

```

%% Parámetros del código

% Definimos las variables del material de los engranajes globales
global HB St rho_eng S_ut rho_eje a Vel_max W Rpm_max Rpm_min Tor_max Potencia
rueda_carga R_rodadura R_pendiente R_inercia R_aerodinamica

%% Constantes del material engranajes " AISI 8620 " http://ferrumaceros.
com/assets/files/Ficha-AISI8620.pdf
rho_eng=7.87*1000; %Densidad del material [g/cm^3] a [kg/m^3]
%k_adm=80          %Acero aleado, cementado y templado [kg/cm^2]
HB=670;           %Dureza Brinell

%Resistencia a flexión [Psi] a [MPa]
%St=(-274+167*HB-0.152*HB^2)/145; %Máximo grado 1
St=(6235+174*HB-0.126*HB^2)/145; %Máximo grado 2

%% Constantes del material eje " AISI 4140 " https://www.cga.com.co/wp-
content/uploads/2020/07/Ficha_T%C3%A9cnica_Aceros_Grado_Ingenier%C3%ADa_4140.pdf
sigma_y=75*9.807; %Limite fluencia [kgf/mm^2] a [MPa]
S_ut=88*9.807;    %Resistencia traccion [kgf/mm^2] a [MPa]
rho_eje=7.87*1000; %Densidad del material [g/cm^3] a [kg/m^3]

%% Parametros del vehiculo
% Definimos las variables del vehiculo globales
a=50/(3.6*8); %Aceleración: 0 a 50 [km/h] en 8 segundos
Vel_max=80; %Velocidad máxima [km/h]
W = 750*9.81; %Peso total del vehiculo en [N]

% Llanta 125/80 R13
f=0.9; %Factor de compensación llanta bajo carga
%rueda_carga=f*(13*25.4 +0.8*125*2)/(2*1000); %Radio de la llanta bajo carga
rueda_carga=0.265;

%% Parametros de los motores
% Cargar tabla información motores
% Estructura del archivo Infomotores
% || Id motor || Rpm max || Rpm min || Par max || Potencia ||
load('Motores.mat');

Num_motor=2; %Fila de datos del motor a usar según la tabla InfoMotores.mat

% Definimos las variables del motor globales
Tor_max=Motores(Num_motor,4); %Torque max motor [Nm]
Potencia=Motores(Num_motor,5); %Potencia maxima motor [kW]
Rpm_max=Motores(Num_motor,2); %Rpm máximas del motor
Rpm_min=Motores(Num_motor,3); %Rpm mínimas del motor

%% Cálculos - llamado de funciones %%

% Calculo de resistencias y potencia mínima
[R_rodadura, R_pendiente, R_aerodinamica, R_inercia, P_min]=Calculo_Pot_min(Vel_max,
W, a);

% Estructura de la matriz de los intervalos de las relaciones
% || ID || Primera min || Primera_max || Segunda min || Segunda max

```

```
Intervalos=Calculo_Relaciones(Motores, Vel_max, rueda_carga, W, R_rodadura);

% Optimización
fun=@moo_functions; % Llamada del archivo con las funciones objetivo
nonlcon=@moo_const; % Llamada del archivo con las restricciones

nvars=2; % Número de variables
A=[]; b=[]; Aeq=[]; beq=[];

% Definimos los intervalos de las variables
% Cada limite se define el mismo orden en que se asignan las variables en
% los otros archivos a llamar
lb=[Intervalos(Num_motor,2), Intervalos(Num_motor,4)]; %Se definen los limites
inferiores
ub=[Intervalos(Num_motor,3), Intervalos(Num_motor,5)]; %Se definen los limites
superiores

[x, fval, exitflag, output] = gamultiobj(fun,nvars,A,b,Aeq,beq,lb,ub,nonlcon);

% Al momento de graficar, multiplicamos los resultados de las
% funciones a maximizar por menos para obtener el valor real
Peso=fval(:,1); %Peso
Torque=-fval(:,2); %Torque

I_primera=x(:,1);
I_segunda=x(:,2);

T=table(Peso,Torque, I_primera, I_segunda); %Tabla con las variables de interés
T_sorted=sortrows(T,{'I_primera'}) %Tabla excluyendo valores repetidos de la
primera relación
%writetable(T_sorted, 'Optimizacion.xlsx');

Peso_sorted=T_sorted.Peso; %Se obtienen los datos del peso
Torque_sorted=T_sorted.Torque; %Se obtienen los datos del torque

plot(Peso_sorted, Torque_sorted, '*-')
xlabel('Peso [N]')
ylabel('Torque [Nm]')

%% Resultados (solución escogida)

I_primera_f=1.5981; I_segunda_f=0.74252;
[z11, z12, z21, z22, m, U1, Fr1, Fa1, U2, Fr2, Fa2]=Calculo_engranajes(I_primera_f,
I_segunda_f, HB, Rpm_max, Tor_max, St);

[E1]=Esp_engranajes(z11, m); [E2]=Esp_engranajes(z12, m); [E3]=Esp_engranajes(z21, m);
[E4]=Esp_engranajes(z22, m);
Datos_engranajes=[E1', E2', E3', E4']
%writematrix(Datos_engranajes, 'Datos engranajes.xlsx');

[d1e, R1_Ay_1e, R1_Az_1e, R2_Ay_1e, R2_Az_1e, R1_Bx_1e, R1_By_1e, R1_Bz_1e, R2_Bx_1e,
R2_By_1e, R2_Bz_1e]=Eje_principal(U1, Fr1, Fa1, z11, U2, Fr2, Fa2, z21, m, S_ut);
[d2e, R1_Ax_2e, R1_Ay_2e, R1_Az_2e, R2_Ax_2e, R2_Ay_2e, R2_Az_2e, R1_By_2e, R1_Bz_2e,
R2_By_2e, R2_Bz_2e]=Eje_secundario(U1, Fr1, Fa1, z12, U2, Fr2, Fa2, z22, m, S_ut);
```

---

```

rodamientos=[calc_rod_bolas(R1_Ay_1e, R1_Az_1e, R2_Ay_1e, R2_Az_1e, Rpm_max),
calc_rod_rodillos(R1_Bx_1e, R1_By_1e, R1_Bz_1e, R2_Bx_1e, R2_By_1e, R2_Bz_1e,
Rpm_max);
    calc_rod_bolas(R1_By_2e, R1_Bz_2e, R2_By_2e, R2_Bz_2e, Rpm_max), calc_rod_rodillos
(R1_Ax_2e, R1_Ay_2e, R1_Az_2e, R2_Ax_2e, R2_Ay_2e, R2_Az_2e, Rpm_max)]

% Rodamientos seleccionados:
% Bolas 1 eje: SKF 62207-2RS1
% Agujas 1 eje: SKF K 35x45x20
% Bolas 2 eje: SKF 6305
% Agujas 2 eje: SKF K 25x32x16

%Componentes=Calculo_embrague(Motores, Num_motor);

%% Planteamiento de funciones a utilizar %%

% Resistencias y potencia mínima [KW]
function [Fr, Fp, Fa, Fj, Pot_min]=Calculo_Pot_min(Vel_max, Peso, Aceleracion)

    %Las resistencias se requieren para calcular la potencia mínima
    %requerida en el vehiculo y el torque generado en las ruedas

    V = Vel_max/3.6; %Velocidad en [km/h] a [m/s]

    %% Resistencia a la rodadura
    %La velocidad debe estar en [mph]
    fo = 0.009;
    fs = 0.004;
    Cfr = fo + 3.24*fs*((V*2.237)/100)^2.5; %coeficiente de resistencia a la rodadura
    Fr = Cfr*Peso;

    %% Resistencia aerodinamica
    CD = 0.39; %coeficiente de resistencia aerodinamica
    A = 1.40875; %area frontal del vehiculo [m^2]
    rho_a = 1.204; %densidad del aire a T ambiente [kg/m^3]
    Fa = CD*A*(rho_a/2)*V^2;

    %% Resistencia pendiente
    pendiente=0.26; %Pendiente avance vertical por cada 100 metros horizontales X/100
    (16°)
    Fp=Peso*pendiente*0.375;

    %% Resistencia inercia
    j=Aceleracion;
    Fj=(Peso/9.81)*j;

    %% Potencia mínima
    Pot_min = ((Fa+Fr+Fj)*V/1000)*0.6;
    % Se multiplica por 0.6 debido a que la velocidad usada en las 3 fuerzas fue de 80
    km/h
    % pero en los casos analizados se asume que el vehiculo va a 50 km/h
end

% Intervalos relaciones de la caja
function cambios=Calculo_Relaciones(Motores, Vel_max, R_rueda_carga, Peso, Fr)

```

```

Dimension_matriz=size(Motores); %Motores es el archivo "InfoMotores"
cambios=zeros(Dimension_matriz(1),5);

%% Constantes
N_eficiencia=0.96; %Factor seguridad por perdidas de eficiencia
miu_coeff = 0.8; %Coeficiente de friccion estatica en condiciones de superficie
seca a 90m/h
alpha_st = 15.1; %Angulo máximo de inclinación de la carretera

I_E=3.7; %Constante relación transmisión final-optimizar torque

for i= 1:Dimension_matriz(1)

    %Ecuaciones de:
    % "Design and Optimization of a Drivetrain with Two-speed Transmission for
Electric Delivery Step Van"
    I_primera_min= (R_rueda_carga*Peso*((Fr/Peso)*cosd(alpha_st)+sind(alpha_st)))/
(Motores(i,4)*N_eficiencia*I_E);

    I_segunda_max= (3.6*pi*R_rueda_carga*Motores(i,2))/(30*Vel_max*I_E);
    I_segunda_min= (3.6*pi*R_rueda_carga*Motores(i,3))/(30*Vel_max*I_E);

    %Ecuacion de:
    % "Comprehensive design and optimization of an electric vehicle powertrain
equipped with a two-speed dual-clutch transmission"
    I_primera_max=(R_rueda_carga*Peso*miu_coeff)/(Motores(i,4)*N_eficiencia); %Se
debe dividir por I_E?

    cambios(i,1)=Motores(i,1);
    cambios(i,2)=I_primera_min; cambios(i,4)=I_segunda_min;
    cambios(i,3)=I_primera_max; cambios(i,5)=I_segunda_max;
end

end

% Calculo de fuerzas,dientes y modulo de los engranajes
function [z11, z12, z21, z22, m, sigma_f1, sigma_f2, U1, Fr1, Fa1, U2, Fr2, Fa2]
=Calculo_engranajes( ...
    I_primera, I_segunda, HB, Rpm_max, Tor_max, St)

% Número de dientes y relaciones reales
% Consideraciones:
% Todos engranajes misma distancia entre centros
% Engranajes con el mismo módulo
% Constante la suma de número de dientes de cada par de engranajes
% Las relaciones se ingresan en valores >1

beta=23; %Angulo de helice
alpha=20; %Angulo de presión
%zn=14; %Zn >=14 número de dientes virtual

NS=1.5;

% Primer conjunto

```

```

%z11=ceil(zn*cosd(beta)^3); %Número de dientes real - se escoge el mínimo
z11=16;
z12=ceil(z11*I_primera);
zt=z11+z12;
i1=z12/z11; %Primera relación dada por los números de dientes

% Segundo conjunto
%z21=round(cons/(1+(1/I_segunda)));
z21=round(zt/(1+I_segunda));
z22=zt-z21;
i2=z22/z21; %Segunda relación dada por los números de dientes

% Módulo y distancia entre ejes

T_vida=250000; %Tiempo de vida caja estimado [km]
Vel_media=60; %Velocidad media del vehiculo [km/h]
E=2100000; %Módulo elasticidad acero [kg/cm^2]

T_duracion=T_vida/Vel_media; %Horas duración caja

t=(Rpm_max*T_duracion*60)/10^6;
k_adm=6800*HB^2/(t^(1/3)*E);

load('VidaUtil.mat') %Se carga el archivo de vida util engranajes segun porcentaje
Dimension_matriz=size(Vida_util);

for i= 1:Dimension_matriz(1)
    Vida_util(i,3)=T_duracion*Vida_util(i,2); %Horas utiles de cada marcha
    phi=16.895*Vida_util(i,3)^(-0.332);
    Vida_util(i,4)=phi*k_adm;
end

psi=12; %Factor guiado asumiendo calidad y condiciones normales
Tor=Tor_max*10.1972; %Conversion KW a CV

% Primer conjunto - modulo en [mm]
m1=(2*Tor*(i1+1)*(cosd(beta)^4)/(Vida_util(1,4)*z11^2*psi*cosd(alpha)*sind(alpha)
*i1))^(1/3)*10; %Fallo superficial

% Segundo conjunto - modulo en [mm]
% El modulo se halla a partir de los dientes del piñon
if (z21<z22)
    zmin=z21; % El modulo se halla a partir de los dientes del piñon
else
    zmin=z22;
end

m2=(2*Tor*(i2+1)*(cosd(beta)^4)/(Vida_util(2,4)*zmin^2*psi*cosd(alpha)*sind(alpha)
*i2))^(1/3)*10; %Fallo superficial

if (m1>m2) % Se escoge el modulo mayor - se aproxima entero mayor
    m_round=round(m1);

    if (m1+0.5==m_round)
        m=m1;
    end
end

```

```
elseif (m_round>m1)
    m=m_round;
else
    m=m_round+0.5;
end
else
    m_round=round(m2);

    if (m2+0.5==m_round)
        m=m2;
    elseif (m_round>m2)
        m=m_round;
    else
        m=m_round+0.5;
    end
end

sigma_adm=0;
sigma_f2=1;
sigma_f1=1;

while (sigma_adm/sigma_f1<NS)

b=m*psi; % Ancho de diente

%% Fuerzas y comprobación sobre los engranajes

T_max=Tor_max*1000; %Torque maximo [Nmm]

% Primera marcha
R_p11=(m/2)*(z11/cosd(beta)); %Radio primitivo piñon
U1=T_max/R_p11; %Fuerza tangencial
Fr1=U1*tand(alpha);
Fa1=U1*tand(beta);
%W1=U1/(cosd(beta)*cosd(alpha));

% Segunda marcha
R_p21=(m/2)*(zmin/cosd(beta)); %Radio primitivo piñon
U2=T_max/R_p21; %Fuerza tangencial
Fr2=U2*tand(alpha);
Fa2=U2*tand(beta);
%W2=U2/(cosd(beta)*cosd(alpha));

%% Factores comportamiento

% Factor aplicacion, fuente de energia uniforme y carga con impacto moderado
ka=1.25;

% Factor de tamaño según el modulo
ks=2E-05*m^4 - 0.0011*m^3 + 0.0164*m^2 - 0.0647*m + 1.06

% Factor de distribucion de carga (montaje menos rígido)
%km=5E-11*b^4 - 4E-08*b^3 + 1E-05*b^2 - 0.0007*b + 1.3074;
km=3E-11*b^4 - 4E-08*b^3 + 1E-05*b^2 - 0.0007*b + 1.6071
```

```
kl=1; %Factor engranaje loco
kb=1; %Factor espesor aro para engranaje solido

%Factor dinamico
Qv=11; %Indice de calidad del engranaje
B=(12-Qv)^(2/3)/4;
A=50+56*(1-B);

%Vel tangencial [m/s]
Vt1=(Rpm_max*2*pi/60)*R_p11/1000; %Par engranajes 1
Vt2=(Rpm_max*2*pi/60)*R_p21/1000; %Par engranajes 2

kv1=(A/(A+sqrt(200*Vt1)))^B;
kv2=(A/(A+sqrt(200*Vt2)))^B;

% Factor de Lewis
Y1 = -0.00000005*z11^4+0.00001*z11^3-0.0007*z11^2+0.0241*z11+0.05;
Y2 = -0.00000005*zmin^4+0.00001*zmin^3-0.0007*zmin^2+0.0241*zmin+0.05;

%% Esfuerzo flexión con factores de comportamiento
sigma_f1=abs(U1/(b*m*Y1)*(ka*ks*km*kl*kb/kv1)); %Esfuerzo en [N/mm^2 o MPa]
sigma_f2=abs(U2/(b*m*Y2)*(ka*ks*km*kl*kb/kv2)); %Esfuerzo en [N/mm^2 o MPa]

% Asumiendo temperatura en caja de 80° C
kt=(460+(80*9/5)+32)/620; %Factor temperatura
kr=1; %Factor fiabilidad
kn=9.4518*(10^6)^(-0.148); %Factor duracion
sigma_adm=St*kn/(kt*kr); %Esfuerzo admisible

    if (sigma_adm/sigma_f1<NS) || (sigma_adm/sigma_f2<NS)
        m=m+0.5;
    end
end
end

% Especificaciones de los engranajes
function Datos=Esp_engranajes(z, m)

%Parametros definidos, revisar función Calculo_engranajes
beta=23; %Angulo de helice
alpha=20; %Angulo de presión
psi=12; %Factor guiado asumiendo calidad y condiciones normales

%Parametros calculados en [mm]

b=psi*m; %Ancho de diente
p=pi*m; %Paso del diente
j=0.25*m; %Holgura

h_c=m; %Addendum
h_f=m+j; %Deddendum
h=h_c+h_f; %Altura del diente

S=p/2; %Espesor
```

---

```

R_prim=(m/2)*(z/cosd(beta)); %Radio primitivo
R_c=R_prim+h_c; %Radio cabeza
R_f=R_prim-h_f; %Radio fondo
R_b=R_prim*cosd(alpha); %Radio base

%d=m/2*zt/cosd(beta); %Distancia entre ejes

Datos=[z, m, beta, alpha, b, p, R_prim, h_c, h_f, j, h, S, R_c, R_f, R_b];

end

% Diametro eje principal
function [dle, R1_Ay, R1_Az, R2_Ay, R2_Az, R1_Bx, R1_By, R1_Bz, R2_Bx, R2_By, R2_Bz]
=Eje_principal(U1, Fr1, Fa1, z11, U2, Fr2, Fa2, z21, m, S_ut)

    psi=12;
    beta=23;

    %Asumiendo distancias [mm]
    a=70; %Distancia entre engranajes (2*b/2 ya incluida)
    b=m*psi; %Ancho engranaje
    L_r=20; %Mitad ancho rodamiento+ buje (B/2 + buje)

    % Radios primitivos
    Rp1=(m/2)*(z11/cosd(beta)); %Radio primitivo primer marcha
    Rp2=(m/2)*(z21/cosd(beta)); %Radio primitivo segunda marcha

    %% Primera relacion, solo se considera ese par de engranajes
    %Balance fuerzas

    %Fuerzas en X
    R1_Bx=Fa1;

    %Momentos en Z respecto A
    R1_By=(Fr1*(b/2+L_r)+ Fa1*Rp1) / (2*(b/2+L_r) +a);

    %Momentos en Y respecto A
    R1_Bz=(U1*(b/2+L_r)) / (2*(b/2+L_r) +a);

    R1_Ay=Fr1-R1_By; %Fuerzas en Y
    R1_Az=U1-R1_Bz; %Fuerzas en Z

    %Cortantes XY
    V11_xy=R1_Ay; %Cortante A al engranaje
    V12_xy=V11_xy-Fr1; %Cortante del engranaje a B
    V13_xy=V12_xy+R1_By; %Comprobacion (0)

    %Momentos Z
    M11_z=V11_xy*(b/2+L_r);
    M12_z=M11_z+(Fa1*Rp1); %Momento maximo
    M13_z=M12_z+V12_xy*((b/2+L_r)+a); %Comprobacion (0 prox)

    %Cortantes XZ
    V11_xz=R1_Az; %Cortante A al engranaje
    V12_xz=V11_xz-U1; %Cortante del engranaje a B

```

```
V13_xz=V12_xz+R1_Bz; %Comprobacion (0 prox)

%Momentos Y
M11_y=V11_xz*(b/2+L_r); %Momento maximo
M12_y=M11_y+V12_xz*((b/2+L_r)+a); %Comprobacion (0 prox)

%Torque y momento máximo
M1=sqrt(M12_z^2 + M11_y^2); %Momento en el punto maximo
T1=U1*Rp1; %Torque en el punto maximo

%Momento en rodamientos
%Rodamiento en A
%M1_A=sqrt((V11_xy*L_r)^2 + (V11_xz*L_r)^2);
%M1_A=0;
%T1_A=-T1; %Torque en A
%Rodamiento en B
%M1_B=sqrt((M11_y+V12_xz*(b/2+a))^2 + (M12_z+V12_xy*(b/2+a))^2);
%M1_B=0;
%T1_B=0; %Torque en B

%% Segunda relacion, solo se considera ese par de engranajes
%Balance fuerzas

%Fuerzas en X
R2_Bx=Fa2;

%Momentos en Z respecto A
R2_By=(Fr2*(b/2+L_r+a)+ Fa2*Rp2) / (2*(b/2+L_r) +a);

%Momentos en Y respecto A
R2_Bz=(U2*(b/2+L_r+a)) / (2*(b/2+L_r) +a);

R2_Ay=Fr2-R2_By; %Fuerzas en Y
R2_Az=U2-R2_Bz; %Fuerzas en Z

%Cortantes XY
V21_xy=R2_Ay; %Cortante A al engranaje
V22_xy=V21_xy-Fr2; %Cortante del engranaje a B
V23_xy=V22_xy+R2_By; %Comprobacion (0)

%Momentos Z
M21_z=V21_xy*(b/2+L_r+a);
M22_z=M21_z+(Fa2*Rp2); %Momento maximo
M23_z=M22_z+V22_xy*(b/2+L_r); %Comprobacion (0 prox)

%Cortantes XZ
V21_xz=R2_Az; %Cortante A al engranaje
V22_xz=V21_xz-U2; %Cortante del engranaje a B
V23_xz=V22_xz+R2_Bz; %Comprobacion (0)

%Momentos Y
M21_y=V21_xz*(b/2+L_r+a); %Momento maximo
M22_y=M21_y+V22_xz*(b/2+L_r); %Comprobacion (0 prox)

%Torque y momentos en el punto máximo
```

```

M2=sqrt(M22_z^2 + M21_y^2); %Momento en el punto maximo
T2=-U2*Rp2; %Torque en el punto maximo

%Momento en rodamientos
%Rodamiento en A
%M2_A=sqrt( (V21_xy*L_r)^2 + (V21_xz*L_r)^2);
%M2_A=0;
%T2_A=T2; %Torque en A
%Rodamiento en B
%M2_B=sqrt( (M21_y+V22_xz*b/2)^2 + (M22_z+V22_xy*b/2)^2);
%M2_B=0;
%T2_B=0; %Torque en B

%% Diametros

NS=2; %Factor de seguridad

%Factores para esfuerzo a flexión
k_t=2; %Asumiendo concentrador de esfuerzos
q_f=0.78; %Asumiendo un radio de muesca de 1.5mm
k_fm=1+q_f*(k_t-1);

%Factores para esfuerzo a torsión
q_t=0.8;
k_fsm=1+q_t*(k_t-1);

%Factor de corrección para el esfuerzo a la fatiga
d=20; %Diametro asumido inicial
d_1m=0; d_2m=0;

C_carga=1; %Carga a flexión
C_sup=0.77; %Mecanizado
C_temp=1; %Temperatura menor a 450 °C
C_conf=0.868; %95% de confiabilidad

Se=S_ut/2;

%Se asume un diametro, se obtiene el factor de tamaño, se obtiene el diametro segun
esfuerzos y se corrige el diametro asumido
%El ciclo se repite hasta que el diametro del factor es igual al obtenido por
esfuerzos
while roundn(d,-1)~=roundn(d_1m,-1)
C_tam=1.189*d^(-0.097);
S_e=C_carga*C_tam*C_sup*C_temp*C_conf*Se;

d_1m=( 32*NS/(pi) * ( (k_fm*M1)/S_e + sqrt((3/4)*(k_fsm*T1)^2)/S_ut ) )^(1/3);
if ( roundn(d_1m,-1)~= roundn(d,-1))
d=d_1m; d_1m=0;
end
end

while roundn(d,-1)~=roundn(d_2m,-1)
C_tam=1.189*d^(-0.097);
S_e=C_carga*C_tam*C_sup*C_temp*C_conf*Se;

```

```

d_2m=( 32*NS/(pi) * ( (k_fm*M2)/S_e + sqrt((3/4)*(k_fsm*T2)^2)/S_ut ) )^(1/3);
if (roundn(d_2m,-1)~= roundn(d,-1))
    d=d_2m;    d_2m=0;
end
end

%Comparando diametro mayor y normalizando el eje a entero
if (d_1m>d_2m) % Se escoge el diametro mayor - se aproxima entero mayor
    d1e=ceil(d_1m);
else
    d1e=ceil(d_2m);
end

end

% Diametro eje secundario
function [d2e, R1_Ax, R1_Ay, R1_Az, R2_Ax, R2_Ay, R2_Az, R1_By, R1_Bz, R2_By, R2_Bz]
=Eje_secundario(U1, Fr1, Fa1, z12, U2, Fr2, Fa2, z22, m, S_ut)

    %Asumiendo distancias [mm]
    a=70;    %Distancia entre engranajes (2*b/2 ya incluida)
    b=25;    %Ancho engranaje
    L_r=20; %Mitad ancho rodamiento+ buje (B/2 + buje)

    % Radios primitivos
    beta=23;
    Rp1=(m/2) * (z12/cosd(beta)); %Radio primitivo primer marcha
    Rp2=(m/2) * (z22/cosd(beta)); %Radio primitivo segunda marcha

    %% Primera relacion, solo se considera ese par de engranajes
    %Balance fuerzas

    %Fuerzas en X
    R1_Ax=Fa1;

    %Momentos en Z respecto A
    R1_By=(Fr1*(b/2+L_r)-Fa1*Rp1) / (2*(b/2+L_r) +a);

    %Momentos en Y respecto A
    R1_Bz=(U1*(b/2+L_r)) / (2*(b/2+L_r) +a);

    R1_Ay=Fr1-R1_By; %Fuerzas en Y
    R1_Az=U1-R1_Bz; %Fuerzas en Z

    %Cortantes XY
    V11_xy=-R1_Ay; %Cortante A al engranaje
    V12_xy=V11_xy+Fr1; %Cortante del engranaje a B
    V13_xy=V12_xy-R1_By; %Comprobacion (0)

    %Momentos Z
    M11_z=V11_xy*(b/2+L_r); %Momento maximo
    M12_z=M11_z+(Fa1*Rp1);
    M13_z=M12_z+V12_xy*((b/2+L_r)+a); %Comprobacion (0 prox)

    %Cortantes XZ

```

```
V11_xz=-R1_Az;           %Cortante A al engranaje
V12_xz=V11_xz+U1;       %Cortante del engranaje a B
V13_xz=V12_xz-R1_Bz;    %Comprobacion (0 prox)

%Momentos Y
M11_y=V11_xz*(b/2+L_r); %Momento maximo
M12_y=M11_y+V12_xz*((b/2+L_r)+a); %Comprobacion (0 prox)

%Torque y momentos en el punto máximo
M1=sqrt(M11_z^2 + M12_y^2); %Momento en el punto máximo
T1=U1*Rp1;                 %Torque en el punto máximo

%Momento en rodamientos
%Rodamiento en A
M1_A=sqrt( (V11_xy*L_r)^2 + (V11_xz*L_r)^2);
M1_A=0;
T1_A=0; %Torque en A
%Rodamiento en B
M1_B=sqrt( (M11_y+V12_xz*(b/2+a))^2 + (M12_z+V12_xy*(b/2+a))^2);
M1_B=0;
T1_B=T1; %Torque en B

%% Segunda relacion, solo se considera ese par de engranajes
%Balance fuerzas

%Fuerzas en X
R2_Ax=Fa2;

%Momentos en Z respecto A
R2_By=(Fr2*(b/2+L_r+a)-Fa2*Rp2) / (2*(b/2+L_r) +a);

%Momentos en Y respecto A
R2_Bz=(U2*(b/2+L_r+a)) / (2*(b/2+L_r) +a);

R2_Ay=Fr2-R2_By; %Fuerzas en Y
R2_Az=U2-R2_Bz;  %Fuerzas en Z

%Cortantes XY
V21_xy=-R2_Ay;           %Cortante A al engranaje
V22_xy=V21_xy+Fr2;       %Cortante del engranaje a B
V23_xy=V22_xy-R2_By;    %Comprobacion (0)

%Momentos Z
M21_z=V21_xy*(b/2+L_r+a); %Momento maximo
M22_z=M21_z+(Fa2*Rp2);
M23_z=M22_z+V22_xy*(b/2+L_r); %Comprobacion (0 prox)

%Cortantes XZ
V21_xz=-R2_Az;           %Cortante A al engranaje
V22_xz=V21_xz+U2;       %Cortante del engranaje a B
V23_xz=V22_xz-R2_Bz;    %Comprobacion (0)

%Momentos Y
M21_y=V21_xz*(b/2+L_r+a); %Momento maximo
M22_y=M21_y+V22_xz*(b/2+L_r); %Comprobacion (0 prox)
```

```

%Torque y momentos en el punto máximo
M2=sqrt(M22_z^2 + M21_y^2); %Momento en el punto máximo
T2=U2*Rp2; %Torque en el punto máximo

%Momento en rodamientos
%Rodamiento en A
%M2_A=sqrt( (V21_xy*L_r)^2 + (V21_xz*L_r)^2);
%M2_A=0;
%T2_A=0; %Torque en A
%Rodamiento en B
%M2_B=sqrt( (M21_y+V22_xz*b/2)^2 + (M22_z+V22_xy*b/2)^2);
%M2_B=0;
%T2_B=T2; %Torque en B

%% Diametros

NS=2; %Factor de seguridad

%Factores para esfuerzo a flexión
k_t=2; %Asumiendo concentrador de esfuerzos
q_f=0.78; %Asumiendo un radio de muesca de 1.5mm
k_fm=1+q_f*(k_t-1);

%Factores para esfuerzo a torsión
q_t=0.8;
k_fsm=1+q_t*(k_t-1);

%Factor de corrección para el esfuerzo a la fatiga

d=20; %Diametro asumido inicial
d_1m=0; d_2m=0;

C_carga=1; %Carga a flexión
C_sup=0.77; %Mecanizado
C_temp=1; %Temperatura menor a 450 °C
C_conf=0.868; %95% de confiabilidad

Se=S_ut/2;

%Se asume un diametro, se obtiene el factor de tamaño, se obtiene el diametro ✓
segun esfuerzos y se corrige el diametro asumido
%El ciclo se repite hasta que el diametro del factor es igual al obtenido por ✓
esfuerzos
while roundn(d,-1)~=roundn(d_1m,-1)
C_tam=1.189*d^(-0.097);
S_e=C_carga*C_tam*C_sup*C_temp*C_conf*Se;

d_1m=( 32*NS/(pi) * ( (k_fm*M1)/S_e + sqrt((3/4)*(k_fsm*T1)^2)/S_ut ) )^(1/3);
if ( roundn(d_1m,-1)~= roundn(d,-1))
d=d_1m; d_1m=0;
end
end

while roundn(d,-1)~=roundn(d_2m,-1)

```

```
C_tam=1.189*d^(-0.097);
S_e=C_carga*C_tam*C_sup*C_temp*C_conf*Se;

d_2m=( 32*NS/(pi) * ( (k_fm*M2)/S_e + sqrt((3/4)*(k_fsm*T2)^2)/S_ut ) )^(1/3);
if (roundn(d_2m,-1)~= roundn(d,-1))
    d=d_2m; d_2m=0;
end
end

%Comparando diametro mayor y normalizando el eje a entero
if (d_1m>d_2m) %Se escoge el diametro mayor - se aproxima entero mayor
    d2e=ceil(d_1m);
else
    d2e=ceil(d_2m);
end

end

% Embrague de disco
% Se debe normalizar el resultado (verificar estriado)
function embrague=Calculo_embrague(Motores, Numero_motor)

    N=1.5; %Factor de seguridad vehiculo cargas normales
    Par_d=Motores(Numero_motor,4)*N*(100/9.81);

    P_max=2.5; %Se asume presión vehiculos turismo
    mu=0.4; %Se asume coeficiente de rozamiento
    R_ext=(Par_d/(2.75*P_max*mu))^(1/3);
    R_int=0.7*R_ext;

    %Calculo embrague desgastado
    %P=P_max*R_int/R_ext;
    F=2*pi*P_max*R_int*(R_ext-R_int);

    c=2; %Caras en contacto
    T_roz=c*mu*F/2*(R_ext+R_int)*(9.81/100);

    if(T_roz>Motores(Numero_motor,4))
        D_min=2*R_ext*10; %Diametro minimo embrague en [mm]
    else
        D_min=0; %El embrague no es capaz de transmitir el par completo
    end

    embrague=D_min;

end

% Rodamientos
function rodamiento_b=calc_rod_bolas(R1_y, R1_z, R2_y, R2_z, rpm)

    a=3; %Rodamientos bolas

    T_vida=250000; %Tiempo de vida caja estimado [km]
    Vel_media=60; %Velocidad media del vehiculo [km/h]
    T_duracion=T_vida/Vel_media; %Horas duración caja
```

```
F_1r= sqrt(R1_y^2 + R1_z^2);
F_2r= sqrt(R2_y^2 + R2_z^2);

if(F_1r>=F_2r)
    P_radial=F_1r;
else
    P_radial=F_2r;
end

L_10=((T_duracion*rpm*60)/10^6) / (0.02+4.439*log(1/0.9)^(1/1.483));
C_radial= (L_10)^(1/a) *1.2*P_radial;

rodamiento_b=C_radial;

end

function rodamiento_r=calc_rod_rodillos(R1_x, R1_y, R1_z, R2_x, R2_y, R2_z, rpm)

load('VidaUtil.mat') %Se carga el archivo de vida util engranajes segun porcentaje

a=10/3; %Rodamientos de rodillos
%e=0.2; %para rodamientos de las series 10,18, 19, 2, 3 y 4
e=0.3; %para rodamientos de las series 12, 20, 22, 23, 28, 29, 30 y 39

T_vida=250000; %Tiempo de vida caja estimado [km]
Vel_media=60; %Velocidad media del vehiculo [km/h]
T_duracion=T_vida/Vel_media; %Horas duración caja

F_1cr= sqrt(R1_y^2 + R1_z^2);
F_2cr= sqrt(R2_y^2 + R2_z^2);

if (abs(R1_x)/F_1cr) <e
    P_1=(0.4*R1_x+0.92*F_1cr);
else
    P_1=F_1cr;
end

if (abs(R2_x)/F_2cr) <e
    P_2=(0.4*R2_x+0.92*F_2cr);
else
    P_2=F_2cr;
end

P_combinada=(P_1^3*Vida_util(1,2) + P_2^3*Vida_util(2,2))^(1/3);
L_10=((T_duracion*rpm*60)/10^6) / (0.02+4.439*log(1/0.9)^(1/1.483));
C_combinada= (L_10)^(1/a) *1.2*P_combinada;

rodamiento_r=C_combinada;

end
```

```

%% Restricciones optimizacion
function [g_ineq, h_eq]= moo_const (x)

    %Se renombran las variables a iterar
    I_primera=x(1); I_segunda=x(2);

    global HB St S_ut Rpm_max Tor_max z11 z12 z21 z22 m d1e d2e R_rodadura R_pendiente
    R_inercia R_aerodinamica rueda_carga Fr1

    I_E=3.77; %Constante relación transmisión final-optimizar torque (Ver General)

    [z11, z12, z21, z22, m, U1, Fr1, Fa1, U2, Fr2, Fa2]=Calculo_engranajes(I_primera,
    I_segunda, HB, Rpm_max, Tor_max, St);
    [z1d, z2d, m_d, U_d, Fr_d, Fa_d]=Calculo_diferencial(I_E, Tor_max, Rpm_max,
    I_primera, St);
    [d1e]=Eje_principal(U1, Fr1, Fa1, z11, U2, Fr2, Fa2, z21, m, S_ut);
    [d2e]=Eje_secundario(U1, Fr1, Fa1, z12, U2, Fr2, Fa2, z22, U_d, Fr_d, Fa_d,
    m_d, m, S_ut);

    % Se obtiene el torque requerido para mover el vehiculo
    Coeficiente_seguridad=0.95;

    R_resistente1=R_inercia+R_rodadura+R_pendiente;
    R_resistente2=R_rodadura+R_aerodinamica;

    T_resistente1=R_resistente1*rueda_carga;
    T_resistente2=R_resistente2*rueda_carga;

    % Se obtiene el torque generador por la transmisión en las ruedas
    T_rueda_primera=(Tor_max*Coeficiente_seguridad)/(1/(I_E*I_primera));
    T_rueda_segunda=(Tor_max*Coeficiente_seguridad)/(1/(I_E*I_segunda));

    %% Restricciones de desigualdad

    % Esfuerzo admisible mayor al esfuerzo en engranajes
    % Número de dientes mínimo en los engranajes (evitar interferencias)
    % Torque resistente menor al torque generado en la 2° relación
    % Torque resistente menor al torque generado en la 1° relación

    %g_ineq(1)=sigma_f1-(sigma_adm); g_ineq(2)=sigma_f2-sigma_adm;
    g_ineq(1)=16-z12; g_ineq(2)=16-z22; g_ineq(3)=16-z21;
    g_ineq(4)=T_resistente2-T_rueda_segunda;
    g_ineq(5)=T_resistente1-T_rueda_primera;

    %% No se plantean restricciones de igualdad
    h_eq=[];

end

%% Funciones utilizadas para obtener las restricciones

function [z11, z12, z21, z22, m, U1, Fr1, Fa1, U2, Fr2, Fa2]=Calculo_engranajes( ...
    I_primera, I_segunda, HB, Rpm_max, Tor_max, St)

% Número de dientes y relaciones reales

```

```

% Consideraciones:
% Todos engranajes misma distancia entre centros
% Engranajes con el mismo módulo
% Constante la suma de número de dientes de cada par de engranajes
% Las relaciones se ingresan en valores >1

beta=23;      %Angulo de helice
alpha=20;     %Angulo de presión
%zn=14;      %Zn >=14 número de dientes virtual

NS=1.5;

% Primer conjunto
%z11=ceil(zn*cosd(beta)^3); %Número de dientes real - se escoge el mínimo
z11=16;
z12=ceil(z11*I_primera);
zt=z11+z12;
i1=z12/z11;      %Primera relación dada por los números de dientes

% Segundo conjunto
%z21=round(cons/(1+(1/I_segunda)));
z21=round(zt/(1+I_segunda));
z22=zt-z21;
i2=z22/z21; %Segunda relación dada por los números de dientes

% Módulo y distancia entre ejes

T_vida=250000; %Tiempo de vida caja estimado [km]
Vel_media=60; %Velocidad media del vehiculo [km/h]
E=2100000;     %Módulo elasticidad acero [kg/cm^2]

T_duracion=T_vida/Vel_media; %Horas duración caja

t=(Rpm_max*T_duracion*60)/10^6;
k_adm=6800*HB^2/(t^(1/3)*E);

load('VidaUtil.mat') %Se carga el archivo de vida util engranajes segun porcentaje
Dimension_matriz=size(Vida_util);

for i= 1:Dimension_matriz(1)
    Vida_util(i,3)=T_duracion*Vida_util(i,2); %Horas utiles de cada marcha
    phi=16.895*Vida_util(i,3)^(-0.332);
    Vida_util(i,4)=phi*k_adm;
end

psi=12;      %Factor guiado asumiendo calidad y condiciones normales
Tor=Tor_max*10.1972; %Conversion KW a CV

% Primer conjunto - modulo en [mm]
m1=(2*Tor*(i1+1)*(cosd(beta)^4)/(Vida_util(1,4)*z11^2*psi*cosd(alpha)*sind(alpha)*i1)^(1/3)*10; %Fallo superficial

% Segundo conjunto - modulo en [mm]
% El modulo se halla a partir de los dientes del piñon
if (z21<z22)

```

```
    zmin=z21; % El modulo se halla a partir de los dientes del piñon
else
    zmin=z22;
end

m2=(2*Tor*(i2+1)*(cosd(beta)^4)/(Vida_util(2,4)*zmin^2*psi*cosd(alpha)*sind(alpha)
*i2))^(1/3)*10; %Fallo superficial

if (m1>m2) % Se escoge el modulo mayor - se aproxima entero mayor
    m_round=round(m1);

    if (m1+0.5==m_round)
        m=m1;
    elseif (m_round>m1)
        m=m_round;
    else
        m=m_round+0.5;
    end
else
    m_round=round(m2);

    if (m2+0.5==m_round)
        m=m2;
    elseif (m_round>m2)
        m=m_round;
    else
        m=m_round+0.5;
    end
end

sigma_adm=0;
sigma_f2=1;
sigma_f1=1;

while (sigma_adm/sigma_f1<NS)

b=m*psi; % Ancho de diente

%% Fuerzas y comprobación sobre los engranajes

T_max=Tor_max*1000; %Torque maximo [Nmm]

% Primera marcha
R_p11=(m/2)*(z11/cosd(beta)); %Radio primitivo piñon
U1=T_max/R_p11; %Fuerza tangencial
Fr1=U1*tand(alpha); %Fuerza radial
Fa1=U1*tand(beta); %Fuerza axial
%W1=U1/(cosd(beta)*cosd(alpha));

% Segunda marcha
R_p21=(m/2)*(zmin/cosd(beta)); %Radio primitivo piñon
U2=T_max/R_p21; %Fuerza tangencial
Fr2=U2*tand(alpha);
Fa2=U2*tand(beta);
%W2=U2/(cosd(beta)*cosd(alpha));
```

---

```

%% Factores comportamiento

% Factor aplicacion, fuente de energia uniforme y carga con impacto moderado
ka=1.25;

% Factor de tamaño según el modulo
ks=2E-05*m^4 - 0.0011*m^3 + 0.0164*m^2 - 0.0647*m + 1.06;

% Factor de distribucion de carga (montaje menos rígido)
%km=5E-11*b^4 - 4E-08*b^3 + 1E-05*b^2 - 0.0007*b + 1.3074;
km=3E-11*b^4 - 4E-08*b^3 + 1E-05*b^2 - 0.0007*b + 1.6071;

kl=1; %Factor engranaje loco
kb=1; %Factor espesor aro para engranaje solido

%Factor dinamico
Qv=11; %Indice de calidad del engranaje
B=(12-Qv)^(2/3)/4;
A=50+56*(1-B);

%Vel tangencial [m/s]
Vt1=(Rpm_max*2*pi/60)*R_p11/1000; %Par engranajes 1
Vt2=(Rpm_max*2*pi/60)*R_p21/1000; %Par engranajes 2

kv1=(A/(A+sqrt(200*Vt1)))^B;
kv2=(A/(A+sqrt(200*Vt2)))^B;

% Factor de Lewis
Y1 = -0.00000005*z11^4+0.00001*z11^3-0.0007*z11^2+0.0241*z11+0.05;
Y2 = -0.00000005*zmin^4+0.00001*zmin^3-0.0007*zmin^2+0.0241*zmin+0.05;

%% Esfuerzo flexión con factores de comportamiento
sigma_f1=abs(U1/(b*m*Y1)*(ka*ks*km*kl*kb/kv1)); %Esfuerzo en [N/mm^2 o MPa]
sigma_f2=abs(U2/(b*m*Y2)*(ka*ks*km*kl*kb/kv2)); %Esfuerzo en [N/mm^2 o Mpa]

% Asumiendo temperatura en caja de 80° C
kt=(460+(80*9/5)+32)/620; %Factor temperatura
kr=1; %Factor fiabilidad
kn=9.4518*(10^6)^(-0.148); %Factor duracion
sigma_adm=St*kn/(kt*kr); %Esfuerzo admisible

    if (sigma_adm/sigma_f1<NS) || (sigma_adm/sigma_f2<NS)
        m=m+0.5;
    end
end
end

function [z1d, z2d, m_d, U_d, Fr_d, Fa_d]=Calculo_diferencial(I_E, Tor_max, Rpm_max, I_primera, St)

modulo = 3; %valor asumido estandar de tabla para paso fino en mm
pd = 1/modulo; %[mm^-1] paso diametral
%pd = 25.4/modulo; %pulg^-1 paso diametral

```

```

psi = 23; %angulo de helice
alpha = 20; %angulo de presion  ALPHA

T1 = Tor_max*I_primera; % torque del piñon conductor en Nm (en el eje 2, asumiendo
primera marcha)
T_p = T1; %torque aplicado al piñon

n1 = Rpm_max/I_primera; % rpm del piñon conductor (en el eje 2)

%% Datos de los engranajes
z1d = 25; %Se asume un número de dientes del piñon
z2d = ceil(I_E*z1d); %Número de dientes del engrane

modulo_c = modulo/cosd(psi); %Modulo aparente
dp_1 = z1d*modulo_c; %Diametro de paso piñon mm
dp_2 = z2d*modulo_c; %Diametro de paso engrane mm
b = 12/pd; %Ancho de la cara en mm
h_c = 1/pd; %Addendum
h_b = 1.25/pd; %Deddendum
h = h_c+h_b; %Profundidad del diente

pc_1 = (pi*dp_1)/z1d; %Paso circular piñon
pc_2 = (pi*dp_2)/z2d; %Paso ciclar engranaje

p_t = pi/pd; %Paso transversal
p_n = p_t*cosd(psi); %Paso normal
p_x = p_n/sind(psi); %Paso axial
pd_nd = pd/cosd(psi); %Paso diametral en el plano normal
alpha_n= atand(cosd(alpha)*tand(psi)); %Angulo de presion normal

R_1 = dp_1/2; R_2 = dp_2/2;
C = R_1 + R_2;
a_p = h_c; a_g = a_p;

%Longitud de accion en mm
Z = ( (R_1 + a_p )^2 - (R_1*cosd(alpha))^2 )^0.5 + ( (R_2 + a_g )^2 - (R_2*cosd
(alpha))^2 )^0.5 - C*sind(alpha);
mp = (pd*Z)/(pi*cosd(alpha)); %Razón de contacto transversal
mf = (b*pd*tand(psi))/pi; %Razón de contacto axial, debe ser mayor a 1.15

%% Fuerzas en el diferencial

U_d = (T_p*1000)/R_1; %fuerza tangencial en N
Fr_d = U_d*tand(alpha); %fuerza radial en N
Fa_d = U_d*tand(psi); %fuerza axial en N
%W_total = U_d/(cosd(psi)*cosd(alpha_n)); %fuerza total en N

%% Factores de comportamiento

%Factor dinamico
Qv = 11; %Indice de calidad del engranaje
B = ((12-Qv)^(2/3))/4;
A = 50 + 56*(1-B);

Vt = R_1*((2*pi)/(60*1000))*n1;

```

```

Kv = (A/(A + (200*Vt)^0.5 ) )^B;

% Factor de distribucion de carga
Km = 1.6;

% Factor aplicacion, fuente de energia uniforme y carga con impacto moderado
Ka = 1.25;

% Factor de tamaño según el modulo
Ks=2E-05*modulo^4 - 0.0011*modulo^3 + 0.0164*modulo^2 - 0.0647*modulo + 1.06;

Kl=1; %Factor engranaje loco
Kb=1; %Factor espesor aro para engranaje solido

% Factor de Lewis
Y = -0.00000005*z1d^4+0.00001*z1d^3-0.0007*z1d^2+0.0241*z1d+0.05;

%% Esfuerzos
sigma_adm=0;    sigma_b=1;
NS=1.5; %Factor de seguridad

while (sigma_adm/sigma_b<NS)
    sigma_b = (U_d/(b*modulo*Y))*((Ka*Km*Ks*Kb*Kl)/Kv); %esfuerzo de flexion en el
diente en MPa

% Asumiendo temperatura en caja de 80° C
kt=(460+(80*9/5)+32)/620; %Factor temperatura
kr=1; %Factor fiabilidad
kn=9.4518*(10^6)^(-0.148); %Factor duracion
sigma_adm=St*kn/(kt*kr); %Esfuerzo admisible

    if (sigma_adm/sigma_b<NS)
        modulo=modulo+0.5;
    end
end
m_d=modulo;

end

function [dle]=Eje_principal(U1, Fr1, Fa1, z11, U2, Fr2, Fa2, z21, m, S_ut)

psi=12;
beta=23;

%Asumiendo distancias [mm]
a=70; %Distancia entre engranajes (2*b/2 ya incluida)
b=m*psi; %Ancho engranaje
L_r=15; %Mitad ancho rodamiento+ buje (B/2 + buje)

% Radios primitivos
Rp1=(m/2)*(z11/cosd(beta)); %Radio primitivo primer marcha
Rp2=(m/2)*(z21/cosd(beta)); %Radio primitivo segunda marcha

%% Primera relacion, solo se considera ese par de engranajes
%Balance fuerzas

```

```
%Fuerzas en X
```

```
R1_Bx=Fa1;
```

```
%Momentos en Z respecto A
```

```
R1_By=(Fr1*(b/2+L_r)- Fa1*Rp1) / (2*(b/2+L_r) +a);
```

```
%Momentos en Y respecto A
```

```
R1_Bz=(U1*(b/2+L_r)) / (2*(b/2+L_r) +a);
```

```
R1_Ay=Fr1-R1_By; %Fuerzas en Y
```

```
R1_Az=U1-R1_Bz; %Fuerzas en Z
```

```
%Cortantes XY
```

```
V11_xy=-R1_Ay; %Cortante A al engranaje
```

```
V12_xy=V11_xy+Fr1; %Cortante del engranaje a B
```

```
V13_xy=V12_xy-R1_By; %Comprobacion (0)
```

```
%Momentos Z
```

```
M11_z=V11_xy*(b/2+L_r); %Momento maximo
```

```
M12_z=M11_z+(Fa1*Rp1);
```

```
M13_z=M12_z+V12_xy*((b/2+L_r)+a); %Comprobacion (0 prox)
```

```
%Cortantes XZ
```

```
V11_xz=-R1_Az; %Cortante A al engranaje
```

```
V12_xz=V11_xz+U1; %Cortante del engranaje a B
```

```
V13_xz=V12_xz-R1_Bz; %Comprobacion (0 prox)
```

```
%Momentos Y
```

```
M11_y=V11_xz*(b/2+L_r); %Momento maximo
```

```
M12_y=M11_y+V12_xz*((b/2+L_r)+a); %Comprobacion (0 prox)
```

```
%Torque y momento máximo
```

```
M1=sqrt(M11_z^2 + M11_y^2); %Momento en el punto maximo
```

```
T1=U1*Rp1; %Torque en el punto maximo
```

```
%Momento en rodamientos
```

```
%Rodamiento en A
```

```
%M1_A=sqrt((V11_xy*L_r)^2 + (V11_xz*L_r)^2);
```

```
%M1_A=0;
```

```
%T1_A=-T1; %Torque en A
```

```
%Rodamiento en B
```

```
%M1_B=sqrt((M11_y+V12_xz*(b/2+a))^2 + (M12_z+V12_xy*(b/2+a))^2);
```

```
%M1_B=0;
```

```
%T1_B=0; %Torque en B
```

```
%% Segunda relacion, solo se considera ese par de engranajes
```

```
%Balance fuerzas
```

```
%Fuerzas en X
```

```
R2_Bx=Fa2;
```

```
%Momentos en Z respecto A
```

```
R2_By=(Fr2*(b/2+L_r+a)- Fa2*Rp2) / (2*(b/2+L_r) +a);
```

```
%Momentos en Y respecto A
R2_Bz=(U2*(b/2+L_r+a)) / (2*(b/2+L_r) +a);

R2_Ay=Fr2-R2_By; %Fuerzas en Y
R2_Az=U2-R2_Bz; %Fuerzas en Z

%Cortantes XY
V21_xy=-R2_Ay; %Cortante A al engranaje
V22_xy=V21_xy+Fr2; %Cortante del engranaje a B
V23_xy=V22_xy-R2_By; %Comprobacion (0)

%Momentos Z
M21_z=V21_xy*(b/2+L_r+a); %Momento maximo
M22_z=M21_z+(Fa2*Rp2);
M23_z=M22_z+V22_xy*(b/2+L_r); %Comprobacion (0 prox)

%Cortantes XZ
V21_xz=-R2_Az; %Cortante A al engranaje
V22_xz=V21_xz+U2; %Cortante del engranaje a B
V23_xz=V22_xz-R2_Bz; %Comprobacion (0)

%Momentos Y
M21_y=V21_xz*(b/2+L_r+a); %Momento maximo
M22_y=M21_y+V22_xz*(b/2+L_r); %Comprobacion (0 prox)

%Torque y momentos en el punto máximo
M2=sqrt(M21_z^2 + M21_y^2); %Momento en el punto maximo
T2=-U2*Rp2; %Torque en el punto maximo

%Momento en rodamientos
%Rodamiento en A
%M2_A=sqrt( (V21_xy*L_r)^2 + (V21_xz*L_r)^2);
%M2_A=0;
%T2_A=T2; %Torque en A
%Rodamiento en B
%M2_B=sqrt( (M21_y+V22_xz*b/2)^2 + (M22_z+V22_xy*b/2)^2);
%M2_B=0;
%T2_B=0; %Torque en B

%% Diametros

NS=2; %Factor de seguridad

%Factores para esfuerzo a flexión
k_t=2; %Asumiendo concentrador de esfuerzos
q_f=0.78; %Asumiendo un radio de muesca de 1.5mm
k_fm=1+q_f*(k_t-1);

%Factores para esfuerzo a torsión
q_t=0.8;
k_fsm=1+q_t*(k_t-1);

%Factor de corrección para el esfuerzo a la fatiga
d=20; %Diametro asumido inicial
d_1m=0; d_2m=0;
```

```

C_carga=1;      %Carga a flexión
C_sup=0.77;     %Mecanizado
C_temp=1;       %Temperatura menor a 450 °C
C_conf=0.868;   %95% de confiabilidad

Se=S_ut/2;

%Se asume un diametro, se obtiene el factor de tamaño, se obtiene el diametro
segun esfuerzos y se corrige el diametro asumido
%El ciclo se repite hasta que el diametro del factor es igual al obtenido por
esfuerzos
while roundn(d,-1)~=roundn(d_1m,-1)
    C_tam=1.189*d^(-0.097);
    S_e=C_carga*C_tam*C_sup*C_temp*C_conf*Se;

    d_1m=( 32*NS/(pi) * ( (k_fm*M1)/S_e + sqrt((3/4)*(k_fsm*T1)^2)/S_ut ) )^(1/3);
    if (roundn(d_1m,-1)~=roundn(d,-1))
        d=d_1m; d_1m=0;
    end
end

while roundn(d,-1)~=roundn(d_2m,-1)
    C_tam=1.189*d^(-0.097);
    S_e=C_carga*C_tam*C_sup*C_temp*C_conf*Se;

    d_2m=( 32*NS/(pi) * ( (k_fm*M2)/S_e + sqrt((3/4)*(k_fsm*T2)^2)/S_ut ) )^(1/3);
    if (roundn(d_2m,-1)~= roundn(d,-1))
        d=d_2m; d_2m=0;
    end
end

%Comparando diametro mayor y normalizando el eje a entero
if (d_1m>d_2m) % Se escoge el diametro mayor - se aproxima entero mayor
    d1e=ceil(d_1m)
else
    d1e=ceil(d_2m)
end

end

function [d2e]=Eje_secundario(U1, Fr1, Fa1, z12, U2, Fr2, Fa2, z22, U_d, Fr_d, Fa_d,
z1d, m_d, m, S_ut)

beta=23;
psi=12;

%Assumiendo distancias [mm]
a=70; %Distancia entre engranajes (2*b/2 ya incluida)
b=m*psi; %Ancho engranaje
L_r=15; %Mitad ancho rodamiento + buje (b/2 + buje)
c=81; %Distancia entre engranaje más cercano y diferencial

% Radios primitivos

```

```
Rp1=(m/2)*(z12/cosd(beta)); %Radio primitivo primer marcha
Rp2=(m/2)*(z22/cosd(beta)); %Radio primitivo segunda marcha
Rd=(m_d/2)*(z1d/cosd(beta)); %Radio primitivo segunda marcha

%% Primera relacion, solo se considera ese par de engranajes
%Balance fuerzas

%Fuerzas en X
R1_Ax=Fa1-Fa_d;

%Momentos en Z respecto A
R1_By=(Fr1*(b/2+L_r)+Fa1*Rp1-Fr_d*(b/2+L_r+a+c)+Fa_d*Rd) / (2*(b/2+L_r) +a+c);

%Momentos en Y respecto A
R1_Bz=(U1*(b/2+L_r)- U_d*(b/2+L_r+a+c)) / (2*(b/2+L_r) +a+c);

R1_Ay=Fr1-Fr_d-R1_By; %Fuerzas en Y
R1_Az=U1-U_d-R1_Bz; %Fuerzas en Z

%Cortantes XY
V11_xy=R1_Ay; %Cortante A al engranaje
V12_xy=V11_xy-Fr1; %Cortante del engranaje a Ed
V13_xy=V12_xy+Fr_d; %Cortante de Ed a B
V14_xy=V13_xy+R1_By; %Comprobacion (0)

%Momentos Z
M11_z=V11_xy*(b/2+L_r)+(Fa1*Rp1); %Momento máximo
M12_z=M11_z+V12_xy*(a+c)+(Fa_d*Rd);
M13_z=M12_z+V13_xy*(b/2+L_r); %Comprobacion (0 prox)

%Cortantes XZ
V11_xz=R1_Az; %Cortante A al engranaje
V12_xz=V11_xz-U1; %Cortante del engranaje a Ed
V13_xz=V12_xz+U_d; %Cortante de Ed a B
V14_xz=V13_xz+R1_Bz; %Comprobacion (0 prox)

%Momentos Y
M11_y=V11_xz*(b/2+L_r); %Momento máximo
M12_y=M11_y+V12_xz*(a+c);
M13_y=M12_y+V13_xz*(b/2+L_r); %Comprobacion (0 prox)

%Torque y momentos en el punto máximo
M1=sqrt(M11_z^2 + M11_y^2); %Momento en el punto máximo
T1=U1*Rp1; %Torque en el punto máximo

%Momento en rodamientos
%Rodamiento en A
M1_A=sqrt( (V11_xy*L_r)^2 + (V11_xz*L_r)^2);
M1_A=0;
T1_A=0; %Torque en A
%Rodamiento en B
M1_B=sqrt( (M11_y+V12_xz*(b/2+a))^2 + (M12_z+V12_xy*(b/2+a))^2);
M1_B=0;
T1_B=T1; %Torque en B
```

```
%% Segunda relacion, solo se considera ese par de engranajes
%Balance fuerzas

%Fuerzas en X
R2_Ax=Fa2-Fa_d;

%Momentos en Z respecto A
R2_By=(Fr2*(b/2+L_r+a)+Fa2*Rp2-Fr_d*(b/2+L_r+a+c)+Fa_d*Rd) / (2*(b/2+L_r) +a+c);

%Momentos en Y respecto A
R2_Bz=(U2*(b/2+L_r+a)- U_d*(b/2+L_r+a+c)) / (2*(b/2+L_r) +a+c);

R2_Ay=Fr2-Fr_d-R2_By; %Fuerzas en Y
R2_Az=U2-U_d-R2_Bz; %Fuerzas en Z

%Cortantes XY
V21_xy=R2_Ay; %Cortante A al engranaje
V22_xy=V21_xy-Fr2; %Cortante del engranaje a Ed
V23_xy=V22_xy+Fr_d; %Cortante de Ed a B
V24_xy=V23_xy+R2_By; %Comprobacion (0)

%Momentos Z
M21_z=V21_xy*(b/2+L_r+a)+(Fa2*Rp2); %Momento máximo
M22_z=M21_z+V22_xy*(c)+(Fa_d*Rd);
M23_z=M22_z+V23_xy*(b/2+L_r); %Comprobacion (0 prox)

%Cortantes XZ
V21_xz=R2_Az; %Cortante A al engranaje
V22_xz=V21_xz-U2; %Cortante del engranaje a Ed
V23_xz=V22_xz+U_d; %Cortante de Ed a B
V24_xz=V23_xz+R2_Bz; %Comprobacion (0 prox)

%Momentos Y
M21_y=V21_xz*(b/2+L_r+a); %Momento máximo
M22_y=M21_y+V22_xz*(c);
M23_y=M22_y+V23_xz*(b/2+L_r); %Comprobacion (0 prox)

%Torque y momentos en el punto máximo
M2=sqrt(M22_z^2 + M21_y^2); %Momento en el punto máximo
T2=U2*Rp2; %Torque en el punto máximo

%Momento en rodamientos
%Rodamiento en A
%M2_A=sqrt((V21_xy*L_r)^2 + (V21_xz*L_r)^2);
%M2_A=0;
%T2_A=0; %Torque en A
%Rodamiento en B
%M2_B=sqrt((M21_y+V22_xz*b/2)^2 + (M22_z+V22_xy*b/2)^2);
%M2_B=0;
%T2_B=T2; %Torque en B

%% Diametros
NS=2; %Factor de seguridad
```

```

%Factores para esfuerzo a flexión
k_t=2; %Asumiendo concentrador de esfuerzos
q_f=0.78; %Asumiendo un radio de muesca de 1.5mm
k_fm=1+q_f*(k_t-1);

%Factores para esfuerzo a torsión
q_t=0.8;
k_fsm=1+q_t*(k_t-1);

%Factor de corrección para el esfuerzo a la fatiga

d=20; %Diametro asumido inicial
d_1m=0; d_2m=0;

C_carga=1; %Carga a flexión
C_sup=0.77; %Mecanizado
C_temp=1; %Temperatura menor a 450 °C
C_conf=0.868; %95% de confiabilidad

Se=S_ut/2;

%Se asume un diametro, se obtiene el factor de tamaño, se obtiene el diametro
segun esfuerzos y se corrige el diametro asumido
%El ciclo se repite hasta que el diametro del factor es igual al obtenido por
esfuerzos
while roundn(d,-1)~=roundn(d_1m,-1)
C_tam=1.189*d^(-0.097);
S_e=C_carga*C_tam*C_sup*C_temp*C_conf*Se;

d_1m=( 32*NS/(pi) * ( (k_fm*M1)/S_e + sqrt((3/4)*(k_fsm*T1)^2)/S_ut ) )^(1/3);
if ( roundn(d_1m,-1)~= roundn(d,-1))
d=d_1m; d_1m=0;
end
end

while roundn(d,-1)~=roundn(d_2m,-1)
C_tam=1.189*d^(-0.097);
S_e=C_carga*C_tam*C_sup*C_temp*C_conf*Se;

d_2m=( 32*NS/(pi) * ( (k_fm*M2)/S_e + sqrt((3/4)*(k_fsm*T2)^2)/S_ut ) )^(1/3);
if (roundn(d_2m,-1)~= roundn(d,-1))
d=d_2m; d_2m=0;
end
end

%Comparando diametro mayor y normalizando el eje a entero
if (d_1m>d_2m) %Se escoge el diametro mayor - se aproxima entero mayor
d2e=ceil(d_1m)
else
d2e=ceil(d_2m)
end
end
end

```

```

%%Funciones objetivo
function f= moo_functions (x)

    %Se renombran las variables a iterar
    I_primera=x(1); I_segunda=x(2);

    global Tor_max z11 z12 z21 z22 m rho_eng rho_eje d1e d2e Rpm_max Fr1

    v= 150;    %viscosidad cinematica del aceite a temperatura de sumidero en
centistokes (SAE 80W90 A 40 °C)
    alpha=20; %Angulo de presión
    beta=23;  %Angulo helice
    psi=12;   %Factor guiado asumiendo calidad y condiciones normales (revisar función
Calculo_engranajes)
    b=psi*m;  %Ancho de diente
    g=9.81;   %Gravedad

    I_E=3.77; %Constante relación transmisión final-optimizar torque (Ver General)

    a=70;     %Distancia entre engranajes (2*b/2 ya incluida)
    L_r=20;   %Mitad ancho rodamiento + buje (B/2 + buje)

    %% Funcion objetivo minimizar peso
    V_eje=( (2*L_r*(pi*d1e^2)/4) + a*(pi*(d1e+5)^2)/4 + (2*b*(pi*d1e^2)/4) )+ (
(2*L_r*(pi*d2e^2)/4)+ a*(pi*(d2e+5)^2)/4+ (2*b*(pi*d2e^2)/4));
    V_engranajes=(pi/4 * (m^2/(cosd(beta))^2) *b* (z11^2+z12^2+z21^2+z22^2));
    f(1)= (rho_eng*V_engranajes+rho_eje*V_eje)/(1E9)*g; %[N]

    %% Funcion objetivo torque
    %Para maximizar multiplicamos por menos toda la funcion
    Factor_seguridad=0.95;

    T_rueda_primera=(Tor_max*Factor_seguridad)/(1/(I_E*I_primera));
    T_rueda_segunda=(Tor_max*Factor_seguridad)/(1/(I_E*I_segunda));

    f(2)= -T_rueda_segunda - T_rueda_primera ;

    %% Funcion objetivo perdidas de potencia
    z31=12; %Asumiendo dientes del diferencial

    Pm1 = perdidasEngranadoPm(z11, z12, m, Rpm_max, v, Tor_max, alpha, beta);
    Pm2 = perdidasEngranadoPm(z21, z22, m, Rpm_max, v, Tor_max, alpha, beta);
    Pm3 = perdidasEngranadoPm(z31, I_E, m, Rpm_max/I_primera, v, Tor_max*I_primera,
alpha, beta);
    T_GM_1st = 9550*I_primera*Pm1/Rpm_max; %Nm
    T_GM_2st = 9550*I_segunda*Pm2/Rpm_max; %Nm
    T_GM_3st = 9550*I_E*Pm3/(Rpm_max/I_primera); %Nm

    Tb1 = bearingsPb(Fr1, d1e, Rpm_max); %Perdidas por los rodamientos
    Tb2 = bearingsPb(Fr1, d2e, Rpm_max); %Perdidas por los rodamientos

    T_1st_a = (Tor_max -2*Tb1) * I_primera ;
    T_1st_b = (T_1st_a - T_GM_1st - T_GM_2st*I_segunda - 2*Tb2)*I_E;
    T_salida = T_1st_b - T_GM_3st - Tb2;

```

```
%f(2)=-T_salida;

end

%% Funciones utilizadas para obtener las funciones objetivo

function [M1] = bearingsPb(fr, di, n)
    %Perdidas en los rodamientos asumiendo rodamientos conicos simples
    %fr y fa corresponden a cargar radial y axial (estoy asumiendo solo carga
    %radial mientras encontramos diametros de los engranajes)

    %Para un rodamiento skf de 35mm
    do = di*1.8;

    f1 = 0.004;          %Coeficiente de friccion tabla 2 (norma ISO)
    p1 = fr/2;          %Carga dinamica del rodamiento Newton
    dm = (di + do)/2;  %Diametro interior y exterior del rodamiento en mm

    M1 = f1*(p1)*(dm)/1000; %Torque dependiente de la carga en N-m

    Pb = (M1*n)/9549; %Perdidas de potencia de los rodamientos en kW

end

function [Pm] = perdidasEngranadoPm(z1,z2,modulo,n1,v,Tm,alpha,betha)

    psi=12; %Factor guiado asumiendo calidad y condiciones normales (constante
    definida tambien en la funcion calculo engranajes)

    u=z2/z1;          %Relación de la marcha
    modulo_c = modulo/cosd(betha); %Modulo aparente
    pd = 1/modulo;    %Paso diametral mm^-1
    bw=modulo*psi;    %Ancho de diente

    dp_1 = z1*modulo_c; %Diametro de paso piñon mm
    dp_2 = z2*modulo_c; %Diametro de paso engrane mm

    addn = 1/pd; %Addendum

    ro_2 = dp_2/2 + addn; %Radio exterior del engranaje (conducido) en mm
    rw_2 = dp_2/2; %Radio de paso operativo en mm
    ro_1 = dp_1/2 + addn; %Radio exterior del piñon (conductor) en mm
    rw_1 = dp_1/2; %Radio de paso operativo en mm

    V_pitch = n1*(2*pi/60)*(rw_1/1000);

    C1 = 3.239; %Constantes de la norma
    j = -0.223;
    g = -0.40;
    h = 0.70;

    %% Perdidas de la primera y segunda pareja de engranajes

    K = (1000*Tm*(z1+z2)) / (2*bw*(rw_1)^2*z2); %Factor de carga
    fm = (v^j * K^g) / (C1 * V_pitch^h); %Coeficiente de fricción
```

```
Hs = (u+1)*(( ((ro_2)^2 / (rw_2)^2) - cosd(alpha)^2 )^0.5 - sind(alpha)); %↙  
Relacion de deslizamiento al principio de la aproximación  
Ht = ((u+1)/u)*(( ((ro_1)^2 / (rw_1)^2) - cosd(alpha)^2 )^0.5 - sind(alpha)); %↙  
Relacion de deslizamiento al final del receso  
  
M = (2*cosd(alpha)*(Hs + Ht)) / (Hs^2 + Ht^2); %Ventaja mecánica del engranado  
  
Pm = (fm*Tm*n1*cosd(beta)^2) / (9549*M); %Perdidas de potencia por el engranado↙  
en kW  
  
end
```

	1	2	3	4	5
1	11	2000	1800	110	23
2	22	2200	1980	192	44
3	33	3565	3208	80.4000	30
4	44	4000	3600	52	22
5	55	1600	1440	180	30

	1	2	3	4
1	1	0.3000	0	0
2	2	0.7000	0	0
3	3	0	0	0