

Treball de Fi de Grau

Grau en Tecnologies Industrials

Anàlisi i disseny d'un marc de càrregues per l'assaig de components estructurals

MEMÒRIA

Autor/a: Maria Serveto Font
Director/a: Jordi Bonada Bo
Convocatòria: Abril 2023 (Curs 22/23-1)



Escola Tècnica Superior
d'Enginyeria Industrial de Barcelona



Resum

Aquest projecte de fi de grau consisteix en l'anàlisi estructural d'un marc de càrregues i una posterior proposta per tal de millorar-ne les seves prestacions de rigidesa i resistència.

Mitjançant el mètode dels elements finits i dades obtingudes experimentalment a partir del marc s'elabora i es valida un model del marc en el programa *ANSYS Mechanical APDL*. A partir d'aquest model s'analitza la distribució de forces en el marc en la situació experimental analitzada i es calcula la càrrega màxima que pot suportar el marc amb un coeficient de seguretat d'1,5. S'analitza la seva secció crítica i les seves unions per tal de determinar-la.

Posteriorment, es plantegen diferents alternatives que permetin millorar la rigidesa i la resistència del marc preservant la seva estructura original. Aquestes alternatives són simulades també amb el mètode dels elements finits a partir del model base generat per comprovar la càrrega màxima.

L'alternativa definitiva consisteix en la incorporació d'uns tirants que, un cop tensats, disminueixen notablement el desplaçament horitzontal de l'estructura. A més a més, s'incorpora al marc un tub d'acer quadrat que reforça la secció crítica i permet augmentar la càrrega màxima. Aquesta proposta ha estat posteriorment dissenyada en *SolidWorks* i dimensionada mitjançant els coneixements de resistència de materials.

Resumen

Este proyecto de fin de grado consiste en el análisis estructural de un marco de cargas y una posterior propuesta para mejorar sus prestaciones de rigidez y resistencia. Mediante el método de los elementos finitos y datos obtenidos experimentalmente a partir del marco se elabora y valida un modelo de éste en el programa *ANSYS Mechanical APDL*. A partir de este modelo se analiza la distribución de fuerzas en el marco en la situación experimental analizada y se calcula la carga máxima que puede soportar con un coeficiente de seguridad de 1,5. Se analiza su sección crítica y sus uniones para determinarla.

Posteriormente se plantean diferentes alternativas que permitan mejorar la rigidez y la resistencia del marco preservando su estructura original. Estas alternativas son simuladas también con el método de los elementos finitos a partir del modelo base generado para comprobar la carga máxima.

La alternativa definitiva consiste en la incorporación de unos tirantes que, una vez tensados, disminuyen notablemente el desplazamiento horizontal de la estructura. Además, se incorpora al marco un tubo de acero cuadrado que refuerza la sección crítica y permite aumentar la carga máxima. Esta propuesta ha sido posteriormente diseñada en *SolidWorks* y dimensionada mediante los conocimientos de resistencia de materiales.

Abstract

This final project consists of the structural analysis of a load frame and a subsequent proposal to improve its stiffness and strength performance. Using the finite element method and data obtained experimentally from the frame, a model of it is developed and validated in the *ANSYS Mechanical APDL* program. This simulation is then used to study the maximum load it can support with a safety coefficient of 1.5. Its critical section and its joints are analysed to determine that load.

Subsequently, different alternatives are presented to improve the stiffness and resistance of the frame while preserving its original structure. These alternatives are also simulated using the finite element method from the generated base model to verify the maximum load.

The final idea consists of the incorporation of tension rods that, once tightened, significantly reduce the horizontal displacement of the structure. Additionally, a square steel tube is incorporated into the frame to reinforce the critical section and increase the maximum load. This proposal has been designed in *SolidWorks* and dimensioned using knowledge of material's strength.

Contingut

RESUM	3
RESUMEN	4
ABSTRACT	5
CONTINGUT	7
LLISTAT DE TAULES	9
1. ORIGEN I MOTIVACIONS DEL PROJECTE	11
2. INTRODUCCIÓ	12
2.1. Objectius del projecte	12
2.2. Abast del projecte	12
3. CONEIXEMENTS PREVIS	13
3.1. Fonaments teòrics.....	13
3.1.1. La resistència de materials.....	13
3.1.2. El mètode dels elements finits.....	15
3.2. Presentació del marc de càrregues	16
3.2.1. Característiques del material.....	17
3.2.2. Característiques de la secció:	17
3.2.3. Representació de barres en ANSYS.....	18
4. ESTUDI DEL MARC DE CÀRREGUES	22
4.1. Criteris de fallada	22
4.2. Elaboració i validació del model en ANSYS.....	22
4.2.1. Elecció de l'element	24
4.2.2. Acoblaments de les unions entre bigues i pilars:.....	24
4.2.3. Definició de la constant K de les molles:	25
4.3. Càlcul de la càrrega màxima segons les unions	26
4.4. Càlcul de la càrrega màxima segons la secció crítica.....	29
5. PROPOSTA DE MILLORA DEL MARC DE CÀRREGUES	37
5.1. Proposta d'alternatives	37
5.2. Simulació i dimensionament de les alternatives.....	39
5.2.1. Simulació de l'Alternativa 2	39
5.2.2. Simulació de l'Alternativa 3	42
5.3. Dimensionament del tirant i les seves unions	48
5.3.1. Disseny i elements del tirant.....	48
5.3.1.1. Elecció del tensor	50

5.3.1.2. Elecció de l'element d'unió de la barra	52
5.3.1.3. Dimensionament de les barres del tirant	54
5.3.2. Dimensionament i disseny de la unió A.....	57
5.4. Dimensionament de l'element resistent i les seves unions	63
5.4.1. Disseny de l'element resistent.....	64
5.4.1.1. Anàlisi CAS 1: columna central en cota y de 3150 mm	64
5.4.1.2. Anàlisi CAS 2: columna central en cota y de 4250 mm	67
5.4.1.3. Vinclament de l'element resistent.....	69
5.4.2. Dimensionament i disseny de la unió B.....	70
5.4.2.1. La unió B pel CAS 1	70
5.4.2.2. La unió B pel CAS 2	78
5.4.3. Dimensionament i disseny de la unió L.....	79
6. PLANIFICACIÓ	85
7. ESTUDI ECONÒMIC	86
7.1. Pressupost de l'alternativa	86
7.2. Pressupost del projecte	87
8. ESTUDI AMBIENTAL	90
9. ESTUDI SOCIAL I D'IGUALTAT DE GÈNERE	91
10. CONCLUSIONS	92
11. BIBLIOGRAFIA	93
Referències bibliogràfiques.....	93
Bibliografia complementària.....	94
ANNEX A	95

Llistat de taules

Taula 1 - Propietats elàstiques de l'acer S235.....	17
Taula 2 - Propietats de la secció HEB160	18
Taula 3 - Desplaçaments horitzontals segons cada iteració del valor K	25
Taula 4 - Esforços de la secció crítica en la situació inicial.....	31
Taula 5 - Valors de les tensions de cada punt d'interès.....	34
Taula 6 - Resultats de les càrregues màximes que pot assumir el marc.....	35
Taula 7 - Esforços de la secció crítica per P_A de 41,501 kN	36
Taula 8 - Tensions en el punt 2 de la secció crítica per P_A de 41,5 kN	36
Taula 9 – Resultats dels paràmetres d'interès obtinguts en cada iteració	41
Taula 10 – Comparativa dels desplaçaments en els punts B i D.....	42
Taula 11 – Resultats de la nova càrrega màxima del marc o.....	44
Taula 12 – Resultats obtinguts en la simulació de l'Alternativa 3 amb una P_A de 10 kN..	46
Taula 13 - Esforços de la secció crítica en l'Alternativa 3.....	47
Taula 14 – Resultats de les càrregues màximes que pot assumir el marc.....	47
Taula 15 – Valors de les cotes pel dimensionament del tirant.....	55
Taula 16 – Cotes provisionals de les barres del tirant	56
Taula 17 – Cotes definitives de les barres del tirant	57
Taula 18 – Distribució de forces dels caragols	60
Taula 19 - Valors mínims obtinguts amb les equacions 36, 37 i 38	63
Taula 20 – Cotes significatives per l'element resistent en el cas 1	67
Taula 21 - Cotes significatives per l'element resistent en el cas 2.....	68
Taula 22 – Resultats del càlcul de vinclament de l'element resistent pel Cas 1	70
Taula 23 – Cotes definitives per la base de la unió B.....	73

Taula 24 – Cotes orelles pel cas 1.....	75
Taula 25 – Valors de la distribució de la Figura 61	77
Taula 26 – Valors aplicats a cada caragol.....	77
Taula 27 – Mesures de les orelles pel cas 2.....	78
Taula 28 – Valors a determinar de la unió B pel cas 2	79
Taula 29 – Forces aplicades a cada tipus de caragol.....	79
Taula 30 – Cotes per la base de la unió L.....	80
Taula 31 – Dimensions de les orelles de la unió L pels dos casos.....	81
Taula 32 – Resultats de la distribució de forces en els cargols de la unió L	82
Taula 33 – Paràmetres de validació dels cargols 8.8 per la unió L en el Cas 1 i Cas 2... 83	
Taula 34 - Pressupost de les peces de l'Alternativa 3.....	87
Taula 35 – Pressupost de recursos humans del projecte.....	88
Taula 36 – Pressupost de les eines utilitzades en el projecte.....	89
Taula 37 – Pressupost de la despesa energètica del projecte.....	89
Taula 38 – Pressupost final del projecte.....	89

1. Origen i motivacions del projecte

Un cop arribada a la part final dels estudis del Grau en Tecnologies Industrials, s'ha de plantejar un treball de final d'estudis on l'estudiantat desenvolupa un projecte a partir dels coneixements d'alguna de les diferents disciplines treballades durant la carrera. Aquest treball és una oportunitat per poder aplicar tots els coneixements adquirits en els darrers 4 anys, i d'alguna manera enfrontar-se a un projecte d'enginyeria dins l'àmbit acadèmic.

Analitzant les diferents branques de coneixement que he estudiat en el grau, vaig considerar que les assignatures que més havia gaudit havien estat aquelles relacionades amb la cinemàtica i la dinàmica dels cossos, i també aquelles relacionades amb estructures industrials. En el moment de plantejar-me com volia encarar el meu treball de fi de grau feia pocs mesos que havia cursat l'assignatura de Resistència de Materials. Com aquesta m'havia agradat especialment, i estava a punt de començar unes pràctiques en empresa en el sector de la construcció, vaig plantejar-me fer un projecte relacionat amb aquesta disciplina per tal de veure si en un futur volia encara els meus estudis de màster en aquesta especialitat.

Vaig comentar-li al professor que havia tingut a l'assignatura, en Jordi Bonada, si em podia plantejar algun tema on pogués aplicar els coneixements ja adquirits. Ell em va proposar realitzar un estudi d'un marc de càrregues situat al Laboratori de Resistència de Materials de l'Escola on jo estudiava, a partir del programa *ANSYS Mechanical APDL*. Vaig veure aquesta proposta com una oportunitat per ampliar els meus coneixements respecte al programa i la disciplina de Resistència de Materials i hi vaig accedir.

2. Introducció

2.1. Objectius del projecte

L'objectiu principal d'aquest treball de fi de grau és determinar la càrrega màxima que pot suportar un marc de càrregues de gairebé 6 m de llargada i quasi 3 m d'alçada, el qual s'utilitza per realitzar assajos estructurals sobre bastides. Aquest anàlisi es farà a partir d'una simulació en el programa *ANSYS Mechanical APDL*, que utilitza el mètode dels elements finits.

El segon objectiu a assolir és, a partir del model de la simulació validat, plantejar i dissenyar una alternativa que permeti augmentar com a mínim en un 40% la càrrega màxima que pot suportar el marc. Es pretén que aquesta solució preservi l'estat actual del marc i que es plantegi afegint nous elements en aquest, sense canviar la seva estructura.

2.2. Abast del projecte

L'abast d'aquest projecte és la simulació del marc en un entorn virtual per tal de poder analitzar com es comporta l'estructura del marc. Aquest anàlisi es realitza a partir d'una distribució de càrregues de la qual se'n saben les condicions de desplaçament de dos punts concrets. A partir de la simulació es pretén analitzar possibles alternatives que millorin la rigidesa del marc (el desplaçament màxim ha de ser com a molt de 6 mm) i de resistència (es vol millorar la càrrega màxima en mínim un 30%).

No en forma part la construcció i implementació de l'alternativa proposada, així com el seu calibratge i validació del model.

3. Coneixements previs

3.1. Fonaments teòrics

3.1.1. La resistència de materials

Aquest projecte de fi de grau de Tecnologies Industrials està focalitzat en la branca de la Resistència de Materials. Aquesta és una disciplina que té com a objectiu predir el comportament dels materials davant l'aplicació de diferents forces i deformacions. Aquests comportaments depenen de les propietats físiques del material, com la densitat, la seva elasticitat, la resistència, etc. L'objectiu principal d'aquesta branca de l'enginyeria és determinar la capacitat d'un material de resistir esforços i deformacions, així com la seva rigidesa. Aquests coneixements són aplicables a molts àmbits, com la construcció d'estructures o bé el disseny de maquinària i vehicles.

En el marc d'aquest treball és interessant definir com poden afectar diferents tipus d'esforços (generats per càrregues externes) a una secció concreta d'un element estructural. Aquests esforços poden presentar-se de diferents maneres, i segons el tipus de secció de l'element es distribuïran al llarg d'aquesta superfície d'una manera o d'una altra. Per tal d'explicar-los cal definir una base local en la secció (vegeu Figura 1):

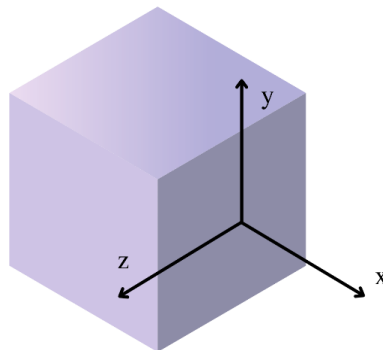


Figura 1 - Representació dels eixos locals en una secció genèrica quadrada

Esforç normal (N_x): és aquell ocasionat per les forces axials aplicades en l'eix longitudinal de la secció (eix X). Genera tensions normals (σ_x) constants en tots els punts de la secció. Aquestes últimes es poden definir per qualsevol punt de la secció com:

$$\sigma_x = \frac{N_x}{A}$$

Equació 1

On A és l'àrea de la secció d'estudi.

Esforç tallant (T_y o T_z): És aquell perpendicular a l'eix longitudinal de la secció. Genera tensions tallants (τ) i es distingeix segons si l'esforç està aplicat en l'eix Y o en el Z de la base local. Per tal de determinar les tensions generades per aquest tipus d'esforç en una línia (j) de la secció:

$$\tau_n = \frac{T_y \cdot m_z^{A_1}}{e \cdot I_z} + \frac{T_z \cdot m_y^{A_1}}{e \cdot I_y} \quad \text{Equació 2}$$

On:

$m_z^{A_1}$: moment estàtic de l'àrea superior a la línia (j) dibuixada respecte l'eix Z

$m_y^{A_1}$: moment estàtic de l'àrea superior a la línia (j) dibuixada respecte l'eix Y

I_z : Moment d'inèrcia de la secció respecte l'eix Z

I_y : Moment d'inèrcia de la secció respecte l'eix Y

Moment flector (M_y o M_z): és generat per les forces aplicades perpendicularment a la secció. Aquest moment pot estar aplicat en l'eix Y o en el Z (base local) i genera una distribució de tensions normals lineal al voltant del seu eix d'aplicació. Si existeixen els dos moments flectors alhora, la tensió normal per un punt concret de la secció és:

$$\sigma_x = \frac{M_y}{I_y} \cdot z - \frac{M_z}{I_z} \cdot y \quad \text{Equació 3}$$

On y i z son les coordenades del punt de la secció d'estudi considerant que el centre de gravetat de la secció.

Moment torçor (M_x): es produeix quan hi ha un moment aplicat sobre l'eix x de la secció. Aquest tipus d'esforç genera tensions tangencials sobre la secció.

Com les tensions en una mateixa secció poden ser de diferents tipus, existeix una simplificació que permet trobar una tensió normal equivalent per quantificar la tensió total aproximada que pateix una secció. Aquesta tensió s'anomena Tensió Equivalent de Von Misses, i té la següent expressió per un punt concret de la secció on:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 \cdot \tau^2} \quad \text{Equació 4}$$

Aquests coneixements permetran posteriorment analitzar l'estat de tensions de les diferents seccions del marc de càrregues a estudiar.

3.1.2. El mètode dels elements finits

El mètode dels elements finits (MEF) és una tècnica numèrica utilitzada en la resolució de problemes de matemàtica aplicada i d'enginyeria. La seva metodologia consisteix a dividir un domini complex en petites regions (que s'anomenen elements) per tal de poder abordar el problema d'una manera més senzilla i obtenir una solució aproximada. Aquests elements estan connectats entre si formant una xarxa o malla, la qual permet la discretització del domini. Cada un d'aquests elements representa un sistema més simple del qual se'n sap descriure el comportament mitjançant una sèrie d'equacions matemàtiques. A partir d'aquestes es comença a solucionar el sistema de cada element, i amb la combinació dels diferents resultats aconseguits s'arriba a una solució global del sistema.

Aquesta metodologia és típica de geometries complicades, materials no homogènis i càrregues no uniformes. És un gran mètode perquè permet treballar amb models molt complexos sense haver de fer càlculs llargs i enrevessats, i les solucions que s'obtenen són d'elevada precisió.

El procediment per aplicar el mètode dels elements finits consisteix en:

1. Discretitzar el domini que es vol estudiar en elements més petits que tinguin una geometria més senzilla (aquesta pot ser triangular o rectangular, per exemple).
2. Es planteja la formulació de les variables de cada element. Aquestes són desconegudes i es relacionen mitjançant expressions matemàtiques.
3. Un cop formulats els elements es combinen per formar una matriu global que descriu el comportament de tot el sistema. En aquesta es relacionen les variables desconegudes del sistema global.
4. S'apliquen les condicions de contorn del sistema. Aquestes descriuen el comportament del sistema en els límits del domini. Aquestes condicions poden ser fixar un desplaçament en algun punt del domini, aplicar alguna força, etc.
5. Es resol la matriu global per trobar les variables desconegudes del sistema.
6. Finalment, en l'etapa de Postprocessament, s'interpreten i es visualitzen els resultats. Sempre cal analitzar si els resultats obtinguts són factibles i s'ajusten al comportament real que pot arribar a tenir l'estructura.

Avui dia aquesta metodologia s'utilitza molt en qualsevol tipus d'anàlisi de disseny, i existeixen molts programes que es basen aquest mètode, com *ANSYS* o *SolidWorks*.

3.2. Presentació del marc de càrregues

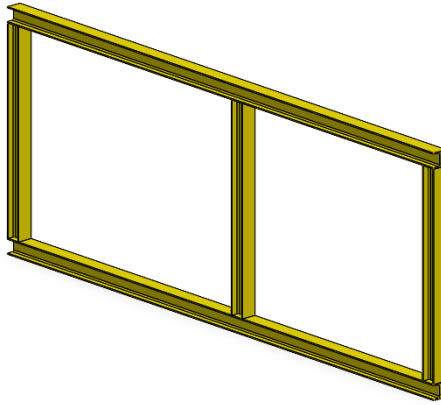
A l'Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Industrial de Barcelona es troba el Laboratori d'Elasticitat i Resistència de Materials (LERMA), creat amb l'objectiu de canalitzar la cooperació externa entre empreses i institucions. Realitza tasques d'investigació, assessorament, informes i assajos. Aquest últim aspecte ens porta a parlar de l'existència d'un marc de càrregues utilitzat en aquest espai, el qual s'usa per dur a terme assajos de diferents components estructurals.

Aquesta estructura d'acer està formada per dues bigues horitzontals i 3 columnes, tots de secció constant HEB160. El marc es fixa a terra caragolant els tres elements verticals a aquest. Les unions entre bigues i pilars també es materialitzen mitjançant caragols, fet que aporta versatilitat a l'estructura, ja que el pilar central es pot desplaçar a dreta i esquerra per tal d'adaptar l'assaig a les diferents longituds que pot presentar una estructura metàl·lica. En la Figura 2 es mostra aquest marc de càrregues en un assaig real. La columna central està col·locada el més a la dreta possible (a 4.250 mm de la columna esquerra).



Figura 2 – Marc de càrregues en el moment d'un assaig

En la Figura 3 es pot apreciar un model del marc de càrregues realitzat amb el programa *SolidWorks* sense cap bastidor col·locat per assajar. En aquesta imatge la columna central està col·locada a 3.150 mm de la columna esquerra.

Figura 3 -Representació del marc en *SolidWorks*

Per tal de determinar el comportament del marc és important saber les característiques del seu material i de la seva secció.

3.2.1. Característiques del material

Les bigues i els pilars estan formats per acer de tipus S235. L'acer és un aliatge de ferro-carboni on el pes d'aquest últim element representa com a màxim l'1% del total. En el cas de les estructures, l'acer que es tendeix a utilitzar és aquell baix en carboni, on la proporció de carboni respecte el pes total de la peça és generalment inferior al 0,25%. Aquest fet aporta a les peces una gran ductilitat i tenacitat, fet que interessa en una estructura resistent.

Si es parla amb més deteniment de la composició de l'acer S235 es troba que conté un màxim d'un 0,17% de Carboni (C), així com altres concentracions considerables de Manganès (Mn), Nitrogen (N) i Coure (Cu).

Altes propietats d'interès queden recollides en la Taula 1:

Propietat	Símbol	Valor
Mòdul de Young	E	210 GPa
Coefficient de Poisson	ν	0,3
Límit elàstic	σ_e	235 MPa

Taula 1 - Propietats elàstiques de l'acer S235

3.2.2. Característiques de la secció:

La secció HEB160 és una forma de doble T de 160 mm de llarg i d'alçada. És d'utilitat saber-ne les seves característiques geomètriques per posteriorment determinar com

afecten els esforços del marc a les diferents seccions d'aquest.

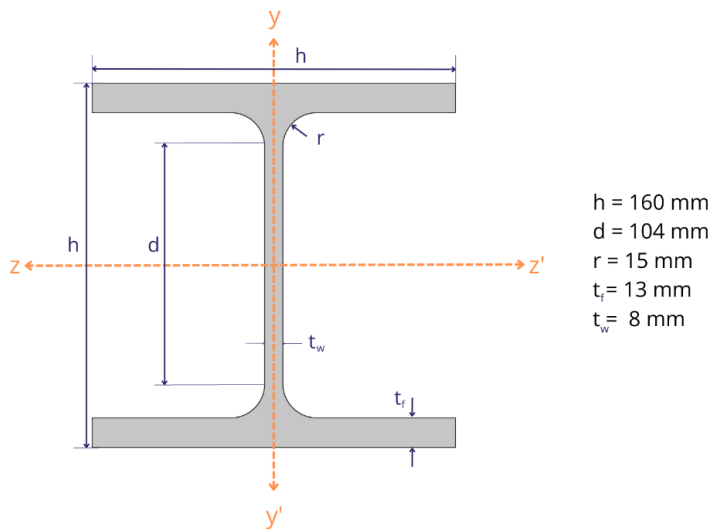


Figura 4 – Geometria secció HEB160

Símbol	Propietat	Valor
A	Àrea	54,3 cm ²
I _y	Moment d'inèrcia respecte l'eix y	889 cm ⁴
I _z	Moment d'inèrcia respecte l'eix z	2495cm ⁴
S _y	Moment estàtic de mitja secció respecte l'eix y	177 cm ³

Taula 2 - Propietats de la secció HEB160

3.2.3. Representació de barres en ANSYS.

El comportament d'una barra es pot modelitzar de diverses maneres mitjançant ANSYS. El programa posa a disposició dels usuaris diferents tipus d'elements amb els quals representar una estructura formada a base de barres. Es poden classificar en dos grups: els elements 2D i els 3D. La principal diferència entre aquests dos és la quantitat de graus de llibertat que tenen els elements: en el primer cada node té associat un desplaçament en l'eix X, un en Y i una rotació en Z; en el cas de l'element tridimensional, els nodes es

defineixen amb sis graus de llibertat, els mencionats en el cas de dues dimensions i s'afegeixen el desplaçament en l'eix Z i les rotacions tant el X com en Y.

Amb aquesta primera diferenciació es pot concloure que l'element que representi el marc de càrregues en la simulació ha de ser de tipus 3D, a causa de la seva naturalesa i al fet que, tot i que la situació a analitzar pot reduir-se a un problema de dues dimensions, no es pot deixar de banda que els nodes de l'estructura tenen 6 graus de llibertat.

Si ens centrem en el grup de representacions en 3D es poden trobar els següents tipus d'elements:

1. BEAM4
2. BEAM44
3. BEAM24
4. BEAM188
5. BEAM189

Actualment, en les noves versions d'ANSYS el programa només permet escollir entre els dos últims elements llistats.

Els elements BEAM188 i BEAM189 serveixen per representar bigues més aviat gruixudes i es caracteritzen per basar-se en la Teoria de Timoshenko, la qual té en compte l'esforç tallant, que considera que és constant en tota la secció transversal de la peça, essent els seus resultats més concrets i precisos. La secció HEB160 és apta per representar-se amb algun d'aquests dos elements.

BEAM188

Amb BEAM188 es poden modelitzar barres de qualsevol mena de secció i gruix mitjançant el mètode dels elements finits. Les estructures simulades poden ser amb o sense restriccions en la seva deformació.

L'element està format per 2 nodes (I i J en la Figura 5), cadascun dels quals consta de 6 graus de llibertat (desplaçaments en X, Y, Z; així com les rotacions en aquests mateixos eixos).

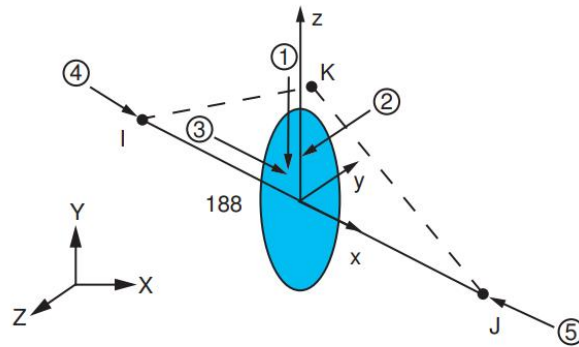


Figura 5 - Representació de l'element BEAM188 [1]

Per calcular qualsevol característica de l'element, amb BEAM188 existeix l'opció d'escollir si els càlculs són lineals, quadràtics o cúbics.

- *Interpolació lineal*: el càlcul de moments i forces sobre l'element es fa interpolant únicament els dos nodes dels extrems de l'element (punts i i j de la Figura 5).
- *Interpolació quadràtica*: el càlcul de paràmetres s'obté mitjançant la interpolació dels nodes i i j, juntament amb un tercer node intern. Permet aproximar millor aquells paràmetres que segueixen una distribució lineal.
- *Interpolació cúbica*: s'ajuda de dos nodes interns, fent el càlcul més precís, especialment si algun dels moments o forces segueixen una distribució quadràtica. Independentment de l'opció utilitzada, el càlcul dels desplaçaments i rotacions dels nodes s'obtenen mitjançant interpolació cúbica.

BEAM189

Aquest element té tres nodes en lloc de dos. La resta de característiques són les mateixes que en BEAM188 amb una diferència qualitativa en el tipus d'interpolació, ja que aquesta només és quadràtica. Aquest fet indica que tots els elements que es defineixen amb el programa tenen dos nodes interns als quals es poden aplicar condicions de contorn i forces. Aquesta és una característica que amb BEAM188 no es pot dur a terme.

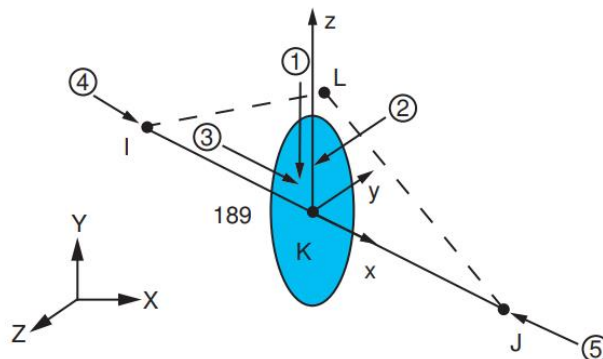


Figura 6 - Representació dels nodes de l'element BEAM189 [2]

Com els elements del marc a representar són rectes, no és necessari aquest tercer node. Utilitzar l'element BEAM189 implicaria una sobrecàrrega innecessària en els càlculs del programa per resoldre el sistema.

COMBIN14

Aquest element es pot comportar de manera longitudinal o torsional en una, dues o tres dimensions. Si s'implementa com una molla-amortidor, l'element consta de tres graus de llibertat, corresponents a les rotacions en els eixos X, Y i Z. L'element queda definit per dos nodes, la constant d'una molla (K) i dos coeficients d'amortiment.

Aquest element és molt útil a l'hora de representar molles en una simulació, així com moviments relatius entre cossos que no es poden descriure com una articulació perfecta.

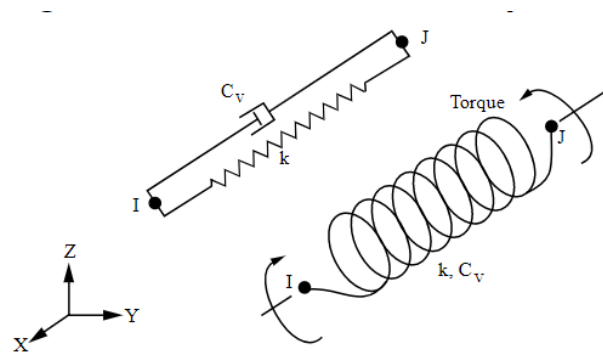


Figura 7 – Representació de l'element COMBIN14 [3]

4. Estudi del marc de càrregues

4.1. Criteris de fallada

El marc de càrregues consta de diferents components que permeten assajar altres estructures. Per tal de garantir que l'assaig es dona a terme de manera correcta cal assegurar que cap aspecte d'aquest fallarà de manera sobtada. Les principals problemàtiques a tenir en compte són les següents:

- **Primer criteri: Fallada de les unions**
El bastidor se subjecta al marc mitjançant un sistema passador-platina. En aquest punt s'hi exerceix una força vertical i una altra horitzontal, per tal cal comprovar que l'element no falli per cisallament de la unió o aixafament de la platina, segons la normativa vigent.
- **Segon criteri: Fallada elàstica de la secció crítica del marc**
Cal determinar quina és la secció crítica del marc de càrregues, és a dir, aquella on les tensions siguin més elevades i, per tant, les deformacions siguin més grans. Es considera que l'estructura falla quan en aquesta secció la tensió equivalent de Von Mises (σ_{VM}) supera el límit elàstic (σ_e) i, per tant, la barra es deforma permanentment.
- **Tercer criteri: Desplaçament màxim**
S'estableix per tal que l'estructura no es mogui certes distàncies que puguin posar en risc els operaris que estan realitzant l'assaig. S'estableix que cap punt del marc pot tenir un desplaçament en x superior a 6 mm.

4.2. Elaboració i validació del model en ANSYS

Per elaborar un model que representi la realitat del marc de càrregues es parteix d'una distribució de càrregues concreta que ha estat analitzada experimentalment al laboratori. Amb això es pretén analitzar els desplaçaments de dos punts concrets i, amb els valors obtinguts, anar iterant amb les diferents variables que permeti el programa ANSYS per tal d'aconseguir una representació versemblant del marc. Aquesta situació és la següent:

Consisteix en l'assaig d'un bastidor metàl·lica, col·locat horitzontalment en el primer quadrant del marc de càrregues. Sobre aquesta estructura s'hi aplica una força vertical mitjançant un cilindre hidràulic (fet que, conseqüentment, trasllada la càrrega al marc) la qual genera que les potes de l'element a estudiar es recolzin sobre el pilar central del marc i hi apliquin unes forces tant verticals com horitzontals.

Per seguir amb la descripció de la distribució de càrregues cal definir una nomenclatura

que permeti identificar els diferents punts d'interès del marc. També és necessari aclarir quins són els eixos globals de l'estructura emprats per analitzar-la per poder explicar bé el motiu d'importància de cada punt. Tot això es mostra en la Figura 8:

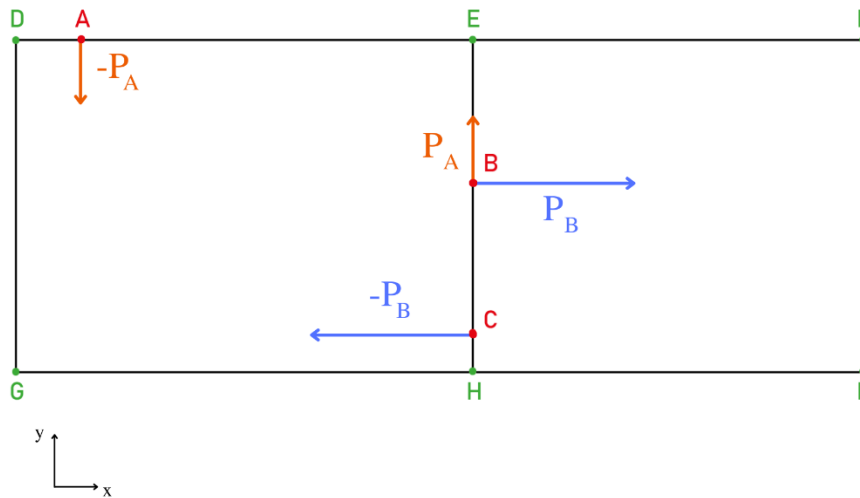


Figura 8 - Nomenclatura dels elements d'interès del marc

Punt A: punt d'aplicació de la càrrega $-P_A$ sobre l'estructura a assajar. El valor de la força vertical en l'assaig analitzat és de -10 kN.

Punt B: és on es localitza la unió entre l'element a assajar i el marc. En aquest punt hi existeixen dues reaccions de la bastida sobre el marc: una positiva en l'eix X (P_B) de valor 24,75 kN, i una altra també positiva en l'eix Y (P_A) de valor 10 kN. Els valors d'aquestes càrregues s'obtenen experimentalment amb sensors de força. Es tracta d'un possible candidat a punt amb la secció crítica de l'estructura pel fet de tenir dues forces que hi generen tensions.

Punt C: és on es recolza la part inferior del bastidor a assajar. En aquest cas el marc només pateix una força horitzontal negativa ($-P_B$) de valor -24,75 kN.

Punts D, F, G, H, I: son els punts d'unió entre els pilars i les bigues del marc. Aquesta unió es realitza mitjançant 4 cargols que permeten acoblar els desplaçaments en els tres eixos de la biga i el pilar. Son uns punts complexos a l'hora de realitzar la simulació, ja que no es pot assumir que és una unió rígida, però tampoc com una articulació. Per tal de representar-los es busca una molla equivalent que es comporti com la realitat de l'assaig.

Mitjançant extensòmetres es determinen els desplaçaments en x dels punts D i B, essent aquests:

$$u_x^B = 3,3 \text{ mm}$$

$$u_x^D = 4,2 \text{ m}$$

Amb totes aquestes dades es pot començar a plantejar el sistema en el programa ANSYS.

4.2.1. Elecció de l'element

En tractar-se d'una estructura formada per bigues, es pot usar qualsevol element barra per representar-la. Cal que aquest permeti fer una representació tridimensional del marc i que treballi de tal manera que quedin representades totes les tensions que puguin afectar a la secció transversal d'aquest. Com a grans candidats trobem els elements BEAM188 i BEAM189, explicats en l'apartat 3.2.3. Tot i que BEAM189 té més nodes per element, amb la interpolació del BEAM188 ja s'obtenen resultats prou fiables i precisos. És per això que s'opta per treballar amb aquest últim element. És una manera que el programa generi menys nodes i menys càlculs i que agilitzi el seu procés resolutiu, fet important perquè caldrà fer diferents simulacions per validar el sistema.

Un cop es té clar com es treballa la simulació, es procedeix a definir els paràmetres de l'element i el material amb el qual es treballarà. S'escull una interpolació quadràtica pel BEAM188, i s'estableixen com a paràmetres del material els de l'acer S235. És aleshores quan es creen els *keypoints* que representen els punts d'interès ja esmentats. Això ens permet posteriorment crear les línies que conformen el marc i, havent definit els paràmetres de la secció HEB160, mallar-les amb BEAM188. El resultat d'aquest procés es pot observar a la Figura 9.

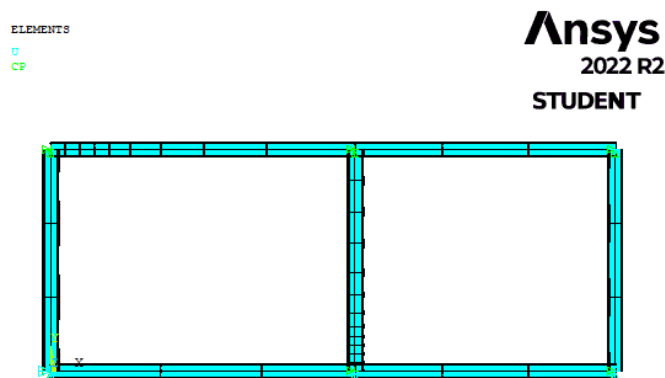


Figura 9 - Representació del marc amb elements BEAM188

4.2.2. Acoblaments de les unions entre bigues i pilars:

Els punts D, E, F, G, H i I son aquells on les diferents barres de l'estructura s'uneixen. Això implica que en ells els moviments tant de la columna com de la biga han de ser els mateixos. En el programa, en aquests punts hi existeixen dos nodes (un pertany a l'element vertical i l'altre a l'horitzontal), i cal acoblar-ne els desplaçaments en els tres eixos i les rotacions en X i Y per tal que es comportin de la mateixa manera que en la realitat. Fet això l'estructura queda com un sistema reticulat amb articulacions en els seus extrems.

Les unions entre els elements verticals i horitzontals és de tipus semirígida, i per tal de simular-la s'utilitzarà una molla de constant desconeguda. Aquesta se simula en ANSYS amb l'element de tipus COMBIN14.

4.2.3. Definició de la constant K de les molles:

Com a últim pas per la validació del model cal trobar el valor K de la constant de les molles col·locades en les unions. Aquest s'ha de determinar a partir dels desplaçaments u_x^B i u_x^D definits en la introducció a aquest apartat (4.2), és a dir, que aconseguixi que el desplaçament en els punts B i D sigui el més aproximat possible als determinats amb anterioritat.

Per tal d'observar el comportament de la simulació es realitzen una sèrie d'iteracions amb el valor de K i es determinen els desplaçaments dels nodes 53 i 1, corresponents respectivament als punts B i D de la Figura 8, a més del desplaçament màxim de tota l'estructura. En una primera instància es pren aquest últim valor com a referència per decidir si es consulta el valor dels altres dos nodes. Si el desplaçament màxim és superior a 20 mm es passa a la següent iteració.

Iteració (i)	K_i [N/mm]	Despl. màxim [mm]	Desplaçament node 1 [mm]	Desplaçament node 53 [mm]
0	10^2	(*)	-	-
1	10^3	(*)	-	-
2	10^6	9920,8	-	-
3	10^9	12,112	12,112	7,8
4	10^{10}	3,08	3,08	2,45
5	$5 \cdot 10^9$	4,1	4,1	3,08
6	$4,5 \cdot 10^9$	4,32	4,32	3,22

Taula 3 - Desplaçaments horitzontals dels nodes a estudiar segons cada iteració del valor K

Observant els valors de la Taula 3 es veu com per valors inferiors a 10^6 N/mm de K el sistema no es resol perquè les unions segueixen comportant-se com articulacions. Les iteracions augmenten el valor de la constant K fins a arribar a desplaçaments d'una

magnitud més acceptable. En les iteracions 5 i 6 s'obtenen valors molt similars als desplaçaments desitjats tot i que en cap cas són els valors exactes proposats. Per tal d'escollir entre les dues possibles constants es calcula l'error relatiu dels dos desplaçaments (e_i^B i e_i^D , essent els errors relatius de cada punt de cada constant i) per tal de veure quina opció difereix menys de la realitat:

- **$K_5 = 5 \cdot 10^9 \text{ N/mm}$**

$$u_{x,5}^B = 3,08 \text{ mm} \quad e_5^B = \frac{|3,3-3,08|}{3,3} \cdot 100 = 6,66\% \quad \text{Equació 5}$$

$$u_{x,5}^D = 4,1 \text{ mm} \quad e_5^D = \frac{|4,2-4,1|}{4,2} \cdot 100 = 2,38\% \quad \text{Equació 6}$$

- **$K_6 = 4,5 \cdot 10^9 \text{ N/mm}$**

$$u_{x,6}^B = 3,22 \text{ mm} \quad e_6^B = \frac{|3,3-3,22|}{3,3} \cdot 100 = 2,42\% \quad \text{Equació 7}$$

$$u_{x,6}^D = 4,32 \text{ mm} \quad e_6^D = \frac{|4,2-4,32|}{4,2} \cdot 100 = 2,85\% \quad \text{Equació 8}$$

Observant ambdós valors de l'error relatiu dels desplaçaments per cada cas, veiem que per K_6 els desplaçaments de simulació difereixen en menys d'un 3% dels experimentals, mentre que per K_5 trobem l'error relatiu del punt B d'un 6,66%. És per això que es dona el valor de $K_6 = 4,5 \cdot 10^9 \text{ N/mm}$ (d'ara endavant K) per vàlid i s'aplica en totes les molles del model simulat.

4.3. Càlcul de la càrrega màxima segons les unions

En fer un assaig en el marc de càrregues, la bastida s'uneix a aquest mitjançant una sèrie d'elements que assegurin la rigidesa del conjunt. La unió de la bastida en els punts B i C és la més interessant a estudiar a causa de la seva forma i disposició. Aquesta consisteix en un passador cilíndric de 30 mm de diàmetre i 200 mm de llarg que travessa una platina rectangular, de 30 mm de gruix, 80 mm d'ample i 100 mm d'alçada (es mostra a la Figura 10). El passador travessa tant la barra de la bastida com la platina a través d'un forat circular realitzat en els dos elements mencionats.

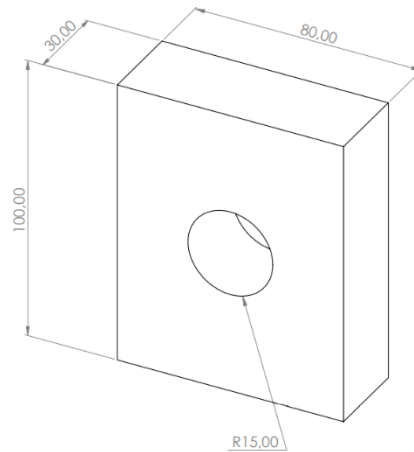


Figura 10 – Platina unida al marc

La unió és la mateixa tant en el punt B com en el C, per tant la càrrega màxima que s'obtingui en els següents càlculs és la màxima que es pot aplicar en aquests dos punts. Es considera que tots els elements de la unió són d'acer S235.

Degut a l'estructura d'aquesta unió cal analitzar tres possibles fallades: per cisallament del passador, per aixafament d'aquest mateix, o bé per aixafament de la platina. La manera de calcular la càrrega màxima que poden suportar aquests elements està feta segons l'Eurocodi 3.

1. Fallada per cisallament del passador:

El passador cilíndric de 30 mm de diàmetre pot trencar-se degut a l'esforç tallant que li genera la unió. Això es pot produir en les seccions a-a' i b-b' de la Figura 11.

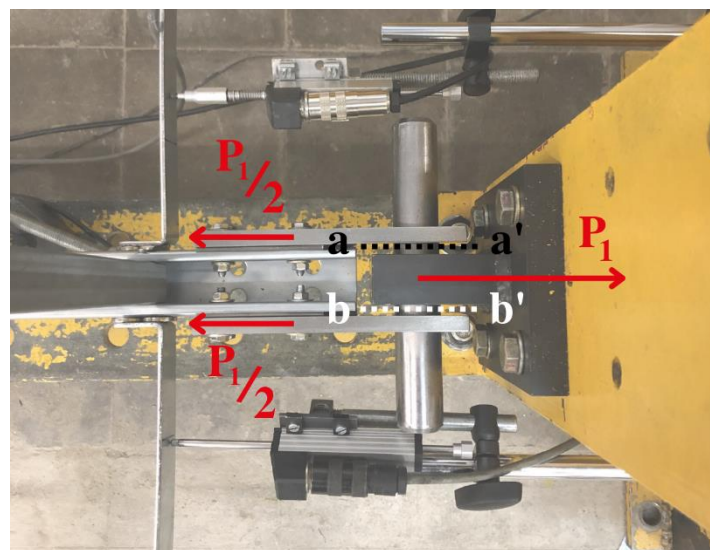


Figura 11 – Esquema de la unió

L'expressió per l'esforç màxim P_1 que pot suportar aquest passador és la següent:

$$\frac{P_1}{2 \cdot A} \leq 0,6 \cdot \frac{\sigma_{ub}}{\gamma_{su}} \quad \text{Equació 9}$$

On A és la secció del passador, σ_{ub} la seva tensió de ruptura (340 MPa), i γ_{su} el coeficient de seguretat de la unió (de valor 1,875). Amb aquests valors, es pot concloure que la unió falla per cisallament del passador per una força P_1 superior a 162.860 N.

2. Fallada per aixafament del passador i de les platines:

La càrrega màxima P_2 que pot suportar el passador abans de fallar per aixafament és la següent:

$$\frac{P_2}{\phi_u \cdot t} \leq K_m \cdot \alpha_b \cdot \frac{\sigma_{ub}}{\gamma_{su}} \quad \text{Equació 10}$$

On ϕ_u és el diàmetre del passador, t el gruix de la platina de la unió fixa al marc (30 mm), el K_m té un valor d'1, i α_b de 3. Es pot afirmar que per una càrrega P_2 inferior a 518.400 N, ni el passador ni la platina s'aixafaran.

Per l'aixafament de la platina de la unió fixa al marc el càlcul és exactament el mateix que en l'Equació 10, per tant, la conclusió és la mateixa.

Si mirem la platina que està unida al bastidor (de gruix 15 mm, canvia el valor de la variable t), el valor de P_2 que s'obté amb l'Equació 10 és de 244.800 N. Al tenir un gruix més petit, aquesta platina és més restrictiva.

3. Tracció de la platina:

És necessari també comprovar que la platina pot resistir l'esforç de tracció en el punt B. Aquest es calcula com:

$$P_3 = A_{neta} \cdot \frac{\sigma_u}{\gamma_{su}} \quad \text{Equació 11}$$

On A_{neta} és la diferència del valor de la secció de la platina menys l'àrea que hi ocupa el forat (el seu valor és de 1.200 mm²). Així el valor màxim que pot suportar la platina abans de fallar a tracció és de 576.000 N.

Es pot concloure, doncs, que per les càrregues en els punts B i C no han de ser superiors a 162.860 N per tal que les unions no fallin.

4.4. Càlcul de la càrrega màxima segons la secció crítica

A causa de les forces, l'estructura pot fallar degut als esforços normals i tangencials, així com per l'acció de moments flectors i torçons aplicats en cada una de les seves seccions. Per tal de determinar la càrrega màxima que pot suportar el marc, es procedeix a analitzar la situació inicial plantejada en l'apartat 4.2, i mitjançant els diagrames d'esforços obtinguts amb el programa, i els valors de les forces normals, tallants i dels moments flectors de cada secció, determinar la secció crítica. S'entén per secció crítica aquella que té la σ_{VM} amb el valor més elevat de tot el marc.

1. Diagrames d'esforços i secció crítica:

Donada una distribució de càrregues, el marc a estudiar rebrà una sèrie d'esforços que provocaran un tipus de tensions o altres en la seva secció. En tractar-se d'un problema bidimensional, les càrregues i moments a estudiar es redueixen a les següents (en eixos locals de cada element):

- Esforç normal en X
- Esforç tallant en Y
- Moment flector en Z

A causa dels elements emprats i a la complexitat dels càlculs a mà, es fa ús d'ANSYS per obtenir els diagrames d'esforços del marc de càrregues. Mitjançant aquests gràfics es pretén analitzar qualitativament quina pot ser la secció amb les tensions més elevades i, per tant, la que fallarà abans. A la Figura 12, Figura 13 i Figura 14 es mostren els diagrames d'esforços.

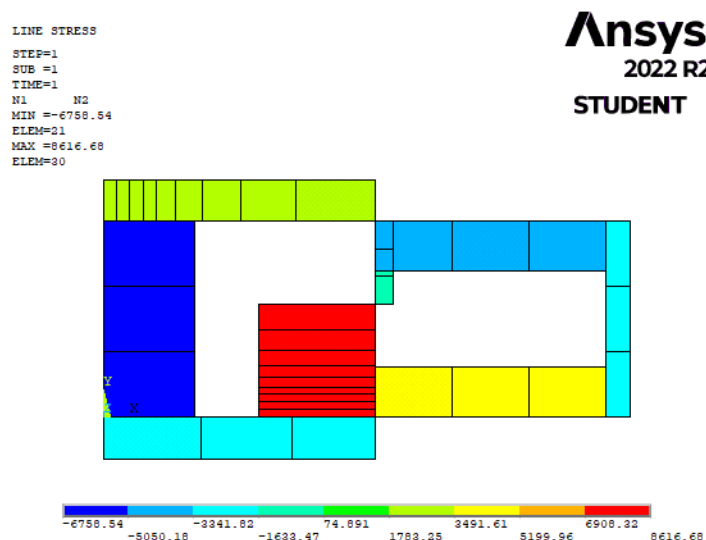


Figura 12 - Diagrama d'esforç normal del marc en la situació inicial

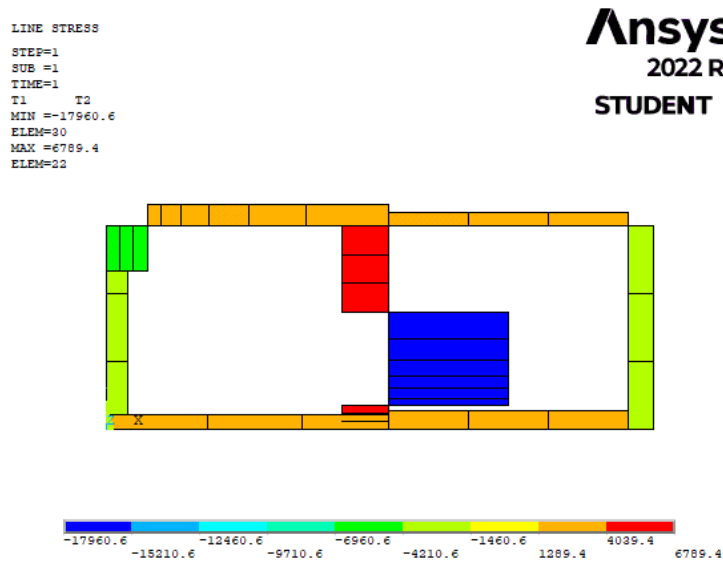


Figura 13 - Diagrama de l'esforç tallant del marc en la situació inicial

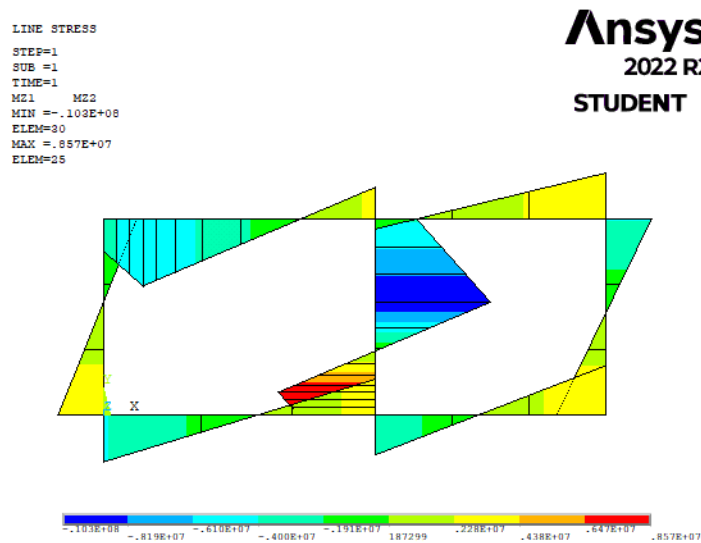


Figura 14 - Diagrama del moment flector del marc en la situació inicial

Observant els tres diagrames es pot determinar de forma qualitativa que els esforços màxims (siguin en sentit positiu o negatiu) es concentren en la columna central del marc. El programa indica en quins elements es produeixen el màxim i el mínim de cada tipus d'esforç, i l'element 30 es caracteritza per ser aquell amb un esforç normal positiu (en la base local de la secció corresponent als seus nodes) més elevat i un moment flector mínim. Aquest mateix element també té l'esforç tallant negatiu més gran. Tant pel que evidencia ANSYS com per la tendència que s'observa als diagrames, la secció amb més predisposició a ser la crítica de tot el marc és la d'un dels dos nodes que formen l'element

30 de la simulació.

L'element 30 està format pels nodes 52 i 53, essent el segon d'ells el punt B de l'estructura, on estan aplicades dues forces: P_B en horitzontal i P_A en vertical. Aquest fet indica que la secció d'interès serà la del node 53 de l'element 30. En la Figura 15 es veu l'element 30 en el marc, així com el node 53. En la Taula 4 s'indiquen els valors obtinguts amb el programa de cada tipus d'esforç per aquesta secció:

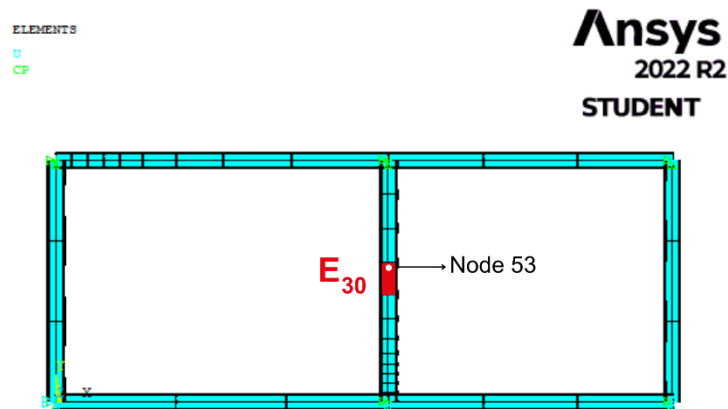


Figura 15 - Posició de l'element 30 i el node 53

Element	Node	N_x [N]	T_y [N]	M_z [N·mm]
30	53	8616	-17961	$-1,29 \cdot 10^7$

Taula 4 - Esforços de la secció crítica en la situació inicial

L'esforç normal i el moment flector generen una tensió normal σ_x que varia segons la coordenada y del punt de la secció que es vol analitzar. L'expressió d'aquesta tensió és la següent:

$$\sigma_x = \frac{N_x}{A} - \frac{M_z}{I_z} \cdot y \quad \text{Equació 12}$$

On A és l'àrea de la secció HEB160 i I_z la seva inèrcia en l'eix local Z . Ambdós valors estan recollits en l'apartat 3.2.2. L'Equació 12 és la corresponent a l'eix neutre de la secció. Aquest eix és horitzontal (corresponent a l'eix local z de la secció), ja que només existeix moment flector en la direcció de Z . Si l'esforç normal fos nul, aquest eix seria coincident amb el centre de masses de la secció, que es troba en el punt mig d'aquesta. En la situació que es descriu, existeix un esforç normal positiu que desplaça l'eix neutre en el sentit

negatiu de la direcció Z. La seva intersecció amb l'eix y, per tant, es dona en un valor inferior a $y = 0$. Per determinar-lo s'igualava la tensió normal σ_x de l'Equació 12 a 0, i es determina que el punt de tall de l'eix neutre horitzontal amb l'eix local Y és en el punt $y = -3,84$ mm. A causa d'aquest fet, la distribució de tensions normals en la secció crítica esdevé la mostrada en la Figura 16:

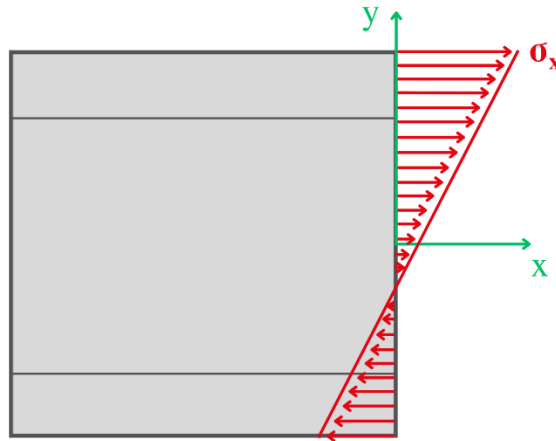


Figura 16 - Distribució de σ_x en la secció crítica del cas inicial

Per altra banda, hi ha unes tensions tangencials τ_{xy} en l'ànima de la secció que s'hi distribueixen de forma parabòlica. El valor mínim es troba en els extrems de l'ànima, i el màxim en el centre de la secció. Aquestes tensions no estan presents en les ales de la secció, i la seva expressió és la següent:

$$\tau_{xy} = \frac{T_y \cdot m_z^{A_1}}{e \cdot I_z} \quad \text{Equació 13}$$

On $m_z^{A_1}$ és el moment estàtic respecte l'eix Z de l'àrea que queda per sobre del punt on es calcula la tensió, i e és el gruix de l'ànima.

En la Figura 17 s'observa com es distribueixen aquestes tensions al llarg de l'ànima:

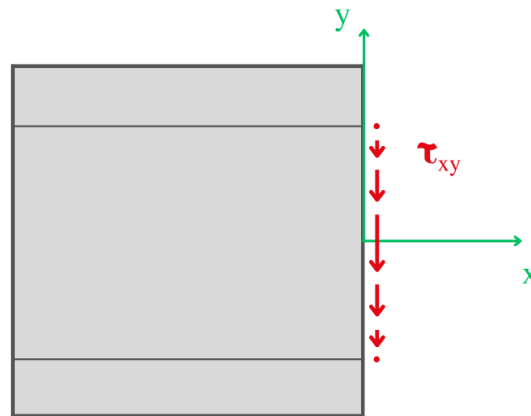


Figura 17 - Distribució de τ_{xy} en la secció crítica del cas inicial

Un cop descrita la distribució real de tensions en la secció crítica, cal determinar quin punt serà el que tingui una concentració de tensions més elevada. Els punts candidats són aquells on la tensió normal (sigui de tracció o compressió) o la tangencial són màximes. Tot i això, també pot ser interessant tenir en compte la zona d'unió entre l'ala superior i l'ànima, ja que és un punt on la tensió normal ja té un valor considerable i també existeixen tensions tangencials. En la Figura 18 es poden veure els punts d'interès de la secció:

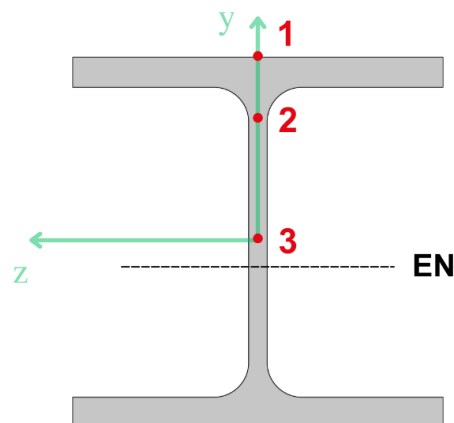


Figura 18 - Punts d'interès de la secció crítica

- Punt 1: punt amb tensió normal màxima. En trobar-se en l'ala superior no hi afecta cap tensió tallant.
- Punt 2: punt d'unió entre l'ala superior i l'ànima. És interessant per la seva tensió normal considerable i la presència de tensió tallant.
- Punt 3: centre de masses de la secció i punt amb la tensió tallant màxima. Degut a que es troba molt a prop de l'eix neutre, la tensió normal no és gaire significativa.

Com hi ha dos tipus d'esforços a la secció, s'unifica la repercussió que tenen tots ells mitjançant una simplificació. Es troba la tensió normal equivalent de Von Mises per tal de tenir un únic valor amb el qual comparar la tensió de la secció crítica i la tensió admissible.

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 \cdot \tau_{xy}^2} \quad \text{Equació 14}$$

Assumint un coeficient de seguretat de 1,5 es pot trobar el valor de la σ_{adm} :

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{\gamma_s} = 156,66 \text{ MPa} \quad \text{Equació 15}$$

Tenint el valor de σ_{adm} i emprant totes les equacions esmentades (Equació 12, Equació 13 i Equació 14), es pot determinar la tensió equivalent de Von Misses pels 3 punts d'interès:

Punt	σ_x [MPa]	τ_{xy} [MPa]	σ_{VM} [MPa]
1	34,62	0	34,62
2	29,25	-13,77	37,74
3	1,58	-15,94	27,66

Taula 5 - Valors de les tensions de cada punt d'interès i la seva tensió equivalent de Von Misses

Amb les dades de la Taula 5 es pot afirmar que el punt crític de la secció crítica és el 2, amb una σ_{VM} de 37,74 MPa.

A partir aquest valor es pot trobar un coeficient φ representatiu del tant per u que es pot augmentar la càrrega de servei del marc P_A , i per tant saber la seva càrrega màxima de servei en funció de la secció crítica, $P_{A,màx}$. Com l'estat de càrregues del marc depèn proporcionalment de la càrrega de servei del marc, els esforços generats per aquest estat també en són proporcionals. Les tensions depenen també proporcionalment d'aquests esforços, per tant es pot afirmar que trobar aquest coeficient φ permet determinar la càrrega màxima de servei.

$$\varphi = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma_{VM}} = 4,1504 \quad \text{Equació 16}$$

En utilitzar la tensió admissible en el càlcul del coeficient φ , aquest ja té en compte el coeficient de seguretat establert. Els valors de les càrregues màximes que pot suportar el marc es calculen amb l'Equació 17 i estan exposats en la Taula 6:

$$P_{i \max} = P_i \cdot \varphi \quad \text{Equació 17}$$

i	P_i [kN]	$P_{i\max}$ [kN]
A	10	41,504
B	24,75	102,723

Taula 6 - Resultats de les càrregues màximes que pot assumir el marc

En aquest nou estat de càrregues és interessant saber quins són els desplaçaments horitzontals dels diferents punts del marc. Mitjançant la simulació en ANSYS s'obtenen els següents resultats presentats en la Figura 19.

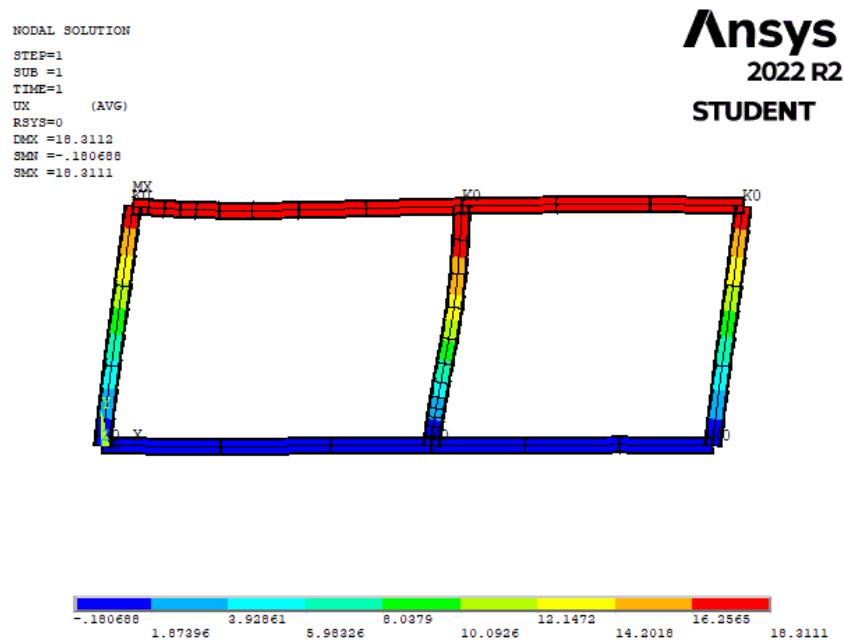


Figura 19 - Desplaçaments del marc aplicant la càrrega màxima de 41,504 kN

Es pot observar com els punts superiors del marc són els que més es desplaçaran per la càrrega màxima. El moviment màxim que pot presentar és de 18,3 mm. Si s'analitzen els esforços a la secció crítica:

Element	Node	N_x [N]	T_y [N]	M_z [N·mm]
30	53	35.760	-74.544	-4,27·10 ⁷

Taula 7 - Esforços de la secció crítica per P_A de 41,501 kN

Es veu com aquests han augmentat considerablement i tenen per resultat les següents tensions a la secció crítica en el punt 2:

Punt	σ_x [MPa]	τ_{xy} [MPa]	σ_{VM} [MPa]
2	121,38	-57,16	156,64

Taula 8 - Tensions en el punt 2 de la secció crítica per P_A de 41,5 kN

A la Taula 8 s'observa com la tensió equivalent és la mateixa que la σ_{adm} .

Considerant els resultats obtinguts en l'apartat 4.3, el cas més restrictiu és l'analitzat amb la secció crítica. Amb això es pot concloure que la càrrega màxima que pot assumir el marc amb un coeficient de seguretat d'1,5 és de 41,504 kN.

5. Proposta de millora del marc de càrregues

5.1. Proposta d'alternatives

L'abast d'aquest projecte de final de grau contempla la proposta d'un sistema que permeti augmentar la càrrega màxima del marc de càrregues en més del 30% del seu valor inicial. Aquesta millora implica el disseny d'un element que aporti més resistència al marc, però alhora també més rigidesa, ja que el desplaçament d'aquest en l'eix X serà major. La solució a aquestes especificacions cal que sigui versàtil, ja que degut a la mobilitat de la columna central es poden realitzar assajos amb bastidors de diferents mesures; també és necessari minimitzar el cost de l'element a dissenyar, així com que sigui de fàcil muntatge.

Per tal de millorar el funcionament del marc de càrregues cal tenir presents dos aspectes:

- La zona del marc amb la concentració més elevada d'esforços és la corresponent al punt B (secció crítica). Cal reforçar aquest punt per tal de reduir les tensions tallants i normals de la seva secció, així com el seu desplaçament en l'eix horitzontal.
- Els desplaçaments horitzontals màxims es produeixen als nodes de la biga superior i es va reduint el seu valor de forma gradual fins a arribar al mínim als nodes de la biga inferior. Interessa doncs actuar sobre la part superior del marc.

A continuació es presenten les tres alternatives principals considerades:

ALTERNATIVA 1: Doblar la secció dels elements del marc

Tal com s'ha pogut observar en l'apartat 4.4, les tensions generades en cada una de les seccions del marc depenen de paràmetres fixats pel perfil de la biga o la columna. Característiques com l'àrea o la inèrcia respecte a els eixos locals de cada secció (y i z) contribueixen a la magnitud de les tensions normals i tallants que s'hi poden trobar.

L'Equació 1 mostra com la tensió normal σ_x és inversament proporcional a l'àrea de la secció, així com també ho és a la inèrcia respecte l'eix local z I_z . La tensió tallant τ també depen de manera inversament proporcional a la inèrcia respecte l'eix local y (Equació 2). Tenint en compte aquestes consideracions es pot apreciar clarament com la tensió equivalent de Von Misses σ_{VM} disminueix si els paràmetres ara esmentats augmenten, incrementant així la càrrega màxima de servei del marc. En tractar-se de relacions de proporcionalitat, si es dobla l'àrea de la secció, conseqüentment es veuen doblades les inèrcies I_z i I_y , de tal manera que la càrrega màxima de servei passa a ser de 80 kN.

ALTERNATIVA 2: Tirants de reajustament

Una segona opció consisteix en el disseny d'unes barres d'acer que, col·locades en les diagonals dels dos quadrants del marc, treballin a tracció amb la finalitat de enrigidir l'estructura. Aquest fet es donaria principalment per la tendència del marc a desplaçar-se en l'eix horitzontal positiu, fet que quedaria contrarestat per la tracció que exercirien els tirants. Aquests elements poden suposar una millora de la càrrega màxima. La Figura 20 mostra un esquema del plantejament d'aquesta proposta.

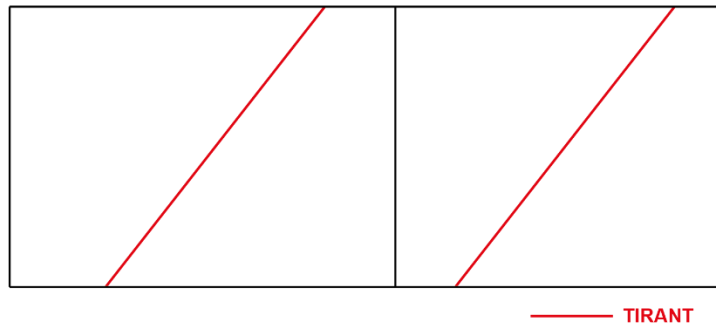


Figura 20 - Esquema de l'Alternativa 2

ALTERNATIVA 3: Tirants de reajustament combinats amb l'acció d'un element resistent

Com a proposta complementària en cas que l'Alternativa 2 no permeti una millora significativa de la càrrega màxima de servei, es pot incorporar al marc un element resistent recolzat a la secció crítica. D'aquesta manera es podria contrarestar el moviment de la columna central i podria millorar l'estat de tensions de la secció crítica. En la Figura 21 es pot veure aquesta proposta.

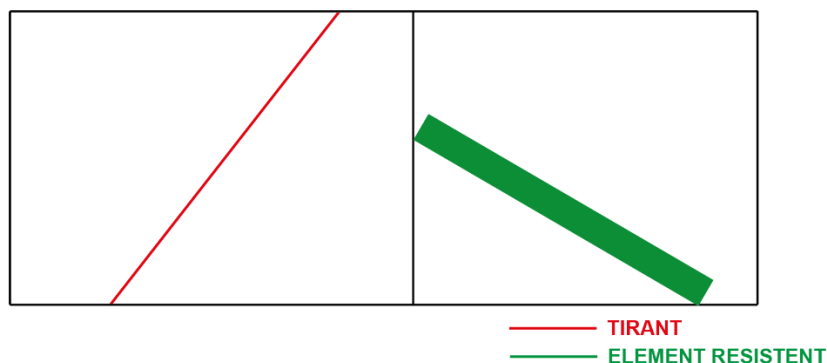


Figura 21 – Esquema de l'alternativa 3

Tot i que l'Alternativa 1 suposa un càlcul ràpid del resultat final, caldria redimensionar i redissenyar totes les unions presents en el marc per tal d'adaptar-les a la nova estructura

(la unió del cilindre hidràulic, la de l'element a assajar i les unions del marc amb el terra). Aquest fet suposaria un increment important del pressupost. Per aquesta raó i per intentar preservar l'estructura original del marc, s'opta per analitzar en més profunditat l'Alternativa 2 i, en cas de no millorar la càrrega màxima en més d'un 30%, es passaria a analitzar l'Alternativa 3. Mitjançant el mètode dels elements finits es pretén utilitzar la simulació del marc creada per analitzar i dimensionar un conjunt de tirants i d'elements resistents que permetin augmentar la càrrega màxima de servei del marc.

5.2. Simulació i dimensionament de les alternatives

5.2.1. Simulació de l'Alternativa 2

Primerament, es planteja l'alternativa amb únicament dos tirants de longitud variable, col·locats en les diagonals del marc de càrregues de la manera que es mostra a la Figura 22:

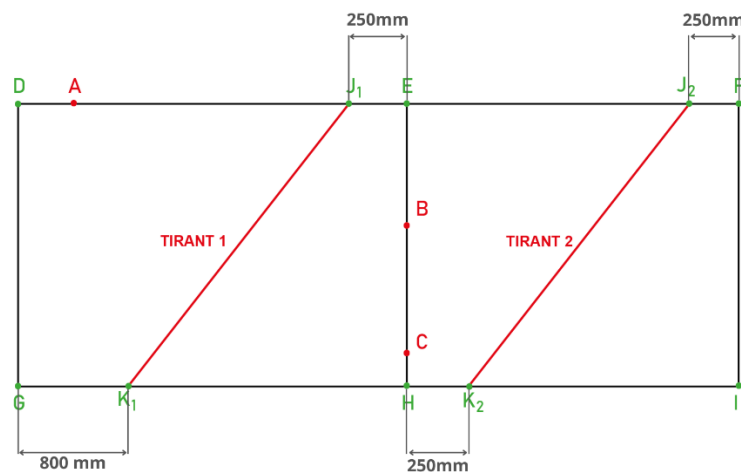


Figura 22 - Nomenclatura dels nous punts d'interès de la simulació en ANSYS

Cal reformular l'arxiu d'ANSYS on se simula el comportament del marc de càrregues, ja que s'han d'afegir els dos nous punts d'unió de cada un dels tirants. La notació que s'emprarà a partir d'aquest moment és la mostrada en la Figura 22. El tirant de l'esquerra és el tirant 1, i els seus punts d'unió amb el marc són J_1 i K_1 ; el tirant de la dreta és el 2 i els seus punts d'unió són J_2 i K_2 . Els quatre punts que s'acaben de mencionar es tracten com articulacions perfectes. Això implica que tots els desplaçaments d'aquests punts del tirant han de ser els mateixos que els del seu respectiu punt coincident en el marc, però no cal acoblar les rotacions. Tot i això, s'acobla la rotació en l'eix X dels punts K_1 i K_2 amb els seus nodes respectius del marc per tal d'assegurar que el tirant no gira sobre el seu propi eix.

L'element usat per representar aquesta alternativa és BEAM188, ja que el comportament

dels tirants es pot definir com el d'una barra sotmesa a tracció. La geometria de la secció d'aquest element és indiferent, perquè a l'estar només en un estat de tracció (i per tant només sotmesa a tensions normals σ_x), i tal com mostra l'Equació 1, l'esforç normal només depèn de l'àrea de la secció. És per aquest motiu que es realitzaran una sèrie d'iteracions en les quals es variarà el valor de l'àrea de la secció del tirant per tal d'analitzar com millora el comportament del marc.

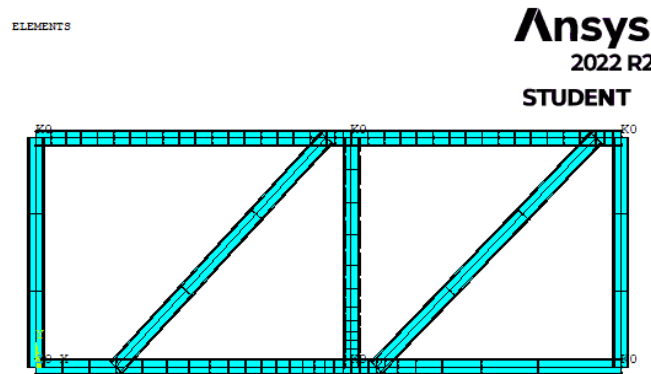


Figura 23 - Representació en ANSYS dels elements de la simulació del marc amb dos tirants

A l'hora de realitzar les iteracions, el procediment a seguir serà el mateix emprat per determinar la càrrega màxima de servei en l'apartat 4.4 a partir de l'estat de càrregues descrit inicialment i de les forces i moments de la secció crítica, es dedueix el coeficient a partir del qual es determina la càrrega màxima de servei.

Per valorar aquesta millora s'empren una sèrie de paràmetres que serveixen com indicadors. El primer és la nova càrrega de servei màxima ($P_{A,màx}$), amb la qual posteriorment es fa una simulació i s'observa els altres dos indicadors d'interès: el desplaçament horitzontal màxim del punt D ($u_{x,D} màx$), la nova càrrega de servei màxima el desplaçament horitzontal màxim del node corresponent a la secció crítica ($u_{x,B} màx$). En la Taula 9 es fa un recull de tots aquests indicadors per cada una de les iteracions on es modifica l'àrea de la secció del tirant A_t . Els valors d'aquestes àrees s'ha establert a partir d'un diàmetre equivalent desitjat (ϕ_{eq}), que varia segons cada iteració i . Aquest paràmetre s'estableix perquè es considera que una secció rodona del tirant pot ser molt més manejable que una altra de geometria diferent. En l'Equació 18 es descriu la relació entre l'àrea de la secció del tirant i el diàmetre equivalent:

$$A_{t,i} = \frac{\pi \cdot \phi_{eq,i}^2}{4} \quad \text{Equació 18}$$

En la iteració 0 es presenten els valors de la simulació sense cap tirant per poder veure les diferències que comporta afegir el nou element:

Iteració i	$\varnothing_{eq,i}$ [mm]	$A_{t,i}$ [mm ²]	$P_{A,màx}$ [kN]	$u_{x,D} màx$ [mm]	$u_{x,B} màx$ [mm]
0	-	-	41,50	17,95	13,39
1	83,14	5430	48,68	1,30	5,60
2	50	1963,49	48,64	1,67	5,68
3	40	1256,63	48,59	1,99	5,76
4	30	706,85	48,4	2,44	5,81

Taula 9 – Resultats dels paràmetres d'interès obtinguts en cada iteració i de l'àrea del tirant mitjançant ANSYS

Tal com mostren els resultats, el fet d'afegir dos tirants a l'estructura provoca que aquesta sigui molt més rígida en la biga superior, i que en la situació de càrrega màxima, el desplaçament màxim (que passa a ser el del punt B) no superi els 6 mm. Segons el diàmetre equivalent de cada iteració, el paràmetre que més varia és el desplaçament màxim del punt D, el qual és més elevat per una secció del tirant més petita. El desplaçament màxim del punt B és més robust respecte la secció del tirant, ja que comparant els valors obtinguts entre el diàmetre equivalent més gran i el més petit, la seva diferència és només de 0,21 mm. També s'observa com la càrrega màxima augmenta en un 20% respecte a la càrrega màxima actual per tots els valors de \varnothing_{eq} proposats. Aquesta millora és considerable, però es decideix explorar l'Alternativa 3 per tal de veure si encara es pot millorar més. Per tant, s'analitza la mateixa casuística afegint a la simulació un nou element resistent que reforci la secció crítica. Aquest fet pot suposar també una reducció del desplaçament del punt B, que és el màxim de tota l'estructura.

Tot i el fet d'haver de continuar analitzant el sistema, es pot definir el diàmetre dels tirants a partir dels resultats obtinguts en la Taula 9. A menys secció del tirant, menys material és necessari per a la seva confecció, i també serà menor el seu pes, fet que interessa per facilitar el seu muntatge. Tal com s'ha comentat, un diàmetre de la barra més gran no implica millors prestacions respecte la càrrega màxima ni per el desplaçament màxim, per tant es considera que la secció del tirant és suficient amb un diàmetre de 30 mm (a partir d'ara es defineix el diàmetre del tirant com \varnothing_t).

Anàlisi amb un sol tirant

Donada la situació que cal afegir un element resistent a un dels quadrants de l'estructura, és convenient veure quin és l'estat de tensions del marc si només s'enrigideix amb el tirant 1 i es prescindeix del tirant 2 per tal de cedir l'espai del segon quadrant a l'element resistent. Es realitza una nova simulació de l'estat càrregues inicial (P_A de 10 kN) amb el tirant 2 i sense el tirant 2. En la Taula 10 es comparen els desplaçaments horitzontals dels punts B i D en aquests dos estats amb els valors obtinguts en l'estat inicial (cas sense els tirants):

Nombre de tirants	$u_{x,D}$ [mm]	$u_{x,B}$ [mm]
Cap	4,32	3,22
2	0,4326	0,9394
1	1,099	1,38

Taula 10 – Comparativa dels desplaçaments en els punts B i D en les diferents estats de tensions

La rigidesa del marc millora considerablement amb l'addició de dos tirants (els desplaçaments en ambdós punts són inferiors a 1 mm). Si s'analitza el mateix estat de càrregues sense l'acció del tirant 2, s'observa com els desplaçaments horitzontals dels punts B i D augmenten fins a la unitat, però continuen sent valors molt baixos i suficients per considerar una millora de rigidesa. Gràcies tot això es considera que únicament amb la presència del tirant 1 es pot millorar la rigidesa del marc.

5.2.2. Simulació de l'Alternativa 3

En aquesta nova situació s'afegeix un nou punt L d'interès en l'estructura. En la Figura 24 es pot observar com els punts d'unió del tirant amb el marc perden el seu subíndex. Respecte a l'element resistent, se sap que aquest ha de recolzar-se sobre el punt B del pilar central, i el nou punt L es determina mitjançant els possibles punts d'unió amb la biga inferior del marc. D'aquesta manera, el punt L es defineix amb les coordenades (5590, 0, 0) en els eixos globals.

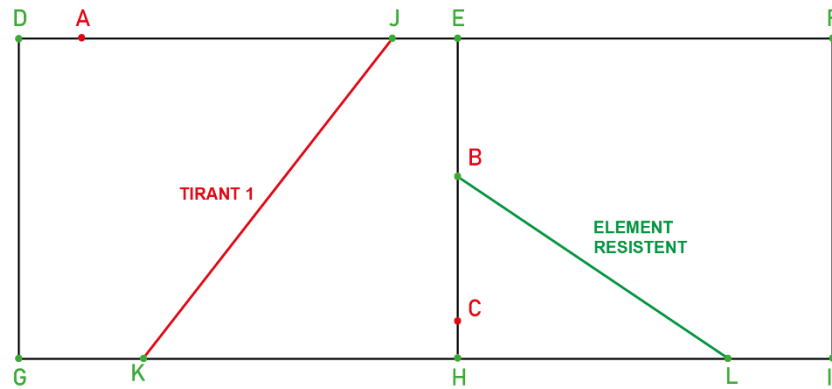


Figura 24 – Nomenclatura definitiva dels punts d'interès del marc amb 1 tirant i l'element resistent

Per la naturalesa de l'assaig se sap que l'element resistent treballarà a compressió (ja que el punt B on es recolza la seva cara superior tendeix a desplaçar-se cap a la dreta). Precisament per aquest fet, en les seccions de l'element resistent només hi apareixeran tensions normals de compressió, i caldrà determinar si aquest falla per vinclament.

La representació del nou element en ANSYS també es materialitza amb BEAM188 per les seves característiques. Se segueix en la mateixa línia que quan se simulen els tirants. Cal acoblar tots els desplaçaments en els punts B i L de l'element i del marc, però no les rotacions en els eixos globals, ja que la unió entre marc i element es considera una articulació perfecta.

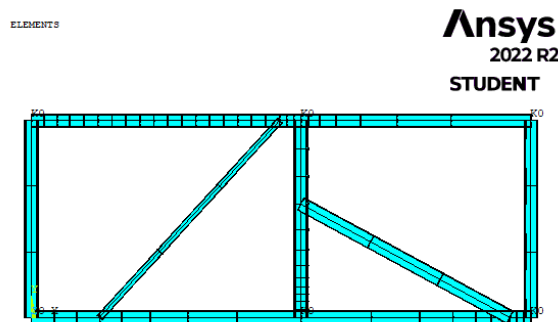


Figura 25 - Representació en ANSYS de la disposició del tirant 1 i l'element resistent

S'analitza novament l'estat de càrregues inicial (P_A de 10 kN) per tornar a determinar la càrrega màxima amb aquesta nova disposició. En aquesta nova simulació el tirant té un diàmetre \varnothing_t de 30 mm i s'itera amb el valor de la secció de l'element resistent (A_{ER}). Aquesta es determina a partir de diferents perfils comercials que podrien adaptar-se a la casuística de la simulació. Es comença iterant amb una secció igual a la de les bigues del

marc HEB160, i es tenen en consideració altres perfils similars de més superfície, així com perfils de tub quadrat de diferents mides, ja que per la seva geometria poden permetre una subjecció més fàcil al marc. En cada iteració es tornen a tenir en compte els mateixos paràmetres que en la iteració feta en l'apartat **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** per determinar la secció dels tirants. En la Taula 11 queden recollits els resultats d'aquesta iteració:

Iteració <i>i</i>	Tipus d'element resistent	Gruix element resistent [mm]	$P_{A,màx}$ [kN]	$u_{x,D} màx$ [mm]	$u_{x,B} màx$ [mm]
1	HEB160	-	60,649	0,35	3,54
2	HEB180	-	60,687	0,66	3,12
3	Tub quadrat 160x160 mm	6	60,557	0,42	3,72
4	Tub quadrat 160x160 mm	12	60,707	0,55	3,97
5	Tub quadrat 180x180 mm	6	60,868	0,61	3,84
6	Tub quadrat 120x160 mm	6	60,601	0,95	3,67

Taula 11 – Resultats de la nova càrrega màxima del marc obtinguts a partir de les iteracions de l'àrea de l'element resistent

Tot i les diferents possibilitats de secció que pot tenir l'element resistent, s'observa com la càrrega màxima que permeten assolir tots ells és molt similar, sempre està al voltant dels 60 kN. Els desplaçaments milloren respecte a la situació sense tirant ni element resistent. Donada la similitud entre els resultats, el criteri de selecció de l'element es regeix per la comoditat que aquesta pot presentar a l'hora de subjectar-lo. Els tubs quadrats presenten una geometria més adaptable i més agraïda en els aspectes comentats fins al moment. Per comoditat en el muntatge de l'element, i també per preservar l'espai que ocupa el marc de càrregues, s'opta per agafar l'opció descrita en la iteració 3, ja que es tracta d'un tub quadrat de 160x160 mm. En tenir la mateixa amplada que el marc dona lloc a un disseny d'unions que no sobresurten molt del marc, evitant així possibles incidents amb angles vius. Aquesta elecció comporta també una reducció de material, tant per les unions com per l'element resistent en si.

Un cop decidida l'opció més adient per dissenyar s'analitzen els seus diagrames d'esforços

amb l'estat de càrregues base (10 kN) per tal de corroborar els resultats obtinguts:

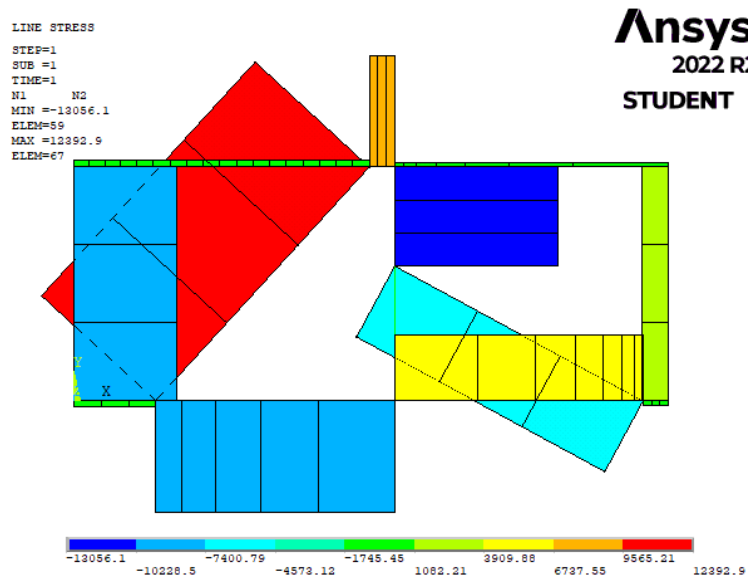


Figura 26 - Diagrama d'esforç normal per l'Alternativa 3

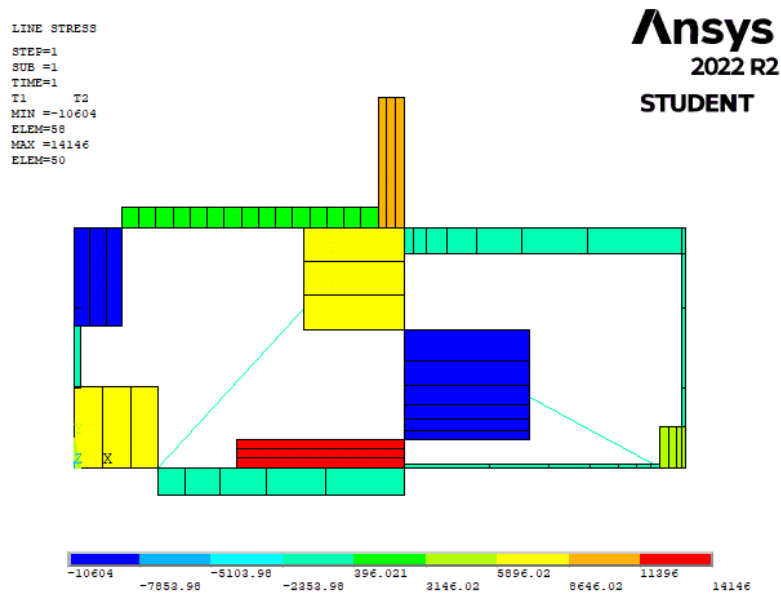


Figura 27 - Diagrama d'esforç tallant per l'Alternativa 3

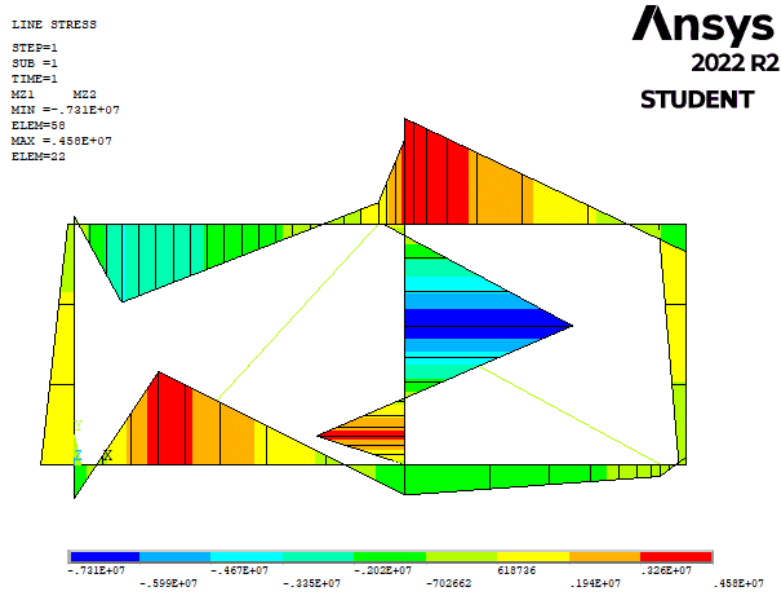


Figura 28 - Diagrama del moment flector per l'Alternativa 3 amb $P_{A,m\grave{a}x}$

Els diagrames d'esforç tallant i de moment flector mostren com l'element 58 (la secció crítica no ha variat, per tant l'element 58 és l'equivalent a l'element 30 de l'apartat 4.4) és on es concentren els seus valors més elevats. El tallant màxim es dona en l'element 59, en el node que coincideix amb el de l'element 58. Analitzant aquest node en concret per l'element 58, ANSYS dona els següents paràmetres:

Element	Node	N_x [N]	T_y [N]	M_z [N·mm]
58	109	-13.056	8.496	$-7,3097 \cdot 10^6$

Taula 12 – Resultats obtinguts en la simulació de l'Alternativa 3 amb una P_A de 10 kN

Mitjançant l'Equació 12 podem obtenir el valor de la cota y de l'eix neutre: $y = 8,19$ mm. Això es dona perquè en aquesta nova situació, la força normal és de compressió, i per tant els punts on la tensió normal serà més elevada són els que es troben en la meitat inferior de la secció, ja que seran aquells sotmesos a la compressió del moment flector i de l'esforç normal. Els nous punts d'interès són els que mostra la Figura 29:

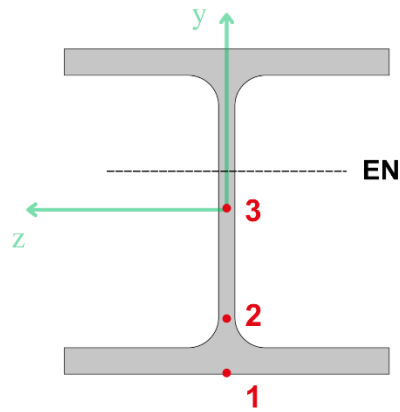


Figura 29 - Nous punts d'interès de la secció crítica de l'Alternativa 3

De la mateixa manera que en l'apartat 4.4, es calculen les tensions normals i tallants, així com la tensió equivalent de Von Mises per cada punt:

Punt	σ_x [MPa]	τ_{xy} [MPa]	σ_{VM} [MPa]
1	-25,87	0	25,87
2	-22,05	6,51	24,77
3	-2,40	7,54	13,28

Taula 13 - Esforços de la secció crítica en l'Alternativa 3

Gràcies a les tensions de Von Mises s'observa com el punt crític ha canviat i ara és el punt 1. Un cop se sap aquesta dada es calcula el coeficient φ que permet determinar la nova càrrega màxima de servei $P_{A,màx 3}$. Mitjançant l'Equació 12 es troba el coeficient de valor $\varphi=6,05$ i amb l'Equació 17 s'obtenen els valors de les càrregues màximes pels punts A i B del marc:

i	P_i [kN]	$P_{i max}$ [kN]
A	10	60,557
B	24,75	149,883

Taula 14 – Resultats de les càrregues màximes que pot assumir el marc

Finalment, analitzant els desplaçaments quan el marc amb l'Alternativa 3 està sotmès al estat de càrregues màxim de la Taula 14:

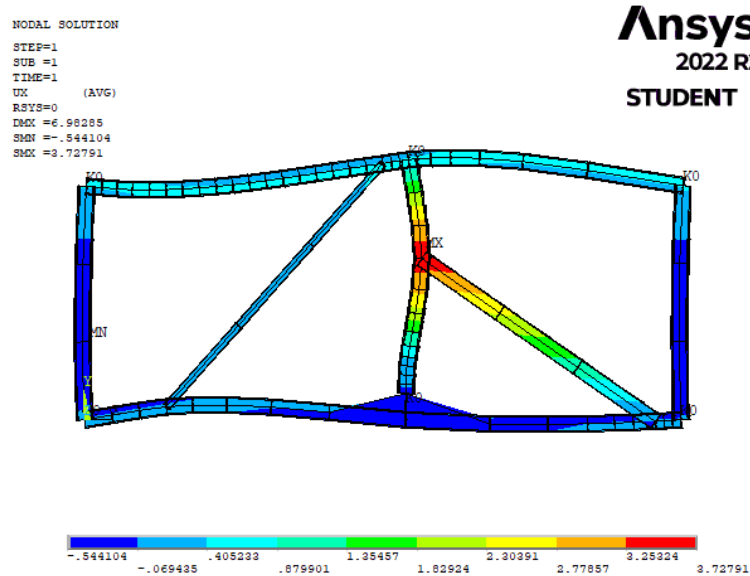


Figura 30 – Desplaçaments màxims obtinguts amb ANSYS

El desplaçament màxim es produeix en el punt B i és de 3,72 mm, un valor molt raonable considerant les condicions esmentades pel disseny.

Es pot concloure que la càrrega màxima que es pot assolir amb l'Alternativa 3, la qual consta d'un tirant de diàmetre 30 mm i un element resistent de secció quadrada de 160x160 mm i 6 mm de gruix, és de 60,557 kN.

5.3. Dimensionament del tirant i les seves unions

5.3.1. Disseny i elements del tirant

A partir de les dades de la simulació es determina la força normal màxima ($N_{t,màx}$) a la qual està sotmès el tirant simulat. Aquesta és de tracció i té un valor de 75.060 N. A l'hora de plantejar el disseny és complicat fer-ho amb un sol tirant, ja que aquest hauria d'estar centrat en el marc i ocuparia un espai on també s'ha de recolzar l'element a assajar. És per això que es planteja el desdoblament del tirant en dos, de manera que cada un actua a banda i banda del marc i es reparteixen la força de tracció que cal suportar. Amb això es pot afirmar que la força de tracció de un sol tirant (a partir d'ara, N_{tirant} , serà la meitat de $N_{t,màx}$:

$$N_{tirant} = \frac{N_{t,màx}}{2} = 37.530 N$$

Equació 19

Sabent el valor de la força que han de suportar i tenint en compte que el diàmetre del tirant en la simulació és de 30 mm, es pot plantejar com es vol el disseny.

Es necessita que sigui un tirant adaptable a dos casos:

- **Cas 1:** Columna central en la cota $x = 3150$ mm
És la disposició que s'ha simulat per dimensionar la càrrega màxima de servei. La disposició s'observa en la Figura 31.

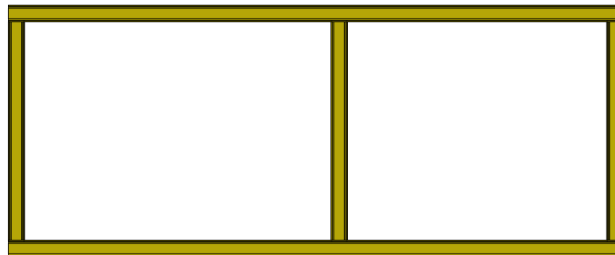


Figura 31 - Posició del marc pel Cas 1

- **Cas 2:** Columna central en la cota $x = 4250$ mm
Aquesta disposició permet fer assajos amb elements més llargs. La Figura 32 en mostra la disposició.



Figura 32 - Posició del marc pel Cas 2

És necessari doncs fer un disseny dels tirants que sigui adaptable als dos casos. Aquest tipus de dissenys acostuma a portar incorporat un tensor que permet ajustar la longitud del tirant a diferents situacions. Partint d'aquesta premissa, es busca trobar un tirant amb una part fixa pels dos tipus de situacions, i amb una tercera part que s'adapti a la diagonal necessària en cada cas.

La idea principal gira al voltant d'un conjunt de barres d'acer S235 amb les quals es pugui muntar cada un dels tirants tant pel Cas 1 com pel Cas 2. Aquestes barres hauran de ser d'una secció circular de com a mínim de 30 mm de diàmetre (\emptyset_{tirant}).

Primerament es comprova que per una barra circular d'aquestes característiques, la secció és suficient per suportar l'esforç a tracció:

$$\frac{N_{tirant}}{\pi \frac{\phi_{tirant}^2}{4}} \leq \frac{\sigma_e}{\gamma_s} \quad \text{Equació 20}$$

On es considera un coeficient γ_s de 1,5 i un límit elàstic σ_e de 235 MPa. Amb aquesta equació s'arriba a la següent expressió:

$$50,98 \text{ MPa} < 156,66 \text{ MPa}$$

Es pot afirmar doncs que les barres del tirant amb un diàmetre de 30 mm poden suportar la força de tracció del marc de càrregues. Es veu que la tensió normal que hi ha a la secció és bastant inferior a la tensió admissible. Si és oportú i no es troben més restriccions més endavant, es podria considerar reduir el diàmetre de les barres per abaratir costos i disminuir el pes de les barres.

5.3.1.1. Elecció del tensor

El tensor és un dispositiu mecànic que es dissenya per aplicar una força de tracció controlada a un cable o, en el cas d'aquest estudi, un tirant. Aquest element permet regular la tensió que pateix el tirant, fet que permet ajustar ajustar-lo en diferents longituds, segons sigui convenient. Pel cas d'aquest marc en concret, és necessari un tensor que pugui suportar una càrrega de 37.530 N i que sigui versàtil en la forma dels seus extrems. Això és necessari perquè encara no s'han definit els elements que uniran les barres amb el tensor.

A partir d'una recerca d'ofertes de diferents negocis, es troben diferents models de tensors. Cada un d'ells té diferents longituds i càrrega màxima que poden assumir. És interessant destacar el tipus d'extrems dels tensors que es poden trobar al mercat. La Figura 33 en mostra alguns d'ells:

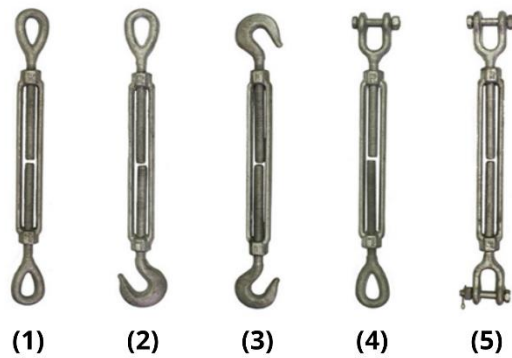


Figura 33 - Tipologies de tensors [4]

Els tensors tipus 3 poden ser molt útils, ja que els extrems en forma de ganxo són fàcils d'acoblar a altres elements d'unió (com un altre ganxo o una anella). El tensor de tipus 5 també és interessant, perquè permet la unió a elements com els del tensor de tipus 3, però té un muntatge menys directe. Per tant es descarten els altres models i es procedeix a buscar diferents ofertes de tensors de tipus 3 i tipus 5.

Un factor decisiu en l'elecció del tensor és el valor de la càrrega màxima que aquest pot suportar. La força a tracció és de 37.530 N, cosa que equival a 3.825 kg. En la recerca de tensors de tipus 3, no es troba cap model que tingui una càrrega màxima superior al valor que es necessita. Pel tensor de tipus 5 s'acaba trobant un producte a l'empresa Cables y Eslingas. És tracta del tensor Crosby forquilla-forquilla HG-288, concretament el model Y6CTEABHH10C. Té les següents prestacions:

- Càrrega màxima de 4,54 tones
- Pes de 4,74 kg
- Càlcul de les seves prestacions amb un coeficient de seguretat de 5.



Figura 34 - Tensor Y6CTEABHH10C [5]

El plànol amb les seves cotes es presenta en la Figura 35:

Plano - Y6CTEABHH10C

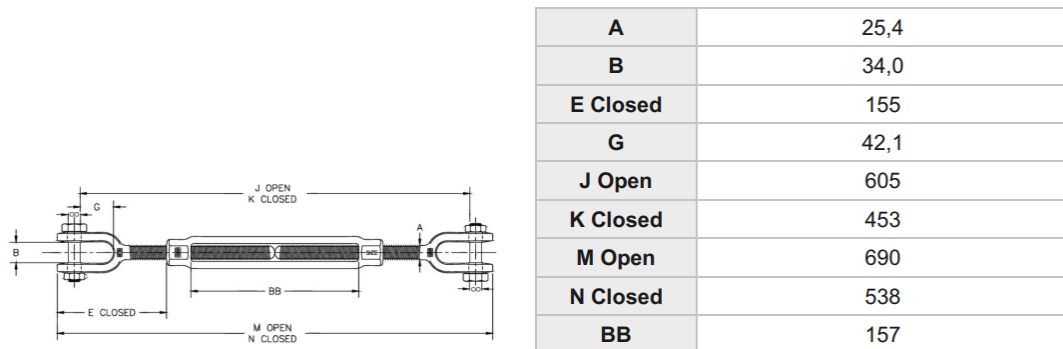


Figura 35 - Cotes del tensor Y6CTEABHH10C [6]

Pel plànol se sap que la mesura del tensor tancat (la qual a efectes pràctics és la que interessa pel dimensionament de les barres) és de 538 mm. Per les seves prestacions de càrrega màxima, i veient que el coeficient de seguretat és prou elevat, es considera la utilització de dos tensors d'aquest model Y6CTEABHH10C per tal d'ajustar els dos tirants del marc.

5.3.1.2. Elecció de l'element d'unió de la barra

Les barres d'acer que conformen el tirant han de poder unir-se al tensor i amb la unió entre el tirant. Degut al tipus de tensor escollit, aquests elements es veuen reduïts a dos tipus: anelles de càrrega i ganxos de càrrega.



Figura 36 - Possibles unions de les barres amb el tensor [7] [8] [9]

La manera més fàcil d'unir aquests elements amb la barra del tirant és mitjançant una rosca interior en la unió. Això significa que l'element d'unió ha de tenir una cavitat amb rosca

interior que encaixi amb l'extrem roscat de les barres del tirant.

Es busquen elements d'aquest tipus prioritant els que tenen forma de ganxo, ja que el fet que els extrems de les diferents barres del tirant siguin d'aquest tipus facilita moltíssim l'acoblament dels diferents elements. Entre barra i tensor només caldria fer encaixar la punta del ganxo amb la cavitat de la forquilla, i amb el disseny d'una unió amb algun tipus d'element que fos un ganxo o una anella també seria molt fàcil col·locar-hi la barra. També presenta més facilitats a l'hora de desmuntar una part del tirant per canviar-ne la disposició (per passar del Cas 1 al Cas 2, per exemple).

Analitzant diferents models de ganxos amb una rosca interior s'observa que cap d'ells suporta una càrrega màxima de servei superior als 3.825 kg. Per tant, cal considerar altres alternatives com anelles d'elevació que puguin suportar càrregues més elevades.

S'analitzen diferents models d'aquest element i finalment es considera apropiat el producte anella d'elevació de l'empresa Opac, que es tracta d'una anella femella. Aquesta consta de diferents mètriques, de les quals en depèn la càrrega màxima de l'element (calculada amb un coeficient de seguretat de 6). Els models que s'adapten a les característiques de les barres del tirant són els següents:

Ref.	M	A	B	C	E	F	G	H	CMU 0° (Kg)	CMU 45° (Kg)	CMU 90° (Kg)	N.m _{max}	Kg.
582-30	M30	60	108	65	25	24	28	109	3.200	2.300	1.600	465	1,40
582-33	M33*	60	108	65	25	24	28	109	4.200	3.050	2.100	632	1,27
582-36-400	M36	70	126	75	30	28	32	128	4.600	3.300	2.300	814	2,03

Figura 37 - Models de l'anella d'elevació d'Opac [10]

Es pot observar com la mètrica més propera a 30 mm de diàmetre la càrrega màxima de la qual supera els 3.800 kg és la M33, pel model 582-33. No obstant això, la fitxa tècnica de l'anella la marca amb un asterisc per indicar que les mesures estan fora de la normativa DIN. Per tal que tots els elements estiguin estandarditzats, s'opta pel model 582-36-400, el qual consta d'un diàmetre de 36 mm, la rosca interior del qual té un pas de 2 mm. Aquest fet implicarà augmentar el diàmetre del tirant a 36 mm.

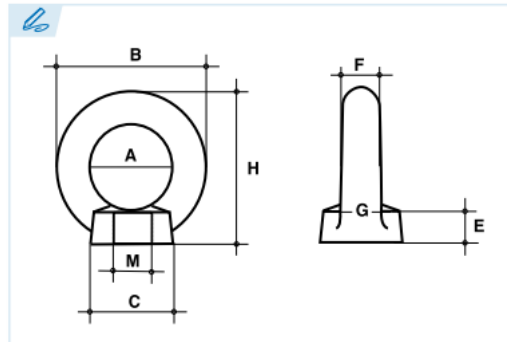


Figura 38 - Plànol de l'anella [11]

5.3.1.3. Dimensionament de les barres del tirant

Tal com ja s'ha comentat, es vol dissenyar un tirant de tal manera que tingui una part fixa, i una altra que s'adapti a la disposició del Cas 1 o a la del Cas 2 segons convingui. Aquest sistema es vol portar a la realitat mitjançant un conjunt de 3 barres que es puguin unir entre si i que es puguin ajustar mitjançant un tensor. El croquis del tirant és el de la Figura 39.

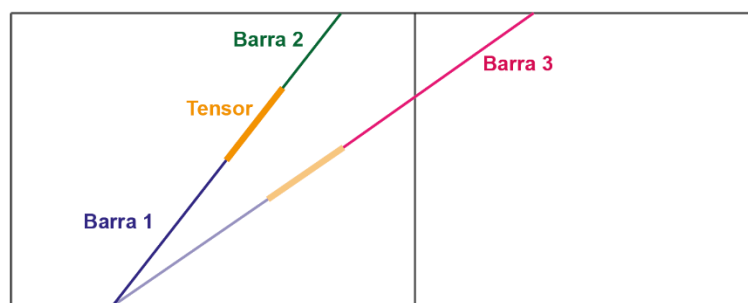


Figura 39 - Esquema del tirant

On la barra 1 i el tensor son elements fixos independentment del Cas que es vulgui executar; la barra 2 és la corresponent al Cas 1 i la barra 3 la corresponent al Cas 2.

Per determinar les longituds de les barres, cal primer determinar els valors de les diagonals del tirant en el cas 1 i en el cas 2:

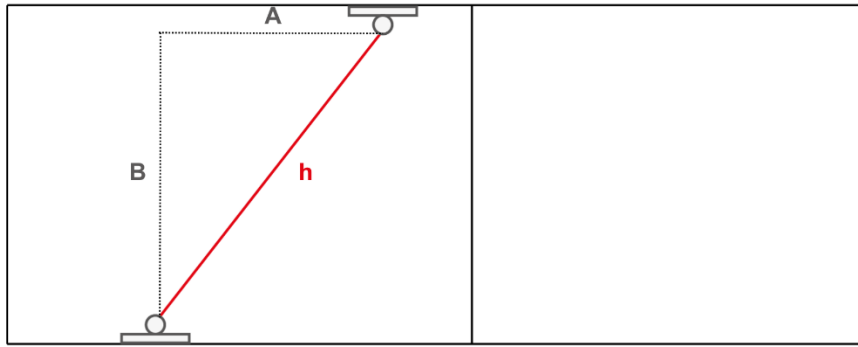


Figura 40 - Cotes pel dimensionament dels tirants

El valor a determinar es h_i (la designació i fa referència al Cas a què es refereix la cota). La distància B és constant per ambdós casos. Aquesta es calcula a partir de la distància entre els dos eixos transversals de les bigues superior i inferior. Se sap que aquests eixos estan a 80 mm de les cares exteriors de les bigues. Així mateix, la diagonal no comença aquí, sinó al punt de subjecció de les unions del tirant amb el marc. Considerant una base de la unió de 10 mm, i que l'element de subjecció d'aquesta serà de forma cilíndrica i d'un diàmetre aproximat de 30 mm, l'expressió de la cota B queda de la següent manera:

$$B = 2290 - 80 \cdot 2 - 10 \cdot 2 - 15 \cdot 2 = 2.080 \text{ mm} \quad \text{Equació 21}$$

La cota A_i varia segons el cas. En la Taula 15 queden recollits els valors de la cota A per cada cas i les cotes h_i obtingudes a partir d'aplicar el Teorema de Pitàgores al triangle rectangle de la Figura 40 per cada cas:

Cota	Cas 1 ($i = 1$)	Cas 2 $i = 2$
A_i [mm]	2.100	3.200
B [mm]	2.080	2.080
h_i [mm]	2.955,7	3.816,5

Taula 15 – Valors de les cotes pel dimensionament del tirant

Un cop determinades les longituds, es pot fer el càlcul de la longitud de cada barra en concret. Per tal d'arribar a certes conclusions es planteja un cas genèric que depèn de la longitud h_i del tirant. Cal tenir en compte que el tirant estarà tensat quan l'anella quedi completament recolzada en l'element cilíndric de la unió. Es comença a contar la longitud del tirant des del centre d'aquest element cilíndric. Cal tenir en compte les mesures de les anelles emprades per la unió, així com la longitud del tensor quan està tancat (474 mm

d'eix de la forquilla a eix de l'altra forquilla). Si es planteja el tirant tensat:

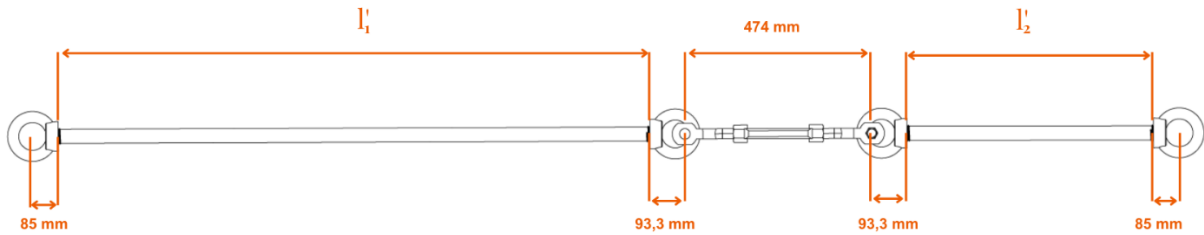


Figura 41 – Esquema del tirant tensat

A partir del croquis de la Figura 41, es planteja la següent expressió pel Cas 1:

$$h_1 = 85 + l'_1 + 93,3 + 474 + 93,3 + l'_2 + 85 \quad \text{Equació 22}$$

On l'_1 és el valor provisional de la llargària de la barra 1 i l'_2 el de la barra 2.

Pel cas 2 trobem la igualtat:

$$h_2 = 85 + l'_1 + 93,3 + 474 + 93,3 + l'_3 + 85 \quad \text{Equació 23}$$

Amb l'_3 representant la llargada provisional de la barra 3. Es fixa un valor de l'_1 de 1500 mm per poder determinar les altres dues cotes. Els resultats d'aplicar l'Equació 22 i l'Equació 23 queda recollit a continuació:

Cota	Valor
l'_1 [mm]	1.500
l'_2 [mm]	625,1
l'_3 [mm]	1.485,9

Taula 16 – Cotes provisionals de les barres del tirant

Cal tenir en compte que una part de l'extrem de les barres ha d'estar roscada amb un pas de rosca de 2 mm i en una llargada de 30 mm (que és la cavitat de l'anella femella que s'hi ha d'enroscar). Per tant, a les longituds definitives de les 3 barres s'hi ha de sumar 30 mm a banda i banda per tal d'assegurar la correcta unió de les barres amb les anelles. Les cotes definitives són les següents:

Cota	Valor
l_1 [mm]	1.560
l_2 [mm]	685,1
l_3 [mm]	1.545,9

Taula 17 – Cotes definitives de les barres del tirant

5.3.2. Dimensionament i disseny de la unió A

Per tal d'unir el tirant al marc es dissenya una unió de base rectangular capaç de fixar-se a les bigues en els punts J i K (*Figura 24*) mitjançant caragols. Al centre d'aquesta base, col·locat sobre el pla XZ de manera perpendicular a l'eix global X, s'hi solda un cilindre de llargada i secció suficients per suportar la força de tracció dels tirants. L'anella de l'extrem de la barra inferior dels tirants es passa a través del cilindre d'aquesta unió, i mitjançant un passador de seguretat s'evita que les anelles es puguin desplaçar fins el final del cilindre i, conseqüentment que es desajustin els tirants. En la *Figura 42* es mostra una representació en el programa *Solidworks* de la unió descrita i que es pretén dimensionar amb un dels tirants incorporat.

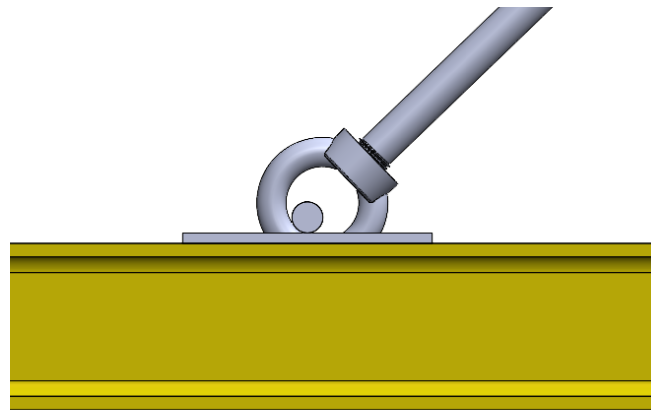


Figura 42 - Alçat de la unió A

Per tal de determinar les mesures correctes de la unió cal establir quina serà la màxima força a la qual haurà de ser sotmesa. Mitjançant la simulació s'observa com, quan la càrrega de servei del marc és màxima ($P_{A,màx} = 60.577 N$), la força de tracció total dels tirants és $N_{t,màx} = 75.060 N$.

Dimensionament del cilindre:

El cilindre és la zona on tirant i unió queden en contacte i cal establir el diàmetre mínim que ha de tenir per tal de suportar la força de tracció. També s'ha de dimensionar la longitud d'aquest cilindre.

Primerament, es determina el diàmetre mínim del cilindre (ϕ_c) per tal que no falli a causa de l'esforç de cisalla:

$$\frac{N_{t,màx}/2}{\pi \frac{\phi_c^2}{4}} \leq 0,6 \cdot \frac{\sigma_e}{\gamma_{su}} \quad \text{Equació 24}$$

Sabent que l'acer emprat pel cilindre serà del tipus S235 i considerant un coeficient de seguretat $\gamma_{su} = 1,875$, obtenim la següent expressió a partir de l'Equació 24:

$$\phi_c \geq 25,2 \text{ mm}$$

Un cop determinat el valor mínim d'aquesta cota es decideix arrodonir el valor del diàmetre del cilindre a un nombre múltiple de 10, per tant:

$$\phi_c = 30 \text{ mm}$$

També és necessari comprovar que el cilindre no falla per aixafament. Aquest es pot produir en l'àrea de contacte entre l'anella del tirant i el cilindre de la unió. Se sap que el gruix t_a de l'anella és de 28 mm. Seguint les indicacions de l'Eurocodi 3, comprovem el valor mínim que hauria de tenir l'anella per tal d'evitar l'aixafament:

$$\frac{N_{t,màx}/2}{\phi_c \cdot t_a} \leq K_m \cdot \alpha_b \cdot \frac{\sigma_{ub}}{\gamma_{su}} \quad \text{Equació 25}$$

On

$$K_m = 1 \quad \sigma_{ub} = 235 \text{ MPa}$$

$$\alpha_b = 3 \quad \gamma_{su} = 1,875$$

D'aquesta equació observem com t_a hauria de ser com a mínim de 3,33 mm. El gruix de l'anella supera de manera suficient aquest valor, per tant podem afirmar que la unió no fallarà per aixafament.

La longitud del cilindre ha de ser la suficient perquè s'hi puguin col·locar dues anelles, a més de l'element a assajar. Es considera que una longitud l de 300 mm és suficient per complir totes aquestes prestacions.

Soldadura del cilindre:

Per tal d'unir el cilindre a la base de la unió s'empra una soldadura en angle. Cal calcular quin coll de soldadura és necessari per fixar bé els dos elements.

$$N_{t,màx} = l_s \cdot a \cdot 0,65 \cdot \frac{\sigma_e}{\gamma_s} \quad \text{Equació 26}$$

$$l_s = 2 \cdot l = 600 \text{ mm} \quad \text{Equació 27}$$

On l_s és la longitud de soldadura, a el coll de soldadura i γ_s el coeficient de seguretat amb un valor d'1,5. Amb l'expressió 5.3.4 es determina que el valor del coll de soldadura ha de ser com a mínim d'1,22 mm. Es decideix, per tant, que el coll de soldadura sigui de 2 mm.

Dimensionament dels cargols:

Tal com s'ha comentat, les bigues disposen de forats de mètrica M21 ($\phi_{cargol} = 21 \text{ mm}$) per tal de poder unir-hi elements mitjançant caragols. Aquests han de ser dimensionats de tal manera que no fallin per l'acció de la força de tracció $N_{t,màx}$. L'anàlisi que determinarà la qualitat del caragol necessària es fa a partir de la unió fixada en la biga inferior del marc, ja que la unió superior requerirà les mateixes prestacions.

En primer lloc cal analitzar la distribució de forces de la unió i com aquestes afecten els 4 caragols necessaris per fixar la unió. En la Figura 43 s'observa el desglossament de les diferents forces:

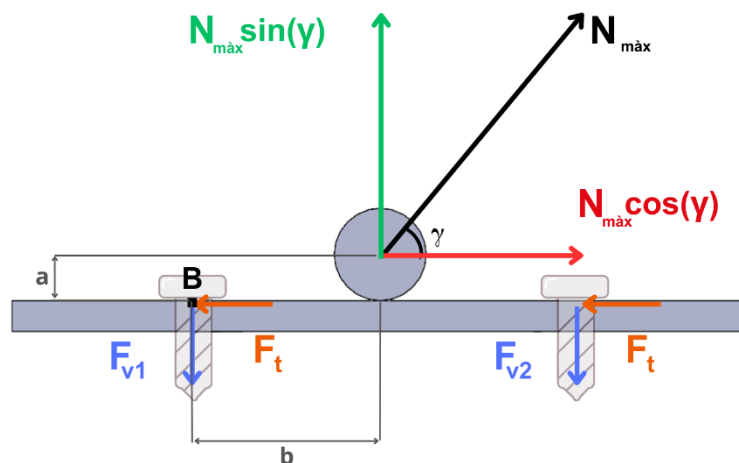


Figura 43 - Distribució de forces en la unió A

Les forces F_{v1} i F_{v2} són les forces normals a les que estan sotmesos els caragols de cada fila, i la força F_t n'és la tangencial. Aquesta última força és la mateixa per les dues files de caragols perquè aquests es troben a la mateixa distància del cilindre central de la unió, que és on es troba aplicada la força horitzontal que han de compensar. L'angle γ representa la

inclinació del tirant respecte al seu eix horitzontal. El seu valor s'obté a partir de la Figura 40, d'on es dedueix l'expressió:

$$\gamma = \tan^{-1}\left(\frac{2290}{2100}\right) = 47,47^\circ \quad \text{Equació 28}$$

La unió està en equilibri, per tant els seus sumatoris de forces en els eixos X i Y, així com el sumatori de moments flectors en el punt L es poden igualar a zero per tal de trobar les incògnites que afecten directament als caragols.

$$\sum F_x = N_{t,màx} \cdot \cos(\gamma) - 2 \cdot F_t = 0 \quad \text{Equació 29}$$

$$\sum F_y = N_{t,màx} \cdot \sin(\gamma) - F_{n1} - F_{n2} = 0 \quad \text{Equació 30}$$

$$\sum M_z(L) = -F_{n2} \cdot 2b - N_{t,màx} \cdot \cos(\gamma) \cdot a + N_{t,màx} \cdot \sin(\gamma) \cdot b = 0 \quad \text{Equació 31}$$

Els valor de $a = 10+15$ mm i el de b és de 50 mm. De l'Equació 29 obtenim el valor de F_t de 25.369 N. De l'Equació 31 trobem el valor de F_{n2} , que és de 9.898,15 N, i amb aquesta dada ja es pot aplicar l'Equació 30 per obtenir F_{n1} de 45.415,28 N.

Aquesta anàlisi està feta en dues dimensions, però cal tenir en compte que en la Figura 43, on hi ha dibuixat un caragol, en la realitat en són dos (n'hi ha un en l'eix Z, que no queda representat en la figura). És per això que tant la força tangencial com la normal que hi ha aplicada a cada caragol s'ha de dividir entre dos, ja que es repartirà entre tots els caragols de la fila corresponent. Si diferenciem els caragols que es situen a l'esquerra de la Figura 43 i els que estan a la dreta, es pot determinar la força normal i la tangencial a la qual estan sotmesos:

	Cargols a l'esquerra	Cargols a la dreta
$N_{caragol}$ [N]	22.707,64	4.949,077
$T_{caragol}$ [N]	12.684,68	12.684,68

Taula 18 – Distribució de forces dels cargols segons la seva localització respecte l'eix simètric de la unió

Amb els resultats de la Taula 18 es dedueix que els cargols crítics de la unió son els de l'esquerra. Per aquest motiu s'agafen els seus valors d'esforç normal i tangencial per determinar la seva qualitat.

Es parteix de la premissa que els caragols han de ser de qualitat 8.8 (σ_{ub} de 800 MPa i σ_{eb} de 640 MPa). Si amb aquestes característiques no es compleixen els requisits en estat

de càrrega màxima es procedirà a recalculer-ho amb una qualitat diferent. Aplicant l'Eurocodi 3 s'empren les següents expressions per l'esforç tallant:

$$F_{v,Rd} = \frac{\alpha_v \cdot \sigma_{ub} \cdot A_s}{\gamma_{su}} = 88.668,31 \text{ N} \quad \text{Equació 32}$$

On:

$$A_s = \frac{\pi \phi_{cargol}^2}{4} \quad \text{Equació 33}$$

Essent $\alpha_v = 0,6$ i $\gamma_{su} = 1,875$.

Per l'esforç normal dels caragols es troba:

$$F_{t,Rd} = \frac{0,9 \cdot \sigma_{ub} \cdot A_s}{\gamma_{su}} = 133.002,46 \text{ N} \quad \text{Equació 34}$$

Si es comparen els valors obtinguts amb els dels esforços corresponents als cargols de l'esquerra de la Taula 18, es veu com $N_{cargol} < F_{t,Rd}$ i $T_{cargol} < F_{v,Rd}$. Aquest eés un indicatiu que els cargols de qualitat 8.8 poden suportar la tracció del tirant. Cal però comprovar també que es compleix la següent expressió:

$$\frac{T_{cargol}}{F_{v,Rd}} + \frac{N_{cargol}}{1,4 \cdot F_{t,Rd}} \leq 1 \quad \text{Equació 35}$$

Aplicant els valors corresponents l'expressió te un resultat de 0,265 que compleix el requisit.

D'aquesta manera es confirma que els forats existents en les bigues són vàlids per suportar la càrrega màxima amb caragols de qualitat 8.8. Considerant el gruix de la platina i el de l'ala de la secció de la biga, es considera que una longitud d'eix de 50 mm és suficient perquè tot quedi ben fixat. En conclusió, es necessiten 8 caragols de tipus 21x50 i de qualitat 8.8.

Dimensionament de la base:

En les bigues horitzontals, aquests forats estan disposats de tal manera que en l'eix global X estan separats entre ells una distància de 100 mm (de centre a centre); i en l'eix global Z aquesta distància és de 58 mm (veure Figura 44):

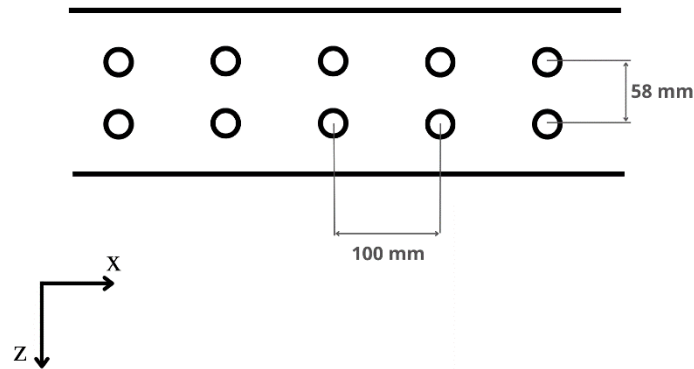


Figura 44 - Detall de la biga horitzontal amb les distàncies relatives entre forats

La base de la unió ha de tenir una forma rectangular. Tenint en compte que les distàncies d'entre els centres dels forats ja estan fixades, es comprova que aquestes són suficients per garantir que la platina no s'estriparà.

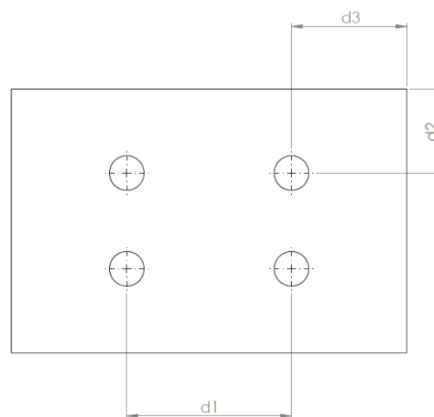


Figura 45 - Base de la unió A amb les cotes que cal comprovar

Considerant les especificacions de l'Eurocodi 3 cal tenir en compte les següents restriccions:

$$d_1 \geq 3,5 \cdot \Phi_{cargol} \rightarrow d_1 \geq 73,5 \text{ mm} \quad \text{Equació 36}$$

$$d_2 \geq 1,2 \cdot \Phi_{cargol} \rightarrow d_2 \geq 25,5 \text{ mm} \quad \text{Equació 37}$$

$$d_3 \geq 3 \cdot \Phi_{cargol} \rightarrow d_3 \geq 63 \text{ mm} \quad \text{Equació 38}$$

A la primera columna de la Taula 19 queden recollits els valors mínims de cada una d'aquestes distàncies. A la segona columna apareixen els valors finals assignats, els quals són nombres enters que s'adapten a les característiques del marc ja existents.

Cota	Valor mínim [mm]	Valor final assignat [mm]
$d_{1,A}$	73,5	100
$d_{2,A}$	25,5	41
$d_{3,A}$	63	70

Taula 19 - Valors mínims obtinguts amb les equacions 36, 37 i 38 i el seu valor final assignat

Un cop determinades aquestes distàncies es pot concloure que les mides de la base seran de 10 mm de gruix, 240 mm de llarg i 160 d'ample.

En la Figura 46 es mostra una representació en 3D del prototip de la unió A.

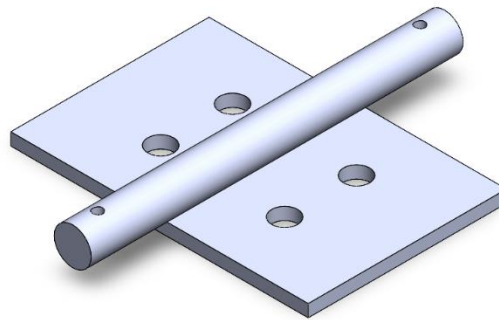


Figura 46 - Vista 3D de la unió A

5.4. Dimensionament de l'element resistent i les seves unions

L'element resistent s'ha definit com un tub de secció quadrada de 160x160 mm i 6 mm de gruix. Cal tenir en compte que aquest tub haurà de tenir una llargària suficient per tal d'encabir-lo al marc sense deixar gaire marge. A banda de dissenyar dos models (un per l'assaig curt i l'altre per l'assaig llarg) s'han d'idear unes unions que mantinguin ferm el tub i evitin els desplaçaments laterals que pugui tenir. Es busca un disseny per aquestes unions molt similar al de la unió A. Es parteix d'una base quadrada la qual s'ha de poder unir al marc mitjançant cargols. En el cas de l'element resistent, la forma més fàcil de subjectar-lo i assegurar que els esforços es transmeten de forma correcta és mitjançant un passador.

Aquest ha de travessar l'element resistent, així com la unió de cada punt. El disseny més pràctic per fer això és soldar a la base de cada unió unes platines allargades que tinguin en el seu centre un forat de mida suficient per poder fer-hi passar el passador.

5.4.1. Disseny de l'element resistent

5.4.1.1. Anàlisi CAS 1: columna central en cota y de 3150 mm

La disposició del Cas 1 es fixa per determinar moltes de les cotes que posteriorment s'empraran per definir diferents paràmetres de l'element resistent i de les unions d'aquest. L'element resistent s'uneix al marc en el punt B i L tal com mostra la Figura 47. La unió del punt B es denomina "unió B", i la del punt L "unió L". Cada una d'elles haurà de tenir una sèrie de prestacions per tal d'evitar que l'element resistent falli.

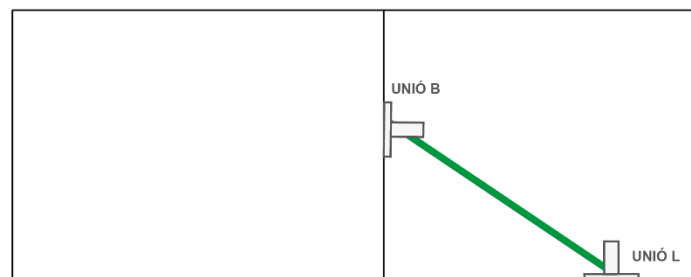


Figura 47 - Disposició de les unions de l'element resistent en el marc

En primer lloc s'ha de determinar la longitud del tub i la seva posició en el marc de càrregues. Per tal de reduir les possibles variables que entren en joc, s'estableixen cinc requisits:

1. Es considera que la base de les unions B i L serà de 10 mm de gruix. Aquest valor és més que suficient per evitar la fallada de la unió per esforç normal. Tot i que és un valor sobredimensionat, es parteix d'aquesta base perquè d'ell en depèn la longitud que ha de tenir l'element resistent.
2. La força normal màxima de compressió de l'element resistent ($N_{ER,màx}$) té un mòdul més baix que la força normal màxima a tracció del tirant ($N_{t,màx}$). Com ja s'ha comprovat pel cilindre de la unió A, un diàmetre de 30 mm pot suportar la càrrega del tirant. És per això que es fixa també el diàmetre del passador (ϕ_p) en 30 mm, perquè l'esforç a cisalla que patirà la seva secció és menor i se sap que el podrà suportar. Aquest fet implica que els forats necessaris tant en les platines de la unió com en l'element resistent siguin de 32 mm ($\phi_{p,forat}$), per tal d'evitar un joc entre peces molt gran.
3. La secció crítica del marc es troba en el punt B, el qual té una cota $y = 1320$ mm. Les fileres dels forats d'aquesta columna estan separats entre ells per una distància vertical de 88 mm. Per tal d'assegurar que la unió està fixada entre dos punts que continguin la secció crítica, es busquen les files de forats que compleixin aquestes prestacions. En la Figura 48 es pot observar les cotes en l'eix global Y de les files 14 i 15 de la columna central i la cota del seu punt central.

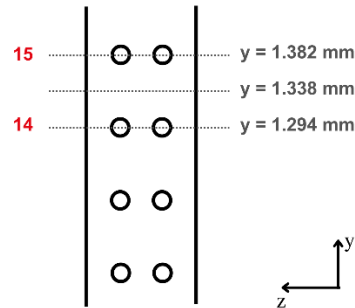


Figura 48 - Cotes dels forats de la columna central

És en aquest punt amb cota $y = 1338$ mm on s'ha de transmetre l'esforç, per tant serà el punt per on es col·loqui el passador entre la unió B i l'element resistent.

- S'ha de fer el mateix procediment per saber on ha de situar-se el forat pel passador de la unió L. En la biga horitzontal inferior, les files de forats estan separades per una distància de 100 mm. La secció on es recolzi ha d'estar entre les cotes de 5300 i els 5600 mm en l'eix X. Per com estan disposades les files horitzontals, se centra la unió L en la cota $x = 5350$. D'aquesta manera s'assegura que l'esforç que es transmet a la unió queda centrat en el seu eix de simetria.

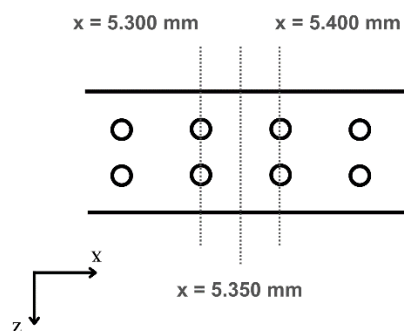


Figura 49 – Cotes dels forats de la biga inferior

- En les condicions 3 i 4 s'ha determinat les cotes del centre de les unions. Aquestes han de ser també les corresponents als forats tant de les platines de les unions com de l'element resistent. Aquests forats han de passar per l'eix de l'element resistent (per evitar generar-hi un moment flector), i han d'estar situats a una distància mínima de les cares superior i inferior del tub per tal que aquest no s'estripi. En la Figura 50 es mostren els punts dels passadors de la unió B (P_1) i el de la unió L (P_2) i la distància h que ha de tenir un valor mínim:

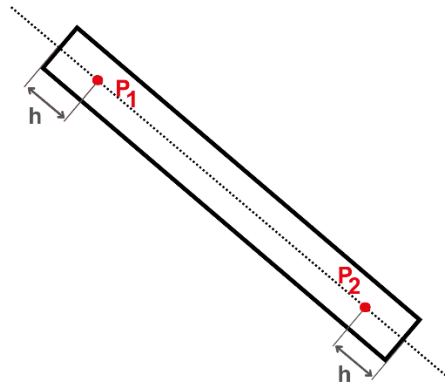


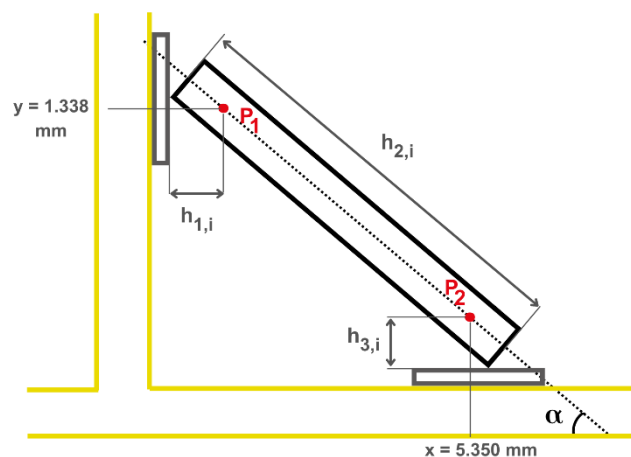
Figura 50 – Punts d'interès pel dimensionament

L'expressió de la h mínima segons l'Eurocodi 3 és:

$$h \geq 3 \cdot \phi_{p,forat} = 96 \text{ mm}$$

Es fixa com a requisit de l'element que aquesta distància tingui un valor de 100 mm per tal d'evitar que l'element s'estripi.

Totes aquestes condicions es defineixen per determinar les cotes de la Figura 51:

Figura 51 - Valors de les cotes a determinar en cada cas *i*

Els valors de $h_{1,i}$, $h_{2,i}$ i $h_{3,i}$, així com l'angle α_1 seran necessaris per poder posteriorment dimensionar les unions. Per determinar aquestes cotes, s'introdueixen totes les prestacions mencionades en un programa de disseny (*SolidWorks*) per obtenir els resultats d'una manera directa i fiable. El resultat es pot observar en la Figura 52:

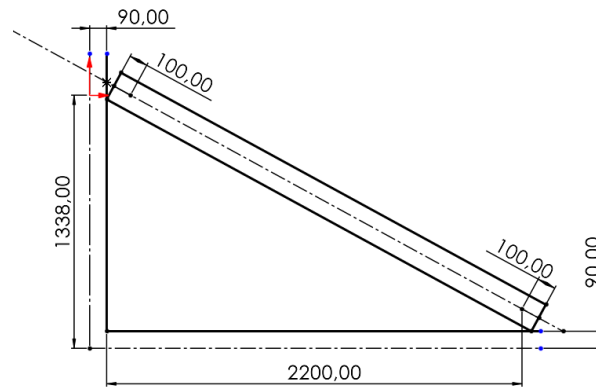


Figura 52 - Esquema de l'element resistent en el Cas 1 en SolidWorks

En la Figura 52 s'observa l'esquema de l'element resistent, que està recolzat sobre la línia vertical on acaba la base de la unió B i la línia horitzontal on acaba la base de la unió L. Es determinen els punts P_1 i P_2 aplicant les distàncies a les cares superiors de 100 mm. Es fixa la cota y de P_1 respecte l'eix de la biga horitzontal i la cota x del P_2 segons les prestacions. Les cotes a determinar prenen els següents valors:

Cota	Valor
$h_{1,1}$ [mm]	126,5
$h_{2,1}$ [mm]	2.657,5
$h_{3,1}$ [mm]	119
α_1 [°]	29,91
β_1 [°]	60,09

Taula 20 – Cotes significatives per l'element resistent en el cas 1

A la Taula 20 s'hi ha afegit la variable β_1 , que representa l'angle complementari d' α_1 . És determina perquè pot ser útil per càlculs posteriors. Amb aquestes dades es pot afirmar que l'element resistent dissenyat pel Cas 1 ha de tenir una longitud de 2657,5 mm, i s'ha de col·locar amb una inclinació respecte a l'eix horitzontal de 29,91°.

5.4.1.2. Anàlisi CAS 2: columna central en cota y de 4250 mm

La metodologia per determinar les característiques del tub en el Cas 2 és exactament la mateixa que en el Cas 1. Com la columna central està més desplaçada cap a l'esquerra, és d'esperar que l'angle d'inclinació del tub α_2 sigui més elevat que el de la primera

casuística.

Les condicions definides són les mateixes que pel Cas 1. L'única variable que canvia és la distància entre el punt P_2 i l'eix de la columna central. En lloc de ser 2200 mm com en el primer cas, ara la cota serà de 1100 mm. El croquis en *SolidWorks* té l'aspecte mostrat en la Figura 53:

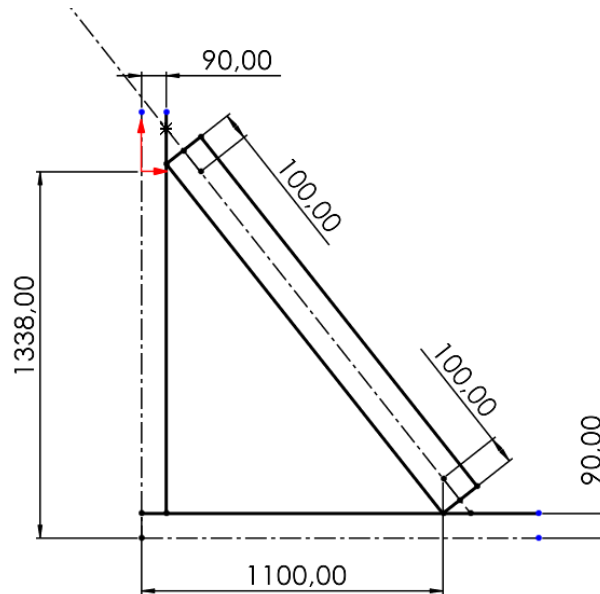


Figura 53 - Esquema de l'element resistent en el Cas 2 en *SolidWorks*

A partir del croquis s'obtenen els valors de les cotes de la Figura 51 (la del dibuix on s'indiquen les cotes):

Cota	Valor
$h_{1,2}$ [mm]	124,5
$h_{2,2}$ [mm]	1.627,5
$h_{3,2}$ [mm]	128
α_2 [°]	51,68
β_2 [°]	38,32

Taula 21 - Cotes significatives per l'element resistent en el cas 2

Es pot afirmar que l'element resistent dissenyat pel Cas 2 ha de tenir una longitud de 1.627,5 mm, i s'ha de col·locar amb una inclinació respecte a l'eix horitzontal de 51,68°.

5.4.1.3. Vinclament de l'element resistent

Abans de fer qualsevol dimensionament cal comprovar que l'element resistent no vinclarà a causa de l'esforç de compressió. Mitjançant l'Eurocodi 3, es realitzen una sèrie de càlculs per comprovar que això no passa.

L'objectiu és trobar quina és la càrrega màxima que pot suportar el tub quadrat de 160x160 mm abans de fallar per vinclament, i comprovar que aquesta és superior a la que pateix l'element en l'estat de càrrega màxima ($N_{ER,màx} = -38.884$ N). Aquesta càrrega es troba a partir de la següent expressió:

$$N_{b,Rd} = \frac{\chi \cdot A \cdot f_y}{\gamma_{M1}} \quad \text{Equació 39}$$

On $N_{b,Rd}$ és la força màxima que podrà suportar l'element resistent a compressió (en N), A és la seva àrea, i f_y és el seu límit elàstic. El coeficient γ_{M1} és 1, i el χ es calcula a partir d'una sèrie d'expressions:

$$\chi = \frac{1}{\phi + \sqrt{\phi^2 - \bar{\lambda}^2}} \quad \text{Equació 40}$$

D'on:

$$\phi = 0,5 \cdot \left[1 + \alpha(\bar{\lambda} - 0,2) + \bar{\lambda}^2 \right] \quad \text{Equació 41}$$

El coeficient d'alfa s'obté mitjançant taules. Considerant que el tub es conformarà en calent, el valor que pertoca d' α és de 0,21. També cal saber la següent expressió:

$$\bar{\lambda} = \sqrt{\frac{A f_y}{N_{cr}}} \quad \text{Equació 42}$$

On N_{cr} és la càrrega crítica d'Euler. Aquesta té la següent expressió:

$$N_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2} \quad \text{Equació 43}$$

Com l'element resistent està articulat als 2 costats, la longitud L de l'Equació 43 és la del propi element resistent, que és de 2.657,5 mm pel Cas 1 (el càlcul es farà amb aquesta longitud perquè la del Cas 2 és més curta i per tant no és tan restrictiva). Considerant que l'element estarà fet d'acer S235 i que per tant el seu Mòdul de Young serà de 210.000 MPa, i que la seva inèrcia I és de $1,39 \cdot 10^7$ mm⁴, es poden calcular tots els paràmetres per determinar el vinclament:

Paràmetre	Valor
N_{cr} [kN]	4.079,315
$\bar{\lambda}$	0,4534
Φ	0,5
χ	1,406
$N_{b,Rd}$ [N]	838.950

Taula 22 – Resultats del càlcul de vinclament de l'element resistent pel Cas 1

En la Taula 22 s'aprecia com el valor de χ és d'1,406, fet que indica que l'element resistent està molt lluny de fallar per vinclament. També s'observa com la càrrega a compressió admissible $N_{b,Rd}$ és molt superior al de $N_{ER,màx}$, per tant es pot afirmar que el tub no fallarà per vinclament.

5.4.2. Dimensionament i disseny de la unió B

5.4.2.1. La unió B pel CAS 1

La unió superior de l'element ha de garantir que el tub no es bellugui i que la seva base superior es recolzi de manera correcta sobre el pilar central de l'estructura. Això es pot aconseguir mitjançant la subjecció lateral del tub o envoltant-lo per un dels seus extrems seguint la seva forma. Es decideix provar un disseny amb subjecció lateral per tal de fer la unió més senzilla i més fàcil de col·locar. Seguint en la línia dels elements que s'estan dissenyant, el material emprat serà l'acer S235, i s'haurà de poder unir a la columna central del marc mitjançant caragols.

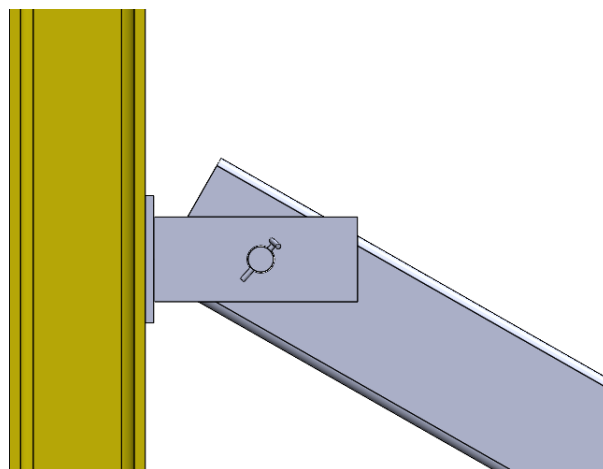


Figura 54 – Visualització de la unió B amb el tub col·locat

A partir d'aquestes especificacions i del model de la unió A (descrita en l'apartat 5.3.2) es planteja un disseny que consta de tres elements:

- Una base rectangular de 10 mm de gruix que es col·loca entre la cara superior de l'element resistent i el lateral de la columna.
- Dues "orelles" laterals en forma de rectangle amb un forat circular pel qual passa un cilindre que actua com un passador.
- El passador mencionat, que també consta de dos orificis circulars en els seus extrems per tal d'afegir-hi un element de seguretat que fixi el cilindre en la unió.

Dimensionament del passador:

El passador ha de tenir una forma cilíndrica que pugui encaixar-se a través dels forats corresponents en les ales de la unió B i de l'element resistent. El diàmetre del passador ϕ_p ha quedat definit en l'apartat 5.4.1.1 Anàlisi CAS 1: columna central en cota y de 3150 mm, per tant cal comprovar que amb aquest valor no falla a cisalla ni per aixafament. Per ambdues anàlisis cal tenir en compte que hi ha dues seccions del cilindre en contacte amb la unió. És per això que la força que afecta a cada una d'aquestes seccions és el 50% de la força a compressió $N_{ER,màx}$.

La comprovació per cisallament és la següent:

$$\frac{N_{ER,màx}/2}{\pi \frac{\phi_p^2}{4}} \leq 0,6 \cdot \frac{\sigma_e}{\gamma_{su}} \quad \text{Equació 44}$$

On els valors de σ_e i γ_{su} són els mateixos que en l'Equació 24.

Es comprova que la desigualtat de l'Equació 44 es compleix, i per tant el passador no fallarà per cisalla.

En el cas de l'aixafament, es determina el gruix mínim (t) que caldria per part de les ales i del tub per evitar una fallada d'aquest tipus:

$$\frac{N_{ER,màx}/2}{\phi_p \cdot t} \leq K_m \cdot \alpha_b \cdot \frac{\sigma_{ub}}{\gamma_{su}} \quad \text{Equació 45}$$

On els valors de K_m , α_b , σ_{ub} i γ_{su} són els mateixos que en l'Equació 25.

Amb l'Equació 45 es determina que t ha de ser com a mínim d'1,61 mm. Com el gruix del tub és de 6 mm es corrobora que no hi ha cap problema. Per part de les ales, a l'hora de dimensionar-les caldrà tenir en compte aquest valor.

La llargada del cilindre ha de ser superior a l'ample del tub quadrat (160 mm) i cal afegir-hi el gruix de les ales laterals de la unió (es considera un gruix de 10 mm cada una tot i que probablement el valor final sigui inferior), per tant la llargària del passador l_p ha de complir:

$$l_p \geq 160 + 10 \cdot 2 = 180 \text{ mm} \quad \text{Equació 46}$$

Per tal que es puguin afegir dos forats pels passadors de seguretat, es fixa l_p en 280 mm. A una distància de 2 cm de les seves bases s'hi extrueix un forat de 10 mm de diàmetre per col·locar-hi els passadors de seguretat mencionats.

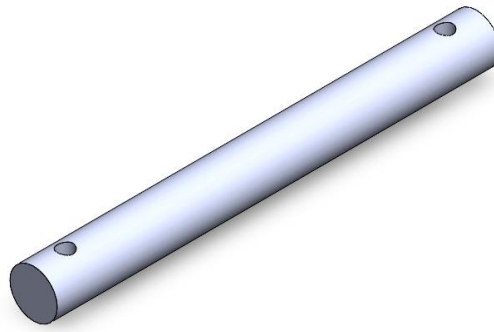


Figura 55 - Passador de la unió B

Dimensionament de la base:

La base rectangular de gruix 10 mm ha de tenir un ample de com a mínim 160 mm, ja que aquesta és la cota tant de l'ample del tub quadrat com de l'amplada de la secció HEB160 de la columna.

A l'hora de determinar la llargada cal tenir en compte com estan col·locats els forats del pilar central per veure quins son els més adients per fixar la base. En la Figura 56 es poden observar la disposició dels forats en la columna central del marc. La nomenclatura que s'assigna a cada a les mesures que cal determinar per evitar que la unió s'estripi es troba en la Figura 45.

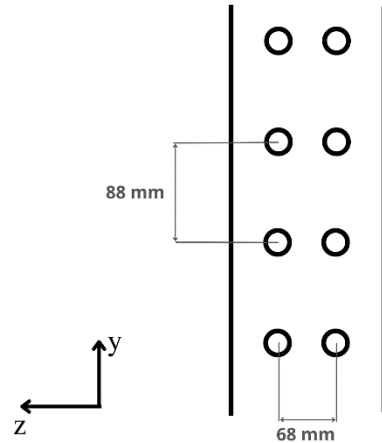


Figura 56 - Distàncies dels forats de la columna central del marc

L'Equació 36, l'Equació 37 i l'Equació 38 també són aplicables al dimensionament de la base d'aquesta unió. Es torna a construir doncs una taula amb els valors mínims de les distàncies d_i per la unió B:

Cota	Valor mínim [mm]	Valor final assignat [mm]
$d_{1,B}$	42	88
$d_{2,B}$	14,4	31
$d_{3,B}$	36	66

Taula 23 – Cotes definitives per la base de la unió B

El valor de $d_{1,B}$ ha vingut fixat per les característiques del marc. El valor de $d_{2,B}$ és de 31 mm per tal d'obtenir una llargada de la base amb un valor enter. Finalment, la cota $d_{3,B}$ es fixa en 66 mm per tal d'aconseguir una amplada amb un valor enter i que deixi suficient espai per encabir el tub quadrat i les dues ales a banda i banda. Les cotes finals de la base de la unió B es troben en la Figura 57:

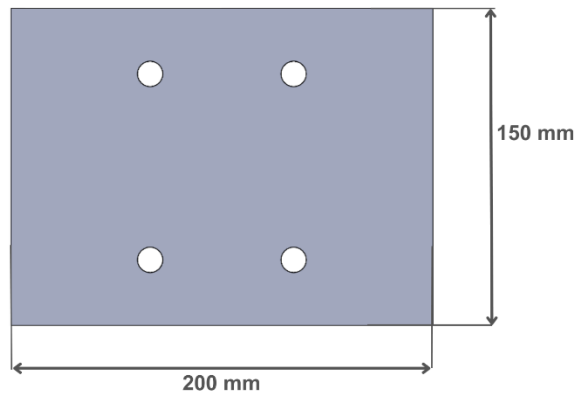


Figura 57 - Dimensions finals de la base de la unió B

Dimensionament de les orelles:

Les ales són elements rectangulars col·locats a banda i banda del tub que eviten que aquest es desplaci lateralment. En l'Equació 25 s'ha determinat que el seu gruix ha de ser major d'1,65 mm per tal de no aixafar el passador de la unió. Per tal de facilitar la soldadura d'aquest element a la base de la unió, es fixa el seu gruix en 4 mm.

Tal com s'ha comentat en l'apartat 5.4.1, el forat del passador del passador ha de tenir un diàmetre $\phi_{p,forat}$ de 32 mm. Això condiona les dimensions mínimes que han de tenir les ales. La Figura 58 mostra les cotes a determinar:

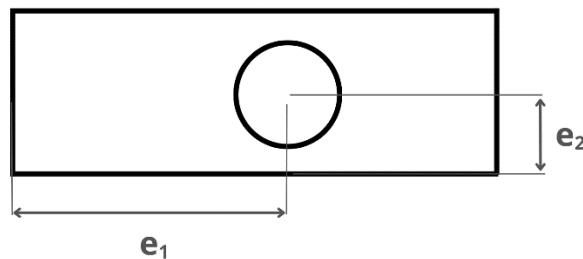


Figura 58 - Cotes de l'orella a determinar

On les seves expressions són les següents:

$$e_1 \geq 1,2 \cdot \phi_{p,forat} \rightarrow e_1 \geq 38,4 \text{ mm} \quad \text{Equació 47}$$

$$e_2 \geq 3 \cdot \phi_{p,cargol} \rightarrow e_2 \geq 96 \text{ mm} \quad \text{Equació 48}$$

En la Figura 59 es defineixen les dimensions necessàries que cal determinar de cada orella per cada cas *i*:

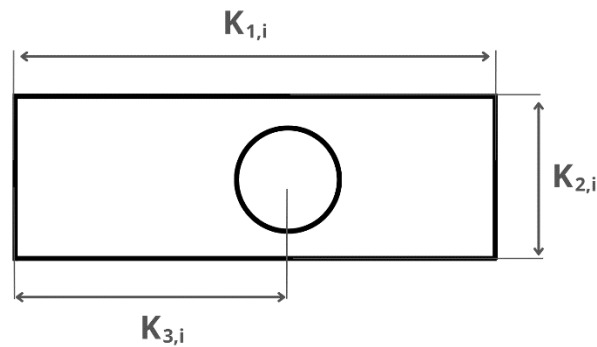


Figura 59 - Dimensions de l'orella

La cota $K_{3,1}$ ve fixada pel valor de $h_{1,1}$ determinat 5.4.1.1. El seu valor és de 126 mm, el qual compleix l'Equació 47. La cota $K_{2,1}$ es fixa en un valor de 100 mm per tal de ser coherent amb l'Equació 48. Finalment, per a $K_{1,1}$ es determina un valor de 250 mm per tal d'assegurar que les orelles cobreixen tot el lateral del tub, evitant així possibles moviments laterals. Els valors finals de les orelles queden recollits en la Taula 24:

Cota	Valor [mm]
$K_{1,1}^B$	250
$K_{2,1}^B$	100
$K_{3,1}^B$	126

Taula 24 – Cotes orelles pel cas 1

Soldadura i localització de les orelles en la base:

Les ales s'han d'unir a la base mitjançant una soldadura en angle, de la qual se n'ha de calcular el valor del coll de soldadura (a). El càlcul per determinar aquesta incògnita és el mateix que per l'Equació 26, on els valors de les variables són els mateixos exceptuant el valor de la força, que passa a ser el de $N_{ER,màx}$, així com el de l_s , el qual és de 200 mm. Aplicant aquesta expressió s'obté un valor de a d'1,27 mm. Com aquest valor ha de ser com a mínim la meitat del gruix de l'element a soldar, es considerarà una soldadura d' $a = 2$ mm.

Per finalitzar cal situar les orelles en la base de la unió. El dimensionament de l'element resistent s'ha fet en funció de la cota central de la unió. S'ha determinat que la cota y del forat en l'eix global ha de ser de 1338 mm, per tant les ales han d'estar col·locades sobre l'eix local Z de la unió, és a dir, en $y = 0$ mm en la base local (veure Figura 60). La separació que ha d'haver-hi entre orella i orella ha de ser la justa perquè el tub quadrat s'hi pugui col·locar, ja que s'ha de minimitzar el joc entre aquest i la unió. Com l'amplada del tub és

de 160 mm, es considera que les orelles han d'estar a 166 mm l'una de l'altra.

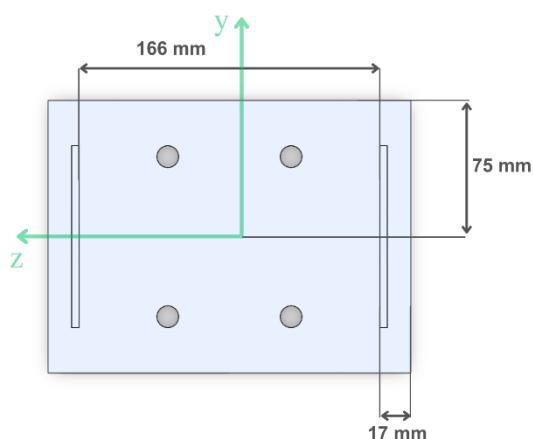


Figura 60 - Cotes finals de la localització de les ales en la base de la unió B

Dimensionament dels caragols:

El procediment del dimensionament dels caragols per la unió B torna a ser el mateix que l'emprat per la unió A. Primerament es fa un anàlisi de les forces que actuen sobre la unió per determinar els caragols que pateixen més:

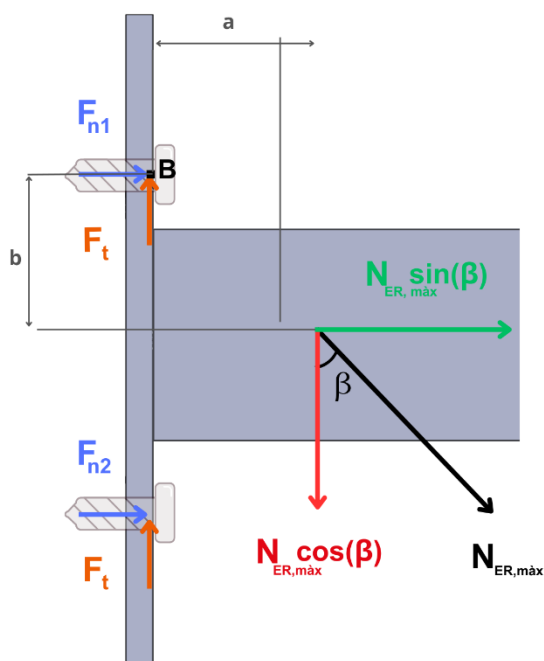


Figura 61 – Distribució de forces en la unió B

S'apliquen les equacions 29, 30 i 31 variant certs paràmetres, com l'angle d'inclinació de la força, que passa a ser el de β_1 (de valor $60,09^\circ$) i les distàncies a i b. En la Taula 25 queden recollides les noves distàncies a i b, així com els resultats obtinguts a partir de les equacions pertinents:

Cota	Valor
a [mm]	136,5
b [mm]	44
F_{n1} [N]	46.912,36
F_{n2} [N]	-13.237,847
F_t [N]	16.837,25

Taula 25 – Valors de la distribució de la Figura 61

Amb aquests nous valors es determinen les forces aplicades a cada caragol:

	Caragols 1	Caragols 2
N_{cargol} [N]	23.456,18	-6.618,92
T_{cargol} [N]	8.418,62	8.418,62

Taula 26 – Valors aplicats a cada caragol

Qualitativament, es pot observar clarament com els cargols 1 suporten uns esforços més elevats. Considerant una qualitat 8.8 es comprova que els caragols crítics siguin prou resistents a les càrregues que se'ls apliquen. Comparant els valors de les forces normals i tangencials amb els obtinguts en l'Equació 32 i en l'Equació 34, i aplicant l'Equació 35 als valors trobats pels caragols 1, es pot afirmar que 4 caragols de qualitat 8.8, de mètrica M12 i longitud 50 mm són suficients perquè la unió B en el Cas 1 no falli. En la Figura 62 es mostra una representació en 3D de la unió B pel Cas 1.

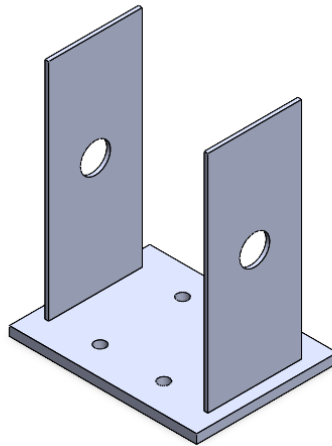


Figura 62 - Vista 3D de la unió B pel cas 1

5.4.2.2. La unió B pel CAS 2

La unió B pel cas 2 és molt similar a la del cas 1 perquè molts dels paràmetres utilitzats pel dimensionament dels elements són els mateixos. Respecte al cas 1, canvien l'angle α_i i la distància $h_{1,i}$. Aquestes variables afecten el càlcul de la col·locació del forat del passador a les orelles i al dimensionament dels caragols. Per tant es considera que el dimensionament del passador, de la base, el càlcul del coll de soldadura i la situació de les orelles en la base de la unió són els mateixos que en l'apartat 5.4.2.1.

Dimensionament de les orelles:

Les cotes de la Figura 59 són exactament les mateixes tant pel cas 1 com pel cas 2, exceptuant la $K_{3,i}$. Aquesta distància varia segons la inclinació de l'element resistent, així que en el cas dos, $K_{3,2}$ ha de tenir el mateix valor que $h_{1,2}$.

Es pot concloure, doncs, que les mesures de les orelles per la unió B en el cas 2 han de ser les exposades en la Taula 27 (cotes indicades en la Figura 59):

Cota	Valor [mm]
$K_{1,2}^B$	250
$K_{2,2}^B$	100
$K_{3,2}^B$	124,5

Taula 27 – Mesures de les orelles pel cas 2

Dimensionament dels caragols:

Emprant la Figura 61 del Cas 1, es tornen a determinar les diferents forces que afecten els caragols de la unió. Els valors d'aquestes canvien perquè l'angle és diferent i el valor de la distància a també. La Taula 28 recull les cotes usades i els resultats obtinguts de la mateixa manera que en el cas 1.

Cota	Valor
a [mm]	134,5
b [mm]	44
F_{n1} [N]	58.616,42
F_{n2} [N]	-34.661,53
F_t [N]	11.977,63

Taula 28 – Valors a determinar de la unió B pel cas 2

Els nous valors aplicats al caragol en aquest Cas 2 són:

	Caragols 1	Caragols 2
N_{cargol} [N]	29.308,21	-17.330,57
T_{cargol} [N]	5.988,81	5.988,81

Taula 29 – Forces aplicades a cada tipus de caragol

Els caragols 1 tornen a ser aquells on les càrregues són més crítiques. Es compleixen totes les condicions necessàries descrites en l'apartat 5.3.2, per tant es pot afirmar que els mateixos cargols de qualitat 8.8 emprats per a la unió B en el Cas 1 es poden utilitzar per la unió B del Cas 2.

5.4.3. Dimensionament i disseny de la unió L

Aquesta unió té la mateixa geometria que la unió B. Cal, però tenir en compte que es col·loca en la biga inferior del marc. Això comporta canvis en la distància a la qual estan situats els forats dels caragols i en el seu diàmetre, els quals serien els mateixos que els de la unió A. Aquests canvis afecten el dimensionament de la base, a algunes característiques de les orelles i al dimensionament dels caragols. Tant el passador L com

la soldadura de les orelles a la base són les mateixes que en la unió B. Com els càlculs que queden per realitzar són en moltes ocasions els mateixos per el Cas 1 i el Cas 2, totes les mesures determinades es consideren vàlides pels dos casos.

Dimensionament de la base:

De la mateixa manera que s'ha fet amb les altres unions, cal comprovar que les distàncies entre els forats i els límits de la base siguin les suficients. En la Figura 44 i en la Figura 45 es troben els valors a determinar per la base, així com els valors reals de les distàncies entre forats. Amb el mateix procediment que abans es determina:

Cota	Valor mínim [mm]	Valor final assignat [mm]
$d_{1,L}$	73,5	100
$d_{2,L}$	25,5	51
$d_{3,L}$	63	50

Taula 30 – Cotes per la base de la unió L

Les cotes finals de la base de la unió L pel Cas 1 i el Cas 2 es fixen en:

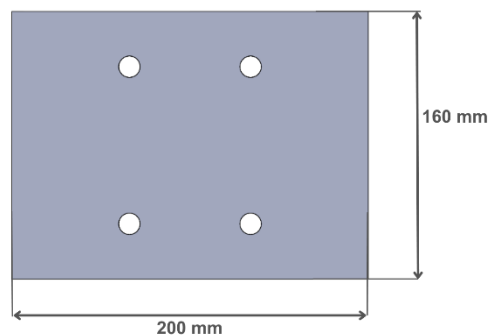


Figura 63 - Cotes de la base de la unió L

Dimensionament de les orelles:

Per les condicions a les quals estan sotmeses les orelles de la unió L, es pot afirmar que els seus valors de gruix, llargada i amplada es poden dimensionar igual que en la unió B. Cal fer un canvi en la distància del centre del forat a la base de l'orella, ja que és diferent en la part inferior de l'element resistent. En el cas 1, aquesta ve donada per la cota $h_{3,1}$ de la Taula 31; pel cas 2, la cota ve donada pel valor d' $h_{3,2}$. Per tant, considerant les cotes de la Figura 59, per la unió L i distingint-se del cas 1 i del cas 2:

Cas (<i>i</i>)	$K_{1,i}^L$ [mm]	$K_{2,i}^L$ [mm]	$K_{3,i}^L$ [mm]
1	250	100	119
2	250	100	128

Taula 31 – Dimensions de les orelles de la unió L pels dos casos

Dimensionament dels caragols:

Es torna a dimensionar els caragols emprant la mateixa metodologia que en la unió B. Es redibuixa la situació dels caragols perquè la unió estigui orientada tal com es veuria en el marc:

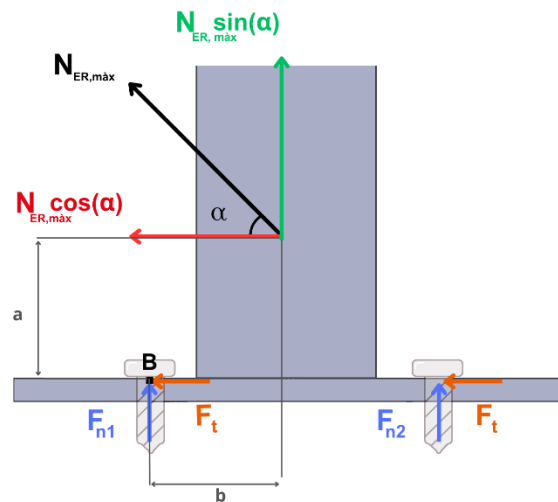


Figura 64 – Distribució de forces per la unió L

Tenint en compte que els valors de *a* i *b* han variat respecte als de la unió B, es recalculen els valors de les forces aplicades en els caragols. Les dades i resultats per cada cas queden recollits en la Taula 32:

	Cota	Valor
CAS 1	α_1 [°]	29,91
	a [mm]	129
	b [mm]	50
	F_{n1} [N]	53.134,66
	F_{n2} [N]	-33.745,58
	F_t [N]	9.694
CAS 2	α_2 [°]	51,68
	a [mm]	138
	b [mm]	50
	F_{n1} [N]	48.372,49
	F_{n2} [N]	-17.744,03
	F_t [N]	15.314,23

Taula 32 – Resultats de la distribució de forces en els cargols de la unió L en el Cas 1 i Cas 2

Per ambdós casos s'observa que els cargols més crítics són els de tipus 1. Si es determinen els valors aplicats a un cargol de tipus 1 per cada cas es poden trobar els valors de força normal i tangencial exposats en la Taula 33. A aquesta també s'hi indica si es compleixen les condicions necessàries.

	Cargol 1, CAS 1	Cargol 1, CAS 2
N_{cargol} [N]	26.567,33	24.186,24
T_{cargol} [N]	4.847,26	7.657,11
$N_{cargol} < F_{t,Rd}$	Cert	Cert
$T_{cargol} < F_{v,Rd}$	Cert	Cert
$\frac{T_{cargol}}{F_{v,Rd}} + \frac{N_{cargol}}{1,4 \cdot F_{t,Rd}} \leq 1$	Cert	Cert

Taula 33 – Paràmetres de validació dels cargols 8.8 per la unió L en el Cas 1 i Cas 2

Per tant, es pot afirmar que per la unió L es poden emprar 4 cargols de qualitat 8.8 i de M21 amb 50 mm de llargada tant pel Cas 1 com pel Cas 2. La Figura 65 mostra la unió L pel cas 1.

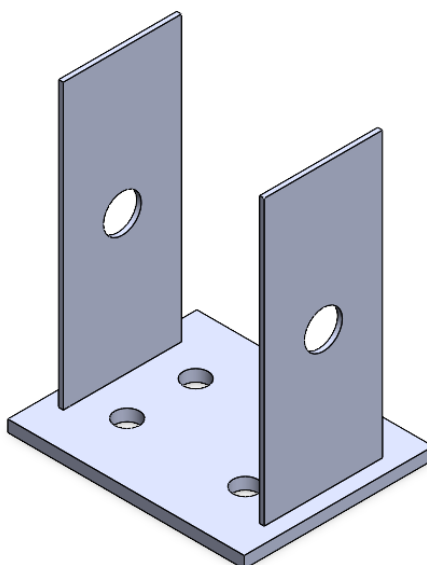


Figura 65 - Vista 3D de la unió L pel Cas 1

Un cop fet el disseny i el dimensionament de tots els elements i unions es realitza una simulació en *SolidWorks* per mostrar com queda l'Alternativa 3 col·locada en el marc de càrregues. Aquesta es mostra en la Figura 66.

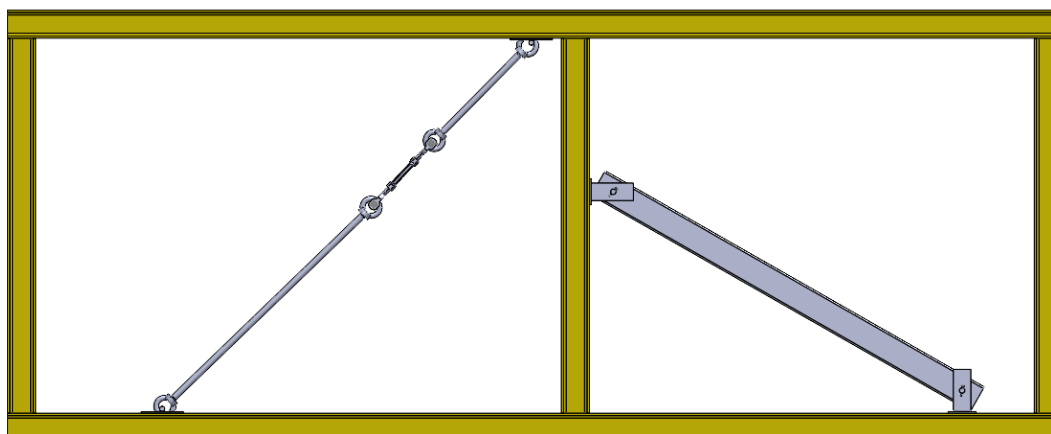


Figura 66 - Simulació de l'Alternativa 3 en SolidWorks

6. Planificació

Aquest projecte de final de grau s'ha desenvolupat durant el quadrimestre de tardor i part del quadrimestre de primavera del curs 2022-2023. La data d'inici d'aquest ha estat el 12 de setembre de 2022 i s'ha finalitzat el 21 d'abril de 2023, configurant la durada del projecte en 28 setmanes. Les diferents tasques i activitats s'han distribuït de la següent manera:

Planificació del projecte

ACTIVITAT	INICI	DURACIÓ DE L'ACTIVITAT	INICI REAL	DURACIÓ REAL	PERCENTATGE COMPLETAT
Recerca d'informació	1	2	1	2	100%
Elaboració model del marc en ANSYS	3	5	3	6	100%
Càlcul càrrega màxima actual del marc	8	3	9	3	100%
Plantejament de les alternatives	11	4	12	4	100%
Anàlisi dels resultats	15	8	16	8	100%
Disseny de l'alternativa final	18	6	19	6	100%
Elaboració de la memòria	22	7	22	7	100%

Durada de l'activitat
 % Completat
 % Completat (fora de la planificació)

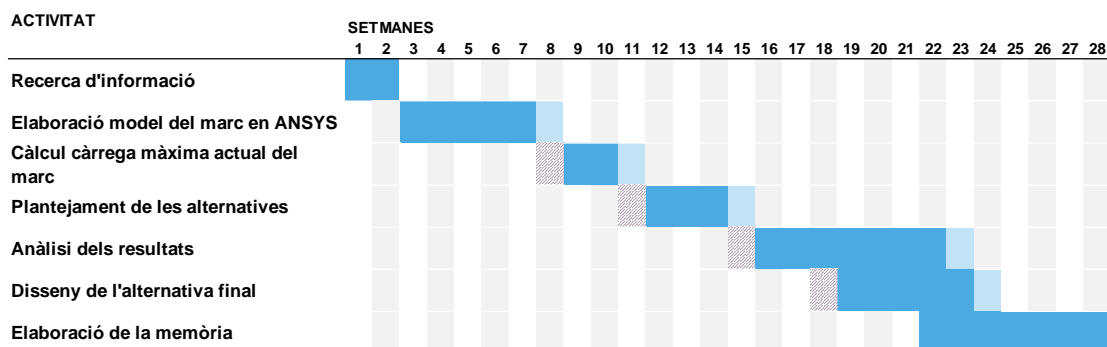


Figura 67 – Diagrama de Gantt

Es pot observar com l'elaboració del model del marc en ANSYS va suposar una duradament gran de l'esperada perquè la formació requerida per utilitzar el programa no era suficient. Aquest fet ha generat un endarreriment en l'inici de les activitats posteriors, però aquestes han mantingut la durada plantejada al principi del projecte.

7. Estudi econòmic

7.1. Pressupost de l'alternativa

El fet d'elaborar l'Alternativa 3 suposa un cost, tant pels elements comercials emprats com per les unions, els tirants i els elements resistents dissenyats.

El càlcul del pressupost s'ha fet a partir d'un estudi de mercat en el qual s'ha determinat el preu de l'acer S235 com a 1,3 €/kg. Considerant que la seva densitat és de 7,85 g/cm³, es conclou que el seu preu per unitat de volum és de 0,010205 €/cm³. Mitjançant aquest valor es pot estimar el preu del material necessari per elaborar les barres dels tirants i les unions de tipus A, B i L. Es comptabilitzen dues unions de tipus B i L degut a al fet que el seu volum és el mateix tant pel Cas 1 com pel Cas 2. Es necessiten dues unions de tipus A per qualsevol dels dos casos. Finalment, el càlcul del cost de l'element resistent s'ha fet a partir d'un pressupost el qual afirma que 1 m longitudinal d'un tub estructural de 160x160x6 mm té un cost de 63,31 €.

La Taula Taula 34 mostra totes aquestes despeses.

	Peça	Volum total [cm ³]	Unitats	Preu unitari [€]	Preu total [€]
Tirant ($\varnothing = 36$ mm)	Barra 1	1.587,88	2	16,20	32,40
	Barra 2	522,27	2	5,32	10,65
	Barra 3	1.404,56	2	14,33	28,66
	Tensor Y6CTEABHH10C	-	2	176	352
	Anella M36 582-36-400	-	12	47,5	570
Unions	Unió A	596,05	2	6,08	12,46
	Unió B	561,56	2	5,73	11,46
	Unió L	589,95	2	6,02	12,04
	Cargols M21(8.8)	-	12	2,78	33,36
	Cargols M12 (8.8)	-	4	0,51	2,04
Tub quadrat 160x160x6 mm	Element resistent (Cas 1)	-	1	168,21	168,21
	Element resistent (Cas 2)	-	1	103	103
	Element resistent (Cas 2)	-	1	103	103
				Cost total	1.336,02 €

Taula 34 - Pressupost de les peces de l'Alternativa 3

Es pot concloure que el cost total de l'Alternativa 3 sense impostos és de 1.336,02 €.

7.2. Pressupost del projecte

L'elaboració d'aquest projecte suposa una despesa monetària deguda als recursos humans emprats per desenvolupar-la, així com dels recursos tecnològics, indispensables per poder fer tot l'estudi. Per tal de quantificar aquesta despesa se separen els diferents costos que suposaria l'equip humà de les despeses que implica un programa informàtic.

Les tasques per les quals es necessiten recursos humans són les llistades a continuació:

1. Investigació i cerca d'informació
2. Formació en programa *ANSYS* i *SolidWorks*
3. Elaboració del model simulat i càlculs de càrrega màxima pel cas base i per les diferents alternatives plantejades
4. Disseny i dimensionament dels elements de l'alternativa definitiva
5. Redacció de la memòria

En la Taula 35 es plantegen les hores dedicades a cada una d'aquestes tasques, juntament amb el salari (€/hora) que suposaria tenir un enginyer industrial contractat per tal que les realitzi.

Activitat	Hores dedicades [h]	Cost per hora [€/hora]	Cost total [€]
1	30	15	450
2	50	15	750
3	90	15	1.350
4	84	15	1.260
5	30	15	450
COST TOTAL			4.260

Taula 35 – Pressupost de recursos humans del projecte

Per altra banda, cal també comptabilitzar el cost que suposa contractar cada un dels programes utilitzats en algun dels aspectes d'aquest projecte, així com el de l'ordinador que permet executar-los. En la Taula 36 s'exposen aquestes despeses:

Eina	Preu [€]	Amortització [anys]	Temps d'ús [mesos]	Cost total [€]
Llicència <i>SolidWorks Standard</i>	3.158	1	4	1.052,66
Llicència <i>ANSYS Mechanical APDL</i>	2.250	1	7	1.312,5
Llicència <i>Pack Office</i>	69	1	4	23
Portàtil hp Pavilion	1.000	4	7	145,83
			COST TOTAL	2.534

Taula 36 – Pressupost de les eines utilitzades en el projecte

També es pot fer un càlcul del consum elèctric que ha suposat totes les hores invertides en les activitats que conformen el projecte.

Preu unitari [€/kWh]	Consum portàtil [kW]	Hores totals [h]	Cost total [€]
0,342	0,1	294	10,05

Taula 37 – Pressupost de la despesa energètica del projecte

Finalment el cost total del projecte és:

Pressupost equip [€]	Pressupost eines [€]	Pressupost energia [€]	Pressupost de disseny [€]	Pressupost total [€]
4.260	2.534	10,05	1.336,02	8.140,07

Taula 38 – Pressupost final del projecte

El pressupost de tot el projecte seria de 8.140,07 € sense tenir en compte impostos. Considerant un IVA del 21%, el pressupost total ascendeix a 9.849,48 €.

8. Estudi ambiental

L'impacte ambiental que ha suposat aquest projecte és pràcticament nul, ja que ha consistit en l'estudi del marc de càrregues mitjançant eines computacionals i en el posterior disseny de possibles alternatives per poder millorar-lo, sense executar-ne cap prototip en la vida real. Tot i això, es pot tenir en compte la despesa energètica que ha suposat l'elaboració del model en ANSYS i totes les simulacions emprades per poder obtenir els resultats necessaris, així com el disseny dels diferents elements de l'alternativa final en programes de disseny gràfic. Considerant que totes aquestes tasques s'han realitzat mitjançant un ordinador portàtil, i que la potència mitjana consumida per aquest tipus de computadors és de 0,1 kW, la despesa energètica que ha suposat el total de l'elaboració del treball és la següent:

$$0,1 \text{ kW} \cdot \frac{10,5 \text{ hores}}{1 \text{ setmana}} \cdot 28 \text{ setmanes} = 29,4 \text{ kWh}$$

Tenint en compte aquesta dada, es pot fer un càlcul de les emissions de CO₂ que ha suposat l'obtenció d'aquesta energia. Es calcula que 1 kWh d'energia elèctrica es tradueix en aproximadament 0,45 kg de CO₂. Per tant, l'emissió total de quilograms d'aquest gas emesos a l'atmosfera és:

$$\text{Emissió } CO_2 = 29,5 \text{ kWh} \cdot 0,45 \text{ kg } CO_2/\text{kWh} = 13,23 \text{ kg } CO_2$$

Comparant aquesta dada amb les emissions de qualsevol indústria actual, es confirma que la contribució d'aquest estudi a les emissions contaminants és insignificant.

Tot i això, és important comentar que l'objectiu d'aquest projecte ha estat en tot moment preservar l'estructura original del marc, fet que comporta una disminució de la producció final en l'elaboració d'alternatives i, conseqüentment, una disminució de les emissions emprades en la fabricació de totes les peces.

9. Estudi social i d'igualtat de gènere

Aquest projecte de fi d'estudis no es veu involucrat directament en cap aspecte social o de gènere per la seva naturalesa de disseny. Si més no, es pot analitzar el context en el qual s'ha desenvolupat.

En primer lloc, cal esmentar que tot i que l'autora del treball és una dona, el departament de l'escola amb el qual està relacionat el projecte té un baix percentatge de representació femenina. Aquest és un indicatiu que cal incentivar la participació de dones en l'àmbit de la Resistència de Materials.

Tot i això, és important comentar certs aspectes de la Universitat Politècnica de Catalunya, institució en la qual s'està desenvolupant el projecte. Aquesta universitat pública actualment està impulsant diferents projectes que lluiten per eliminar qualsevol mena de discriminació de gènere o de tipus social. Tot i que el percentatge de dones matriculades en un grau de la universitat és només d'un 29,8%, aquest valor presenta una millora notable respecte els indicadors de fa 10 anys, on la representació de les dones en l'enginyeria era molt menor.

10. CONCLUSIONS

Finalment, s'analitzen els resultats obtinguts en tot el conjunt del treball i l'assoliment dels objectius plantejats a l'inici del projecte.

S'ha elaborat un model del marc mitjançant el mètode dels elements finits que quan es simula en ANSYS es comporta de manera molt versemblant a la realitat. Amb aquesta simulació s'ha pogut determinar que la càrrega màxima que suporta actualment el marc (considerant un coeficient de seguretat d'1,5) és determinada per la fallada elàstica de la secció crítica. Aquesta càrrega màxima és la corresponent a l'aplicada en el punt A de la Figura 8 i té un valor de 41,504 kN.

La simulació elaborada ha permès plantejar diferents hipòtesis sobre si les 3 alternatives proposades compleixen amb els requisits i objectius del projecte. Analitzant l'Alternativa 2 s'ha comprovat que afegir dos tirants al marc de càrregues millora la seva rigidesa estructural, ja que redueix els desplaçaments horitzontals dels diferents punts de les bigues i columnes. En aquesta situació, però, la càrrega màxima de servei només millora en un 17,3%, fet que no és suficient per assolir un dels objectius del projecte. S'ha comprovat que el comportament del marc amb un sol tirant al quadrant esquerre és pràcticament el mateix que el del marc amb dos tirants, i per tant s'ha decidit prescindir d'un d'ells. En aquest estudi s'ha validat la secció del tirant a dissenyar, que és circular i de 36 mm de diàmetre.

En l'anàlisi de l'Alternativa 3 s'ha pogut comprovar que afegint un tub quadrat de 160x160x6 mm al quadrant dret del marc, la càrrega de servei màxima augmenta fins als 60,557 kN, fet que suposa una millora del 46% respecte el valor inicial, i per tant compleix amb els objectius del projecte.

En el disseny de l'Alternativa 3 s'han generat dos tirants formats per barres. Aquestes tenen en els seus extrems unes anelles comercials de mètrica M36 i model 582-36-400 que encaixen amb les barres dissenyades i que permeten el muntatge del tirant mitjançant la unió de tipus A (de disseny propi també) i el tensor Y6CTEABHH10C, el qual permet tensar els dos tirants. També s'han proposat dues mesures per l'element resistent que es col·loca al quadrant dret, una pel cas 1 i l'altra pel cas 2. Finalment, s'han dimensionat dues unions (B i L) per subjectar el tub quadrat al marc de càrregues.

En conclusió, l'alternativa dissenyada aconsegueix garantir les especificacions definides en els objectius d'aquest projecte de final de grau.

11. Bibliografia

Referències bibliogràfiques

- [1] *BEAM188*. (2017, 14 juliol).
https://www.mm.bme.hu/~gyebro/files/ans_help_v182/ans_elem/Hlp_E_BEAM188.html
(Consultat el 3 d'octubre)
- [2] *BEAM189*. (2017, 14 juliol).
https://www.mm.bme.hu/~gyebro/files/ans_help_v182/ans_elem/Hlp_E_BEAM189.html
(Consultat el 3 d'octubre de 2022)
- [3] *COMBIN14*. (2017, 14 julio).
https://www.mm.bme.hu/~gyebro/files/ans_help_v182/ans_elem/Hlp_E_COMBIN14.html
(Consultat el 17 de novembre de 2022)
- [4] *Tensor Crosby horquilla-horquilla HG-228 | CYESA*. (s. f.).
<https://www.cyesa.com/productos/cables-de-acero-y-accesorios/terminales/tensor-crosby-horquilla-horquilla-hg-228-p77927> (Consultat el 25 de gener de 2023)
- [5] *Tensor Crosby horquilla-horquilla HG-228 | CYESA*. (s. f.).
<https://www.cyesa.com/productos/cables-de-acero-y-accesorios/terminales/tensor-crosby-horquilla-horquilla-hg-228-p77927> (Consultat el 25 de gener de 2023)
- [6] *Tensor Crosby horquilla-horquilla HG-228 | CYESA*. (s. f.).
<https://www.cyesa.com/productos/cables-de-acero-y-accesorios/terminales/tensor-crosby-horquilla-horquilla-hg-228-p77927> (Consultat el 25 de gener de 2023)
- [7] *DIN 582 - Cáncamos Hembra - Cáncamos de Elevación*. (s. f.).
<https://www.opac.net/producto-513-din-582> (Consultat el 2 de febrer de 2023)
- [8] *Anilla de transporte soldable - Grado 80 - Cintatex*. (s. f.). CINTATEX.
https://cintatex.es/tienda/501-anilla-de-transporte-soldable-grado-80.html?gclid=CjwKCAjw0ZiiBhBKEiwA4PT9z_gPhwY7GnUhntwfoS_DRX6TOtzVrATg_JZN5ET0-y9N0dpwnOqrJBoCbqwQAvD_BwE (Consultat el 3 de febrer de 2023)
- [9] *Gancho con rosca interior*. - *Rationalstock.es*. (s. f.).
https://www.rationalstock.es/catalogo/producto/fijacion/ganchos-y-manguitos/ganchos-y-cancamos/gancho-con-rosca-interior--rosca--m-6/20350500001?gclid=CjwKCAjw0ZiiBhBKEiwA4PT9zycF8Bs-_cy69QYI0YqZdtPzjfQynx375UV497ckrg98A6F4RpAwBxoCJWoQAvD_BwE (Consultat el 3 de febrer de 2023)

- [10] *DIN 582 - Cáncamos Hembra - Cáncamos de Elevación.* (s. f.)
<https://www.opac.net/producto-513-din-582> (Consultat el 2 de febrer de 2023)
- [11] *DIN 582 - Cáncamos Hembra - Cáncamos de Elevación.* (s. f.)
<https://www.opac.net/producto-513-din-582> (Consultat el 2 de febrer de 2023)

Bibliografia complementària

ANSYS, Inc. (2011). *ANSYS, Inc. Release 14.0* [Manual d'usuari]. Canonsburg, PA: ANSYS, Inc.

Callister, W. R. (2011). *Materials Science and Engineering*. John Wiley & Sons, In

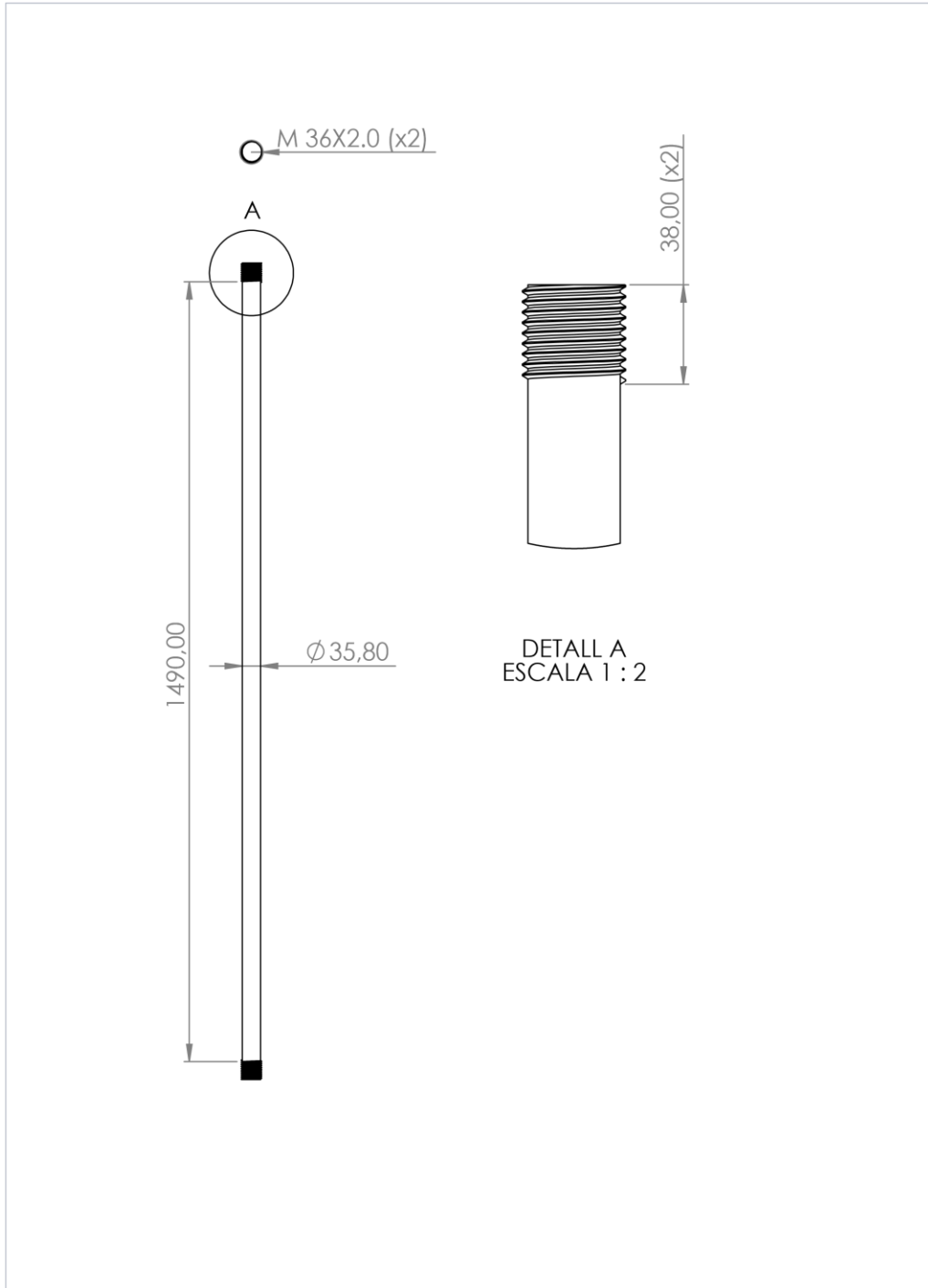
Comitè Europeu de Normalització. (2005). *Eurocodi 3: Projecte d'estructures d'acer. Part 1-1: Regles generals y regles para edificios*. Brussel·les: CEN. (Documentació aportada pel tutor del treball)

Comitè Europeu de Normalització. (2005). *Eurocodi 3: Projecte d'estructures d'acer . Part 1-8: Disseny de juntes. "Capítol 3: Juntes caragolades"*. Brussel·les: CEN. (Documentació aportada pel tutor del treball)

Roure Fernández, F., & Marimón Carvajal, F. (2013). *Elasticitat i resistència de materials*. Servis Gràfics Copisteria Imatge, SL. (Publicació número 313, curs 2013/14) ETSEIB.

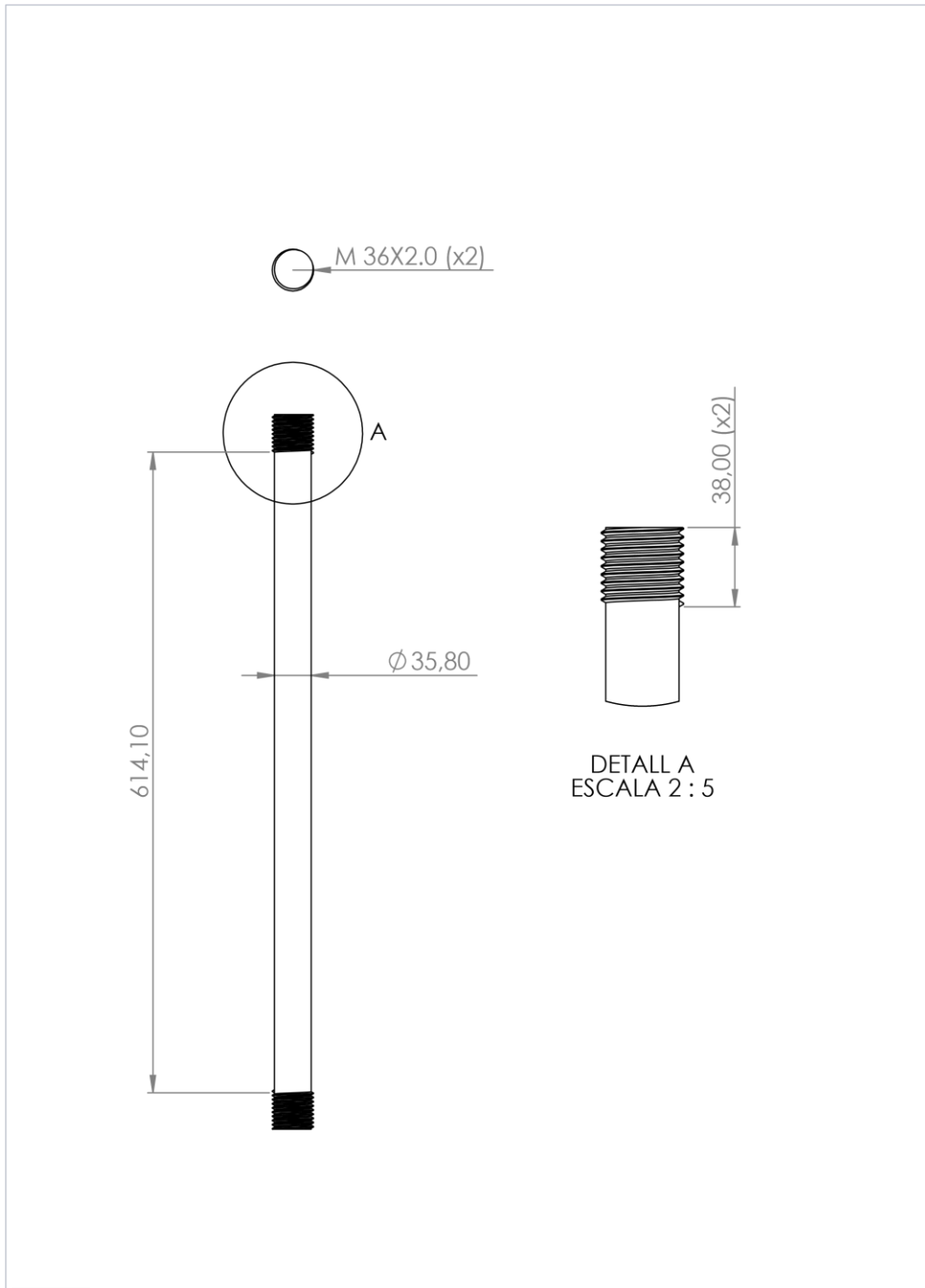
Annex A



A.1 Plànol Barra 1



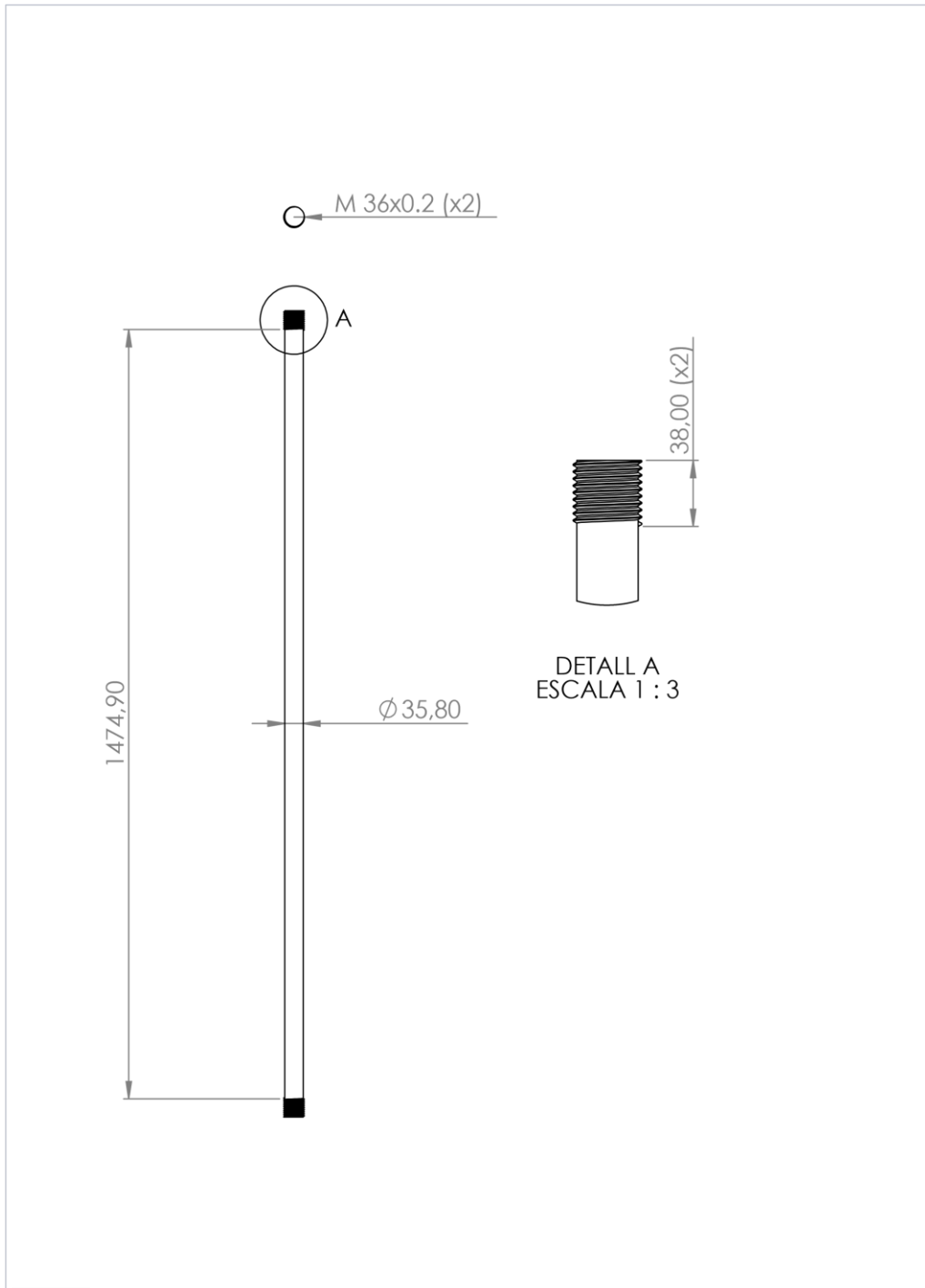
Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Industrial de Barcelona		
DEPARTAMENT	TREBALL FINAL DE GRAU	1:10
RESISTÈNCIA DE MATERIALS	BARRA 1	mm
DATA	AUTORA	
20/04/2023	MARIA SERVETO FONT	



A.2 Plànol Barra 2



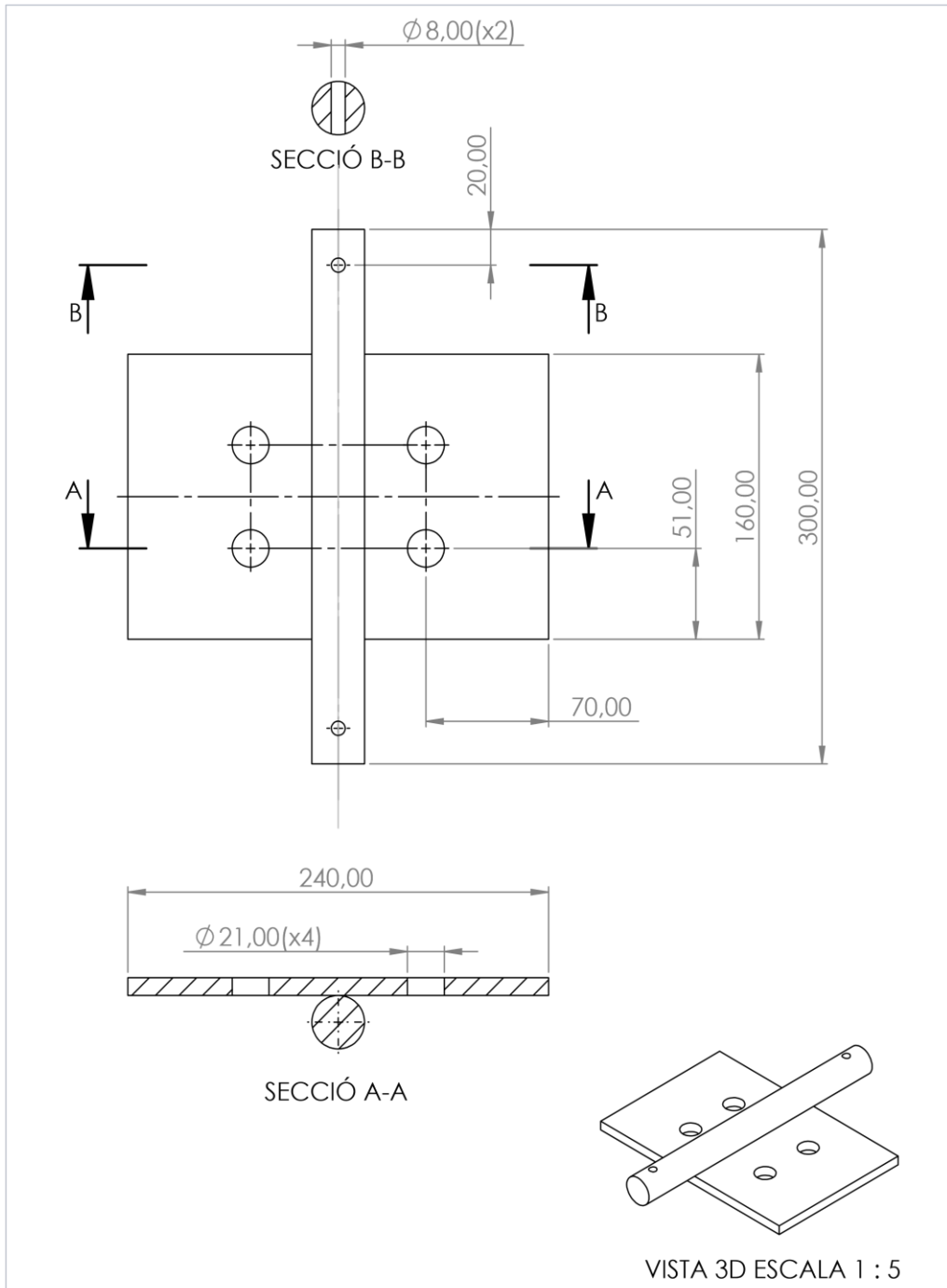
	Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Industrial de Barcelona		
	DEPARTAMENT	TREBALL FINAL DE GRAU	1:5
	RESISTÈNCIA DE MATERIALS	BARRA 2	mm
DATA	AUTORA		
20/04/2023	MARIA SERVETO FONT		



A.3 Plànol Barra 3



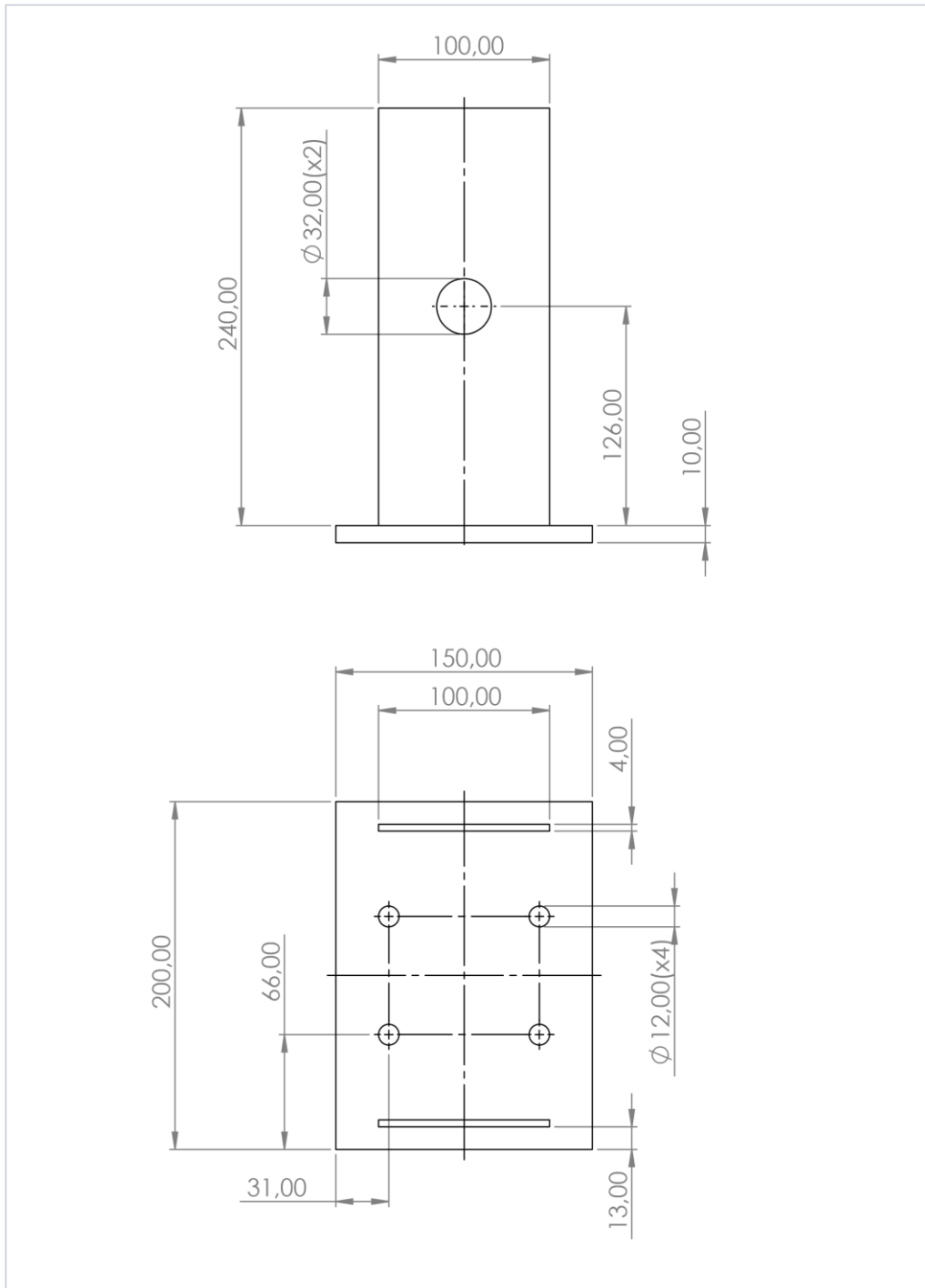
	Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Industrial de Barcelona		
	DEPARTAMENT	TREBALL FINAL DE GRAU	1:10
	RESISTÈNCIA DE MATERIALS	BARRA 3	mm
DATA	AUTORA		
20/04/2023	MARIA SERVETO FONT		



A.4 Plànol Unió A



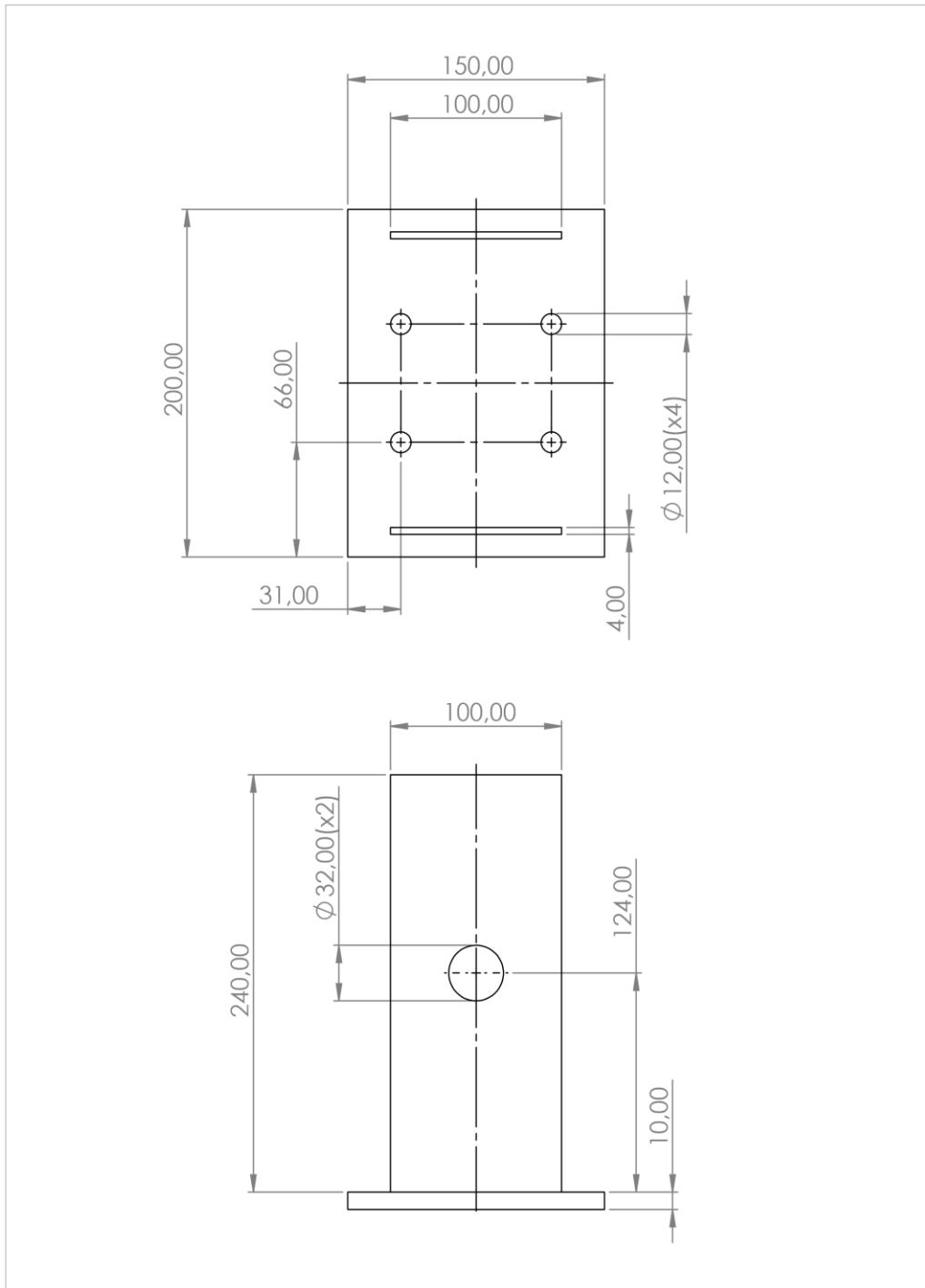
	Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Industrial de Barcelona		
	DEPARTAMENT	TREBALL FINAL DE GRAU	1:3
	RESISTÈNCIA DE MATERIALS	UNIÓ A	mm
DATA	AUTORA		
20/04/2023	MARIA SERVETO FONT		



A.5 Plànol Unió B (Cas 1)



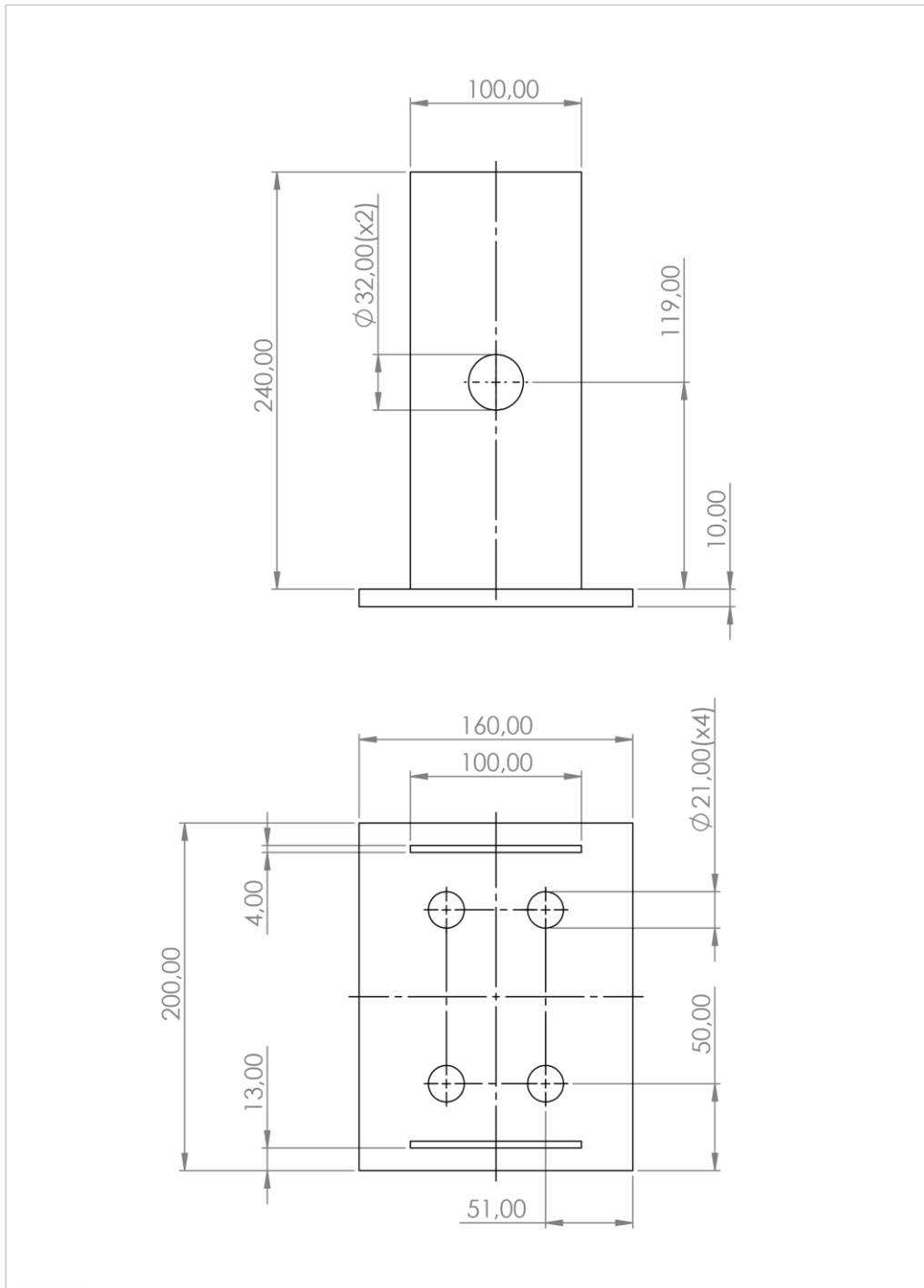
	Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Industrial de Barcelona		
	DEPARTAMENT	TREBALL FINAL DE GRAU	1:3
	ENGINYERIA GRÀFICA I DE DISSENY	UNIÓ B (CAS 1)	mm
DATA	AUTORA		
20/04/2023	MARIA SERVETO FONT		



A. 6 Plànol Unió B (Cas 2)



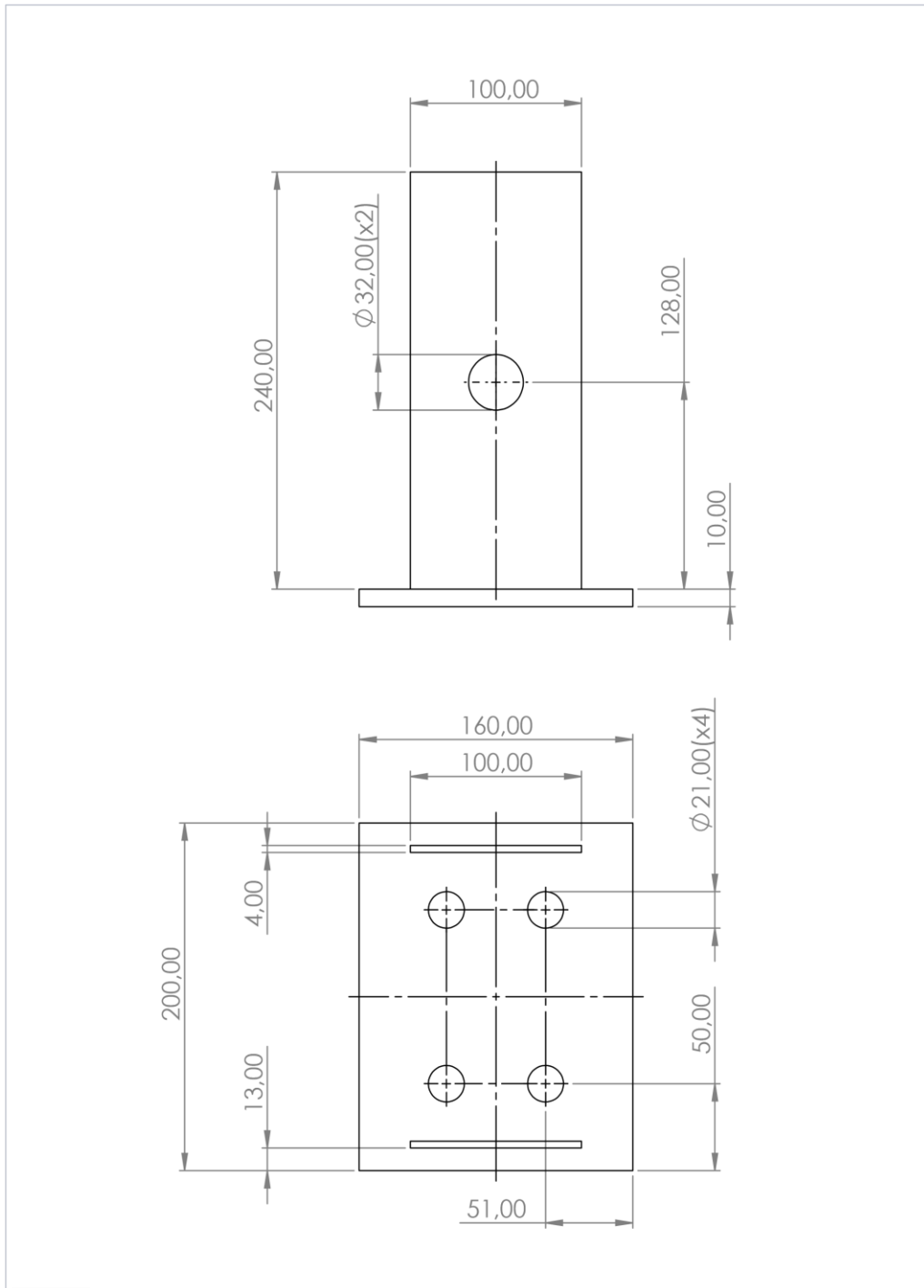
	Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Industrial de Barcelona		
	DEPARTAMENT	TREBALL FINAL DE GRAU	1:3
	ENGINYERIA GRÀFICA I DE DISSENY	UNIÓ B (CAS 2)	mm
DATA	AUTORA		
20/04/2023	MARIA SERVETO FONT		



A.7 Plànol Unió L (Cas 1)



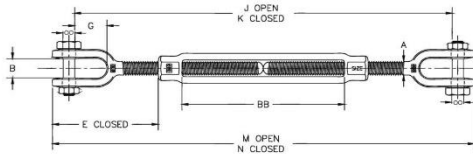
	Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Industrial de Barcelona		
	DEPARTAMENT	TREBALL FINAL DE GRAU	1:3
	RESISTÈNCIA DE MATERIALS	UNIÓ L (CAS 1)	mm
DATA	AUTORA		
20/04/2023	MARIA SERVETO FONT		

A.8 Unió L (Cas 2)



	Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Industrial de Barcelona		
	DEPARTAMENT	TREBALL FINAL DE GRAU	1:3
	RESISTÈNCIA DE MATERIALS	UNIÓ L (CAS 2)	mm
DATA	AUTORA		
20/04/2023	MARIA SERVETO FONT		

A. 9 Plànol tensor Y6CTEABHH10C



A	25,4
B	34,0
E Closed	155
G	42,1
J Open	605
K Closed	453
M Open	690
N Closed	538
BB	157

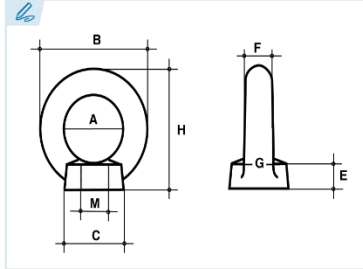
A.10 Plànol anella 582-36-400



CÁNCAMOS DE ELEVACIÓN
EYE BOLTS & EYE NUTS • ANNEAUX DE LEVAGE • OLHAIS DE SUSPENSÃO



DIN 582



Cáncamo de elevación hembra

Lifting eye nut
Anneau de levage femelle
Olhal com rosca interior

Acero: C15E (0,025%-0,050% Al)

Steel: C15E (0,025%-0,050% Al)

Acier: C15E (0,025%-0,050% Al)

Aço: C15E (0,025%-0,050% Al)

Acabado cincado blanco

Galvanised finish
État de surface: zingué blanc
Acabamento zincado branco

Coefficiente de seguridad = 6

Safety factor = 6
Coefficient de sécurité = 6
Coeficiente de segurança = 6

ES EN FR PT

CMU Carga máxima de utilización

Working load limit
Charge maximale d'utilisation
Carga máxima de trabalho

Par de apriete máximo

Maximum tightening torque
Couple de serrage maximum
Binário de aperto máximo

Ref.	M	A	B	C	E	F	G	H	CMU 0° (Kg)	CMU 45° (Kg)	CMU 90° (Kg)	N.m max	Kg.
582-6	M6*	20	36	20	8,5	8	10	36	90	60	45	3,5	0,06
582-8	M8	20	36	20	8,5	8	10	36	140	100	70	8	0,06
582-10	M10	25	45	25	10	10	12	45	230	170	115	16	0,10
582-12	M12	30	54	30	11	12	14	53	340	240	170	28	0,17
582-14	M14*	30	54	30	11	12	14	53	500	350	250	45	0,15
582-16	M16	35	63	35	13	14	16	62	700	500	350	70	0,26
582-18	M18*	35	63	35	13	14	16	62	930	650	465	95	0,24
582-20	M20	40	72	40	16	16	19	71	1.200	860	600	135	0,41
582-22	M22*	40	72	40	16	16	19	71	1.500	1.050	750	182	0,36
582-24	M24	50	90	50	20	20	24	90	1.800	1.290	900	230	0,75
582-27	M27*	54	98	62	22	22	26	99	2.500	1.830	1.250	343	0,80
582-30	M30	60	108	65	25	24	28	109	3.200	2.300	1.600	465	1,40
582-33	M33*	60	108	65	25	24	28	109	4.200	3.050	2.100	632	1,27
582-36-400	M36	70	126	75	30	28	32	128	4.600	3.300	2.300	814	2,03
582-39	M39*	80	144	85	35	32	38	147	6.000	4.400	3.000	1.059	3,20
582-42-450	M42	80	144	85	35	32	38	147	6.300	4.500	3.150	1.304	3,05
582-45-450	M45*	90	166	100	40	38	46	168	7.800	5.500	3.900	1.638	5,00
582-48-500	M48	90	166	100	40	38	46	168	8.600	6.100	4.300	1.981	4,82
582-52	M52*	100	184	110	45	42	50	187	9.900	7.100	4.950	2.540	7,00
582-56	M56	100	184	110	45	42	50	187	11.500	8.200	5.750	3.000	6,69
582-64	M64	110	206	120	50	48	58	208	16.000	11.000	8.000	4.736	10,10
582-72	M72	140	260	150	60	60	72	260	20.000	14.000	10.000	6.913	46,00

* Medidas fuera de norma DIN.
* Dimensions outside DIN standard.
* Dimensions hors norme DIN.
* Medidas fora da norma DIN.

Bajo solicitud podemos suministrar cáncamos con roscas especiales.
Other variants of the fixing axis available upon request.
Sur demande pas spéciaux.
Outras variantes de eixos disponíveis sobre pedido.

