DISEÑO DE BANCO DE SOLDADURA AUTOMATIZADO CON FINES EDUCATIVOS
DESIGN OF AUTOMATED WELDING BANK FOR EDUCATIONAL PURPOSES

Esp. Alfredo Emilio Trigos Quintero. Autor Principal, MSc. Erick Donaldo Lambraño García Co-Autor I, Msc. José Luís Lázaro Plata Co-Autor II, MSc. Carlos Augusto Ropero Gaona Co-Autor III

Universidad Francisco de Paula Santander
Seccional Ocaña
Sede el Algodonal, Ocaña, Norte de Santander, Colombia.
Tel.: (+57) (7)5690088
E-mail: {aetrigosq, edlambranog, jllazarop, caroperoga} @ufpso.edu.co.

Abstract: In this article specifies the calculations of the mechanical components that make up a bank to obtain welding tests, based on API 1104 (American Petroleum Institute), designing a power screw that will transmit the movement to the probe with respect to the welding gun, which is used in a MIG MAG equipment (welding process using inert gas or active gas of ferrous or non-ferrous metal and a continuous electrode). The calculations were based on mechanical design books to obtain the result of the dimensions, equally, the determination of appropriate materials for later construction of this equipment, which can be used for the study of welding parameters by controlling variables that directly affects the physical-mechanical characteristics of a weld bead through the GMAW process

Keywords: GMAW Sounder, API 1104 Standard, Welding Gun, Welding Probe, Welding Cord, Feed Speed,.

Resumen: En el presente artículo se especifica los cálculos de componentes mecánicos que integran un banco para obtener probetas de soldadura, fundamentados en la norma API 1104 (Instituto Americano del Petróleo), diseñando un tornillo de potencia que se encargara de transmitir el movimiento a la probeta con respecto a la Pistola de soldadura, la cual es utilizada en un equipo MIG MAG (Proceso de soladura que utiliza Gas inerte o gas activo dependiendo del metal ferroso o no ferroso y un electrodo continuo). Los cálculos fueron fundamentados por medio de libros de diseño mecánico para obtener como resultado las dimensiones, igualmente, la determinación de materiales apropiados para posterior construcción de este equipo, que podrá ser usado para el estudio de parámetros de soldadura mediante el control de variables que afecta directamente las características físico - mecánicas de un cordón de soldadura a través del proceso GMAW

Palabras clave: Soladura GMAW, Norma API 1104, Pistola de Soldadura, Probeta de soldadura, Cordón de soldadura, Velocidad de avance.

1. INTRODUCCIÓN

La soldadura por arco de metal y gas (Gas Metal Arc Welding GMAW o MIG Es un proceso de soldadura, en el que la fusión se logra mediante un arco producido entre un electrodo tubular (alambre consumible) y la pieza. La protección se obtiene de un fundente contenido dentro del alambre tubular. Protección adicional de un gas suministrado externamente (SOLDEXA, 1995).

Para realizar un estudio de las características geométricas y fisicoquímicas de un cordón de soldadura, realzado con un proceso GMAW, con un equipo MIG MAG, se debe buscar la obtención de repetitividad en los cordones de soldadura en las probetas de soldadura. (HOLLIDAY, 2008), La

velocidad de alimentación del alambre determina la cantidad de corriente de soldar que se suministra al arco. De esta manera, el control de velocidad de alimentación es, esencialmente, el ajuste de la corriente de soldar. (ESAB, 2017), Hay que seleccionar el tipo de alambre tubular de acuerdo a la aleación, composición y nivel de resistencia del metal base a soldarse. (SOLDEXA, 1995), la funcion del gas Protector es brindar una atmosfera adecuada previniendo la contaminación por oxígeno e hidrógeno como muestra la Figura 1.

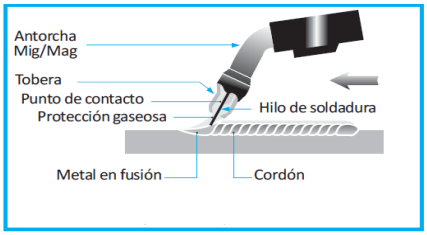


Figura 1. Representación esquemática del proceso GMAW (SOLDEXA, 1995)

Para el estudio de una soldadura específica o un WPS (Procedimiento específico de soldadura) Se determinaran las áreas paramétricas definidas por el cambio de la corriente de soldadura y la tasa de soldadura., incluido el diámetro del alambre y la temperatura de precalentamiento. . Todo esto ayuda a la optimización del proceso de soldadura para varias aplicaciones (Bradáč, (2017) Acta Polytechnica, 57 (2), pp. 78-88) Acta Polytechnica, 57 (2), pp. 78-88).

Con la construcción de un Banco De Soldadura Automatizado, pretende mitigar en la aplicación de la soldadura, las variaciones en la velocidad de avance del electrodo, descartando los factores que pueden afectar la confiabilidad de un soldador, tales como condiciones familiares , sociales o de salud del soldador, además podremos obtener cordones de soldadura aplicados a diferentes probetas de materiales ferrosos, al realizar la variación de las parámetros de la soladura, (la velocidad, espacio entre la pieza y la pistola de soldar, amperaje, voltaje entre otros , permitirá comparar los diferentes resultados de los cordones de soldadura obtenidos a cada probeta en particular. Permitiendo el análisis y estudio de resultados realizados con soladura GMAW.

2. MATERIALES Y MÉTODOS

En el presente trabajo se muestran los cálculos de los principales elementos Mecánicos que integraran los componentes de una maquina automatizada de probetas de soldadura, la cuales sirven para determinar las dimensiones mínimas y materiales adecuados a los que estará sometido la máquina, se divide en las siguientes etapas: cálculos del tonillo sin fin, cálculos del peso de la platina base, cálculo del volumen proyectado para la probeta, calculo el peso de la probeta, selección y verificación del material del tornillo de potencia, especificaciones finales del tornillo, cálculo de los soporte del equipo y pistola de soldar y selección y verificación del material de la estructura.

2.1 Cálculos del tonillo sin fin

Se diseña la estructura y el tornillo de potencia SIN-FIN requerido para trasladar la carga, a continuación se especifican las cargas involucradas con el diseño del equipo.

QT = carga total, QT = carga de la pistola,
QB = piso de la platina base, Qpro = piso de la probeta

El peso de la pistola de soldadura se determinó, de manera experimental, valor promedio del peso de la pistola, QP = 3 ,5 Kg equivalen a 35 Newton

Peso de la platina base, QPB = WPB = PV, Dónde:

QPB = Peso de la platina Base
P = peso especifico del acero
V = Volumen de la platina base

Dimensiones de la platina ver Figura 2.

$$\text{Espesor} = 0{,}95\ \text{cm} = \frac{3}{8}\ \text{pulgadas}$$

Volumen de la platina Base,

$$V = VPB = A.l.t = (33\ \text{cm})(36\ \text{cm})(0{,}95\ \text{cm})$$
$$VPB = 1131{,}37\ \text{cm}^3 = 0{,}001132\ \text{m}^3$$

Tomado el peso específico del acero,
$P = 76440\ \text{N/m}^3$

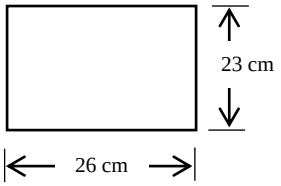
2.2 Cálculos del peso de la platina base,

Se realiza el cálculo del peso promedio de la platina Base, la cual es la que soportara las probetas a usar en el banco de soldadura. En este caso es el volumen según las dimensiones proyectas para la platina base.

$$QPB = P.VPB, = (76440\frac{\text{N}}{\text{m}^3})(0{,}001132\ \text{m}^3) = 87\ \text{N}$$

Calculo del peso de la platina usada para la obtención de probetas, el cual será el producto del Volumen por el peso específico: $QPro = VP \times P$

Tomando las dimensiones para la probeta que usara la máquina de soldadura. Espesor de la lámina



t = 6mm.

Figura 2. Dimensiones de probeta del equipo de soldadura (Autoría propia).

Las dimensiones de la probeta están basadas en la proyección de 10 muestras, según el estándar de una probeta basada en la norma AP1-1104. El espesor de la probeta está proyectado, para ser usados en pruebas de como tubería de acero STD – 40, que tiene un espesor de:

t = 5,49 mm ~ 6 mm = 0,6 cm

2.3 Calculo del Volumen proyectado para la probeta:

$Vpro = A \times L \times t$ (Ancho por largo por espesor)
$Vpro = (26\ cm)(23\ cm)(0{,}6\ cm)$
$Vpro = 358{,}8\ cm^3 = 0{,}0003588\ m^3$

2.4 Calculo el peso de la Probeta.

Para calcular el peso de la probeta, multiplicamos el volumen de la probeta por el peso específico. El peso total de la carga que arrastrara el tornillo SIN – FIN está dado por, peso de la probeta más el peso de la pistola más el peso de las probeta base

$Qpro = Vpro.P$
$Qpro = (0{,}0003588\ m^3).(76440 Nm^3) = 28\ N$
QT=QP+QPB+QPROB =35N+87N+28N=150N

La velocidad de suministro del alambre varía entre 2.4 a 20.4 m/ min (catálogo MIG – MAG) o 40 a 340 mm/s o 4 cm/s -34 cm/s. Para los cálculos del tornillo sin FIN, se tomara una velocidad de Velocidad = 40 mm/s a 400 mm/s, la Longitud está basada en el largo de la mesa, la cual se estipulara en, 60 cm~ 600 mm. Con estos parámetros, realizaremos los siguientes cálculos del tornillo SIN FIN.

2.5 Selección y verificación del material del tornillo de Potencia.

Se escogerá un diámetro con el cual se verifica que nos soporte cargas a fatiga. Para nuestro caso debido a la presencia de escoria de la soldadura se diseñará el tornillo SIN FIN en acero.

Para la construcción de tornillos sin fin se recomienda acero cromo – niquel, que tiene una dureza de 55 a 57 HRC (acero con alto contenido de carbono). En este casos se toma un acero AISI 4140 Fuente. FAMA (Empresa Colombiana de Cajas Reductoras). La Tabla 1, muestra las propiedades mecánicas del Acero AISI 4140.

Tabla 1: Propiedades Mecanicas Acero 4140 AISI

	Resistencia mecánica	Dureza (HBN)
Laminado en caliente	89 KPSI R. Cendencia 62 KPSR	187
Estirado en frio	102 KPSI R. Cendencia 90 KPSR	223
Tiempo y fundido	170 KPSI R Cendencia KIS9 PS1	34

Para el diseño del tornillo sin fin, de acuerdo con la Ecuación (1) se estima el diámetro medio, referencia: (Norton, 1999).

$$dm \geq \sqrt{\frac{2F}{\pi Y.Sd-ap}} \qquad (1)$$

F = fuerza axial
Y = factor para cuando la tureca es de una pieza (1,8),

Valores de la resistencia a la fluencia (Sy): Sy=62 KPsi, tomado de la Tabla 1

Sd-ap se define con base en los valores dados en la ecuación, recomendada por Dobrovoslki debe evitarse que ésta supere un valor que produzca un desgaste prematuro de los filetes se puede tomar de la siguiente manera: (DOBROVOSLKI., 1970). Sd-ap = 12 MPa, se escoge para tuercas de bronce. Tornillo en acero y tuerca de bronce:

$$Sd - ap = \frac{Syc}{Nap} = 12 \text{ a } 20\ MPa$$

Tornillo de acero y tuerca hierro fundido: 80 MPa. Recomendaciones para Y, tomados del libro de Diseño Mecánico, Norton: Y=1,8 a 2,5 tuerca de una pieza, Y= 2,5 a 3,5 tuerca partida. Para determinar la fuerza axial, hacemos un análisis de las fuerzas que actuaran en el tornillo, donde $W = Q\ total$, Peso igual a la carga vertical que se asumió de 16 Kgf. La fuerza axial se determina de acuerdo con la Figura 3.

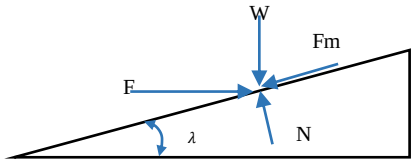


Figura 3. Diagrama de fuerzas (Autoría propia)

Se considera para nuestro diseño un tipo de rosca ACME, debido a que es fácil para maquinar.

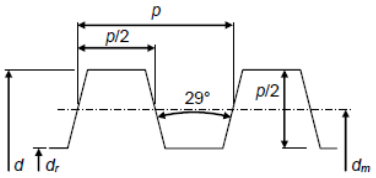


Figura 4. Terminología usada para las Dimensiones para Rosca ACME (Autoría propia)

Realizando sumatoria de fuerzas en (X y Y) y a partir de la Ecuación (2) despejamos W:

$$\sum_{Fy=0} W + N.\cos X - Fm.\sin X \qquad (2)$$

A seguir se escogió la fuerza de fricción, $Fm = \mu s.N$ y luego se reemplazó en la Ecuación 1 y así obtener la nueva Ecuación 3 en función del peso. De la Ecuación 3 se deriva la Ecuación 4 realizando el reemplazo de identidades trigonométricas.

$$N = \frac{W}{(\cos X - \mu s \ \sin X)} \qquad (3)$$

$$F = W.\left(\frac{\mu s + \tan X}{1 - \mu s \tan X}\right) \qquad (4)$$

Tomando $W = QT$, donde $QT = 150\ N$. Para mantener un rango de seguridad, se escogió un factor de seguridad n = 8, para la carga requerida W y un ángulo igual a 29º para rosca ACME. El siguiente procedimiento fue realizado tomando en consideración que $W = QT$, para un $QT = 150$ N

W = n. QT = (8)(150N) = 1200 N , Carga del Tornillo de Potencia

λ = 29/2 = 14,5 Angulo para Roscas ASME

Valores del coeficiente de fricción, μS Acero – Acero.

μS =	0,74

μK =	0,57

Reemplazamos valores en la Ecuación (4) se encontró que la fuerza es igual 1464 N, este valor a su vez fue reemplazado en la Ecuación 1.

dm ≥ F = 1500N, Y = 1,8 y Sd − ap = 12Mpa

$$dm \geq \sqrt{\frac{2(1500)}{\pi(1{,}8)(12 \times 10 - 6\ N/m^2}} \geq \sqrt{4{,}418\ \times 10 - 2\ m^2}$$

Diámetro recomendado para verificar la resistencia y características físicas del tornillo Sin Fin.

dm ≥ 6,64 × 10 − 3 m~ dm = 6,64 mm = 0,2598 pulgadas

La Ecuación (1) recomienda un diámetro mayor o igual a 0,2598 pulgadas, por lo que se escoge un diámetro estándar (anexo en Tabla 1), por encima del hallado

Diámetro medio, dm = 0,3331 n~ 8,4582 mm
Diámetro mayor: dmayor = 0,3751 n~ 9,525 mm
Diâmetro menor: dmenor = 0,2921 n~ 7,4168 mm
paso: P = 0,0831 n~ 2,1082 mm
Hilos por pulgada=12
At = 0,0771 n^2 ~ 4,97 × 10 − 5 m^2

Comprobando la resistencia del núcleo para el diámetro escogido, para el acero A151 4140, laminado en caliente.

Su = 89 KPSI ~ 613 MPA
Su = 62 KPSI ~ 427 MPA
E = 200 Gpa (Módulo Elasticidad)
G = 77,2 Gpa (Módulo de Rigidez)

Par de torsión máximo, Ecuación 6:

$$T's = Ts + Tc = \frac{F.dm}{2}\frac{1 + \mu\pi.dm}{\cos af}{\pi\ dm - \mu.1} + \frac{F\mu cdc}{\cos af} \qquad (6)$$

<u>Datos de entrada previamente determinados:</u>

F = 1500N
I = p = 0,0831 n ~ 2,1082 mm ~2,1082 × 10^3m
af = 14,5 (Angulo)
dc = 1,5 dm (diámetro del cojinete)
dc = 1,5 (8,4582 mm)
dc = 12,68 mm~ 0,01268 m
μS = μC = 0,15 para rodamientos

Remplazamos valores:

$$T's = 6{,}343\left[\frac{6{,}225\ \times 10^3}{0{,}0233}\right] + 1{,}4265 = 3{,}126\ N.m$$

Calculo de fuerza axial, según la fórmula de tracción,

$$St = \pm\frac{F}{At} = \frac{1500N}{4{,}97 \times 10^5 m^2} = 30{,}18\ Mpa$$

La cual es mucho menor que la del material AISI 4140, con valores de $Sy = 427$ Mpa. Formula referenciada del libro de Mecánica de Materiales para elementos circulares sometidos a Torsión. (Ferdinand p. Beer, 2001)

Usamos la ecuación. $SST = \frac{16T's}{\pi dr^3}$

Diámetro interior del tornillo $= dr$
Torque requerido en cojinetres $= T's$
dmenor $= dr = 7{,}4168$ mm en metros

$dr = 7{,}4168 \times 10^3 m$

$$SST = \frac{16(3{,}126NM)}{\pi(7{,}4168 \times 10^3 m)^3} = 39{,}243\ Mpa$$

El fuerzo cortante es mucho menor que el que resiste el material, por tanto debemos escoger un diámetro menor o un material menos resistentes. Para nuestro diseño tomaremos un acero con menor resistencia el cual es un acero SAE 1020, col las siguientes propiedades mecánicas.

$Sy = 27 kgf/mm^2 = 265$ Mpa
$Sy = 40 kgr/mm^2 = 392$ Mpa
Dureza $= 110$ HB

Este es un acero de menor valor comercial con el material escogido, verificamos el factor de seguridad:

El material del tornillo es dúctil se puede utilizar la teoría del esfuerzo cortante máximo o la del esfuerzo cortante octaédrico/von Mises de acuerdo a la Ecuación 7.

$$\frac{1}{N^2} = \left[\frac{St}{Sy}\right]^2 + \left[\frac{Sst}{Sys}\right]^2 \qquad (7)$$

$Sys = 0{,}5775y$ (VON MISES),

Datos obtenidos

$St = 30{,}18$ Mpa, $Sst = 39{,}243$ Mpa , $Sy = 265$ Mpa,
$Sys = (0{,}577)(265\ Mpa)$, $Sys = 152$ Mpa

Calculando el factor de seguridad para el nuevo material.

$$\frac{1}{N^2} = \left[\frac{20{,}18\ Mpa}{265\ Mpa}\right]^2 + \left[\frac{39{,}243\ Mpa}{152\ Mpa}\right]^2 = 3{,}5$$

Es un factor de seguridad mayor a 3, lo cual nos da un rango de seguridad para el diseño, teniendo en cuenta que también se tomó un factor de seguridad de n= 8, en el cálculo de la carga. Verificación de la resistencia a cortante de los filetes, puede calcularse como el esfuerzo promedio (Norton, 1999).

Vverificación de la resistencia cortante de la tuerca (material bronce), referenciado

$$Sgba = \frac{3F}{2Aba} = \frac{3F}{2\pi\, d(wop)nF}$$

Para el valor de tomado de la Tabla No2.

Wo = 0,63; nF = 1; nf = LT donde LT = Longitud Total;
P = Paso;nF = se toma entre 1 y NF

Luego $LT > 0{,}5$ d (longitud de la Tuerca)
Donde $d = 9{,}525$ mm

Longitud mínima a tomar para la Tuerca
LT = 4,6275 mm

Nf = 60 mm/paso = 4,6275/2,1082 mm
Nf = 2,19 número de filetes.
Tomando una tuerca más larga, tomaremos:

Nf = 7 Filetes que soportarían la carga.
Calculamos el Ssba (resistencia a cortarte de los filetes de la tuerca).

$$Ssba = \frac{3(F)}{2\pi d(wop)nF}$$

$$Ssba = \frac{3(1500N)}{2\pi(9{,}525 \times 10^3 m)(0{,}63)(82{,}1082 \times 10^3 m).(7)}$$

$Ssba = 2{,}69$ Mpa

El factor de seguridad de las tuercas. Lo calculamos

$Nba = \frac{Sys}{Sba}$ Donde, $Sys = 0{,}577\ Sy$

$Syt = 69$ Mpa Para el bronce se tiene,

$$Nba = \frac{0{,}577(69Mpa)}{2{,}69\ Mpa} = 14{,}8\ MPa$$

Suficiente resistencia al barrido, lo que representa un factor de seguridad alto que nos garantiza la no falla por cortante de la tuerca. Verificación de la resistencia a flexión de los filetes del Tornillo.

$b = p/2$ Tomando la formula (rosca ACME Tabla 3)

Wi = 0,77 Y Wo = 0,63 (tabla 2 para rosca ACME)

Para el tornillo

$\text{Sflex} = \frac{3.\text{Fh}}{\pi\ \text{dr}\ \text{nF(Wip)}^2}$ Donde $\text{h} = 2{,}1082/2\ \text{mm}$

Para la tuerca: $\text{h} = 1{,}054\ \text{mm}$

$$\text{Sflex} = \frac{3.\text{Fh}}{\pi\ \text{dr}\ \text{nF(Wip)}^2}$$

dc = 1,5 dm (diametro del cojinete)
dc = 1,5 (8,4582mm)
dc = 12,68mm~0,01268 m
μS = μC = 0,15 Para rodamientos.
h = 1,054 mm
$\text{h} = 1{,}054 \times 10^3\text{m}$

$$\text{Sflex} = \frac{3.\text{Fh}}{\pi\ \text{dr}\ \text{nF(Wip)}^2}$$

Reemplazamos valores para el tornillo

$$\text{Sflex} = \frac{3(1500\text{N})(1{,}054 \times 10^3\text{m}}{\pi(7{,}416 \times 10^3)(7)((0{,}77)(2{,}1082 \times 10^3\text{m})^2} = 11{,}035\ \text{Mpa}$$

Reemplazamos los valores, para calcular la resistencia a la flexión para la tuerca:

$$\text{Sflex} = \frac{3.\text{Fh}}{\pi\ \text{dr}\ \text{nF(Wip)}^2}$$

$$\text{Ssba} = \frac{3(1500\text{N})}{2\pi(9{,}525 \times 10^3\text{m})(0{,}63)(82{,}1082 \times 10^3\text{m}).(7)}$$

$\text{Sflex} = 12{,}836\ \text{Mpa}$

Buscamos el factor de seguridad – A flexión para el tornillo

$$\text{Nflex} = \frac{\text{Sx}}{\text{Sflex}} = \frac{265\ \text{Mpa}}{11{,}035\ \text{Mpa}} = 24\ \text{N}$$

Es un valor Grande para el factor de seguridad. A seguir el factor de seguridad para la tuerca:

$\text{Nflex} = \frac{69\ \text{Mpa}}{12{,}836\ \text{Mpa}} = 5.37$, aceptable por encima de 3.

Continuando con la verificación de la resistencia a la fatiga para el tornillo se procede como muestra la Figura 6.

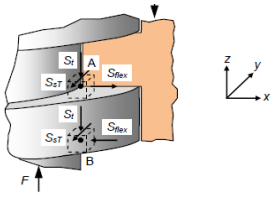


Figura 5. Esquema de los estados de esfuerzos a fatiga (fuente (NORTON, 1999)

Referenciado del libro de diseño de máquinas, la resistencia a la fatiga se determina como muestra la Ecuación (8). (Norton, 1999).

$$\text{Sxx} = \pm\text{Sflex} = \pm\frac{3\text{Fh}}{\pi\ \text{dr}\ \text{nF (wip)}^2} \quad (8)$$

Donde $\text{Sxx} = 0$

$$\text{Szz} = \pm\frac{\text{F}}{\text{At}} = \pm\ \text{St}$$

$$\text{Ssxy} = \text{SST} = \frac{16\text{Ts}'}{\pi\ \text{dr}^3}$$

$\text{Sszx} = 0$

Tomando valores referenciado del libro de diseño de máquinas, calculamos la resistencia a la fatiga para el tornillo. (Norton, 1999) $\text{Sxx} = 11{,}035\ \text{Mpa}$; $\text{Sxx} = 0$; $\text{Szz} = 30{,}18\ \text{Mpa}$; $\text{Ssyz} = 39{,}243\ \text{Mpa}$; $\text{Ssxy} = 0$; $\text{Sszx} = 0$.

Tomando $\text{Fmin} = 0$ y $\text{T}'\text{smin}$ (los esfuerzos mínimos serían iguales a cero). $\text{Fm} = \text{Fa} = \text{F}/2$ $\text{Tsm}' = \text{Tsa}' = \text{Ts}'/2$ Los valores esfuerzos medidos alternativos serían la mitad de los valores dados:

1. $\text{Sxxm} = 5{,}52\ \text{Mpa} = \text{Sxxa}$
2. $\text{Syym} = 0 = \text{Syya}$
3. $\text{Szzm} = 15{,}09\ \text{Mpa} = \text{Szza}$
4. $\text{Ssyzm} = 19{,}6215\ \text{Mpa} = \text{Ssyza}$
5. $\text{Ssxym} = 0 = \text{Ssxya}$
6. $\text{Sszxm} = 0 = \text{Sszxa}$

Tomando a $\text{KF} = 2{,}8$ (factor de concentración de esfuerzo). Dureza menor DF 200 HB y tomando el factor para carga axial y flexión y para torsión.

$\text{KFF(M)} = \text{KFF(F)} = \text{KFF(T)} = \text{kfm(m)} = \text{kfm(F)} = \text{KFM} = \text{KF}$

Realizando las operaciones tenemos

$\sigma\text{xxm} = \sigma\text{xxa} = 15{,}456\ \text{Mpa}$, $\sigma\text{zzm} = \sigma\text{zza} = 42{,}252\ \text{Mpa}$ y $\tau\text{yzm} = \tau\text{yza} = 54{,}94\ \text{Mpa}$

Por el método von Mises para esfuerzo multiaxial simple sección 5. (Norton, 1999).

Como $\sigma_{xx} = \tau_{xy} = \tau_{zx} = 0$, obtenemos

$$\sigma_{me} = \sqrt{\sigma_{xxm^2} + \sigma^2{}_{zzm} - \sigma_{xxm}.\sigma_{zzm}} + 3\tau_{yzm^2} \quad (9)$$

$$\sigma_{ae} = \sqrt{\sigma_{xx^2a} + \sigma^2{}_{zza} - \sigma_{xxa}.\sigma_{zza}} + 3\tau_{yza^2} \quad (10)$$

Para nuestro caso $\sigma_{me} = \sigma_{ae}$

$$\sigma_{me} = \sqrt{239{,}011\text{mpa}^2 + 1{,}785 \times 10^3\text{mpa}^2 - 0{,}653\ \text{mpa}^2} + 0{,}055 + 21\ \text{mpa}^2$$

$\sigma_{me} = \sigma_{ae} = 102{,}11\text{Mpa}$

Utilizamos la ecuación Goldman modificada (Ecuación 11).

$$\frac{1}{N} = \frac{\sigma_{me}}{Su} + \frac{\sigma_{ae}}{Sn} \qquad (11)$$

Para el material referenciado, la resistencia ultima:
Su = 613 Mpa

Para Sn tomamos $Sn = kSe'$

$Se' = 0{,}5Su \qquad Se' = 0{,}5(613\ \text{Mpa})$
$Se' = 306{,}5\text{Mpa}$

Para el diseño tomamos un valor $k = 0{,}362r$

$Sn = kSe' = (0{,}362)(306{,}5\ \text{Mpa}) = 110{,}953\ \text{Mpa}$

Reemplazamos valores S en Ecuación (11).

$$\frac{1}{N} = \frac{102{,}11}{613\ \text{Mpa}} + \frac{102{,}11}{110{,}853\ \text{Mpa}}$$

$\frac{1}{N} = 0{,}166 + 0{,}92 = 1{,}08$, $N = \frac{1}{1{,}08} \sim 0.92$, $N = 0.92$

Debe cumplirse, $\sigma_{maxe} < S_y/N$ donde $S_y = 265\ \text{Mpa}$

$102\ \text{Mpa} < 288\ \text{Mpa}$ (se cumple)

Calculando el esfuerzo normal máximo σ_{maxe}, sin tener en cuenta la concentración de esfuerzos (Ecuación 12).

$$\sigma_{maxe} = \sqrt{Sxx2 + Szz2 - Sxx.Sxx + 3Ssyz2} \qquad (11)$$

$\sigma_{maxe} = \sqrt{121{,}77\ \text{Mpa} + 910{,}8\ \text{Mpa2} - 333\text{Mpa2} + 462\ \text{Mpa2}}$

$\sigma_{maxe} = \sqrt{5986} = 77{,}36\ \text{Mpa}$

Debe cumplirse $\sigma_{maxe} < S_y/N$
Donde $S_y = 265$ Mpa
Tomando N = 0,925
$\sigma_{maxe} < S_y/N \qquad \sigma_{maxe} < 265/1$

La condición se cumple $77{,}36 < 265\ \text{Mpa}$

Tiene un factor de seguridad mayor para la fatiga,
$N = 265/77, \quad N = 3{,}4$

2.6 Especificaciones finales del tornillo

Después de verificar los valores seleccionados para el tornillo requerido, se procedió a verificar el material.

Sy = Mpa (resistencia – fluencia)
Su = 392 Mpa (resistencia ultima)
Dureza = 110 HB (dureza)
Rodamientos = apoyado en rodamientos de contacto,
Diámetro menor rodamiento = Ø = 0,292 in

Datos de la Tuerca. El cálculo se realizó para una tuerca en bronce, para garantizar la resistencia a la fatiga se tomara el mismo material del tornillo Øt, diámetro interno de la tuerca Dint = 0,292 in. Material: Acero SAE 1020.

Sy = 265 Mpa (resistencia fluencia)
Su = 392 Mpa (resistencia ultima)
Dureza 110 HB.

2.7 Cálculo de los soporte del equipo y pistola de soldar

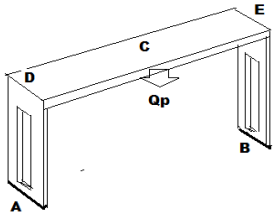


Figura 6. Bosquejo del soporte de la Pistola de soldadura (Autoría propia)

Para el diseño, de la estructura, tomaremos la carga de la pistola de soldar (MIG) Qp = 35 N. las dimensiones están basadas en los espacios requeridos para el avance de la pieza (ver Figura 7).



Figura 7. Proyección del movimiento de la Probeta en la máquina de soldadura. (Autoría propia)

2.8 Selección y verificación del material de la estructura.

Para el diseño de la estructura, escogemos un acero comercial, el cual es ASTM A36, propiedades

Su = 400 Mpa (resistencia ultima)
τs = 145 Mpa (esfuerzo cortante fluencia)
Sy = 250 Mpa (resistencia fluencia)
E = 200 Gpa (módulo de elasticidad)
G = 77,2 Gpa (módulo de rigidez)

$Ce = 1{,}7 \times 10^2\ 1/c^{\circ}$ (resistencia fluencia)

El material se escogió, considerando generación de chispas debido a las pruebas de soldadura y las altas temperaturas.

Debido a que algunas de las cargas a analizar están a compresión, se tomara el punto de cedencia para el análisis de estas cargas (Singer – Resistencia de materiales) σu compresión = σs tensión = 250 Mpa

Donde $\sigma_{adm} = \frac{\sigma x}{n}$

Se toma un factor de seguridad de n=5

σ_{adm} = esfuerzo admisible
σx = esfuerzo ultimo comprensión
n = factor de seguridad

$$\sigma_{adm} = \frac{250\ Mpa}{5} = 50\ Mpa$$

Analizando la platina superior (ver Figura 8).

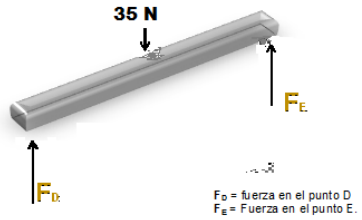


Figura 8. Fuerzas en parte superior de la estructura
(Autoría propia)

Se realizó un análisis de las fuerzas Estáticas (Ferdinand p. beer, 2007

FD = 17,5 y FE = 17,5 N

Análisis de cortante y momentos, por el método de sección. (Ferdinand p. beer, 2007

Tramo DC
$\Sigma Fy = 0 \quad 17{,}5N - V = 0\ ; V = 17{,}5\ N$
Sumatoria de Momentos:

$\Sigma MI = 0 - (17{,}5).(65)/2 + Mc = 0$
$Mc = 5{,}6875\ N.M$

Tramo CE
$\Sigma FY = 0 - 35N + 17{,}5\ N - V^2 = 0;$
$V^2 = 17{,}5\ N$
$\Sigma m^2 = -17{,}5N.(X) - [65/2 + m^2] = 0$
$-m^2 = -17{,}5N.(X) + [65/2 - 17{,}5]$
$m^2 = -17{,}5N.(X) + 1137{,}5\ N\ cm$
Evaluamos para X = 65 cm

$m^2 = 17{,}5\ N.(65cm) + 1135{,}5\ ;\ m^2 = 0$

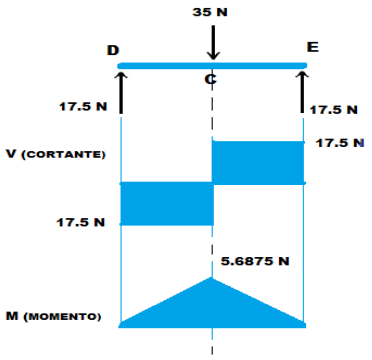


Figura 9. Diagrama de cortante y momento
(Autoría propia)

Tomamos el momento máximo que ocurre en el punto C, tal como se muestra en la Figura 10.

M: Momento
C: Distancia al punto exterior de la platina
I: Momento de Inercia

$Mc = 5.6875\ NM$ $\sigma = \frac{Mc}{I}$

$\sigma_{ADM} = 50Mpa$ $I = \frac{b.a^3}{12}$

Usaremos platina cuadra con alto de a = 1/8" y calculamos las dimensiones de la base.

$a = 0{,}3175\ cm$ $I = \frac{Mc}{\sigma}$

Buscamos el valor de ancho de la base de la platina a usar b =?

$$\frac{b.a^3}{12} = \frac{6(5{,}6875\ N.m)(a/2)}{50\ Mpa}$$

a = ancho;
b = base,b = 0,067 m,
b = 6,7 cm

Debido a que b, es demasiado ancho, aumentamos el valor de a y calculamos nuevamente el valor de b,

Tomando el valor de a = ¼" = 0,635cm
a = 0,00635 m

$$b = \frac{6(5{,}6875\ Nm)}{(0{,}00635\ m)^2(50Mpa)}$$

$b = 0{,}0167\ m$ $b = 1{,}167\ cm = 16{,}7\ mm$

Aproximamos b = 1,67 cm, al diámetro comercial por encima del encontrado, el cual es 2,54 cm, o 1 pulgada; Tomaremos la platina ¼" x 1"

$\mathbf{A = (0,00635\ m)(0,0254)}$
$A = 1{,}6129 \times 10^{4} m^2$

Con las dimensiones escogidas, analizamos el esfuerzo cortante, $\tau = V/A$

Tomando $V = 35\ N$

$\tau = 35\ N/(1.6129 x10 - 4\ m^2)$
$\tau = 217.000\ Pa$
$\tau = 217\ kPa \sim 0{,}217\ MPa$

El cortante obtenido es mucho menor que el del material escogido.

$A = (0{,}00635\ m)(0{,}0254)$
$A = 1{,}6129 \times 10^{4} m^2$

$$Fs = \frac{\tau y}{\tau ADM} = \frac{145\ Mpa}{0{,}217\ Mpa} = 688$$

Es un Factor de seguridad elevado, pero se deben verificar los esfuerzos debido a la flexión.

Para los dos soportes de la viga DCE, realizaremos un análisis de columnas AD y BE, método de análisis de columnas. (Ferdinand p. Beer, 2001)

Carga critica en una columna $Pcr = 4\ K/L$
$K =$ constante
$L =$ longitud de la columna

Formula de Euler para cargas críticas:

$$Pcr = \frac{\pi 2\ E\ I}{L^2}$$

$I =$ momento de inercia
$E =$ módulo de elasticidad
$L =$ Longitud
$r =$ radio de giro

Calculamos la carga crítica para el material Acero ASTM A36, con las dimensiones de la mitad de la platina de $1" x \frac{1}{4}"$. Calculando el momento de inercia:

$$I = \frac{(0{,}0127)\ (0{,}003175\ m)^3}{12} = 3.39 x10^{11}\ m^4$$

Hallamos Pcr. (carga Critica)

$$Pcr = \frac{\pi 2\ E\ I}{L^2}$$
$L = 30\ cm = 0{,}3$ (longitud)
$E = 200$ Gpa (para el acero ASTM A 36)

$$Pcr = \frac{\pi 2\ (200x109\ N/m^2)\ (3.39x10^{11}\ m^4)}{(0{,}3)^2}$$
$$Pcr = \frac{66{,}92\ N.m^2}{0{,}09\ m^2} \qquad Pcr = 743{,}51\ N$$

En nuestro caso, la carga aplicada es $F = 17{,}5\ N$ la cual es mucho menor que la carga critica, por lo que garantizamos alguna fuerza no prevista. $P < Pcr$

Se Comprobó el esfuerzo, en la base, debido a la carga aplicada, para que el sistema no sea indeterminado usaremos un pasador y una ménsula en la base de la estructura. Análisis del sistema de fuerzas externas como muestra la Figura 11.

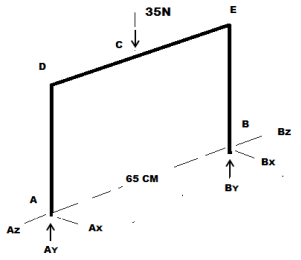


Figura 11. Diagrama de cuerpo libre.

Realizando la sumatoria de fuerzas y momentos en el punto A se obtiene el valor de las fuerzas como muestra la Tabla 2., con el objetivo de comparar el esfuerzo admisible con el esfuerzo en la sección E. Para el elemento de ($\sigma b = Ez/A$) esfuerzo y tomando el valor máximo (MC/I) se procedió con los cálculos respectivos (ferdinand p. Beer, 2001).

Tabla 2: Valores calculados para el eje Z

Fuerza	Valor de fuerza (N)	Valores máximos (eje Z)	
Ay	17.5	**Fuerza**	**Esfuerzo**
By	17.5	5374 N	33.31 MPa
Ax	0		Para un area:
Bx	0		(0.00635*0.0254)m^2

El esfuerzo de 33.31 MPa es adecuado, lo cual quiere decir que está por debajo del esfuerzo normal admisible que es 50 Mpa, es un valor conservador. Para las barras paralelas DA y EB, comprobamos que la sección no exceda el esfuerzo cortante admisible. Este permite hallar el área requerida ($\tau ADM = \tau y/n$ y a su vez $\tau ADM = F/A$), como muestra la Tabla 3.

Tabla 3: Valores para el área

Ty (MPa)	Factor de seguridad	Fuerza (N)	Área (m^2)
145 MPa	5	5374	0,0001854

Con los resultados anteriores se tomó una platina con un ancho a ½" para hallar la base (b), que da como resultado 1,42 cm. A seguir se llevó a una

medida estándar comercial de 2,54 cm que equivale a una pulgada. Con la platina de ½"x 1", verificando el esfuerzo cortante, la dimensión de la platina ½" en metros es 0,0125m. Realizando los calculos respectivos de fuerza de 5 374N y un area como la estipulada en ele calculo anterior, da un valor de 16,659 MPa, el cual es menor que el admisible, cuyo valor es de 29 MPa.

Tabla 4: *Principales dimensiones de las roscas*

Diámetro mayor d (in)	Diámetro medio d_m (in)	Diámetro menor d_r (in)	Paso p (in)	Hilos por pulgada	Área de esfuerzo a tracción A_t (in^2)
0.250	0.219	0.188	0.063	16	0.032
0.313	0.277	0.241	0.071	14	0.053
0.375	0.333	0.292	0.083	12	0.077
0.438	0.396	0.354	0.083	12	0.110
0.500	0.450	0.400	0.100	10	0.142
0.625	0.563	0.500	0.125	8	0.222
0.750	0.667	0.583	0.167	6	0.307
0.875	0.792	0.708	0.167	6	0.442
1.000	0.900	0.800	0.200	5	0.568
1.125	1.025	0.925	0.200	5	0.747
1.250	1.150	1.050	0.200	5	0.950

Los valores de Wi y Wo se pueden verificar en la Tabla 5.

Tabla 5: Coeficientes Wi y Wo para roscas estándar. (NORTON, 1999)

Tipo de filete	W_i	W_o
UNS/ISO	0.80	0.88
Cuadrada	0.50	0.50
Acme	0.77	0.63
Diente de Sierra	0.90	0.83

La altura de trabajo según Norton (1999) se pueden evidenciar en la Tabla 4.

Tabla 6: Altura de trabajo del filete de roscas estándar. (Norton, 1999)

Tipo de filete	h
Cuadrada	$p/2$
Acme	$p/2$
Diente de Sierra	$0.663\ p$

3. RESULTADOS

A continuación se presentan las especificaciones del prototipo, de acuerdo a las condiciones de diseño y capacidad de operación delo elementos, así como también, las especificación de la norma API 1104 que tiene como finalidad el control de parámetros en un proceso de soldadura de tipo GMAW.

Especificaciones del tornillo de potencia:

Diámetro mayor: dmayor = 0,375 in = 9,525 mm
Diámetro medio: dm = 0,333 in = 8,4582 mm
Diámetro menor: dmenor = 0,292 in = 7,4168 mm
Paso de la rosca = 0,083 in ~ 2,1082 mm
Hilos por pulgada = 12
Tipo de roca = ACME
Longitud = 600 mm = 60 cm
Angulo de avance = 29
Material del tornillo = Acero SAE 1020.

En la Tabla 7 se muestran las dimensiones de la estructura ABCDE.

Tabla 7: Dimensiones finales de la estructura del Equipo.

SECCION (VER FIGURA 12)	DIMENSIONES EN PLATINA (MINIMAS)	DIMENSIONES EN FERFIL RECTANGULAR (MINIMAS)	MATERIAL
VIGA DCE	LONGUITUD 60 CM, SECCION RECTANGULAS DE ALTO 0,635 CM (1/4 ") Y ANCHO 2,54 CM (1")	ANCHO 2,5 cm, ALTO 1,5cm, Y ESPESOR 4 mm	ASTM A 36
COLUMNAS AD Y BE	LONGUITUD 30 CM, SECCION RECTANGULAR DE ALTO 1,27 CM (1/2 ") Y ANCHO 2,54 CM (1")	ANCHO 2,5 cm, ALTO 2,0 cm, Y ESPESOR 4 mm	ASTM A 36

La Figura 12 muestra el esquema general del prototipo

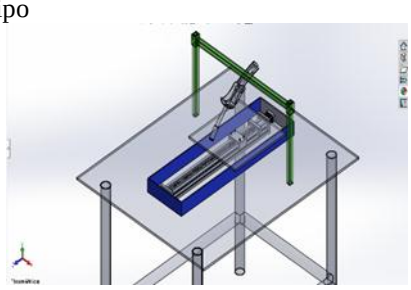


Figura 12. Esquema general del prototipo. (Autoría propia)

4. CONCLUSIONES

Se especifican las dimensiones mínimas de diseño del prototipo, materiales y características de las dimensiones que podrían tener las probetas, que en su conjunto conforman el Diseño de un Banco De Soldadura Automatizado.

Las dimensiones del prototipo fueron encaminadas de acuerdo a los espacios requeridos para el avance

de la pieza y según la especificación de la norma API 1104. Igualmente, los materiales se escogieron en base a las condiciones que estarán sometidos el equipo teniendo en cuenta que se generan chispas y altas temperaturas que surgen de la manipulación de los parámetros de soldadura durante el proceso a través de la repetitividad de ensayos que son usados para el estudio del comportamiento mecánico de los materiales a unir.

La construcción del equipo de soldadura automatizado (ver Figura 17) permite realizar ensayos repetitivos y de buen aspecto, a través de la aplicación de los mismos parámetros sobre los cordones de soladura, considerando que la manipulación de parámetros no se realiza de forma manual sino automatizada. Esto implica una investigación rigurosa en la influencia de cada una de los variables en la aplicación de soladura.

REFERENCIAS

Juan J. García, Ricardo Bermúdez, John Barbosa Modelado y simulación de una bomba centrífuga con motormono fásico en simulink. (2012)., 7.

Barhost, S. (2000). Metal cored electodes basics. India .

Bradáč, J. M. ((2017) acta polytechnica, 57 (2), pp. 78-88). The impact of selected processes and technological parameters on the geometry of the weld pool. Scopus.

Dobrovoslki., 1. (1970). Elementos de máquinas. Moscú: mir: tercera edición.

Edwin Edgardo Espinel Blanco, J. C. (2014). Diseño y simulación de un prototipo de máquina para la señalización de vías, automatizada mediante un sistema mecánico. Revista Tecnologías de avanzada, 7.

Erick Donaldo Lambraño G., J. L. (2017). Revisión de técnicas de sistemas de visión artificial para la inspección de procesos de soldadura tipo Gmaw. Tecnologías de Avanzada 7.

Ferdinand P. Beer, E. R. (2001). Mecánica de materiales. México: McGraw-Hill.

Ferdinand P. Beer, e. R. (2007). Mecánica vectorial para ingenieros -Estática. México: McGraw-Hill.

Holliday, D. B. (2008). Soldadura por arco de metal y gas. Bdigital Unal, volumen 4 de la aws, capítulo 4.

Katerine Yaneth Ballesteros López, k. F. (2016). Sistema electrónico basado en tecnología psoc®. Revista colombiana de Tecnologías de Avazada, 4.

Kelvin beleño Sáenz, a. P. (2013). Control aplicado a una estructura mecánica para el posicionamiento automático de módulos fotovoltaicos. Tecnologías de Avanzada, 7.

Norton, R. L. (1999). Diseño de máquinas. México: prentice-hall (Pearson).

Prajapati, P. B. ((2017)). Investigation on various welding consumables on properties of carbon steel material in gas metal arc. Sadhana - academy proceedings in engineering sciences, pp. 1-11. Article in press: Scopus.

SITIOS WEB

Esab. (s.f.). Centro de conocimiento esab. Recuperado el 20 de octubre de 2017, de http://www.esab.com.ar/ar/sp/education/blog/alimentacion-de-alambre-en-la-soldadura-mig-mag.cfm

Esab, c. D. (20 de octubre de 2017). Obtenido de http://www.esab.com.ar/ar/sp/education/blog/welding_consumables.cfm

Soldexa. (1995). Manual de soldadura Exsa-Oerlikon e. Recuperado el 17 de octubre de 2017, de http://www.edu.xunta.gal/centros/cifpcoroso/gl/system/files/manual-soldadura.pdf