



Escola d'Enginyeria de Telecomunicació i
Aeroespacial de Castelldefels

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA

TREBALL DE FI DE CARRERA

TÍTOL DEL TFC: Simulació CFD d'una etapa de compressió d'un motor a reacció

TITULACIÓ: Enginyeria Tècnica Aeronàutica, especialitat Aeronavegació

AUTOR: Marc Noguera Castán

**DIRECTORS: Fernando Mellibovksy Elstein
Roger Jové Casulleras**

DATA: 11 de juliol de 2011

Títol: Simulació CFD d'una etapa de compressió d'un motor a reacció

Autor: Marc Noguera Castán

Directors: Fernando Mellibovksy Elstein
Roger Jové Casulleras

Data: 11 de juliol de 2011

Resum

L'objectiu d'aquest treball és realitzar una simulació mitjançant dinàmica de fluids computacional d'una etapa del compressor d'alta pressió d'un turbofan. L'enfocament és partir d'un punt de disseny i avaluar mitjançant les simulacions la variació del rendiment de la etapa i els efectes que apareixen a mida que ens allunyem d'aquest punt de disseny.

Amb l'objectiu d'introduir les bases que permeten entendre el seu funcionament, en el primer bloc s'ha realitzat una part teòrica on s'explica breument el funcionament i bases termodinàmiques de la turbina de gas, aplicant-ho al cas d'un turbofan. També s'han enumerat els diferents dissenys de turbofan que es poden trobar.

En el segon bloc del treball, s'aprofundeix sobre el funcionament compressor. Es realitza una explicació teòrica dels principis de funcionament, s'expliquen les diferents característiques tant de compressors centrífugs com dels axials i es presenta el mapa compressor, explicant les diferents representacions que permeten descriure el comportament del compressor. Seguidament es presenten els fenòmens físics que en limiten la operació.

En el tercer bloc, es realitza la simulació amb el software Fluent. Es comença per la tria del disseny a simular i les diferents decisions que s'han pres per a simplificar-ne el modelat. Seguidament es passa a plantejar la simulació, analitzant els diferents models físics i paràmetres del Fluent per trobar la millor configuració.

Un cop realitzada la simulació per a diferents condicions de funcionament, s'ha elaborat el mapa compressor i altres gràfiques d'interès per a analitzar els resultats obtinguts, comprovant el punt de disseny i analitzant el comportament a fora d'aquest. Els resultats s'han validat i s'ha comprovat que són una aproximació raonablement bona de les característiques vistes a la part teòrica. També s'han observat a les simulacions els fenòmens físics que tenen lloc al compressor i que s'havien presentat a la part teòrica.

Al final del treball s'inclou un annex amb les taules dels resultats obtinguts a les simulacions.

Title: CFD simulation of a jet engine compressor stage

Author: Marc Noguera Castán

Directors: Fernando Mellibovksy Elstein
Roger Jové Casulleras

Date: July, 11th 2011

Overview

The aim of this work is to simulate a turbofan high pressure compressor stage with computational fluid dynamics.

The approach taken is to start from a design point and evaluate the variation of performance and the various effects that appear as we move away from the design point.

In order to introduce the basis for understanding its operation, the first block comprises a brief explanation of the gas turbine thermodynamic principles, applying them to the case of a turbofan. There is also a brief introduction of the various turbofan configurations that can be found.

In the second part of the work, the compressor is introduced. Starting with a theoretical explanation of the principles of operation, the different features of both the axial and centrifugal compressors are presented. Subsequently, the compressor map is presented, along with the different representations used to describe the behavior of the compressor. Finally, the physical phenomena that restrict the operation of the compressor are explained.

In the third section, the simulation is performed with Fluent. Starting with the choice of design and the decisions made to simplify its modeling. Then, the simulation is configured, analyzing the different physical models and parameters available in Fluent to find the best configuration.

Once the simulation for the different parameters has been made, the compressor map and other graphics of interest are drawn to analyze the results, checking the validity of the design point and analyzing the behavior outside of this design point. These results have been validated and proven to be a reasonably good approximation of the characteristics seen in the theoretical part.

An appendix with the tables of the obtained results is included at the end of the document.

Al Roger, per la seva ajuda i bon humor.
Al Fernando, per la seva paciència i ajuda a les nombroses reunions.

ÍNDIX

INTRODUCCIÓ	1
CAPÍTOL 1. FONAMENTS DE LA TURBINA DE GAS	3
1.1. El cicle Brayton i la turbina de gas	3
1.1.1. Eficiència del cicle	4
1.2. Turbofan	5
1.2.1. Introducció	5
1.2.2. Funcionament bàsic	6
1.2.3. Índex de derivació	7
1.2.4. Configuració d'eixos	9
CAPÍTOL 2. EL COMPRESSOR	11
2.1. Introducció	11
2.2. Tipus de compressors	11
2.2.1. Compressors centrífugs	11
2.2.2. Compressors axials	12
2.3. Disseny	13
2.3.1. Geometria	13
2.3.2. Triangles de velocitat	15
2.3.3. Pèrdues	17
2.4. Caracterització	18
2.4.1. Mapa compressor	18
2.4.2. Efectes adversos	20
CAPÍTOL 3. SIMULACIÓ.....	24
3.1. Objectius	24
3.2. Programari utilitzat	24
3.2.1. Solid Edge	24
3.2.2. Gambit	24
3.2.3. ANSYS Fluent.....	25
3.3. Tria del disseny.....	25
3.4. Plantejament de la simulació	27
3.4.1. Introducció	27
3.4.2. Definició de la geometria	27
3.4.3. Models físics	30
3.4.4. Zones mòbils	32
3.4.5. Condicions de contorn	33
3.4.6. Procediment seguit	34

3.5. Estudi dels resultats	36
3.5.1. Introducció	36
3.5.2. Punt de disseny	36
3.5.3. Mapa compressor i eficiència	38
3.5.4. Efectes observats	42
3.5.5. Esforç al rotor	47
CONCLUSIONS.....	48
BIBLIOGRAFIA	50
ANNEX 1. TAULA DE RESULTATS DE LES SIMULACIONS	52

INTRODUCCIÓ

Avui en dia, les creixents exigències del transport aeri porten a millorar la tecnologia actual, buscant un millor rendiment als mínims costos. En el cas dels motors utilitzats a l'aviació comercial la clau és trobar la millor relació entre el consum i l'empenta proporcionada.

Per a l'obtenció d'aquest màxim rendiment s'estudien tots i cada un dels elements que conformen el motor, sotmetent-los a exhaustius bancs de proves per trobar el millor disseny i el punt òptim de treball. Aconseguir això no és gens fàcil, ja que suposa grans inversions econòmiques i de temps.

És per això que els darrers anys s'ha potenciat el desenvolupament de les eines de dinàmica de fluids computacionals, que permeten obtenir de forma molt més ràpida i barata simulacions realment aproximades a la realitat. Aquesta metodologia permet obtenir un gran nombre de dades de diferents condicions de treball i dissenys, donant més possibilitats d'avaluar les millors opcions.

Tenint present aquesta necessitat i el creixent interès per la dinàmica de fluids computacional, l'objectiu d'aquest treball és comprovar com aquestes eines realment proporcionen resultats vàlids i són d'utilitat.

Així doncs, aquest treball es centrarà en l'estudi mitjançant la dinàmica de fluids computacional d'un dels elements més importants de tot el motor: el compressor. La idea d'aquest treball és partir d'un disseny de compressor ja conegut per modelar-lo mitjançant les eines de dinàmica de fluids computacional i simular un test de laboratori que permeti caracteritzar el comportament d'aquest compressor a diferents condicions i règims de treball.

D'aquesta manera, s'espera aconseguir una aproximació d'aquestes característiques que, per ser determinades experimentalment requeririen de la fabricació del component, la utilització de maquinaria adequada i instruments de mesura precisos per efectuar els tests.

Per realitzar aquesta simulació, primer cal aconseguir el disseny d'un compressor ja existent, ja que l'objectiu del treball no és de disseny d'un compressor, si no l'anàlisi d'un model existent que permeti tenir una referència del seu funcionament, per poder comprovar la validesa dels resultats obtinguts.

Concretament, s'ha decidit modelar una etapa del compressor d'alta pressió d'un turbofan. Aquesta elecció ve donada pel fet de que els turbofans són el tipus de motor més utilitzat a l'aviació comercial i, per tant, són dels que es disposa major informació i presenten major interès.

Cal tenir en compte que es modelarà una sola etapa del compressor de forma bidimensional perquè és suficient per observar i analitzar els diferents efectes que s'hi produeixen. Si es volgués modelar tot el compressor, es necessitaria

una gran quantitat de dades i una inversió de temps i mitjans de computació que queden fora de l'abast d'aquest treball.

Per començar, es realitzarà una introducció teòrica sobre els fonaments en el que es basa una turbina de gas, descrivint concretament el tipus de motor en que es basa aquest treball, el turbofan. D'aquest turbofan se'n descriuran els principis de funcionament i els diferents dissenys principals que es poden trobar.

Al segon capítol, es profunditzarà en la teoria del component del turbofan sobre el qual es realitzarà la simulació: el compressor.

D'aquest, se'n descriuran els principis de funcionament, els diferents dissenys que existeixen i els paràmetres i característiques típiques amb els quals es dissenya un compressor. Per acabar, s'introduiran els mètodes de caracterització del comportament del compressor i s'explicaran els diferents efectes que en limiten la operació.

Al tercer capítol es detallarà la base del treball, la simulació realitzada amb Fluent. Començant per una introducció on s'explicaran els objectius a assolir i el programari que s'utilitzarà. Es justificarà el disseny triat sobre el que es realitzarà la simulació, obtingut parcialment del programa GasTurb.

Seguidament, es passarà al plantejament de la simulació, descrivint la geometria triada, alguns dels problemes trobats, els diferents models utilitzats al Fluent i el procediment seguit per a realitzar la simulació.

Per acabar, es realitzarà un anàlisi dels resultats obtinguts, partint del punt de disseny i analitzant la variació dels diferents paràmetres fora d'aquest, amb l'objectiu de determinar si són els esperats i s'observen els diferents efectes explicats a la part teòrica.

CAPÍTOL 1. FONAMENTS DE LA TURBINA DE GAS

En aquest capítol s'introduiran els conceptes físics en els que es basen les turbines de gas, els diferents paràmetres termodinàmics que permeten descriure-les i finalment es presentarà el tipus de motor en el que es basa aquest treball, el turbofan, amb les seves característiques, cada un dels seus components i especificant els diferents dissenys que s'utilitzen a l'actualitat.

1.1. El cicle Brayton i la turbina de gas

La turbina de gas es basa en el model teòric del cicle Brayton, desenvolupat per George Brayton.

Aquest cicle termodinàmic ideal consisteix en quatre etapes, tal i com es mostra a la figura 1.

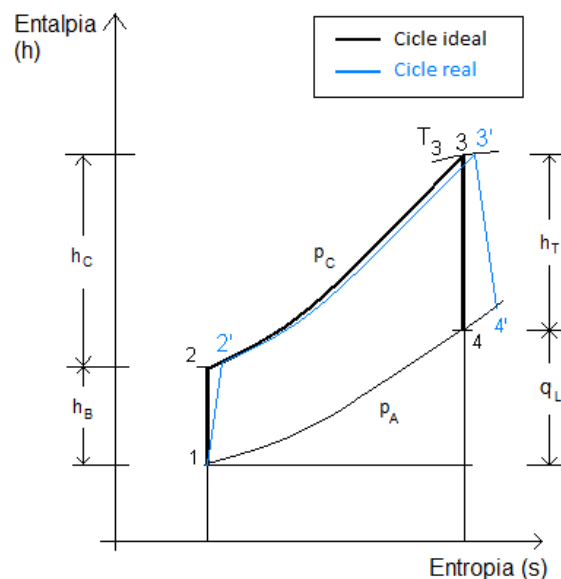


Fig. 1 Diagrama h-s del cicle Brayton ideal i real ^[11]

En el primer tram, que va del punt 1 al punt 2, l'aire es comprimeix isentròpicament (en el cas ideal). En el següent tram, del punt 2 al punt 3, es realitza una aportació de calor (a pressió constant) mitjançant la combustió. Finalment, en el tram del 3 al 4, el fluid s'expandeix isentròpicament, en un procés invers al del tram 1-2.

Aquest cicle pot ser obert o tancat. En el cicle tancat l'aire, un cop expandit, tornaria a recircular pel sistema, tornant al punt 1. Com és evident, aquest no és el cas a les turbines de gas, que funcionen com un sistema obert, on s'utilitza l'aire atmosfèric que, un cop ha passat pel procés de combustió i expansió s'allibera a l'atmosfera.

Cal tenir en compte que en un cicle real, aquests processos no són ideals i, per tant, la compressió i expansió no seran isentròpiques sinó que s'han de considerar com a processos irreversibles, donant lloc a un augment d'entropia en els trams de compressió i expansió, indicat de color blau a la figura 2.

La turbina de gas realitza aquests processos mitjançant tres parts principals (fig. 2): el compressor, una cambra de combustió que crema el combustible per aportar la calor i una turbina que expandeix l'aire i converteix part de l'energia tèrmica en energia mecànica al rotar.

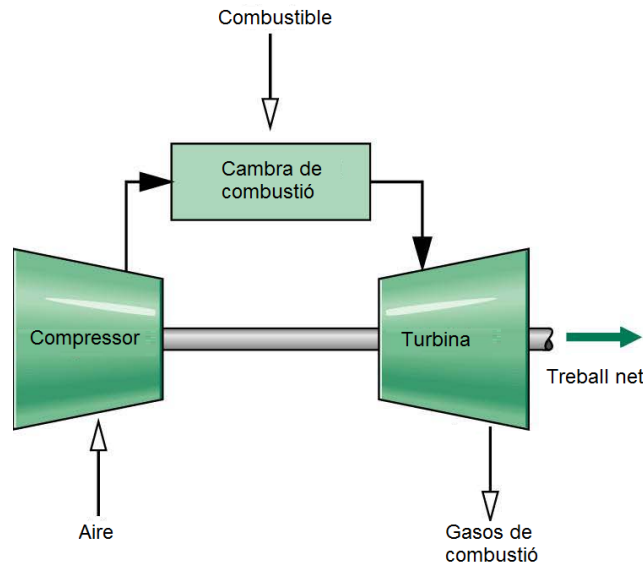


Fig. 2 Elements bàsics del cicle Brayton ^[11]

1.1.1. Eficiència del cicle

Per a avaluar l'eficiència del cicle Brayton cal examinar en primer lloc les relacions entre les diferents temperatures.

Sabent que el tram entre els punts 1 i 2 i el tram entre els punts 3 i 4 són processos a pressió constant i els altres dos trams restants són adiabàtics i reversibles, podem deduir que:

$$\frac{P_4}{P_3} = \frac{P_1}{P_2} \rightarrow \left(\frac{T_4}{T_3}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left(\frac{T_1}{T_2}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (1.1)$$

Podem expressar l'eficiència del cicle en funció de la temperatura o de la pressió:

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (1.2)$$

1.2. Turbofan

1.2.1. Introducció

Abans de la II Guerra Mundial els motors utilitzats eren els de pistó, però ja llavors era clar que aquests presentaven grans limitacions a altes velocitats, pels problemes de compressibilitat a mida que les pales propulsores s'apropaven a la velocitat del so. Per aquest motiu, es va iniciar la investigació en un nou disseny de motor que permetés solucionar aquest problema i treballar a velocitats majors.

Això és el que va motivar l'aparició dels motors de turbina de gas, altrament coneguts com a "jet". Aquests primers motors turboreactors o *turbojet* van suposar una revolució respecte el concepte de motor que s'utilitzava fins a aquell moment, però no van tenir una gran acceptació inicial fora de l'àmbit militar, ja que requerien treballar a altes velocitats i a gran altitud per ser realment eficients.

Un gran pas per solucionar aquest inconvenient va ser la invenció del motor turbohèlice (*turboprop* en anglès). El primer d'aquests motors va ser dissenyat per György Jendrassik. Aquest disseny consisteix d'una hèlice propulsora connectada a la turbina a través d'una transmissió que permet treballar a la seva velocitat òptima tant a la turbina com a la hèlice.

Tot i permetre treballar a més altes velocitats que els motors de pistó, els motors turbohèlice comparteixen el mateix problema: els efectes de compressibilitat que apareixen a les pales quan aquestes s'acosten a la velocitat del so.

Per això, la investigació va continuar per a desenvolupar un motor que permetés superar aquest impediment. El resultat va ser l'aparició del motor turbofan, el qual permetia treballar a velocitats subsòniques altes amb gran eficiència gràcies a la combinació de dos components propulsors: un fan situat a la part frontal, dins un conducte, i els elements comuns d'un turboreactor (compressors i turbines). Gràcies a aquest disseny es va produir la gran revolució al transport aeri i, és utilitzat fins avui dia per la gran majoria d'avions comercials.

1.2.2. Funcionament bàsic

El motor turbofan és una variació de la turbina de gas bàsica, en el qual s'afegeixen als components bàsics dos nous components amb l'objectiu de millorar l'eficiència. Aquests són una entrada d'aire amb un fan i una tovera a la sortida.

En resum, els components que formen el turbofan són:

- **Entrada d'aire amb fan:** la funció de la qual és disminuir la velocitat de l'aire entrant, abans d'arribar al fan, perquè aquest pugui operar a velocitats més grans sense patir efectes de compressibilitat. El fan és l'encarregat d'accelerar l'aire que formarà el flux secundari i que proporcionarà empenta, també s'encarrega d'augmentar el flux que entra al nucli de la turbina.
- **Compressor:** s'encarrega de comprimir l'aire per a la seva posterior combustió mitjançant un conjunt d'àleps rotatoris que acceleren el fluid i àleps estàtics que transformen aquesta energia cinètica en un augment de pressió mitjançant la difusió. Aquest element es veurà en més detall als següents capítols, ja que és el component en el que es basa aquest treball.
- **Cambra de combustió:** la seva única funció és la d'aportar calor a l'aire mitjançant la combustió de l'aire amb l'aportació i ignició d'un combustible.
- **Turbina:** la seva funció és la d'extreure el treball del fluid, que surt de la cambra de combustió, necessari per a moure el compressor. Això s'aconsegueix amb una geometria inversa al compressor, formada per un conjunt d'àleps rotatoris i estàtics dins un conducte el diàmetre del qual va augmentant, que compleix l'objectiu de transformar l'energia del fluid en treball útil.
- **Tovera:** la seva funció és la d'acabar de transformar l'energia tèrmica que encara perdura a la sortida de la turbina en empenta mitjançant la utilització d'una tovera convergent/divergent, això proporciona una empenta extra i millora l'eficiència del motor.

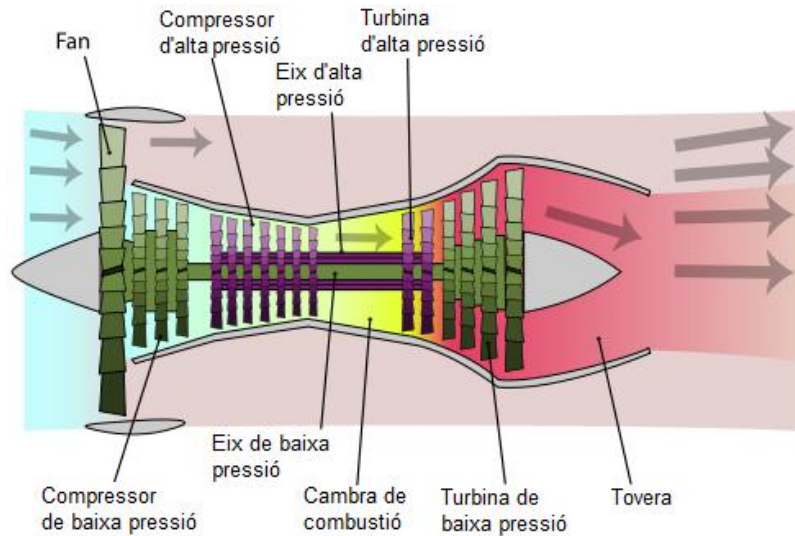


Fig. 3 Components d'un turbofan ^[10]

El turbofan proporciona un bon rendiment a velocitats subsòniques altes, gràcies a la menor velocitat total de sortida de l'aire, un menor consum gràcies a la seva eficiència i un menor soroll respecte als turboreactors clàssics, també degut a la menor quantitat de gasos que surten del flux primari.

Una altra característica pròpia del turbofan és que divideixen el flux d'aire en dos fluxos diferents: el flux primari i secundari. El flux primari segueix el camí típic d'una turbina de gas, passant per compressor, cambra de combustió i turbina. En canvi, el flux secundari simplement és accelerat pel fan i és derivat directament per un conducte concèntric exterior fins a la sortida, sense passar pel nucli.

En els motors turbofan actuals, la major part de l'empenta proporcionada prové del flux secundari, és a dir, de l'aire propulsat directament pel fan.

1.2.3. Índex de derivació

Per a caracteritzar la quantitat d'aire que passa pel conducte primari o el secundari es defineix l'índex de derivació o "bypass ratio", que és la relació entre el flux primari (\dot{m}_c) i el secundari (\dot{m}_b).

$$BPR = \frac{\dot{m}_b}{\dot{m}_c} \quad (1.3)$$

En base a aquest paràmetre, els turbofans es subdivideixen en dos tipus: els de baix índex de derivació (low bypass turbofan) i els d'alt índex de derivació (high bypass turbofans).

1.2.3.1. Turbofan de baix índex de derivació

Els primers motors turbofan van ser els de baix índex de derivació, en els quals la major part de l'empenta és proporcionada pel nucli turbinat. El seu *bypass ratio* sol estar entre 0.1 i 0.65. Aquest tipus de motor proporciona una alta empenta específica i una alta velocitat dels gasos d'escapament que, per tant, el fa més eficient a altes velocitats.

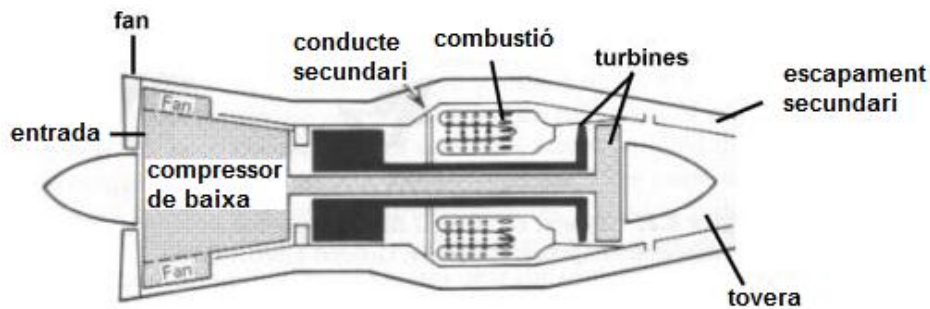


Fig. 4 Turbofan de baix índex de derivació [22]

1.2.3.2. Turbofan d'alt índex de derivació

Amb l'aparició dels turbofans d'alta derivació l'aplicació dels de baix índex de derivació ha quedat limitada, actualment, en avions militars que treballin a velocitats supersòniques.

Aquest tipus de turbofan, treballa amb un índex de derivació molt major, de 5 o més. Per tant, la major part de l'empenta és proporcionada pel flux secundari accelerat pel fan de la part frontal. Això repercuteix en un menor consum específic, ja que el flux que passa per la cambra de combustió és més petit, i un menor soroll, degut a la menor velocitat dels gasos d'escapament, a costa d'una reducció en la velocitat màxima a la que pot operar.

Aquestes característiques el fan idoni per la seva utilització a l'aviació comercial.

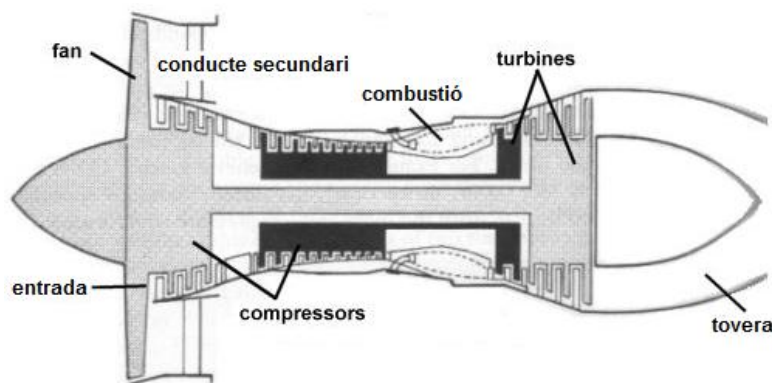


Fig. 5 Turbofan d'alt índex de derivació [22]

1.2.4. Configuració d'eixos

Els motors turbofan compten amb una gran varietat de configuracions per als eixos que connecten les turbines amb els compressors i el fan.

Bàsicament, hi ha tres configuracions bàsiques:

1.2.4.1. Eix únic

És el model més bàsic, però poc utilitzat. Consta només d'un eix que connecta el fan i el compressor d'alta pressió amb una turbina que els mou.

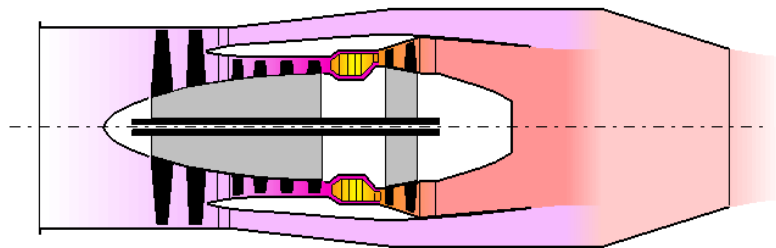


Fig. 6 Turbofan d'eix únic

1.2.4.2. Doble eix

La configuració més usual a l'actualitat és la de dos eixos.

Aquesta configuració disposa de dues turbines, una d'alta pressió i una de baixa pressió.

La turbina d'alta pressió mou el compressor d'alta pressió a través d'un eix independent, mentre que la turbina de baixa pressió s'encarrega de moure el fan a través d'un eix concèntric.

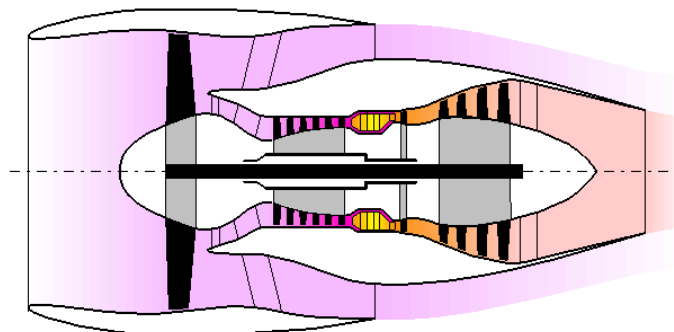


Fig. 7 Turbofan de dos eixos

Partint d'aquesta configuració, també existeix un disseny en el que s'afegeix un compressor de pressió intermitja, entre el fan i el compressor d'alta, per augmentar la relació de compressió global.

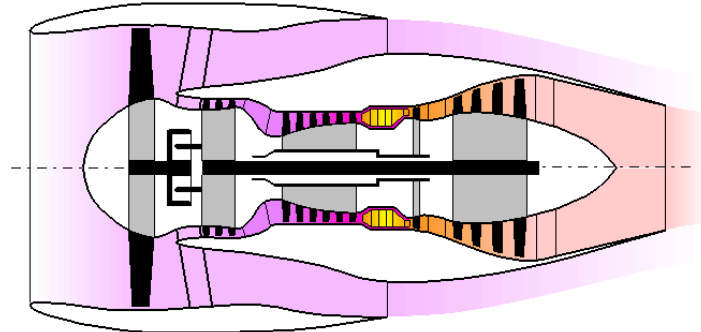


Fig. 8 Turbofan de dos eixos amb transmissió

En aquesta configuració, la turbina de baixa pressió mou el compressor de pressió intermitja i, mitjançant una transmissió, el fan. L'ús de la transmissió permet que tant el compressor de pressió intermitja com el fan treballin a la seva velocitat òptima. Com en el disseny anterior, la turbina d'alta pressió mou el compressor d'alta pressió.

1.2.4.3. Triple eix

En la configuració de tres eixos, desenvolupada per Rolls-Royce, s'afegeixen tant un compressor de pressió intermitja com una turbina de pressió intermitja encarregada de moure'l. D'aquesta manera els tres eixos concèntrics serveixen per connectar els elements d'alta, mitjana i baixa pressió independentment.

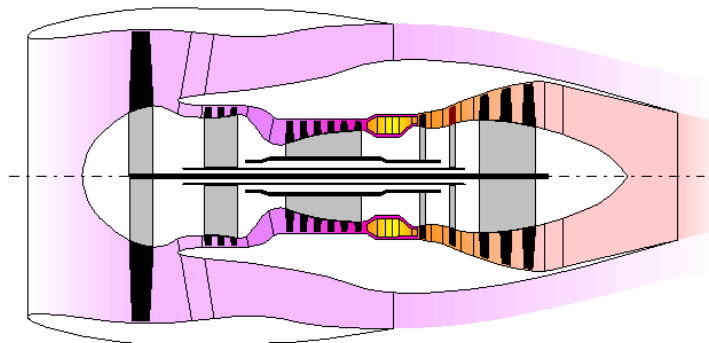


Fig. 9 Turbofan de triple eix

CAPÍTOL 2. EL COMPRESSOR

En aquest capítol es presentarà el component del motor en el que es basa aquest treball, el compressor. Començant pels principis físics de funcionament, es detallaran els dos tipus de compressor amb aplicació aeronàutica i, finalment, es farà una descripció dels diferents mètodes i paràmetres típics utilitzat per a la caracterització d'un compressor.

2.1. Introducció

El compressor és una de les parts més importants dels motors de turbina. En el turbofan es troba situat directament a continuació del fan i la seva funció és comprimir l'aire que després passarà per la cambra de combustió, és a dir, el que correspondria al primer procés del cicle Brayton.

Tal com s'ha vist a l'apartat 1, el compressor és accionat per la rotació de la turbina, ja que es troben connectats pel mateix eix.

Aquesta compressió s'aconsegueix mitjançant l'increment de l'energia cinètica del fluid provocat per la rotació dels àleps i la posterior conversió d'aquesta energia cinètica en un augment de pressió mitjançant la difusió del fluid.

Des dels inicis de la utilització de les turbines de gas per als motors d'avió, s'ha treballat amb dos tipus de compressors diferents, però que aconsegueixen el mateix objectiu: els compressors centrífugs i els compressors axials.

2.2. Tipus de compressors

2.2.1. Compressors centrífugs

Els compressors centrífugs utilitzen un disc rotant amb àleps que acceleren el fluid en la direcció radial. L'aire entra al centre del disc i és forçat pels àleps cap a l'exterior, augmentant la seva velocitat.

Al voltant d'aquest disc es troba un conducte divergent que actua de difusor, reduint la velocitat guanyada abans per la rotació dels àleps i transformant-la en un augment de pressió estàtica, tal com es representa a la següent figura:

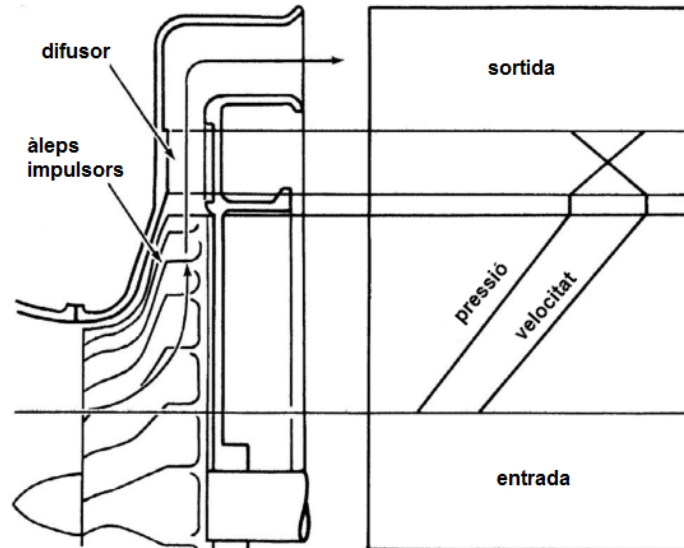


Fig. 10 Pressió i velocitat a través d'un compressor centrífug [2]

Tot i tenir una gran eficiència, els compressors centrífugs no són gaire utilitzats en aplicacions aeronàutiques ja que la seva geometria radial, és a dir, perpendicular al sentit del flux, implica una gran secció frontal, fet poc recomanable en aplicacions aeronàutiques on es busca minimitzar el fregament aerodinàmic.

Una altra limitació d'aquest disseny és que, per aconseguir majors relacions de pressió s'hauria d'augmentar la seva mida, agreujant el problema de la secció frontal, o afegir més compressors, fet que tampoc és viable per l'augment de pes que suposaria.

A l'actualitat l'ús de compressors centrífugs es limita a petits motors turbohèlice, motors turboeix i en la majoria d'APU ("Auxiliary Power Unit") que porten els avions comercials com a font d'electricitat i per a l'arrencada dels motors.

2.2.2. Compressors axials

Els compressors axials van aparèixer per la necessitat d'aconseguir relacions de pressions majors de les que podien oferir els compressors radials. Aquesta necessitat prové del fet que, quant major sigui la relació, menor serà el consum específic de combustible.

El compressor axial consisteix de diverses etapes, cada una de les quals està formada per una fila d'àleps rotatius (rotor) seguida per una fila d'àleps estàtics (estator). Els àleps del rotor acceleren el fluid en primera instància, per després ser descelerades pels àleps d'estator, que actuen a mode de difusor i converteixen aquesta energia cinètica en un augment de pressió estàtica.

Al estar format per diverses etapes, el procés es repeteix en cada una d'elles, augmentant la relació de compressió global entre l'entrada de la primera etapa i la sortida de l'última.

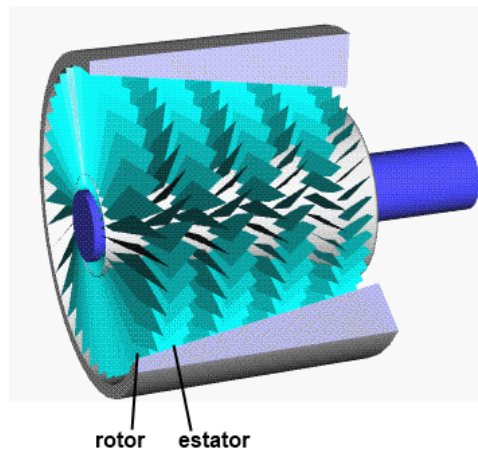


Fig. 11 Esquema bàsic d'un compressor axial de 4 etapes ^[12]

Aquest tipus de compressor és especialment adequat per aplicacions aeronàutiques, tant per la seva major relació de compressió que pot aconseguir, com pel major flux màssic que pot admetre, gràcies a la menor secció frontal respecte a altres tipus com el radial.

Els primers compressors axials requerien l'ús de moltes etapes de compressió, ja que la relació que es podia obtenir de cada una d'elles era molt baixa. Amb els nous desenvolupaments, s'ha millorat molt aquest aspecte i s'ha reduït el nombre d'etapes necessàries per aconseguir una mateixa relació de pressió. Això repercuteix directament en un menor pes i un augment de la eficiència.

2.3. Disseny

2.3.1. Geometria

Com s'ha explicat anteriorment, el compressor consta de diverses etapes, cada una d'elles formada per rotor i estator. Habitualment els compressors utilitzats en els turbofans tenen entre 5 i 15 etapes.

Si analitzem un tall de secció del compressor, tal i com es representa a la figura 12, la secció del conducte (o annulus) i la longitud dels àleps es va reduint a cada etapa.

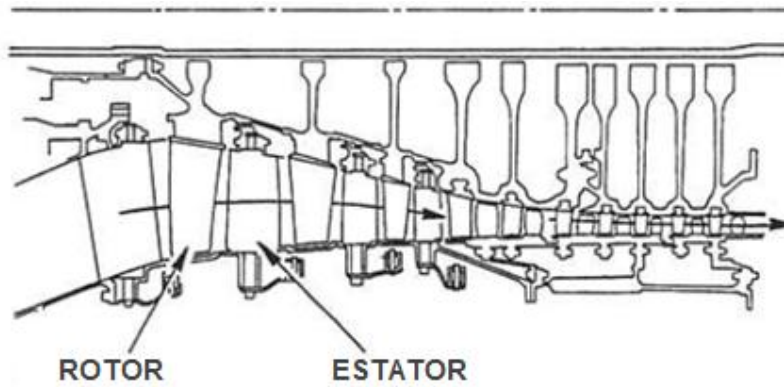


Fig. 12 Geometria d'un compressor axial ^[2]

Això es deu a la necessitat de mantenir una velocitat axial constant, perquè totes les etapes treballin correctament. D'acord amb el principi de conservació de la massa i, degut a l'augment de la densitat de l'aire produït per la compressió, és necessari reduir la secció d'aquest conducte per a poder mantenir la velocitat axial constant.

2.3.1.1. Guies d'entrada (Inlet Guide Vanes)

Els compressors axials solen disposar d'una primera fila d'àleps estàtics a la entrada. La seva funció consisteix en permetre controlar l'angle d'incidència en el que entra el fluid a la primera etapa.

Aquest angle varia segons la velocitat d'operació i, per aquest motiu, s'han desenvolupat mecanismes que permeten moure els àleps d'entrada, possibilitant que aquest angle sigui òptim en qualsevol condició i es millori l'eficiència fora del punt de disseny del compressor.

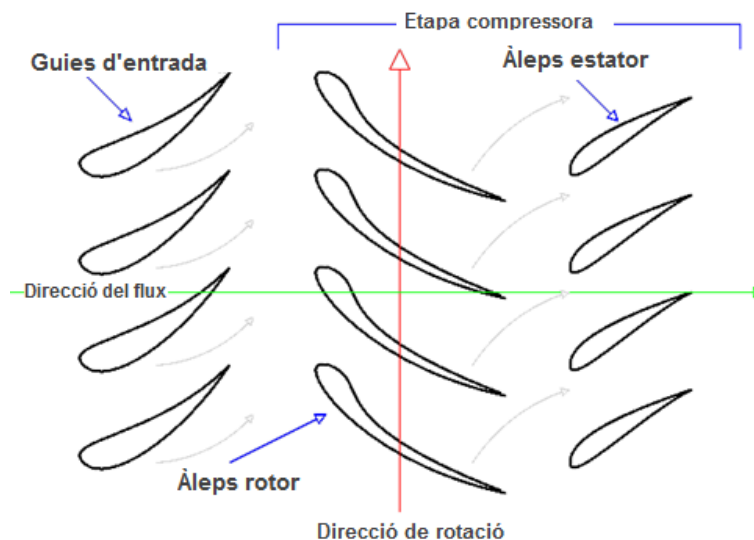


Fig. 13 Representació 2D d'una etapa de compressor precedida d'IGV ^[12]

2.3.1.2. Àleps del rotor i estator

Per a la elecció dels perfils utilitzats als àleps del rotor i l'estator cal tenir en compte dos requeriments bàsics: que aquests àleps han de dirigir l'aire en la direcció adequada per a la correcta entrada a les següents files i que han de realitzar el procés de difusió amb la màxima eficiència possible, és a dir sense pèrdues de pressió total en el sistema de referència de l'àlep.

Per complir aquests requeriments és necessari tenir en compte tant els angles de sortida dels perfils com els angles d'entrada. Ja que per treballar correctament i realitzar la difusió de forma ideal és necessari que el fluid tingui un angle d'incidència adaptat a la forma i orientació de l'àlep.

2.3.2. Triangles de velocitat

En un compressor és important que totes i cada una de les etapes treballin en el seu punt òptim per a obtenir la màxima eficiència.

Per això, és necessari calar els àleps de rotor i estator de manera que es trobin alineats amb el fluid i compleixin la seva funció correctament.

D'aquesta manera, es defineixen els triangles de velocitat, que descriuen matemàticament la direcció que seguirà el fluid tenint en compte la seva velocitat, la velocitat de rotació del rotor i la geometria dels àleps.

Inicialment, si el compressor disposa de guies d'entrada (Inlet Guide Vanes), aquestes deflecten el fluid amb un angle α_1 , que entrarà al rotor amb aquest angle i una velocitat absoluta V_1 .

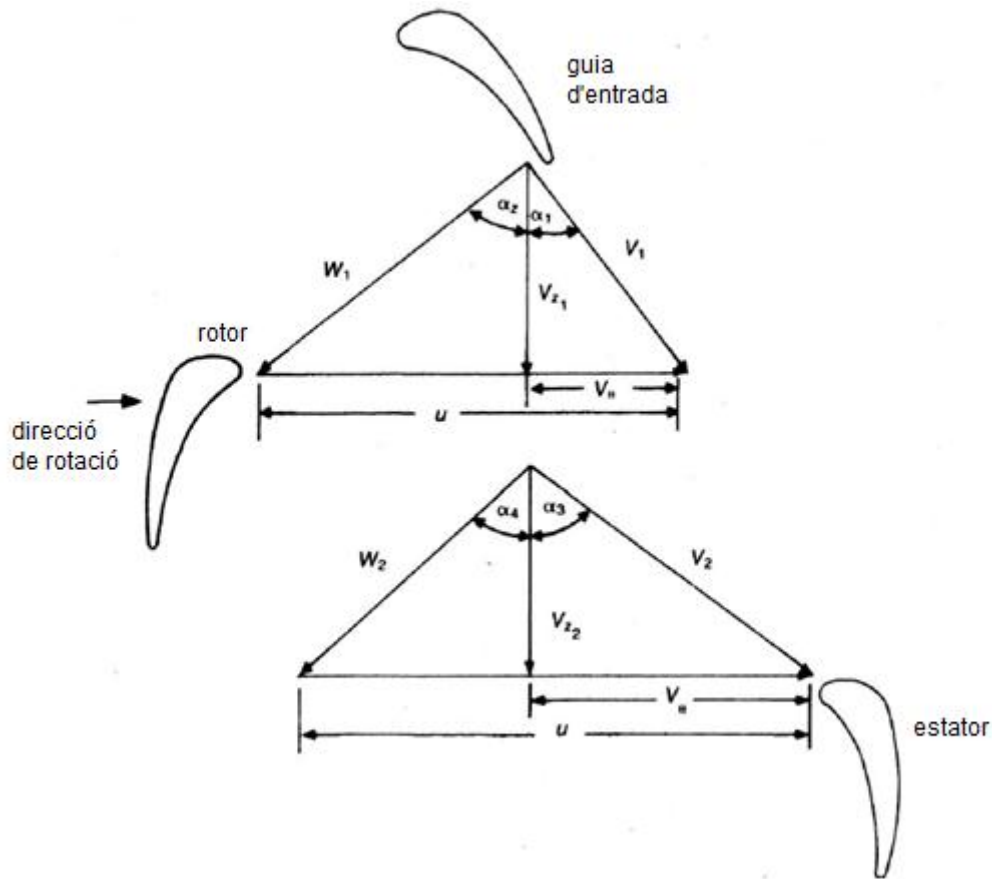


Fig. 14 Triangles de velocitat per una etapa ^[2]

Aquesta velocitat absoluta s'ha de combinar vectorialment amb la velocitat tangencial del rotor (U). D'aquesta manera podem conèixer la velocitat relativa al rotor, W_1 amb un angle α_2 respecte la direcció axial.

A la sortida del rotor, l'aire té una velocitat relativa al mateix, W_2 , lleugerament menor que a l'entrada, ja que es produeix una petita difusió deguda a l'estretament del perfil. Aquesta velocitat surt amb un angle α_4 respecte l'axial, que és menor que α_2 , degut a la curvatura del perfil que li dóna un angle de sortida.

Combinant de nou aquesta velocitat relativa W_2 amb la velocitat del rotor, podem conèixer la velocitat absoluta, V_2 , que entrarà a l'estator amb un angle α_3 respecte l'axial.

Amb el pas per l'estator, el fluid es deflecta un angle depenent de la curvatura del rotor, que es tria de manera que el fluid entri al rotor de la següent etapa amb un angle mínim d'incidència, gairebé axial.

2.3.3. Pèrdues

Com a tot component mecànic, al compressor es produeixen pèrdues d'eficiència provocades per la mateixa geometria. És de gran importància calcular i avaluar aquestes pèrdues si es vol aconseguir una bona eficiència en el disseny d'un compressor axial. Això es fa habitualment tant de manera experimental com teòrica.

Les pèrdues es divideixen en dos grups: les que es produeixen al rotor i les que es produeixen a l'estator. Les diferents pèrdues que podem caracteritzar son:

- Fricció del disc: deguda a la fricció del disc que conté els àleps al rotar.
- Pèrdua d'incidència: Causada quan l'angle d'incidència del fluid sobre els àleps no és 0° . El seu efecte és mínim per angles de 4° , però augmenta ràpidament per angles majors.
- Càrrega dels àleps i pèrdua pel perfil: Deguda als gradients de velocitat negatius a la capa límit, que provoquen desprendiments.
- Fricció de les superfícies: les pèrdues produïdes per la fricció del fluid amb els àleps i les parets del conducte.
- Pèrdua per separació: deguda a l'espai de separació entre els àleps i les parets del conducte.
- Estela turbulenta: pèrdues per l'estela turbulenta formada a la sortida del rotor.
- Pèrdues a l'estator: degudes a la fricció dels àleps i a l'angle d'atac del fluid a l'entrar a l'estator.

La figura 15 mostra la disminució del rendiment amb l'augment del flux màssic, produïda per les pèrdues principals.

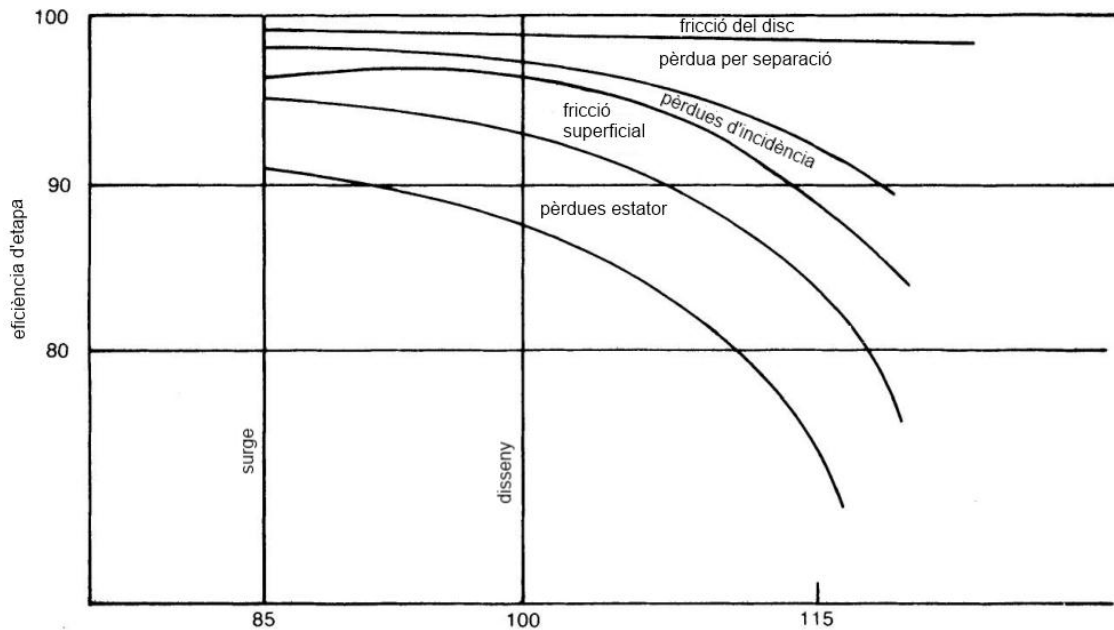


Fig. 15 Disminució de l'eficiència per cada pèrdua ^[2]

2.4. Caracterització

Un dels passos més importants a l'hora de dissenyar un compressor és realitzar un estudi del seu comportament a diferents condicions de treball. D'aquesta manera, es poden estudiar els marges en els que pot operar i les possibles limitacions que puguin aparèixer.

Coneixent aquests paràmetres és més fàcil buscar solucions per optimitzar l'eficiència del punt de disseny o ampliar el rang de treball en el que pot funcionar.

La forma més utilitzada per representar aquestes característiques és l'elaboració d'un mapa compressor.

2.4.1. Mapa compressor

Els mapes compressors permeten representar el comportament del compressor en diferents condicions de treball, tant en el punt de disseny com fora d'aquest.

Habitualment són determinats sometent el compressor a un complex banc de proves i extraient les mesures dels diferents paràmetres o, com és el cas d'aquest treball, mitjançant software especialitzat que permeti obtenir una aproximació d'aquestes característiques.

Els paràmetres utilitzats habitualment per a la representació en el mapa compressor són la relació de pressió en funció del flux màssic, per a diferents velocitats fixes de rotació del rotor. És comú també trobar la eficiència

representada en el mateix gràfic, per poder establir una relació directa entre aquestes característiques i el seu punt òptim de treball.

D'altra banda, es solen utilitzar valors corregits per al flux màssic i la velocitat de rotació, que es comporten com a paràmetres de similitud per a una mateixa geometria i fluid, aplicant les següents correccions:

$$D = \frac{\dot{m} \cdot \sqrt{T_{01}}}{P_{01}} \quad (2.1)$$

$$\tilde{N} = \frac{N}{\sqrt{T_{01}}} \quad (2.2)$$

A la següent figura, es mostra un mapa compressor típic:

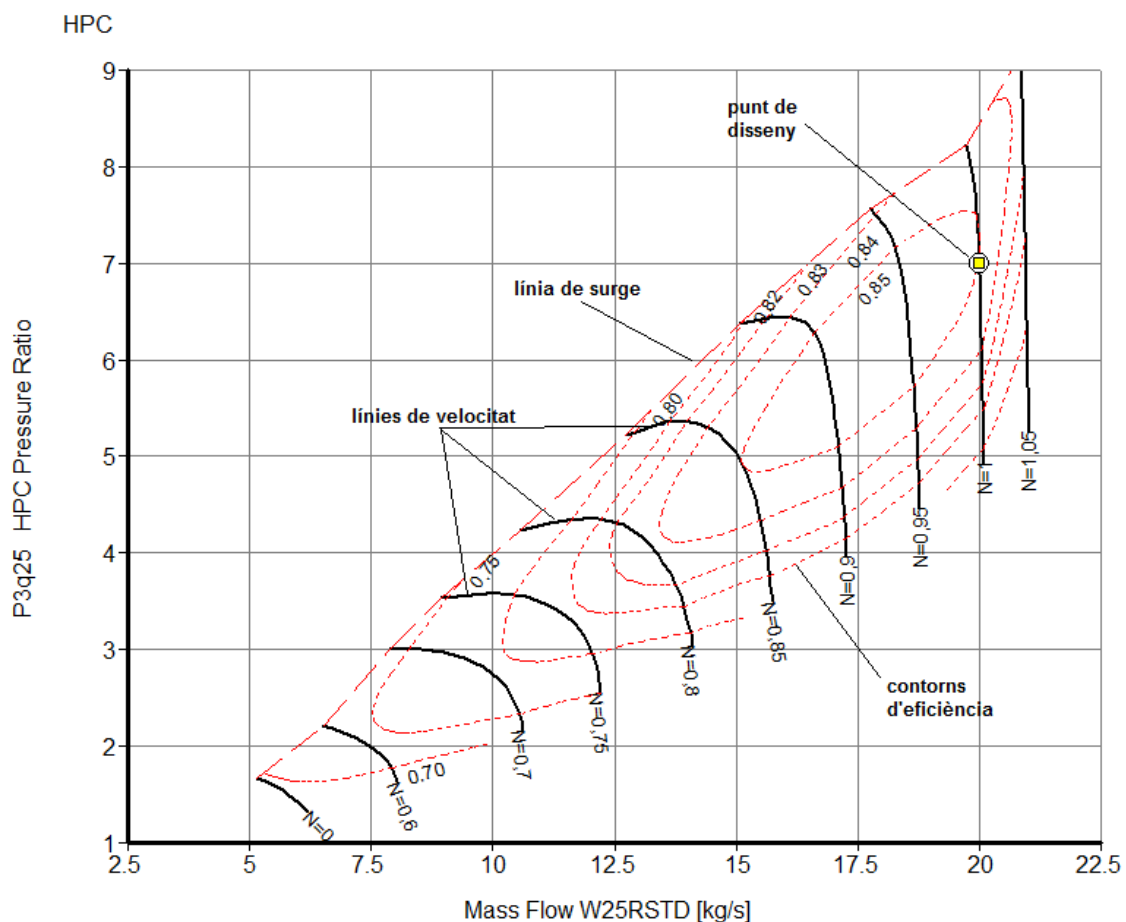


Fig. 16 Mapa compressor típic

En aquest exemple, podem veure les diferents línies característiques típiques d'un mapa compressor:

- Eix vertical (relació de pressió): representant la relació de pressió entre l'entrada i la sortida del compressor.
- Eix horitzontal (flux màssic): representa el flux màssic a l'entrada del compressor, en aquest cas sense corregir.
- Línies de velocitat: les diferents línies corbes que representen la variació del flux màssic en funció de la relació de pressió, per les diferents velocitats fixes del rotor. En aquest cas, estan representades en relació amb la velocitat del punt de disseny ($N=1$).
- Contorns d'eficiència: els contorns delimitats per les línies vermelles puntejades, que representen l'eficiència isentròpica per als diferents valors de flux màssic i relació de pressió. També es solen representar de forma lineal, amb un eix addicional d'eficiències.
- Línia de "surge": la línia vermella superior, aproximadament diagonal, que delimita els punts on es produeix l'efecte de "surge" que s'explicarà al següent subapartat.

2.4.2. Efectes adversos

Analitzant el mapa compressor, podem veure com arriba un punt en el que les línies de velocitat s'acaben. Això és degut a l'aparició de diversos efectes que limiten el rang en el que pot operar el compressor.

2.4.2.1. Surge

El *surge* és el fenomen més complex que es produeix al compressor i és el que limita la part superior de les línies de velocitat representades al mapa compressor.

Es produeix quan, treballant a una velocitat de rotació fixa, s'arriba a un punt en el que si s'augmenta la relació de pressió o es disminueix el flux màssic, l'acció del rotor per accelerar el fluid no és suficient per superar el gradient de pressió invers creat pel mateix compressor.

En aquesta situació, l'aire deixa de circular correctament i es produeixen recirculacions, podent arribar a una inversió del flux total i la seva expulsió sobtada per l'entrada.

Aquest és un punt crític, ja que en aquesta situació s'inicia una oscil·lació periòdica del flux màssic entrant i sent expulsat del compressor. Aquest fet pot provocar vibracions que poden arribar a destruir el compressor i, per tant, deixar inutilitzat tot el motor. S'ha de tenir en compte que el punt de treball

òptim es troba proper al surge i, en cas d'una pertorbació, es pot arribar a aquesta situació amb relativa facilitat. Per aquests motius, es sol definir un marge (SM) de seguretat que el compressor no pot superar durant l'operació.

$$SM = \frac{PR_{surge} - PR_{treball}}{PR_{treball}} \quad (2.3)$$

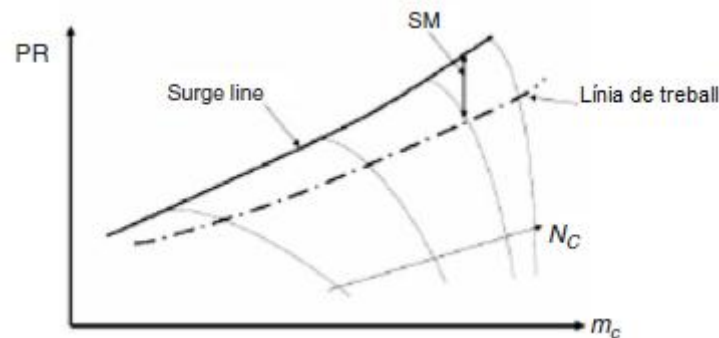


Fig. 17 Marge del surge per l'operació d'un compressor [2]

2.4.2.2. Estrangulament (choke)

L'estrangulament o choke, en anglès, és l'efecte que delimita la part inferior de les línies de velocitat al compressor.

Aquest efecte d'estrangulament està associat amb l'efecte Venturi. Quan l'aire, a una temperatura i pressió determinades passa per l'estretament format pels àleps la seva velocitat augmenta, d'acord amb l'equació de conservació de la massa (eq. 2.4):

$$\dot{m} = \rho \cdot V \cdot A = ct \quad (2.4)$$

Al mateix temps, l'efecte Venturi provoca que la pressió estàtica i, per tant, la densitat disminueixin després de l'estretament.

Un cop s'arriba a Mach 1 en aquest estretament, es forma un coll sònic que provoca la limitació del flux màssic que pot passar on, tot i baixar la pressió a la sortida, aquest no augmenta.

2.4.2.3. Pèrdua (stall)

Un altre dels efectes adversos que es produeixen en el compressor és l'entrada en pèrdua dels àleps o *stall*, en anglès.

Aquest efecte es produeix quan l'angle d'incidència de l'aire sobre els àleps no és l'adequat i, per tant, no pot seguir la curvatura del perfil, produint-se un despreniment de capa límit

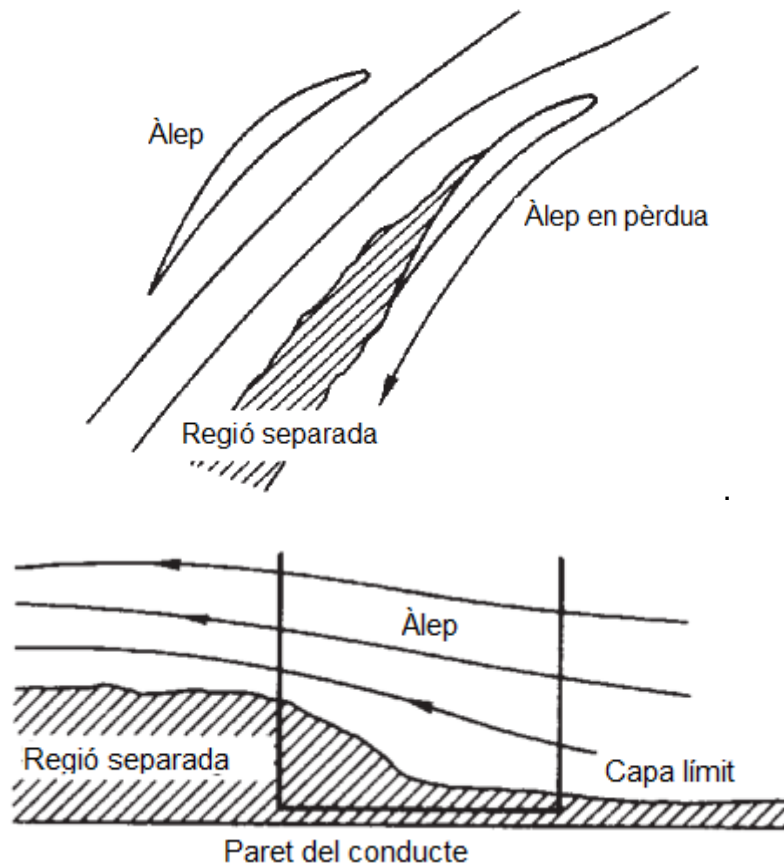


Fig. 18 Representació de perfil i longitudinal del despreniment ^[3]

Aquests despreniments de capa límit es solen originar a l'extrem de les pales, ja que són els punts amb velocitat tangencial màxima, podent-se propagar fins a l'arrel de l'àlep.

L'entrada en pèrdua s'inicia en un dels àleps però si es mantenen les condicions que l'han provocat s'estén a la resta d'àleps que conformen la fila del rotor.

Això és degut a que l'àlep que ha entrat en pèrdua inicialment no pot produir el suficient augment de pressió com per mantenir el flux i es crea una zona de flux retardat que acaba provocant l'aparició de despreniments de capa límit a la resta d'àleps. Aquests despreniments es van produint progressivament en

direcció contrària a la rotació del rotor, a mida que es troben amb la zona de flux retardat.

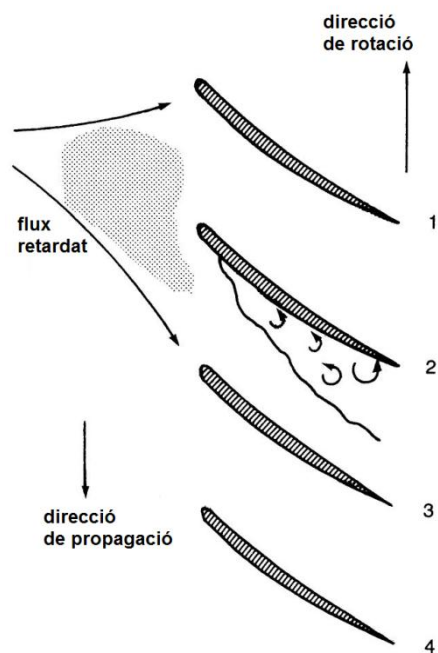


Fig. 19 Propagació de les pèrdues al rotor ^[3]

CAPÍTOL 3. SIMULACIÓ

En aquest capítol es realitzarà l'estudi d'una etapa de compressor mitjançant software de dinàmica de fluids computacional. Es començarà detallant el plantejament del problema, d'on s'han obtingut les dades, els mètodes i models utilitzats per a arribar a la solució. Finalment s'analitzaran els resultats obtinguts, identificant les diferents característiques.

3.1. Objectius

L'objectiu principal d'aquest treball és el de realitzar la simulació, mitjançant dinàmica de fluids computacional, del comportament d'una etapa de compressor.

El punt de partida serà un disseny de compressor ja existent, ja que l'enfocament no és el disseny, sinó l'estudi i caracterització d'un model ja existent. Per tant, els primers passos seran obtenir les dades reals que permetin modelar una etapa del compressor amb la màxima fidelitat possible.

Per a la caracterització d'aquesta etapa es dibuixaran el mapa compressor, les eficiències isentròpiques i les forces al rotor.

3.2. Programari utilitzat

Per a la realització dels passos que componen la simulació numèrica, s'han utilitzat diversos programes.

3.2.1. Solid Edge

El Solid Edge, de Siemens, és el programa CAD, de modelat 3D que s'ha utilitzat per a la creació de la geometria. L'elecció d'aquest programa ha estat motivada per la seva facilitat d'ús i perquè és el programa utilitzat a l'assignatura d'Expressió Gràfica.

3.2.2. Gambit

Per al mallat de la geometria s'ha utilitzat Gambit 2.4.6, que formava part del conjunt de programes de Fluent, abans que aquest fos adquirit per ANSYS.

S'ha triat aquest programa perquè és utilitzat a l'assignatura de Simulació, per la seva simplicitat, perquè permet importar les geometries creades amb Solid Edge i per la seva directa relació amb Fluent, ja que permet definir diferents paràmetres de la simulació directament.

3.2.3. ANSYS Fluent

Per a realitzar la simulació s'ha utilitzat la el software d'ANSYS 13, que incorpora Fluent.

Aquest és un dels softwares de dinàmica de fluids computacional més utilitzats a l'àmbit professional, degut a la seva gran potència i versatilitat, però sense deixar de banda una facilitat d'ús que en permet l'aprenentatge relativament ràpid. És el software utilitzat a l'assignatura de Dinàmica de Fluids Computacional.

3.3. Tria del disseny

La idea inicial d'aquest treball era la de modelar una etapa d'un compressor d'alta pressió d'un dels motors més avançats de l'actualitat, com es el GE90, de General Electric. L'ús d'aquest model resultava especialment interessant ja que és, actualment, el motor que proporciona més empenta.

Aquesta idea, ja de bon principi es va demostrar poc factible, degut a la falta d'informació concreta respecte la geometria i disseny d'aquest model. Resulta evident, doncs, que amb la alta competitivitat entre els diferents fabricants de motors per a l'aviació, totes les dades del disseny es mantenen en un alt secretisme, donant a conèixer només algunes dades genèriques que no permeten conèixer amb exactitud les característiques d'aquest disseny.

La majoria de models utilitzats en l'actualitat presentaven el mateix problema, la falta d'informació concreta. És per això que es va haver de buscar una alternativa.

Per tant, l'enfocament ha estat buscar un model bàsic, sense aplicació directa a cap motor concret, però que permeti aconseguir els objectius d'aquest treball, que no son altres que la caracterització del seu funcionament.

En aquest aspecte, s'ha decidit utilitzar el programa GasTurb 11, creat per Joachim Kurzke. Aquest software ha resultat idoni per la realització d'aquest treball, al proporcionar un model de motor estàndard sobre el qual basar-se, amb la possibilitat d'ajustar alguns dels seus paràmetres per fer-lo més similar a algun model real.

D'aquest programa, s'ha triat el model de turbofan de 2 eixos amb transmissió i fluxos separats, ja que és un dels tipus més utilitzats als motors d'avions comercials.

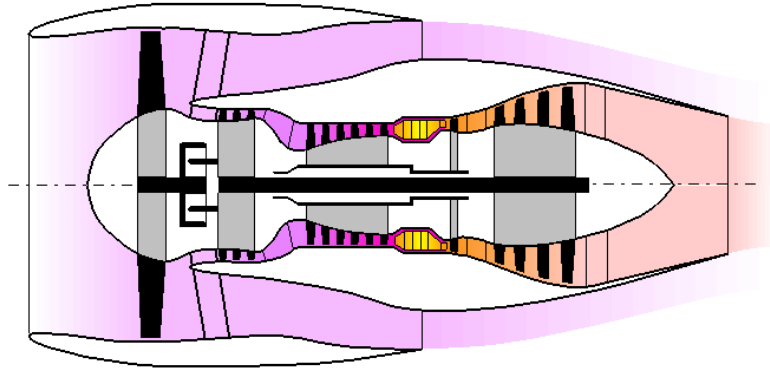


Fig. 20 Diagrama del motor triat al GasTurb

Els diferents paràmetres s'han mantingut per defecte, excepte l'altitud i el Mach del punt de disseny, pels quals s'han utilitzat els valors que es coneixien pel motor GE90. Aquests són una altitud de 11.000m y un nombre de Mach de 0.84.

Amb això, el programa ens proporciona les següents dades que s'utilitzaran per a modelar el compressor d'alta pressió:

- Nombre d'etapes: 5 + 1 guia d'entrada
- Velocitat de rotació: 14680 rpm
- $P_{t_{in}}$: 181,294 kPa
- $P_{t_{out}}$: 1.269,06 kPa
- $P_{t_{out}}/P_{t_{in}}$: 7
- $T_{t_{in}}$: 424 K
- $T_{t_{out}}$: 776 K

Concretament, per a la primera etapa:

- Àleps de rotor: 38
- Àleps d'estator: 46
- Amplada del conducte: 91,1 mm
- Alçada dels àleps: 84,296 mm
- Radi al punt mig: 182,15 mm

Per al càlcul de la relació de pressions que ha de donar la primera etapa, s'ha realitzat la següent estimació, en la qual es suposa que la relació de pressió total és el producte de les relacions de les 5 etapes, que s'han suposat iguals:

$$\frac{P_{t_{out}}}{P_{t_{in}}} = \frac{P_{t_1}}{P_{t_0}} \cdot \frac{P_{t_2}}{P_{t_1}} \cdot \dots \cdot \frac{P_{t_5}}{P_{t_4}} = (PR_{etapa})^5 \quad (3.1)$$

Si substituïm els valors coneguts, podem concloure que $PR_{etapa} = 1,476$

3.4. Plantejament de la simulació

3.4.1. Introducció

Per al plantejament de la simulació, o fase de preprocessat, es començarà definint la geometria del problema, a partir de la qual es crea una malla que representa aquesta geometria mitjançant cel·les discretes. Un cop es disposa d'això, es defineixen quins models físics es volen aplicar al problema i s'especifiquen les condicions de contorn necessàries per al càlcul.

Un cop es disposa del problema correctament configurat, s'inicia la simulació en la qual es solucionen les equacions de forma iterativa.

Per a la geometria, s'ha optat per realitzar una simulació bidimensional, això és degut als problemes que s'han trobat inicialment per trobar dades concretes sobre la geometria i que dificultaven el correcte modelat de la etapa. S'ha considerat correcte realitzar la simulació en 2D perquè la majoria d'efectes i característiques típiques d'una etapa de compressor es poden apreciar igualment i també permet una major velocitat de càlculs, cosa que facilita la realització d'un major nombre de simulacions per diferents condicions.

3.4.2. Definició de la geometria

3.4.2.1. Problemes inicials

En una primera instància es va intentar aplicar directament les dades i mides obtingudes del GasTurb, però els resultats no van ser satisfactoris.

El problema radicava en que el GasTurb proporciona valors genèrics de la geometria, com és l'amplada del conducte, la longitud i altura dels àleps, l'espai entre àleps i d'altres magnituds. Una de les dades crucials per aconseguir el correcte funcionament és conèixer la geometria dels perfils utilitzats pels àleps.

Aquesta informació no la proporciona el GasTurb i s'han hagut de triar uns perfils de manera aproximada, consultant el tipus de perfils típics a diferents llibres i buscant-ne un de semblant.

Els perfils triats pel primer disseny eren de la sèrie NACA de 4 dígit. Concretament, el 6510 per al rotor i el 4410 per l'estator.



Fig. 21 Perfils inicials: 6510 (rotor) i 4410 (estator)

Amb aquests perfils i les mides proporcionades pel GasTurb, els resultats no eren correctes, ja que l'amplada dels àleps era excessiva en comparació amb l'espaiat i es produïen estrangulaments.

Finalment, s'ha optat per modificar la geometria de manera que el compressor treballi correctament, agafant les mides del GasTurb com a base, però ajustant-les segons convingui.

D'aquesta manera, tindrem un punt de partida amb un funcionament correcte, que passarà a ser el punt de disseny a partir del qual es modificaran les condicions per analitzar com es comporta.

3.4.2.2. Geometria final

Un cop comprovat que no es podien utilitzar les dades del GasTurb directament i s'havia d'optar per una aproximació més experimental, la solució ha sigut realitzar diferents simulacions preliminars, fins a aconseguir el comportament esperat del compressor. El disseny corresponent a aquest correcte funcionament, passa a ser el punt de disseny a partir del qual es realitzaran les simulacions.

Els perfils utilitzats, extrets de les series NACA de 4 dígit, són el 6505 per al rotor i el 8405 per l'estator.



Fig. 22 Perfils finals: 6505 (rotor) i 8405 (estator)

Aquesta elecció ha vingut donada per una reducció del gruix, com s'ha explicat a l'apartat 3.4.2.1. i pel càlcul dels triangles de velocitat per al compressor, tal com mostra la figura 23.

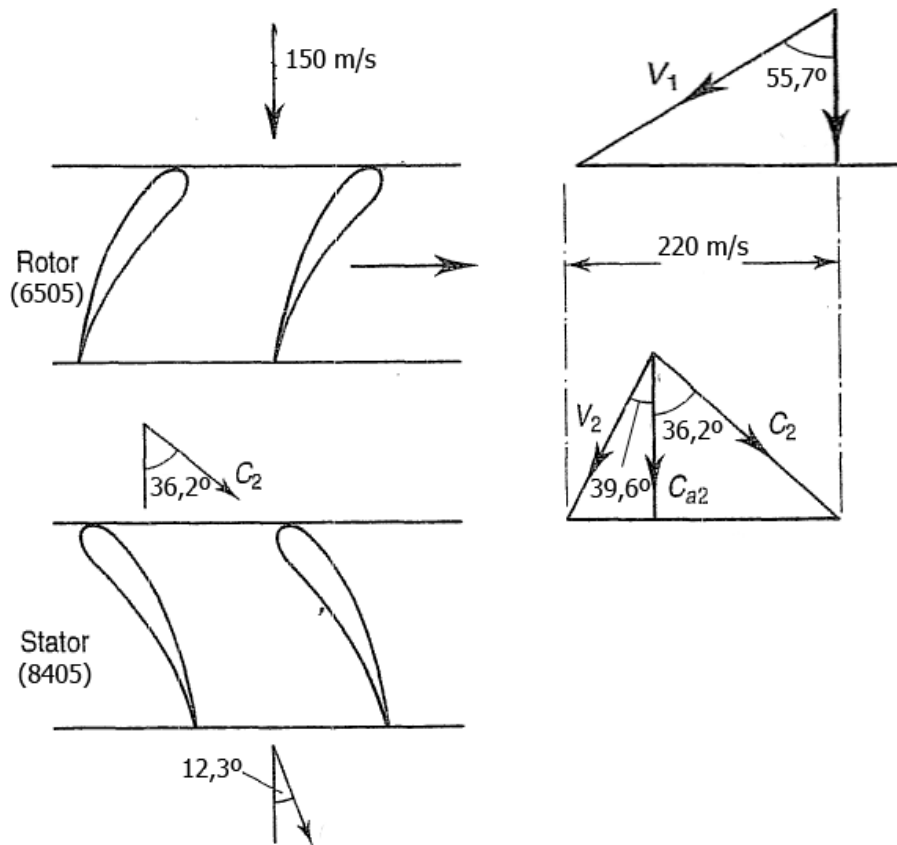


Fig. 23 Càlcul dels triangles de velocitat

Com es pot apreciar, el fluid entra en direcció totalment axial, sense component tangencial. Tenint en compte la velocitat de rotació del rotor (220 m/s) i l'angle de sortida del fluid determinat per la geometria de l'àlep ($39,6^\circ$), s'ha ajustat la inclinació de l'estator ($36,2^\circ$) perquè l'angle d'incidència de l'aire sigui 0 i treballi correctament.

Es pot apreciar, també, que l'aire a la sortida del rotor no és totalment axial, sinó que surt amb un angle de $12,3^\circ$. Això és degut a que la curvatura de l'estator no és suficient com per corregir la direcció del fluid totalment. Es tracta doncs, d'una solució de compromís tenint en compte la inclinació necessària de l'àlep de l'estator i el fet que una curvatura major resultaria excessiva i es produirien desprendiments. No suposa cap problema, perquè es pot corregir a la següent etapa.

3.4.2.3. Creació de la malla

La malla s'ha creat utilitzant l'entorn Gambit, important la geometria abans creada amb Solid Edge.

Per a discretitzar la geometria s'han utilitzat cel·les triangulars de mida variable. Aquesta mida de les cel·les s'ha reduït a les zones de major interès, com és al voltant dels àleps i als dos trams que delimiten el rotor, per obtenir més detalls

de la interacció entre la part mòbil i la part estàtica, tal com es pot apreciar a la figura 24.

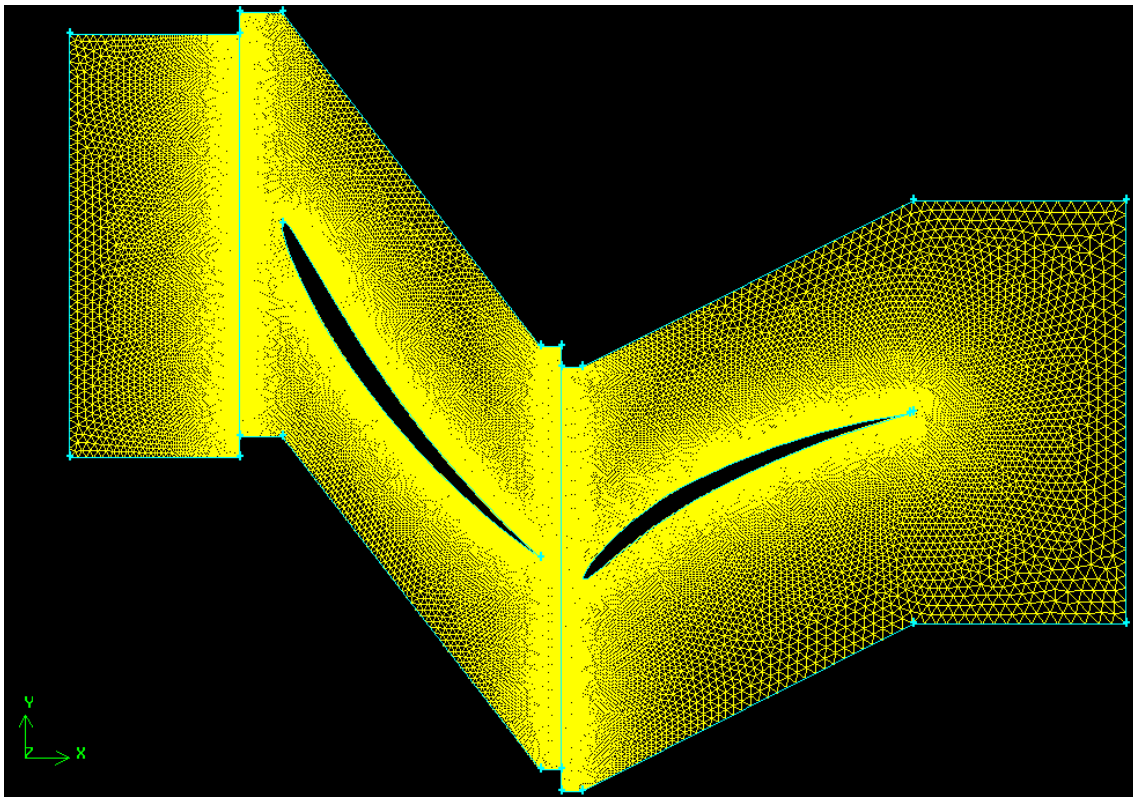


Fig. 24 Malla de la geometria

Des del Gambit, s'ha separat la geometria en tres zones de fluid: l'entrada, el rotor i l'estator. D'aquesta manera es podran definir les parts mòbils i estàtiques des del Fluent.

3.4.3. Models físics

Un cop definida la geometria del problema i amb la malla acabada, cal definir els models físics que s'utilitzaran a les simulacions. És un pas important, ja que d'aquesta elecció dependrà la qualitat i la validesa de les solucions obtingudes.

3.4.3.1. Formulació

El Fluent disposa de tres algorismes de resolució: segregat basat en la pressió i acoblat basat en la densitat.

La principal diferència entre el mètode segregat i l'acoblat és que el primer resol les equacions de forma seqüencial (una a partir de l'altra), mentre que el segon les resol simultàniament. Això fa que el mètode segregat sigui considerablement més ràpid.

En el cas del segregat, la resolució es basa en la pressió, fet que el fa apropiat per a problemes a velocitats baixes. D'altra banda, la resolució acoblada es basa en la densitat i resulta més apropiada per a velocitats altes.

En el cas d'aquest treball, s'ha decidit utilitzar el mètode segregat, ja que les velocitats no arriben a ser supersòniques i la seva major rapidesa de resolució facilita l'objectiu d'aquest treball, que és realitzar una gran quantitat de simulacions per diferents condicions.

3.4.3.2. *Ordre de la discretització*

El Fluent utilitza una discretització espacial en la qual els valors escalars resultants dels càlculs es guarden al centre de les cel·les que conformen la malla. Aquestes dades no són suficients per efectuar els càlculs, ja que les equacions resoltes requereixen conèixer els valors a les cares de les cel·les. Per tant, cal obtenir aquest valor interpolant a partir dels valors del centre.

Per realitzar aquesta interpolació el Fluent ofereix diferents graus de precisió, que van des de primer ordre fins a mètodes d'interpolació de tercer ordre.

En aquest cas, ja que és el mètode més ràpid i ens proporciona una precisió suficient per al nostre cas, s'ha utilitzat una interpolació de primer ordre, en la qual es suposa que el valor a la cara és el mateix que al centre.

3.4.3.3. *Model de l'aire*

El model de l'aire que s'ha utilitzat és el de gas ideal, amb els paràmetres per defecte de Fluent excepte la viscositat, per la qual s'ha utilitzat el model Sutherland.

$$\mu = \mu_{ref} \left(\frac{T}{T_{ref}} \right)^{3/2} \frac{T_{ref} + S}{T + S} \quad (3.2)$$

Aquest model estableix una relació entre la viscositat i la temperatura absoluta de l'aire, on es defineix una temperatura de referència (T_{ref}) i la temperatura efectiva o de Sutherland (S).

3.4.3.4. *Model de turbulència*

Per al càlcul de la turbulència, s'ha utilitzat el model Spalart-Allmaras. Tot i ser un model d'una sola equació, és un model raonablement precís per a modelar fluxos turbulents en gradients de pressió adversos, com és el cas del compressor. És un model local i, per tant, l'equació en un punt no depèn de la solució a altres punts.

Aquestes característiques el fan un model robust, precís, de fàcil convergència i ràpid.

3.4.4. Zones mòbils

Per a la simulació del moviment dels àleps del rotor s'han estudiat les diferents possibilitats que ofereix el Fluent, buscant la més adequada per a l'objectiu d'aquest treball.

Bàsicament, hi ha tres possibilitats per modelar problemes que consten de zones mòbils i estàtiques:

3.4.4.1. Marc de referència mòbil

Aquest model, el més simple dels tres, és una aproximació en estat estacionari en la qual diferents zones de la malla es mouen a diferents velocitats de rotació o translació i el càlcul

Tot i ser una aproximació, és un model que resulta bastant raonable quan es busca una mitja temporal del flux en estat estacionari i no els valors concrets en un instant.

En el cas d'un problema amb rotor i estator, com és aquest, el model és només adequat en el cas que la interacció entre rotor i estator sigui petita.

3.4.4.2. Malla lliscant

És el model més complex i precís dels tres, enfocat a obtenir solucions transitòries en un instant concret.

S'utilitzen dues o més zones de la malla, on cada una d'elles està delimitada per, al menys, una zona d'interfície.

Les dues zones es mouen relativament entre elles a través d'aquesta interfície en passos temporals.

3.4.4.3. Pla de mescla

És el mètode utilitzat en aquesta simulació.

Amb un plantejament similar al del marc de referència mòbil, en aquest model es defineixen les diferents zones mòbils, que es troben separades per un pla de mescla.

La funció d'aquest pla és tractar cada zona com a un problema independent i, realitzant una mitjana de les solucions a la sortida de la primera zona, introduir aquests valors mitjans com a condicions de contorn a l'entrada de l'altra zona.

Aquest model només es vàlid per a solucions en estat estacionari i problemes en els quals la interacció entre la part mòbil i la part estàtica es dèbil o no és rellevant, ja que les inestabilitats produïdes en una zona no es propaguen a l'altra al realitzar la mitja.

En el cas d'aquest treball, el model de pla de mescla resulta adequat, ja que no ens interessa l'estat transitori, sinó que es volen aconseguir solucions en estat estacionari per diferents condicions a l'entrada i sortida.

3.4.5. Condicions de contorn

En les simulacions de dinàmica de fluids, el domini és limitat i, per tant, s'han de definir els valors de les diferents quantitats físiques en els extrems del domini per a poder calcular les equacions.

Les condicions de contorn utilitzades en aquesta simulació es mostren a la figura 25:

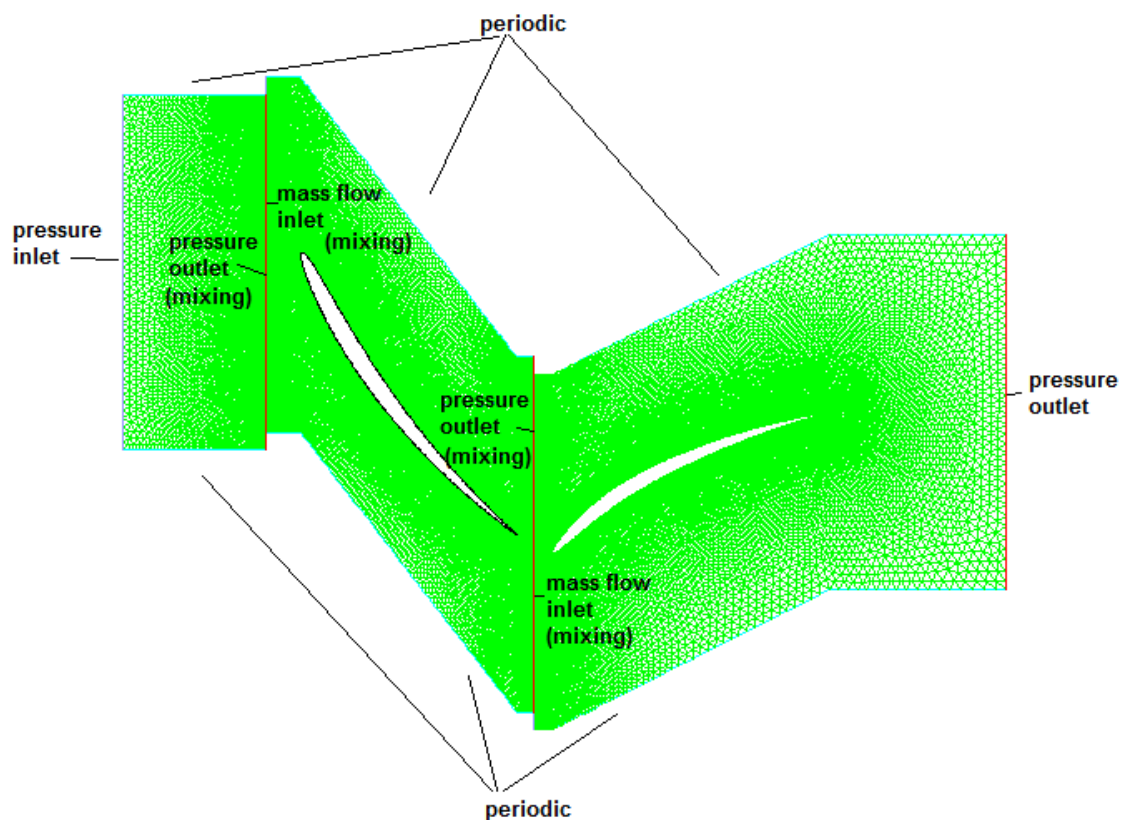


Fig. 25 Condicions de contorn

L'entrada i la sortida s'han definit com a entrada de pressió (pressure inlet) i sortida de pressió (pressure outlet) respectivament. Això és així per poder fixar la relació de pressions a la que està treballant el compressor i poder elaborar el mapa compressor.

Tal com s'ha explicat al subapartat anterior, s'ha optat per utilitzar el model de plans de mescla (mixing planes) per a la simulació de les parts mòbils. Es pot veure a la figura que se n'han creat dos: un entre el primer tram d'entrada i un altre entre la zona del rotor i la de l'estator. Les dues arestes que formen el pla de mescla s'han definit com a sortida de pressió i entrada de flux màssic, degut a que és la única combinació de les tres possibles que té en compte la conservació de la massa.

Com que la geometria és un tall en 2D d'una etapa del compressor, cal especificar la periodicitat dels límits superiors i inferiors perquè es tinguin en compte la resta d'àleps que formen l'etapa.

Així doncs, per a les condicions de contorn en el punt de disseny i, basant-se en la informació proporcionada pel GasTurb, s'utilitzaran els següents valors:

A la entrada:

- Pressió total: 242,450 kPa
- Pressió estàtica (inicial/supersònic): 227,842 kPa
- Temperatura total: 424 K

A la sortida:

- Pressió estàtica: 267,549 kPa
- Temperatura total (reflux): 450 K

Al rotor:

- Velocitat tangencial: 220 m/s

D'aquesta manera, tenim la simulació pel punt de disseny configurada i llesta per a calcular.

3.4.6. Procediment seguit

Un cop es disposa del problema correctament plantejat, el següent pas és calcular les simulacions.

L'objectiu és obtenir les dades per diferents relacions de pressió entre l'entrada i la sortida i per diferents velocitats de rotació del rotor.

Per aconseguir això, es realitzaran simulacions independents, ajustant els valors de les condicions de contorn i s'iterarà fins a arribar a l'estat estacionari.

3.4.6.1. Iteració

A les primeres proves s'ha vist que iniciar la simulació directament amb el "solver" estacionari no és possible, ja que els càlculs divergeixen. Això és probablement provocat pel gradient de pressió advers amb el que opera el compressor, que produeix inestabilitats fins que el flux no s'estabilitza gràcies a l'acció del rotor.

Per aquest motiu, el procediment seguit per aconseguir una solució estacionària ha sigut el següent:

Iniciar el càlcul en estat transitori, utilitzant passos de temps adaptatius. L'ús dels passos adaptatius permet obtenir un comportament més semblant al d'un càlcul estacionari, ja que la mida d'aquests passos es va augmentant a mida que els errors de truncament cauen per sota d'un llindar determinat. El valor inicial d'aquests passos és de $1e-05$ segons.

El següent pas és definir un monitor del flux màssic i iterar fins a observar en aquest monitor que el flux màssic s'estabilitza (fig. 26). En la majoria dels casos, s'han realitzat entre 1000 i 2000 iteracions en transitori fins a poder canviar a estacionari.

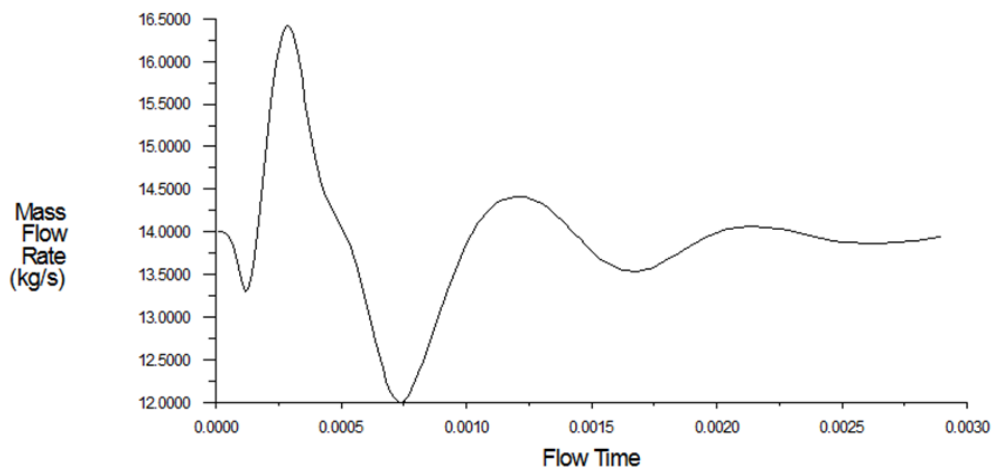


Fig. 26 Monitor del flux màssic estabilitzat

Un cop aquest flux màssic s'ha estabilitzat, es canvia el "solver" al mode estacionari, amb el que es realitzaran les últimes iteracions fins a arribar a l'estat estacionari final.

3.4.6.2. Canvi de condicions de contorn

En els casos on s'han realitzat simulacions amb relacions de pressió properes als límits del que pot donar el compressor, és a dir, prop del surge ha calgut realitzar alguns canvis en el plantejament de la simulació.

Durant les simulacions s'han pogut constatar les dificultats d'obtenir una solució estacionària per aquestes zones, ja que es produeixen importants recirculacions degut a que el rotor no pot arribar a accelerar l'aire el suficient com per compensar el gradient de pressió invers.

Per aquest motiu, s'ha optat per modificar la condició a l'entrada en aquests casos per una entrada de flux màssic en comptes d'una entrada de pressió, ja que dona un comportament més estable i permet obtenir la solució estacionària tot i l'existència de recirculacions.

D'aquesta manera, es segueix el procediment invers a la resta de simulacions i, fixant el flux màssic, es calcula la relació de pressió que dona el compressor.

3.5. Estudi dels resultats

3.5.1. Introducció

Com a objectiu final del treball, s'ha realitzat la fase de postprocessat, que no és altra cosa que la representació dels resultats obtinguts a les simulacions, i s'han interpretat aquests resultats.

El programa de postprocessat, integrat en Fluent, permet visualitzar les dades de diferents formes. Les més utilitzades en aquest treball han sigut la representació de les diferents magnituds físiques en forma de contorns, els vectors de velocitat del fluid, les línies de corrent i les gràfiques X-Y.

Un cop finalitzades les simulacions i obtingudes les dades rellevants, s'ha comprovat la coherència d'aquestes dades (disponibles a l'annex 1) i s'han elaborat les diferents gràfiques que permeten descriure el funcionament de la etapa i que serviran per determinar si les simulacions han donat un resultat satisfactori.

3.5.2. Punt de disseny

Analitzant els resultats obtinguts podem valorar si el punt de disseny triat seria realment adequat per a la operació d'aquesta etapa.

De la simulació pel punt de disseny, podem extreure les tres dades principals que ens permetran realitzar aquest anàlisi: la relació de pressió, el flux màssic i l'eficiència isentròpica.

- $PR = 1,165$
- $\dot{m} = 13,98 \text{ kg/s}$
- $\eta = 0,867$

D'aquí, podem veure com la relació de pressions que ens proporciona la etapa és considerablement més baixa que la obtinguda del GasTurb. Això és degut a que la relació de pressió donada pel GasTurb és bastant elevada per ser d'una sola etapa i, amb les simplificacions i canvis del disseny que s'han hagut de realitzar, aquest valors han acabat tenint poca similitud.

Es pot veure també que la eficiència és bastant alta i està dins dels valors típics en els que treballa una etapa de compressor.

Si ens fixem en els contorns de pressió estàtica (fig. 27), es pot apreciar com es produeix el comportament esperat, amb una depressió a l'extradós del rotor, propera al caire d'atac. També es pot veure com es produeix el procés de difusió, tant en el rotor (en menor mesura) com a l'estator, produint un increment de la pressió respecte l'entrada.

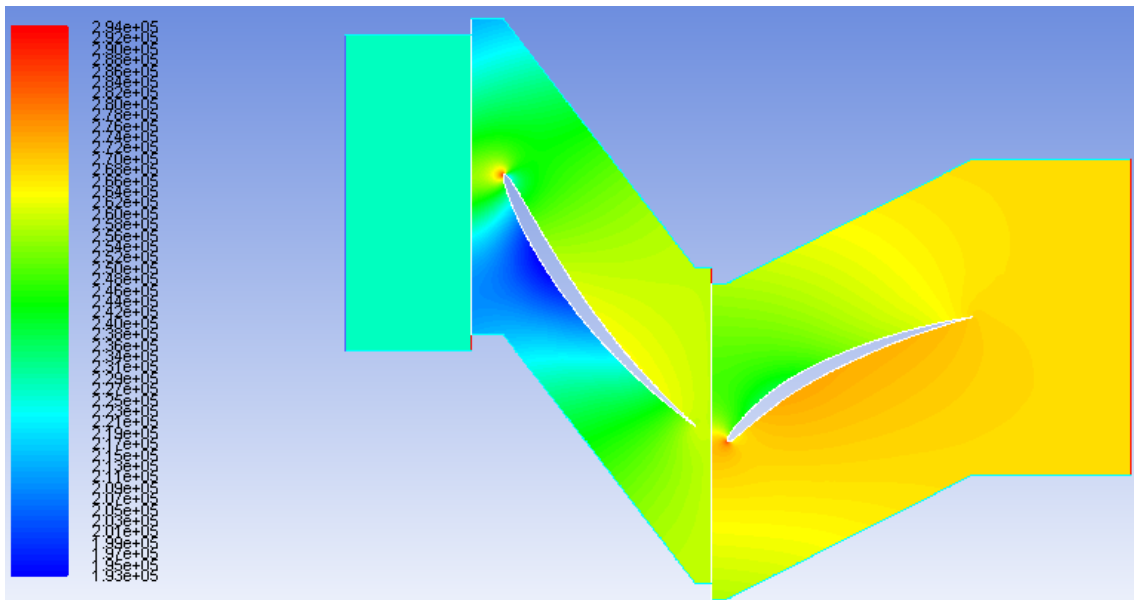


Fig. 27 Contorns de pressió estàtica per al punt de disseny

D'altra banda, si observem les línies de corrent, representades amb els colors corresponents a la velocitat absoluta, podem veure com els angles d'incidència, tant per al rotor com a l'estator són els correctes i, per tant, està treballant de manera òptima.

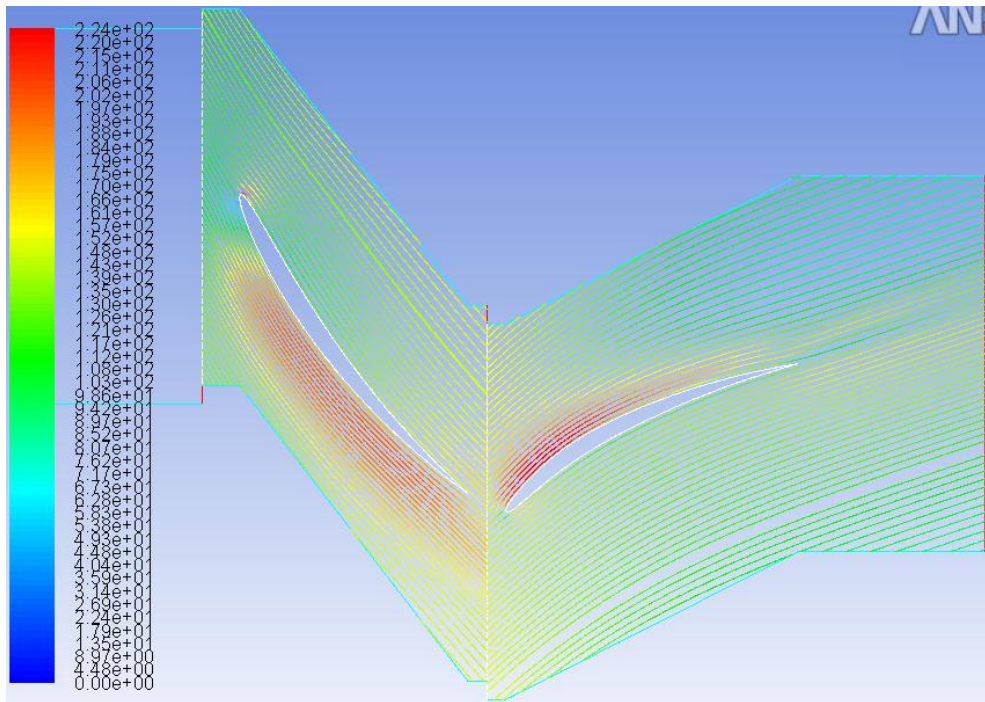


Fig. 28 Línies de corrent en funció de la velocitat absoluta pel punt de disseny

3.5.3. Mapa compressor i eficiència

Per a analitzar el comportament de l'etapa de compressor en condicions fora del punt de disseny, la primera gràfica generada és el mapa compressor. Per obtenir-lo s'han realitzat simulacions per a diferents velocitats de rotació del rotor.

Per cada una d'aquestes velocitats s'ha obtingut la variació del flux màssic a mida que s'augmentava i disminuïa la relació de pressions entre l'entrada i la sortida.

El mapa compressor s'ha dibuixat com una funció de la relació de pressió amb el flux màssic corregit multiplicat per la velocitat corregida.

Les correccions aplicades són les següents:

$$D = \frac{\dot{m} \cdot \sqrt{T_{Ti}}}{P_{Ti} \cdot A} \quad (3.3)$$

D'on D és el flux màssic corregit, \dot{m} és el flux màssic, T_{Ti} és la temperatura total a l'entrada, P_{Ti} és la pressió total a l'entrada i A és la secció 'virtual' considerada pel Fluent.

Degut a que ens trobem en un cas 2D, la secció A s'ha calculat tenint en compte que Fluent dimensiona 1m per cada m de longitud. Per tant, sabent que l'alçada de la geometria és de 60 mm, l'àrea serà de 0,06 m²

$$\tilde{N} = \frac{N}{\sqrt{T_{Ti}}} \quad (3.4)$$

D'on \tilde{N} és la velocitat corregida, N és la velocitat de rotació i T_{Ti} és la temperatura total a l'entrada.

A l'eix horitzontal s'ha representat el flux màssic multiplicat per la velocitat corregida ja que, d'aquesta manera, s'augmenta l'espaiat entre les línies de velocitat i es facilita la seva visualització.

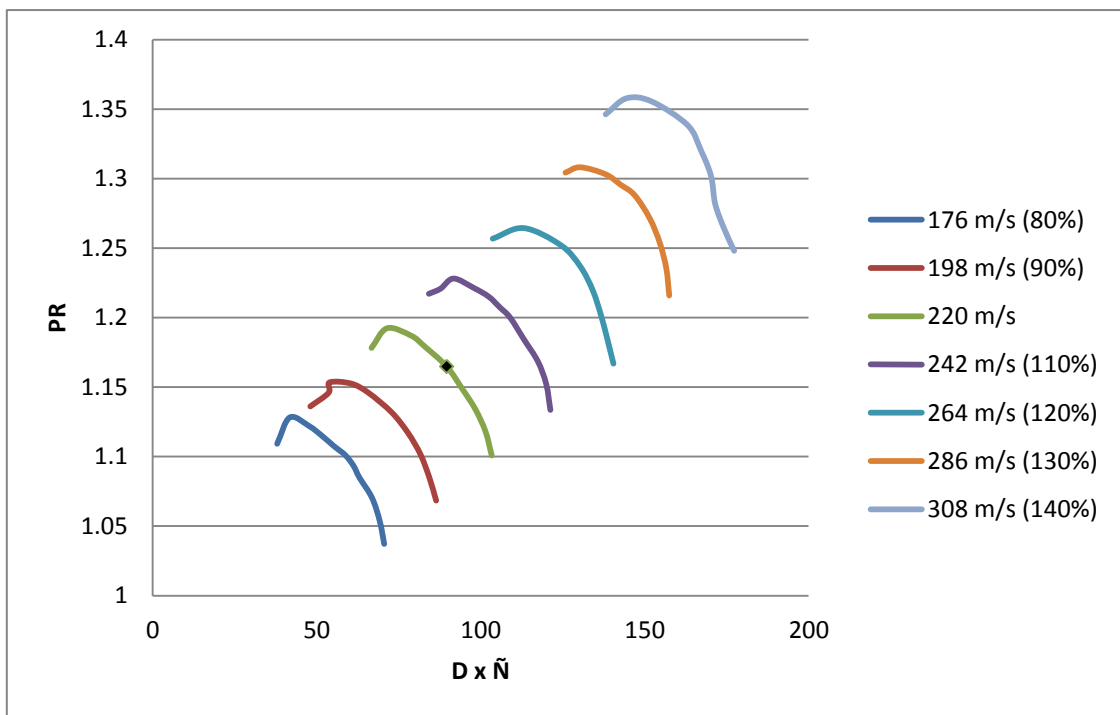


Fig. 29 Mapa compressor obtingut, punt de disseny indicat amb un rombe

Podem veure com el conjunt de línies de velocitat constant segueix una tendència molt clara: a mida que s'augmenta la velocitat de rotació s'augmenta el flux màssic i la relació de pressió que proporciona el compressor.

Es pot veure doncs, que això concorda amb la teoria vista al capítol anterior.

Analitzant el comportament de cada línia de velocitat, es pot apreciar com totes segueixen un comportament molt similar, amb una reducció progressiva del flux màssic a mida que s'augmenta la relació de pressió, fins a arribar al punt conegut com a "surge" on el gradient de pressió és massa gran per a ser

compensat per l'acció del rotor i es produeixen recirculacions, fent que la etapa deixi de treballar correctament i es redueixi la relació de pressions que ens dona.

Es pot veure com, en les línies de les velocitats menors, aquesta baixada es produeix de manera més brusca, ja que l'acció del rotor és menor i s'arriba al "surge" amb major facilitat.

També es pot apreciar que, en totes les línies de velocitat, per les relacions de pressió més baixes arriba un punt en el que el flux màssic ja no pot augmentar més degut a l'aparició d'un estrangulament, que s'analitzarà amb més detall al següent subapartat.

És interessant també analitzar aquest mateix gràfic, però utilitzant el flux màssic sense corregir a l'eix horitzontal.

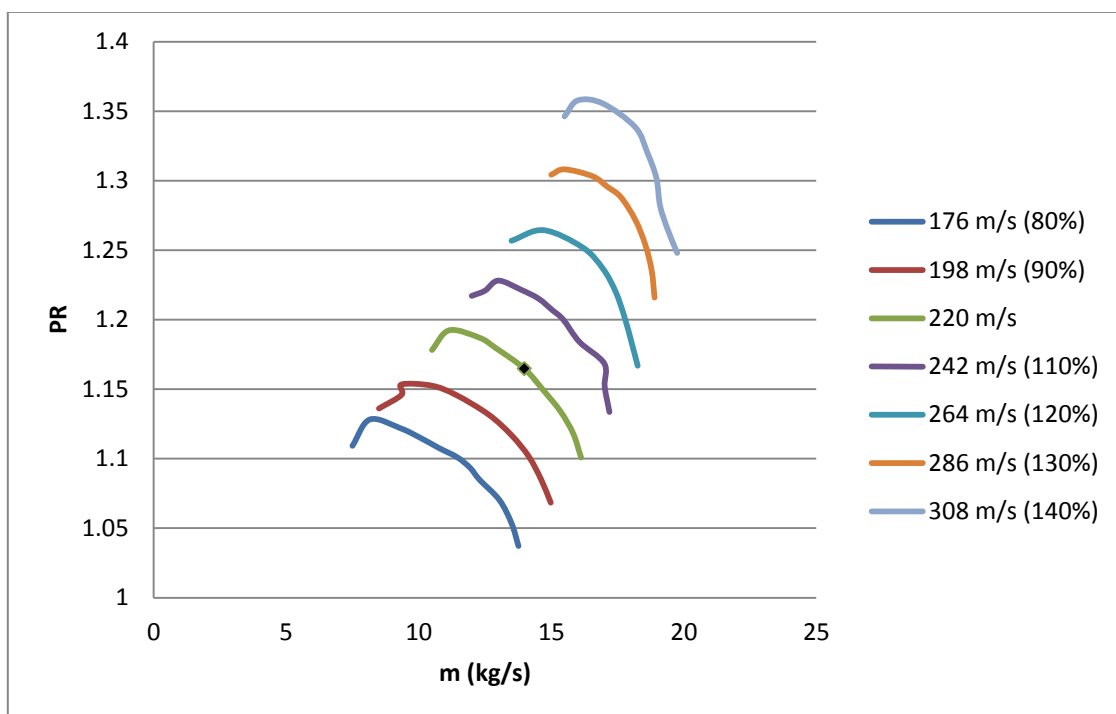


Fig. 30 Mapa compressor en funció del flux màssic

En aquesta representació s'observa que, per les velocitats més grans, la separació entre les corbes es va reduint.

Aquest fet és degut a l'aparició del coll sònic, produït a les majors velocitats de rotació, que limita el flux màssic que pot circular per l'etapa. Això concorda amb la teoria i indica que, de seguir augmentant la velocitat de rotació, arribaria un punt en el que flux màssic màxim deixaria d'augmentar per l'estrangulament produït.

Mitjançant les dades obtingudes, també s'ha generat una gràfica del rendiment isentròpic en funció del flux màssic corregit multiplicat per la velocitat corregida. Aquesta gràfica ens permet veure el punt òptim de treball per a cada velocitat i relacionar la eficiència amb el mapa compressor anteriorment explicat.

L'eficiència s'ha calculat mitjançant la fórmula bàsica de la eficiència isentròpica (eq. 3.5):

$$\eta = \frac{\Delta H_{is}}{\Delta H_r} \quad (3.5)$$

D'on ΔH_{is} és la variació d'entalpia en el cas isentròpic i ΔH_r és la variació d'entalpia en el cas real.

Expressant aquesta eficiència en funció de les temperatures i utilitzant la fórmula de gas ideal en el cas adiabàtic reversible (eq. 3.6), podem expressar l'eficiència en funció de les temperatures i pressions del problema (eq. 3.7).

$$\frac{Pt_o}{Pt_i} = \left(\frac{Tt_{ois}}{Tt_i} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.6)$$

$$\eta = \frac{Tt_{ois} - Tt_i}{Tt_o - Tt_i} = \frac{\left(\frac{Pt_o}{Pt_i} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{Tt_o}{Tt_i} - 1} \quad (3.7)$$

D'on η és el rendiment, Tt_{ois} és la temperatura total a la sortida en el cas isentròpic, Tt_o és la temperatura total a la sortida, Tt_i és la temperatura total a l'entrada, Pt_o és la pressió total a la sortida, Pt_i és la pressió total a l'entrada i γ és el coeficient adiabàtic de l'aire.

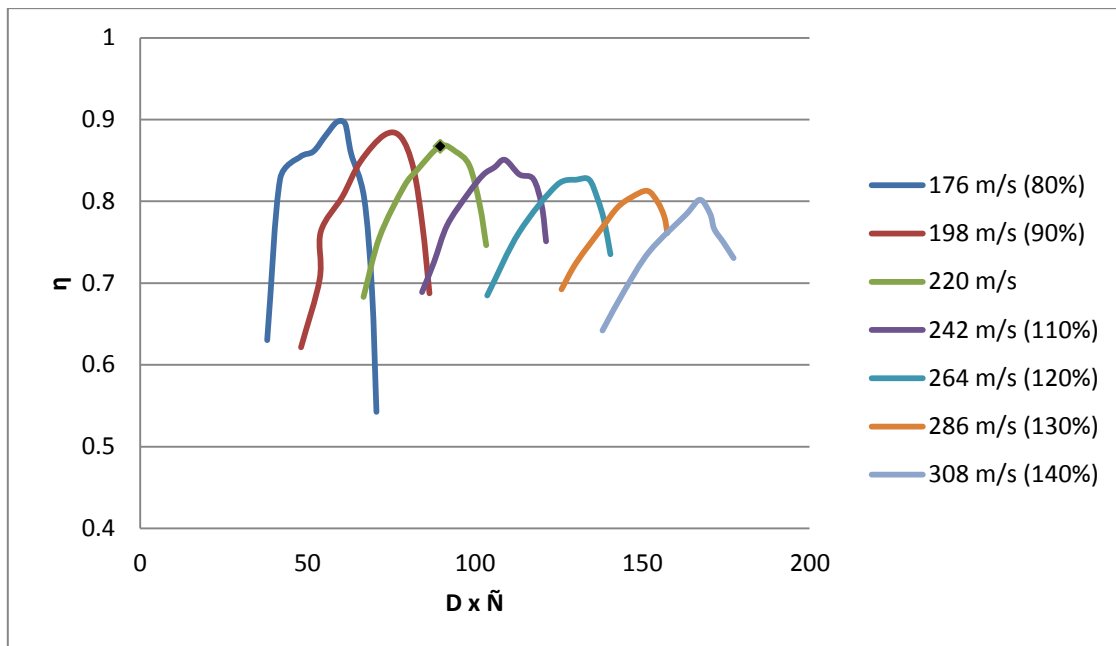


Fig. 31 Línies d'eficiència per les diferents velocitats

Analitzant aquest gràfic d'eficiència, podem veure com per cada velocitat de rotació hi ha un punt òptim, de màxima eficiència, que es correspon en el punt on els angles d'incidència de l'aire sobre els àleps és el correcte. A partir d'aquest, si s'augmenta o disminueix el flux màssic aquesta eficiència cau.

Si ens fixem en l'eficiència del punt de disseny, indicat amb un rombe negre, podem veure que coincideix amb el màxim per a la velocitat de rotació de disseny. Podem concloure, doncs, que s'ha triat correctament el punt de disseny ja que aquest és l'òptim per la velocitat de disseny.

També es pot apreciar una clara tendència amb la que, a mida que es redueix el flux màssic es millora l'eficiència màxima, però la caiguda d'eficiència al variar el flux màssic és molt més brusca.

Aquest fet podria fer pensar que el punt de disseny no és correcte, ja que per velocitats menors s'obté més eficiència. S'ha de tenir en compte, però, que per aquestes menors velocitats, la relació de compressió obtinguda és molt petita i probablement no seria suficient per al correcte funcionament del motor.

3.5.4. Efectes observats

Mitjançant la simulació, s'han pogut observar els diferents efectes, explicats al capítol 2, que delimiten el mapa compressor i que, per tant, en condicionen el funcionament.

3.5.4.1. Despreniments

En primer lloc, s'han pogut observar els despreniments de capa límit que es produeixen als àleps en allunyar-se del punt de disseny.

S'han observat tant despreniments en el rotor com en l'estator, tot i que els més importants i visibles s'han produït a l'estator.

La figura 32 correspon al punt de la corba del 80%, amb relació de pressió d'1,04.

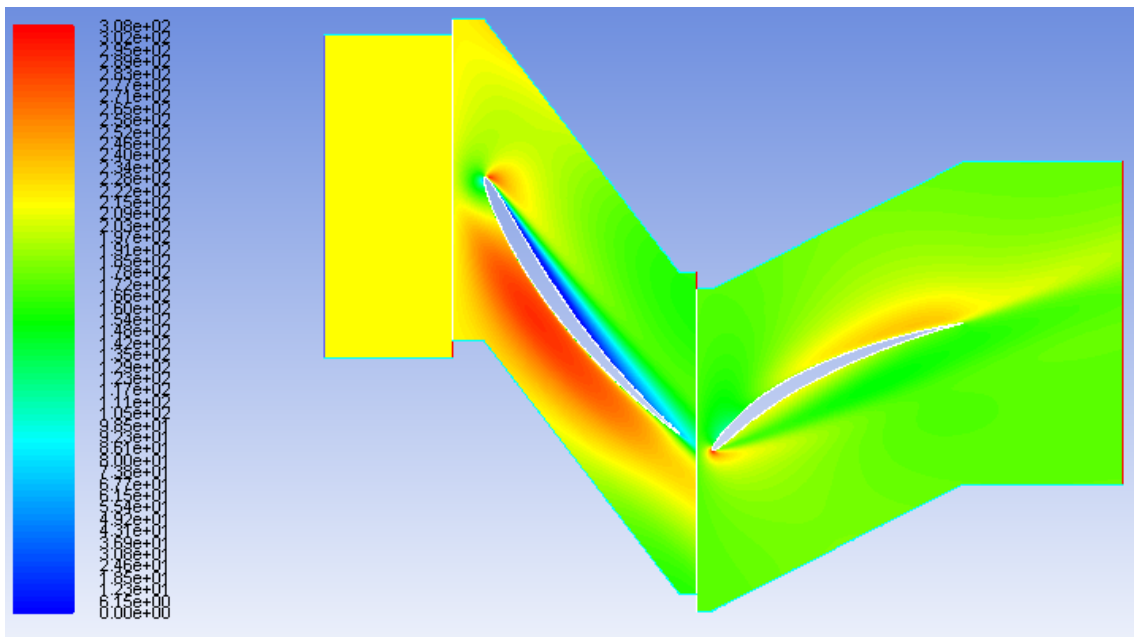


Fig. 32 Despreniment al rotor, velocitat relativa

Es pot veure el despreniment al rotor a la zona blava sobre l'intradós. Degut a la baixa relació de pressió, el gradient invers de pressió que s'ha de superar és molt petit i, per tant, la velocitat axial augmenta. Això fa que l'angle d'incidència al rotor no tingui prou component vertical i es produeixi el despreniment, tal com es mostra a la figura 33.



Fig. 33 Línies de corrent al caire d'atac del rotor

D'altra banda, els despreniments a l'estator es produeixen quan s'arriba al surge, és a dir, al límit superior de les corbes de velocitat del mapa compressor. Aquests són molt més visibles ja que, al trobar-se a la sortida del rotor, el fluid té una major velocitat i els desajustaments dels angles d'incidència són majors. A la figura 34 es mostren els contorns de velocitat absoluta on s'observa despreniment produït al punt de la corba del 90% amb relació de pressió 1,13.

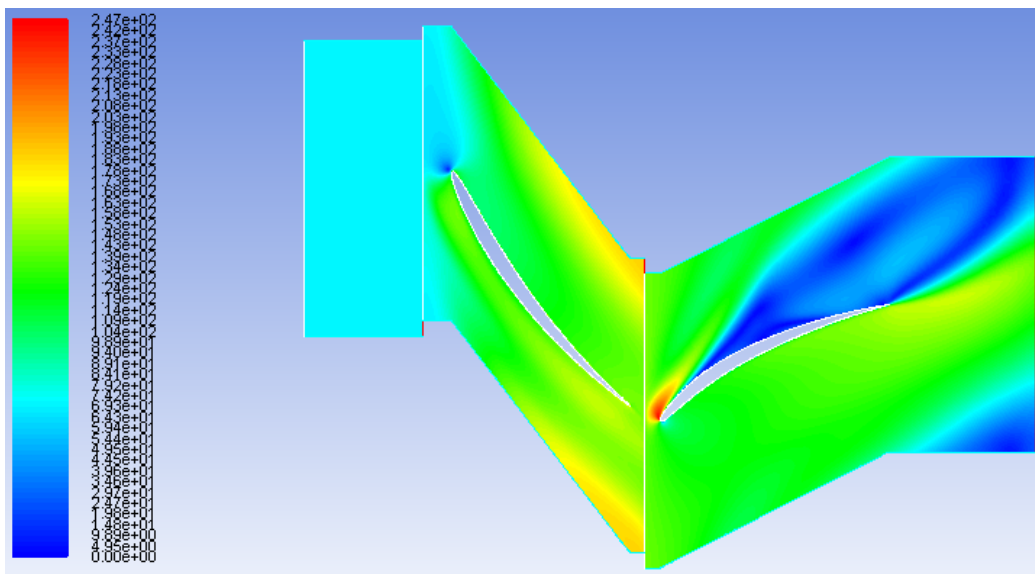


Fig. 34 Despreniment a l'estator, velocitat absoluta

De la mateixa manera que al rotor, podem veure mitjançant les línies de corrent (fig. 35) que el despreniment es produeix a causa d'un angle d'incidència excessiu.

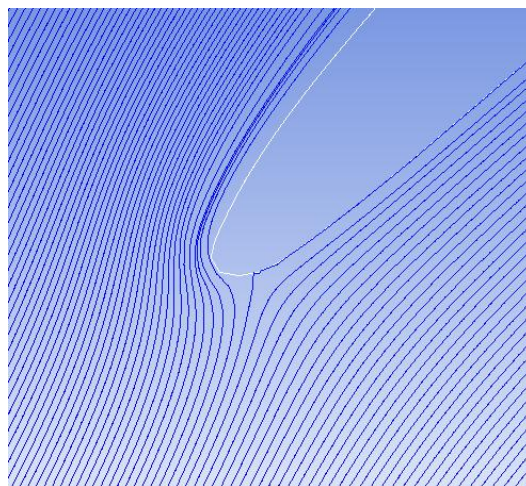


Fig. 35 Línies de corrent al caire d'atac de l'estator

3.5.4.2. Estrangulament

L'estrangulament, tal com s'ha explicat a la teoria, es produeix quan s'arriba a Mach 1 en l'estretament format pels àleps. Amb les simulacions s'ha pogut observar aquest efecte que, tal com era d'esperar, estableix el límit inferior de les corbes de velocitat.

Mitjançant la representació dels contorns de velocitat (fig. 36), es pot veure com s'arriba a Mach 1 a l'estretament format pels àleps del rotor. Concretament, aquest cas correspon a una velocitat del rotor del 130%, amb relació de compressió 1,30.

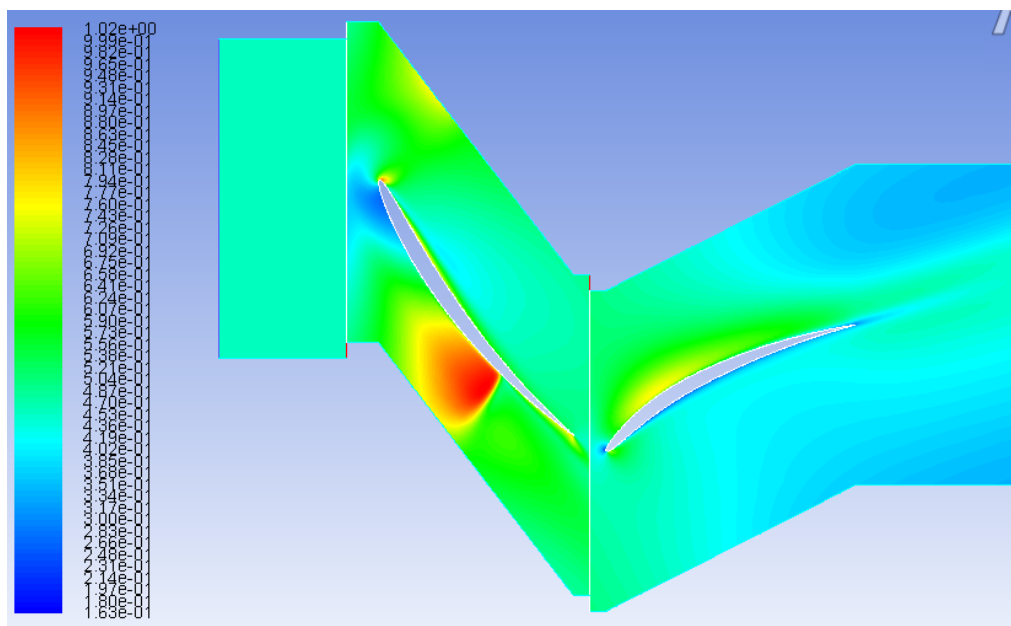


Fig. 36 Estrangulament al rotor, contorns de Mach

Es compleix també, que a partir d'aquest punt, per molt que es redueixi la pressió a la sortida el flux màssic no augmenta, ja que es troba limitat pel coll sònic.

3.5.4.3. Surge

En el cas de l'efecte de *surge*, que delimita la part superior de les corbes de velocitat al mapa compressor, no s'ha pogut apreciar directament.

Això és degut a que la simulació s'ha realitzat en estat estacionari i el fenomen de *surge* és bàsicament transitori, ja que comporta unes oscil·lacions del flux màssic periòdiques, tal com s'ha explicat a la teoria. Per tant, per poder observar aquest efecte amb claredat caldria canviar l'enfocament de la simulació a l'estat transitori.

Tot i així, és possible intuir el punt en el que s'inicia aquest fenomen, ja que es produeixen recirculacions i desprendiments més acusats. Posant-ho en relació amb el mapa compressor, es pot definir la línia de *surge* estimada unint els punts on la relació de pressió sofreix un canvi de tendència i comença a caure (fig. 37).

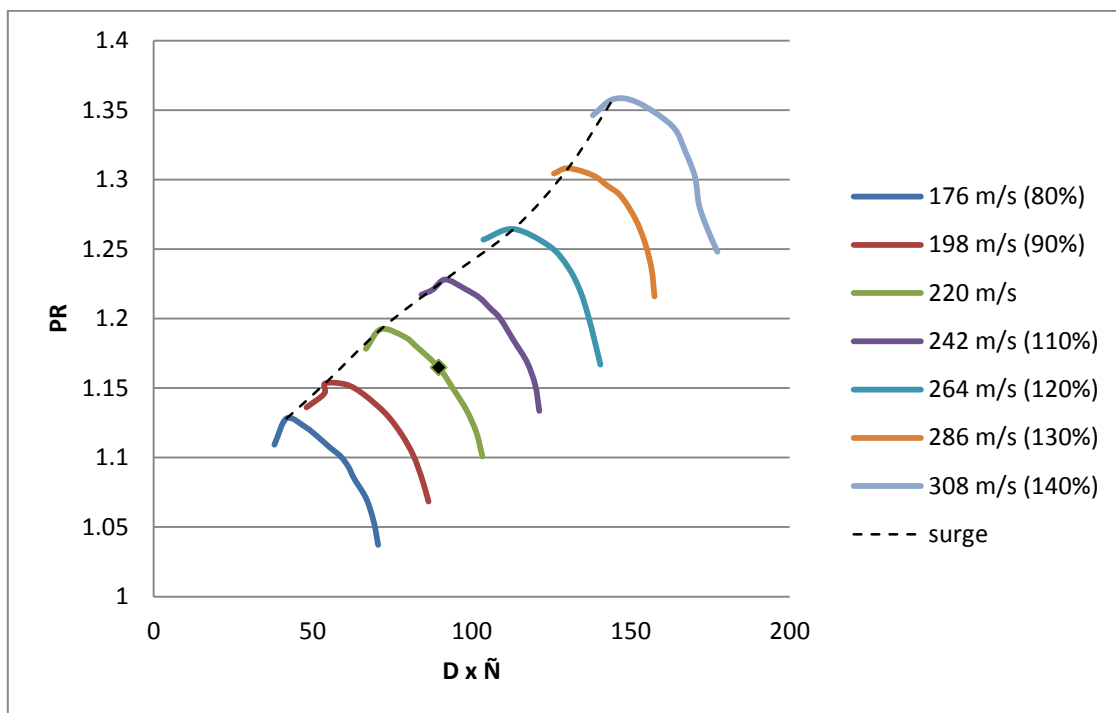


Fig. 37 Mapa compressor amb la línia de *surge* estimada

3.5.5. Esforç al rotor

A més del mapa compressor i l'eficiència, també s'ha analitzat la força que exerceix l'aire sobre el rotor per a algunes de les velocitats simulades.

Amb aquesta informació, es pot veure com l'esforç que suporten els àleps del rotor augmenta a mida que s'augmenta la relació de pressió, caient quan s'arriba al *surge*.

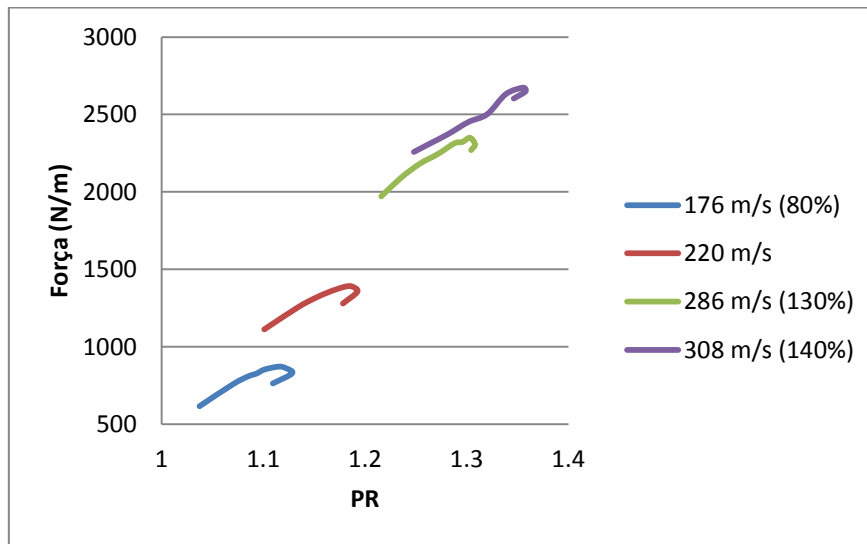


Fig. 38 Força al rotor en funció de la relació de pressió

També resulta interessant analitzar els valors de potència que desenvolupa el rotor per determinar el que s'ha d'exigir a la turbina per moure aquesta etapa. Per a la estimació de la potència, simplement s'ha utilitzat el producte de la velocitat tangencial del rotor amb la força abans representada.

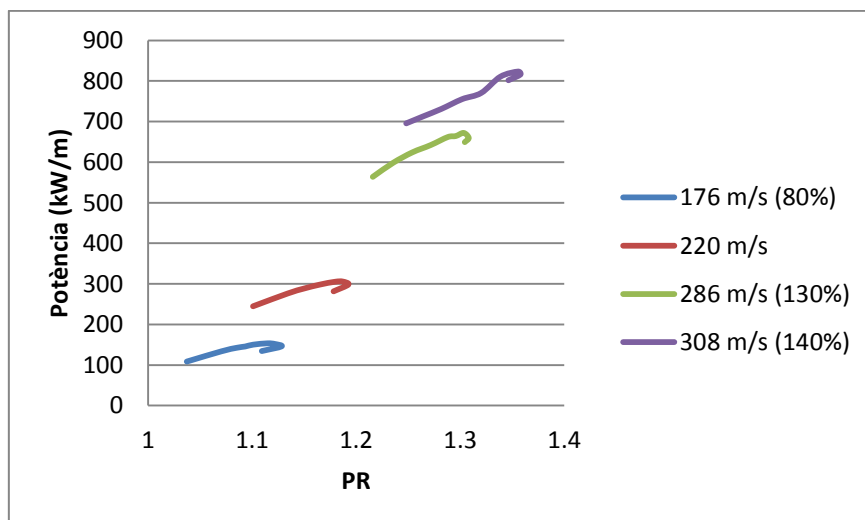


Fig. 39 Potència desenvolupada pel rotor segons la relació de pressió

CONCLUSIONS

Aquest treball final de carrera ha consistit en l'estudi mitjançant dinàmica de fluids computacional d'una etapa d'un compressor d'alta pressió en un motor turbofan.

L'objectiu de la simulació era aconseguir caracteritzar el comportament de la etapa mitjançant dinàmica de fluids computacional, en una forma de simulació dels bancs de proves a les que es sotmeten els components en la realitat.

Inicialment, la idea era aconseguir les dades d'un disseny ja existent, a ser possible d'un motor comú en l'aviació comercial, com és el GE90. Després d'un llarg període de cerca d'informació, s'ha constatat la dificultat de trobar dades concretes sobre els motors, ja que són mantingudes en un alt secretisme i només se'n coneixen les característiques generals. Aquesta falta de dades, ha fet impossible modelar el compressor amb fidelitat i, per tant, s'ha abandonat la idea d'utilitzar disseny real, optant per utilitzar un disseny més simple.

Per obtenir aquestes dades sobre un disseny bàsic s'ha utilitzat el programa GasTurb, a partir del qual s'ha pogut obtenir un model estàndard de turbofan sobre el qual s'han adaptat alguns paràmetres i s'ha pogut realitzar la simulació.

Per a la simulació s'han realitzat diferents proves inicials buscant tant els millors models com el procediment a seguir a la simulació i s'ha comprovat que el punt de disseny triat funcionava correctament. Mitjançant l'estudi del mapa compressor, l'eficiència i esforç al rotor, s'ha pogut observar que els resultats presentaven el comportament previst, obtenint una forma de les corbes del mapa compressor molt semblant al model teòric.

Aquesta similitud s'ha pogut constatar analitzant els efectes que es produeixen a la etapa i comparant-los amb la teoria. S'han pogut apreciar tant els desprendiments de capa límit com els estrangulaments produïts quan s'opera fora del punt de disseny. Tot i això, ha sigut complicat determinar el punt on es produïa un dels fenòmens més complexos i interessants que apareixen al compressor, el *surge*, degut a que s'han efectuat les simulacions per a l'estat estacionari i es tracta d'un fenomen transitori.

Tot i que els resultats obtinguts són raonablement semblants als teòrics, hi ha certes diferències que s'expliquen per la utilització d'una geometria bidimensional, que limita en certa manera tots els efectes que poden aparèixer en la realitat. També cal tenir en compte el fet de que, per a totes les simulacions, s'han utilitzat els mateixos models físics i mallat de la geometria. Això no és l'ideal ja que, en funció dels fenòmens que es produeixen pot ser convenient variar els valors d'alguns paràmetres o, fins i tot, canviar de model físic per a poder simular aquests fenòmens amb exactitud.

Per tant, com a possible continuació d'aquest treball, es podria considerar la realització d'un anàlisi 3D transitori del comportament del compressor,

augmentant la definició de la malla en els punts on es produeixen alguns efectes d'interès i ajustant els models físics en tot moment per aconseguir una major fidelitat. D'aquesta manera s'aconseguirien els resultats amb la màxima precisió.

Com a conclusió final del treball, cal dir que s'ha constatat la gran utilitat de la dinàmica de fluids computacionals ja que, amb uns recursos limitats es poden aconseguir resultats raonablement bons. És fàcil d'entendre, doncs, el creixent ús de les tècniques de CFD a la indústria, gràcies a que permeten obtenir uns resultats d'alta fidelitat si s'apliquen correctament, oferint la possibilitat de provar nous dissenys i idees de forma més ràpida i amb una reducció dels costos que suposaria haver de sotmetre tots aquests possibles dissenys a bancs de proves per determinar-ne el comportament de manera experimental.

BIBLIOGRAFIA

- Llibres:

- [1] Cohen, H., Rogers, G.F.C., H.I.H. Saravanamuttoo, *Gas Turbine Theory*, Pearson Education, Londres (1996).
- [2] Boyce, M.P., *Gas Turbine Engineering Handbook*, Gulf Professional Publishing, Burlington, MA (2006).
- [3] Dixon, S.L., *Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery*, Butterworth-Heinemann, Oxford (1998).
- [4] Schobeiri, M., *Turbomachinery Flow Physics and Dynamic Performance*, Springer, Berlin (2005).
- [5] Çengel, Y.A., Boles, M.A., *Termodinámica*, McGraw-Hill, México D.F. (2008).
- [6] Rolls-Royce plc., *The Jet Engine*, Rolls-Royce plc., Derby (1996).
- [7] Boyce, M.P., *Gas Turbine Engineering Handbook*, Gulf Professional Publishing, Massachusetts (2006).
- [8] Blazek, J., *Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications*, Elsevier, Oxford (2001).

- Internet:

- [9] <http://aerostudents.com/thirdyear/gasTurbines.php>
- [10] <http://en.wikipedia.org/wiki/Turbofan>
- [11] http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Ciclo_Brayton.png
- [12] http://en.wikipedia.org/wiki/Axial_compressor
- [13] http://en.wikipedia.org/wiki/Compressor_map
- [14] http://en.wikipedia.org/wiki/Compressor_stall
- [15] <http://www.grc.nasa.gov/WWW/K-12/airplane/aturbf.html>
- [16] <http://www.grc.nasa.gov/WWW/K-12/airplane/caxial.html>
- [17] <http://digitalcommons.calpoly.edu/aerosp/12/>
- [18] <http://www.geae.com/engines/commercial/ge90/index.html>

- [19] <http://www.grc.nasa.gov/WWW/RT/RT1998/2000/2900veres.html>
- [20] <http://my.fit.edu/itresources/manuals/fluent6.3/help/index.htm>
- [21] <http://www.afs.enea.it/fluent/Public/Fluent-Doc/PDF/chp09.pdf>
- [22] <http://www.aerospaceweb.org/question/propulsion/q0033.shtml>

ANNEX 1. TAULA DE RESULTATS DE LES SIMULACIONS

Taula 1.1. Resultats per a la velocitat de rotació de 176 m/s (80% DP)

m [kg/s]	PR	Pti [Pa]	Pto [Pa]	Pso [Pa]	Tti [K]	Tto [K]	η	D
13,764	1,037	242450	251465	235443	424	432,193	0,543	0,019483
13,504	1,053	242450	255401	240794	424	433,189	0,691	0,019115
13,043	1,070	242450	259493	246145	424	434,327	0,805	0,018462
12,291	1,085	242450	263045	251496	424	435,644	0,858	0,017397
11,942	1,093	242450	265080	254172	424	436,234	0,895	0,016904
11,460	1,101	242450	266927	256847	424	437,168	0,897	0,016221
10,774	1,108	242450	268531	259523	424	438,278	0,880	0,01525
10,092	1,115	242450	270259	262198	424	439,517	0,861	0,014285
9,305	1,122	242450	272018	264874	424	440,592	0,854	0,013171
8,157	1,128	242450	273537	267549	424	441,966	0,828	0,011546
7,500	1,109	245670	272513	267549	424	444,227	0,630	0,010477

Taula 1.2. Força i potència al rotor per la velocitat de rotació de 176 m/s

m [kg/s]	PR	Fy [N/m]	P [W/m]
13,764	1,037	615,94	108406,1
13,504	1,053	-	-
13,043	1,070	758,95	133574,5
12,291	1,085	808,64	142320,6
11,942	1,093	827,34	145612,6
11,460	1,101	852,82	150095,7
10,774	1,108	-	-
10,092	1,115	871,61	153403,9
9,305	1,122	862,20	151747,9
8,157	1,128	828,17	145758,8
7,500	1,109	763,16	134316,6

Taula 1.3. Resultats per a la velocitat de rotació de 198 m/s (90% DP)

m [kg/s]	PR	Pti [Pa]	Pto [Pa]	Pso [Pa]	Tti [K]	Tto [K]	η	D
14,980	1,068	242450	259029	240794	424	435,764	0,688	0,021204
14,623	1,085	242450	263011	246145	424	436,973	0,769	0,020698
14,152	1,102	242450	267079	251496	424	438,145	0,840	0,020032
13,492	1,117	242450	270828	256847	424	439,503	0,879	0,019098
12,635	1,132	242450	274396	262198	424	441,324	0,881	0,017885
11,405	1,146	242450	277820	267549	424	443,823	0,849	0,016144
10,484	1,153	242450	279438	270224	424	445,771	0,806	0,01484
9,353	1,153	242450	279649	271562	424	447,137	0,763	0,013239
9,353	1,146	243898	279492	271562	424	447,866	0,705	0,01316
8,500	1,136	247390	281058	271562	424	449,327	0,622	0,011791

Taula 1.4. Resultats per al punt de disseny (220 m/s)

m [kg/s]	PR	Pti [Pa]	Pto [Pa]	Pso [Pa]	Tti [K]	Tto [K]	η	D
16,124	1,101	242450	266896	246145	424	439,807	0,746	0,022824
15,828	1,118	242450	271074	251496	424	441,282	0,795	0,022405
15,346	1,134	242450	274953	256847	424	442,395	0,844	0,021722
14,699	1,149	242450	278644	262198	424	443,973	0,861	0,020807
13,979	1,165	242450	282428	267549	424	445,787	0,867	0,019788
12,912	1,180	242450	285978	272900	424	448,430	0,838	0,018277
12,299	1,187	242450	287778	275575	424	450,002	0,818	0,017409
11,153	1,192	242450	289095	278251	424	452,913	0,756	0,015787
10,500	1,178	244583	288171	280926	424	453,776	0,683	0,014733

Taula 1.5. Força i potència al rotor per al punt de disseny (220 m/s)

m [kg/s]	PR	Fy [N/m]	P [W/m]
16,124	1,101	1112,18	244679,91
15,828	1,118	-	-
15,346	1,134	1255,21	276146,20
14,699	1,149	1309,47	288084,08
13,979	1,165	1354,63	298019,39
12,912	1,180	1386,73	305081,37
12,299	1,187	1389,33	305653,46
11,153	1,192	1355,10	298122,11
10,500	1,178	1279,31	281448,82

Taula 1.6. Resultats per a la velocitat de rotació de 242 m/s (110% DP)

m [kg/s]	PR	Pti [Pa]	Pto [Pa]	Pso [Pa]	Tti [K]	Tto [K]	η	D
17,194	1,134	242450	274837	251496	424	444,588	0,751	0,024337
17,016	1,152	242450	279305	256847	424	446,027	0,794	0,024085
17,000	1,168	247509	289215	267549	424	447,314	0,827	0,023572
16,061	1,184	242450	287071	267549	424	449,172	0,833	0,022735
15,449	1,200	242450	290963	272900	424	450,661	0,851	0,021868
15,013	1,207	242450	292711	275575	424	451,859	0,842	0,021251
14,528	1,215	242450	294596	278358	424	453,157	0,832	0,020564
13,877	1,221	242450	296129	280926	424	454,828	0,809	0,019642
13,005	1,228	242450	297752	283602	424	457,258	0,771	0,018409
12,500	1,221	243414	297177	283602	424	458,271	0,726	0,017624
12,000	1,217	243645	296545	283602	424	459,531	0,689	0,016903

Taula 1.7. Resultats per a la velocitat de rotació de 264 m/s (120% DP)

m [kg/s]	PR	Pti [Pa]	Pto [Pa]	Pso [Pa]	Tti [K]	Tto [K]	η	D
18,259	1,167	242450	282907	256847	424	449,991	0,735	0,025846
18,018	1,184	242450	287167	262198	424	451,071	0,776	0,025504
17,760	1,202	242450	291450	267549	424	452,505	0,803	0,025139
17,434	1,220	242450	295747	272900	424	453,966	0,827	0,024678
16,954	1,237	242450	299802	278251	424	456,082	0,827	0,023999
16,193	1,252	242450	303519	283602	424	458,265	0,820	0,022921
14,709	1,264	242450	306553	288953	424	462,581	0,762	0,020821
13,500	1,257	242877	305244	288953	424	465,772	0,685	0,019076

Taula 1.8. Resultats per a la velocitat de rotació de 286 m/s (130% DP)

m [kg/s]	PR	Pti [Pa]	Pto [Pa]	Pso [Pa]	Tti [K]	Tto [K]	η	D
18,896	1,216	242450	294796	267549	424	455,992	0,761	0,026747
18,788	1,235	242450	299512	272900	424	457,790	0,781	0,026594
18,549	1,254	242450	303986	278251	424	459,423	0,799	0,026256
18,180	1,271	242450	308258	283602	424	461,047	0,813	0,025734
17,628	1,288	242450	312301	288953	424	463,491	0,805	0,024952
17,114	1,296	242450	314129	291628	424	465,081	0,793	0,024225
16,558	1,303	242450	315961	294304	424	467,400	0,768	0,023437
15,500	1,308	240321	314373	294304	424	470,627	0,725	0,022135
15,000	1,304	240831	314111	294304	424	472,284	0,692	0,021375

Taula 1.9. Força i potència al rotor per la velocitat de rotació de 286 m/s

m [kg/s]	PR	Fy [N/m]	P [W/m]
18,896	1,216	1970,86	563665,30
18,788	1,235	2091,22	598088,38
18,549	1,254	2181,49	623905,14
18,180	1,271	2244,12	641817,12
17,628	1,288	2314,37	661908,88
17,114	1,296	2322,24	664160,70
16,558	1,303	2349,37	671918,42
15,500	1,308	2306,00	659514,77
15,000	1,304	2269,86	649179,93

Taula 1.10. Resultats per a la velocitat de rotació de 308 m/s (140% DP)

m [kg/s]	PR	Pti [Pa]	Pto [Pa]	Pso [Pa]	Tti [K]	Tto [K]	η	D
19,751	1,248	242450	302584	272900	424	461,923	0,731	0,027957
19,404	1,264	242450	306519	278251	424	463,157	0,750	0,027466
19,106	1,282	242450	310759	283602	424	464,671	0,766	0,027045
18,967	1,302	242450	315602	288953	424	466,271	0,785	0,026848
18,626	1,320	242450	320063	294304	424	467,658	0,802	0,026365
18,169	1,338	242450	324512	299655	424	470,975	0,784	0,025718
16,944	1,356	242450	328646	305006	424	476,123	0,739	0,023985
16,000	1,358	241066	327306	305006	424	480,171	0,689	0,022778
15,500	1,346	244236	328794	307681	424	482,540	0,642	0,02178

Taula 1.11. Força i potència al rotor per la velocitat de rotació de 308 m/s

m [kg/s]	PR	Fy [N/m]	P [W/m]
19,751	1,248	2258,00	695463,94
19,404	1,264	2313,67	712609,71
19,106	1,282	2373,37	730997,90
18,967	1,302	2451,58	755086,64
18,626	1,320	2501,59	770490,86
18,169	1,338	2631,48	810495,90
16,944	1,356	2672,87	823244,70
16,000	1,358	2648,63	815777,70
15,500	1,346	2602,72	801638,16