

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA ESTRUCTURA AUTOMÁTICA DE ORUGAS PARA MOVILIZAR UNA SILLA DE RUEDAS A TRAVÉS DE ESCALERAS.

Ernesto Ramiro Santillán, Félix Javier Manjarrés, Ivone Villacís, Nancy Tipanluisa

*Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica, Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE.
Extensión Latacunga, Márquez de Maenza S/N Latacunga, Ecuador.*

ernsanti96@gmail.com
javier.manjarres@gmail.com
s-tefy1108@hotmail.com
neliza_t@hotmail.com

Resumen.- Mediante el proyecto Diseño y construcción de una estructura automática de orugas para movilizar una silla de ruedas a través de escaleras, se pretende plantear una alternativa viable, para implementar un sistema que sea capaz de transportar a una persona con discapacidad en una silla de ruedas convencional desde la planta inferior de un edificio hacia una planta superior, superando gradas, de una manera confiable y segura. Mediante métodos de diseño mecánico se ha planteado alternativas que han ayudado a determinar una solución idónea para el problema planteado, validando la alternativa escogida mediante cálculos fundamentados en ingeniería mecánica y métodos computacionales, el proceso de manufactura se ha diseñado para aplicar el CAD, CAM y CAE con el objetivo de lograr productividad y eficiencia en la fabricación, para efecto de la automatización se ha realizado el diseño mecatrónico que permita el mejor desempeño del sistema dinámico obtenido mediante el diseño mecánico anteriormente descrito.

Palabras clave: Salvaescaleras, orugas, silla de ruedas, automatización.

Abstract.- Through the Project Design and construction of an automatic structure of rubber tracks to mobilize a wheelchair by stairs, is to propose is to propose a viable alternative to implement a system capable of transporting a disabled person in a conventional wheelchair from the bottom floor of a building to a higher floor, beating stands, a reliable and secure manner. By mechanical design methods has arisen alternatives that have helped identify a suitable solution to the problem posed by validating the chosen substantiated by calculations in mechanical engineering and computational methods, the manufacturing process is designed to apply the

CAD, CAM and CAE with the target to achieve productivity and efficiency in manufacturing, for purposes of automation has made the mechatronic design allows for the best performance of the dynamical system obtained by the mechanical design described above.

Key words: Stairlift, rubber tracks, wheel chair, automation.

I. INTRODUCCIÓN

Las gradas pueden llegar a constituirse en una barrera para quienes tienen capacidades especiales, resultan ser de difícil acceso con una silla de ruedas convencional. En algunos lugares esta problemática se resuelve con la implementación de ascensores, pero existen instituciones públicas como privadas que no poseen este dispositivo para que personas con capacidades especiales puedan moverse desde una planta de un edificio hacia otra, superando esta barrera arquitectónica, de una manera fácil y sin realizar un mayor esfuerzo. En vista de esta necesidad se ha optado por diseñar e implementar una estructura automática de orugas que pueda transportar a una persona con capacidades especiales en una silla de ruedas convencional.

En el presente artículo se reseña el análisis estructural estático y dinámico con la finalidad de garantizar que el comportamiento del sistema al someterlo a las cargas que lo afectarán sea el adecuado.

II. Especificaciones técnicas para el diseño

Tabla 1: Especificaciones técnicas

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL SISTEMA AUTOMÁTICO DE ORUGAS	
Concepto	Descripción
Función	Movilizar personas discapacitadas en silla de ruedas a través de escaleras
Capacidad de carga	130 Kg
Peso del sistema	50 Kg
Velocidad	8m/min
Alimentación	DC mediante baterías
Potencia motores	300 W
Dimensiones	1.5m x 0.7m x 1m
Inclinación máx.	35°
Freno	Electromagnético
Mando	Control con botones de mando, leds indicadores, paro de emergencia.
Cargador de baterías	Automático
Portátil	Fácil desmontaje y montaje para su transportación
Mantenimiento	Sencillo

III. DESARROLLO

A. Modelado

Con el empleo de herramientas CAD se ha realizado el modelado de cada una de las piezas que conforman la estructura automática de orugas. Se ha realizado el ensamble para obtener el modelo de todo el conjunto como se presenta en la siguiente figura:

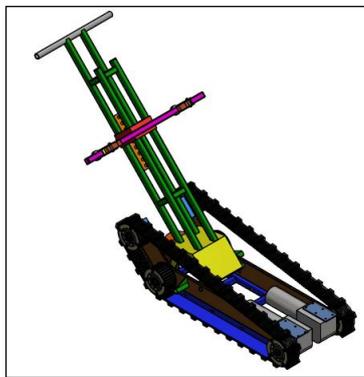


Figura 1: Modelado del sistema automático con orugas

B. Proceso de diseño

Con la finalidad de simplificar el presente análisis se ha determinado como elementos críticos al tubo de sujeción de la silla de ruedas y al eje que acopla la polea al motor, por ser los elementos que soportarán mayor cantidad de carga. En este punto se establecen las condiciones de frontera, las magnitudes de cada una de las cargas y su punto de aplicación. Además se seleccionó el tipo de mallado a emplear para el posterior análisis computacional.

La carga que se aplican sobre el tubo del espaldar está constituida sobre la silla de ruedas anclada y asegurada al sistema de movilización que se encuentra a la altura de cada uno de los ganchos que sujetan la silla. Considerando que m_p es el peso de la persona y m_s es el peso de la silla se tiene:

$$m_p = 130kg$$

$$m_s = 10Kg$$

$$W = m_T * g = 140kg * 9,8 \frac{m}{s^2} = 1372N$$

La fuerza resultante aplicada sobre el sistema es de 1372N. Al acoplar la silla de ruedas al sistema el espaldar se inclina a 45 grados. Como se muestra en la figura 2.

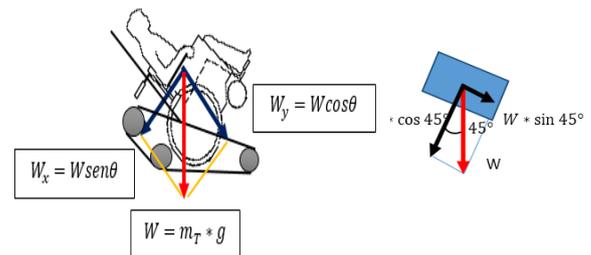


Figura 2: Diagrama de cuerpo libre del sistema

De lo cual se tiene:

$$W_x = (140Kg * 9,8) * \text{sen}45^\circ = 970,15 N$$

$$W_y = (140Kg * 9,8) * \text{cos}45^\circ = 970,15 N$$

W_x , es la fuerza aplicada sobre el tubo del espaldar y al existir un gancho a cada lado del tubo se tiene:

$$P_1 = P_2 = 485N$$

Aplicando las ecuaciones de condición de equilibrio se obtiene como resultado:

$$R_2 = 485N$$

$$R_1 = -485N$$

El Momento Máximo flexionante

$$M_{m\acute{a}x} = -96Nm$$

Para seleccionar el material se ha empleado el software CES Edupack 2009(Versión Estudiantil), que permite identificar los posibles materiales en funcion de los requerimientos del diseño

En este caso se determinó la densidad, el limite elástico, el precio y que el material puede ser reciclado una vez que el sistema cumpla su tiempo de vida útil.

Una vez ingresados los parámetros en el software se obtuvo como resultado que el acero ASTM 500 cumple con las propiedades deseadas.

El material empleado para el análisis del sujetador es de tubo cuadrado estructural de 25mm y de un espesor de 1,5mm, es uno de los tubos que se han encontrado en el catálogo de productos de Dipac. El módulo de resistencia para la sección cuadrada hueca es: $S = 0,97cm^3$.

Partiendo de las ecuaciones:

$$\sigma = \frac{+M_{max}}{-S}$$

$$\sigma = \frac{S_y}{n}$$

Encontrado el Momento máximo de flexión, y al tener el valor de S obtenido de las características del material en el catálogo se reemplaza:

$$\sigma = \frac{96Nm}{9,7 * 10^{-7}m^3} = 98,97 * 10^6 N/m^2$$

El S_y para el acero ASTM 500 es de 315 MPas, al tener los datos necesarios se obtiene el factor de seguridad:

$$n = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{315Mpas}{98,97 * 10^6 N/m^2} = 3,18$$

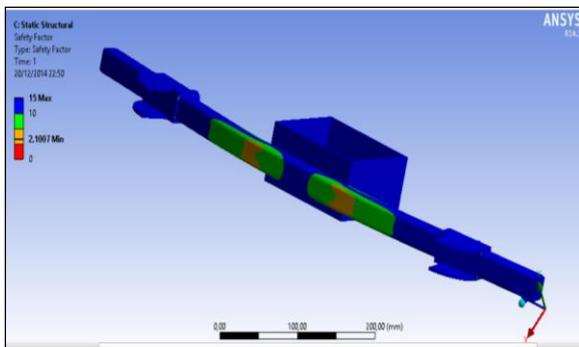


Figura 3: Factor de seguridad del tubo para espalar

C. Análisis Dinámico

Para realizar este análisis es necesario establecer la ubicación del centro de gravedad del sistema y tomar en consideración que la aceleración producida al momento del arranque es de $0,13 \frac{m}{s^2}$. Además se han establecido tres posibles escenarios en los que el sistema va a ponerse en funcionamiento.

El primero es cuando el sistema se desplaza sobre una superficie plana, el segundo escenario se desarrolla cuando el sistema supera el primer escalón, quedando como tercer escenario, el sistema de orugas

se encuentra en plena marcha sobre las gradas. Al analizar las fuerzas que actúan en cada caso y emplear las ecuaciones de condiciones de equilibrio se ha determinado que el tercer caso es el más crítico, al necesitar una fuerza de 2222,5 N para movilizar el sistema.

D. Cálculo potencia motores

Para que el sistema se desplace de manera óptima sobre las gradas la fuerza necesaria es de 2222,5 N, con esta fuerza se puede calcular el trabajo necesario:

$$W = F * d$$

La distancia se encuentra con la fórmula :

$$e = V * t$$

$$e = 0,13 \frac{m}{s} * 1s = 0,13m$$

$$W = 2274,09N * 0,13m = 295,63Nm$$

Con el trabajo y la distancia se calcula la potencia.

$$P = \frac{W}{t} = \frac{295,63Nm}{1s} = 295,63 \text{ watts}$$

Para que el motor logre movilizar el sistema de orugas en el caso más crítico debe tener 300 Watts.

E. Cálculo para el eje acople del motor

El motor que generará movimiento, posee un torque de 60 N*m, el material para la construcción del eje de transmisión es el AISI 1018 (Instituto americano del hierro y el acero) según los datos obtenidos en el catálogo de Dipac.

El eje se encuentra sometido a una fuerza que ejerce la banda de transmisión al ser tensionada como se visualiza en la figura :

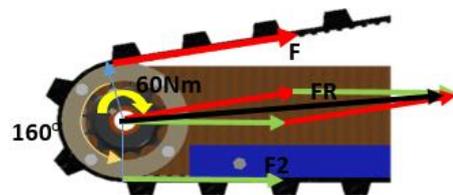


Figura 4: Diagrama de cuerpo libre del eje del motor

Al reemplazar el torque del motor $M = 60 N * m$, el radio exterior de la polea $r_{extpolea} = 0,124 m$, coeficiente de fricción entre nitrilo y aluminio $\mu = 0,22$ y el ángulo de contacto $\theta = 160^\circ * \frac{\pi rad}{180^\circ} = 2,79 rad$, en las ecuaciones:

$$M = (F_1 - F_2) * r$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu\theta}$$

Se encuentra $F_2 = 569,85 N$ y $F_1 = 1052,515 N$, con lo que se puede calcular la fuerza resultante:

$$F_R = 1599,91N$$

F. Diseño a fatiga del eje

Para garantizar que el eje soporte las cargas mientras el sistema se encuentra en funcionamiento es necesario realizar un análisis del eje a fatiga. Como dato del AISI 1018 se obtiene en tablas los valores de $Sut = 400MPa$ y $sy = 220 MPa$:

$$se = ka * kb * kc * kd * ke * \frac{1}{kf} * se'$$

$$se' = 0,5 sut = 200MPa$$

factor de acabado superficial, $ka = a * sut^b$

a y b = constantes a fatiga

Acabado superficial maquinado o laminado en frío

$$a = 4,51 MPa \quad b = -0,265 MPa$$

$$ka = 4,51 MPa * (400MPa)^{-0,265} = 0,9217$$

factor de corrección por tamaño

$$kb = \left\{ \left(\frac{d}{7,62} \right)^{-0,107} = 1,24^{-0,107} \quad 2,79 \leq d \leq 51 mm \right\}$$

d = diámetro del eje 32 mm

$$kb = \left(\frac{32}{7,62} \right)^{-0,107} = 0,85766$$

factor carga, $kc = 1$ Para flexión

factor de temperatura, $kd = 1$ Para Temperatura ambiente

factor de confiabilidad, $ke = 1$

factor de efectos diversos, $kf = 1$

$$se = 0,9217 * 0,8576 * 1 * 1 * 1 * \frac{1}{1} * se'$$

$$se = 0,9217 * 0,8576 * 200MPa = 158,089MPa$$

Se puede aplicar la ecuación de Goodman modificada:

$$\frac{\sigma_a}{se} + \frac{\sigma_m}{sut} = \frac{1}{n}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{15,91MPa + 0}{2} = 7,95 MPa$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{15,91MPa - 0}{2} = 7,95 MPa$$

$$\frac{7,95}{158,08} + \frac{7,95}{sut} = \frac{1}{n}$$

$$n = \frac{1}{0,0701} = 14,26$$

G. Análisis Transient

El estructural transient es una herramienta del software Ansys que se emplea para realizar el análisis de transitorios en estructuras o componentes sometidos a diferente tipo de esfuerzos. En este caso ayudará a determinar el comportamiento dinámico del eje para el motor. Para emplear este tipo de análisis se debe configurar los rangos de tiempos de deformación, el número de pasos y el intervalo de tiempo dentro de cada uno. Estas configuraciones se pueden realizar en base a recomendaciones brindadas en tutoriales de ANSYS.

Las soluciones que se han obtenido al realizar el análisis Transient son el Esfuerzo equivalente y el Factor de Seguridad, que se presentan de manera gráfica en las siguientes figuras.

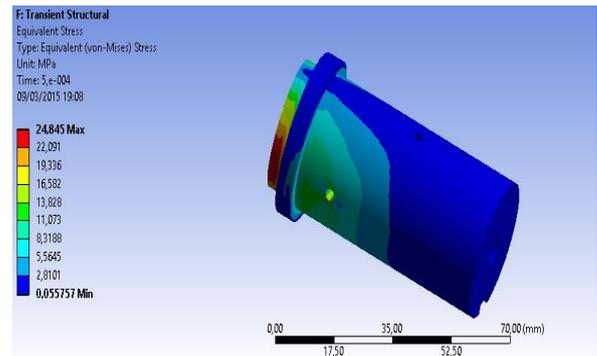


Figura 5: Esfuerzo Equivalente de Von Mises

Al culminar el análisis se obtiene un factor de seguridad en el eje de 14,89 como se puede ver en la figura 16:

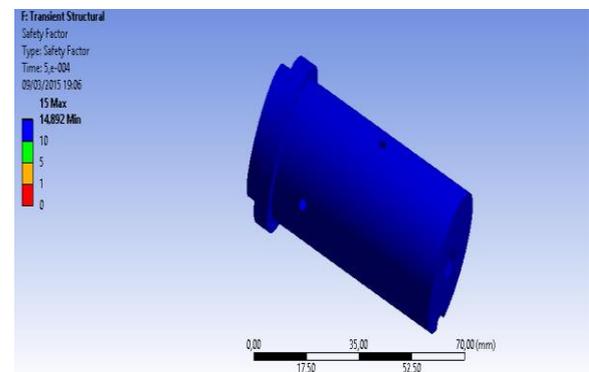


Figura 6: Factor de seguridad Análisis Transient.

Para comparar los resultados obtenido de forma analítica y computacional se presenta la tabla 2.

Tabla 2: Resultado analítico y computacional

Análisis dinámico del eje	
Resultado de forma analítica	Resultado Computacional
14,26	14,89

Al observar los dos factores de seguridad obtenidos se determina que el eje se encuentra bien diseñado para soportar cargas a fatiga.

IV. CONTROL DEL SISTEMA

Para controlar el posicionamiento del sistema automático con orugas se ha empleado un joystick de 2 ejes, envía las señales de posicionamiento hasta un XBee Pro S1 que debe ser configurado como emisor.

El XBee Pro S1, envía las señales recibidas del joystick hacia un segundo XBee Pro S1 configurado como receptor, una vez que el segundo Xbee recibe los datos del joystick, este comunica la información a la tarjeta de control Arduino Uno. La tarjeta Arduino procesa la información recibida y la transforma en señales que puedan ser interpretadas por la tarjeta Sabertooth 2x60. Una vez que la Saberthooth recibe las señales enviadas por el joystick, se encarga de accionar a los motores DC (Corriente Directa), según las necesidades de la persona que se encuentra operando el sistema.

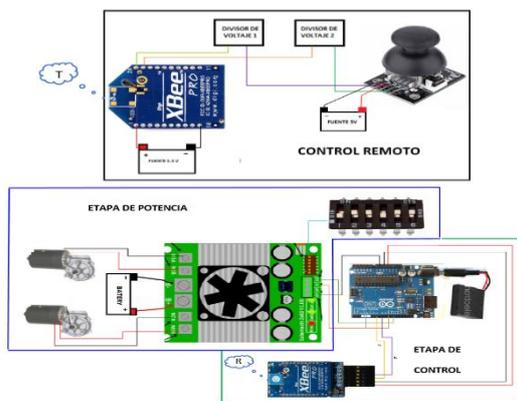


Figura 7: Control para el sistema de orugas

A. Xbee Pro S1 como transmisor

Se configura uno de los XBee para que pueda transmitir los datos de manera inalámbrica hacia la etapa de control principal. Para ello se debe conectar el Xbee al computador con la ayuda del cable de comunicación. Se debe verificar la conexión para lo cual se emplea software X-CTU, una vez que se obtenga una comunicación exitosa se puede proceder a la configuración del módulo Transmisor empleando el mismo software.

Tabla 3: Parámetros configuración Transmisor

PARÁMETRO	VALOR
PAN ID	100
DL	2
MY	1
D2	2
D1	2
D0	2
IT	5
IR	14

B. Etapa de control

Esta etapa puede considerarse la más importante en el sistema de control, al ser la encargada de recibir los datos para procesarlos y transferirlos a la etapa de potencia.

En la etapa de control se encuentra el segundo XBee que debe ser configurado como Receptor, su función es la de recibir los datos enviados por el XBee Transmisor para ingresarlos en la tarjeta Arduino. Los parámetros que deben configurarse para este Xbee son:

Tabla 4: Parámetros configuración XBee Receptor

PARAMETRO	VALOR
PAN ID	100
DL	1
MY	2

Otro dispositivo electrónico fundamental en la etapa de control es la tarjeta Arduino Uno al ser encargada de tomar los datos que recibe el xbee receptor para procesarlos y obtener datos que pueden ser interpretados por la sabertooth. Para que la tarjeta pueda realizar este procesamiento de datos, debe ser programada. La programación de la tarjeta se realiza en el software Arduino 1.6.0.

C. Etapa de potencia

En la etapa de potencia se encuentra la tarjeta controladora de los motores Sabertooth 2x60, esta tarjeta recibe la señal de la Arduino y según los valores de las señales activa o desactiva los motores, permite controlar el sentido de giro y la velocidad de los actuadores. La sabertooth se debe configurar según la aplicación a realizar y el tipo de señal que se tenga. El DIP es el elemento que permite la configuración y para este caso se configurará así:

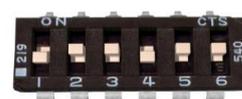


Figura 8 : Configuración DIP

Fuente: Manual sabertooth 2x60

Cuando el switch 4 esta abajo la Saber se encuentra en modo Independiente. En este modo la señal que ingrese en S1 controlará directamente el motor 1 y la señal que ingrese en S2 controlará el motor 2. Con el switch 1 abajo y el 2 arriba se configura el tipo de recepción de datos que en este caso es de control remoto.

V. PRUEBAS Y RESULTADOS

En este caso se planteó un ensayo que ayudó a determinar que el sistema automático con orugas logra transportar a una silla de ruedas con su ocupante desde una planta de un edificio hacia otra. Para ayudar a determinar el ensayo del sistema se ha tomado en cuenta la división modular del conjunto. Para obtener resultados con alto nivel de confiabilidad se determinó realizar el manejo del sistema automático con orugas para el ascenso y descenso de cuatro pisos con su carga máxima que es de 140Kg, por tres ocasiones consecutivas, ya que este sería la capacidad que tendrían las baterías recargables.



Figura 9 : Sistema Puesto a prueba



Figura 10 : Sistema puesto a prueba

VI. CONCLUSIONES

- Al calcular el factor de seguridad estático del sistema y obtener 3,1 analíticamente y 2,1 de forma computacional se puede determinar que el

diseño del sistema es adecuado y soporta las cargas a las que se lo somete.

- Se realizó el estudio dinámico del sistema en tres escenarios importantes que son al movilizarse sobre una superficie plana, al iniciar el ascenso de las gradas y cuando se encuentra a la mitad de las gradas, de este modo se concluyó que la fuerza ejercida para movilizar el sistema es mayor cuando este se encuentra sobre las gradas.
- Se desarrolló un análisis transiente para los elementos sometidos a movimiento como los ejes, se calculó de manera analítica el factor de seguridad y se obtuvo un valor de 14,26 y se comparó con el valor de 14,89 obtenido de manera computacional, con lo que se pudo ratificar que el eje soporta las cargas para las cuales fue diseñado.
- El sistema se encuentra sometido a una aceleración de $0,13 \text{ m/s}^2$ al arrancar, para luego estabilizarse hasta alcanzar una velocidad constante.
- Al realizar el cálculo de la potencia requerida por los motores para que logren movilizar el sistema se halló un valor 295,63 watts, en el sistema se emplearon motores DC (Corriente Directa) de 300watts, que funcionan de manera óptima en el sistema.

VII. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2008). Diseño en ingeniería mecánica de shigley. En R. G. Budynas, & J. K. Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. México, D. F.: McGraw-Hill/Interamericana Editores, S.A. de C.V.
- Riba Romeva, C. (2002). Diseño Concurrente. Cataluña: Ediciones UPC.
- Riba Romeva, C. (2002). Diseño para la Manufactura. En R. R. Carles, Diseño concurrente. Cataluña: Ediciones UPC.

VIII. BIOGRAFÍA



Ernesto Santillán M. nació en Riobamba. Se graduó como Ingeniero Mecánico en la Escuela Superior Politécnica del Chimborazo - Ecuador, cuenta con una Maestría en Dirección de Empresas Mención Proyectos, Egresado en el programa de Maestría de Diseño Producción y Automatización Industrial en la Escuela Politécnica Nacional, Docente tiempo parcial en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE en la ciudad de Latacunga desde el 2010. Consultor Individual en proyectos de desarrollo e inversión.



Ivone Villacís nació en Quito- Ecuador. Se graduó como Ingeniera Mecatrónica en la Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE en el año 2015.

Áreas de Interés: Automatización y control de procesos, Diseño de Elementos de Máquinas y Sistemas CAD/CAM/CAE.



Félix Javier Manjarrés, nació en Guayas, Guayaquil – Ecuador, es Tecnólogo Mecánico Aeronáutico, Ingeniero Automotriz e Ingeniero Industrial, Egresado de la Escuela Politécnica Nacional del Ecuador, en el programa de Maestría en Diseño, Producción y Automatización industrial. Docente tiempo parcial en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE de la ciudad de Latacunga desde el 2010. Es consultor de proyectos en el área de Ingeniería Industrial y Mecánica.



Nancy Tipanluisa nació en Quito- Ecuador. Se graduó como Ingeniera Mecatrónica en la Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE en el año 2015.

Áreas de Interés: Automatización y control de procesos, Diseño de Elementos de Máquinas y Sistemas CAD/CAM/CAE

