

Resum

L'objectiu del present projecte és dissenyar un sistema capaç d'obtenir aigua potable a alta pressió partint d'una bomba del sistema d'injecció directa per conducte comú d'un motor Diesel turbo alimentat; establint les bases per a la fabricació d'un prototipus en una fase posterior.

L'interès tècnic del projecte rau en primer lloc, en la definició d'un sistema novador basat en una transferència directa de pressió, sense elements mecànics estàndards com convertidors i en segons lloc, en el repte que significa fer-ho a pressions de fins a 1.600bar.

Es planteja la transferència directa com un flux de líquid a través d'un volum (cambra) amb la particularitat que el flux d'entrada i el de sortida pertanyen a líquids diferents, en aquest cas, aigua i oli. Per evitar la barreja dels dos líquids a l'interior de la cambra, s'introdueix un element separador flexible (membrana), el qual no realitza cap tipus de treball sobre els líquids més que mantenir-los separats i permetre el seu flux.

Degut a les altes pressions de treball, es realitza un estudi de la normativa europea en referència als recipients a pressió, principalment per la definició dels coeficients de seguretat.

Pel disseny i càlcul dels components no estàndards, es realitza un estudi de mercat de referències tecnològiques i usos de l'aigua a alta pressió com són els sistemes de tall per raig d'aigua i els sistemes de conservació d'aliments per ultra-compresió.

Els punts més exigents del projecte són el disseny de la cambra i la membrana on es realitza la transferència, degut principalment a les condicions de treball a pressions extremes. Això comporta un estudi detallat dels materials, càlcul del gruix de material resistent, tractaments complementaris per reforçar l'estructura enfront la fatiga (autofrettage).

No obstant, també s'han generat qüestions respecte a la idoneïtat del sistema. Al ser sistema no continu, que en cas de necessitat, requereix d'un sistema paral·lel recíproc. Addicionalment, l'increment de capacitat del transferidor en duració de cicle continu significa increments en la secció de treball i per tant, increments exponencials en gruix de material resistent.

Com a propostes per un posterior estudi funcional mitjançant prototipus, caldria investigar en la utilització de formes cilíndriques (en detriment de esfèriques) i el seu impacte en la vida útil de la membrana. En segon lloc, analitzar la viabilitat d'utilització del transferidor en lloc dels sistemes estàndard basats en multiplicadors, tant en cost com en prestacions.

[Escriba texto]

Sumari

RESUM	1
SUMARI	3
1. GLOSSARI.	7
2. PREFACI.	9
2.1. Origen del projecte.	9
2.2. Motivació.	11
2.3. Requeriments previs.	12
3. INTRODUCCIÓ.	13
3.1. Objectius del projecte.	13
3.2. Abast del projecte.	13
3.3. Metodologia emprada.	13
4. ESTUDI DE LA BOMBA DIESEL.	15
5. ESTUDI DELS GENERADORS D'AIGUA A ALTA PRESSIÓ.	16
6. DEFINICIÓ DEL TRANSFERIDOR DE PRESSIÓ.	17
6.1. Incompatibilitat de la bomba Diesel i l'aigua: estudi d'alternatives.	17
6.1.1. Adaptació de la bomba.	17
6.1.2. Ús d'aigua tractada.	18
6.1.3. Ús d'un transferidor de pressió.	18
6.2. Sistema transferidor: estudi d'alternatives.	19
6.2.1. Convertidor de pressió.	19
6.2.2. Transferidor directe.	19
6.3. Definició conceptual de la transferència directa.	20
6.4. Definició conceptual dels cicles.	21
6.5. Definició conceptual de la membrana.	22
6.6. Definició conceptual de la cambra.	23
6.7. Valoració del concepte transferència directa.	23
6.8. Estudi de mercat de referències a sistemes transferidors de pressió.	24
6.8.1. La bomba de diafragma.	24
6.8.2. Acumuladors de membrana.	26
6.8.3. Equips per la conservació d'aliments mitjançant la ultra-compresió.	27

7. DEFINICIÓ DE LA CAMBRA: DISSENY I CÀLCUL.	30
7.1. Procés conceptual del disseny i càlcul de la cambra.....	30
7.2. Normativa dels recipients a pressió.	31
7.3. Condicions de funcionament i estudi de les sol·licitacions.	32
7.3.1. Sol·licitacions mecàniques.....	32
7.3.2. Sol·licitacions tèrmiques:	32
7.3.3. Sol·licitacions químiques.....	33
7.4. Selecció del material per la construcció de la cambra.....	34
7.4.1. Propietats mecàniques.	34
7.4.2. Propietats físiques.....	41
7.4.3. Propietats químiques.	41
7.4.4. Propietat per la transformació.	41
7.4.5. Estudi de mercat per la selecció del material constructiu.....	41
7.5. Càlcul de la cambra.	45
7.5.1. Tensió admissible.	45
7.5.2. Alternatives geomètriques pel disseny de la cambra.	46
7.5.3. Posició de la cambra.....	46
7.5.4. Alternatives constructives de la cambra.	47
7.5.5. Volum de la cambra.	48
7.5.6. Càlcul del gruix mínim de paret de la cambra.	49
7.5.7. Càlcul de la fatiga.....	59
7.5.8. Disseny i càlcul dels accessos.....	59
7.5.9. Disseny i càlcul dels suports de la cambra.....	62
7.5.10. Subjecció de la membrana en la cambra.	62
7.5.11. Estanquitat de la unió de la cambra.	63
7.5.12. Disseny i càlcul de la unió de la cambra.	64
7.6. Fabricació de la cambra.....	68
8. DEFINICIÓ DE LA MEMBRANA: DISSENY I CÀLCUL.	69
8.1. Definició de la membrana i referències en el mercat.....	69
8.2. Sol·licitacions sobre la membrana.	69
8.2.1. Sol·licitacions químiques.....	69
8.2.2. Sol·licitacions tèrmiques.	70
8.2.3. Sol·licitacions mecàniques.....	70
8.2.4. Sol·licitacions funcionals.	71
8.3. Selecció del material per a la fabricació de la membrana.	72
8.4. Disseny de la membrana.	73
8.4.1. Forma.	73
8.4.2. Volum.....	74

8.4.3.	Gruix.	74
8.4.4.	Subjecció de la membrana i estanquitat aigua-oli.	77
8.4.5.	Fabricació de la membrana.....	78
9.	SISTEMA HIDRÀULIC SOLIDARI A LA CAMBRA. _____	79
9.1.	Circuit de l'aigua.	79
9.1.1.	Circuit de baixa pressió de l'aigua.....	79
9.1.2.	Circuit de transferència o alta pressió de l'aigua.	80
9.2.	Circuit de l'oli.	80
9.2.1.	Circuit de baixa pressió de l'oli.	80
9.2.2.	Circuit d'alta pressió d'oli.....	81
9.2.3.	Càlcul de la bomba d'alimentació d'aigua.	81
9.2.4.	Càlcul de la pèrdua de càrrega en fase transferència.	82
9.2.5.	Gestió del cicles.	83
10.	SIMULACIONS RESISTÈNCIA MECÀNICA DE LA CAMBRA. _____	84
11.	MEMÒRIA ECONÒMICA. _____	85
11.1.	Cost del pre-projecte.	85
11.2.	Cost de fabricació del prototipus.	86
11.3.	Cost total disseny i fabricació prototipus.	87
12.	IMPACTE MEDIAMBIENTAL. _____	89
12.1.	Estudi d'impacte ambiental.....	89
12.2.	Fabricació.	89
12.3.	Funcionament.....	89
12.4.	Final de vida.	90
CONCLUSIONS	_____	91
AGRAÏMENTS	_____	93
BIBLIOGRAFIA	_____	95
	Referències bibliogràfiques.....	95

1. Glossari.

DDS: Delphi Diesel Systems.

DFP1.2: Diesel Fuel Pump. Bomba que pressuritza el gasoil en el sistema d'injecció d'un motor Diesel.

CR: Common Rail. Sistema d'alimentació en un motor Diesel compost principalment per una bomba pressuritzant, un acumulador de gasoil a pressió, uns injectors i un calculador.

IMV: Inlet metering valve. Vàlvula amb accionament elèctric que regula el cabal subministrat al circuit d'alta pressió de la bomba CR DFP.

rpm: Velocitat de gir.

P: Pressió.

T: Temperatura.

Q: Cabal.

S: Secció (àrea de pas).

v: velocitat.

BP o baixa pressió. Circuit de transferència o de baixa pressió de la bomba DFP1.2

AP o alta pressió. Circuit d'alta pressió de la bomba DFP1.2

Γ : par de giro de la bomba.

ISO 4113: oli utilitzat per calibrar i/o testejar els equips d'injecció Diesel en substitució del combustible. Veure fitxa tècnica (veure annex A).

K_{1c} : tenacitat a la fractura d'un material.

σ_{adm} : tensió admissible o de disseny (a temperatura ambient 20°C).

σ_{adm}^T : tensió admissible o de disseny a la temperatura T.

σ_e : límit elàstic (a temperatura ambient 20°C)

σ_e^T : límit elàstic a la temperatura T.

[Escriba texto]

σ_m : resistència a la tracció (tensió de trencament).

σ_m^T : resistència a la tracció (tensió de trencament) a la temperatura T.

E: mòdul elàstic del material.

P_e : pressió límit elàstic de la cambra.

r_1 : radi interior d'un recipient o tub.

r_2 : radi exterior d'un recipient o tub.

A: àrea.

σ_{VM} : tensió equivalent segons el criteri de fallida de Von Mises.

σ_{TR} : tensió equivalent segons el criteri de fallida de Tresca.

k: relació entre el radi exterior i l'interior (r_2/r_1).

k_a : relació de radi entre el radi de autofrettage i el radi interior (r_a/r_1).

ASME: American Society of Mechanical Engineers.

AISI: American Iron and Steel Institute.

NBR: cautxú acrílonitrilo butadieno.

IIR: cautxú butílic.

FKM: cautxú fluorat.

ECO: cautxú d'epiclorhidrina-oxid d'etilé.

XNBR: cautxú nitril-butandien carboxilat.

CSPE: cautxú polietilè clorsulfonat.

PTFE: cautxú sintètic politetrafluoretilé.

EVOH: polímer etilè-vinil-alcohol.

PEEK: polímer polièter éter cetona.

2. Prefaci.

2.1. Origen del projecte.

L'origen del projecte sorgeix per un interès en les bombes dels sistemes d'injecció directa per conducte comú dels motors Diesel del sector d l'automoció i més concretament en la seva interessant relació cost – prestacions.

Durant les últimes dècades s'ha produït una espectacular evolució tecnològica dels motors Diesel millorant de manera substancial les seves prestacions, destacant principalment l'evolució dels sistemes d'injecció de combustible, on les pressions de treball s'han incrementat fins a valors superiors als 2.000bar.

És al llarg dels anys 90 quan la tecnologia evoluciona ràpidament per obtenir una millor eficiència en el cicle termodinàmic i per tant, una millora en el rendiment i emissions contaminants. Aquesta millora d'eficiència es basa en gran part en el desenvolupament dels sistemes d'injecció de combustible, passant de sistemes indirectes de relativa pressió i amb alimentació atmosfèrica; als sistemes d'injecció directa d'alta pressió i amb sobrealimentació mitjançant sistemes turbo o compressors.

Un exemple que descriu aquesta evolució:

Any	Potència [CV/l]	Pressió d'injecció [bar]
<1990	43	200
1990	50	900
1995	58	1.100
1997	60	1.500
2000	75	2.000

Taula 2.1. Relació entre la potència dels motors Diesel i la pressió d'injecció al llarg dels darrers anys. Font: *Delphi Diesel Systems* **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**, *Robert Bosch Diesel Systems* [2]

La potència volumètrica dels motors evoluciona proporcionalment en part al increment de pressió del sistema d'injecció.

[Escriba texto]

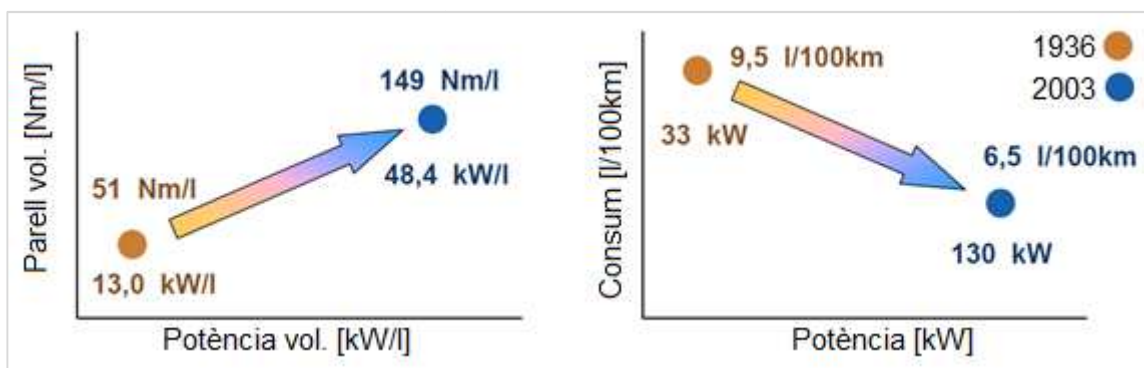


Fig. 2-1 Comparativa entre les prestacions d'un motor Diesel per vehicles de l'any 1936 i 2003. Font: *Robert Bosch Diesel Systems* [2].

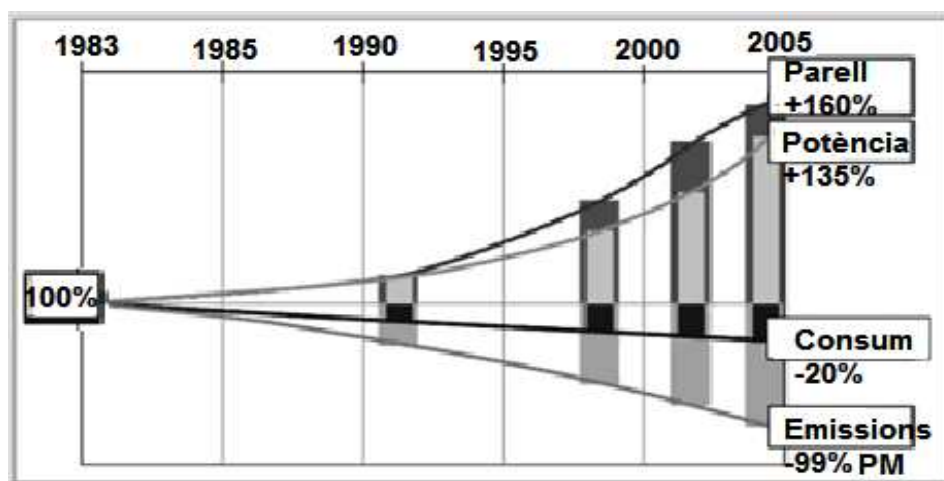


Fig. 2-2 Evolució dels motors Diesel per vehicles en les darreres dècades. Font: *Handbook of Diesel Engines*. [7]

En termes de consum de mercat, aquesta evolució va significar que els motors Diesel passessin de ser uns motors de baixa potència relativa, sorollosos, lents i en general poc atractius pel mercat dels turismes, a esdevenir els motors amb majors vendes en el mercat europeu.

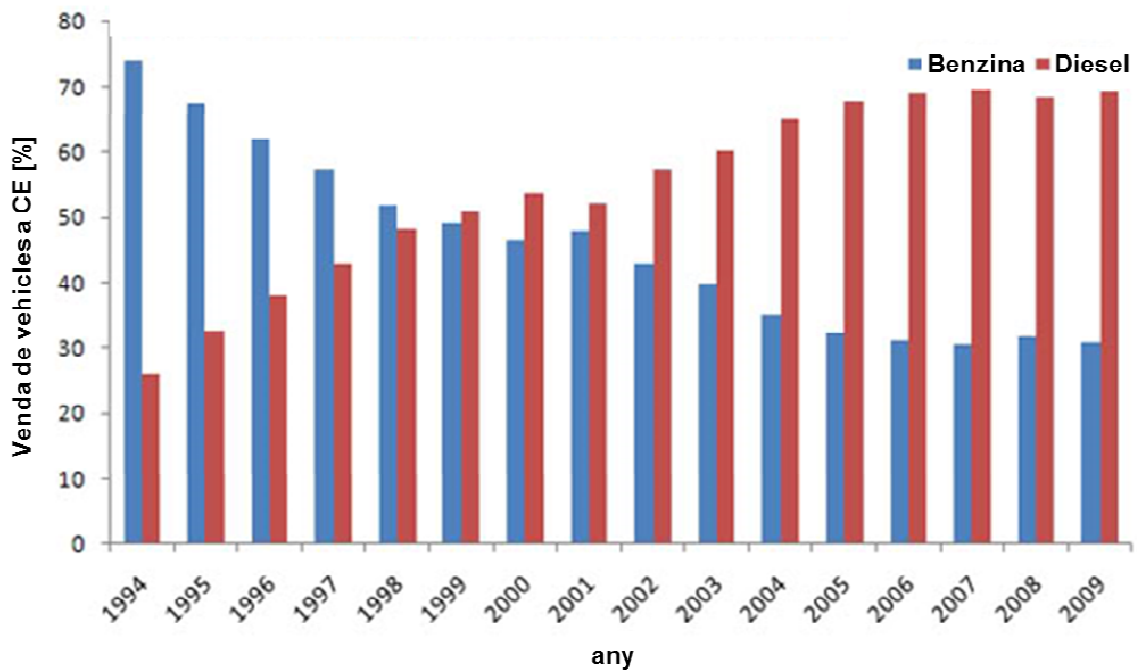


Fig. 2-3 Evolució de les vendes de vehicles a Europa segons tipus de motor. Font: *INE* [3]

És d'aquesta manera que s'origina l'interès per la possible aplicació de la bomba Diesel per la pressurització d'aigua: la combinació d'elevades prestacions i un cost baix en relació als sistemes de pressurització estàndards degut a pertànyer a diferents economies d'escala; suggereix l'estudi del seu ús en altres mercats i aplicacions com poden ser el tall per raig d'aigua, processos d'esterilització d'aliments, tractaments de superfícies, hidra conformació, *autofretage*, etc.

2.2. Motivació.

La motivació principal per realitzar aquest projecte és el repte d'enginyeria que representa definir i calcular un sistema capaç de treballar amb aigua en condicions extremes com són pressions superiors als 1.000bar.

A la dificultat de treballar directament amb aigua sense additius ni tractaments, s'afegeixen les sol·licitacions elevades a les que el sistema es sotmet durant el funcionament, la complexitat en la gestió dels cicles per aconseguir un flux el més constant possible i l'escassetat de recursos i components en el mercat pel que fa a hidràulica d'aquest rang de pressions.

[Escriba texto]

En segon terme, existeix el repte econòmic de dissenyar un sistema amb un cost final inferior al cost dels sistemes amb prestacions similars presents actualment en el mercat. La clau per resoldre aquest repte és la utilització de la bomba Diesel com a element principal de potència. Aquest tipus de bombes en el sector de l'automoció presenten una relació cost - prestacions molt interessant respecte a les bombes pròpiament fabricades pel mercat hidràulic amb prestacions similars.

2.3. Requeriments previs.

Els requeriments previs per la definició i càlcul del sistema són en primer lloc, el conèixer el funcionament, prestacions i costos de les bombes Diesel. En segons lloc, conèixer les aplicacions actuals on es fa un ús d'aigua a alta pressió (en el rang de pressions en consonància amb l'abast del projecte: 500 - 2.000 bar) i els seus sistemes de pressurització, pel que fa al seu funcionament, prestacions i costos. En tercer lloc, conèixer i aplicar la normativa referent als sistemes d'alta pressió vigent a la Comunitat Europea.

3. Introducció.

3.1. Objectius del projecte.

L'objectiu del present projecte és dissenyar un sistema capaç d'obtenir aigua potable a alta pressió partint d'una bomba del sistema d'injecció directa per conducte comú d'un motor Diesel turbo alimentat; establint les bases per a la fabricació d'un prototipus en una fase posterior.

3.2. Abast del projecte.

El projecte inclou la definició del mètode, la descripció de les condicions de treball, la selecció dels materials, el disseny i càlcul del conjunt hidràulic, l'estudi de la bomba Diesel i la validació del conjunt segons la normativa vigent CE.

No es defineixen unes prestacions mínimes en termes de pressió i cabal d'aigua, però sí que hi ha l'objectiu de maximitzar l'eficiència del sistema reduint les pèrdues respecte les prestacions nominals de la bomba Diesel.

Respecte a la bomba Diesel seleccionada, es tracta de la bomba DFP1.2 fabricada per Delphi Diesel Systems.

L'ús final de l'aigua pressuritzada pel transferidor no es objecte d'estudi, tot i que es fa referència a les possibles aplicacions.

Finalment, es realitza una simulació mitjançant càlcul computacional per elements finits partint del disseny CAD del sistema, centrant-se en la resistència mecànica de les parts de disseny no estàndards.

3.3. Metodologia emprada.

Per definir un sistema capaç de pressuritzar aigua a partir d'una bomba Diesel es comença analitzant les bombes Diesel pròpiament, tant pel que fa a el seu funcionament com a les seves prestacions i costos. A continuació, es fa el mateix amb els sistemes estàndards per a la pressurització de l'aigua a altes pressions i les seves aplicacions industrials habituals com són el tall per raig d'aigua, el tractament de superfícies i la conservació d'aliments.

[Escriba texto]

A partir de la informació anterior es plantegen diferents opcions per assolir l'objectiu de pressuritzar aigua a partir d'una bomba Diesel.

Amb l'opció seleccionada es realitza la definició del procés, el càlcul de les parts, el disseny del circuit hidràulic i finalment la seva validació mitjançant simulacions del seu comportament mecànic i funcionament hidràulic.

4. Estudi de la bomba Diesel.

Consultar l'annex A per:

- a) Estudi dels sistemes d'injecció dièsel.
- b) Estudi de la bomba dièsel DFP1.2CR Delphi: parts, funcionament i prestacions.

[Escriba texto]

5. Estudi dels generadors d'aigua a alta pressió.

Consultar annex B per:

- c) Bomba hidràulica d'acció directa: estudi de mercat, disseny i prestacions.
- d) Conjunt bomba hidràulica i intensificador: estudi de mercat, disseny i prestacions.

6. Definició del transferidor de pressió.

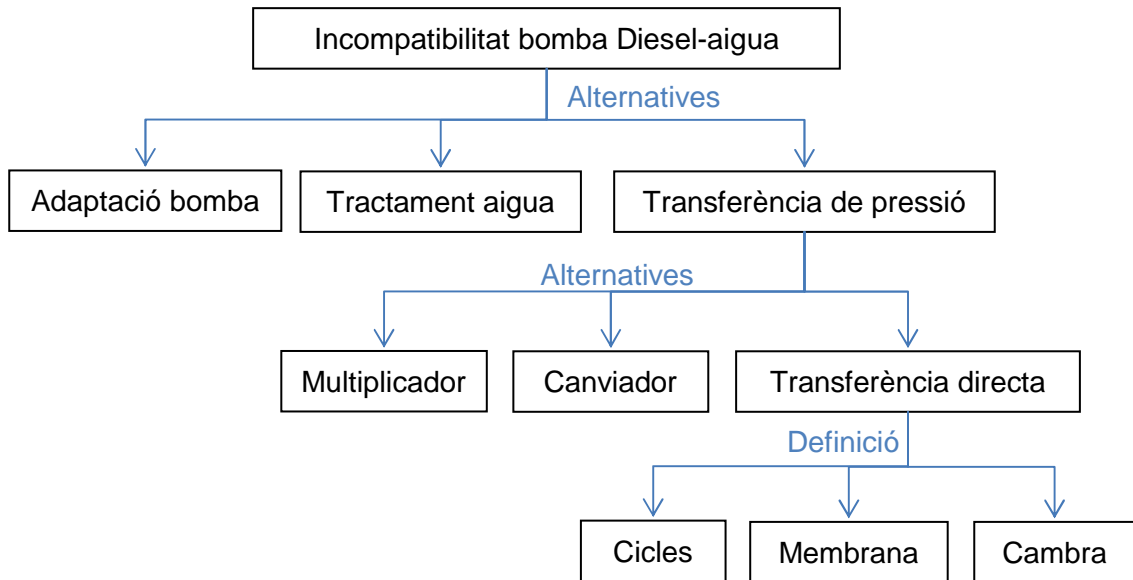


Fig. 6-1. Esquema definició dels transferidor de pressió.

6.1. Incompatibilitat de la bomba Diesel i l'aigua: estudi d'alternatives.

L'objectiu principal del projecte és dissenyar un sistema capaç d'obtenir aigua a alta pressió mitjançant una bomba Diesel [veure 3.1]. La pressurització directa de l'aigua per la bomba no és possible ja que les característiques de la bomba no ho permeten. L'ús amb aigua provocaria l'oxidació de molts dels seus components i anul·laria la lubrificació dels mecanismes interns, reduint-se dràsticament la vida útil de la bomba.

És aquí on es defineix la singularitat del projecte, definir un sistema per obtenir aigua a alta pressió a partir d'una bomba Diesel. A continuació s'analitzen diferents opcions.

6.1.1. Adaptació de la bomba.

Una alternativa per poder pressuritzar aigua amb una bomba Diesel és adaptar aquesta al seu funcionament amb aigua solucionant el problema de l'oxidació i de la falta de lubrificació.

[Escriba texto]

Respecte l'oxidació, una de les solucions és analitzar quins elements estan afectats i adaptar-los o canviar-los per d'altres aptes per l'ús amb aigua. No obstant, aquesta alternativa s'oposa al criteri de baix cost econòmic que justificava l'ús d'una bomba Diesel ja que la substitució per elements inoxidable encareix considerablement la bomba i deixaria de ser un producte estàndard d'economia de gran escala.

No obstant, la raó definitiva per descartar aquesta alternativa és la lubrificació de la bomba. El disseny de la bomba i el seu funcionament fan imprescindible una correcta lubrificació dels seus mecanismes i és per això que es troben banyats sota la lubrificació del gasoil en condicions normals de funcionament. L'exigència és màxima quan es tracten d'elements sotmesos a grans sol·licitacions i amb unes toleràncies dimensionals de mil·lèsimes de mil·límetre. Aquest és el cas del conjunt de la bomba d'alta pressió: cilindres, pistons, sabates i rodets [veure **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**]

6.1.2. Ús d'aigua tractada.

Una alternativa possible per poder pressuritzar aigua a través d'una bomba Diesel és fer que l'aigua adquireixi propietats lubricants mitjançant la seva mescla amb olis. Un exemple és la taladrina feta servir en moltes eines de tall com a sistema refrigerant i amb certes propietats lubricants, això sí, mínimes. No obstant, davant d'aquesta possibilitat apareixen dos inconvenients:

- El primer és la reduïda durabilitat del sistema pressuritzant si es fes servir aigua tractada. Una bomba capaç de treballar a 1.600 bar i amb règims de gir de 2.000 rpm exigeixen un nivell de lubrificació extrema, la qual no es podria aconseguir a través d'aigua tractada. La capacitat d'aquestes mescles és sempre reduïda i provocarien cars i habituals manteniments i reparacions.
- El segon i no menys important, és la contaminació de l'aigua per l'ús d'additius lubricants i antioxidants. Com es descriu a l'abast del projecte, una de les premisses és l'obtenció d'aigua potable a alta pressió.

6.1.3. Ús d'un transferidor de pressió.

Davant la impossibilitat de fer un ús directe de la bomba amb aigua i de necessitar aigua potable, l'alternativa plantejada és utilitzar un sistema intermediari que sigui capaç de transmetre la pressió de l'oli pressuritzat per la bomba Diesel a l'aigua. Aquest sistema s'anomena transferidor.

A continuació s'analitzen les diferents opcions existents en el mercat per a la transferència de pressió entre diferents fluids i es presenta la proposta d'una transferència directa.

6.2. Sistema transferidor: estudi d'alternatives.

6.2.1. Convertidor de pressió.

L'element habitual en els circuits hidràulics per la transferència de pressió entre fluids és el convertidor de pressió. Un dels fluids es pressuritza mitjançant un equip amb l'objectiu de transmetre aquesta pressió a un altre fluid a través del convertidor. Aquests convertidors poden ser de simple o doble efecte.

Aquest sistema pot ser aplicat per tal de transferir la pressió de l'oli a l'aigua. Partint de l'oli pressuritza per la bomba Diesel i a través del transferidor, es podria pressuritzar l'aigua.

Els aspectes positius d'aquesta alternativa són:

- a) Concepte amb anys d'experiència. S'aplica des de fa anys en molts sectors on es requereix una gran potència hidràulica.
- b) Transferidors amb doble efecte: reducció de les pulsacions de cabal i pressió i augmentant el cabal per un mateix règim de funcionament.
- c) Possibilitat d'introduir un factor de multiplicació entre l'oli i l'aigua, incrementant la pressió de sortida respecte la d'entrada (intensificador) [veure **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**].

Els aspectes negatius són els següents:

- a) Problemes d'estanqueïtat amb l'exterior i interiorment entre cambres a pressions elevades.
- b) Problemes de lubricació dels elements mòbils.
- c) Alt cost econòmic de les unitats amb grans prestacions (toleràncies mínimes, processos de fabricació costosos, materials especials...).
- d) Concretant en el cas dels intensificadors, la bomba Diesel dona suficient pressió per no requerir un factor de multiplicació.
- e) I finalment, l'aplicació d'un transferidor en el projecte no aportaria cap innovació respecte els equips tradicionals.

6.2.2. Transferidor directe.

Es defineix el transferidor directe com una alternativa innovadora a l'ús dels convertidors, sistemes habituals per la transferència de pressió entre fluids. Aquesta definició es basa en els següents postulats:

- a) Simplificar el concepte de transferència de pressió entre dos líquids.

[Escriba texto]

- b) Mantenir l'estanquitat entre els dos líquids (assegurament de la no contaminació de l'aigua).
- c) Maximitzar l'eficiència del procés de transferència.

6.3. Definició conceptual de la transferència directa.

Amb l'objectiu de simplificar la transferència de pressió entre dos líquids es planteja un sistema basat en una transferència directa sense mecanismes transmissors o intermediaris com poden ser pistons o èmbols (cas dels convertidors).

Es planteja la transferència directa, en aplicacions no isostàtiques, com un flux de líquid a través d'un volum amb la particularitat que el flux d'entrada i el de sortida pertanyen a líquids diferents.

La definició més simple del sistema és un tub que conté aigua, on la sortida es troba connectada al circuit al que es vol alimentar amb aigua a alta pressió i l'entrada, al cantó oposat, es connecta a una font d'oli. En aplicacions isostàtiques on el circuit aigües avall és estanc i no permet un flux, pel principi de Pascal i la incompressibilitat de l'oli i l'aigua¹, un increment de pressió de l'oli es transmet a l'aigua aigües avall igualant-se les pressions en tot el sistema.

En aplicacions no isostàtiques², quan la pressió de l'oli és suficient es genera un cabal d'oli pressuritzat que empeny i desallotja l'aigua del volum gràcies a la incompressibilitat i immiscibilitat dels dos fluids (procés d'impulsió)³.

¹ L'aigua i l'oli són compressibles a certs rangs de pressió (la seva densitat varia segons la pressió). Una variació de pressió en aquests rangs es transmet en forma d'ona al llarg del fluid comprimint-lo fins un nou estat d'equilibri mecànic. Un cop assolit aquest equilibri, el principi de Pascal torna a complir-se. [55]

² Condicions isostàtiques: velocitat del flux < 5÷7 m/s [46]

³ Mateix principi de funcionament que els manòmetres. [55]

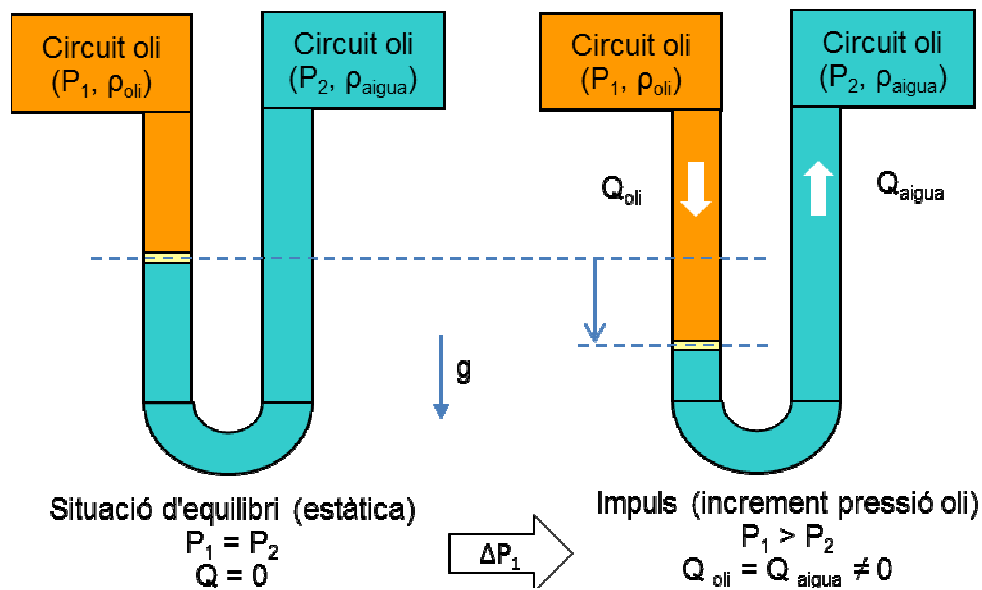


Fig. 6-2. Croquis definició de la transferència de pressió directa.

Aquesta definició és simplement un plantejament teòric del procés de transferència i significa la base a partir de la qual desenvolupar el concepte de transferència directa assegurant un flux continu i net d'aigua a pressió.

6.4. Definició conceptual dels cicles.

Segons la definició anterior de la transferència directa, el flux d'aigua serà discret i durarà segons el volum inicial d'aigua i el seu cabal. És per això que cal definir un procés cíclic constituït per successives fases d'admissió i d'impulsió per assolir la màxima continuïtat en el flux aigües avall. Per tant, es defineixen les següents fases:

- d) Admissió de l'aigua: s'omple el recipient amb la quantitat d'aigua destinada a ser pressuritzada i servida aigües avall. Si aquest no és el primer cicle, durant aquest procés es realitza simultàniament el buidatge del volum d'oli que hagi transmès la pressió en el cicle anterior.
- e) Impulsió de l'aigua: entrada de l'oli pressuritzat en el recipient desplaçant l'aigua continguda aigües avall.

[Escriba texto]

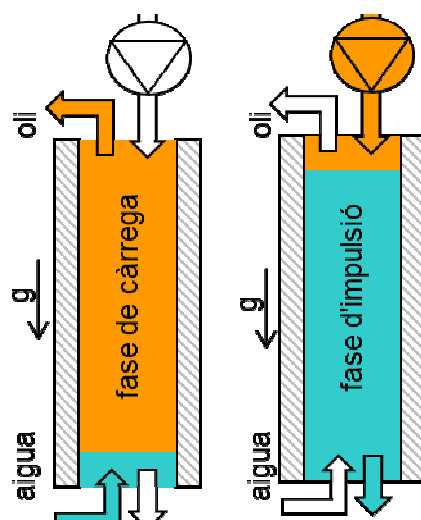


Fig. 6-3. Croquis de les fases necessàries d'un cicle de transferència.

Per realitzar aquest conjunt de processos, es defineix més endavant el sistema hidràulic solidari al transferidor capaç d'alimentar-lo amb l'oli i l'aigua i de gestionar aquests fluxos correctament.

6.5. Definició conceptual de la membrana.

El concepte de la transferència directa presentat fins ara requereix d'un element separador entre l'oli i l'aigua ja que no es resol la qüestió de la possible contaminació entre l'oli i l'aigua [62]. Encara que els dos líquids tinguin diferents densitats i es realitzi una acurada gestió dels fluxos, a les temperatures de treball i amb un possible flux turbulent, es fa impossible assegurar un flux sense contaminar amb presència d'aigua i oli⁴.

Es defineix membrana com l'element la incorporació del qual només significa una separació flexible entre els dos líquids, capaç d'adaptar-se al seu desplaçament i sense que aquesta hagi de realitzar cap altre propòsit o treball.

⁴Tres estats de l'aigua i l'oli [62]:

1. Aigua dissolta en l'oli (nivell molecular),
2. Saturació de l'oli, creació de gotes d'aigua en l'oli (emulsió)
3. Dos fases, aigua i oli amb o sense capa d'emulsió.

6.6. Definició conceptual de la cambra.

Segons la definició de transferència directa [veure 6.3], el contenidor necessari per l'aigua i l'oli s'exemplifica en un tub. No obstant, aquesta definició és conceptual i requereix desenvolupar-se per assegurar unes prestacions funcionals adequades:

- Cicles successius d'admissió i impulsió d'aigua: es fa necessari incorporar al recipient accessos i sortides diferenciats per l'oli i l'aigua.
- Presència de l'element separador a l'interior del recipient per assegurar l'estanqueïtat entre l'aigua i l'oli: cal tenir en compte en el disseny del recipient el muntatge i correcte funcionament de la membrana.

Segons això, es defineix la cambra com el volum on es contenen la membrana i els diferents fluids i on es dona lloc el procés de transferència de pressió i els diferents cicles de treball.

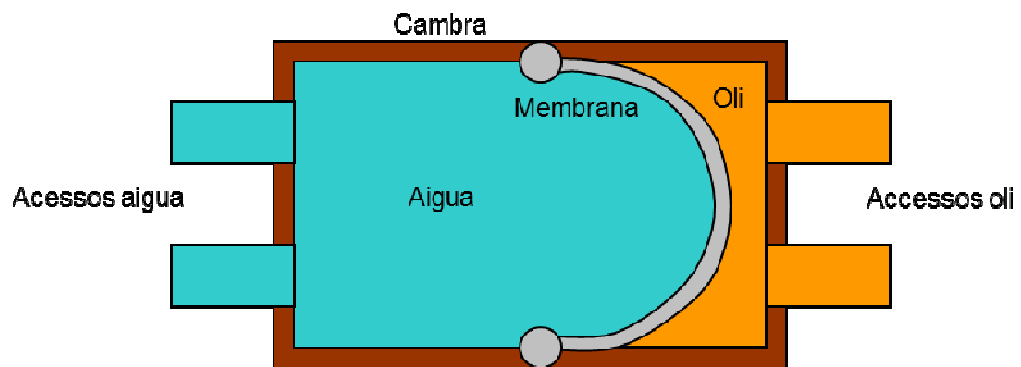


Fig. 6-4. Croquis del transferidor de pressió: cambra, membrana i accessos.

6.7. Valoració del concepte transferència directa.

L'eficiència en el procés de transferència de pressió entre els dos fluxos dependrà de com es realitzi el desallotjament del volum d'aigua pel flux d'oli. Aquest procés dependrà de la relació entre diferents variables com poden ser:

- Geometria i volum de la cambra.
- Comportament de la membrana (característiques físiques i disseny).
- Relació entre el cabal d'entrada d'oli i el volum d'aigua a pressuritzar en cada cicle.

Els aspectes positius d'aquesta tecnologia són:

- Simplicitat del concepte de transferència de pressió.

[Escriba texto]

- Menys elements mecànics que en sistemes tradicionals.
- Concepte similar a les bombes de diafragma.
- Disminució d'oxidació i lubricació que en sistemes tradicionals, per tant, major robustesa (durabilitat).
- Tecnologia innovadora.

Els aspectes negatius són:

- Complexitat en el disseny i càlcul de la membrana i la cambra.
- Complexitat en el control dels cicles.
- Tecnologia amb poques referències en el mercat actual.

6.8. Estudi de mercat de referències a sistemes transferidors de pressió.

Abans d'avançar en la definició del transferidor, es realitza un estudi de mercat dels elements amb similituds al transferidor de manera que es puguin extraure referències tècniques per la selecció dels materials, disseny del transferidor (membrana i cambra principalment). Els elements amb més similituds són les bombes de diafragma, els acumuladors i les cambres per la conservació d'aliments mitjançant la ultra-compresió [15].

6.8.1. La bomba de diafragma.

6.8.1.1. Descripció.

Existeix un tipus de bomba volumètrica anomenada de diafragma que basa el seu funcionament en un diafragma intern per bombejar un líquid, de manera que aconseguix estanquitat entre el líquid bombejat i els sistemes mecànics de la bomba.

Segons el disseny de la bomba, aquest diafragma pot ser accionat mecànicament o hidràulicament. En el primer cas, una lleva acciona un èmbol connectat físicament al diafragma de manera que aquest tingui un moviment oscil·latori. En el segon cas la connexió entre l'èmbol i el diafragma és indirecta a través d'un volum d'oli. En aquest cas l'èmbol desplaça el volum de l'oli el qual desplaça al mateix temps al diafragma. El resultat són unes sol·licitacions menys agressives sobre el diafragma ja que els esforços es troben uniformement repartits en les dues cares del diafragma. No obstant, el diafragma treballa amb una certa deformació elàstica. Això provoca que durant l'impuls el diafragma es deformi absorbint certa energia que després alliberarà en la recuperació de la posició inicial.

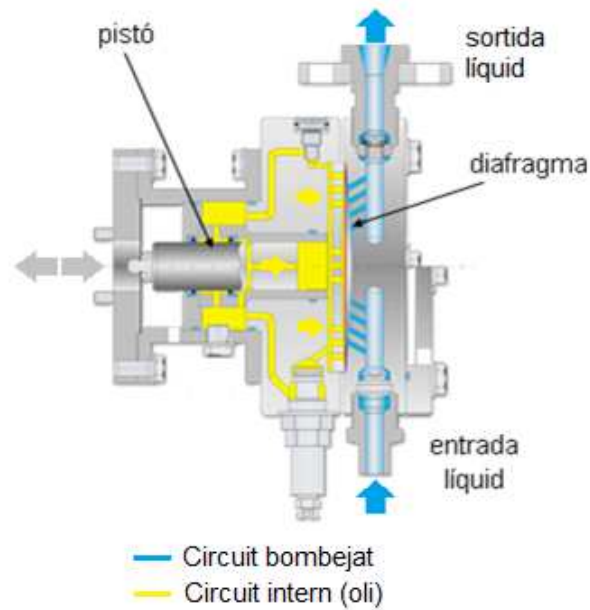


Fig. 6-5. Vista seccionada d'una bomba de diafragma.

El material del diafragma varia segons el rang de treball de la bomba:

	Diafragma	
Pressió [bar]	< 500	> 500
Deformació elàstica	Sí	Sí
Material	XNBR IIR CSPE PTFE	Acer inoxidable Titani

Taula 6.1. Material de construcció del diafragma segons prestacions. Font: [15]

6.8.1.2. Conceptes relacionats amb el conjunt bomba-transferidor.

El conjunt de la bomba Diesel i el transferidor conté certes similituds amb les bombes de diafragma, sobretot respecte els seu funcionament, un dels aspectes més delicats i peculiars del concepte.

El concepte de separar a través d'un element flexible el líquid pressuritzat per un pistó del líquid a pressuritzar finalment és comú en els dos mecanismes. No obstant, el que canvia respecte la bomba de diafragma són dos aspectes concrets:

[Escriba texto]

- f) Per definició conceptual de la membrana [veure 6.5], aquesta no té un comportament elàstic com té el diafragma. L'únic objectiu de la membrana és permetre el flux dels dos líquids lliurement evitant la seva barreja.
- g) L'element mecànic impulsor de l'oli en les bombes de diafragma, l'èmbol, passa a ser una bomba Diesel. El procediment és exactament el mateix en els dos casos, es parteix d'un oli a pressió per pressuritzar a través d'un element separador i flexible un segon líquid. La diferència apareix en l'arquitectura del conjunt ja que en la bomba de diafragma el pistó i el diafragma constitueixen un únic conjunt, mentre que en el conjunt projectat la bomba Diesel es troba externa de la unitat transferidora.

6.8.2. Acumuladors de membrana.

6.8.2.1. Descripció.

Un altre element amb un funcionament semblant és l'acumulador o amortidor de pressió. És un element que s'instal·la en els circuits hidràulics per absorbir les oscil·lacions de pressió o per acumular una certa quantitat d'energia en forma de pressió. Aquest està constituït per una cambra on s'allotja un volum estanc de fluid (un gas a una pressió determinada) i una altra amb fluid que pertany al circuit on s'ha instal·lat l'acumulador. Aquests dos volums i fluids es mantenen separats a través d'una membrana flexible que permet la compressió i expansió del volum de gas segons les fluctuacions de pressió del líquid del circuit.

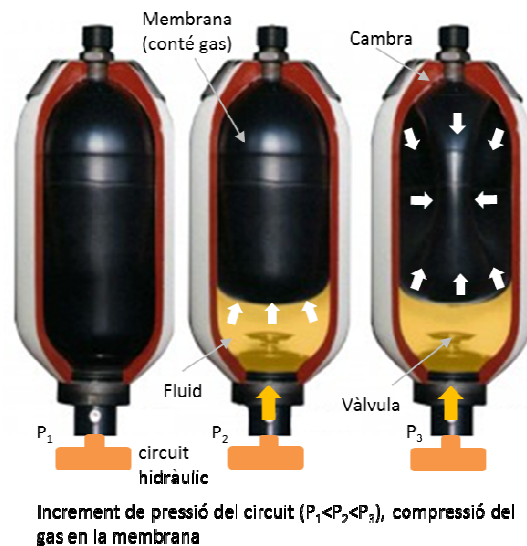


Fig. 6-6. Descripció parts i funcionament d'un acumulador de membrana.

El material de fabricació de la membrana pot ser:

Membrana

Pressió [bar]	10
Deformació elàstica	Sí
Material	NBR IIR FKM ECO

Taula 6.2. Material de construcció de la membrana. Font: [15]

6.8.2.2. Conceptes relacionats amb el conjunt bomba-transferidor.

Conceptualment, els acumuladors tenen una gran similitud amb el transferidor i més concretament els aspectes constructius. Concretament, existeix un tipus d'acumulador, l'esfèric, que aporta més referències al transferidor:

- Concepció geomètrica i estructural de la cambra:
 - Gràcies a la seva forma esfèrica (constituïda per dos casquets semiesfèrics), la resistència a la pressió interna és molt més elevada que altres geometries utilitzades, com per exemple la cilíndrica.
 - A l'estar constituïda per dos casquets simètrics fa que la col·locació de la membrana en el centre de la cambra sigui més fàcil ja que s'aprofita el pla d'unió dels casquets per subjectar la membrana.
 - La unió dels dos casquets es fa de manera senzilla a través de cargolament un dins de l'altre.
- Funcionament i definició de la membrana:
 - Element separador entre fluids diferents.
 - Durant l'admissió i escapament del fluid a l'acumulador, la membrana té únicament l'objectiu de separar els dos fluids i permetre la transferència lliure de pressió acumulada en el gas al líquid.

Aquests conceptes, tenint en compte el salt de pressió que hi ha entre els acumuladors més potents i les prestacions del transferidor, poden considerar-se com a referències durant el disseny de la cambra, de la membrana, del seu muntatge i funcionament.

6.8.3. Equips per la conservació d'aliments mitjançant la ultra-compressió.

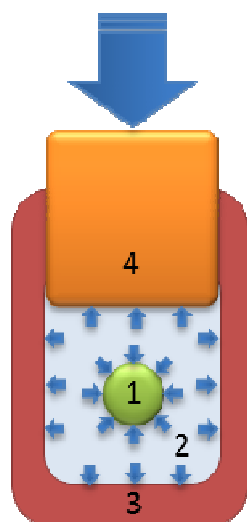
6.8.3.1. Descripció.

Existeix en el mercat una recent tecnologia aplicada al sector de l'alimentació la qual utilitza un procés d'ultra compressió sobre els aliments per aconseguir esterilitzar-los. Aquest

[Escriba texto]

procés ofereix respecte als processos tradicionals una reducció del consum energètic, del temps de procés, una millora en la conservació de les propietats i en el temps de conservació dels aliments tractats [19]. El procés d'ultra compressió dels aliments es desglossa en les següents fases:

- Introducció de l'aliment en una bossa hermètica aïllant l'aliment de l'element pressuritzant (aigua) i flexible permetent la transmissió de la compressió a l'aliment.
- Introducció de la bossa en la cambra on es realitza la compressió.
- Emplenat de la cambra amb aigua.
- Compressió de l'aigua i la bossa (1.000 ÷ 10.000 bar).



- 1.- Bossa amb aliment a tractar.
- 2.- Aigua transmissora de la pressió isostàtica.
- 3.- Cambra.
- 4.- Element compressor de l'aigua.

Fig. 6-7. Croquis del procés de compressió isostàtica en sistemes de conservació d'aliments.

Font: [21]

El material de la bossa és:

	Bossa
Compressió [bar]	[500, 6.000]
Deformació elàstica	nul.la
Material	EVOH PEEK

Taula 6.3. Material de construcció de la bossa. Font: [15]

6.8.3.2. Conceptes relacionats amb el conjunt bomba - transferidor.

La tècnica de la ultra compressió dels aliments constitueix una bona referència en la definició del transferidor de pressió. Existeixen conceptes en comú:

- Existeix una cambra on es realitza el procés de pressurització. Tant en el transferidor com en el conservador, s'ha de permetre la càrrega i descàrrega del líquid transmissor de la pressió, aigua i oli, presentant per això el respectius accessos i circuits hidràulics solidaris. Les condicions de treball són també similars tant per les sol·licitacions mecàniques (pressions) com per les químiques (contacte amb aigua).
- Existeix una bossa que aïlla el medi pressuritzant (aigua) i el pressuritzat (aliment) permetent la transferència de pressió entre ells. No obstant, en el cas de la membrana del transferidor, aquesta es trasllada al llarg de la cambra mentre que en la conservació aquesta es manté estàtica.



Fig. 6-8. Bosses amb aliments preparades pel tractament d'ultra compressió. Font: [21]

[Escriba texto]

7. Definició de la cambra: disseny i càlcul.

7.1. Procés conceptual del disseny i càlcul de la cambra.

El disseny i càlcul de la cambra s'inicia amb la definició de les condicions de treball i en l'estudi i si s'escau, en l'aplicació de la normativa dels recipients a pressió. Definitos aquests paràmetres, es realitza la selecció del material per la construcció de la cambra. Finalment es realitza el disseny de la cambra (definició de la forma, volum i elements adjunts) i el càlcul del gruix mínim resistent de la cambra.

Concretament, el procés segueix el següent esquema:

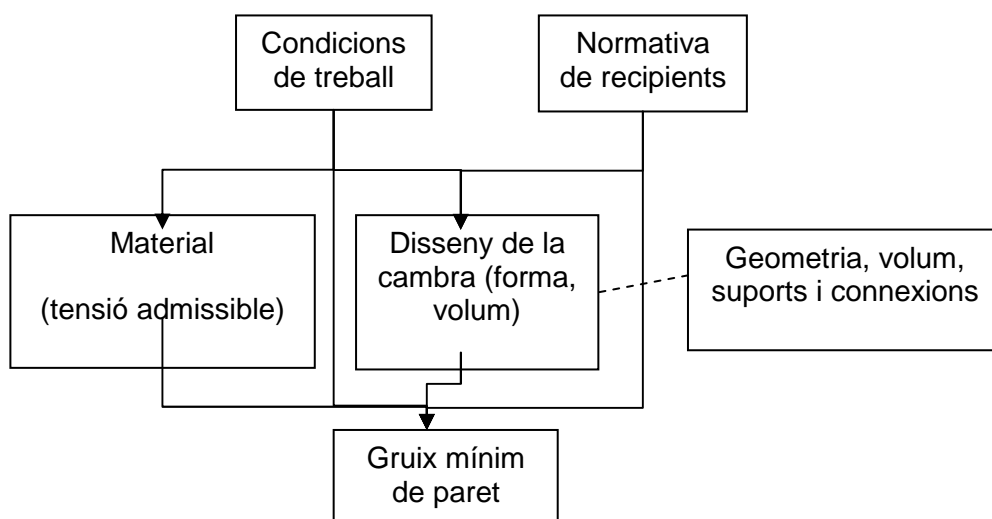


Fig. 7-1. Esquema pel càlcul de la cambra.

Mitjançant aquest procés s'obté un primer càlcul teòric aproximat de la cambra transferidora. El disseny complet i detallat es realitza desenvolupant aquest disseny inicial mitjançant un programa CAD⁵ i sotmetent-lo a les condicions de treball mitjançant el càlcul computacional d'anàlisi d'elements finits⁶. Això permet un procés recurrent de disseny, càlcul i validació per obtenir un disseny capaç, detallat i eficient.

⁵ SolidWorks 2012

⁶ SolidWorks Simulation – Structural analysis.

7.2. Normativa dels recipients a pressió.

La cambra transferidora conté líquids (aigua i oli) sota pressió durant el seu funcionament. Per aquest raó, la cambra es considera un recipient a pressió i s'estudia la reglamentació vigent:

- Directiva 2014/68/UE del Parlament Europeu i del Consell de 15 de maig del 2014. relativa a l'harmonització de les legislacions dels Estats membres sobre la comercialització d'equips a pressió. Diari Oficial de la Unió Europea. Llibre 189, pàgines 164 a 259.

Com a caràcter general, aquesta normativa és d'aplicació sobre els recipients sotmesos a una pressió màxima admissible superior a 0,5bar. Així doncs, aquesta condició és dóna a la cambra del transferidor. Cal esmentar també que la normativa indica que la seva aplicació és per recipients en fase de comercialització i per tant, aquesta condició no es dóna en el transferidor ja que aquest es troba en una fase de disseny. Ni el prototipatge, ni la fabricació, ni la comercialització formen part de l'abast del projecte.

No obstant això, la normativa s'aplica en la selecció dels materials per la construcció de la cambra, en el càlcul del gruix mínim de les seves parets (limitant la tensió de disseny del material), en la determinació del sistema de seguretat, en la identificació del conjunt hidràulic, etc...basant-se en garantir la seguretat durant l'ús mitjançant un disseny per resistir les càrregues corresponents al seu funcionament així com per altres condicions raonablement previsibles. Els factors a tenir en compte són:

- a) la pressió interna i externa,
- b) la temperatura ambient i la de funcionament,
- c) la pressió estàtica i la massa del contingut en condicions de treball,
- d) el propi pes del conjunt,
- e) les càrregues degudes al vent i sismes,
- f) forces i moments de reacció deguts als suports i dispositius de muntatge,
- g) la fluència, la corrosió, l'erosió i la fatiga.

De manera complementaria, com a referents tècnics, es consulta altres reglamentacions comunament acceptades en el càlcul de recipients a pressió:

- a) ASME secció VIII divisió 3, codis per la construcció de recipients a alta pressió (>700bar).
- b) ASME secció II part D, codis pels materials de construcció dels recipients a pressió.

[Escriba texto]

7.3. Condicions de funcionament i estudi de les sol·licitacions.

Es defineixen les condicions de funcionament agrupant-les segons tres tipus de sol·licitacions: mecàniques, tèrmiques i químiques.

7.3.1. Sol·licitacions mecàniques.

- a) Pressió exterior: constant (pressió atmosfèrica).
- b) Pressió interna: variable segons les fases de funcionament.
 - Pressió màxima de treball: 1.600bar (160N/mm^2).
 - Coeficient de seguretat: segons la normativa europea, el factor de seguretat aplica a la tensió de disseny o admissible del material constituent, no a la pressió de treball [26].
- c) Suports: la cambra transferidora incorpora els suports necessaris per aconseguir l'estabilitat, posició i seguretat del conjunt durant el seu funcionament. El seu disseny té en compte minimitzar el seu impacte en la resistència mecànica de la cambra. No obstant, cal esmentar també que en relació a la resta de sol·licitacions associades a la cambra, les generades pels suports són d'una magnitud menor, com per exemple, respecte a les generades per la pressió interna.
- d) Penetracions-connexions: al igual que els suports, el nombre, posició, tamany i forma de les penetracions es defineixen minimitzant el seu impacte en la resistència mecànica de la cambra.
- e) Pes de la cambra i fluids interns: aquests pesos dependran del disseny i càlcul de la cambra (tant pel gruix de les parets de la cambra com pel seu volum i capacitat). No obstant, les sol·licitacions generades per aquests pesos són d'una magnitud molt menor a les generades per la pressió interna.
- f) Fatiga: el funcionament cíclic, amb fases a alta pressió (impuls d'aigua) i fases a baixa pressió (càrrega d'aigua), fa que la cambra pateixi sol·licitacions cícliques, importants per la seva resistència a la fatiga. És per això que la fatiga es tindrà en compte en el disseny i selecció del material de construcció de la cambra.

7.3.2. Sol·licitacions tèrmiques:

La temperatura de la cambra durant el funcionament dependrà principalment de la temperatura de l'oli i de l'aigua. En segon terme, la temperatura també dependrà de la temperatura ambient. Tant la temperatura de l'oli com la de l'aigua depenen del règim de funcionament del sistema (freqüència dels cicles) i de la pressió a la que es treballi.

- Oli: de 40°C a 100°C [**Error! No se encuentra el origen de la referencia.**].
- Aigua: de 10°C a 30°C.
- Ambient: de 15°C a 40°C.

D'aquesta manera, les temperatures associades al disseny de la cambra són:

Temperatura [°C]	de Treball (real)		de Disseny (real-factor seguretat)	
	Mínima	Màxima	Mínima	Màxima
Interna	10	100	10	140
Externa	15	40	10	60

Taula 7.1. Rang de temperatures de treball i admissibles de la cambra transferidora.

El gradient tèrmic entre l'aigua i l'oli es tindrà en consideració de cara als possibles impactes sobre la resistència en la cambra (tensions internes per gradients tèrmics).

7.3.3. Sol·licitacions químiques.

Aquestes sol·licitacions varien segons els tres ambients diferenciats que es troben en el transferidor. Per un cantó, existeixen dos ambients interns: el volum destinat a contenir oli i el volum destinat a contenir aigua. Les sol·licitacions d'aquests dos ambients dependran de la capacitat corrosiva dels líquids continguts. Per un altre cantó, existeix l'ambient exterior o entorn dels transferidor. En aquest cas, les sol·licitacions químiques seran estàndards i mai superiors a les sol·licitacions internes (humitat ambiental). Per tant, la màxima sol·licitació química ve donada pels líquids continguts i conseqüentment, la cambra haurà de definir-se resistent a aquesta. Per facilitar el disseny i construcció de la cambra, el material escollit serà el mateix pels dos volums de la cambra i per tant, aquest haurà de ser resistent a ambdues sol·licitacions.

Els fluids continguts són:

- Oli ISO 4113.
- Aigua potable.

Les fitxes tècniques d'aquests fluids es mostren en els annexos C.

[Escriba texto]

7.4. Selecció del material per la construcció de la cambra.

7.4.1. Propietats mecàniques.

Tant el disseny de la cambra com la selecció del material per a la seva fabricació es basen en garantir la seguretat durant el seu funcionament. Aquesta garantia es basa principalment en la resistència de la cambra a contenir les pressions internes en les condicions de treball. Aquesta resistència vindrà donada principalment pel material i el disseny seleccionats.

Pel que fa al material, aquest vindrà seleccionat principalment segons el criteri de fallida definit i la resistència mecànica a la pressió de disseny [31]:

- a) En el cas de cambres petites on es pot inspeccionar l'estat intern del material (presència, quantitat i tamany de defectes), es pot plantejar que el límit de trencament no es produeixi de manera fràgil sinó que abans es produeix una deformació de la cambra prou evident per ser detectada. Així, per un mateix gruix de paret, volum de cambra i pressió de treball, els materials que toleren un major defecte intern són aquells que presenten una major relació entre la seva tenacitat a la fractura K_{1c} i el seu límit elàstic $R_{e/t}$.

$$M_2 = \frac{K_{1c}}{\sigma_e} \quad (\text{Eq. 7.1})$$

No obstant, no es pot assegurar que la inspecció no contindrà errors, ni que aquesta es pugui realitzar per la mida del recipient, ni que un recipient inicialment correcte presenti defectes un cop en funcionament degut a unes condicions de treball o disseny inadequats. Per tant, aquest criteri no és prou robust i es plantegen els següents.

- b) En cas de presència d'un defecte intern, que la seva propagació es faci al llarg de tot el gruix de la paret per així generar una fuga detectable abans de generar un trencament fràgil. És aquest criteri el més àmpliament aplicat segons les principals normatives per a la construcció de recipients [26] [29] [31]. Els materials que apliquen aquest criteri són els que presenten una millor relació:

$$M_2 = \frac{K_{1c}^2}{\sigma_e} \quad (\text{Eq. 7.2})$$

No obstant, només tenint en compte aquests dos criteris i en casos com el transferidor on es requereix una resistència a pressions molt elevades, significaria que amb aquests materials els gruixos de paret necessaris serien inviablès. Per tant, es planteja el següent criteri.

- c) Per resistir les tensions degudes a les pressions de treball cal que el material tingui una mínima resistència mecànica. Si s'aplica Lamé segons les consideracions següents:
1. Recipient cilíndric.
 2. Monobloc.
 3. Tancat als extrems.
 4. Amb llibertat per deformar-se axialment.
 5. De material dúctil amb comportament elàstic-plàstic ideal (Llei de Hooke) (segons normativa europea pels recipients a pressió: allargament a trencament > 14% [26]).
 6. De parets gruixudes (la pressió de disseny és prou elevada per requerir parets gruixudes)

es té les tensions principals:

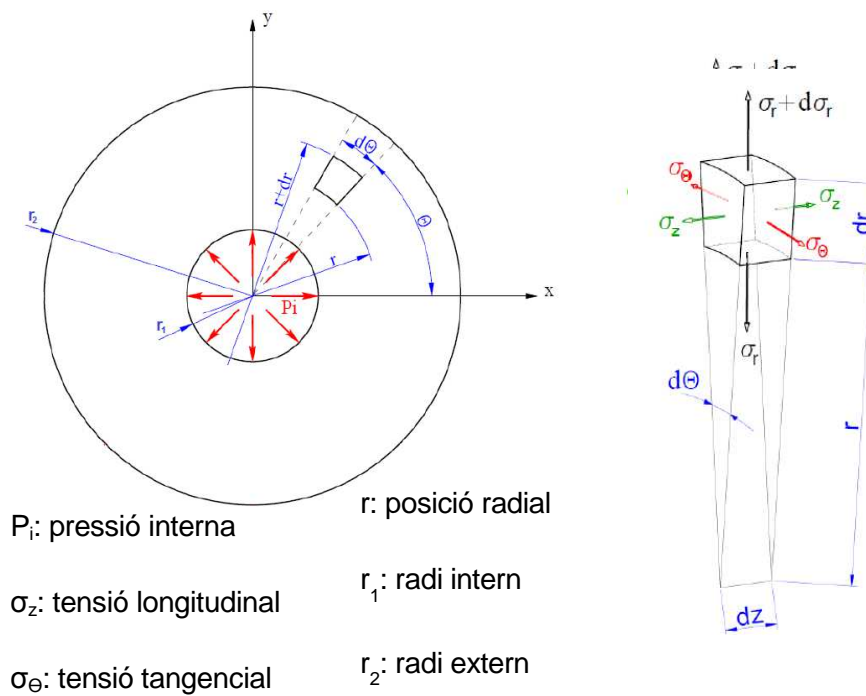


Fig. 7-2. Tensions principals d'un cilindre sotmès a pressió interna segons Lamé. [41][31]

$$\sigma_\theta = \frac{P}{k^2 - 1} \left(1 + \frac{r_2^2}{r^2} \right) \quad (\text{Eq. 7.3})$$

$$\sigma_z = \frac{P}{k^2 - 1} \quad (\text{Eq. 7.4})$$

[Escriba texto]

$$\sigma_r = \frac{P}{k^2 - 1} \left(1 - \frac{r_2^2}{r^2} \right) \quad (\text{Eq. 7.5})$$

Aplicant el criteri de fallida elàstica de Von Mises es té:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{(\sigma_\theta - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_\theta)^2}{2}} = \sigma_e \quad (\text{Eq. 7.6})$$

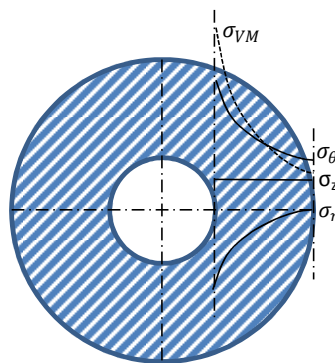


Fig. 7-3. Vista secció d'un cilindre de paret gruixuda i la distribució de les tensions principals i l'equivalent de Von Mises. [15] [31]

Integrant

$$M_2 = \frac{K_{1c}}{\sigma_e} \quad (\text{Eq. 7.1})$$

(Eq. 7.3), (Eq. 7.4), (Eq. 7.5) en (Eq. 7.6), s'obté la pressió amb la que el cilindre inicia a r_1 una deformació elàstica:

$$P_e = \sigma_e \frac{k^2 - 1}{\sqrt{3}k^2} \quad (\text{Eq. 7.7})$$

De la mateixa manera, per un recipient esfèric s'obté:

$$P_e = \frac{2}{3} \sigma_e (1 - k^{-3}) \quad (\text{Eq. 7.8})$$

Si es grafica la relació P_e/σ_e respecte la relació entre radis r_2/r_1 segons (Eq. 7.7) i (Eq. 7.8) es pot veure que la forma esfèrica és més resistent a la forma cilíndrica (pel mateix gruix, la forma esfèrica és capaç de contenir una major pressió):

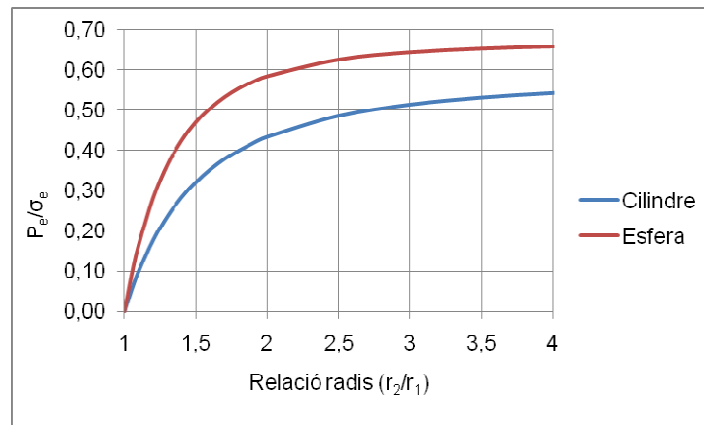
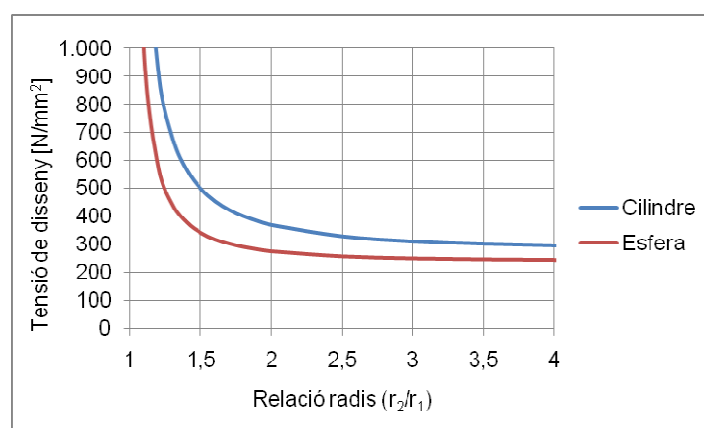


Fig. 7-4. Resistència mecànica (P_e/σ_e) de la cambra respecte el seu gruix (r_2/r_1) segons la seva forma geomètrica. [31]

Adicionalment es pot veure com per valors r_2/r_1 superiors a 3 l'increment de la resistència mecànica és poc significativa. Això significa que la resistència de la cambra ve definida principalment pel límit elàstic del material (relació P_e/σ_e) i secundàriament pel gruix de la paret (relació r_2/r_1). Si en els criteris de selecció anteriors a) i b) el límit elàstic del material interessava que fos petit, ara es defineix un valor mínim perquè del contrari es poden donar lloc a gruixos de paret inviables. Per exemple, per valors r_2/r_1 inferiors a 2, el límit elàstic del material ha de ser superior a 2,3 vegades la pressió per cambres cilíndriques i de 1,7 per cambres esfèriques.

Concretant en les condicions de disseny de la cambra, per una pressió de disseny de 160N/mm^2 s'obtenen a partir de (Eq. 7.7) i (Eq. 7.8) els següents valors de tensió admissible segons el gruix i forma de la cambra:



[Escriba texto]

Fig. 7-5. Tensió admissible segons la relació dels radis (gruix) i la forma de la cambra, per una pressió de disseny de 160 N/mm^2 . [31]

En la fase actual del producte (disseny previ al prototip), el cost econòmic de la cambra no és una característica essencial. No obstant, es té en consideració uns valors desitjables de r_2/r_1 inferiors a 3. Segons això, el material haurà de tenir una tensió de disseny superior a 312 N/mm^2 per cambres cilíndriques i de 249 N/mm^2 per esfèriques.

Cal mencionar que aquests valors de tensió són prou elevats per requerir un procés de *autofrettage* per millorar la resistència de la cambra i així poder minimitzar el gruix de paret necessària o alternativament, la tensió admissible (i per tant, el material). A continuació es compara la relació P_d/σ_e respecte la relació entre radis r_2/r_1 , per una cambra cilíndrica monobloc amb diferents graus de *autofrettage* (sense, òptim i al 100% del gruix) [veure 7.5.4] [veure 7.5.6]:

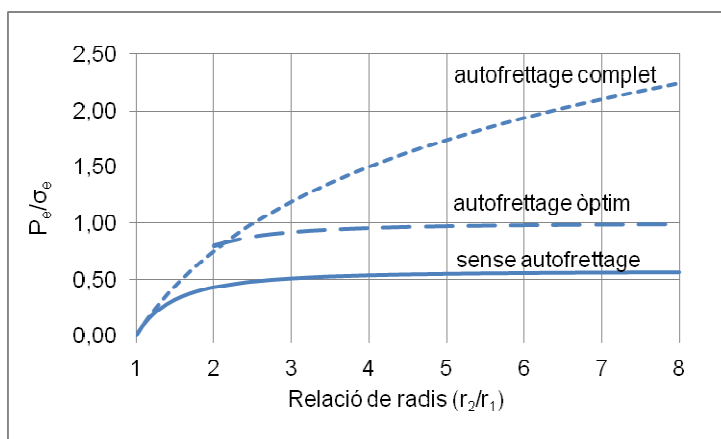


Fig. 7-6. Resistència mecànica (P_d/σ_e) de la cambra cilíndrica respecte el seu gruix (r_2/r_1) amb diferents graus de *autofrettage* [15]. [31]

I per les condicions de disseny de la cambra:

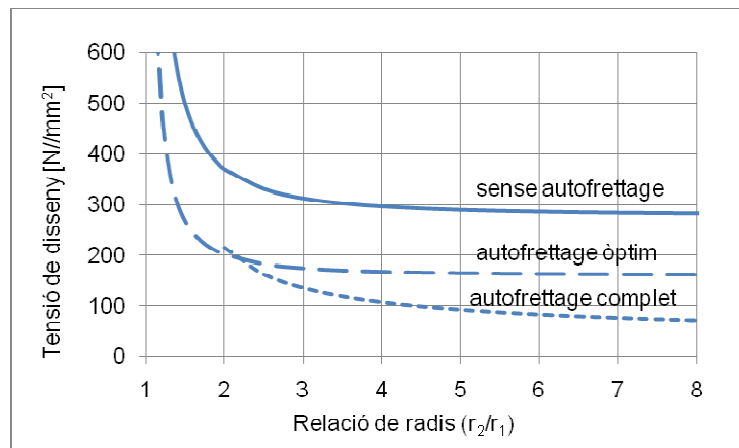


Fig. 7-7. Tensió de disseny de la cambra cilíndrica respecte el seu gruix (r_2/r_1) amb o sense tractament d'*autofrettage* [15]. [31]

Per cilindres monobloc amb tractament de *autofrettage* òptim i parets amb relació r_2/r_1 inferiors a 3, el material haurà de tenir tensions admissibles superiors a 174N/mm^2 .

Per definició de la tensió admissible o de disseny, aquesta és habitualment proporcional al límit elàstic i/o al límit de trencament [veure 7.5.1], variant segons normatives i condicions del material.

Agrupant els tres criteris anterior i representant la tenacitat a la fractura vs. el límit elàstic de diferents materials, podem discriminar els materials optimitzant les relacions anteriors:

[Escriba texto]

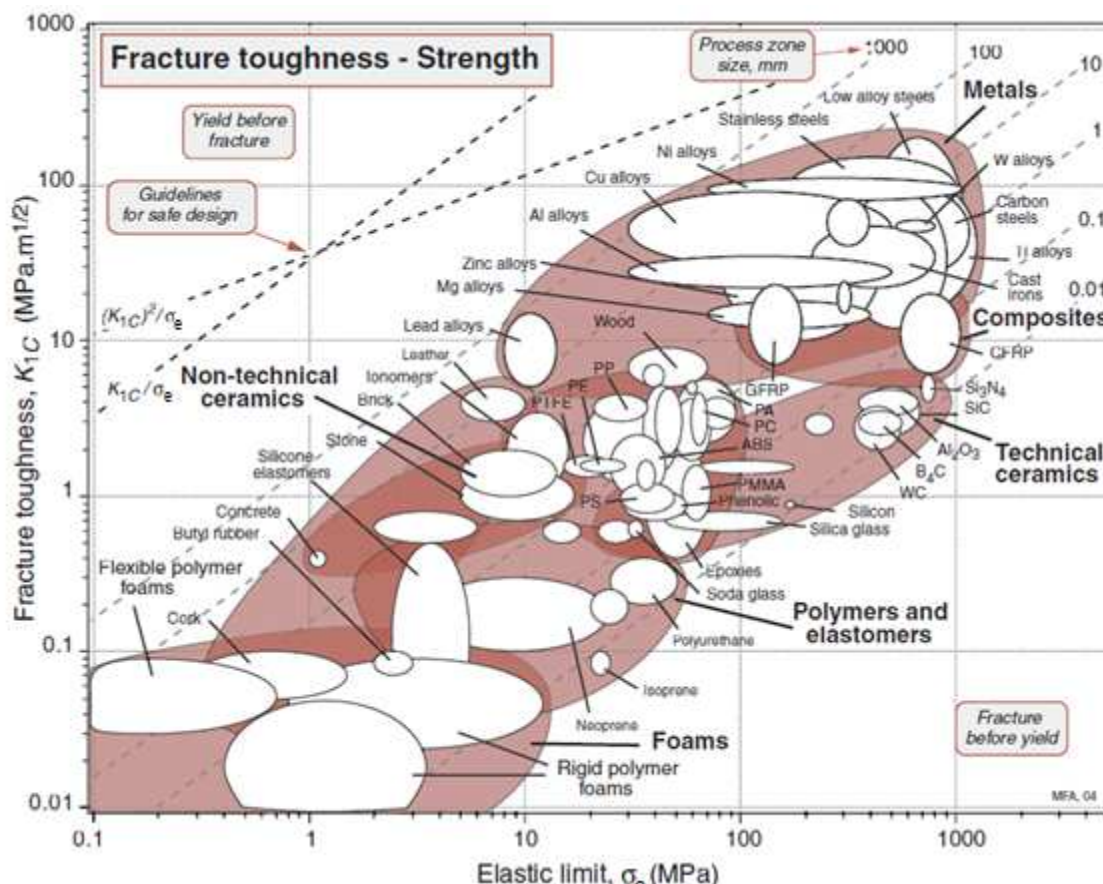


Fig. 7-8. Tenacitat a la fractura vs. límit elàstic dels materials [31].

Com a resum, els materials més adients per a la fabricació de recipients a pressió i per tant, la cambra, són aquells que presenten:

- a) Elevada resistència mecànica (límit elàstic) per poder contenir les elevades pressions de treball de la cambra sense requerir gruixos excessius de paret. No obstant, s’ha de tenir en compte que materials amb límits elàstics molt elevats poden comportar una baixa ductilitat, la qual cosa redueix el nivell de seguretat de la instal·lació (poden donar lloc a un trencament fràgil no desitjable).
- b) Raonable ductilitat per acceptar una deformació plàstica sense trencar fràgilment. A més, els materials dúctils permetran una millor aplicació del *autofrettage* per millorar la resistència mecànica del recipient. Segons normativa europea, mínima elongació a trencament del 14% i mínima energia de trencament per flexió de 37J (proveta ISO V) [26].
- c) Elevada tenacitat a la fractura, presentant resistència a la propagació dels defectes interns quan es sotmet a estrès. Per tant, amb una alta tenacitat el material permet contenir defectes més grans abans de provocar una fallada. A més, una millor tenacitat millora la resistència a la fatiga.

Segons tot l'anterior, són els metalls els que presenten millors prestacions i entre ells, els acers [31].

7.4.2. Propietats físiques.

Per obtenir una estabilitat i seguretat de l'estructura durant el funcionament cal que el material escollit tingui un coeficient de dilatació petit per la temperatura de disseny.

7.4.3. Propietats químiques.

El material escollit per constituir la cambra haurà de ser resistent a la corrosió tant provocada pels fluids continguts com per l'entorn on es situï. Concretament, durant el seu funcionament contindrà dos fluids diferents, aigua i oli. Entre aquests dos fluids, l'aigua té un gran poder corrosiu, de manera que la resistència a la corrosió serà un requeriment imprescindible del material escollit.

Per tant, partint dels acers, s'haurà de treballar amb els acers inoxidable.

7.4.4. Propietat per la transformació.

De cara a una correcta fabricació de la cambra, serà també important que el material sigui apropiat pels mètodes de transformació habituals en la construcció de recipients a pressió: fosa, forja, mecanitzat i soldadura.

7.4.5. Estudi de mercat per la selecció del material constructiu.

De totes les propietats anteriorment descrites, és la resistència mecànica i a la corrosió les que tenen un major pes específic a l'hora de seleccionar el material per la construcció de la cambra, ja que són les que tenen una major criticitat respecte a la vida útil i seguretat (la temperatura de disseny no és excessiva). Segons els requeriments anteriorment descrits, el material que millors prestacions presenta és l'acer inoxidable.

Concretant en la resistència mecànica, s'ha descrit anteriorment [veure 7.4.1] que el material ha de tenir un límit elàstic i a trencament força elevats (per obtenir una tensió admissible prou elevada per evitar gruixos de paret immensos), però a la vegada presentar-se dúctil i tenaç (per evitar trencaments fràgils). De l'equilibri entre aquests 3 conceptes més la resistència a la corrosió, es selecciona l'acer inoxidable per la fabricació de la cambra.

D'entre tots els tipus d'acers inoxidable (austenític, martensític, ferrític, dúplex i enduribles per precipitació), la selecció es realitza segons els criteris anteriors i consultant les taules 1A, U, Y-1 i 5-A de la normativa ASME divisió II secció D [30], on es detallen l'allargament a

[Escriba texto]

trencament, el límit elàstic, a trencament i de disseny per diferents materials, formats (forja, làmines, filats, etc.) i temperatures de treball. Addicionalment es consulten les fitxes tècniques de diversos fabricants d'acers inoxidables (AKSteel [33], ThyssenKrupp [34], Outokumpu [35] i NiDI [36]) i bibliografia tècnica [32].

Segons això, l'acer inoxidable que presenta característiques més adequades per la construcció de la cambra són els acers dúplex.

A continuació es descriu breument perquè altres possibles opcions es descarten a favor dels acers dúplex:

- a) Els acers austenítics i més concretament el AISI316, serien la principal alternativa ja que presenten una bona resistència a la corrossió, són aptes per la temperatura de treball, soldables i habitualment utilitzats per la fabricació de recipients, però en aquest cas, a menors pressions de treball. Pel que fa a les propietats mecàniques, presenten una bona ductibilitat però insuficient resistència mecànica enfront a la pressió de disseny de la cambra ($\sigma_{adm}^{140^{\circ}C} = 138\text{N/mm}^2$), a no ser que es treballin en fred. Amb deformacions d'un 10-15% s'assoleixen valors suficients de resistència ($\sigma_{adm}^{140^{\circ}C} = 253\text{N/mm}^2@15\%$), però no es pot assegurar que aquestes siguin homogènies en tot el material ni es conservi la isotropia, la qual cosa posa en risc la seguretat de la cambra. A més, els acers dúplex presenten una millor resistència a la rotura per corrossió sota tensió. No obstant, cal dir que en una fase d'industrialització del producte, s'hauria d'estudiar i validar adequadament segons normativa, la possible utilització de l'acer austenític AISI316 treballat en fred i/o aplicant auttofretage.
- b) Els acers martensítics presenten una resistència a la corrossió inferior als austenítics, ferrítics i dúplex, però una resistència mecànica i ductibilitat similar o superior, en aquest cas, segons el templat aplicat. La presència de qualsevol petit defecte pot comportar una pèrdua de resistència a la fatiga dràstica.
- c) Els acers enduribles per precipitació (austenítics i martensítics) tenen resistències a la corrossió similars als austenítics i martensítics respectivament, però una resistència mecànica superior. No obstant, són rangs excessius que poden significar certa fragilitat per una pèrdua de ductibilitat i el seu ús a temperatures baixes (200°C) pot provocar un descens perillós de les seves propietats mecàniques. És per això que el codi ASME permet una temperatura màxima de treball de 37°C amb aquests acers.
- d) Els acers ferrítics presenten una resistència a la corrossió inferior als austenítics i dúplex.

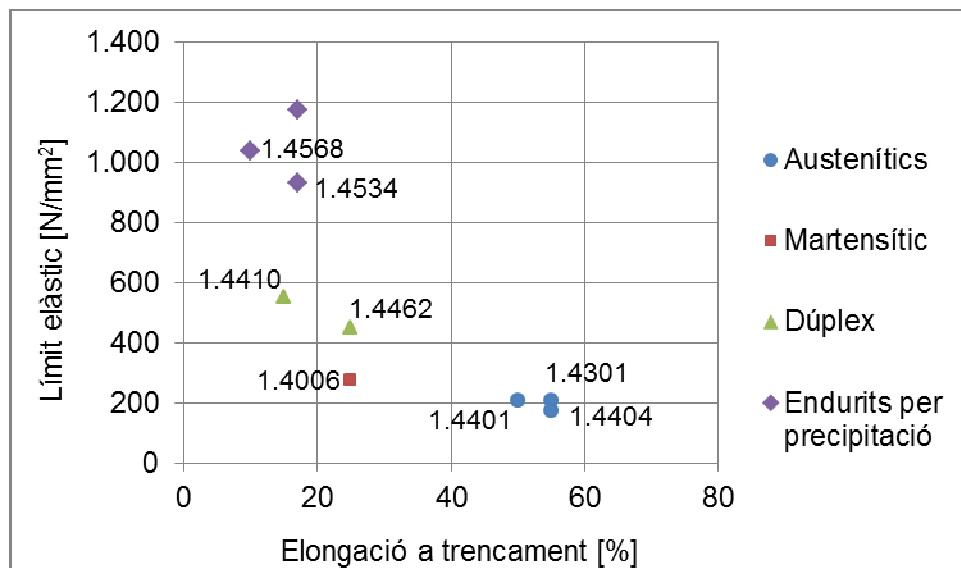
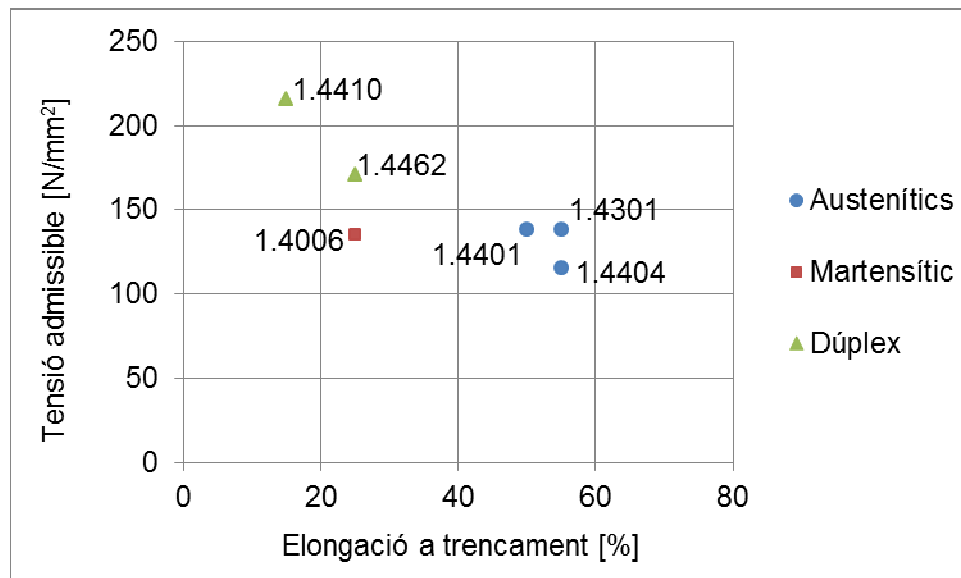


Fig. 7-9. Límit elàstic vs. elongació per peces forjades de diferents tipus d'acers inoxidables (EN#) a 20°C segons codi ASME [30].



[Escriba texto]

Fig. 7-10. Tensió admissible vs. elongació per peces forjades de diferents tipus d'acers inoxidables (EN#) a temperatura de disseny (140°C) segons codi ASME [30].

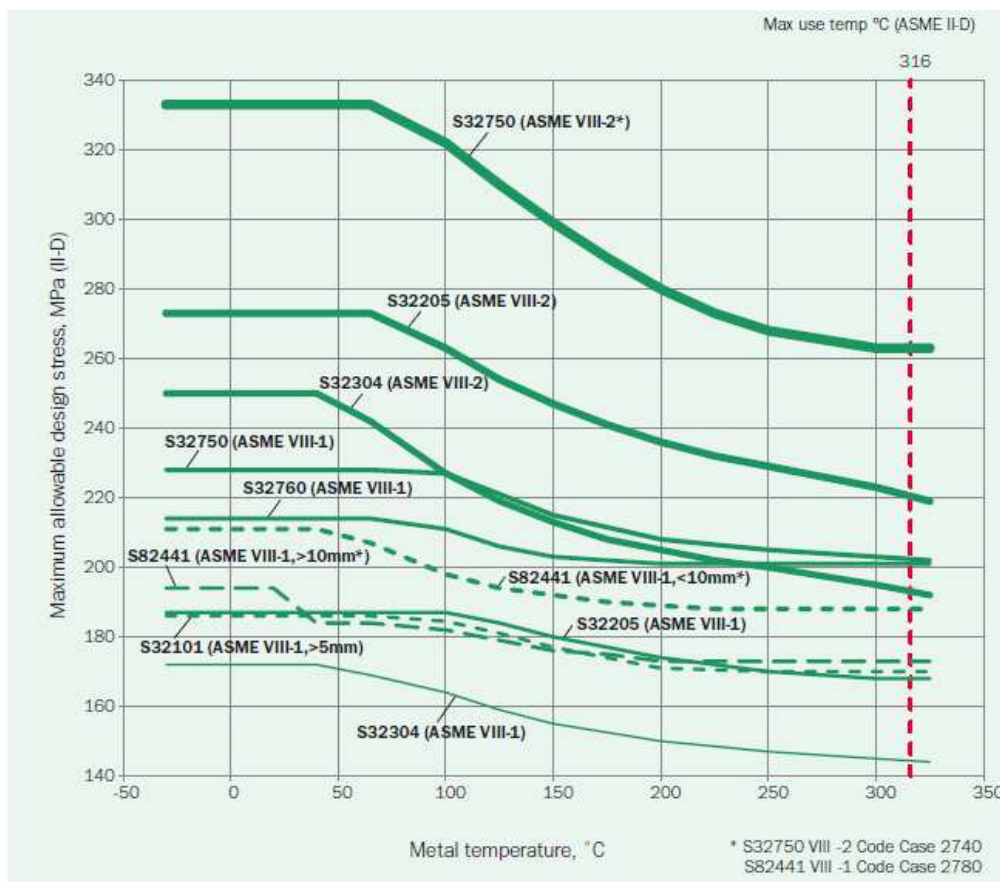


Fig. 7-11. Tensió admissible vs. temperatura de disseny per acers Dúplex segons ASME VIII-1 i 2 [30] [35].

Segons la Fig. 7-11, es pot comprovar com el criteri per definir la tensió admissible varia segons la normativa, ja sigui ASME secció VIII divisió I, II ó III; EN13445; 2014/68/UE (veure 7.5.1).

Consultar annexos 5 les principals característiques dels acers dúplex presents en les principals normatives respecte els recipients a pressió.

Segons aquests criteris, l'acer inoxidable seleccionat per a la fabricació de la cambra a pressió és l'acer dúplex:

Norma	Nomenclatura
EN / DIN	1.4635

UNS / ASTM / AISI	S82012
-------------------	--------

Taula 7.2. Nomenclatura de l'acer inoxidable seleccionat per la construcció de la cambra.

Composició química [%]					
C	N	Cr	Ni	Mo	Mn
≤0,05	0,16-0,26	19,0-20,5	0,8-1,5	0,1-0,6	2,0-4,0

Taula 7.3. Composició química acer inoxidable dúplex. [35]

El factor discriminant és principalment la seva major ductilitat respecte altres opcions amb resistència mecànica similar.

Les dades anteriors són útils per la selecció del material i càlcul de la cambra. No obstant, el proveïdor de l'acer haurà de certificar que el lot de material subministrat per a la fabricació de la cambra compleix els requeriments mínims mecànics, físics i químics segons normativa i especificació tècnica. Pot incloure fins i tot una inspecció per quantificar el nombre i tamany dels defectes (esquerdes, porositats) interns del material.

7.5. Càlcul de la cambra.

7.5.1. Tensió admissible.

La tensió admissible o de disseny varia segons el material escollit i la normativa aplicada. En aquest cas:

- El material seleccionat és l'acer inoxidable EN 1.4635.
- I la normativa aplicada: Directiva 2014/68/UE, Annex I, apartat 7.1.2, pàgina 213.

Aquesta estableix un límit màxim pel valor de la tensió admissible segons el tipus d'acer i les seves característiques mecàniques. Concretament, per un acer inoxidable dúplex (modelat), la seva tensió admissible no superarà el menor dels valors següents:

Tensió admissible
$2/3$ de $\sigma_{e/T}$ o $1/3$ de $\sigma_{m/20^{\circ}\text{C}}$
214 N/mm ²

[Escriba texto]

Taula 7.4. Tensió admissible o disseny per l'acer dúplex EN 1.4635 (modelat) segons 2014/68/UE.

Observacions:

- a) En les condicions d'ús de la cambra, la temperatura de disseny TS (140°C) es troba lluny de les temperatures de fluència de l'acer i de canvi significant de propietats.
- b) La mida de la cambra monobloc és tal que no pot es fabricar a partir d'una peça normalitzada i per tant, es fabrica a partir d'un bloc de fosa [veure 7.5.5].

7.5.2. Alternatives geomètriques pel disseny de la cambra.

La geometria de la cambra ve definida segons els següents criteris:

- a) Resistència mecànica: el disseny ha de maximitzar la resistència mecànica. En aquest cas, és habitual que els recipients a pressió siguin esfèrics o cilíndrics. Els esfèrics presenten major resistència mecànica que els cilíndrics per les mateixes condicions de construcció (material i gruix de paret) [veure 7.3.1].
- b) Funcionalitat: la cambra ha de permetre el muntatge i correcte funcionament de la membrana en el seu interior, limitant les sol·licitacions sobre aquesta [veure 8.4].

Segons això, idealment la cambra seria esfèrica ja que presenta una millor resistència mecànica, però la necessitat d'encabir la membrana i mantenir cert volum lliure entre la cambra i la membrana (per evitar el contacte de la membrana amb la cambra i millorar el flux dels líquids a l'entrada), la forma final de la cambra és cilíndrica amb els extrems semi-esfèrics. La part cilíndrica serà mínima ja que la membrana és semi-esfèrica i tot el volum lliure és volum que afecta a la resistència de la cambra però no forma part de líquid impulsat durant el cicle.

Cal indicar que aquesta definició geomètrica és primària, s'aplica pel càlcul teòric del gruix mínim de paret necessari per assegurar una resistència adient sota les sol·licitacions de treball. Mitjançant el disseny 3D i les simulacions per elements finits aquest disseny primitiu evoluciona de manera recurrent per millorar la resistència mecànica i comportament hidràulic del conjunt.

7.5.3. Posició de la cambra.

La posició de la cambra segons el seu pla de simetria (i pla de la membrana) pot ser horitzontal o vertical. No obstant, s'escull posicionar-la verticalment ja que:

- a) Hidràulicament:

1. La membrana es desplaça verticalment afavorida per la gravetat, de manera que s'afavoreix un desplaçament uniforme.
2. La fase de transferència (prioritària a la de càrrega) és afavorida per la gravetat, tot el contrari que la fase de càrrega.

b) Mecànicament:

1. Facilita les operacions de manteniment i reparació millorant el muntatge de les parts (membrana i cambra).

No obstant, cal tenir en compte que la meitat inferior de la cambra rep el pes dels líquids continguts i de la meitat superior. Són factors a tenir en compte en el càlcul de la resistència de la cambra i/o alternativament, plantejar solucions estructurals en cas de necessitat.

7.5.4. Alternatives constructives de la cambra.

Estructuralment existeixen diferents configuracions per a la construcció de recipients a pressió [15]:

- a) Mitjançant làmines metàl·liques conformades i soldades entre sí. Es tracten de recipients esfèrics o cilíndrics amb gruixos de paret petits respecte al seu radi.
- b) Mitjançant un sol bloc massís (monobloc) o tub monocapa. Es tracten de recipients habitualment cilíndrics amb gruixos de paret grans respecte al seu radi. És el disseny més senzill per pressions de treball elevades.

A partir d'aquest dissenys bàsics, existeixen diferents tècniques per incrementar la seva resistència mecànica i per tant, poder incrementar la pressió de treball o reduir el gruix de paret i per tant, la quantitat de material necessari:

Paret prima (làmines)	Paret gruixuda (massissa)
Sistema multicapa per superposició coaxial de recipients soldats.	Sistema multicapa format per recipients monobloc clavats concèntricament . El muntatge es realitza escalfant la capa exterior per dilatar-la, que un cop refredada realitza una força de compressió sobre la capa inferior.
Sistema multicapa per làmina bobinada.	Sistema monobloc amb cordatge exterior helicoïdal metàl·lic. El muntatge es realitza en calent i quan el cordat es refreda, genera una

[Escriba texto]

	compressió sobre el monobloc.
Sistema multicapa per làmines solades i bobinades.	Sistema monobloc amb tractament <i>autofrettage</i> . El recipient es sotmet a una sobrepressió controlada per obtenir un deformació plàstica localitzada en un gruix de la paret. S'introdueixen així tensions tangencials compressives residuals i s'endureix el material. Això millora la resistència elàstica i es redueix la iniciació i creixement de falles internes, especialment per fatiga.

Taula 7.5. Diverses configuracions per la millora de la resistència mecànica dels recipients.[15]

Per simplicitat en el càlcul, disseny i fabricació la cambra, aquesta és monobloc amb tractament de *autofrettage*. A més, en comparativa amb altres configuracions, aquest disseny permet una millor conducció tèrmica i una inspecció més fàcil i exacta de la constitució interna del material (esquerdes, porositats, defectes, etc.), assegurant així les condicions adequades del material i incrementat la seguretat del conjunt sota funcionament.

No obstant, en cas de comercialització del sistema en posteriors etapes, s'haurà de realitzar un estudi comparatiu entre les alternatives i el seu cost per una mateixa resistència mecànica.

7.5.5. Volum de la cambra.

Per un cabal determinat d'oli pressuritzat, la duració de la fase d'impuls de l'aigua ve determinat pel volum de la membrana i conseqüentment, de la cambra. Funcionalment és d'interès que aquesta fase tingui un mínim de durada ja que:

- a) Una fase curta significa tenir un cabal d'aigua pulsatiu, poc estable i per tant, una pèrdua de funcionalitat.
- b) En cas de configuracions amb sistemes paral·lels recíprocs, una fase d'impuls prou llarga facilita la seva gestió. Durant la fase d'impulsió d'aigua, el sistema recíproc realitza la fase d'empenat d'aigua sense necessitat de fer-ho ràpidament i per tant, sense requerir un sistema amb un cabal elevat i pressió d'alimentació que impacti en la resistència de la membrana i el cost del conjunt (alimentació simple o assistit per bomba hidràulica).

A nivell estructural, el volum de la cambra determina el gruix mínim de paret. Aplicant Lamé i Von Mises [veure 7.4.1], per una pressió de treball i material de cambra cilíndrica determinats, les tensions principals depenen només de la relació dels seus radis. Per tant, es pot incrementar el volum incrementant la llargada i mantenint el diàmetre, la qual cosa no tindria un impacte en el gruix de la paret. No obstant, aquesta opció sí que té un impacte en la resistència de la membrana sota funcionament, la qual necessita aproximar-se a una forma semiesfèrica [veure 8.4.1].

Per tant, per definir el volum de la cambra cal arribar a un compromís entre la duració de la fase d'impuls de l'aigua i el gruix mínim de paret requerit. Per un cabal màxim de disseny de 121 l/h [veure **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**], tenim la següent relació:

Duració fase impuls aigua [s]	Volum funcional [l]	Ø membrana Ø intern cambra [mm]	
30	1	124,4	
60	2	156,8	
90	3	179,4	
120	4	197,5	Valor mínim de disseny
150	5	212,7	
180	6	226,1	
210	7	238,0	
240	8	248,8	
270	9	258,8	
300	10	268,0	

Taula 7.6. Relació entre duració de la fase d'impuls, volum funcional i diàmetre intern de la cambra.

Es considera un mínim temps de fase d'impulsió d'aigua de 120 segons. Això significa un mínim volum funcional de 4 litres i un diàmetre intern de cambra de 197,5mm.

No obstant, el volum final de la cambra es determinarà un cop es calculi el gruix de paret requerit, ja que com s'ha dit anteriorment, aquests estan relacionats. Així, s'ha de verificar que el gruix requerit és viable o existeix la possibilitat d'incrementar-lo [veure 7.5.6].

7.5.6. Càlcul del gruix mínim de paret de la cambra.

Com s'ha comentat anteriorment [veure 7.4.1], el càlcul del gruix mínim de paret es realitza en base a l'assegurament de la resistència de la cambra segons les sol·licitacions de

[Escriba texto]

funcionament, tant previstes com imprevistes [veure 7.3]. El càlcul numèric del gruix es realitza considerant la forma primària de la cambra i per tant, no es consideren els accessos ni els suports. Aquests s'apliquen com a factors de correcció un cop calculat el gruix mínim de la forma primària [veure 7.5.8].

Respecte a la forma primària de la cambra [veure 7.5.2], aquesta es compon de dues parts simètriques que unides per un pla central radial formen una secció central cilíndrica amb extrems semiesfèrics. El càlcul del gruix mínim el determina la part més feble, en aquest cas la cilíndrica [veure 7.4.1].

El càlcul numèric del gruix mínim resistent es realitza segons les següents consideracions:

- a) Recipient cilíndric.
- b) Monobloc.
- c) Tancat als extrems.
- d) Amb llibertat per deformar-se axialment.
- e) De parets gruixudes (la pressió de disseny és prou elevada per requerir parets gruixudes).
- f) Pressió externa nula.
- g) De material amb comportament elàstic-plàstic ideal (Llei de Hooke) i dúctil (segons normativa europea pels recipients a pressió: allargament a trencament > 14% [26]).

Resum de les característiques del material seleccionat per la construcció de la cambra [veure 7.4]:

Acer dúplex EN 1.4635	Temperatura ambient 20°C	Temperatura de treball 140°C
Límit elàstic σ_e [N/mm ²]	500	407
Tensió a trencament σ_m [N/mm ²]	700	660
Tensió admissible σ_{adm} [N/mm ²]	242	214

Taula 7.7. Resum propietat mecàniques de l'acer dúplex EN 1.4635 pel càlcul de la cambra.

Segons aquestes consideracions, les tensions principals de Lamé (Eq. 7.3), (Eq. 7.4) i (Eq. 7.5) es té:

$$\sigma_\theta > \sigma_z > \sigma_r \quad (\text{Eq. 7.9})$$

Aplicant el criteri de fallida de Tresca (teoria del màxim esforç a cisalla) s'obté la tensió principal equivalent de Tresca:

$$\frac{\sigma_{\theta} - \sigma_r}{2} = \tau_e \quad (\text{Eq. 7.10})$$

assumint $\tau_e = \frac{\sigma_e}{2}$ en (Eq. 7.10) es té

$$\sigma_{e,Tresca} = \sigma_{\theta} - \sigma_r \quad (\text{Eq. 7.11})$$

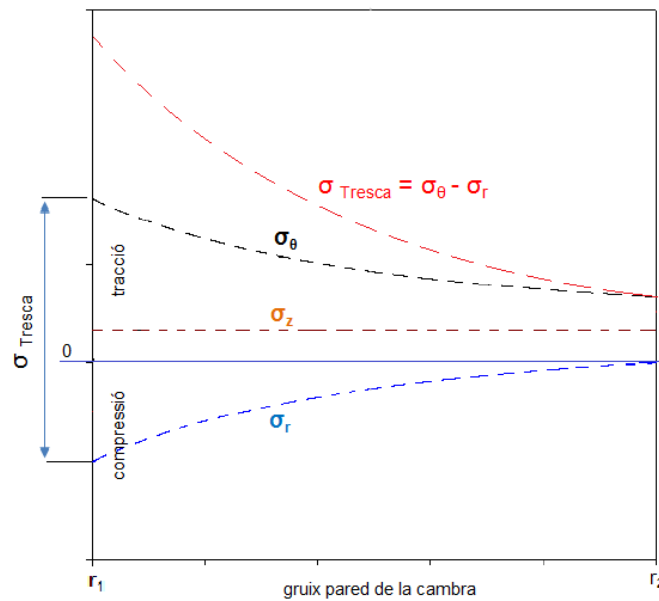


Fig. 7-12. Distribució de les tensions principals de Lamé i la tensió equivalent de Tresca al llarg de la paret de la cambra sotmesa a pressió. [40][31]

Substituint (Eq. 7.3) i (Eq. 7.5) en **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** s'obté la pressió a la que la cambra inicia la seva deformació elàstica en la superfície interna (punt de màxim esforç):

$$P_e = \sigma_e \frac{k^2 - 1}{2k^2} \quad (\text{Eq. 7.12})$$

Es pot graficar la relació P_e/σ_e respecte valors de k (relació de radis i per tant, gruix de la cambra) segons (Eq. 7.12):

[Escriba texto]

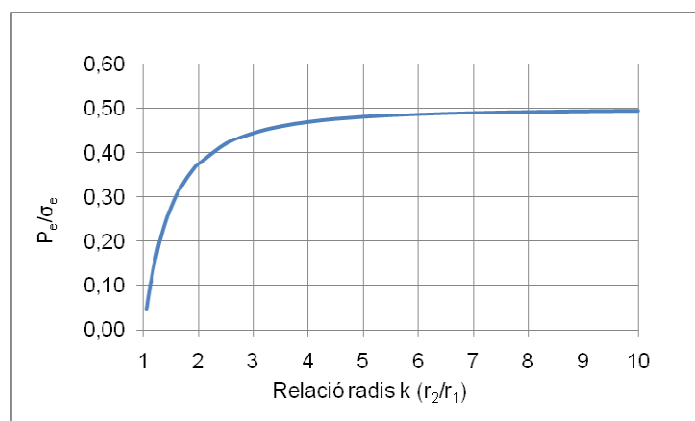


Fig. 7-13. P_e/σ_e respecte la relació de radis k (gruix) de la cambra.[31]

Segons Fig. 7-13 existeix una màxima relació P_e/σ_e a partir de la qual la resistència de la cambra no es veu incrementada per un increment del seu gruix. Això determina principalment la tensió de disseny mínima del material per resistir la pressió interna. Considerant la pressió interna de disseny de 160N/mm^2 en (Eq. 7.12) s'obté:

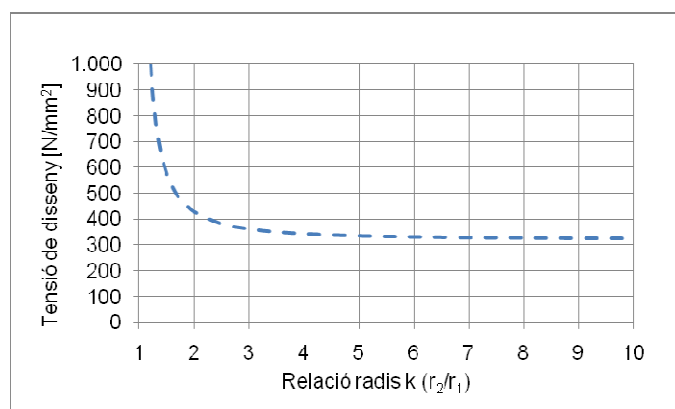


Fig. 7-14. Tensió de disseny mínima respecte la relació de radis k (gruix) de la cambra.[31]

Segons el límit elàstic i la tensió admissible [veure 7.4] i la pressió interna de treball, s'obté a partir de (Eq. 7.12) els valors de k, el gruix mínim per resistir la pressió de treball (no s'iniciï deformació elàstica):

a) Per $\sigma_e^{140^\circ\text{C}} = 407\text{ N/mm}^2$ i $P = 160\text{ N/mm}^2$:

$$P_e = 160\text{ N/mm}^2 = 407 \frac{k^2 - 1}{2k^2};$$

$$k = 1,67 \rightarrow r_2 = 2,16 r_1 \quad (\text{Eq. 7.13})$$

b) Per $\sigma_{adm}^{140^\circ\text{C}} = 214\text{ N/mm}^2$ i $P = 160\text{ N/mm}^2$:

$$P_e = 160 \text{ N/mm}^2 = 214 \frac{k^2-1}{2k^2}; k = \infty = r_2$$

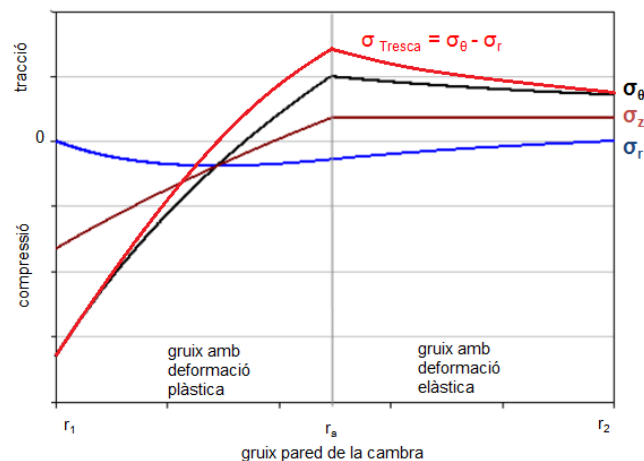
Com ja s'havia vist anteriorment [veure 7.4.1], la tensió admissible del material no és suficient per obtenir un gruix de cambra que resisteixi la pressió interna segons els factors de seguretat aplicats per normativa (el càlcul del gruix a través del límit elàstic es realitza només com a referència) i per tant, s'opta per la introducció d'un procés de *autofrettage*.

El procés de *autofrettage* consisteix en aplicar una sobrepressió interna progressiva deformant plàsticament un gruix controlat de la paret interna de la cambra i quedant part del gruix immediatament posterior en deformació elàstica, el qual comprimeix el gruix intern. D'aquesta manera s'introdueixen tensions tangencials residuals a compressió en la zona plàstica, mentre que la tensió radial disminueix la seva compressió.

Aplicant les tensions principals de Lamé i el criteri de fallida de Tresca s'obté la pressió interna necessària per obtenir una deformació plàstica a una profunditat r_a en el gruix de paret i per tant, la pressió de *autofrettage* [38]:

$$P_a = \sigma_e \left[\ln \frac{r_a}{r_1} + \frac{r_2^2 - r_a^2}{2r_2^2} \right] \quad (\text{Eq. 7.14})$$

Un cop es retira la pressió de autofrettage, les tensions residuals segons Lamé i la tensió equivalent de Tresca queden de la següent manera:



[Escriba texto]

Fig. 7-15. Tensions residuals principals segons Lamé i l'equivalent Tresca en el gruix de paret de la cambra en repòs després del *autofrettage*. [38][31]

Un cop la cambra es torna a pressuritzar, les tensions principals resultants seran la suma de les residuals més les provocades per la pressió de treball, les quals diferiran entre la part plàstica i l'elàstica.

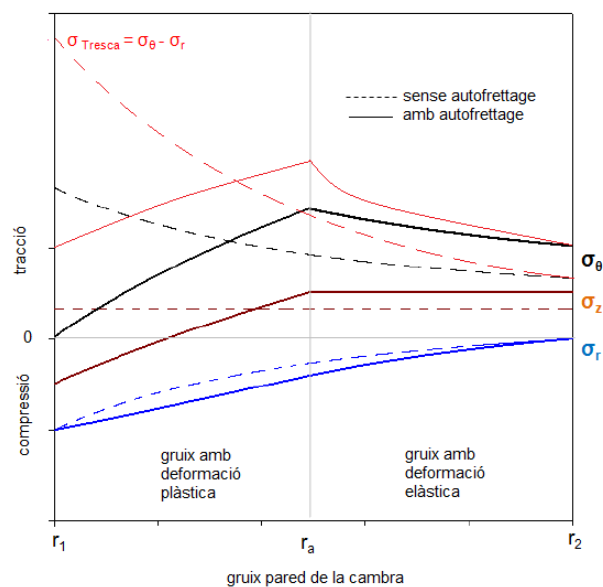


Fig. 7-16. Tensions principals de Lamé i equivalent de Tresca al llarg de la paret de la cambra sota la pressió de treball amb i sense *autofrettage*. [38][31]

S'observa que la tensió màxima equivalent de Tresca coincideix amb el pla de transició entre el gruix plàstic i elàstic (r_a). Així com s'incrementa la pressió de *autofrettage*, l'abast de la deformació plàstica incrementa la seva penetració en el gruix de la paret. Calculant el punt màxim reiteradament per diferents graus de *autofrettage* es comprova que hi ha un grau òptim on el valor de la tensió equivalent de Tresca assoleix un mínim:

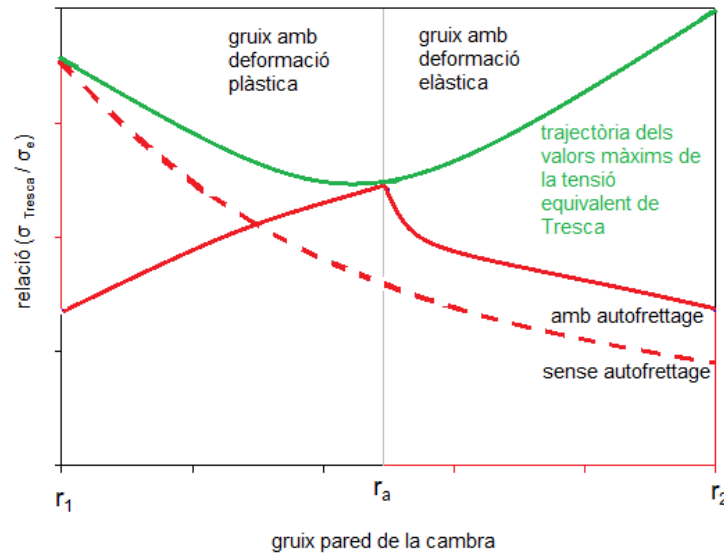


Fig. 7-17. Distribució de la tensió equivalent segons Tresca al llarg del gruix de la paret de la cambra amb i sense autofretatge. Línia de màxims per diferents graus de *autofretatge*. [38][31]

Les equacions associades a aquest *autofretatge* òptim són [38]:

$$r_{a,\text{òptim}} = r_1 e^n \quad (\text{Eq. 7.15})$$

$$\text{on } n = \frac{P_{\text{treball}}}{\sigma_e}$$

$$P_{a,\text{òptim}} = \frac{\sigma_e}{2} \left[1 - \frac{e^{2n}}{k^2} + 2n \right] \quad (\text{Eq. 7.16})$$

La pressió interna a la que s'inicia una deformació elàstica en la paret interna de la cambra tractada amb *autofretatge* òptim [38]:

$$P_e^{r_1} = \frac{\sigma_e}{2} \left[2 \ln(m) + 1 - \frac{m^2}{k^2} \right] \quad (\text{Eq. 7.17})$$

$$\text{on } m = e^n$$

Per una cambra tractada amb un *autofretatge* òptim i sota la pressió de treball, el gruix mínim de paret per evitar una deformació elàstica en la cara interna de la cambra a vindrà definida per (Eq. 7.17) i les condicions de disseny:

$$\sigma_{\text{disseny}} = \sigma_{\text{adm}}^{140^\circ\text{C}} = 214 \text{ N/mm}^2 ; P = 160 \text{ N/mm}^2 ; n = \frac{160}{214} ; m = e^{\frac{160}{214}} ;$$

[Escriba texto]

$$P_e^{r_1} = 160 \text{ N/mm}^2 = \frac{214}{2} \left[2 \frac{160}{214} + 1 - \frac{e^{\frac{2 \cdot 160}{214}}}{k^2} \right];$$

$$k = 2,11 \rightarrow r_2 = 2,11r_1 \quad (\text{Eq. 7.18})$$

El radi de *autofretatge* òptim segons (Eq. 7.15):

$$r_{a,\text{òptim}} = r_1 e^{\frac{160}{500}} = 1,38 r_1 \quad (\text{Eq. 7.19})$$

Que correspon a un percentatge de *autofretatge* de:

$$\% \text{ autofretatge} = \frac{r_a - r_1}{r_2 - r_1} = \frac{1,38r_1 - r_1}{2,11r_1 - r_1} = 34\%$$

La pressió per obtenir aquest grau de *autofretatge* es defineix segons (Eq. 7.16):

$$P_{a,\text{òptim}} = \frac{\sigma_e}{2} \left[1 - \frac{e^{2n}}{k^2} + 2n \right] = \frac{500}{2} \left[1 - \frac{e^{\frac{2 \cdot 160}{500}}}{2,11^2} + 2 \frac{160}{500} \right] = 303,5 \text{ N/mm}^2 = 3.035 \text{ bar}$$

La pressió interna amb la que s'inicia una deformació elàstica en la cara exterior de la cambra [38]:

$$P_e^{r_2} = \frac{\sigma_e}{2} [2 \ln(m) + k^2 - m^2] \quad (\text{Eq. 7.20})$$

$$P_e^{r_2} = \frac{407}{2} \left[2 \frac{160}{407} + 2,11^2 - e^{\frac{2 \cdot 160}{407}} \right] = 619,3 = 6.193 \text{ bar}$$

Idealment les parts sotmeses al *autofretatge* no haurien de patir variacions dimensionals importants.

Finalment, es posa en comú el temps de la fase d'impuls d'aigua, el volum, diàmetres i gruix de la cambra segons el cabal d'alta pressió de la bomba [veure **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**] i (Eq. 7.18):

Temps fase impuls aigua [s]	Volum [l]	Diàmetre intern [mm]	Diàmetre exterior [mm]	Gruix Paret [mm]
60	2	157	331	87
120	4	197	417	110
180	6	226	477	125
240	8	249	525	138
300	10	268	566	149

360	12	285	601	158
420	14	300	633	166
480	16	314	661	174
540	18	326	688	181
600	20	338	713	187

Taula 7.8. Relació entre la duració de la fase d'impuls d'aigua amb la mida i gruix de paret.

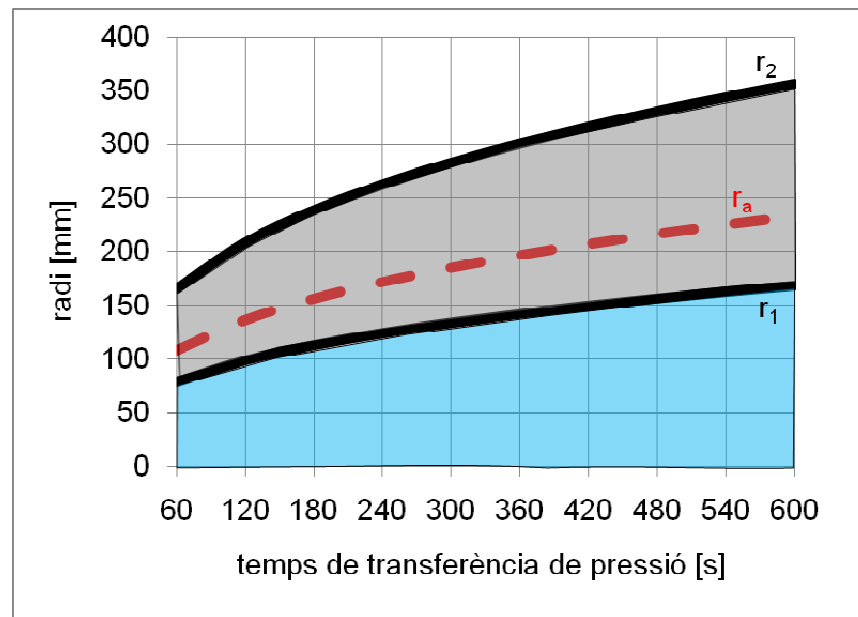


Fig. 7-18. Increment del radi intern, del radi de autofretatge òptim i del radi exterior (gruix) segons la durada de la fase d'impuls d'aigua [38][31]

La mida definitiva de la cambra es selecciona tenint en compte el impacte sobre el sistema d'estanquitat i tancament de la cambra.

Finalment es mencionen els beneficis del *autofrettage*:

- La tensió residual major és la tangencial en el radi intern, que queda a compressió. Quan el cilindre treballa posteriorment a pressió, la tensió màxima tangencial queda reduïda per la residual compressiva inicial. Això comporta una millora en la resistència a la fatiga de la cambra (les tensions residuals eviten que les falles en el material creixin) i consegüentment es requereix una menor qualitat superficial de la paret interna de la cambra.
- La tensió total equivalent (segons Tresca o Von Mises) s'incrementa desde la cara interna de la cambra fins el punt límit plàstic on passa a disminuir fins la cara exterior de la cambra. Per tant, la tensió màxima queda desplaçada de la cara interna de la cambra

[Escriba texto]

a l'interior del gruix. Això comporta un increment en la resistència de la cambra, permetent resistir majors pressions internes pels mateixos gruixos i material. O alternativament, resistir la mateixa pressió mitjançant materials menys resistents, que és el cas d'aplicació en la cambra transferidora.

- c) Millora la resistència a la corrosió per picada [44].

Observacions addicionals:

- a) Segons diferents autors [37][38][39][40][41][42], tant el criteri de fallida de Tresca com de Von Mises obtenen resultats precisos al contrastar-los amb l'experimentació i la simulació computacional per elements finits (ANSYS, ABACUS). No obstant, en l'aplicació d'un procés de *autofrettage*, el càlcul numèric mitjançant Tresca es realitza de manera menys complicada que aplicant Von Mises. Aquesta és la raó per la que s'ha escollit Tresca.
- b) No es considera en el procés de *autofrettage* l'enduriment del material degut a la seva deformació plàstica.
- c) No es considera l'efecte Bauschinger en el càlcul de les tensions residuals. Efecte Bauschinger: reducció de la resistència a compressió del material deguda a la deformació plàstica a tracció durant el procés de *autofrettage*. Això provoca una contracció al retirar la pressió de *autofrettage*.
- d) El procés d'*autofrettage* es realitza per experts minimitzant la seva afectació en les geometries com són les cares d'unió i tancament de la cambra [46][47].
- e) Respecte a la tensió admissible de l'acer inoxidable AISI316, com s'ha comentat anteriorment (veure 7.4.5), encara que aquest pugui endurir mitjançant el treball en fred incrementant el seu límit elàstic, les principals normatives com ASME [29] mantenen la tensió admissible dins de rangs de baix treball (condicions maximitzant la seva dúctilidat disponible).
- f) Si es realitza el mateix procediment amb el material alternatiu plantejat, l'acer inoxidable AISI 316 / EN 1.4401 [7.4.5], s'obtenen els següents resultats:

$$\sigma_e^{140^\circ C} = 161 \text{ N/mm}^2; \sigma_{adm}^{140^\circ C} = 138 \text{ N/mm}^2; P = 160 \text{ N/mm}^2$$

Gruix mínim de paret amb *autofrettage* òptim: $k=5 \rightarrow r_2 = 5 r_1$

Grau de *autofrettage*: $r_{a,\text{òptim}} = 2,70 r_1$

Percentatge de *autofrettage*: 42,5%

Pressió per un *autofrettage* òptim: $673,9 \text{ N/mm}^2 = 6.739 \text{ bar}$

Com a resum comparatiu:

	EN 1.4635 (dúplex)	EN 1.4401 (austenític)
$r_2^{autof.\text{òptim}}$	2,11 r_1	5 r_1

$r_a^{\text{òptim}}$	1,38 r_1	2,70 r_1
Grau de <i>autofretage</i> (òptim)	34%	42,5%
Pressió de autofretage òptim	3.035 bar	6.739 bar

Taula 7.9. Resum comparatiu del gruix de la cambra necessari i el procés de *autofretage* segons el material de construcció.

Segons la taula anterior (veure Taula 7.9) es pot comprovar el millor comportament de l'acer dúplex respecte l'alternativa de l'acer austenític ja que requereix un menor gruix de paret i una menor pressió per un autofretage òptim (factors econòmics importants).

7.5.7. Càlcul de la fatiga.

Per una cambra tractada amb *autofretage* (tensions residuals) i amb presència de singularitats geomètriques (com els accessos) és d'extrema dificultat calcular analíticament la tensió equivalent total i per tant, la tensió de fatiga.

Com a referència, el límit de tensió de fatiga per acers dúplex s'estableix de manera conservativa al 50% del límit a trencament de l'acer [36]. En aquest cas, 350N/mm².

7.5.8. Disseny i càlcul dels accessos.

El disseny dels accessos a la cambra es realitza tenint en compte:

- La mecànica de fluids. El cicle de transferència de pressió a la cambra es realitza en dues fases [veure 6.4]. Una fase d'entrada d'oli amb desplaçament a alta pressió de l'aigua i una segona fase de recàrrega d'aigua i expulsió de l'oli. En el primer procés prima la mínima pèrdua de càrrega, mentre que en el segon prima la velocitat d'execució (en el cas de sistemes en paral·lel reciprocants aquest no seria un criteri necessari). Segons això, idealment caldria tenir diferents accessos per cada fase. No obstant, cal valorar-ho ja que el nombre i mida dels accessos tenen un impacte negatiu sobre la resistència mecànica de la cambra.
- La resistència mecànica de la cambra. La presència d'accessos en la cambra redueix la seva resistència estructural fent necessari el càlcul i implementació de reforços. Són punts on s'incrementa el risc de fallida, principalment per fatiga.
- Impacte dels fluxos sobre la membrana. Segons com siguin els fluxos d'entrada dels líquids a la cambra, aquests poden tenir un impacte negatiu sobre la resistència de la

[Escriba texto]

membrana. És cert que aquestes sol·licitacions no només venen definides pel disseny dels accessos, però es tenen en compte addicionalment als anteriors.

Segons les raons hidràuliques i mecàniques, es prioritza minimitzar el nombre i geometria dels accessos en la cambra, ja que aquests tenen un compromís major estructuralment que hidràulicament. Per tant, s'inclou un únic accés per cada líquid a través del qual es realitza tant el flux d'entrada com el de sortida.

Respecte a les característiques dels accessos, aquestes són iguals per l'aigua i l'oli, ja que en tots dos es tindran els mateixos processos: la fase de pressurització o desplaçament de l'aigua per l'oli a alta pressió i la fase de buidatge de l'oli o recàrrega d'aigua a baixa pressió.

Pel que fa al dimensionament dels accessos, aquest es fa segons les condicions de la fase de transferència, prioritària a la de recàrrega. A continuació es resumeixen les característiques de les dues fases:

	Transferència	Recàrrega
Flux	Entrada oli i sortida aigua.	Entrada aigua i sortida oli.
Pressió	1.600 bar	A definir.
Cabal	121 l/h	A definir.

Taula 7.10. Característiques hidràuliques de les diferents fases.

El càlcul del diàmetre dels accessos es realitza segons la teoria hidràulica per a la transmissió de potència en màquines, on les velocitats recomanades en impuls es troben entre els 0,6 i 1,25 m/s i en retorn entre 2 i 7 m/s [46].

La relació entre el cabal, la velocitat (promig) i la secció de pas segueix l'equació de continuïtat:

$$Q = v \cdot S \quad (\text{Eq. 7.21})$$

Així doncs, segons les condicions de disseny del transferidor i (Eq. 7.21) es té:

- Mínima velocitat: 0,6 m/s → Diàmetre màxim de la secció de pas: 8,4 mm.
- Màxima velocitat: 1,25 m/s → Diàmetre mínim de la secció de pas: 5,9 mm.

Com es prioritza minimitzar els accessos, s'opta pel mínim diàmetre de 5,9mm, el qual és una mida estàndard en la fabricació de tubs hidràulics i per tant, hi ha correspondència entre els accessos i els tubs solidaris [57].

Respecte a la posició d'aquests accessos, aquests es situen en els extrems semiesfèrics de la cambra, de manera que es faciliti el flux dels fluids i es maximitzi el volum útil de la cambra.

Es mecanitza l'allotjament per la connexió del ràcord i el tub del circuit solidari en la cara exterior de la cambra (tant pel cantó aigua com oli) segons les indicacions del fabricant de components hidràulics d'alta pressió SITEC [55].

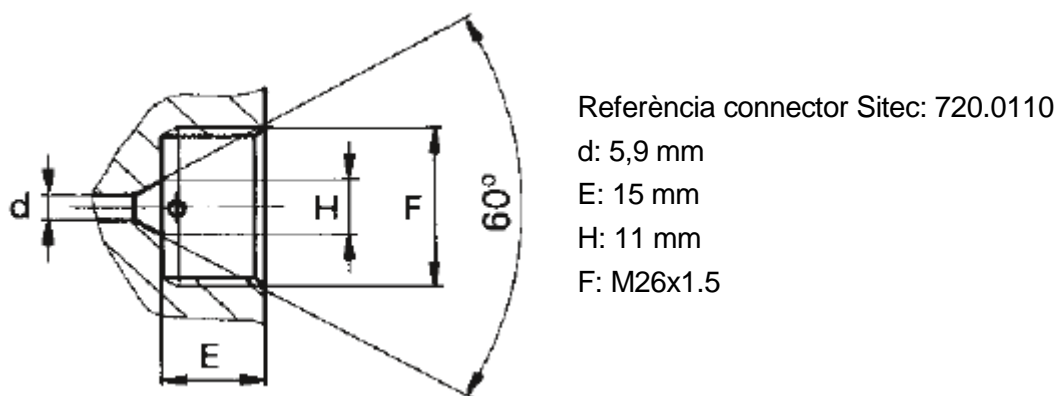


Fig. 7-19. Allotjament en cambra per connexió als circuits solidaris aigua i oli. Connector Sitec 720.0110 [55][31]

Segons el Codi ASME VIII divisió 3 apèndix H [29], la pèrdua de resistència en els recipients a pressió degut a la presència d'orificis, es pot compensar afegint un sobre gruix. Aquest es calcula segons:

$$S_{reforç} = \Phi_{orifici}(gruix_{min})F \quad (\text{Eq. 7.22})$$

on $F = 1$ en cas de cara esfèrica

Segons (Eq. 7.22), l'àrea mínima del reforç per compensar l'accés és:

$$S_{reforç} = 5,9(2,11 r_1 - r_1) = 6,55r_1$$

No obstant, cal recordar que la cambra és monobloc i que el mínim gruix s'estableix a partir de la zona més feble, la cilíndrica, aplicant-se a tot el volum de la cambra. D'aquesta

[Escriba texto]

manera, la zona dels extrems esfèrics on es situen els accessos ja tenen un sobregruix per aquesta raó.

Complementàriament, s'apliquen altres tècniques per compensar la reducció en la resistència mecànica per la presència dels accessos:

- a) El procés de autofretatge, ja aplicat a la cambra (veure 7.5.6).
- b) Acabat superficial amb baixa rugositat. Segons ASME[29], $R_{max} 15\mu m$ i $R_a < 0,5\mu m$.

Observació: pel que fa al tercer criteri, el impacte dels fluxos d'entrada sobre la membrana, es té en consideració durant el disseny de la cambra incloent la part cilíndrica central per obtenir un volum mort i distància entre els accessos i la membrana quan aquesta arriba a un fi de fase (veure 7.5.2). Així es crea un volum on el líquid redueix la seva velocitat progressivament del circuit d'alimentació al interior de la cambra (segons l'equació de la continuïtat (Eq. 7.21)). Addicionalment, el diàmetre intern de l'accés s'obre progressivament per enllaçar amb el diàmetre intern de la cambra evitant un gradient excessiu. A més de millorar el flux d'entrada, millora la resistència estructural de la cambra ja que es redueix els punts de concentracions de tensions (punts amb forts gradients geomètrics com són els xamfrans/radis generats pels accessos en la cambra) sensibles a fallar per fatiga.

7.5.9. Disseny i càlcul dels suports de la cambra.

La cambra necessita suports per assegurar la seva estabilitat durant el seu funcionament. La definició d'aquests suports depèn principalment de la posició i forma de la cambra, dels elements adjunts a aquesta (els accessos) i de les sol·licitacions que hagin de resistir.

La cambra es tracta d'un cilindre monobloc massís, en posició vertical i constituït per dos parts simètriques. Als seus extrems superior i inferior es situen els accessos i per tant, els tubs d'alimentació i sortida. Respecte a aquest elements adjunts a la cambra, els suports hauran de permetre els seu muntatge i desmuntatge.

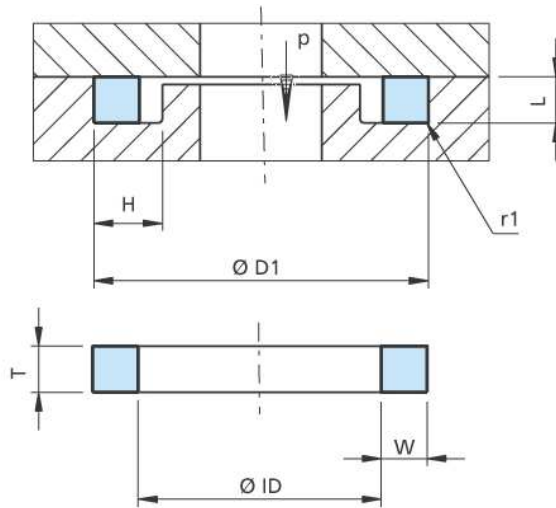
Respecte a la resistència mecànica, els suports han de resistir el pes de la cambra i els líquids continguts (esforços verticals) i possibles vibracions i esforços laterals provinents del circuit adjunt. Paral·lelament, aquests no han d'afegir sol·licitacions addicionals sobre la cambra.

És per tot això que la cambra anirà muntada sobre una estructura d'acer amb perfils soldats, a través de la qual es té accés als components del sistema i de la que es podrà retirar. Per facilitar operacions de manteniment i retirada, cada meitat de la cambra inclourà ancoratges.

7.5.10. Subjecció de la membrana en la cambra.

Com es descriu en el disseny de la membrana [veure 8.4.4], aquesta presenta un anell de perfil quadrat en el seu perímetre per permetre la seva subjecció a la cambra i l'estanquitat entre l'aigua i l'oli. El disseny d'aquest perfil i del seu allotjament en la cambra es basen en la

junta Kantseal® de Trelleborg [50], concretament la referència DKAR00370-F70. Segons les fitxes tècniques del fabricant:



$$\text{ØD}_1 = 219,08 \text{ mm}$$

$$H = 7,10^{+0,2} \text{ mm}$$

$$L = 4,75^{-0,05} \text{ mm}$$

$$\text{ØID} = 208,92 \text{ mm}$$

$$W, T = 5,16 \text{ mm}$$

Fig. 7-20. Croquis junta KantSeal de

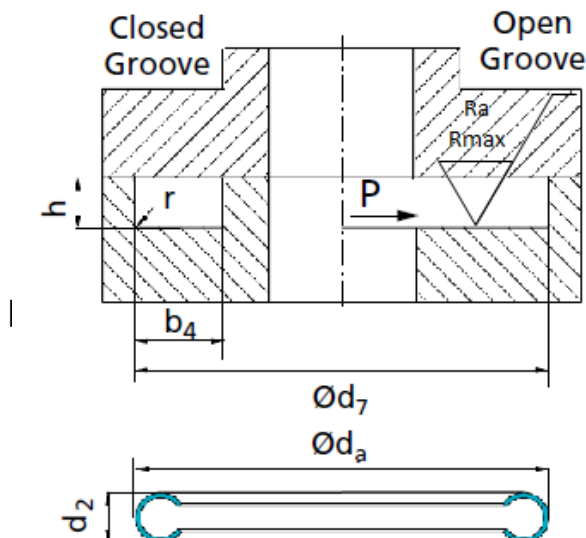
Trelleborg model DKAR00370-F70. [50][31]

Per assegurar la integritat de l'anell sota la compressió de muntatge i la pressió de treball, aquest incorpora una ànima metàl·lica d'acer austenític endurit per precipitació (Inconel X750®). Per assolir l'estanquitat i evitar extrusionar l'anell, cal que aquest treballi sota una pressió isostàtica. Aquesta és la raó per la que s'incorporen canalitzacions que assegurin la transmissió de la pressió hidràulica de manera isostàtica al voltant de l'anell.

7.5.11. Estanquitat de la unió de la cambra.

Segons les condicions de treball de la cambra [7.3] i consultant el catàleg del fabricant de juntes Trelleborg [50], en el pla d'unió de la cambra es munta una junta WillsRings tipus MCX de Trelleborg per assegurar l'estanquitat de la cambra amb l'exterior. Concretament, es munta la referència MCX-E-R2500-1L2. Per tant, en la cara de tancament de la meitat

inferior de la cambra es mecanitza un allotjament per aquesta junta segons l'especificació del fabricant.



$$\text{Ød}_a = 240 \text{ mm}$$

$$\varnothing d_2 = 4,76 \text{ mm}$$

$$\varnothing d_7 = \varnothing d_a + 0,25 = 240,25^{+0,12} \text{ H9 mm}$$

$$h = 3,68^{+0,13} \text{ mm}$$

$$b_4 = 1,5 \cdot d_2 = 7,14 \text{ mm}$$

$$r_{\max} = 1,5 \text{ mm}$$

$$R_a [0,4 - 0,8] \mu\text{m}$$

$$R_{\max} [3,0-4,0] \mu\text{m}$$

Fig. 7-21. Croquis junta i allotjament WillsRings de Trelleborg model MCX-E-R2500-1L2. [50]

Segons el fabricant Trelleborg [50], la junta té una força de muntatge de 92kN (compressió).[31]

7.5.12. Disseny i càlcul de la unió de la cambra.

La unió de la cambra ha d'assegurar l'estanquitat durant les condicions de treball. Per això, cal calcular la càrrega de tancament i dissenyar el sistema d'unió.

La càrrega de tancament necessària es compon per la compressió de la junta durant el seu muntatge més la càrrega deguda a la pressió hidràulica durant el funcionament del transferidor.

- En la càrrega de compressió de la junta només es considera la junta per l'alta pressió ja que la compressió de muntatge de l'anell de la membrana és menyspreable. Segons especifica el fabricant de la junta Trelleborg [50], la força de compressió en el seu muntatge és de 92KN, la qual té un comportament elàstic i per tant, es contabilitza com a força separadora de les parts (força a tracció sobre el pern).
- La càrrega deguda a la pressió de treball [veure 7.3.1] segons la geometria de la cambra [veure 7.5.5] és de: $F_{\text{pressió hidràulica}} = A_{\text{cambra}} \cdot P_{\text{hidràulica}} = \pi \cdot 117,6^2 \cdot 160 = 6.954 \text{ kN}$. La secció de la cambra es correspon al diàmetre de tancament de la junta d'alta pressió ($\varnothing 117,6 \text{ mm}$).

El tancament de la cambra es realitza mitjançant una unió cargolada al voltant del diàmetre exterior de la cambra i sobre els seus plans d'unió. Els pernns són passants i munten volanderes i femella. L'opció de cargols roscats sobre la cambra s'evita per reduir l'impacte sobre la seva resistència mecànica. Altres opcions com meitats roscades (una meitat de la cambra es rosca sobre l'altra) o cinturons externs es descarten per la mida de la cambra.

A continuació es llista els paràmetres de disseny de la unió:

1. Pernos inoxidable segons ISO.
2. Rosca mètrica segons ISO.
3. Factor de seguretat: 0,8
4. Factor de torsió del pern en el seu cargolament: 0,7
5. Fregament global: 0,15
6. Factor dispersió cargolament (per clau dinamomètrica i rosca lubricada): $\alpha_c = 1,4$
7. Factor dispersió clau dinamomètrica: 10%
8. Força separadora estàtica (es pren el valor màxim de la força pulsatòria).
9. Nivell d'acció de la força separadora: 1

Per definir el mètric i el nombre de cargols necessaris, es realitza una primera aproximació segons Norton [57]:

$$A_{resist.total} = \frac{F_{total}}{0,4\sigma_e} \quad (\text{Eq. 7.23})$$

Es calcula l'àrea total necessària per la retenció de la força de separació de la unió per diferents qualitats de cargol segons (Eq. 7.23):

$$F_{separadora total} = F_{junta alta pressió} + F_{pressió hidràulica interna} = 92 + 6.954 = 7.026kN = F_s$$

Qualitat pern ISO		8.8	10.9	12.9
Límit elàstic@140°C [N/mm ²]		660	940	1.100
Àrea total resistent [mm ²]		26.689	18.739	16.014
Mètrica	Àrea resistent / pern [mm ²]	Nombre de cargols		
36	817	38	26	22
39	976	32	21	18
42	1.117	28	19	16
45	1.302	24	16	14
48	1.474	21	14	12
52	1.759	18	12	10
56	2.031	15	10	9

Taula 7.11. Càlcul aproximat nombre de cargols necessaris segons qualitat i mètrica.

Segons Norton [57], la resistència a la fatiga de la unió cargolada s'incrementa reduint el mètric i augmentant la seva qualitat i el nombre d'unitats. Per tant, es realitza el càlcul en profunditat amb perns M42 i segons J.Fenollosa [59]:

[Escriba texto]

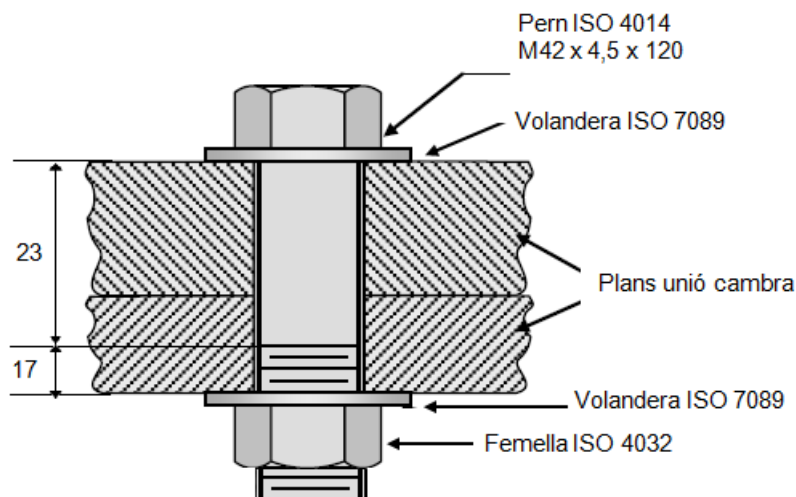


Fig. 7-22. Esquema de la unitat d'unió de la cambra.

- a) Rigidesa del pern pels trams de coll i rosca continguts en els plans d'unió o parts:

$$k_{pern,i} = \frac{A_{resistent,i} \cdot E}{L_i} \quad (\text{Eq. 7.24})$$

on $E = 207 \text{ kN/mm}^2$ segons Hispanox [59]

$$k_{rosca} = \frac{1.117 \cdot E}{17} = 1,36 \cdot 10^7 \text{ N/mm}$$

$$k_{coll} = \frac{\pi \cdot 21^2 \cdot E}{23} = 1,25 \cdot 10^7 \text{ N/mm}$$

La rigidesa total del pern es calcula segons:

$$\frac{1}{k_{pern}} = \frac{1}{k_{coll}} + \frac{1}{k_{rosca}} \quad (\text{Eq. 7.25})$$

$$\frac{1}{k_{pern}} = \frac{1}{1,25 \cdot 10^7} + \frac{1}{1,36 \cdot 10^7} ; k_{pern} = 6,5 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$$

Pel que fa a la rigidesa de les parts, es calcula segons:

$$k_{parts} = \phi_{pern} \cdot E \cdot a \cdot e^{\frac{\phi_{pern}}{L_{parts}}} \quad (\text{Eq. 7.26})$$

on

$E = 200 \text{ kN/mm}^2$ per l'acer dúplex [veure 7.4.5]

$a = 0,787$ i $b = 0,628$ per un acer.

$$k_{parts} = 42 \cdot 200.000 \cdot 0,787 \cdot e^{42/40} = 1,28 \cdot 10^7 \text{ N/mm}$$

- b) Força mínima de muntatge per evitar una fuga per separació de les parts:

$$F_{M,min} = F_{total}(n + 1 - c) \quad (\text{Eq. 7.27})$$

on

$n =$ factor de força de compressió romanent $= 0,7$

$c =$ relació de rigideses de la unió $= \frac{k_{pern}}{k_{pern} + k_{parts}} = 0,34$

$F_{M,min} = 7.046 \cdot (0,7 + 1 - 0,34) = 10.287 \text{ kN}$

c) Àrea de resistència total necessària segons diferents qualitats de pern:

$$A_{resist.total} = \frac{F_M}{\sigma_{càlcul}} \quad (\text{Eq. 7.28})$$

On la tensió de càlcul ($\sigma_{càlcul}$) es determina segons les diferents qualitats i els límit elàstic a 140°C corresponents aplicant el factor de torsió i de seguretat:

$$\sigma_{càlcul} = \sigma_e^{140^\circ\text{C}} \cdot 0,7 \cdot 0,8$$

Qualitat pern	8.8	10.9	12.9
Límit elàstic @ 140°C [N/mm^2]	571	840	982
Tensió de càlcul [N/mm^2]	338	497	581
$A_{resistent total}$ [mm^2]	30.432	20.687	17.695
# perns M42 (àrea resistent/pern: 1.117mm^2)	27	19	16
$F_{M,min}$ /pern [kN]	378	555	649

Taula 7.12. Recull dades unió cargolada per diferents qualitats de pern.

Així doncs, es munten 16 unitats M12x4,5x120 qualitat 12.9.

d) Força màxima de muntatge segons el factor de dispersió per clau dinanomètrica i rosca lubricada:

$$F_{M,max} = F_{M,min} \cdot \alpha_c = 649 \cdot 1,4 = 900 \text{ kN/pern} \quad (\text{Eq. 7.29})$$

e) Parell de cargolament del pern:

$$M = F_M \cdot 0,2 \cdot d = 900 \cdot 0,2 \cdot 42 = 7.560 \text{ Nm} \quad (\text{Eq. 7.30})$$

Parell a ajustar en la clau dinanomètrica (10%): 8.316Nm

f) Component de la força de separació sobre el pern:

$$F_{c,s} = F_s \cdot c = 7.026 \cdot 0,34 = 2.389 \text{ kN} \quad (\text{Eq. 7.31})$$

g) Força màxima de fallida del pern:

$$F_{c,trencament} = F_s [\alpha_c (n + 1 - c) + c] \quad (\text{Eq. 7.32})$$

$$F_{c,trencament} = 7.026 [1,4(0,8 + 1 - 0,34) + 0,34] = 16.750 \text{ kN}$$

[Escriba texto]

- h) Diàmetre de muntatge dels pernys per permetre l'accès a la boca de la clau dinàmica:

$$3 \leq \frac{\pi \cdot \phi_M}{N \cdot d} \leq 6 \quad (\text{Eq. 7.33})$$

$$644\text{mm} \leq \phi_M \leq 1.288\text{mm}$$

Es pren el valor mínim ja que amb aquest la boca de la clau tampoc presenta colisió amb el cos de la cambra.

7.6. Fabricació de la cambra.

Com es descriu en les alternatives constructives de la cambra [veure 7.5.4], la cambra està constituïda per dues meitats simètriques (excepte per l'allotjament de les juntes) monobloc d'acer inoxidable dúplex.

La fabricació no s'inicia mitjançant una barra normalitzada de material ja que la mida de la cambra no és estàndard i per un altre cantó, això significaria retirar molt material de l'interior de la barra per obtenir el volum intern. Per tant, els processos són:

- S'inicia el procés mitjançant la fosa en un motllo amb la pre-forma de les meitats de la cambra, el mateix per les dues.
- Mecanitzat (fresat) dels plans de referència i de l'interior de la cambra retirant l'excés de material.
- Mecanitzat dels allotjaments de les juntes i els accessos.
- Adjuntar els plans d'unió mitjançant soldadura i rectificat dels plans de tancament.
- Un procés d'acabat fi (ASME[29], $R_{max} 15\mu\text{m}$ i $R_a < 0,5\mu\text{m}$) és requerit per les superfícies sotmeses a alta pressió per millorar la seva resistència a fatiga i a oxidació (rectificat).
- Per un millor acabat, es pot afegir un procés de lapejat/brunyt de les cares internes. En aquest cas, per la fabricació d'un prototipus experimental, no s'aplica.
- Procés d'autofretage [veure 7.5.6]
- Neteja química.

Al procés de fabricació cal afegir els controls de qualitat pertinents:

- Inspecció mitjançant soldadura del material per la detecció i quantificació dels defectes interns tant de la cambra com de les soldadures.
- Verificació dimensional, especialment de la zona de tancament, tant per geometria com rugositats superficials.

8. Definició de la membrana: disseny i càlcul.

8.1. Definició de la membrana i referències en el mercat.

Com s'introdueix en la definició conceptual de la membrana [6.5], per obtenir una transferència de pressió entre l'oli i l'aigua en un volum de manera directa i sense barrejar-se es fa necessari definir un medi separador amb les següents característiques:

- a) Ha de ser impermeable i resistent als líquids utilitzats en les condicions de treball per evitar la barreja d'aquests.
- b) Ha de tenir una elevada flexibilitat per reduir al màxim les pèrdues de càrrega durant el desplaçament dels fluids.
- c) Ha de ser resistent a les temperatures i pressions de treball.
- d) Ha de presentar una correcta resistència a la fatiga per satisfer les característiques anteriorment esmentades durant una vida útil acceptable.

Aquests requeriments venen donats pel conjunt de sol·licitacions mecàniques, tèrmiques, químiques i funcionals que es donaran durant el funcionament del transferidor. Aquestes defineixen posteriorment els criteris de selecció del material per la construcció de la membrana.

8.2. Sol·licitacions sobre la membrana.

Per poder escollir un material per la construcció de la membrana cal conèixer les seves condicions de treball i per tant, les sol·licitacions a les que haurà de ser resistent. També és important conèixer els requeriments de fabricació d'aquesta, ja que és possible que certs materials no permetin la seva fabricació.

8.2.1. Sol·licitacions químiques.

Durant el seu funcionament, la membrana es troba en contacte amb tres medis diferents: l'aigua, l'oli ISO4113 i localment la pròpia paret de la cambra. Per tant, per assegurar una vida útil de la membrana, el material seleccionat ha de presentar resistència química a aquests elements.

També es verifica la seva compatibilitat amb l'aigua potable i la seva innocuïtat segons la base de dades de **Food Contact Materials (FCMs)** de la **European Food Safety Authority (EFSA)** [22], el reglament europeu 10/2011 sobre els materials plàstics en contacte amb

[Escriba texto]

aliments i el reglament europeu 2023/2006 sobre els materials destinats a estar en contacte amb aliments.

8.2.2. Sol·licitacions tèrmiques.

La membrana ha de mantenir les seves propietats en tot el rang de temperatures tant en funcionament com en els períodes d'inactivitat. Respecte el funcionament, les temperatures que es donen en l'entorn de la membrana es troben entre els 10°C mínims de temperatura ambient i/o de l'aigua i els 100°C màxims dels líquids durant la pressurització [veure **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**].

8.2.3. Sol·licitacions mecàniques.

- a) **Compressió:** per definició del transferidor, la membrana treballa sota la pressió hidràulica simultània de l'aigua i oli. Aquesta pressió s'exerceix en les dues cares de la membrana per igual i simultàniament de manera que es genera una compressió quasi-isostàtica (Principi de Pascal). Quasi-isostàtica perquè existeix un gradient de pressió entre les dues cares de la membrana per l'existència del flux dels líquids (Llei de Poiseuille). El rang de pressions varia segons la fase del cicle, des de 10 bar durant la fase de càrrega fins els 1.600bar en la fase de transferència.
- b) **Tracció:** per definició de la membrana, la tensió a tracció està associada únicament al seu moviment al llarg de la cambra durant els cicles (no hi ha deformació elàstica programada). Concretament, les situacions en les que es poden donar tensions a tracció són les següents:
 1. Durant el moviment de trasllat de la membrana al llarg de la cambra, segons com sigui la geometria de la membrana i la gestió del cicle, es poden donar situacions en les que la membrana arribi a la seva màxima extensió. En cas que la fase no finalitzi, s'inicia una deformació elàstica en la membrana amb tensions internes [veure 8.4.2].
 2. Durant el desplaçament de la membrana al llarg de la cambra, aquesta pateix deformacions en forma de flexions en la seva adaptació al flux dels líquids. L'existència de deformacions significa la generació de tensions a tracció i compressió locals. Per tant, tant el disseny de la cambra com el de la membrana tindrà en compte minimitzar els fluxos excessivament ràpids i turbulents (Llei de Poiseuille).
- c) **Fatiga:** degut al funcionament del transferidor, aquesta suporta compressions cícliques a alta i baixa pressió amb deformacions en la seva estructura degut al desplaçament dels líquids dins la cambra. No obstant, hi ha dos factors importants que redueixen el risc de

fallida per fatiga en la membrana: en primer lloc, la freqüència dels cicles és reduïda i en segon lloc, les tensions a tracció sobre la membrana no són de gran magnitud.

- d) Cavitació: l'existència de qualsevol gas en l'interior de la cambra pot generar variacions de pressió importants, deformacions en la membrana, cavitació i temperatures crítiques que poden deteriorar i trencar la membrana. Per tant, el circuit hidràulic solidari al transferidor ha d'assegurar l'absència de gasos en l'aigua i oli.

8.2.4. Sol·licitacions funcionals.

Segons la definició del transferidor, la funció principal de la membrana és la de mantenir separats els dos líquids, adaptant-se de manera flexible al seu moviment dins de la cambra i amb el mínim de pèrdua de càrrega.

- a) La membrana ha de ser impermeable a l'aigua i a l'oli ISO4113 sota les condicions de treball. El factor de permeabilitat d'un material es defineix com [23]:

$$k = \frac{Qd}{Atp} \quad (\text{Eq. 8.1})$$

k: constant de permeabilitat

Q: cabal de fluid que travessa el material

d: gruix del material

A: àrea exposada

t: temps

p: diferència de pressions entre superfícies

Per tant, la permeabilitat per unes condicions de funcionament (pressió i temperatura) i una mida de membrana (A), dependrà de les característiques del material (k) i del gruix de la membrana (d).

- b) La membrana ha de ser flexible perquè la transferència de pressions sigui eficient minimitzant les pèrdues de càrrega. Això és degut a que com més flexible és la membrana, menys energia absorbeix per deformar-se. La rigidesa de la membrana depèn principalment de dos factors, del seu gruix i del mòdul elàstic del material seleccionat per a la seva fabricació, segons la següent relació [23]:

$$R \sim E \cdot t^3 \quad (\text{Eq. 8.2})$$

R: rigidesa de la peça

E: mòdul elàstic

t: gruix

[Escriba texto]

La rigidesa disminueix segons el gruix en major proporció que segons el mòdul elàstic del material.

L'òptim material que permeti la màxima flexibilitat serà aquell que permeti un gruix de membrana inferior presentant resistència mecànica i impermeabilitat.

Resum de les principals sol·licitacions sobre la membrana que defineixen els criteris de selecció del material i disseny de la membrana:

8.3. Selecció del material per a la fabricació de la membrana.

Segons les sol·licitacions funcionals definides [veure 8.2] i tenint en compte els referents similars al mercat [veure 6.8], es realitza un primer enfocament sobre els polímers. I més concretament, els polímers fluorats ja que són els que presenten millor resistència tèrmica, química i impermeabilitat, factors més determinants entre els polímers [23]. La capacitat de treball continuat en oli i aigua a una temperatura màxima de 100°C constitueix el criteri de selecció més exigent pels polímers, ja que molts no són capaços de treballar sota aquestes condicions presentant una forta degradació o descomposició (hidròlisis, oxidació, etc...). Pel que fa a la mínima temperatura de treball (5°), aquesta no comporta un criteri diferenciador entre els polímers.

Respecte a la compatibilitat dels polímers amb l'ús d'aliments (aigua) [veure 8.2.1], aquesta característica depèn principalment dels additius afegits a la matriu del material. Aquests additius són utilitzats per aconseguir variants d'un mateix material on es potencien característiques concretes com la resistència tèrmica, química, mecànica, la seva manufactura, etc.

Consultar els annexos 6 per les característiques dels principals polímers fluorats.

Pel que fa referència a la resistència mecànica i flexibilitat, el criteri de selecció és el seu mòdul elàstic. La selecció es centra en els polímers amb menor mòdul elàstic i suficient resistència tèrmica: FPM, FEP, PFA, i PTFE.

Pel que fa a la selecció segons el seu cost econòmic, tant per matèria prima com per processament, és el FPM (FKM) el que presenta un cost menor [23].

És el FPM o FKM el material seleccionat per la fabricació de la membrana. Aquest es troba en el mercat amb diferents nomenclatures segons el fabricant. Les principals són: Viton®, Fluorel®, Tecnoflon®, Dai-el® i Dyneon®.

Observacions:

- a) Un dels usos del FPM és la fabricació de juntes d'estanqueïtat. És un concepte important a tenir en compte i que reforça la seva selecció perquè un dels requeriments sobre la membrana serà la seva subjecció a la cambra i l'assegurament d'una correcta estanquitat entre fluids.
- b) Cadascun dels materials llistats anteriorment són genèrics. A partir d'aquest els fabricants tant de matèria prima com de producte acabat poden oferir una gamma de productes amb propietats que difereixen respecte al producte referent (variacions de densitat, de resistència tèrmica i química, de duresa, addició de càrregues, etc...), les quals permeten ajustar millor les característiques del material a les necessitats de la membrana.
- c) En cas el cas que la resistència mecànica (a tracció) de la membrana simple no sigui satisfactòria i un increment de la secció resistent no sigui aconsellable (degut al consegüent increment de la rigidesa), una alternativa és emprar un material compost. Un teixit de material resistent (polièster) constitueix l'anima de la membrana, la qual es recobreix del material flexible (FPM). El material que ofereix la resistència mecànica no té perquè ser compatible amb el medi de treball de la membrana, ja que és el recobriment qui fa d'aïllament.
- d) Una alternativa a la membrana simple de FPM o composta és la membrana tèxtil de Hypalon (CSM) i policloroprens (CR) amb teixit de polièster [26].

8.4. Disseny de la membrana.

Amb el disseny de la membrana es defineix:

- a) La forma de la membrana.
- b) El seu tamany.
- c) La seva subjecció a la cambra.

8.4.1. Forma.

Es parteix de la idea que la membrana és una bossa, però aquesta pot presentar diferents relacions entre la seva longitud i diàmetre. Aquesta relació és un factor determinant pels següents conceptes:

- a) Dimensionament de la cambra: allargant la membrana es pot conservar el volum de transferència reduint el diàmetre de la cambra, la qual cosa significa un menor dimensionament:
 1. Gruix de paret resistent [veure 7.5.5].
 2. Junta d'estanquitat [veure 7.5.11]
 3. Sistema d'unió o tancament [veure 7.5.12].

[Escriba texto]

- b) Vida útil de la membrana: durant el seu desplaçament amb el flux dels líquids la membrana ha de recullir-se i estendre's per assolir tota la cursa de transferència. Per membranes allargades això significa una generació de plecs amb traccions i flexions internes difícil de calcular que poden limitar la seva vida útil.

Segons aquests criteris, la membrana té una forma semiesfèrica.

Observació:

- a) En una etapa avançada del producte (en la fase actual de disseny conceptual no aplica), el gruix de la membrana pot incloure un volum de líquid traçador innocu que, en cas de trencament parcial, s'allibera al flux per alertar del trencament total imminent.
- b) S'inclou un tetó (o sobregruix) centrat en l'extrem de la membrana com a centre de masses per millorar el desplaçament de la membrana reduint la formació de plecs i incrementant la seva resistència enfront al possible impacte del flux d'entrada al inici del cicle.
- c) En cas de fallada prematura de la membrana en la zona de màxima flexió (zona de subjecció en la cambra), es plantejaria un disseny incorporant plecs en aquesta zona per facilitar la flexió. Addicionalment, en cas de traccions intenses sobre aquesta, els plecs absorvirien aquestes traccions sense arribar a tensionar en excès la membrana.

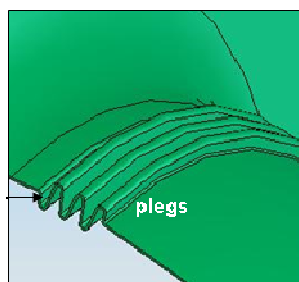


Fig. 8-1. Detall zona extensible per absorbir possibles traccions sobre la membrana.

8.4.2. Volum.

El càlcul del volum de la membrana s'ha tractat anteriorment en el càlcul de la cambra [veure 7.5.5]. Com a resum, el volum de la membrana determina la duració de la fase de transferència que, en sistemes simples, significa la duració màxima del flux constant. Es defineix una duració mínima de 120s amb un cabal de 121l/h. Per tant, una membrana semiesfèrica de 2l.

8.4.3. Gruix.

Com s'ha analitzat anteriorment [veure 8.2], el gruix de la membrana determina la seva resistència mecànica, rigidesa i impermeabilitat. A menor gruix, menor rigidesa, però també

menor resistència i impermeabilitat. Per tant, el gruix mínim es determina segons una vida útil acceptable (resistència mecànica mínima). La rigidesa és una conseqüència d'aquest gruix i pel que fa a la impermeabilitat, aquesta requereix un gruix mínim inferior al resistent. Així doncs, el gruix es determina segons les sol·licitacions mecàniques, les quals es descriuen anteriorment [veure 8.2.3].

La membrana es troba sota pressió quasi-isostàtica envoltada per l'aigua i l'oli durant el seu funcionament. El terme quasi-isostàtic es refereix al fet que existeix un flux i per tant, existeixen diferencials de pressió al llarg de la membrana que justifiquen el seu desplaçament. Segons com sigui aquest flux al llarg de la cambra, aquests diferencials i sol·licitacions es presentaran en diferent grau.

Cal apuntar que el cabal màxim és de 121l/h determinat per la bomba diesel [veure **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**] i que els accessos a la cambra i el circuit hidràulic solidari s'han dimensionat (Eq. 7.21) (secció de pas de Ø5,9mm) per obtenir una velocitat promig dels líquids de 1,25m/s [veure 7.5.8]. Addicionalment, l'increment de secció de la cambra respecte els accessos significa, segons l'equació de continuïtat, una disminució d'aquesta velocitat. A continuació es calcula la velocitat promig a l'entrada de la cambra i en el centre d'aquesta on la secció és màxima i per tant, la velocitat mínima.

$$v_{\text{centre cambra}}^{\text{promig}} = \frac{Q}{A} = \frac{0,121 \text{ m}^3/\text{h}}{\pi \cdot 0,1^2 \text{ m}^2} = 3,85 \text{ m/h} = 0,001 \text{ m/s} \quad (\text{Eq. 7.21})$$

Si s'aplica Bernoulli de la mateixa manera entre l'accés i el centre de la cambra, considerant que no es produeixen pèrdues:

$$\frac{v^2 \rho}{2} + P + \rho g z = \text{constant} \quad (\text{Eq. 8.3})$$

Es té un increment de pressió al centre de la cambra respecte a l'accés de $1.45 \cdot 10^{-3} \text{ N/mm}^2$

[Escriba texto]

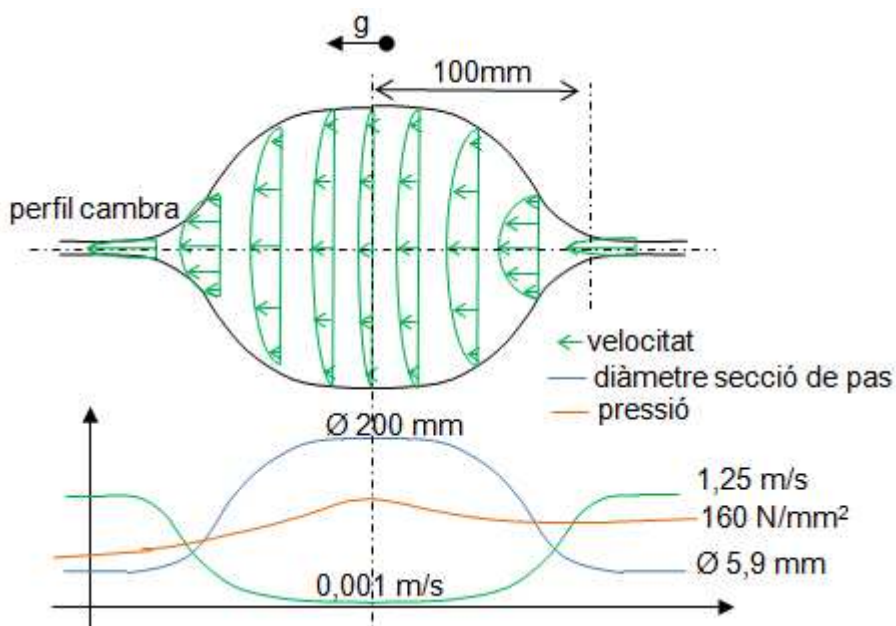


Fig. 8-2. Velocitat promig, distribució de velocitats i variació de pressió del flux segons les diferents seccions de la cambra (Bernouilli i Poiseuille).

Pels valors de velocitat del flux al llarg de la cambra es pot considerar condició estàtica (velocitat inferior a 5÷7 m/s) [53].

Les variacions de pressió degut a la variació de la secció de pas a llarg de la cambra no impliquen diferencials de pressió sobre la membrana significatius.

Es calcula el nº de Reynolds per diferents seccions de la cambra per l'aigua i l'oli a una temperatura referència de 40°C (es desconeix el valor de la viscositat a temperatura de treball per l'oli):

$$Re = \frac{\tilde{v} \cdot D}{\nu} \tag{Eq. 8.4}$$

Viscositat cinemàtica @40°C [St]			Aigua	ISO4113
			0,0658	0,0253
Localització	Diàmetre secció [cm]	Velocitat mitjana [cm/s]	# Reynolds	
Accés	0,59	11,23	1.102	2.867
Entrada	8,8	0,55	73	192
Centre	20	0,11	32	84

Taula 8.1. Valors del nº de Reynolds per diferents seccions-punts de la cambra.

Aquests valors permeten plantejar que a la cambra el flux és laminar.

Així doncs, les sol·licitacions mecàniques sobre la membrana degut al flux no comporten la necessitat d'un gruix de material important.

No obstant, es consideren accions per millorar el flux i reduir les sol·licitacions sobre la membrana. Un flux excessivament ràpid a l'entrada pot generar un impacte en la membrana a l'inici del cicle. No obstant, com es menciona durant el disseny de la cambra [veure 7.5.5] [veure 7.5.8], tant el volum de la cambra com la definició dels accessos minimitzen aquest efecte. La velocitat en l'interior de la cambra disminueix ràpidament degut al increment en la secció de la cambra respecte a l'accès i de l'opertura progressiva d'aquest cap a l'interior de la cambra. Addicionalment, la membrana presenta un tetó [veure 8.4.1] en la seva part central per incrementar la seva resistència en la zona on hi ha major velocitat de desplaçament i per tant, majors diferencials de pressió.

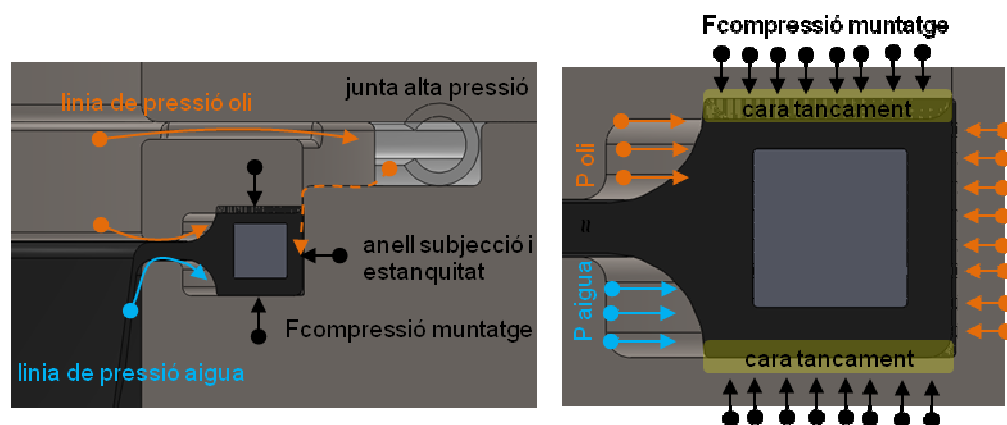
El gruix genèric de la membrana es fixa en 0,3mm.

Observacions: els càlculs del flux es realitzen considerant un mateix flux i no la combinació de l'oli i l'aigua.

8.4.4. Subjecció de la membrana i estanquitat aigua-oli.

Com es descriu durant el disseny de la cambra [veure 7.5.10], la membrana incorpora un anell en el seu diàmetre mitjançant el qual aquesta es subjecta a la cambra i es realitza l'estanquitat entre l'oli i l'aigua. Concretament, s'aplica el disseny d'un junta Kantseal® de Trelleborg [50], concretament la referència DKAR00370-F70.

La membrana es troba en un entorn quasi-estàtic [veure 8.2] i en la zona de sujecció es té:



[Escriba texto]

Fig. 8-3. Croquis sistema de subjecció i estanquitat de la membrana en cambra.

8.4.5. Fabricació de la membrana

El material seleccionat per a la fabricació de la membrana és l'elastòmer fluorat FPM/FKM. La fabricació parteix de material cru o base a partir del qual, mitjançant l'addició d'additius, es modifiquen i perfilen les característiques requerides pel producte final (duresa, resistència química, tèrmica, a l'abració, etc). Aquest procés d'addició es realitza mecànicament i consta de diferents etapes de barreja a temperatures de fins 110°C i processos de refredament. Amb aquest procés de barreges successives s'assoleix un correcte mesclat del material base amb els additius evitant aglomeracions no desitjables.

Un cop preparat el material, es realitza el procés de conformació de la peça i el curat del material. Respecte als processos de modelat, aquests s'inicien amb un pre-conformat del material sense curar. Existeixen diferents mètodes de pre-conformat, entre els quals destaquen l'extrusió, la injecció, el laminat i el tallat. En el cas de la membrana, es realitza per injecció de l'elastòmer en el motllo on es situa l'anell metàl·lic per conformar la zona de subjecció i tancament de la membrana. A continuació, a partir d'aquestes peces pre-conformades, es realitza un canvi de motllo pel conformat definitiu on es defineixen la forma final de la bossa i l'anell de la membrana, amb el procés de curat simultàniament. Com altres elastòmers, el FPM requereix realitzar el modelat sota compressió per tal d'evitar la retenció de gasos a l'interior de la peça. Els dos mètodes principals utilitzats per la conformació són la compressió i la injecció. En el cas de la membrana, degut al seu gruix, es realitza per injecció. Aquest procés es realitza a temperatures que varien entre els 160°C i els 200°C. És en aquest procés on es conforma la part que constitueix la bossa de la membrana.

Un cop s'obté la peça amb la forma definitiva, existeix la possibilitat de realitzar un segon curat o post curat. Aquest segon curat completa el curat de l'elastòmer, elimina impureses i incrementa les interaccions de les fibres entre altres conceptes. No obstant, la característica del material més sensible al post curat és el seu increment de resistència a la compressió, molt important per a la membrana. Altres característiques també modificades són l'increment de la resistència i mòdul a la tensió i l'increment de la seva duresa. No obstant, l'elongació màxima del material queda reduïda quan es realitza un post curat. En el cas de la membrana, es realitza un segon curat per augmentar la resistència a compressió (temperatures entre 230°C i 250°C)

9. Sistema hidràulic solidari a la cambra.

El circuit solidari a la cambra es distribueix segons:

- Els líquids gestionats: aigua i oli.
- El treball realitzat: transferència i retorn.

Com es descriu en el disseny de la cambra [7.5.8], aquesta conté només un accés per cada líquid, per on es realitza tant l'admissió del líquid a la cambra com la sortida. La gestió de l'admissió i la sortida es realitza en el circuit solidari a la cambra.

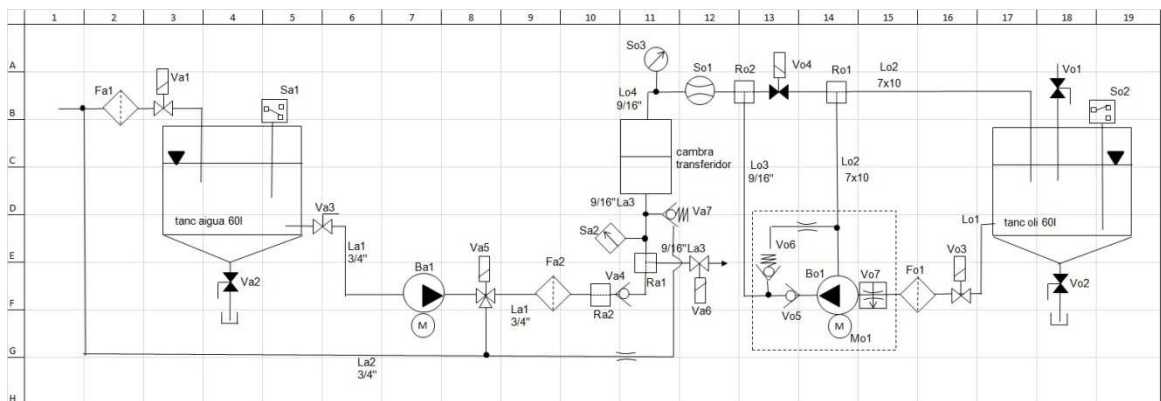


Fig. 9-1. Esquema hidràulic del transferidor.

Consultar l'annex pel detall del circuit, llistat dels components i càlcul de les pèrdues de càrrega.

9.1. Circuit de l'aigua.

9.1.1. Circuit de baixa pressió de l'aigua.

El circuit d'alimentació de la cambra té com objectiu omplir la cambra amb aigua desplaçant l'oli contingut de la darrera fase de transferència pel seu circuit de retorn fins al tanc. Els components principals del circuit són:

- Tanc d'aigua de 60l per tenir una autonomia de 30mn està elevat 1m per facilitar l'alimentació del circuit aigües avall. L'entrada al tanc pel retorn com per l'admissió nova inclou un filtre de 500µm. Conté sortida per vàlvula manual per buidar el tanc per tasques de manteniment.

[Escriba texto]

- b) Tub de PE 3/4" flexible al llarg del circuit de baixa pressió, tant d'alimentació com de retorn.
- c) Bomba hidràulica Danfost CR1 apta per indústria de l'alimentació. Cabal màxim 2,5m³/h i H 200m. Pel càlcul de la bomba [veure annex C].
- d) Electovàlvula 3/2 NA per distribuir el cabal de sortida de la bomba direcció a la cambra o de retorn al tanc.
- e) Filtre de partícules de 300µm per l'aigua que alimenta el transferidor. Aquest nivell és requerit pels components hidràulics d'alta pressió.
- f) Circuit de retorn tant per la sortida de la bomba com de la limitadora de pressió en la part d'alta pressió.

Observació: no es considera cap tractament addicional pel subministrament de l'aigua (regulació de la temperatura, osmosis, desgasificació, etc).

9.1.2. Circuit de transferència o alta pressió de l'aigua.

El circuit de transferència té l'objectiu de gestionar la sortida de l'aigua a alta pressió del transferidor al servei destinat i l'entrada de l'aigua en la fase d'admissió. Els components principals del circuit són:

- a) Racord unió circuit de baixa i alta pressió.
- b) Vàlvula antiretorn de la pressió de transferència. En el moment que la transferència s'incia aquesta tanca l'accés al circuit d'alimentació a baixa pressió.
- c) Vàlvula 2/2 NA accionada pneumàticament gestiona l'entrada o sortida de l'aigua a la cambra. Normalment oberta aigües avall, es tanca durant la fase d'admissió a la cambra.
- d) Vàlvula limitadora de pressió. Tarada per obrir a 1.800bar, llibera la pressió derivant cabal de transferència al circuit de retorn (via reductor).
- e) Tub d'alta pressió d'acer inoxidable AISI316 d'alta resistència (autofretatge) 9/16".
- f) Sensor de pressió digital per gestió del cicle.

9.2. Circuit de l'oli.

9.2.1. Circuit de baixa pressió de l'oli.

El circuit de baixa pressió de l'oli té l'objectiu d'alimentar la bomba diesel i recircular tant el sobrant de la bomba com el retorn de la cambra un cop acabada la transferència. Els components principals són:

- a) Tanc d'oli de 60l per tenir una autonomia de 30mn està elevat 1m per facilitar l'alimentació del circuit aigües avall. Conté una sortida per buidar el tanc per tasques de manteniment.

- b) Tub flexible de PU 7x10 entre el tanc, l'admissió, el sobrant de la bomba diesel i retorn del transferidor.
- c) Electrovàlvula 2/2 NA entrada oli a bomba diesel.
- d) Filtre partícules entrada oli a bomba diesel (mateix que es munta en motor).

Observació: no es considera cap tractament addicional per l'oli de subministrament (control i gestió de la temperatura, filtratge, separador oli-aigua, etc).

9.2.2. Circuit d'alta pressió d'oli.

L'objectiu del circuit d'alta pressió és subministrar l'oli a alta pressió al transferidor. Es compon dels següents elements:

- e) Bomba diesel [veure 4].
- f) Motor accionament bomba diesel. LEROY-SOMER asíncrono jaula de ardilla. Servomotor y acople al eje de la bomba.
- g) Caudalímetre d'alta pressió. Mesura tant el cabal durant la transferència com durant el retorn per gestionar així les diferents fases.
- h) Sensor de pressió analògic per informar de l'estat del circuit en cas de necessitat de manipulació per tasques de manteniment.
- i) Vàlvula 2/2 NA accionada pneumàticament gestiona la recirculació de l'oli de retorn al tanc un cop acabat el cicle de transferència.
- j) Racord d'unió circuit de baixa i alta pressió.
- k) Tub d'alta pressió d'acer inoxidable AISI316 d'alta resistència (autofretage) 9/16".

Observació: en la bomba diesel s'integra la vàlvula antiretorn, limitadora de pressió tarada a 1.800bar, electrovàlvula reguladora de cabal de transferència i bomba d'alimentació [veure 4].

9.2.3. Càlcul de la bomba d'alimentació d'aigua.

El sistema de bombeig d'aigua a la cambra s'ha de dimensionar per obtenir una fase relativament curta. Es plantegen diferents duracions de fase, que conegut el volum de cambra obtenim el cabal necessari, verificant les velocitats del flux als diferents trams de circuit per evidenciar quin cabal té millor balanç respecte al màxim recomanat de 7m/s.

		Accés cambra	Baixa pressió oli	Alta pressió	Baixa pressió aigua
	Diàmetre de pas [mm]	5,9	7	8	20
Fase admissió [s]	Cabal [m ³ /h]	Velocitat [m/s]			

[Escriba texto]

10	1,44	14,63	10,39	7,96	1,27
15	0,96	9,75	6,93	5,31	0,85
20	0,72	7,32	5,2	3,98	0,64
30	0,48	4,88	3,46	2,65	0,42

Taula 9.1. Duració fase admissió i cabals a les diferents seccions del circuit.

El millor balanç es troba al voltant d'un cabal $1\text{m}^3/\text{h}$ amb un temps de admissió de 15 segons.

A continuació, en base a un cabal de $1\text{m}^3/\text{h}$, es calcula l'alçada de bombeig necessari durant la fase d'admissió calculant la resistència al flux dels tubs, geometries i components participants de la fase. Pel detall dels càlculs, consultar els annexos.

- S'inicia calculant del nombre de Reynolds per determinar el tipus de flux per cada tram segons diàmetre de pas i líquid (viscositat).
- Pels casos on el flux és turbulent, es determina la rugositat relativa per obtenir el coeficient de Darcy segons diagrama de Moody.
- Aplicant l'equació de Darcy-Weisbach es calcula la caiguda de càrrega en els tubs amb flux turbulent.
- Aplicant l'equació Hagen-Poiseuille es calcula la caiguda de càrrega en els tubs amb flux laminar.
- Mitjançant els valors Kv es calcula la pèrdua de càrrega per cada element del circuit: vàlvules, filtres, ràcords, angles, etc.

El valor final de caiguda de càrrega durant el procés d'admissió d'aigua i retorn oli és de 125m. Així doncs, la selecció de la bomba es realitza en base a un cabal de $1\text{m}^3/\text{h}$ i una càrrega d'impuls de 125m: Danfost CR1 cabal màxim $2,5\text{m}^3/\text{h}$ i H 200m.

Observació: els tancs d'aigua i oli es troben a la mateixa alçada.

9.2.4. Càlcul de la pèrdua de càrrega en fase transferència.

De la mateixa manera que es realitza per la fase d'admissió, es calcula la pèrdua de càrrega segons el disseny del circuit i condicions de treball. Pel detall dels càlculs, consultar els annexos.

El valor de pèrdua es situa en 8,25m.

9.2.5. Gestió del cicles.

Es realitzen dos fases per cada cicle de transferència: admissió aigua/retorn oli i transferència de pressió.

L'estat del cicle i la seva gestió es realitza en base a les senyals de la pressió i el cabal del circuit d'alta pressió de l'oli, el qual en part és solidari a la fase de transferència i de retorn. En funció del cabal es calcula conseqüentment la duració de cada fase, conegut el volum de la cambra.

El cabal de transferència es gestiona principalment mitjançant l'electrovàlvula reguladora de cabal pròpia de la bomba. El gir de la bomba no s'utilitza com a regulador del cabal.

Tot el conjunt de senyals dels sensors de pressió, estat i accionament vàlvules, control del gir de bomba i estat dels tancs es gestiona mitjançant un PLC Siemens S7.

Consultar els annexos pel detall en la gestió dels cicles.

[Escriba texto]

10. Simulacions resistència mecànica de la cambra.

De manera complementària al disseny i càlcul numèric de la cambra, mitjançant el programa Simulation® de simulació per elements finits del programa CAD SolidWorks® es realitzen les següents simulacions computacionals per elements finits:

- a) Condicions i reaccions durant el procés d'autofrettage.
- b) Condicions i reaccions durant la transferència de pressió.

L'estudi es basa en un model simplificat, sense juntes d'estanquitat i amb partició per simetria per alleujar la simulació, però conservant totes les unions i restriccions.

Es verifica que el gruix de la cambra és suficient no presentant-se punts amb tensions equivalents superiors al límit elàstic segons els criteris de fallida de VonMises i Tresca. No obstant, s'aprecia un cert sobredimensionament degut principalment a l'ampli factor de seguretat aplicat al càlcul seguint les normatives vigents [veure 7.2][veure 7.5.1].

Per més detalls, consultar els informes en els annexos adjunts.

11. Memòria econòmica.

Es realitza dos pressupostos segons sigui disseny del pre-projecte i fabricació del prototipus. Cal indicar que al incloure elements no estàndards en el mercat, els costos de disseny i fabricació són força elevats respecte a màquines similars en el mercat.

Els costos de fabricació són aproximats ja que no es basen en pressupostos reals de mercat. L'objectiu és mostrar els conceptes inclosos amb costos orientatius a contrastar en cas de realització d'un prototipus. No és objectiu avaluar amb exactitud la viabilitat econòmica, la qual cosa es realitzaria en l'etapa de prototipatge on es confirmen les solucions tècniques.

11.1. Cost del pre-projecte.

Existeix un cost inicial intrínsec al disseny i estudi del projecte del transferidor de pressió, consulta de la normativa, estudi de mercat, etc. Així doncs, principalment són costos associats a l'enginyeria. Es contemplen els recursos humans i els recursos materials necessaris per realitzar el disseny del transferidor de pressió. D'una banda, els recursos humans inclouen tot el treball propi d'estudi, disseny, càlculs i elaboració de plànols realitzats per un enginyer. De l'altra, recursos materials inclouen conceptes com llicències de software, material d'oficina, o bé despeses com desplaçaments o electricitat:

Concepte	Cost
Enginyer	300 hores x 24€/h = 7.200€
Transport	300€
Lloguer oficina i subministraments	2.000€
Amortització llicències, suport informàtic	300€
Total	9.800€

Taula 11.1. Resum costos pre-projecte transferidor (concepte i disseny).

Detalls del cost del personal:

[Escriba texto]

- a) Cost Empresa en salaris = Cost SS empresa + Salari Brut
- b) Cost SS empresa = Salari Brut x 0,35
 Salari Brut = Salari net (1+0,07+0,16)
- 0,07 pertanyent a la SS que paga el treballador
 - 0,16 pertanyent al IRPF

Cal esmentar que tots els preus i costos mostrats, tant en aquest anàlisi de costos com en el pressupost, presenten l'impost de l'IVA inclòs

11.2. Cost de fabricació del prototipus.

El pressupost per a la fabricació del transferidor inclou el cost del material, ja sigui original o d'especial manufactura, els costos de ma d'obra com programadors i muntadors mecànics i elèctrics.

- a) Costos dels components de sèrie: són aquells que es poden comprar directament, els quals es subministren a través d'empreses distribuïdores. En el cas del transferidor, tots els components són de mercat excepte la cambra i la membrana:

Concepte	Cost
Sistema hidràulic: vàlvules, tubs, filtres, sensors, dipòsits, bombes, etc...	10.000€
Sistema elèctric: potència.	8.000€
Sistema de control (PLC, HMI, seguretats)	6.000€
Sistema pneumàtic: accionament vàlvules.	2.000€
Total	31.000€

Taula 11.2. Resum costos components sèrie.

- b) Cost dels components de disseny: són aquells components que per les seves característiques s'han de fabricar expressament, o bé es tracta de peces comprades però que cal mecanitzar posteriorment. Per definir el cost d'aquests components s'haurà de tenir en compte el cost del material necessari per la fabricació de les peces i el cost del procés de fabricació que s'utilitza. En aquest cas, es tracta de la cambra i la membrana.

Concepte	Cost
----------	------

Fosa per motllo de sorra x2 unitats (acer dúplex)	20.000€
Processos de mecanitzat i soldadura	5.000€
Autofrettage	4.500€
Neteja	1.000€
Control de qualitat	2.000€
Bancada, xassís, carenat.	5.000€
Total	37.500€

Taula 11.3. Resum costos components de disseny.

- c) Costos de mà d'obra: es componen en d'hores de treball d'administració (compres, logística), de programació, de muntatge electric, hidràulic i test.

Concepte	Cost
Administració	600€
Programador PLC	3.000€
Muntador	1.500€
Test i posta en marxa	1.500€
Total	6.600€

Taula 11.4. Resum costos components de disseny.

11.3. Cost total disseny i fabricació prototipus.

Concepte	Cost
Cost pre-projecte	9.800€
Components sèrie	31.000€

[Escriba texto]

Components de disseny	37.500€
Ma d'obra	6.600€
Total	84.900€

Taula 11.5. Resum pressupost disseny i fabricació proto-tipus.

12. Impacte mediambiental.

12.1. Estudi d'impacte ambiental.

Es defineix avaluació d'impacte ambiental (EIA) a la identificació de les possibles conseqüències que una activitat humana pot produir en el medi ambient: equilibri ecològic, qualitat de vida o la preservació dels recursos naturals són factors a considerar. És un aspecte primordial per qualsevol projecte predir la seva repercussió ambiental.

A continuació s'analitzen els EIA segons les etapes de fabricació i funcionament.

12.2. Fabricació.

Pel que fa a la fabricació, ens centrem en aquells components de disseny d'especial fabricació. Aquests són principalment metal·lúrgics: fosa, mecanitzat i soldadura de la cambra i injecció per la membrana. Tots ells tenen impacte mediambiental ja que produeixen:

- a) Residus: com són els olis de tallar i ferritges. Aquests s'han de tractar d'acord amb la normativa del Catàleg Europeu de Residus per residus d'olis i de combustibles líquids (residus d'olis de motor, de transmissió mecànica i lubricants).
- b) Altes temperatures: per tant, consums energètics importants. Per reduir el balanç energètic, el fabricant ha d'instal·lar sistemes de recuperació.
- c) Contaminació acústica: cal que els processos i els entorns continguin els aïllaments i atenuadors acústics.
- d) Globalment, els processos de metal·lúrgia comporten processos energètics amb riscos laborals importants. Per tant, cal que el fabricant compleixi amb la normativa per la seguretat i la salut dels treballadors.
- e) Pel que fa al processos de muntatge, no es destaquen impactes ambientals d'importància.

12.3. Funcionament.

Durant el funcionament del transferidor hi ha diferents impactes:

- a) Substàncies perilloses: el transferidor utilitza com a sistema de transferència de potència l'oli ISO4113. Segons la fitxa tècnica del producte, cal pendre precaucions en el seu ús i contacte amb persones. Protecció ocular i guants són necessaris per la seva

[Escriba texto]

manipulació. Caldrà doncs documentar els riscos i els procediments per tractar amb el producte, realitzar formació i utilitzar els sistemes de prevenció.

- b) Riscos laborals: el treball amb molt alta pressió comporta condicions extremes per la sollicitació de les parts. Per això durant el càlcul i disseny s'apliquen els factors de seguretat segons normatives. Addicionalment es realitza un estudi de riscos i s'apliquen les accions necessàries com pot ser modificacions en el disseny, introducció d'aïllaments, formació als treballadors, plans de seguiment i manteniment preventiu per evitar situacions de risc per la salut.
- c) Emissions i residus: els residus relacionats amb el funcionament del transferidor és l'oli4113. Aquest s'ha de tractar d'acord amb la normativa del Catàleg Europeu de Residus per residus d'olis i de combustibles líquids (residus d'olis de motor, de transmissió mecànica i lubricants).
- d) Consum energètic: el sistema transferidor consumeix energia i per tant té una empremta de CO2. Per aquesta raó, el consum energètic i la eficiència global del sistema es un criteri aplicat durant el seu disseny per reduir els consums energètics i material.

12.4. Final de vida.

El disseny del transferidor ha de preveure el final seu final de vida, potenciant la possibilitat de reciclar els components principals del transferidor.

El transferidor no inclou cap component que hagi de tenir un tractament especial per ser perillós.

Conclusions

L'obtenció d'aigua a molt alta pressió mitjançant un sistema transferidor directe resulta ser una opció tecnològica innovadora amb marge per la investigació i estudi en profunditat mitjançant la simulació per elements finits i si aquest demostra la seva viabilitat, fabricar un prototipus.

En front als sistemes actuals en el mercat per la pressurització d'aigua a molt alta pressió, el transferidor presenta una capacitat volumètrica reduïda. No obstant, partir d'un element com una bomba diesel amb uns costos molt continguts degut a tenir una escala de mercat immensa en comparació als sistemes tradicionals, fa que sigui interessant el plantejar nous estudis per ampliar la seva capacitat volumètrica i fer-la més competitiva en aquesta aspecte.

Constructivament el transferidor presenta oportunitats de millora mitjançant l'increment de la seva capacitat volumètrica allargant la cambra, la qual cosa no té un impacte en la resistència del conjunt i per tant, no penalitza amb increment de material. No obstant, caldria estudiar si amb aquesta geometria, la vida útil de la membrana és satisfactòria.

Tècnicament, el disseny i càlcul del transferidor ha constituït un treball ampli d'enginyeria, tant pel càlcul mecànic com per l'hidràulic, passant per l'estudi de les normatives i dels materials. En tan sols 15 anys el mercat ha avançat i incorporat processos industrials com el tall per raig d'aigua, la conservació d'aliments, el tractament de superfícies, etc...on l'aplicació de líquids a pressions superiors a 1.000bar comença a ser viable i sobretot, estandarditzat.

Aquest fet motiva a continuar amb l'estudi de la viabilitat de la transferència de pressió directa.

[Escriba texto]

Agraïments

A Delphi Diesel Sant Cugat per la col·laboració oferta respecte a les característiques funcionals de la bomba diesel.

[Escriba texto]

Bibliografia

Referències bibliogràfiques

- [1] DELPHI DIESEL SYSTEMS.
- [2] ROBERT BOSCH GmbH – DIESEL SYSTEMS.
- [3] CONTINENTAL AUTOMOTIVE GmbH – ENGINE SYSTEMS.
- [4] DENSO CORPORATION.
- [5] STANADYNE CORPORATION.0.81
- [6] INE: Instituto Nacional de Estadística.
- [7] K.MOLLENHAUER, H. TSCHOEKE. Handbook of Diesel Engines, DOI 10.1007/978-3-540-89083-6_17. Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2010.
- [8] MAN Diesel & Turbo SE. Medium and Heavy Duty Diesel Engines manufacturer.
- [9] Burmeister & Wain Group. Heavy Duty Diesel Engines manufacturer.
- [10] Kubota Engine America Corporation. Light, Medium and Heavy duty Diesel Engines manufacturer.
- [11] Heinzmann GmbH & Co. KG. Medium and Heavy duty Diesel Engines manufacturer.
- [12] Cummins Inc. Medium and Heavy duty Diesel Engines manufacturer. 500 Jackson Street Columbus, IN 47201 U.S.A.
- [13] Wärtsilä Corporation. Medium and Heavy duty Diesel Engines manufacturer. John Stenbergin ranta 2 FI-00530 Helsinki Finland
- [14] HANNU JÄÄSKELÄINEN, MAGDI K.KHAIR. Common Rail Fuel Injection.
www.dieselnet.com/tg.php
- [15] BERTUCCO A., VETTER G. *HHPT High pressure process technology: fundamentals and applications*. Industrial Chemistry library, Volum 9. Elsevier. Amsterdam: 2001.
- [16] Gardner Denver Water Jetting Systems, INC.
www.gardnerdenverproducts.com/
- [17] KMT Waterjet Systems Inc. 635 West 12th street. Baxter Springs. KS 66713. USA.
www.kmt-waterjet.com
- [18] H2O JET Companyser
www.waterjetparts.com
- [19] S.J. TÉLLEZ-LUIS, J.A. RAMÍREZ, et. al. *J. Cienc. Tecnol. Aliment.* Vol.3, No 2, pp. 66-80. Asociación de Licenciados en ciencia y tecnología de los alimentos de Galicia. Altaga. ISSN 1135-8122. 2001.
- [20] ENRIQUE PALOU, AURELIO LOPEZ-MALO, GUSTAVO V.BARBOSA-CANOVAS, BARRY G.SWANSON. *High-pressure treatment in food preservation. Handbook of food preservation, second edition*. Edited by M.Shafiur Rahman. CRC Press. Taylor &

[Escriba texto]

- Francis Group. 6000 Broken Sound Parkway NW, Suite 300. Boca Raton, FL 33487-2742.
- [21] TORRES, J.ANTONIO. *Food process engineering group*. 100 Wiegand Hall, Oregon State University. Corvallis, OR 97331-6602.
- [22] FOOD CONTACT MATERIALS (FCMs). European Food Safety Authority (EFSA).
www.ec.europa.eu/food/safety/chemical_safety/food_contact_materials/index_en.htm
www.webgate.ec.europa.eu/sanco_foods/main/?event=display
- [23] Reglamento (CE) N° 2023/2006 de la Comisión de 22 de diciembre de 2006 sobre las buenas prácticas de fabricación de materiales y objetos destinados a entrar en contacto con alimentos. Diario oficial de la Unión Europea. 29.12.2006
- [24] Reglamento (UE) N° 10/2011 de la Comisión de 14 de enero de 2011 sobre materiales y objetos plásticos destinados a entrar en contacto con alimentos. Diario oficial de la Unión Europea. 15.1.2011.
- [25] R.J.CRAWFORD. *Plastics Engineering*. The Queen's University of Belfast. Elsevier Bueerworht-Heinemann. Linacre House, Jordan Hill, Oxford.
- [26] Goma Membranas G921A. Membranas de goma con tejido. Aislamiento y Estanqueidad Erica SL.
www.eric.es/web/goma-membranas/
- [27] Tecnoflon®, A guide to Fluoroelastomers. Solvay Solexis, Inc.
www.solvaysolexis.com
- [28] Directiva 2014/68/UE del Parlament Europeu i del Consell de 15 de maig del 2014. relativa a l'harmonització de les legislacions dels Estats membres sobre la comercialització d'equips a pressió. Diari Oficial de la Unió Europea. Llibre 189, pàgines 164 a 259.
- [29] American Society of Mechanical Engineers (ASME). *Code for Pressure Vessels, division VIII section 3*.
- [30] American Society of Mechanical Engineers (ASME). *Code for Pressure Vessels, division II section D*.
- [31] MICHAEL F.ASHBY. *Materials Selection in Mechanical Design*. Third Edition. Elsevier. Butterworth-Heinemann. 2005.
- [32] DI CAPRIO, GABRIELE. *Los aceros inoxidables*. Grupinox. Editorial Ebrisa. Barcelona. 1999.
- [33] AK Steel Corporation. 9227 Centre Pointe Drive. West Chester, OH 45069.
www.aksteel.com/
- [34] ThyssenKrupp Aceros y Servicios S.A. Catàleg comercial, acers inoxidables austenítics AISI 316, 316L.
- [35] Outokumpu stainless steels and high performance alloys. Catàlegs comercials acers inoxidables.
www.outokumpu.com/en/Pages/default.aspx

- [36] NiDI, Nickel Development Institute.
www.nickelinstitute.org/
- [37] J.F. HARVEY. *Theory and design of pressure vessels*. CSB Publishers & Distributors Pvt. Ltd. 1987.
- [38] A.B.AYOB, M.N. TAMIN, M.K. ELBASHEER, *Pressure limits of thick-walled cylinders*. Proceedings of the International Multiconference of Engineers and Computer Scientists 2009 Vol II. IMECS 2009, March 18-20, 2009, Hong Kong.
- [39] T.E. DAVIDSON, D.P. KENDALL. *The design of pressure vessels for very high pressure operation*. Technical report WVT-6917. Benet R&E Laboratories. Watervliet Arsenal-New York. AMCMS N° 5011.11.85500. DA Project N° 1-T-0-61102-B32A. May 1969.
- [40] A. PARTOVI, S. SHARIFI. *Analysis of autofrettaged high pressure components*. Department of Mechanical Engineering. Blekinge Institute of Technology. Karlskrona, Sweden. 2012.
- [41] F.TRIEB, J.SCHEDELMAIER, M. POELZL. *Autofrettage – Basic information and practical application on components for waterjet cutting*. 2005 WJTA American Waterjet Conference. August 21-23, 2005. Houston, Texas.
- [42] W. NORAZIAH, A. AYOB, M.K.ELBASHEER. *Effect of autofrettage on allowable pressure of thick-walled cylinders*. 2011 International Conference on Environmental and Agriculture Engineering. IPCBEE vol.15 (2011) IACSIT Press, Singapore.
- [43] A.P. PARKER. *Autofrettage of open-end tubes. Pressures, stresses, strain and code comparisons*. Journal of pressure vessel technology, august 2001, vol.123. ASME.
- [44] G.P.THOMAS. *Autofrettage: Fundamentals, Industrial applications and benefits*. AZO Materials.
www.azom.com/article.aspx?ArticleID=7893
- [45] D. L. R. OLIVER and J. N. CHUNG (1985). *Steady flows inside and around a fluid sphere at low Reynolds numbers*. Journal of Fluid Mechanics, 154, pp 215-230.
- [46] Stansted Fluid Power Ltd. High Pressure Engineering Solutions.
www.stanstedfluidpower.com/about_stansted_fluid_power.html
- [47] Maximator Test, LLC. Testing Services Center. 1350 Tri State Parkway, Suite 130. Gurnee, IL 60031.
maximator-test.com/autofrettage/
- [48] *Precision O-ring Handbook*. Parker Hannifin Corporation. O-ring division.
www.parker.com
- [49] *Metal seal design guide*. High performance engineered seals and sealing systems. Parker Hannifin Corporation.
- [50] Trelleborg Sealing Solutions.
www.tss.trelleborg.com

[Escriba texto]

- [51] *Metal O-rings and C-rings for extreme operating conditions*. GFD – Gesellschaft für Dichtungstechnik mbH.
www.seals.de
- [52] Apple Rubber Composite seals.
www.applerubber.com
- [53] J.P. de GROOTE. *Tecnología de los circuitos hidráulicos*. Biblioteca CEAC del automóvil, 1997. ISBN 9788432911132
- [54] HiP. High Pressure Equipment Company. Pressure vessels and reactors.
www.HighPressure.com
- [55] SITEC-Sieber Engineering AG. High-Pressure Technology.
www.sitec-hp.ch/en/Willkommen
- [56] NOVA WERKE AG. High pressure technology.
www.novaswiss.ch/
- [57] CEJN AB. Equipament per hidràulica de molt alta pressió.
www.cejn.com
- [58] R.L. NORTON. *Diseño de Máquinas*. México. Editorial Prentice-Hall (Pearson), 1999.
- [59] J.FENOLLOSA. *Unions cargolades*. Edicions UPC 1998.
- [60] Hispanox. Catálogo tornillería en acero inoxidable.
www.hispanox.com
- [61] AGUSTÍN MARTÍN DOMINGO. *Apuntes de Mecánica de Fluidos*. Departamento de Física e Instalaciones. E.T.S.Arquitectura de Madrid. Universidad Politécnica de Madrid.
- [62] ESTEBAN ECHEVERRÍA. Ingeniero de Lubricación. *Contaminación del aceite con agua*. ExxonMobil. Lubricants & Specialties.
- [63] WARRA R.H. *Selecció de bombes*. Ed.Labor
- [64] JIMENEZ L.M^a. *Manual de bombes*. Ed.Blume pag 224, 227
- [65] BERTUCCO A. AND VETTER G. *High pressure process technology. Fundamentals and applications*. Industrial chemistry library, vol9. Ed. Elsevier, p.150