

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA

Dipartimento di Ingegneria Industriale DII
Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

**Miglioramento del raffreddamento convettivo
nei motori elettrici**

Relatore:

Prof. Ernesto Benini

Laureando:

Enrico Lorenzi

Correlatori:

Prof. Nicola Bianchi

Ing. Luigi Rizzi

Anno Accademico 2022/2023

RINGRAZIAMENTI

Prima di procedere con la trattazione, vorrei dedicare qualche parola a tutti coloro che mi hanno sostenuto nel raggiungimento di questo traguardo.

Un sentito grazie al mio relatore Professor Ernesto Benini per la sua disponibilità e capacità di avermi trasmesso la curiosità e passione per la materia che questo studio tratta. Un ulteriore ringraziamento al mio correlatore Professor Nicola Bianchi per avermi fornito la conoscenza e il materiale utile alla stesura dell'elaborato.

Risulta inoltre doveroso un grande ringraziamento a tutto il Team di Spin in particolare al Dott. Alessandro Tassi e alla Dott.ssa Anna Maggioni, i quali mi hanno permesso di vivere concretamente questa esperienza così importante per la mia crescita.

Inoltre, ringrazio l'ing. Luigi Rizzi e l'ing. Michele Orlando per avermi supportato in questo progetto dal punto di vista tecnico e procedurale, per la pazienza e professionalità avuta in questi mesi di lavoro. Infine, un sentito grazie ai miei genitori per esserci sempre stati nei momenti migliori e in quelli di sconforto, in particolare ringrazio mio padre per la sua pazienza e perseveranza nell'insegnarmi la disciplina che ha permesso di portarmi fino a qui.

Grazie a tutti.

Indice

Introduzione	III
1 Principali tecniche di raffreddamento dei motori elettrici e presentazione della geometria studiata	1
1.1 Raffreddamento per convezione naturale.....	1
1.2 Raffreddamento per convezione forzata, motore elettrico autoventilato.....	3
1.3 Raffreddamento per convezione forzata, motore elettrico servoventilato	4
1.4 Raffreddamento con camicia esterna, Water jacket cooling system	5
1.5 Scelta tecnica di raffreddamento e presentazione della geometria studiata	7
2 Cenni CFD, solutori commerciali e presentazione del modello di calcolo	11
2.1 Le equazioni di governo	11
2.1.1 Equazioni di Navier-Stokes.....	11
2.1.2 Turbolenza ed Equazioni RANS	15
2.1.3 Modello di turbolenza.....	17
2.2 Software commerciale utilizzato	20
2.2.1 Tipo di simulazione e costruzione del dominio fluido	21
2.2.2 Discretizzazione del dominio fluido	23
2.2.3 Impostazioni Altair <i>HyperWorks CFDTM</i>	29
3 Validazione del modello di calcolo	35
3.1 Validazione interna	35
3.1.1 Risultati convergenza	35
3.1.2 Risultati fluidodinamici	40
3.2 Validazione esterna.....	44
4 Risultati simulazione Baseline	45
4.1 Analisi perdite per ventilazione	45
4.2 Analisi coefficiente di scambio termico convettivo	45
4.3 Analisi temperatura	48
4.3.1 Andamento temperatura sulle alette raffreddanti.....	50
5 Ottimizzazione topologica manuale	57
5.1 Configurazione alette allungate radialmente	57
5.1.1 Impostazioni simulazione e risultati fluidodinamici	59

5.2	Configurazione alette allargate in direzione circonferenziale	63
5.2.1	Impostazioni simulazione e risultati fluidodinamici.....	64
5.3	Configurazione numero alette maggiorato.....	67
5.3.1	Impostazioni simulazione e risultati fluidodinamici.....	68
5.4	Configurazione numero di pale maggiorato.....	72
5.4.1	Impostazioni simulazione e risultati fluidodinamici.....	73
5.5	Considerazioni finali	78
6	Studio numero di alette ideale	81
6.1	Quadrato di ingombri.....	81
6.2	Configurazione numero alette minimo	82
6.2.1	Impostazioni simulazione e risultati fluidodinamici.....	83
6.3	Configurazione quattordici alette	89
6.3.1	Impostazioni simulazione e risultati fluidodinamici.....	90
6.4	Configurazione sedici alette	96
6.4.1	Impostazioni simulazione e risultati fluidodinamici.....	97
6.5	Configurazione venti alette	103
6.5.1	Impostazioni simulazione e risultati fluidodinamici.....	104
6.6	Configurazione ventisei alette.....	109
6.6.1	Impostazioni simulazione e risultati fluidodinamici.....	110
6.7	Configurazione trentadue alette	116
6.7.1	Impostazioni simulazione e risultati fluidodinamici.....	117
6.8	Risultati finali e conclusioni.....	123

Introduzione

L'attuale crisi ambientale e l'annesso riscaldamento globale, dovuto principalmente all'utilizzo dei combustibili fossili, impongono vincoli sempre più severi e limitanti nei confronti dei motori a combustione. Di conseguenza la direzione che si sta globalmente prendendo prevede un impiego sempre più diffuso dei motori elettrici, i quali vengono utilizzati in ambiti sempre più diversificati tra loro. Tutto ciò è possibile grazie all'ingente sviluppo tecnologico dei motori elettrici, i quali stanno diventando sempre più efficienti e prestazionali. Risulta dunque necessario attuare parallelamente uno sviluppo tecnologico sui sistemi di raffreddamento per quest'ultimi, che essendo sempre più spinti necessitano delle tecnologie di raffreddamento più avanzate ed efficienti al fine di garantirne il corretto funzionamento.

Questo studio pone dunque come obiettivo quello di migliorare un esistente sistema di raffreddamento per un motore elettrico a riluttanza autoventilato, andando inizialmente ad analizzare le prestazioni dell'attuale sistema tramite un'analisi fluidodinamica, per poi indagare eventuali modifiche geometriche al fine di migliorarne prestazioni ed efficienza.

Infine, è stato effettuato un ulteriore studio sul numero ideale di alette contenute all'interno di un ingombro definito che garantisca un corretto funzionamento, dal momento che ai fini aziendali andare a risparmiare in materiali e dimensioni comporta grossi vantaggi.

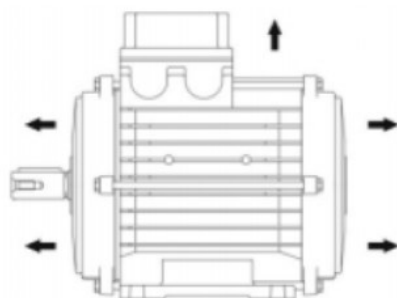
Capitolo 1

Principali tecniche di raffreddamento dei motori elettrici e presentazione della geometria studiata

In questo capitolo si andrà inizialmente ad esporre le principali tecniche di raffreddamento esistenti adottate per i motori elettrici. Successivamente si andrà ad esporre la tecnica di raffreddamento adottata per l'applicazione presa in considerazione nel presente studio ed infine verrà illustrata la geometria iniziale scelta e le varie modifiche effettuate.

1.1 Raffreddamento per convezione naturale

È il metodo di raffreddamento più semplice: si tratta di un sistema con assenza totale di ventilazione superficiale esterna forzata dove la dissipazione del calore avviene semplicemente per conduzione interna, radiazione esterna e convezione naturale.



Motore privo di ventilazione

Figura 1.1: Motore raffreddato per convezione naturale

Il raffreddamento per convezione naturale viene progettato studiando un percorso termico efficiente che permetta la dissipazione del calore verso l'esterno, essendo tale calore prodotto principalmente dalle perdite elettromagnetiche interne (magneti

permanenti, cicli d'isteresi, avvolgimenti, *rotor core*, *stator core*), garantendo una temperatura di funzionamento del motore stesso all'interno di un range di sicurezza.

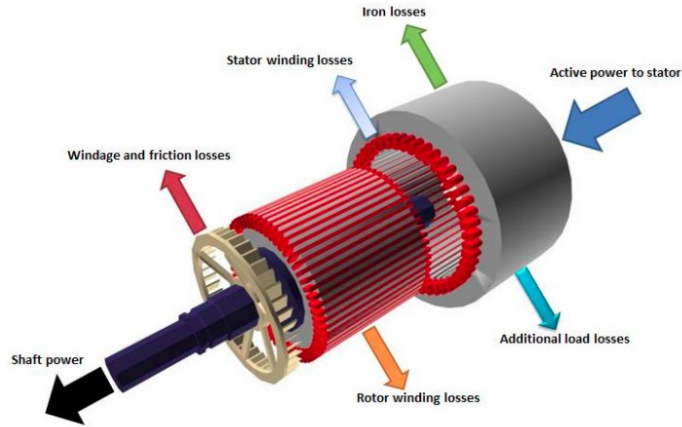


Figura 1.2: Perdite elettromagnetiche di un motore

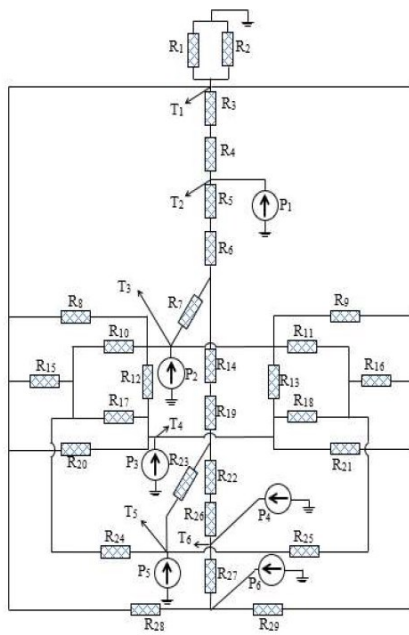


Figura 1.3: Circuito termico per la dissipazione del calore

Per incrementare lo scambio termico tra motore e ambiente esterno quasi sempre si utilizza una carcassa esterna alettata che permette di aumentare notevolmente la superficie di scambio e l'efficienza del raffreddamento stesso.

Di norma il motore con ventilazione naturale può essere impiegato per cicli di funzionamento di durata limitata o estremamente periodici. È possibile comunque realizzare motori senza ventilazione in servizio continuativo e a carico costante, in questo caso però la potenza, a parità di grandezza di motore, si riduce a circa un terzo rispetto al motore auto ventilato della stessa grandezza.

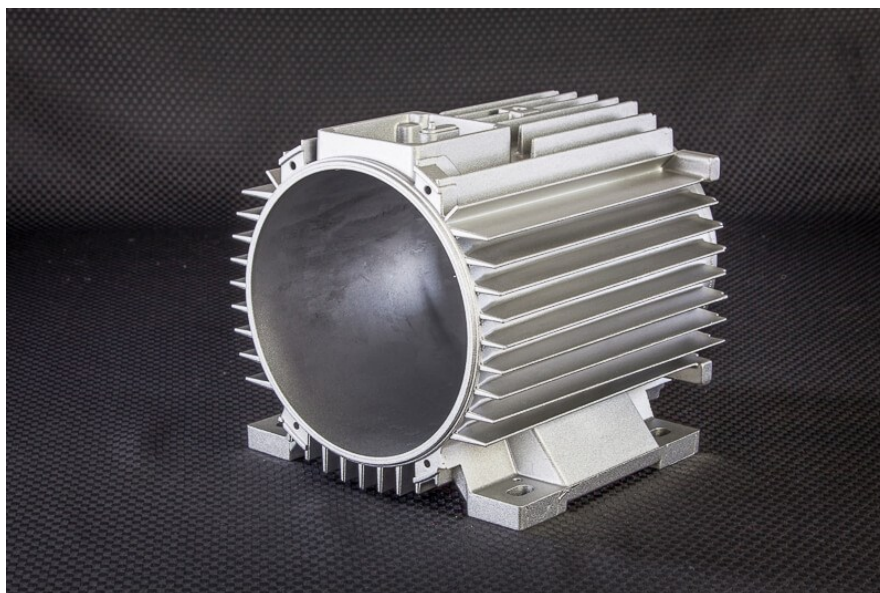


Figura 1.4: Carcassa alettata

1.2 Raffreddamento per convezione forzata, motore elettrico autoventilato

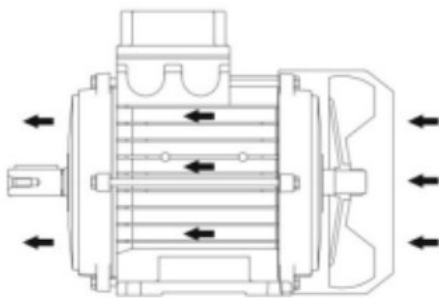
Si tratta di un motore elettrico sul cui albero motore è calettata una ventola la quale, sfruttando la rotazione dell'albero, ruota e genera un flusso d'aria che assorbe e dissipa per convezione il calore generato dalle perdite elettro-magnetiche interne del motore. Essendo la ventola calettata all'albero motore, il suo numero di giri sarà necessariamente proporzionale al numero di giri dell'albero motore.

Anche in questo caso la carcassa presenta quasi sempre delle alette per aumentare l'efficienza e l'entità di tale raffreddamento.

Se da un lato questo sistema di raffreddamento consente un utilizzo più spinto e continuativo del motore stesso, dall'altro introduce alcune complessità geometriche e progettuali, infatti oltre alla ventola dovrà essere installato anche il copri ventola, un

involucro esterno che protegge la ventola ma a cui bisogna prestare molta attenzione affinché la griglia dello stesso non venga ostruita da polveri o residui che si potrebbero depositare durante il funzionamento. È altresì necessario assicurarsi che il motore autoventilato non venga installato all'interno di una macchina dove non ci sia ricircolo d'aria; Infatti, in entrambi questi casi potrebbe esserci il rischio di compromissione del corretto funzionamento del motore stesso.

In questa classificazione rientrano i motori elettrici standard in servizio continuativo, cioè come detto precedentemente il motore, una volta partito, lavora con un carico costante e può funzionare per un tempo illimitato.



Motore Autoventilato

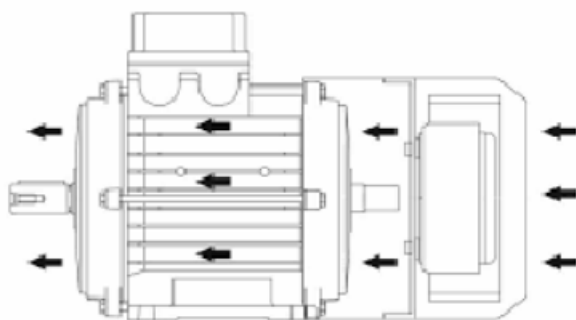
Figura 1.5: Motore raffreddato per auto ventilazione

1.3 Raffreddamento per convezione forzata, motore elettrico servoventilato

Il motore servoventilato è un motore in esecuzione standard al quale è stato montato, al momento dell'assemblaggio o anche successivamente, un kit di ventilazione forzata che permette un raffreddamento per convezione forzata con la stessa logica del motore autoventilato. Il ventilatore supplementare può essere alimentato direttamente dal motore o tramite una morsettiera separata.

In quest'ultimo caso la velocità di rotazione e la portata d'aria sono indipendenti dalla rotazione dell'albero motore e la carcassa solitamente presenta come sempre delle alette raffreddanti.

Solitamente il motore servo ventilato è consigliato per applicazioni con controlli elettronici quali Inverter, motori funzionanti sotto carico a basso numero di giri (6 – 8 poli), motori particolarmente sollecitati per i quali non è possibile determinare con certezza e precisione un ciclo termico o per macchine o impianti in ambienti ad alta temperatura, in cui è necessaria una ventilazione più efficace per mantenere il motore entro il range limite di temperatura consentito.



Motore Servoventilato

Figura 1.6: Motore raffreddato con servoventilazione

1.4 Raffreddamento con camicia esterna, Water jacket cooling system

La camicia esterna raffreddante o *water jacket cooling system* è semplicemente un involucro esterno al motore (*housing*), tipicamente una guaina metallica con prese d'aria di aspirazione e uscita per consentire il pompaggio e la circolazione dell'acqua all'interno di percorsi incavati. Si va quindi a creare un circuito esterno che viene alimentato attraverso una pompa che genera un flusso costante e circolatorio di acqua,

il quale massimizza lo scambio termico andando a limitare e controllare l'innalzamento della temperatura esterna ed interna del motore elettrico stesso.

Il *water jacket cooling system* non si limita solo a controllare la temperatura del motore ma funge anche da protezione meccanica. Questa tecnica di raffreddamento è utilizzata solo nei casi più spinti di motori elettrici in quanto introduce naturalmente ulteriori complessità strutturali e progettuali oltre all'aumento di ingombri, pesi e costi.

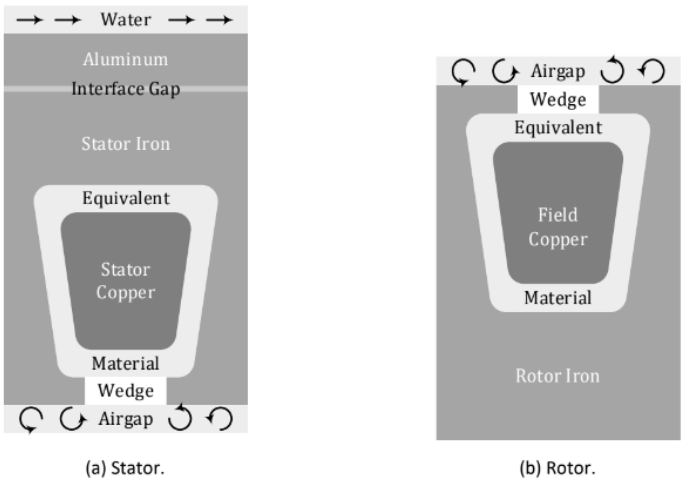


Figura 1.7: Esempio geometria 2D di un *water jacket cooling system*

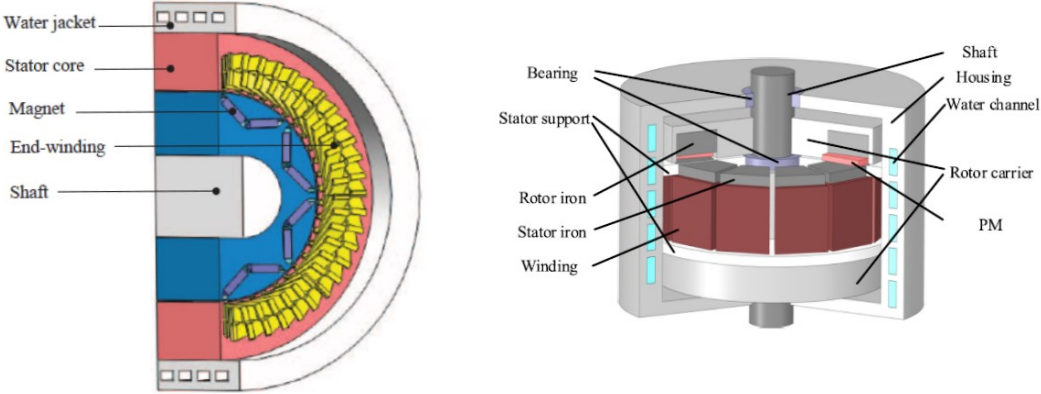


Figura 1.8: Esempio geometria 3D di un *water jacket cooling system*

1.5 Scelta tecnica di raffreddamento e presentazione della geometria studiata

Per questo studio si è deciso di utilizzare un motore a riluttanza autoventilato in cui il sistema di raffreddamento, come visto nel **paragrafo 1.2**, avviene per convezione forzata tramite l'ausilio di una ventola calettata sull'albero motore che ruotando genera un flusso d'aria che investe la carcassa esterna alettata, andandola a raffreddare.

Il motore presenta la seguente geometria:

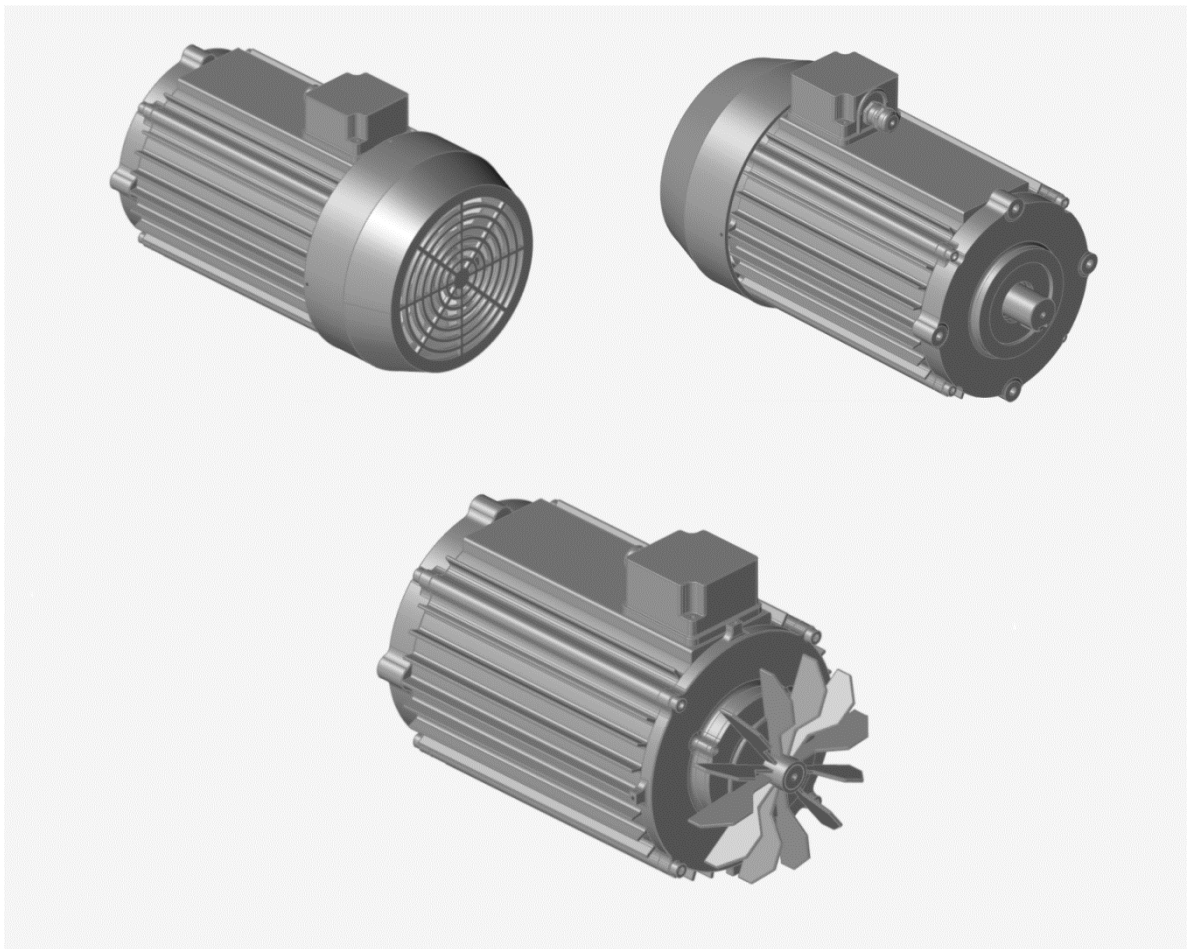


Figura 1.9: Geometria di partenza del motore studiato

Per quanto riguarda le dimensioni di massima il motore si trova avvolto da un cilindro di ingombri con un diametro pari a 0.165m e con un ingombro assiale pari ad 0.0345m.

La carcassa è alettata e presenta ventitré alette dallo spessore di 0.002m e con un'altezza radiale pari a 0.008m. La ventola invece presenta una geometria molto semplice, abbiamo dodici pale radiali, che non presentano alcuna curvatura.

Il motore, alimentato da una batteria con un potenziale di 48V, in condizioni di design ruota ad una velocità di 3000 RPM erogando una potenza netta di 1.5 kW.

Tale geometria è stata successivamente modificata andandola a semplificare, togliendo quelle caratteristiche geometriche che ai fini fluidodinamici non alterano la soluzione ma che potrebbero creare dei problemi al solutore soprattutto nella fase di creazione della mesh.

Sono quindi state apportate le seguenti modifiche alla geometria del motore:

- Tolte viti esterne e riempiti fori conseguenti
- Semplificata forma pressa cavo M12x1,5
- Riempiti i vari fori presenti sul supporto anteriore
- Semplificata geometria albero rotore: riempite tasche e tolto/semplificato raccordi con raggi molto piccoli, riempita asola
- Semplificati raccordi e tolte viti su supporto posteriore e coperchio resolver, riempite tasche
- Eliminati raccordi sottostanti alle viti nel supporto anteriore
- Riempiti fori circolari copri ventola e tolti raccordi dal raggio troppo piccolo nei vari fori di entrata dell'aria
- Eliminati o-ring interni e riempito spazio mancante
- Eliminati componenti interni che non andavano ad inficiare sulla fluidodinamica esterna

Il modello CAD risultante dalle precedenti modifiche effettuate diviene dunque il seguente:

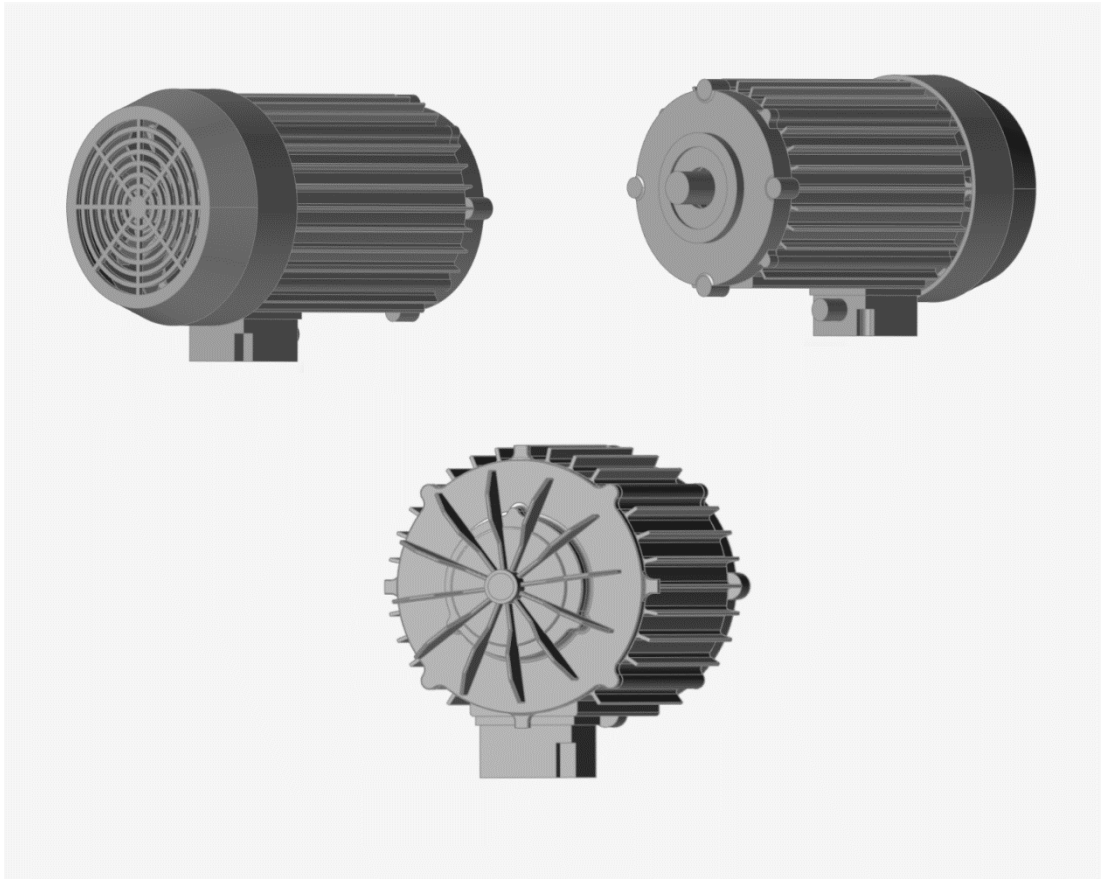


Figura 1.10: Geometria semplificata del motore studiato

Capitolo 2

Cenni CFD, solutori commerciali e presentazione del modello di calcolo

In questo capitolo tratteremo in modo generale la fisica e la logica con cui i solutori CFD (*Computational Fluid Dynamics*) operano per andare a risolvere il campo termofluidodinamico.

Inizieremo analizzando le equazioni che governano la termofluidodinamica e passeremo poi a descrivere la logica con cui queste verranno risolte dal solutore CFD che andremo ad utilizzare. Successivamente presenteremo nello specifico il tipo di solutore CFD che verrà utilizzato nello svolgere questo lavoro di Tesi per passare in fine alla descrizione dell'impostazione del solutore scelta per la risoluzione del nostro specifico caso.

2.1 Le equazioni di governo

Introduciamo di seguito le principali equazioni utilizzate per risolvere il campo fluido. Partiremo dalle fondamentali, le equazioni di Navier-Stokes, che sono la base della meccanica dei fluidi.

Successivamente introdurremo le equazioni RANS (*Reynolds Averaged Navier-Stokes*) le quali ci permettono di semplificare la risoluzione del campo di moto in un regime turbolento e infine andremo ad analizzare il modello di turbolenza che utilizzeremo per la risoluzione di quest'ultime equazioni (RANS).

2.1.1 Equazioni di Navier-Stokes

Le equazioni di Navier-Stokes si basano su principi primi della fisica per andare a risolvere il campo di moto fluido. In particolare si basano su tre principi fisici: La conservazione di massa, il Secondo principio della dinamica e la Conservazione dell'energia (primo principio della termodinamica).

Poniamoci in un sistema di riferimento costituito da un volume fluido V_t di controllo variabile nel tempo e racchiuso da una superficie chiusa $S_t = \partial V_t$ che si muove alla stessa velocità del campo di moto esterno e facciamo le seguenti ipotesi:

- Il fluido è un continuo, cioè lo si osserva in macro scala e non come un insieme di molecole su scala del libero cammino medio
- Il fluido è isotropo, cioè le sue proprietà fisiche non dipendono dalla direzione spaziale considerata
- Il fluido è Newtoniano, ossia gli sforzi viscosi risultano essere linearmente proporzionali alle velocità di deformazione attraverso la viscosità dinamica μ
- Vale l'ipotesi di Stokes per il fluido
- Ogni singola grandezza del fluido che andremo ad analizzare è funzione dello spazio e del tempo: $\Phi = \Phi(x,y,z,t)$

Essendo pari a zero la velocità relativa tra il volume di controllo V_t e il campo di moto esterno possiamo definire V_t come un sistema chiuso, la cui massa al suo interno non varia.

Applichiamo di seguito il principio di conservazione della massa sul volume di controllo V_t nel tempo:

$$\frac{dM}{dt} = 0 \quad (2.1)$$

Dove M è la massa totale del sistema contenuta nel volume di controllo V_t al tempo t . Rielaborando tale relazione è possibile giungere alla formulazione della *prima equazione di Navier-Stokes* riportata di seguito.

Da notare che le seguenti *equazioni di Navier-Stokes* che riporteremo sono scritte in forma indiciale anziché in forma algebrica, questo per permettere di semplificare molto la comprensione e trattazione di quest'ultime.

Continuità (1 equazione)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j}{\partial x_j} = 0 \quad (2.2)$$

Vi possono essere delle forze esterne che agiscono sul sistema contenuto dal volume di controllo V_t , possiamo quindi applicare il secondo principio della dinamica sul nostro volume di controllo:

$$\frac{dp}{dt} = \sum F \quad (2.3)$$

Dove p è la quantità di moto del sistema mentre $\sum F$ è la risultante delle forze esterne agenti sul sistema.

È possibile così giungere alla formulazione della *seconda, terza e quarta equazione di Navier-Stokes*:

Conservazione della quantità di moto (3 equazioni)

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \right) + \rho f_i \quad (2.4)$$

Oltre alle forze esterne agenti sul volume di controllo V_t vi può essere anche passaggio di energia, sottoforma di calore e/o lavoro delle forze esterne, attraverso la superficie S_t .

Andiamo ad applicare dunque il primo principio della termodinamica, la conservazione dell'energia:

$$dE = dQ - dL \quad (2.5)$$

Dove Q è il calore fornito al sistema, L è il lavoro effettuato dal sistema ed infine E rappresenta l'energia complessiva del sistema in moto che può essere espressa anche come: $E = U + E_k$, con U energia interna ed E_k energia cinetica dovuta ad un moto mediamente non nullo del sistema fluido.

Quest'ultima espressione può essere riscritta esprimendo le quantità per unità di massa divenendo:

$$e_{tot} = e + \frac{u^2}{2} \quad (2.6)$$

In cui e_{tot} rappresenta l'energia totale, macroscopica e microscopica, per unità di massa, e è l'energia interna per unità di massa ed infine u rappresenta la velocità del fluido.

Rielaborando entrambe le precedenti relazioni (2.5 e 2.6) è possibile così giungere alla formulazione della *quinta equazione di Navier-Stokes*:

Conservazione dell'energia (1 equazione)

$$\frac{\partial \rho e_{tot}}{\partial t} + \frac{\partial \rho e_{tot} u_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial \rho u_j}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\kappa \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(u_i \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \right) + u_i \rho g_i + \rho \dot{Q} \quad (2.7)$$

Dove T è la temperatura, il termine $\left(\kappa \frac{\partial T}{\partial x_j} \right)$ rappresenta il flusso termico che passa attraverso la superficie chiusa S_t per conduzione, secondo la relazione di Fourier, ed infine \dot{Q} rappresenta il flusso termico che interessa la massa, il volume (irraggiamento etc...).

Giunti a questo punto troviamo un problema caratterizzato da 5 equazioni e 7 incognite (ρ, u, p, T, e), dunque per essere risolto necessitiamo di due equazioni aggiuntive.

Andiamo ad aggiungere quindi l'equazione di stato, che lega le tre variabili di stato: Densità, temperatura e pressione.

Andiamo inoltre ad implementare la dipendenza dell'energia interna e dallo stato termodinamico del sistema, espresso tramite pressione e temperatura. In generale quindi otteniamo:

$$\rho = \rho(p, T); \quad e = e(p, T) \quad (2.8)$$

A questo punto il problema è dunque ben posto.

2.1.2 Turbolenza ed Equazioni RANS

Con l'aumentare della turbolenza il moto del fluido assume una struttura sempre più complicata e sensibile alle condizioni al contorno (*Butterfly effect*).

Nel campo di moto fluido, infatti, iniziano a formarsi dei vortici, sia su macro scala che su micro scala, dove i vortici più grandi alimentano i vortici più piccoli, trasferendone quantità di moto fino ad arrivare alle scale più piccole, dove avviene la dissipazione viscosa.

Tutta questa struttura multiscala comporta che per un flusso in regime turbolento le quantità termodinamiche subiscano forti oscillazioni/fluttuazioni spazio-temporali, anche in presenza di condizioni stazionarie o simmetriche, e ciò provoca il grande disordine tipico dei moti turbolenti.

Per riuscire a simulare un campo turbolento, catturando tutte le fluttuazioni spazio-temporali delle varie variabili termodinamiche, è necessario simulare tutti i vortici fino alla più piccola scala. Questo comporta la necessità di adottare una mesh finissima, dell'ordine di η (dimensione caratteristica dei vortici più piccoli).

Questo tipo di approccio di simulazione diretta della turbolenza è noto come DNS (*Direct Numerical Simulation*) che per problemi ingegneristici di interesse pratico è improponibile, dato l'enorme costo computazionale.

Anziché cercare di risolvere nel dettaglio il campo turbolento fino alle più piccole scale, si può tentare di risolvere il campo medio, cioè quel campo di moto in regime

turbolento che si determina dalla media su base statistica di tutti gli esperimenti ripetuti nelle stesse condizioni.

Possiamo così introdurre una nuova operazione: La media alla Reynolds

$$\langle u(x, t) \rangle = \frac{1}{N} \sum_{K=1}^{N \gg 1} u^{(k)}(x, t) = U(t) \quad (2.9)$$

Dove $u(x, t)$ rappresenta la variabile termodinamica nel campo istantaneo (fluttuante), N rappresenta il numero degli esperimenti ed infine $U(t)$ rappresenta il campo medio.

I campi medi recuperano le simmetrie delle condizioni al contorno e presentano andamenti molto più dolci e regolari, tutto ciò permette quindi una grossa semplificazione a livello computazionale. Dalla (2.9) possiamo derivare alcune proprietà della media di Reynolds, tra le quali la *decomposizione di Reynolds*, dove abbiamo che il campo istantaneo è pari al campo medio più campo fluttuante

$$u(x, t) = U(x, t) + u'(x, t) \quad (2.10)$$

Dove $u'(x, t)$ rappresenta proprio il campo fluttuante.

Possiamo applicare quindi la media di Reynolds con la decomposizione di Reynolds alle *equazioni di Navier-Stokes* giungendo così alle equazioni RANS (*Reynolds Average Naviers-Stokes*), le quali permettono la risoluzione del campo medio.

Continuità (1 equazione)

$$\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.11)$$

Conservazione della quantità di moto (3 equazioni)

$$\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{U}_i \bar{U}_j) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (2\nu E_{ij}) - \frac{\partial \langle u_i' u_j' \rangle}{\partial x_j} \quad (2.11)$$

Dove,

$$E_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.12)$$

Si noti che le equazioni appena trascritte sono 4 e non 5, questo poiché per semplicità sono state presentate le equazioni nel caso incomprimibile.

Tuttavia, il problema non risulta chiuso poiché i termini $\langle u_i' u_j' \rangle$, che prendono il nome di *sforzi di Reynolds*, sono incogniti. Questo è noto come problema della chiusura delle equazioni RANS.

2.1.3 Modello di turbolenza

Per risolvere il problema della chiusura delle equazioni RANS è necessario introdurre un modello per gli *sforzi di Reynolds* $\langle u_i' u_j' \rangle$ che ne consenta l'elaborazione.

Si può dimostrare che la traccia della matrice contenente i termini degli *sforzi di Reynolds* è pari a due volte l'energia cinetica turbolenta.

$$tr(\langle u_i' u_j' \rangle) = \langle u' \rangle^2 + \langle v' \rangle^2 + \langle w' \rangle^2 = 2k \quad (2.13)$$

Dove k è l'energia cinetica turbolenta o delle fluttuazioni.

Da quest'ultima espressione possiamo andare a scrivere gli *sforzi di Reynold* nel seguente modo:

$$-\langle u_i' u_j' \rangle = -\frac{2}{3} k \delta_{ij} + b_{ij} \quad (2.14)$$

Con b_{ij} parte deviatoria degli *sforzi di Reynolds* tale che:

$$b_{ij} = b_{ji} \quad e \quad b_{ii} = 0$$

Scrivendo il tensore degli sforzi di Reynolds come nell'equazione (2.14) è possibile constatare che la sua traccia è proprio $2k$.

Osservando la differenza tra campo medio (media alla Reynolds, RANS) e campo istantaneo (campo turbolento, caratterizzato da fluttuazioni spazio-temporali) si nota che il campo medio è molto simile al campo laminare, dove la viscosità conta molto.

Andiamo perciò ad implementare un'ipotesi, *l'ipotesi di Boussinesq sulla viscosità turbolenta*:

gli *sforzi di Reynolds* sono l'unico elemento che rende formalmente differenti un campo medio e il campo istantaneo di un flusso turbolento, inoltre i campi medi assomigliano molto ai laminari; dunque, l'effetto principale degli *sforzi di Reynolds* è di aggiungere una viscosità turbolenta al moto.

Boussinesq ha quindi ipotizzato un modello per gli *sforzi di Reynolds* che va a copiare la struttura del tensore degli sforzi molecolari di un fluido newtoniano:

$$-\langle u_i' u_j' \rangle = -\frac{2}{3} k \delta_{ij} + 2\nu_T E_{ij} \quad (2.15)$$

In cui il termine $\nu_T = \nu_T(x, t)$ è chiamato *viscosità turbolenta*, ed è funzione della posizione e del tempo. A questo punto è possibile modellare a sua volta la viscosità turbolenta come:

$$\nu_T = C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (2.16)$$

Dove C_μ è una costante arbitraria mentre \mathcal{E} è un termine che rappresenta la dissipazione di energia cinetica turbolenta e vale $\mathcal{E} = 2\nu\langle e_{ij}'e_{ij}'\rangle$, con e_{ij}' componente fluttuante del tensore delle deformazioni E_{ij} .

A partire da questo modello per la viscosità turbolenta è possibile giungere all'equazione di \mathcal{E} , molto simile a quella dell'energia cinetica turbolenta:

$$\frac{\partial \mathcal{E}}{\partial t} + \bar{U}_j \frac{\partial \mathcal{E}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{\nu_T}{\sigma_{\mathcal{E}}} \right) \frac{\partial \mathcal{E}}{\partial x_j} \right] + C_{\mathcal{E}_1} \langle u_i' u_j' \rangle \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} \frac{\mathcal{E}}{k} - C_{\mathcal{E}_2} \frac{\mathcal{E}^2}{k} \quad (2.17)$$

in cui $C_{\mathcal{E}_1}, C_{\mathcal{E}_2}, \sigma_{\mathcal{E}}$ sono delle costanti arbitrarie, che, come le precedenti, vanno in generale determinate mediante una taratura del modello stesso tramite dati sperimentali.

Equazione dell'energia cinetica turbolenta

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{U}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{\nu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \langle u_i' u_j' \rangle \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} - \mathcal{E} \quad (2.18)$$

Le equazioni (2.17) e (2.18) consentono la chiusura delle equazioni RANS tramite il *modello di turbolenza k- \mathcal{E}* .

È possibile giungere a due equazioni simili alle (2.17) e (2.18) nelle quali scompare il termine \mathcal{E} ma compare invece il termine ω detto frequenza della turbolenza

$$\omega = \frac{\mathcal{E}}{k} \quad (2.19)$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \bar{U}_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{\nu_T}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + C_{\omega_1} \langle u_i' u_j' \rangle \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} \frac{\omega}{k} - C_{\omega_2} \omega^2 \quad (2.20)$$

Con le equazioni (2.19) e (2.20) è possibile risolvere il problema della chiusura delle equazioni RANS tramite il *modello di turbolenza k- ω* .

Il modello k- ϵ risulta essere meno influenzato da una variazione di ϵ all'ingresso rispetto al modello k- ω che è abbastanza influenzato da una variazione di ω all'ingresso, e ciò conferisce robustezza e stabilità al modello k- ϵ . Tuttavia, il modello k- ω funziona molto meglio nel caso di forti gradienti all'interno dello strato limite, dunque in corrispondenza delle pareti.

2.2 Software commerciale utilizzato

La suite commerciale adottata per la realizzazione di questo studio è *HyperWorksTM* di Altair, versione 2022.1 e in particolare sono state utilizzati i seguenti software:

- *Altair Inspire* per quanto riguarda la manipolazione del modello CAD originale
- *Altair HyperMesh* per la creazione della mesh
- *Altair HyperWorksCFD* per le simulazioni e per il post-processing
- *Altair AcuSolve* come solutore per la simulazione fluidodinamica

La particolarità di questi software, essendo stati appositamente studiati per progettazioni ingegneristiche, è la loro semplicità ed efficacia.

Inoltre, il software si basa su una risoluzione delle equazioni che governano il moto del fluido di tipo nodale e non con il classico metodo a volumi finiti. Ciò consente in primo luogo una maggior flessibilità dello studio da un punto di vista geometrico ma soprattutto, una maggior flessibilità della creazione della mesh stessa, dove non vi è una grossa necessità di ottenere una mesh fortemente regolare per ottenere la convergenza.

Tutto ciò si traduce in un'elevata velocità ed efficienza dello studio fluidodinamico che questo progetto intende effettuare.

2.2.1 Tipo di simulazione e costruzione del dominio fluido

Per studiare e analizzare il sistema di raffreddamento adottato per questa tipologia di motore è necessaria una simulazione 3D sull'intera geometria; Infatti, non essendoci particolari simmetrie sfruttabili ed essendo tridimensionale la fluidodinamica del flusso d'aria generato dalla rotazione della ventola non è possibile semplificare la simulazione in alcun modo.

Si è dunque deciso di modellare il dominio fluido nel seguente modo:

È stato inizialmente creato il volume d'aria esterno, di forma cilindrica e dalle seguenti dimensioni:

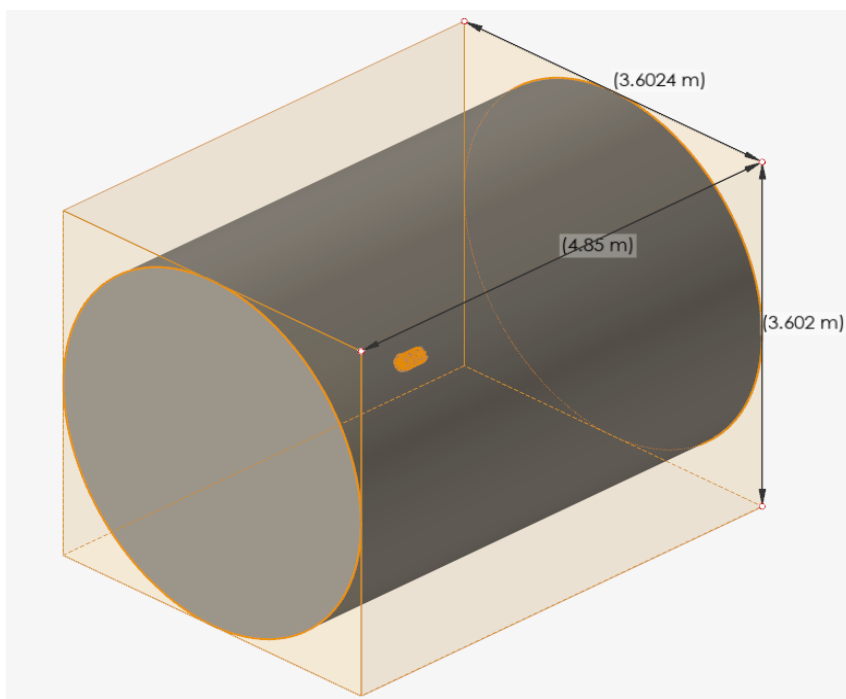


Figura 2.1: Modellazione dominio fluido, volume d'aria esterno

Al fine di garantire la verosimiglianza della simulazione con il fenomeno fisico studiato risulta essere molto importante l'estensione del dominio fluido. Infatti, per rendere la simulazione il più possibile veritiera alla realtà è necessario che le condizioni al contorno poste, uniformi e costanti, siano il più possibile coerenti con la realtà del fenomeno fisico. È necessario dunque porre le condizioni al contorno in una zona dove si può considerare il flusso indisturbato e dunque risulta necessario un dominio fluido abbastanza esteso per poter considerare le condizioni al contorno

costanti: Infatti la presenza del motore e della ventola che genera il flusso d'aria disturba nell'intorno del motore le variabili termodinamiche (a monte c'è una depressione, risucchio causata dalla rotazione della ventola ma soprattutto a valle vi è la creazione di una scia dissipativa).

Successivamente si è andato a creare il volume d'aria rotante, contenente la ventola e dalle seguenti dimensioni e forma:

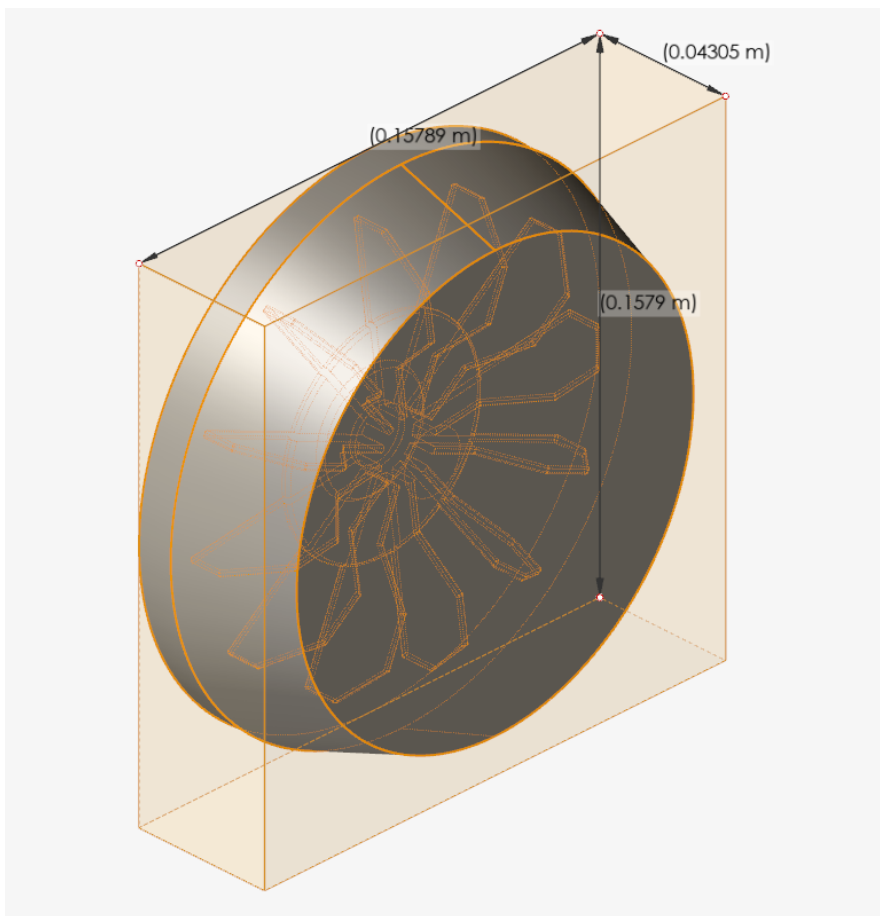


Figura 2.2: Modellazione dominio fluido, volume d'aria rotante

Infine, è stata effettuata un'operazione booleana di sottrazione tra il volume aria dell'elica ed elica stessa, si è poi ripetuta la stessa operazione di sottrazione tra volume aria esterno e geometria motore con volume d'aria elica compreso, ottenendo così la seguente geometria finale da andare a simulare.

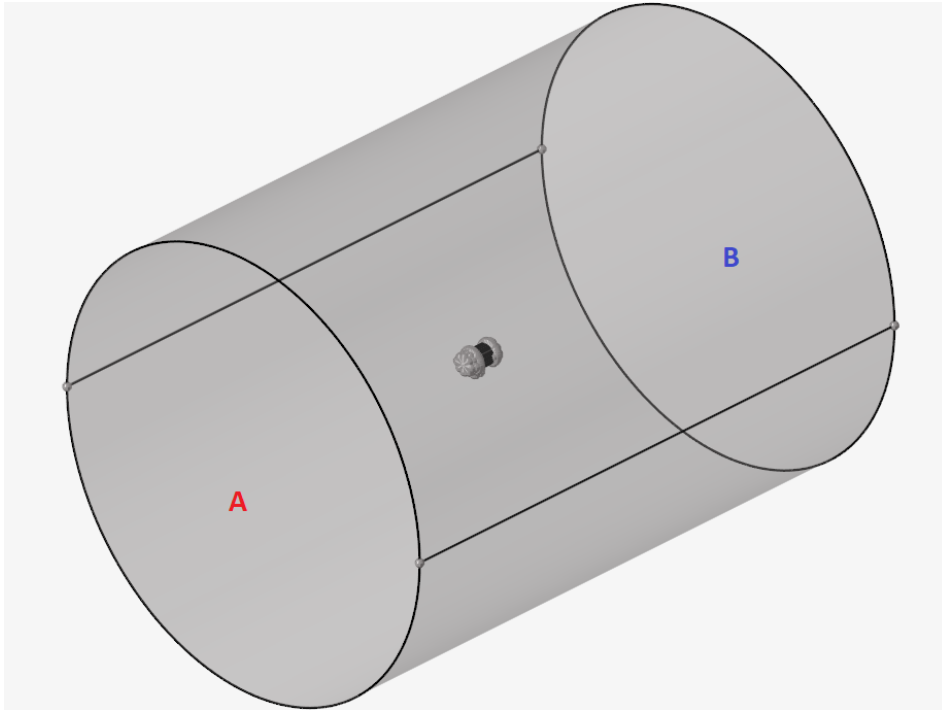


Figura 2.3: Modello fluidodinamico ottenuto per la simulazione

2.2.2 Discretizzazione del dominio fluido

Una volta ottenuta la geometria da simulare è necessario andare a creare una griglia di calcolo (*mesh*) in modo da poter risolvere il campo di moto del fluido.

In particolare, si è partiti con il definire la mesh più adatta nell'intorno delle pareti (*wall*), e cioè la mesh che definisce il *boundary layer* e che ha come scopo catturare il comportamento del fluido all'interno dello strato limite. Infatti, nell'intorno delle pareti il fluido, essendo di viscosità non nulla, risente uno sforzo di taglio che per la condizione di aderenza lo porta ad avere un gradiente di velocità all'interno dello strato limite che va da un valore pari a zero in corrispondenza della parete fino ad un valore pari al valore indisturbato (U_e) (dove l'effetto di aderenza non si fa sentire).

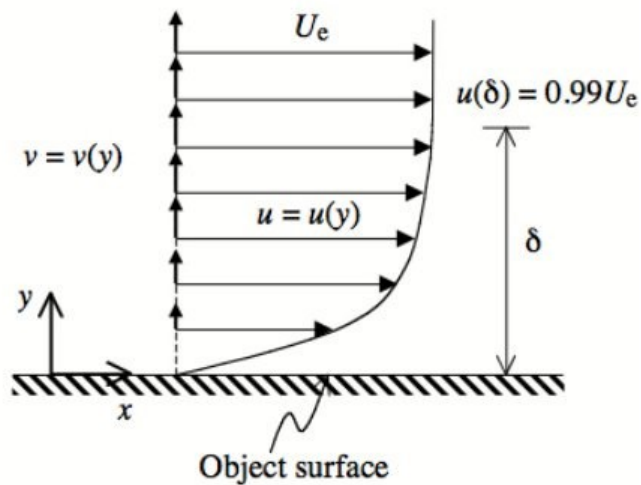


Figura 2.4: Gradiente velocità di un fluido all'interno dello strato limite δ

Per riuscire a catturare bene il comportamento del fluido nello strato limite risulta necessario porre il primo centro cella ad un'altezza y tale per cui si possa apprezzare il gradiente di velocità che si genera. Si utilizza quindi un parametro fluidodinamico denominato y^+ , il quale mi permette di capire l'altezza corretta in cui posizionare il primo centro cella, definito come

$$y^+ = \frac{y}{\delta_v}$$

con δ_v lunghezza viscosa che vale

$$\delta_v = \frac{\nu}{u_T}$$

e u_T velocità d'attrito che a sua volta vale

$$u_T = \frac{\tau_w}{\rho}$$

dove τ_w è lo sforzo a parete, che dipende da altri parametri, tra i quali il numero di Reynolds Re .

Se volessimo catturare bene il comportamento del fluido all'interno dello strato limite dovremmo porre il primo centro cella ad un'altezza y tale per cui $y^+ < 1$.

Tuttavia, questo comporterebbe un ingente numero di elementi nell'intorno delle pareti che aumenterebbe molto lo sforzo computazionale e dunque i tempi di convergenza. Dal momento che in questa applicazione non interessa lo studio del comportamento del flusso nello strato limite è possibile utilizzare la *wall function* per andare a risolvere il campo di moto all'interno dello strato limite, dove anziché essere calcolato con le classiche equazioni del moto viene approssimato da una funzione.

In questo caso il solutore *HyperWorksCFDTM* di Altair consiglia di porre il primo centro cella ad un'altezza y tale per cui $y^+ < 40$. Questo permette di ridurre notevolmente il numero di celle totale e dunque anche i tempi di convergenza semplificando la simulazione.

Per quanto riguarda i parametri dati al *boundary layer* della simulazione si è deciso di dare le seguenti dimensioni: Altezza prima cella di 0.00036 m con 6 layers ed un tasso di crescita pari a 1.1

First layer thickness definition:	Constant
First layer thickness:	0.00036
Total number of layers:	6
Growth method:	Constant
Growth rate:	1.1
Final Layer Height / Base Ratio:	0.8
Termination policy:	Squeeze
<input checked="" type="checkbox"/> Enable surface mesh modification	

Figura 2.5: Impostazioni *Boundary Layer*

In tale modo otteniamo una dimensione media della cella finale del boundary layer (\bar{D}_{Finale}) pari ad:

$$\bar{D}_{Finale} = Y_{Prima\ cella} \cdot 1.1^{N\ layers-1} \cdot 1.3 = 0.36\ mm \cdot 1.1^5 \cdot 1.3 = 0.753\ mm \simeq 0.75\ mm$$

Per garantire una buona adesione e regolarità del *boundary layer* con il resto della mesh è opportuno che la dimensione media della cella finale, nella zona di attaccatura, risulti il più simile possibile alla dimensione media degli elementi vicini alle pareti dunque degli elementi vicini alle superfici del motore.

Si è scelto di dare quindi una dimensione media degli elementi su tutte le superfici del motore (*Surface Mesh*) di 0.00075 m, ponendo 1.3 come tasso di crescita.

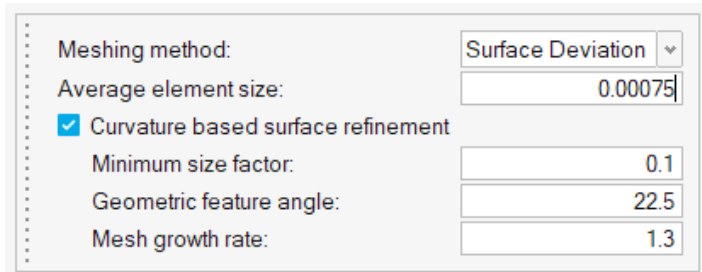


Figura 2.6: Impostazioni *Surface Mesh*

Infine, si sono date le impostazioni per la creazione della mesh di volume (*Volume Mesh*), imponendo una dimensione media dell'elemento abbastanza lasca di 0.07 m e con un tasso di crescita pari ad 1.3, questo poiché non è interessante ai fini di questo studio calcolare la zona più esterna al motore.

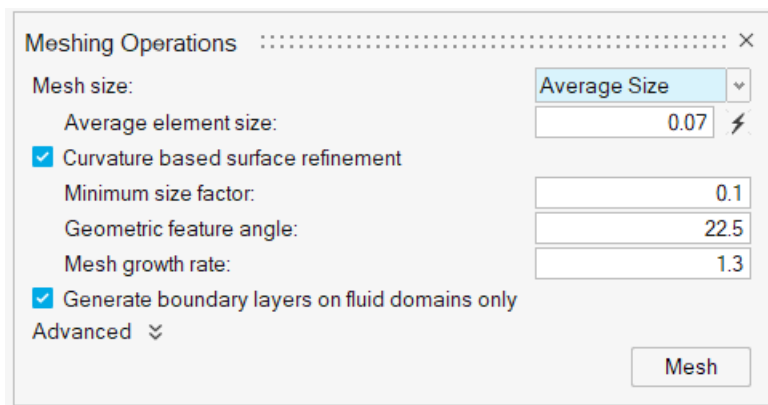


Figura 2.7: Impostazioni *Volume Mesh*

Riporto di seguito alcune immagini che presentano la mesh così ottenuta:

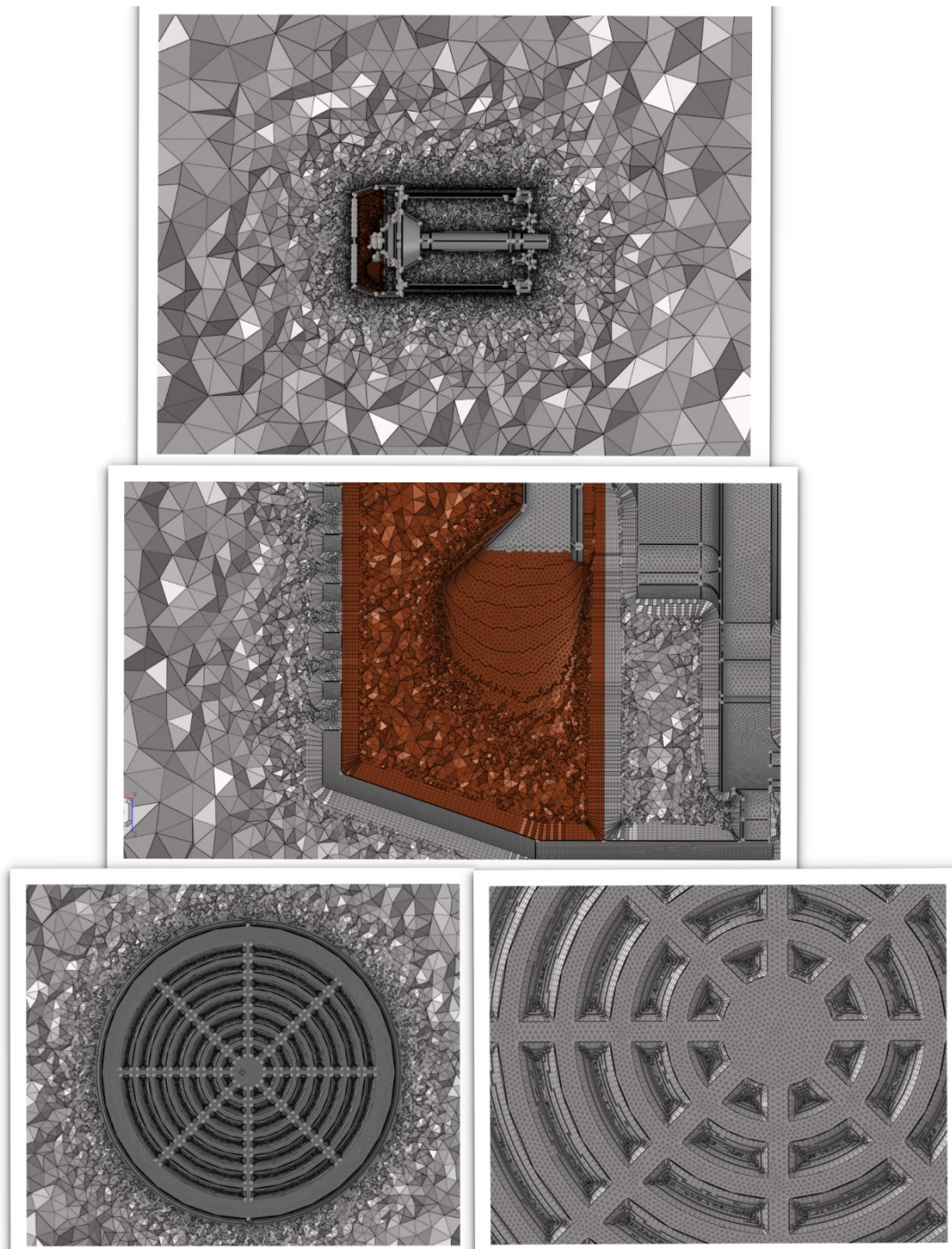


Figura 2.8: Immagini riassuntive della *mesh* ottenuta, Motore e copriventola di ingresso

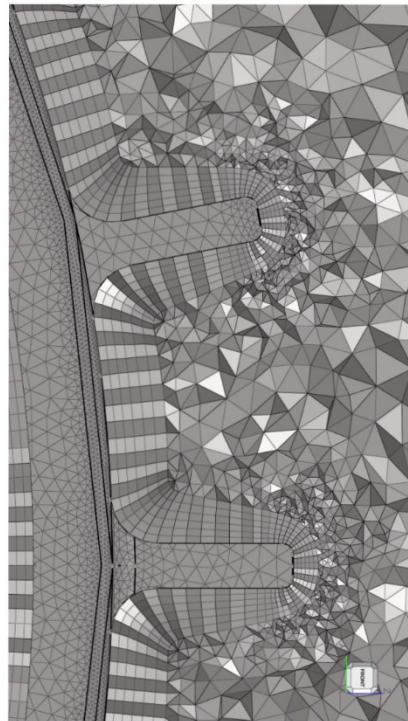
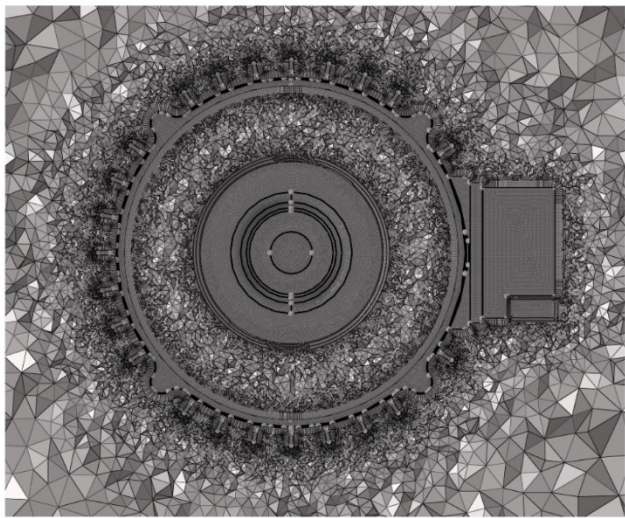
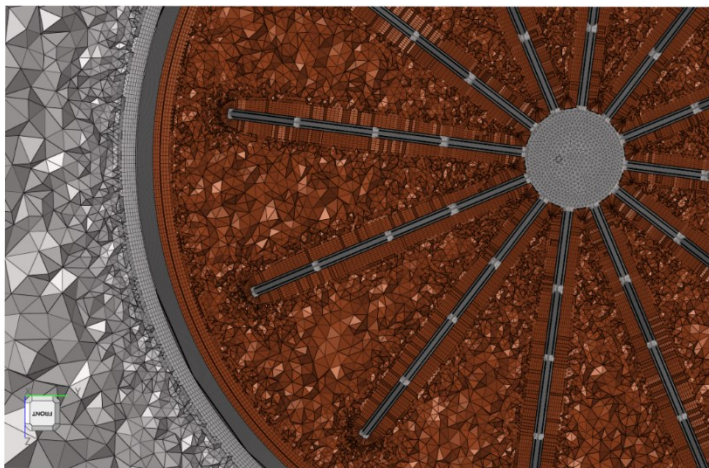


Figura 2.9: Immagini riassuntive della *mesh* ottenuta, Palettatura e alette

2.2.3 Impostazioni Altair HyperWorks CFD™

In questa sezione verranno presentate in modo schematico i principali parametri e le impostazioni utilizzati per il *setting* delle simulazioni.

- **Dominio Fluido**

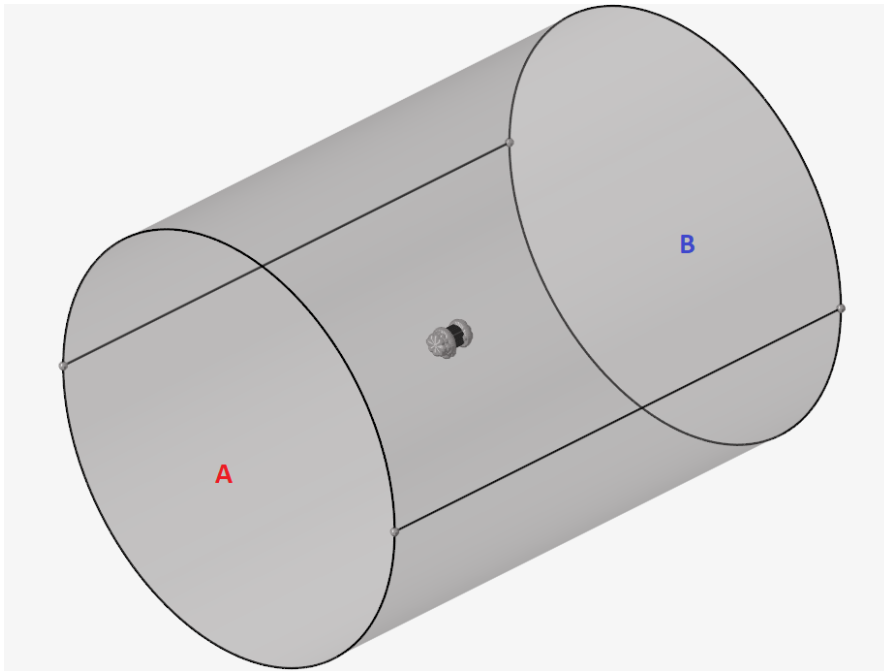


Figura 2.10: Dominio fluido ottenuto

- **Tipo di simulazione e modello di turbolenza**

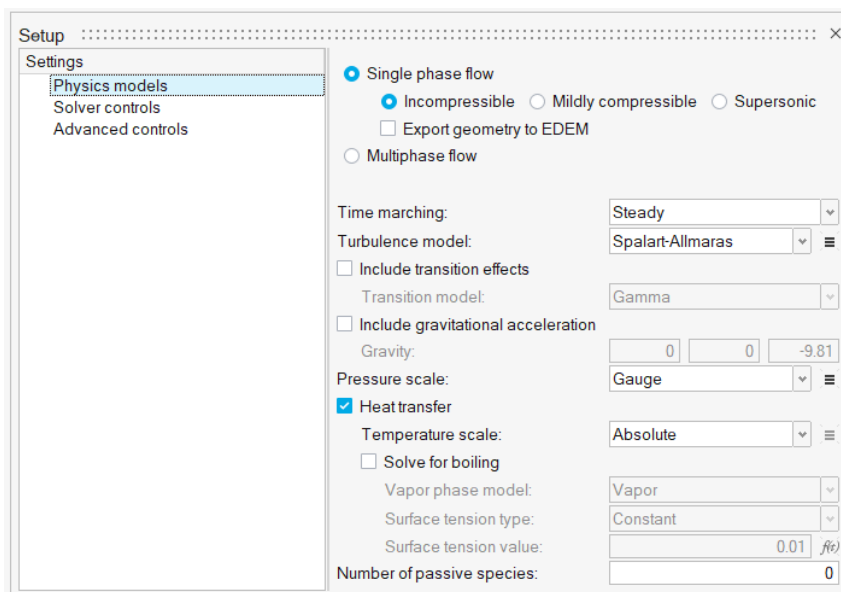


Figura 2.11: Impostazioni fluidodinamiche

- **A boundary conditions (inlet)**

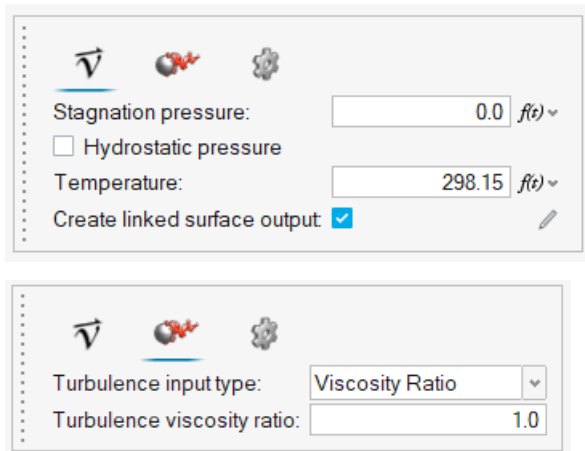


Figura 2.12: Condizioni al contorno poste in ingresso (*inlet*)

- **B boundary conditions (outlet)**

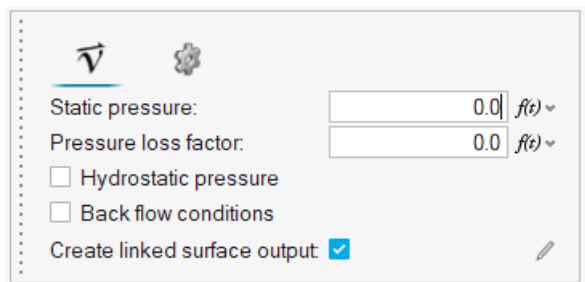


Figura 2.13: Condizioni al contorno poste in uscita (*outlet*)

- **Interfaccia dominio rotante e assoluto**

Come interfaccia tra dominio rotante e assoluto è stato dato il *Reference frame*: È analogo all'interfaccia *Frozen Rotor*, dove il passaggio dell'informazione tra dominio rotante e dominio assoluto avviene cella per cella riscaldando opportunamente le equazioni di N-S dal dominio assoluto al dominio relativo.

Si è impostata una velocità di rotazione di 3000 RPM (314.16 rad/s) e assegnato verso e asse di rotazione (asse x) ottenendo così l'interfaccia.

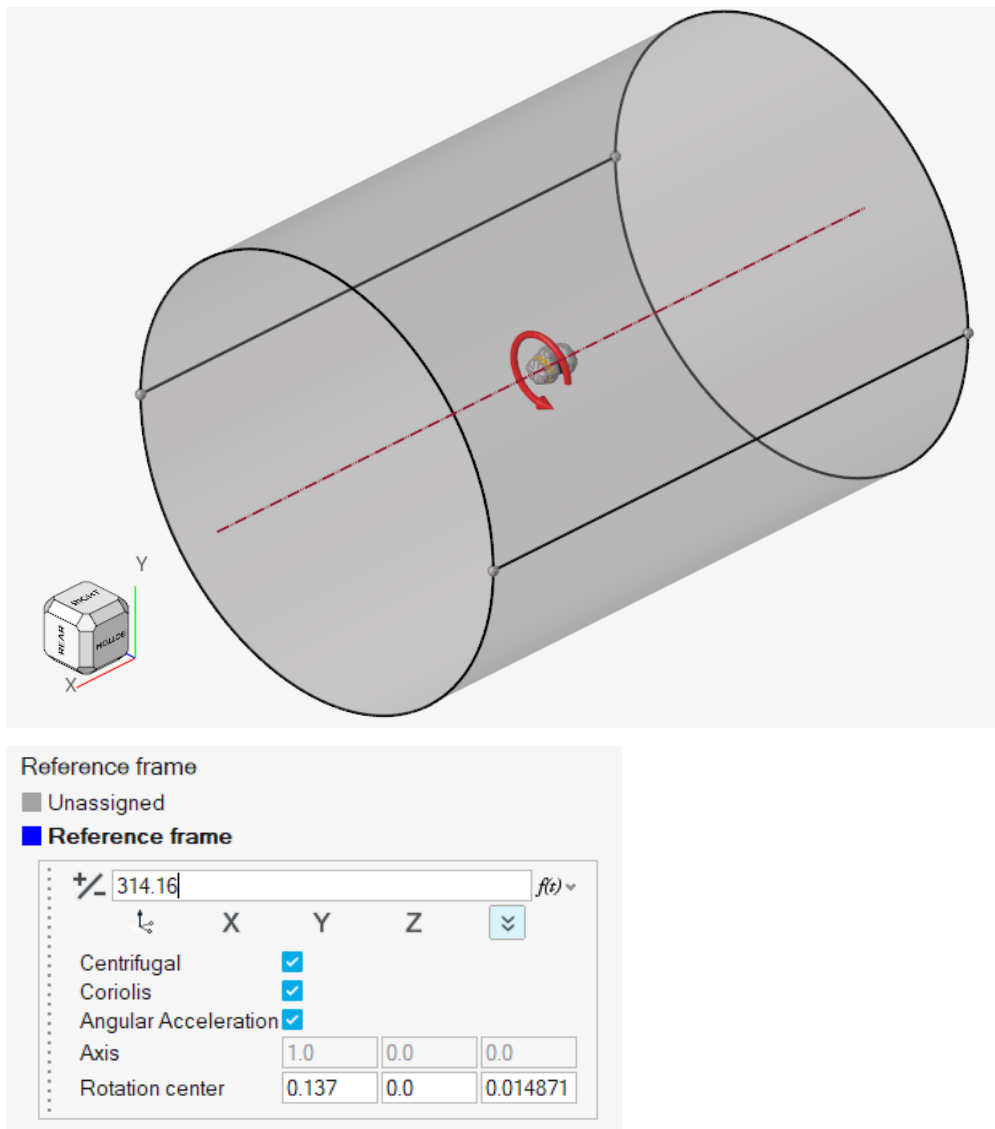
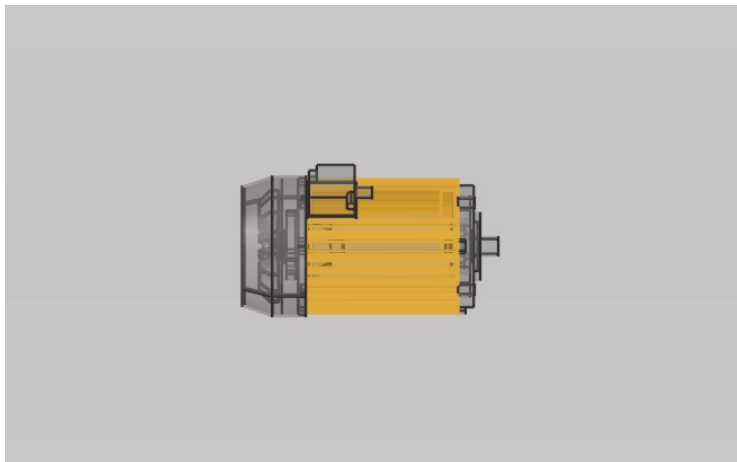


Figura 2.14: Impostazioni interfaccia dominio assoluto e rotante

- **Sorgente di calore (*Heat source*)**

È stata impostata una sorgente di calore localizzata sulla carcassa del motore, dovuta alle dissipazioni elettromagnetiche interne calcolate precedentemente da parte dell'azienda nella progettazione elettromagnetica del motore studiato e che risultano essere 270 W



Definition	Total Power	▼
Value	270.0	f(t) ▼

Figura 2.15: Impostazioni sorgente di calore

- A tutte le altre superfici è stata data come *boundary condition DefaulWall con Wall Function*
- **Materiale assegnato**
 - **Aria** al volume d'aria esterno e volume d'aria elica
 - **Alluminio** alla carcassa

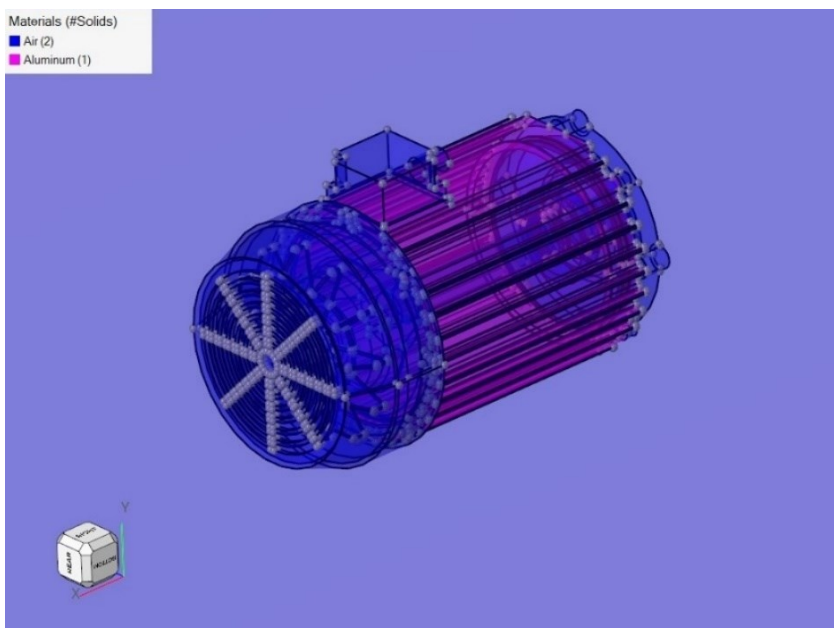


Figura 2.16: Materiali assegnati

Sono stati infine assegnati dei Surface Monitors all'ingresso della ventola (Inlet Elica) e sulle pareti dell'elica (Wall Elica), necessari per andare a monitorare le varie grandezze di tali superfici e per il calcolo della potenza assorbita dalla ventola.

➤ Inlet Elica

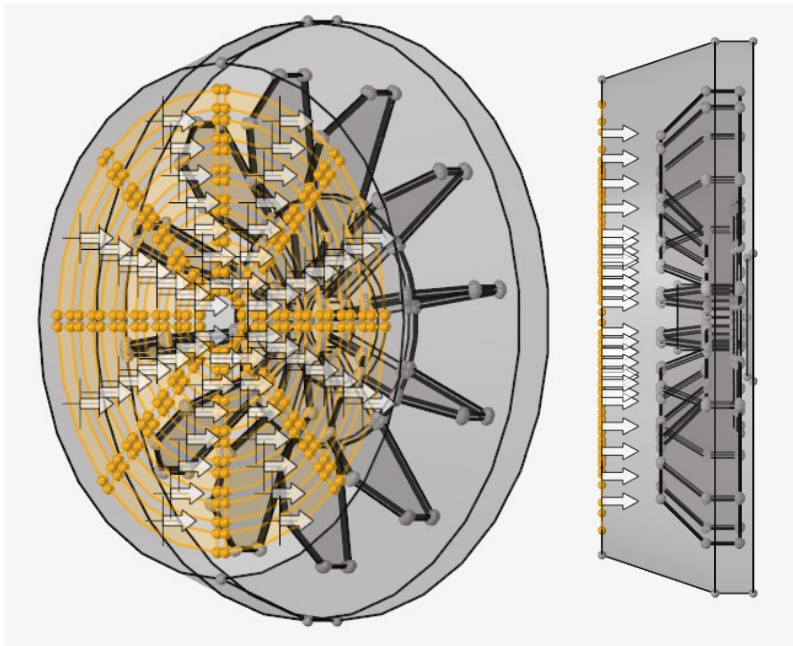


Figura 2.17: *Surface Monitor* ingresso ventola

➤ Wall Elica

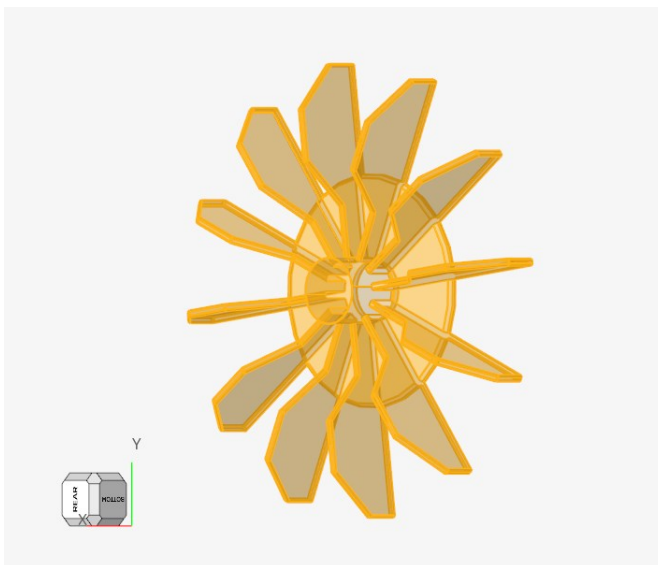


Figura 2.18: *Surface Monitor* pareti ventola

Capitolo 3

Validazione del modello di calcolo

Nel seguente capitolo verrà convalidato il modello di calcolo presentato nei capitoli precedenti, questa fase del progetto è essenziale al fine di poter ritenere i risultati ottenuti dalle simulazioni validi, cioè verosimili alla realtà fisica studiata. La validazione del modello di calcolo si dividerà in due parti: Una validazione interna, nella quale si analizzano i risultati e parametri ottenuti dalle simulazioni, verificando i loro valori e la loro coerenza e una validazione esterna dove si confrontano i risultati ottenuti dalle simulazioni con dei dati sperimentali.

3.1 Validazione interna

Esponiamo di seguito la validazione interna del modello di calcolo implementato, la geometria che verrà utilizzata per questa validazione sarà la Baseline dal momento che è la geometria di partenza di questo studio e che si dispongono solo per essa eventuali dati sperimentali.

3.1.1 Risultati convergenza

La simulazione è arrivata a convergenza in circa mezza giornata di calcolo, utilizzando 40 cores e portando i residui sotto a $1 \cdot 10^{-3}$, la velocità di convergenza elevata è dovuta al fatto che, come precedentemente detto (Capitolo 2), il software utilizzato (*Altair HyperWorksCFDTM*) si basa sulla risoluzione delle equazioni del campo di moto con un calcolo nodale e non con il metodo a volumi finiti.

Per accertare in prima battuta la validità della simulazione si sono andate a plottare varie grandezze in funzione delle iterazioni (*Time Steps*).

Per quanto riguarda i residui otteniamo il seguente grafico:

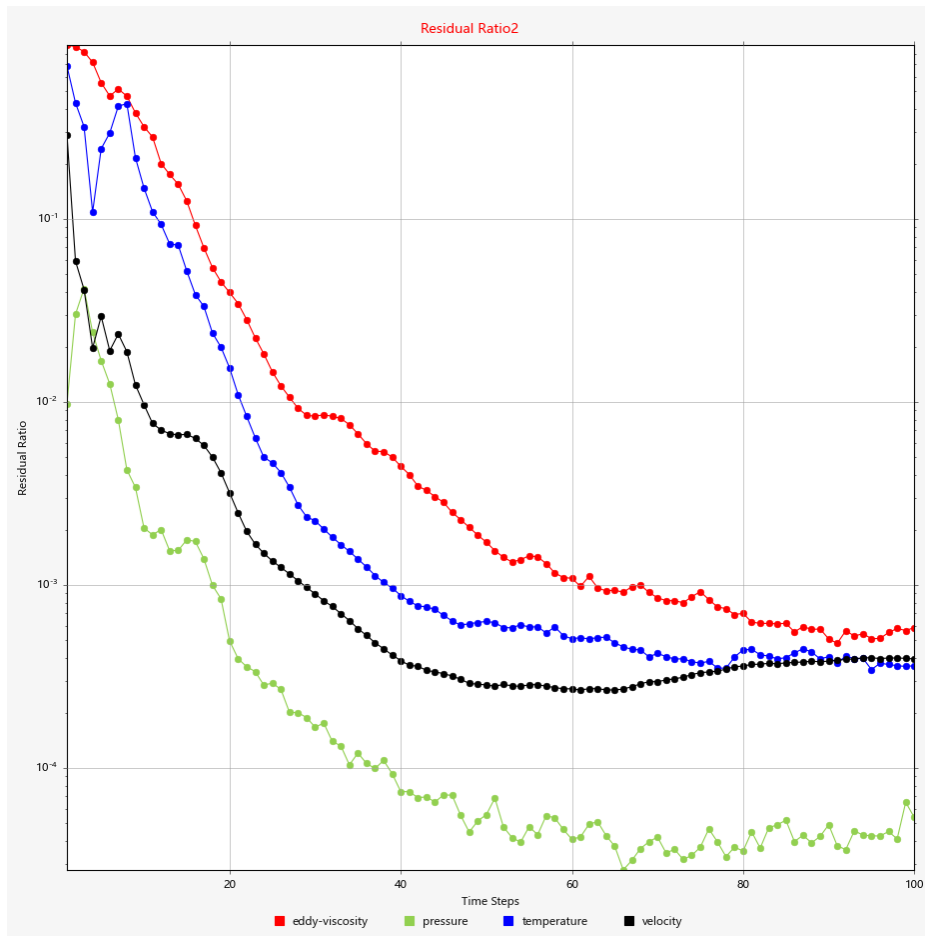


Figura 3.1: Residui simulazione *Baseline*

Si può notare come la simulazione sia arrivata correttamente a convergenza, con residui al di sotto dei $1 \cdot 10^{-3}$, ma soprattutto si osservi come essi tendano a stabilizzarsi dopo un certo numero di *Time Steps* (circa 60) ad un determinato valore, rimanendo poi circa costanti. Questo è un primo indice che ci permette di capire che probabilmente la simulazione è stata correttamente eseguita.

Analizzando invece le varie grandezze fluidodinamiche più significative otteniamo i seguenti andamenti:

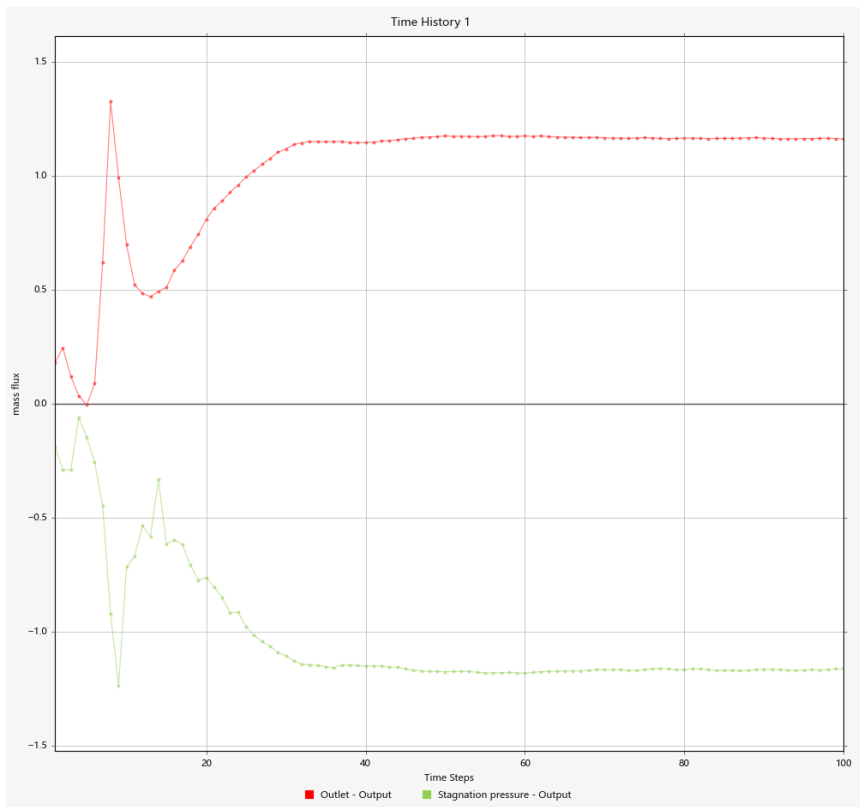


Figura 3.2: Andamento della portata in ingresso ed uscita in funzione dei *Time Steps*

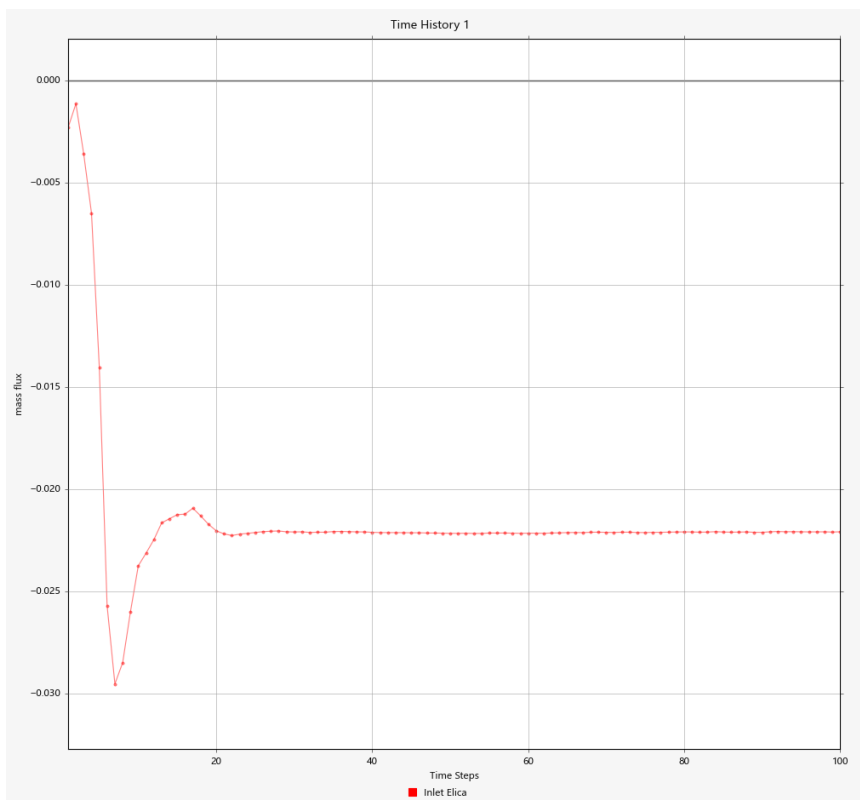


Figura 3.3: Andamento della portata all'ingresso della ventola in funzione dei *Time Steps*

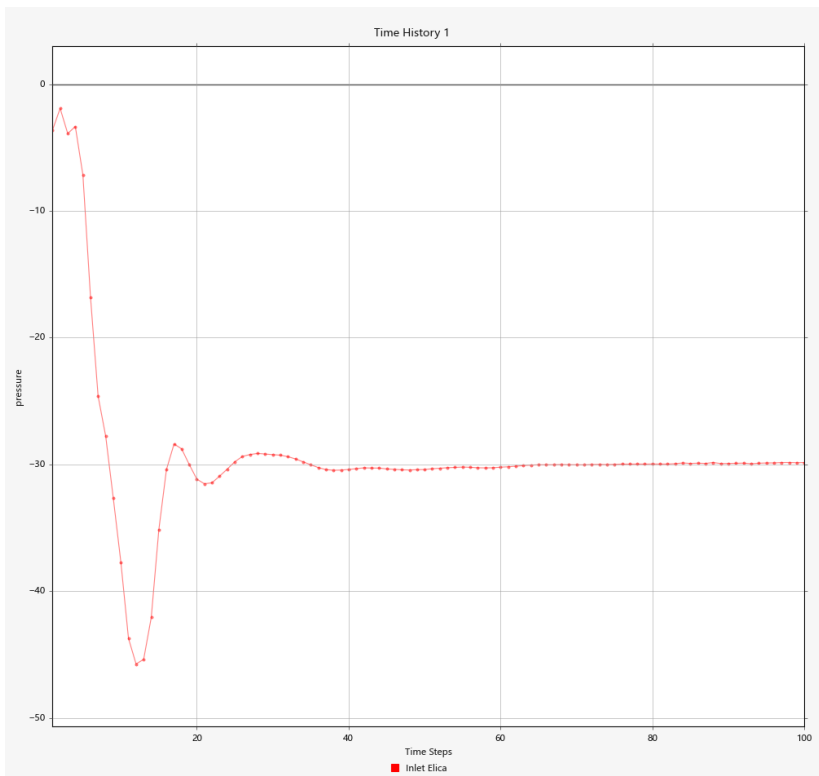


Figura 3.4: Andamento della pressione all'ingresso della ventola in funzione dei *Time Steps*

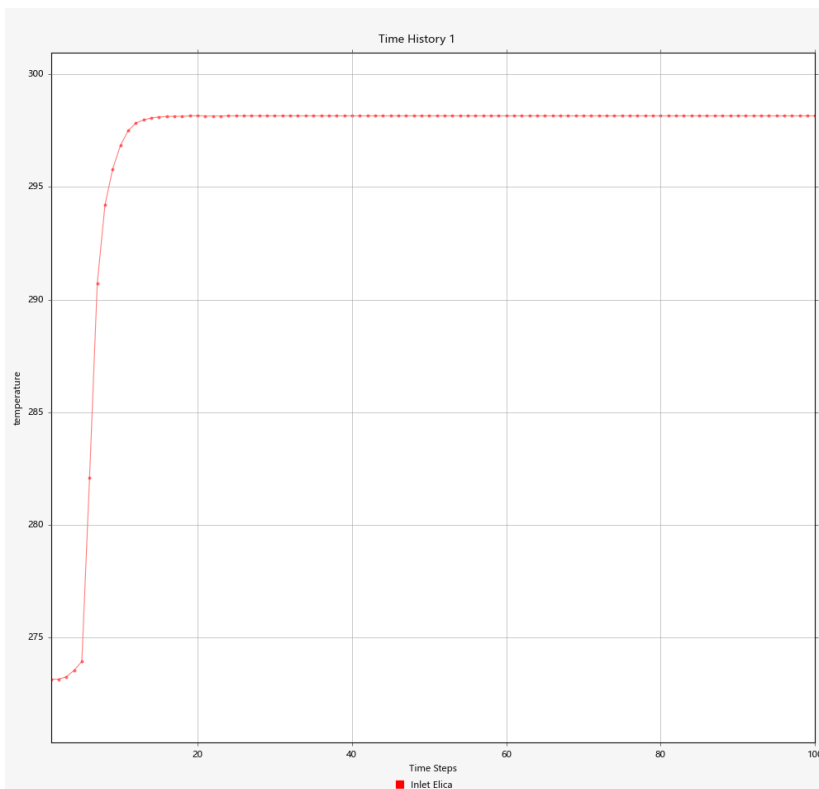


Figura 3.5: Andamento della temperatura all'ingresso della ventola in funzione dei *Time Steps*

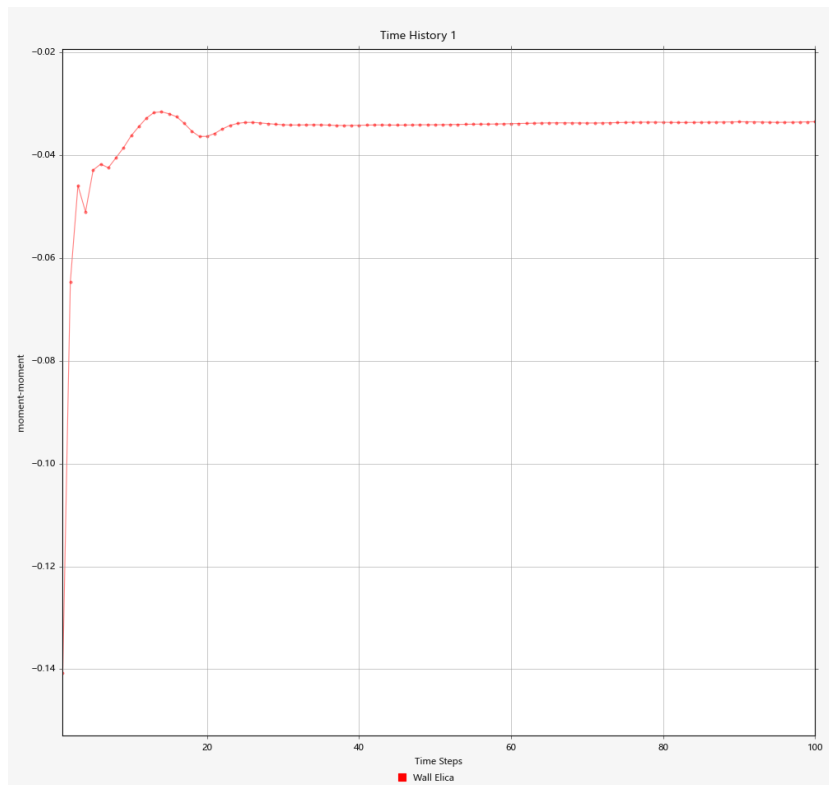


Figura 3.6: Andamento del momento parallelo a X applicato sulle pareti della ventola in funzione dei *Time Steps*

Si osservi innanzitutto come tutti gli andamenti delle grandezze fluidodinamiche rappresentate raggiungano e si stabilizzino ad un determinato valore dopo un certo numero di *Time Steps*, come precedentemente notato con il *plot* dei residui.

Partendo dal primo grafico (Fig. 3.2), il quale rappresenta l'andamento della portata di massa all'*inlet* (A, *Stagnation pressure*) e *outlet* (B) in funzione dei *Time Steps*, si può notare come i due andamenti siano speculari rispetto l'ascissa. Essendo infatti in una condizione stazionaria (*steady state*) la portata di massa in ingresso (*inlet*) dovrà necessariamente essere uguale alla portata di massa in uscita (*outlet*); Il segno opposto invece è dovuto al fatto che tale portata di massa in ingresso è entrante mentre all'*outlet* è uscente. Analizzando invece il terzo grafico (Fig. 3.4) nel quale viene rappresentato l'andamento della pressione all'**inlet elica** sempre in funzione dei *Time Steps*, si può osservare che tale pressione risulta essere negativa. Ciò è nuovamente verosimile alla realtà in quanto avendo posto all'ingresso una condizione di Pressione totale (*Stagnation Pressure*) pari a zero ed essendo l'**inlet elica** in una posizione antecedente alle pale dell'elica stessa non è avvenuto ancora alcuno scambio di lavoro ($P_{Tot} = 0$),

inoltre essendo la portata di massa diversa da zero (Fig. 3.3) e quindi la velocità diversa da zero la pressione in tale zona dovrà necessariamente risultare negativa. Osservando infine l'ultimo *plot* (Fig. 3.6), nel quale viene rappresentato l'andamento del momento parallelo alla velocità di rotazione applicato dal fluido sulle pareti della ventola (**Wall elica**) evinciamo che si stabilizza ad un valore di circa 0.00335 Nm, dal quale potremo successivamente ricavare la potenza dissipata a causa delle perdite di ventilazione.

3.1.2 Risultati fluidodinamici

Analizzando i risultati della simulazione, attraverso il tool *post processing* di Altair HyperWorksCFD, possiamo andare ad estrapolare dei parametri che ci permettono di capire in prima battuta se la simulazione è andata a buon fine.

Partiamo con il parametro più importante, andiamo ad estrapolare il y^+ :

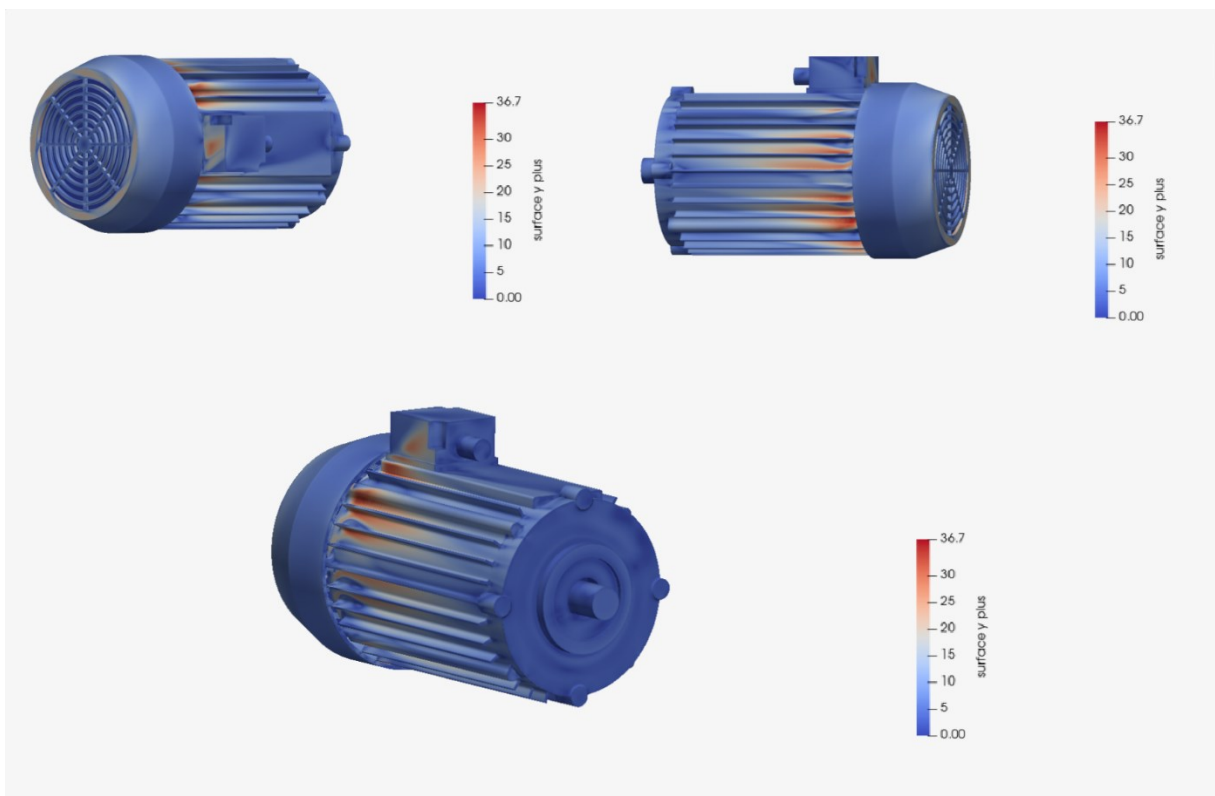


Figura 3.7: *Surface Plot* y^+

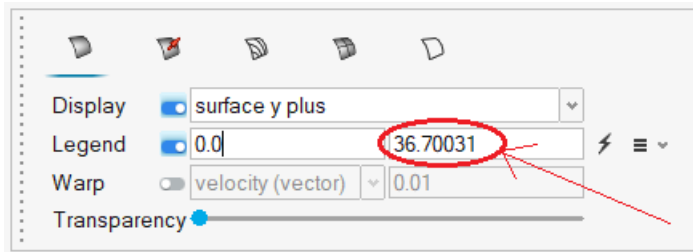


Figura 3.8: Valore di picco del y^+

Osservando le immagini precedenti si constata un picco massimo di y^+ pari a 36.7 ma questo accade solo in pochi punti, mediamente infatti osserviamo un y^+ intorno a 15. Il y^+ risulta dunque essere più che accettabile poiché anche il picco massimo (36.7) è al di sotto della soglia massima accettabile (40) per ritenere la simulazione valida secondo la guida *Altair*.

Passiamo successivamente alla creazione di due *slice plane* passanti entrambi per l'asse di rotazione del motore e perpendicolari tra loro, sui quali andiamo a *plottare* diverse grandezze.

Partiamo ad esporre i *plot* relativi al primo *slice plane* creato, quello relativo al piano X-Z:

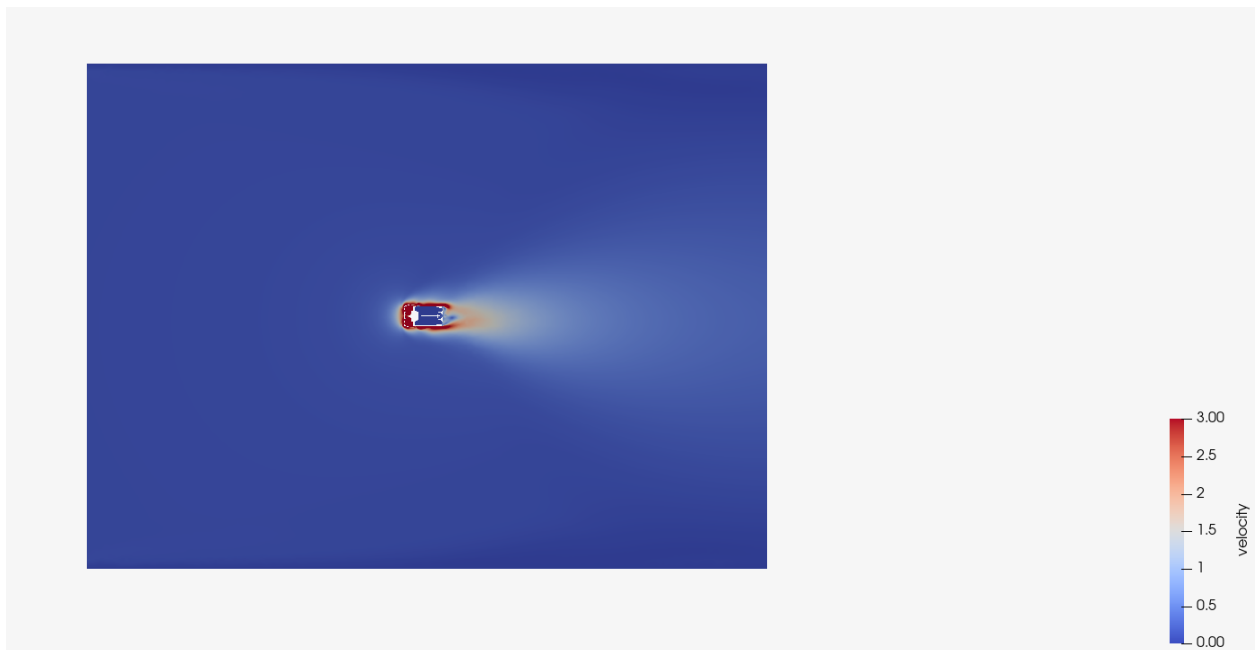


Figura 3.9: *Velocity Plot* sezione assiale nel piano X-Z, vista lontana

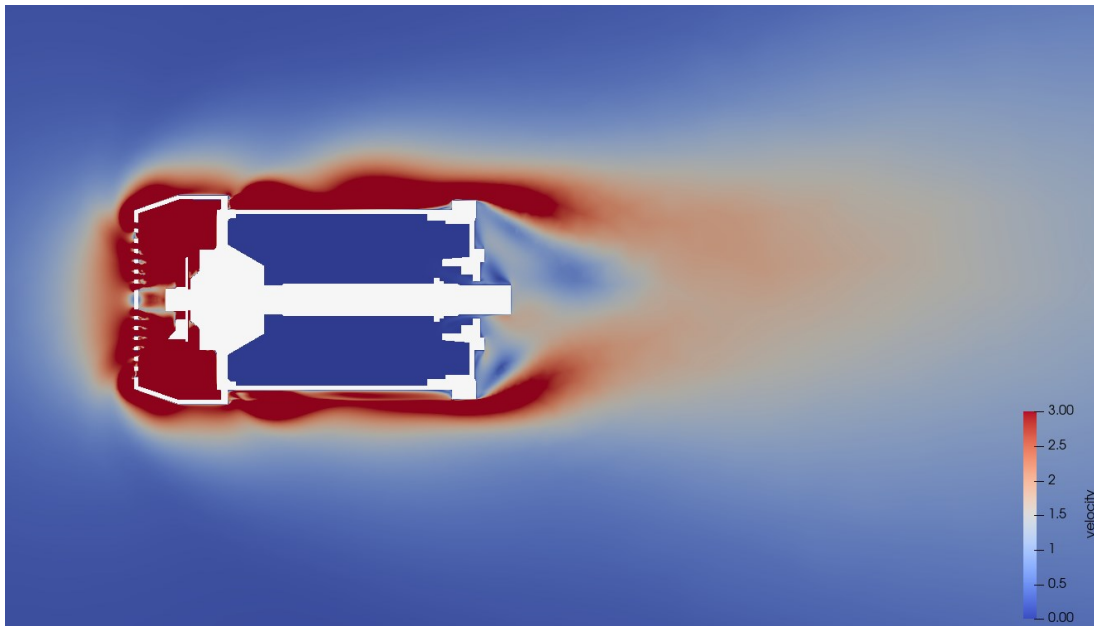


Figura 3.10: *Velocity Plot* sezione assiale nel piano X-Z, vista ravvicinata

Si noti che la zona disturbata dal moto dell'elica si espande dall'ingresso della ventola fino all'outlet creando una scia retrostante al motore, senza però protrarsi ai lati del volume esterno d'aria. Le superfici esterne del volume d'aria, quindi, non intaccano la fluidodinamica che si crea attorno al motore dovuta alla sola rotazione della ventola e dunque le dimensioni del volume d'aria esterno poste risultano essere adeguate.

Sempre sullo stesso *slice plane* creato possiamo inoltre andare a graficare la componente della velocità in direzione perpendicolare al piano creato, la componente della velocità in direzione y.

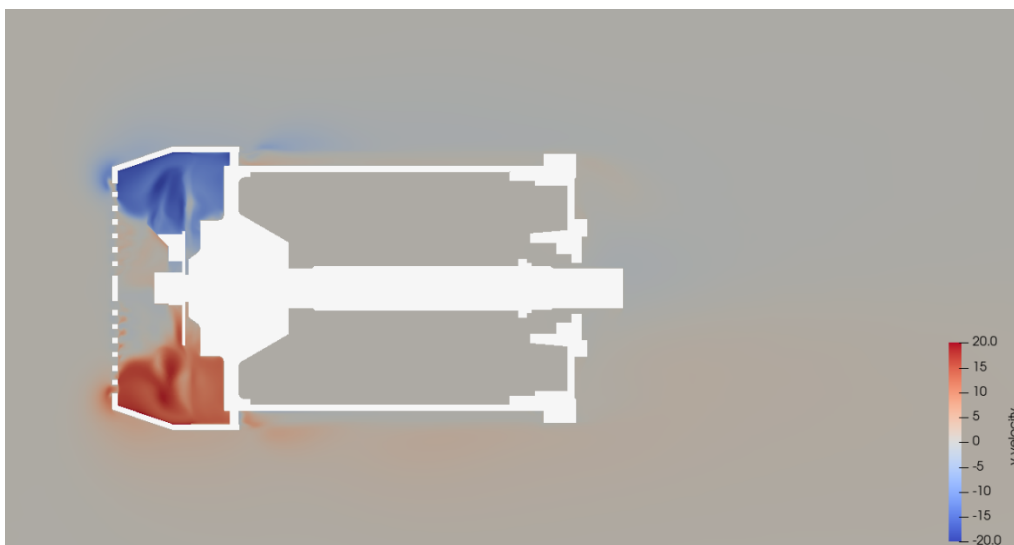


Figura 3.11: *Y Velocity Plot* sezione assiale nel piano X-Z

Si osservano due velocità lungo asse y uguali e opposte, che incrementano di valore dal mozzo alla periferia dell'elica. Ciò è fisicamente corretto in quanto la ventola è in rotazione con una velocità angolare $\omega = 3000 \text{ RPM} = 314,16 \text{ rad/s}$.

Stesse identiche considerazioni possono essere fatte per lo *slice plane* creato nel piano X-Y:



Figura 3.12: *Velocity Plot* sezione assiale nel piano X-Y, vista lontana

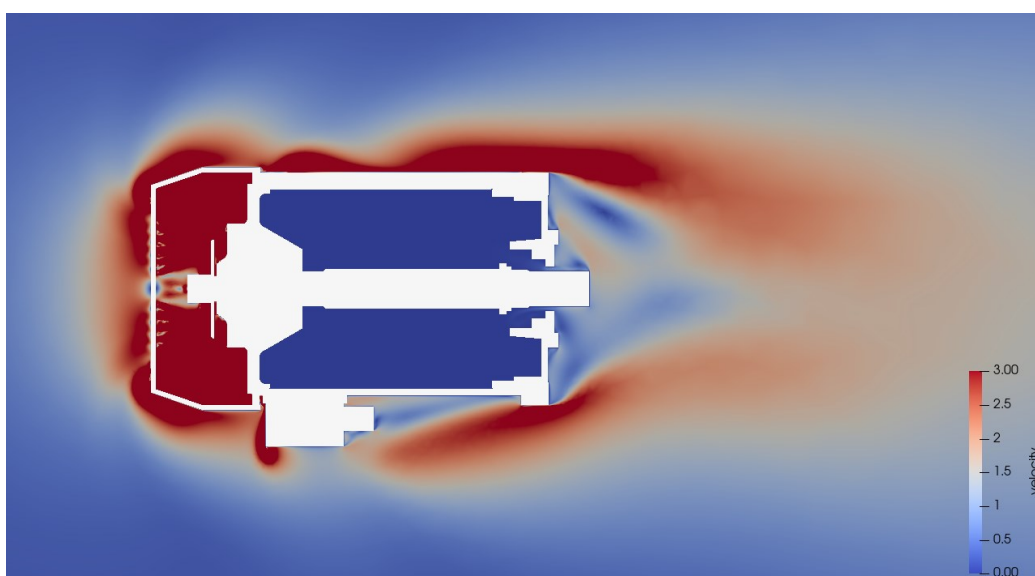


Figura 3.13: *Velocity Plot* sezione assiale nel piano X-Y, vista ravvicinata

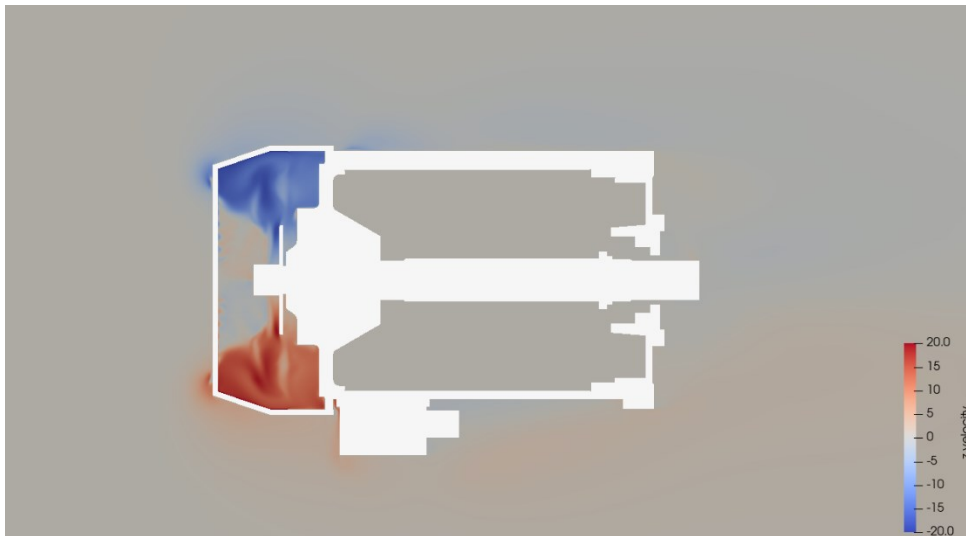


Figura 3.14: Z Velocity Plot sezione assiale nel piano X-Y

3.2 Validazione esterna

Questa parte della validazione prevederebbe il confronto di dati sperimentali con i risultati della simulazione fluidodinamica. Dato lo scopo di questa tesi (studio e miglioramento dell'efficienza di un sistema di raffreddamento) il dato sperimentale più significativo per la validazione del modello di calcolo è la Temperatura della carcassa.

Al momento l'azienda non dispone ancora di tali dati sperimentali per il confronto con i dati numerici, operazione quest'ultima indispensabile per ritenere una simulazione, e ottimizzazione annessa, valida.

Capitolo 4

Risultati simulazione Baseline

Nel seguente capitolo verranno esposti i risultati fluidodinamici ottenuti dal modello di calcolo della Baseline. Si andranno ad estrapolare e presentare i parametri e le cifre più significative per la valutazione dell'attuale sistema di raffreddamento. Seguiranno infine le relative considerazioni e valutazioni per un'ottimizzazione topologica.

4.1 Analisi perdite per ventilazione

Il primo parametro scelto per la valutazione del sistema di raffreddamento è la potenza assorbita dalla ventola durante la propria rotazione. Infatti, ruotando essa genera un flusso d'aria che attraversa la ventola stessa per poi lambire le superfici esterne del motore. Questo flusso d'aria generato crea delle forze fluidodinamiche che agiscono sulle pale della ventola andando quindi a creare una coppia M che si oppone alla rotazione dell'elica. Moltiplicando tale coppia per la velocità di rotazione ω otteniamo la potenza persa per ventilazione.

Riprendendo il *plot* (Capitolo 3, paragrafo 3.1.1, Figura 3.6), nel quale viene rappresentato l'andamento del momento parallelo alla velocità di rotazione (**x moment**) applicato dal fluido sulle pareti della ventola (**Wall elica**), avevamo constatato un valore di tale coppia applicata sulla ventola di circa 0.00335 Nm, dalla quale possiamo ricavare la potenza dissipata a causa delle perdite di ventilazione:

$$\text{Potenza assorbita ventola} = x \text{ moment} \cdot \omega = 0.00335 \text{ Nm} \cdot 314.16 \text{ rad/s} = 10.52 \text{ W}$$

4.2 Analisi coefficiente di scambio termico convettivo

Come secondo parametro significativo per la valutazione di questa applicazione si è scelto di studiare il coefficiente di scambio termico convettivo h (*surface film coefficient*). Inizio riportando di seguito il valore di tale variabile riferito all'intera superficie esterna del motore studiato e il relativo valore di picco.

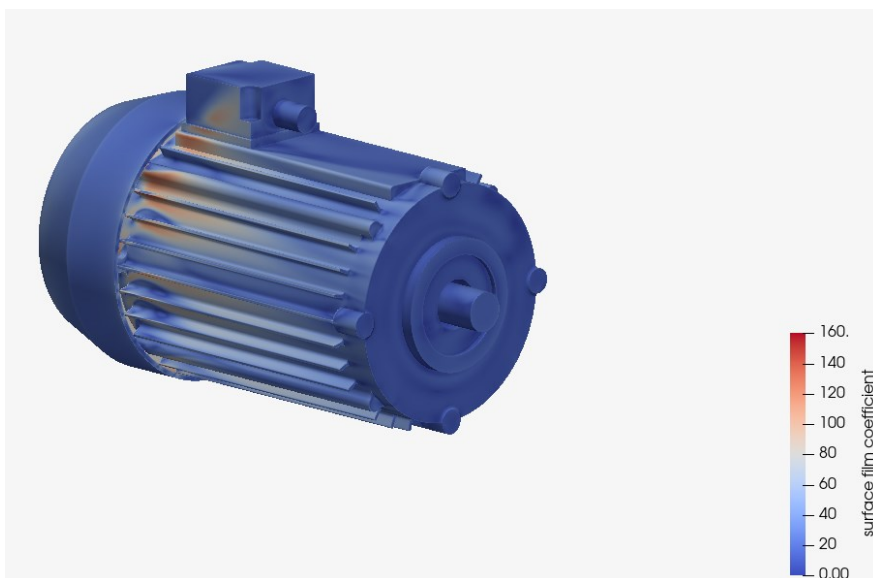
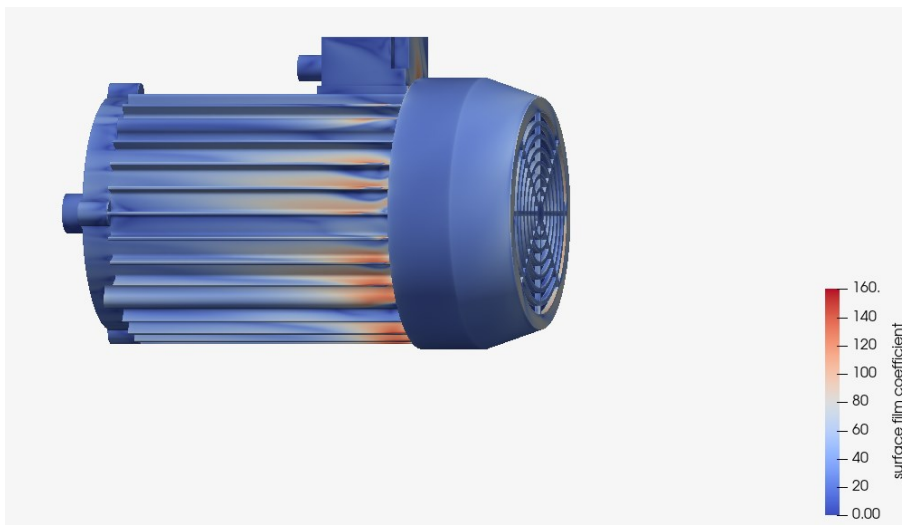


Figura 4.1: *Surface Plot* coefficiente di scambio termico convettivo h

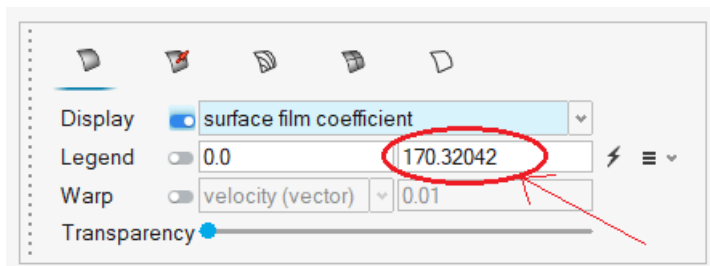


Figura 4.2: Valore di picco del coefficiente di scambio termico convettivo h

Si può osservare che i valori maggiori del *coefficiente di scambio termico convettivo* h si trovano nella zona subito retrostante alla ventola, questo è dovuto al fatto che in tale zona si ha la maggiore velocità e turbolenza del flusso che porta dunque ad avere una maggiore dissipazione convettiva del calore con l'ambiente esterno.

Come riportato nella precedente immagine (Fig. 4.2) la geometria simulata Baseline riporta un picco del coefficiente di scambio termico h pari a $170 \text{ W/m}^2\text{K}$, tuttavia tale valore è poco significativo in quanto è un valore localizzato in poche celle. Un parametro più significativo al fine di dare un'indicazione sulle prestazioni del sistema di raffreddamento è la media integrata sulla superficie del *coefficiente di scambio termico convettivo* h .

La superficie scelta per andare a mediare il coefficiente h è la superficie esterna della carcassa, in quanto eventuali modifiche geometriche saranno effettuate principalmente su questa parte e dal momento che tale componente risulta essere quello più sollecitato termicamente e dunque di maggior interesse per questo studio.

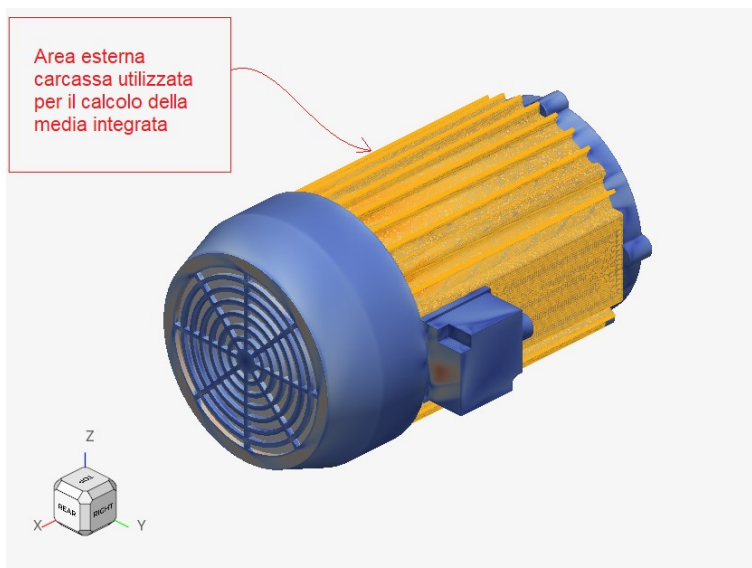
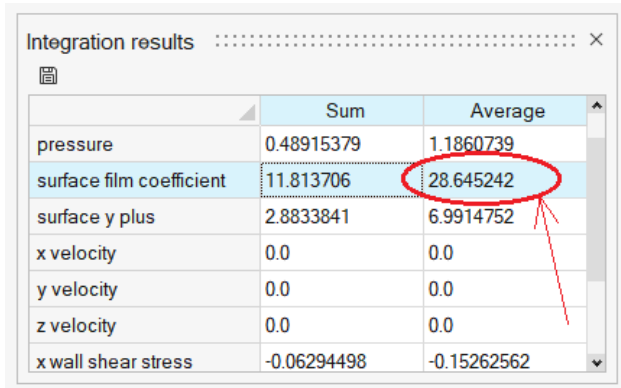


Figura 4.3: Area esterna utilizzata per il calcolo della media integrata

Andando a calcolarci la media integrata sulla superficie rappresentata nella figura otteniamo il seguente valore del *coefficiente di scambio termico convettivo* \bar{h} :



	Sum	Average
pressure	0.48915379	1.1860739
surface film coefficient	11.813706	28.645242
surface y plus	2.8833841	6.9914752
x velocity	0.0	0.0
y velocity	0.0	0.0
z velocity	0.0	0.0
x wall shear stress	-0.06294498	-0.15262562

Figura 4.4: Coefficiente di scambio termico convettivo \bar{h} mediato

4.3 Analisi temperatura

Il terzo parametro scelto per caratterizzare le prestazioni del sistema di raffreddamento analizzato è la **Temperatura T** (*Temperature*).

Riporto di seguito il valore di picco di tale variabile e il valore riferito alla sola superficie esterna della carcassa del motore studiato dal momento che, come detto in precedenza, risulta essere il componente termicamente più sollecitato e dunque di maggior interesse.

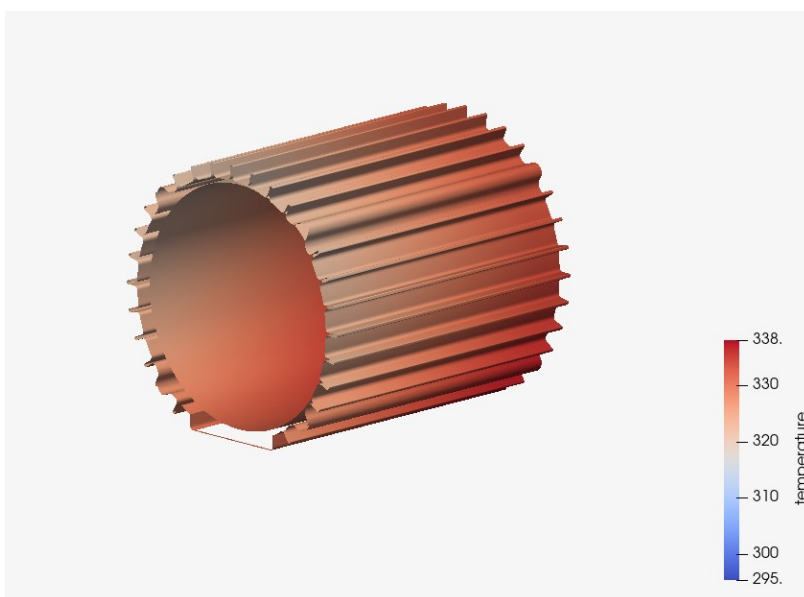


Figura 4.5: Surface plot temperatura carcassa

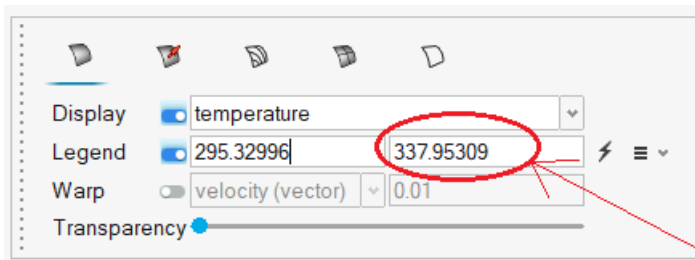


Figura 4.6: Valore picco della temperatura [K]

Guardando la figura 4.5 si evince che le temperature minime si hanno in corrispondenza della zona subito retrostante la ventola, infatti come visto nel paragrafo 4.2 tale zona presenta un *coefficiente di scambio termico convettivo h* maggiore e dunque una dissipazione del calore con l'ambiente esterno maggiore.

Nella zona posteriore della carcassa invece si registrano le temperature massime, in quanto la maggior asportazione del calore da parte del flusso d'aria generato dalla ventola avviene inizialmente per poi perdere di efficacia. Possiamo notare dalla figura 4.6 che in tale zona la temperatura raggiunge un picco di circa 338 K, tuttavia, per i motivi già citati in precedenza tale valore risulta essere fisicamente poco significativo. Si è andata quindi a calcolare anche per la temperatura il suo valore mediato sulla superficie della carcassa ottenendo il seguente risultato:

	Sum	Average
surface y plus	1.5236616	7.1420445
temperature	70.267181	329.37191
x velocity	0.0	0.0
y velocity	0.0	0.0
z velocity	0.0	0.0
x wall shear stress	-0.051905404	-0.24330252

Figura 4.7: Valore della temperatura mediata sull'area della carcassa

4.3.1 Andamento temperatura sulle alette raffreddanti

Dal momento che le alette raffreddanti giocano un ruolo fondamentale per lo scambio termico risulta molto utile andare a rappresentare l'andamento della temperatura [K] lungo la coordinata assiale [m] raffigurata nella seguente immagine:

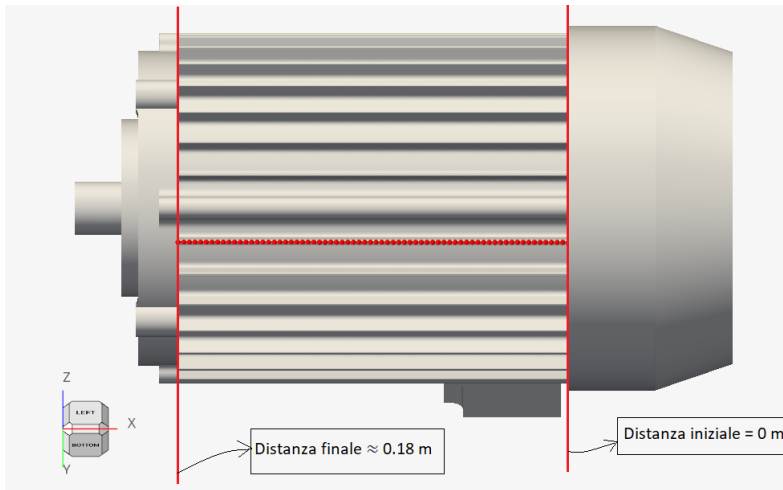


Figura 4.8: Coordinata assiale di riferimento

Verranno quindi riportati di seguito i diversi andamenti delle temperature in funzione delle coordinate assiali che corrono lungo le superfici superiori delle alette nelle seguenti posizioni:

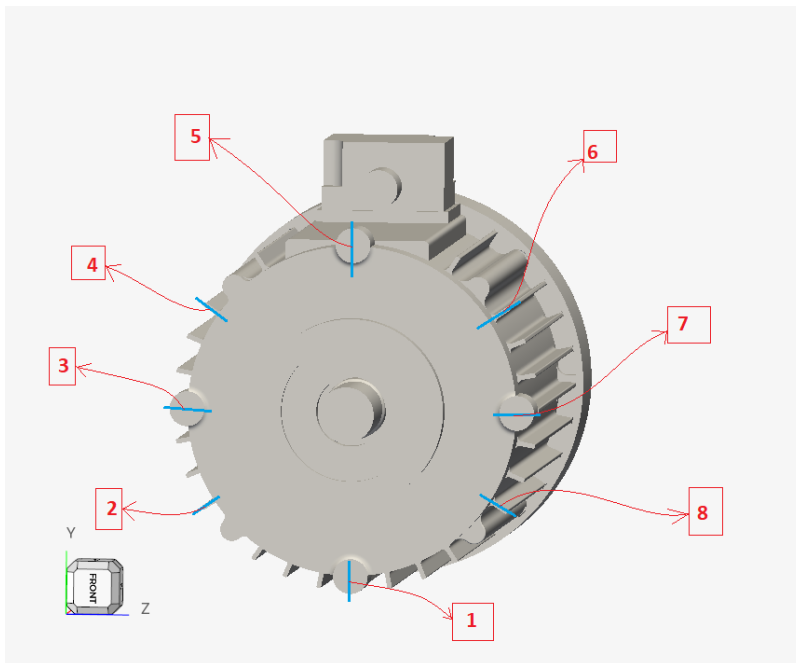


Figura 4.9: Posizione delle alette analizzate

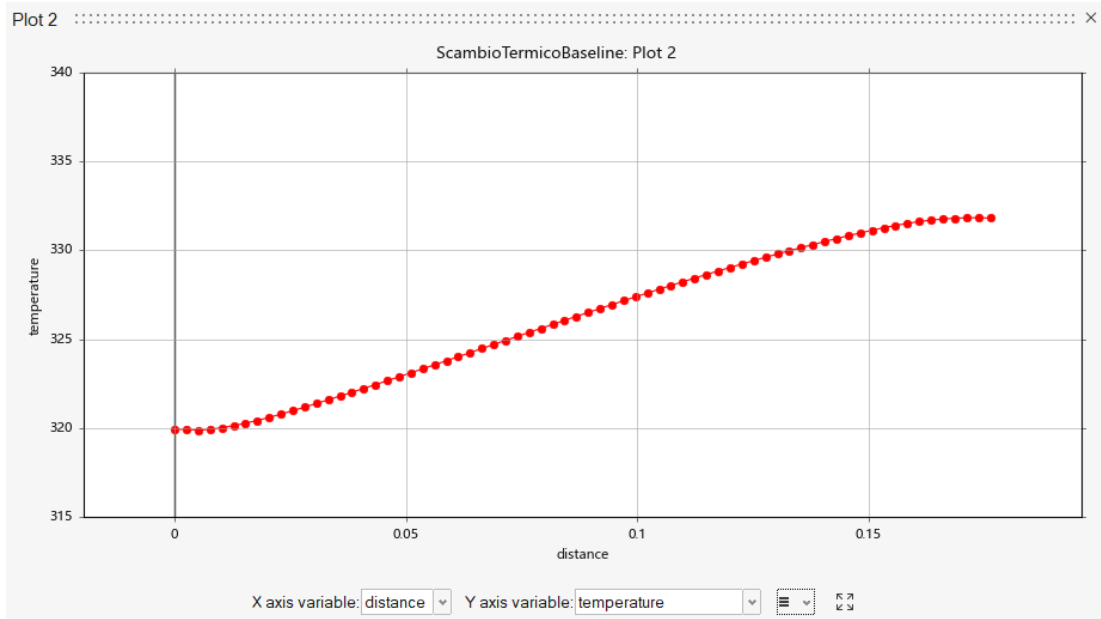


Figura 4.10: Plot Temperatura in funzione della coordinata assiale nell'aletta in posizione 1

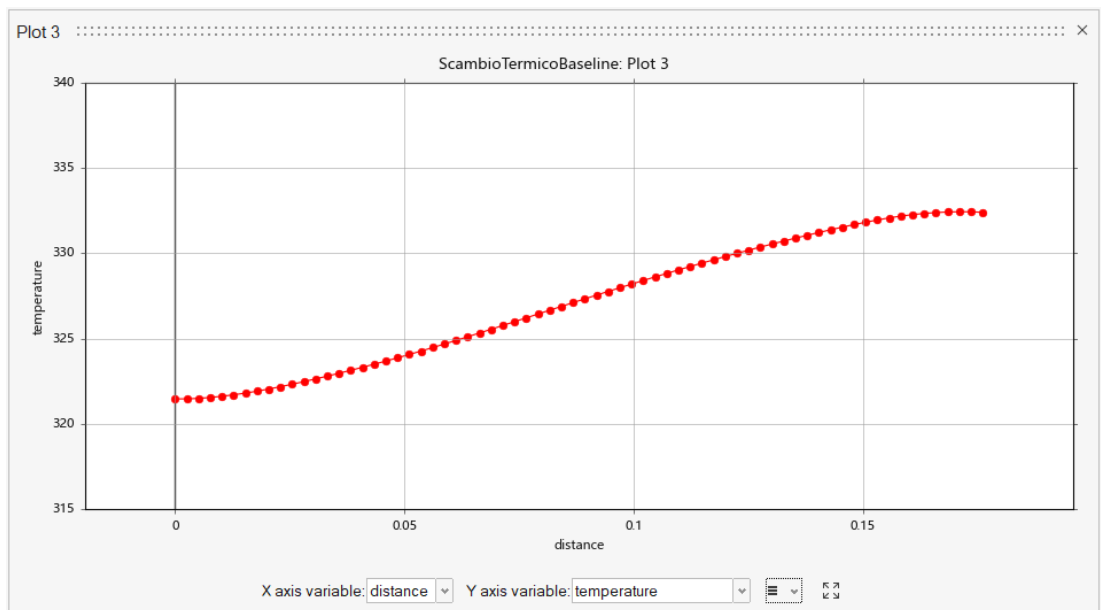


Figura 4.11: Plot Temperatura in funzione della coordinata assiale nell'aletta in posizione 2

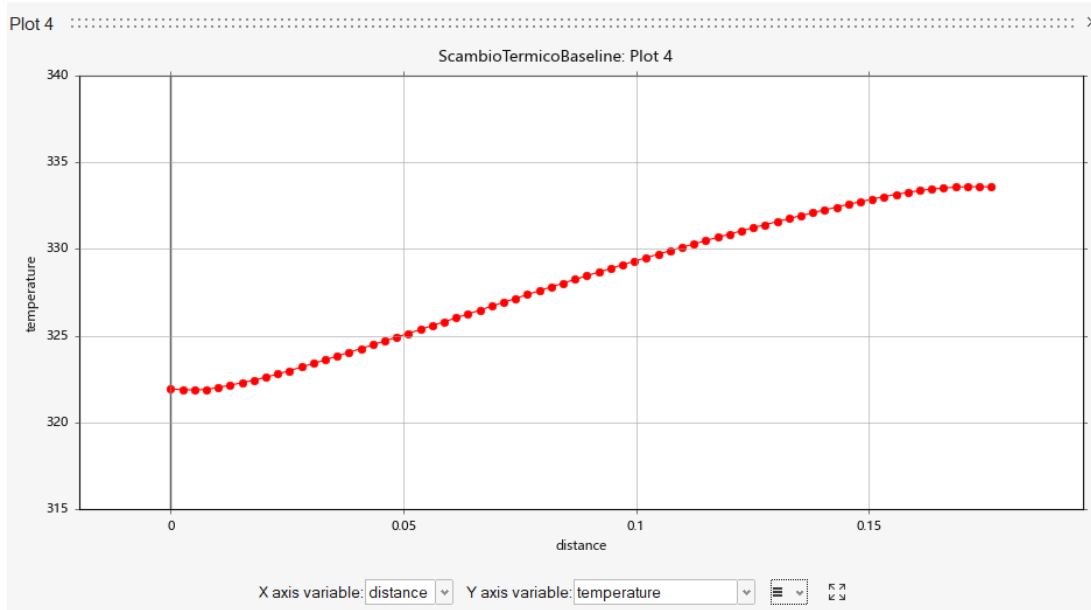


Figura 4.12: Plot Temperatura in funzione della coordinata assiale nell'aletta in posizione 3

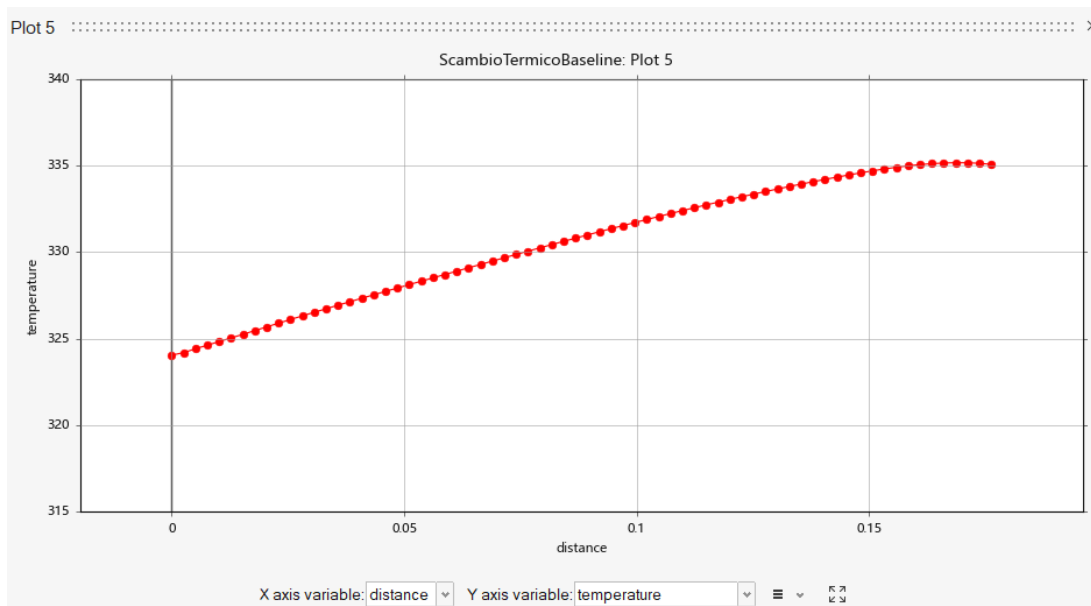


Figura 4.13: Plot Temperatura in funzione della coordinata assiale nell'aletta in posizione 4

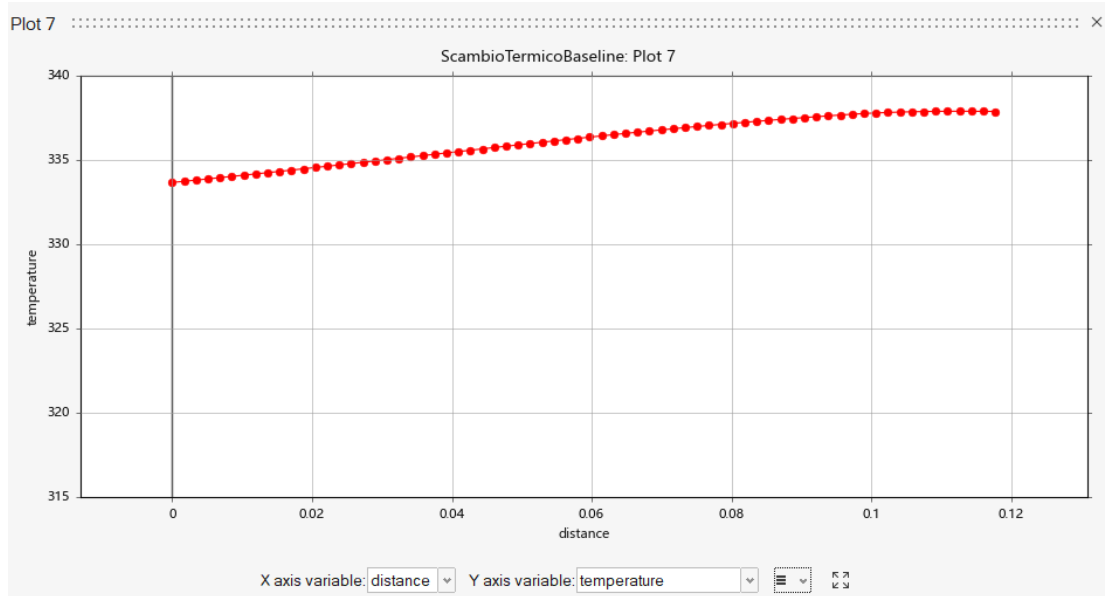


Figura 4.14: Plot Temperatura in funzione della coordinata assiale nell'aletta in posizione 5

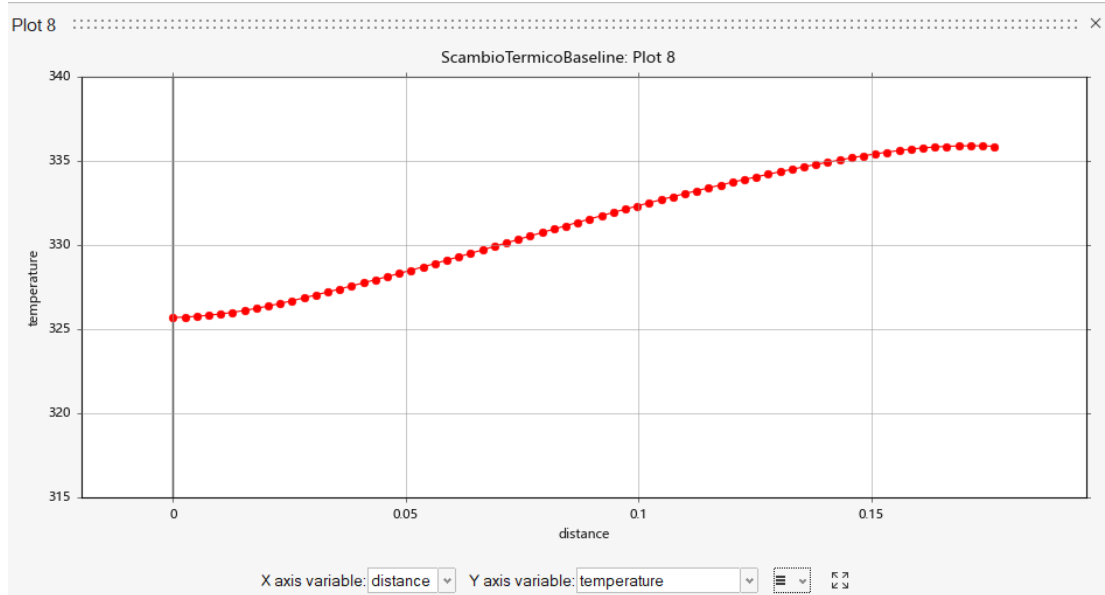


Figura 4.15: Plot Temperatura in funzione della coordinata assiale nell'aletta in posizione 6

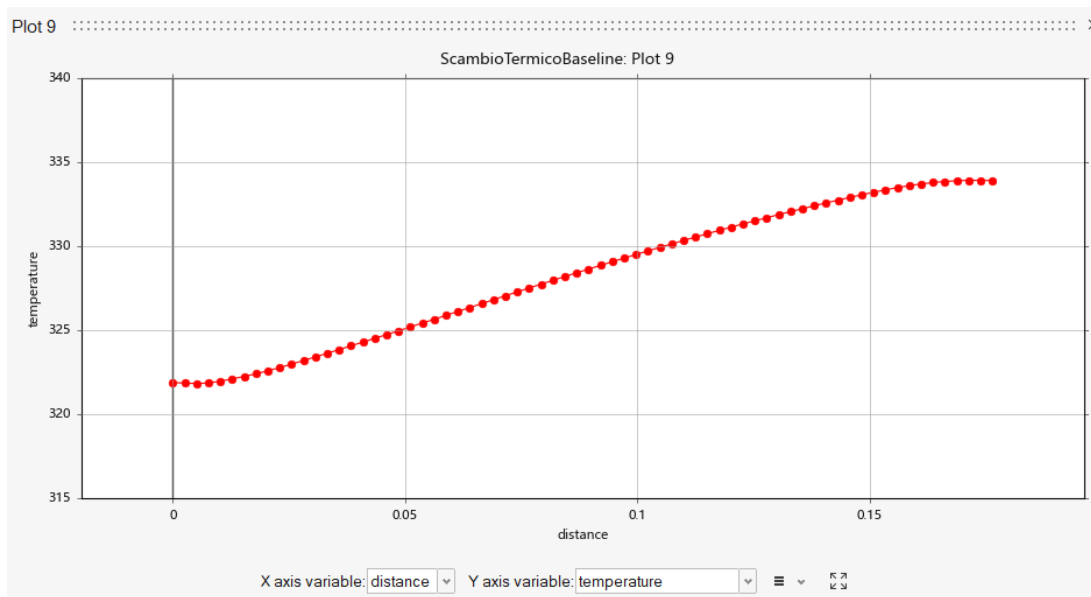


Figura 4.16: Plot Temperatura in funzione della coordinata assiale nell'aletta in posizione 7

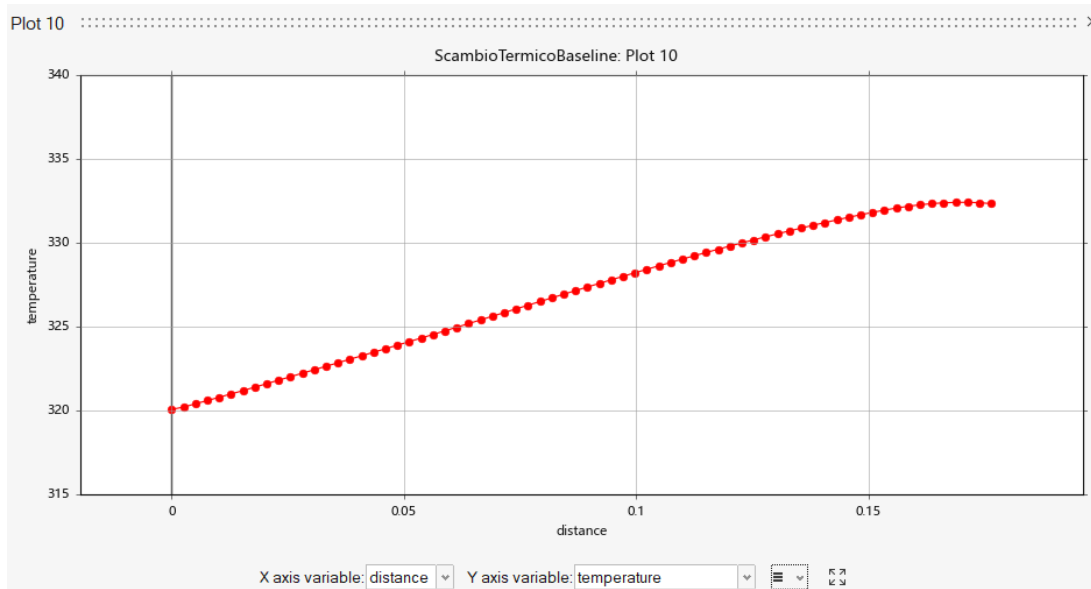


Figura 4.17: Plot Temperatura in funzione della coordinata assiale nell'aletta in posizione 8

Si noti che i valori assoluti di Temperatura più elevati si riscontrano nella posizione 5 (Figura 4.14), dove oltre a mancare una superficie alettata vi è posta la scatola di derivazione per garantire l'uscita cavi. Tale componente, benché necessario, rappresenta un ostacolo per il flusso generato dalla rotazione della ventola, il quale

andando a scontrarsi contro la scatola di derivazione perde gran parte della sua energia (P_{tot}) e dunque gran parte della sua capacità di asportare calore. Infatti, se si osserva la figura 3.13 e la figura 4.1 si può notare che nella zona retrostante la scatola di derivazione vi è un brusco calo della velocità e del *coefficiente di scambio convettivo* h . Questo fenomeno comporta quindi un innalzamento della temperatura in tale zona andando però ad inficiare negativamente anche sulle alette adiacenti; infatti, si può osservare che le alette nelle posizioni 4 e 6 presentano Temperature assolute leggermente superiori rispetto alle altre posizioni.

Si può infine notare che gli andamenti delle Temperature in funzione della coordinata assiale presentano un'inclinazione abbastanza uniforme e costante, ciò sta ad indicare che la capacità del flusso generato dalla ventola di asportare calore e il relativo *coefficiente di scambio termico convettivo* h , degrada uniformemente dalla posizione iniziale alla finale.

Capitolo 5

Ottimizzazione topologica manuale

In questo capitolo verranno esposte le varie modifiche effettuate sulla geometria di partenza, denominata *Baseline*, al fine di ricercare quelle variabili geometriche che possano influire positivamente sul miglioramento dello scambio termico. Seguiranno poi le relative conclusioni e considerazioni sulla scelta o meno di imbastire un loop di ottimizzazione automatico.

5.1 Configurazione alette allungate radialmente

Come anticipato in precedenza l'elemento geometrico di maggior impatto sullo scambio termico sono le alette raffreddanti, risulta dunque ragionevole andare a modificare tale elemento per valutare eventuali miglioramenti sullo scambio termico. La prima variabile geometrica scelta per questo studio è l'altezza radiale delle alette raffreddanti. In particolare si è scelto di aumentare l'estensione di quest'ultima al fine di aumentare l'area di scambio tra il flusso generato dalla rotazione della ventola e la carcassa stessa. È stata quindi modificata la configurazione di partenza (*Baseline*) aumentando l'estensione radiale delle alette raffreddanti del 50%, passando quindi da un'estensione di 0.008m ad una di 0.0012m come raffigurato nelle seguenti immagini:

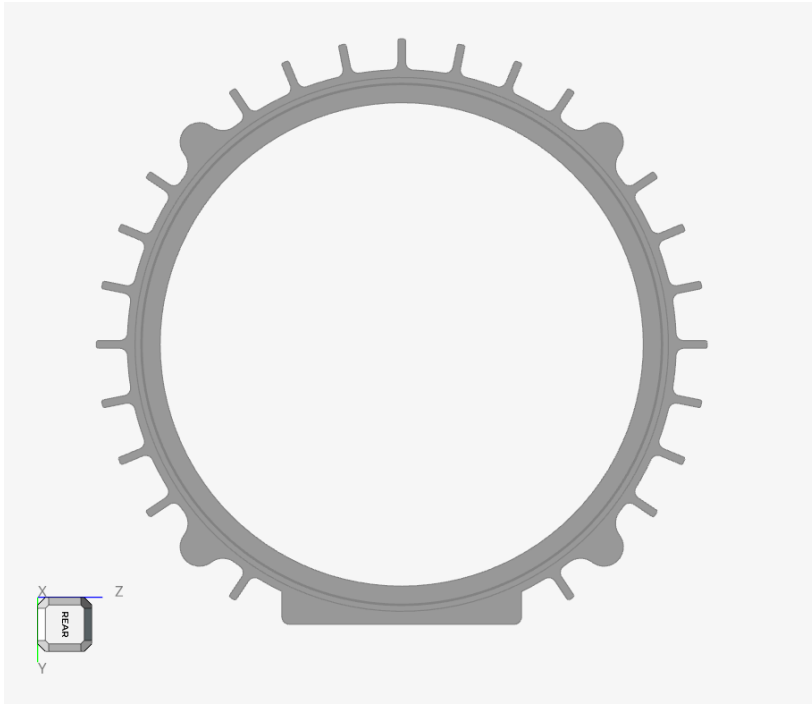


Figura 5.1: Carcasa alettata, configurazione *Baseline*

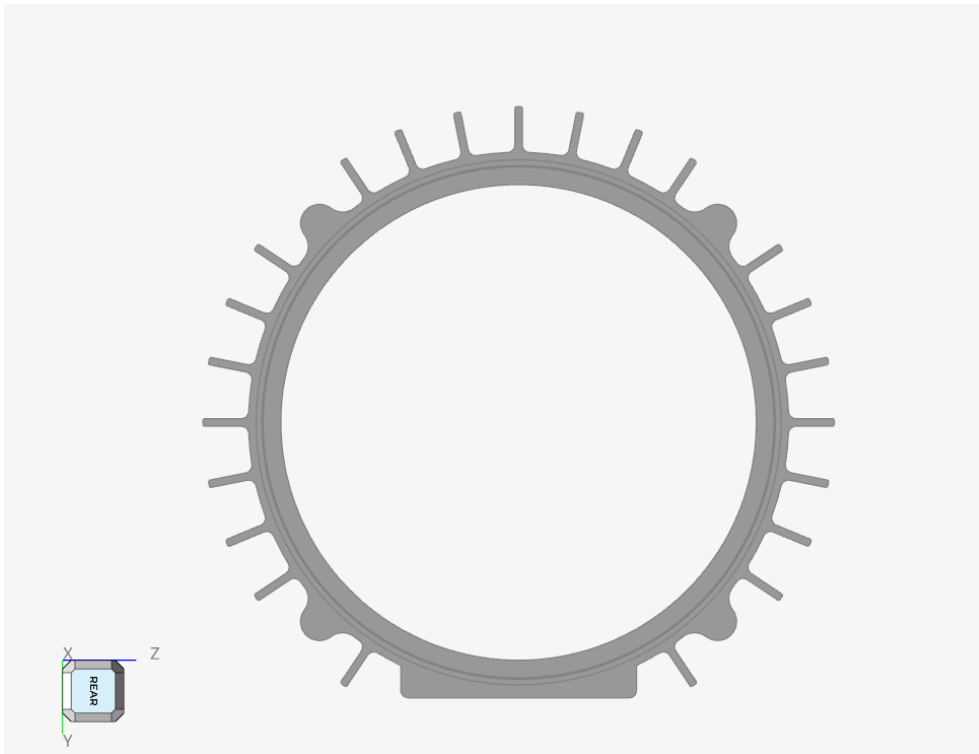


Figura 5.2: Carcasa alettata, configurazione alette allungate radialmente

5.1.1 Impostazioni simulazione e risultati fluidodinamici

I parametri di mesh e simulazione dati sono gli stessi identici a quelli dati per la configurazione *baseline*, rimando al capitolo 2.2.1 per le immagini riassuntive di tale settaggio.

La simulazione è arrivata correttamente a convergenza con residui sotto a $1 \cdot 10^{-3}$, sempre in mezza giornata di calcolo:

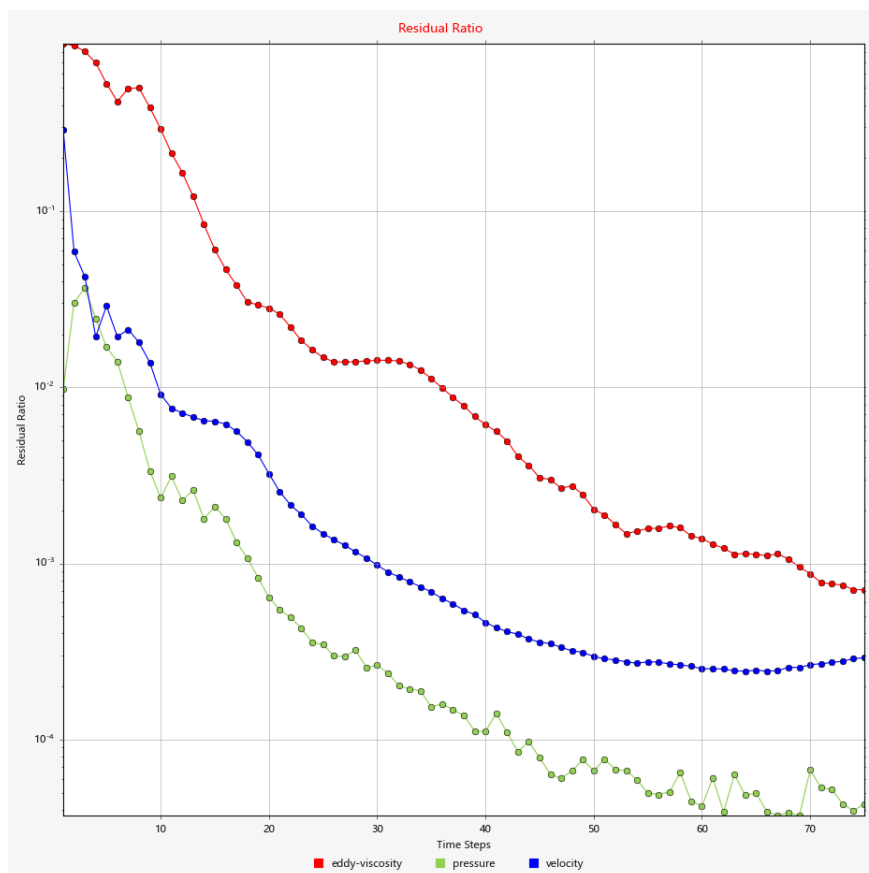


Figura 5.3: Residui configurazione alette allungate radialmente

Per quanto riguarda i risultati fluidodinamici, invece, si è scelto di studiare come unica variabile di monitoraggio e confronto il *coefficiente di scambio termico convettivo* h , dal momento che risulta essere la variabile più significativa per caratterizzare l'entità dello scambio termico.

Prima di riportare di seguito i valori del coefficiente di *scambio termico convettivo* h riferiti all'intera superficie esterna del motore e relativo valore di picco, risulta necessario confermare il valore del y^+ entro il range ammissibile per poter ritenere la simulazione valida:

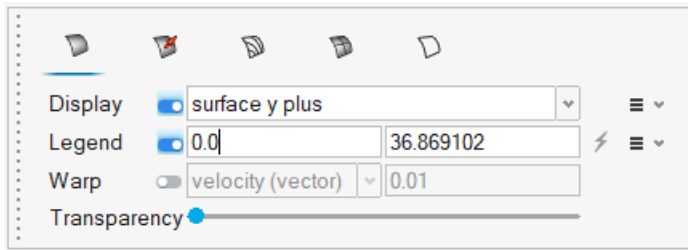


Figura 5.4: Picco y^+ configurazione alette allungate radialmente

Come si evince dalla figura (5.4) il picco massimo del y^+ risulta perfettamente entro i limiti consigliati dalla guida *Altair* (Vedi Cap 3.1.2).

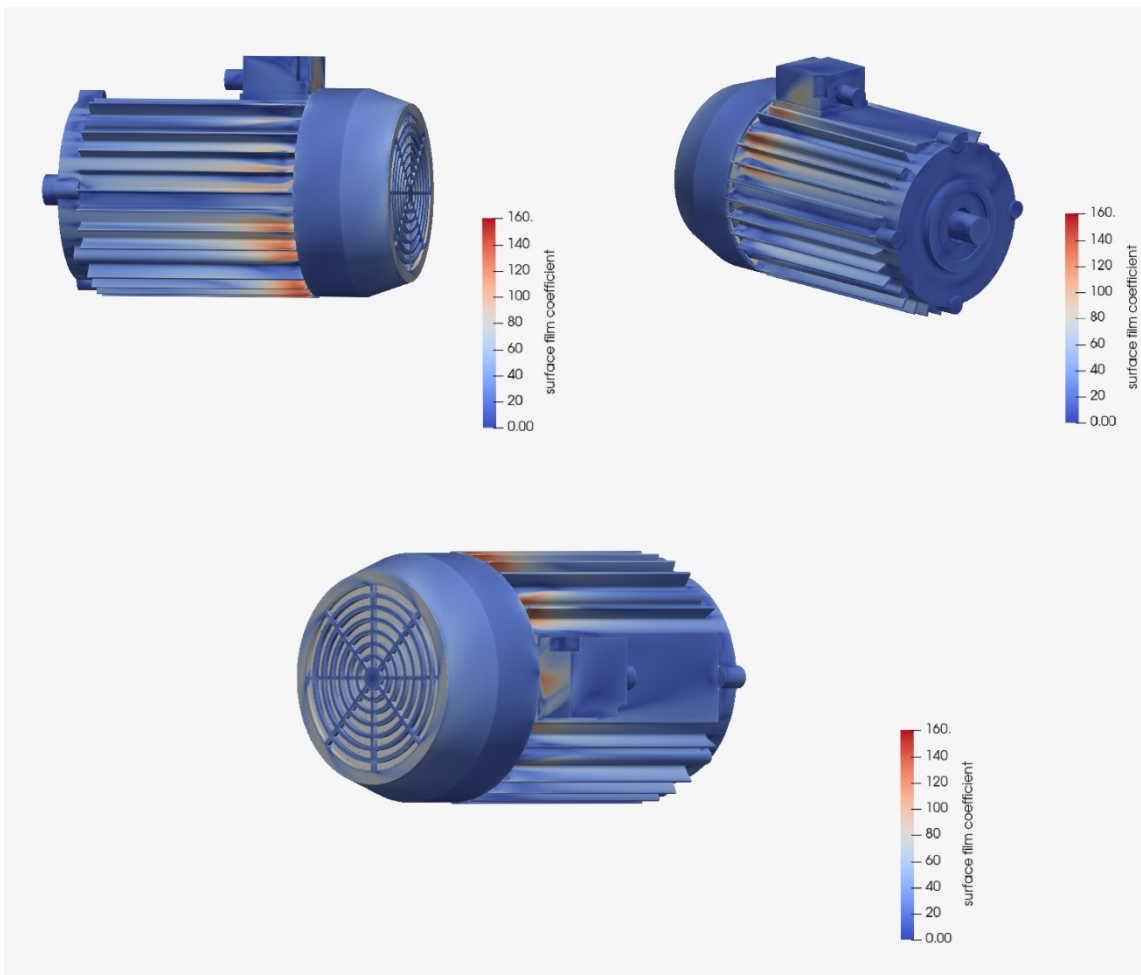


Figura 5.5: *Surface plot* coefficiente scambio termico convettivo h , configurazione alette allungate radialmente

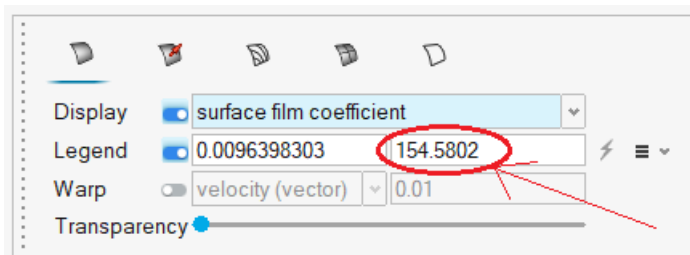


Figura 5.6: Valore di picco coefficiente scambio termico convettivo h , configurazione alette allungate radialmente

Si può notare che il valore di picco riportato nella figura 5.6 risulta essere minore rispetto a quello calcolato per la *Baseline*, la quale constata un picco di h pari a circa $170 \text{ W/m}^2\text{K}$. Tuttavia, come già detto in precedenza, tale valore ha poco significato fisico e risulta dunque molto più utile andare a calcolare la media integrata riferita alla sola superficie esterna della carcassa:

	Sum	Average
pressure	0.65059552	1.46208
surface film coefficient	13.018873	29.257246
surface y plus	3.2397001	7.2805612
x velocity	0.0	0.0
y velocity	0.0	0.0
z velocity	0.0	0.0
x wall shear stress	-0.071395529	-0.1604468

Figura 5.7: Media superficiale coefficiente scambio termico convettivo h , configurazione alette allungate radialmente

Si può notare come, pur essendo il picco massimo di questa configurazione minore rispetto la configurazione *Baseline*, la media calcolata sulla superficie del *coefficiente di scambio termico convettivo h* risulta invece essere maggiore. Essendo quest'ultima variabile calcolata di maggior rilevanza fisica possiamo affermare che il sistema di raffreddamento per la configurazione *Alette allungate radialmente* è più efficiente, portando una dissipazione del calore superiore rispetto la *Baseline*.

Tabella 5.1: Grandezze di confronto ottenute per la configurazione alette allungate radialmente

Configurazione	Baseline	Alette Lunghe
$\bar{h} \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$	28.6	29.3
Sum h $\left[\frac{W}{K} \right]$	11.8	13.0

Tuttavia, la modifica geometrica effettuata (aumento altezza delle alette) non ha portato un notevole cambiamento sull'efficienza, infatti osservando la tabella riassuntiva 5.1 possiamo constatare un incremento della media superficiale del coefficiente \bar{h} rispetto la *Baseline* al di sotto del 2.5%. Per quanto riguarda il parametro **Sum h** che rappresenta l'integrale su tutta la superficie esterna del coefficiente di scambio termico h moltiplicato per l'area infinitesima ad esso relativa, constatiamo un incremento pari ad 10%, principalmente dovuto all'aumento dell'area di scambio tra superficie esterna della carcassa e flusso generato dalla ventola.

5.2 Configurazione alette allargate in direzione circonferenziale

La seconda modifica geometrica effettuata sulle alette raffreddanti è l'aumento dello spessore di quest'ultime in direzione circonferenziale, sempre con il fine di aumentare l'area di scambio tra flusso d'aria esterno e carcassa. Si è quindi scelto di raddoppiare lo spessore iniziale, portandolo da un valore di 0.002m ad uno di 0.004m, ottenendo la seguente geometria:

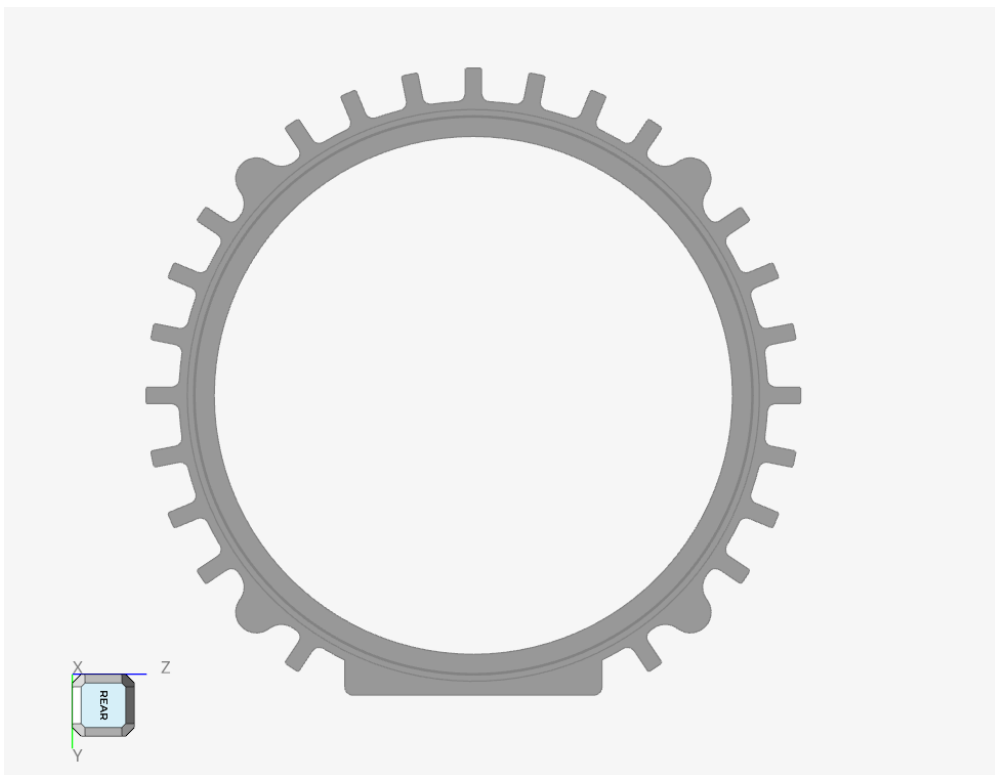


Figura 5.8: Carcassa alettata, configurazione alette allargate in direzione circonferenziale

5.2.1 Impostazioni simulazione e risultati fluidodinamici

Anche per questa simulazione le impostazioni e i parametri di mesh dati rimangono gli stessi identici a quelli dati per la configurazione *baseline*, rimando al capitolo 2.2.1 per le immagini riassuntive di tale settaggio.

La simulazione è arrivata correttamente a convergenza con residui sotto a $1 \cdot 10^{-3}$, sempre in mezza giornata di calcolo:

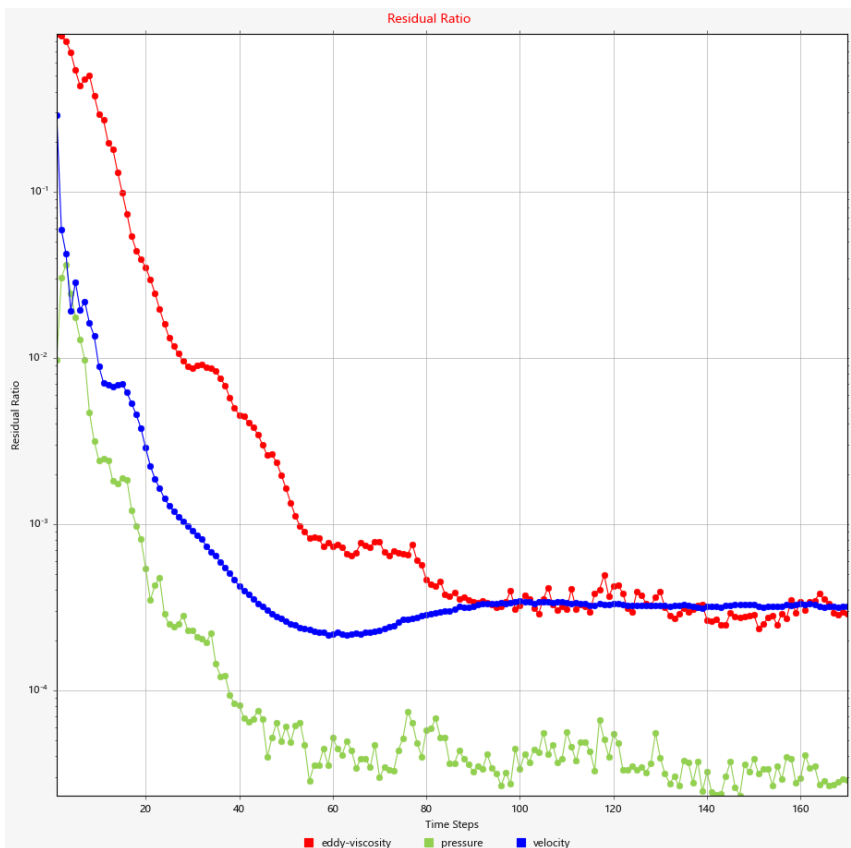


Figura 5.9: Residui configurazione alette allargate in direzione circonferenziale

Riporto di seguito il valore del y^+ ottenuto, per confermare la validità della simulazione effettuata:

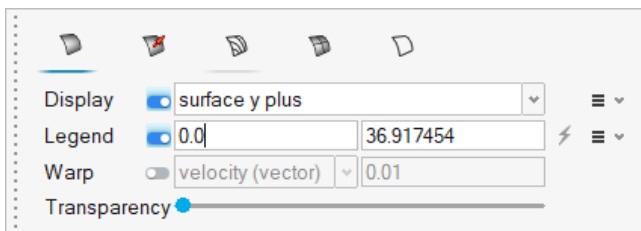


Figura 5.10: Valore picco y^+ configurazione alette allargate in direzione circonferenziale

Anche in questo caso il valore del y^+ calcolato rientra perfettamente entro i valori limite consigliati dalla guida *Altair*.

Passiamo ad esaminare il *coefficiente di scambio termico convettivo* h ottenuto per questa configurazione.

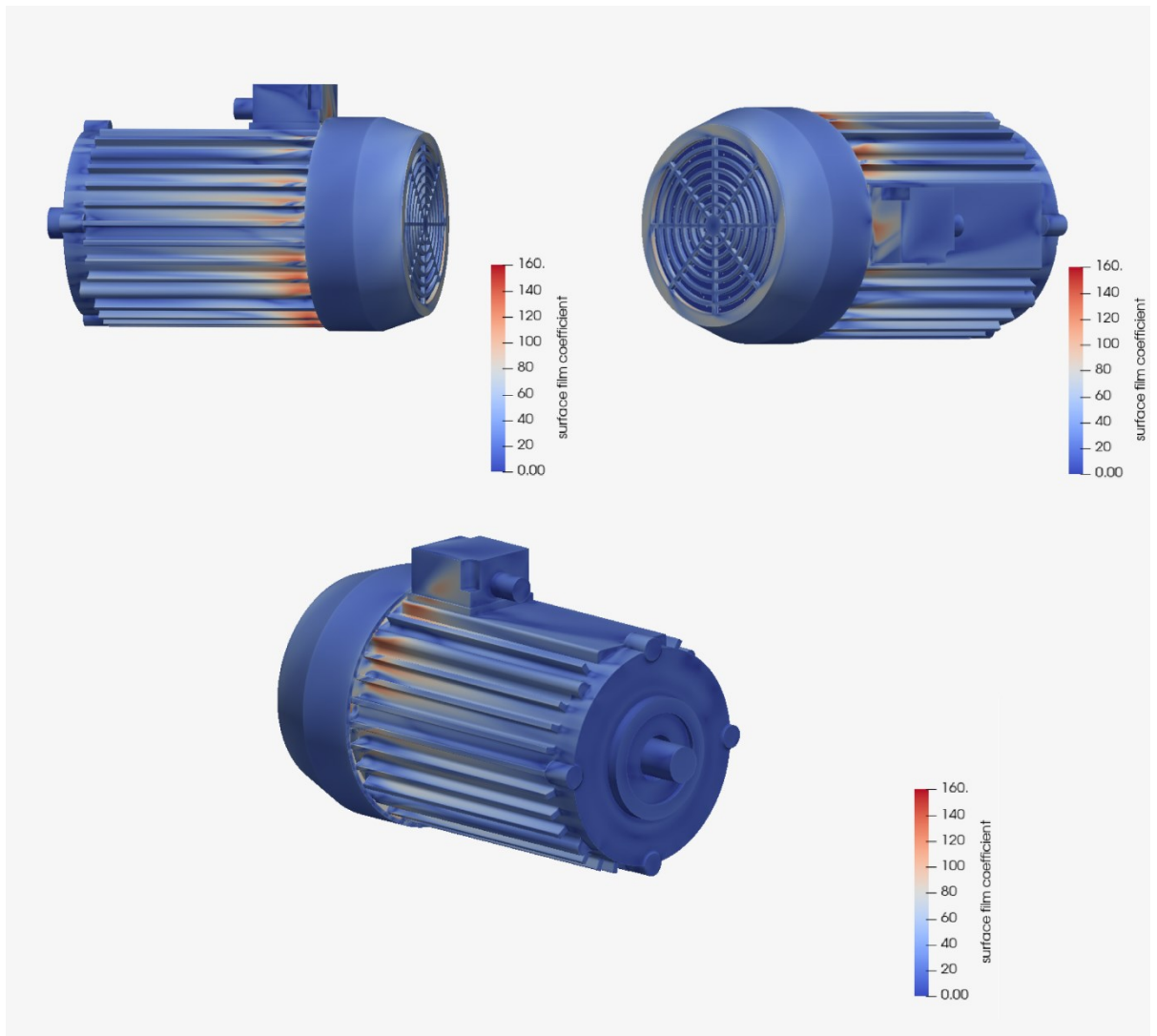


Figura 5.11: *Surface plot* coefficiente scambio termico convettivo h , configurazione alette allargate in direzione circonferenziale

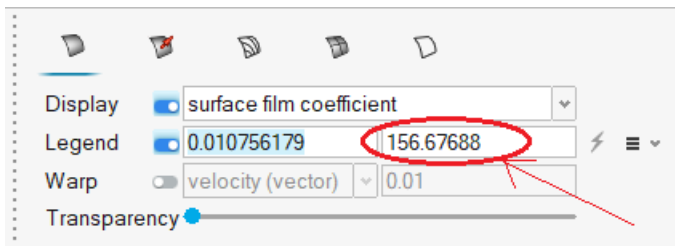


Figura 5.12: Valore di picco coefficiente scambio termico convettivo h , configurazione alette allargate in direzione circonferenziale

Possiamo notare dalla figura 5.12 un valore di picco del *coefficiente h* pari a circa $157 \text{ W/m}^2\text{K}$, un valore quindi di poco superiore alla configurazione *alette allungate radialmente*.

Passiamo ora al solito calcolo del *coefficiente di scambio termico convettivo h* mediato sulla superficie esterna della carcassa, ottenendo:

	Sum	Average
eddy viscosity	0.0	0.0
pressure	0.7562656	1.8309477
surface film coefficient	11.871907	28.742338
surface y plus	2.865387	6.9372108
x velocity	0.0	0.0
y velocity	0.0	0.0
z velocity	0.0	0.0

Figura 5.13: Media superficiale coefficiente scambio termico convettivo h , configurazione alette allargate in direzione circonferenziale

Constatiamo dunque un valore del *coefficiente \bar{h} medio* pari a circa $28.7 \text{ W/m}^2\text{K}$, del tutto paragonabile al valore ottenuto per la configurazione *Baseline*.

Tabella 5.2: Grandezze di confronto ottenute per la configurazione alette allargate in direzione circonferenziale

Configurazione	Baseline	Alette Larghe
$\bar{h} \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right]$	28.6	28.7
Sum $h \left[\frac{\text{W}}{\text{K}} \right]$	11.8	11.9

Infatti, abbiamo un piccolissimo miglioramento del coefficiente \bar{h} che rispetto alla *Baseline* aumenta solo del 0.35% e per quanto riguarda il parametro **Sum h**, constatiamo un lieve incremento pari al 0.85%, pur avendo aumentato l'area di scambio tra flusso d'aria esterno e carcassa. Questo fenomeno è dovuto al fatto che, l'aumento dello spessore in direzione circonferenziale delle alette comporta sicuramente un aumento dell'area di scambio ma anche un aumento dell'ostruzione che si crea nei canali di raffreddamento tra un'aletta e la successiva. Ciò determina una diminuzione della portata efficace del flusso generato dalla rotazione della ventola, portando ad una diminuzione della velocità del flusso nei canali di raffreddamento e dunque, di conseguenza ad una diminuzione del *coefficiente di scambio termico convettivo h*.

5.3 Configurazione numero alette maggiorato

La terza e ultima modifica geometrica effettuata sulle alette raffreddanti è stato l'aumento in numero di quest'ultime, sempre con il fine di aumentare l'area di scambio tra flusso d'aria esterno e carcassa. Si è passati quindi dalla configurazione *Baseline* con 23 alette e un passo di 11,25° a quest'ultima configurazione con 32 alette ed un passo di 7,5° tra un'aletta e la successiva:

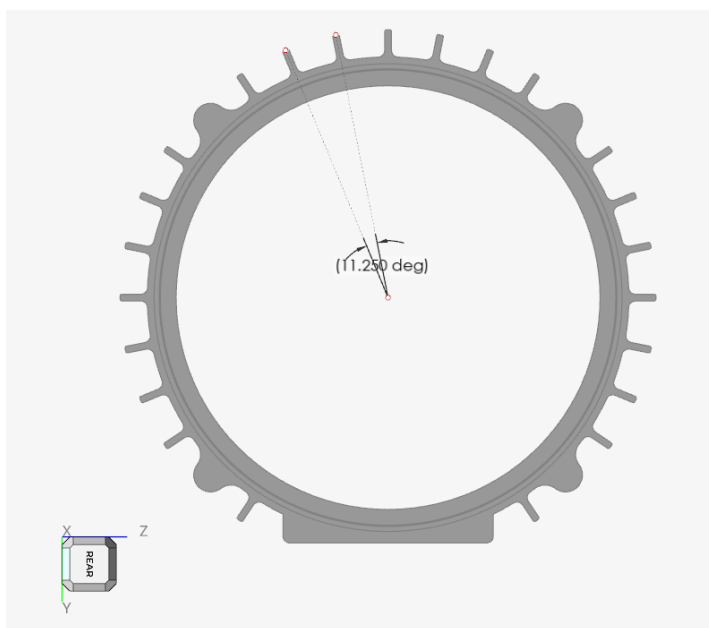


Figura 5.14: Carcassa alettata con passo alettatura raffigurato, configurazione *baseline*

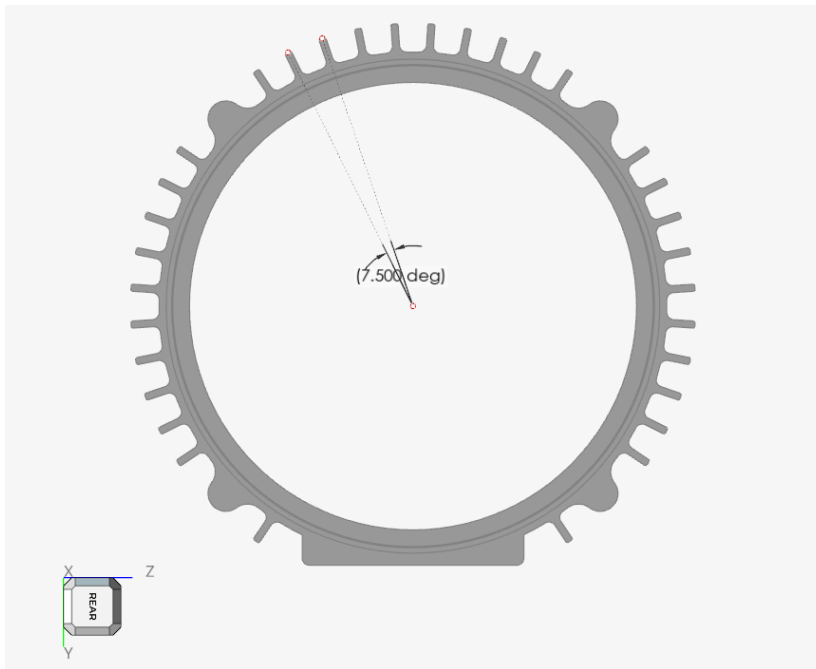


Figura 5.15: Carcasa alettata con passo alettatura raffigurato, configurazione numero alette maggiorato

5.3.1 Impostazioni simulazione e risultati fluidodinamici

Per questa simulazione i parametri di mesh dati sono stati ridotti di un 25% poiché l'aumento del numero di alette porta alla creazione di interstizi geometrici più piccoli i quali potrebbero creare problemi nella fase di *meshatura* e calcolo, mentre i parametri di impostazione dati alla simulazione rimangono gli stessi identici a quelli dati alla *Baseline*. Riporto di seguito delle immagini riassuntive sui nuovi parametri di mesh:

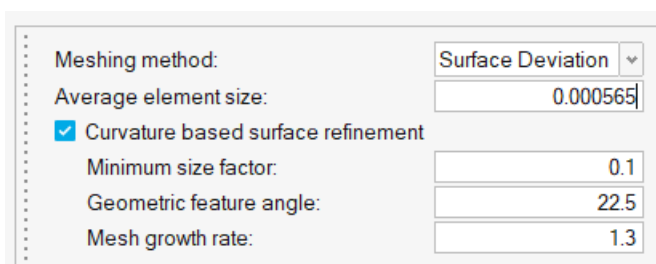


Figura 5.16: Impostazioni *Surface Mesh*, configurazione numero alette maggiorato

First layer thickness definition:	Constant
First layer thickness:	0.00027
Total number of layers:	6
Growth method:	Constant
Growth rate:	1.1
Final Layer Height / Base Ratio:	0.8
Termination policy:	Squeeze
<input checked="" type="checkbox"/> Enable surface mesh modification	

Figura 5.17: Impostazioni *Boundary Layer*, configurazione numero alette maggiorato

Meshing Operations	
Mesh size:	Average Size
Average element size:	0.05
<input checked="" type="checkbox"/> Curvature based surface refinement	
Minimum size factor:	0.1
Geometric feature angle:	22.5
Mesh growth rate:	1.3
<input checked="" type="checkbox"/> Generate boundary layers on fluid domains only	
Advanced	
Mesh	

Figura 5.18: Impostazioni *Volume mesh*, configurazione numero alette maggiorato

La simulazione è arrivata correttamente a convergenza con residui sotto a $1 \cdot 10^{-3}$, sempre in mezza giornata di calcolo:

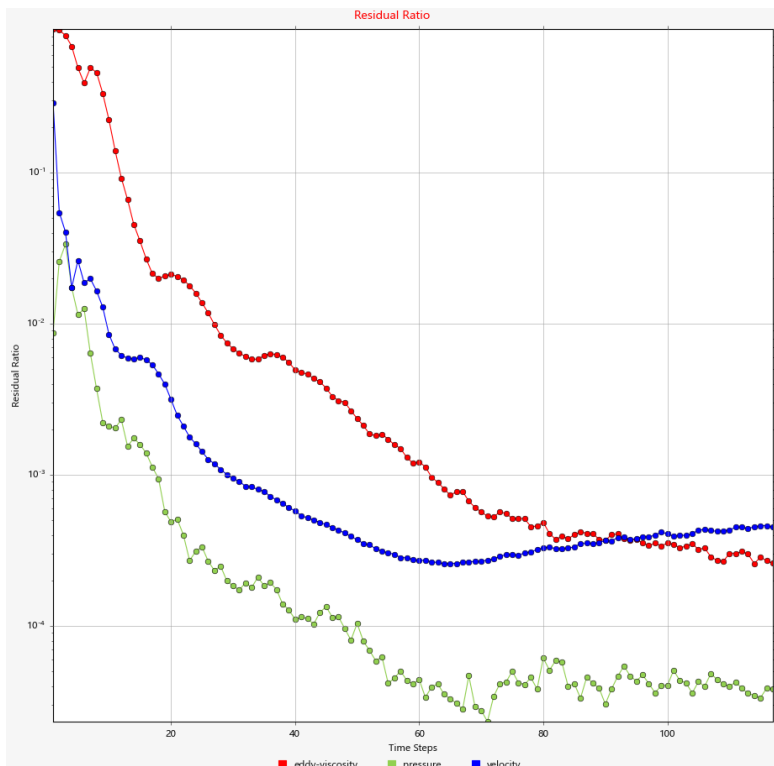


Figura 5.19: Residui configurazione numero alette maggiorato

Riporto di seguito il valore del y^+ ottenuto, per confermare la validità della simulazione effettuata:

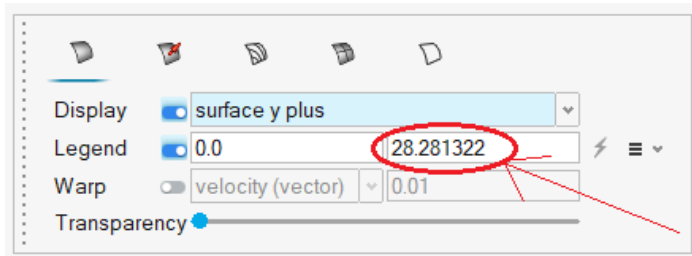


Figura 5.20: Valore picco y^+ configurazione numero alette maggiorato

Anche in questo caso il valore del y^+ calcolato rientra perfettamente entro i valori limite consigliati dalla guida *Altair*.

Passiamo dunque ad esaminare il *coefficiente di scambio termico convettivo h* ottenuto per questa configurazione.

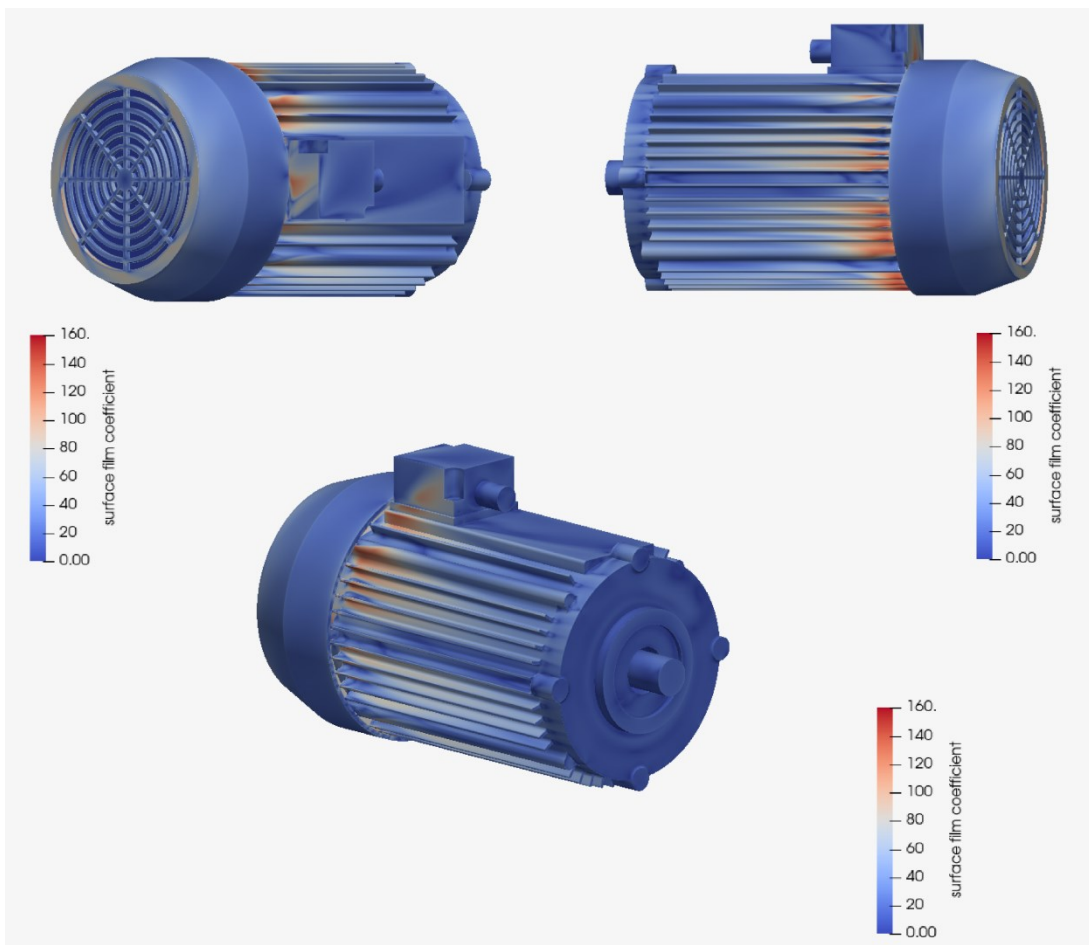


Figura 5.21: *Surface plot* coefficiente scambio termico convettivo h , configurazione numero alette maggiorato

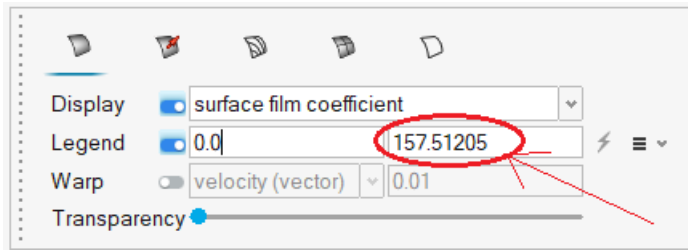


Figura 5.22: Valore di picco coefficiente scambio termico convettivo h , configurazione numero alette maggiorato

Notiamo dalla figura 5.22 un valore di picco del *coefficiente* h pari a circa $157,5 \text{ W/m}^2\text{K}$, un valore quindi del tutto paragonabile a quelli ottenuti per le configurazioni precedenti.

Passiamo ora al solito calcolo del *coefficiente di scambio termico convettivo* h mediato sulla superficie esterna della carcassa, ottenendo:

 A screenshot of a table titled 'Integration results'. The table has three columns: a category, 'Sum', and 'Average'. The 'Average' column for 'surface film coefficient' is circled in red, with a red arrow pointing to it from the right.

	Sum	Average
pressure	0.6241814	1.4350709
surface film coefficient	13.236382	30.432092
surface y plus	2.5209648	5.7960125
x velocity	0.0	0.0
y velocity	0.0	0.0
z velocity	0.0	0.0
x wall shear stress	-0.074323594	-0.17087922

Figura 5.23: Media superficiale coefficiente scambio termico convettivo h , configurazione numero alette maggiorato

Constatiamo dunque un valore del *coefficiente* \bar{h} medio pari a circa $30,4 \text{ W/m}^2\text{K}$, valore leggermente maggiore rispetto a quello ottenuto per la configurazione *Baseline*:

Tabella 5.3: Grandezze di confronto ottenute per la configurazione numero alette maggiorato

Configurazione	Baseline	Alette aumentate
$\bar{h} \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right]$	28.6	30.4
Sum $h \left[\frac{\text{W}}{\text{K}} \right]$	11.8	13.2

Infine, osservando la tabella 5.3, possiamo constatare che l'aumento del numero di alette ha portato ad un miglioramento del *coefficiente di scambio termico convettivo* \bar{h} medio pari a circa il 6% rispetto la *Baseline* ed un miglioramento del coefficiente **Sum h** di circa 12%.

5.4 Configurazione numero di pale maggiorato

Fino ad ora abbiamo analizzato configurazioni con modifiche sulla sola geometria delle alette raffreddanti, tuttavia, quest'ultime non sono l'unica variabile significativa per lo scambio termico. Infatti, a giocare un ruolo essenziale vi è anche la ventola, la quale genera il flusso d'aria stesso che va a raffreddare il motore. La quarta configurazione creata apporta quindi una modifica sulla geometria della ventola, e in particolare sul numero di pale di quest'ultima. Si passa dunque da una ventola con un numero di pale pari ad 12 ad una ventola dalla stessa geometria ma con un numero di pale più elevato e pari a 16:

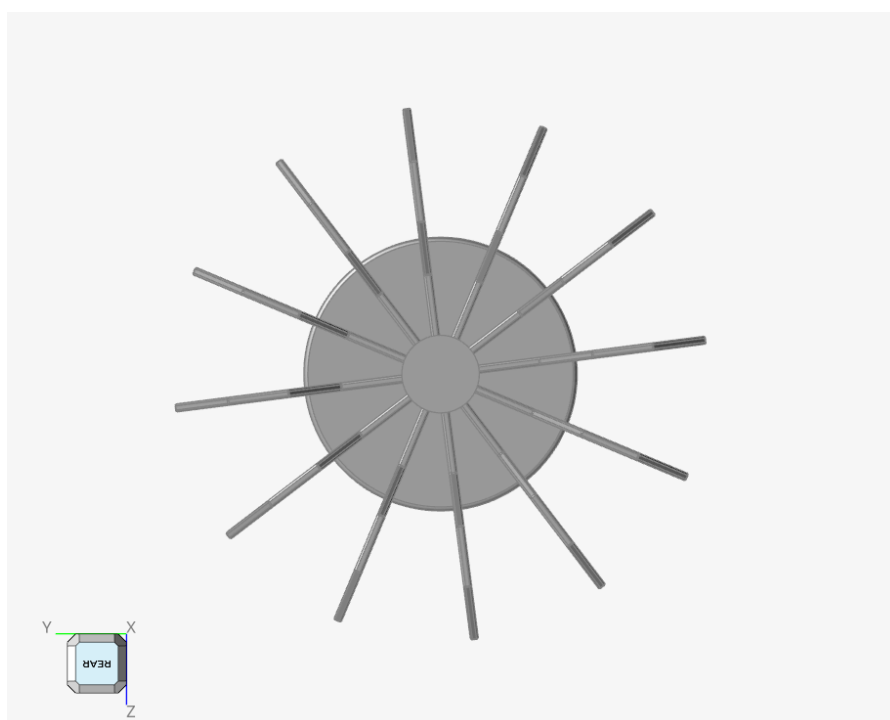


Figura 5.24: Ventola, configurazione *Baseline*

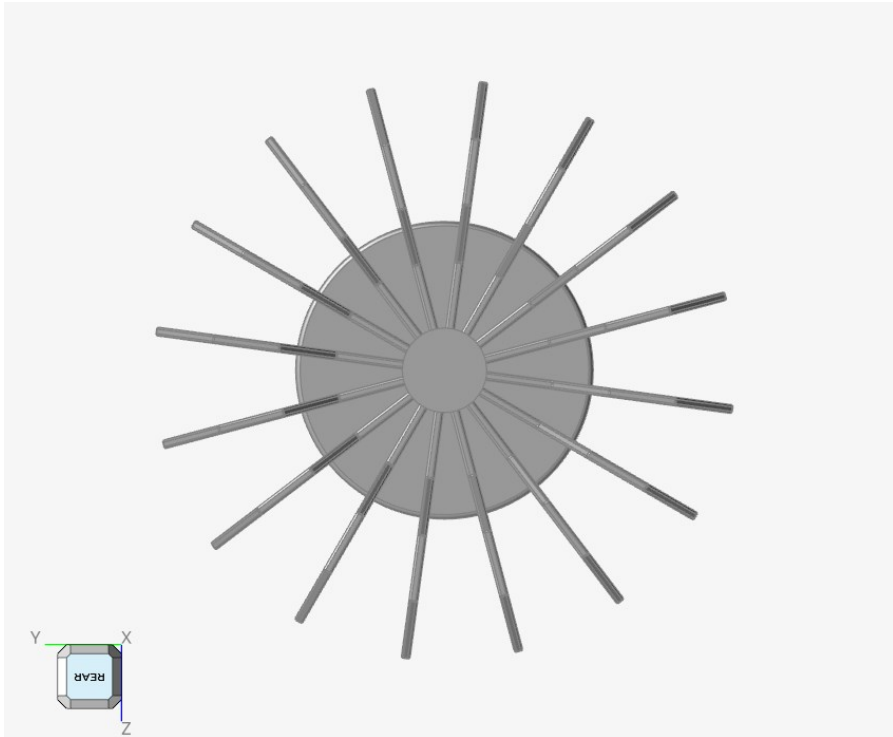


Figura 5.25: Ventola, configurazione numero di pale maggiorato

5.4.1 Impostazioni simulazione e risultati fluidodinamici

Anche per questa simulazione i parametri di mesh dati sono stati ridotti di un 25% poiché l'aumento del numero di pale porta alla creazione di interstizi geometrici più piccoli i quali, come già detto, potrebbero creare problemi nella fase di *meshatura* e calcolo. I parametri di impostazione dati alla simulazione invece rimangono gli stessi identici a quelli dati alla *Baseline*. Rimando al Capitolo 5 paragrafo 5.3.1 per le immagini riassuntive dei nuovi parametri di mesh.

La simulazione è arrivata correttamente a convergenza con residui sotto a $1 \cdot 10^{-3}$, sempre in mezza giornata di calcolo:

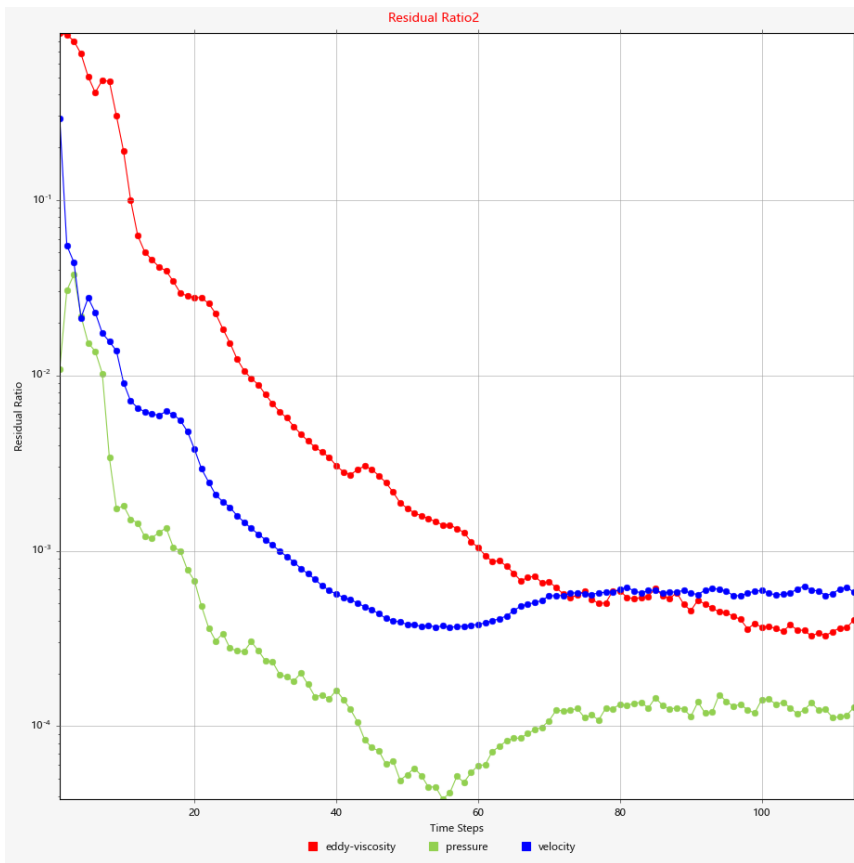


Figura 5.26: Residui configurazione numero di pale maggiorato

Riporto di seguito il valore del y^+ ottenuto, per confermare la validità della simulazione effettuata:

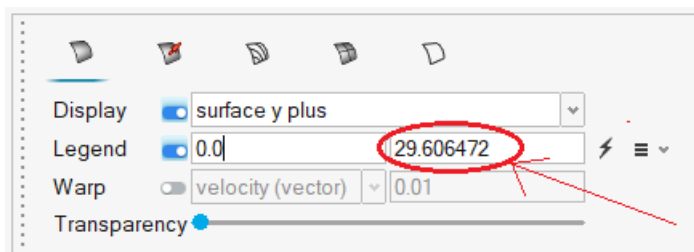


Figura 5.27: Valore picco y^+ configurazione numero alette maggiorato

Anche in questo caso il valore del y^+ calcolato rientra perfettamente entro i valori limite consigliati dalla guida *Altair*.

Passiamo dunque ad esaminare il *coefficiente di scambio termico convettivo* h ottenuto per quest'ultima configurazione.

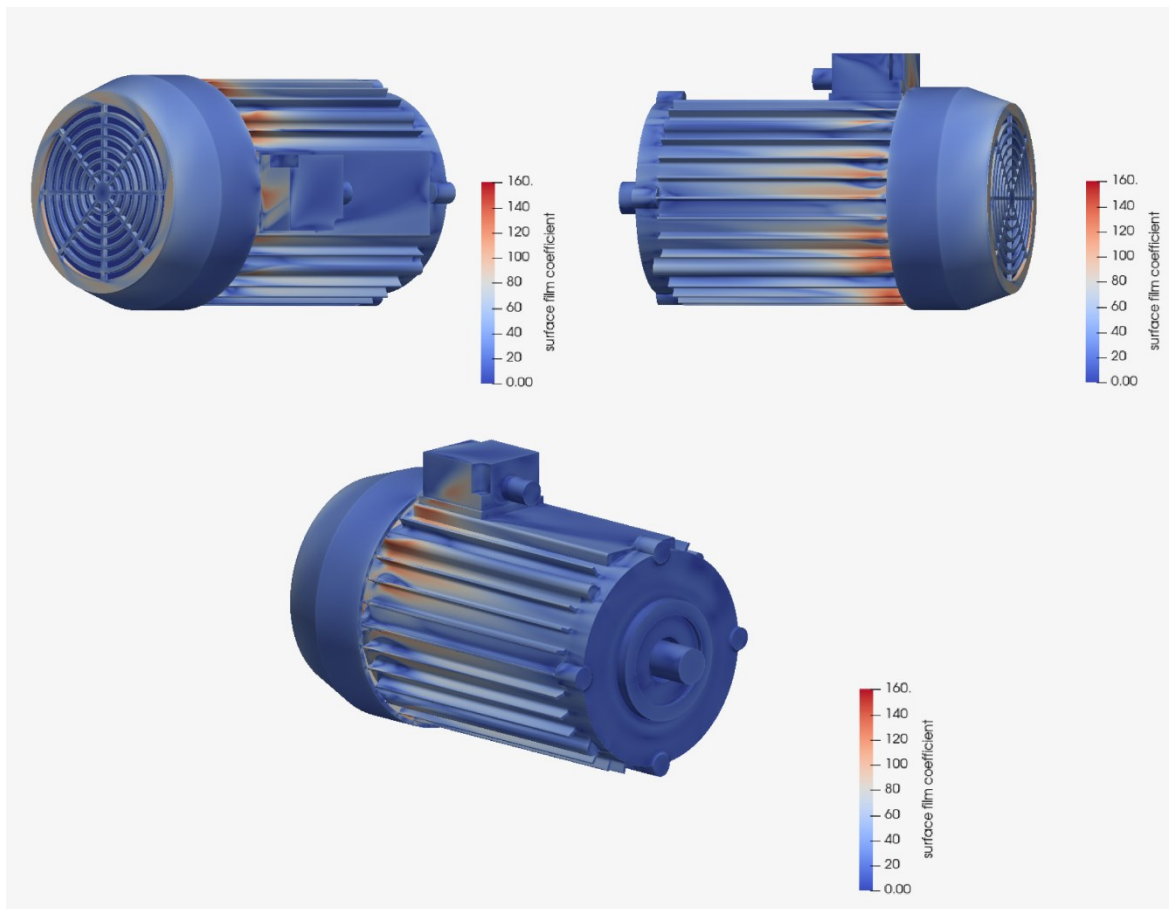


Figura 5.28: *Surface plot* coefficiente scambio termico convettivo h , configurazione numero di pale maggiorato

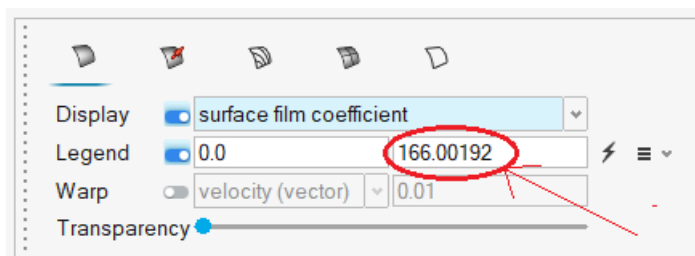


Figura 5.29: Valore di picco coefficiente scambio termico convettivo h , configurazione numero di pale maggiorato

Constatiamo un valore di picco del *coefficiente* h pari a circa $166 \text{ W/m}^2\text{K}$, quindi leggermente superiore ai valori ottenuti per le configurazioni precedenti.

Passiamo ora al solito calcolo del *coefficiente di scambio termico convettivo* h mediato sulla superficie esterna della carcassa e otteniamo:

	Sum	Average
pressure	0.53899752	1.3065381
surface film coefficient	12.534451	30.383698
surface y plus	2.4093644	5.8403359
x velocity	0.0	0.0
y velocity	0.0	0.0
z velocity	0.0	0.0
x wall shear stress	-0.069732337	-0.16903224

Figura 5.30: Media superficiale coefficiente scambio termico convettivo h , configurazione numero di pale maggiorato

Il valore del *coefficiente \bar{h} medio* risulta essere pari a circa $30.4 \text{ W/m}^2\text{K}$, un valore praticamente identico a quello ottenuto per la configurazione *Alette aumentate*:

Tabella 5.4: Grandezze di confronto ottenute per la configurazione numero alette maggiorato

Configurazione	Baseline	Numero Pale Maggiorate
$\bar{h} \left[\frac{W}{m^2K} \right]$	28.6	30.4
Sum $h \left[\frac{W}{K} \right]$	11.8	12.5

Infine, osservando la precedente tabella, possiamo constatare che l'aumento del numero di pale ha portato ad un miglioramento del *coefficiente di scambio termico convettivo \bar{h} medio* pari a circa il 6% rispetto la *Baseline* ed a un miglioramento del coefficiente **Sum h** sempre del 6%, infatti l'aumento del numero di pale a parità di RPM genera una maggiore potenza scambiata tra flusso d'aria e ventola, comportando di conseguenza un maggior flusso d'aria avente una portata efficace maggiore, come si evince dalle seguenti immagini:

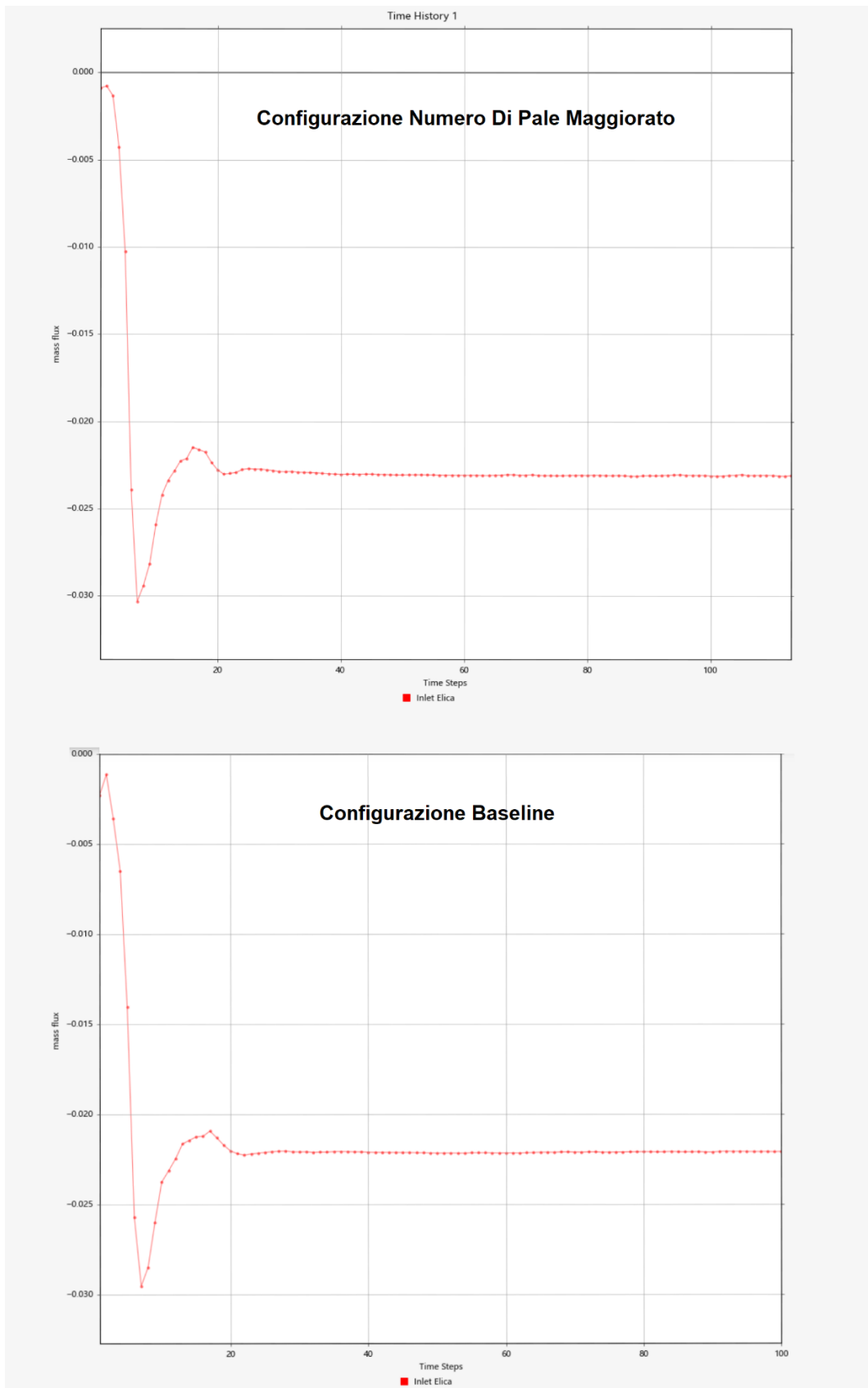


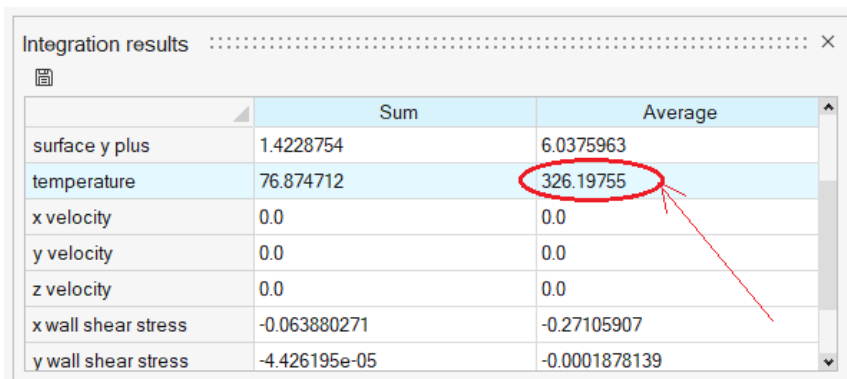
Figura 5.31: Confronto portata di massa generata dalla rotazione della ventola tra configurazione *Baseline* e configurazione numero di pale maggiorato

5.5 Considerazioni finali

Le modifiche geometriche effettuate hanno certamente portato ad un miglioramento dello scambio termico però l'entità di tale miglioramento non è poi così rilevante.

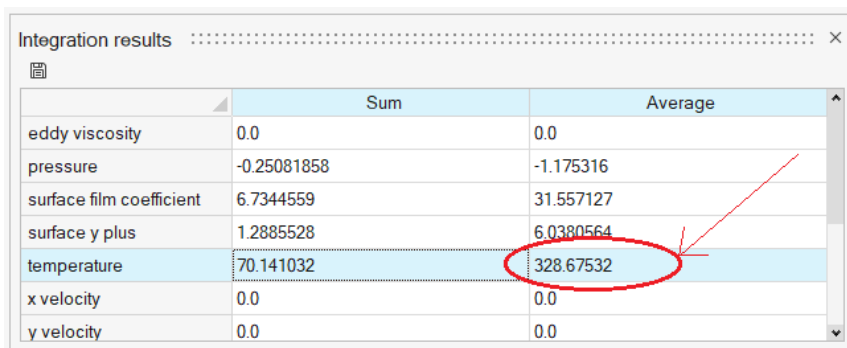
Le configurazioni che hanno portato i migliori risultati sono state le ultime analizzate, cioè quelle configurazioni nelle quali sono state aumentate il numero di alette e pale, portando ad un miglioramento del coefficiente di scambio convettivo medio di circa il 6% per entrambe. Tuttavia, tali modifiche geometriche comportano un maggior costo rispetto alle altre configurazioni studiate per ragioni strutturali e fluidodinamiche: infatti aumentando il numero di pale e soprattutto il numero di alette si va ad aumentare la massa totale del motore; inoltre l'aumento del numero di pale comporta una perdita per ventilazione maggiore e dunque una maggior potenza dissipata.

Andando inoltre ad analizzare la temperatura media sulla superficie esterna della carcassa per quest'ultime due configurazioni, come fatto per la *Baseline*, otteniamo:



	Sum	Average
surface y plus	1.4228754	6.0375963
temperature	76.874712	326.19755
x velocity	0.0	0.0
y velocity	0.0	0.0
z velocity	0.0	0.0
x wall shear stress	-0.063880271	-0.27105907
y wall shear stress	-4.426195e-05	-0.0001878139

Figura 5.32: Media superficiale temperatura T, configurazione numero alette maggiorato



	Sum	Average
eddy viscosity	0.0	0.0
pressure	-0.25081858	-1.175316
surface film coefficient	6.7344559	31.557127
surface y plus	1.2885528	6.0380564
temperature	70.141032	328.67532
x velocity	0.0	0.0
y velocity	0.0	0.0

Figura 5.33: Media superficiale temperatura T, configurazione numero di pale maggiorato

Osservando dunque le figure 5.32, 5.33 e ricordando dalla figura 4.7 che la Temperatura media ottenuta per la *Baseline* è di circa 329.4 K possiamo constatare, nel migliore dei casi, una riduzione della T media contenuta e pari a 3.2 K.

Per queste ragioni, unite al fatto che la configurazione *Baseline* di per sé ha dato risultati termodinamici più che accettabili, viene meno il senso dell'utilizzo di una ottimizzazione topologica automatica, che comporterebbe un grosso dispendio di risorse per l'azienda.

Capitolo 6

Studio numero di alette ideale

In questo capitolo verrà esposto lo studio finale effettuato per questa tesi. Dalle constatazioni fatte alla fine del Capitolo 5 abbiamo concluso che andare ad imbastire un loop di ottimizzazione con relativo algoritmo porterebbe un dispendio di risorse eccessivo ai fini dell'azienda. Tuttavia, uno studio molto più utile dal punto di vista aziendale risulta essere la ricerca del numero di alette ideale, andando a scegliere una soluzione di compromesso tra efficienza del raffreddamento, ingombri dimensionali e costi del motore.

6.1 Quadrato di ingombri

Da un punto di vista aziendale gli ingombri delle dimensioni di massima rappresentano spesso un vincolo restrittivo. Infatti, un motore oltre a dover garantire determinate prestazioni ed efficienze nell'utilizzo deve avere anche una dimensione contenuta, poiché ad essa corrisponde una massa e relativi costi contenuti. Inoltre, più le dimensioni di massima sono contenute e più versatilità si ha nel posizionamento e nello stoccaggio del motore stesso. Da un punto di vista pratico la dimensione di massima più rilevante e modificabile è l'ingombro radiale del motore.

Per contenere tale dimensione è stato creato un quadrato di ingombri: Partendo dalla configurazione *Baseline* è stata dedotta la dimensione di quest'ultimo, andando a creare un quadrato che circoscriva la carcassa alettata e che risulti tangente nel lato inferiore di quest'ultima come nell'immagine riportata di seguito.

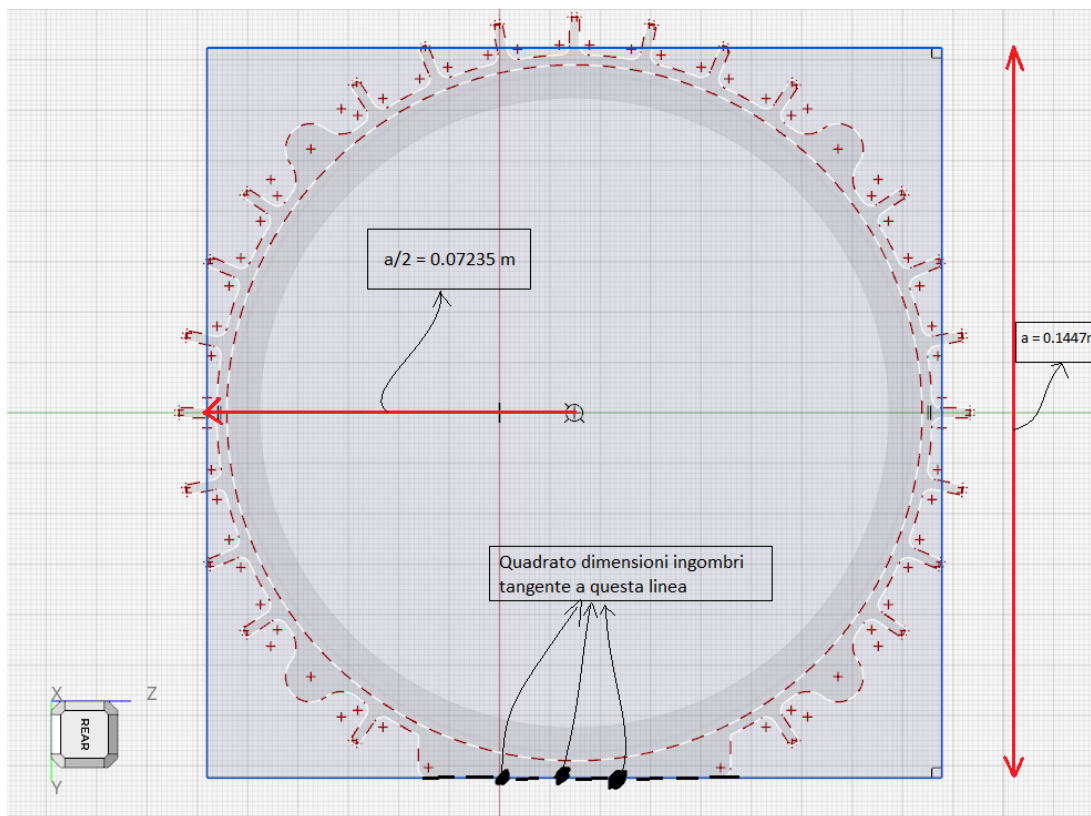


Figura 6.1: Quadrato di ingombri utilizzato

Si deduce quindi un quadrato di ingombri avente come lato una dimensione $a = 0,1447\text{ m}$. Tale limite di ingombri verrà implementato per ogni configurazione che si andrà a creare per lo studio del numero di alette ideale.

6.2 Configurazione numero alette minimo

La prima configurazione creata prevede un numero di alette minimo tale da aver comunque un effetto non trascurabile sulla dissipazione del calore. Il numero di alette scelto risulta pari a otto e ponendo la carcassa all'interno del quadrato di ingombri otteniamo la seguente geometria:

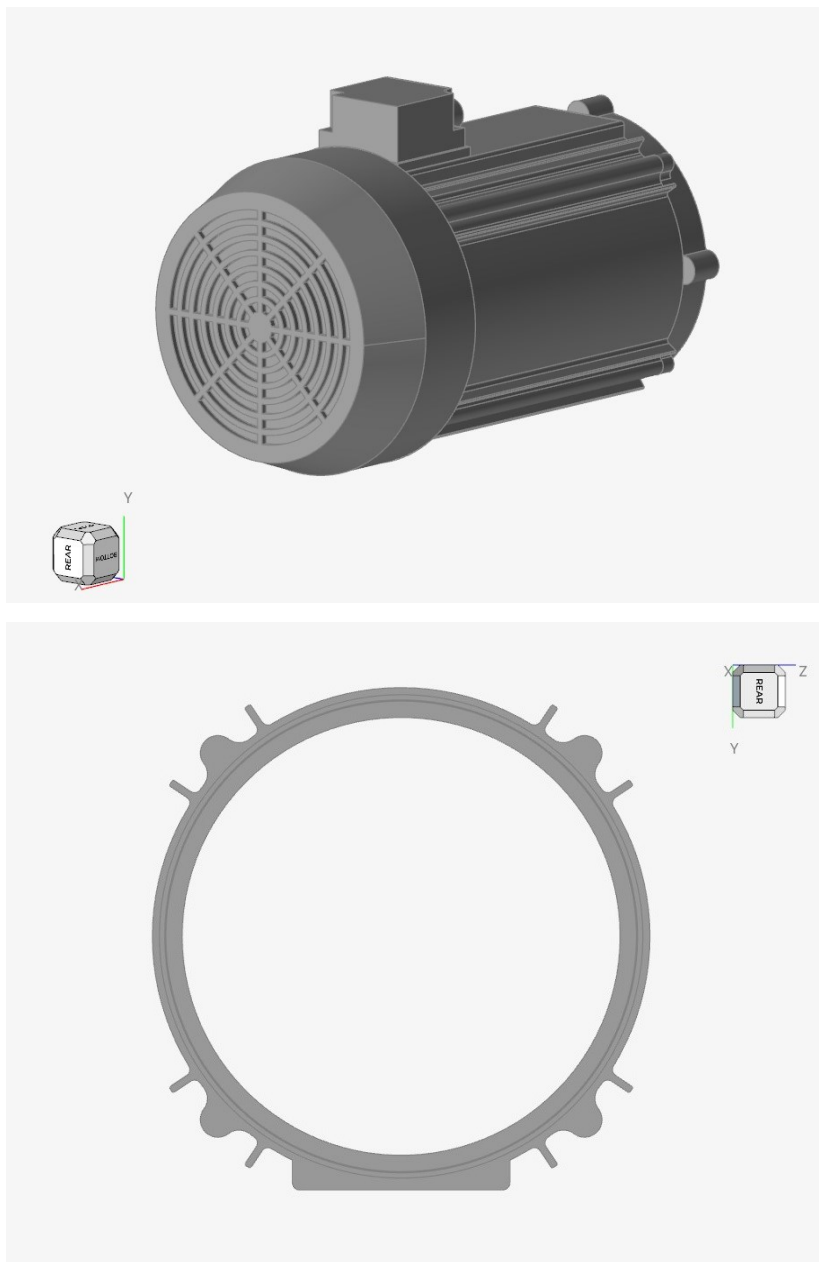


Figura 6.2: Geometria configurazione numero alette minimo

6.2.1 Impostazioni simulazione e risultati fluidodinamici

Le impostazioni e i parametri di simulazione e *mesh* dati rimangono gli stessi identici a quelli utilizzati per la configurazione *baseline*; rimando al capitolo 2.2.1 per le immagini riassuntive di tale settaggio. Inoltre, per il calcolo della massa totale della carcassa è stato impostato su quest'ultima il seguente materiale:

Parti e materiali

Parti Libreria materiali Materiali personalizzati

Materiale	E	Nu	Density	Yield Stress
Aluminio AW-6060	69.000E+03 MPa	0.330	2.700E-6 kg/mm3	120.000E+00 MPa

Figura 6.3: Materiale e proprietà utilizzate per il calcolo della massa

Si tratta di una lega di alluminio (AW-6060) molto comune nella produzione delle carcasse e dalle proprietà raffigurate nell'immagine (6.3).

La simulazione è arrivata correttamente a convergenza con residui sotto a $1 \cdot 10^{-3}$, in mezza giornata di calcolo:

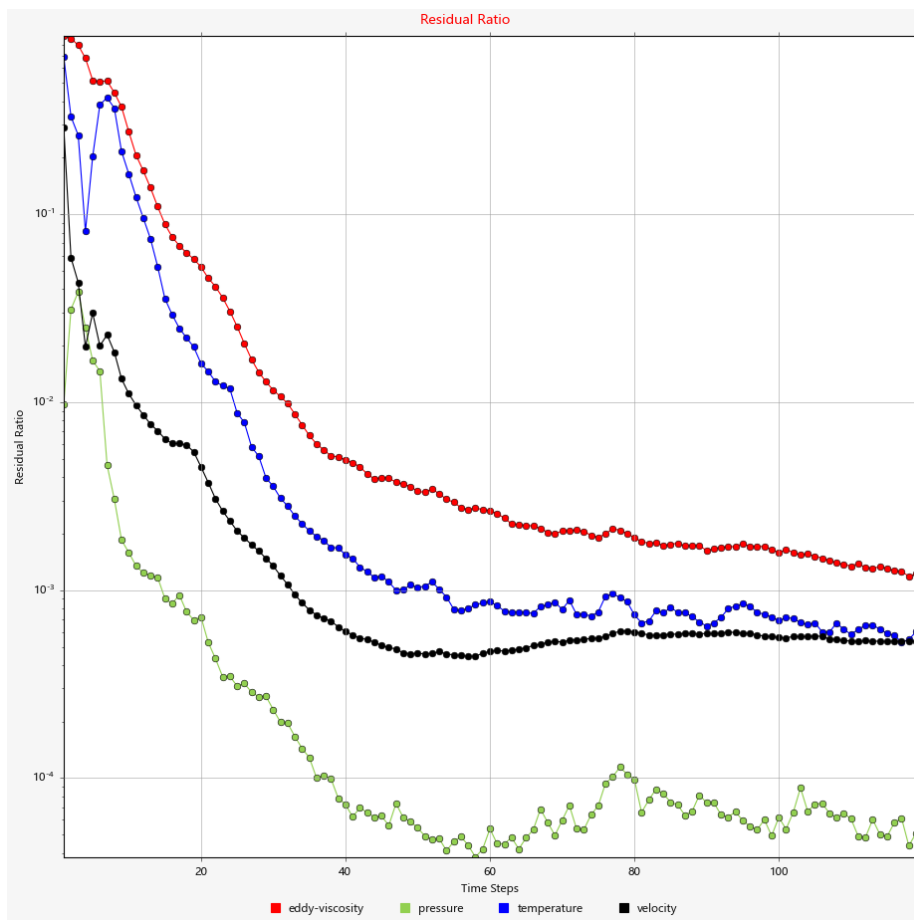


Figura 6.4: Residui configurazione numero alette minimo

Al solito riporto di seguito il valore del y^+ ottenuto, per confermare la validità della simulazione effettuata:

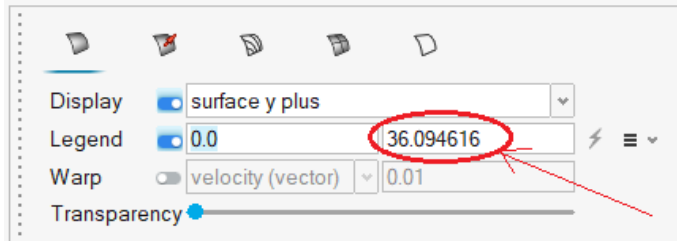


Figura 6.5: Valore picco y^+ configurazione numero alette minimo

Tale valore calcolato rientra perfettamente entro i valori limite consigliati dalla guida *Altair*.

Come variabili di confronto tra le diverse configurazioni per quest'ultimo studio sono state scelte: La *Temperatura T* , il *coefficiente di scambio termico convettivo h* e la *potenza assorbita dalla ventola per le perdite di ventilazione P* per quanto riguarda l'impatto del numero di alette sullo scambio termico, mentre per quanto riguarda l'impatto del numero di alette sul peso finale del motore è stata calcolata la *massa totale della carcassa m* .

Riporto dunque di seguito rispettivamente i valori del *coefficiente di scambio termico convettivo h* (*surface film coefficient*) mediato sulla superficie esterna della carcassa (vedi Figura 4.3) con relativo picco, i valori della *temperatura T* mediata sulla superficie esterna della carcassa con picco massimo, la *Potenza P* assorbita dalla ventola per le perdite di ventilazione e la *massa m* della carcassa calcolata:

➤ *Coefficiente di scambio termico convettivo h*

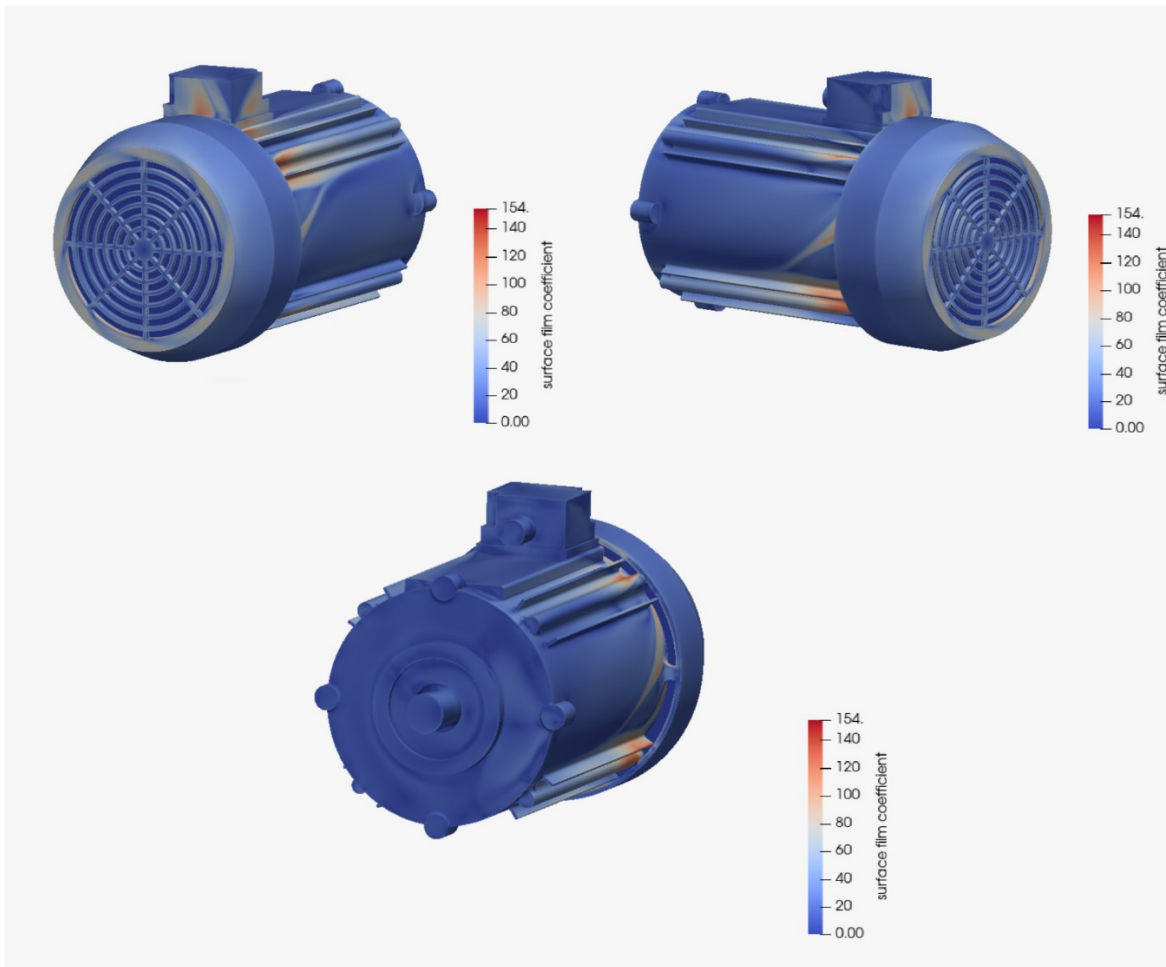


Figura 6.6: *Surface plot* coefficiente scambio termico convettivo h , configurazione numero alette minimo

	Sum	Average
eddy viscosity	0.0	0.0
pressure	-0.27291325	-1.5491373
surface film coefficient	3.6902622	20.947032
surface y plus	0.93053268	5.2819819
temperature	61.12068	346.93927
x velocity	0.0	0.0
y velocity	0.0	0.0

Figura 6.7: Media superficiale coefficiente scambio termico convettivo h , configurazione numero alette minimo

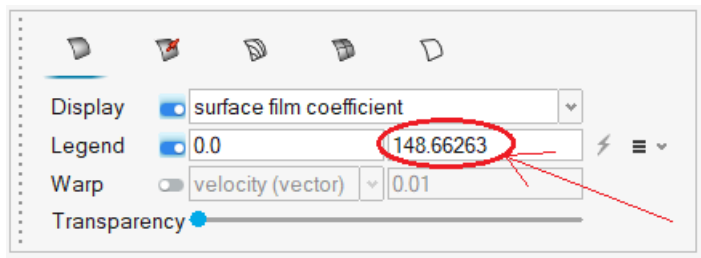


Figura 6.8: Valore di picco coefficiente scambio termico convettivo h , configurazione numero alette minimo

➤ *Temperatura T*

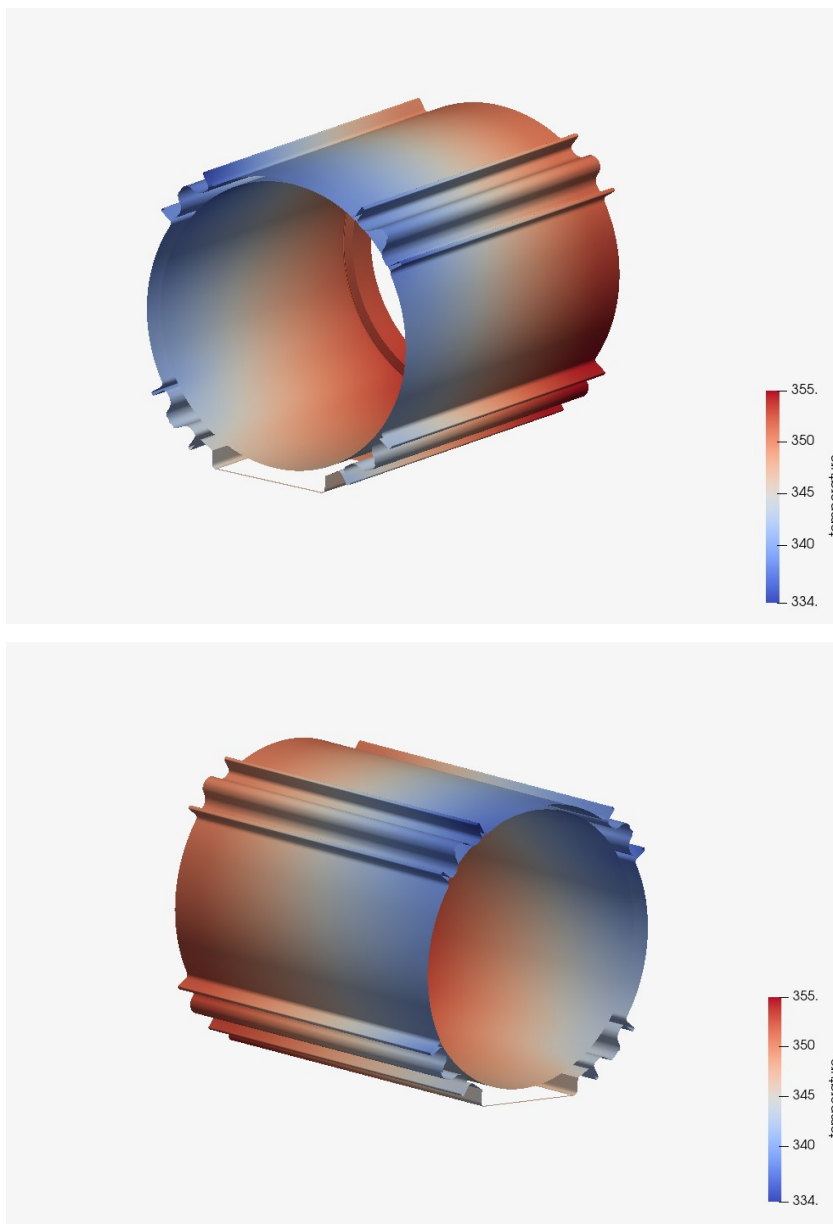


Figura 6.9: *Surface plot* temperatura T , configurazione numero alette minimo

	Sum	Average
eddy viscosity	0.0	0.0
pressure	-0.27291325	-1.5491373
surface film coefficient	3.6902622	20.947032
surface y plus	0.93053268	5.2819819
temperature	61.12068	346.93927
x velocity	0.0	0.0
y velocity	0.0	0.0

Figura 6.10: Media superficiale temperatura T , configurazione numero alette minimo

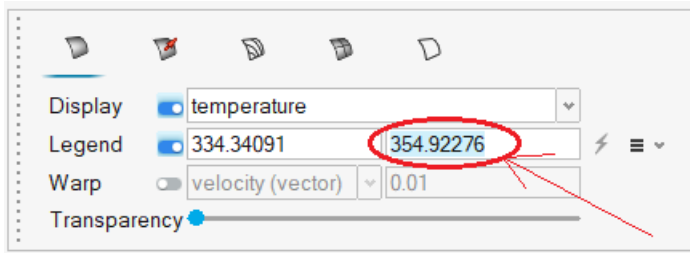


Figura 6.11: Valore di picco temperatura T , configurazione numero alette minimo

➤ *Potenza assorbita dalla ventola P*

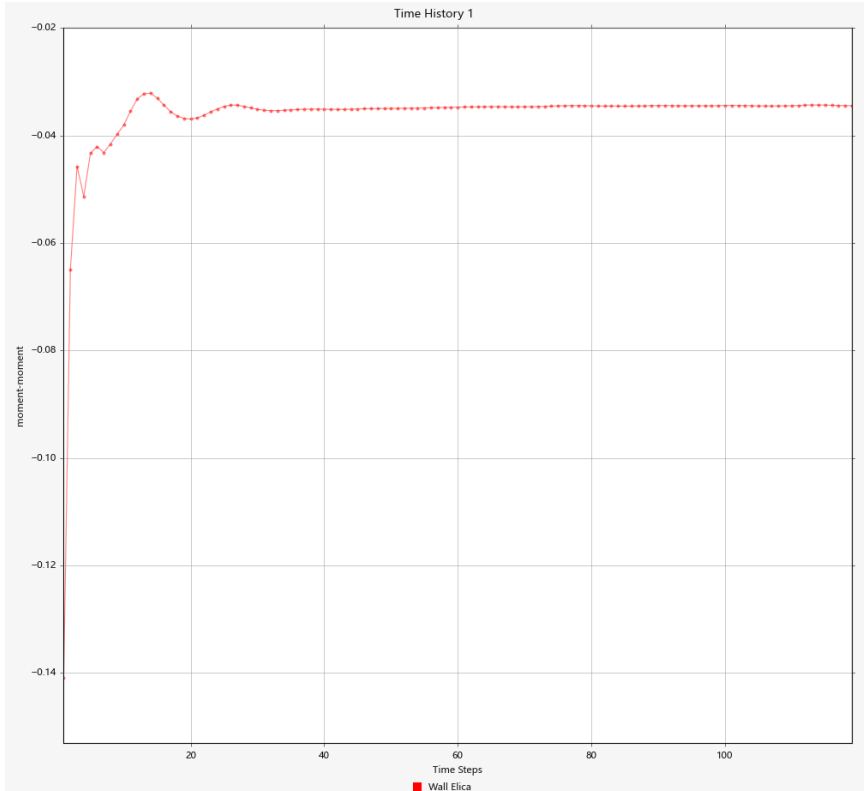


Figura 6.12: Momento parallelo a X applicato sulle pareti della ventola in funzione dei *Time Steps* per la configurazione numero alette minimo

Analizzando il plot **moment – Time Steps** (Fig. 6.12), nel quale è rappresentato il momento applicato alla ventola parallelo alla velocità di rotazione (**x moment**), evinciamo che risulta essere pari a: 0.0335 Nm .

Dunque, la potenza assorbita dalla ventola risulterà essere:

$$P = x \text{ moment} \cdot \omega = 0.0344 \text{ Nm} \cdot 314.16 \text{ rad/s} = 10.80 \text{ W}$$

➤ *Massa della carcassa **m***



Figura 6.13: Massa della carcassa ottenuta per la configurazione numero di alette minimo

6.3 Configurazione quattordici alette

Questa configurazione e le successive presenteranno un numero di alette via via crescente rispetto alla configurazione di partenza (Configurazione alette minime). In particolare il numero di alette scelto risulta pari a quattordici e ponendo la carcassa all'interno del quadrato di ingombri otteniamo la seguente geometria:

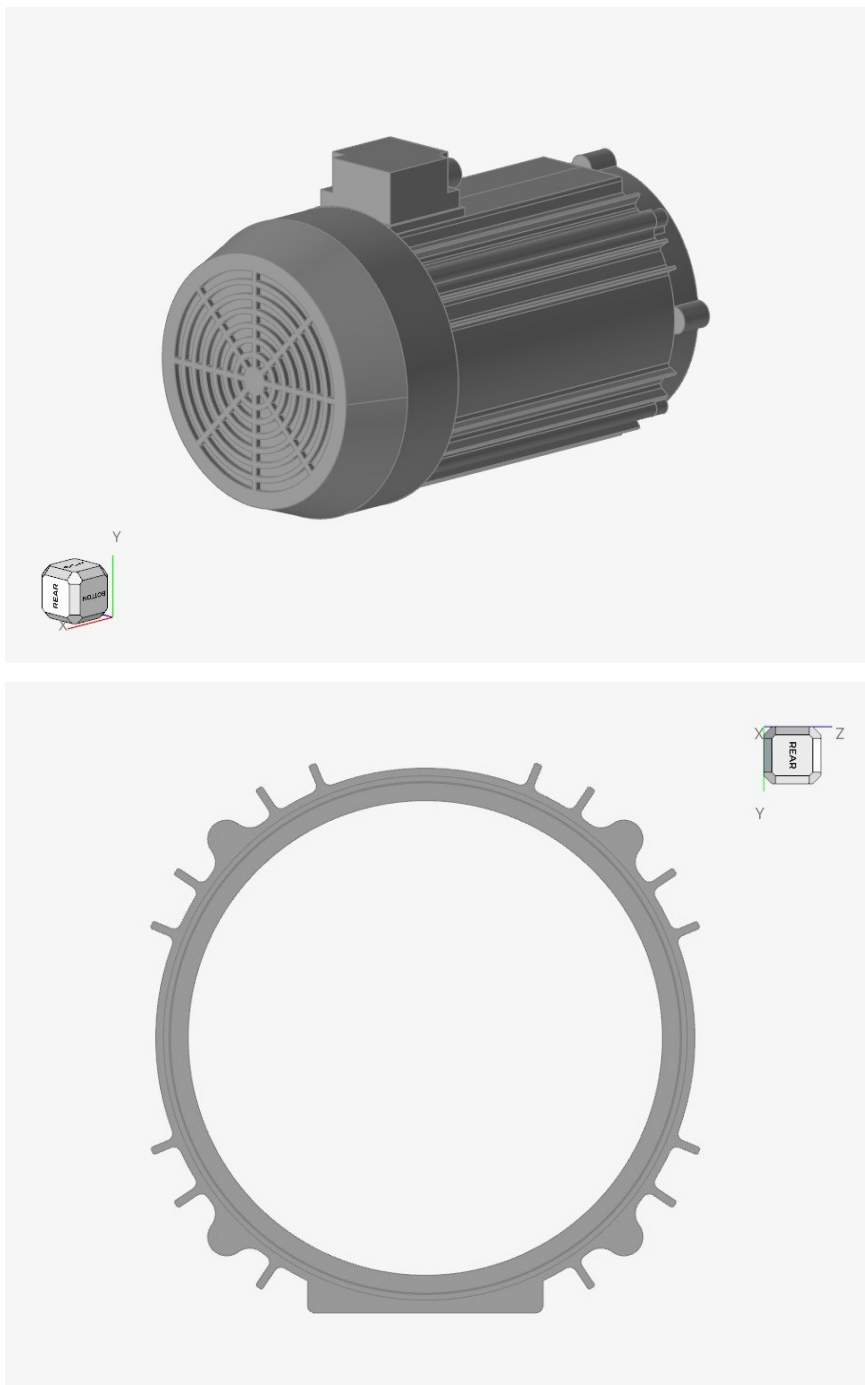


Figura 6.14: Geometria configurazione quattordici alette

6.3.1 Impostazioni simulazione e risultati fluidodinamici

Le impostazioni e i parametri di simulazione e *mesh* dati rimangono gli stessi identici a quelli utilizzati per la configurazione *baseline*; rimando al capitolo 2.2.1 per le immagini riassuntive di tale settaggio. Inoltre, per il calcolo della massa totale della

carcassa è stato impostato lo stesso materiale scelto per la configurazione numero alette minimo (Fig. 6.3).

La simulazione è arrivata correttamente a convergenza con residui sotto a $1 \cdot 10^{-3}$, in mezza giornata di calcolo:

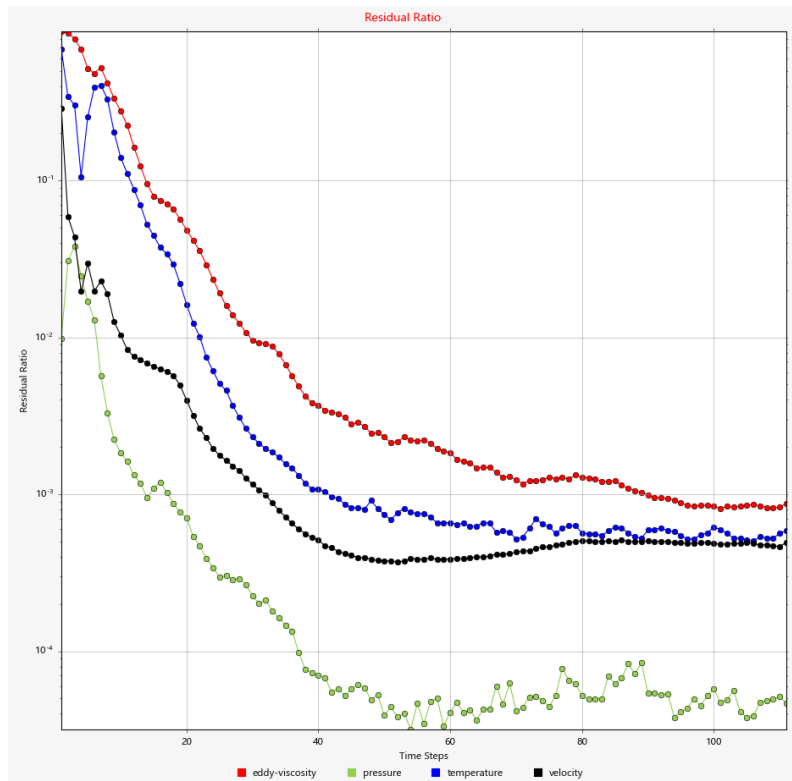


Figura 6.15: Residui, configurazione quattordici alette

Al solito riporto di seguito il valore del y^+ ottenuto, per confermare la validità della simulazione effettuata:

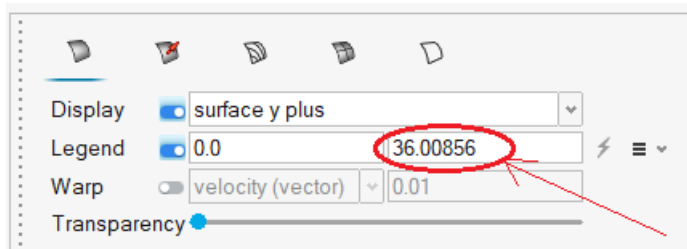


Figura 6.16: Valore picco y^+ configurazione quattordici alette

Tale valore calcolato rientra perfettamente entro i valori limite consigliati dalla guida *Altair*.

Riporto di seguito rispettivamente i valori del *coefficiente di scambio termico convettivo h* (*surface film coefficient*) mediato sulla superficie esterna della carcassa (vedi Figura 4.3) con relativo picco, i valori della *temperatura T* mediata sulla superficie esterna della carcassa con picco massimo, la *Potenza P* assorbita dalla ventola per le perdite di ventilazione e la *massa m* della carcassa calcolata:

➤ *Coefficiente di scambio termico convettivo h*

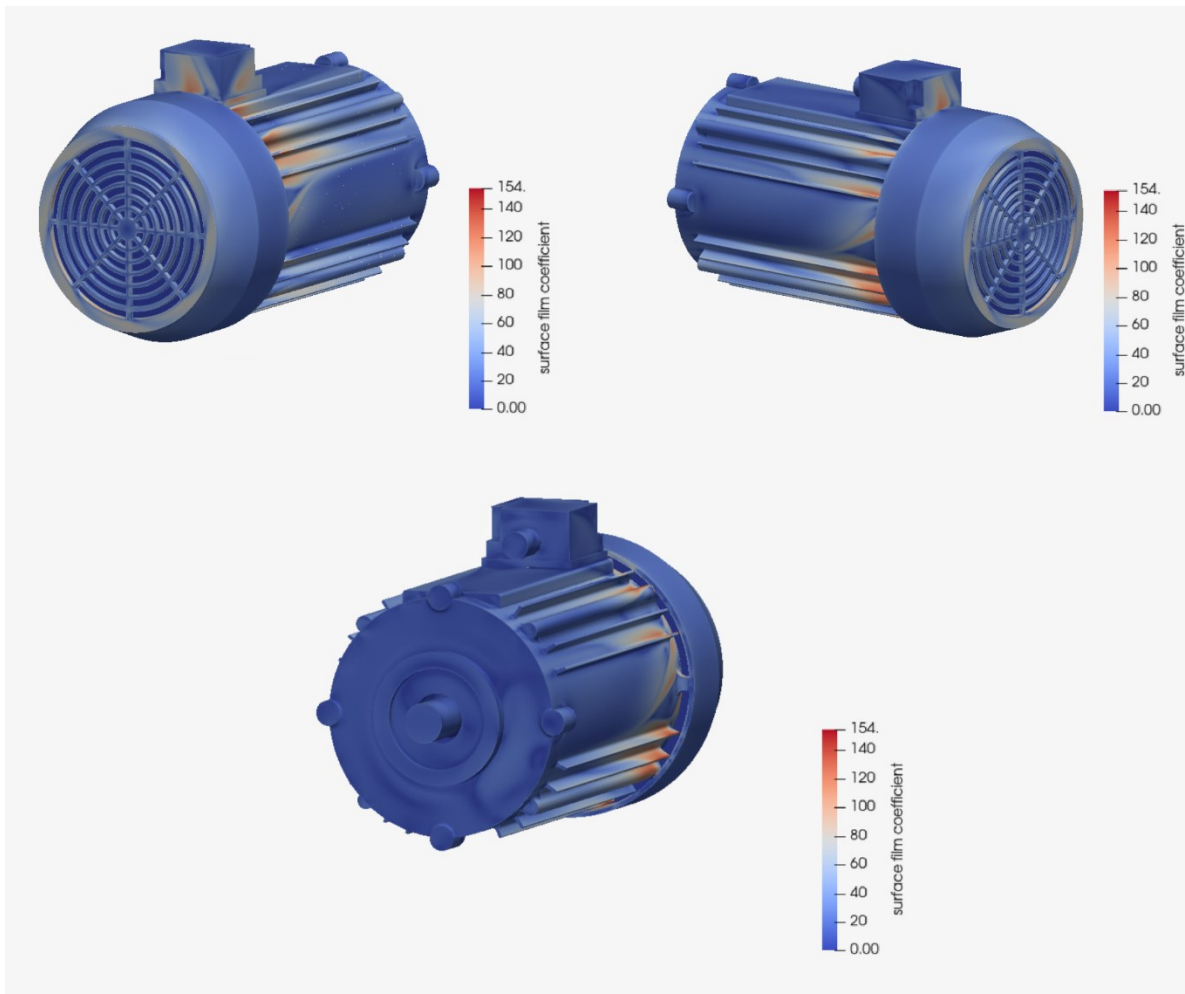


Figura 6.17: *Surface plot* coefficiente scambio termico convettivo h , configurazione quattordici alette

	Sum	Average
eddy viscosity	0.0	0.0
pressure	-0.2807749	-1.4722788
surface film coefficient	4.6928559	24.607586
surface y plus	1.1469312	6.0140793
temperature	64.512807	338.28109
x velocity	0.0	0.0
y velocity	0.0	0.0

Figura 6.18: Media superficiale coefficiente scambio termico convettivo h , configurazione quattordici alette

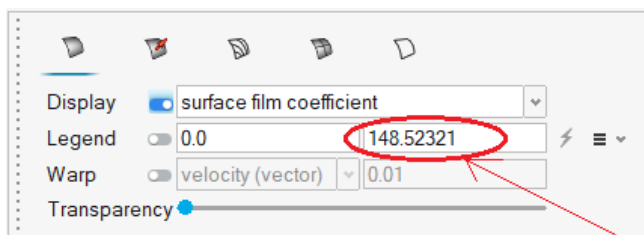
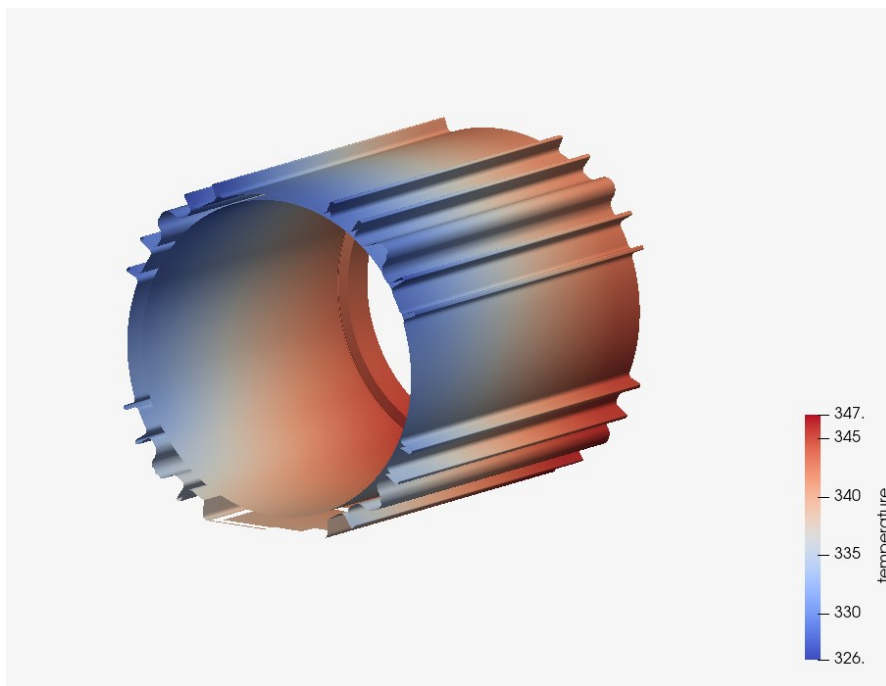


Figura 6.19: Valore di picco coefficiente scambio termico convettivo h , configurazione quattordici alette

➤ *Temperatura T*



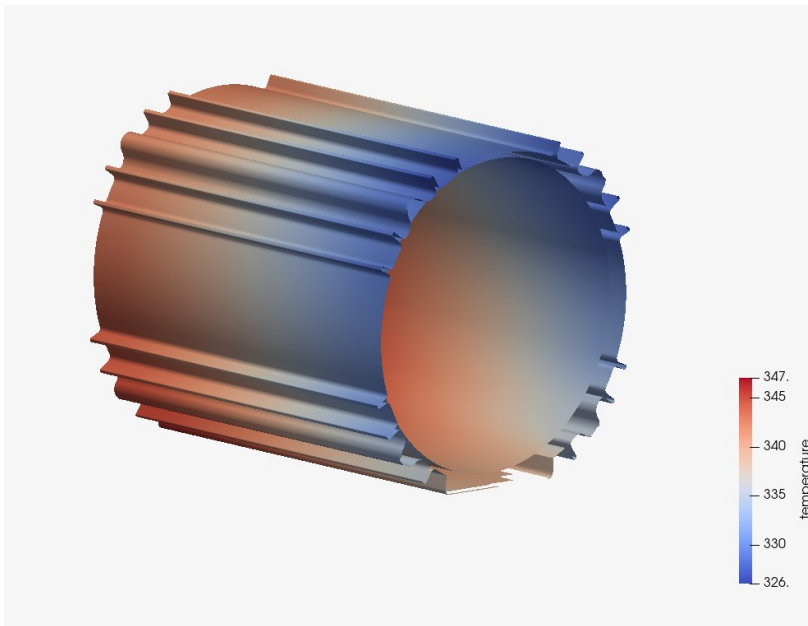


Figura 6.20: *Surface plot* temperatura T, configurazione quattordici alette

Integration results

	Sum	Average
eddy viscosity	0.0	0.0
pressure	-0.2807749	-1.4722788
surface film coefficient	4.6928559	24.607586
surface y plus	1.1469312	6.0140793
temperature	64.512807	338.28109
x velocity	0.0	0.0
y velocity	0.0	0.0

Figura 6.21: Media superficiale temperatura T, configurazione quattordici alette

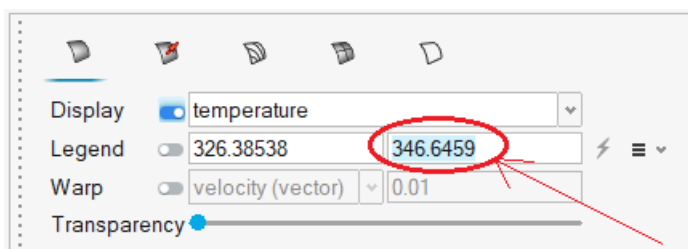


Figura 6.22: Valore di picco temperatura T, configurazione quattordici alette

➤ *Potenza assorbita dalla ventola P*

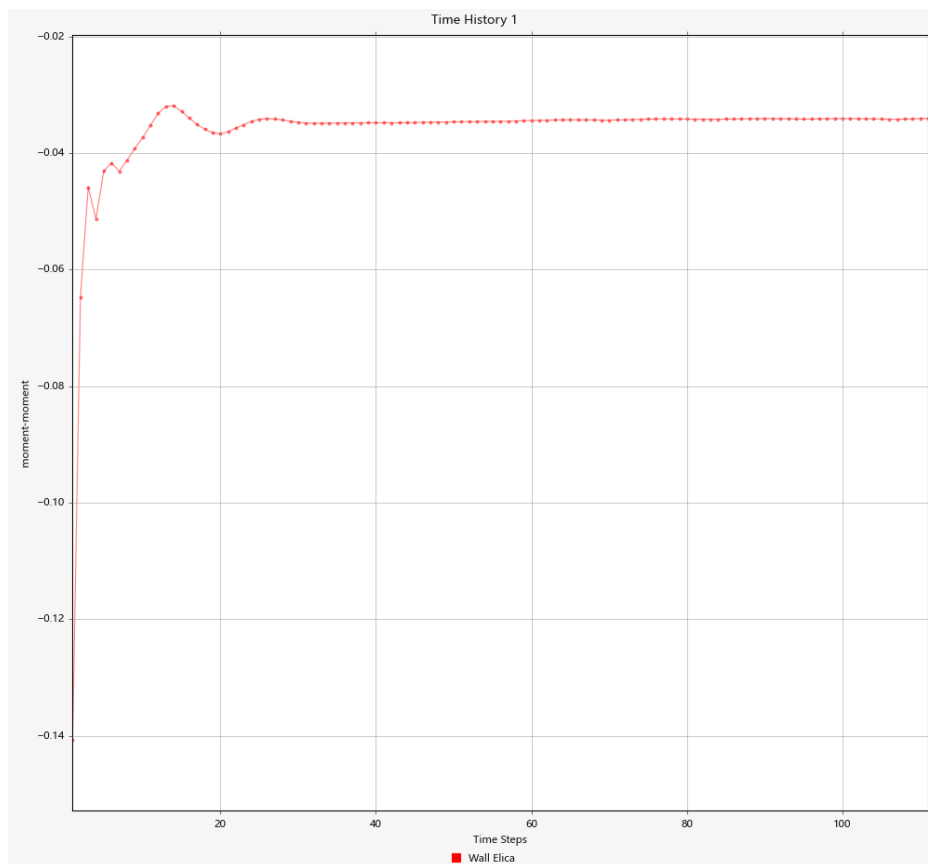


Figura 6.23: Momento parallelo a X applicato sulle pareti della ventola in funzione dei *Time Steps* per la configurazione quattordici alette

Analizzando il plot **moment – Time Steps**, nel quale è rappresentato il momento applicato alla ventola parallelo alla velocità di rotazione (**x moment**), evinciamo che risulta essere pari a: 0.0335 Nm .

Dunque, la potenza assorbita dalla ventola risulterà essere:

$$P = x \text{ moment} \cdot \omega = 0.0340 \text{ Nm} \cdot 314.16 \text{ rad/s} = 10.68 \text{ W}$$

➤ *Massa della carcassa m*

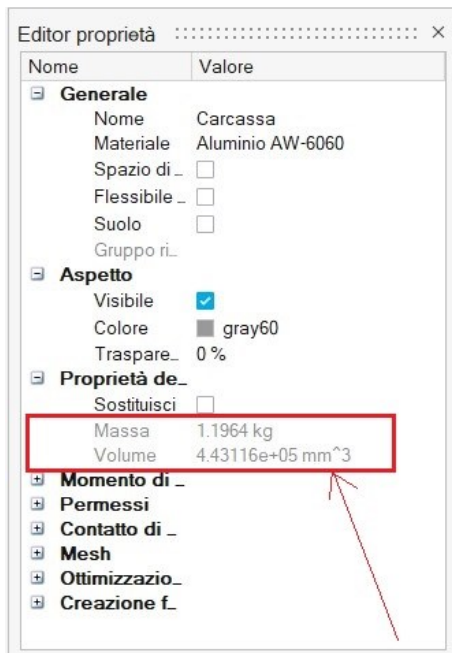
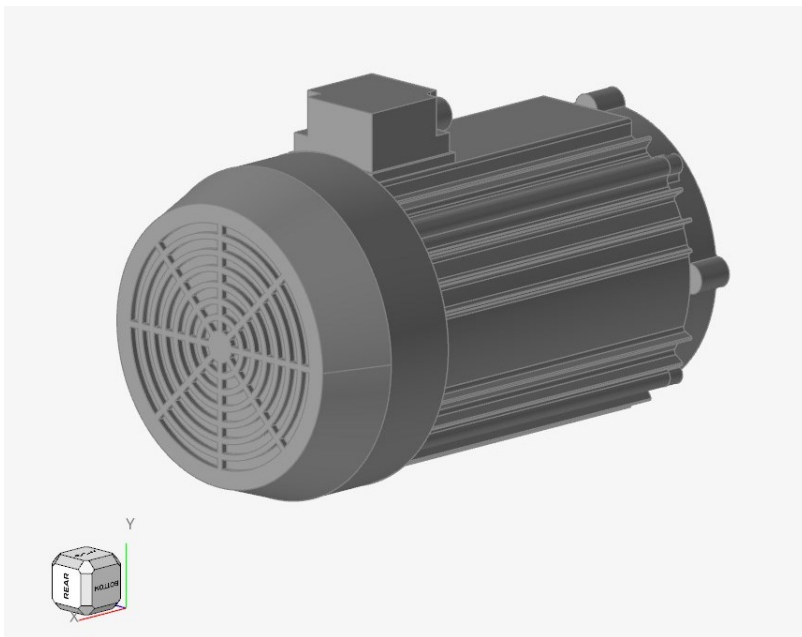


Figura 6.24: Massa della carcassa ottenuta per la configurazione quattordici alette

6.4 Configurazione sedici alette

Per questa configurazione il numero di alette scelto risulta pari a sedici e andando a porre la carcassa all'interno del quadrato di ingombri otteniamo la seguente geometria:



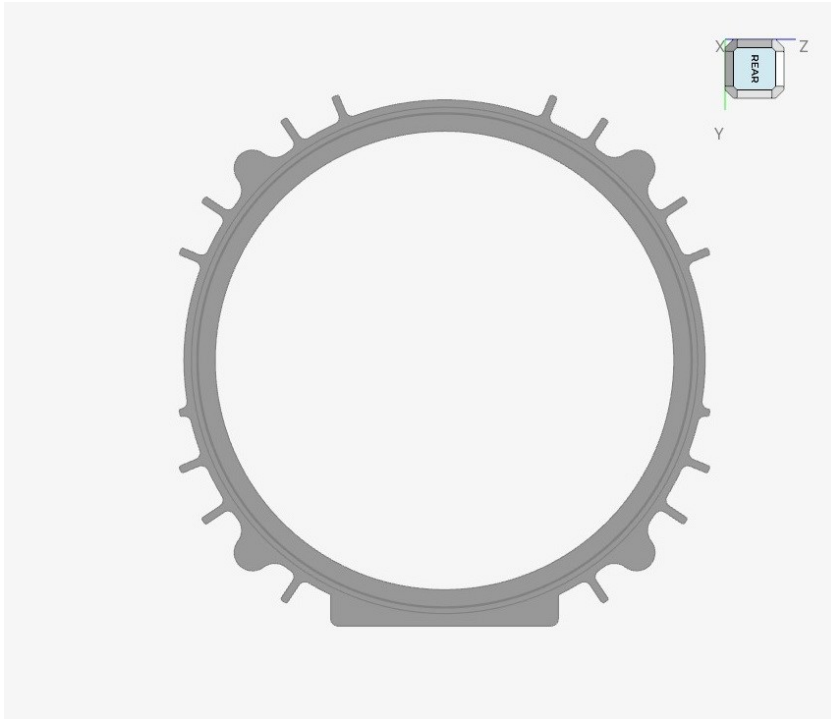


Figura 6.25: Geometria configurazione sedici alette

6.4.1 Impostazioni simulazione e risultati fluidodinamici

Le impostazioni e i parametri di simulazione e *mesh* dati rimangono gli stessi identici a quelli utilizzati per la configurazione *baseline*; rimando al capitolo 2.2.1 per le immagini riassuntive di tale settaggio. Inoltre, per il calcolo della massa totale della carcassa è stato impostato lo stesso materiale scelto per la configurazione numero alette minimo (Fig. 6.3).

La simulazione è arrivata correttamente a convergenza con residui sotto a $1 \cdot 10^{-3}$, in mezza giornata di calcolo:

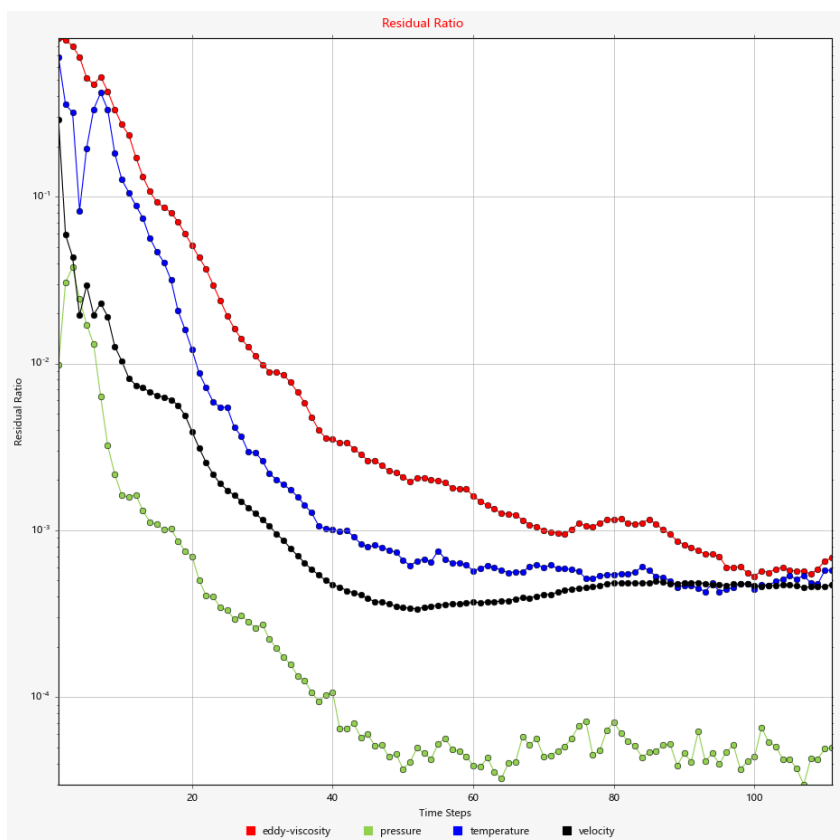


Figura 6.26: Residui, configurazione sedici alette

Al solito riporto di seguito il valore del y^+ ottenuto, per confermare la validità della simulazione effettuata:

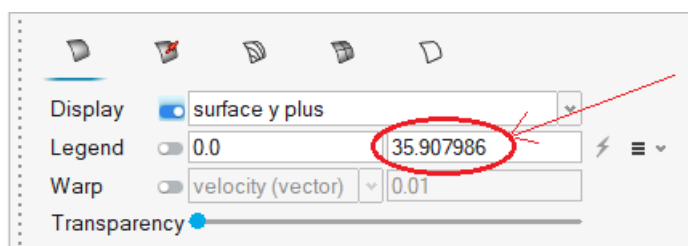


Figura 6.27: Valore picco y^+ configurazione sedici alette

Tale valore calcolato rientra perfettamente entro i valori limite consigliati dalla guida Altair.

Riporto di seguito rispettivamente i valori del *coefficiente di scambio termico convettivo h* (*surface film coefficient*) mediato sulla superficie esterna della carcassa (vedi Figura 4.3) con relativo picco, i valori della *temperatura T* mediata sulla superficie esterna della carcassa con picco massimo, la *Potenza P* assorbita dalla ventola per le perdite di ventilazione e la *massa m* della carcassa calcolata:

➤ *Coefficiente di scambio termico convettivo h*

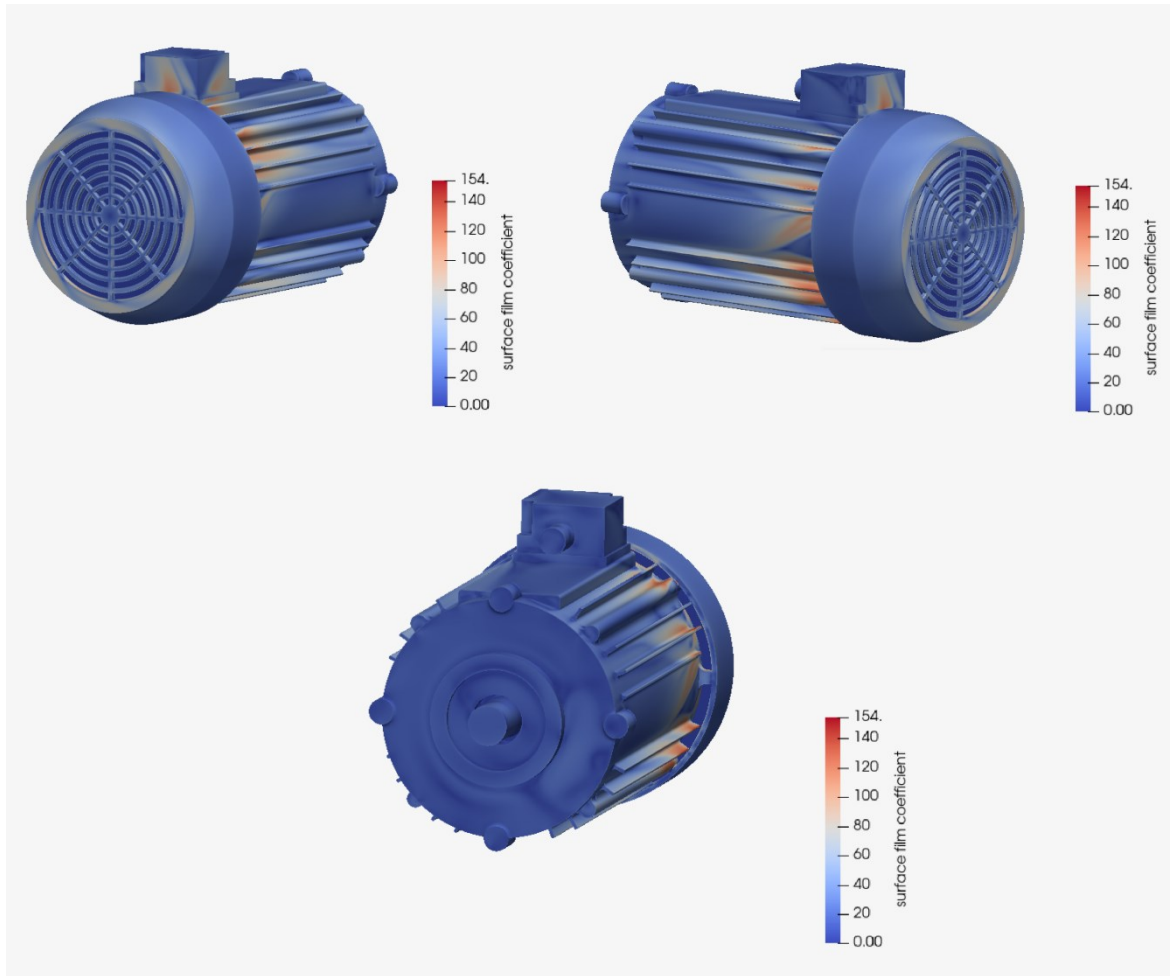


Figura 6.28: *Surface plot* coefficiente scambio termico convettivo h , configurazione sedici alette

Integration results

	Sum	Average
eddy viscosity	0.0	0.0
pressure	-0.27868621	-1.4677984
surface film coefficient	4.838126	25.481684
surface y plus	1.1724439	6.1750863
temperature	64.095471	337.58123
x velocity	0.0	0.0
y velocity	0.0	0.0

Figura 6.29: Media superficiale coefficiente scambio termico convettivo h , configurazione sedici alette

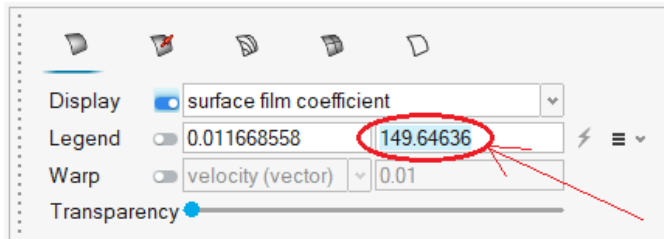


Figura 6.30: Valore di picco coefficiente scambio termico convettivo h , configurazione sedici alette

➤ *Temperatura T*

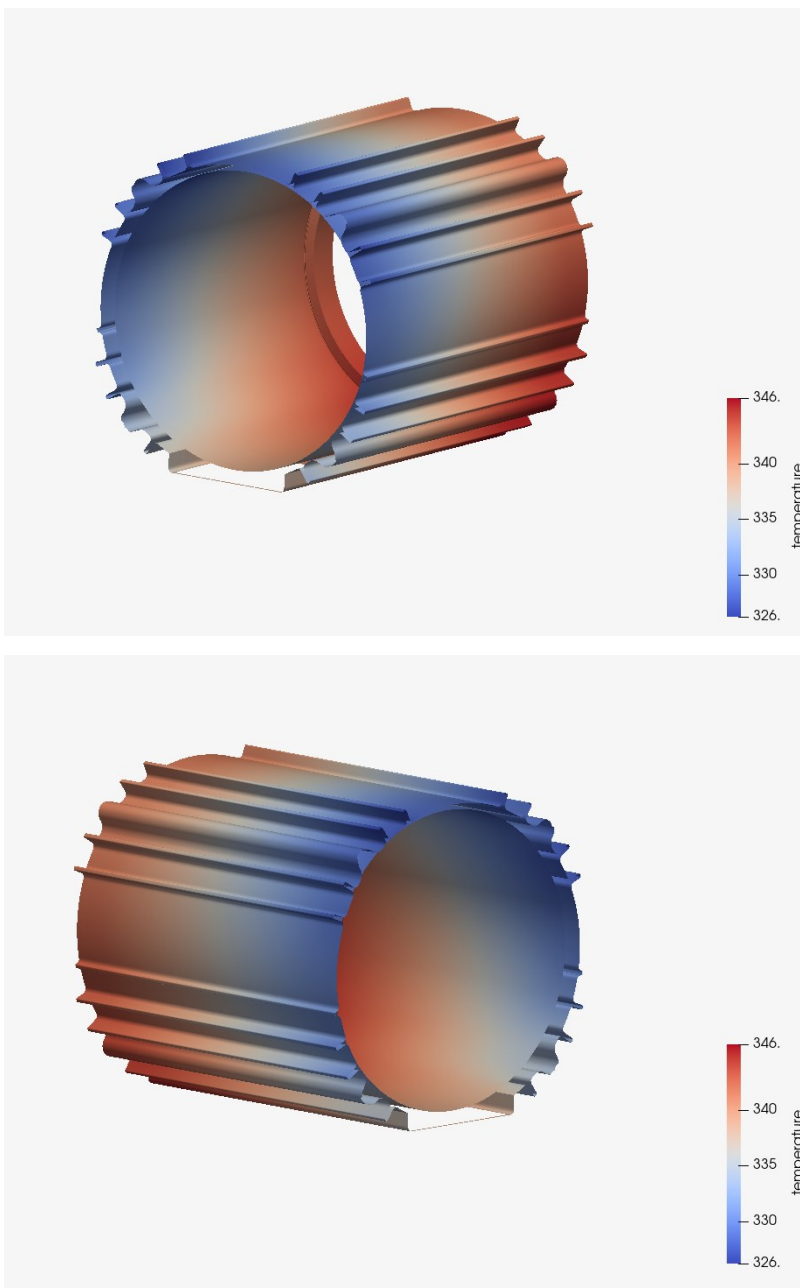


Figura 6.31: *Surface plot* temperatura T , configurazione sedici alette

Integration results

	Sum	Average
eddy viscosity	0.0	0.0
pressure	-0.27868621	-1.4677984
surface film coefficient	4.838126	25.481684
surface y plus	1.1724439	6.1750863
temperature	64.095471	337.58123
x velocity	0.0	0.0
y velocity	0.0	0.0

Figura 6.32: Media superficiale temperatura T, configurazione sedici alette

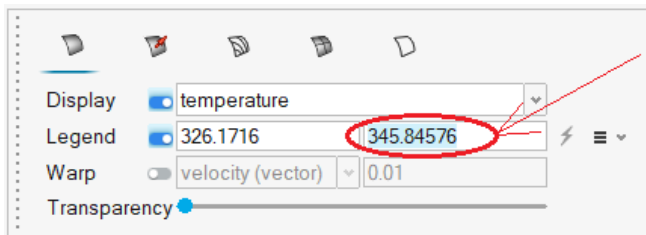


Figura 6.33: Valore di picco temperatura T, configurazione sedici alette

➤ *Potenza assorbita dalla ventola P*

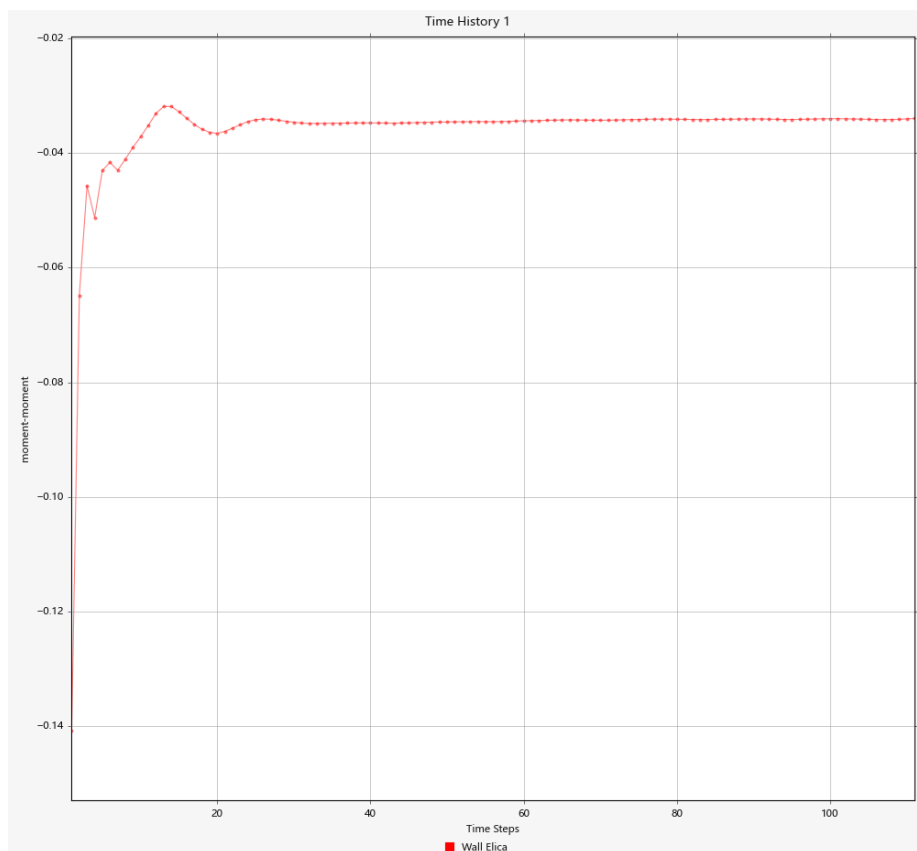


Figura 6.34: Momento parallelo a X applicato sulle pareti della ventola in funzione dei Time Steps per la configurazione sedici alette

Analizzando il plot **moment – Time Steps**, nel quale è rappresentato il momento applicato alla ventola parallelo alla velocità di rotazione (**x moment**), evinciamo che risulta essere pari a: 0.0335 Nm .

Dunque, la potenza assorbita dalla ventola risulterà essere:

$$P = x \text{ moment} \cdot \omega = 0.0340 \text{ Nm} \cdot 314.16 \text{ rad/s} = 10.68 \text{ W}$$

➤ *Massa della carcassa m*



Figura 6.35: Massa della carcassa ottenuta per la configurazione sedici alette

6.5 Configurazione venti alette

In questa configurazione il numero di alette scelto risulta essere pari a venti. Ponendo poi la carcassa all'interno del quadrato di ingombri otteniamo la seguente geometria:

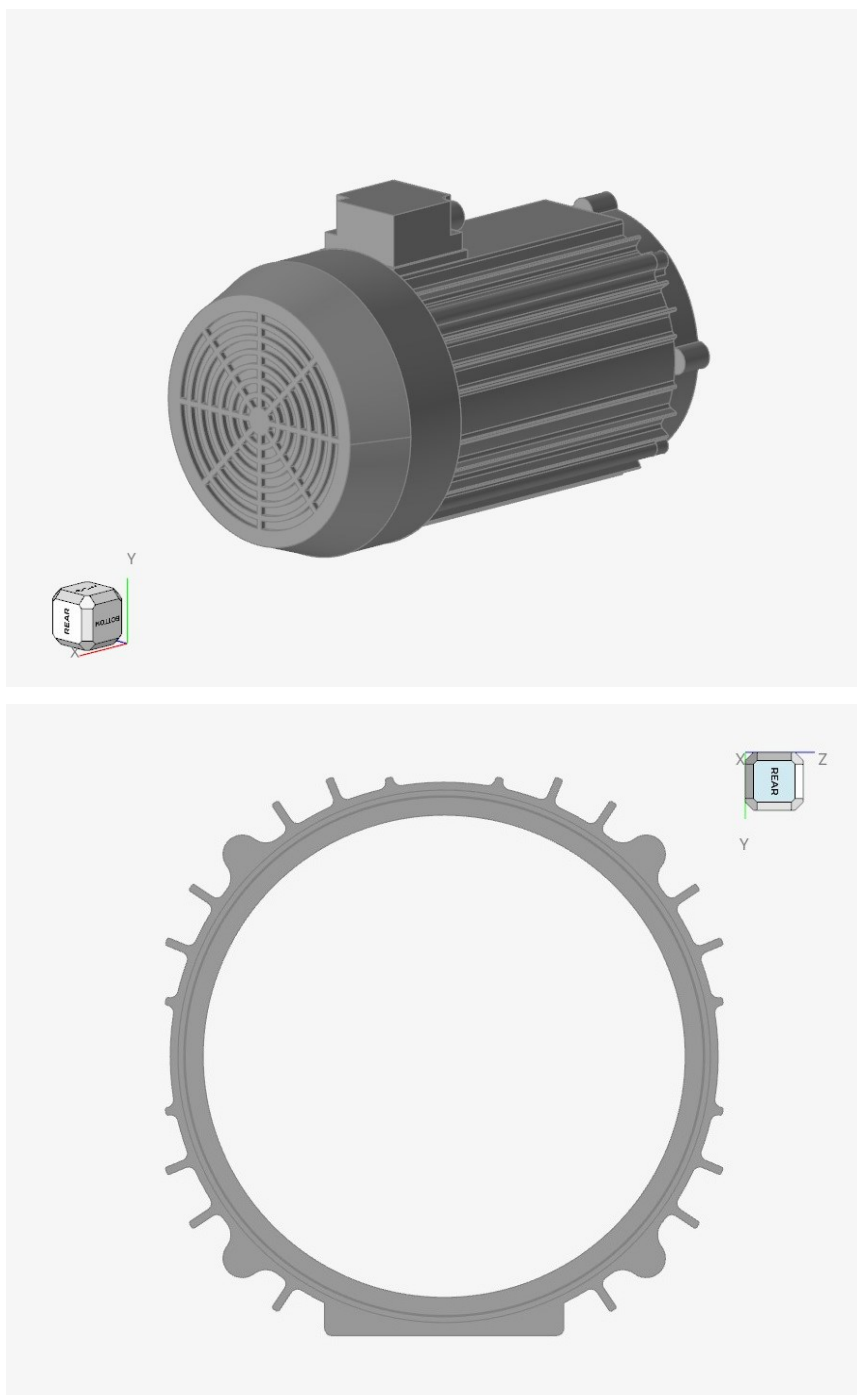


Figura 6.36: Geometria configurazione venti alette

6.5.1 Impostazioni simulazione e risultati fluidodinamici

Le impostazioni e i parametri di simulazione e *mesh* dati rimangono gli stessi identici a quelli utilizzati per la configurazione *baseline*; rimando al capitolo 2.2.1 per le immagini riassuntive di tale settaggio. Inoltre, per il calcolo della massa totale della carcassa è stato impostato lo stesso materiale scelto per la configurazione numero alette minimo (Fig. 6.3).

La simulazione è arrivata correttamente a convergenza con residui sotto a $1 \cdot 10^{-3}$, in mezza giornata di calcolo:

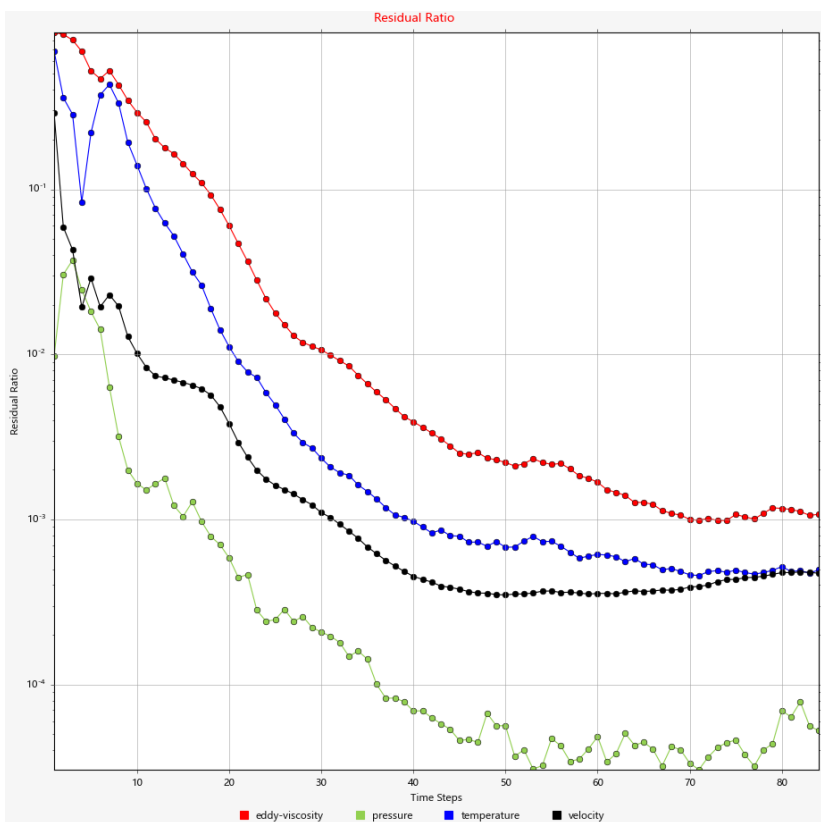


Figura 6.37: Residui, configurazione venti alette

Al solito riporto di seguito il valore del y^+ ottenuto, per confermare la validità della simulazione effettuata:

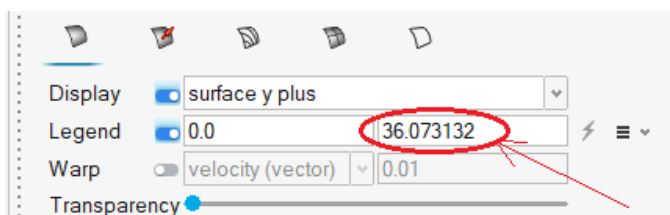


Figura 6.38: Valore picco y^+ configurazione venti alette

Tale valore calcolato rientra perfettamente entro i valori limite consigliati dalla guida *Altair*.

Riporto di seguito rispettivamente i valori del *coefficiente di scambio termico convettivo h* (*surface film coefficient*) mediato sulla superficie esterna della carcassa (vedi Figura 4.3) con relativo picco, i valori della *temperatura T* mediata sulla superficie esterna della carcassa con picco massimo, la *Potenza P* assorbita dalla ventola per le perdite di ventilazione e la *massa m* della carcassa calcolata:

➤ *Coefficiente di scambio termico convettivo h*

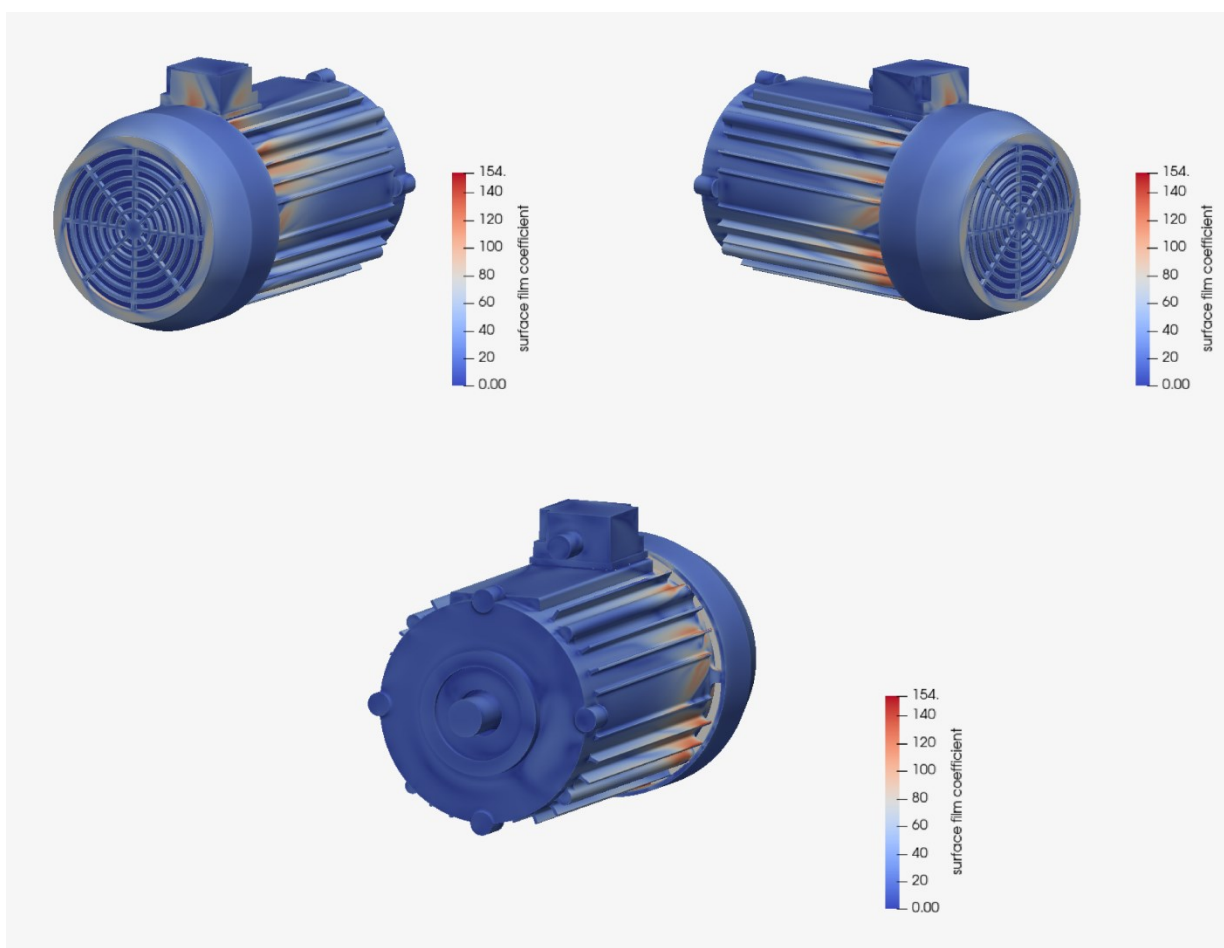


Figura 6.39: *Surface plot* coefficiente scambio termico convettivo h , configurazione venti alette

	Sum	Average
eddy viscosity	0.0	0.0
pressure	-0.29975897	-1.5470151
surface film coefficient	5.1343798	26.497834
surface y plus	1.2212131	6.3025142
temperature	64.964476	335.2728
x velocity	0.0	0.0
y velocity	0.0	0.0

Figura 6.40: Media superficiale coefficiente scambio termico convettivo h , configurazione venti alette

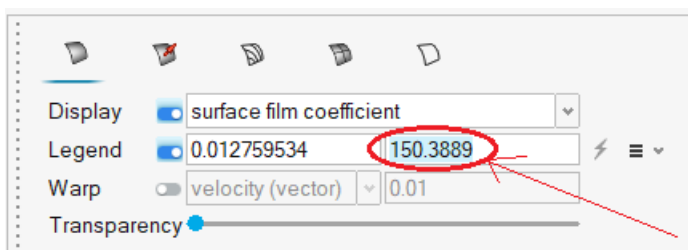
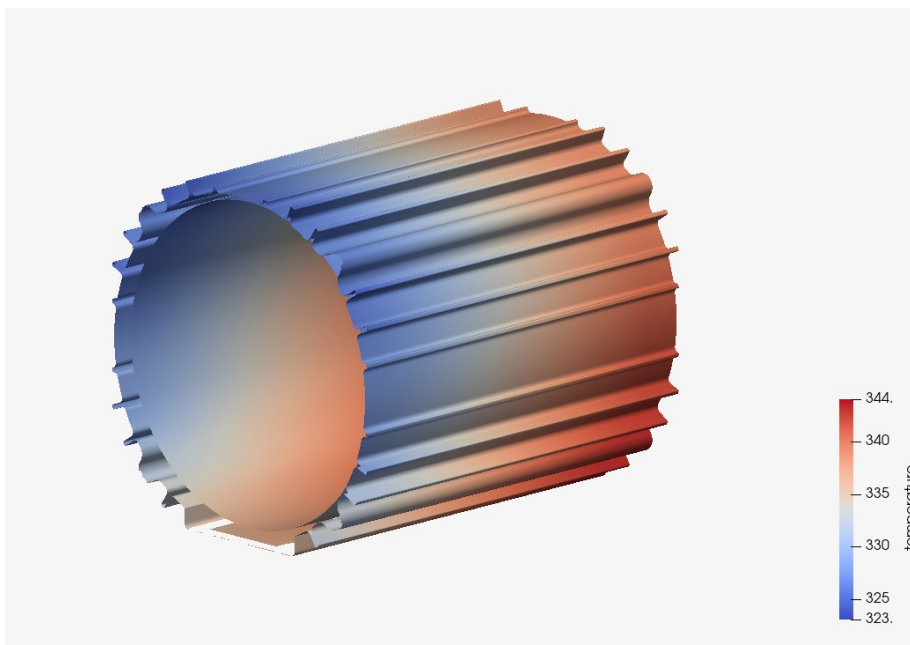


Figura 6.41: Valore di picco coefficiente scambio termico convettivo h , configurazione venti alette

➤ *Temperatura T*



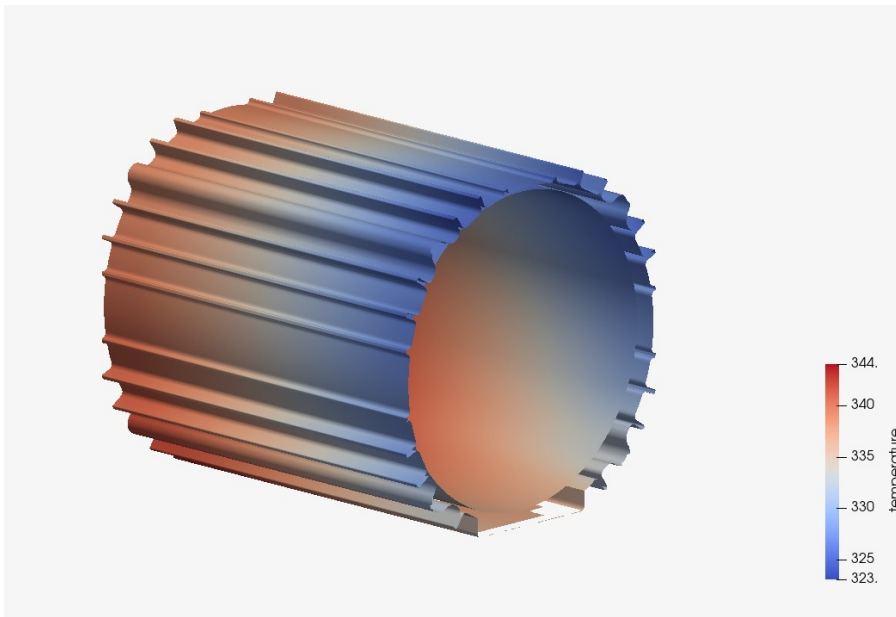


Figura 6.42: Surface plot temperatura T, configurazione venti alette

Integration results

	Sum	Average
eddy viscosity	0.0	0.0
pressure	-0.29975897	-1.5470151
surface film coefficient	5.1343798	26.497834
surface y plus	1.2212131	6.3025142
temperature	64.964476	335.2728
x velocity	0.0	0.0
y velocity	0.0	0.0

Figura 6.43: Media superficiale temperatura T, configurazione venti alette

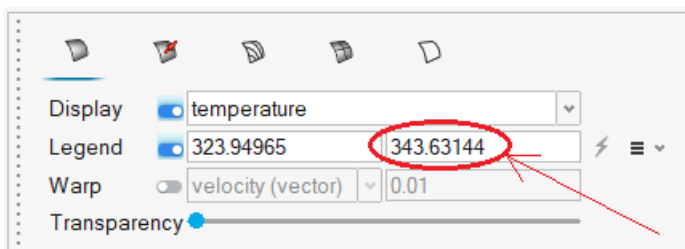


Figura 6.44: Valore di picco temperatura T, configurazione venti alette

➤ *Potenza assorbita dalla ventola P*

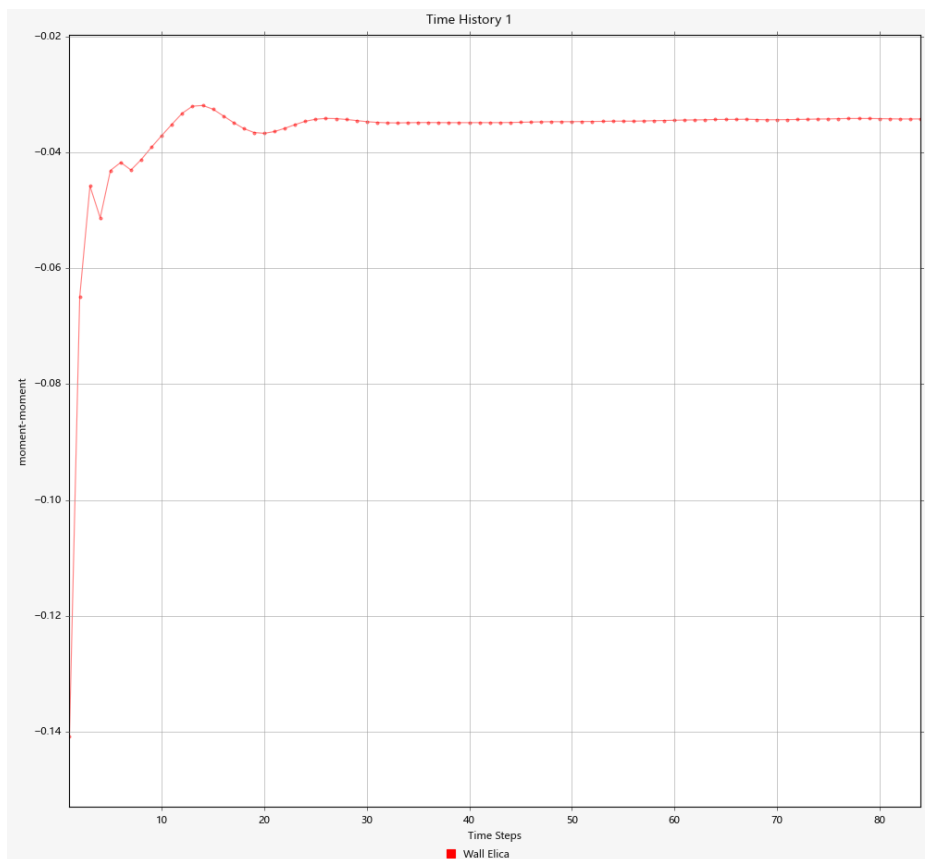


Figura 6.45: Momento parallelo a X applicato sulle pareti della ventola in funzione dei *Time Steps* per la configurazione venti alette

Analizzando il plot **moment** – **Time Steps**, nel quale è rappresentato il momento applicato alla ventola parallelo alla velocità di rotazione (**x moment**), evinciamo che risulta essere pari a: 0.0342 Nm .

Dunque, la potenza assorbita dalla ventola risulterà essere:

$$P = x \text{ moment} \cdot \omega = 0.0340 \text{ Nm} \cdot 314.16 \text{ rad/s} = 10.74 \text{ W}$$

➤ *Massa della carcassa m*

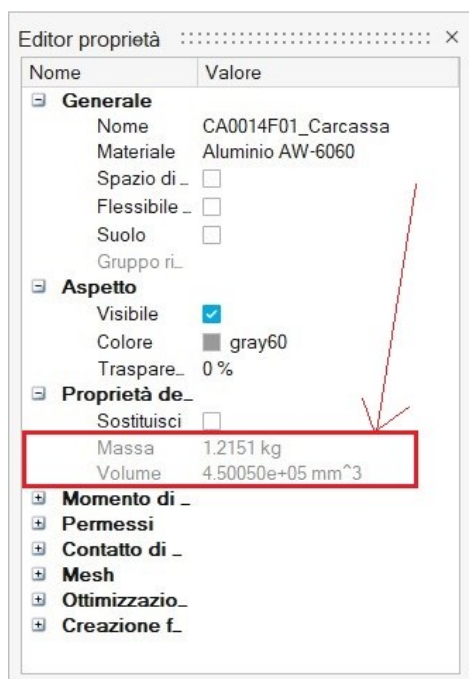
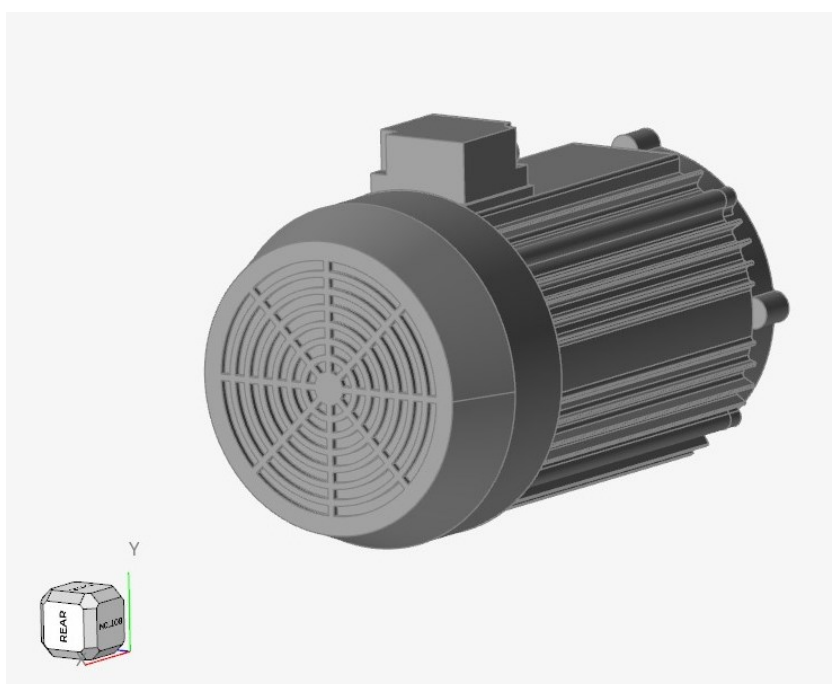


Figura 6.46: Massa della carcassa ottenuta per la configurazione venti alette

6.6 Configurazione ventisei alette

Per questa configurazione il numero di alette scelto è pari a ventisei. Ponendo poi la carcassa all'interno del quadrato di ingombri otteniamo la seguente geometria:



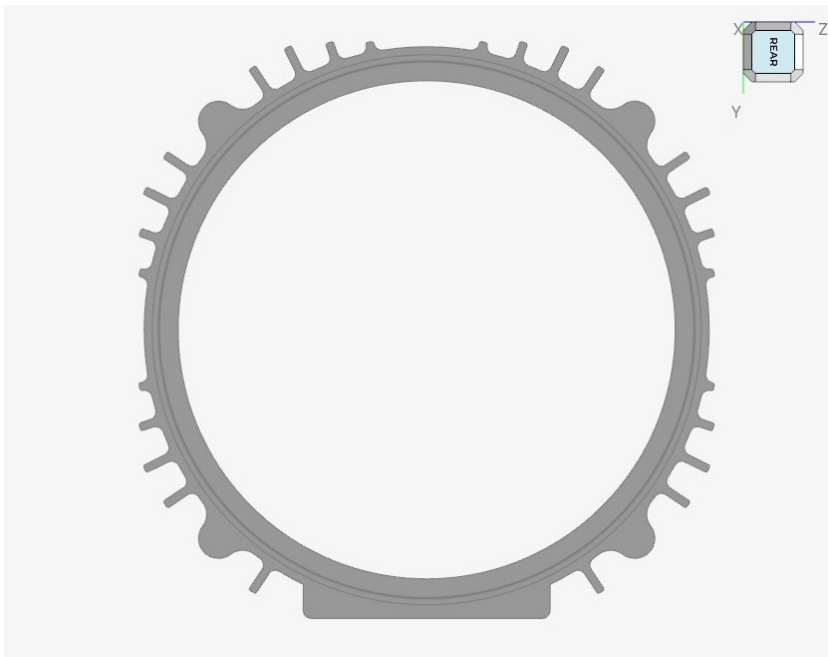


Figura 6.47: Geometria configurazione ventisei alette

6.6.1 Impostazioni simulazione e risultati fluidodinamici

Le impostazioni e i parametri di simulazione e *mesh* dati rimangono gli stessi identici a quelli utilizzati per la configurazione *baseline*; rimando al capitolo 2.2.1 per le immagini riassuntive di tale settaggio. Inoltre, per il calcolo della massa totale della carcassa è stato impostato lo stesso materiale scelto per la configurazione numero alette minimo (Fig.6.3).

La simulazione è arrivata correttamente a convergenza con residui sotto a $1 \cdot 10^{-3}$, in mezza giornata di calcolo:

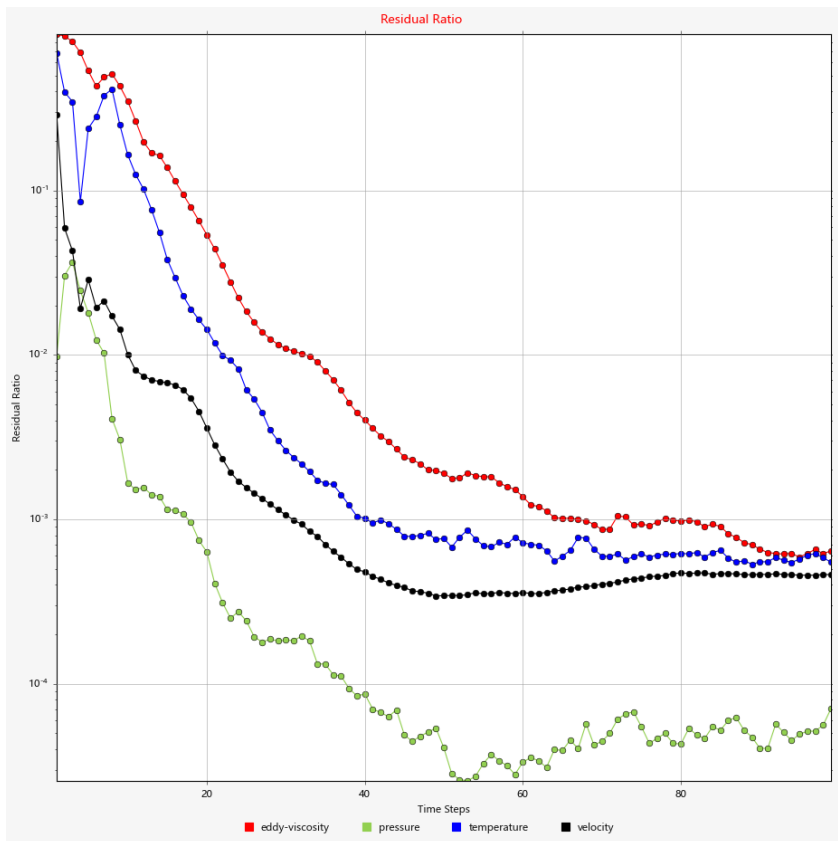


Figura 6.48: Residui, configurazione ventisei alette

Al solito riporto di seguito il valore del y^+ ottenuto, per confermare la validità della simulazione effettuata:

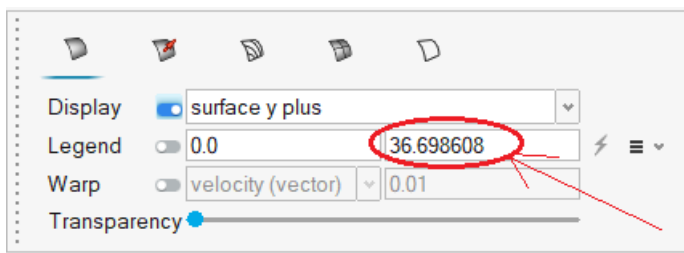


Figura 6.49: Valore picco y^+ configurazione sedici alette

Tale valore calcolato rientra perfettamente entro i valori limite consigliati dalla guida *Altair*.

Riporto di seguito rispettivamente i valori del *coefficiente di scambio termico convettivo h* (*surface film coefficient*) mediato sulla superficie esterna della carcassa (vedi Figura 4.3) con relativo picco, i valori della *temperatura T* mediata sulla superficie esterna della carcassa con picco massimo, la *Potenza P* assorbita dalla ventola per le perdite di ventilazione e la *massa m* della carcassa calcolata:

➤ *Coefficiente di scambio termico convettivo h*

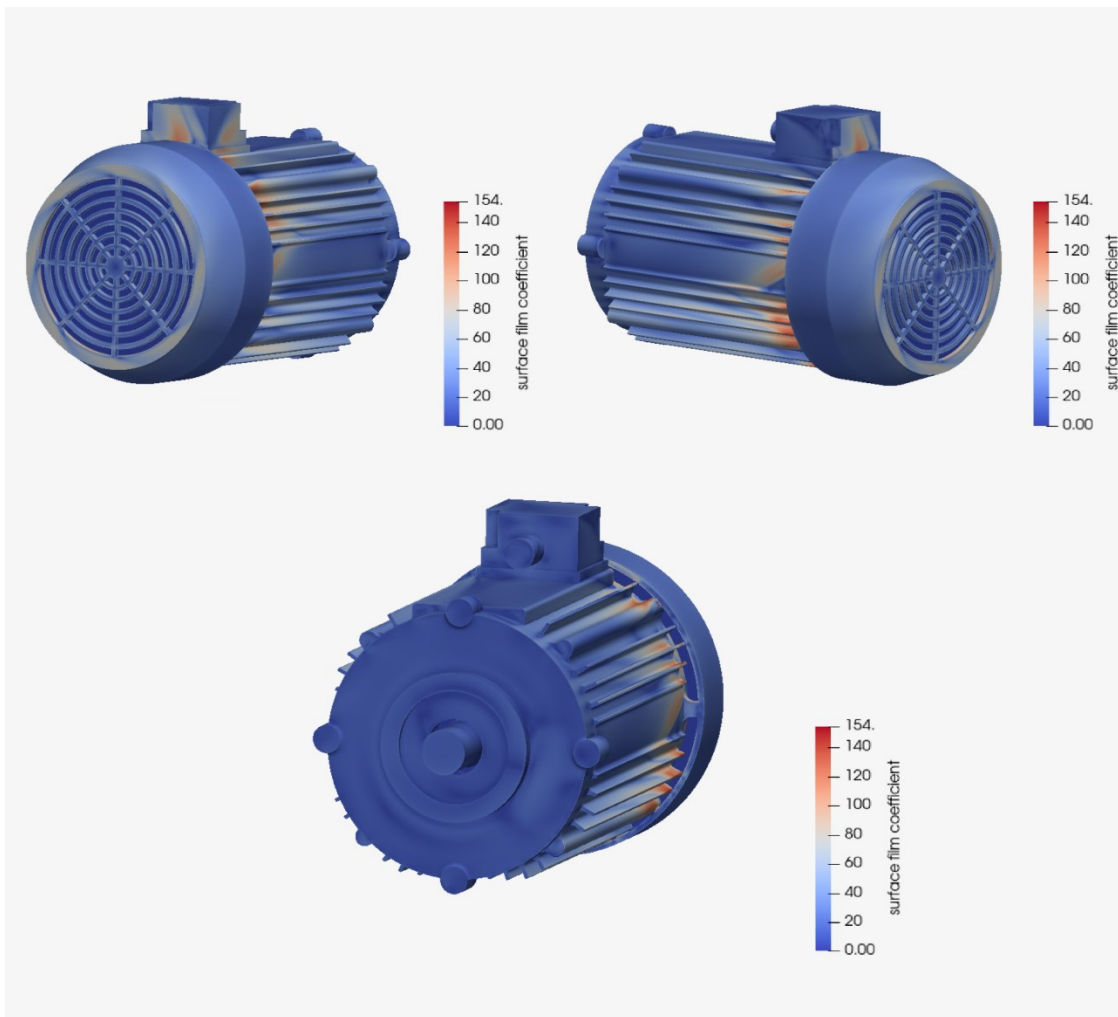


Figura 6.50: *Surface plot* coefficiente scambio termico convettivo h , configurazione ventisei alette

	Sum	Average
eddy viscosity	0.0	0.0
pressure	-0.29730676	-1.4636292
surface film coefficient	5.4857977	27.00636
surface y plus	1.2734621	6.2692023
temperature	67.636804	332.97325
x velocity	0.0	0.0
y velocity	0.0	0.0

Figura 6.51: Media superficiale coefficiente scambio termico convettivo h , configurazione ventisei alette

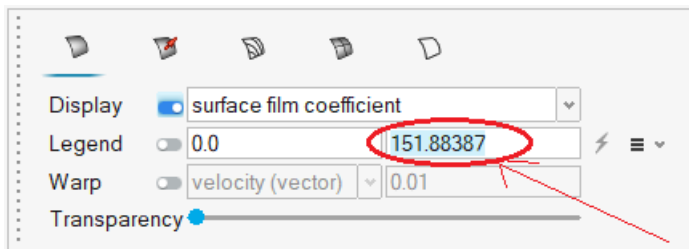


Figura 6.52: Media superficiale coefficiente scambio termico convettivo h , configurazione ventisei alette

➤ *Temperatura T*

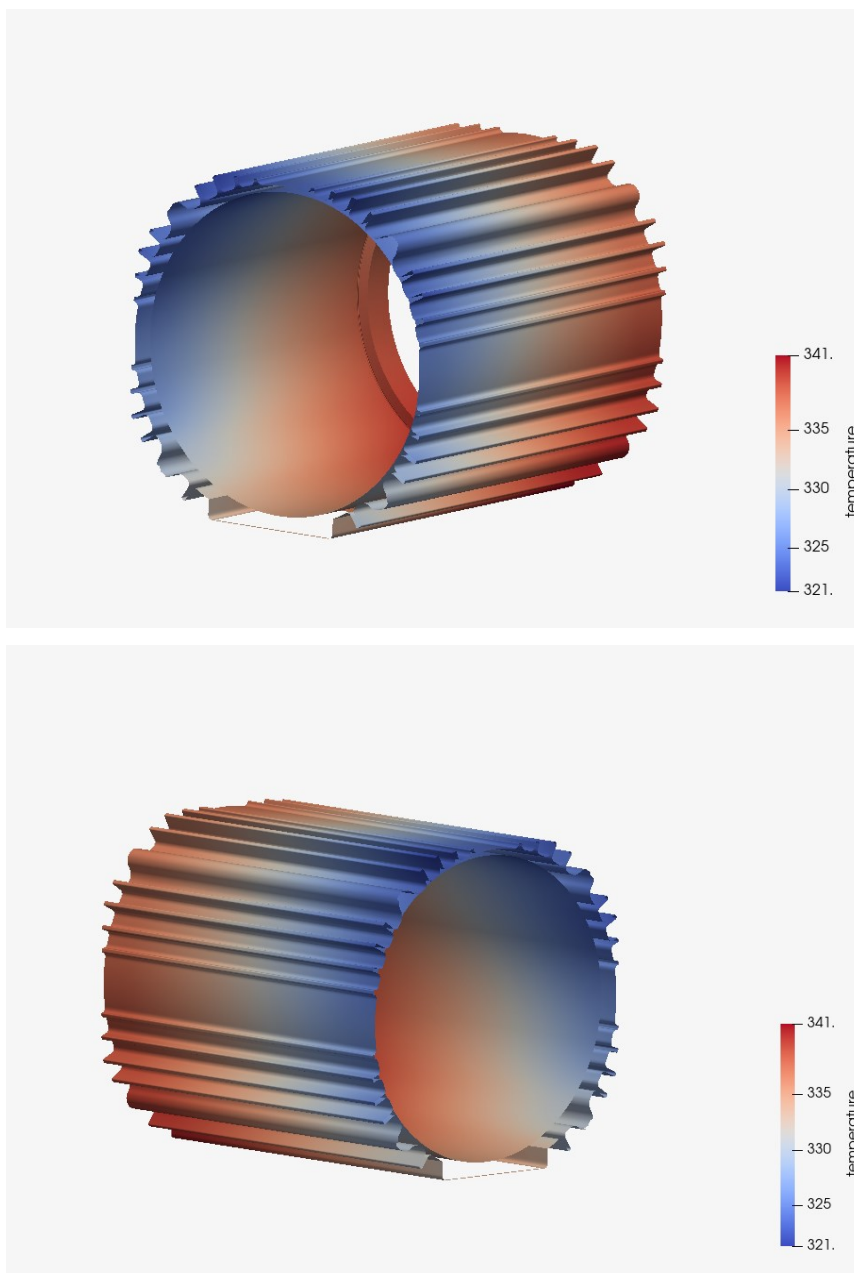


Figura 6.53: *Surface plot* temperatura T , configurazione ventisei alette

	Sum	Average
eddy viscosity	0.0	0.0
pressure	-0.29730676	-1.4636292
surface film coefficient	5.4857977	27.00636
surface y plus	1.2734621	6.2692023
temperature	67.636804	332.97325
x velocity	0.0	0.0
y velocity	0.0	0.0

Figura 6.54: Media superficiale temperatura T, configurazione ventisei alette

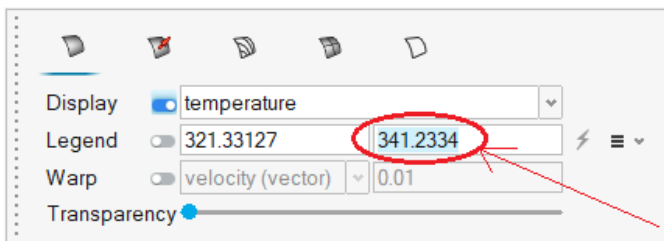


Figura 6.55: Valore di picco temperatura T, configurazione ventisei alette

➤ *Potenza assorbita dalla ventola P*

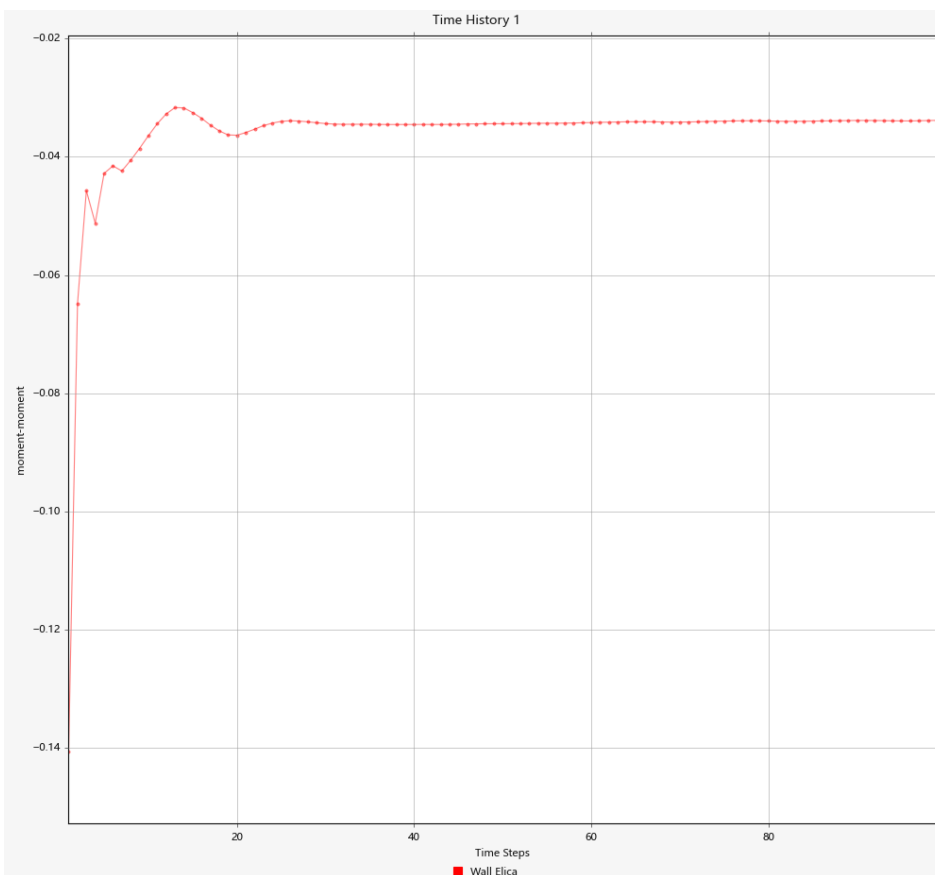


Figura 6.56: Momento parallelo a X applicato sulle pareti della ventola in funzione dei *Time Steps* per la configurazione ventisei alette

Analizzando il plot **moment – Time Steps**, nel quale è rappresentato il momento applicato alla ventola parallelamente alla velocità di rotazione (**x moment**), evinciamo che risulta essere pari a: 0.0342 Nm .

Dunque, la potenza assorbita dalla ventola risulterà essere:

$$P = x \text{ moment} \cdot \omega = 0.0338 \text{ Nm} \cdot 314.16 \text{ rad/s} = 10.62 \text{ W}$$

➤ *Massa della carcassa **m***



Figura 6.57: Massa della carcassa ottenuta per la configurazione ventisei alette

6.7 Configurazione trentadue alette

In quest'ultima configurazione si è scelto un numero di alette pari a trentadue. Ponendo poi la carcassa all'interno del quadrato di ingombri otteniamo la seguente geometria:

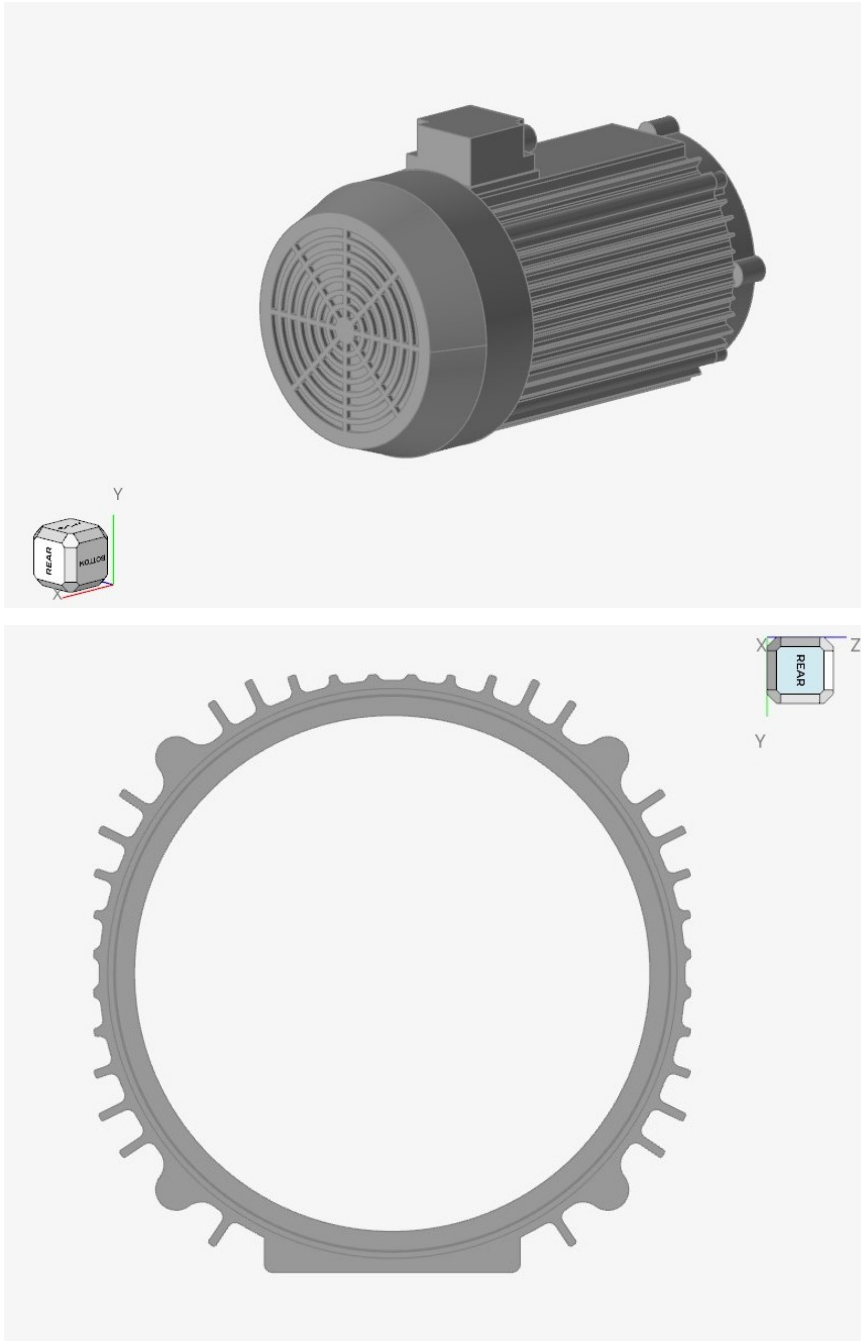


Figura 6.58: Geometria configurazione trentadue alette

6.7.1 Impostazioni simulazione e risultati fluidodinamici

Le impostazioni e i parametri di simulazione e *mesh* dati rimangono gli stessi identici a quelli utilizzati per la configurazione *baseline*; rimando al capitolo 2.2.1 per le immagini riassuntive di tale settaggio. Inoltre, per il calcolo della massa totale della carcassa è stato impostato lo stesso materiale scelto per la configurazione numero alette minimo (Fig. 6.3).

La simulazione è arrivata correttamente a convergenza con residui sotto a $1 \cdot 10^{-3}$, in mezza giornata di calcolo:

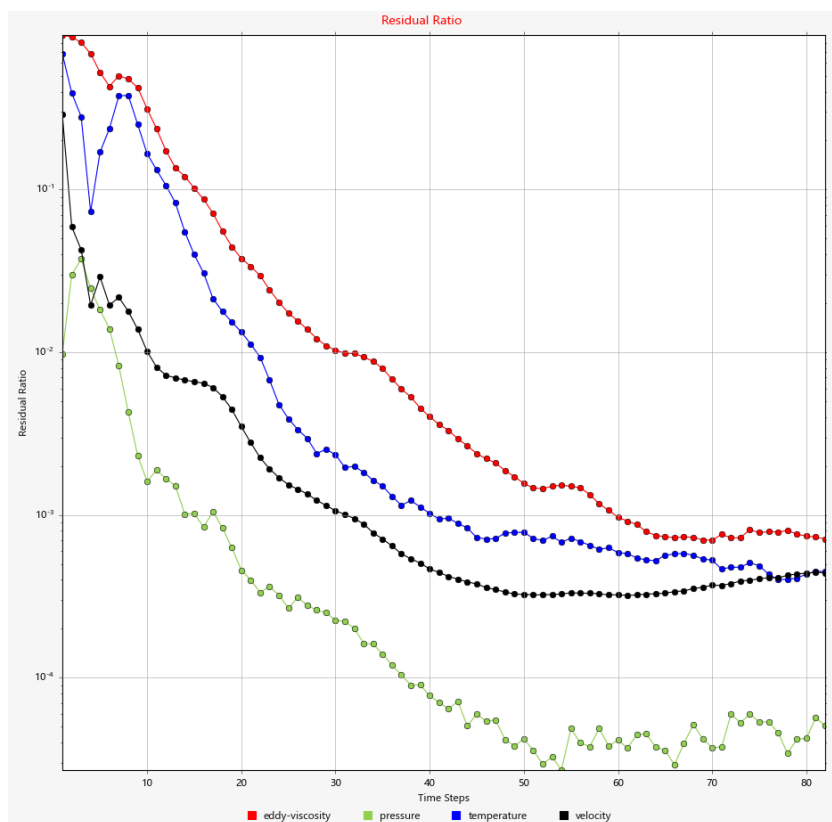


Figura 6.59: Residui, configurazione trentadue alette

Al solito riporto di seguito il valore del y^+ ottenuto, per confermare la validità della simulazione effettuata:

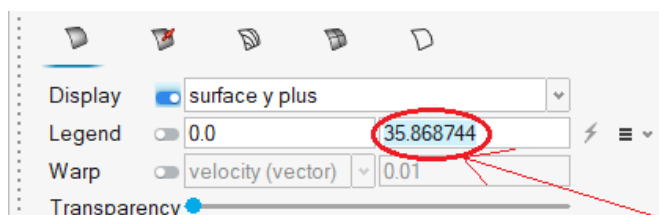


Figura 6.60: Valore picco y^+ configurazione trentadue alette

Tale valore calcolato rientra perfettamente entro i valori limite consigliati dalla guida *Altair*.

Riporto di seguito rispettivamente i valori del *coefficiente di scambio termico convettivo h* (*surface film coefficient*) mediato sulla superficie esterna della carcassa (vedi figura 4.3) con relativo picco, i valori della *temperatura T* mediata sulla superficie esterna della carcassa con picco massimo, la *Potenza P* assorbita dalla ventola per le perdite di ventilazione e la *massa m* della carcassa calcolata:

➤ *Coefficiente di scambio termico convettivo h*

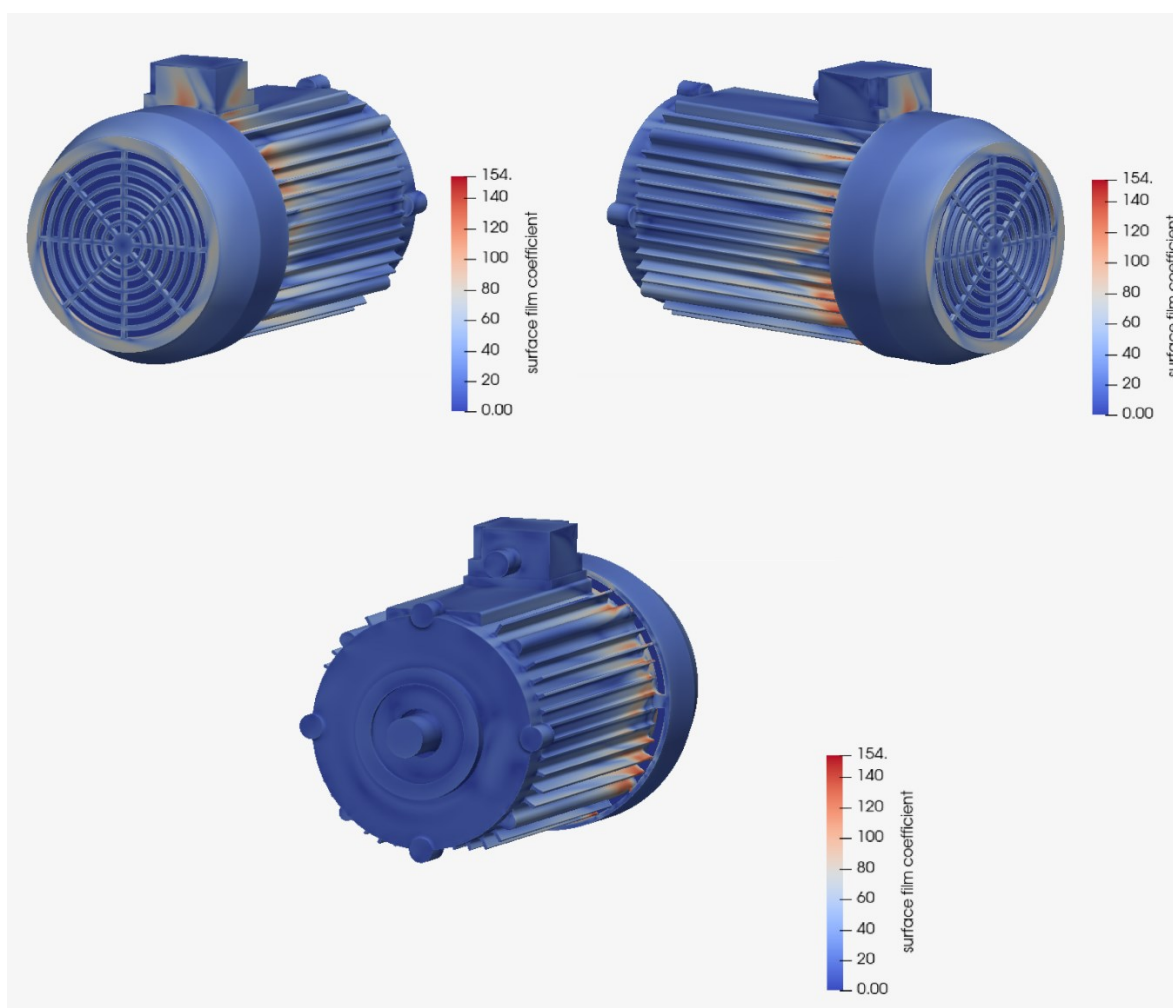


Figura 6.61: *Surface plot* coefficiente scambio termico convettivo h , configurazione trentadue alette

Integration results

	Sum	Average
eddy viscosity	0.0	0.0
pressure	-0.29441033	-1.4401613
surface film coefficient	5.6222506	27.502253
surface y plus	1.2662408	6.1940451
temperature	68.034467	332.80287
x velocity	0.0	0.0
y velocity	0.0	0.0

Figura 6.62: Media superficiale coefficiente scambio termico convettivo h , configurazione trentadue alette

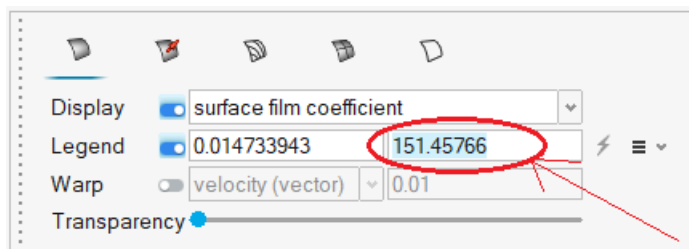
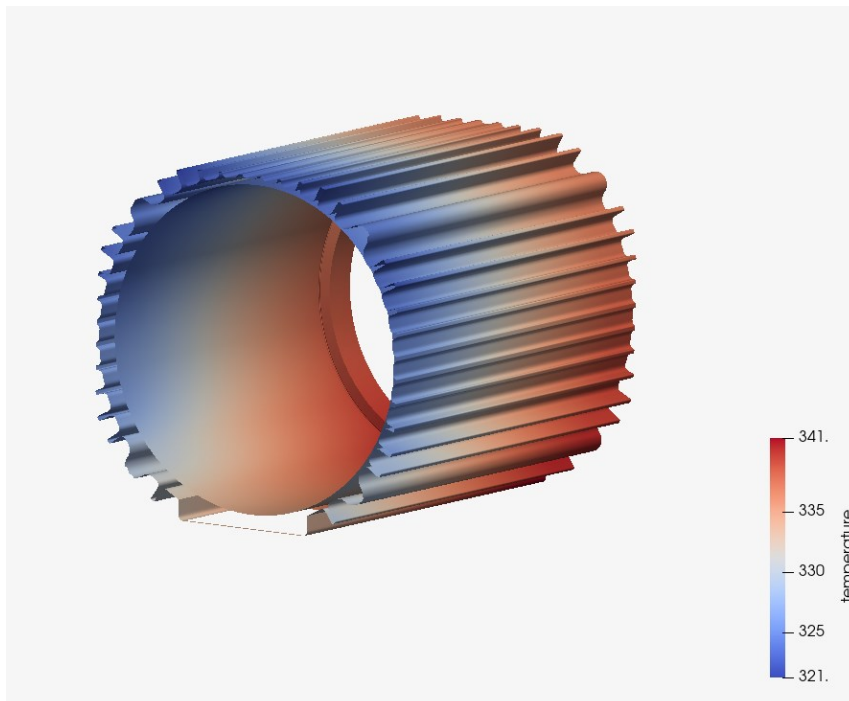


Figura 6.63: Valore di picco coefficiente scambio termico convettivo h , configurazione trentadue alette

➤ *Temperatura T*



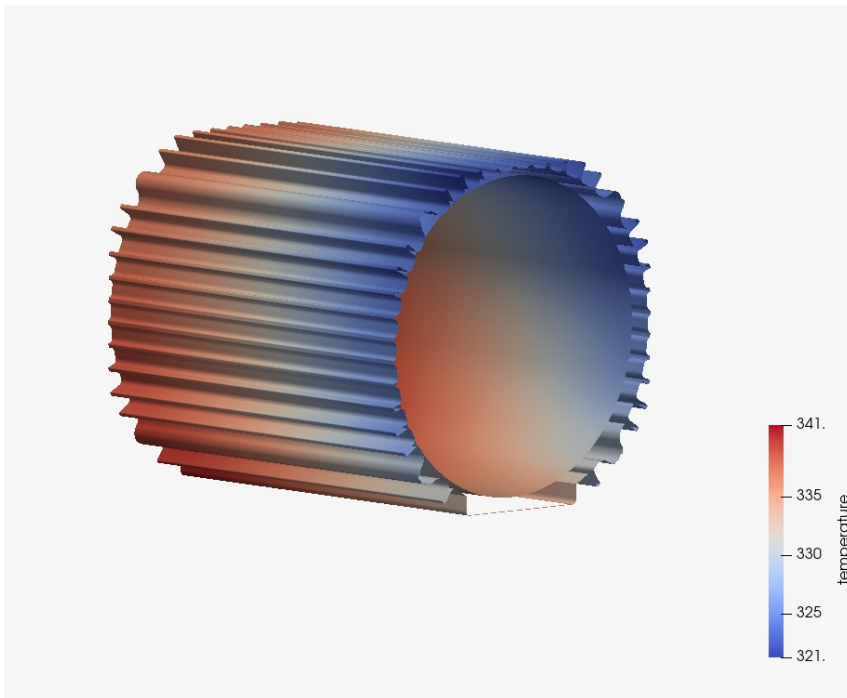


Figura 6.64: *Surface plot* temperatura T, configurazione trentadue alette

Integration results

	Sum	Average
eddy viscosity	0.0	0.0
pressure	-0.29441033	-1.4401613
surface film coefficient	5.6222506	27.502253
surface y plus	1.2662408	6.1940451
temperature	68.034467	332.80287
x velocity	0.0	0.0
y velocity	0.0	0.0

Figura 6.65: Media superficiale temperatura T, configurazione trentadue alette

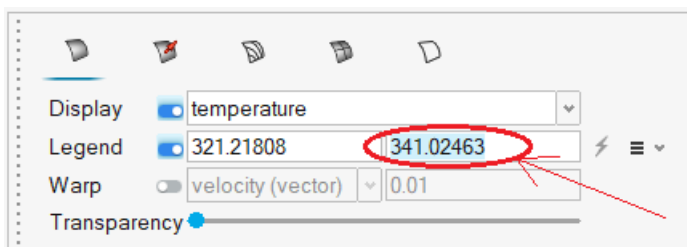


Figura 6.66: Valore di picco temperatura T, configurazione venti alette

➤ *Potenza assorbita dalla ventola **P***

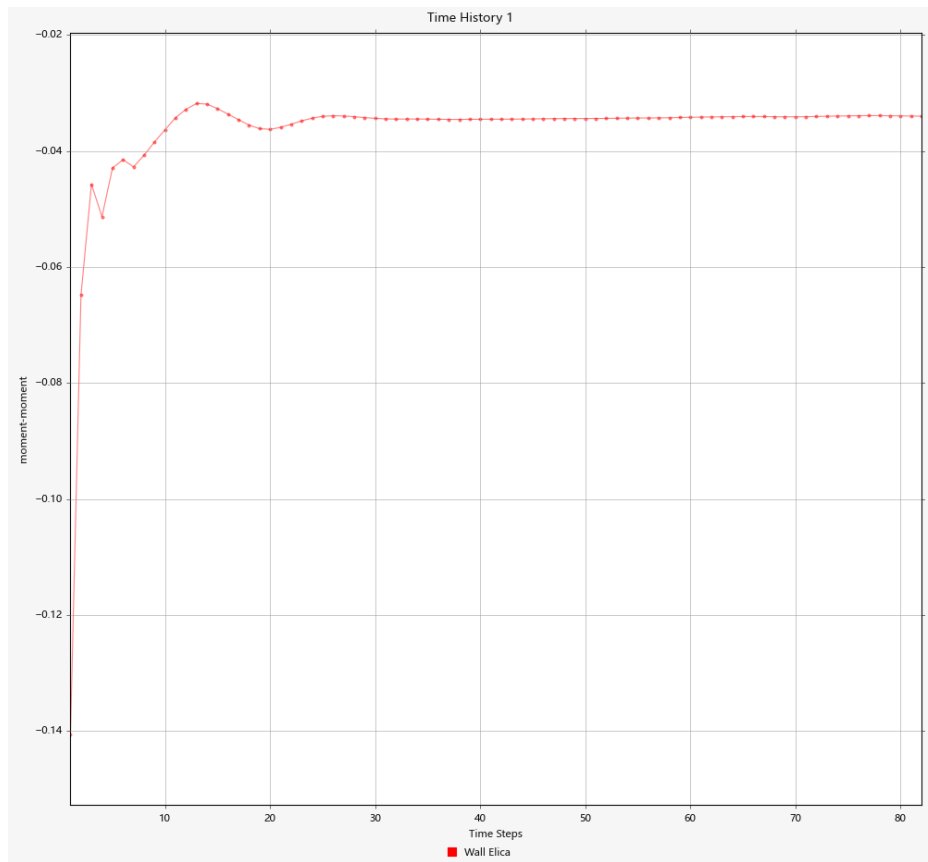


Figura 6.67: Momento parallelo a X applicato sulle pareti della ventola in funzione dei *Time Steps* per la configurazione trentadue alette

Analizzando il plot **moment – Time Steps**, nel quale è rappresentato il momento applicato alla ventola parallelo alla velocità di rotazione (**x moment**), evinciamo che risulta essere pari a: 0.0342 Nm

Dunque, la potenza assorbita dalla ventola risulterà essere:

$$P = x \text{ moment} \cdot \omega = 0.0340 \text{ Nm} \cdot 314.16 \text{ rad/s} = 10.74 \text{ W}$$

➤ *Massa della carcassa m*



Figura 6.68: Massa della carcassa ottenuta per la configurazione trentadue alette

6.8 Risultati finali e conclusioni

Condensando i dati ottenuti dalle simulazioni fluidodinamiche effettuate precedentemente per le varie configurazioni, possiamo andare a graficare l'andamento delle grandezze scelte in funzione del numero di alette, in modo tale da individuare il comportamento al variare del numero delle stesse.

Riporto dunque di seguito rispettivamente una tabella riassuntiva e i grafici ottenuti:

Tabella 6.1: Tabella riassuntiva studio numero di alette ideale

CONFIGURAZIONE	MASSA [kg]	\bar{T} [K]	\bar{H} [$\frac{W}{m^2 K}$]	P_w [W]
8 Alette	1,15	346,9	21,0	10.80
14 Alette	1,19	338,3	24,6	10.68
16 Alette	1,20	337,6	25,5	10.68
20 Alette	1,22	335,3	26,5	10.74
26 Alette	1,26	333,0	27,0	10.62
32 Alette	1,27	332,8	27,5	10.68

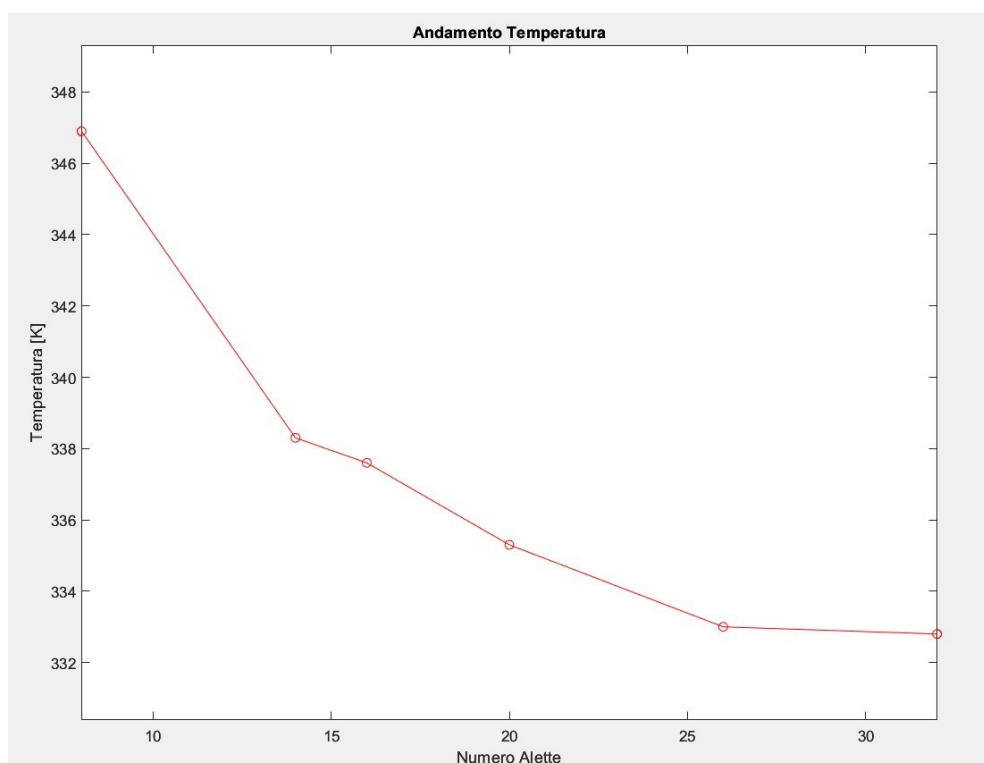


Figura 6.69: Andamento temperatura T media della carcassa in funzione del numero di alette

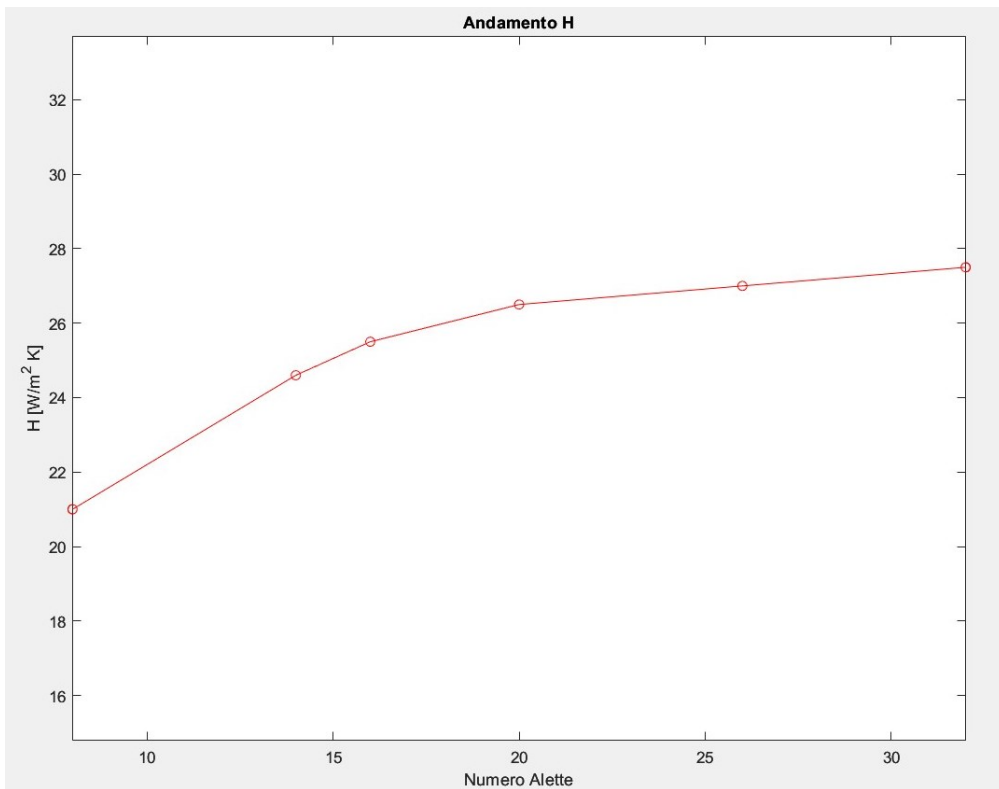


Figura 6.70: Andamento coefficiente scambio termico convettivo h in funzione del numero di alette

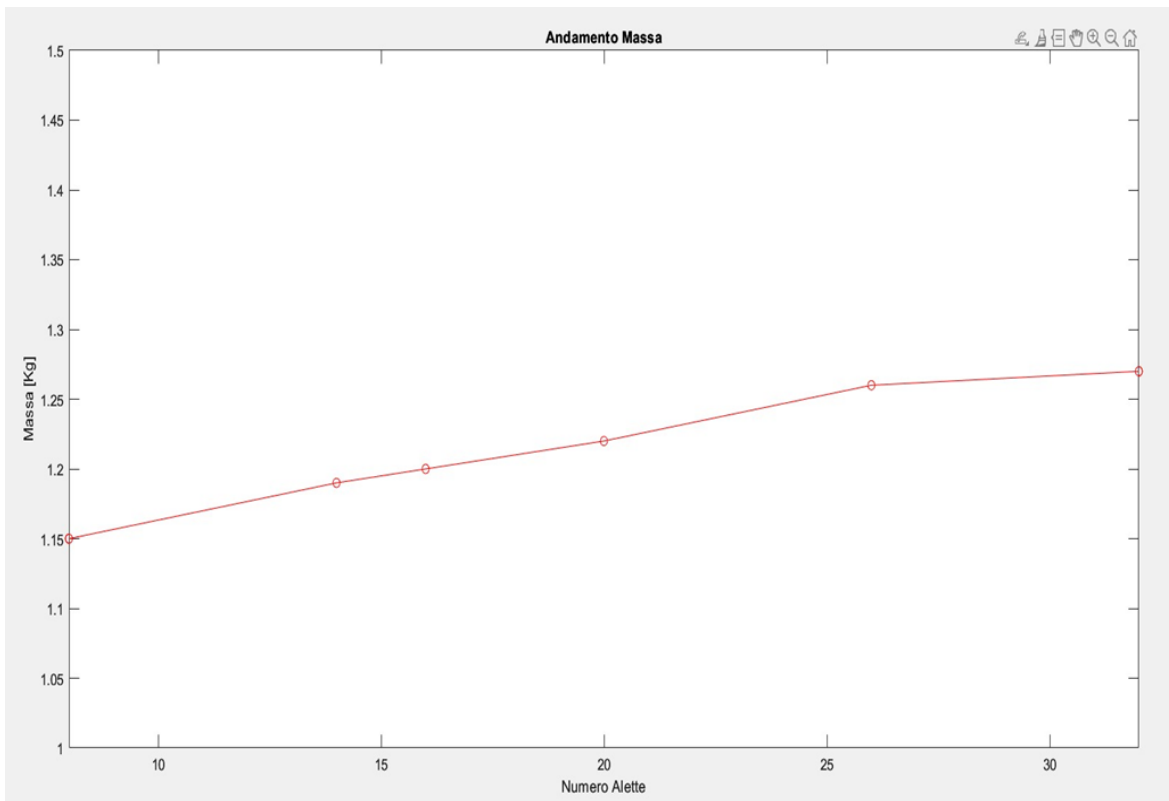


Figura 6.71: Andamento massa della carcassa in funzione del numero di alette

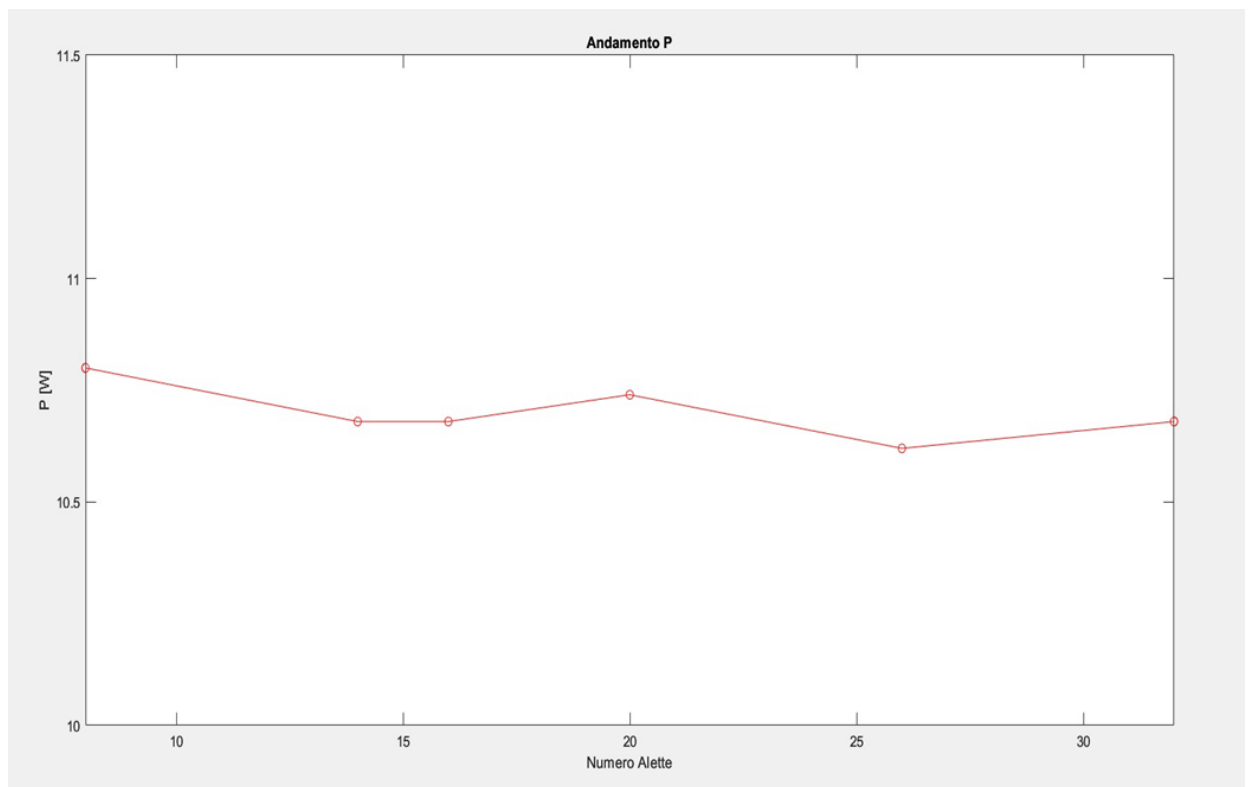


Figura 6.72: Andamento Potenza assorbita dalla ventola in funzione del numero di alette

Le grandezze fluidodinamiche più sensibili alla variazione del numero di alette sono sicuramente la *Temperatura T* e il *coefficiente di scambio termico convettivo H* .

Notiamo infatti una pendenza abbastanza pronunciata per entrambi gli andamenti, dove nel caso della *Temperatura* risulta essere negativa, dal momento che aumentando il numero di alette aumenta l'area di scambio e conseguentemente l'entità del raffreddamento. Contrariamente la pendenza dell'andamento del *coefficiente H* risulta essere positiva, dovuta sempre all'aumento dell'area di scambio e quindi all'entità del raffreddamento, e ad un aumento dell'efficienza fluidodinamica del flusso che si crea nei canali alettati. Passando infine ad analizzare le ultime due grandezze studiate, notiamo che aumentando il numero di alette conseguentemente aumenta anche la *massa della carcassa m* , mentre per quanto riguarda la *Potenza P* persa per ventilazione possiamo osservare che rimane abbastanza costante all'aumentare del numero di alette: essendo infatti la carcassa posta internamente ad un quadrato di ingombri, pur aumentando il numero di alette, l'ostruzione che si va a formare è comunque molto contenuta.

Sapendo che è buona norma mantenere una temperatura esterna della carcassa al di sotto dei $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ per garantire un buon funzionamento del motore da un punto di vista meccanico ed elettromagnetico, possiamo concludere dallo studio appena presentato, che per questa applicazione un buon compromesso può essere rappresentato da un numero di alette pari a sedici. Infatti, con le condizioni poste in questa applicazione, la temperatura esterna della carcassa per la configurazione con sedici alette risulta essere pari a 337.6 K che corrispondono a circa $64.5\text{ }^{\circ}\text{C}$, temperatura più che accettabile. Tuttavia, come già accennato, tale valore è valido solo per le condizioni al contorno poste in quest'applicazione, infatti, se cambia la temperatura esterna di utilizzo cambia di conseguenza anche la temperatura raggiunta dalla carcassa ed il numero di alette ideale.

Bibliografia

- [1] E. Fiorucci, G. Bucci, A. Ometto, F. Parasiliti Collazzo, M. Villani, “*Determinazione dell’incertezza nella misura del rendimento di motori asincroni polifase secondo i metodi prescritti dalla norma IEC 60034-2-1*”, settembre 2016, https://www.enea.it/it/Ricerca_sviluppo
- [2] Çavus. B and Najafi. A, “*Thermal Analysis of Brushless Doubly Fed Induction Machine*”, IEEE Xplore, 2018
- [3] Bin Zhang, Ronghai Qu, Senior Member, IEEE, Xinggang Fan, and Jin Wang, Member, IEEE, “*Thermal and Mechanical Optimization of Water Jacket of Permanent Magnet Synchronous Machines for EV Application*”, IEEE Xplore, 2015
- [4] Z. Yao, R. K. Mandel and F. P. McCluskey, “*Cooling Jacket for High Power Density Segmented Electric Motor*”, IEEE Xplore, 2022
- [5] Junfei Tang. A, “*Design and Control of Electrically Excited Synchronous Machines for Vehicle Applications*”, Chalmers University of technology Gothenburg, Department of Electrical Engineering, Sweden, 2021
- [6] Anderson, J. D., “*Fundamentals of Aerodynamics*” McGraw-Hill Education, 2011
- [7] MATLAB documentation, MathWorks
- [8] ALTAIR, Altair HyperWorksCFD 2021, user's guide, 2021, <https://2021.help.altair.com/2021/hwdesktop/cfd/index.htm>