

Pillole di Fluidodinamica

e breve introduzione alla CFD

ConoscereLinux - Modena Linux User Group

Dr. D. Angeli diego.angeli@unimore.it



UNIMORE

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI
MODENA E REGGIO EMILIA

**Dipartimento di Scienze e Metodi
dell'Ingegneria**

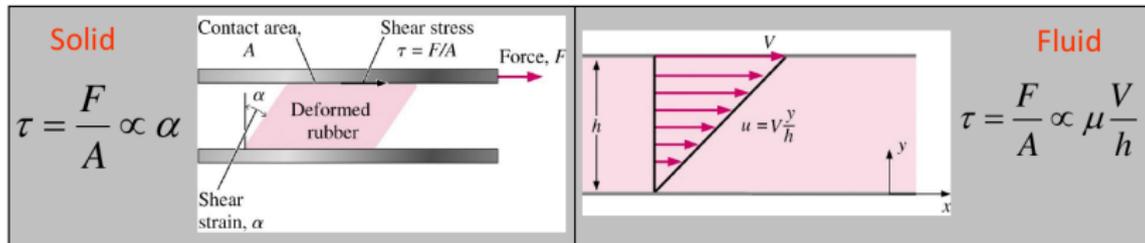
mimesis
Fluid dynamics & energy

Sommario

- 1 **Introduzione**
- 2 Equazioni di conservazione
- 3 CFD e griglie
- 4 Modelli di turbolenza

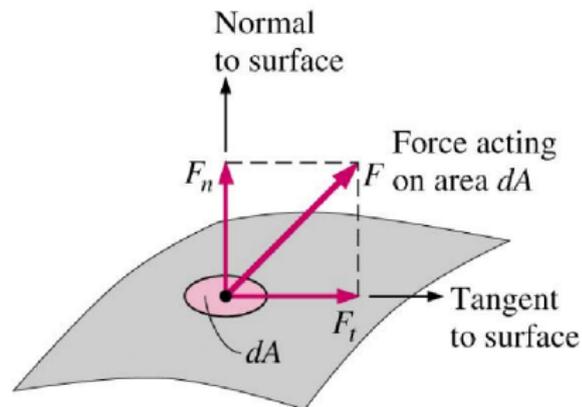
Cos'è un fluido?

- Un fluido è una sostanza in forma liquida o gassosa
- Distinzione tra solido e fluido:
 - un solido può resistere ad uno sforzo di taglio deformandosi, e la tensione è proporzionale alla deformazione
 - un fluido si deforma continuamente a fronte dell'applicazione di uno sforzo di taglio; per i fluidi cosiddetti "Newtoniani" la tensione è proporzionale alla velocità di deformazione:



Sforzi normali e di taglio

- La *tensione* è una grandezza vettoriale definita come una forza per unità di superficie
- La componente normale della tensione è anche chiamata *sforzo normale*: essa coincide con la *pressione* in un fluido in quiete
- La componente tangenziale è chiamata *sforzo di taglio*

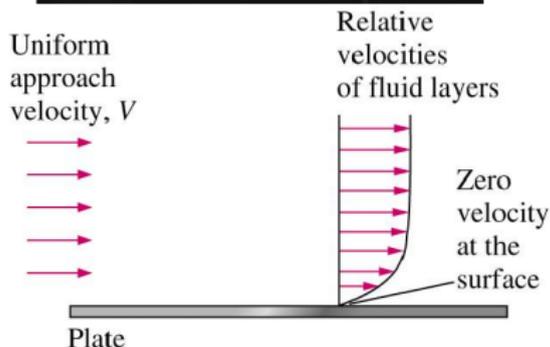
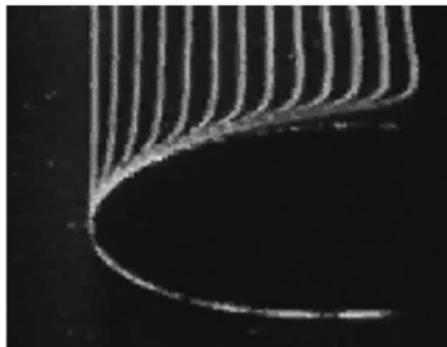


Condizione di aderenza (no-slip)

- Un fluido a diretto contatto con una superficie solida “aderisce” alla superficie a causa dell'attrito viscoso
- Il flusso nella regione adiacente alla parete rallenta, creando così un gradiente di velocità
- È da qui che nascono gli *sforzi di taglio* τ tra gli strati di fluido che scorrono l'uno sull'altro a velocità diverse
- Per un'ampia classe di fluidi (*fluidi newtoniani*), il legame tra sforzi di attrito e gradiente di velocità è lineare:

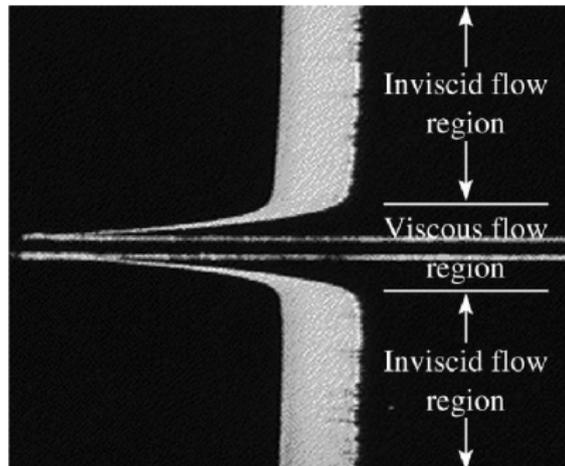
$$\tau = \mu \frac{\partial w}{\partial y}$$

- La costante di proporzionalità μ è detta *viscosità dinamica*, [Pa s]

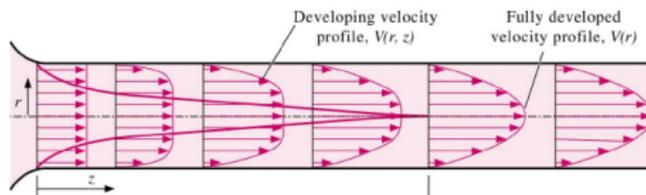


Regioni viscosse e inviscide

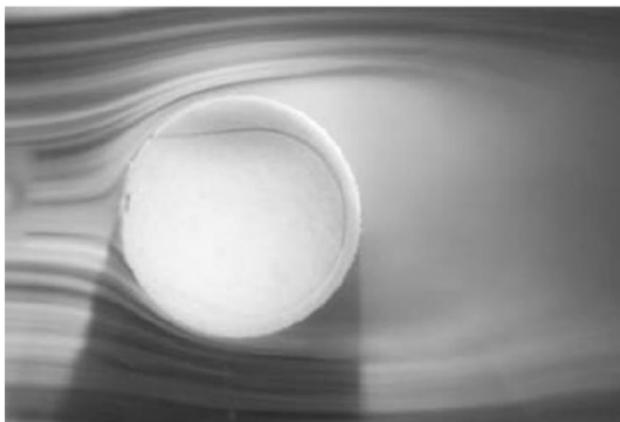
- Le regioni di flusso dove gli effetti di attrito sono significativi sono chiamate *regioni viscosse*. Solitamente tali regioni sono localizzate vicino a superfici solide.
- Le regioni di flusso dove gli effetti di attrito sono trascurabili rispetto agli effetti inerziali o alle forze di pressione sono chiamate *regioni inviscide*.



Flussi interni e esterni



- I flussi interni sono dominati dall'influenza della viscosità in tutto il campo di moto.
- Nei flussi esterni, gli effetti viscosi sono limitati allo *strato limite* e alla *scia*



Flussi incomprimibili e comprimibili

- Un flusso è considerato incomprimibile se la densità ρ del fluido è approssimativamente costante
- I flussi di liquidi sono tipicamente incomprimibili
- I flussi di gas sono spesso comprimibili, specie ad alte velocità.
- Un indicatore della comprimibilità del flusso è il *numero di Mach*

$$Ma = v/c$$

(c = velocità del suono):

- $Ma < 0.3$ incomprimibile
- $Ma < 1$ subsonico
- $Ma = 1$ sonico
- $Ma > 1$ supersonico
- $Ma \gg 1$ ipersonico



Flussi laminari e turbolenti

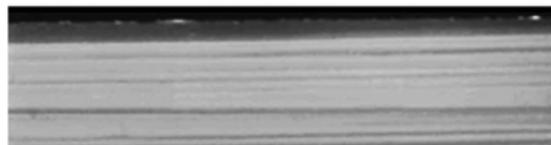
- Flusso *laminare*: flusso altamente ordinato, con linee di flusso parallele
- Flusso *turbolento*: flusso altamente disordinato, caratterizzato da fluttuazioni di velocità e vortici di varie scale
- Flusso *transizionale*: flusso che presenta regioni sia laminari che turbolente
- Il parametro principale che determina se un flusso è laminare o turbolento è il numero di Reynolds

$$Re = \frac{v L}{\nu}$$

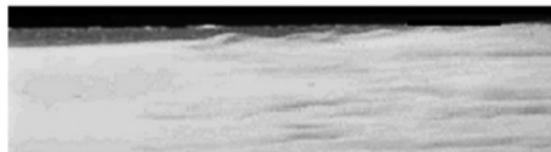
v è una velocità caratteristica

L è una lunghezza caratteristica

$\nu = \mu/\rho$ è la *viscosità cinematica del fluido*, [m²/s]



Laminar



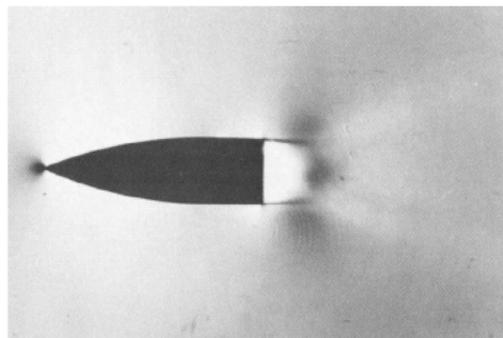
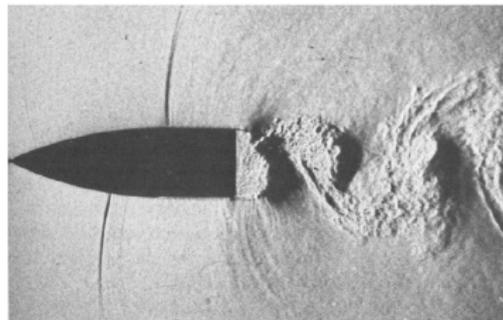
Transitional



Turbulent

Flussi stazionari e non

- La *stazionarietà* di un flusso indica che non vi sono variazioni nel tempo delle grandezze che lo descrivono (velocità, pressione)
- Al contrario un flusso *non stazionario* è caratterizzato da variazioni nel tempo, che possono essere:
 - effetti transitori iniziali
 - fluttuazioni periodiche
 - effetti derivanti da forzanti del flusso che variano nel tempo
- N.B. Un flusso turbolento è intrinsecamente non stazionario, ma in diversi approcci è trattato come *statisticamente stazionario*



Sommario

- 1 Introduzione
- 2 Equazioni di conservazione**
- 3 CFD e griglie
- 4 Modelli di turbolenza

Nomenclatura

ρ	densità [kg/m ³]
\mathbf{u}	vettore velocità [m/s]
p	pressione [Pa]
T	temperatura [K]
μ	viscosità dinamica [Pa s]
ν	viscosità cinematica [m ² /s]
\mathbf{g}	accelerazione di gravità [m/s ²]
\mathcal{T}	tensore degli sforzi [Pa]
\mathbf{f}	forze di volume [N/m ³]
c	calore specifico [J/(kg K)]
λ	conduttività termica [W/(m K)]
α	diffusività termica [m ² /s]

$\frac{\partial(\cdot)}{\partial t}$	derivata temporale
$\nabla(\cdot)$	gradiente
$\nabla \cdot (\cdot)$	divergenza
$\nabla^2(\cdot)$	laplaciano

Conservazione della massa (continuità)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0$$

 $\frac{\partial \rho}{\partial t}$

variazione della densità nel tempo all'interno del volume unitario

 $\nabla \cdot (\rho \mathbf{u})$

flusso netto di massa attraverso il contorno del volume unitario

Conservazione della quantità di moto

$$\frac{\partial(\rho\mathbf{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\mathbf{u}\mathbf{u}) = \nabla \cdot \mathcal{T} + \mathbf{f}$$

$$\frac{\partial(\rho\mathbf{u})}{\partial t}$$

variazione della quantità di moto nel tempo all'interno del volume unitario

$$\nabla \cdot (\rho\mathbf{u}\mathbf{u})$$

flusso netto di quantità di moto attraverso il contorno del volume unitario

$$\nabla \cdot \mathcal{T}$$

risultante delle forze di superficie agenti sul contorno del volume unitario

$$\mathbf{f}$$

risultante delle forze di volume agenti sul volume unitario

Inserendo il legame costitutivo dei fluidi Newtoniani e la pressione nel tensore \mathcal{T} , e considerando la forza peso come l'unica forza di volume presente, si ottiene l'Equazione di Navier-Stokes:

$$\frac{\partial(\rho\mathbf{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\mathbf{u}\mathbf{u}) = -\nabla p + \mu \left[\nabla^2 \mathbf{u} + \frac{1}{3} \nabla (\nabla \cdot \mathbf{u}) \right] + \rho \mathbf{g}$$

Per flussi incomprimibili

Continuità

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0$$

Navier-Stokes

$$\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u} = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \nabla^2 \mathbf{u} + \mathbf{g}$$

A cui si possono aggiungere altre equazioni di trasporto, ad esempio la conservazione dell'energia termica (qui per flussi incomprimibili e in assenza di termini di generazione di calore e di dissipazione viscosa)

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla T = \alpha \nabla^2 T$$

Sommario

- 1 Introduzione
- 2 Equazioni di conservazione
- 3 CFD e griglie
- 4 Modelli di turbolenza

Schema di una sessione CFD

PRE-PROCESSING

1. Identificazione del dominio di simulazione
2. Modellazione geometrica
3. Generazione della griglia
4. Definizione tipologia di BCs
5. Esportazione mesh



CALCOLO

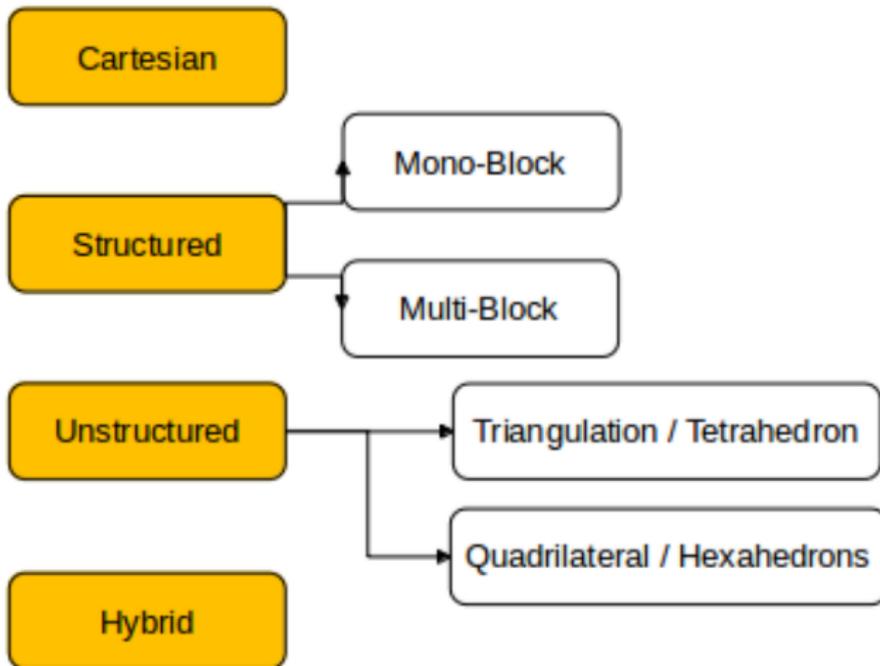
6. Attivazione dei modelli
7. Settaggio parametri soluzione
8. Definizione Materiali
9. Definizione delle condizioni al contorno
10. Calcolo Iterativo e salvataggio risultati



POST-PROCESSING

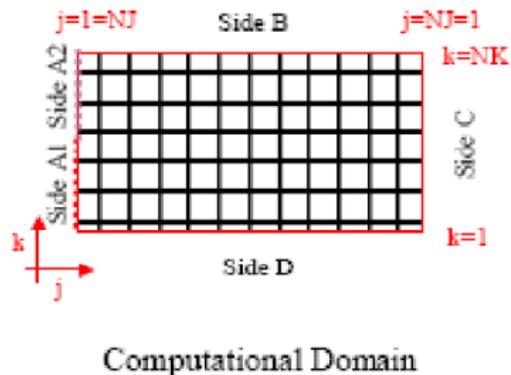
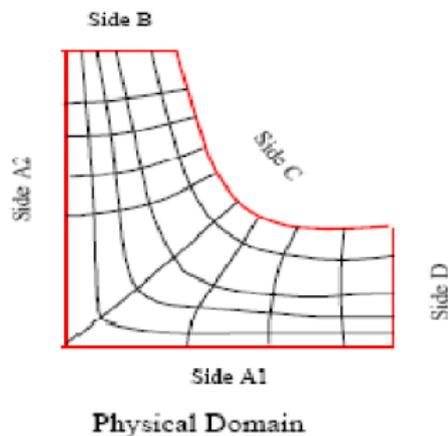
11. Analisi dei Risultati

Tipologie di mesh 1



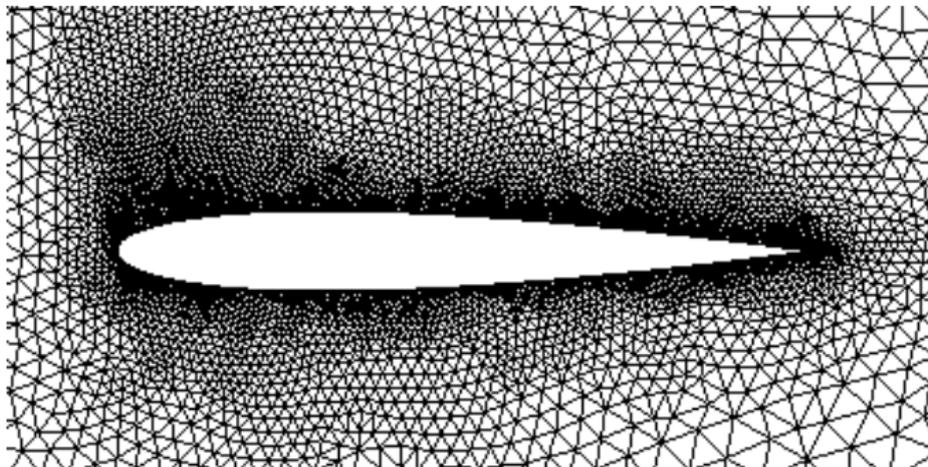
Tipologie di mesh 2

Griglia strutturata



Tipologie di mesh 3

Griglia non strutturata

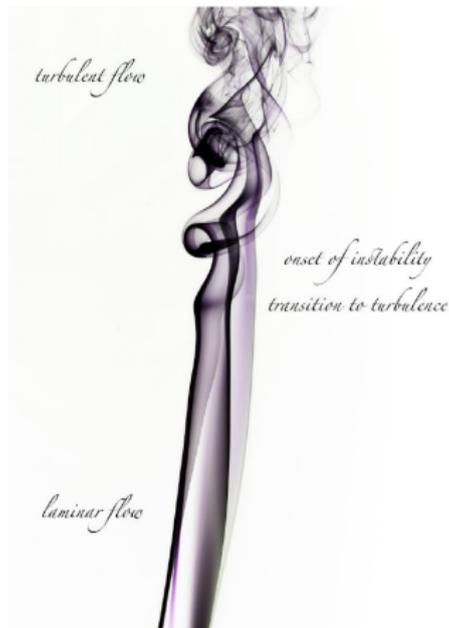


Sommario

- 1 Introduzione
- 2 Equazioni di conservazione
- 3 CFD e griglie
- 4 Modelli di turbolenza

Il problema della turbolenza 1

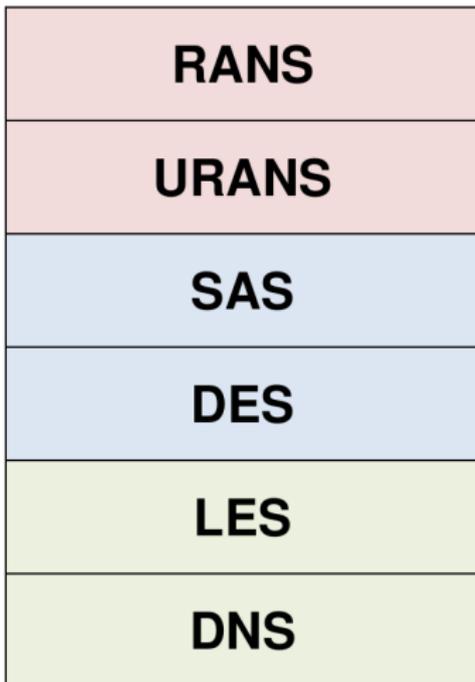
- La stragrande maggioranza dei flussi industriali e naturali sono turbolenti
- Le equazioni di Navier-Stokes, data la loro complessità, non sono in generale risolvibili analiticamente
- Da qui la necessità di modellare la turbolenza tramite formulazioni (“chiusure”) di differente natura e complessità



Il problema della turbolenza 2

- Modellare la turbolenza non è un compito facile
- Non esiste un modello di turbolenza universale, quindi occorre conoscere le potenzialità e le limitazioni dei modelli di turbolenza esistenti
- La scelta del modello più appropriato dipende dal problema specifico allo studio
- Le equazioni di chiusura richiedono condizioni iniziali e al contorno per le variabili turbolente
- Tutti i modelli di turbolenza sono in qualche modo calibrati a partire da dati sperimentali relativi a problemi fluidodinamici di base

Modellazione della turbolenza 1



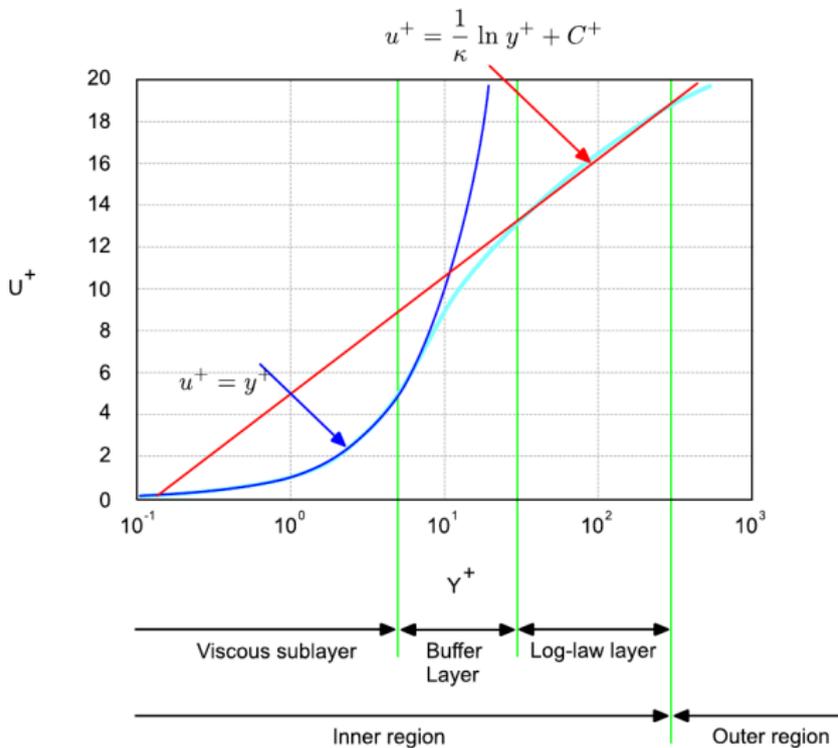
Modellazione della turbolenza 2

RANS/URANS	DES/LES	DNS
<ul style="list-style-type: none"> • Solves the time-averaged NSE. • All turbulent spatial scales are modeled. • Many models are available. One equation models, two equation models, Reynolds stress models, transition models, and so on. • This is the most widely approach for industrial flows. • Unsteady RANS (URANS), use the same equations as the RANS but with the transient term retained. • It can be used in 2D and 3D cases. 	<ul style="list-style-type: none"> • Solves the filtered unsteady NSE. • SGS scales are modeled, GS are resolved. • Resolves the temporal scales, hence requires small time-steps. • For most industrial applications, it is computational expensive. However, thanks to the current advances in parallel and scientific computing it is becoming affordable. • Many models are available. • It is intrinsically 3D and asymmetric. 	<ul style="list-style-type: none"> • Solves the unsteady laminar NSE. • Solves all spatial and temporal scales; hence, requires extremely fine meshes and small time-steps. • No modeling is required. • It is extremely computational expensive. • Not practical for industrial flows. • It is intrinsically 3D and asymmetric.

Principali modelli RANS

Model	Short description
Spalart-Allmaras	Suitable for external aerodynamics, turbomachinery and high speed flows. Good for mildly complex external/internal flows and boundary layer flows under pressure gradient. Performs poorly for free shear flows and flows with strong separation.
Standard k-epsilon	Robust. Widely used despite the known limitations of the model. Performs poorly for complex flows involving severe pressure gradient, separation, strong streamline curvature. Suitable for initial iterations, initial screening of alternative designs, and parametric studies.
Realizable k-epsilon	Suitable for complex shear flows involving rapid strain, moderate swirl, vortices, and locally transitional flows (e.g. boundary layer separation, massive separation, and vortex shedding behind bluff bodies, stall in wide-angle diffusers, room ventilation). It overcomes the limitations of the standard k-epsilon model.
Standard k-omega	Superior performance for wall-bounded boundary layer, free shear, and low Reynolds number flows compared to models from the k-epsilon family. Suitable for complex boundary layer flows under adverse pressure gradient and separation (external aerodynamics and turbomachinery).
SST k-omega	Offers similar benefits as standard k-omega. Not overly sensitive to inlet boundary conditions like the standard k-omega. Provides more accurate prediction of flow separation than other RANS models.

Wall functions 1



Wall functions 2

