

**EPS**Escola Politècnica
Superior

Treball final de grau

Estudi: Grau en Enginyeria Mecànica

Títol: Estudi paramètric del rendiment d'una turbina picohidràulica d'impulsió d'eix vertical

Document: 1. Memòria i Annexos

Alumne: Ismael Aouaj Moudni

Director/Tutor: Toni Pujol Sagaró

Departament: Enginyeria Mecànica i de la Construcció Industrial

Àrea: Mecànica de Fluids

Convocatòria (mes/any): Juny 2014

ÍNDEX

MEMÒRIA	4
1 INTRODUCCIÓ	4
1.1 Antecedents	4
1.2 Objecte	8
1.3 Abast	8
2 TURBINA DEL LABORATORI	9
2.1 Introducció	9
2.2 Paràmetres de disseny	9
2.3 Part hidràulica	10
2.4 Part mecànica	11
2.5 Millores del disseny anterior	13
3 METODOLOGIA	15
3.1 Introducció	15
3.2 Preparació de la turbina	15
3.3 Adquisició de dades	21
3.4 Experiments	29
4 RESULTATS EXPERIMENTALS	32
4.1 Introducció	32
4.2 Mètode de càlcul	32
4.3 Errors en l'estudi experimental	36
4.4 Efecte de la posició d'impacte del doll	38
4.4.1 Posició axial	38
4.4.2 Posició longitudinal	40
4.4.3 Posició radial	43
4.5 Efecte de l'angle d'inclinació del doll	46
4.6 Efecte de la inclinació dels àleps	49
4.7 Efecte del nombre d'àleps	52
4.8 Corbes de nivell de rendiment	53
5 MODEL ANALÍTIC	56

5.1 Introducció	56
5.2 Mètode clàssic de càlcul	57
5.3 Resultats	61
6 SIMULACIÓ CFD	68
6.1 Introducció	68
6.2 Mallat	69
6.3 Simulació	72
6.4 Exemple	73
6.5 Resultats	77
7 DISCUSSIÓ RESULTATS ANALÍTICS, EXPERIMENTALS I SIMULATS	81
7.1 Introducció	81
7.2 Comparació simulació, model analític i experiments	81
8 CONCLUSIONS	92
9 RELACIÓ DE DOCUMENTS	96
10 BIBLIOGRAFIA	97
Annex A CÀLCULS	99
A.1 Variables experimentals	100
A.2 Errors experimentals	103
A.2 Simulació	106
A.3 Instal·lació hidràulica	108
Annex B SUPORT DOLL D'AIGUA	119
Annex C COMPARACIÓ DE LES SIMULACIONS	133
Annex D DESCRIPCIONS TÈCNIQUES DEL BANC DE PROVES	142
D.1 Bombes hidràuliques	143
D.2 Comptador volumètric	146
D.3 Vàlvules i colzes	148
D.4 Cèl·lula de càrrega	152
D.5 Perfils estructurals	154
Annex E DADES EXPERIMENTALS	155

MEMÒRIA

1 INTRODUCCIÓ

1.1 Antecedents

Les rodes d'aigua són unes turbines hidràuliques d'impulsió d'eix vertical que s'utilitzen àmpliament com a font d'energia mecànica en zones rurals aïllades en països en vies de desenvolupament, com ara a la regió de l'Himàlaia.

El rendiment de les turbines instal·lades no arriba al 30%. Es desconeix quantitativament la incidència dels paràmetres de disseny (nombre d'àleps, angle d'inclinació, etc.) en el rendiment assolit. Això fa que, molt probablement, algunes d'aquestes turbines no treballin amb una configuració òptima. Cal un estudi experimental que determini la configuració dels paràmetres de disseny que doni el màxim rendiment.

L'energia de l'aigua és un recurs natural reconegut al Nepal. Hi ha milers de turbines d'aigua tradicional encara en funcionament. S'ha experimentat amb turbines modernes que no han estat ben acollides pels agricultors.

D'altra banda, fins a èpoques recents, s'han fet pocs esforços per millorar les rodes d'aigua tradicionals, encara avui, són el mitjà més àmpliament utilitzat en aquestes regions. Això pot haver estat causat per la incertesa sobre la utilitat d'aquest tipus de millores. Fins fa poc temps, els esforços per millorar els sistemes d'energia minihidràuliques s'han vist obstaculitzats per la falta d'experiència en enginyeria, i també per l'escassetat d'informació sobre el tema.

La idea bàsica en el desenvolupament de sistemes d'energia hidràulica alternativa és trobar maneres de mantenir aquestes petites fonts d'energia útil i a l'abast de la població rural. La utilització de l'energia de l'aigua per a moldre el blat amb molins d'aigua horitzontals és una vella tradició al Nepal. Aquests molins, fabricats localment en moltes parts de l'Himàlaia encara abasteixen una bona part de la població, especialment a les zones més remotes. S'estima que hi ha entre 25.000 i 40.000 que encara operen al Nepal. La gent a les muntanyes depenen de l'agricultura per a la seva supervivència. Viuen dispersos per les zones rurals i són en gran part autosuficients. Ells encara no tenen accés fàcil al querosè per a l'enllumenat.

Fins fa poc la tecnologia tradicional de rodes hidràuliques horitzontals per al processament de l'agricultura era bastant adequat per a les necessitats de la població rural. Ara, però, amb l'augment de la població, les persones sovint han de caminar durant hores per arribar al molí d'aigua més proper. Han d'esperar hores fins que arriba el seu torn.

La seva situació és cada vegada més crítica: l'augment de la població posa més tensió sobre les tecnologies tradicionals; més i més temps s'ha de gastar recollint llenya, membres de la família han d'esperar més temps i més temps en emplaçaments de les plantes tradicionals. Aquesta demanda de major productivitat ha portat a alguns empresaris a la conclusió d'utilitzar motors dièlsels, que són més productius, però, no obstant això, s'ha d'importar el combustible, establint així una dependència als proveïdors foranis i, en general, amb un cost major per kWh produït.

Es mostra en la figura 1, el cost que tenen i que tindran les diferents fonts d'energia al Nepal.

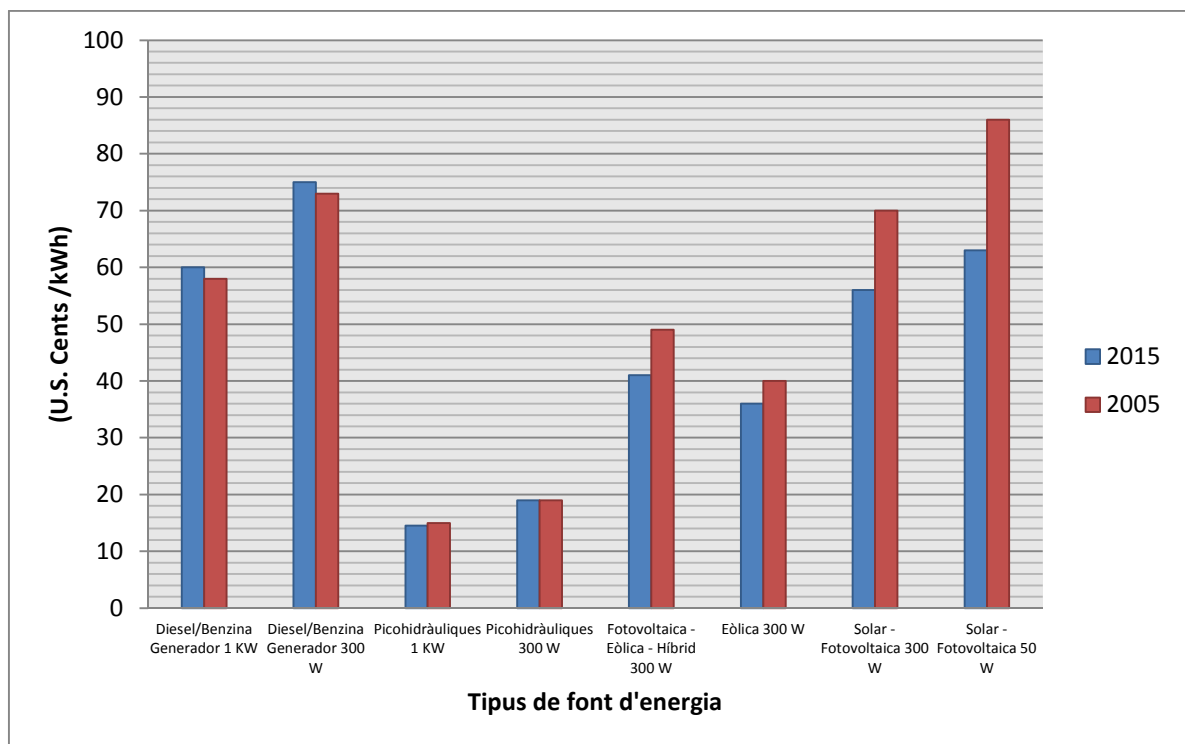


Figura 1. Gràfica on es reflecteix el preu de les fonts d'energies en (U.S cents/kWh) al Nepal. Font: The implications of the Nepal power development project (NPDP), World Bank 2007.

Aquestes turbines han estat molt utilitzades, però des de fa cinc anys l'increment ha estat molt notable, a causa de l'augment de la població i la necessitat de les famílies.

La figura 2, mostra l'augment de la utilització de les turbines en els últims 10 anys.

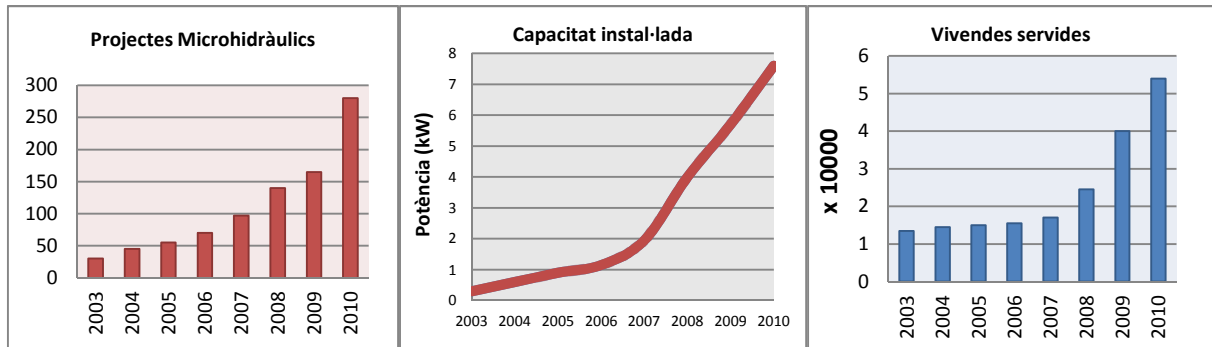


Figura 2. Gràfiques de l'evolució de les rodes hidràuliques en la regió del Nepal en l'última dècada.

Font. The implications of the Nepal power development project (NPDP), World Bank 2007.

Com s'ha comentat abans, la principal aplicació d'aquestes rodes és la trituració d'aliments primaris, però n'hi ha de més, com ara es mostra en la taula 1, on es mostren les aplicacions i els requeriments de la turbina.

Llista de les aplicacions			
Nº	Màquina	R.P.M	Potència (W)
1	Dispositiu de moldre (Ø600-700 mm) pedres locals (capacitat 12-16 kg/h)	100-150	736-1472
	Dispositiu de moldre (Ø610 mm) pedres d'esmeril (capacitat 75 kg/h)	200-500	1840-3680
2	Huller d'arròs (capacitat 90 kg/h)	600-750	1840-3680
	Huller d'arròs (capacitat 250 kg/h)	1000	3680-7360
3	Expulsor d'oli de 3 perns, aprox. 150 kg (capacitat 15 kg/h)	400	2208-3680
	Expulsor d'oli de 4 perns, aprox. 350 kg (capacitat 45 kg/h)	175	3680
	Expulsor d'oli de 4 perns, aprox. 450 kg (capacitat 60 kg/h)	175	5520
4	Molí ample (acobrador d'arròs) Ø75 cm (capacitat 75 kg/h)	200	2208-3680
5	Màquina trilladora (capacitat 800 kg/8h per dia)	400	736-1840
6	Serra circular Ø35 mm (tall màxim 125 mm)	1500-2000	1472
7	Màquina planejadora (ample màxim 150 mm)	2000-3000	736
8	Torn de fusta (diàmetre màxim Ø300 mm i llargada màxima 600 mm)	100-300	736
9	Dynamo de corrent contínua (12 V, 400 W aproximadament)	1000-1200	368
10	Generador corrent alterna (220 V i 1 KW)	2800	956,8

Taula 1. Aplicacions principals de les rodes hidràuliques al Nepal i els seus requeriments. Font. AT Microfiche reference library. A project of volunteers in Asia "New himalayan water wheels".

A més a més s'han fet diversos estudis del rendiment d'aquests de tipus de màquines hidràuliques. Un exemple és l'estudi "*Parametric study on the performance of an impulse-type waterwheel*" que van realitzar C.B.Joshy i Dr. V.Seshadari que es basa en l'optimització d'aquestes turbines variant paràmetres com, la llargada de l'àlep, l'amplada de l'àlep i l'angle d'inclinació de l'àlep. Aquest estudi, però, considera configuracions de rodes d'aigua on la posició dl doll d'aigua incident és sempre perpendicular a la superfície de l'àlep.

1.2 Objecte

Estudiar experimentalment el rendiment d'una roda d'aigua quan es varien els següents paràmetres de disseny: 1) nombre d'àleps; 2) inclinació dels àleps; 3) inclinació de doll d'aigua incident; 4) posició del doll d'aigua incident. Per cadascun dels casos anteriors, i per a un cabal constant, s'obtidran les corbes de potència i rendiment. En funció dels resultats, es proposarà una configuració òptima per a les rodes d'aigua.

1.3 Abast

Analitzar la documentació prèvia, posar en pràctica els experiments establerts i analitzar les dades obtingudes fins a arribar a una conclusió final.

2 TURBINA DEL LABORATORI

2.1 Introducció

La turbina del laboratori és una turbina hidràulica d'eix vertical. Aquesta té uns paràmetres que es modifiquen i/o varien per tal de trobar la configuració que dóna el rendiment màxim. A més a més en la turbina es distingeixen dues parts, la hidràulica i la mecànica. D'aquestes parts s'explica en detall els elements que contenen. I finalment, també es remarquen les millores realitzades.

2.2 Paràmetres de disseny

Els paràmetres de disseny que es van modificar durant l'estudi de la turbina van ser els següents:

1. Punt d'impacte del doll a l'àlep (Δx)
2. Angle d'inclinació del doll (λ)
3. Posició radial i longitudinal del doll (R ; L)
4. Angle d'inclinació dels àleps (α)
5. Variació del nombre d'àleps (N)

Aquests són els paràmetres que intervenen directament per trobar el punt òptim de funcionament de la turbina.

En la figura 3, es mostren aquests paràmetres en planta i en perfil del sistema.

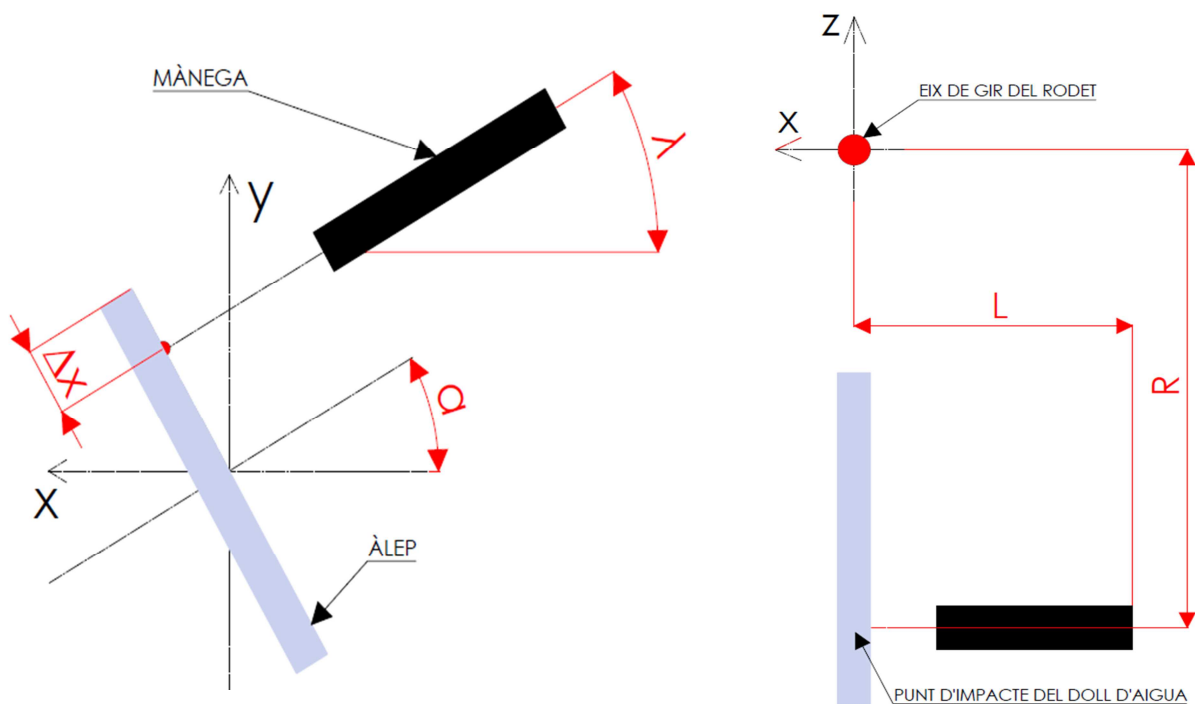


Figura 3. Croquis les vistes en planta i en perfil dels paràmetres que intervenen en els assajos experimentals (λ , α , R , L , i Δx). El nombre d'àleps (N) no es mostra.

2.3 Part hidràulica

La turbina instal·lada al laboratori de mecànica de fluids és una turbina picohidràulica (potència màxima de 5 kW) d'eix vertical. El rodet té un diàmetre exterior de 730 mm, un diàmetre interior de 250 mm i una alçada de 80 mm. Consta d'un cos circular amb una regata central que fa la funció de subjecció dels àleps (figura 4).

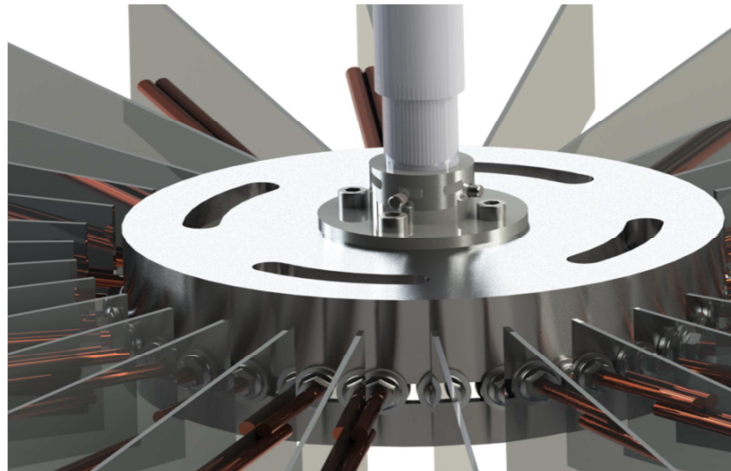


Figura 4. Cos circular amb àleps

La turbina consta de 30 àleps desmuntables per tal de tenir una major flexibilitat alhora d'adequar aquest nombre. Aquests tenen un perfil rectangular de dimensions 240x60x1.5 (mm), en la figura 5, l'angle $\alpha=0^\circ$. Són d'acer inoxidable i no tenen cap perfil hidrodinàmic que ajudi a l'evacuació de l'aigua que impacta contra ells, ja que s'han obtingut a partir de planxes d'1.5 mm de gruix.

Però alhora permeten una representació teòrica més senzilla, sense la necessitat d'aproximar una geometria complexa per a obtenir una expressió analítica.

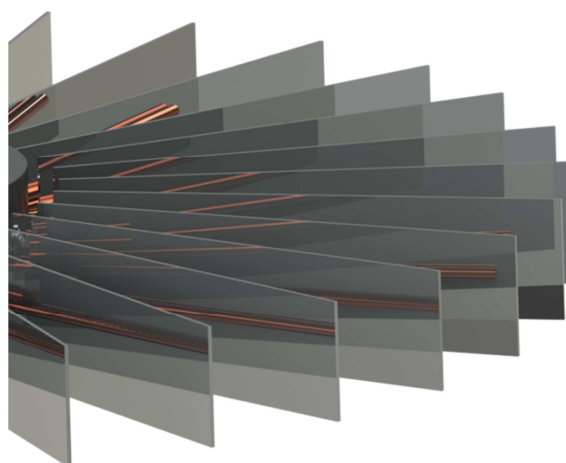


Figura 5. Geometria dels àleps (en aquest cas $\alpha=0^\circ$)

2.4 Part mecànica

Pel que fa a la part mecànica, la turbina consta d'un cos circular amb una regata central de 10 mm que facilita el moviment dels àleps per si es necessita reduir o augmentar el nombre d'àleps i inclinar-los. Els àleps estan subjectats a partir d'unes unions cargolades formades per femelles, espàrrecs i volanderes, on els espàrrecs van soldats als àleps per tal que girant aquests es variï la seva inclinació (figura 6).

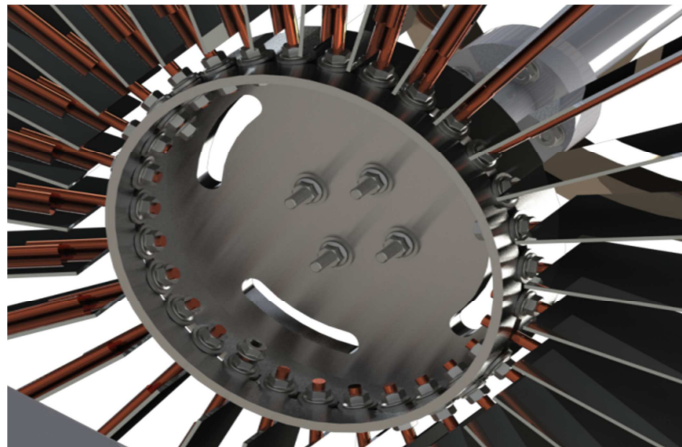


Figura 6. Sistema de subjecció dels àleps, format per una barra roscada, dues femelles i dues volanderes (per cada àlep)

A més té dos eixos verticals de diferents seccions que varien des d'una secció de diàmetre de 20 mm fins a un diàmetre màxim de 35 mm. L'eix inferior fa d'unió entre el rodets a partir de dos presoners i una xaveta que ajuda a transmetre el moviment de rotació a l'eix (figura 7).

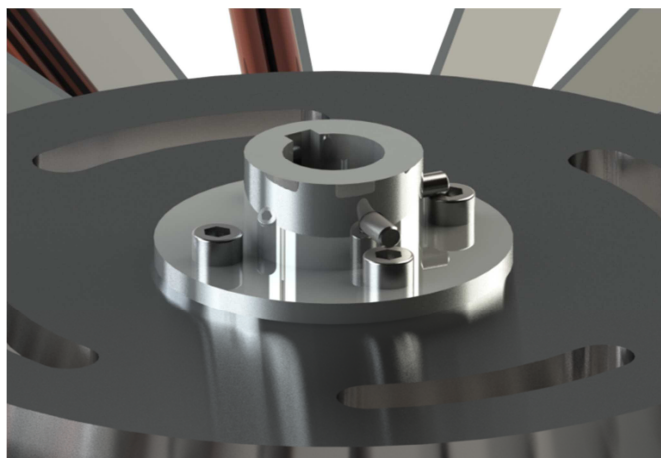


Figura 7. Brida que suporta el rodets amb l'eix vertical mitjançant dos presoners i una xaveta que transmet el gir

La figura 8, es mostra un plànol del conjunt del sistema de fre de disc. Aquest plànol s'ha extret d'un altre projecte, realitzat per l'alumne Jordi Matas.

S'observa que hi ha dos eixos units amb un acoblament rígid, l'eix inferior va unit al rodet gràcies a una brida de subjecció i l'eix superior va unit al sistema de fre de disc mitjançant una unió cargolada (cargol i volandera).

Seguidament es mostra el plànol del conjunt on es mostra molt detalladament les unions esmentades anteriorment.

Més endavant es comentarà els dos tipus de frens que hi han. En aquest cas es mostra només la part mecànica del fre de disc, ja que va ser el que es va utilitzar en la majoria dels assajos.

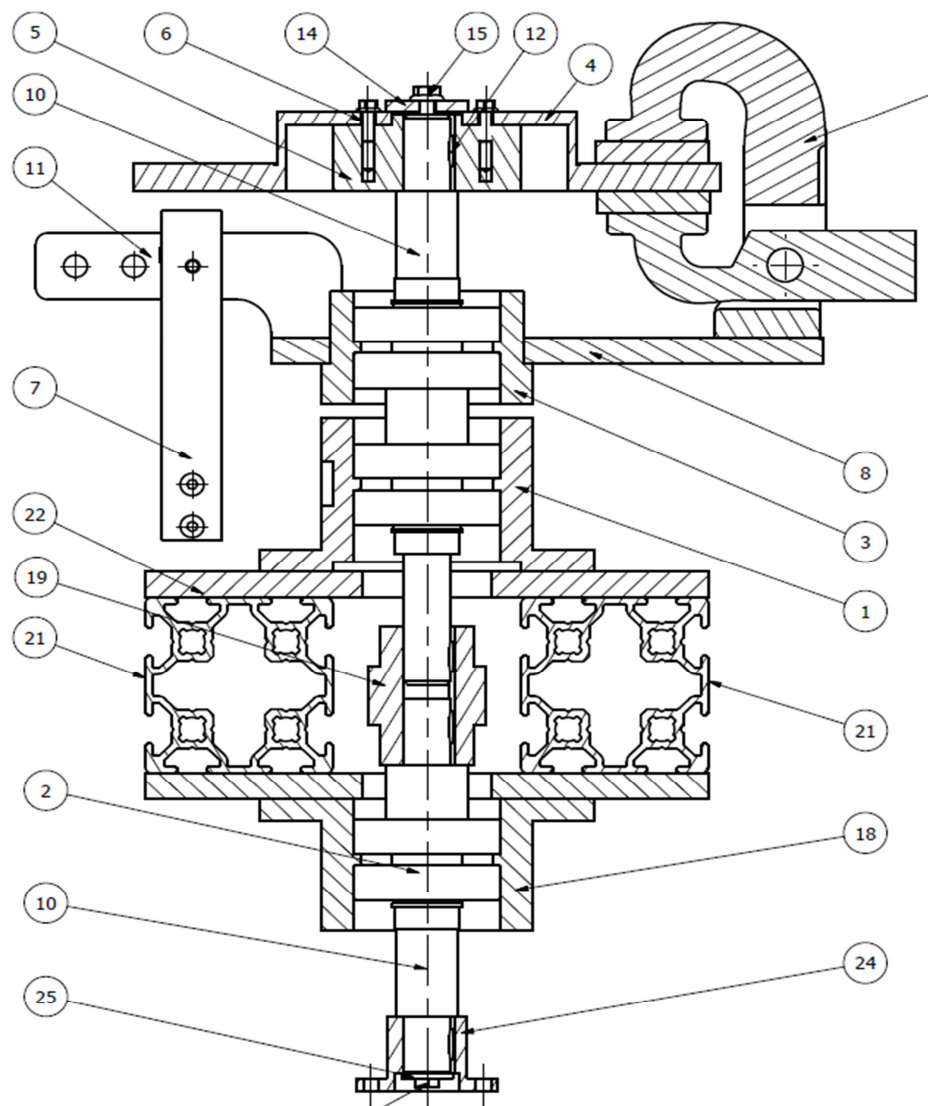


Figura 8. Plànol del conjunt de les unions entre l'eix inferior que uneix la turbina i l'eix superior que s'uneix amb el sistema de fre. Font extreta del projecte realitzat per l'alumne Jordi Matas.

El muntatge representat anteriorment es troba unit a la bancada pròpiament dita (figura 9). En aquesta se subjecten tots els elements, és a dir, el rodet amb l'eix vertical i el sistema de fre que s'explica més endavant. La bancada formada per perfils estandarditzats té quatre potes de subjecció i dos perfils transversals que fan de subjecció del conjunt de la turbina.

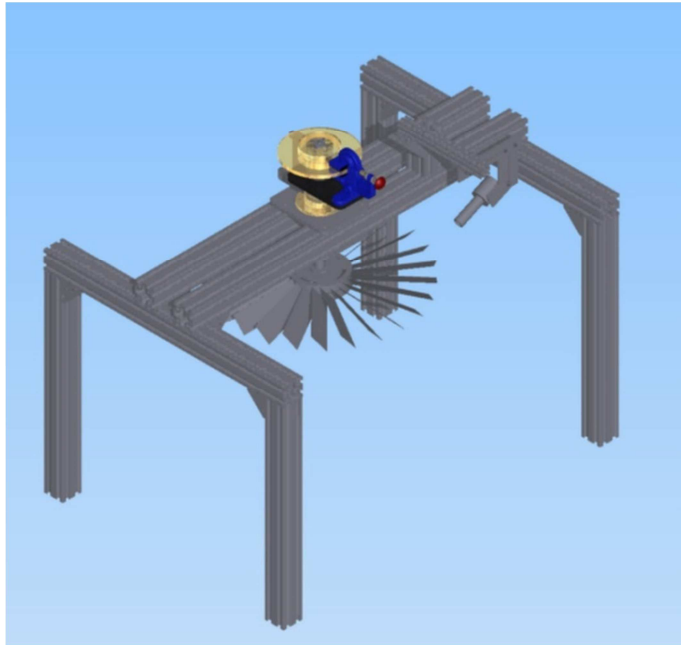


Figura 9. Vista isomètrica de la bancada formada per perfils estructurals d'alumini amb la representació de la turbina i el fre de disc

2.5 Millores del disseny anterior

Durant la realització de l'estudi es van efectuar dues millores importants. El motiu d'aquestes millores és, perquè el sistema anterior tenia mancances que sense aquestes modificacions no hagués estat possible la bona adquisició de dades i la flexibilitat a l'hora de variar els paràmetres comentats anteriorment.

Aquestes dues millores van ser:

- **Sistema posicionament del doll:** s'ha dissenyat un sistema on sigui possible variar l'angle d'inclinació del doll (λ), la posició axial (Δx), la posició longitudinal (L) i radial (R) d'aquest (figura 10). Aquest sistema es va reemplaçar pel sistema antic ja que aquest estava soldat directament a l'estructura de la bancada de la turbina i no permetia fer els moviments desitjats.

El nou sistema de posicionament està format per planxes de 5 mm de gruix soldades o cargolades entre elles. Dues d'elles estan mecanitzades i tenen una guia central que serveix per desplaçar el doll en l'eix x, l'altre en l'eix y i a més a més faciliten la inclinació del doll (figura 10). I finalment una peça que permet moure el doll en l'eix z.

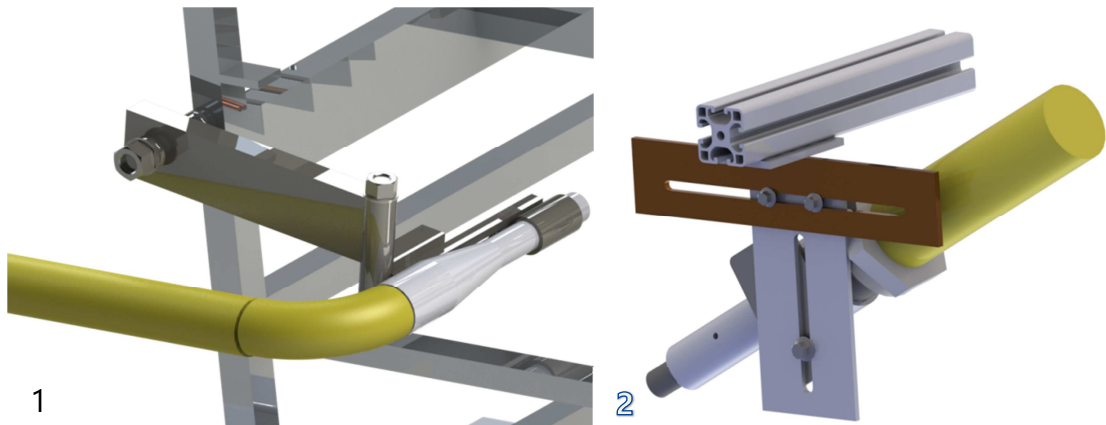


Figura 10. Sistema de regulació de les diferents posicions de la mànegua: antic (1) vs sistema nou (2)

- **Sistema de tancament:** el sistema antic no incorporava un sistema de tancament adequat per tal d'evitar fuites d'aigua cap a l'exterior, ja que només tenia una protecció de metacrilat a la part superior però, en canvi, a les parts laterals hi mancaven. Llavors s'han instal·lat unes parets de metacrilat lateral al llarg del perímetre de l'estructura de la turbina units amb un perfil L d'alumini i cargolats (figura 11). A més a més s'hi ha afegit un plàstic protector que cobria tota la turbina i part del dipòsit d'aigua per tal de minimitzar les fuites d'aigua que hi podien sorgir quan estigués en funcionament.

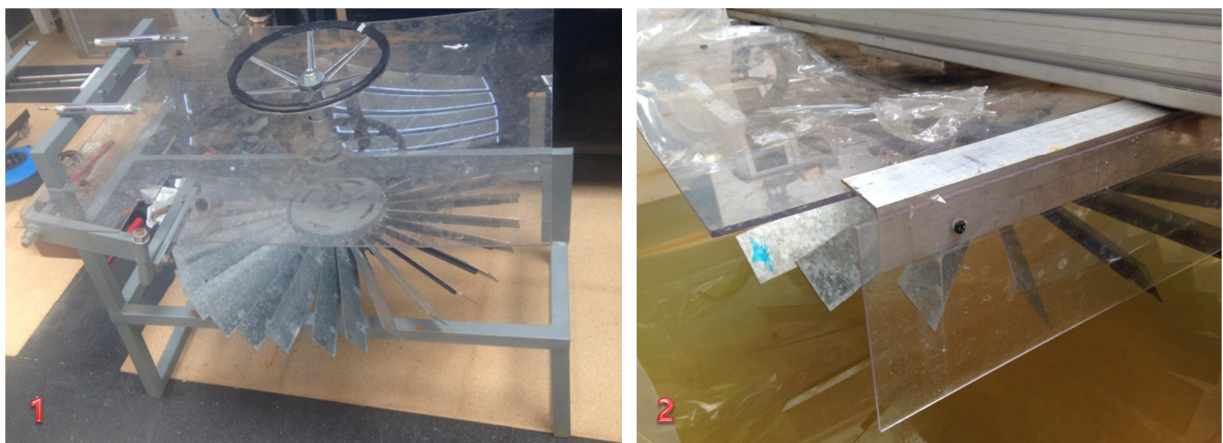


Figura 11. Sistema de tancament per evitar fuites d'aigua: antic (1) vs sistema nou (2)

3 METODOLOGIA

3.1 Introducció

El següent capítol, es redacta amb la finalitat d'estructurar els passos que s'han de seguir per tal de configurar correctament els paràmetres de disseny esmentats anteriorment i preparar els sistemes externs de la turbina (sistema d'adquisició de dades, frens, connexió elèctrica...)

3.2 Preparació de la turbina

A l'hora de preparar la turbina per al seu funcionament abans s'ha d'haver comprovat el sistema hidràulic, el sistema elèctric i els paràmetres de disseny.

El sistema hidràulic està format per dues bombes connectades en paral·lel per tal que el cabal sigui el doble, un comptador volumètric que té la funció de comptar el volum d'aigua que va passant per les canonades, un filtre de peu que es troba al fons del dipòsit que evita que cap partícula entri en el sistema de bombejament i malmeti la instal·lació i una sèrie de canonades, colzes i vàlvules que completen el sistema hidràulic (figura 12).

S'ha de revisar que tots aquests elements estiguin ben connectats entre ells per tal d'evitar fuites una vegada el sistema estigui en funcionament.

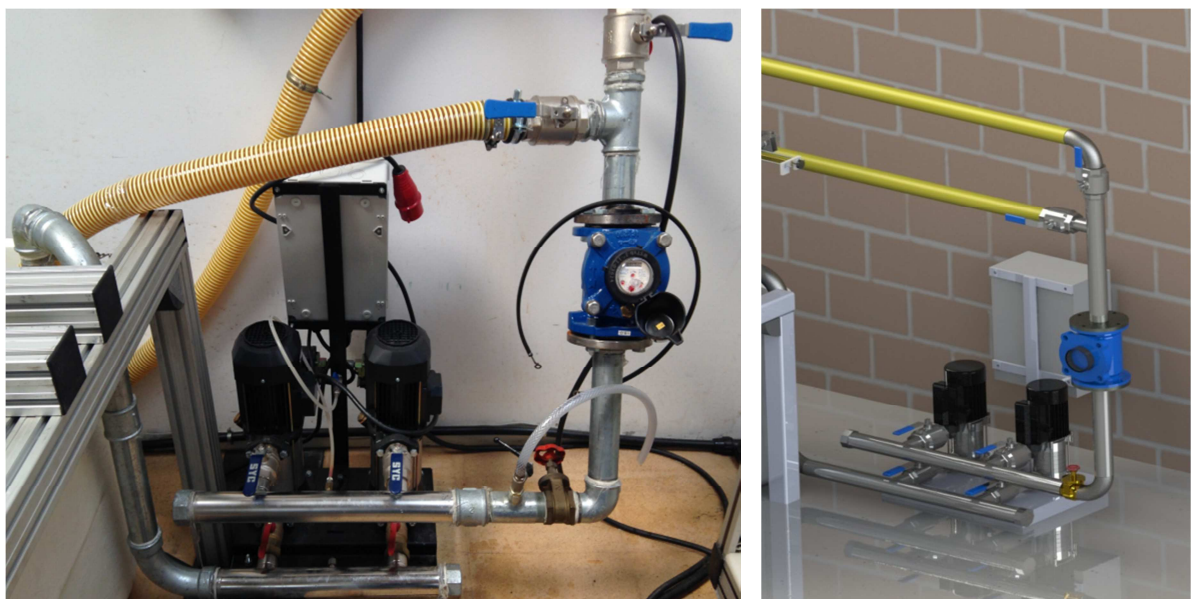


Figura 12. Sistema hidràulic (real i CAD 3D)

Un cop assegurat els elements hidràulics s'han de fixar els paràmetres comentats al punt "3.2 Paràmetres de disseny". S'explica com es fixen cadascun d'ells.

L'angle d'inclinació del doll (λ) és el primer paràmetre que es varia i s'ha de fixar de la següent manera:

- Es varia l'angle d'inclinació mitjançant una guia que facilita el gir del doll i el desplaçament vertical d'aquest (figura 13).

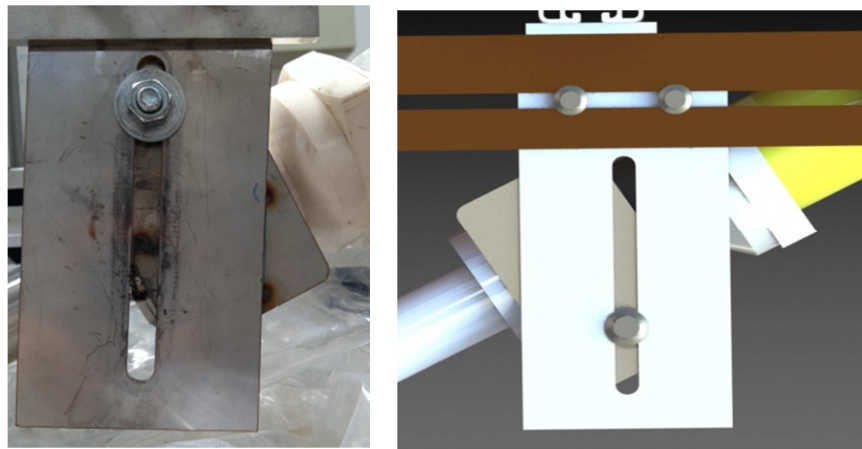


Figura 13. Guia ajustable de l'angle inclinació doll (real i CAD 3D)

- Variant l'angle d'inclinació del doll farà que la posició axial (Δx) del doll d'aigua contra l'àlep variï, llavors es fixa aquest angle λ i a continuació, s'indica com ajustar aquesta posició.

La *posició axial* (Δx) i les *posició radial* (R) i *longitudinal* (L) d'impacte del doll contra l'àlep són els següents paràmetres que es .

- Tenint un nombre d'àleps (N), un angle d'inclinació del doll (λ) i un angle d'inclinació dels àleps (α) fixos, s'introdueix un tub de diàmetre inferior a 20 mm dins del propi doll (figura 14).

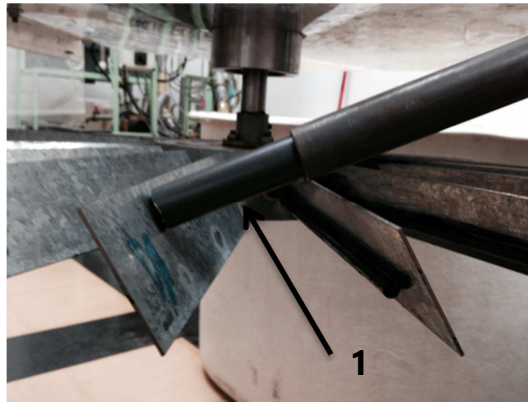


Figura 14. Introducció del tub (1) de diàmetre inferior a 20 mm dins del doll per determinar el punt d'impacte

S'ha de verificar que la posició axial sigui perpendicular a l'àlep, llavors es comprova que tot el contorn del tub sigui planer amb l'àlep.

- Aquest tub fa contacte amb la superfície de l'àlep, que amb l'ajuda d'un retolador es ressegueix el contorn del tub en la superfície de l'àlep (figura 15).



Figura 15. Dibuix del contorn del doll (<20mm) amb marca del seu centre (1)

- Un cop obtingut el contorn del tub pintat a l'àlep es marca el centre de la circumferència i es mesura la distància des del centre fins a la part superior de l'àlep (figura 16).



Figura 16. Mesura de la distància entre el punt central del doll i l'extrem superior de l'àlep. En aquest cas s'ha referenciat el (0) a la mida de (10), en aquest cas la mida marcada és de 11 mm respecte la part superior de l'àlep.

- Si la mida no és la desitjada es varia la posició axial (Δx) apropant-la o allunyant-la.
- Una vegada obtinguda la mida, es collen els cargols del suport de la mànega per tal d'assegurar que no es mogui.

Pel que fa als paràmetres de disseny de la posició radial (R) i longitudinal (L), aquests es varien de la següent forma:

- La posició radial es varia desplaçant tot el conjunt del suport del doll per la guia del perfil d'alumini de secció 40x40 mm. Aquest perfil d'alumini està unit amb un suport a la bancada de la turbina que és el que fa varia la posició longitudinal (L) movent-lo (figura 17).

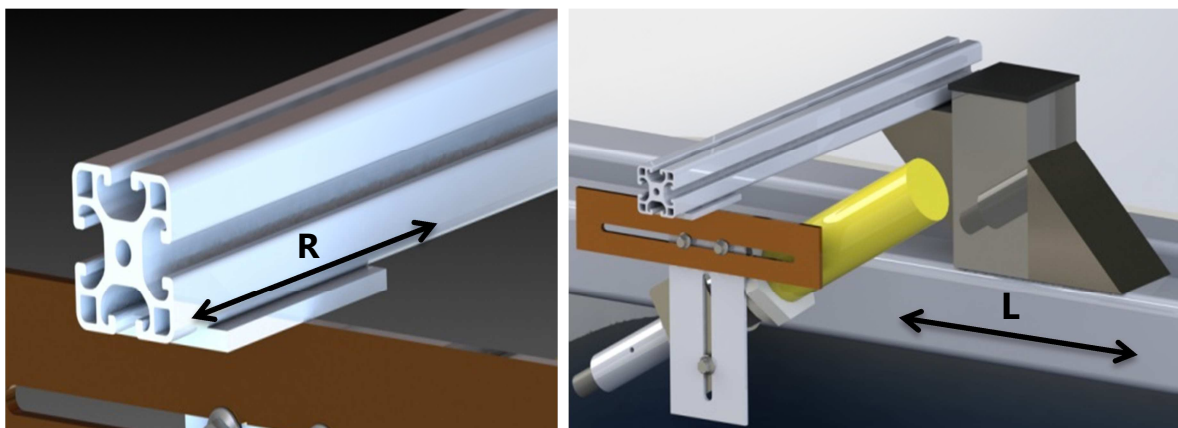


Figura 17. Variacions de la posició radia (R) i longitudinal (L)

La fixació de *l'angle d'inclinació dels àleps* (α) es realitza seguint els passos següents:

- S'aixeca tot el conjunt i es treu fora del dipòsit d'aigua, ja que sinó seria impossible fer-ho des de dins del dipòsit.
- Es descollen els dos presoners que fixen la part de l'eix i el rodet, i s'extreu el conjunt (figura 18).



Figura 18. Conjunt del rodet reposat a la taula de treball per tal de fixar l'angle d'inclinació dels àleps (α).

- Es fa reposar el conjunt sobre una taula de treball i es descollen totes les femelles dels àleps.
- S'agafa un ajustador d'angles d'imant i amb l'ajuda d'un transportador d'angles es regula l'angle desitjat (figura 19).



Figura 19. Ajustador d'angles amb imant incorporat

- A continuació es regulen tots els àleps i es van collant un a un.
- Finalment, es retorna el rodet a l'eix i es collen els dos presoners.

El mètode utilitzat per la variació del *nombre d'àleps (N)* segueix la mateixa metodologia que els tres primers punts del paràmetre anterior amb les següents diferències:

- Un cop descollats completament totes les femelles s'extreuen els nombres d'àleps desitjats.
- Amb l'ajuda d'una plantilla d'angles s'ajusten els àleps per tal que quedin repartits homogeniament al llarg dels 360° del rodet.
- Finalment, s'ajusta l'angle d'inclinació dels àleps i es collen totes les femelles.

Finalitzat l'ajustatge dels paràmetres de disseny es procedeix a l'engegada elèctrica del sistema. La part elèctrica està formada per un quadre elèctric connectat a la corrent mitjançant un endoll trifàsic.

Per tal de minimitzar possibles accidents i possibles fallides del sistema es va pactar un protocol que consisteix que a l'hora d'engegar les bombes, s'engegaria primer una i al cap d'un període de temps relativament curt (pocs segons) s'engegaria l'altre (figura 20).

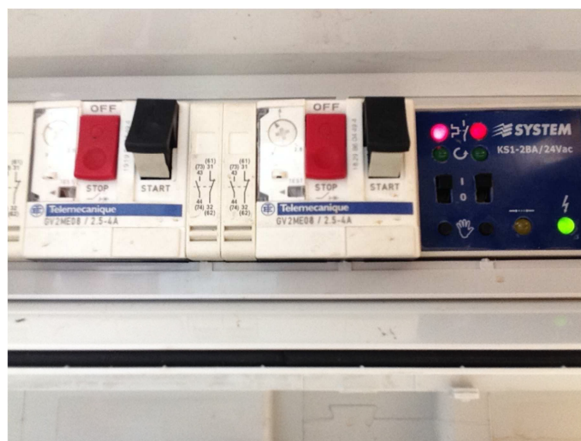


Figura 20. Connexió elèctrica de les bombes en paral·lel, es mostra els interruptors d'engegada (en negre) i els de parada en (vermell) per cadascuna de les bombes

3.3 Adquisició de dades

Un cop la turbina està funcionant, s'adquireixen les variables necessàries per tal d'obtenir la gràfica de parell $T(\omega)$ (figura 21), potència $P(\omega)$ (figura 22) i rendiment $\eta(\omega)$ (figura 23). Aquestes variables són:

- cabal $\left(\frac{m^3}{s}\right)$
- força (N)
- velocitat angular $\left(\frac{rad}{s}\right)$

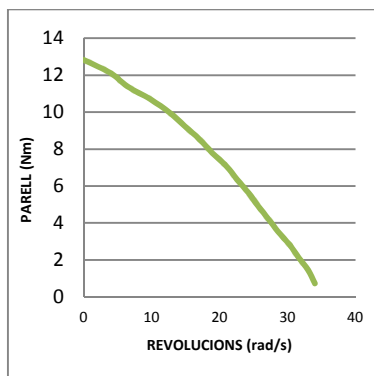


Figura 21: $T(\omega)$

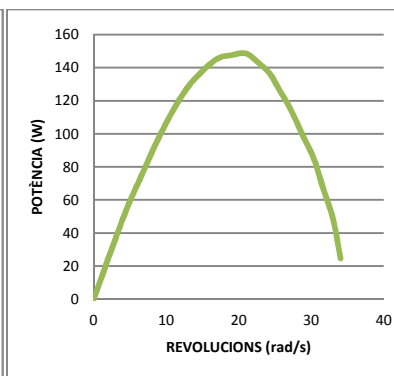


Figura 22: $P(\omega)$

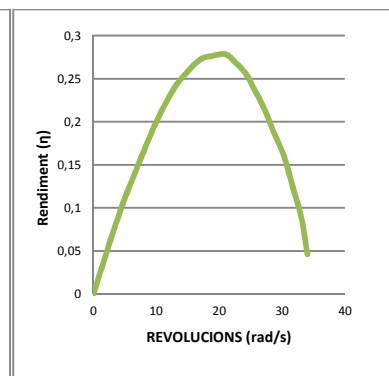


Figura 23: $\eta(\omega)$

La figura 21, es mostra la gràfica del parell en funció del règim de gir. S'observa com aquesta gràfica segueix una trajectòria decreixent en funció de la velocitat, a baixes velocitats de treball el parell és molt elevat, en canvi a altes velocitats aquest va disminuint. Una vegada s'obté el parell, es mesura la potència, com es veu a la figura 22.

S'observa com a un règim de treball de baixes i altes velocitats els valors de potència són baixos, en canvi per a valors mitjans aquests valors són més elevats.

Finalment l'última figura, la 23, representa el rendiment de la turbina. Com s'obté un rendiment molt baix a altes i baixes velocitats de treball de la turbina, en canvi entremig el valor del rendiment augmenta.

Per tal de calcular la força, s'utilitzen dos tipus de frens completament diferents, un és un fre per dinamòmetres i l'altre fre és un fre de disc, on ara es comenten la metodologia a seguir per cadascun i el mètode que es fa per l'adquisició de dades.

- Fre per dinamòmetres:

L'assaig "Punt d'impacte del doll d'aigua" es va realitzar amb un sistema de fre compostat per una politja, una corretja trapezoïdal i dos dinamòmetres (figura 24).

La funció d'aquest sistema és crear un parell resistent a l'eix del rodets fent-lo calculable. Aquest sistema està format per una politja solidària a l'eix i una corretja trapezoïdal que envolta aquesta politja, on a cada extrem s'uneixen dos dinamòmetres de rang màxim de càlcul 100 N.

Els dinamòmetres es troben subjectats per l'altre extrem a uns cargols que van cargolats a una platina fixa. Gràcies a un cargol de potència, es permet ajustar la distància i a l'hora fa tensar més o menys la corretja, de manera que s'aplica parell resistent sobre l'eix vertical.

El dinamòmetre 1 és el que realitza la força en el sentit de gir de la turbina. En la figura no estan representats els dinamòmetres, però sí, els suports on van aquests. Llavors, el dinamòmetre 2 va al suport que està més a prop del suport de mànega i el dinamòmetre 1 va reposat al suport més allunyat.

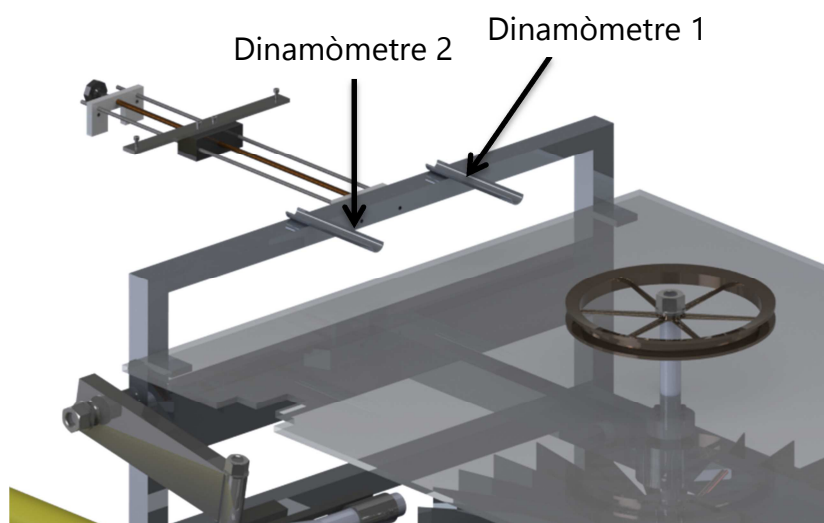


Figura 24. Sistema de frenada per dinamòmetres

La metodologia a seguir per aquest fre és la següent:

- els dinamòmetres inicialment estan completament destensats i un cop la turbina comença a funcionar amb l'ajuda d'un pom regulador es va tensant gradualment la corretja amb increments de 5 N.
- Per cada tensió s'agafa la velocitat angular amb l'ajuda d'un tacòmetre làser.

L'experiment finalitza quan la resta de les forces dels dinamòmetres és més gran que la força del doll d'aigua, això fa que la turbina no giri. També s'atura l'assaig quan la velocitat angular era tan petita que es fa difícil calcular la velocitat amb el tacòmetre.

Amb aquest tipus de fre no s'utilitza el programa d'adquisició de dades "CATMANEasy" sinó que es crea una taula amb les dades de F1 (dinamòmetre 1), F2 (dinamòmetre 2) i ω (velocitat angular).

Com s'ha comentat abans únicament l'assaig "Punt d'impacte del doll d'aigua" es va realitzar amb aquest tipus de fre, ja que, el fre de disc encara no estava instal·lat.

- Fre de disc

Tots els assajos restants s'han realitzat amb el sistema de fre de disc. Aquest fre ha estat dissenyat per un alumne de l'EPS, on les dues peces principals són el disc de fre i el mecanisme que activa la pinça de fricció (totes dues són peces de compra).

La metodologia a seguir és l'esmentada a continuació:

- inicialment el fre està desactivat, és a dir, les mordasses no està fregant el disc de fre.
- un cop la turbina està en funcionament es va collant gradualment el cargol que amb un mecanisme de molla va collant les mordasses i, així va frenant la turbina fins al punt que la força de fricció és major que la força que realitza el doll d'aigua (figura 25).

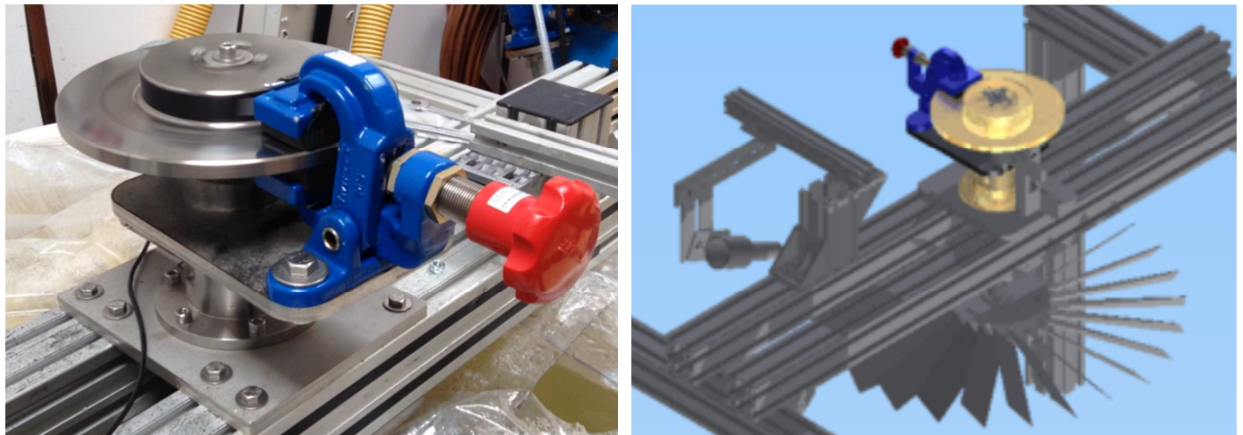


Figura 25. Sistema de frenada actual mitjançant un fre de disc (real i CAD 3D)

Aquest fre de disc porta instal·lat una cèl·lula de càrrega que va connectada a un aparell d'adquisició de dades anomenat "*SPIDER*". Aquest està gestionat per un programa informàtic, CATMANEasy que calcula la força exercida en funció del temps $F(t)$.

El *set-up* d'aquest programa es fa de la següent forma:

- primer es connecta la cèl·lula de càrrega prèviament instal·lada al mecanisme del fre de disc a un dels canals de l'"*SPIDER*" mitjançant un connector.
- a continuació, s'executa el programa i s'inicia la configuració del nostre sensor.
- es crea un nou sensor i se li assignen els paràmetres característics del sensor, com per exemple, sensibilitat, variable de mesura i nombre de mostres per segon (Hz).
- un cop finalitzada la configuració dels paràmetres del sensor, ja es pot posar en marxa la turbina.

Es mostra la gràfica de la força (F) en funció del temps que ens la proporciona el programa CATMANEasy (figura 26).

La turbina instal·lada té moltes vibracions, perquè no està equilibrada i a baixes revolucions hi han moltes vibracions.

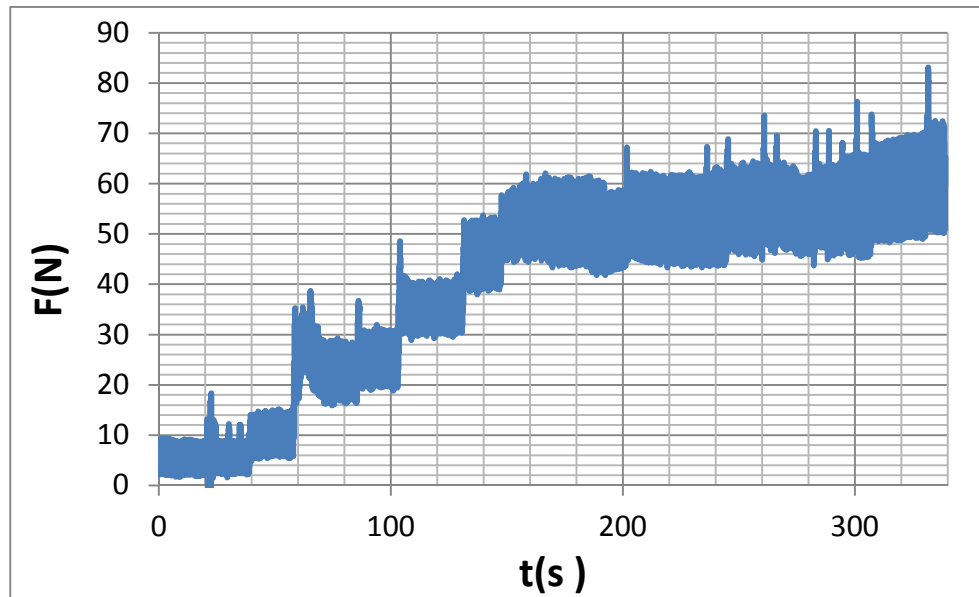


Figura 26. Gràfica de la variació de la força en funció del temps $F(t)$

La gràfica s'aprecia molt bé com de manera gradual la força va augmentant, ja que a mesura que es colla el cargol del fre de disc, aquest pressiona el disc de fre i crea un parell més gran. En certs moments pot ser que aquest augment progressiu de la força no es compleixi per errades a l'hora de collar el cargol del fre.

Normalment un assaig dura entre 250 i 300 segons, que inclou tots els rangs de velocitats angulars. Aquest temps depèn del nombre de punts que es vol obtenir per tal de representar les gràfiques, però normalment s'han agafat fins a 13 mostres diferents, partint de la velocitat màxima fins a un règim de gir normalment inferior a 70 rpm amb intervals de 20-30 rpm.

Es fa una ampliació del tram $[0;1]s$ de la gràfica anterior per tal d'observar les variacions i afirmar o no si les vibracions del sistema afecten directament a la lectura de la força. La gràfica mostrada és a un règim de gir de 407 rpm amb una configuració de paràmetres de $\lambda=25^\circ$, $\alpha=30^\circ$, $\Delta x=13$ mm, $R=280$ mm i $L=137$ mm.

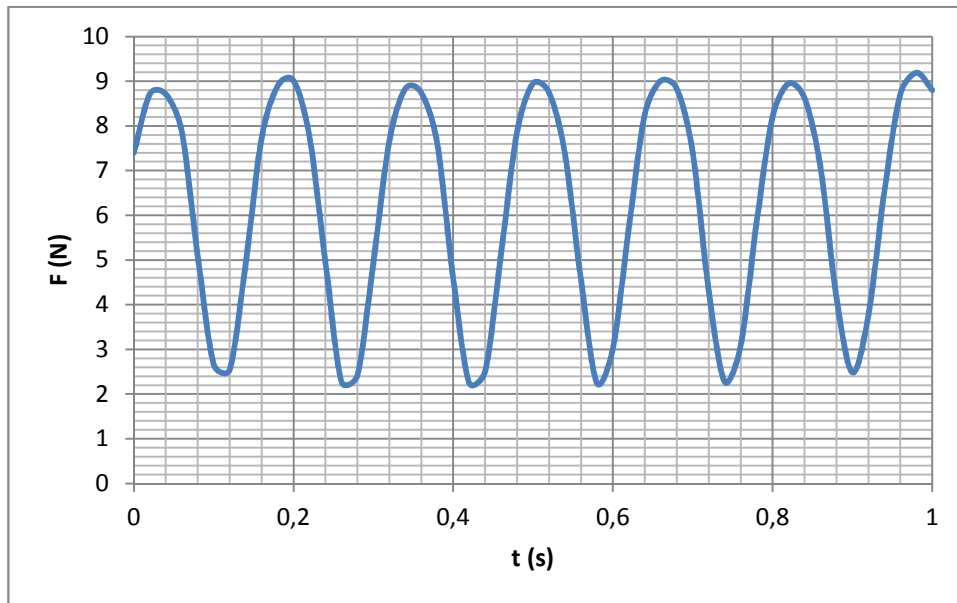


Figura 27. Gràfica ampliada del tram que va des del segon 0 fins al segon 1 (règim de gir de 407 rpm).

S'observa que la gràfica mostrada té un interval mínim i màxim de forces de +2.2 N fins a +9.2 N. S'aprecia que aquest interval és bastant constant. Pel que fa al període entre pics, el temps entre ells és: 0.16 s, 0.15 s, 0.17 s, 0.15 s, 0.16 s i 0.16 s.

Amb una mitjana del període de:

$$\overline{T_s} = \frac{0.16+0.15+0.17+0.15+0.16+0.16}{6} = 0.156 \text{ s} \quad (\text{eq.1})$$

La velocitat angular (ω) s'obté gràcies a un tacòmetre làser. Per aquest motiu s'ha col·locat una banda reflexant al disc de fre per tal realitzar la lectura de la velocitat correctament.

Per tal d'estudiar si les vibracions obtingudes en el senyal de la cèl·lula de càrrega s'observen en d'altres règims de gir i poder explicar els motius d'aquestes oscil·lacions, es realitza un estudi més profund amb les següents paràmetres ($\lambda=25^\circ$, $\alpha=30^\circ$, $\Delta x=13 \text{ mm}$, $R=280 \text{ mm}$ i $L=137 \text{ mm}$). També per veure si el període observat és múltiple al pas dels àleps, llavors, el que fem, és calcular la freqüència del gir mesurada amb el tacòmetre, sabent que la turbina té 30 àleps.

$$n = \frac{\omega}{2\pi} = \text{freqüència del gir} \quad (\text{e.q. 2})$$

On,

ω = velocitat angular (rad/s)

Llavors si volem saber la freqüència dels àleps, llavors:

$$n_1 = n \cdot \frac{30 \text{ àleps}}{1 \text{ volta}} = \text{freqüència àleps} \quad (\text{e.q. 3})$$

Un cop calculada la freqüència gir per a uns règims de girs idèntics als experimentals, es passa a calcular la freqüència del senyal (provinent de la cèl·lula de càrrega). Però abans de calcular aquesta freqüència s'ha d'haver calculat el període mitjà (T_s) per a cada rang de temps (figura 26), com s'ha fet en l'exemple mostrat anteriorment (e.q.1).

Un cop calculat el període mitjà (T_s) del senyal de les forces per a cada règim de gir, es calcula n_s , que és la freqüència del senyal. En aquest cas.

$$n_s = \frac{1}{T_s} \quad (\text{eq. 4})$$

A continuació, s'adjunta la taula 2, on es mostren els dos casos explicats.

N (r.p.m)	n (Hz)	n1 (Hz)	Ts (s)	ns (Hz)
407	6,78	203,5	0,156	6,41
371	6,18	185,5	0,16	6,25
342,7	5,71	171,35	0,183	5,46
314	5,23	157	0,2	5,00
286,5	4,78	143,25	0,22	4,55
256,5	4,28	128,25	0,25	4,00
210	3,50	105	0,3	3,33
195	3,25	97,5	0,33	3,03
160,5	2,68	80,25	0,35	2,86
127	2,12	63,5	0,39	2,56
100	1,67	50	0,43	2,33
77,5	1,29	38,75	0,48	2,08
48	0,80	24	0,67	1,49

Taula 2. Resultats de les freqüències del senyal de la cèl·lula de carrega (n) i del tacòmetre (ns)

S'observa com entre 400 rpm i 160 rpm els dos valors de freqüència mesurada amb el tacòmetre (n) i la freqüència del senyal de les forces (ns) són molt semblants i això podria ser degut a un desequilibri d'algun àlep de la turbina o de la pròpia turbina. En canvi quan el règim de gir és inferior a 160 rpm, la freqüència mesurada és inferior a la freqüència del senyal i això pot ser degut a que es poden observar més imperfeccions en els àleps que a altes velocitats pot ser quedaven emmascarats.

Es calcula la variació de volum enregistrat en el comptador per a un temps determinat (que és el que correspon a l'equació 3.1).

$$Q = \frac{X_f - X_i}{t} \quad (\text{eq. 5})$$

On,

X_f = valor final comptador (l)

X_i = valor inicial comptador (l)

t = temps transcorregut (s)

Litres (l)	Temps (s)	Cabal (l/s)
300	63,63	4,71
300	63,41	4,73
300	63,54	4,72
Cabal mitjà		4,72

Taula 3. Quantitat de litres en (litres / segon)i temps en (s) que passen pel comptador volumètric per realitzar el càlcul del cabal i el cabal mitjà



Figura 28. Comptador volumètric per mesurar el cabal en un temps determinat

3.4 Experiments

A continuació, es mostra a partir dels diferents angles d'inclinació dels àleps (α) i el nombre d'àleps (N) unes taules de tots els assajos realitzats. On cada configuració s'ha assajat tres vegades per conèixer la repetibilitat de l'aparell de mesura.

- $\alpha = 30^\circ$; N= 30; R= x mm ; L= x mm

λ (°)	Δx (mm)
30°	-6
	13
	17

Taula 4. Experiments realitzats modificant la posició axial (Δx)

- $\alpha = 30^\circ$; $N = 30$; $\Delta x = 13 \text{ mm}$

λ (°)	Posició radial R (mm)	Posició longitudinal L (mm)
20°	280	197
		137
		257
25°	320	197
	240	197
25°	280	197
		137
		257
35°	320	197
	240	197
35°	280	197
		137
		257
45°	320	197
	240	197
45°	280	197
		137
		257
45°	320	197
	240	197

Taula 5. Experiments modificant l'angle d'inclinació del doll (λ)

- $\alpha = 15^\circ$; $N = 30$; $\Delta x = 13 \text{ mm}$

λ (°)	Posició radial R (mm)	Posició longitudinal L (mm)
20°	280	197
25°	280	197
35°	280	197
45°	280	197

Taula 6. Experiments variant l'angle d'inclinació dels àleps (α) a 15°

- $\alpha = 45^\circ$; $N = 30$; $\Delta x = 13$ mm

λ (°)	Posició radial R (mm)	Posició longitudinal L (mm)
15°	280	197
30°	280	197
35°	280	197
45°	280	197

Taula 7. Experiments variant l'angle d'inclinació dels àleps (α) a 45°

- $\alpha = 30^\circ$; $N = 20$; $\Delta x = 13$ mm

λ (°)	Posició radial R (mm)	Posició longitudinal L (mm)
15°	280	197
30°	280	197
35°	280	197
45°	280	197

Taula 8. Experiments variant el nombre d'àleps de 30 a 20.

*Les dades de l'angle (α), el nombre d'àleps (N) i la posició d'impacte del doll (Δx) són dades constants en tots els assajos, mentre que aquesta última és variable en el primer assaig.

4 RESULTATS EXPERIMENTALS

4.1 Introducció

Per dur a terme l'assaig de la turbina experimentalment, s'ha utilitzat el laboratori de Mecànica de fluids i Màquines Hidràuliques de l'EPS.

L'objectiu de l'estudi experimental és obtenir les corbes característiques de la turbina en funció de les revolucions a partir d'un cabal constant. Llavors les gràfiques obtingudes es podran comparar amb els resultats teòrics i amb els resultats de la simulació amb CFD.

A continuació s'exposen els resultats obtinguts de manera gràfica a partir de l'estudi dels diferents experiments realitzats. Tota la informació detallada de cada assaig i les seves taules de dades corresponents s'indicaran en l'Annex D.

En la representació de cada gràfica s'ha agafat el punt de màxim rendiment, ja que ens interessa conèixer quin és el punt òptim de funcionament.

4.2 Mètode de càlcul

Les fórmules utilitzades per trobar les corbes característiques en funció de la velocitat angular es mostraran seguidament per al fre de dinamòmetres i per al fre de disc.

Per al *fre de disc* les fórmules utilitzades són:

Un cop calculada la gràfica $F(t)$ a través del CATMANEasy i la velocitat angular per a cada força es crea un Excel amb dues columnes: força (F) i temps (t), llavors per a cada rang de temps es fa una mitjana de les forces per tal d'obtenir una única força que serà la que s'utilitzarà en els càlculs posteriors.

En la figura 29, es pot veure la gràfica del rang de temps que va des de 0 segons fins a 4 segons. Aquesta gràfica correspon a l'assaig de $\lambda=25^\circ$, $\Delta x=13$ mm, $R=280$ mm i $L=137$ mm, amb un règim de gir de 407 rpm.

En aquest cas aquest rang de temps és molt curt, normalment s'agafa rangs de 20 segons.

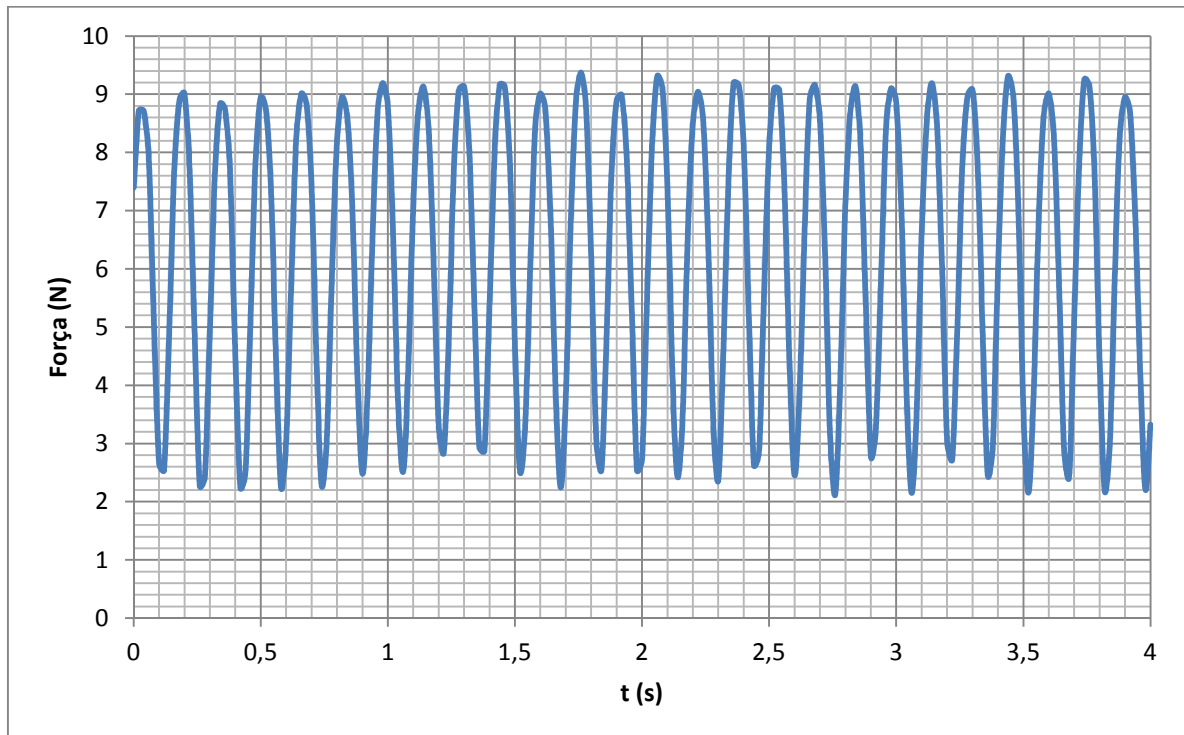


Figura 29. Gràfica que representa la variació de la força en funció del temps per al rang de temps de 0 a 4 segons.

Cada rang de temps consisteix en una anàlisi fet a una velocitat angular diferent. Llavors es fa una mitjana utilitzant la següent fórmula:

$$\bar{F} = \frac{\sum F}{n} \quad (\text{eq. 6})$$

On,

$\bar{F}$ = força mitjana (N)

$\sum F$ = Sumatori de forces en el rang de temps (N)

n = Nombre total de forces, depèn de la freqüència en que s'obté la lectura de força, en el cas anterior cada 0.02s s'agafa aquesta lectura

Un cop obtingut totes les forces mitjanes per a cada rang de temps es procedeix a calcular el parell exercit sabent la distància en la que es troba la cèl·lula de càrrega respecte l'eix vertical.

$$T = F \cdot d \quad (\text{eq. 7})$$

On,

$d = 0.15 \rightarrow$ distància que es troba la cèl·lula de càrrega respecte l'eix vertical de la turbina (m).

$\bar{F}$ = força que mesura la cèl·lula de càrrega (N)

Sabent la velocitat angular (ω) prèviament obtinguda amb el tacòmetre per a cada força i el parell creat es calcula la potència absorbida per la turbina.

$$P = T \cdot \omega \quad (\text{eq. 8})$$

I, com a resultat final es calcula el rendiment (η) de la turbina,

$$\eta = \frac{P}{Ph} \quad (\text{eq. 9})$$

On,

P = potència absorbida pel rodet (W)

Ph = potència hidràulica (W)

La potència hidràulica es calcula com:

$$Ph = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot Q \cdot v^2 \quad (\text{eq. 10})$$

On,

ρ = Densitat del fluid aigua ($\frac{kg}{m^3}$)

$$Q = \text{cabal} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)$$

$$v = \text{velocitat de sortida del fluid aigua} \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$$

Per al *fre de dinamòmetres* les formules utilitzades són:

Com s'ha comentat en el punt 3.5.1 per a cada velocitat angular s'obté el valor de la força dels dos dinamòmetres, llavors a partir d'aquestes forces i sabent el radi de la politja es pot calcular directament el parell creat (figura 30).

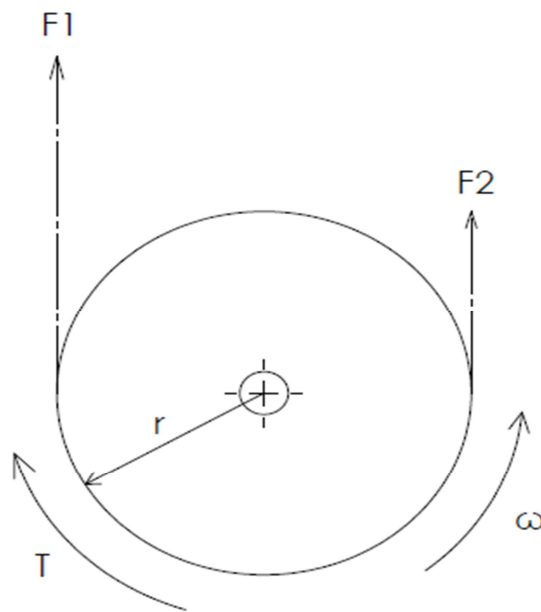


Figura 30. Representació de les variables que intervenen en el càlcul del parell ($F1$, $F2$, r , T i ω)

$$T = (F1 - F2) \cdot r \quad (\text{eq. 11})$$

On,

$F1$ = força feta pel dinamòmetre 1 (N)

$F2$ = força feta pel dinamòmetre 2 (N)

r = radi de la politja (m)

Llavors una vegada obtinguda el parell, llavors el càlcul de potència (P) i rendiment segueix (η) segueix la mateixa metodologia que en el cas del fre de disc.

4.3 Errors en l'estudi experimental

Tot estudi experimental comporta uns errors, per això mateix en l'estudi realitzat s'ha repetit fins a 3 vegades el mateix assaig per tal d'evitar les incerteses que poden sorgir. En un estudi experimental s'utilitzen aparells i instruments de mesura, llavors aquests tenen uns errors propis associats. Depenen del tipus d'aparell i la seva precisió a l'hora d'obtenir dades, podem expressar els resultats amb més o menys error.

Per això, en aquest capítol se citaran els aparells de mesura utilitzats i els errors associats que en molts casos correspondran a la sensibilitat de la mesura.

Per calcular la força s'han utilitzat dos mètodes diferents, ja que es té dos tipus diferents de frens. En el cas del fre per dinamòmetre, aquests dinamòmetres que tenen una lectura de fins a 100 N, tenen uns errors associats de $\Delta F_d = \pm 1$ N. Pel que fa al fre de disc, s'ha utilitzat una cèl·lula de càrrega, on el seu error és de $\Delta F_c = \pm 1,7 \cdot 10^{-4}$ N.

En el cas de l'obtenció del règim de gir, s'ha utilitzat un tacòmetre, on el seu error és de $\Delta \omega = \pm 1$ rpm.

També s'han utilitzat instruments de mesura, com ara el metre lineal, el peu de rei i el cronòmetre, on els seus errors respectivament són de $\Delta r = \pm 1$ mm, $\Delta d = \pm 5 \cdot 10^{-4}$ m i $\Delta t = \pm 0,01$ s.

Llavors, amb aquests errors es poden calcular els errors de parell (ΔT), potència (ΔP) i rendiment ($\Delta \eta$) i també els errors relatius (ϵ) que són els errors que interessa mostrar. Comentar que totes les fórmules es troben a l'Annex de càlculs.

Finalment s'adjunta una taula per mostrar un exemple de càlcul en Excel, on es mostren totes les variables esmentades per al cas de l'assaig a $\lambda = 25^\circ$, $\alpha = 30^\circ$, $R = 280$ mm, $L = 197$ mm i $\Delta x = 13$ mm amb el fre de disc.

F (N)	Fm (N)	Δt (s)	ω (r.p.m)	ω (rad/s)	T (Nm)	ΔT ($\pm$ Nm)	ϵT ($\pm$ %)	P (W)	ΔP ($\pm$ W)	ϵP ($\pm$ %)	η	$\Delta \eta$ ($\pm$)	$\epsilon \eta$ ($\pm$ %)
5,5	6,00	0,0056	360	37,70	0,90	0,01	0,67	33,93	0,30	0,60	0,06	0,0013	2,03
13	13,24	0,0059	341	35,71	1,99	0,01	0,67	70,90	0,64	1,33	0,13	0,0027	2,04
21	21,56	0,0064	311	32,57	3,23	0,02	0,67	105,34	0,97	2,16	0,20	0,0041	2,06
24	25,67	0,0068	296	31,00	3,85	0,03	0,67	119,33	1,11	2,57	0,22	0,0046	2,07
30	31,26	0,0072	277	29,01	4,69	0,03	0,67	136,03	1,29	3,13	0,25	0,0053	2,09
35	37,37	0,0078	255	26,70	5,61	0,04	0,67	149,68	1,46	3,74	0,28	0,0059	2,12
45	45,98	0,0088	226	23,67	6,90	0,05	0,67	163,23	1,66	4,60	0,31	0,0066	2,16
47	49,26	0,0098	205	21,47	7,39	0,05	0,67	158,61	1,67	4,93	0,30	0,0065	2,19
50	51,21	0,0103	194	20,32	7,68	0,05	0,67	156,06	1,67	5,13	0,29	0,0065	2,21
56	57,63	0,0144	139	14,56	8,64	0,06	0,67	125,82	1,55	5,77	0,24	0,0056	2,37
57	58,36	0,0163	123	12,88	8,75	0,06	0,67	112,76	1,47	5,84	0,21	0,0052	2,45
58	60,12	0,0208	96	10,05	9,02	0,06	0,67	90,66	1,35	6,02	0,17	0,0045	2,63
60	61,27	0,0323	62	6,49	9,19	0,06	0,67	59,67	1,15	6,13	0,11	0,0034	3,08

Taula 9. Exemple de taula realitzada en Excel, on es mostren totes les variables i els resultats. Aquest cas és fa referència a l'assaig de $\lambda=25^\circ$, $\alpha=30^\circ$, $R=280$ mm, $L=197$ mm i $\Delta x=13$ mm amb el fre de disc

En aquesta taula s'observa com l'error relatiu és molt petit, al voltant del 2%. I l'error en el rendiment ($\Delta \eta$) en la potència màxima és de $\pm 0,66\%$.

També s'adjunta la taula 10, on es mostra un assaig realitzat amb el fre per dinamòmetres. Aquest cas és el de $\lambda=30^\circ$, $\alpha=30^\circ$, $R=280$ mm, $L=197$ mm i $\Delta x=-6$ mm.

F1 (N)	F2 (N)	ω (r.p.m)	ω (rad/s)	T (Nm)	ΔT ($\pm$ Nm)	ϵT (%)	P (W)	ΔP ($\pm$ W)	ϵP (%)	η	$\Delta \eta$ ($\pm$)	$\epsilon \eta$ (%)
5	0	329	34,5	0,72	0,29	40,68	24,98	0,00	0,00	0,05	0,00	1,14
10	0	317	33,2	1,45	0,3	20,68	48,13	10,11	21,01	0,09	0,02	22,15
15	0	306	32,0	2,17	0,35	14,02	69,70	10,00	14,35	0,13	0,02	15,49
20	1	292,5	30,6	2,75	0,30	11,21	84,39	9,75	11,56	0,16	0,02	12,70
25	1	277	29,0	3,48	0,31	9,02	100,95	9,47	9,38	0,19	0,02	10,53
30	1	262	27,4	4,20	0,39	7,58	115,37	9,19	7,97	0,22	0,02	9,11
35	1	246	25,8	4,93	0,32	6,57	127,00	8,86	6,98	0,24	0,02	8,12
40	1	231	24,2	5,65	0,32	5,81	136,80	8,55	6,25	0,26	0,02	7,39
45	1	217,5	22,8	6,38	0,33	5,23	145,31	8,28	5,69	0,27	0,02	6,84
50	1	201,5	21,1	7,10	0,33	4,77	149,92	7,90	5,27	0,28	0,02	6,41
55	1	184,5	19,3	7,83	0,34	4,39	151,28	7,47	4,94	0,28	0,02	6,08
60	1	164,7	17,2	8,55	0,34	4,07	147,55	6,92	4,69	0,28	0,02	5,83
65	1	141,5	14,8	9,28	0,35	3,81	137,51	6,22	4,52	0,26	0,01	5,66
70	1,5	119,5	12,5	9,93	0,35	3,60	124,30	5,53	4,45	0,23	0,01	5,59
75	1,5	95	9,9	10,65	0,36	3,41	106,02	4,73	4,46	0,20	0,01	5,61
80	1,5	61,5	6,4	11,38	0,36	3,23	73,31	3,56	4,86	0,14	0,01	6,01
85	1,5	35	3,7	12,10	0,37	3,08	44,38	2,64	5,94	0,08	0,01	7,08

Taula 10. Exemple de taula realitzada en Excel, on es mostren totes les variables i els resultats. Aquest cas és fa referència a l'assaig de $\lambda=30^\circ$, $\alpha=30^\circ$, $R=250$ mm, $L=197$ mm i $\Delta x=-6$ mm amb el fre de disc

L'error en el rendiment ($\Delta\eta$) a la potència màxima és de $\pm 2\%$, molt més superior que en el cas del fre de disc.

Amb aquestes dues taules es pot comparar l'error relatiu (ϵ_r) del rendiment. S'observa com amb el fre de disc els errors estan al voltant de $\pm 2\%$, en canvi amb el fre per dinamòmetres aquest error va variant en funció del règim de gir, ja que per a règims molt alts, l'error és gran, en canvi de manera que disminueix la velocitat angular l'error disminueix fins al voltant del 6%.

Llavors arriben a la conclusió que amb el fre de disc s'obté més precisió, ja que la cèl·lula de càrrega té molta més precisió que no pas els dinamòmetres.

4.4 Efecte de la posició d'impacte del doll

4.4.1 Posició axial

En aquest assaig es va variar fins a tres vegades els punts d'impacte del doll d'aigua contra l'àlep. Els punts en els quals es van realitzar els experiments van ser a -6, +13 i a +17 mm respecte la part superior de l'àlep. (figura 31).



Figura 31. Croquis dels diferents punts d'impacte analitzats del doll respecte la part superior de l'àlep (cotes en mm)

Comentar que el doll d'aigua té un diàmetre superior a 6 mm (exactament, 20 mm), i que en la situació d'impacte a -6 mm el raig d'aigua sí que impacta contra l'àlep.

Aquestes distàncies no s'han trobat amb cap fórmula sinó que van ser decisions pròpies.

En la següent taula es mostren els rendiments obtinguts respecte el punt d'impacte (Δx).

Punt d'impacte Δx (mm)	$\omega_{Pm\grave{a}x}$ (rpm)	Rendiment màxim (%)
-6	184,5	$28,4 \pm 1,7$
	187,5	$28,7 \pm 1,7$
	200,5	$27,8 \pm 1,7$
13	207,5	$31,9 \pm 1,3$
	204,8	$31,5 \pm 1,1$
	204,7	$31,6 \pm 0,8$
17	206,3	$31,7 \pm 0,6$
	203,5	$31,3 \pm 0,0$
	221,4	$30,9 \pm 0,0$

Taula 11. Efecte del rendiment en funció de la posició axial d'impacte del doll (Δx)

En la figura 32, es mostra aquesta variació de rendiment màxim en funció del punt d'impacte.

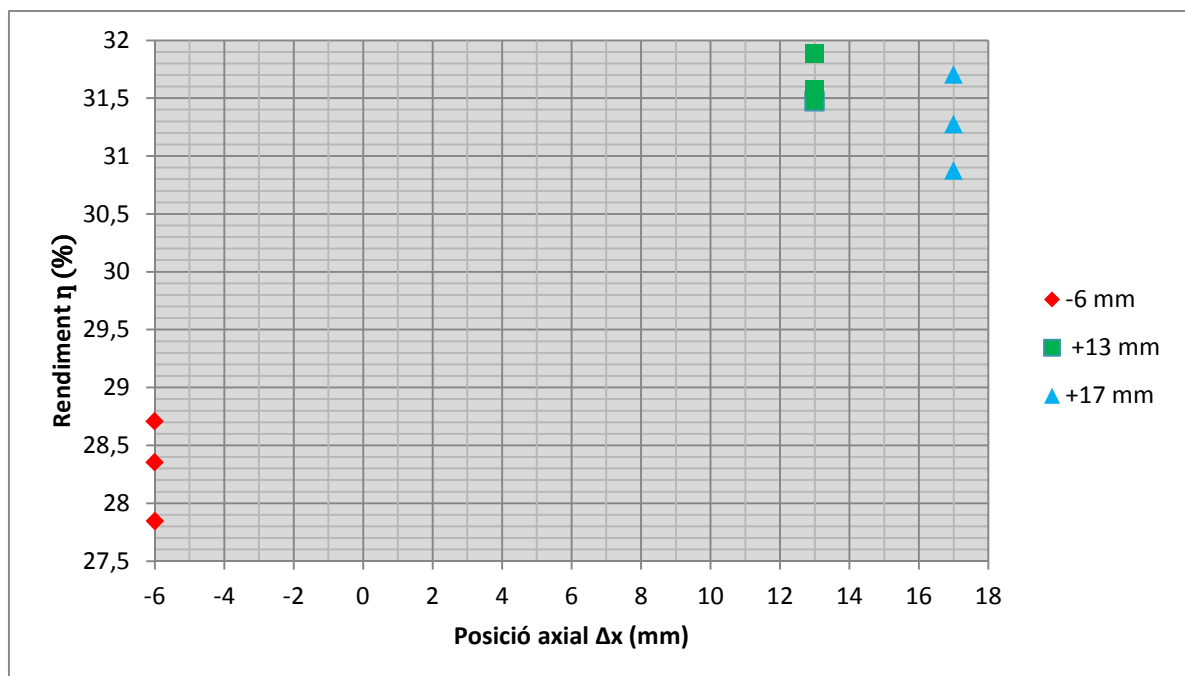


Figura 32. Representació dels punts de rendiment màxim causat per la variació de la posició d'impacte del doll

S'observa que hi ha una variació bastant considerable en funció de la posició d'impacte. Pel que fa la posició de -6 mm respecte les altres dues i una diferència notable de rendiment, això traduït a potència és una diferència de 20 W. Llavors els resultats de l'assaig a -6 mm es descarta completament.

Llavors comparant els resultats del punt d'impacte a +13 i a +17 mm es pot dir que el millor dels casos assajats en el laboratori és +13 mm amb una potència màxima de 167.92 W i un rendiment màxim de 31.88%, ja que en aquesta posició el raig d'aigua crea un parell més gran.

Com a tema remarcable, cal comentar que qualsevol mesura experimental té un rang d'error que es mostra en les columnes de rendiment.

4.4.2 Posició longitudinal

En aquest assaig es van determinar tres posicions longitudinals diferents per tal de comparar les diferències que hi podien sorgir depenent de la separació del doll d'aigua respecte els àleps.

S'ha triat una posició mitjana de 197 mm respecte el centre de l'eix, una posició més allunyada de 257 i una, més propera de 137 mm.

En la taula 12 s'observa els resultats obtinguts depenent de la posició longitudinal.

Posició longitudinal L (mm)	Longitud radial R (mm)	Angle d'inclinació del doll λ (°)	$\omega_{Pm\grave{a}x}$ (rpm)	Rendiment (%)
197	280	20	195	23,7 ± 0,52
			195	23,4 ± 0,51
			200	23,4 ± 0,45
		25	255	30,8 ± 0,65
			250	31,1 ± 0,63
			256,5	31,0 ± 0,56
		30	233	31,0 ± 0,69
			232	31,3 ± 0,69
			209	30,4 ± 0,71
		35	210	27,7 ± 0,63
			202	27,8 ± 0,64
			195	27,2 ± 0,62
		45	183	27,1 ± 0,62
			178,5	27,2 ± 0,64
			175,5	26,8 ± 0,64
137	20	230	28,3 ± 0,61	
		235	27,7 ± 0,6	
		236	27,5 ± 0,54	
	25	243	32,4 ± 0,69	
		222	33,1 ± 0,69	
		245	33,1 ± 0,67	
	35	175	25,3 ± 0,6	
		186	25,3 ± 0,6	
		165	24,8 ± 0,58	
257	20	174,6	18,0 ± 0,41	
		178	18,3 ± 0,41	
		182,5	17,8 ± 0,4	
	25	226	30,6 ± 0,66	
		205	30,1 ± 0,65	
		214	29,4 ± 0,65	
	35	202	31,1 ± 0,72	
		220	31,2 ± 0,71	
		216	30,9 ± 0,66	

Taula 12. Efecte de la posició longitudinal en el rendiment (L)

En la figura 33, s'observa la gràfica de la variació del rendiment màxim en funció de la posició.

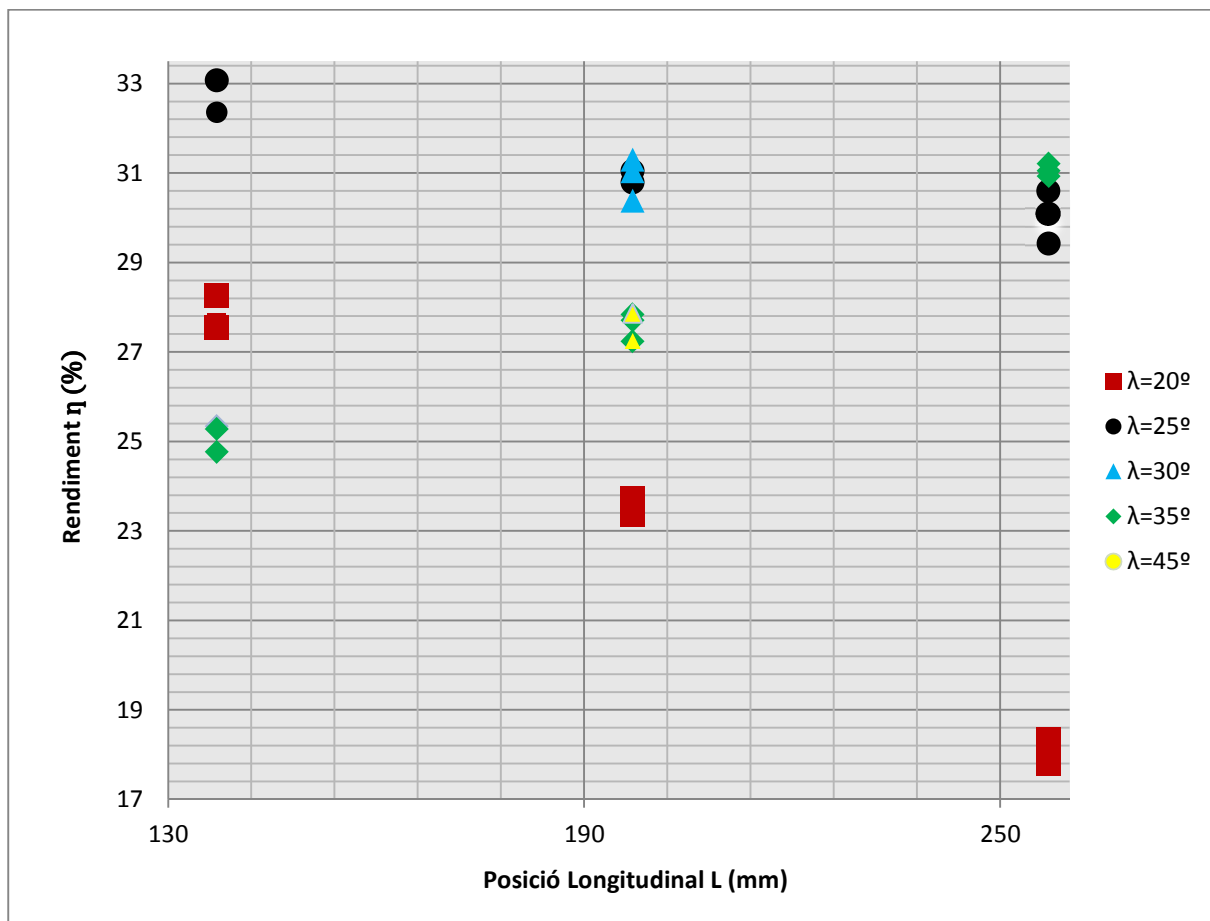


Figura 33. Representació dels punts de rendiment màxim a causa de l'efecte de la posició longitudinal L

Per a un angle de 20° el màxim rendiment es troba a la posició longitudinal (distància entre l'àlep que es troba perpendicular al doll i aquest mateix) de 137 mm, on aquesta és la posició on el doll es troba més a prop de l'àlep i el rendiment mínim a la de 257 mm, que és quan el doll es troba en la posició més allunyada respecte l'àlep. Per a 25° també passa el mateix que per la posició de 20° però l'efecte de la distància en el rendiment no és tan considerable. En canvi per al cas de l'angle de 35° passa a l'inrevés, per una distància de 137 mm s'obté un rendiment menor que per a una distància de 257 mm, en aquest cas l'efecte de la distància en el rendiment és major que pel cas de 25° .

Els casos de 30° i 45° , només s'ha estudiat a una posició de 197 mm. Amb el cas de 45° s'obtenen rendiments molt semblants al cas de l'angle de 35° a una posició de

197 mm, en canvi per al cas de 30° s'obtenen rendiments semblants al cas de l'angle de 25° a 197 mm.

La variació dels rendiments en funció de la posició longitudinal (L) és probablement degut a que per angles petits (20°), hi ha una part important del fluid que una vegada impactat amb l'àlep torna cap amunt i això pot interferir amb el doll d'aigua que ve al darrera. Per això, si impacta molt abans, hi ha menys aigua que arriba a contactar amb els àleps i el rendiment cau. La situació deu ser l'inrevés en el cas de 35° on majoritàriament el fluid deu lliscar cap a baix de l'àlep i un impacte més enllà de la zona perpendicular evita una disposició perpendicular entre el flux incident i l'àlep i deu fer que molta aigua llisqui en direcció radial (z).

Pels casos de 30° i 45° només s'ha experimentat a una posició de 197 i s'observa com per a 30° dóna un rendiment molt igual al de 25° per la mateixa posició i amb l'angle de 45° dóna molt semblant a l'angle de 35° .

Llavors com que per un extrem i l'altre tenim configuracions d'angle λ diferents, llavors agafem el punt de 197 mm, que és la posició mitjà i on s'ha calculat l'angle de 30° i 45° .

Llavors la millor configuració per a la posició longitudinal (L) és de 197 mm.

4.4.3 Posició radial

En l'efecte de la posició radial es van determinar tres posicions diferents per tal de comparar les diferències que hi podien sorgir depenent del radi d'acció de la força del doll contra els àleps.

Es van triar una posició mitjana de 280 mm respecte el centre de l'eix, una posició més allunyada de 320 mm i una, més propera de 240 mm. Els paràmetres prèviament fixats són: $L=197$ mm i $\Delta x= 13$ mm.

La taula 13 mostra els resultats obtinguts:

Posició radial R (mm)	Posició longitudinal L (mm)	Angle d'inclinació del doll λ (º)	ωPmàx (rpm)	Rendiments (%)
240	197	20	205	19,7 ± 0,43
			226	19,9 ± 0,43
			210	19,7 ± 0,41
		25	258,8	26,1 ± 0,55
			262	25,4 ± 0,54
			230	25,5 ± 0,52
		35	250	26,6 ± 0,58
			233	26,2 ± 0,6
			230	27,0 ± 0,58
280		20	195	23,7 ± 0,52
			195	23,4 ± 0,51
			200	23,4 ± 0,45
		25	255	30,8 ± 0,65
			250	31,1 ± 0,63
			256,5	31,0 ± 0,56
		30	233	31,0 ± 0,69
			232	31,3 ± 0,69
			209	30,4 ± 0,7
		35	210	27,7 ± 0,63
			202	27,8 ± 0,64
			195	27,2 ± 0,61
		45	183	27,1 ± 0,62
			178,5	27,2 ± 0,64
			175,5	26,8 ± 0,64
320		20	243	31,4 ± 0,67
			222	31,4 ± 0,67
			209	31,1 ± 0,67
		25	196,8	30,3 ± 0,67
			208	30,2 ± 0,64
			216	29,7 ± 0,61
		35	204	25,8 ± 0,59
			215	25,4 ± 0,6
			183	25,9 ± 0,55

Taula 13. Variació del rendiment en funció de la longitud radial R

En la figura 34, s'observa la variació del rendiment màxim en funció de la posició radial.

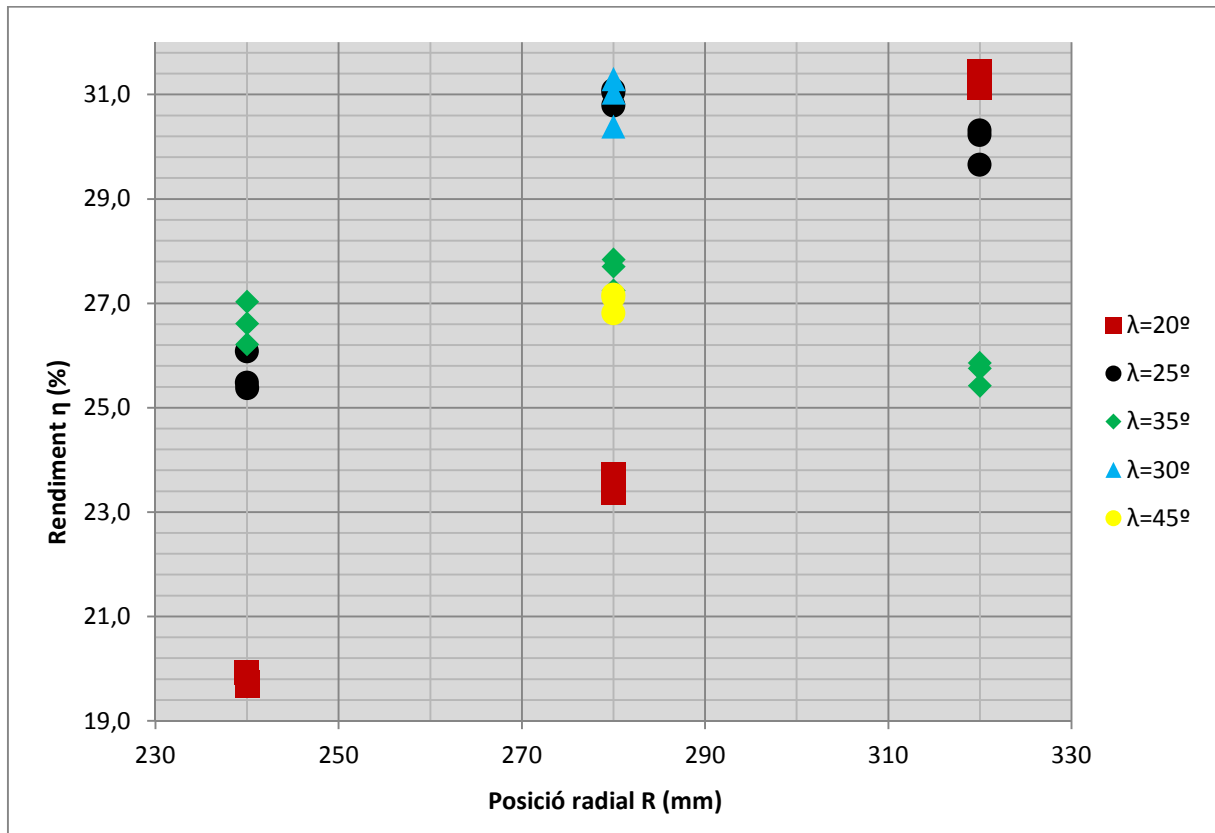


Figura 34. Representació dels punts de rendiment màxim causats per la variació de la posició radial R

S'observa que amb un angle de 20° el rendiment augmenta considerablement si s'augmenta la distància radial, per l'angle de 25° passa el mateix, però en el cas a 320 mm, aquest rendiment baixa respecte la posició de 280 mm. Dir que l'augment de rendiment en funció de la distància no és tan pronunciat com en el cas de 20°. Pel cas de 35° s'obté el mateix efecte que en el cas de 25°. El rendiment màxim es troba a 280 mm, en canvi als extrems (240 mm i 320 mm) el rendiment disminueix lleugerament. En els casos de 30° i 45°, només s'han estudiat a la posició radial de 280 mm. Pel cas de 30° dona uns rendiments al voltant del 31% i pel cas de 45° aquests rendiments baixen fins al voltant del 27,5%.

També cal remarcar que a 240 mm els rendiments són més baixos que a les altres posicions i a més a més, en els casos de 25°, 35° i segurament els casos de 30° i 45° el rendiment màxim es troba a una posició radial de 250 mm. Excepte en el cas de 20° que es troba en la posició de 320 mm.

Llavors, el problema que hi ha quan està configurat a 240 mm, és la distància entre àleps, ja que hi han masses interferències entre àleps consecutius i, això fa que gran part de la component (x) de la velocitat no impacti contra l'àlep que hauria, sinó que impacta contra un altre i això es tradueix en una disminució del rendiment. En canvi per la posició de 320, la distància entre àleps és major, en aquest cas el fenomen d'interferència no actua, ja que es veuen rendiments majors que en l'altre cas, però menors que en el cas de 280 mm, això es degut a què hi ha tanta separació entre àleps que passa un període de temps elevat en comparació amb les altres distàncies fins que no passa el següent àlep.

Llavors mirant els comentaris anteriors i saben que només hi ha una excepció en que el rendiment dona més gran en la posició de 320 mm, aquest cas és el de 20°, es decideix que la millor posició de les assajades per la turbina del laboratori és a una posició radial de 280 mm.

Finalment dir que les posicions triades que donen un millor rendiment són:

$\Delta x = 13 \text{ mm}$; $L = 197 \text{ mm}$ i $R = 280 \text{ mm}$

4.5 Efecte de l'angle d'inclinació del doll

En aquest assaig es van realitzar fins a cinc angles diferents d'inclinació per tal d'obtenir un major rang de rendiment i així determinar millor la millor configuració.

Amb una posició d'impacte del doll fixat a +13 mm, un nombre d'àleps de 30 i un angle d'inclinació dels àleps (α) de 30° s'han fet assajos a 15°, 20°, 25°, 30°, 35° i 45° (figura 35).

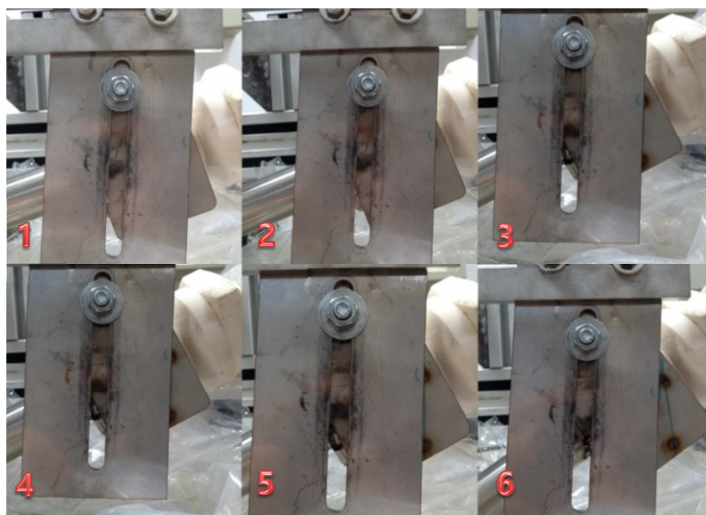


Figura 35. Variació de l'angle d'inclinació del doll: 15°(1), 20°(2), 25°(3), 30°(4), 35°(5), 45°(6)

En la següent taula, es pot veure els resultats de la variació de rendiments en funció de l'angle d'incidència del doll. On, els paràmetres fixats són: $L=197$ mm, $R=280$ mm i $\Delta x=13$ mm.

Angle del doll λ (°)	$\omega_{Pm\lambda x}$ (rpm)	Rendiments (%)
20	195	$23,7 \pm 0,52$
	195	$23,4 \pm 0,51$
	200	$23,4 \pm 0,45$
25	255	$30,8 \pm 0,65$
	250	$31,1 \pm 0,63$
	256,5	$31,0 \pm 0,56$
30	233	$31,0 \pm 0,69$
	232	$31,3 \pm 0,69$
	209	$30,4 \pm 0,71$
35	210	$27,7 \pm 0,63$
	202	$27,8 \pm 0,64$
	195	$27,2 \pm 0,61$
45	183	$27,1 \pm 0,62$
	178,5	$27,2 \pm 0,64$
	175,5	$26,8 \pm 0,64$

Taula 14. Variació de l'angle d'inclinació del doll (λ) mantenint fixes les posicions esmentades anteriorment, on els paràmetres de disseny són: $R=280$ mm, $L=197$ mm i $\Delta x=13$ mm.

En la figura 36, es mostra el rendiment de cada configuració amb relació a l'angle d'inclinació.

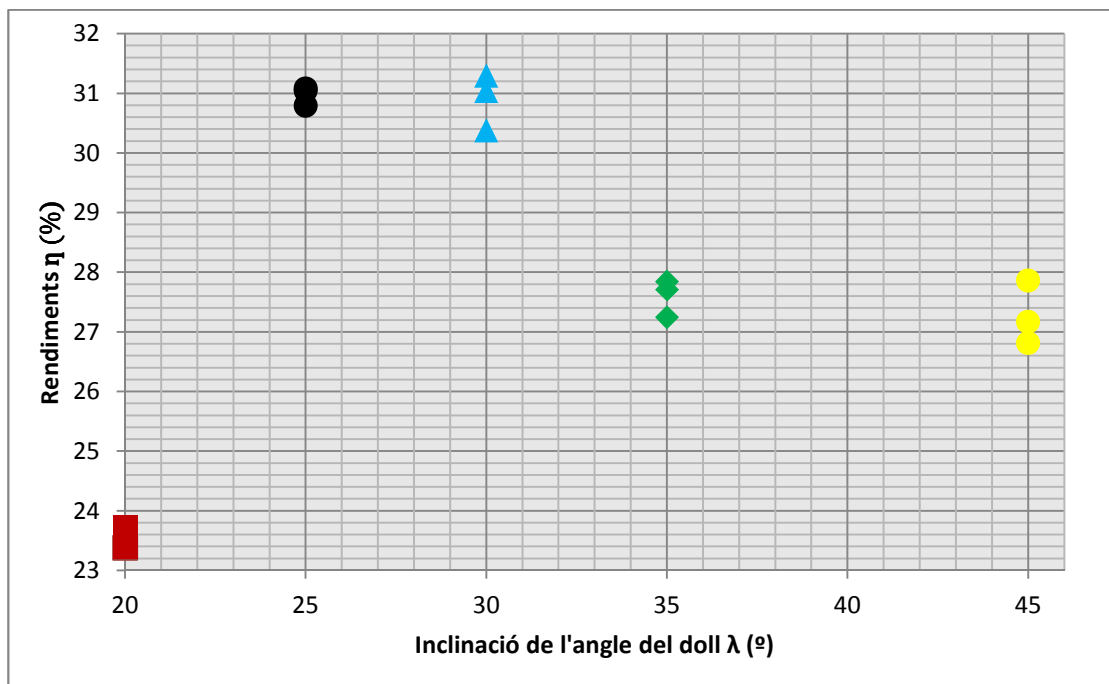


Figura 36. Representació de l'efecte del rendiment en funció de l'angle d'inclinació del doll λ

S'observa com amb un angle de 20° els rendiments són bastants baixos, al voltant del 23.5%, en canvi augmentant aquest angle fins a 25° , aquests rendiments augmenten notablement fins arribar a rendiments del 31%. Pel cas de 30° , els rendiments són molt semblants al cas de 25° . Es podria dir que amb una configuració de 25° i 30° els rendiments que s'obtenen són gairebé idèntics. D'altra banda, en els casos de 35° i 45° , els rendiments disminueixen considerablement al voltant del 27.5% i 27% respectivament.

La teoria diu que s'obté un rendiment màxim quan l'angle entre el doll i l'àlep formen un angle recte (90°) en el cas estàtic. Quan l'àlep té un cert moviment, el rendiment màxim no s'obté quan l'àlep i el doll incideixen perpendicularment en situació de repòs. Però en aquest cas particular es compleix que amb un angle de 90° entre àlep i doll s'obté el rendiment màxim. Però també cal dir que amb l'angle de 25° també s'obtenen rendiments idèntics al cas de 30° .

Llavors es pot dir que tant l'angle de 25° , com l'angle de 30° són els millors angles en el cas de la turbina del laboratori.

4.6 Efecte de la inclinació dels àleps

Inicialment la inclinació dels àleps era de 30° , on s'han realitzat la majoria d'assajos. Llavors, un cop finalitzats els experiments amb aquest angle, s'ha variat dues vegades, a 15° i a 45° , per tal d'observar les variacions de rendiment en funció de l'angle d'inclinació dels àleps.

Els paràmetres de disseny s'han fixat a $\lambda=30^\circ$, $L=197$ mm, $R= 280$ mm i $\Delta x= 13$ mm

Angle àleps α (°)	Angle doll λ (°)	$\omega_{Pm\grave{a}x}$ (rpm)	Rendiment màxim (%)
15	20	212	20,7 ± 0,47
		210	20,7 ± 0,48
		209	20,9 ± 0,48
	30	232	30,9 ± 0,69
		252	31,5 ± 0,71
		239	31,3 ± 0,7
	35	182	29,5 ± 0,69
		200	29,6 ± 0,68
		215	28,9 ± 0,65
	45	151	25,9 ± 0,64
		162	25,6 ± 0,64
		150	25,6 ± 0,61
30	20	195	23,7 ± 0,52
		195	23,4 ± 0,51
		200	23,4 ± 0,45
	25	255	30,8 ± 0,65
		250	31,1 ± 0,63
		256,5	31,0 ± 0,56
	30	233	31,0 ± 0,65
		232	31,3 ± 0,69
		209	30,4 ± 0,7
	35	210	27,7 ± 0,63
		202	27,8 ± 0,64
		195	27,2 ± 0,64
	45	183	27,1 ± 0,62
		178,5	27,2 ± 0,61
		175,5	26,8 ± 0,64
45	20	190	18,9 ± 0,44
		193	19,0 ± 0,43
		188	19,1 ± 0,41
	30	221	24,5 ± 0,55
		225	24,2 ± 0,55
		231	23,9 ± 0,55
	35	275	20,6 ± 0,45
		273	21,0 ± 0,45
		271	20,6 ± 0,45
	45	217	20,1 ± 0,45
		227	20,2 ± 0,43
		218	20,1 ± 0,38

Taula 15. Variació del rendiment en funció de la inclinació dels àleps α

En la figura 37, es representa la variació del rendiment màxim en funció de l'angle d'inclinació dels àleps quan l'angle del doll (λ) és de 30° , el nombre d'àleps (N) és de 30 i la posició axial, longitudinal i radial és de 13 mm, 197 mm i 280 mm respectivament.

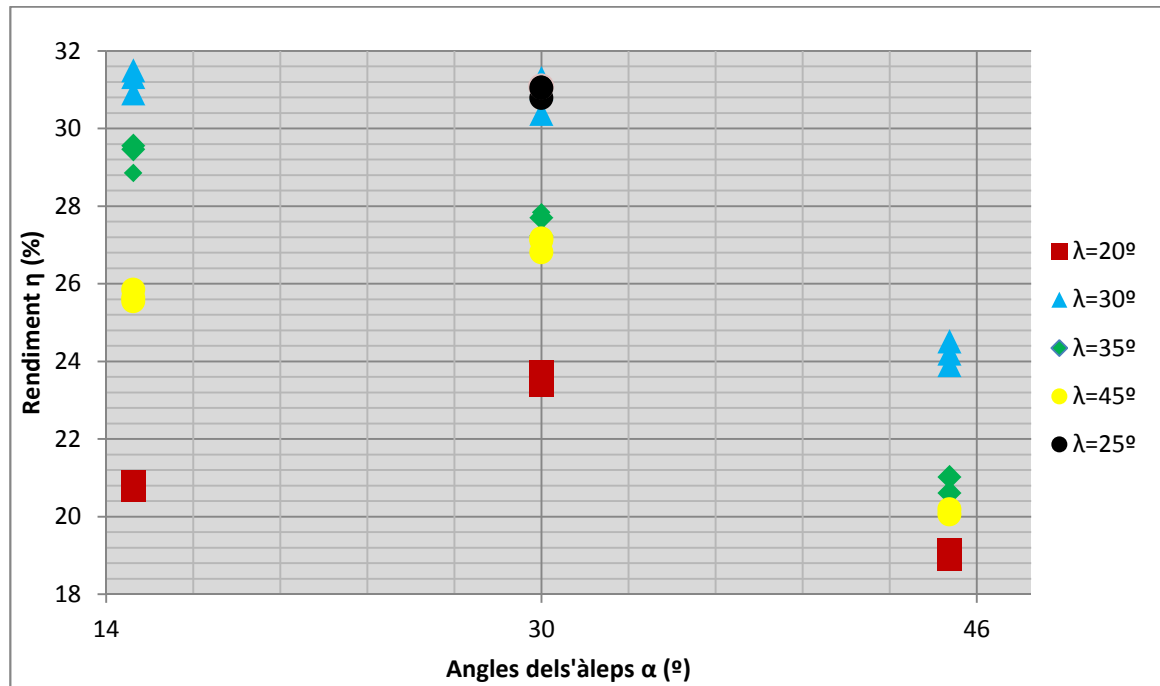


Figura 37. Es representa l'efecte de la inclinació dels àleps (α) amb els rendiments màxims per a cada inclinació

S'observa en el gràfic mostrat com a la configuració de $\alpha=45^\circ$ dona uns rendiments més baixos respecte els altres dos angles. Podríem dir que aquesta configuració la podríem descartar des de bon principi. Pel que fa a les configuracions d'angles de 15° i 30° , s'observa com els angles de $\lambda=20^\circ$, $\lambda=45^\circ$ amb un angle $\alpha=30^\circ$, donen rendiments superior respecte els de 15° . En canvi per l'angle $\lambda=35^\circ$ i $\alpha=15^\circ$ dona un rendiment més elevat que no pas amb el de 30° . En el cas de $\lambda=30^\circ$, s'observa com que tant per la configuració de $\alpha=15^\circ$, com amb $\alpha=30^\circ$ donen uns rendiments molt semblants (al voltant del 31.5%). Llavors, ara és qüestió de triar o un o l'altre, però en aquest cas es tria l'angle $\alpha=30^\circ$, ja que el rang de rendiments del de 30° va des de 23.5% fins al 31.5%, en canvi per l'angle de 15° , va des del 21.5% fins al 31.5% i a part d'això també es vol mantenir un angle entre λ i α de 90° .

També es pot observar com amb una configuració de $\lambda=45^\circ$ i $\alpha=45^\circ$ el rendiment és molt baix, al voltant del 20%. També podríem aproximar l'angle de $\lambda=20^\circ$ a un de 15°

amb una configuració de $\alpha=15^\circ$ i veure que també els rendiments obtinguts són baixos, al voltant del 21%.

4.7 Efecte del nombre d'àleps

L'últim assaig realitzat va ser la variació del nombre d'àleps. Inicialment es partia d'un nombre total de 30 àleps i es va decidir reduir a 20.

Un cop variat el nombre d'àleps es va fixar una configuració d'angle d'inclinació d'àleps de 30° ja que amb aquest, s'obté un rendiment més elevat i un angle d'inclinació del doll de 30° . Dir que els paràmetres de disseny fixats són: $\lambda=30^\circ$, $L=197$ mm, $R=280$ mm i $\Delta x=13$ mm i $\alpha=30^\circ$.

La taula 16 mostra la variació de rendiment per a 30 àleps i per a 20 àleps.

Nombre d'àleps N	Angle d'inclinació del doll λ ($^\circ$)	$\omega_{Pm\max}$ (rpm)	Rendiments (%)
20	30	230	$22,4 \pm 0,49$
		232	$21,8 \pm 0,48$
		231	$22,1 \pm 0,46$
	35	187	$21,8 \pm 0,51$
		181	$21,6 \pm 0,46$
		183	$21,9 \pm 0,44$
	45	208	$19,7 \pm 0,45$
		217	$19,8 \pm 0,43$
		209	$19,8 \pm 0,69$
30	30	233	$31,0 \pm 0,69$
		232	$31,3 \pm 0,7$
		209	$30,4 \pm 0,63$
	35	210	$27,7 \pm 0,64$
		202	$27,8 \pm 0,61$
		195	$27,2 \pm 0,62$
	45	183	$27,1 \pm 0,64$
		178,5	$27,2 \pm 0,64$
		175,5	$26,8 \pm 0,64$

Taula 16. Variació del nombre d'àleps N

En la figura 38, es representa aquesta variació de rendiments en funció del nombre d'àleps (N).

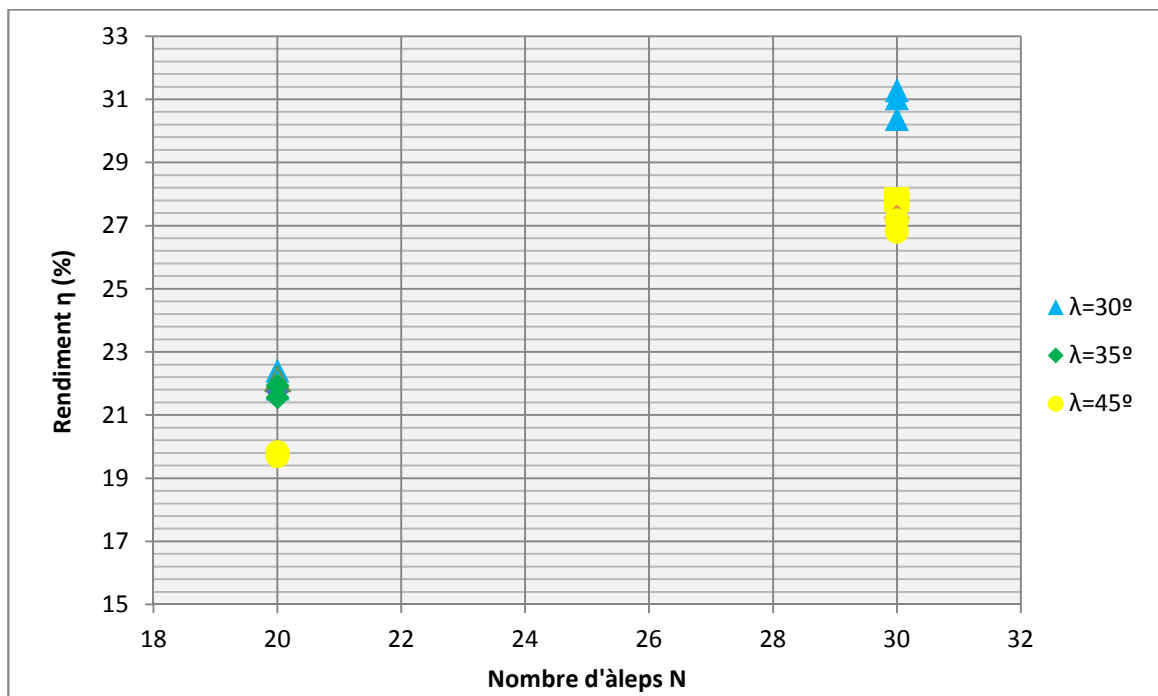


Figura 38. Efecte del nombre d'àleps (N) als rendiments de la turbina

Ràpidament s'arriba a la conclusió que amb una configuració de 20 àleps no s'obté tan bon rendiment com amb una configuració de 30 àleps, ja que a l'haver menys àleps, hi ha més separació entre àleps i això fa que el raig d'aigua no entri en contacte amb els àleps tant freqüentment.

4.8 Corbes de nivell de rendiment

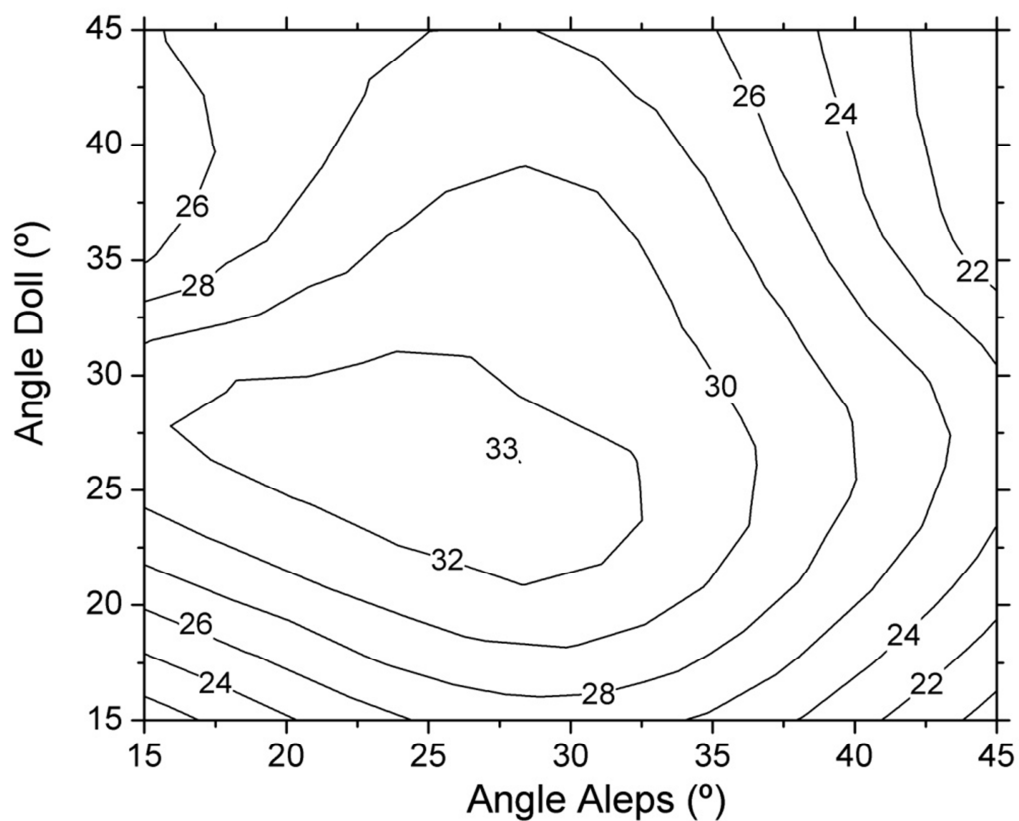
La finalitat d'aquest estudi és arribar a representar una gràfica on en funció de l'angle del doll λ i dels àleps α es troba el rendiment que la turbina podria arribar a donar en condicions òptimes de treball.

La taula 17, resumeix els rendiments obtinguts de forma global per a les diferents configuracions d'àlep i de doll. Dir que aquests resultats ja s'ha obtingut anteriorment.

Angles àlep α (°)	Angles doll λ (°)	$\omega_{Pm\grave{a}x}$ (rpm)	Rendiments màxims η (%)
15°	15°	209	20,87 ± 0,44
	30°	252	31,49 ± 0,49
	35°	200	25,85 ± 0,49
	45°	151	25,85 ± 0,49
30°	20°	243	31,44 ± 0,67
	25°	245	33,07 ± 0,67
	30°	232	31,29 ± 0,67
	35°	220	31,21 ± 0,67
	45°	178,5	27,86 ± 0,64
45°	15°	188	19,13 ± 0,4
	30°	221	24,52 ± 0,55
	35°	273	21,02 ± 0,55
	45°	227	20,19 ± 0,55

Taula 17. Rendiments màxims en funció de l'angle del doll i dels àleps

En la figura 39, es representa les corbes de rendiment màxim (%) per a les diferents configuracions de l'angle d'àlep (α) i de doll (λ).

Figura 39. Representació de les corbes de rendiments màxims per a les diferents configuracions d'angles d'àlep α i de doll λ

Aquesta gràfica és l'objectiu experimental al que es vol arribar, ja que resumeix de manera molt completa tots els apartats anteriors tenint en compte que la posició axial (Δx), posició longitudinal (L) i posició radial (R) es mantenen constants a valors de 13, 197 i 280 mm respectivament.

En el capítol 1, es comenta que aquestes turbines tenen un rendiment no superior al 30% i l'objectiu es poder optimitzar aquest rendiment variant els paràmetres de disseny. Llavors s'observa que els rendiments màxims varien entre valors de 20% fins a un màxim del 33%. Això facilita molt l'elecció òptima dels angles α i λ .

S'observa que per a angles de ($\alpha=15^\circ$, $\lambda=15^\circ$) i ($\alpha=45^\circ$, $\lambda=45^\circ$) els rendiments són molt baixos, rondant el 20%, llavors es demostra que no és necessari tenir una configuració d'aquests angles per tal que formin 90° entre ells, però cal remarcar que aquests casos són excepcionals.

En el gràfic es contempla com els rendiments més elevats es troben a angles entre 25° i 30° tant amb angle d'àleps com amb els angles del doll. Això fa que la teoria dels 90° ($\pm 2^\circ$) es torni a donar com a bona, ja que com s'ha esmentat abans, en els casos de 15° i 45° són excepcions.

Finalment dir que el rendiment màxim de la turbina es troba amb un angle d'àlep d' $\alpha=28^\circ$ i de doll $\lambda=26^\circ$. Poder afirmar que aquests tipus de turbines tenen un rang de treball òptim d' α ($30^\circ \pm 3$) i λ ($30^\circ \pm 4$), si aquesta configuració es modifica el rendiment es veu considerablement reduït.

5 MODEL ANALÍTIC

5.1 Introducció

Un cop realitzat l'estudi de la turbina pel mètode experimental es procedeix a fer l'estudi analític per tal d'obtenir el rendiment del model de la turbina assajada, ja que com que en l'estudi experimental hi han moltes variacions, mirem si amb un model es pot estalviar de fer tants experiments.

Per tal d'obtenir els resultats teòrics és important prèviament fer càlculs per així conèixer els paràmetres bàsics del comportament hidràulic i mecànic de tot el sistema. Llavors aquest capítol utilitza i/o calcula les següents variables:

- Velocitat del doll de sortida (V)
- Força del doll contra l'àlep (F_x i F_y)
- El parell creat per la força (T) i la potència absorbida (P)
- La potència hidràulica (Ph)
- I, finalment el rendiment (η)

Aquestes variables s'han calculat tenint en compte uns paràmetres que s'han mantingut constants:

- Cabal (Q)
- Velocitat del doll d'aigua (V)
- Densitat del fluid (ρ)

Llavors, els resultats analítics són molt importants a calcular per tal de tenir un punt de referència respecte els resultats experimentals i a més a més també són útils per plasmar les diferències amb els resultats dels diferents mètodes realitzats.

El mètode de càlcul que es realitza segueix el mètode clàssic de dinàmica de fluids.

5.2 Mètode clàssic de càlcul

El mètode clàssic de càlcul es basa fonamentalment en el teorema de transport de Reynolds, on l'equació s'expressa com:

$$\vec{F} - \int_{CV} \vec{a}_{rel} \cdot dm = \frac{d}{dt} \cdot \left[\int_{CV} \vec{w}_{rel} \cdot \rho \cdot dV \right] + \int_{CS} \vec{w} \cdot \rho \cdot (\vec{w} \cdot \vec{s}) dA, \quad (\text{eq. 12})$$

Aquesta equació engloba el moment lineal en un volum de control (CV) i una superfície de control (CS).

On,

$\vec{F}$ = forces que actuen en el sistema

$\vec{a}_{rel}$ = l'acceleració relativa

$\vec{w}_{rel}$ = velocitat del fluid relatiu al volum de control (CV)

ρ = densitat del fluid

$\vec{s}$ = vector unitari normal al diferencial d'àrea en la superfície de control (CS)

dt, dA, dm, dV = diferencials de temps, àrea, massa i volum respectivament

En la figura 40, es representa el sistema en 2D per fer els càlculs analítics, on l'àrea blava correspon al volum de control (CV) i l'àrea negra correspon al doll d'aigua i a l'àlep.

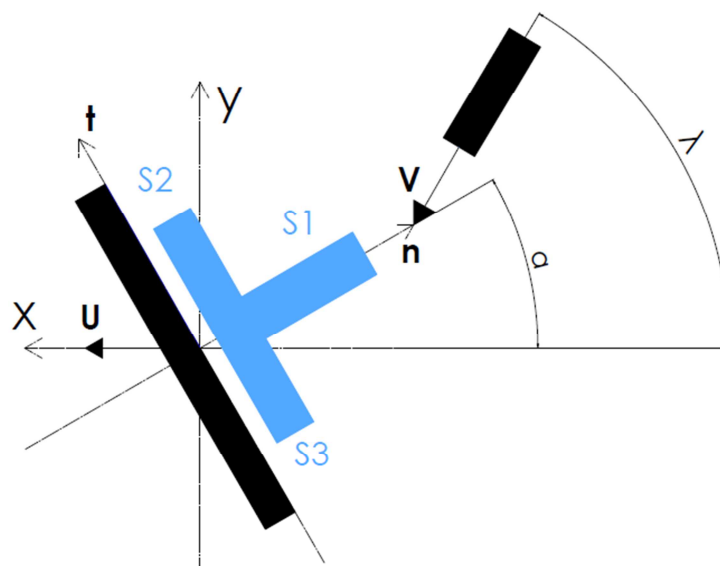


Figura 40. Representació 2D del sistema pel càlcul analític amb els paràmetres de disseny α i λ .

Es defineix un volum de control (CV) bidimensional (2D) en el pla mostrat en el croquis (x,y) on l'àlep es mou a una velocitat $\vec{u}$.

$$\vec{u} = (\omega R, 0) \quad (\text{eq. 13})$$

On,

ω = velocitat de gir del rodet $\left(\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)$

R = distància entre l'eix de rotació i el punt d'impacte del raig d'aigua (m)

Suposem que el fluid aigua és incompressible i que la situació és estacionària on les velocitats són uniformes a les entrades i sortides del volum de control (CV).

Llavors l'equació mostrada es redueix a:

$$\vec{F} = \int_{CS} \vec{w} \cdot \rho \cdot (\vec{w} \cdot \vec{s}) dA \quad (\text{eq. 14})$$

On la velocitat relativa del fluid al volum de control (CV) s'expressa com:

$$\vec{w} = \vec{v} - \vec{u} \quad (\text{eq. 15})$$

On,

$\vec{u}$ = velocitat absoluta de l'àlep $\left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$

$\vec{v}$ = velocitat absoluta del raig d'aigua incident $\left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$

$$\vec{v} = v \cdot (\cos \lambda, -\sin \lambda) \quad (\text{eq. 16})$$

Tenim dos sistemes de coordenades representats en el croquis, per una part el sistema (n,t) que és el sistema referit a l'àlep i l'altre el sistema (x,y) referent a l'eix horitzontal i vertical.

Treballant en el sistema de coordenades (n,t) amb un vector unitari $\vec{n} = (-\cos \alpha, \sin \alpha)$ i menyspreant les forces externes s'obté que:

$$R_n = \int_{S1} \vec{w}_n \cdot \rho \cdot (\vec{w} \cdot \vec{s}) dA \quad (\text{eq. 17})$$

On,

$$\vec{w}_n = \vec{w} \cdot \vec{n} \quad (\text{eq. 18})$$

$$w_n = -(v \cdot \cos \lambda - \omega R) \cdot \cos \alpha - v \cdot \sin \lambda \cdot \sin \alpha \quad (\text{eq. 19})$$

Com que $S1$ es refereix a la superfície paral·lela al doll incident, cal dir que per sistema de coordenades (n,t) les superfícies $S2$ i $S3$, $w_n = 0$.

En canvi per la R_t en els estudis clàssics de mecànica de fluids se suposa que no hi ha fricció i, per tant $R_t = 0$.

En l'equació 14, el terme $(\vec{w} * \vec{s})dA$ fa referència al diferencial de flux volumètric dQ que entra dins del volum de control (CV), on $\vec{s}$ que ja s'ha esmentat abans és:

$$-\vec{s} \cdot dA = -(\cos \lambda, -\sin \lambda) \cdot dA \quad (\text{eq. 6.20})$$

Llavors,

$$w_s = -(v \cdot \cos \lambda - \omega R) \cdot \cos \lambda - v \cdot \sin \lambda \cdot \sin \lambda \quad (\text{eq. 6.21})$$

Si ara se substitueix les equacions 6.19 i 6.20 en l'equació 6.17 s'obté la força de reacció exercida per l'àlep sobre el fluid.

$$R_n = w_n \cdot \rho \cdot w_s \cdot A \quad (\text{eq. 6.22})$$

Llavors el parell exercit del fluid sobre l'àlep situat a un radi R serà:

$$T = R_n \cdot R \cdot \cos \alpha = w_n \cdot R \cdot \rho \cdot w_s \cdot A \cdot \cos \alpha \quad (\text{eq. 6.23})$$

On,

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (\text{eq. 6.24})$$

Com que el nostre sistema no té únicament un sol àlep sinó que en té varis ja que és una turbina hidràulica, llavors:

$$Q = w_s \cdot A \quad (\text{eq. 6.25})$$

Finalment, el moment exercit pel fluid sobre l'àlep és (la força és la inversa de la que fa l'àlep sobre el fluid) :

$$T = R \cdot \rho \cdot Q \cdot \cos \alpha \cdot [(v \cdot \cos \lambda - \omega R) \cdot \cos \alpha + v \cdot \sin \lambda \cdot \sin \alpha] \quad (\text{eq. 6.26})$$

I la potència és:

$$P = T \cdot \omega \quad (\text{eq. 6.27})$$

5.3 Resultats

Un cop realitzats els càlculs on la dada de velocitat angular s'ha agafat idènticament als assajos experimentals per tal de comparar els resultats més directament, s'ha dividit els resultats en dos grups:

1. Resultats del parell i rendiments màxims de la inclinació del doll d'aigua (λ)
2. Resultats del parell i rendiments màxims de la inclinació dels àleps (α)

En la taula 18, es mostra els resultats de potència (P), parell (T) i rendiment (η) del punt 1 comentat anteriorment.

$\lambda = 20^\circ ; N = 30 \text{ àleps; } \alpha=30^\circ$				$\lambda = 25^\circ ; N = 30 \text{ àleps; } \alpha=30^\circ$			
ω (rpm)	T (Nm)	P (W)	η (%)	ω (rpm)	T (Nm)	P (W)	η (%)
327	7,4	254,9	47,8	404	5,4	228,5	42,8
290	8,5	258,7	48,5	382	6,0	241,6	45,3
265	9,2	256,6	48,1	343	7,2	257,7	48,3
255	9,5	254,7	47,7	311,5	8,1	263,9	49,5
224	10,4	244,9	45,9	275	9,2	263,5	49,4
211,5	10,8	239,2	44,8	250	9,9	258,6	48,5
195	11,3	230,4	43,2	229	10,5	251,5	47,1
165	12,2	210,0	39,4	202	11,3	238,5	44,7
130	13,2	179,3	33,6	168	12,3	215,7	40,4
115	13,6	163,9	30,7	146	12,9	197,3	37,0
90	14,3	135,1	25,3	125	13,5	176,9	33,2
40	15,8	66,1	12,4	97	14,3	145,5	27,3
$\lambda = 30^\circ ; N = 30 \text{ àleps; } \alpha=30^\circ$				$\lambda = 35^\circ ; N = 30 \text{ àleps; } \alpha=30^\circ$			
ω (rpm)	T (Nm)	P (W)	η (%)	ω (rpm)	T (Nm)	P (W)	η (%)
360	6,7	254,3	47,7	356	6,8	253,4	47,5
328,6	7,7	263,5	49,4	325	7,7	262,0	49,1
302	8,4	266,7	50,0	312	8,1	263,8	49,5
287,6	8,9	266,6	50,0	297	8,5	264,7	49,6
241,8	10,2	257,8	48,3	262	9,5	261,5	49,0
232	10,5	254,3	47,7	232	10,4	252,7	47,4
228	10,6	252,7	47,4	210	11,0	242,8	45,5
204	11,3	241,0	45,2	180	11,9	224,6	42,1
192,5	11,6	234,2	43,9	160	12,5	209,4	39,2
182	11,9	227,2	42,6	138	13,1	189,8	35,6
171	12,2	219,2	41,1	100	14,2	149,1	27,9
139	13,2	191,7	35,9	81	14,8	125,5	23,5
$\lambda = 45^\circ ; N = 30 \text{ àleps; } \alpha=30^\circ$							
ω (rpm)	T (Nm)	P (W)	η (%)				
357	6,2	233,5	43,8				
322	7,3	244,9	45,9				
283	8,4	248,9	46,6				
265	8,9	247,6	46,4				
231	9,9	239,7	44,9				
205	10,7	229,0	42,9				
183	11,3	216,7	40,6				
157	12,1	198,3	37,2				
130	12,8	174,9	32,8				
104	13,6	148,1	27,8				
82	14,2	122,3	22,9				

Taula 18. Dades analítiques de la inclinació de doll d'aigua λ , sense variar l'angle dels àleps α

A continuació, es mostra la figura 41, on s'observa les corbes de parell en funció de l'angle d'inclinació del doll (λ).

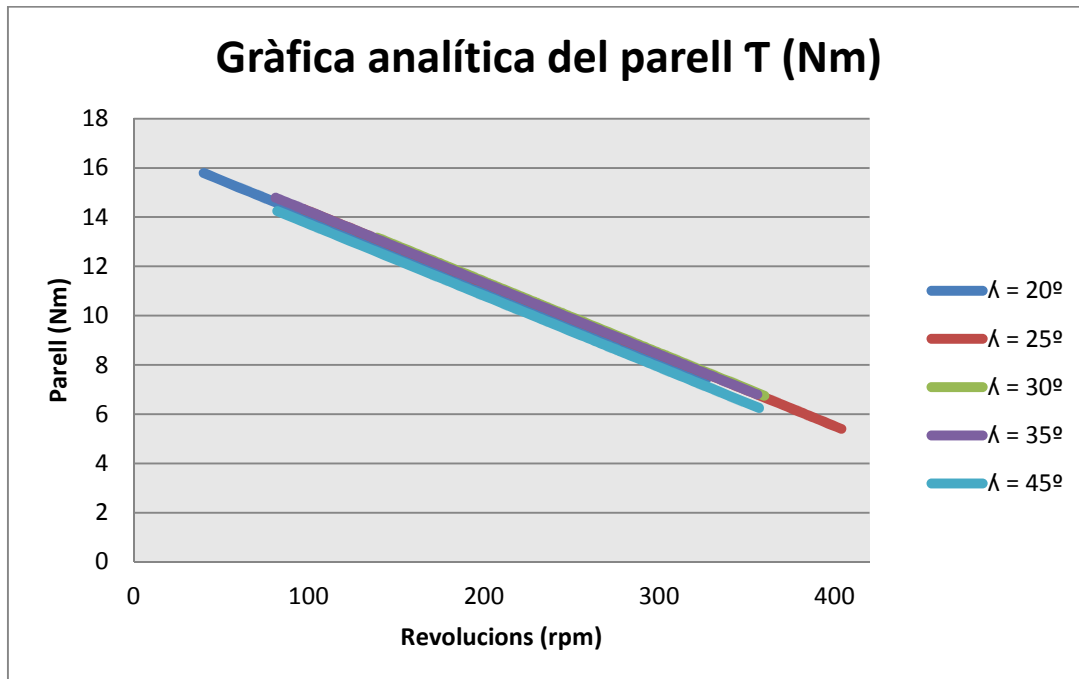


Figura 41. Parell creat pels diferents angles en funció del règim de gir $T(\omega)$.

Seguidament, es mostra la figura 42, on s'observa les corbes de potència.

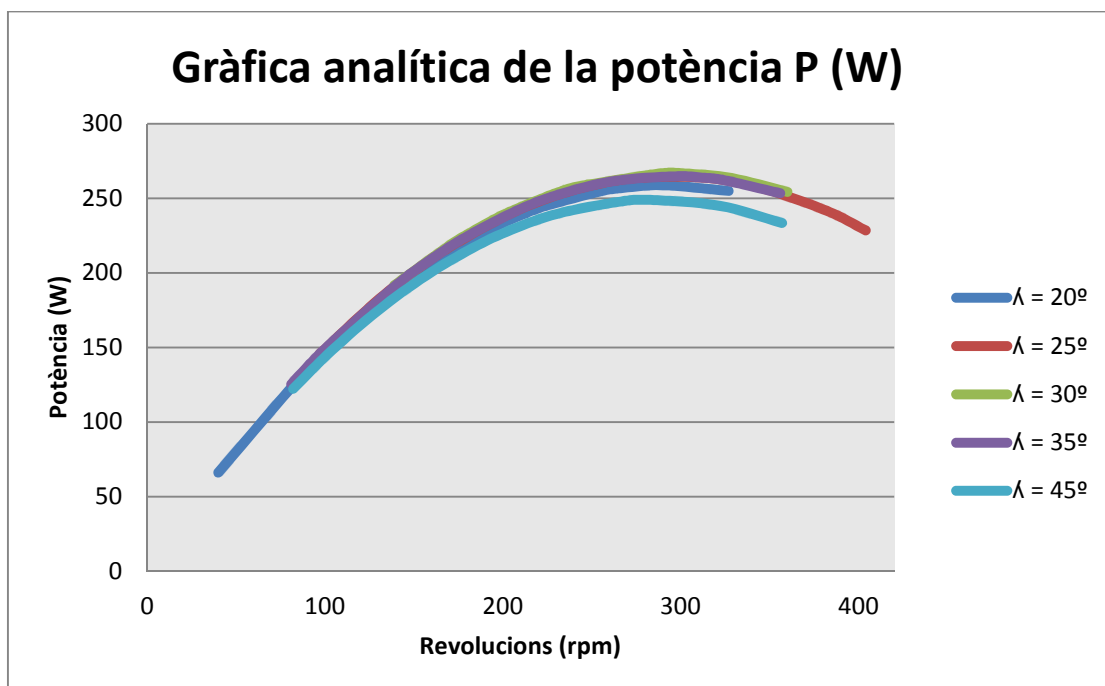


Figura 42. Potència absorbida pel rodets pels diferents angles $P(\omega)$

Finalment, es mostra la figura 43, els rendiments analítics per tots els casos mostrats anteriorment.

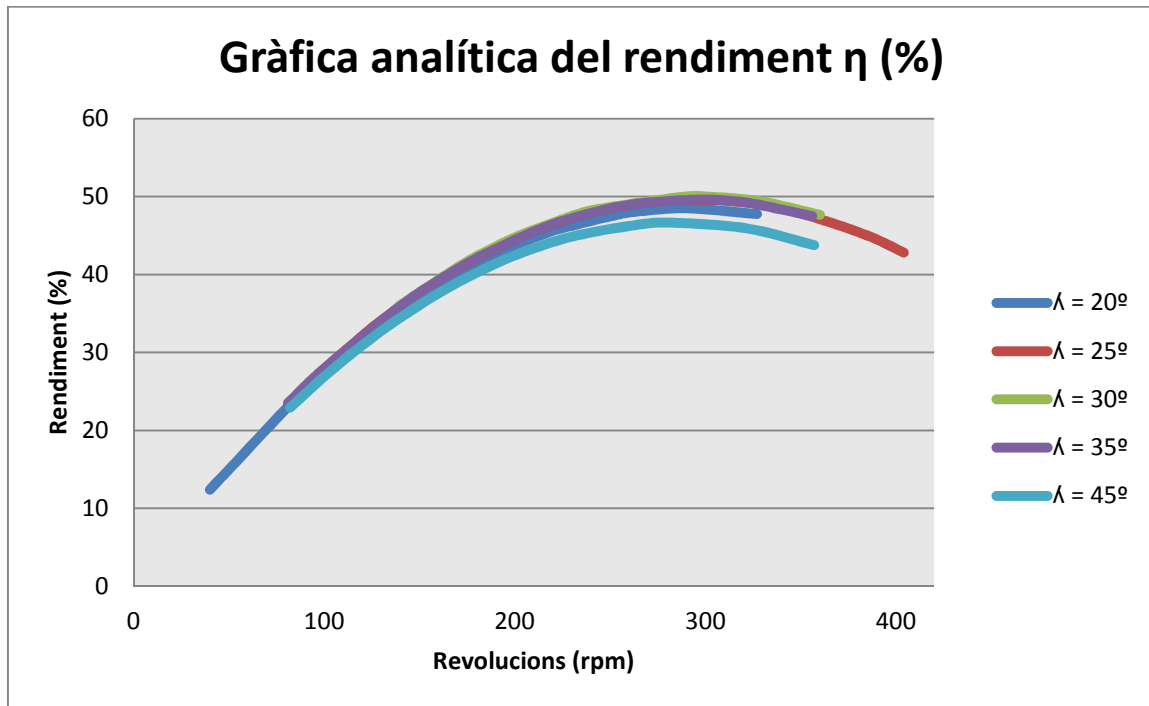


Figura 43. Rendiment en funció de l'angle d'inclinació del doll $\eta(\omega)$,

Seguidament es mostra en la taula 19, els resultats del punt numero 2.

$\lambda = 30^\circ ; N = 30 \text{ àleps; } \alpha=30^\circ$				$\lambda = 30^\circ ; N = 30 \text{ àleps; } \alpha=45^\circ$			
ω (rpm)	T (Nm)	P (W)	η (%)	ω (rpm)	T (Nm)	P (W)	η (%)
360,0	6,7	254,3	47,7	331,0	7,2	248,2	46,5
328,6	7,7	263,5	49,4	290,0	8,0	241,6	45,3
302,0	8,4	266,7	50,0	263,0	8,5	233,5	43,8
287,6	8,9	266,6	50,0	234,0	9,0	221,5	41,5
241,8	10,2	257,8	48,3	205,0	9,6	206,1	38,6
232,0	10,5	254,3	47,7	188,0	9,9	195,5	36,6
228,0	10,6	252,7	47,4	163,0	10,4	177,8	33,3
204,0	11,3	241,0	45,2	154,0	10,6	170,8	32,0
192,5	11,6	234,2	43,9	120,0	11,2	141,4	26,5
182,0	11,9	227,2	42,6	105,0	11,5	126,9	23,8
171,0	12,2	219,2	41,1	85,0	11,9	106,2	19,9
139,0	13,2	191,7	35,9				
$\lambda = 30^\circ ; N = 30 \text{ àleps; } \alpha=30^\circ$							
ω (rpm)	T (Nm)	P (W)	η (%)				
310,0	7,3	238,0	44,6				
281,0	8,4	246,6	46,2				
254,0	9,4	248,9	46,6				
232,0	10,2	246,7	46,2				
215,0	10,8	242,4	45,4				
194,0	11,5	234,2	43,9				
187,0	11,8	230,7	43,2				
176,0	12,2	224,5	42,1				
151,0	13,1	206,9	38,8				

Taula 19. Dades analítiques de la inclinació dels àleps (α) mantenint un angle $\lambda=30^\circ$

A continuació i com s'ha comentat en el punt 2, es mostren les corbes dels parells , potències i rendiments per cada angle d'inclinació dels àleps (α).

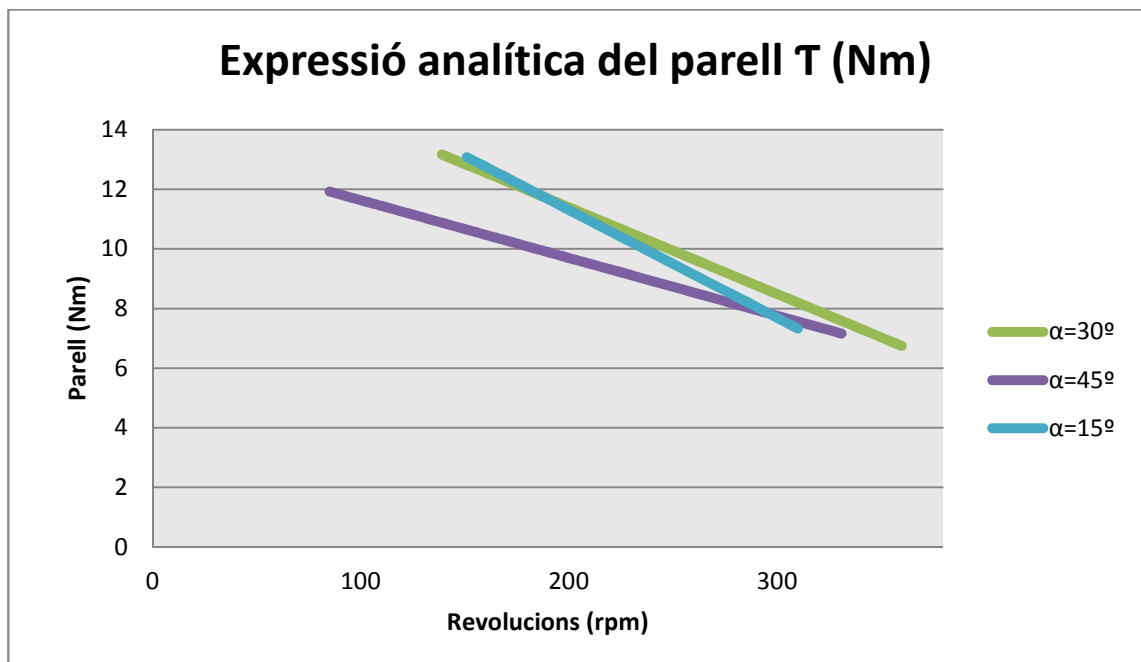


Figura 44. Parell creat en funció d'inclinació dels àleps $T(\omega)$

Seguidament, es mostra la figura 45, on s'observa les corbes de potència pels diferents angles.

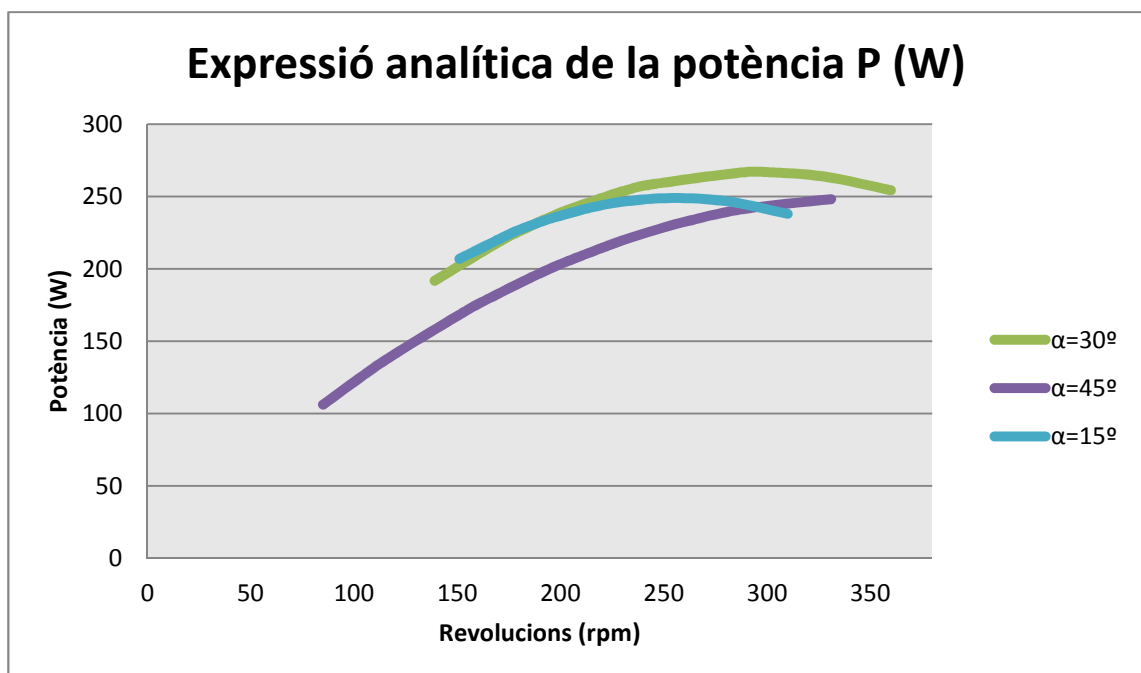


Figura 45. Potència absorbida pel rodet pels diferents angles $P(\omega)$

I, finalment les corbes de rendiment per a cada configuració.

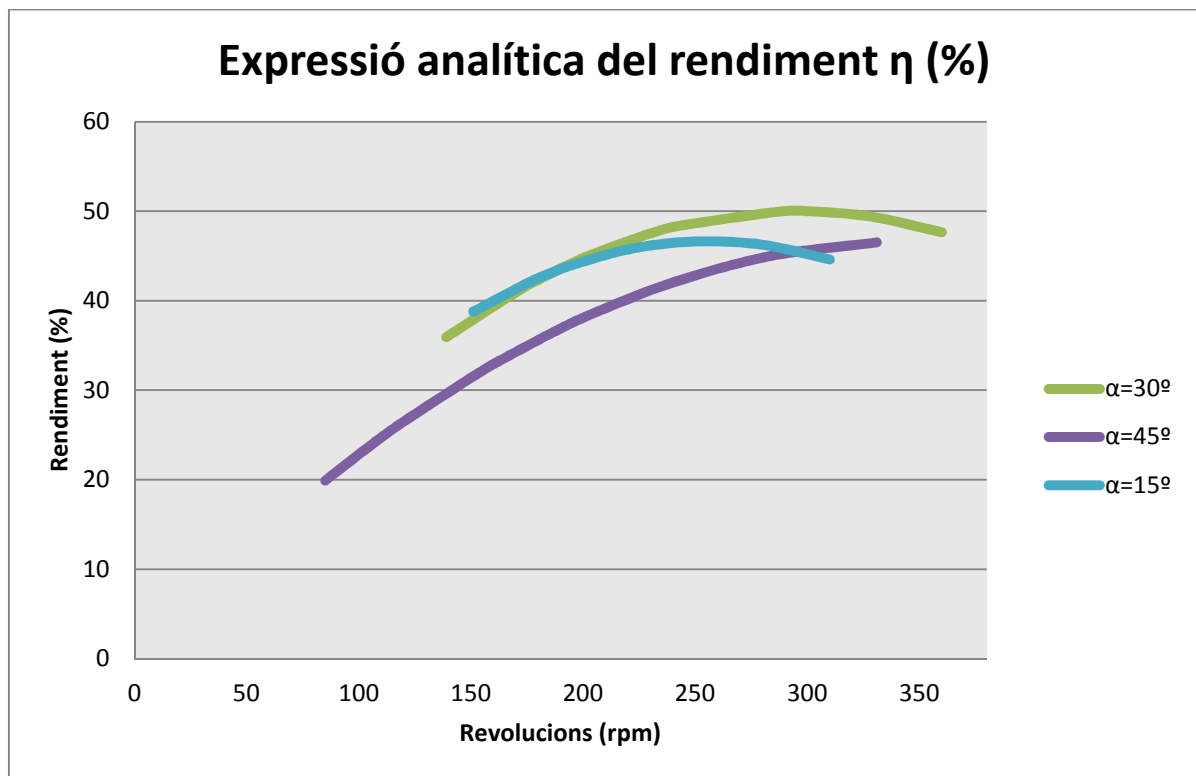


Figura 46. Rendiment en funció de l'angle dels àleps $\eta(\omega)$

S'observa a primera vista com les corbes de parell, potència i rendiment tenen valors màxims considerablement majors als valors experimentals en tots els casos de λ i α . Els rendiments màxims estan al voltant del 50%.

Pel que fa a les diferents configuracions de λ , el parell exercit pel fluid no varia gairebé, fent que els rendiments per totes les configuracions donin quasi un 50%. Pel que fa a les diferents configuracions de α , les variacions són més visibles per a les diferents configuracions.

Normalment els càlculs analítics donen valors més grans que no pas els casos experimentals i els casos de simulació ja que no té en compte les pèrdues per fricció en el moviment del fluid i el fluid està obligat a moure's en un pla.

6 SIMULACIÓ CFD

6.1 Introducció

Una vegada realitzats els estudis experimentals i analítics. S'observa que l'estudi analític no dóna els resultats desitjats per alguns casos, llavors es procedeix a fer la simulació amb dinàmica de fluids computacionals (CFD), mitjançant el programa informàtic *STAR-CCM+*. La simulació s'ha dut a terme com un estudi per comprovar si realment els models de simulació poder ser útils per assolir el nostre objectiu de determinar la millor configuració.

El software esmentat utilitza mètodes numèrics per resoldre les equacions de Navier-Stokes que descriuen la dinàmica de fluids. Aplica el mètode de volums finits per tal de resoldre els sistemes d'equacions diferencials a partir de derivades parcials que defineix el moviment dels fluids en l'espai i temps.

El primer pas a realitzar, és el modelat en elements discrets de volum. La dicretització és una divisió del volum de fluid a calcular en elements geomètrics molt petits, on el conjunt d'aquests elements s'anomena *mall*. La mall pot ser amb elements molt i molt petits o amb elements més grans, però, el nombre d'elements i les seves dimensions afecten a la precisió i directament als resultats de la simulació. Llavors és important realitzar una mall adequada amb els elements necessaris i amb geometries idònies per tal que la simulació sigui la més acurada.

El programa utilitzat per la creació de la mall s'anomena ANSYS Mesh. És un programa específic per la creació de malles i per la creació de la geometria a analitzar (malladors).

Com s'ha comentat abans, el nombre d'elements i la seva geometria afecta a la precisió de la simulació, però, en contrapartida la mida de la mall també afecta molt directament al temps de durada de la simulació.

Llavors la geometria creada té un mallat no uniforme, això vol dir que en les parts on es vol tenir uns resultats més exhaustius s'han creat uns elements i dimensions més

petites, en canvi en parts on no es vol tenir cap informació de la simulació s'han creat elements més grans.

Un cop realitzat el mallat es guarda l'arxiu en l'extensió ".msh" per tal de poder-lo importar des del programa de simulació STAR-CCM+. En el qual es determinen:

- Condicions de contorn del sistema
- Condicions inicials
- Models de dinàmica de fluid aplicats

Amb aquestes variables ens permetrà observar el comportament del fluid i del sistema durant un temps prèviament determinat.

6.2 Mallat

S'ha comentat que el mallat s'ha realitzat amb ANSYS Mesh, llavors important l'arxiu ".msh" al STAR-CCM+, on a continuació es pot veure l'aspecte del mallat.

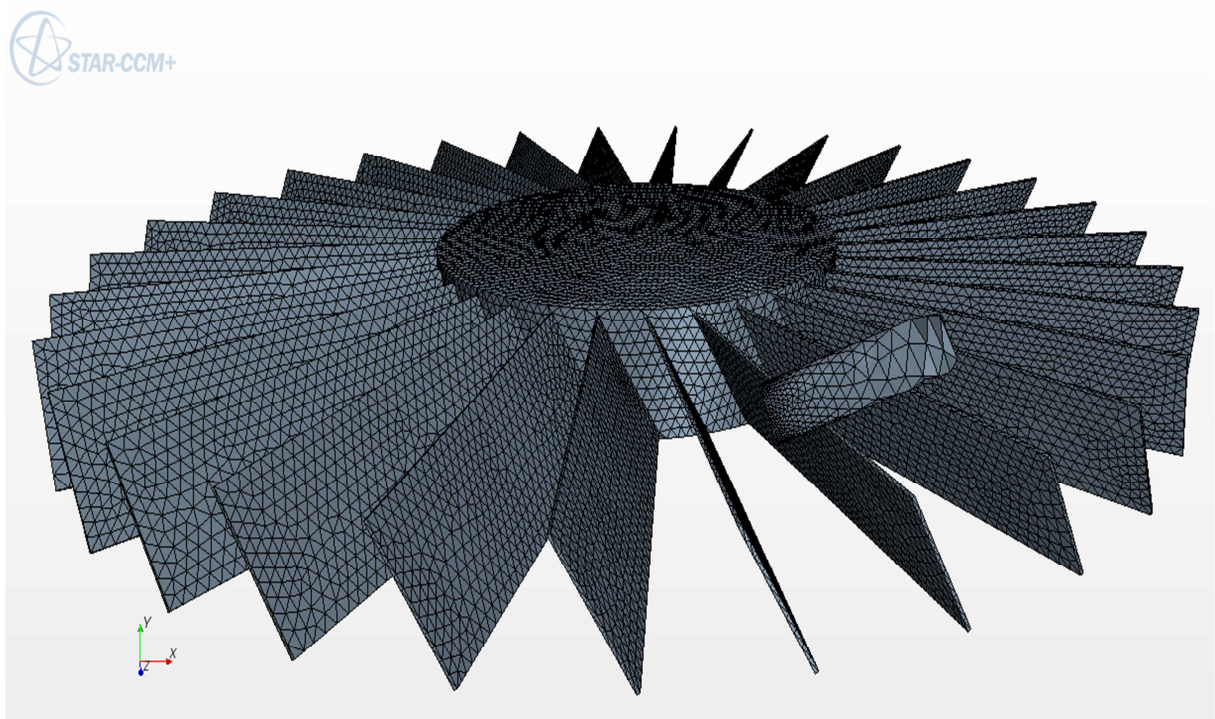


Figura 47. Mallat realitzat en tota la geometria del rodet i del doll

La geometria del mallat té una forma geomètrica triangular a les superfícies i en forma de tetraedre en els volums, ja que és una de les geometries més utilitzades a l'hora de mallar.

A continuació, s'adjunta la taula 20, on es mostren els elements que contenen cada part de la turbina.

	Superior	Mòbil	Inferior	Àlep i sortida mànega
$\lambda=45^\circ$	144320	778075	174387	818
$\lambda=30^\circ$	254387	778253	174085	818
$\lambda=20^\circ$	239830	776531	174011	818
Mida màxima elements del volum 45° (mm)	25	15	25	-
Mida màxima elements del volum 30° (mm)	15	15	25	-
Mida màxima elements del volum 20° (mm)	15	15	25	-
Mida mínima elements àlep (mm)	-	-	-	5
Mida màxima elements mànega "sortida" (mm)	-	-	-	1

Taula 20. Nombre d'elements (triangles i tetraedres) que contenen les superfícies i volums del sistema.

El nombre d'elements determina l'exactitud de la simulació, quan més elements hi han, més exacte són els resultats de la simulació. En aquest cas no es pot determinar si el nombre d'elements són els adequats o no, ja que no s'han comparat amb altres simulacions amb diferents nombres d'elements.

Llavors la taula es mostra la mida dels elements triangulars de l'àlep i de la mànega (5 mm i 1 mm), respectivament. També mostra els elements triangulars que contenen les parts: superior, mòbil i inferior (figura 48) per als tres casos d'angle λ i també mostra les mides màximes dels triangles (superfícies) i dels tetraedres (volums) per als tres casos.

La part frontal de l'àlep conté, com es pot veure a la taula, un total de 818 elements triangulars, i la part mòbil conté unes 4 vegades més elements que les altres parts (superior i inferior), ja que ens interessa que la simulació doni resultats més acurats en la regió mòbil.

Dir que els elements de la superfície del rodet van augmentat amb una taxa de creixement "growth ràtio" del 20% (1,2) cap a les superfícies externes, des d'una mida de 5 mm arribant a una mida màxima de 15 mm.

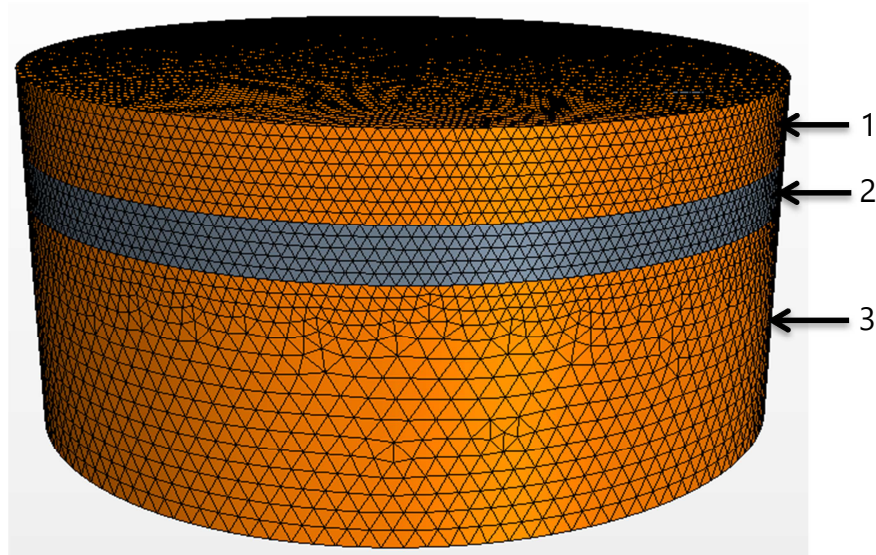


Figura 48. Representació de les tres parts que es compon tot el sistema, superior (1), mòbil (2) i inferior (3). El mòbil (1) és on es troba la turbina assajada.

6.3 Simulació

La simulació té l'objectiu de reproduir l'acció del doll d'aigua impactant contra els àleps de la turbina, aquests àleps tenen una rugositat que més endavant es determinarà el seu valor. S'analitzarà la força que rep l'àlep com a conseqüència del raig d'aigua i així poder determinar el parell creat i finalment la potència que el fluid subministra a la turbina.

En la simulació s'han determinat unes condicions físiques:

- Geometria en tres dimensions (3D)
- Barreja de fluids (aire i aigua)
- Efecte de la gravetat
- El raig d'aigua i l'aire tenen un règim turbulent (k-epsilon)
- La simulació és transitòria
- Velocitat del raig d'aigua incident i velocitat de rotació dels àleps
- Temps de duració de la simulació

En la simulació únicament s'ha variat la inclinació del doll (λ), deixant la inclinació dels àleps (α) i el nombre d'àleps fixos.

Per tal de comparar la simulació amb els resultats experimentals, s'han agafat les mateixes velocitats de gir que es van obtenir a l'assaig, d'aquesta manera es troben les diferents corbes de parell i força per una determinada velocitat angular (ω).

Una vegada inicialitzada la simulació, el programa comença a generar càlculs iteratius per resoldre les equacions esmentades. S'ha decidit que es realitzi un total de 20 iteracions abans d'avançar un pas de temps que permeti un gir del rodet de 1° per a cada règim.

En l'annex A es troben els càlculs fets per determinar el temps de duració de la simulació i pas de temps per a cada regim de gir.

S'han realitzat un màxim de 9 simulacions per als diferents angles d'inclinació del doll, cada simulació tenia un temps aproximat de durada de 5h. Les simulacions s'han fet amb un ordinador de 8Gb de memòria RAM i una velocitat de CPU de 3.10 GHz que prèviament s'ha comprovat que tot funcionés bé en el laboratori computacional de fluids.

6.4 Exemple

Un cop la simulació està inicialitzada es poden crear reports i plots per visualitzar les variables al llarg de la simulació. En el nostre cas s'han creat tres plots diferents, un on es visualitza la transició del raig del doll d'aigua i el moviment dels àleps, un altre on s'observa el vector velocitat (aigua i aire) i finalment l'últim que s'observa la pressió màxima en els àleps. Aquesta simulació té els següents paràmetres de disseny:

- Δx : 13 mm
- R: 280 mm
- λ : 20°
- α : 30°
- Rugositat del àleps: 0.1 mm (acer galvanitzat)

També s'han creat reports dels residuals, de les forces (x,y,z) i dels moments (x,y,z) creats per les forces.

A continuació, es mostra la gràfica dels residuals que és una eina per saber si la simulació convergeix o no. No és res més que la suma de la diferència ponderada de les variables entre dos iteracions successives.

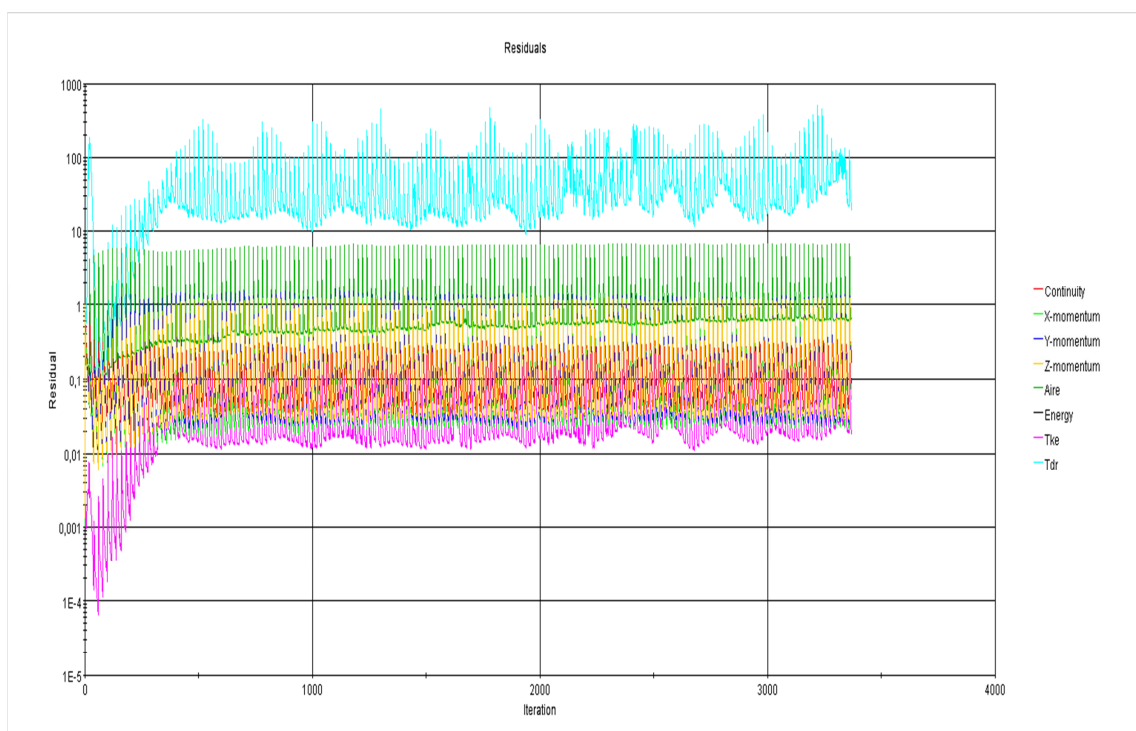


Figura 49. Visualització de la gràfica dels residuals

Els residuals haurien de ser molt baixos, en la gràfica mostrada donen uns valors molt alts, però com que la simulació no es fa en repòs, sinó que canvia la posició al llarg del temps, llavors no es poden estabilitzar.

A continuació, es mostren els reports i els plots de la simulació a una velocitat de gir de 165 rpm. La figura 50, mostra els resultats quan el fluid impacta contra els àleps.

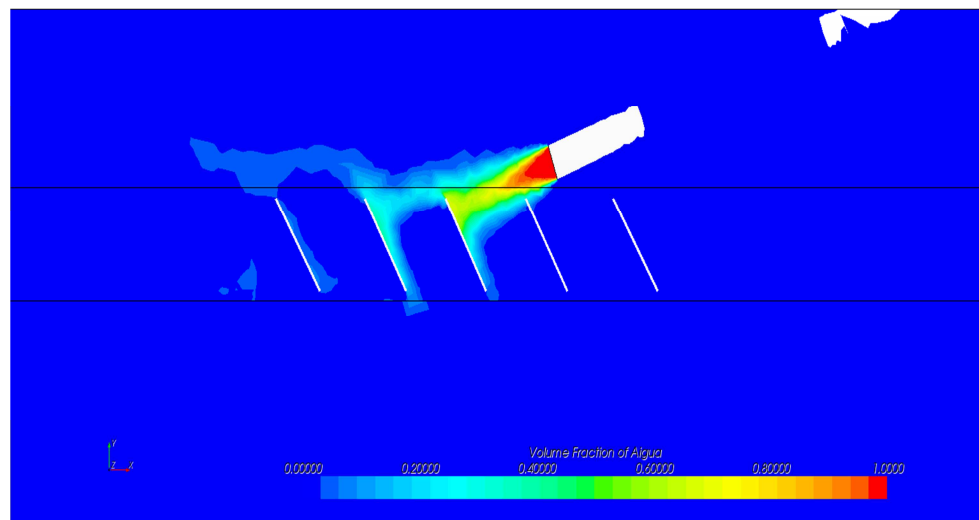


Figura 50. Imatge dels resultats de la fracció de volum d'aigua en la simulació (inclinació d'àleps: 30°, nombre d'àleps: 30 i inclinació del doll: 20°)

La figura 51, mostra la variació de les forces en els eixos (x,y,z) dels àleps al llarg del temps, es pot veure que segueix una corba semblant a la sinusoidal, i la freqüència de la corba correspon a la dels àleps que van passant.

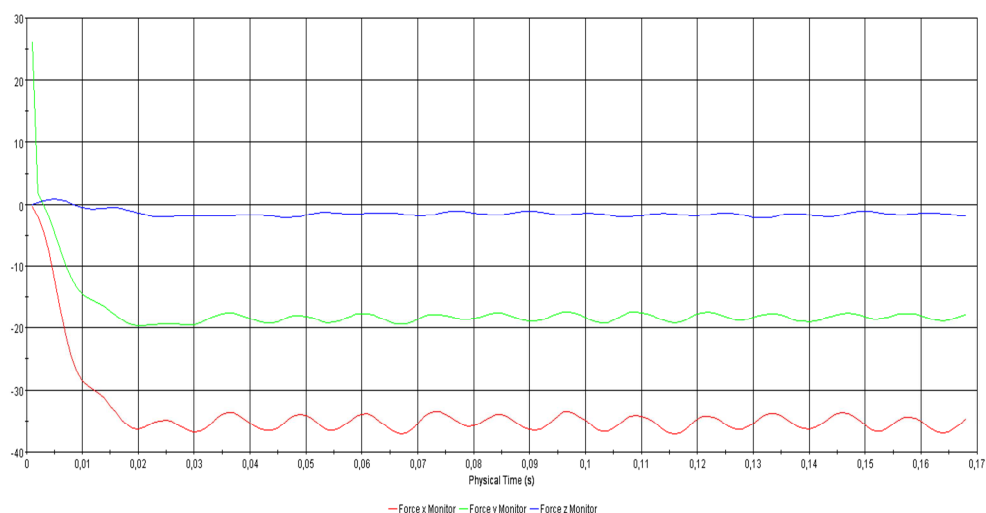


Figura 51. Visualització de la gràfica de les forces exercides contra els àleps al pas del temps, en l'eix d'ordenades força (N) i en el de coordenades physical time (s)

La força que ajuda al gir de la turbina és la F_x , però també la F_z que es veu involucrada al T_y , ja que al estar en plans diferents, aquestes forces es descomponen en components tangencials i radials (la component tangencial és la que determina el parell y). Les altres forces i components com es poden veure en el gràfic adjunt, donen valors més petits, per exemple la F_y dóna uns valors al voltant dels 28 N i la F_z (mòdul) dóna uns valors encara més petits, al voltant d'1 N.

En la figura 52, es mostra el parell creat per les forces associades a l'impacte del doll d'aigua sobre els àleps.

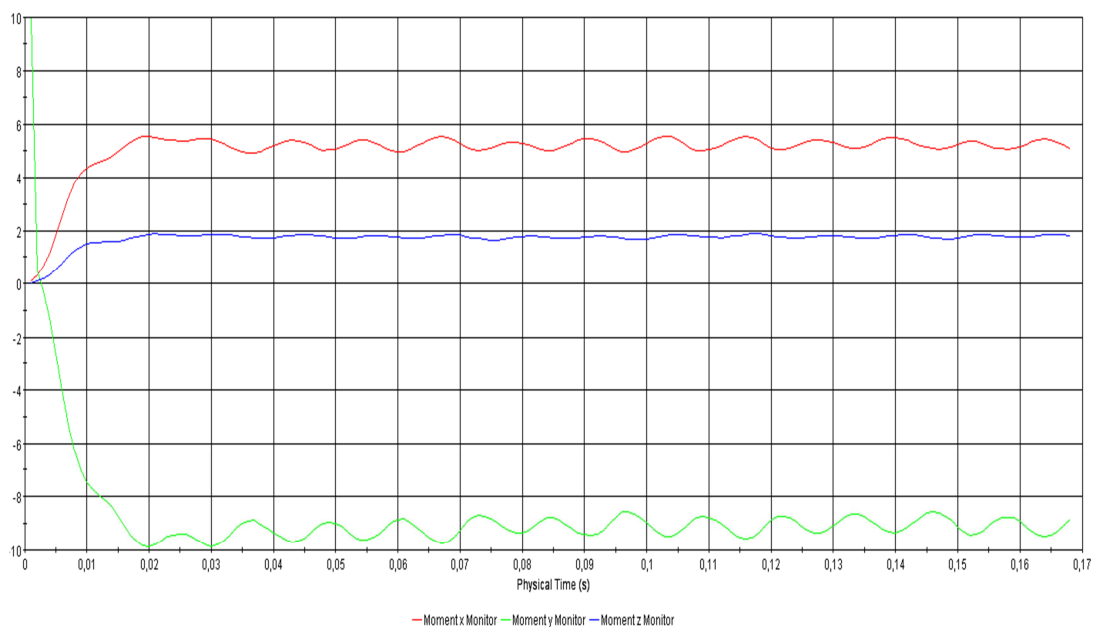


Figura 52. Visualització de la gràfica dels moments exercits contra els àleps al pas del temps, en l'eix d'ordenades parell (Nm) i en el de coordenades physical time (s)

En la gràfica s'observa com el parell en l'eix x (T_x) dóna un valor aproximadament de 5.5 Nm, això implica que hi ha un moment de bolcada en l'eix (x) bastant important, que pot ser útil per si es vol millorar el sistema mecànic en un futur. El moment en l'eix z (T_z) té un valor d'aproximadament 2 Nm, aquest moment és bastant més petit que l'altre, però encara així s'ha de tenir en compte, ja que com s'ha dit abans, són dades prèvies que poden ser molt útils si es vol fer un disseny d'una turbina semblant a l'assajada.

Finalment, el moment creat que ajuda a què la turbina giri és el moment en l'eix y (T_y) creat per la força F_x i F_z , té un valor de 10.5 N (aproximadament).

La figura 53, visualitza els vectors velocitat de l'aire i de l'aigua en m/s pel cas d'assaig a 165 rpm, la velocitat de sortida del raig incident i com varia aquesta en mòdul i direcció un cop ha impactat contra l'àlep.

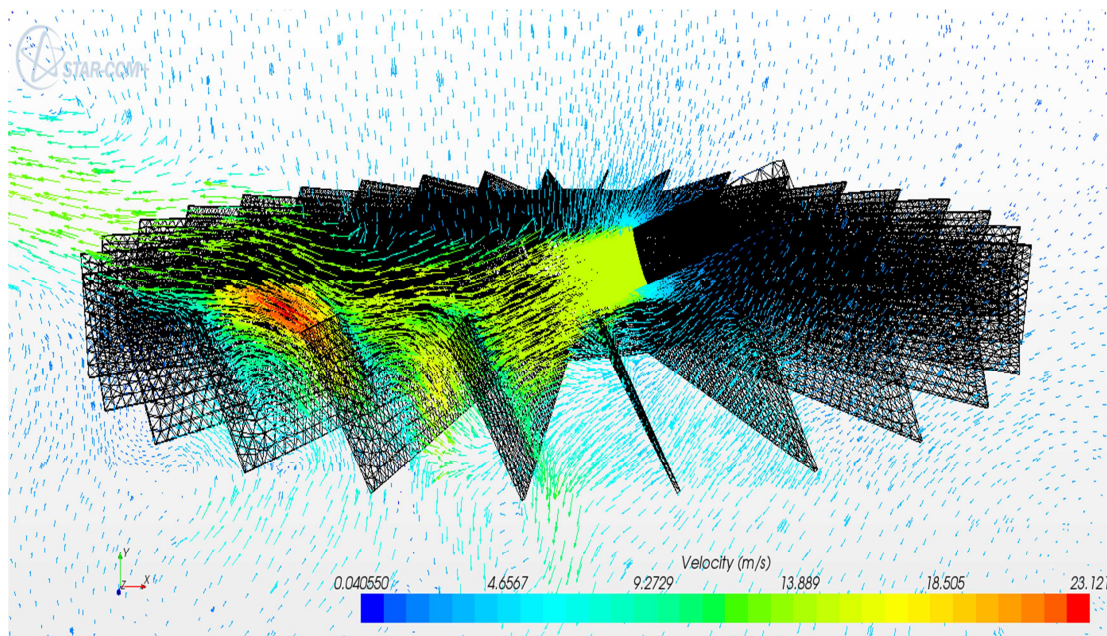


Figura 53. Visualització dels resultats de la velocitat (m/s) del fluid

Finalment es mostra en la figura 54 la pressió (p) que exerceix el doll d'aigua contra els àleps. Aquesta en mostra en Pascals (Pa).

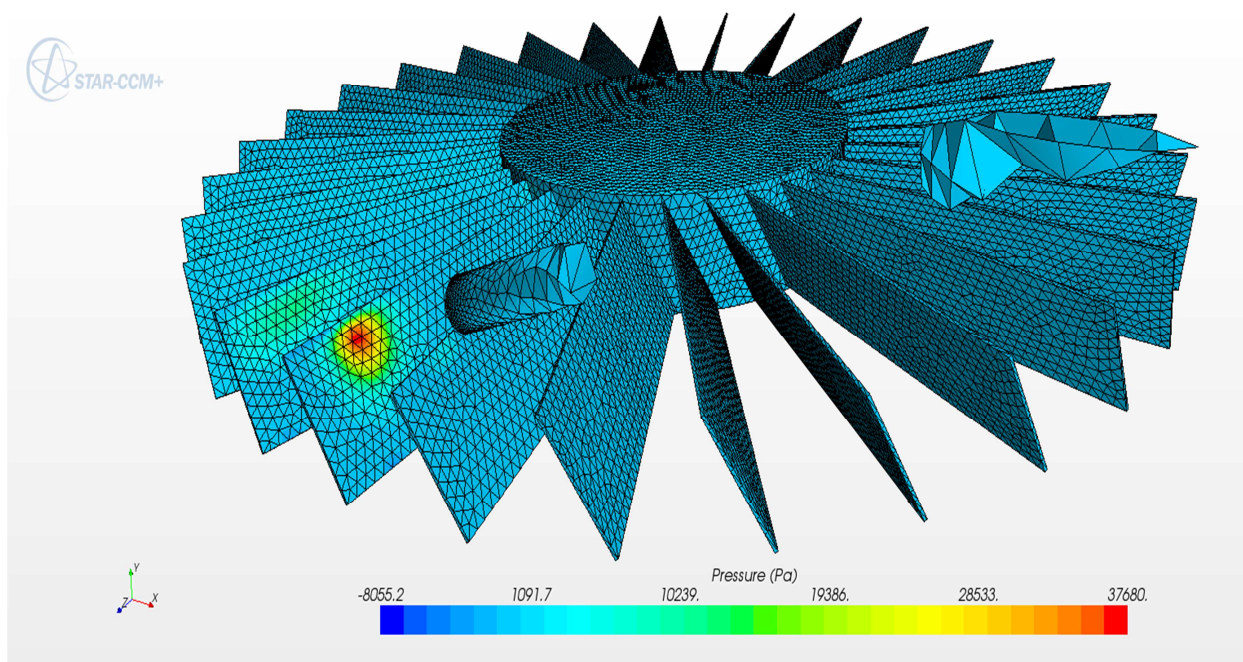


Figura 54. Visualització de la pressió (Pa) que exerceix el doll incident d'aigua a àlep.

Comentar que en aquest apartat l'objectiu principal és mostrar els diferents plots i reports que es poden obtenir amb el programa STAR CCM+. En cap cas es discuteixen els resultats de les figures i gràfiques mostrades anteriorment. En l'Annex C sí que es discuteixen i es comparen els resultats obtinguts per a diferents angles d'inclinació mantenint un règim de gir fix.

6.5 Resultats

Un cop mostrat els diferents plots i reports, es crea una taula d'Excel on es visualitza la variació temporal dels moments de la turbina, per tal de realitzar una mitjana ponderada i trobar un valor mig de moment i seguidament obtenir la gràfica de potència i el rendiment.

Per cada simulació s'ha agafat diferents velocitats de gir (r.p.m), així poder mostrar les corbes característiques.

A continuació, es mostren els resultats de la simulació per als diferents angles d'inclinació del doll d'aigua (λ)

Angle (λ)	ω (r.p.m)	T (Nm)	P (W)	η (%)
20°	-	-	-	-
	16	10,56	17,69	3,32
	90	10,15	95,66	17,93
	165	9,14	157,93	29,60
	200	8,37	175,30	32,86
	240	7,17	180,20	33,78
	290	5,02	152,45	28,58
	330	1,26	43,54	8,16
30°	360	-1,34	-50,52	-9,47
	0	13,85	0	0,00
	16	13,47	22,57	4,23
	90	12,2	114,98	21,55
	165	10,03	173,31	32,48
	200	9,01	188,70	35,37
	240	7,6	191,01	35,80
	290	5,11	155,18	29,09
45°	330	1,88	64,97	12,18
	0	13,14	0	0,00
	16	12,62	21,15	3,96
	90	11,19	105,46	19,77
	165	9,58	165,53	31,03
	200	6,95	145,56	27,28
	240	4,997	125,59	23,54
	290	1,47	44,64	8,37
	330	0,053	1,83	0,34

Taula 21. Resultats obtinguts en la simulació pels diferents angles (λ)

En el cas on el parell és negatiu i conseqüentment el rendiment és negatiu, és a causa que la velocitat lineal de l'àlep a l'altura radial del punt d'impacte del doll és superior a la velocitat del flux incident provinent del doll.

La figura 55, mostra el parell $T(\omega)$, com va disminuint a mesura que augmenta la velocitat angular (ω) per les diferents simulacions realitzades.

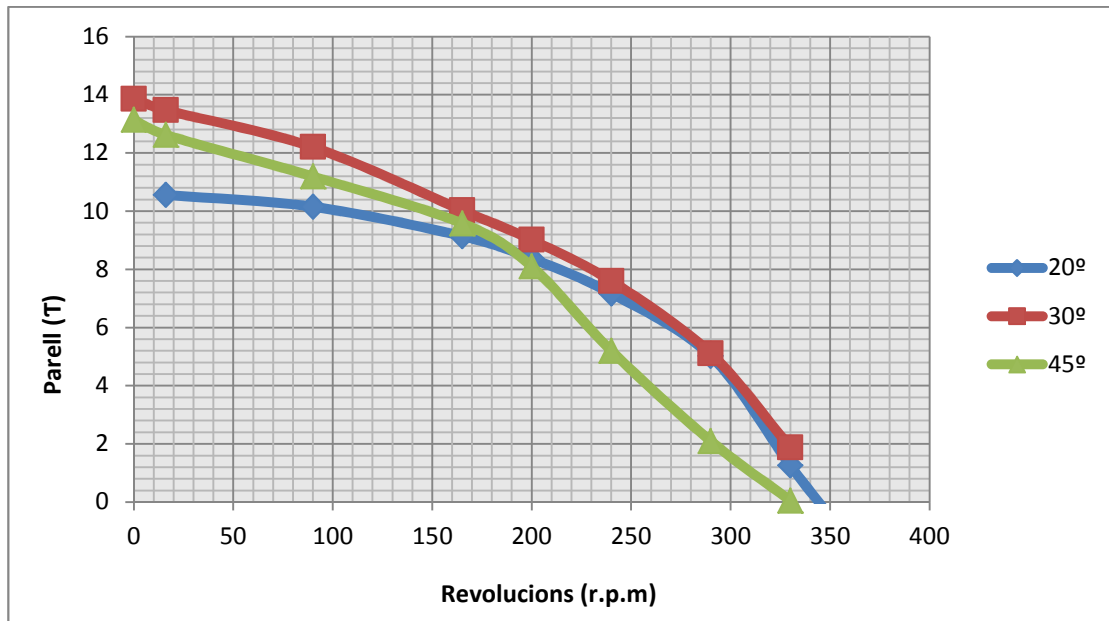


Figura 55. Parell exercit pel fluid en funció de la velocitat angular del rodet amb la simulació CFD. Correspon a una configuració d'angle d'aleps de 30° amb un nombre d'aleps de 30 i posició axial, radial i longitudinal de 13 mm, 280 mm i 197 mm respectivament.

També es mostra a la figura 56, la potència $P(\omega)$, com la corba de 30° arriba a un punt màxim de potència de 191.01 W, fent que sigui l'angle òptim.

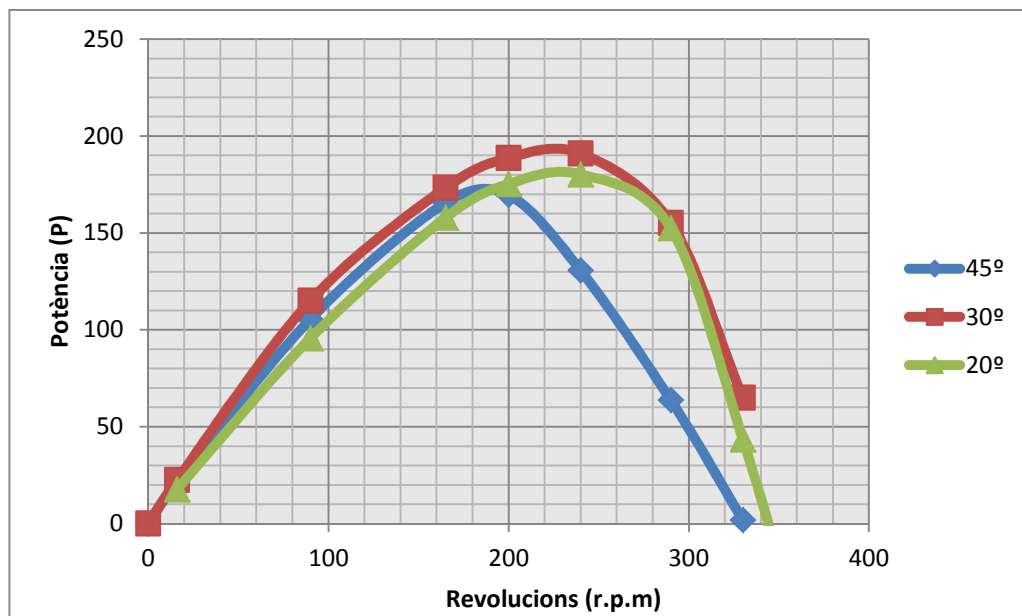


Figura 56. Potència absorbida en funció de la velocitat angular del rodet amb la simulació CFD. Correspon a una configuració d'angle d'aleps de 30° amb un nombre d'aleps de 30 i posició axial, radial i longitudinal de 13 mm, 280 mm i 197 mm respectivament.

Finalment, es mostra la figura 57, la i com també a 30° arriba al seu punt màxim de 35.8%.

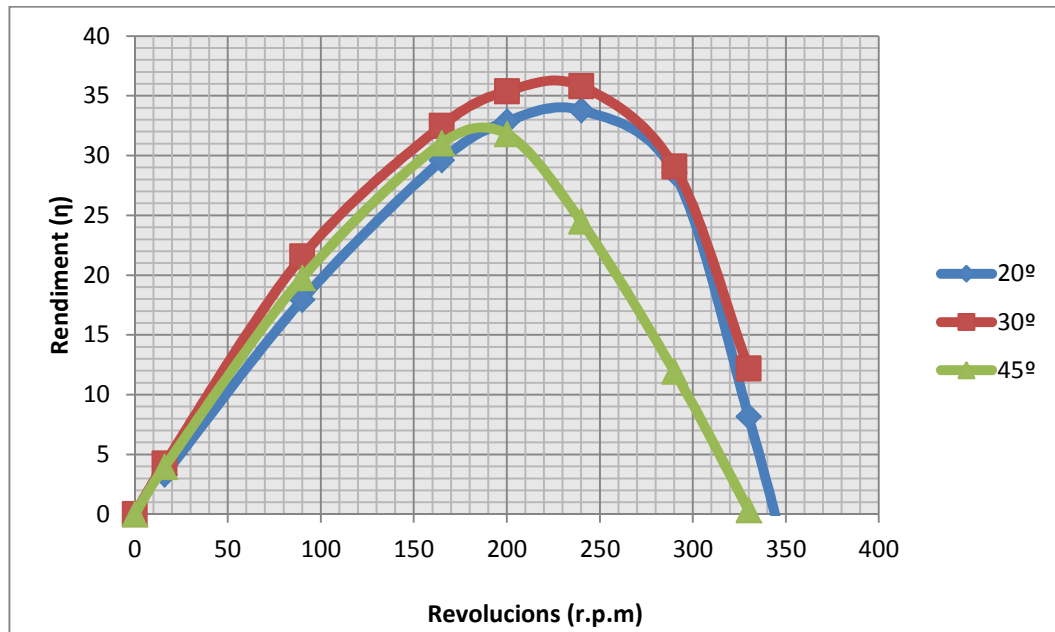


Figura 57. Potència absorbida en funció de la velocitat angular del rodet amb la simulació CFD. Correspon a una configuració d'angle d'aleps de 30° amb un nombre d'aleps de 30 i posició axial, radial i longitudinal de 13 mm, 280 mm i 197 mm respectivament.

Es pot afirmar que amb la simulació amb CFD dona un angle òptim de 30°. Però la diferència entre els altres dos angles d'inclinació no és considerable. En el capítol 7, es discutiran els resultats i es compararan entre els diferents mètodes realitzats.

7 DISCUSSIÓ RESULTATS ANALÍTICS, EXPERIMENTALS I SIMULATS

7.1 Introducció

En aquest capítol es discuteixen i comparen els resultats obtinguts analíticament, experimentalment i els simulats amb CFD. En el cas de l'angle d'inclinació dels àleps (α) només es compararan analíticament i experimentalment, ja que no s'ha fet la simulació, en canvi per a l'angle d'inclinació del doll (λ) sí que es compararan tots els mètodes realitzats.

7.2 Comparació simulació, model analític i experiments

A continuació, es mostren les corbes de potència (P) i rendiment (η) pels diferents angles d'inclinació (λ), mantenint un nombre d'àleps de 30, un angle d'inclinació (α) de 30° i una posició axial (Δx), radial (R) i longitudinal (L) de 13 mm, 280 mm i 197 mm respectivament. Pel que fa al mètode analític, les posicions esmentades són independents, només intervenen les variables α i λ .

Comentar que és consideren "acceptables" els resultats quan la diferència entre un mètode i l'altre difereixen un màxim d'un 17,5% pel que fa la potència (P) i el règim de gir (ω) i un màxim d'un 5% pel que fa al rendiment (η).

- Discussió per un angle d'inclinació doll d'aigua (λ) de 20°

En la figura 58, es compara els resultats de la potència hidràulica pels tres mètodes esmentats.

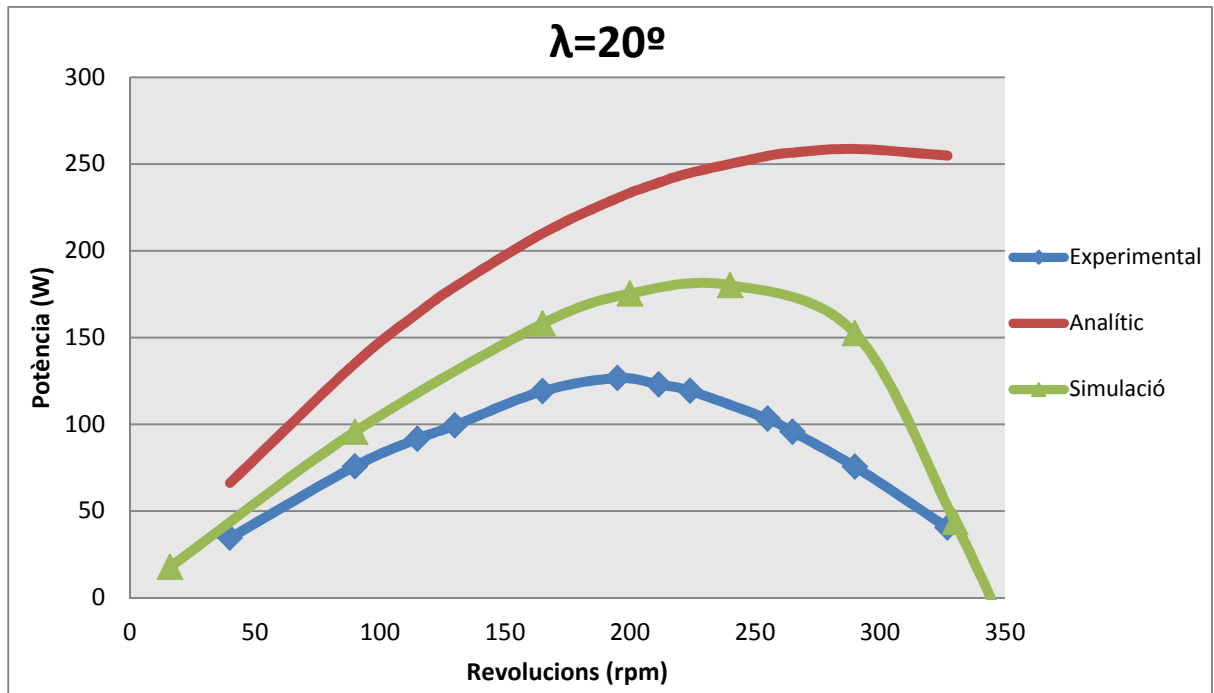


Figura 58. Potència hidràulica en funció del règim de gir (ω) segons els diferents mètodes realitzats amb $\lambda=20^\circ$ i $\alpha=30^\circ$, $R=280$ mm, $L=197$ mm i $\Delta x=13$ mm

Pel mateix cas, en la figura 59 es compara els resultats del rendiment hidràulic.

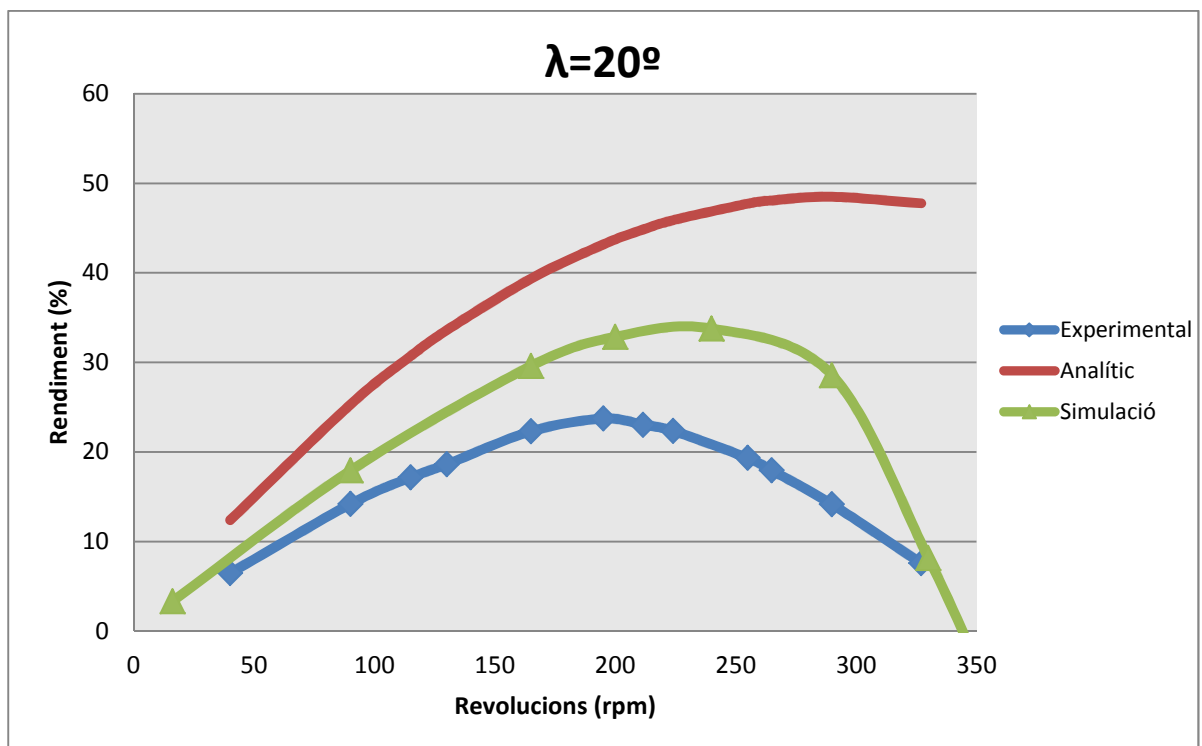


Figura 59. Rendiment hidràulic en funció del règim de gir (ω) segons els diferents mètodes realitzats amb $\lambda=20^\circ$ i $\alpha=30^\circ$, $R=280$ mm, $L=197$ mm i $\Delta x=13$ mm

S'observa en la figura 58 com les corbes dels diferents mètodes són bastant diferents. Pel que fa a la simulació dona una potència màxima de 180,2 W a 240 rpm, en canvi pel mètode experimental, aquesta potència es veu reduïda un 30% fins a un valor de 126,5 W a un règim de 200 rpm. S'observa que tant un mètode com l'altre, les potències donen molt diferents i amb velocitats de règim que no coincideixen amb aquesta potència màxima. Això es degut a què la turbina simulada està perfectament equilibrada i muntada, en canvi la turbina experimentada té moltes deficiències, com per exemple, els àleps s'afluixen al pas del temps, això fa que alguns àleps quedin a una altura diferent dels altres i es vegi reduït el rendiment.

Pel que fa al mètode analític, la potència màxima és de 258,7 W a un règim de gir de 290 rpm. Llavors només fixant-se en aquesta potència, les diferències de potència amb l'experimental és molt molt gran, aproximadament un 100%, i a més a més, els règims de gir on s'obtenen la potència màxima són molt també molt diferents, una es troba a 200 rpm i l'altre a 290 amb diferències del 45%. Això es degut a que el mètode analític, com s'ha esmentat abans, no té en compte les pèrdues per fricció en el moviment del fluid i el fluid està obligat a moure's en un pla.

Finalment, el rendiment experimental, analític i simulat són del, 23,72%, 48,5%, 33,77% respectivament, s'ha de dir que la diferència entre el simulat i l'experimental és de més d'un 10% (no acceptable) i la diferència entre l'analític i l'experimental és molt alta (>5%), llavors no acceptable.

- Discussió per un angle d'inclinació doll d'aigua (λ) de 30°

En la figura 60, es mostra els mateixos resultats que els resultats anteriors però utilitzant un angle de 30°.

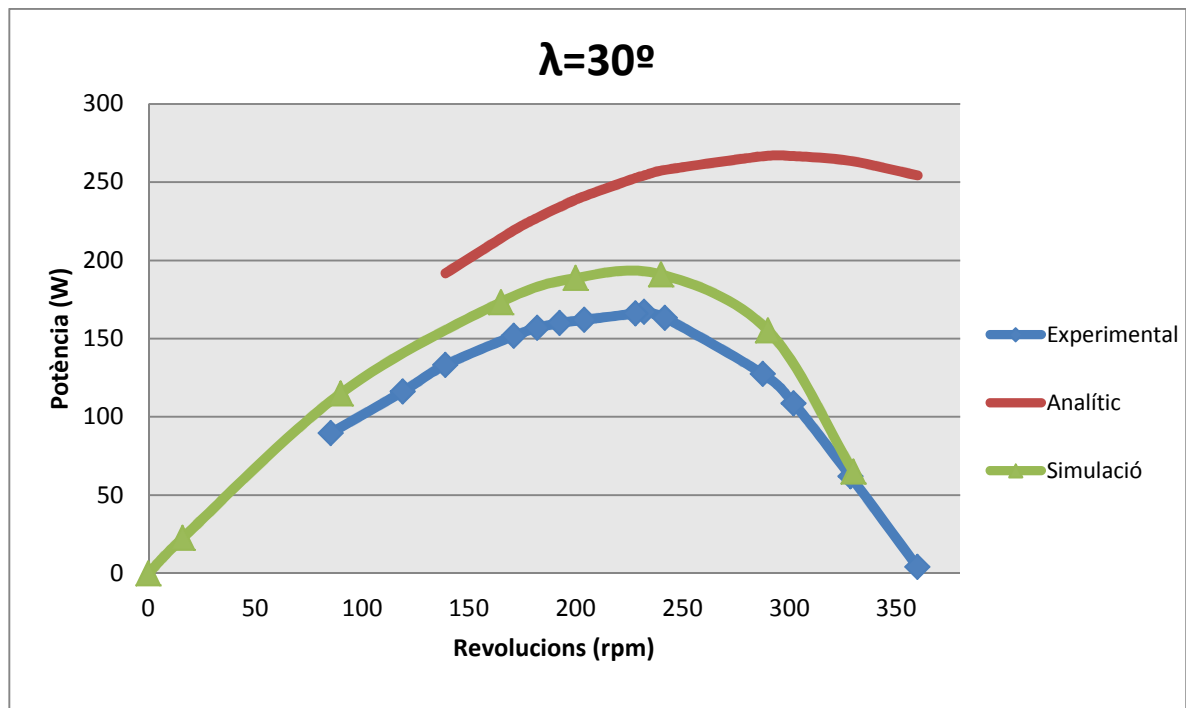


Figura 60. Potència hidràulica en funció del règim de gir (ω) segons els diferents mètodes realitzats amb $\lambda=30^\circ$ i $\alpha=30^\circ$, $R=280$ mm, $L=197$ mm i $\Delta x=13$ mm

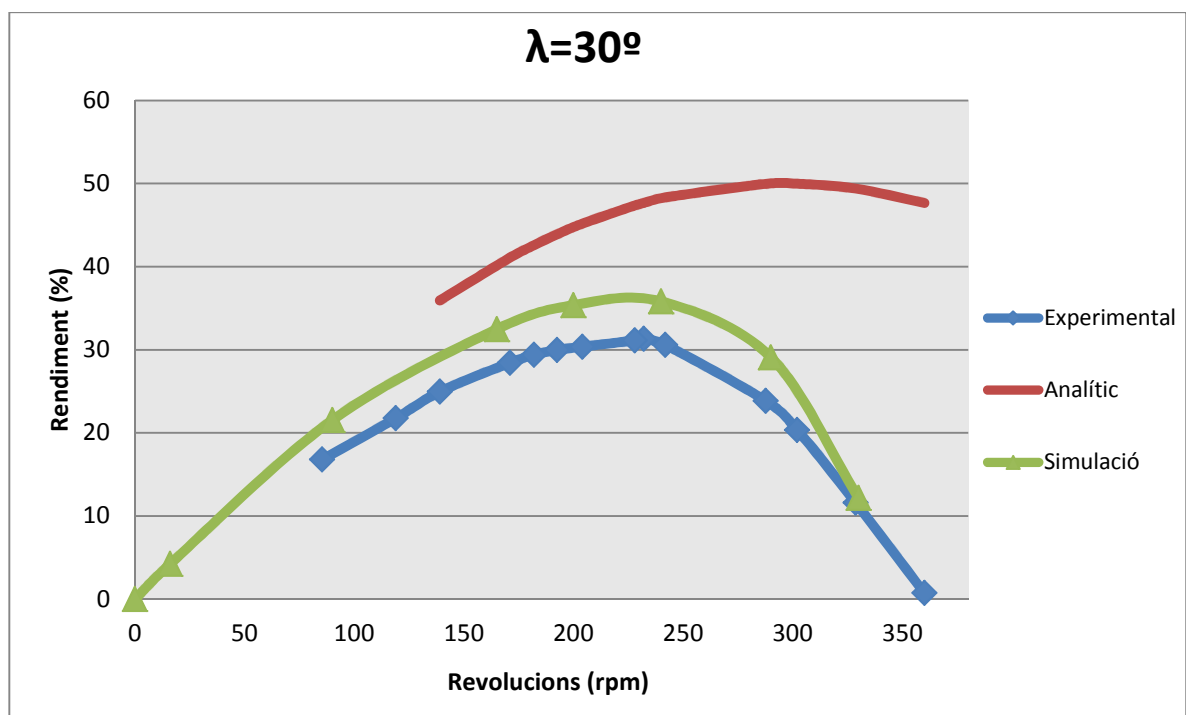


Figura 61. Rendiment hidràulic en funció del règim de gir (ω) segons els diferents mètodes realitzats amb $\lambda=30^\circ$ i $\alpha=30^\circ$, $R=280$ mm, $L=197$ mm i $\Delta x=13$ mm

En aquest cas de $\lambda=30^\circ$, les corbes obtingudes són semblants pel que fa els valors de potència màxima en el cas experimental i simulat. Pel cas del simulat, aquesta dona una potència màxima de 191 W a 240 rpm i l'experimental dona 165,6 W a 232 rpm. Això suposa que la diferència de potències respecte el cas anterior (20°) s'ha vist reduïda d'un 30% a un 13%, a més a més els règims de gir on s'obtenen aquestes potències màximes varien entre ells uns 8 rpm (3,4%).

Pel que fa al cas analític, la potència màxima dona 266,7 W a 302 rpm. D'entrada s'observa que hi ha molta diferència de potències i de règims entre aquest i el simulat amb diferències que sobrepassen el 15% establert. També amb comparació amb l'experimental, les diferències de potències i règims són considerables pel tema de la fricció del fluid.

En el cas dels rendiments, pel cas de la simulació dona un 35,8%, el rendiment màxim en el mètode analític dona un 50%, en canvi pel mètode experimental s'obté un rendiment màxim del 31,05%. S'observa com les diferències entre el simulat i l'analític són molt altes, en canvi les diferències entre el simulat i l'experimental varia només 4 punts, que tot i així són diferències acceptables ($<5\%$).

- Discussió per un angle d'inclinació doll d'aigua (λ) de 45°

Es mostren les mateixes gràfiques que en els casos anteriors.

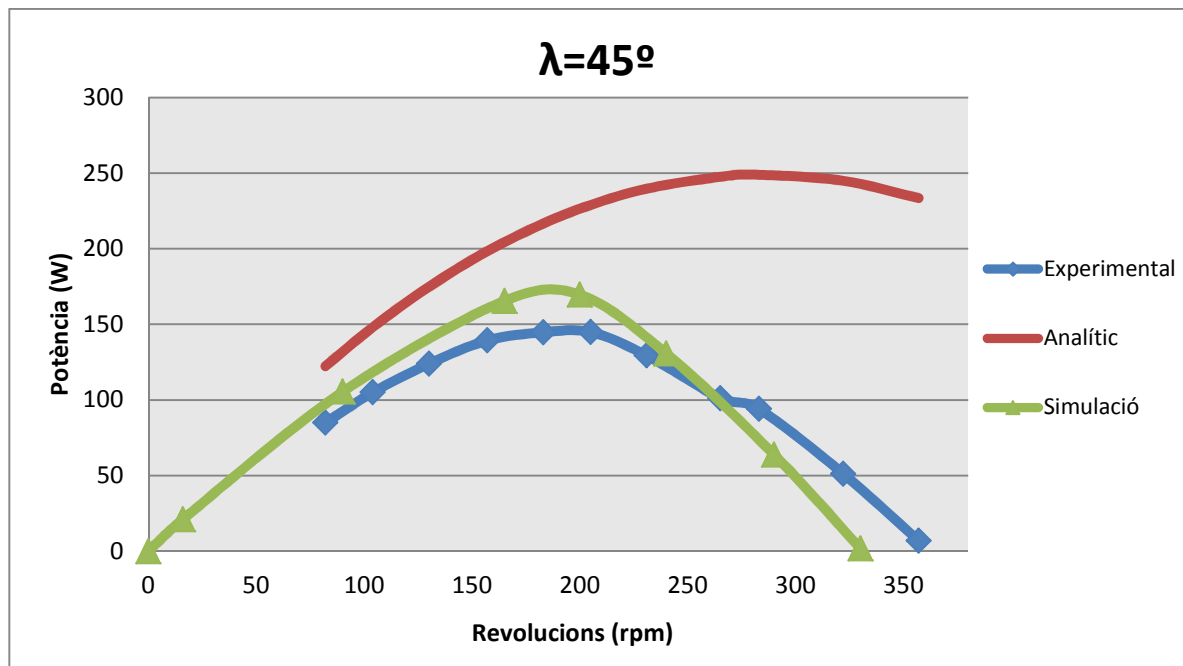


Figura 62. Potència hidràulica en funció del règim de gir (ω) segons els diferents mètodes realitzats amb $\lambda=45^\circ$ i $\alpha=30^\circ$, $R=280$ mm, $L=197$ mm i $\Delta x=13$ mm

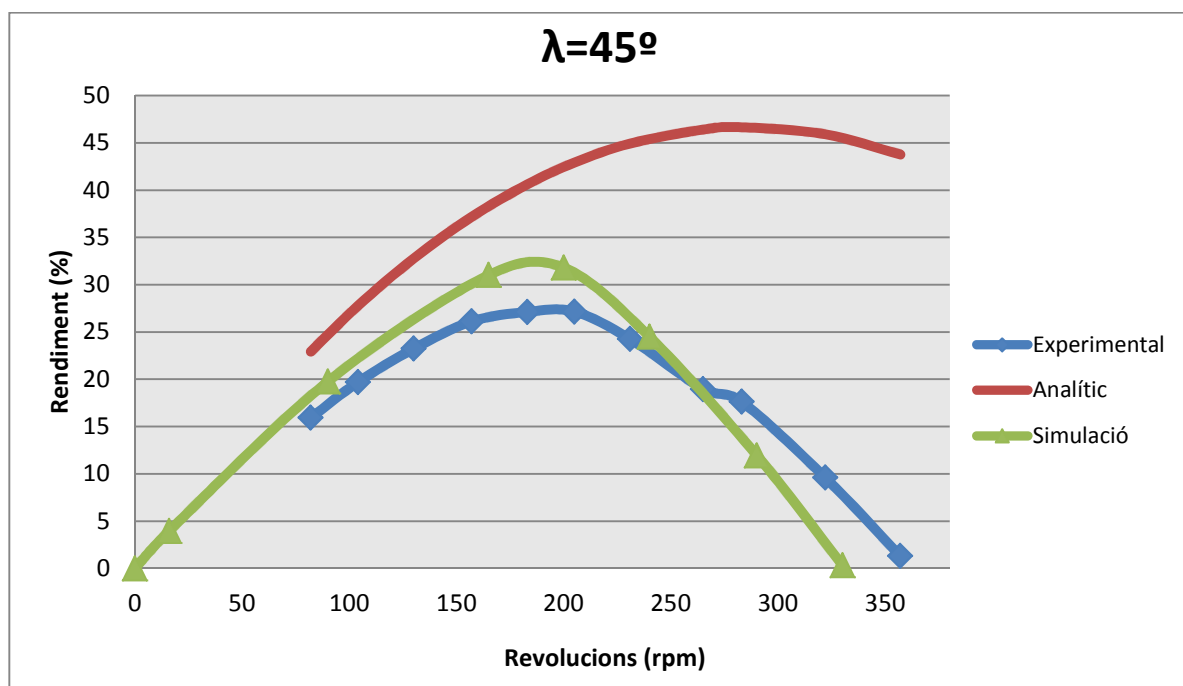


Figura 63. Rendiment hidràulic en funció del règim de gir (ω) segons els diferents mètodes realitzats amb $\lambda=45^\circ$ i $\alpha=30^\circ$, $R=280$ mm, $L=197$ mm i $\Delta x=13$ mm

S'observa en la figura 62, com les corbes potència pel mètode analític arriben a valors molt més elevats que no pas amb els altres dos mètodes amb diferències de fins a 104 W de potència (41%).

Pel que fa a la simulació dóna una potència màxima de 169,6 W a 200 rpm, en canvi pel mètode experimental, aquesta potència es veu reduïda un 17% fins a un valor de 144,8 W a un règim de 205 rpm. S'observa que tant un mètode com l'altre, les potències donen lleugerament diferents, però com aquesta diferència és inferior a un 17,5%, llavors es dóna com a acceptable. Els règims de gir sí coincideixen amb aquesta potència màxima, ja que una dóna com s'ha vist abans 200 rpm i l'altre 205 rpm.

Pel que fa al mètode analític, la potència màxima és de 248,9 W a un règim de gir de 283 rpm. Llavors només fixant-se en aquesta potència, les diferències de potència amb l'experimental són molt grans, amb una diferència entre els dos mètodes de 100 W que representa un 41,2 % aproximadament i a més a més els règims de gir on s'obtenen aquestes potències no coincideixen, una es troba a 205 rpm i l'altre a 283 amb diferències del 57%.

Finalment, el rendiment experimental, analític i simulat són del, 27,15%, 46,6%, 31,8% respectivament, s'ha de dir que la diferencia entre el simulat i l'experimental és d'un 4.65% (<5%, acceptable), però en canvi la diferència entre l'analític i l'experimental és molt gran (del 19,6% de diferència, aproximadament suposa un 41% de diferència).

Concloure dient que els valors de règim de gir en els casos simulats i experimentals on es troba la potència màxima difereixen una mica, però encara així són acceptables, ja que són inferiors al 5%. com s'ha esmentat anteriorment, la turbina simulada està perfectament equilibrada. Pel cas analític, els règims de gir donen molt més elevats amb diferències de règims de fins 100 rpm respecte els altres casos.

En la figura 64, es representen els resultats de la potència hidràulica pels dos mètodes esmentats, on $\lambda=30^\circ$, $L=197$ mm, $R= 280$ mm i $\Delta x=13$ mm.

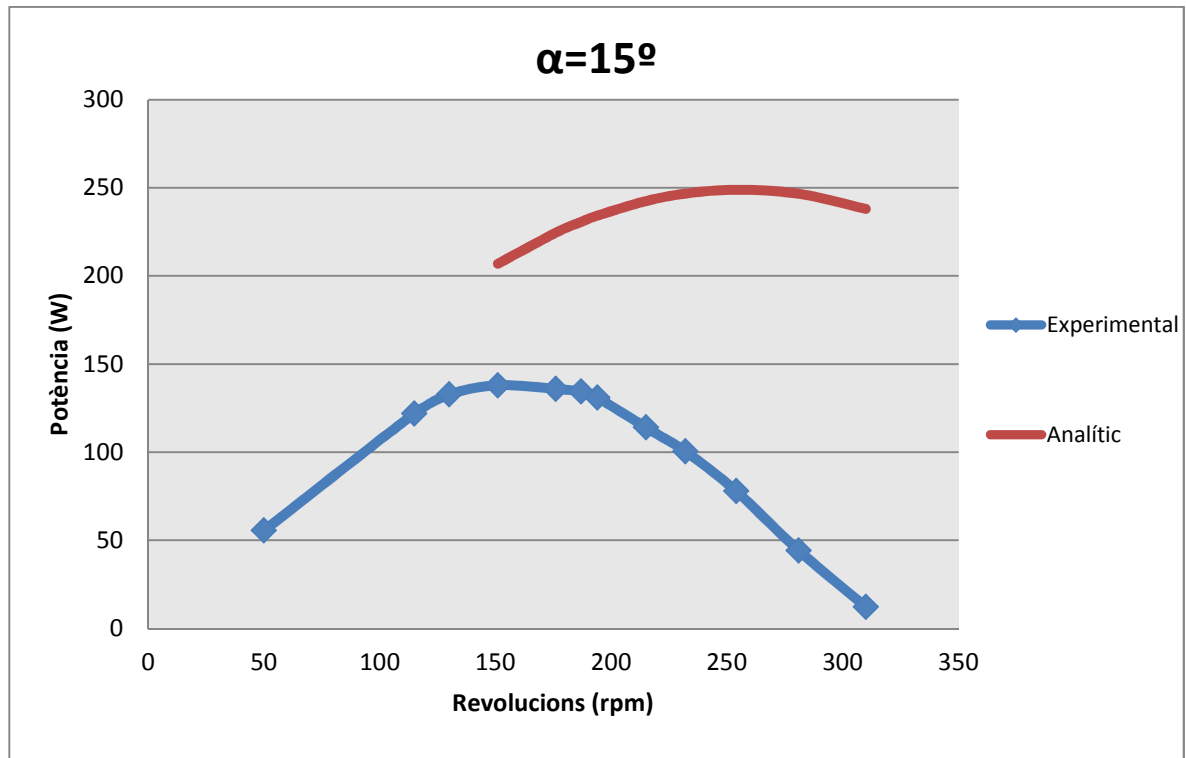


Figura 64. Potència hidràulica en funció del règim de gir (ω) segons els diferents mètodes realitzats amb $\alpha=15^\circ$ i $\lambda=30^\circ$, $R=280$ mm, $L=197$ mm i $\Delta x=13$ mm

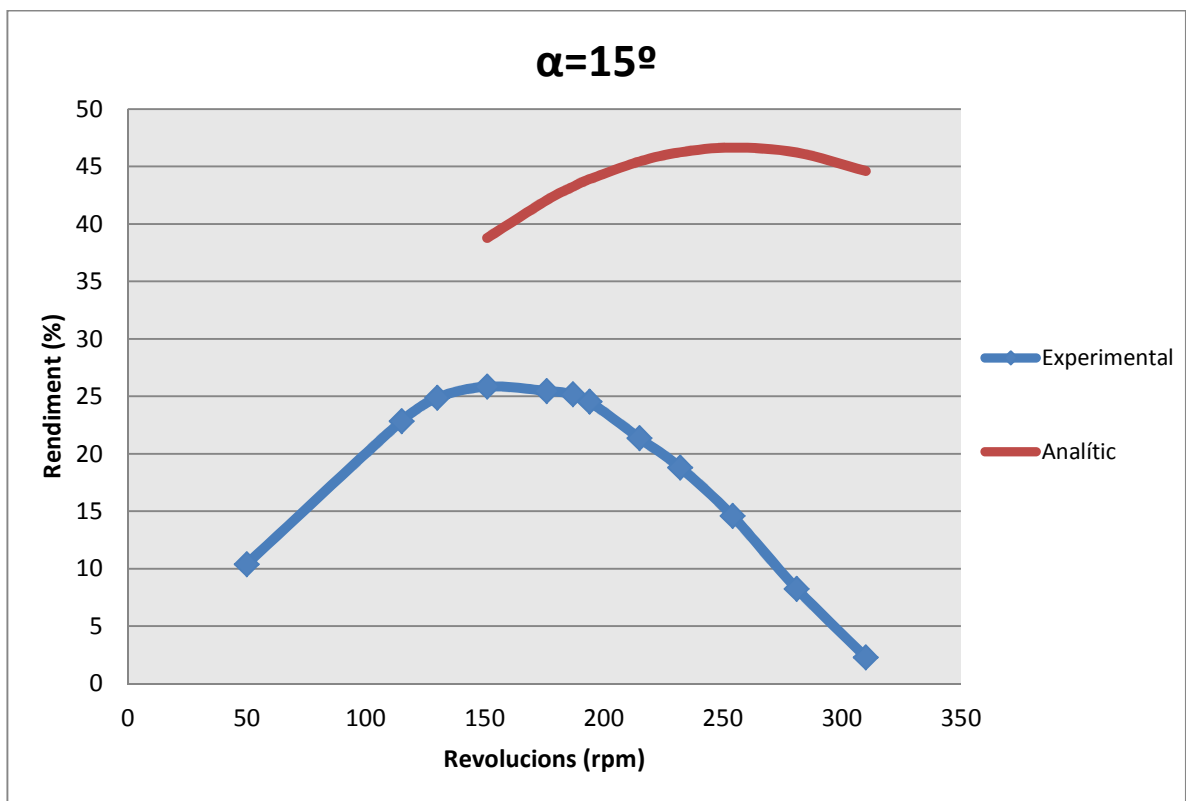


Figura 65. Rendiment hidràulic en funció del règim de gir (ω) segons els diferents mètodes realitzats amb $\alpha=15^\circ$ i $\lambda=30^\circ$, $R=280$ mm, $L=197$ mm i $\Delta x=13$ mm

En aquests casos només es discuteixen dos mètodes, l'experimental i l'analític, ja que no es van realitzar simulacions amb diferents angles d'inclinació dels àleps.

S'observa com pel cas analític la potència màxima és de 248,9 W a un règim de gir de 254 rpm. Pel que fa al cas experimental s'obté una potència màxima de 137,9 W a 151 rpm. La diferència de potència entre un cas i l'altre és de 111 W (80%, no acceptable). Pel que fa al règim de gir, la diferència és del 70%, llavors es pot veure com assolixen una potència màxima amb comportaments totalment diferents, ja que aquestes potències s'assoleixen a règims diferents.

Pel que fa al rendiment, el cas analític dona un rendiment màxim del 46,6% i en el cas experimental, s'obté un rendiment màxim del 25,85%. La diferència entre aquests és de més de 20 punts (>5%, no acceptable), degut a les condicions que afecten al model analític.

**En el cas de $\alpha=30^\circ$ no es mostra perquè és el mateix cas que s'ha mostrat abans de $\lambda=30^\circ$. Llavors els comentaris d'aquest cas són els mateixos que pel cas de $\lambda=30^\circ$.

Per l'últim cas de $\alpha=45^\circ$. es mostren les mateixes gràfiques que en el cas anterior.

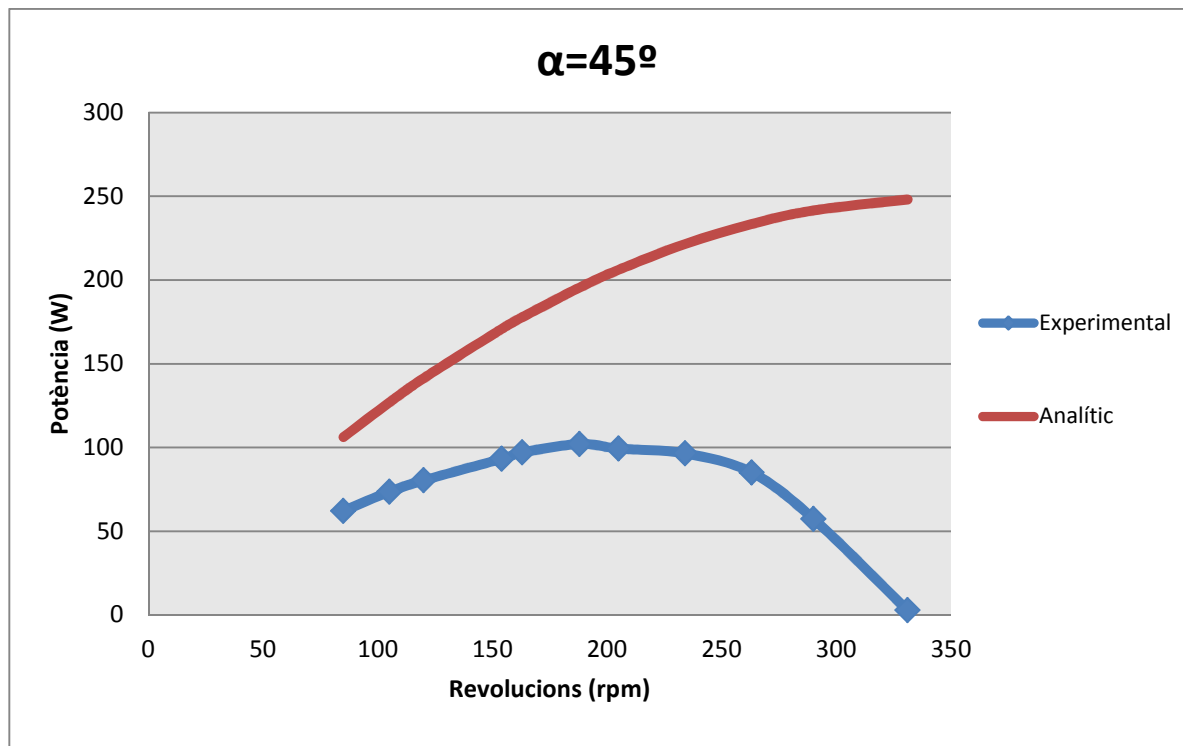


Figura 66. Potència hidràulica en funció del règim de gir (ω) segons els diferents mètodes realitzats per a una configuració d' $\alpha=45^\circ$ i $\lambda=30^\circ$, $R=280$ mm, $L=197$ mm i $\Delta x=13$ mm

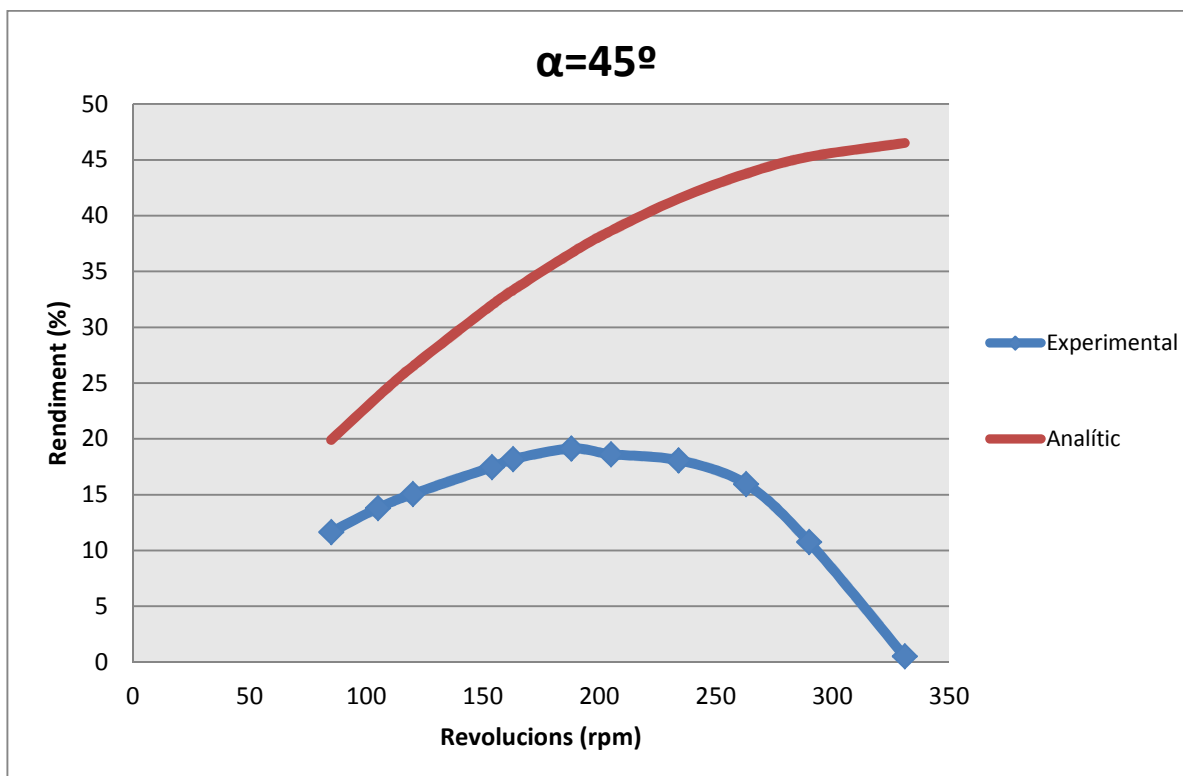


Figura 67. Rendiment hidràulic en funció del règim de gir (ω) segons els diferents mètodes realitzats per a una configuració de $\alpha=45^\circ$ i $\lambda=30^\circ$, $R=280$ mm, $L=197$ mm i $\Delta x=13$ mm

Amb una configuració d'angle d'aleps de 45° , la potència analítica i experimental màxima donen, 248,2 W a 331 rpm i 102 W a 188 rpm. La potència analítica dona valors considerablement més grans que l'experimental, amb unes diferències de potència de més de 146 W (145%) i en el cas del règim la diferència és del 76%.

En el cas del rendiment aquests donen un 46,5% i 19.1% respectivament. S'observa que la diferència de rendiment és molt gran (27,5% de diferència), això es degut a què l'equació analítica no sempre reproduïx correctament els valors experimentals.

Es pot afirmar que analíticament els resultats són molt constants (poca variació de potència en funció dels angles λ i α) en comparació a la simulació i al mètode experimental. Per aquest motiu i com es comenta anteriorment, primer, es va realitzar el mètode analític, però com a primera vista es veia que els resultats per a certs angles no donaven bé, llavors es va passar a fer el cas de la simulació per veure si podia funcionar com a eina de predicció i es veu com s'ha millorat, ja que les corbes de simulació i experimentals són més semblants.

8 CONCLUSIONS

L'estudi realitzat té com a objectiu determinar la configuració dels paràmetres de disseny, com ara, l'angle del doll incident (λ), l'angle dels àleps (α), el nombre d'àleps (N) i les posicions del doll respecte el centre de gir de la turbina que produeixin un rendiment màxim. S'han realitzat tres mètodes d'estudi per a l'obtenció dels resultats, l'experimental, l'analític i la simulació.

Llavors les conclusions de l'estudi enfoca els resultats de cada mètode emprat amb la seva pròpia conclusió.

El primer mètode que es va efectuar va ser el mètode experimental mitjançant la turbina que hi ha instal·lada al laboratori de fluids i màquines hidràuliques. Aquesta turbina va ser un projecte del alumne d'Erasmus Kurt Claeys (2013). És una turbina d'eix vertical formada per àleps plans i per un fre de disc incorporat a la part superior de l'eix, que l'ha dissenyat un altre alumne (Jordi Matas).

Els experiments s'han realitzat seguint unes configuracions de paràmetres de disseny molt pautades, ja que es vol evitar cometre errors a l'hora de la presa de dades. A continuació es mostren les conclusions arribades per cadascun dels paràmetres estudiats experimentalment.

- *Efecte de la posició axial d'impacte del doll (Δx):* s'observa que per a una posició d'impacte del doll de 13 mm respecte la part superior de l'àlep, s'obté uns rendiments majors que pels altres casos de -6 mm i 17 mm. En aquest cas les posicions esmentades no s'han trobat analíticament, sinó que s'han anat provant fins que s'ha obtingut una millor posició. També dir que la millor posició d'impacte del doll no ha de perquè ser la de 13 mm, potser la millor es troba a 12 mm o 14 mm.
- *Efecte de la posició longitudinal (L):* s'observa com a una longitud del doll de 197 mm dóna uns rendiments més elevats que no pas amb les altres configuracions de 137 mm i 257 mm. Llavors, tal i com s'ha esmentat en el capítol correspon, la millor posició longitudinal és la de 197 mm. És millor ja que s'ha observat que per a angles d'inclinació del doll petits, la millor posició és la de 137 mm i la pitjor la de 257 mm, en canvi per a angles més grans que 30° és a l'invers. Llavors, com que tenim aquest efecte tant negatiu, s'ha

decidit agafar la posició de 197 mm que és la posició central i on s'obtenen rendiments acceptables per a angles al voltant de 30° .

- *Efecte de la posició radial (R)*: s'observa com a les posicions extremes de 240 mm i 320 mm els rendiments són menors que no pas a la posició de 280 mm, això d'entrada fa que la millor configuració de la posició radial sigui la de 280 mm. Però hi ha una excepció, amb l'angle d'inclinació de 20° , el rendiment augmenta a mesura que augmentes la distància. Aquest cas no és té en compte ja que no és d'esperar que es col·loqui el doll d'aigua incident amb un angle d'inclinació tan petit. Llavors, s'arriba a la conclusió que la posició que dona uns rendiments més elevats és la de 280 mm.
- *Efecte de l'angle d'inclinació del doll (λ)*: s'observa com amb els angles de 25° i 30° s'obtenen els majors rendiments (31% aproximadament), en canvi amb les altres configuracions d'aquests rendiments es veuen reduïts significativament a mesura que augmentes o disminueixes aquests angles. Llavors la configuració optada és la de 30° , però dir que amb el de 25° també seria igual de correcte.
- *Efecte de l'angle d'inclinació del àleps (α)*: s'observa com els rendiments màxims per les configuracions d'angle de doll λ de 25° i 30° donen quan l'angle de l'àlep α és de 30° i 15° . Llavors s'opta finalment per a un angle α de 30° , ja que es vol intentar que el doll incideixi perpendicularment a l'àlep.
- *Efecte del nombre d'àleps (N)*: s'observa com amb un nombre d'àleps de 20, els rendiments per als angles d'inclinació λ de 30° , 35° i 45° es troben al voltant del 22%, en canvi com s'ha anat mostrant anteriorment amb les altres gràfiques, amb un nombre d'àleps de 30 aquests rendiments estan al voltant del 30%. Llavors es veu una clara diferència i s'opta per configurar la turbina amb 30 àleps.

Els resultats que s'han obtingut són suficientment bons, i remarcar que les variacions de potència entre una configuració i un altre són poc considerables. Per això s'han realitzat nombrosos assajos per tenir un gran ventall de resultats i determinar la millor configuració.

El segon mètode realitzat ha estat l'analític. S'ha realitzat aquest mètode per obtenir un model que ens pugui fer estalviar de fer tants experiments i, per això, analitzem que dóna l'analític.

S'ha seguit el mètode clàssic de càlcul, basat en el teorema de transport de Reynolds. Aquest mètode utilitza principalment l'aproximació en 2D, on se suposa un flux d'incidència i un àlep. Aquest mètode afirma que tot el flux incident que surt del doll es recollit per la successió d'àleps.

Les corbes obtingudes amb aquest mètode són molt poc variables, ja que prediu valors de rendiment semblants segons les configuracions d' α i de λ . Llavors, aquest mètode no reproduïx correctament els valors experimentals.

Llavors com el model analític no acaba de donar bé, es realitza l'últim mètode, la simulació, per veure si el model simulat dona uns resultats més acurats que l'analític.

La simulació amb CFD s'ha realitzat amb el programa informàtic *STAR CCM+*.

Per la realització d'aquestes simulacions s'han utilitzats ordinadors del laboratori de mecànica de fluids computacionals i el meu propi. Aquestes simulacions utilitzen recursos importants, ja que intervenen dos tipus de fluids (aigua i aire), amb turbulències i a més a més sòlids amb moviment. Això fa que les simulacions triguin bastant de temps en finalitzar-se.

Els resultats obtinguts donen uns valors bastant molt més semblants als experimentals que en el cas analític.

Finalment, s'elabora la taula 22, on es mostren els rendiments màxims i règims de gir als punts de màxim rendiment per als tres mètodes realitzats.

	Modificació λ						Modificació α			
	$\lambda=20^\circ / \alpha=30^\circ$		$\lambda=30^\circ / \alpha=30^\circ$		$\lambda=45^\circ / \alpha=30^\circ$		$\lambda=30^\circ / \alpha=15^\circ$		$\lambda=30^\circ / \alpha=45^\circ$	
	$\eta_{\text{màx}}$ (%)	$\omega_{\eta_{\text{màx}}}$ (rpm)	$\eta_{\text{màx}}$ (%)	$\omega_{\eta_{\text{màx}}}$ (rpm)	$\eta_{\text{màx}}$ (%)	$\omega_{\eta_{\text{màx}}}$ (rpm)	$\eta_{\text{màx}}$ (%)	$\omega_{\eta_{\text{màx}}}$ (rpm)	$\eta_{\text{màx}}$ (%)	$\omega_{\eta_{\text{màx}}}$ (rpm)
Experimental	23,72	200	31,30	232	27,17	205	25,85	151	19,1	188
Analític	48,5	290	50	287,6	46,6	283	46,6	254	46,5	331
Simulació	33,78	240	35,8	240	31,8	200	-	-	-	-

Taula 22. Resultats del rendiment hidràulic màxim i el seu corresponent regim de gir per als diferents mètodes realitzats.

**En aquest taula no s'ha mostrat els valors dels errors relatius del rendiment, ja que ja s'han mostrat en taules anteriors.

S'observa com pel cas del mètode experimental, el rendiment màxim s'aconsegueix amb una configuració de $\lambda=30^\circ$ i $\alpha=30^\circ$. Les altres configuracions difereixen d'aquesta primera fins a un 13%. Pel que fa al mètode analític, s'observa com per a les diferents configuracions el rendiment no es veu gairebé afectat. Pel l'últim cas, la simulació, els rendiments varien, però relativament poc en comparació als experimentals.

Llavors, s'arriba a la conclusió que la millor configuració de la turbina assajada en el laboratori és la següent:

λ (°)	α (°)	v (m/s)	Q (m ³ /s)
30 ± 4	30 ± 3	15	17

Taula 23. Resultats de la configuració dels paràmetres de disseny que s'obté un rendiment màxim per la turbina del laboratori, on en el nostre estudi els valors de velocitat i cabal són fixos.

Comentar que aquesta velocitat és del mateix ordre de les que es troben en els molins tradicionals. Llavors podem dir que tenint una turbina de la mateixa mida s'hauria de configurar tal i com es veu a la taula. Els paràmetres de R , L , N i Δx , no s'indiquen ja que depenen de la geometria i dimensions de la turbina.

9 RELACIÓ DE DOCUMENTS

A continuació es fa una llista de tots els documents que formen part del projecte i/o estudi:

Document 1:

- Memòria
- Annex A : Càlculs
- Annex B: Suport doll d'aigua
- Annex C: Comparació de les simulacions
- Annex D: Descripcions tècniques del banc de proves
- Annex E: Dades experimentals

Document 2:

- Pressupost
- Annex al pressupost

10 BIBLIOGRAFIA

Articles

- Benjamin K.Sovacool, Malavika Jain Bambawale, Saroj Dhakal et al. *"Electrification in the Mountain Kingdom: The implications of the Nepal power Development Project (NPDP)"*. Energy for Sustainable Development.
- A.Bachmann and Akkal Man Nakarmi. *"New Himalayan Water Wheels"*. A project of volunteers in Asia. UNICEF. Kathmandu, Nepal.
- Ignacio. Jose i Domene. Julián. *"Ingeniería i diseño asistido por ordenador: estudio de molinos en el Sureste español"*. INTERCIENCIA, Dec 2005, vol.30 nº12.
- C.B, Joshi and Dr. V.Seshedari, *"Paramètric study on the performance of an Impulse-type water wheel"*. Tribhuvan University, Kathmandu, 1985 UDC 621.223.

Material docent, estudis i treballs

- Guiot Porta, Enric. *"Disseny d'una turbina de riu per a la generació d'electricitat a l'Amazònia equatorial"*, (PTFC, EI). Universitat de Girona (UdG), 2013.
- Silva Galan, Xavier. *"Rendiment hidràulic d'un molí fariner. Estudi experimental, analític i simulació numèrica (CFD)"*, (PTFC, ETIM), ". Universitat de Girona, 2010.
- Pujol Sagaró, Toni. *Tema 2. Turbomàquines hidràuliques. Sistemes i màquines fluidomecàniques*. Universitat de Girona, 2013 .
- Jordi Matas Tortosa. *"Disseny d'una turbina de baixa velocitat"*, TFG (GEM). Universitat de Girona, 2014

- Claey's Kurt. "Design of a scaled impulse type waterwheel", (PTFC, ETIM). Universitat de Girona, 2013.

Pàgines web

- [1] Pico hydro. University of Nottingham. 27 Maig 2014. <http://www.picohydro.org.uk/>
- [2] Water Wheels. Roger D. Ansen. 27 Maig 2014.
<http://www.waterhistory.org/histories/waterwheels/>
- [3] International Hydropower Association. 17 Maig 2014. <http://en.wikipedia.org>
- [4] Hydro Based Technologies. 27 Maig 2014.
<http://www.crtnepal.org/?option=technology&tid=3030313237>
- [5] Water Mills in Nepal. 27 Maig 2014.
<http://alumni.media.mit.edu/~nathan/nepal/ghatta/ghattas.html>
- [6] Improved Water Mills improve lives. 27 Maig 2014.
<http://nepalitimes.com/news.php?id=5920>
- [7] Improved Water Mills . 27 Maig 2014. <http://www.inforse.org/Case/Case-Nepal-IWM.php3>

Annex A

CÀLCULS

A.1 Variables experimentals

S'explica totes les fórmules utilitzades per realitzar els experiments des de que es comença l'assaig fins que s'obtenen les corbes característiques de la instal·lació. S'ha de dir que la majoria de fórmules s'han explicat anteriorment en els punts de la memòria, però es repetiran per tal que el client sàpiga en tot cas les pautes a seguir per trobar aquestes corbes sense haver d'anar mirant diferents seccions.

Un cop instal·lada la turbina i ja preparada per funcionar, s'ha de determinar el cabal de la instal·lació, per tal de fer-ho, hi ha un comptador volumètric que dona la quantitat de litres que passen per la instal·lació. Fixant un total de litres que es volen calcular i amb l'ajuda d'un cronòmetre es determina la quantitat de litres per unitat de temps.

S'ha agafat aquesta dada per un total de 300 litres d'aigua amb un temps mitjà de 63.5 segons.

Llavors la formula per calcular el cabal és:

$$Q = \frac{\text{litres d'aigua}}{t} \quad (\text{eq. A.1})$$

Llavors es passa aquest resultat a unitats del sistema internacional (S.I),

$$Q \left(\frac{l}{s} \right) \cdot \frac{1 m^3}{1000 l} = Q \left(\frac{m^3}{s} \right) \quad (\text{eq. A.2})$$

Un cop obtingut el cabal que dona la instal·lació es determina la velocitat de sortida de l'aigua pel doll, però abans s'ha de calcular l'àrea del doll.

$$A_{doll} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (\text{eq. A.3})$$

On,

$D = 0,2 \text{ m}$, diàmetre del doll d'aigua (m)

Ara, es pot determinar la velocitat de sortida de flux de la següent manera:

$$v_{doll} = \frac{Q}{A} \quad (\text{eq. A.4})$$

Finalitzat aquest càlcul, es determina com es passa la velocitat que proporciona el tacòmetre en r.p.m a rad/s.

$$\omega_{tacòmetre}(r.p.m) \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \cdot \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} = \omega_{tacòmetre} \quad (\text{eq. A.5})$$

Una vegada obtinguda la velocitat angular a la que gira la turbina, s'ha de calcular el parell creat i potència absorbida, però per determinar-los s'ha de determinar abans la força que crea l'impacte del doll d'aigua contra els àleps de la turbina.

Llavors, la força s'obté per mètodes diferents depenent del fre que hi hagi instal·lat.

Si el fre és un *fre de disc*, llavors:

$$\bar{F} = \frac{\sum F}{n} \quad (\text{eq. A.6})$$

On $\bar{F}$ = força mitjana (N)

$\sum F$ = sumatori de forces en el rang de temps triat (N)

n = nombre total de forces

En l'apartat 4.2 *Mètode de càlcul* s'explica més detalladament com es troba i calcula la força mitjana.

Un cop obtingut totes les forces mitjanes per a cada rang de temps es procedeix a calcular el parell exercit sabent la distància en la que es troba la cèl·lula de càrrega respecte l'eix vertical.

$$T = F \cdot d \quad (\text{eq. A.7})$$

On,

$d = 0,15 \rightarrow$ distància que es troba la cèl·lula de càrrega respecte l'eix vertical de la turbina (m)

$\bar{F}$ = força que detecta la cèl·lula de càrrega (N)

Comentar que el disseny del fre de disc permet que la distància (d) de la cèl·lula de càrrega sigui variable i, per tant, obtenir més precisió o no. En el nostre cas es va fixar a 150 mm (0,15 m).

Finalment, la potència;

$$P = T \cdot \omega \quad (\text{eq. A.8})$$

I, com a resultat final es calcula el rendiment (η) de la turbina,

$$\eta = \frac{P}{Ph} \quad (\text{eq. A.9})$$

On,

P = potència absorbida pel rodet (W)

Ph = potència hidràulica (W)

La potència hidràulica es calcula com:

$$Ph = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot Q \cdot v^2 \quad (\text{eq. A.10})$$

On,

ρ = densitat del fluid aigua $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$

Q = cabal $\left(\frac{m^3}{s}\right)$

v = velocitat de sortida del fluid aigua $\left(\frac{m}{s}\right)$

Si el fre és un *fre de dinamòmetres* les fórmules utilitzades són:

$$T = (F1 - F2) \cdot r \quad (\text{eq. A.11})$$

On,

$F1$ = força feta pel dinamòmetre 1 (N)

$F2$ = força feta pel dinamòmetre 2 (N)

r = radi de la politja (m)

En la figura 4 de l'apartat 4.2 *Mètode de càlcul* es veuen clarament les variables esmentades.

Llavors, una vegada obtingut el parell, llavors el càlcul de potència (P) i rendiment (η) segueix la mateixa metodologia que en el cas del fre de disc.

A.2 Errors experimentals

Com s'ha comentat en el capítol "4.3 Errors en l'estudi experimental", es mostren els errors dels aparells de mesura i com s'han calculat els errors relatius (%) per les variables T (parell), P (potència) i η (rendiment).

Llavors abans de mostrar les fórmules es citaran totes els errors dels aparells de mesura en la següent taula.

	Error (Δ)	Unitats
Cèl·lula de càrrega (ΔF_c)	$\pm 1,17 \cdot 10^{-4}$	N
Dinamòmetres (ΔF_d)	± 1	N
Metre lineal (Δr)	$\pm 1 \cdot 10^{-3}$	m
Tacòmetre ($\Delta \omega$)	± 1	rpm
Peu de rei (ΔD)	$\pm 5 \cdot 10^{-5}$	m
Comptador volumètric (ΔQ)	$\pm 1,14 \cdot 10^{-4}$	m ³ /s

Taula 24. Dades dels errors de mesura dels diferents aparells utilitzats en els experiments

Un cop obtingut tots els errors dels aparells, es procedeix a fer els càlculs d'aquests per les variables d'escriptes anteriorment.

Com que en un dels assajos es va utilitzar el fre per dinamòmetres i en la resta el fre de disc, llavors, primer es mostra les fórmules utilitzades pel fre per dinamòmetres i després per l'altre.

Llavors primer de tot, es calcula els errors del parell, que intervenen les variables de força i de radi de la politja. Les fórmules dels errors es troben aplicant la teoria de propagació dels errors.

Com que el parell ja s'ha mostrat en l'apartat A.1, llavors només es mostra la fórmula de l'error de l'equació A.11.

$$\Delta T = (F_1 - F_2) \cdot \Delta r + r \cdot \Delta F_{C1} + r \cdot \Delta F_{C2} \quad (\text{e.q. A.12})$$

I, l'error relatiu del parell (T) és:

$$\varepsilon_r(T) = \frac{\Delta T}{T} \cdot 100 \quad (\text{e.q. A.13})$$

Un cop obtingut l'error que es fa en calcular el parell, es procedeix en calcular l'error que es comet en calcular la potència (P), ja que aquí intervé la variable (ω).

$$\Delta P = \omega \cdot \Delta T + T \cdot \Delta \omega \quad (\text{e.q. A.14})$$

Comentar, que les unitats de $\Delta \omega$ i ω han d'estar en rad/s.

Seguidament es calcula l'error relatiu de la potència:

$$\varepsilon_r(P) = \frac{\Delta P}{P} \cdot 100 \quad (\text{e.q. A.15})$$

Per calcular l'error del rendiment, abans s'ha de realitzar el càlcul de l'error de la potència hidràulica (P_h), ja que:

$$\eta = \frac{P}{P_h} \quad (\text{e.q. A.16})$$

I,

$$P_h = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot Q \cdot v^2 \quad (\text{eq. A.17})$$

Llavors, de l'equació A.20 es troba que l'error de la potència hidràulica és:

$$\Delta P_h = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \Delta Q \cdot v^2 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot 2 \cdot v \cdot \Delta v \quad (\text{e.q. A.18})$$

I pel cas de Δv , sabem que:

$$v = \frac{Q}{A} \quad (\text{e.q. A.19})$$

Llavors de l'equació A.24 es troba,

$$\Delta v = \frac{\Delta Q + v \cdot \Delta A}{A} = \frac{\Delta Q}{A} + v \cdot \frac{\Delta A}{A} \quad (\text{e.q. A.20})$$

On, ΔA és:

$$\Delta A = \frac{2 \cdot \pi \cdot D \cdot \Delta D}{4} \quad (\text{e.q. A.21})$$

Un cop substituïdes aquestes variables a l'equació A.18, es pot calcular el rendiment (η) amb la següent fórmula:

$$\Delta \eta = \frac{\Delta P}{P_h} + \frac{P}{P_h^2} \cdot \Delta P_h \quad (\text{e.q. A.22})$$

I, l'error del rendiment serà:

$$\varepsilon_r(\eta) = \frac{\Delta \eta}{\eta} \cdot 100 \quad (\text{e.q. A.23})$$

Un cop calculat els errors pel cas de fre per dinamòmetres, es calcula ara pel fre de disc. En aquest cas es calcula exactament igual que en el cas anterior, però amb una única diferència que es mostra a continuació:

$$\Delta T = F_d \cdot \Delta r + r \cdot \Delta F_d \quad (\text{e.q. A.24})$$

Es calcula diferent, perquè el sistema de mesura de la força es fa a partir d'una cèl·lula de càrrega.

Les taules on es mostren tots els errors experimentals per a cada assaig i per a cada règim de gir es comenta on es troben a l'Annex E.

A.3 Simulació

En la simulació amb el STAR CCM+ s'han trobat unes fórmules per tal de simular correctament cadascun dels paràmetres. Llavors, es mostren les fórmules que s'han calculat per tal d'introduir-les correctament en el programa de CFD.

S'ha decidit que el "time-step" de la simulació s'agafi cada 1° de gir de la turbina, llavors per determinar-lo en funció del temps es realitzen els següents càlculs.

$$\Delta \theta = \omega \cdot \Delta t \quad (\text{eq. A.25})$$

Si $\Delta \theta = 1^\circ$, llavors;

$$\Delta t = \frac{\Delta \theta}{\omega} = \frac{1^\circ}{\omega} = \frac{1^\circ \cdot \frac{2\pi}{360^\circ}}{\omega \cdot \frac{2\pi}{1 \text{ rev}} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}}}$$

Si simplifiquem l'equació, dona que:

$$\Delta t = \frac{1}{6 \cdot \omega} \quad (\text{eq. A.26})$$

Una vegada determinat el "time-step" es determina el "maximun physical time", que és el temps físicament real de la duració de la simulació. Aquest temps no és restrictiu, es pot variar a conveni de cadascun, però a més velocitat angular aquest ha de ser un valor més petit.

A continuació, en la taula 25 es mostra per cada règim de gir, el "time step" i el "maximun physical time".

ω (r.p.m)	<i>Time step</i> (s)	<i>Màximun physical time</i> (s)
0	-	-
16	0,0104	0,8
90	0,0018	0,5
165	0,00101	0,35
200	0,00083	0,2
240	0,00069	0,15
290	0,00057	0,12
300	0,00055	0,01
360	0,00046	0,08

Taula 25. Resultats del "time step" i el "maximun physical time" per cada règim de gir

Comentar que en el cas de 16 rpm, el màximun physical time és de 0,8 segons, que això correspon a:

$$\Delta\theta = \omega \cdot \Delta t = 16 \cdot \frac{\pi}{30} \cdot 0,8 = 1,34 \text{ rad} \cdot \frac{360^\circ}{2\pi \text{ rad}} = 76,77^\circ \quad (\text{eq. A.27})$$

L'angle de 76,77° (0.213 voltes), és l'angle que ha girat el rodet en la simulació, que és suficient per extreure informació. En canvi, per al cas de 360 rpm, l'angle girat seria de 2160° (6 voltes).

A.4 Instal·lació hidràulica

En aquest annex es calcula el punt de funcionament de la instal·lació. A continuació, es representa el 3D de la instal·lació hidràulica que es troba en el laboratori.



Figura 68. CAD 3D (renderitzat) de la instal·lació hidràulica

També es mostra en la figura 69, un croquis del circuit que segueix el flux d'aigua, on es representen les vàlvules, bombes hidràuliques, comptador volumètric i el filtre de peu.

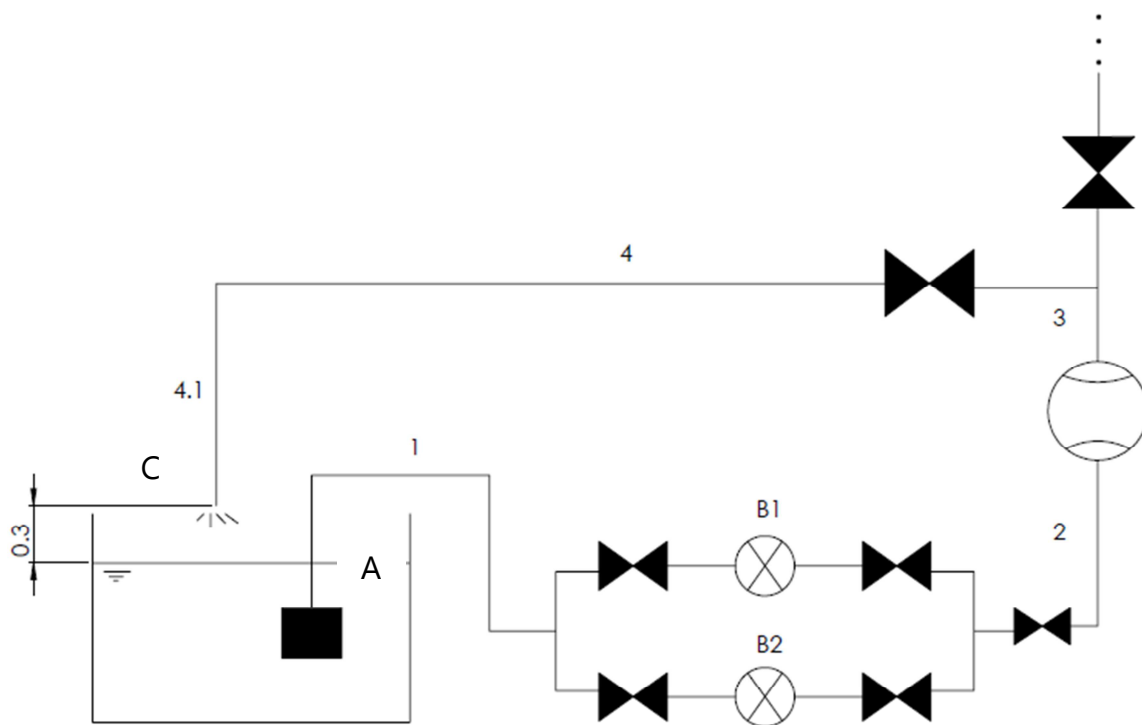


Figura 69. Esquema hidràulic de la instal·lació

I finalment, en la taula 26 adjunta es descriuen els elements que componen la instal·lació i les dimensions.

	Tram 1	Tram 2	Tram 3	Tram 4	Tram 4.1
L (m)	2,25	1,3	0,4	2,4	0,4
D (mm)	50,8	50,8	50,8	50,8	20
k	0,0025	0,0025	0,0025	0,0015	0,0015
Z (m)	0	-	-	-	0,3
Colzes 90º	1	1	-	-	-
Colzes 180º	1	-	-	-	-
"T"	-	-	1	-	-
Vàlvula amb colador	1	-	-	-	-
Filtre de peu	1	-	-	-	-
Vàlvules de bola	2	2	-	1	-
Vàlvules de comporta	-	1	-	-	-
Estrenyiment (d/D=0.4)	-	-	-	-	1

Taula 26. Dades dels elements que componen la instal·lació hidràulica

Seguidament, es mostra el mètode de càlcul per trobar el punt de funcionament (PF). En aquest cas com que no hi ha cap desviació a un altre dipòsit, els trams 1, 2, 3 es consideren un únic tram, ja que tenen el mateix material i diàmetre de canonada, en canvi el tram 4 i el 4.1 tenen diàmetres de canonada diferents però el material és PVC.

Primer de tot hem de trobar l'equació de Bernoulli,

$$E_1 - Hr + H_{GI} = E_{4.1} \quad (\text{eq. A.28})$$

On,

$$E_1 = \frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{v^2}{2 \cdot g} + z_1 = 0 + 0 + 0 = 0 \quad (\text{eq. A.29})$$

$$E_{4.1} = \frac{P_{4.1}}{\rho \cdot g} + \frac{v^2}{2 \cdot g} + z_{4.1} = 0 + \frac{8 \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot g \cdot D^4} + 0.3 = 0,3 + 516417,85Q^2 \quad (\text{eq. A.30})$$

La instal·lació està situada al nivell de l'aigua del dipòsit (cota 0), llavors l'altura de l'aspiració és de 0 m, en canvi l'altura de la sortida del tram 4.1 és molt petita (0.3 m) que és l'altura de la sortida (4.1) al nivell de l'aigua (cota 0).

P = pressió relativa que es troba el fluid en el punt calculat (Pa)

v = velocitat del fluid en el mateix punt $\left(\frac{m}{s}\right)$

ρ = densitat del fluid aigua $\rightarrow 1000 \left(\frac{kg}{m^3}\right)$

z = altura en la que es troba (mca)

g = força de la gravetat $\rightarrow 9,81 \left(\frac{m}{s^2}\right)$

H_{GI} = energia del grup impulsor $\rightarrow$ bombes hidràuliques (mca)

Hr = pèrdues de càrrega totals $\rightarrow$ secundàries i primàries (mca)

Llavors,

$$-Hr + H_{GI} = 0,3 + 516417,85Q^2 \quad (\text{eq. A.31})$$

Com que sabem la longitud total de la canonada des del punt A al punt C, i sabem els elements que hi ha entre aquests dos punts, podem calcular les pèrdues de càrrega en funció del cabal (Q).

Llavors, les pèrdues totals, no són res més que les sumes de totes pèrdues pels diferents trams.

$$Hr_{total} = \lambda_{123} \cdot \left(\frac{L+Leq}{D^5}\right) \cdot \left(\frac{8}{\pi^2 \cdot g}\right) \cdot Q^2 + \lambda_4 \cdot \left(\frac{L}{D^5}\right) \cdot \left(\frac{8}{\pi^2 \cdot g}\right) \cdot Q^2 + \lambda_{4.1} \cdot \left(\frac{L+Leq}{D^5}\right) \cdot \left(\frac{8}{\pi^2 \cdot g}\right) \cdot Q^2 + Hr_{comptador} \quad (\text{eq. A.32})$$

On,

λ = coeficient de fricció de les canonades

Leq = longitud que representa la pèrdua de càrrega secundària dels elements (vàlvules, colzes, estrenyiments, ...), mca

$Hr_{comptador}$ = pèrdues de càrrega del comptador volumètric (mca)

Per calcular el coeficient de fricció (λ) s'utilitza la següent formula:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -1.8 \cdot \log_{10} \left[\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{k}{3.7} \right)^{1.11} \right] \quad (\text{eq. A.33})$$

On,

$Re = \frac{v \cdot D}{\nu} \rightarrow$ nombre de Reynolds

$k \rightarrow$ coeficient de rugositat de les canonades d'acer inoxidable i de PVC (mm).

En aquest cas,

$$\frac{6.9}{Re} \simeq 0 \quad (\text{eq. A.34})$$

Ja que el flux s'ha considerat molt turbulent, llavors el valor de Re dona un valor molt gran.

Si calculem l'equació A.33, el valor de la inversa de l'arrel del coeficient de fricció pel tram 1-2-3 i pel tram 4 s'obtenen els següents coeficients de fricció:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_{123}}} = -1.8 \cdot \log_{10} \left[\frac{6,9}{Re} + \left(\frac{\frac{0,0025}{50,8}}{3,7} \right)^{1,11} \right] \rightarrow \lambda_{123} = 0,01072 \quad (\text{eq. A.35})$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_4}} = -1.8 \cdot \log_{10} \left[\frac{6,9}{Re} + \left(\frac{\frac{0,0015}{50,8}}{3,7} \right)^{1,11} \right] \rightarrow \lambda_4 = 0,00981 \quad (\text{eq. A.36})$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_{4.1}}} = -1.8 \cdot \log_{10} \left[\frac{6,9}{Re} + \left(\frac{\frac{0,0015}{20}}{3,7} \right)^{1,11} \right] \rightarrow \lambda_{4.1} = 0,01137 \quad (\text{eq. A.37})$$

Un cop obtinguts aquests valors, es calcula la variable de Leq amb la figura 70, si prèviament se sap el diàmetre de la canonada i els elements que hi han instal·lats.

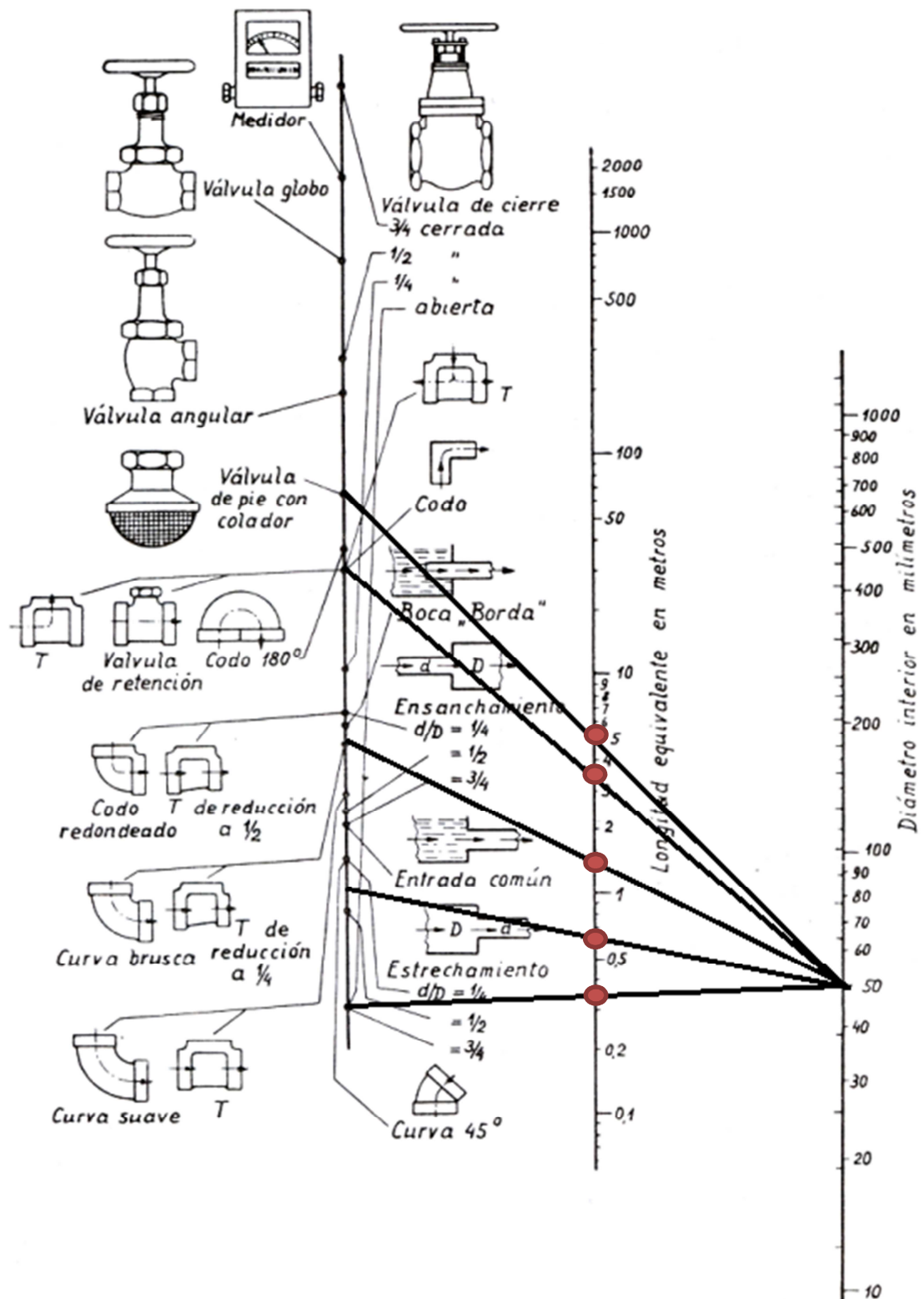


Figura 70. Dades i figures dels elements de la instal·lació per calcular la longitud equivalent de la instal·lació

Com que en el tram 1-2-3 tenim 5 vàlvules de bola (vàlvula de comporta totalment oberta), 1 vàlvula de comporta (totalment oberta), 2 colzes de 90°, 1 colze de 180°, una "T" i una vàlvula de peu amb colador, llavors la longitud equivalent serà:

$$Leq_{total\ tram\ 123} (m.c.a) = 5 \cdot 0,35 + 1 \cdot 0,35 + 2 \cdot 1,5 + 1 \cdot 3,5 + 1 \cdot 3,5 + 5 \cdot 1 = 17,1\ mca \quad (eq. A.38)$$

Per al tram 4.1 tenim un estrenyiment de $d/D = 20/5,8 = 0,4$ m, llavors, la longitud equivalent és:

$$Leq_{total\ tram\ 4.1} (m.c.a) = 0,6 \quad (eq. A.39)$$

Llavors, ara es calcula la pèrdua de càrrega del comptador esmentat abans, gràcies a la gràfica que ens adjunta el fabricant del comptador. Se sap que el valor del cabal que s'ha calculat experimentalment és de 17 m³/h, llavors es procedeix al càlcul de la pèrdua de càrrega del comptador.



Figura 71. Gràfica de la pèrdua de càrrega del comptador volumètric

S'observa en la gràfica com el valor de la pèrdua de càrrega del comptador ($Hr_{comptador}$) és d'aproximadament 0.07 mca per al cabal dels experiments i, d'acord amb la corba del fabricant, no serà gaire més alt per a cabals superiors.

A continuació sabent que la longitud real total de la instal·lació (L) és de 6.75 m, llavors es calculen les pèrdues totals (Hr_{totals}) substituint a l'equació:

$$Hr = 0,01072 \cdot \left(\frac{3,95+17,1}{0,0508^5}\right) \cdot \left(\frac{8}{\pi^2 \cdot g}\right) \cdot Q^2 + 0,00981 \cdot \left(\frac{2,4}{0,0508^5}\right) \cdot \left(\frac{8}{\pi^2 \cdot g}\right) \cdot Q^2 + 0,01137 \cdot \left(\frac{0,4+0,6}{0,02^5}\right) \cdot \left(\frac{8}{\pi^2 \cdot g}\right) \cdot Q^2 + 0,07 = 55112,43 + 5750,2 + 293583,55 + 0,07 = 3,544 \cdot 10^5 Q^2$$

(eq. A.40)

Un cop obtingut les pèrdues de càrrega total de la instal·lació, se substitueix a l'equació A.32.

$$-3,544 \cdot 10^5 \cdot Q^2 + H_{GI} = 0,3 + 516417,85Q^2$$

(eq. A.41)

I finalment s'obté,

$$H_{GI} = 0,3 + 8,71 \cdot 10^5 \cdot Q^2$$

(eq. A.42)

Com que se sap que les dues bombes estan connectades en paral·lel, això vol dir que donen el doble de cabal amb una mateixa altura de funcionament. Llavors es construeix una taula de dades on es mostren la corba característica de les bombes i la corba de pèrdues de càrrega. El punt d'intersecció entre la corba de les bombes i la corba de les pèrdues de càrrega serà el punt de funcionament (PF).

Però abans dir, que com les bombes estan connectades en paral·lel, llavors la corba característica que dona el fabricant no és la utilitzada per trobar el PF, sinó que s'ha de sumar en "paral·lel" aquesta mateixa corba per tal d'obtenir la corba característica de les bombes.

Es mostra en la taula 72, les dades que ens proporciona la fitxa tècnica de la bomba i les pèrdues de càrrega (Hr) calculades mitjançant les formules anteriors.

Q (m3/h)	0	1,1	2,2	3,2	4,3	5,4	6,5	7,6	8,6	9,7
Hm (mca)	68,8	67,1	64,6	61,2	56,9	51,8	45,8	38,9	31,2	22,6
Q paral·lel (m3/h)	0	2,2	4,4	6,4	8,6	10,8	13	15,2	17,2	19,4
Hr (mca)	0,000	0,325	1,301	2,753	4,971	7,839	11,358	15,527	19,882	25,294

Taula 27. Dades de les variables de cabal, pèrdues de càrrega i altura per tal de representar les corbes.

Finalment, es mostra la figura 72, el punt de funcionament (PF) de la instal·lació,

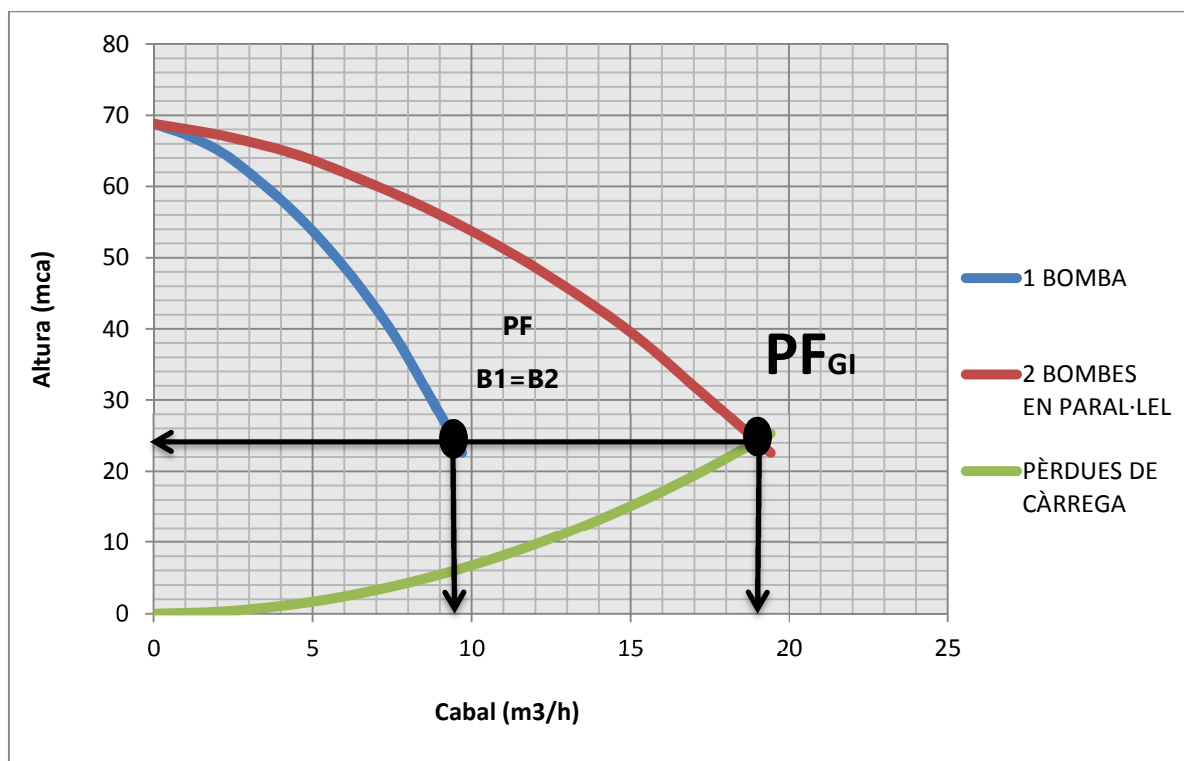


Figura 72. Punt de funcionament de la instal·lació

Sabent a partir de la gràfica que el cabal del punt de funcionament d'una bomba és de $9,5 \frac{m^3}{h}$, llavors amb la gràfica que ens proporciona el fabricant es determina també el rendiment de la bomba:

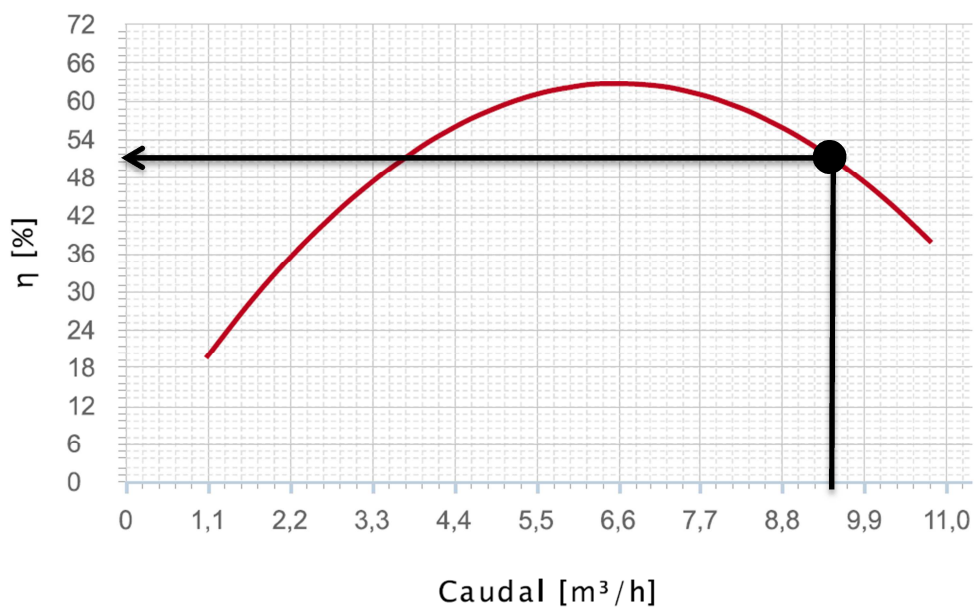


Figura 73. Corba de rendiment en el PF per la bomba MULTI 35N

S'observa com el rendiment de les bombes és d'aproximadament d'un 50%. Llavors a continuació es crea una taula on es mostren els resultats de la figura 72.

	H (mca)	Q (m3/h)	Q (l/s)
PF	23	16,2	5,27
B1 = B2	23	9,5	2,63

Taula 28. Resultats dels paràmetres del punt de funcionament

El resultat de cabal de $5,27 \frac{l}{s}$ és lleugerament superior al cabal calculat experimentalment al laboratori amb el comptador volumètric, aquest donava $4,72 \frac{l}{s}$. Es pot dir que es pot donar com a correcte aquest valor, ja que les pèrdues de càrrega poden variar una mica, en funció del criteri de cadascun.

El rendiment de les bombes està a l'entorn del 60%, cal remarcar que les bombes no estan treballen en el seu punt de màxim rendiment que es troba al voltant del 63% amb un cabal de $6,6 \frac{m^3}{h}$ ($1,83 \frac{l}{s}$) cadascuna.

En el cas que s'engegués un única bomba en la instal·lació, llavors el cabal mínim que donaria aquesta seria el cabal màxim representat en la figura 72, de $9,7 \frac{m^3}{h}$, amb una velocitat de sortida en el doll de $8,58 \frac{m}{s}$.

Annex B

SUPORT DOLL D'AIGUA

En aquest Annex s'adjunta els plànols que no són de fabricació del suport del doll d'aigua. El motiu perquè s'ha dissenyat un nou suport és, perquè el suport que prèviament estava instal·lat no satisfia els nostres requeriments, ja que només tenia dos possibles moviments:

- Inclinació del doll d'aigua (λ)
- Variació posició longitudinal (L)

Això va implicar el disseny i posteriorment fabricació d'un nou suport, ja que l'objectiu és tenir una major flexibilitat de moviments, per tal d'obtenir uns resultats experimentals correctes.

Alhora també teníem problemes de subjeccions de les canonades de PVC que no s'aguantaven per si soles degut al pes de l'aigua que es retenia dintre d'elles.

Llavors, aquest disseny permet fer múltiples moviments del doll d'aigua.

- Inclinació del doll d'aigua (λ)
- Variació posició longitudinal (L)
- Variació posició axial (Δx)
- Variació posició radial (R)

Aquest disseny permet fer dos moviments extrems que amb l'anterior no es podien fer.

S'ha decidit de fer un disseny senzill per tal de poder-se fabricar dins de l'EPS, i no demorar molt de temps. Són peces d'acer inoxidable de gruixos de fins a 5 mm, ja que no han de suportar molta càrrega. Algunes estan soldades i altres cargolades.

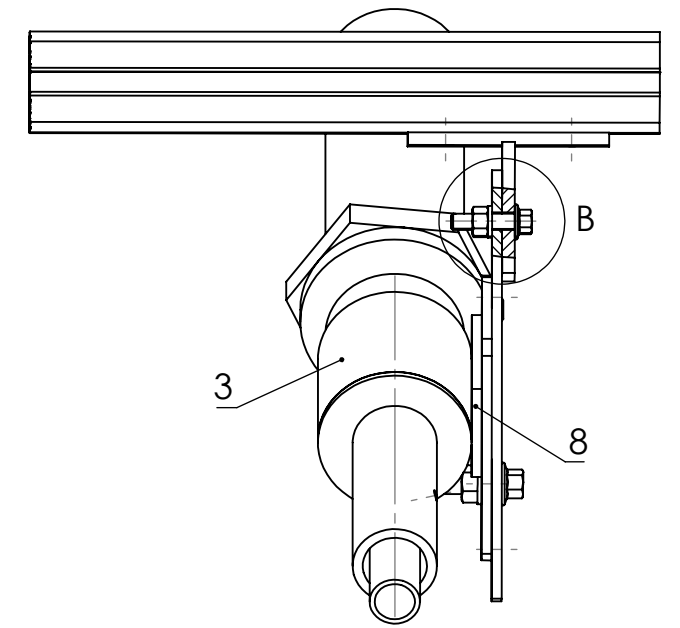
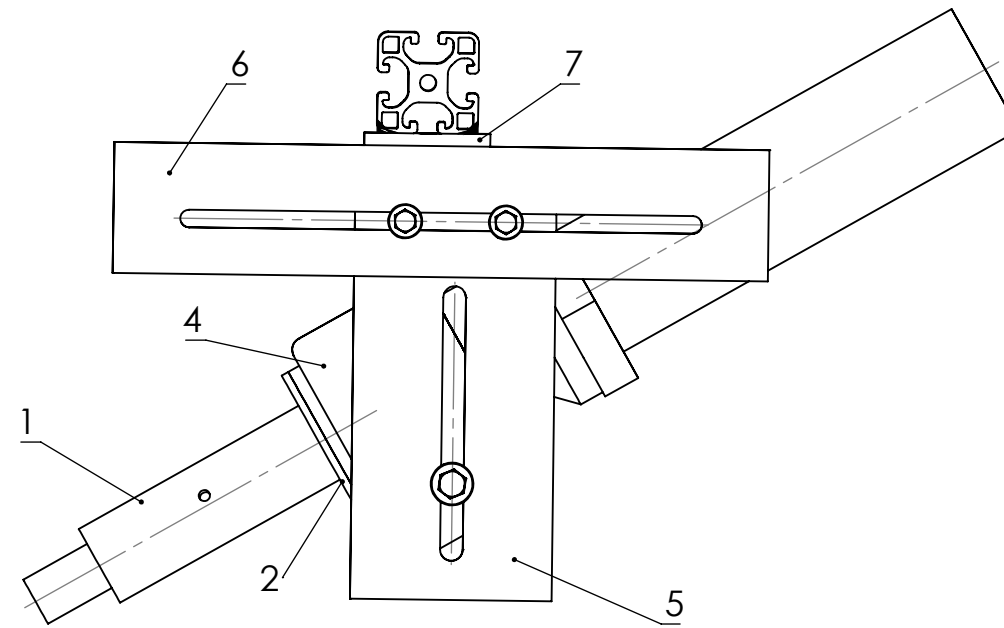
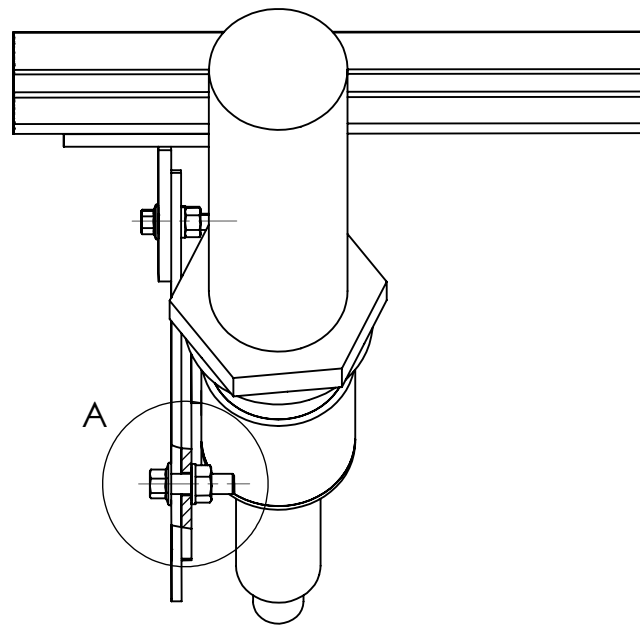
Les peces que ajuden a fer el moviment tenen una guia mecanitzada.

A continuació, s'adjunten la llista de material, el plànol de conjunt, el plànol del conjunt explosionat i els plànols de fabricació.

Marca	Descripció	Quant.	Plànol	Material
	Conjunt sistema de regulació de posició		1	
	Vista explosionada conjunt		1.0	
	Vistes isomètriques conjunt		1.0.0	
1.	Suport cilíndric tub Ø 20 mm	1	1.1	Acer F-3504
2.	Anell d'unió	1	1.2	Acer F-3504
3.	Suport cilíndric tub Ø 55 mm	1	1.3	Acer F-3504
4.	Platina guia eix Y-Y	1	1.4	Acer F-3504
5.	Guia eix Y-Y	1	1.5	Acer F-3504
6.	Guia eix Z-Z	1	1.6	Acer F-3504
7.	Platina guia eix X-X	1	1.7	Acer F-3504
8.	Platina separadora	1	1.8	Acer F-3504
9.	Cargol ISO 4162 M6x25	2		
10.	Arandela DIN 125-1 A d6.4	2		
11.	Famella ISO 4034 M6	2		
12.	Cargol ISO 4162 M8x25	1		
13.	Arandela DIN 125-1 A d8.4	1		
14.	Famella ISO 4034 M8	1		

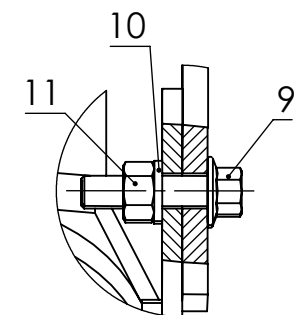
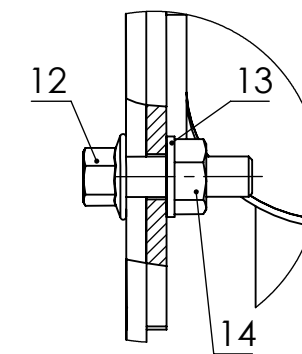
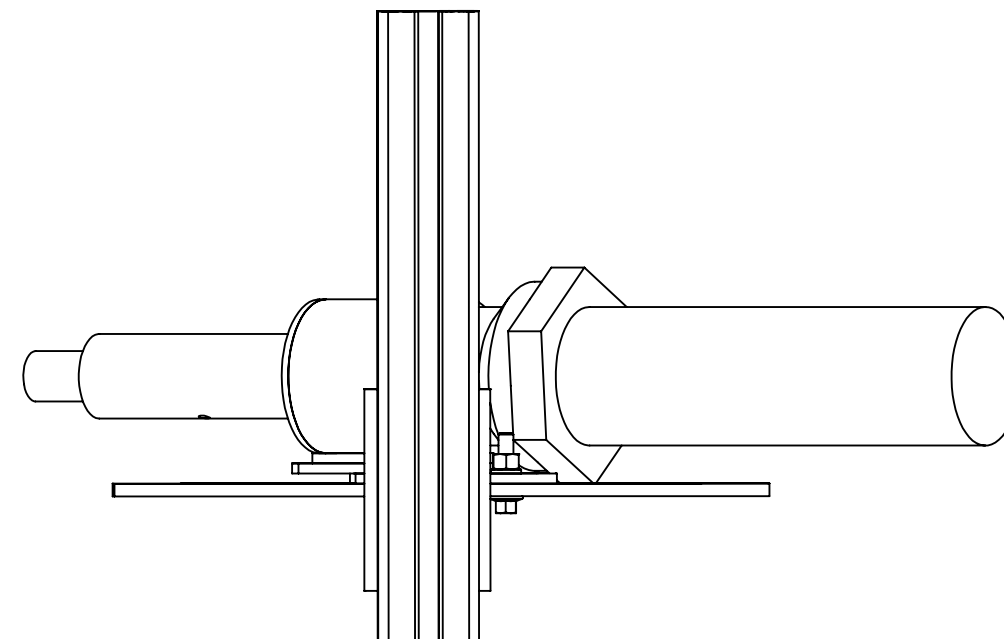
	<i>Dibuixat</i>	IAM			 UdG E.P.S.
	<i>Comprovat</i>				
<i>Escala</i>	LLISTA DE MATERIALS CONJUNT SISTEMA DE REGULACIÓ DE POSICIÓ				

1.

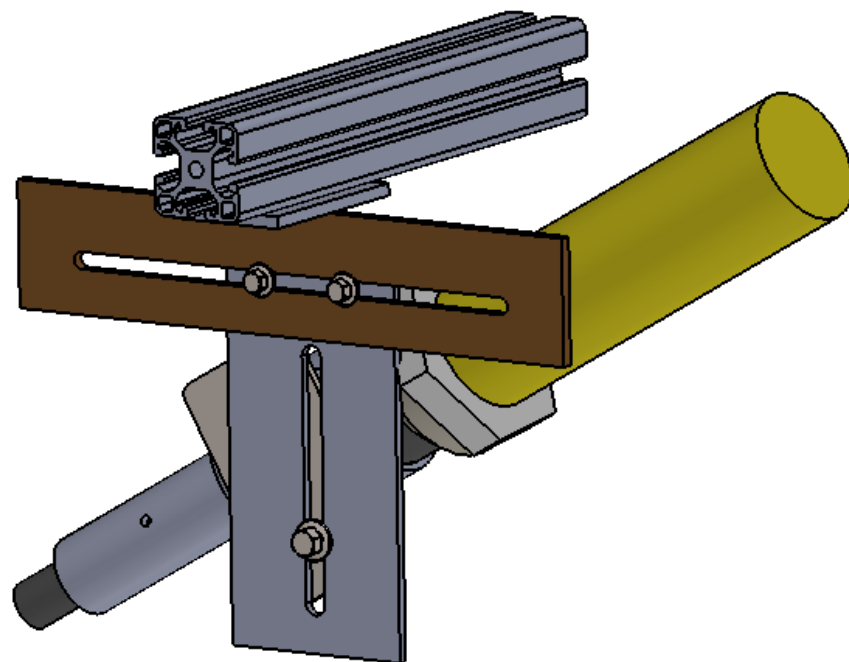


A (2:3)

B (2:3)



Toleràncies no iindicades
S.UNE.EN 22768 -mH



	Data	Nom		 UdG	ESCOLA POLITECNICA SUPERIOR
Dibuixat		IAM			
Comprovat					
id.s.norm.					
Escala 1:3 (2:3)	CONJUNT DEL SUPORT DEL DOLL				PLÀNOL 1
					Substitueix a
					Especialitat GEM

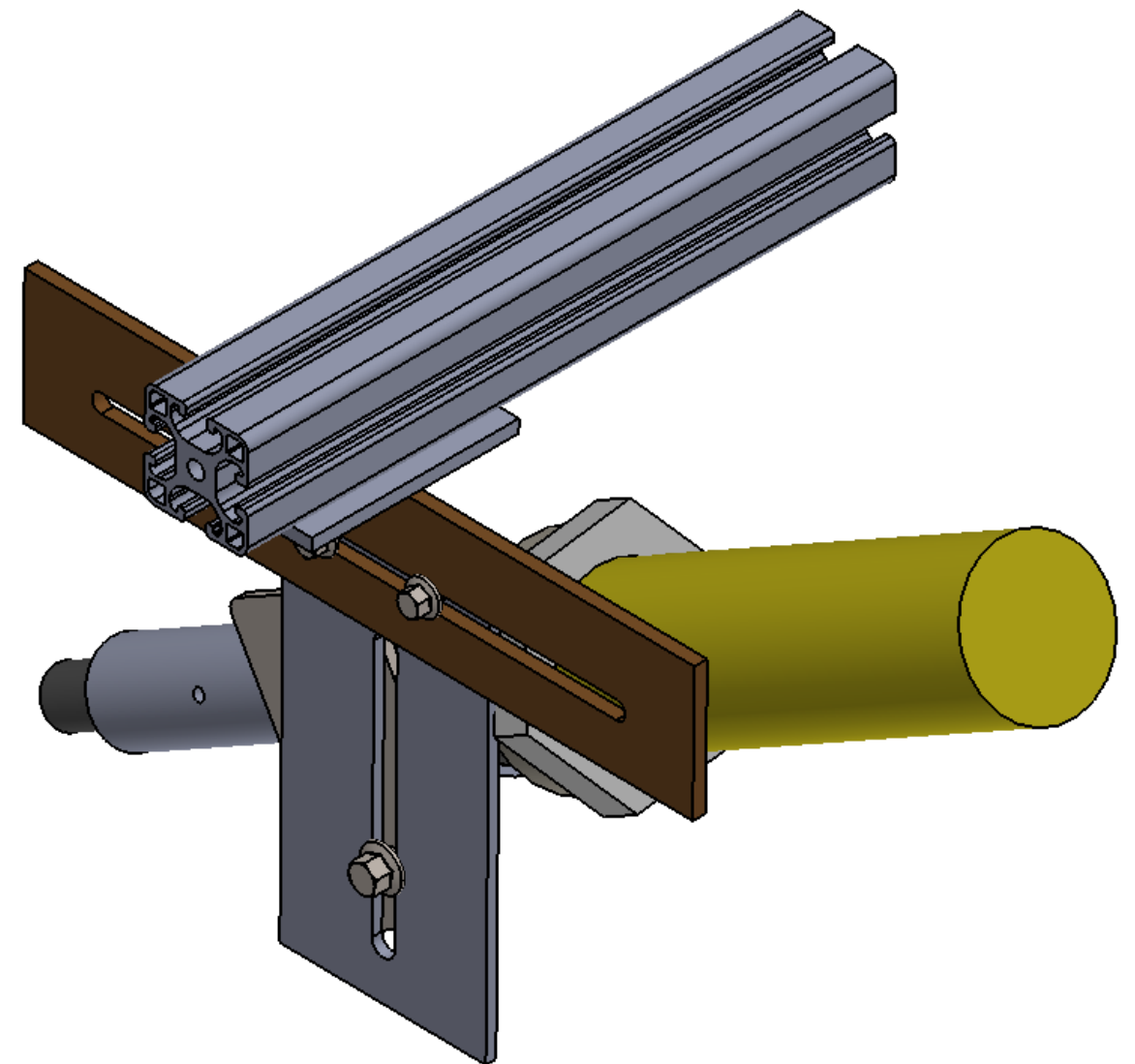
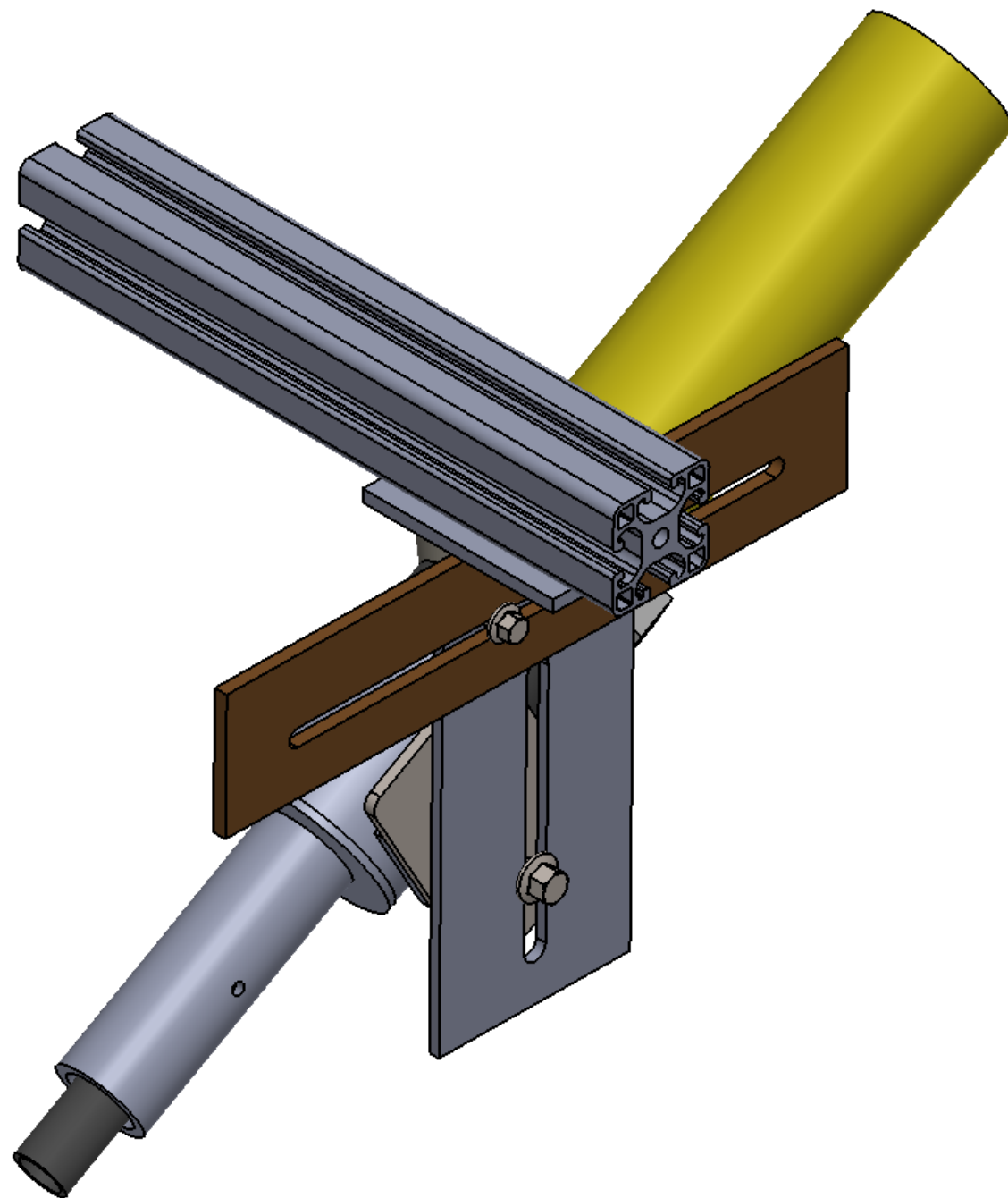
This exploded view diagram illustrates the assembly of a mechanical component. The parts are labeled with numbers 1 through 14. The components include:

- 1:** A long, dark grey extruded metal profile with a T-slot.
- 2:** A small, dark grey rectangular plate with two mounting holes.
- 3:** A larger dark grey rectangular plate with a vertical slot and two mounting holes.
- 4:** A small dark grey rectangular plate.
- 5:** A dark grey cylindrical sleeve.
- 6:** A small dark grey rectangular plate with a single mounting hole.
- 7:** A dark grey cylindrical cap or plug.
- 8:** A dark grey cylindrical component, possibly a bush or spacer.
- 9:** A dark grey cylindrical component, possibly a bush or spacer.
- 10:** A dark grey cylindrical component, possibly a bush or spacer.
- 11:** A dark grey cylindrical component, possibly a bush or spacer.
- 12:** A dark grey cylindrical component, possibly a bush or spacer.
- 13:** A dark grey cylindrical component, possibly a bush or spacer.
- 14:** A long, yellow cylindrical component with a black rod passing through it, secured by a grey hex nut and a grey lock washer.

The diagram shows the relative positions and assembly sequence of these parts, with the yellow component (14) being the final assembly shown in the bottom right corner.

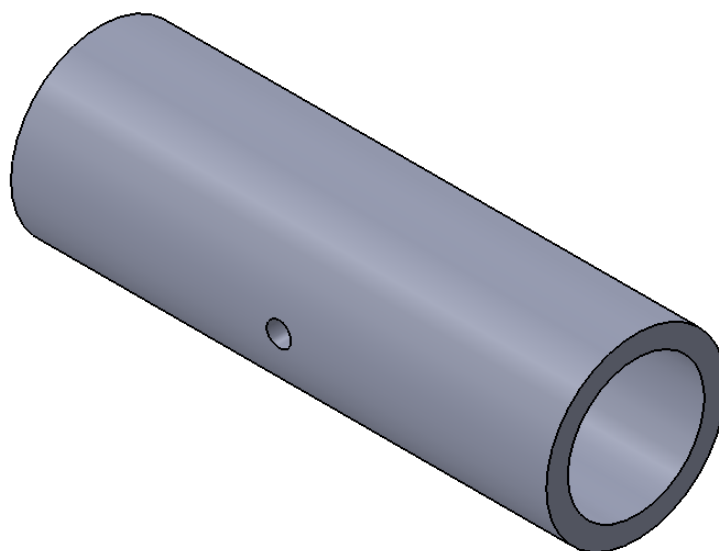
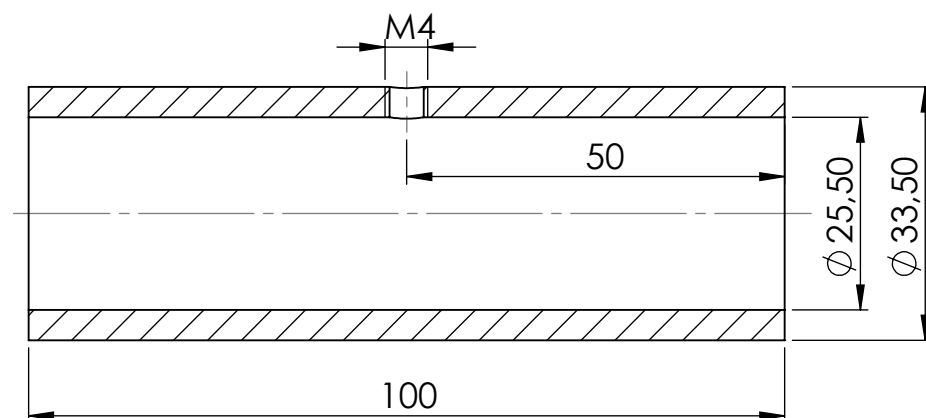
	<i>Data</i>	<i>Nom</i>		 UdG	ESCOLA POLITECNICA SUPERIOR
<i>Dibuixat</i>		IAM			
<i>Comprovat</i>					
<i>id.s.norm.</i>					
<i>Escala</i>	1:3 VISTA EXPLOSIONADA			PLÀNOL 2	
				<i>Substitueix a</i>	
				<i>Especialitat</i> GEM	

1.0.0



	Data	Nom		UdG	ESCOLA POLITECNICA SUPERIOR
Dibuixat		IAM			
Comprovat					
id.s.norm.					
Escala	VISTES ISOMÈTRIQUES				PLÀNOL 3
1:2					Substitueix a
					Especialitat GEM

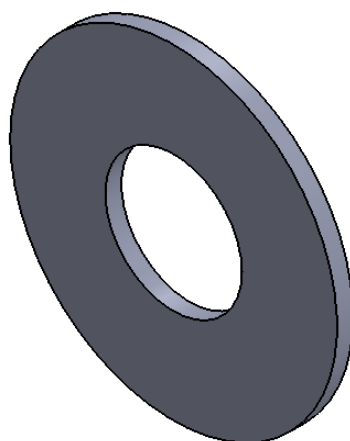
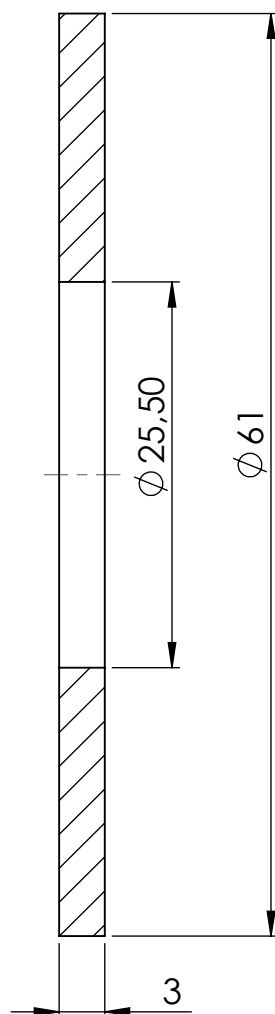
1.1



Toleràncies no indicades
S. UNE. EN 22768-mH
Material: acer F-3504

	<i>Dibuixat</i>	IAM			 UdG E.P.S.
	<i>Comprovat</i>				
<i>Escala</i> 2:1	TUB DOLL PRIM				Plànol 4

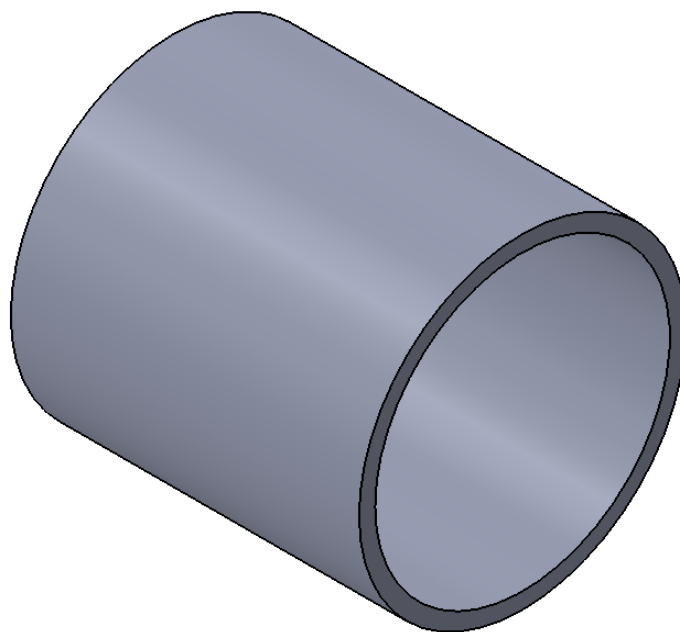
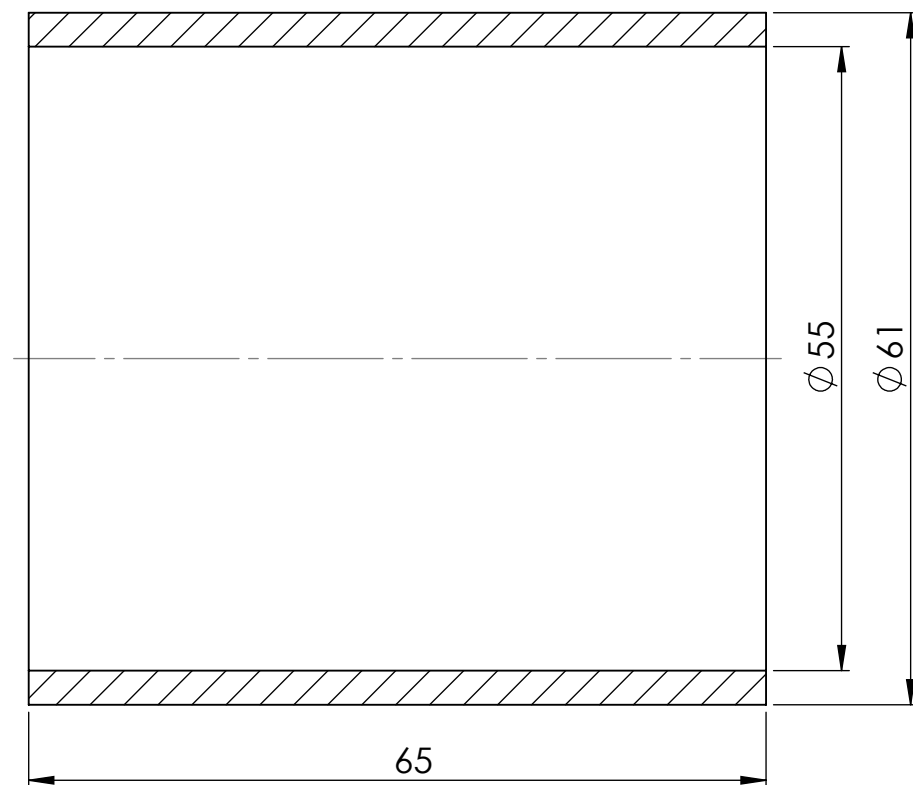
1.2



Toleràncies no indicades
S. UNE. EN 22768-mH
Material: acer F-3504

		Dibuixat	IAM			 UdG E.P.S.
		Comprovat				
Escala 2:1 (1:1)	PLATINA INTERMITJA					Plànol 5

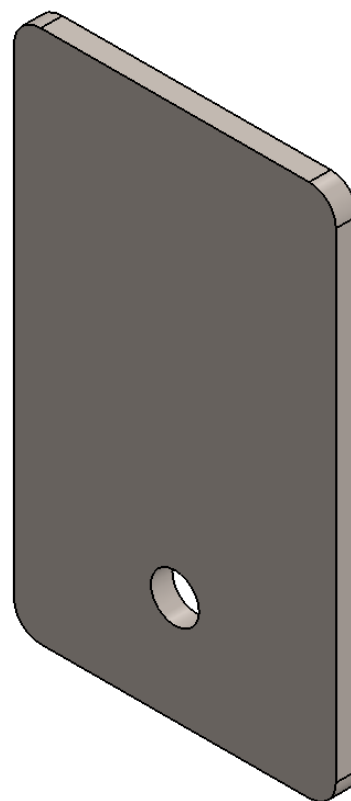
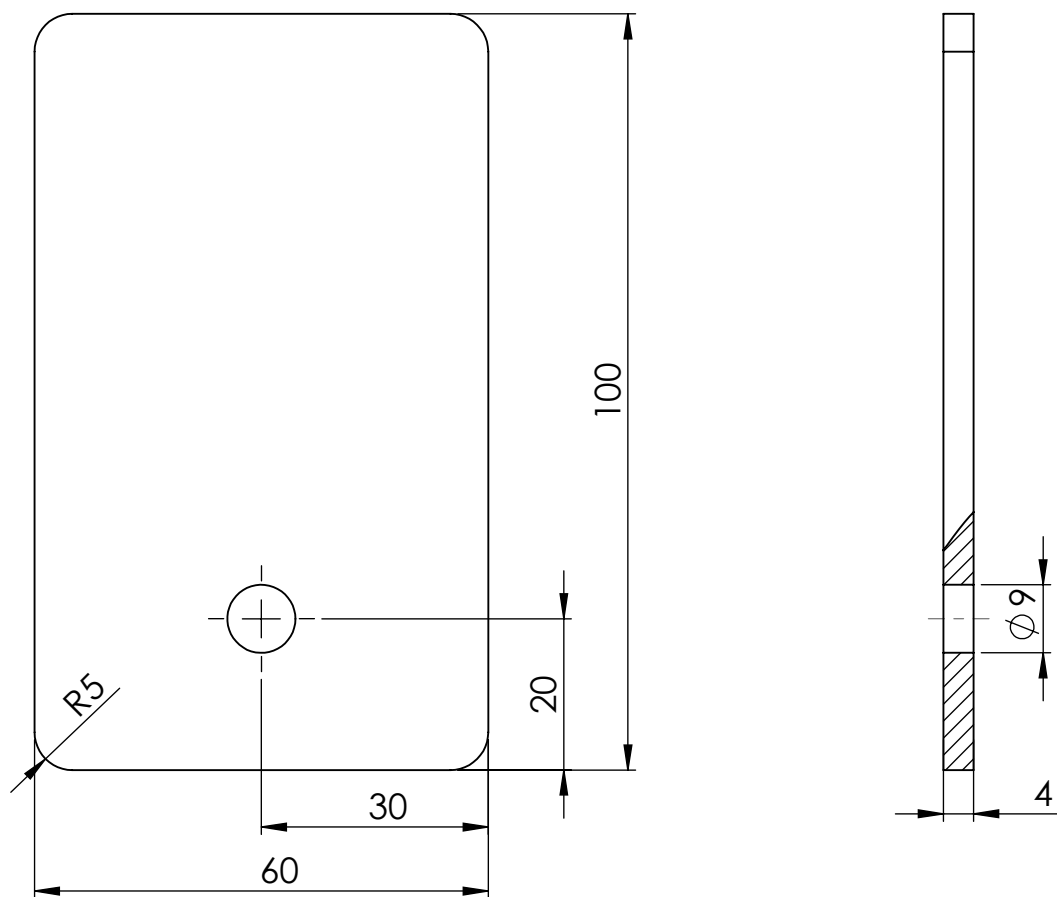
1.3



Toleràncies no indicades
S. UNE. EN 22768-mH
Material: acer F-3504

	<i>Dibuixat</i>	IAM			 UdG E.P.S.
	<i>Comprovat</i>				
<i>Escala</i> 2:1 (1:1)	TUB DOLL GRUIX				Plànol 6

1.4

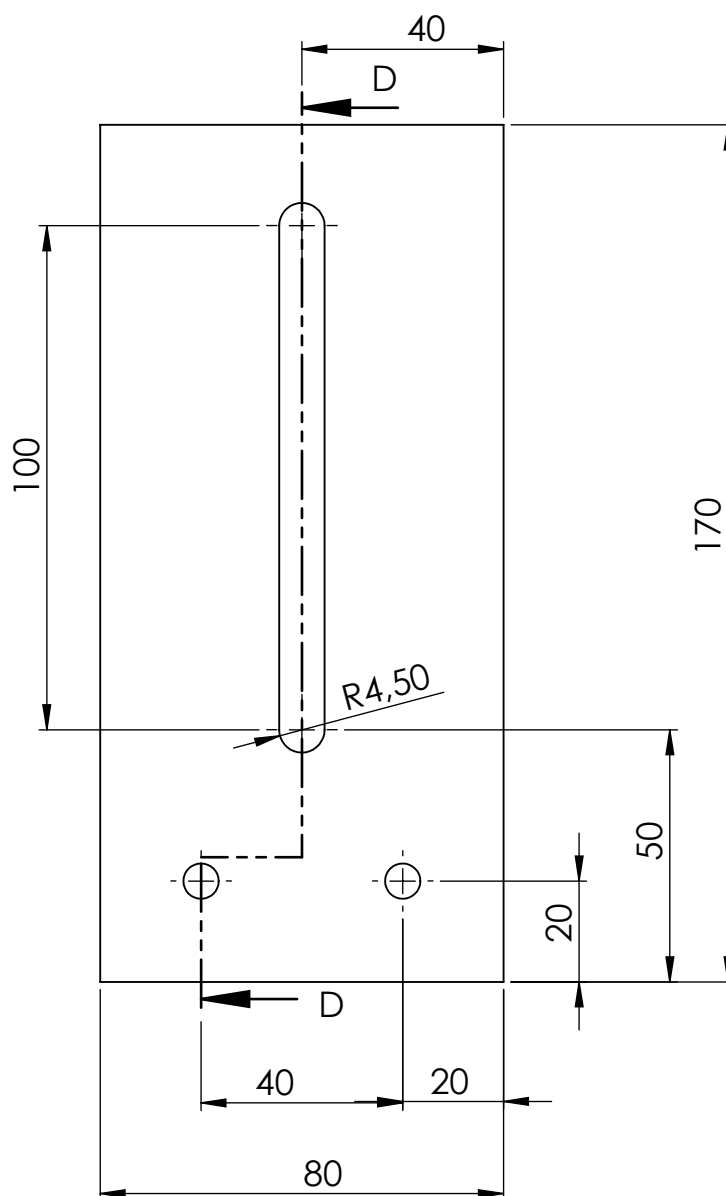
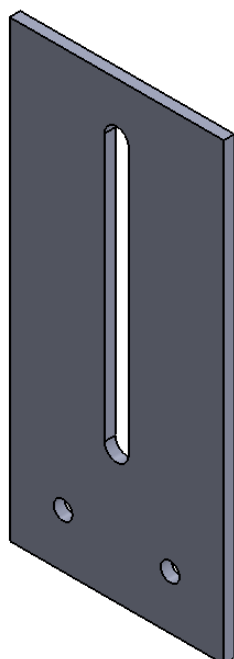
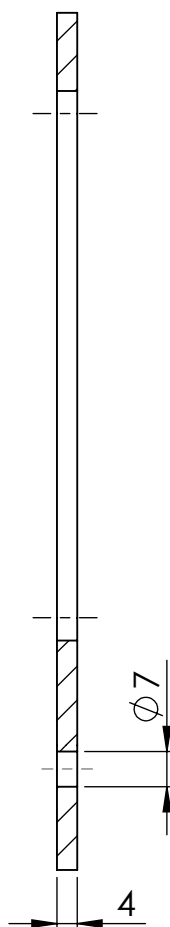


Toleràncies no indicades
S. UNE. EN 22768-mH
Material: acer F-3504

		Dibuixat	IAM			 UdG E.P.S.
		Comprovat				
Escala 1:1	PLATINA GUIA EIX Y-Y					Plànol 7

1.5

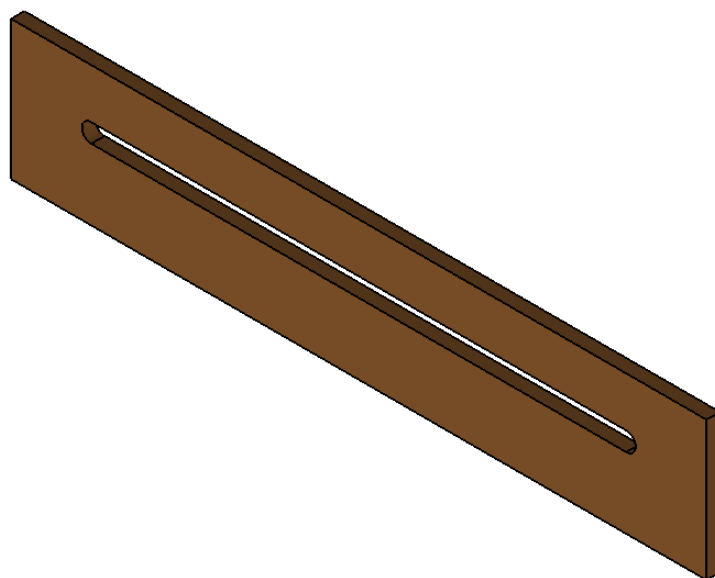
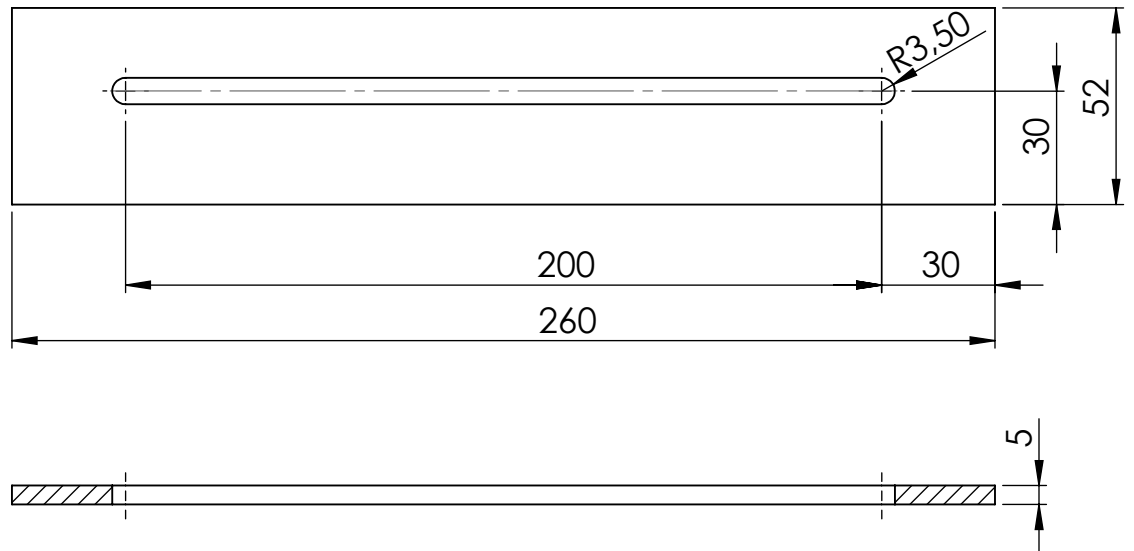
SECCIÓ D-D



Toleràncies no indicades
S. UNE. EN 22768-mH
Material: acer F-3504

ESCALA 1:2		Dibuat	IAM			 UdG E.P.S.
		Comprovat				
Escala 2:3	GUIA EIX Y-Y					Plànol 8

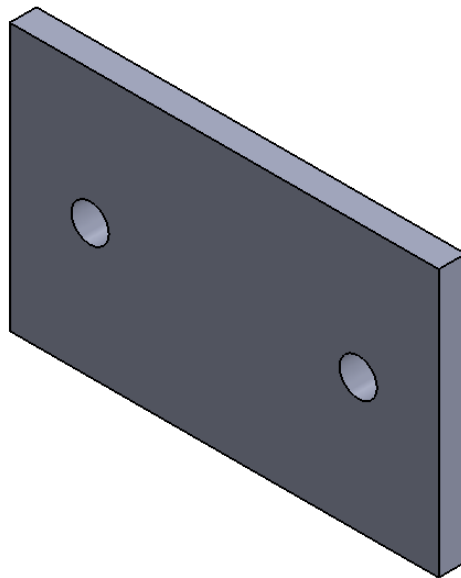
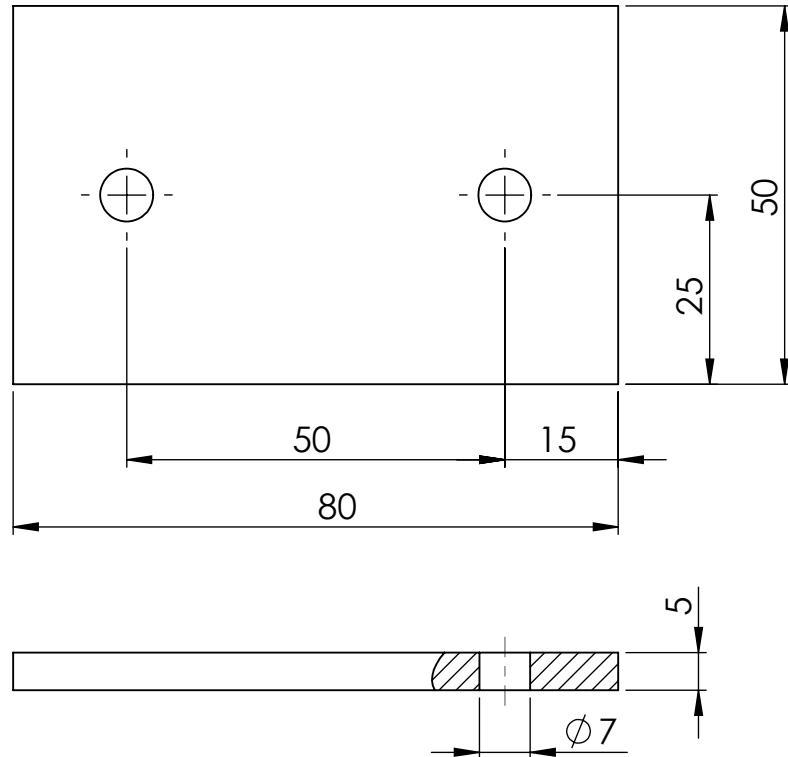
1.6



Toleràncies no indicades
S. UNE. EN 22768-mH
Material: acer F-3504

		<i>Dibuixat</i>	IAM			 UdG E.P.S.
		<i>Comprovat</i>				
<i>Escala</i> 1:2	GUIA EIX Z-Z					Plànol 9

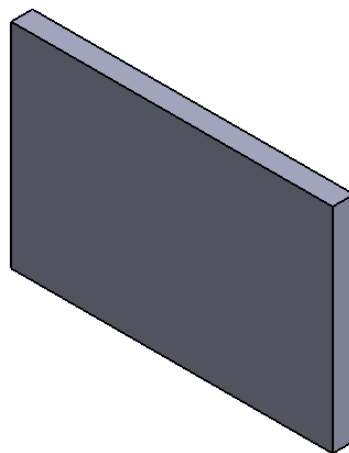
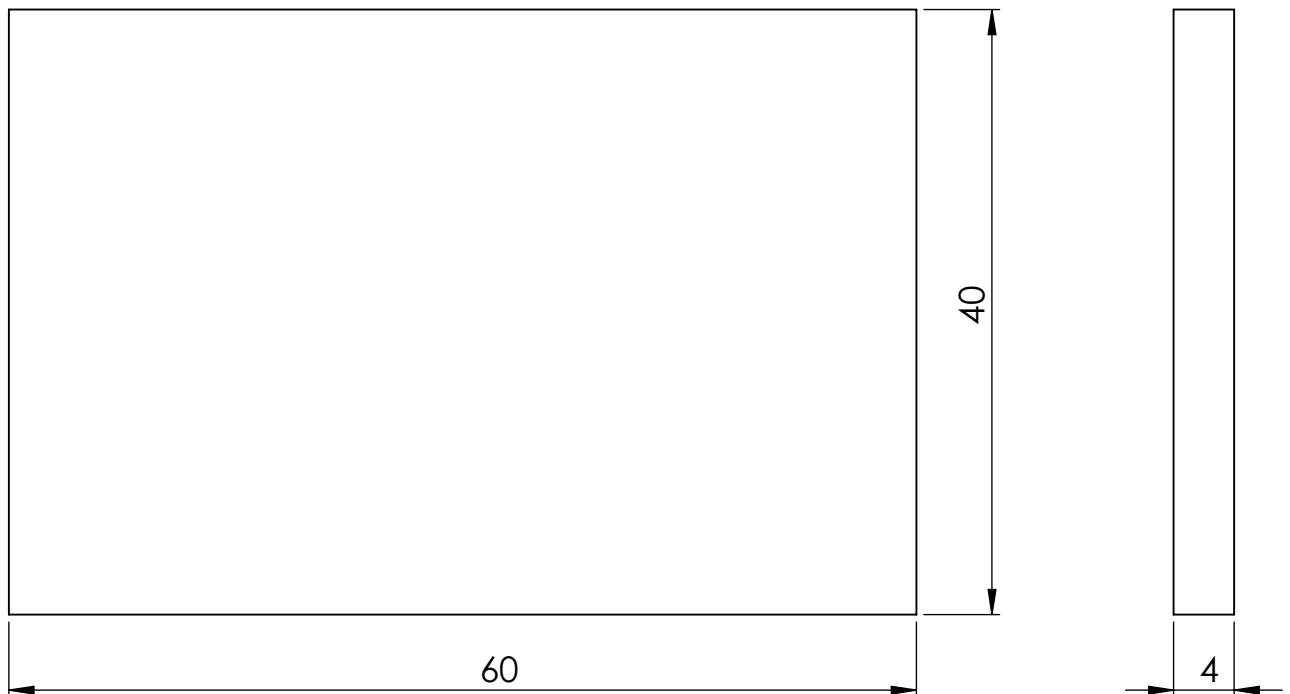
1.7



Toleràncies no indicades
S. UNE. EN 22768-mH
Material: acer F-3504

	<i>Dibuixat</i>	IAM			 UdG E.P.S.
	<i>Comprovat</i>				
<i>Escala</i> 1:2	PLATINA GUIA EIX X-X				Plànol 10

1.8



Toleràncies no indicades
S. UNE. EN 22768-mH
Material: acer F-3504

		<i>Dibuixat</i>	IAM			 UdG E.P.S.
		<i>Comprovat</i>				
<i>Escala</i> 2:1 (1:1)	PLATINA SEPARADORA					Plànol 11

Annex C

COMPARACIÓ DE LES SIMULACIONS

En el següent annex es comparen els resultats de les gràfiques obtingudes a partir la simulació amb l'*STAR CCM+*. Es mostren les diferències de parell, velocitats del fluid i punt de màxima pressió que hi ha entre les diferents configuracions d'angle d'inclinació del doll.

Com que per cada regim de gir s'ha realitzat una simulació, llavors es mostra només aquesta comparació per a un únic regim de gir, ja que l'objectiu d'aquest annex és entendre com es fa la comparació.

La comparació es realitza a un règim de gir de 165 r.p.m, que més o menys és una velocitat que es troba entre mig del màxim i la mínima que s'ha simulat la turbina. I amb uns paràmetres de disseny fixats als valors de :

$$\alpha=30^\circ, R= 280 \text{ mm}, N=30 \text{ àleps i } \Delta x= 13 \text{ mm}$$

Llavors, com s'ha comentat es compararan tres variables:

- Parell
- Velocitats del fluid
- Pressió

Però abans, es determina l'increment de temps (Δt) entre àleps en funció de la velocitat de gir, ja que és necessària per la simulació.

Com que sabem que el rodet fa 360° i cada certs graus hi ha un àlep, llavors la separació entre àleps és:

$$\Delta\theta = \frac{360^\circ}{N} \quad (\text{eq. C.1})$$

I com que volem saber el temps que triga a fer el $\Delta\theta$ depenen de la velocitat de gir (ω), llavors:

$$\Delta\theta = \frac{360^\circ}{N} = \omega \cdot \Delta t \quad (\text{eq. C.2})$$

Un cop obtinguda l'equació, s'aïlla el terme Δt i es multiplica per un factor ($\pi/180^\circ$), per passar de graus ($^\circ$) a radiants (rad).

$$\Delta t = \frac{\frac{360^\circ}{N}}{\omega} \cdot \frac{\pi}{180^\circ} \quad (\text{eq. C.3})$$

On,

ω = velocitat angular (rad/s)

Δt = període entre àleps (s)

N= nombre d'àleps

En el cas mostrat de 165 rpm, el període dona $\Delta t = 0,0121$ s. Sabem que les gràfiques de a continuació són per a un règim de gir de 165 rpm, llavors, es pot comparar el període i veure si es correspon al període de la equació C.3. En aquest cas el període en tres gràfiques donen un valor de 0,12 s, llavors es veu com coincideix amb el valor calculat.

Es mostren les gràfiques del parell en els tres eixos (Tx, Ty, Tz) i com s'ha comentat en el capítol 6, el parell que afavoreix la rotació de la turbina és el parell en l'eix y.

- Cas 1: parell exercit quan l'angle d'inclinació és de 20°

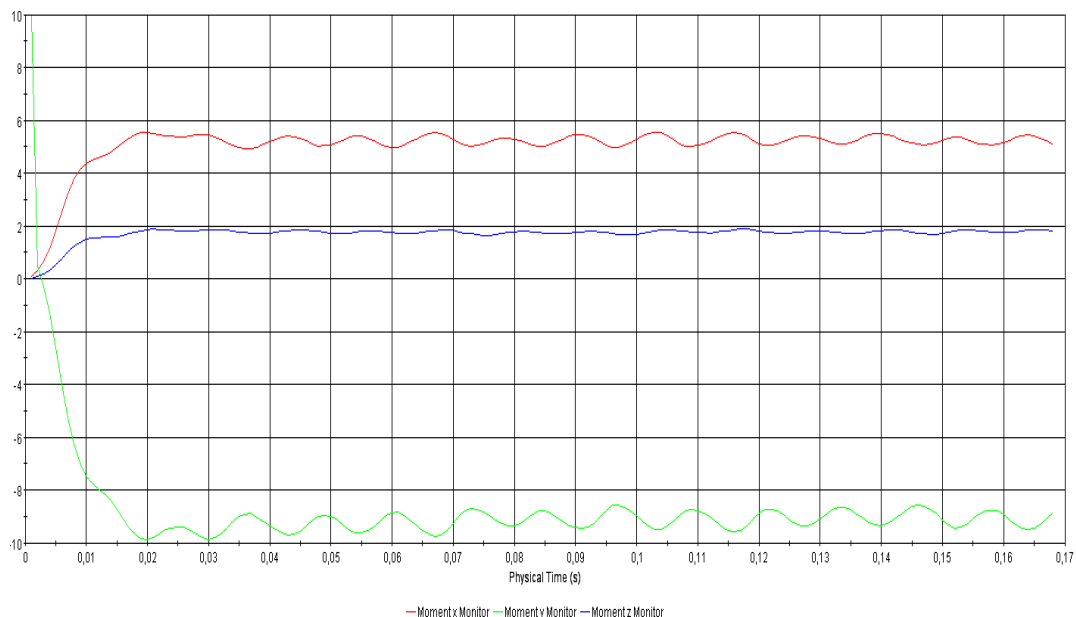


Figura 74. Gràfica dels parells creat amb un angle d'inclinació de 20° , en l'eix d'ordenades parell (Nm) i en el de coordenades physical time (s)

- Cas 2: parell exercit quan l'angle d'inclinació és de 30°

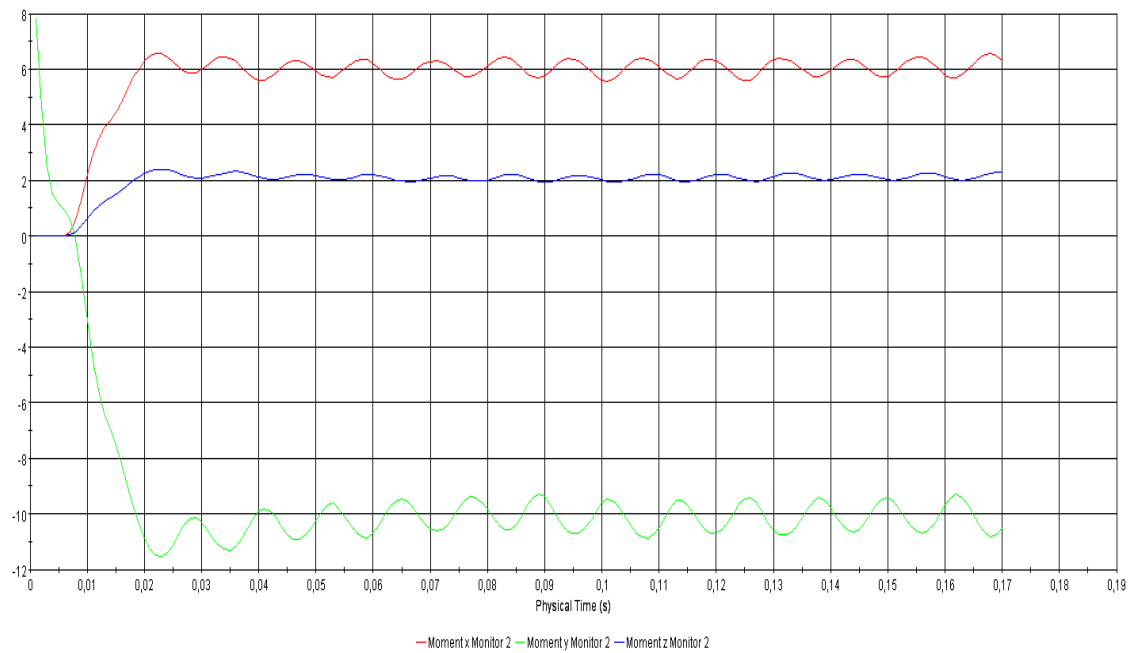


Figura 75. Gràfica dels parells creat amb un angle d'inclinació de 30° , en l'eix d'ordenades parell (Nm) i en el de coordenades physical time (s)

- Cas 3: parell exercit quan l'angle d'inclinació és de 45°

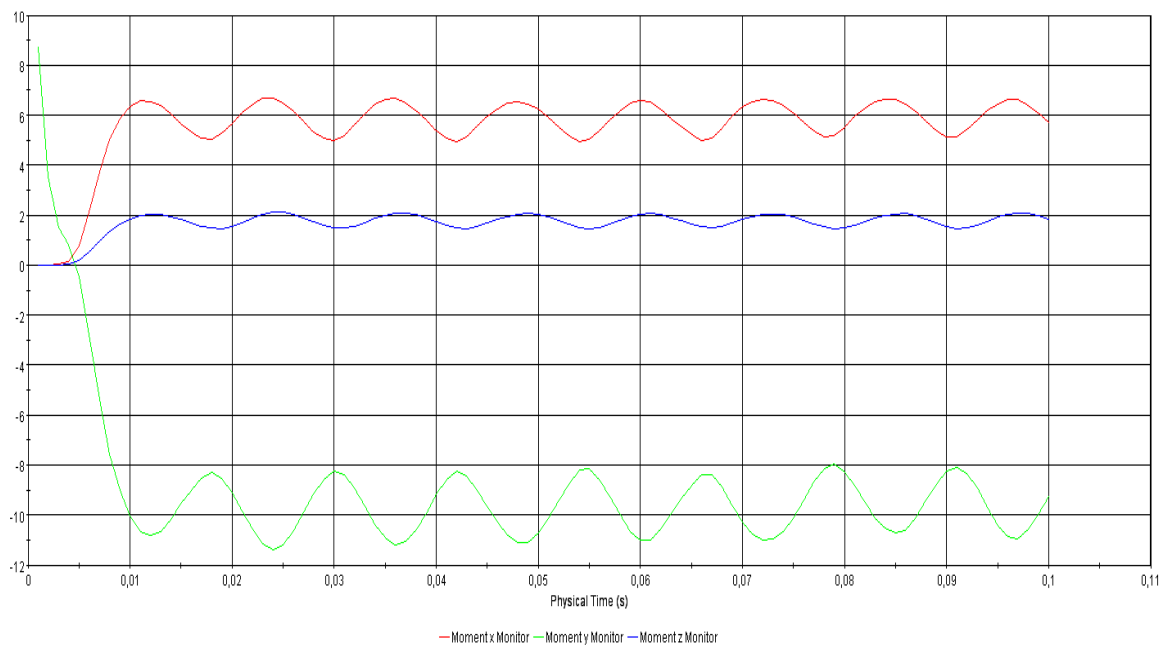


Figura 76. Gràfica dels parells creat amb un angle d'inclinació de 45° , en l'eix d'ordenades parell (Nm) i en el de coordenades physical time (s)

El parell y (T_y) és la corba representada de color verd i és parell que afavoreix a la rotació de la turbina. S'observa que en el cas de 20° aquest parell dóna 9.14 Nm, en el cas de 30° dóna 10.03 Nm i finalment en el de 45° dóna un valor de 9.58 Nm. S'ha de dir que les variacions de parell entre una configuració i l'altre no són molt significatives. Però es demostra com a 30° el parell és superior. També comentar que els altres parells representats en els gràfics són importants, ja que són parells que afavoreixen la bolcada de la turbina en un eix o en un altre. A continuació es mostra la taula 29, on es mostren els valors d'aquests parells.

λ	T_x (Nm)	T_z (Nm)
20°	5,5	1,8
30°	6	2,1
45°	5,8	1,9

Taula 29. Parells (T_x) i (T_y) que afavoreixen la bolcada de la turbina

S'observa com la variació dels parells en funció de l'angle λ no és massa significativa. Sí que es pot dir que el parell (T_x) té uns valors que s'han de tenir en compte si es vol dissenyar un sistema com aquest, en canvi el parell (T_z) no té tanta influència.

També comentar que l'amplitud de les senyals dels moments tenen una relació directa amb l'angle d'inclinació del doll λ , ja que per a angles petits (20°) hi ha molta component (x) i això fa que impacti amb més àleps a la vegada i això farà que l'amplitud sigui més gran. En canvi amb angles grans (45°), no hi haurà tanta component (x) i només impactarà a la vegada amb menys àleps.

En els casos de velocitats del flux d'aigua, es mostren la direcció i sentit de les velocitats que segueix el fluid, a més a més es mostra la velocitat màxima i mínima que arriba a tenir el flux.

- Cas 1: velocitats quan l'angle d'inclinació és de 20°

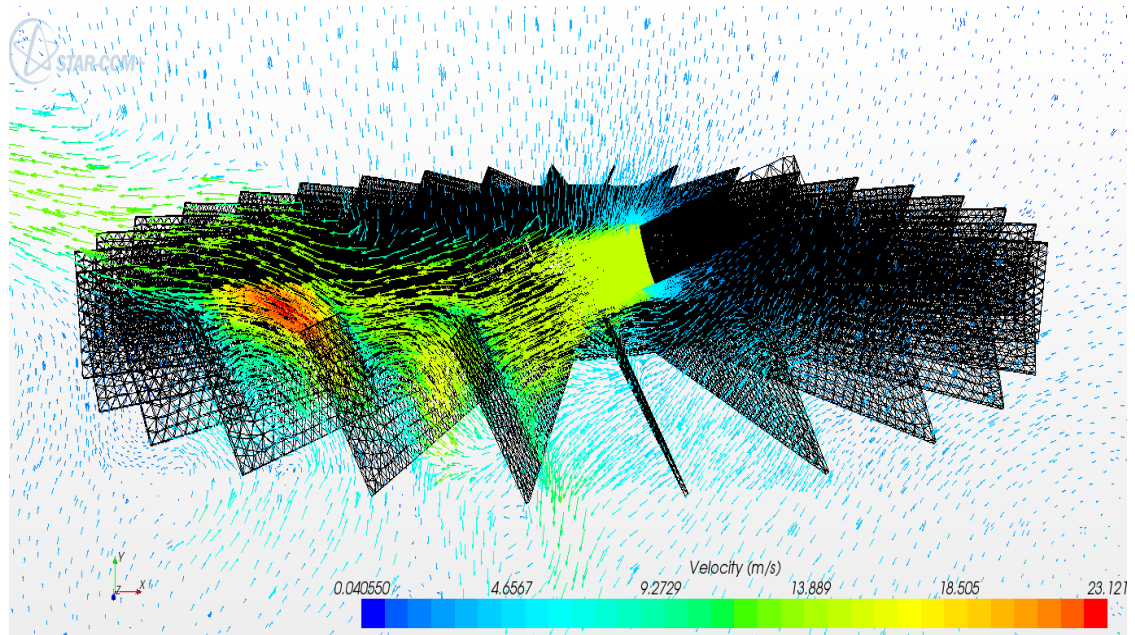


Figura 77. Velocitats de la barra indicadora en (m/s) amb un angle d'inclinació de 20°

- Cas 2: velocitats quan l'angle d'inclinació és de 30°

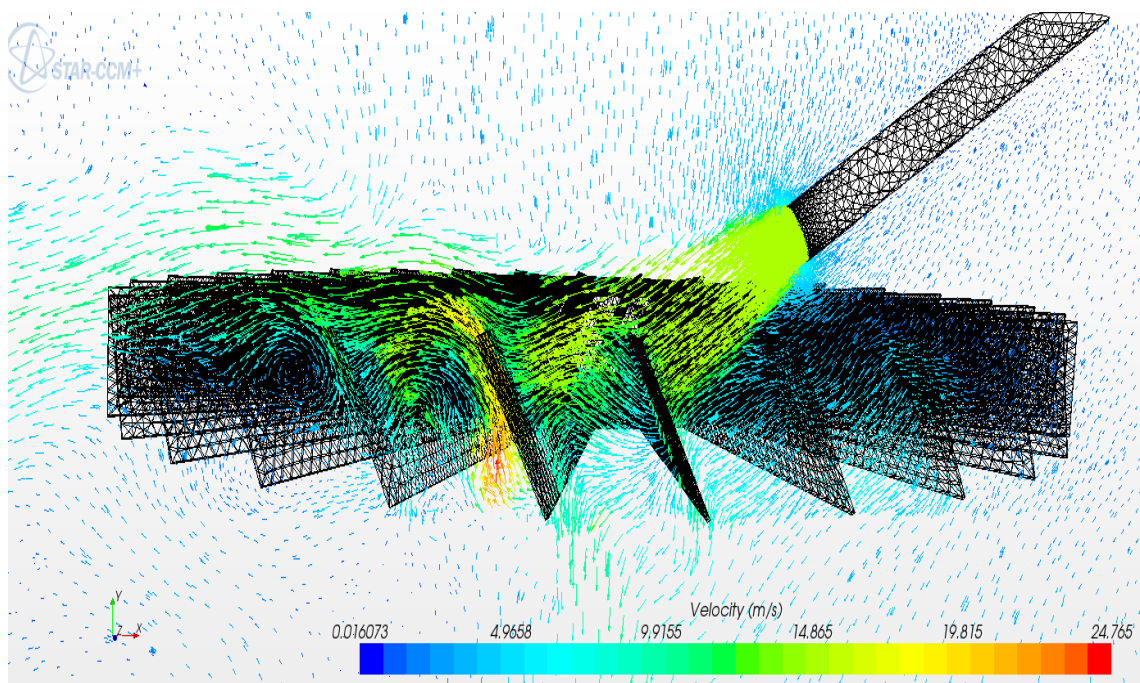


Figura 78. Velocitats de la barra indicadora en (m/s) amb un angle d'inclinació de 30°

- Cas 3: velocitats quan l'angle d'inclinació és de 45°

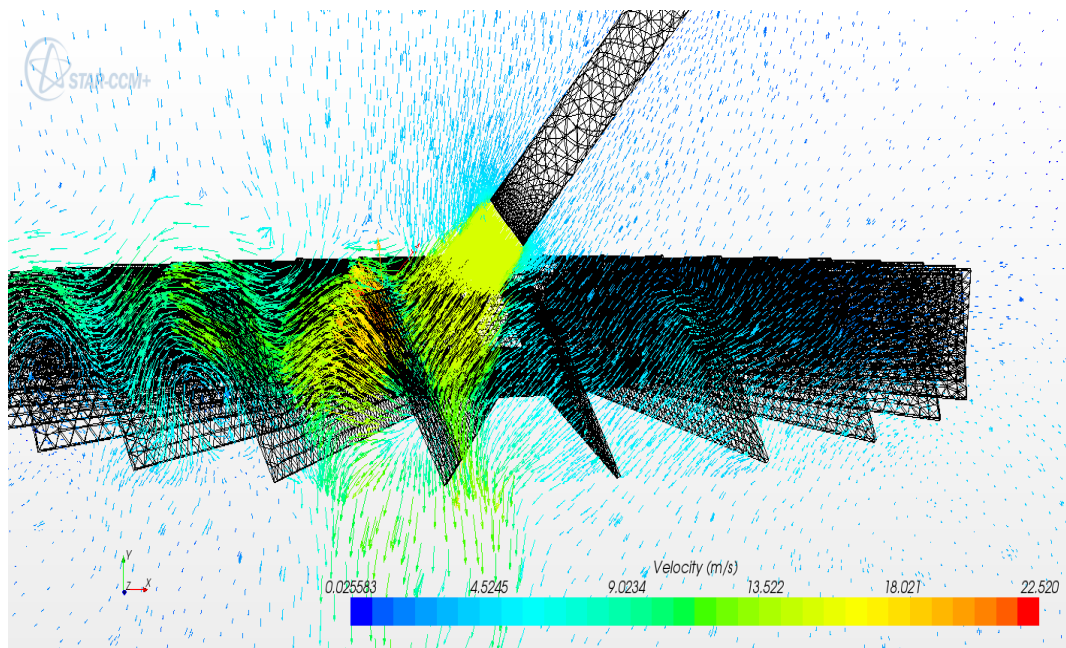


Figura 79. Velocitats de la barra indicadora en (m/s) amb un angle d'inclinació de 45°

Les velocitats màximes del flux són de 23.121 m/s, 24.765 m/s i 22.520 m/s respectivament. Es veu clarament que en la configuració de 20° , gran part del fluid no arriba a impactar contra els àleps i s'escapa en la direcció $(-x)$ lliurement. En canvi per la configuració de 45° s'observa que el flux té tendència a escapar-se per la direcció $(-y)$. Finalment la de 30° no s'observa aquests efectes, ja que coincideix que l'angle de l'àlep i l'angle del doll formen 90° i això afavoreix que el flux impacti perpendicularment contra l'àlep.

L'últim cas comparat és la pressió que exerceix el fluid contra l'àlep, aquest també varia en funció de l'angle del doll, ja que teòricament quan l'angle entre l'àlep i el doll formen 90° ha de coincidir amb la pressió màxima.

- Cas 1: pressions quan l'angle d'inclinació és de 20°

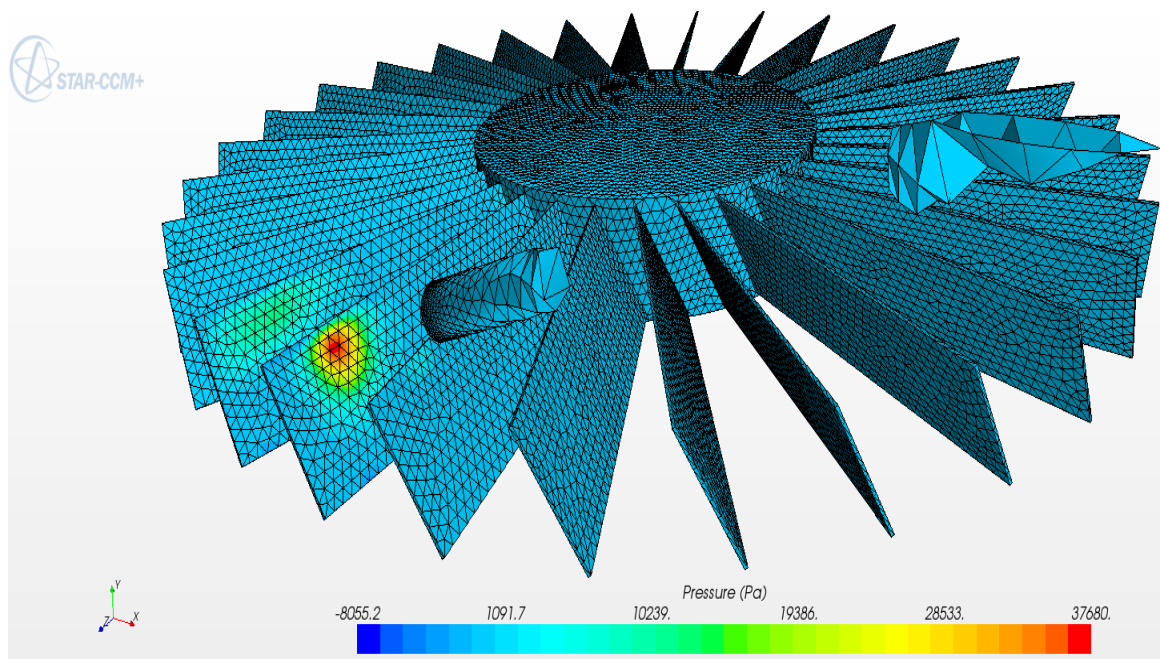


Figura 80. Pressions en (Pa) amb un angle d'inclinació de 20°

- Cas 2: pressions quan l'angle d'inclinació és de 30°

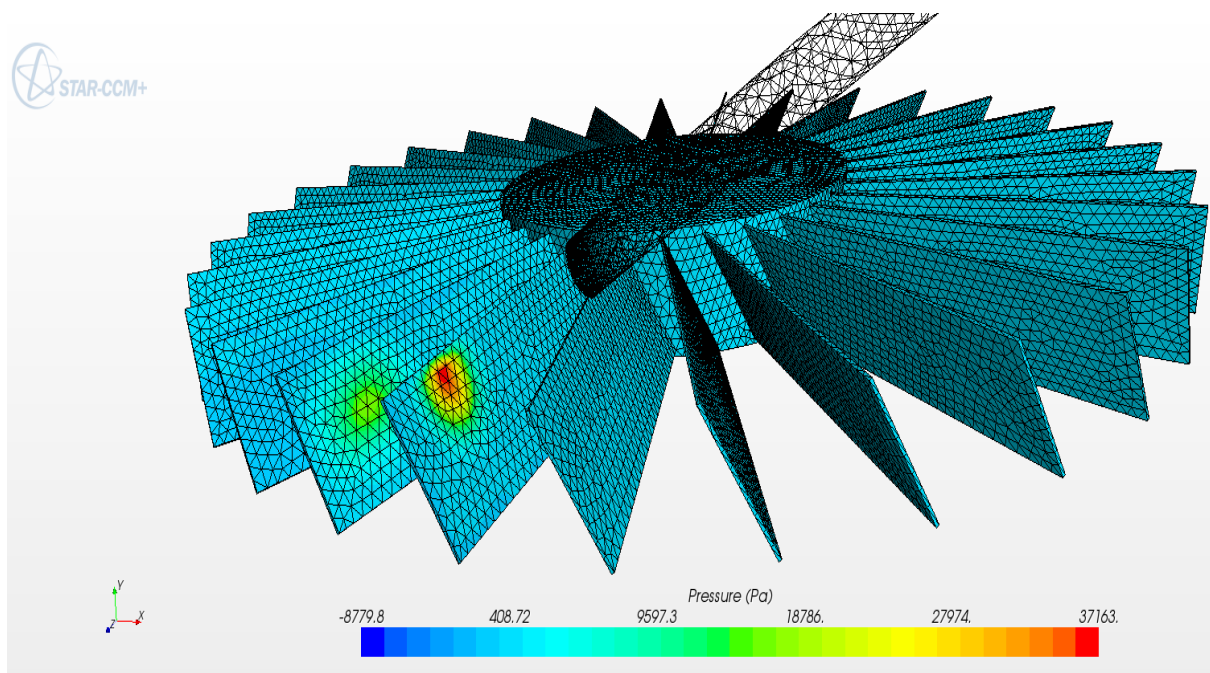


Figura 81. Pressions en (Pa) amb un angle d'inclinació de 30°

- Cas 3: pressions quan l'angle d'inclinació és de 45°

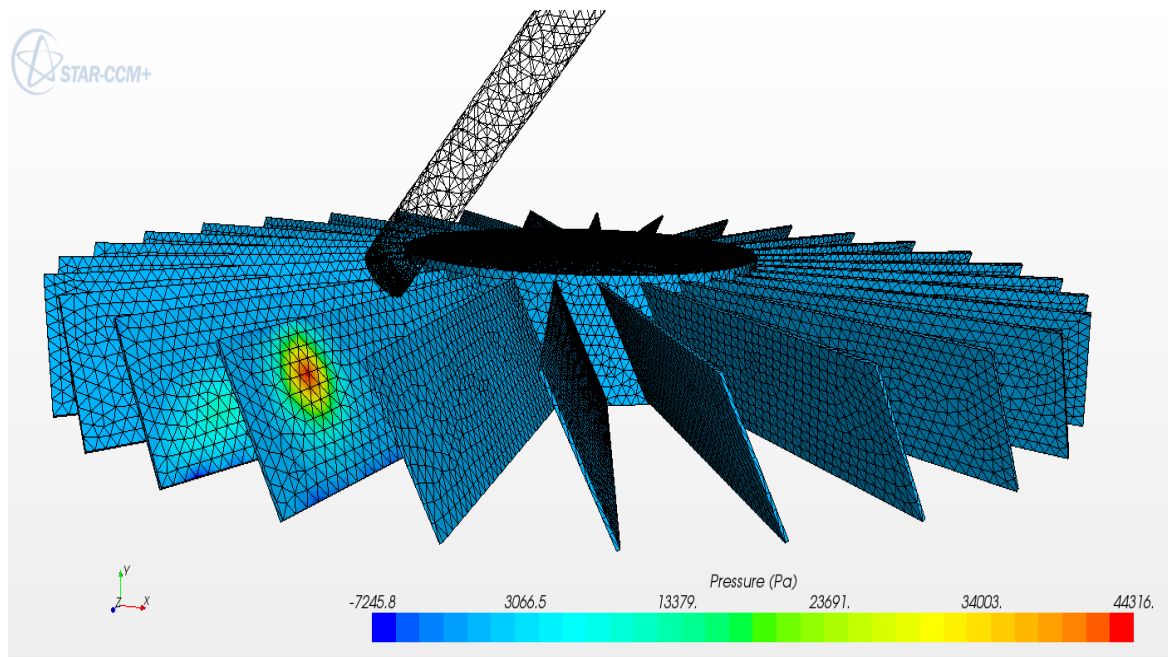


Figura 82. Pressions en (Pa) amb un angle d'inclinació de 45°

En aquest cas les pressions màximes no es troben en la configuració de 30° , sinó que es troben en la de 45° . El motiu és perquè el doll d'aigua a 45° al impactar amb menys àleps a la vegada, la pressió és més gran. És a dir, amb un angle de 20° , el raig d'aigua sencer no tocarà en cap moment un únic àlep, això repercuteix a la pressió. En canvi, per a un angle de 45° , al haver menys component en (x), llavors el raig d'aigua sencer si que arriba a tocar un únic àlep.

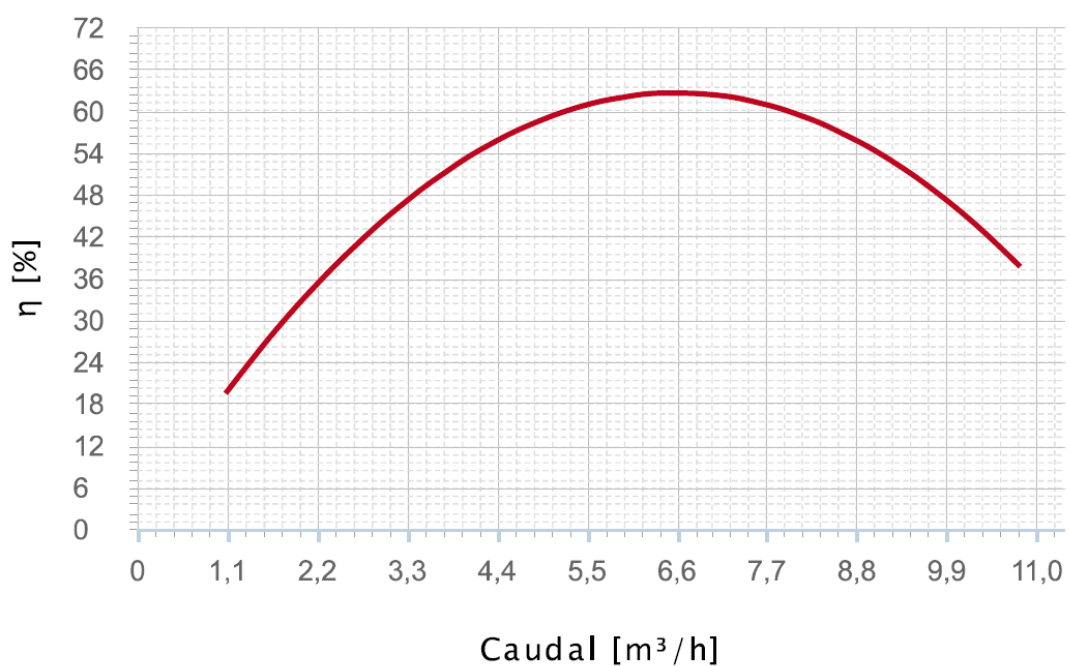
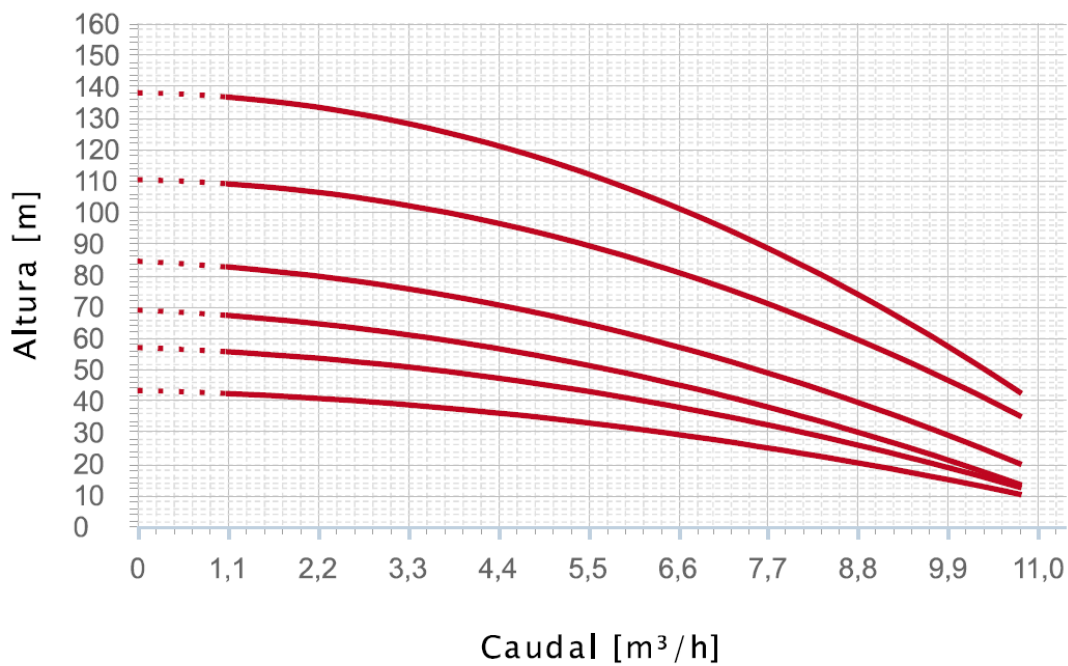
Annex D

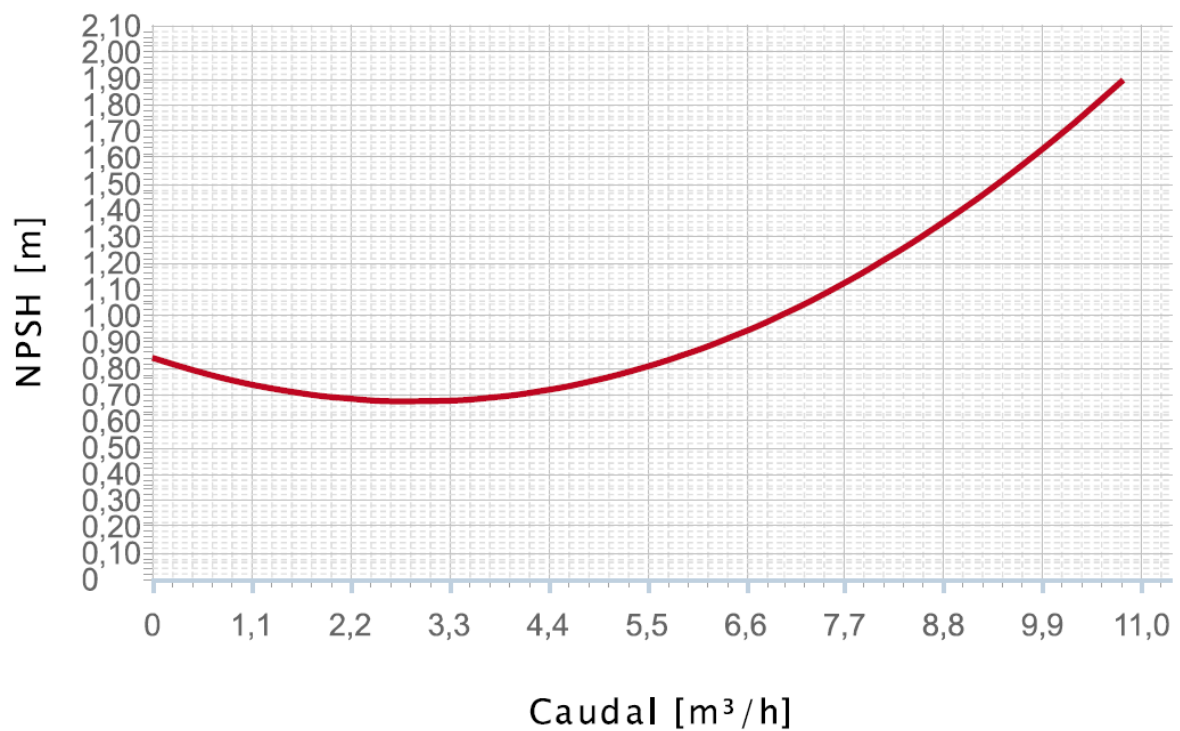
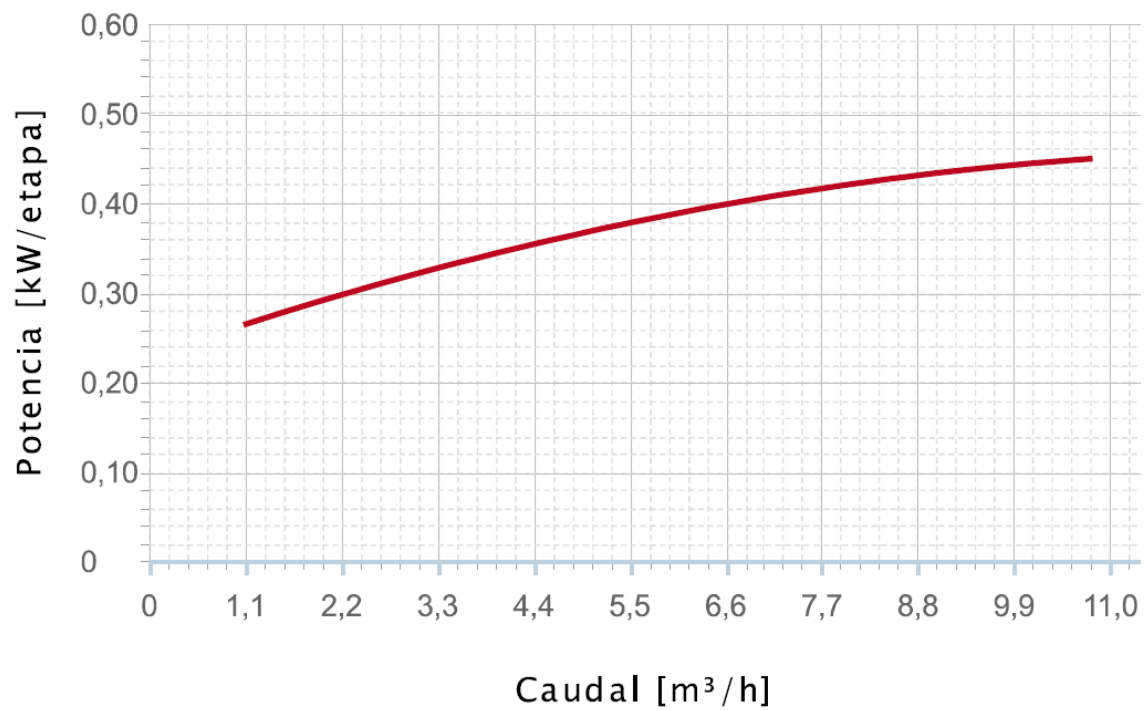
DESCRIPCIONS TÈCNIQUES DEL BANC DE PROVES

D.1 Bombes hidràuliques

La instal·lació hidràulica té un total de dues bombes hidràuliques de la sèrie MULTI 35N de l'empresa ESPA .

Ara es mostraran les corbes característiques d'alçada, potència, rendiment i NPSH de la bomba instal·lada.



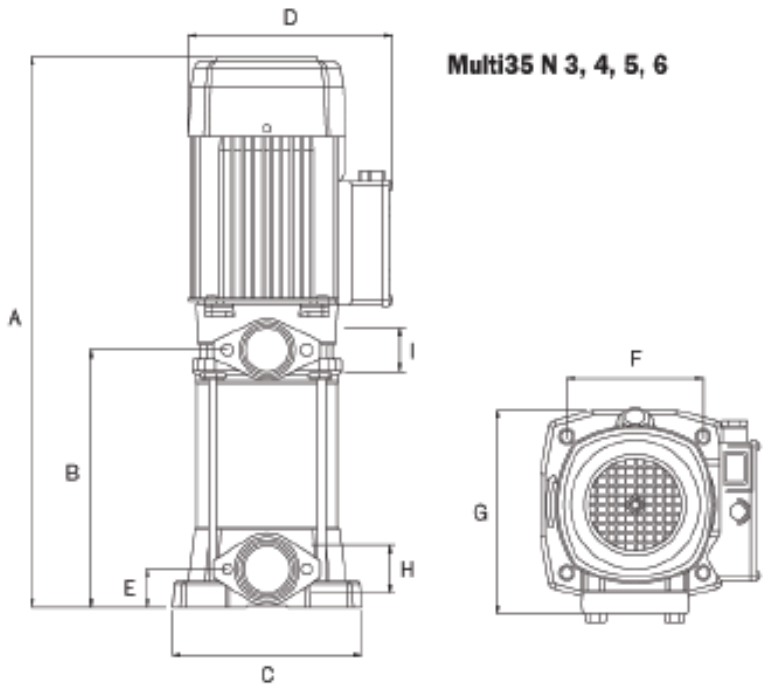
Figura 83. Corbes característiques de la Multi 35N: $H(Q)$, $\eta(Q)$, $P(Q)$ i $NPSH(Q)$

Datos eléctricos:

Modelos monofásicos	Modelos trifásicos	Intensidad [A]		Potencia absorbida P1 [kW]		Potencia motor P2		Capacidad condensador [μF]
		1~ 230V	3~ 230/400V	1~	3~	[kW]	[HP]	
MULTI35 3M N	MULTI35 3 N	6,00	4,5/2,6	1,50	1,40	1,10	1,47	25μF-450V
MULTI35 4M N	MULTI35 4 N	8,00	5,3/3,1	1,80	1,80	1,10	1,47	25μF-450V
MULTI35 5M N	MULTI35 5 N	10,00	6,9/4	2,30	2,20	1,50	2,01	30μF-450V
	MULTI35 6 N		8,3/4,8		2,70	2,20	2,95	
	MULTI35 8 N		11,9/6,5		3,60	3,00	4,02	
	MULTI35 10 N		15,4/8,9		4,90	4,00	5,36	

Datos hidráulicos

Modelos monofásicos	Modelos trifásicos	Caudal [m³/h]	0,0	1,1	2,2	3,2	4,3	5,4	6,5	7,6	8,6	9,7
MULTI35 3M N	MULTI35 3 N	Altura [m]	43,3	42,3	40,8	38,8	36,3	33,2	29,7	25,6	20,9	15,8
MULTI35 4M N	MULTI35 4 N		56,9	55,6	53,6	50,9	47,5	43,4	38,5	33,0	26,8	19,9
MULTI35 5M N	MULTI35 5 N		68,8	67,1	64,6	61,2	56,9	51,8	45,8	38,9	31,2	22,6
	MULTI35 6 N		84,3	82,5	79,7	75,8	70,9	65,0	58,0	50,0	40,9	30,8
	MULTI35 8 N		110,3	109,0	106,4	102,3	96,9	90,1	81,8	72,2	61,2	48,7
	MULTI35 10 N		137,9	136,6	133,5	128,5	121,7	113,0	102,5	90,2	76,1	60,1



	A	B	C	D	E	F	G	H	I	Kg
Multi35 3 N	487	201,5	184	203	37	133	201	1 1/2"	1 1/8"	20,2/20
Multi35 4 N	511,5	226	184	203	37	133	201	1 1/2"	1 1/8"	22,4/20,4
Multi35 5 N	536	250,5	184	203	37	133	201	1 1/2"	1 1/8"	25,1/22,7
Multi35 6 N	561	275	184	203	37	133	201	1 1/2"	1 1/8"	25,7

Figura 84. Mida i dades elèctriques i hidràuliques de la bomba Multi 35N

D.2 Comptador volumètric

El comptador volumètric utilitzat en la instal·lació és el WST de l'empresa ARAD.

Woltman Silver Turbo

Modelo WST - Medidor de Agua



El Woltman Silver Turbo-WST implementa métodos avanzados y altas tecnologías fueron para presentar un product de primera linea

• Aplicaciones

Redes de abastecimiento de agua, aplicaciones agrícolas y para uso industrial

• Tamaños Disponibles

2" - 12" (50mm - 300mm)

• Normas

MID 2004/22/EC (según OIML R49 EN 14154 y ISO 4064:2005),
EEC (según ISO 4064:1993)

Características:

El Woltman Silver Turbo (WST) ofrece lo siguiente:

- Precisión - la curva de precisión del WST es la más amplia en el mercado: El caudal mínimo es de 35%-58% debajo del estándar de ISO para tales medidores y el caudal máximo es de 150%-233% sobre él. La combinación de estas características únicas permite el uso del WST en aplicaciones más amplias y en situaciones extremas.
- Resistencia - los cojinetes y los materiales usados en el WST han demostrado asegurar una durabilidad más allá del requisito del estándar de ISO. Esta característica asegura que el medidor pueda funcionar en condiciones extremas donde otros medidores no pueden mantener un suficiente nivel de precisión.
- Acople Magnético - El WST, como su precursor, el medidor Woltman Turbo - tiene una unidad de medición única, en la cual solamente un elemento móvil, la turbina, está en contacto con el agua. Los otros componentes móviles, incluyendo el engranaje de transmisión, se mantienen sellados dentro de un compartimiento seco y no tienen ningún contacto con ninguno de los elementos abrasivos presentes en el agua.
- El WST tiene imanes de rechazo instalados en el impulsor y en el engranaje de transmisión, en vez de los imanes de atracción instalados en el WT.
- Compatibilidad - El WST está también disponible con EV, EF, Dialog 2G, Dialog 3G, etc. La unidad de medida del WST puede ser instalada en cualquiera de los modelos existentes WT de Arad.

Especificaciones Técnicas

Presión Máxima de Fundonamiento	Estándar - 16 bar Sobre encomienda - 25 bar
Temperatura de trabajo Máxima	60°C
Cuerpo	Hierro fundido, revestido con poliéster Opcional - bronce (estándar AWWA.)
Conexiones	Bridas según ISO, BS 10, ANSI 150 y otros

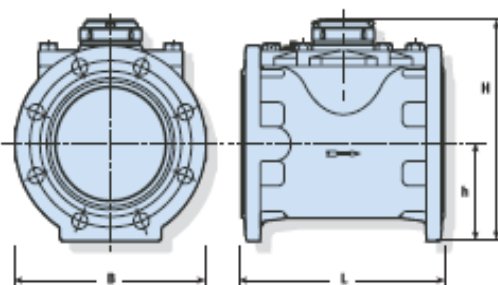


Carátula - WST

Figura 85. Característiques, especificacions, aplicacions i mides de la WST

Dimensions

Modelo		WST sb							
Tamaño Nominal	(mm)	50	65	80	100	150	200	250	300
	(Pulg.)	2	2 1/2"	3	4	6	8	10	12
L – Largo (mm)		200	200	230	250	300	350	450	500
B – Ancho (mm)		165	185	200	220	283	340	406	489
H – Altura (mm)		214	228	234	250	310	338	438	465
h – Altura (mm)		70	84	90	106	130	158	258	330
Peso (kg)		12.5	15	15.5	19	35.5	41	80	95



Datos de Rendimiento

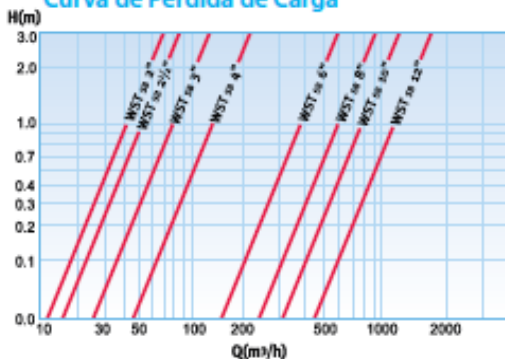
Características metroológicas según EEC (según ISO 4064:1993)

Modelo WST	Qmax Caudal Máximo (m³/h)	Qn ISO 4064 (m³/h)	Qn Caudal Nominal (m³/h)	Qt Caudal de Transición (m³/h)	Qmin Caudal Mínimo (m³/h)	Caudal Inicial (m³/h)	Capacidad Máxima del Registro (m³)	Cantidad mínima leída (liter)	Precisión entre Qmax & Qt	Precisión entre Qt & Qmin
Tamaño Nominal (mm) (inch)										
65 2 1/2	120	25	80	0.8	0.35	0.15	10 ⁵	1		
80 3	170	40	120	0.8	0.5	0.25	10 ⁶	1		
150 6	410	150	260	3.5	2.5	0.8	10 ⁷ /10 ⁶	1/10		
200 8	730	250	450	15	5	2	10 ⁸	100		
250 10	1400	400	750	15	6	3	10 ⁸	100		
300 12	2000	600	1000	40	10	4	10 ⁸	100		

Características metroológicas según MID 2004/22/EC (según OIML R49 EN 14154 y ISO 4064:2005)

Modelo WST	Q4 Maximum Flowrate (m³/h)	Q3 Nominal Flowrate (m³/h)	Q2 Transitional Flowrate (m³/h)	Q1 Minimum Flowrate (m³/h)	Starting Flow (m³/h)	Maximum register capacity (m³)	R Value	Smallest readable unit (liter)	"Accuracy between Q4 & Q2"	"Accuracy between Q2 & Q1"
Tamaño Nominal (mm) (inch)										
50 2	78.75	63	1.01	0.63	0.15	10 ⁶	100	0.5		
65 2 1/2	78.75	63	1.01	0.63	0.15	10 ⁶	100	0.5		
80 3	125	100	1.6	1	0.25	10 ⁶	100	0.5		
100 4	200	160	2.56	1.6	0.3	10 ⁷ /10 ⁶	100	5		
150 6	312.5	250	4	2.5	0.8	10 ⁷ /10 ⁶	100	5		
200 8	787.5	630	20.16	12.6	2	10 ⁸	50	50		
250 10	1250	1000	32	20	3	10 ⁸	50	50		
300 12	1250	1000	32	20	4	10 ⁸	50	50		

Curva de Pérdida de Carga



Instrucciones de Instalación

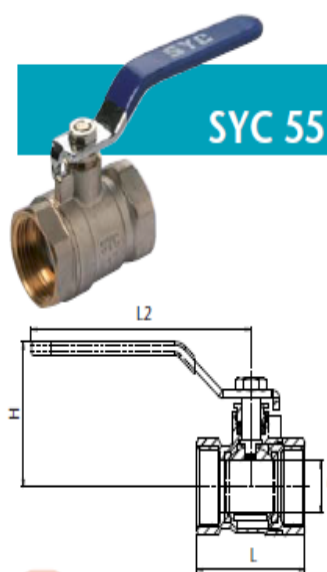
- Deje correr el agua antes de instalar el medidor a fin de limpiar la tubería
- El medidor puede ser instalado en cualquier posición. Para instalación no horizontal el flujo del agua deberá ser ascendente
- Para su buen funcionamiento, el medidor debe de estar siempre lleno de agua
- Sección recta de la pipa: U5/ D3.

Figura 86. Dimensions, dades de rendiment, corbes de pèrdues de càrrega i instruccions de la WST

D.3 Vàlvules i colzes

En la instal·lació hi ha un total de 7 vàlvules, en el qual 6 són vàlvules de boles i 1 és una vàlvula de comporta. Les vàlvules instal·lades són de la casa SYC, i a continuació es mostren les fitxes tècniques de cadascuna d'elles.

- Vàlvules de boles SYC 55 d'entrada i sortida de les bombes hidràuliques, hi ha un total de 4 (2 per cada bomba) i vàlvules SYC 55 entrada dipòsit i vàlvula sortida instal·lació, hi ha un total de dos.



SYC 55

VÁLVULA DE ESFERA H/H
PN 25. Rosca Gas, ISO 228/1. Temp. máxima 120°C. Prensa estopa con guarnición de PTFE. Maneta de acero con PVC azul.

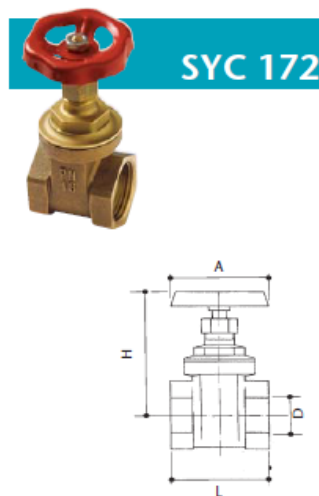
VÁLVULA DE ESFERA F/F
PN25. Rosca Gás, ISO 228/1. Temp.máxima 120°C. Prensa estopa com guarnição de PTFE. Manipulo em aço com PVC azul.

BALL VALVE F/F
PN 25. Gas threaded, ISO 228/1. Maximum temp. 120°C. Packing gland in the stem with PTFE gaskets. Steel handle with blue PVC.

Medida Medida Size			Código Código Code	€	D	L	L2	H
1/2"	10	100	VS055003	2,18	15	46	90	50
3/4"	10	80	VS055004	3,03	17	51	100	54
1"	8	64	VS055005	5,04	22	58	110	58
1 1/4"	8	32	VS055006	7,64	29	72	140	77
1 1/2"	6	24	VS055007	11,25	35	81	140	82
2"	3	12	VS055008	16,78	44	96	165	86
2 1/2"	2	4	VS05500A	38,32	57	124	236	108
3"	2	4	VS05500B	56,02	68	144	236	116
4"	1	2	VS05500C	93,84	85	166	236	128

Figura 87. Dimensions i fitxa tècnica de les vàlvules instal·lades

- Vàlvula reguladora SYC 172 de comporta, hi ha un total d'una.



SYC 172

VÁLVULA DE COMPUERTA EN BRONCE
PN 16. Rosca Gas, ISO 228/1. Temp. máxima 80°C. Maneta roja de acero.

VÁLVULA DE COMPORTA EM BRONZE
PN16. Rosca Gás, ISO 228/1. Temp. máxima 80°C Comporta em latão. Volante aço vermelho.

BRONZE GATE VALVE
PN 16. Gas threaded, ISO 228/1. Maximum temp. 80°C. Steel red handle.

Medida Medida Size			Código Código Code	€	D	L	H	A
3/8"	20	200	VS172002	5,95	13	38	66	45
1/2"	20	160	VS172003	6,99	15	38	68	45
3/4"	20	120	VS172004	9,50	19	45	78	50
1"	10	80	VS172005	11,87	24	48	92	55
1 1/4"	10	60	VS172006	18,45	32	51	108	60
1 1/2"	5	35	VS172007	23,74	37	58	125	70
2"	5	25	VS172008	32,17	47	62	145	80
2 1/2"	1	16	VS17200A	59,54	60	76	175	100
3"	1	12	VS17200B	74,09	72	80	200	100
4"	1	6	VS17200D	124,61	93	96	240	120

Figura 88. Dimensions i fitxa tècnica de la vàlvula instal·lada

A més a més, en la instal·lació hi ha 4 colzes a 90°, i una T. L'empresa on és comercialitza es TUBASOL, S.A.

A continuació, s'adjunta la fitxa tècnica dels colzes.

Accesorios soldables a tope EN 10253-1.
Tipo 3D y 5D (DIN 2605-1/DIN 2606-1)



TIPO 3D

DN	D	T	H	F	C	B	Peso aprox. 90° Kg
15	21,3	2,0	12	29	56	38	0,04
20	26,9	2,3	12	29	57	43	0,06
25	33,7	2,6	16	38	76	56	0,12
	38,0	2,6	19	45	90	64	0,16
32	42,4	2,6	20	48	95	70	0,19
	44,5	2,6	22	51	102	73	0,22
40	48,3	2,6	24	57	114	83	0,26
	54,0	2,6	28	68,5	137	95	0,38
	57,0	2,9	29	72	144	100	0,44
50	60,3	2,9	35	76	152	106	0,49
	70,0	2,9	38	92	184	127	0,70
65	76,1	2,9	44	95	191	132	0,79
80	88,9	3,2	47	114	229	159	1,22
	101,6	3,6	55	133	267	184	1,83
	108,0	3,6	58	142,5	285	196	2,08
100	114,3	3,6	63	152	305	210	2,36
	133,0	4,0	75	181	362	247	3,62
125	139,7	4,0	79	190	381	262	4,01
	159,0	4,5	90	216	432	295	5,82
150	168,3	4,5	95	229	457	313	6,53
175	193,7	5,6	112	270	540	367	11,00
200	219,1	6,3	127	305	610	414	15,80
	244,5	6,3	141	340	680	462	19,80
250	273,0	6,3	159	381	762	518	24,80
300	323,9	7,1	190	457	914	619	39,80
350	355,6	8,0	222	533	1067	711	57,50
400	406,4	8,8	254	610	1219	813	82,60

TIPO 5D

DN	D	T	H	F	C	B	Peso aprox. 90° Kg
15	21,3	2,0	12	29	56	38	0,04
20	26,9	2,3	24	57,5	115	71	0,13
25	33,7	2,6	30	72,5	145	89	0,23
	38,0	2,6	34	82,5	165	101	0,37
32	42,4	2,6	38	92,5	185	114	0,40
	44,5	2,6	40	97,5	195	120	0,41
40	48,3	2,6	45	107,5	215	132	0,50
	54,0	2,6	51	122,5	245	149	0,67
	57,0	2,9	53	130	260	158	0,78
50	60,3	2,9	56	135	270	165	0,87
	70,0	2,9	66	160	320	195	1,21
65	76,1	2,9	73	175	350	213	1,44
80	88,9	3,2	86	205	410	250	2,18
	101,6	3,6	98	235	470	286	3,25
	108,0	3,6	105	253	506	306	3,68
100	114,3	3,6	112	270	540	327	4,17
	133,0	4,0	129	311,5	623	378	6,25
125	139,7	4,0	137	330	660	400	6,94
	159,0	4,5	155	375	750	454	10,20
150	168,3	4,5	162	390	780	474	11,10
200	219,1	6,3	211	510	1020	620	26,50
	244,5	6,3	240	580	1160	702	33,70
250	273,0	6,3	269	650	1300	786	42,30
300	323,9	7,1	321	775	1550	937	67,50
350	355,6	8,0	352	850	1700	1026	91,60
400	406,4	8,8	402	970	1940	1173	132,00

Todas las dimensiones son en milímetros.

Figura 89. Dimensions i taules dels colzes de 45°, 90° i 180°.

A continuació, es mostra la fitxa tècnica de la "T".

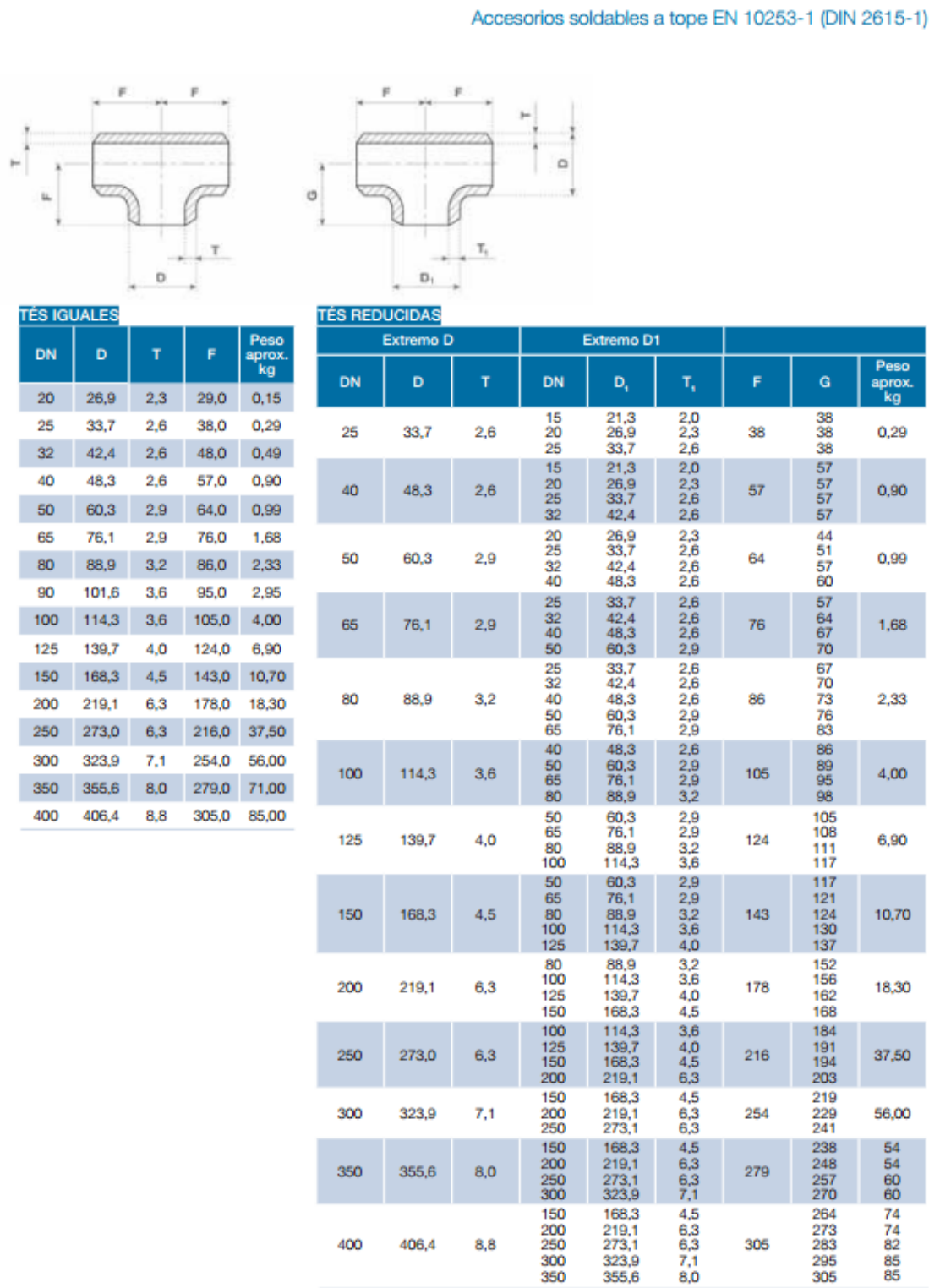
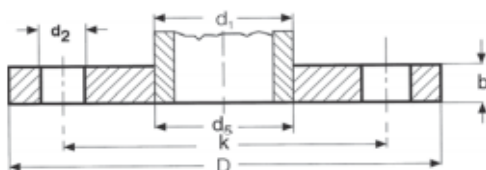


Figura 90. Dimensions i taules de la "T"

També hi han dues brides de subjecció del comptador, que són de la mateixa empresa comercialitzadora .



Bridas planas para soldar

Presión nominal 16 a 40

PRESIÓN NOMINAL 16 DIN 2502

Tubo		Brida				Tornillos			Peso unidad (7,85kg/dm³) -
DN	d ₁ ISO	d ₅	D	b	k	Cantidad	Rosca	d ₂	
10	17,2	17,7	90	14	60	4	M12	14	0,60
15	21,3	22	95	14	65	4	M12	14	0,66
20	26,9	27,6	105	16	75	4	M12	14	0,93
25	33,7	34,4	115	16	85	4	M12	14	1,11
32	42,4	43,1	140	16	100	4	M16	18	1,62
40	48,3	49	150	16	110	4	M16	18	1,86
50	60,3	61,1	165	18	125	4	M16	18	2,47
65	76,1	77,1	185	18	145	4	M16	18	3,00
80	88,9	90,3	200	20	160	8	M16	18	3,79
100	114,3	115,9	220	20	180	8	M16	18	4,03
125	139,7	141,6	250	22	210	8	M16	18	5,46
150	168,3	170,5	285	22	240	8	M20	22	6,75
200	219,1	221,8	340	24	295	12	M20	22	9,20
250	273	276,2	405	26	355	12	M24	26	13,40
300	323,9	327,6	460	28	410	12	M24	26	17,40
350	355,6	359,7	520	30	470	16	M24	26	28,60
400	406,4	411	580	32	525	16	M27	30	30,90
500	508	513,6	715	38	650	20	M30	33	54,00
600	610	616,5	840	42	770	20	M33	36	77,58

PRESIÓN NOMINAL 25 DIN 2503

Tubo		Brida				Tornillos			Peso unidad
DN	d ₁ ISO	d ₅	D	b	k	Cantidad	Rosca	d ₂	(7,85kg/dm³) -
10 a 150 Los diámetros nominales de 10 a 150, son iguales que la tabla de Presión Nominal 40									
200	219,1	221,8	360	30	310	12	M24	26	13,60
250	273	276,2	425	32	370	12	M27	30	19,40
300	323,9	327,6	485	34	430	16	M27	30	25,00
350	355,6	359,7	555	38	490	16	M30	33	38,20
400	406,4	411	620	40	550	16	M33	36	48,80
500	508	513,6	730	44	660	20	M33	36	67,20
600	610	616,5	845	50	770	20	M36	39	93,57

PRESIÓN NOMINAL 40 DIN 2503

Tubo		Brida				Tornillos			Peso unidad (7,85kg/dm³) -
DN	d ₁ ISO	d ₅	D	b	k	Cantidad	Rosca	d ₂	
10	17,2	17,7	90	16	60	4	M12	14	0,70
15	21,3	22	95	16	65	4	M12	14	0,77
20	26,9	27,6	105	18	75	4	M12	14	1,00
25	33,7	34,4	115	18	85	4	M12	14	1,28
32	42,4	43,1	140	18	100	4	M16	18	1,87
40	48,3	49	150	18	110	4	M16	18	2,13
50	60,3	61,1	165	20	125	4	M16	18	2,79
65	76,1	77,1	185	22	145	8	M16	18	3,48
80	88,9	90,3	200	24	160	8	M16	18	4,35
100	114,3	115,9	235	24	190	8	M20	22	5,78
125	139,7	141,6	270	26	220	8	M24	26	7,87
150	168,3	170,5	300	28	250	8	M24	26	10,10
200	219,1	221,8	375	34	320	12	M27	30	17,40
250	273	276,2	450	38	385	12	M30	33	27,60
300	323,9	327,6	515	42	450	16	M30	33	37,80
350	355,6	359,7	580	46	510	16	M33	36	53,40
400	406,4	411	660	50	585	16	M36	39	75,40
500	508	513,6	755	52	670	20	M39	42	88,30
600	610	616,5	890	54	795	20	M45	48	121,84

Todas las dimensiones son en milímetros

Taula 91. Fitxa tècnica de la brida

D.4 Cèl·lula de càrrega

En el sistema de fre, hi ha incorporat una cèl·lula de càrrega que permet calcular la força que s'exerceix sobre el fre de disc. L'empresa comercialitzadora és UTILCELL. En les següents figures es mostren la fitxa tècnica.

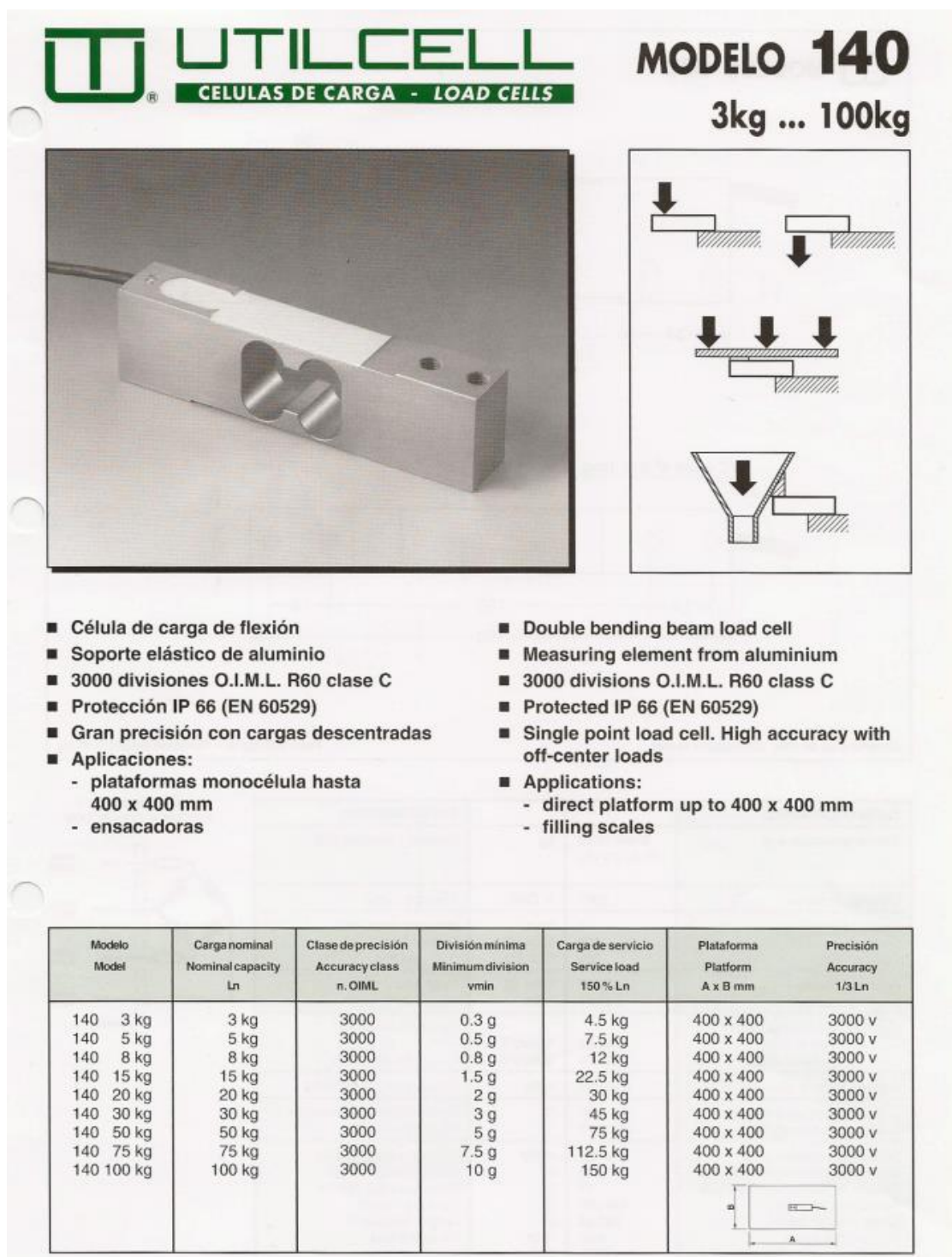


Figura 92. Fitxa tècnica de la cèl·lula de càrrega instal·lada al fre de disc (part 1)

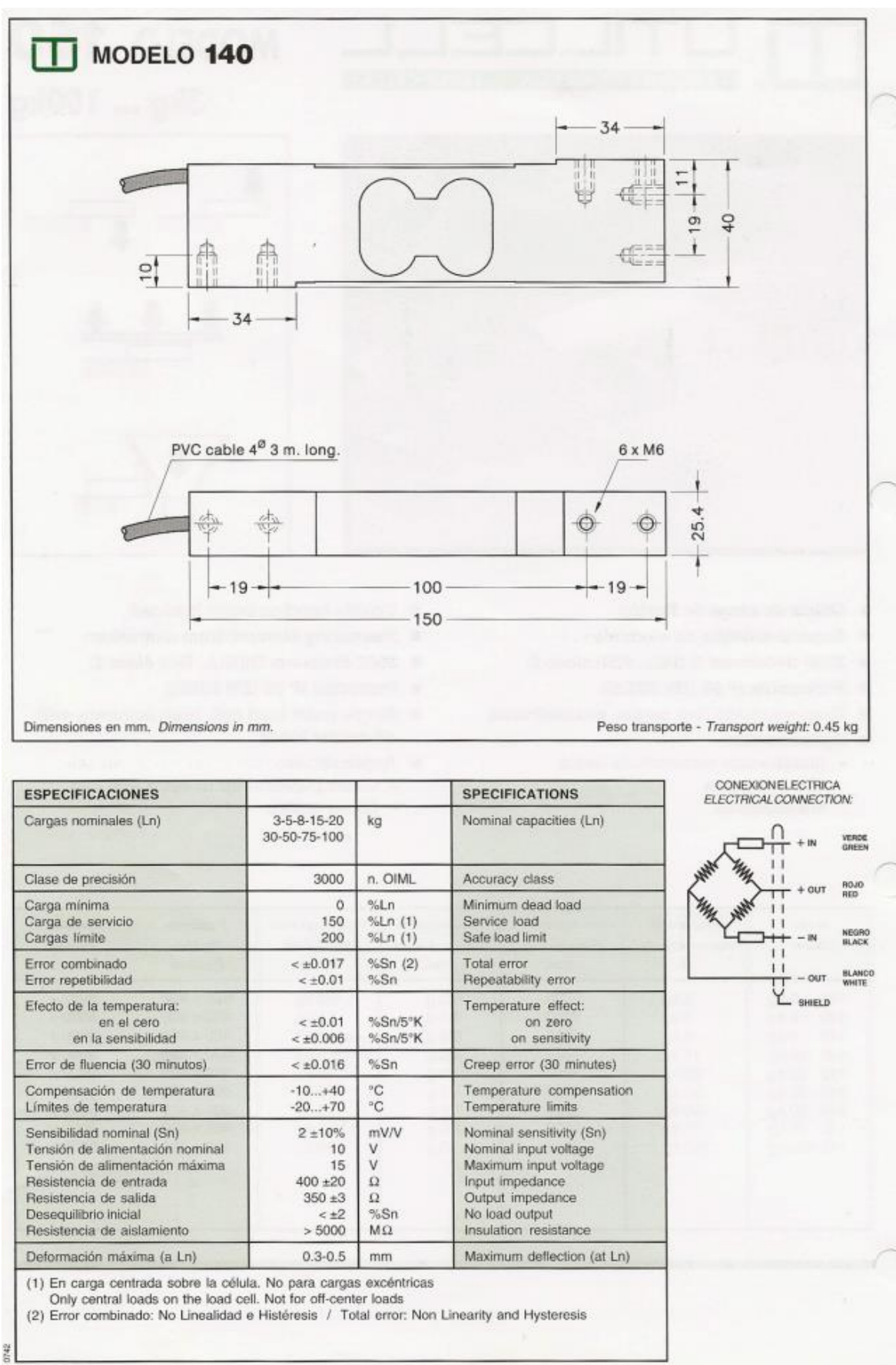


Figura 93. Fitxa tècnica de la cèl·lula de càrrega instal·lada al fre de disc (part 2)

D.5 Perfils estructurals

La instal·lació de la turbina amb el fre està suportat gràcies a uns perfils estructurals d'alumini de l'empresa ITEM.

S'adjunta una fitxa tècnica dels perfils muntat en el laboratori.

Perfil 8 80x80 L, natural

N.º ref: 0.0.265.80

En la cesta de la compra



Propiedades			
Serie		=	BR8
Material		=	Al, anodizado
Características		=	natural
Unidad de suministro		=	corte máx. 6000 mm
Altura	h	=	80 mm
Ancho	b	=	80 mm
Sección transversal	A	=	19.75 cm²
Momento de inercia , eje x	I _x	=	134.06 cm⁴
Momento de inercia , eje y	I _y	=	134.06 cm⁴
Momento de inercia, torsional	I _t	=	80.8 cm⁴
Momento resistente, eje x	W _x	=	33.51 cm³
Momento resistente, eje y	W _y	=	33.51 cm³
Peso, espec. Longitud	m	=	5.33 kg/m

Taula 94. Fitxa tècnica del perfil estructural de 80x80.

Tots els elements de la instal·lació hidràulica tenen un diàmetre de pas de 2".

Annex E

DADES EXPERIMENTALS

Tota la informació com, taules i gràfiques de la simulació CFD, analítiques i experimentals es troben en l'arxiu .zip que es penja amb els documents del treball de fi de grau (TFG).