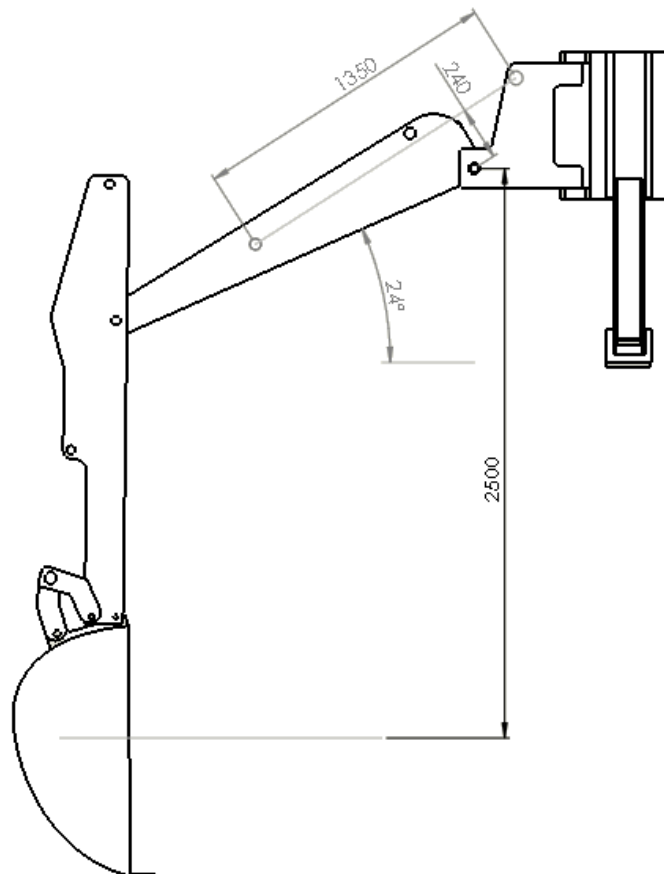


Fig. N°71: Ubicación de la fuerza del cilindro principal.

Para determinar la fuerza que deben aplicar los cilindros hidráulicos principales se determina el momento que debe equilibrar en la posición que más los exige.

$$M_e = F_{exc} \cdot 2,5 \text{ m} =$$

$$M_e = 169\,958 \text{ Nm}$$

$$\sum M = 0$$

$$F_t = \frac{169\,958 \text{ Nm}}{0,24 \text{ m}} =$$

$$F_t = 708\,158,33 \text{ N}$$



Ft es la fuerza total que se requiere. Como se utilizan dos cilindros hidráulicos cada uno aporta la mitad de la fuerza.

$$F_{cil3} = \frac{708158,33 \text{ N}}{2} =$$

$$F_{cil3} = 354\,079 \text{ N} = 36093,7 \text{ Kgf}$$

Se deduce el área necesaria del actuador hidráulico que permite desarrollar la fuerza necesaria.

$$A = \frac{36093,7 \text{ kgf}}{160 \text{ kgf/cm}^2} = 225,58 \text{ cm}^2$$

El diámetro se obtiene a partir de que:

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot (225,58)}{\pi}} = 16,94 \text{ cm} = 169,4 \text{ mm}$$

Entonces el diámetro del cilindro a utilizar es de D=170 mm. El diámetro del vástago de este diámetro de cilindro es de 100 mm.

Se procede a verificar que el vástago no pandee cuando se aplica la fuerza máxima.

Se necesita para este fin obtener el momento de inercia de la sección circular del vástago.

$$I = \frac{\pi \cdot (0,1)^4}{64} = 4,9 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

Si utilizamos un L=650, Lp = 1.3 m y la fuerza que produce el pandeo es:

$$F_p = \frac{\pi^2 \cdot 20,5 \times 10^{10} \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 4,9 \times 10^{-6} \text{ m}^4}{(1,3 \text{ m})^2 \cdot 5} = 1175348,9 \text{ N}$$

Entonces como la fuerza que pandea el vástago es mayor que la fuerza máxima del cilindro (Fp > Fcil3) se tiene la seguridad de que no se va a producir el pandeo.



5.1.4. Cilindros Direccionales:

Para determinar el diámetro de los cilindros que realizan el movimiento de giro de la retro excavadora se plantea que el giro del soporte giratorio realiza un movimiento circular uniformemente acelerado.

La segunda ley de newton dice que $F=m a$.

La ecuación de arriba nos dice que la fuerza es igual a la masa multiplicado por la aceleración. La masa del brazo, la lanza y los cilindros hidráulicos sumada es $m=910$ kg.

La aceleración entonces se deduce de la siguiente ecuación:

$$\Theta = \Theta_0 + \omega_0 t + \frac{1}{2} \alpha t^2$$

Siendo:

Θ =Angulo desplazamiento

ω_0 =velocidad angular inicial

t = tiempo

α =Aceleración angular

Si se dispone que el ángulo de desplazamiento Θ_0 es cero y que el giro no posee velocidad angular inicial, α es igual a:

$$\alpha = \frac{2\theta}{t^2}$$

El ángulo de desplazamiento es de 130° (2.356 rad) como lo muestra la figura. Se considera que es un valor adecuado y razonable un tiempo $t=8$ s para recorrer todo el ángulo.

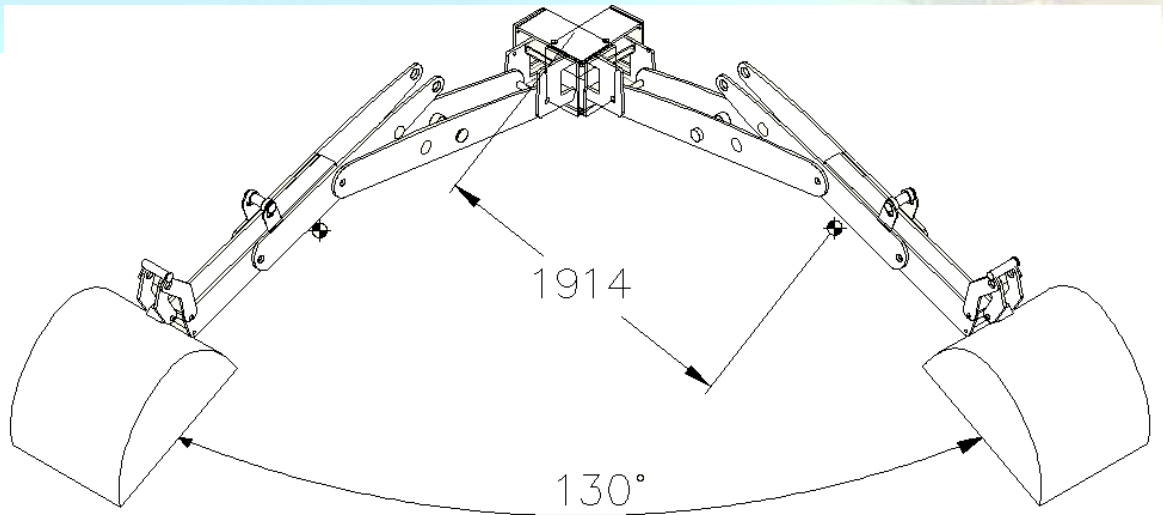


Fig., nº72: Angulo de desplazamiento; centro de gravedad.

Se tiene que:

$$\alpha = \frac{2 \cdot 2.356 \text{ rad}}{(8s)^2} = 0,073625 \frac{\text{rad}}{s^2} \qquad w = \alpha \cdot t = 0.5892 \text{ rad/s}$$

Las coordenadas del centro de masas y la cantidad de masa se obtuvieron utilizando el solidwork usando la opción propiedades de sólidos.

El momento se genera por una fuerza que tiene una dirección tangencial respecto a la trayectoria circular. Por ello se usa la aceleración tangencial del movimiento para deducir la fuerza requerida por los cilindros para equilibrar el momento generado por el desplazamiento circunferencial.

Para obtener la aceleración tangencial debemos multiplicar el radio del centro de masas por la aceleración angular obtenida.

$$a_t = r \cdot \alpha$$

$$a_t = 1,914 \text{ m} \cdot 0.07363 \frac{\text{rad}}{s^2} =$$

$$a_t = 0,141 \frac{\text{m}}{s^2}$$

$$F_t = M \cdot a_t =$$

$$F_t = 910 \text{ Kg} \cdot 0.141 \frac{\text{m}}{s^2} =$$



$$F_t = 128 \text{ N}$$

Ahora debemos tener en cuenta que la sumatoria de momentos es cero para mantener la estructura en equilibrio estático. Por ello:

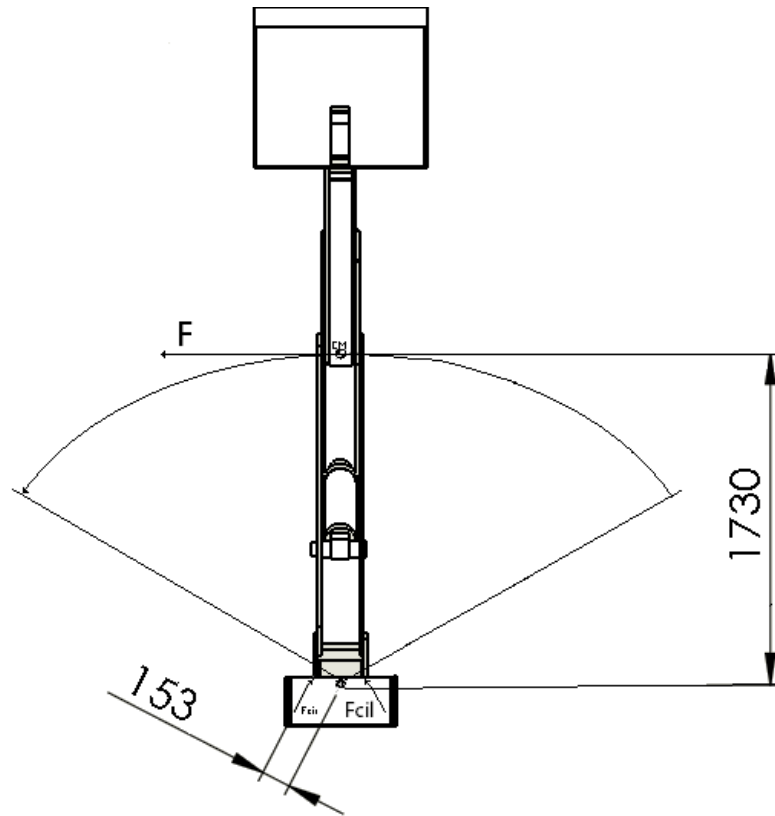


Fig. N° 73: Brazo, pala y lanza girando de derecha a izquierda.

$$\sum M = 0 = F_{cm} \cdot 1.914 \text{ m} - F_{cilindro} \cdot 0.153 \text{ m} =$$

$$F_{cilindro} = \frac{128 \text{ N} \cdot 1.495 \text{ m}}{0.153 \text{ m}} =$$

$$F_{cilindro} = 1532 \text{ N}$$

$$A = \frac{\text{Fuerza de trabajo del piston}}{\text{presion nominal}} =$$

$$A = \frac{1532}{160 \text{ kg/cm}^2} = 9,575 \text{ cm}^2$$

El diámetro del actuador se obtiene a partir de que:

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$



$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot (9,575 \text{ cm}^2)}{\pi}} =$$

$$D = 3,49 \text{ cm} = 34,9 \text{ mm}$$

El diámetro de embolo del cilindro direccional a usar es de $D=35 \text{ mm}$. El diámetro del vástago es de $D=15 \text{ mm}$.

Debemos ahora verificar la longitud del vástago para evitar el pandeo, se utiliza para tal fin la fórmula propuesta por Euler.

$$F_{\text{pandeo}} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2 \cdot S} \quad \text{Euler.}$$

Donde:

El modulo del acero $E=20.5 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$.

El momento de inercia es $I = \frac{\pi \cdot (0.01)^4}{64} = 5 \cdot 10^{-10} \text{ m}^4$

El factor de seguridad $S=5$.

La longitud $L=100\text{mm}$ y como se explicó más arriba la longitud de cálculo es $L_c=200\text{mm}$.

$$F_{\text{pandeo}} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot 5 \cdot 10^{-10}}{(0.2)^2 \cdot 5} = 1554,46 \text{ N}$$

Esto quiere decir que la fuerza necesaria para pandear el vástago es de $F_p=1554,6 \text{ N}$. Teniendo en cuenta que la fuerza máxima que actúa sobre el cilindro es de 1532 N , decimos que la longitud de vástago es segura respecto al pandeo.

5.1.5 Cilindros Estabilizadores

Para el cálculo de los cilindros hidráulicos estabilizadores se tiene en cuenta la fuerza deducida en el punto 2.4 del capítulo 2.

Para determinar el diámetro del cilindro a usar se tiene en cuenta la presión nominal. Esta es de 160 kgf/cm . Entonces el área será obtenida a partir de la siguiente relación:

Recordando que $F_{\text{cile}}: 25000 \text{ N} = 2550 \text{ kgf}$

$$A = \frac{2550 \text{ kgf}}{160 \text{ kgf/cm}^2} = 37 \text{ cm}^2$$



El diámetro se obtiene a partir de que:

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 15,93}{\pi}}$$

$$D = 6,86 \text{ cm} = 68,6 \text{ mm}$$

Se elige pistón de diámetro $D=70 \text{ mm}$. El diámetro del vástago es 30 mm .

Debemos ahora verificar la longitud del vástago para evitar el pandeo, a partir de la fórmula propuesta por Euler tenemos que:

$$F_{\text{pandeo}} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_p^2 \cdot S}$$

Donde:

El modulo del acero $E=20,510^{10} \text{ N/m}^2$.

El momento de inercia es $I = \frac{\pi \cdot D^4}{64}$.

El factor de seguridad $S=5$.

Entonces se busca la fuerza que produce el pandeo.

$$I = \frac{\pi \cdot 0,07^4}{64} = 1,18 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

Si utilizamos una carrera de $L=350 \text{ mm}$, la longitud de pandeo es $L_p=700 \text{ mm}=0,7 \text{ m}$.

$$F_p = \frac{\pi^2 \cdot 20,5 \times 10^{10} \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 1,18 \times 10^{-6} \text{ m}^4}{(0,7 \text{ m})^2 \cdot 5} = 974472,37 \text{ N}$$

Entonces la fuerza máxima necesaria del cilindro estabilizador es menor que la fuerza que produce el pandeo; $F_{\text{cile}} < F_p$.

5.2. Caudal Necesario.

La condición más desfavorable para el consumo de caudal es cuando se accionan juntos los cilindros hidráulicos n°3 y el cilindro n°2.



Los datos de estos actuadores son los siguientes:

Cilindro Hidra. N°3

Diámetro: 18 cm

Carrera: 65 cm

Cantidad: 2

Cilindro Hidra. N°2

Diámetro: 14 cm

Carrera: 72 cm

Cantidad: 1

$$Q = A \times V =$$

$$V = \frac{Ax}{t} \quad \text{siendo } Ax = \text{carrera}$$

El tiempo de cálculo es de $t=16$ s. Este valor es el equilibrio entre un tamaño de diámetro aceptable de las mangueras y un tiempo óptimo de salida del vástago para un buen trabajo de excavación.

Por lo tanto, la velocidad del cilindro hidráulico 3 es:

$$V_{c3} = \frac{65 \text{ cm}}{16 \text{ s}} = 4,065 \text{ cm/s} = V_{c2}$$

El área del actuador 3:

$$A_{c3} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 18^2}{4}$$

$$A_{c3} = 254,47 \text{ cm}^2$$

El área del actuador 2:

$$A_{c2} = \frac{\pi \cdot (14 \text{ cm})^2}{4}$$

$$A_{c2} = 153,94 \text{ cm}^2$$



Caudal:

$$Q = (A_{c3} \cdot V_{c3}) \cdot 2 + A_{c2} \cdot V_{c2} =$$

$$Q = (254,47 \text{ cm}^2 \cdot 4,065 \text{ cm/s}) \cdot 2 + 153,94 \text{ cm}^2 \cdot 4,065 \text{ cm/s} =$$

$$Q = 1034,42 + 625,76 =$$

$$Q = 1661 \text{ cm}^3/\text{s} = 99,6 \text{ l/min}$$

$$Q = 99,6 \text{ l/min}$$

5.3. Cálculo de tuberías

El caudal es igual a la velocidad del fluido multiplicado por el área.

$$Q = v \times A$$

Se despeja:

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

$$V = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2}$$

Como norma general, el diámetro (D) de cualquier tubería de conducción de aceite hidráulico se elegirá tal que la velocidad (v) del fluido por su interior se mantenga dentro de un rango de velocidades. En la práctica se aplican los siguientes valores estándar de velocidad en los conductos:

- a. Tuberías de impulsión:
 - i. hasta 50 bares de presión de trabajo: $4,0 \text{ m/s}$;
 - ii. hasta 100 bares de presión de trabajo: $4,5 \text{ m/s}$;
 - iii. hasta 150 bares de presión de trabajo: $5,0 \text{ m/s}$;
 - iv. hasta 200 bares de presión de trabajo: $5,5 \text{ m/s}$;
 - v. hasta 300 bares de presión de trabajo: $6,0 \text{ m/s}$.
- b. Tuberías de aspiración: $1,5 \text{ m/s}$;
- c. Tubería de retorno: $2,0 \text{ m/s}$.



- Tuberías de impulsión: 5,0 m/s;

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 1661 \text{ cm}^3/\text{s}}{\pi \cdot 500 \text{ cm/s}}} = 2,05 \text{ cm}$$

Se selecciona del catálogo un diámetro $D = 25.4 \text{ mm}$ para las tuberías de impulsión. Es decir, de 1 pulgada.

- Tuberías de aspiración: 1,5 m/s;

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 1661 \text{ cm}^3/\text{s}}{\pi \cdot 150 \text{ cm/s}}} = 3,75 \text{ cm}$$

Se selecciona del catálogo un diámetro $D = 38,1 \text{ mm}$ para las tuberías de aspiración. Es decir, 1,5 pulgadas.

- Tubería de retorno: 2,0 m/s.

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 1661 \text{ cm}^3/\text{s}}{\pi \cdot 200 \text{ cm/s}}} = 3,25 \text{ cm}$$

$$D = 32,5 \text{ mm}$$

Se selecciona del catálogo un diámetro $D = 38,1 \text{ mm}$ para las tuberías de retorno. Es decir, 1,5 pulgadas.

5.4. Pérdida de carga del circuito

Una vez seleccionado un diámetro (D) para la tubería, se sustituye en la expresión anterior y se recalcula el valor de la velocidad (v) obtenida, comprobándose que se mantiene dentro del anterior rango recomendado de velocidades.

- Tuberías de impulsión:

$$V_{ti} = \frac{4 \cdot (0,001661 \text{ m}^3/\text{s})}{\pi \cdot (0,0254 \text{ m})^2} = 3,278 \text{ m/s}$$

- Tuberías de aspiración:

$$V_{ta} = \frac{4 \cdot (0,001661 \text{ m}^3/\text{s})}{\pi \cdot (0,0381 \text{ m})^2} = 1,45 \text{ m/s}$$



- Tubería de retorno:

$$V_{tr} = \frac{4 \cdot (0,001661 \text{ m}^3/\text{s})}{\pi \cdot (0,0381 \text{ m})^2} = 1,45 \text{ m/s}$$

Las pérdidas de cargas pueden ser primarias o secundarias.

En un tramo de tubería de una longitud considerada " L ", el cálculo de las pérdidas de carga primarias originadas (Δp) se puede obtener aplicando la ecuación de **Darcy-Weisbach**, mediante la siguiente expresión:

$$\Delta p = f \times \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2g}$$

Δp es el valor de la pérdida de carga o de presión.

L es la longitud del tramo considerado de tubería.

D es el diámetro interior de la tubería.

g es la aceleración gravitatoria ($9,81 \text{ m/s}^2$)

v es la velocidad del fluido hidráulico por el interior de la tubería.

f es el factor de fricción de Darcy-Weisbach.

De la anterior expresión todos los parámetros son conocidos salvo el factor de fricción (f).

El factor de fricción (f), es un parámetro adimensional que depende del número de Reynolds (Re) del fluido hidráulico empleado y de la rugosidad relativa de la tubería (ϵ_r)

$$f = f(Re, \epsilon_r)$$

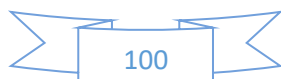
donde el número de Reynolds (Re) viene expresado por la siguiente formulación:

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu}$$

Siendo,

v es la velocidad del fluido por el interior de la tubería (m/s)

D es el diámetro interior de la tubería (m)





ν es la viscosidad cinemática del fluido

Por características técnicas se ha seleccionado el aceite Hidráulico **Anti desgaste (AW) ISO VG 68**. Los datos del mismo son los siguientes:

Densidad: $0,8933 \text{ kg/l}=893,3 \text{ kg/m}^3$

Viscosidad Cinemática (a 40°C): $68 \text{ mm}^2/\text{s}$ (cST)= $6,8 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$

Tenemos:

Reti= N° de reynolds para tuberías de impulsión.

$$\text{Reyti} = \frac{(3,278) \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot (0,0254) \text{ m}}{(6,8 \cdot 10^{-5}) \text{ m}^2/\text{s}} = 1224,43$$

Reyta= N° de reynolds para tuberías de aspiración.

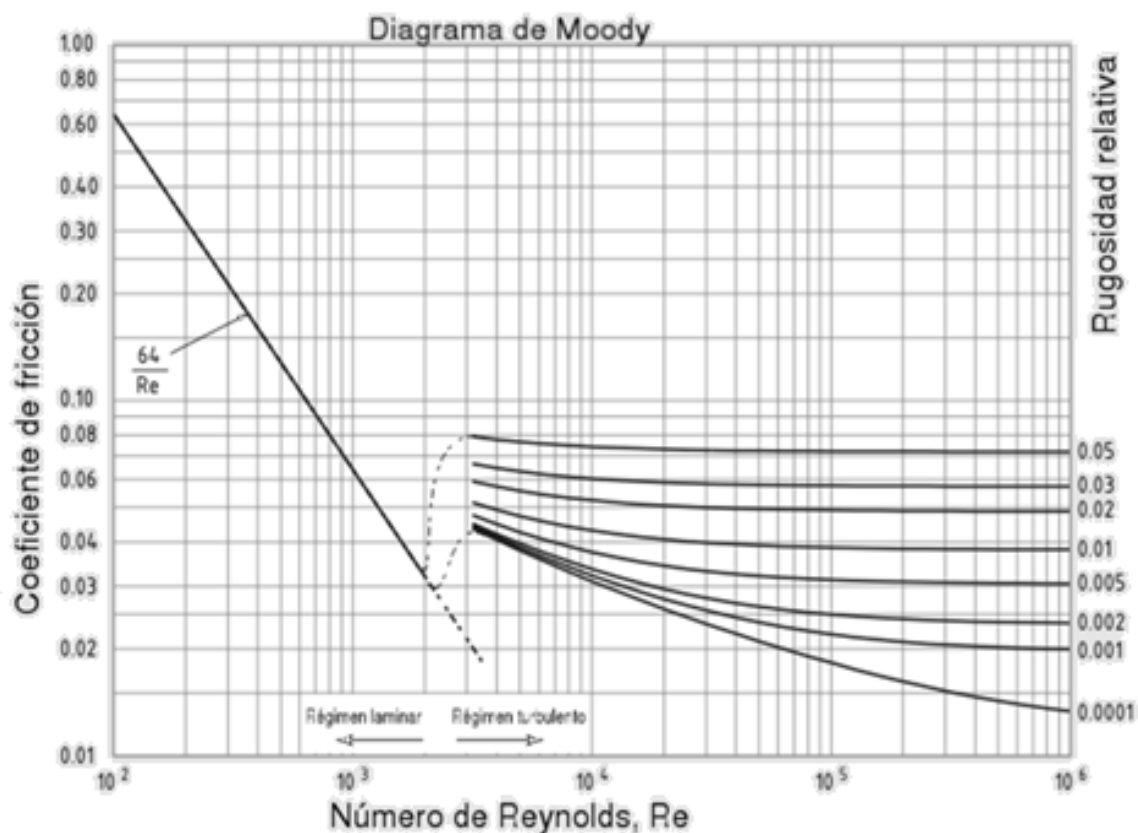
$$\text{Reyta} = \frac{(1,45) \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot (0,0381) \text{ m}}{(6,8 \cdot 10^{-5}) \text{ m}^2/\text{s}} = 812,43$$

Reytr= N° de reynolds para tuberías de retorno.

$$\text{Reytr} = \frac{(1,45) \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot (0,0381) \text{ m}}{(6,8 \cdot 10^{-5}) \text{ m}^2/\text{s}} = 812,43$$

Para números de Reynolds menores de 2100 el flujo es siempre laminar, y cualquier turbulencia es que se produzca es eliminada por la acción de la viscosidad. Experimentalmente se ha comprobado que la turbulencia comienza en la zona central del tubo para flujos con números de Reynolds mayor a 2400.

En las tuberías de impulsión, retorno y de aspiración seleccionadas el flujo es menor a 2100 y por ende el cálculo de pérdida de carga se realiza en flujo laminar.



Para tuberías de Impulsión $f=0.055$.

Para tuberías de aspiración y retorno $f=0,09$.

Por otro lado, para evaluar las pérdidas locales que se originan en válvulas u otros elementos intercalados en la instalación (perdidas de carga secundarias) se utiliza la siguiente expresión:

$$h_s = K \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

Donde el coeficiente adimensional K , que mide la caída de presión se mide experimentalmente y depende del diseño del fabricante. En la siguiente tabla se dan algunos valores orientativos:



Válvulas (abiertas)	Coef. de pérdida, K
De bola	$K = 0,1$
Compuerta	$K = 0,1 - 0,3$
Anti-retorno	$K = 1,0$
De asiento estándar. Asiento de fundición	$K = 4,0 - 10,0$
De asiento estándar. Asiento de forja (pequeña)	$K = 5,0 - 13,0$
De asiento a 45°. Asiento de fundición	$K = 1,0 - 3,0$
De asiento en ángulo. Asiento de fundición	$K = 2,0 - 5,0$
De asiento en ángulo. Asiento de forja (pequeña)	$K = 1,5 - 3,0$
Mariposa	$K = 0,2 - 1,5$
Diafragma	$K = 2,0 - 3,5$
De macho o tapón. Rectangular	$K = 0,3 - 0,5$
De macho o tapón. Circular	$K = 0,2 - 0,3$
Otros elementos	Coef. de pérdida, K
Codos a 90°	$K = 0,2$
Derivación	$K = 0,3$

Tabla 4. Coeficientes de pérdida de carga, K

La pérdida total de carga es la suma de las denominadas primarias y secundarias:

$$H_t = A_p + h_s$$

El siguiente paso es analizar el accionamiento de los actuadores y la disposición de los elementos en el circuito hidráulico. Se van a calcular las pérdidas de carga en cada tubería, en los elementos de conexión y luego se va obtener la pérdida de carga total.

5.4.1. Calculo de Perdida de carga en las tuberías de impulsión

Las tuberías de impulsión se conectan desde la bomba hacia seis válvulas distribuidoras. Debido a que cuando se opera el brazo solo interceden solo dos, el análisis se



realizará teniendo en cuenta el recorrido hacia las dos válvulas con mayor longitud de mangueras. Estas serán las válvulas de comando del cilindro hidráulico de la cuchara y del cilindro hidráulico n° 2.

$$Ap = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g} =$$

$$V_{ti} = 3,278 \text{ m/s}$$

$$D_{ti} = 0,0254 \text{ m}$$

$$f = 0.055$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$L_t = 4100 \text{ mm} = 4,1 \text{ m}$$

$$Ap = 0.055 \times \frac{4,1 \text{ m}}{0,0254 \text{ m}} \times \frac{(3,278 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} =$$

$$Ap = 4,862 \text{ m.c.a.}$$

Como vemos en el esquema hidráulico y como se planteó más arriba, tenemos dos válvulas distribuidoras con valores de $k=2$, 4 válvulas anti retorno de valor de $k=1$ y tenemos 5 uniones con valores de $k=1,6$. Es decir, un $K_t=16$.

$$h_s = K \cdot \frac{V^2}{2g} = 16 \cdot \frac{6.127^2}{2 \cdot 9.81} =$$

$$h_s = 30,614 \text{ m.c.a}$$

$$H_{ti} = 4,862 + 30,614 =$$

$$H_t = 35,476 \text{ m.c.a.}$$

5.4.2. Cálculo de Pérdida de carga en las tuberías de retorno

En este caso, igual que en el caso de las tuberías de impulsión, y como ese explico más arriba, serán tenidas en cuentas las pérdidas de carga de las tuberías de retorno que se conectan a las válvulas que comandan el actuador de la cuchara y del cilindro hidráulico n° 2.

$$V_{tr} = 1,45 \text{ m/s}$$

$$D_{ti} = 0,0381 \text{ m}$$



$$f=0.09$$

$$g= 9,81 \text{ m/s}$$

$$L_t=4200 \text{ mm}=4,2 \text{ m}$$

Longitud de mangueras.

$$A_p= 0.09 \times \frac{4.2}{0.0381} \times \frac{(1.554 \text{ m/s}^2)^2}{2 (9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2})} =$$

$$A_p= 1,22 \text{ m.c.a.}$$

Aquí tenemos dos válvulas con valores de $k=2$, 4 válvulas de valor $k=1$ y tenemos 3 uniones con valores de $k=1,6$. Derivaciones poseen un valor de $k=0,3$. Es decir, un $K_t=13.1$.

$$h_s= K \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} = 13,1 \cdot \frac{1,554^2}{2 \cdot 9,81} =$$

$$h_s=1,612 \text{ m.c.a}$$

$$H_{tr}= 1,22 + 1,612=1,863 \text{ m.c.a.}$$

3.4.3. Cálculo de Pérdida de tubería de aspiración

$$V_{tr}= 1,532 \text{ m/s}$$

$$D_{ti}= 0,0381 \text{ m}$$

$$f=0.09$$

$$g= 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$L_t=800 \text{ mm}=0.8 \text{ m}$$

$$A_p= 0.09 \times \frac{0.8}{0.0381} \times \frac{(1.532 \text{ m/s}^2)^2}{2 (9.81 \text{ m/s}^2)} =$$

$$A_p= 0,226 \text{ m.c.a.}$$

En este tramo de tubería se tiene un manómetro que tiene un valor de $k=5$. Las derivaciones poseen un valor estimado de $k=0.3$. Entonces $k_t=5.3$

$$h_s= K \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} =$$

$$h_s=5,3 \cdot \frac{1,532^2}{2 \cdot 9,81} =$$



hs=0,634 m.c.a

Hta= 0,226+0,634=0,86 m.c.a.

3.4.4. Pérdida total de carga en todo el circuito

HT=Hti + Hta + Htr=

HT=35,476 m.c.a+1,863 m.c.a.+ 0,86 m.c.a.=

HT=38,199 m.c.a.=3,74 bar=3,819 kgf/cm²

Esta pérdida representa el 2.54 %. Es un valor aceptable.

5.5 Selección de bomba:

El caudal necesario es de Q= 99,6 l/min. Convirtiendo a unidades GMP (galones por minuto) Q=26,31 GMP.

DESIGNACIÓN PARA ORDENAR: Reemplaza a TIPO 35 V/VQ--

SERIE **T6D** - **045** - **1** **R** **00** - **B** **1** MODIFICACIÓN

ANILLO (CAUDAL GPM A 0 PSI & 1200 R.P.M.)		
014=	15.09 GPM	47,6 cc/REV
020=	20.93 GPM	66 cc/REV
024=	25.20 GPM	79,5 cc/REV
028=	28.44 GPM	89,7 cc/REV
031=	31.16 GPM	98,3 cc/REV
035=	35.19 GPM	111 cc/REV
038=	38.14 GPM	120,3 cc/REV
042=	43.12 GPM	136 cc/REV
045=	45.19 GPM	145,7 cc/REV
050=	50.09 GPM	158 cc/REV
061=	61.00 GPM	190,6 cc/REV

BELLOS
1 = S1 (PARA ACEITE MINERAL)
4 = S4 (PARA LÍQUIDOS RESISTENTES AL FUEGO)
5 = S5 (PARA AMBOS)

DISEÑO
COMBINACIÓN DE CONEXIONES
00= STANDARD

ROTACIÓN
R= DERECHA
L= IZQUIERDA

TIPO DE EJE
1 = CILÍNDRICO (SAE-C) ø 31,75 STANDARD
2 = CILÍNDRICO (NO SAE)
3 = ESTRIADO (SAE-C)
4 = ESTRIADO (NO SAE)

P = PRESIÓN
S = SUCCIÓN

Fig. nº 74: Designación Bomba hidráulica. Catalogo Verion-bombas de paletas.

La designación de la bomba elegida es T6D-028-1-L-B1, de oleo-hidráulica Verion.



5.6. Potencia:

Con la siguiente fórmula se determina el valor de la potencia máxima requerida.

$$W_{pot} = \frac{p \cdot Q}{450}$$

Donde p está en unidades de bar y Q en litros/min. La potencia que da el resultado en unidades de HP.

Los cilindros trabajan con una presión nominal de $P_n = 150 \text{ kgf/cm}^2$, que transformados a unidad de bar son 152,92.

El caudal necesario calculado en el punto 3.2. es de 99,6 l/min.

$$W_{pot} = 33,85 \text{ HP}$$

5.7. Circuito Hidráulico

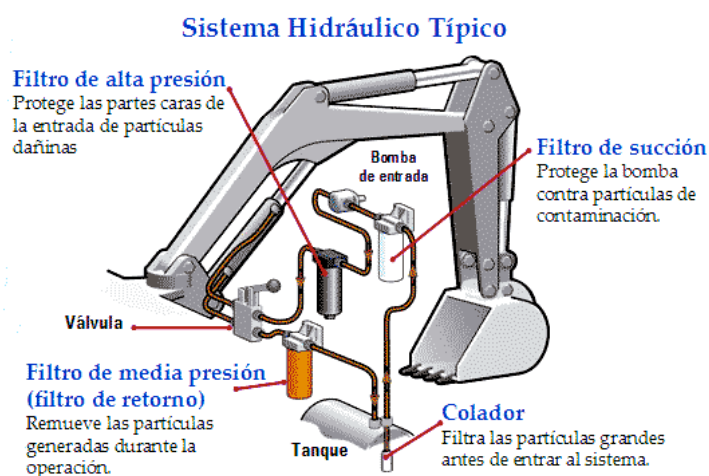
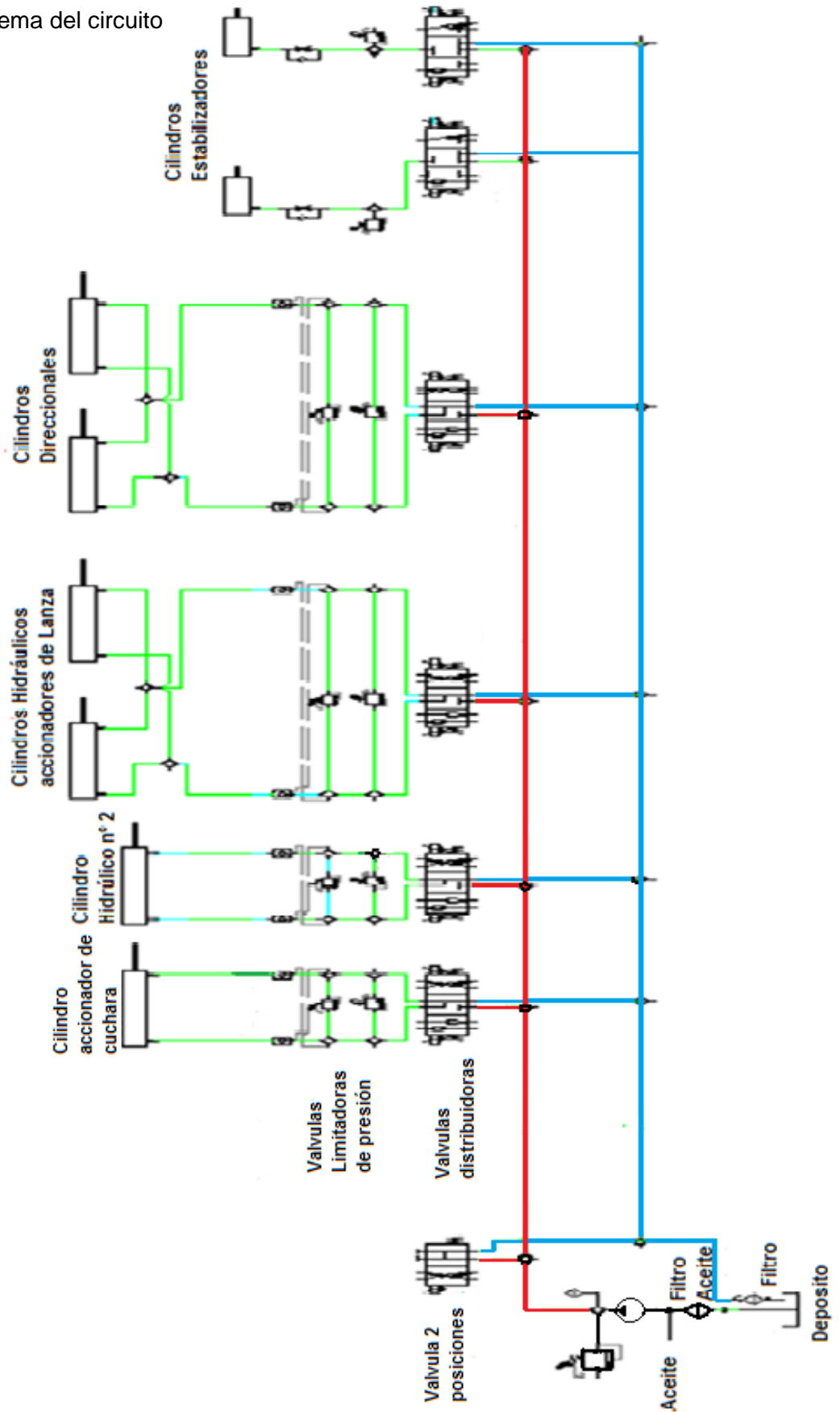


Fig. N°75.

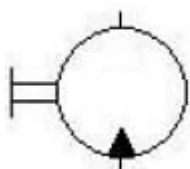
Podemos observar en la figura de arriba los elementos básicos del sistema. En la figura de abajo vemos el esquema completo.

Esquema del circuito





Simbolos:



Bomba motor



Linea principal

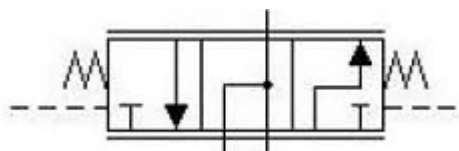


Linea secundaria

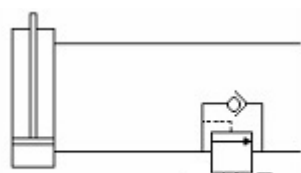


Filtro

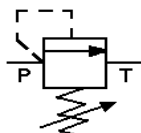
Deposito



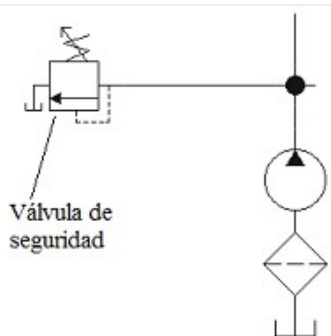
Válvulas Distribuidoras- Accionada por presión y retorno por muelles



Válvula Compensación de carga



Válvula limitadora de presión



Válvula de seguridad

Válvula de seguridad



CAPITULO 6

CONCLUSIONES

El diseño realizado de la retroexcavadora cumple ampliamente las expectativas propuestas en el proyecto. Luego de realizar una reflexión minuciosa respecto de los diferentes capítulos se destaca lo siguiente:

- Elementos de cálculo: los aplicados al diseño son los que se consideraron adecuados a este tipo de proyecto. Y garantizan que la retroexcavadora posea la consistencia que la convierten en una estructura segura para llevar adelante el trabajo pesado.
- Materiales: las chapas de acero aleado de alta resistencia utilizadas configuran un formato compacto que constituyen una estructura fuerte y con un funcionamiento óptimo. Además, la utilización de este material permite obtener una máquina que sea lo suficientemente liviana para ser colocada de manera sencilla sobre una gran variedad de suelos.
- Cálculo de las dimensiones requeridas de la lanza: En la deducción de la geometría de la lanza y el brazo se establecieron las relaciones de altura para obtener la variación de inercia necesaria. Pueden usarse otras relaciones de h pero la que se propuso genera una variación del momento de inercia con buena proporción, ya que se siguió la variación del momento flector. Esto permite obtener una viga con tensiones proporcionadas en todos sus puntos.
- Cálculo de las dimensiones requeridas de la lanza: en este apartado se expone una gráfica que evidencia como una viga curva responde a las exigencias de las tensiones optimizando la cantidad de material utilizado. Teniendo en cuenta la proporción de la máquina diseñada respecto a retroexcavadoras mayores; el ahorro de material no es relevante, sin embargo, la geometría que se seleccionó permite economizar el espacio de almacenamiento para transportarla. Asimismo, el soporte del brazo potencia esta característica.
- Soporte giratorio: este garantiza que la retroexcavadora pueda moverse en todas las posiciones indicadas para realizar su función de manera sencilla y aprovechar con eficiencia los espacios de trabajo.
- Pies estabilizadores: estos le conceden, a la máquina la capacidad de sustentar una buena calidad de excavación.



- Sistema hidráulico: la potencia que este requiere permite que un tractor de trabajo agrícola sea combinable con la excavadora sin perder rendimiento en los ciclos de excavación.

Como corolario, la excavadora diseñada posee las características necesarias para realizar satisfactoriamente el trabajo de recoger, levantar y trasladar la carga según las exigencias de alcance y capacidad que fueron planteados al comienzo del trabajo final.

Bibliografía

- Diseño de elementos de máquinas. Virgil Moring Faires.
- Mecánica de los fluidos. Daugherty.
- <http://www.ssab.es/products/brands/strenx>
- <http://www.bdigital.unal.edu.co/1864/13/cap12.pdf>
- <http://www.aero.ing.unlp.edu.ar/catedras/archivos/Uniones%20soldadas%20s exta%20edicion%202013.pdf>.
- <http://www.utilairsur.com/MDR.pdf>.
- <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn212.html>
- <http://www.adigra.com.ar/Formulas.pdf>
- <http://tesis.uson.mx/digital/tesis/docs/7536/Capitulo6.pdf>
- https://www.inti.gob.ar/cirsoc/pdf/area300/reg_301estructurasAcero.pdf



- <http://www3.fi.mdp.edu.ar/tecnologia/archivos/TecFab/11.pdf>

ANEXO.

PLANIMETRÍA

4.1. Codificación:

R-P-000-00-000-T
1 2 3 4 5 6

- a) Retroexcavadora.
- b) Piezas de diseño o piezas comerciales.
- c) Conjunto.
- d) Subconjunto.
- e) Ubicación.
- f) Tratamiento especial. Ej. Tratamiento térmico.

4.2. Ajustes y Tolerancias.

Elección de la calidad y la zona de tolerancia

Para elegir las tolerancias de eje y agujero, por razones de economía, conviene pensar en principio, en tolerancias lo más amplias posibles. Solo después de haber deducido por vía analítica o comprobación experimental que su aplicación es técnicamente inapropiada, se pasará a tolerancias más estrechas.

La técnica moderna hace que cada industria elija el número mínimo de variantes en cuanto a asientos o ajustes, a fin de disminuir la cantidad de calibres y herramientas, tratando de optar por las tolerancias más amplias compatibles con su tipo de producción y para disminuir sus costos.

A continuación, se da un listado de las calidades adecuadas para algunos tipos de fabricación importantes, enumeradas en sentido decreciente de la frecuencia de su empleo dentro de cada especialidad.



- Transmisiones: 8, 9, 11, 10, 7, 6.
- Maquinaria textil: 8, 10, 9, 7, 11, 6.
- Mecánica grande: 10, 8, 7, 9, 11, 6.
- Pequeña mecánica: 7, 6, 8, 5, 9.
- Maquinaria eléctrica: 7, 8, 6, 10, 9.
- Máquinas-herramientas: 7, 6, 5, 8.
- Construcciones navales: 9, 11, 7, 6, 8, 10.
- Maquinaria agrícola: 11, 9, 10, 8, 7, 13.
- Rodamientos a bolas y a rodillos, y sus ejes y soportes: 6, 7, 5, 8, 9, 10, 11, 13.
- Motores: 7, 6, 8, 10, 5, 9, 11.
- Automóviles: 8, 7, 10, 6, 11, 5, 9.
- Aviación: 8, 7, 11, 6, 5.
- Locomotoras: 9, 11, 8, 10, 7, 6.

Elección del Sistema

Resulta preferible utilizar el sistema agujero único (AU) puesto que es más fácil ajustar a la medida un eje, que un agujero. (Cabe aclarar que la confección de agujeros, en la producción en serie, si se realiza abriendo la cavidad con broca y calibrando la medida mediante escariador, la citada dificultad se reduce. Pero debe tenerse en cuenta que los escariadores, si bien se fabrican hasta diámetros $\cong 100\text{mm}$, no resultan económicos por encima de 50mm y son poco versátiles en comparación con alesadores regulables.

4.3 Elección de ajustes

4.3.1. Para los ajustes de fijación como los son los bujes en la chapa se utiliza un ajuste con apriete agujero único H7/n6. Este ajuste requiere necesita un seguro contra giro.

4.3.2. Para los ajustes deslizantes como lo son aquellos en los que el eje debe acoplarse a los bujes se utiliza un ajuste agujero único con juego deslizante H7/g6.

4.3.3. Para los ajustes de fijación donde no se usan seguros contra giro ni deslizamiento, como el que se usa para acoplar los rodamientos en ejes. El ajuste es agujero único apriete forzado H7/p6.