

**Università degli Studi di Udine**  
***Dottorato di Ricerca in Tecnologie Chimiche ed Energetiche***  
***Ciclo XX***

**Tesi di Dottorato di Ricerca**

**UN MODELLO PER LA SIMULAZIONE DELLO STALLO ROTANTE  
IN COMPRESSORI CENTRIFUGHI BISTADIO**

**TUTORE**

**Prof. Ing. Gianmario Arnulfi**

**DOTTORANDO**

**Dott. Ing. Lorenzo Scano**

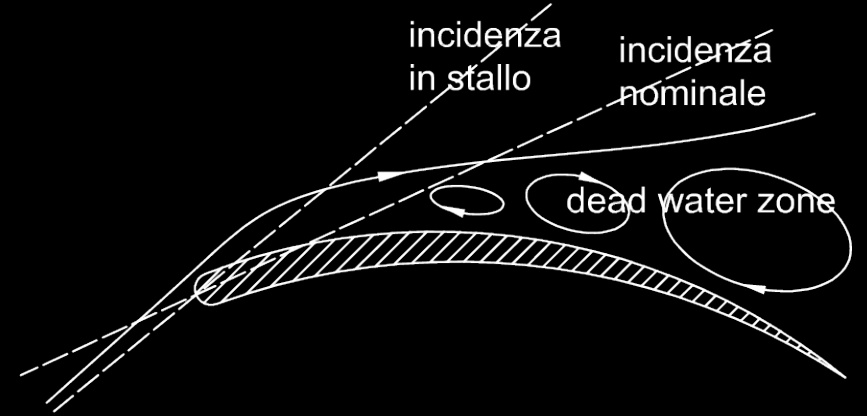
# STRUTTURA

- Lo stallo rotante nei turbocompressori
- L'interazione jet-wake come causa dello stallo rotante
- I modelli di Moore per la simulazione dello stallo rotante: descrizione e risoluzione
- Un modello per turbocompressori bistadio: descrizione
- Equazioni di conservazione per condotti curvi e giranti
- Equazioni di campo per le componenti della macchina
- Risoluzione del modello per una soffiante radiale reale
- Analisi parametrica per un compressore tipo
- Conclusioni

# LO STALLO ROTANTE

## GENERALITÀ

- È un fenomeno di instabilità fluidodinamica
- È innescato dal distacco della vena fluida
- È un processo *dinamico*
- Interagisce con la rotazione della girante: formazione di *celle di stallo controrotanti* (Emmons, 1959)



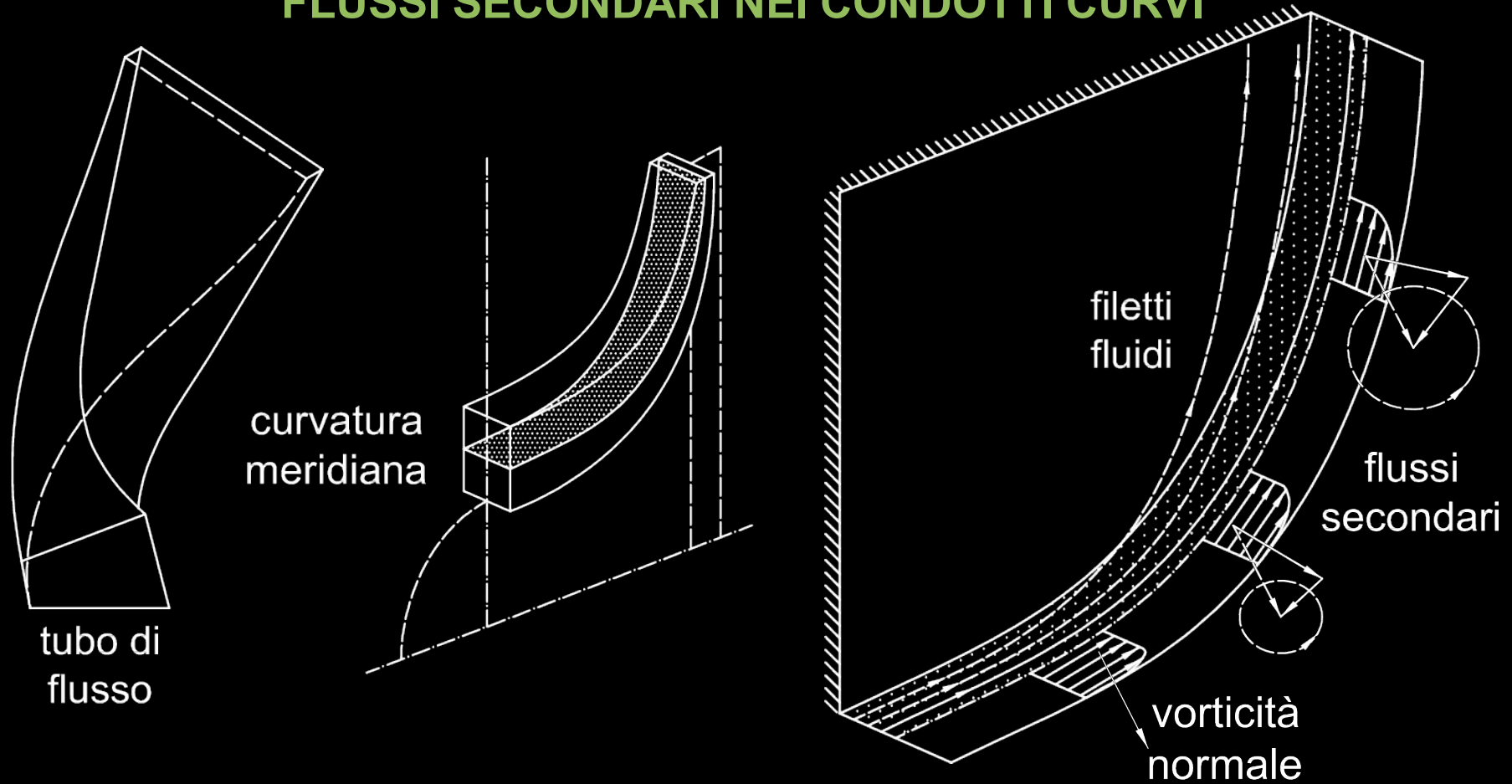
# L'INTERAZIONE JET-WAKE NELLE MACCHINE RADIALI

## GENERALITÀ

- Lo stallo è innescato negli strati limite da fenomeni *viscosi*
- La rotazione delle celle è data dall'interazione delle componenti separate (wake) con il flusso indisturbato (jet)
- Estese zone di flusso separato (bassa energia e q.tà di moto) sono presenti **anche in condizioni di progetto** a causa dei flussi secondari nei:
  - **condotti curvi**
  - **condotti rotanti (giranti)**
- Questi accumuli coinvolgono sia le parti statoriche che quelle rotoriche

# L'INTERAZIONE JET-WAKE NELLE MACCHINE RADIALI

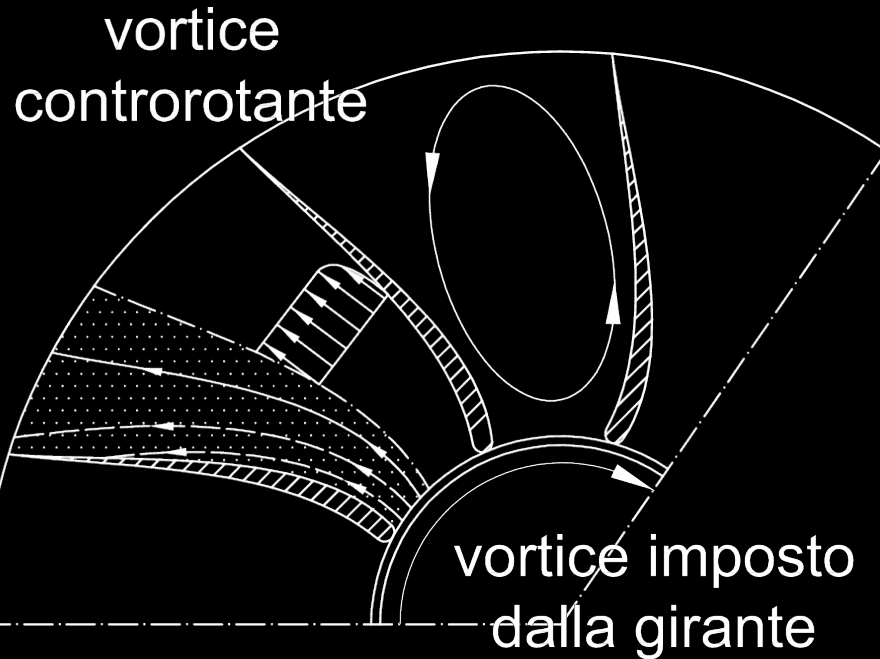
## FLUSSI SECONDARI NEI CONDOTTI CURVI



- Accumulo di flusso separato verso la cassa
- Sul piano interpalare lungo la pala in depressione

# L'INTERAZIONE JET-WAKE NELLE MACCHINE RADIALI

## FLUSSI SECONDARI NELLE GIRANTI



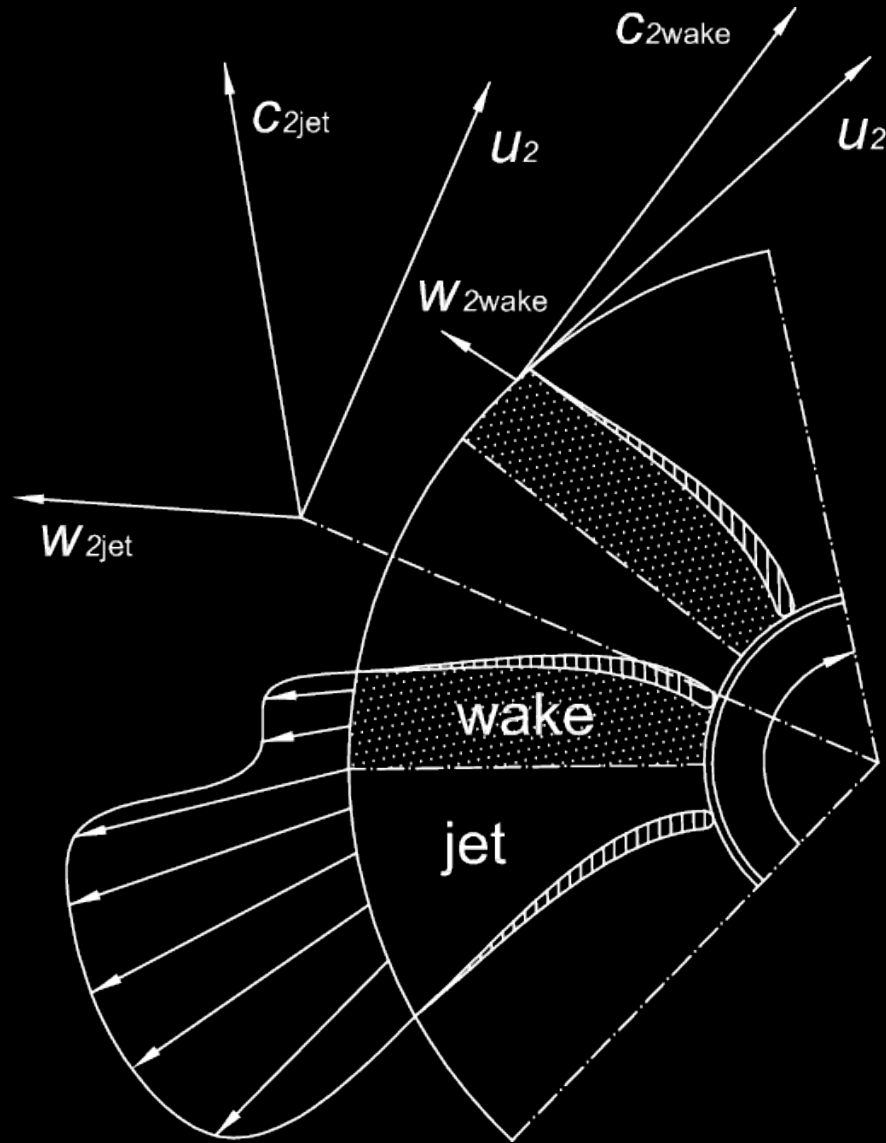
- Porzioni di fluido stagnante sono raccolte lungo il lato palare in depressione
- L'accumulo è massimo nella porzione radiale
- Il fenomeno è descrivibile in termini di vorticità

# L'INTERAZIONE JET-WAKE NELLE MACCHINE RADIALI

## FLUSSI SECONDARI NELLE GIRANTI

- Nelle giranti, effetto complessivo di curvatura e rotazione
- Accumuli di flusso stagnante:
  - verso la cassa nella porzione di uscita del rotore
  - verso il lato palare in depressione lungo tutta la pala:
    - all'induttore per la curvatura interpalare
    - all'uscita per la rotazione
- Le discontinuità del flusso in uscita vengono ereditate dal diffusore a valle

# L'INTERAZIONE JET-WAKE NELLE MACCHINE RADIALI FLUSSI SECONDARI NEI DIFFUSORI



- Discontinuità:
  - piano interpalare: flusso BIZONA (Senoo, 1960)
  - piano meridiano: cassa
  - possono occupare fino al 30% della lunghezza del diffusore
  - **sono causa prima dello stallo del diffusore**



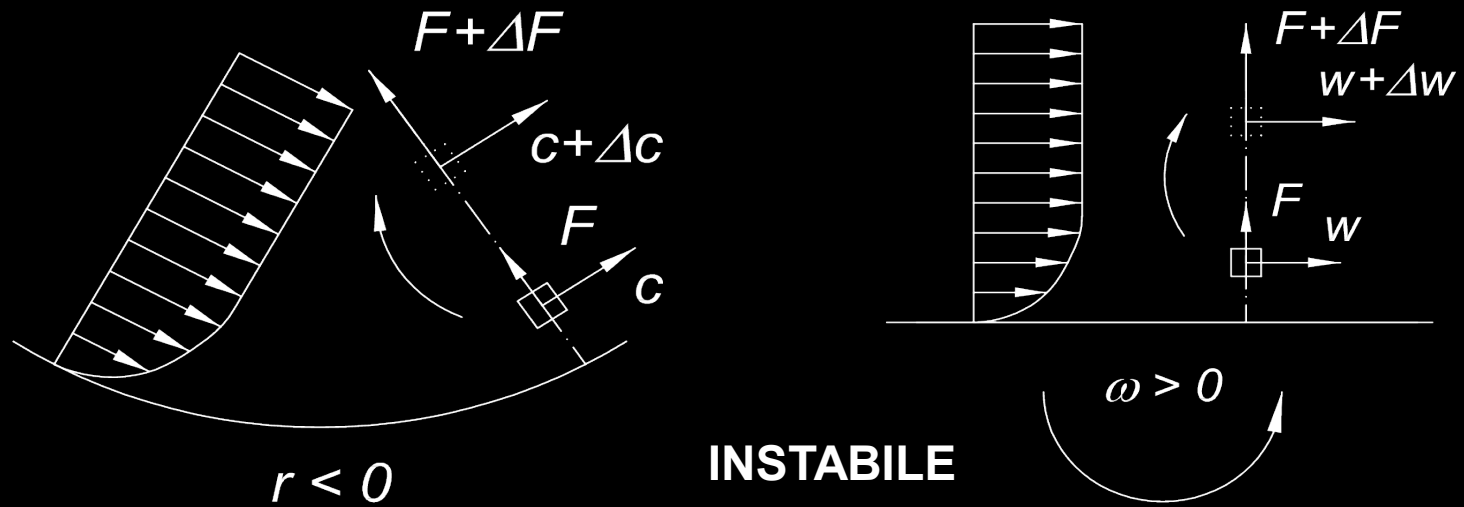
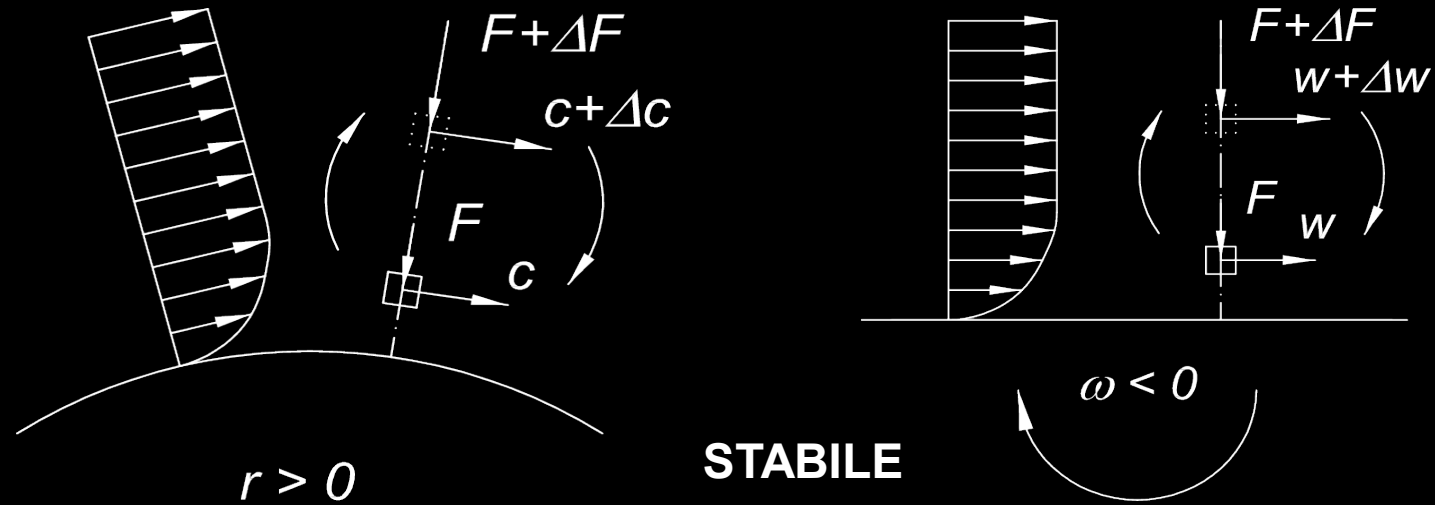
# LO STALLO NEI COMPRESSORI RADIALI MONOSTADIO

## CAUSE

- Flussi secondari:
  - presenti nella girante e all'ingresso del diffusore
  - diventano critici in condizioni fuori progetto
- Laminarizzazione dello strato limite:
  - fenomeno viscoso
  - indotto da curvatura e rotazione
  - favorisce i distacchi di vena perché aumenta lo spessore degli strati limite

# LO STALLO NEI COMPRESSORI RADIALI MONOSTADIO

## LAMINARIZZAZIONE DELLO STRATO LIMITE



# LO STALLO NEI COMPRESSORI RADIALI MONOSTADIO

## LAMINARIZZAZIONE DELLO STRATO LIMITE

- La condizione di stabilità è quella solitamente ricercata in ingegneria
- Stabilizzare lo strato limite significa *inibire* la turbolenza perché vengono meno i moti casuali: ***laminarizzazione***
- Se lo strato limite diventa laminare, tende ad ispessirsi ed è maggiormente soggetto ai distacchi di vena
- Tale condizione si verifica:
  - lungo la parete della cassa, sul piano meridiano
  - lungo la pala in depressione, sul piano interpalare
- La laminarizzazione *coinvolge le stesse regioni* interessate dai flussi secondari: **punti critici**

# LO STALLO NEI COMPRESSORI RADIALI MONOSTADIO

## LAMINARIZZAZIONE DELLO STRATO LIMITE

- A seconda della porzione interessata, si distingue in:
  - stallo del diffusore
  - stallo progressivo della girante
  - stallo improvviso della girante

# LO STALLO NEI COMPRESSORI RADIALI MONOSTADIO

## LO STALLO DEL DIFFUSORE NON PALETTATO

- Originato dall'aumento delle componenti tangenziali in ingresso (*angolo critico*)
- Forte interazione jet-wake:
  - distacco di strutture vorticosi all'interno della scia a seguito del superamento dell'angolo critico
  - migrazione di porzioni di fluido a bassa energia all'interno della corrente indisturbata
  - instaurazione di fluttuazioni di velocità e pressione lungo l'annulo del diffusore (stallo rotante)
- Inibito limitandone l'estensione assiale e radiale
- Basse velocità di propagazione (10-20% girante)

# LO STALLO NEI COMPRESSORI RADIALI MONOSTADIO

## LO STALLO DEL DIFFUSORE PALETTATO

- Originato nello spazio non palettato tra le pale rotoriche e statoriche
- Angolo critico di incidenza
- Inibito diminuendo la solidità della palettatura
- Alte velocità di propagazione (50-70% girante)

# LO STALLO NEI COMPRESSORI RADIALI MONOSTADIO

## LO STALLO PROGRESSIVO DELLA GIRANTE

- Originato dalla cattiva incidenza sulle palettature
- Simile al caso delle macchine assiali
- Innesco lungo la porzione in depressione della pala (flussi secondari + laminarizzazione)
- Necessario che il disturbo raggiunga l'induttore per innescare la propagazione
- Meccanismo di formazione continuo
- Velocità di rotazione elevate, superiori al 50% della girante

# LO STALLO NEI COMPRESSORI RADIALI MONOSTADIO

## LO STALLO IMPROVVISO DELLA GIRANTE

- Originato dall'interazione tra diffusore e girante
- Innesco sempre riferibile a distacchi di vena all'ingresso del diffusore: distorsione del flusso all'uscita della girante e blocco di uno o più vani
- Fluttuazioni violente e crollo repentino del salto di pressione elaborato (rapido sviluppo)
- Velocità di propagazione comprese tra il 20 ed il 30% della girante



# LO STALLO NEI COMPRESSORI RADIALI BISTADIO

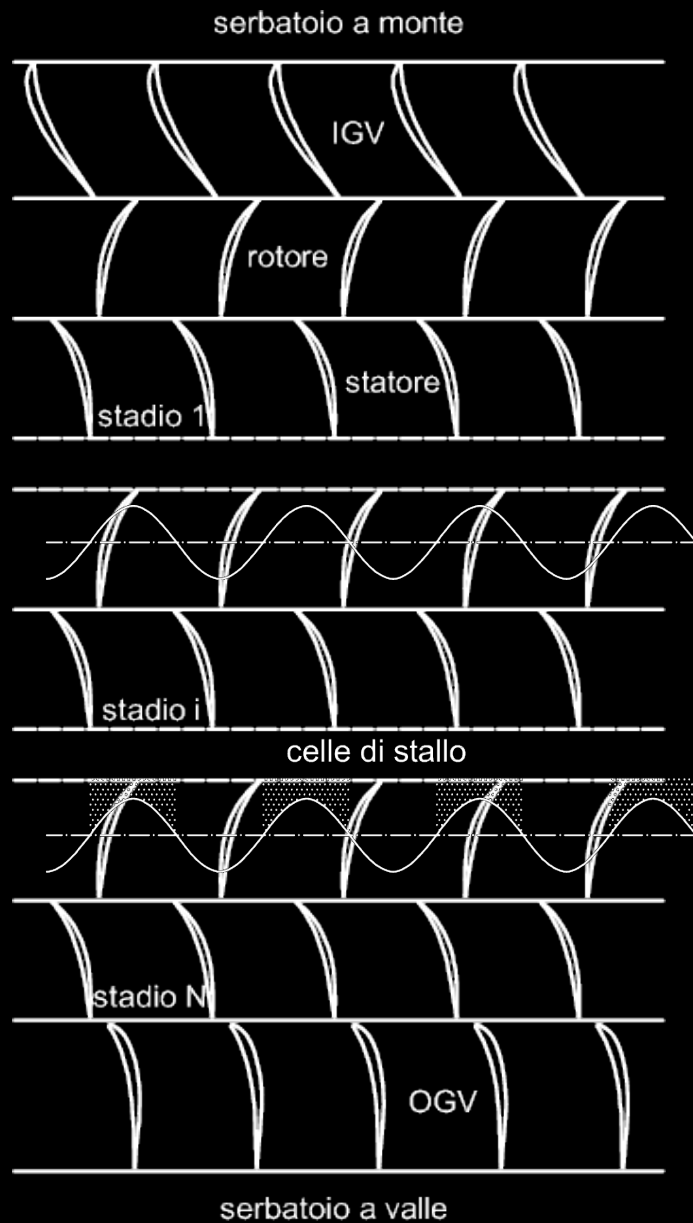
- Meccanismi fluidodinamici analoghi al caso monostadio
- Presenti fenomeni di interazione tra gli stadi:
  - flusso all'interno del condotto di ritorno
  - i disturbi possono passare da uno stadio all'altro
  - la velocità di propagazione è alta (50% girante), come per macchine assiali multistadio
- Forte curvatura dei passaggi a gomito:
  - favorisce i flussi secondari
  - laminarizza lo strato limite

# I MODELLI DI MOORE

## GENERALITÀ

- Simulazione dello stallo rotante di tipo **modale**:
  - disturbi armonici
  - disturbi applicati alle grandezze assialsimmetriche
  - disturbi *deboli*
- Sistema di riferimento solidale alla cella di stallo: flusso stazionario
- Flusso incomprimibile e non viscoso:
  - moto a potenziale
  - non viene considerato l'innesco (si descrive lo stallo completamente sviluppato)

# IL MODELLO DI MOORE ASSIALE



- N stadi identici, grado di reazione 0.5
- Flusso:
  - bidimensionale
  - incomprimibile
  - non viscoso
  - stazionario (cella di stallo)
- Disturbi armonici *imposti* al flusso ideale

# IL MODELLO DI MOORE ASSIALE

- Salto di pressione elaborato dalla macchina, somma dei singoli contributi di:
  - condotto di ingresso
  - vani guida
  - N stadi
  - condotto di uscita
- Disturbi di velocità sinusoidali imposti

$$\lambda \frac{d\tilde{C}_x}{d\vartheta} - mF\tilde{C}_y - \frac{d\psi_c(\bar{C}_x)}{d\bar{C}_x}\tilde{C}_x + \Psi - \psi_c(\bar{C}_x) = 0$$

# IL MODELLO DI MOORE RADIALE

## GENERALITÀ

- Discende dalla teoria per macchine assiali
- Stesse ipotesi fluidodinamiche e carattere modale
- Se ne discosta perché:
  - considera **solo** il caso di **macchine monostadio**
  - l'indagine non è estesa al compressore nel suo complesso ma è una analisi del campo di moto **del solo diffusore**
- Sintesi dei risultati ottenuti dalla teoria assiale con le precedenti analisi di stabilità del flusso all'interno del diffusore (come Abdelhamid, 1979)

# IL MODELLO DI MOORE RADIALE

## IPOTESI

- Ipotesi geometriche:
  - girante con pale all'indietro di angolo pari a  $\beta$
  - diffusore non palettato a pareti piane e parallele
  - voluta di scarico di grandi dimensioni
- Ipotesi fluidodinamiche:
  - flusso bidimensionale, incomprimibile e non viscoso
  - assenza di scorrimento sulle pale della girante (infinite)
  - flusso stazionario nel sistema di riferimento rotante con la cella di stallo
  - disturbi armonici, deboli

# IL MODELLO DI MOORE RADIALE

## EQUAZIONI DI CAMPO

- Equazioni di conservazione:
  - massa
  - quantità di moto, forma di Eulero
- Variabili dipendenti:
  - velocità (radiale e tangenziale) e pressione dati dalla somma di un termine medio e di un disturbo sinusoidale
  - termini adimensionalizzati rispetto alla sezione di ingresso del diffusore (agevola il confronto tra disturbi)
  - disturbi espressi in notazione simbolica
- Variabili indipendenti:
  - coordinata radiale  $R$  e tangenziale  $\vartheta$

# IL MODELLO DI MOORE RADIALE

## EQUAZIONI DI CAMPO

- Salto di pressione in stallo rotante (dalla teoria assiale):

$$\Psi = \psi_c(C_{x2}) + F\tilde{C}_{y0} - \frac{1}{2}\tau(1 - F)\frac{d\tilde{C}_{x2}}{d\vartheta} - \tilde{P}_2$$

- Da cui le condizioni ausiliarie per:
  - Velocità di stallo (F)
  - Pendenza della curva caratteristica

$$\left[ \frac{1}{2}\tau(1 - F) - F\eta \right] + \tilde{P}_i(R_2) = 0 \quad \frac{d\psi_c(\bar{C}_{x2})}{d\bar{C}_x} = \tilde{P}_r(R_2)$$

- Stallo non necessariamente al massimo della caratteristica



# IL MODELLO DI MOORE RADIALE

## EQUAZIONI DI CAMPO

- Dimensionali:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(rv_x)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_y}{\partial \vartheta} = 0$$

$$v_x \frac{\partial v_x}{\partial r} + \frac{v_y}{r} \frac{\partial v_x}{\partial \vartheta} - \frac{v_y^2}{r} - 2\omega_s v_y - \omega_s^2 r = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r}$$

$$v_x \frac{\partial v_y}{\partial r} + \frac{v_y}{r} \frac{\partial v_y}{\partial \vartheta} + \frac{v_x v_y}{r} + 2\omega_s v_x = -\frac{1}{\rho r} \frac{\partial p}{\partial \vartheta}$$

- Adimensionali in forma simbolica:

$$R \frac{d\tilde{V}_x}{dR} + \tilde{V}_x + i\tilde{V}_y = 0$$

$$\frac{\bar{C}_{x2}}{R} \frac{d\tilde{V}_x}{dR} - \frac{\bar{C}_{x2}}{R^2} \tilde{V}_x - 2K\tilde{V}_y + (K - F)i\tilde{V}_x + \frac{d\tilde{P}}{dR} = 0$$

$$\frac{\bar{C}_{x2}}{R} \frac{d\tilde{V}_y}{dR} + \frac{\bar{C}_{x2}}{R^2} \tilde{V}_y + (K - F)i\tilde{V}_y + \frac{1}{R}i\tilde{P} = 0$$

# IL MODELLO DI MOORE RADIALE

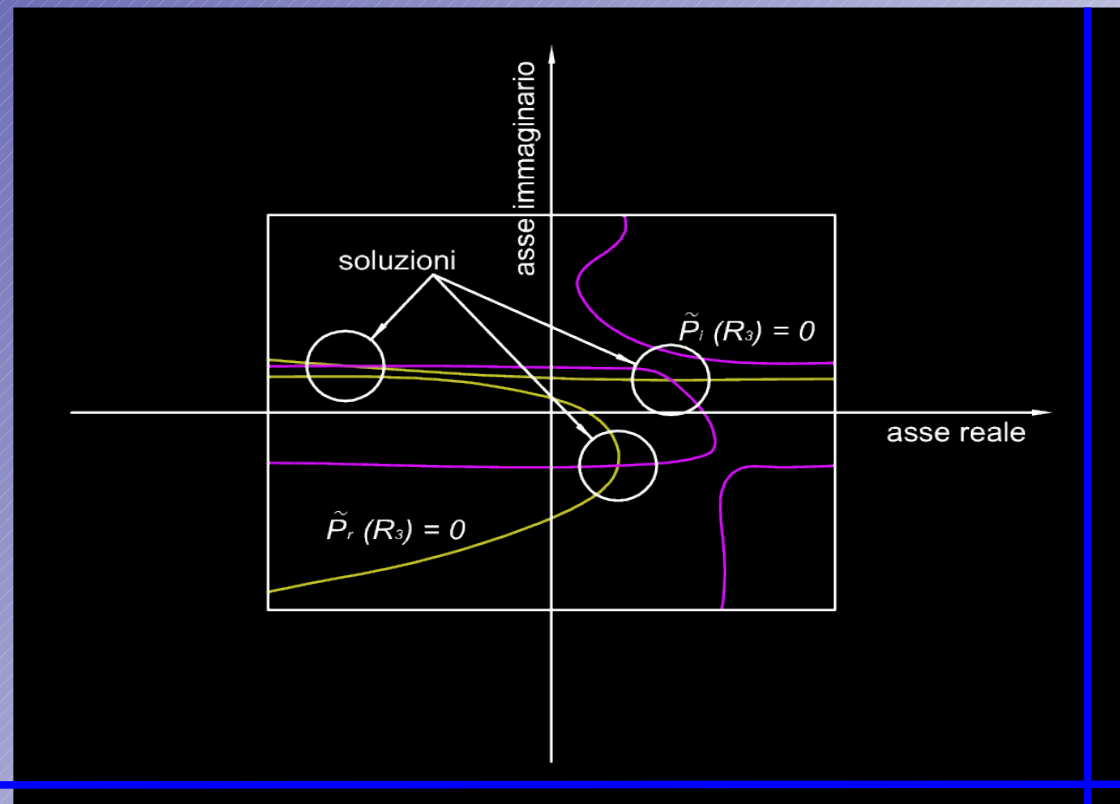
## EQUAZIONI DI CAMPO

- Condizioni al contorno:
  - iniziali:
    - disturbo di velocità radiale *reale e unitario* (tutti gli altri sono valutati rispetto ad esso)
    - disturbo di velocità tangenziale determinato dai triangoli di velocità
  - finali:
    - disturbo di pressione *nullo* sulla sezione di uscita per l'ampio volume della voluta di scarico
- Il problema **NON È DI CAUCHY**: necessita di una soluzione di tipo semianalitico (Moore, 1989) o numerico

# IL MODELLO DI MOORE RADIALE

## RISOLUZIONE NUMERICA

- Ricerca delle condizioni iniziali:
  - procedura iterativa ed esaustiva; condizioni iniziali imposte a partire da un intervallo in modo da soddisfare quelle finali
  - si ottiene una coppia di curve (parte reale e immaginaria del disturbo in ingresso)
  - le intersezioni danno le condizioni cercate



# IL MODELLO DI MOORE RADIALE

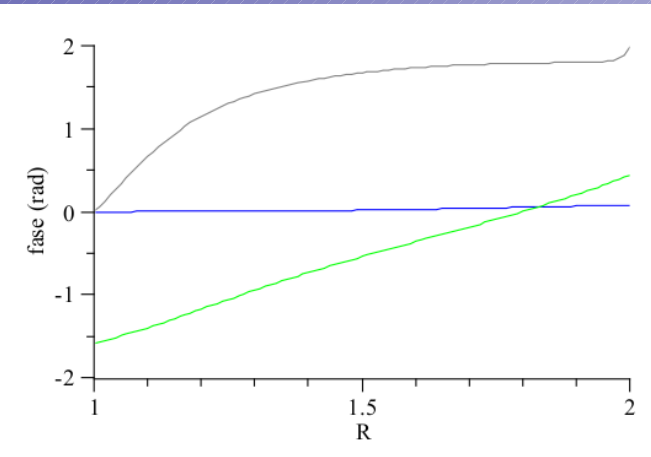
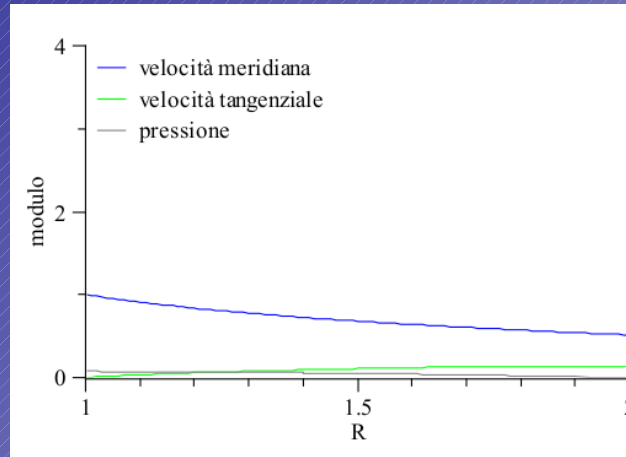
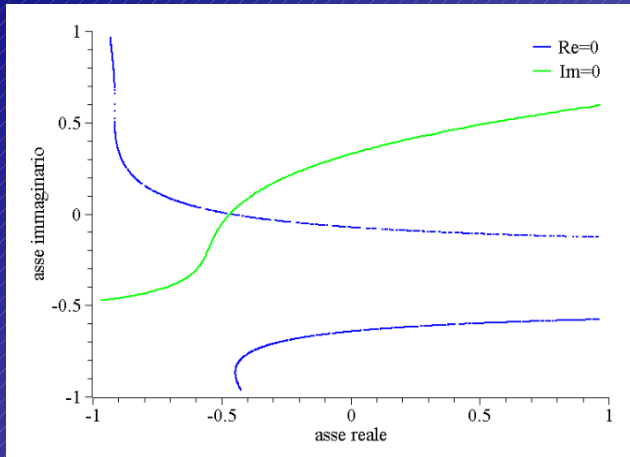
## RISOLUZIONE NUMERICA

- Integrazione:
  - il sistema è risolto con un metodo esplicito di Runge-Kutta al IV ordine, con costanti di Simpson
  - risultati:
    - il profilo dei disturbi (moduli e fasi) lungo il diffusore
    - la velocità di stallo
- Note:
  - si ottengono disturbi “lenti” (diffusore) e “veloci” (girante): il modello descrive il carattere *bimodale* dello stallo nelle macchine radiali
  - sono presenti particolari condizioni *di risonanza*

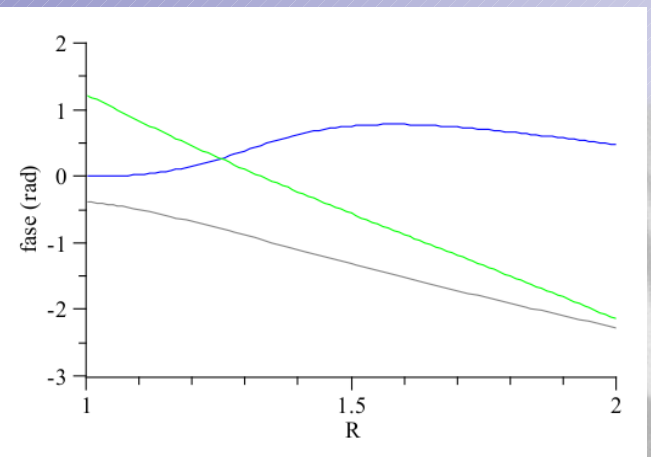
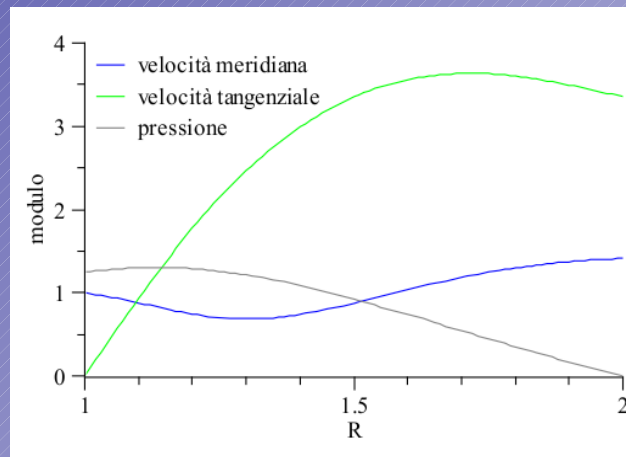
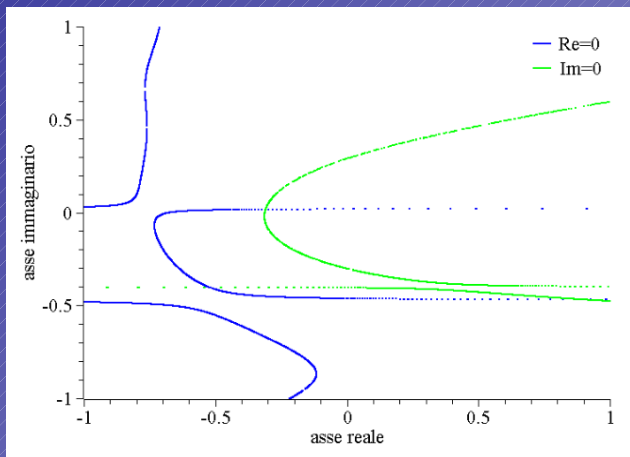
# IL MODELLO DI MOORE RADIALE

## RISOLUZIONE NUMERICA

- Onda veloce:

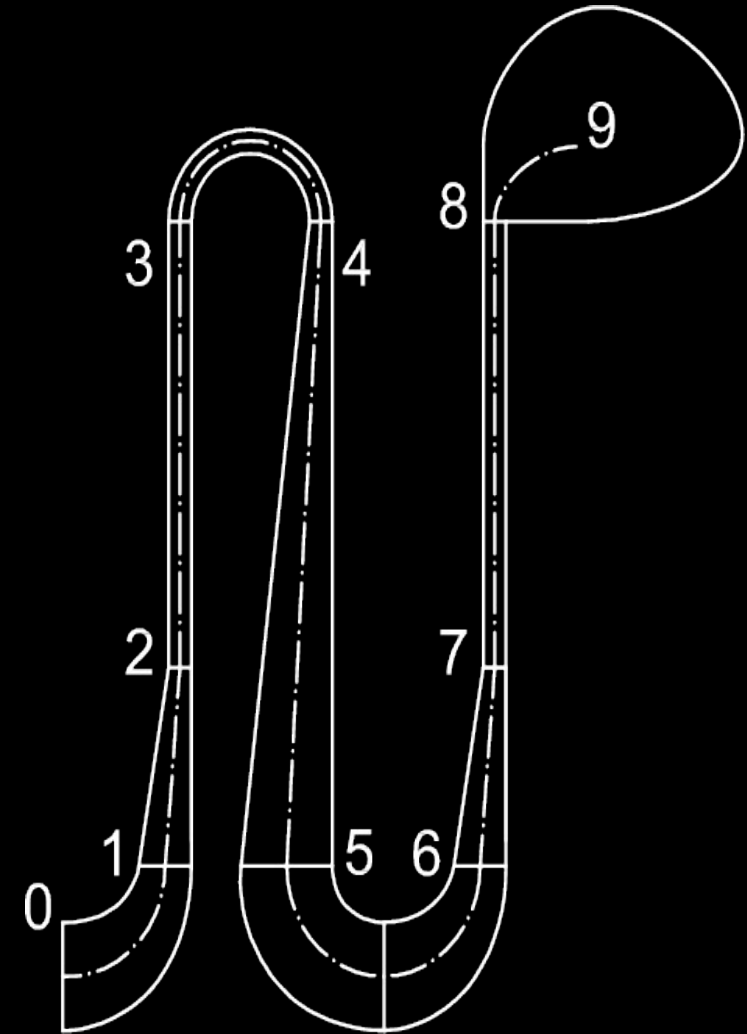


- Onda lenta e *risonante*:



# MODELLO PER COMPRESSORI BISTADIO

- Discende dal caso monostadio
- Geometria:
  - stadi identici
  - giranti radiali, infinite pale
  - diffusori non palettati
  - condotti curvi ad arco di cerchio
- Fluidodinamica:
  - ipotesi del monostadio
- Equazioni di campo **per tutte le componenti**



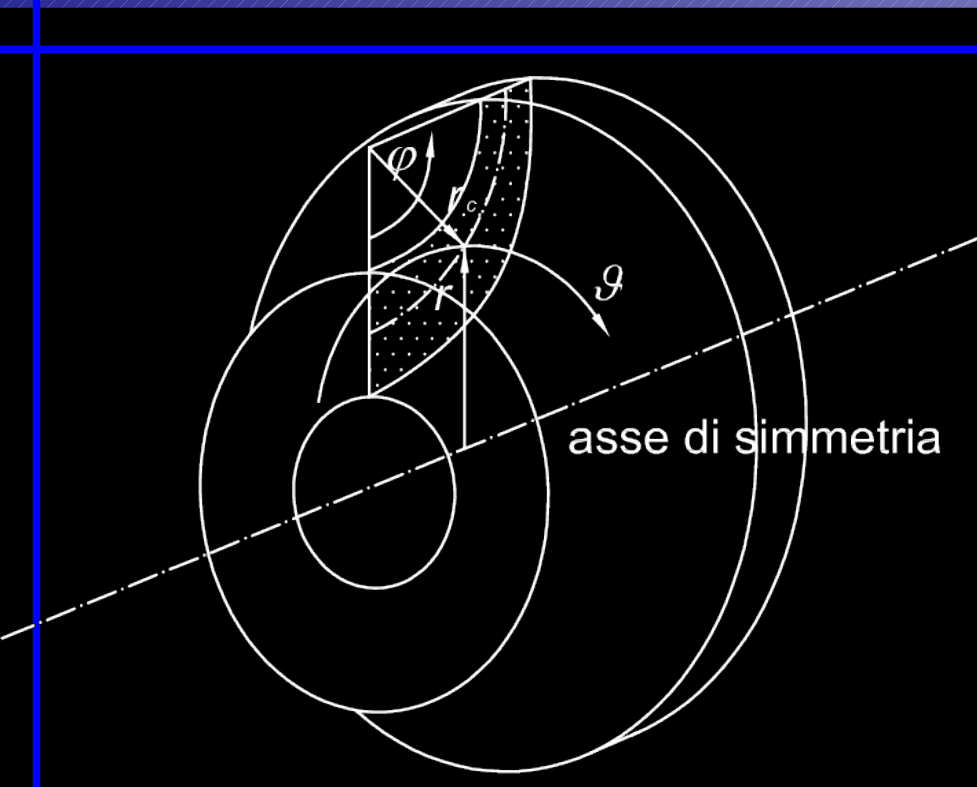
# MODELLO PER COMPRESSORI BISTADIO

## PROBLEMI ANALITICI

- condotti curvi:
  - operatori differenziali in coordinate **curvilinee** e **ortogonali**
  - equazioni di continuità e di Eulero in tali coordinate
- palettature:
  - infinite pale: la traiettoria è fissata
  - le componenti della velocità sono in rapporto fissato
  - equazione di continuità e dell'energia
  - conservazione dell'energia in un sistema rotante e non assialsimmetrico

# MODELLO PER COMPRESSORI BISTADIO CONDOTTI CURVI

- Induttori e condotti a U in coordinate curvilinee
- Sistema 2D  $(r; \vartheta)$ ;  $r$  dipende dall'ascissa curvilinea  $\varphi$
- $r$  è diverso negli induttori e nei condotti a U



- Gli operatori differenziali risultano:

$$\vec{\nabla} f = \hat{\varphi} \frac{1}{r_c} \frac{\partial f}{\partial \varphi} + \hat{\vartheta} \frac{1}{r} \frac{\partial f}{\partial \vartheta}$$

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{g} = \frac{1}{r_c r} \left[ \frac{\partial (g_x r)}{\partial \varphi} + \frac{\partial (g_y r_c)}{\partial \vartheta} \right]$$



# MODELLO PER COMPRESSORI BISTADIO PALETTATURE

- Equazione dell'energia in forma generale:
  - bidimensionale
  - non assialsimmetrica
  - solidale alla cella di stallo
- Necessario considerare il lavoro compiuto nel riferimento della cella:

$$\vec{v} \cdot \vec{\nabla} \left[ \frac{v^2}{2} + \frac{p}{\rho} + (\omega_s - \omega)(rv_y + \omega_s r^2) \right] - v_x \omega_s^2 r = 0$$

- Dalla relazione generale si ottengono tutti i casi particolari (pale statoriche, sistema 1D ecc.)

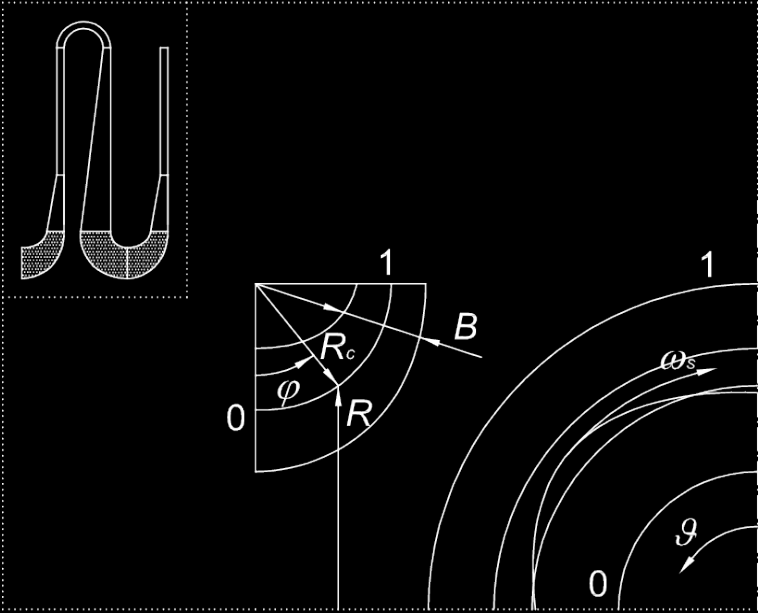
# MODELLO PER COMPRESSORI BISTADIO

## EQUAZIONI DI CAMPO

- Formulate per tutte le componenti
- L'analisi segue l'impostazione del caso monostadio:
  - principi di conservazione in forma dimensionale
  - adimensionalizzazione delle equazioni
  - inserimento e esplicitazione dei disturbi
  - risoluzione numerica:
    - ricerca delle condizioni al contorno iniziali
    - integrazione sequenziale delle varie componenti
    - determinazione della velocità di stallo e dei profili dei disturbi

# MODELLO PER COMPRESSORI BISTADIO

## INDUTTORI



- Equazione di continuità
- Equazioni di Eulero

$$R = R_0 + R_c(1 - \cos \varphi)$$

$$\Lambda = \frac{R_0 B_0}{R_0 B + R_c B(1 - \cos \varphi)}$$

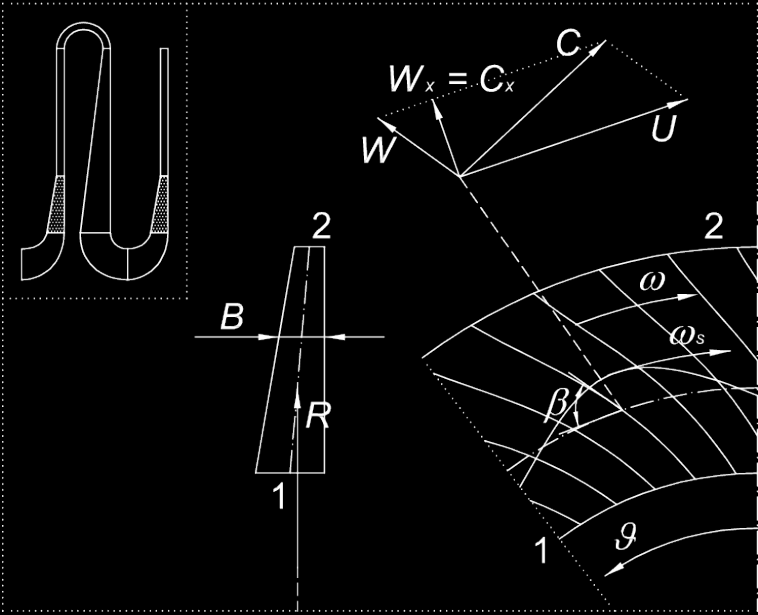
$$\frac{R}{R_c} \frac{d\tilde{\mathbf{V}}_x}{d\varphi} - \frac{1}{R_c} \frac{\bar{C}_{x0} R_0 B_0 dB}{B^2} \frac{d\tilde{\mathbf{V}}_x}{d\varphi} + \sin \varphi \tilde{\mathbf{V}}_x + i \tilde{\mathbf{V}}_y = 0$$

$$\frac{\bar{C}_{x0} \Lambda d\tilde{\mathbf{V}}_x}{R_c d\varphi} + \frac{\bar{C}_{x0} d\Lambda}{R_c d\varphi} \tilde{\mathbf{V}}_x - Fi \tilde{\mathbf{V}}_x + \frac{1}{R_c} \frac{d\tilde{\mathbf{P}}}{d\varphi} = 0$$

$$\frac{\bar{C}_{x0} \Lambda d\tilde{\mathbf{V}}_y}{R_c d\varphi} + \frac{\bar{C}_{x0} \Lambda \sin \varphi}{R} \tilde{\mathbf{V}}_y - Fi \tilde{\mathbf{V}}_y + \frac{1}{R} i \tilde{\mathbf{P}} = 0$$

# MODELLO PER COMPRESSORI BISTADIO

## GIRANTI



- Equazione di continuità
- Equazione di cons. energia
- Rapporto disturbi di velocità

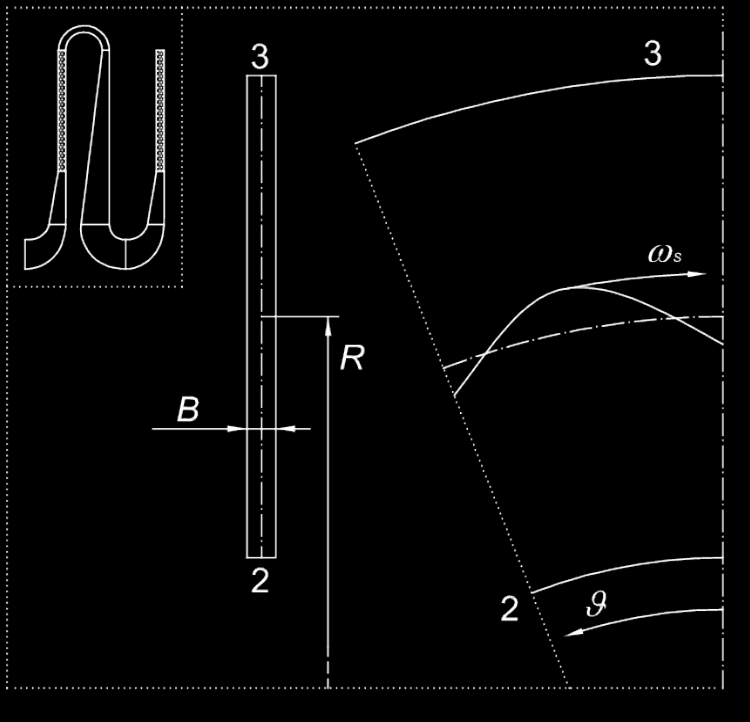
$$\tilde{V}_y = -\tilde{V}_x \cot \beta, \quad \Lambda = \frac{R_0 B_0}{RB}$$

$$R \frac{d\tilde{V}_x}{dR} + \tilde{V}_x - \frac{\bar{C}_{x0} \Lambda dB}{B dR} + i\tilde{V}_y = 0$$

$$\bar{C}_{x0}^2 \Lambda^2 K_1 \frac{d\tilde{V}_x}{dR} + \bar{C}_{x0}^2 \Lambda \left( K_1 \frac{d\Lambda}{dR} - \Lambda \frac{2 \cot \beta d\beta}{\sin^2 \beta dR} \right) \tilde{V}_x + \bar{C}_{x0} \Lambda \frac{d\tilde{P}}{dR} +$$

$$+ \left( 1 - F - \frac{\bar{C}_{x0} \Lambda \cot \beta}{R} \right) [\bar{C}_{x0} \Lambda K_1 i\tilde{V}_x + i\tilde{P}] = 0$$

# MODELLO PER COMPRESSORI BISTADIO



## DIFFUSORI

- Le equazioni sono le stesse del caso monostadio:
  - continuità
  - Eulero

$$\Lambda = \frac{R_0 B_0}{RB}$$

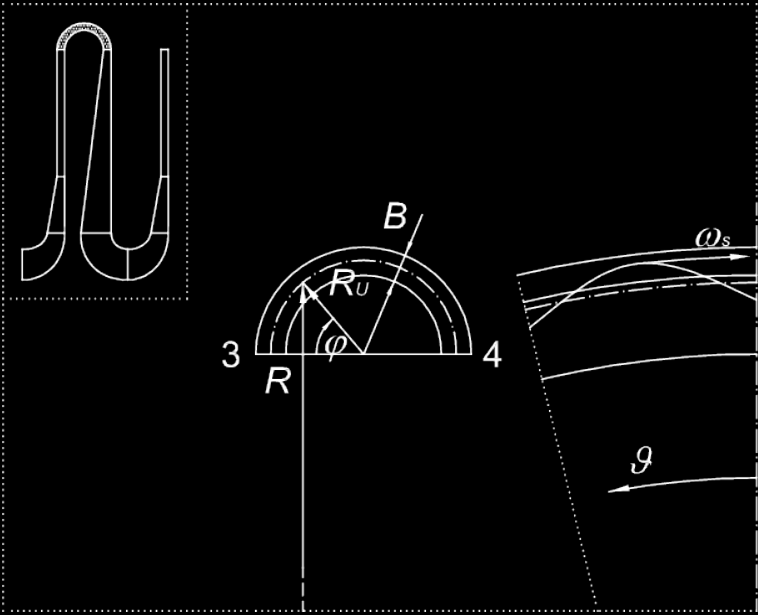
$$R \frac{d\tilde{\mathbf{V}}_x}{dR} + \tilde{\mathbf{V}}_x - \frac{\bar{C}_{x0} R_0 B_0 dB}{B^2} + i\tilde{\mathbf{V}}_y = 0$$

$$\bar{C}_{x0} \Lambda \frac{d\tilde{\mathbf{V}}_x}{dR} + \bar{C}_{x0} \frac{d\Lambda}{dR} \tilde{\mathbf{V}}_x - 2K_2 \tilde{\mathbf{V}}_y + (K_2 - F)i\tilde{\mathbf{V}}_x + \frac{d\tilde{\mathbf{P}}}{dR} = 0$$

$$\bar{C}_{x0} \Lambda \frac{d\tilde{\mathbf{V}}_y}{dR} + \frac{\bar{C}_{x0} \Lambda}{R} \tilde{\mathbf{V}}_y + (K_2 - F)i\tilde{\mathbf{V}}_y + \frac{1}{R}i\tilde{\mathbf{P}} = 0$$

# MODELLO PER COMPRESSORI BISTADIO

## CONDOTTO A U



- Equazione di continuità
- Equazioni di Eulero

$$R = R_3 + R_U \sin \varphi$$

$$\Lambda = \frac{R_0 B_0}{R_3 B + R_U B \sin \varphi}$$

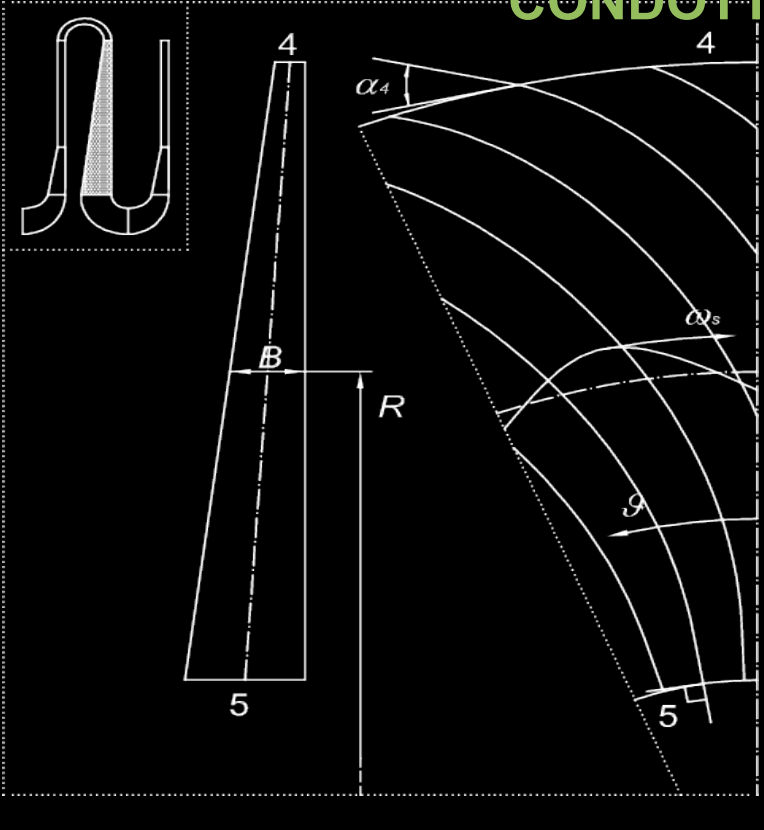
$$\frac{R}{R_U} \frac{d\tilde{\mathbf{V}}_x}{d\varphi} - \frac{1}{R_U} \frac{\bar{C}_{x0} R_0 B_0 dB}{B^2 d\varphi} + \cos \varphi \tilde{\mathbf{V}}_x + i \tilde{\mathbf{V}}_y = 0$$

$$\frac{\bar{C}_{x0} \Lambda d\tilde{\mathbf{V}}_x}{R_U d\varphi} + \frac{\bar{C}_{x0} d\Lambda}{R_U d\varphi} \tilde{\mathbf{V}}_x - 2K_2 \tilde{\mathbf{V}}_y \cos \varphi + (K_2 - F) i \tilde{\mathbf{V}}_x + \frac{1}{R_U} \frac{d\tilde{\mathbf{P}}}{d\varphi} = 0$$

$$\frac{\bar{C}_{x0} \Lambda d\tilde{\mathbf{V}}_y}{R_U d\varphi} + \frac{\bar{C}_{x0} \Lambda}{R} \tilde{\mathbf{V}}_y \cos \varphi + (K_2 - F) i \tilde{\mathbf{V}}_y + \frac{1}{R} i \tilde{\mathbf{P}} = 0$$

# MODELLO PER COMPRESSORI BISTADIO

## CONDOTTO DI RITORNO PALETTATO



- Equazione di continuità
- Equazione di cons. energia
- Rapporto disturbi di velocità

$$\tilde{V}_y = \tilde{V}_x \cot \alpha, \quad \Lambda = \frac{R_0 B_0}{RB}$$

$$R \frac{d\tilde{V}_x}{dR} + \bar{C}_{x0} (\Lambda + R \frac{d\Lambda}{dR}) + \tilde{V}_x + i\tilde{V}_y = 0$$

$$\begin{aligned} & \bar{C}_{x0}^2 \Lambda^2 K_1 \frac{d\tilde{V}_x}{dR} + \bar{C}_{x0}^2 \Lambda \left[ K_1 \frac{d\Lambda}{dR} - \Lambda \frac{2 \cot \alpha \, d\alpha}{\sin^2 \alpha \, dR} \right] \tilde{V}_x + \bar{C}_{x0} \Lambda \frac{d\tilde{P}}{dR} + \\ & + \left( \frac{\bar{C}_{x0} \Lambda \cot \alpha}{R} - F \right) \left[ \bar{C}_{x0} \Lambda K_1 i\tilde{V}_x + i\tilde{P} \right] = 0 \end{aligned}$$

# MODELLO PER COMPRESSORI BISTADIO

## RISOLUZIONE

- Estensione del dominio di integrazione rispetto al modello di Moore (non solo diffusori)
- Ciascuna parte fornisce le condizioni iniziali per la successiva
- La ricerca delle condizioni iniziali è analoga al caso del monostadio, ma decisamente più dispendiosa in termini di tempi di calcolo
- Il codice è stato ottimizzato per operazioni floating-point a 64bit (C su Linux)
- Il metodo di integrazione è un esplicito di Runge-Kutta al IV ordine con costanti di Simpson



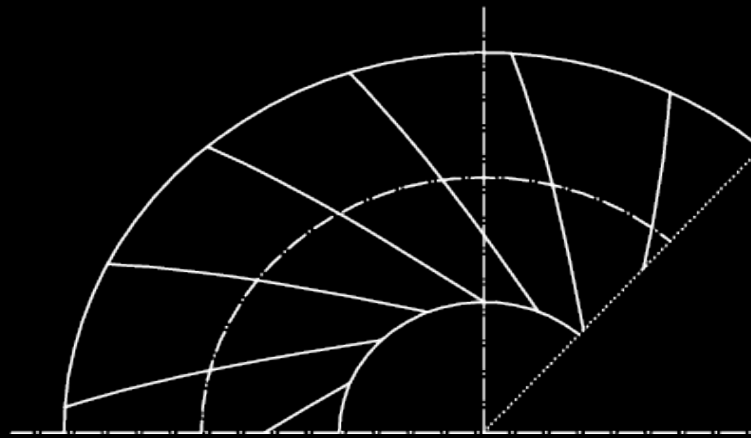
# MODELLO PER COMPRESSORI BISTADIO

## APPLICAZIONE AD UN CASO REALE

- Soffiante centrifuga bistadio
- Caso idoneo al modello:

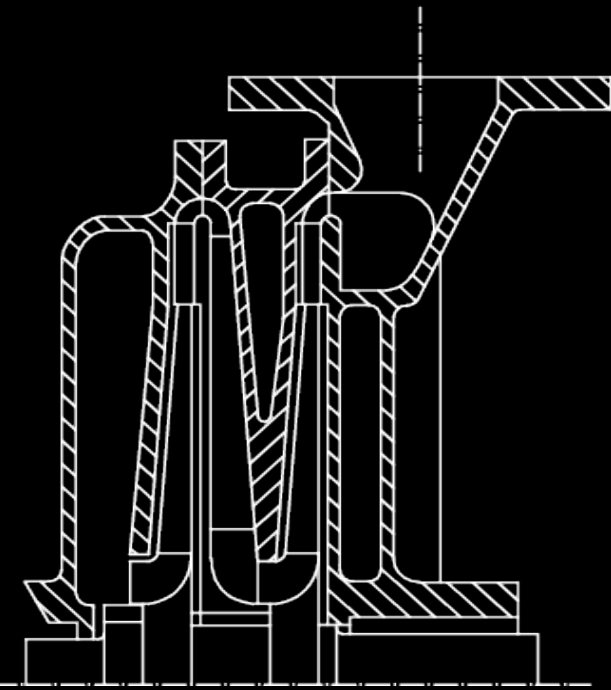
– geometria:

giranti radiali  
diffusori a pareti piane parallele  
condotti curvi ad arco di cerchio



– fluidodinamica:

flusso incomprimibile

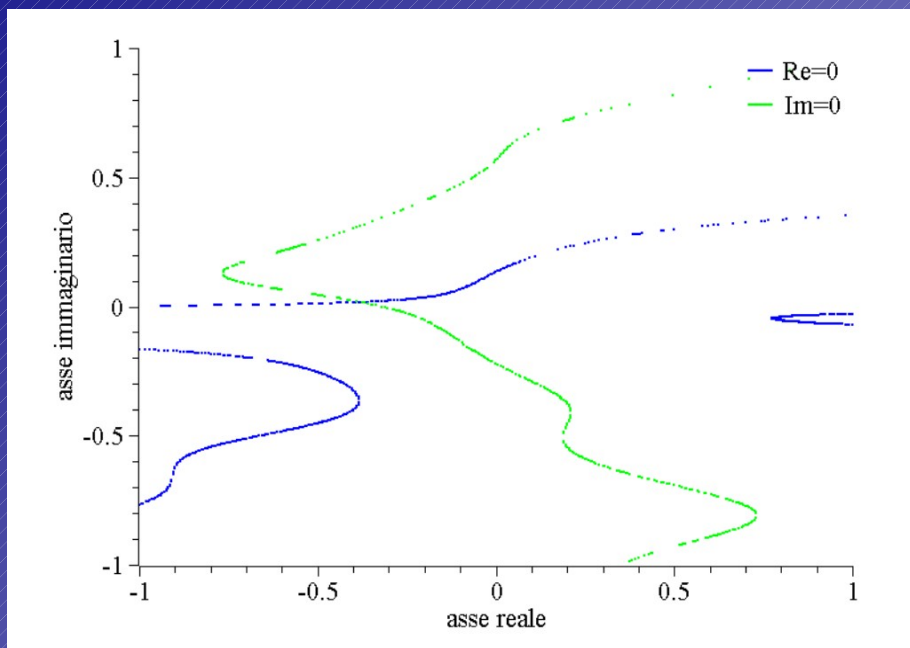


# MODELLO PER COMPRESSORI BISTADIO

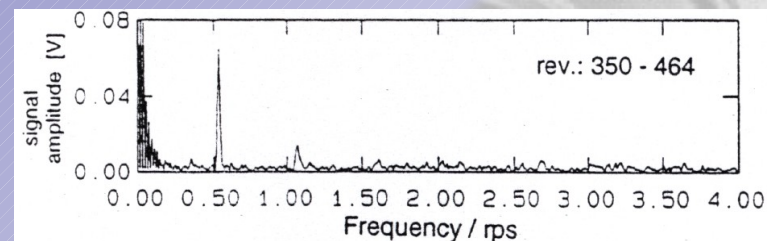
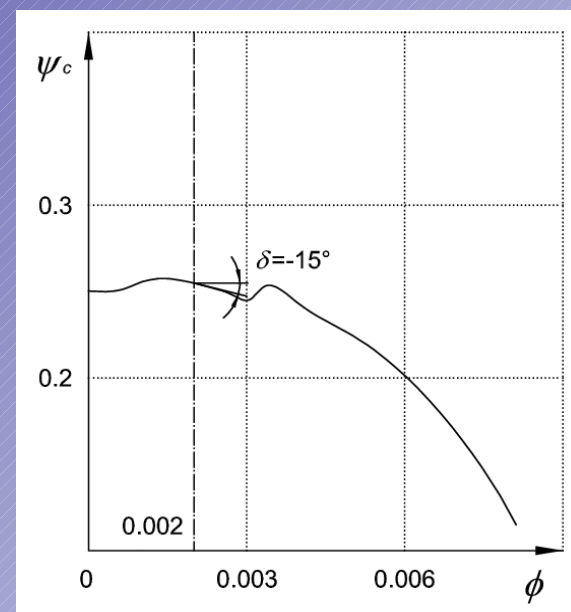
## APPLICAZIONE AD UN CASO REALE

- Una sola soluzione:

pendenza caratt.  $\delta = -21^\circ$



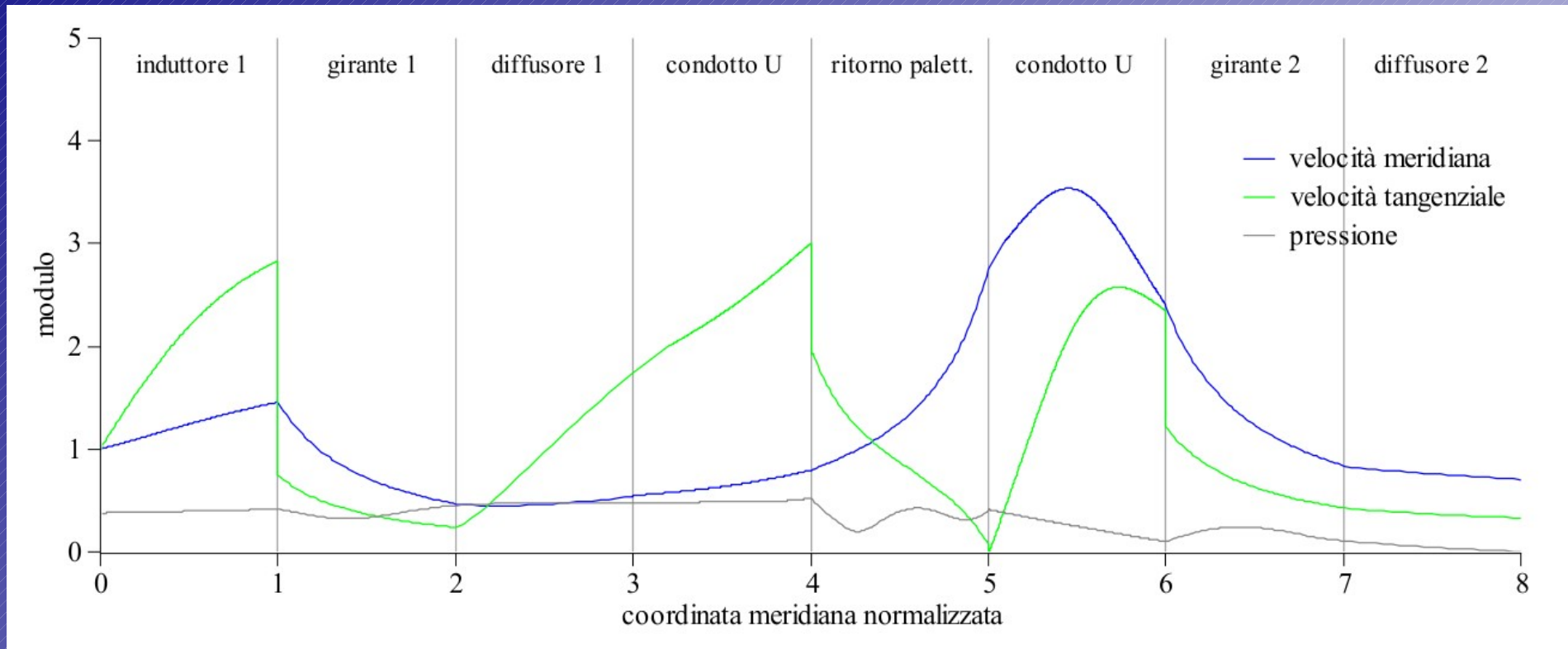
velocità di stallo:  $F=0.509$



# MODELLO PER COMPRESSORI BISTADIO

## APPLICAZIONE AD UN CASO REALE

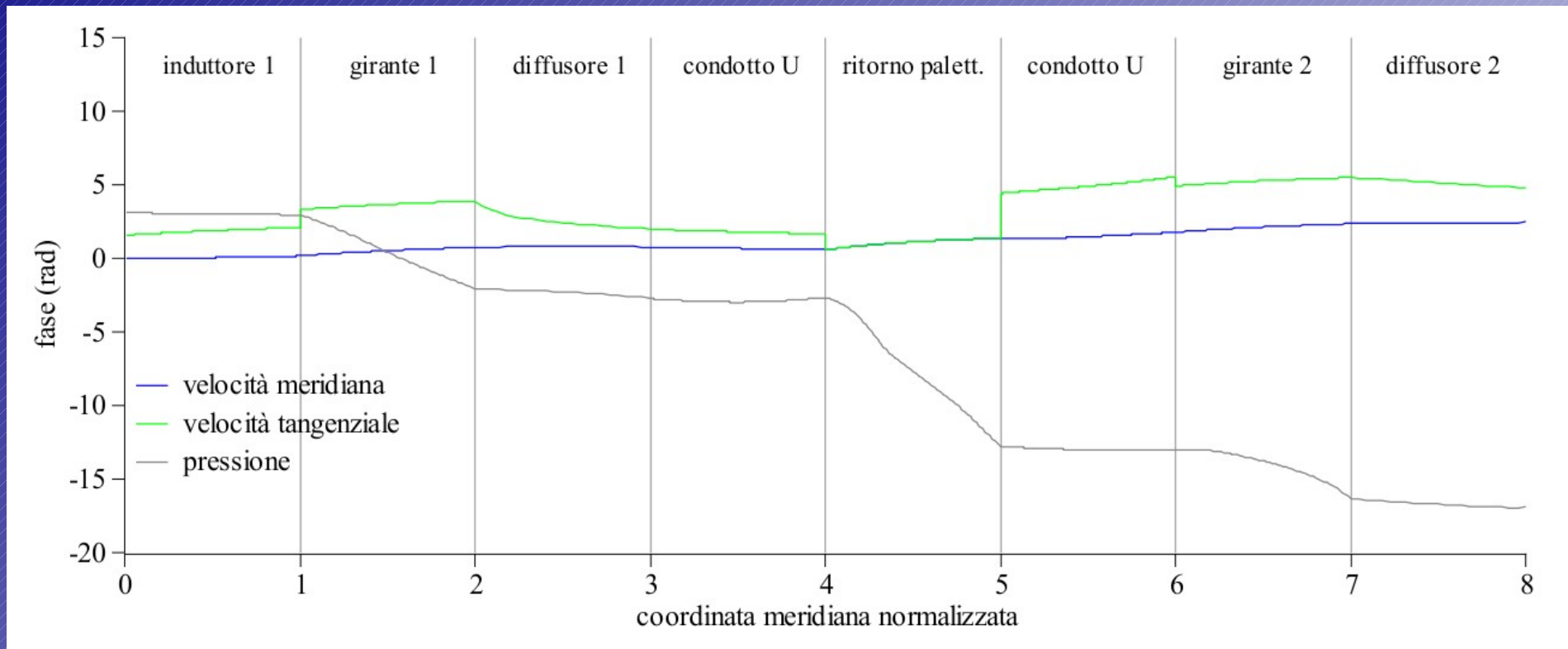
- Modulo dei disturbi lungo la macchina:



# MODELLO PER COMPRESSORI BISTADIO

## APPLICAZIONE AD UN CASO REALE

- Fasi dei disturbi lungo la macchina:

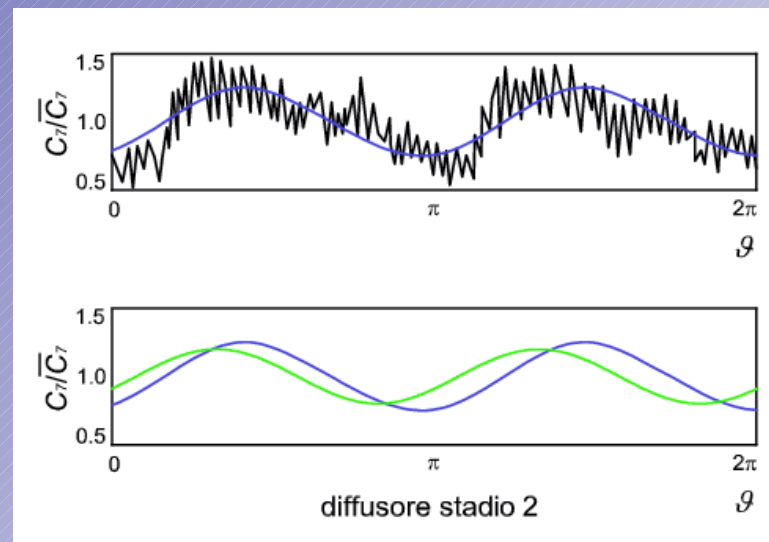
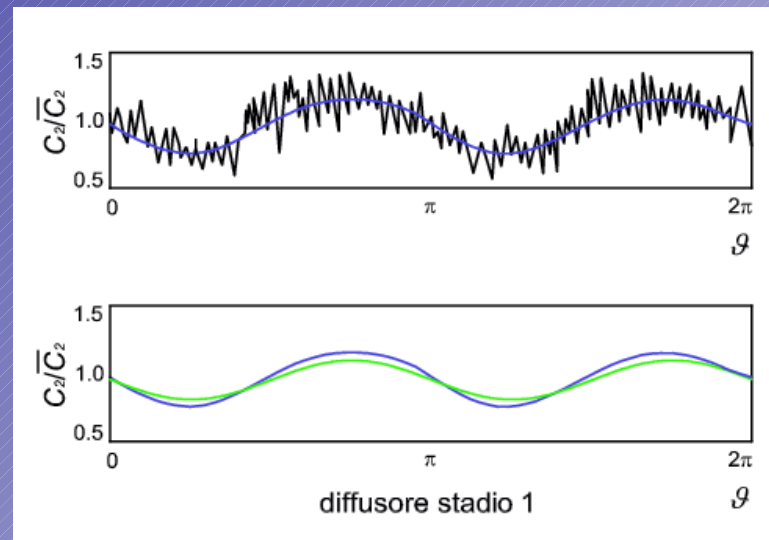
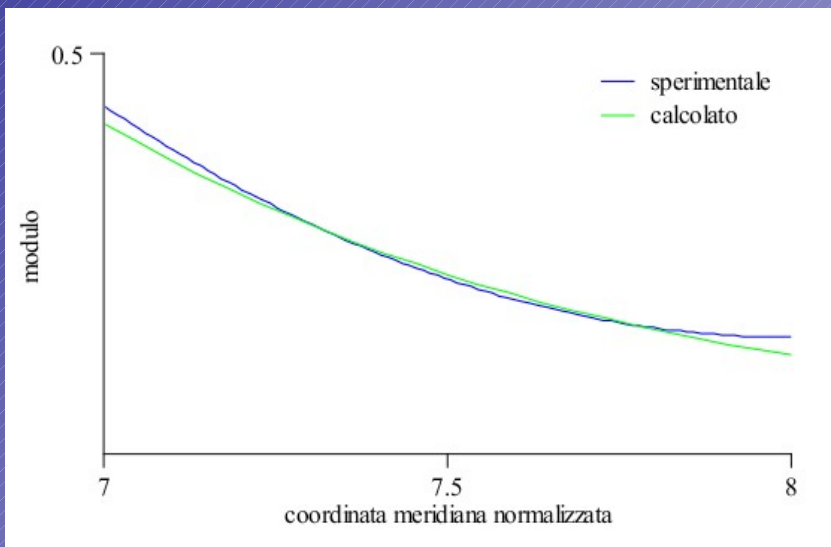
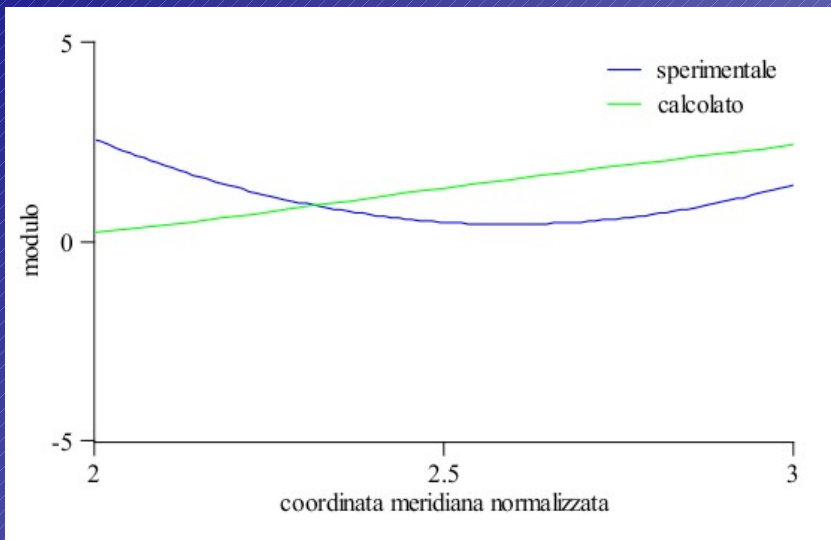


# MODELLO PER COMPRESSORI BISTADIO

## APPLICAZIONE AD UN CASO REALE

- Disturbi di velocità assoluta nei diffusori:

RADIALE



TANGENZIALE IN INGRESSO

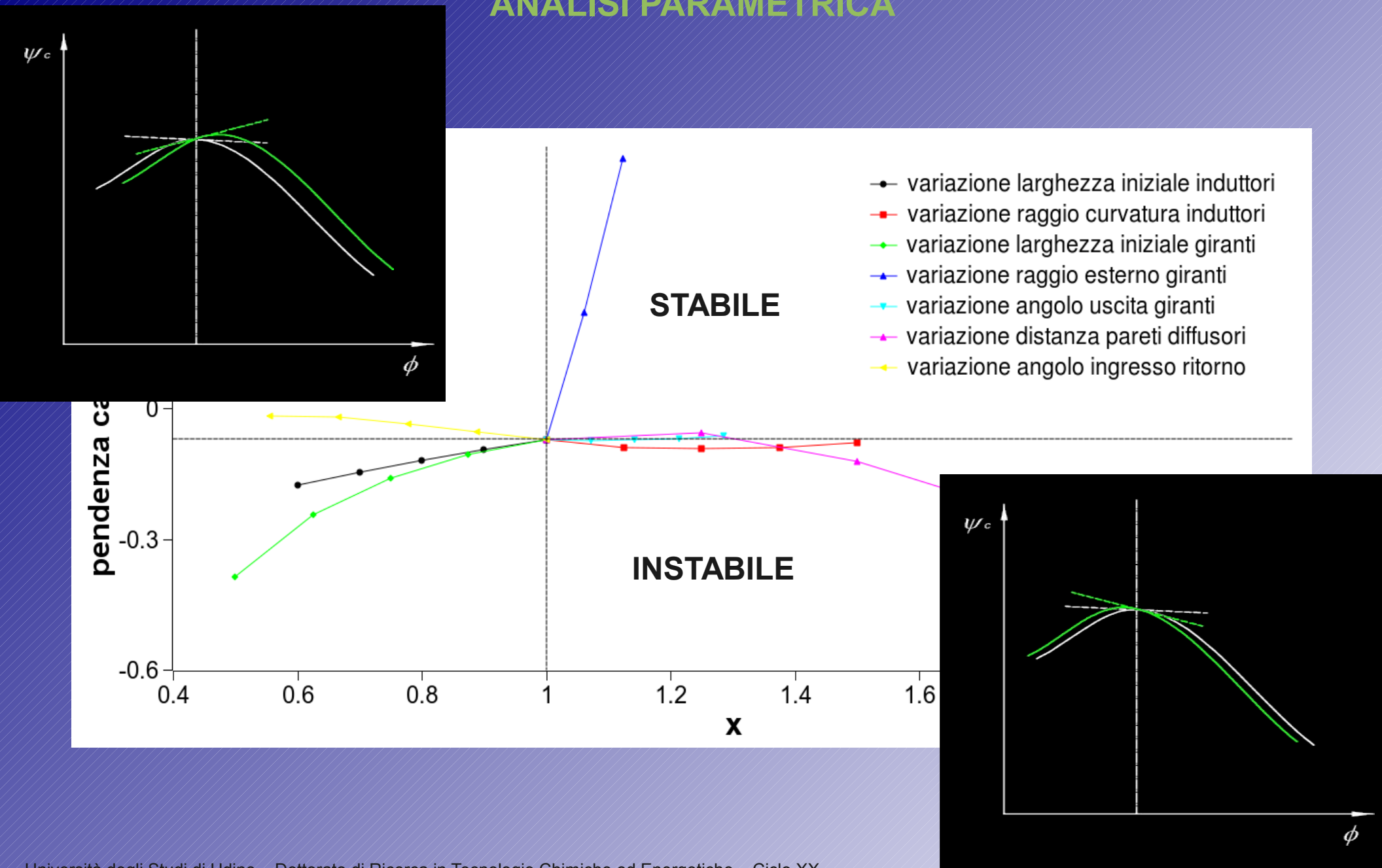
# MODELLO PER COMPRESSORI BISTADIO

## ANALISI PARAMETRICA

- Analisi effettuate:
  - passaggi curvi (induttori e condotto a U):
    - variazione larghezza in ingresso (induttori)
    - variazione raggio di curvatura
  - giranti:
    - variazione larghezza in ingresso
    - variazione raggio esterno
    - variazione angolo di uscita delle pale
  - diffusori:
    - variazione della distanza tra le pareti
  - condotto di ritorno palettato:
    - variazione angolo di ingresso

# MODELLO PER COMPRESSORI BISTADIO

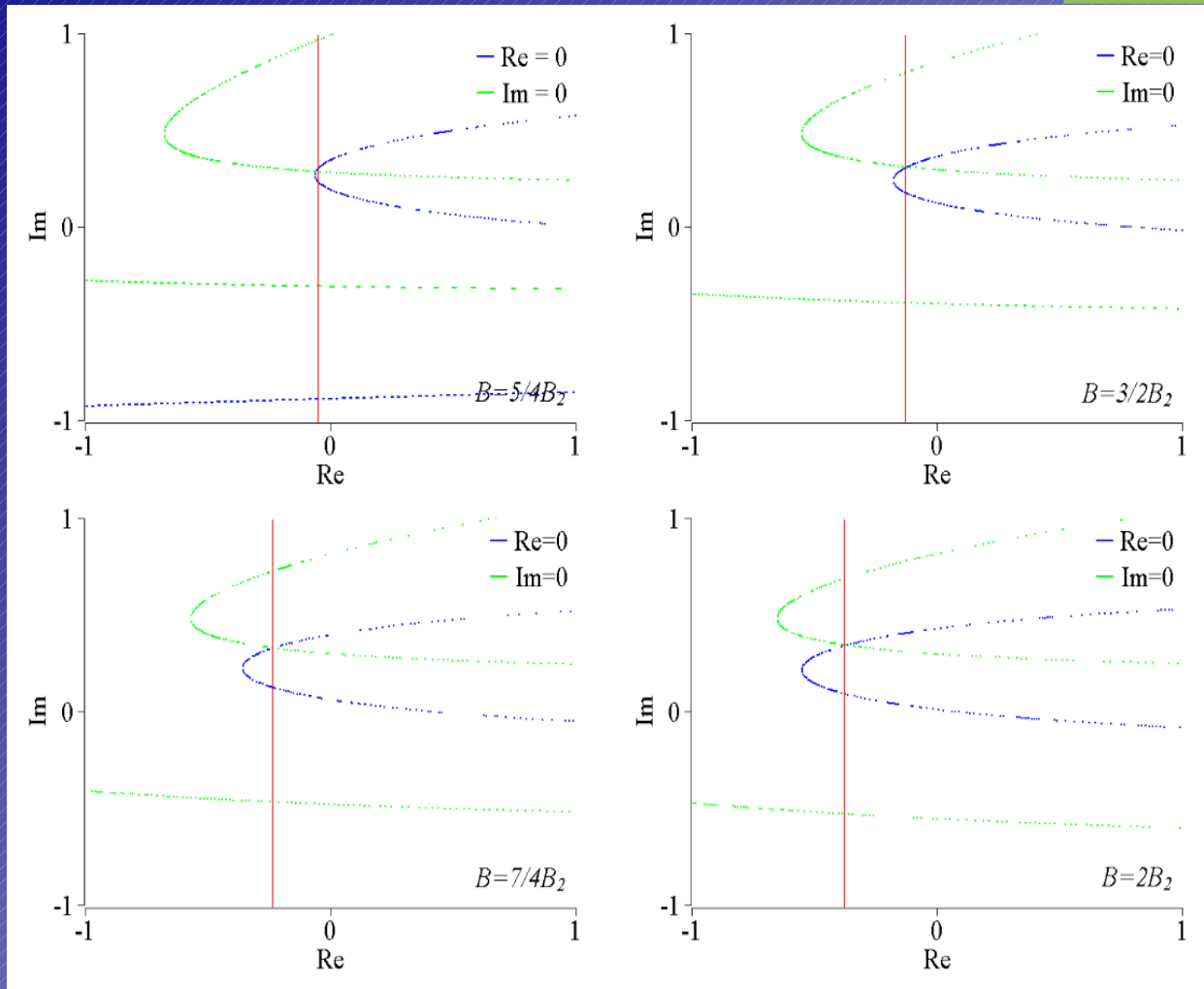
## ANALISI PARAMETRICA



# MODELLO PER COMPRESSORI BISTADIO

## ANALISI PARAMETRICA: AUMENTO DISTANZA PARETI DIFFUSORI

- Luoghi delle soluzioni:



diminuzione parte reale  
disturbo in ingresso

=

diminuzione pendenza  
curva caratteristica

=

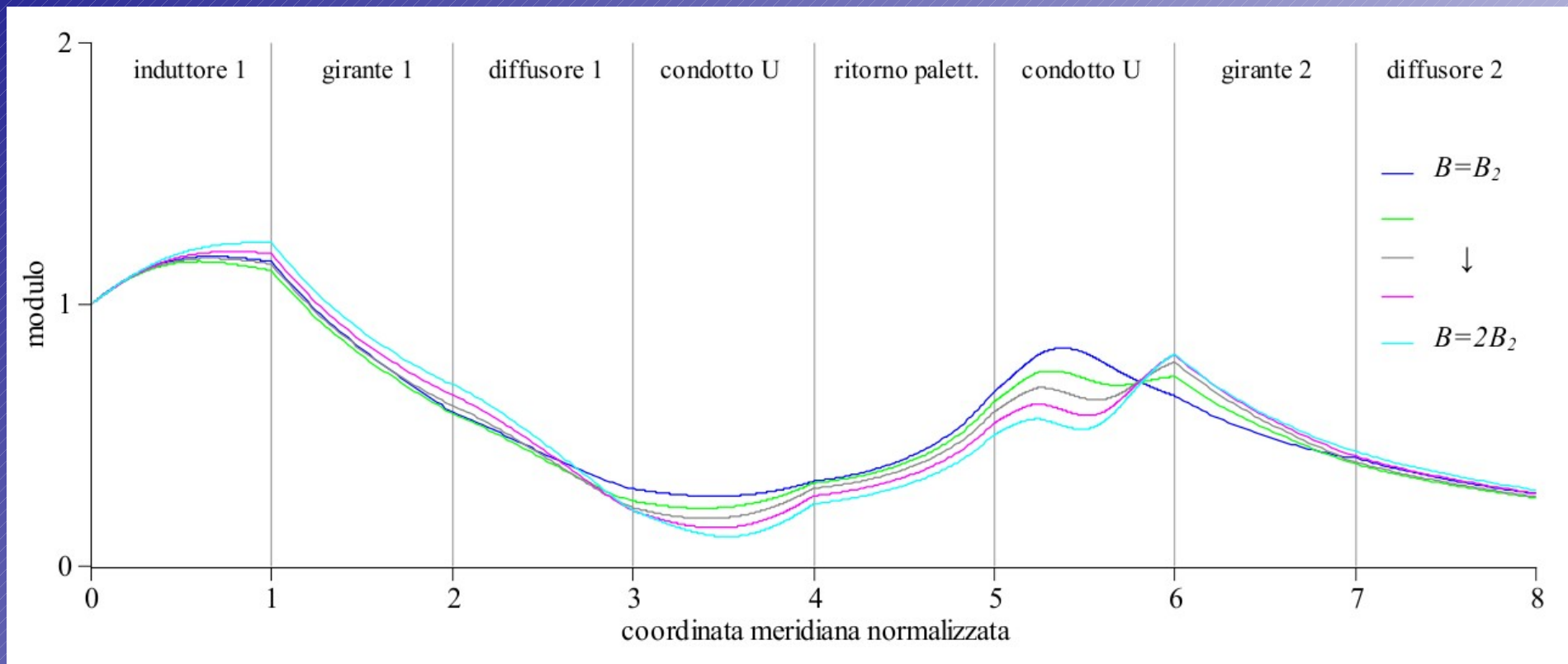
destabilizzazione flusso



# MODELLO PER COMPRESSORI BISTADIO

## ANALISI PARAMETRICA: AUMENTO DISTANZA PARETI DIFFUSORI

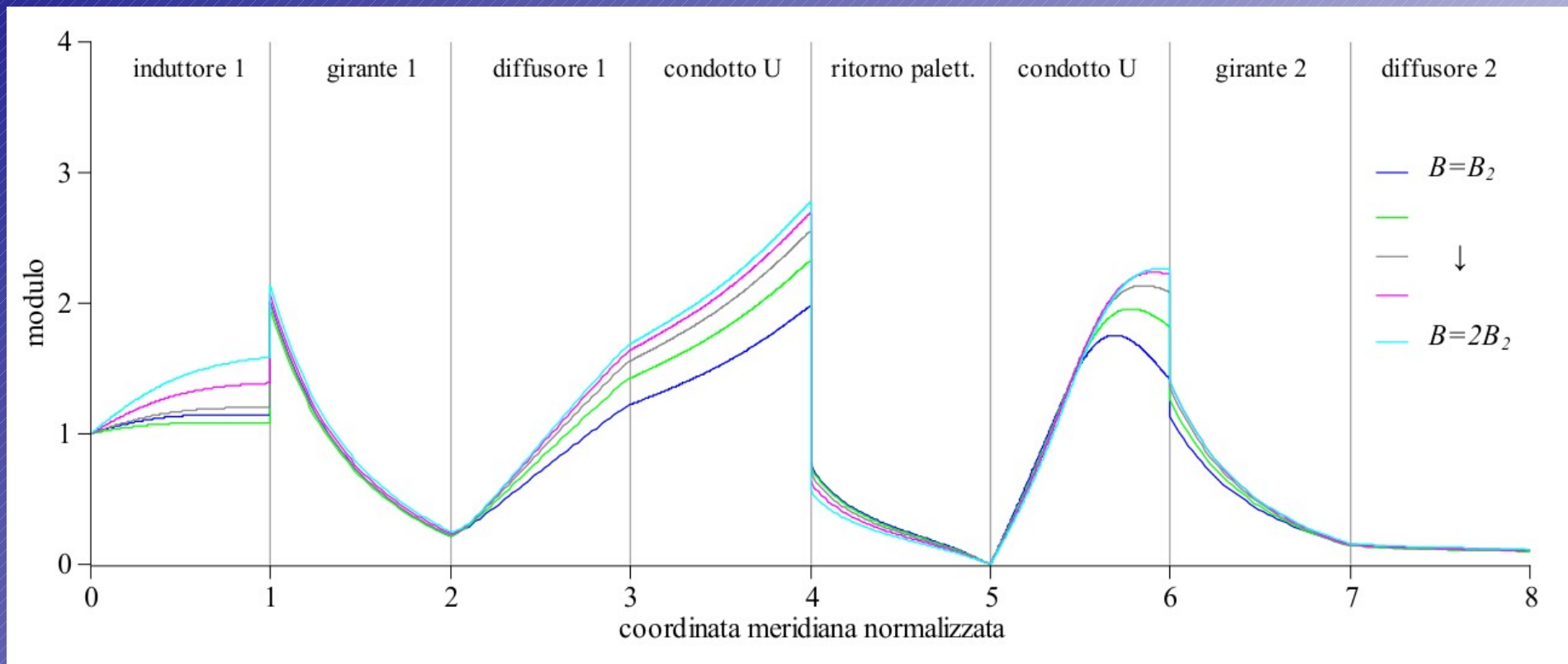
- Andamento dei disturbi:
  - velocità meridiana



# MODELLO PER COMPRESSORI BISTADIO

## ANALISI PARAMETRICA: AUMENTO DISTANZA PARETI DIFFUSORI

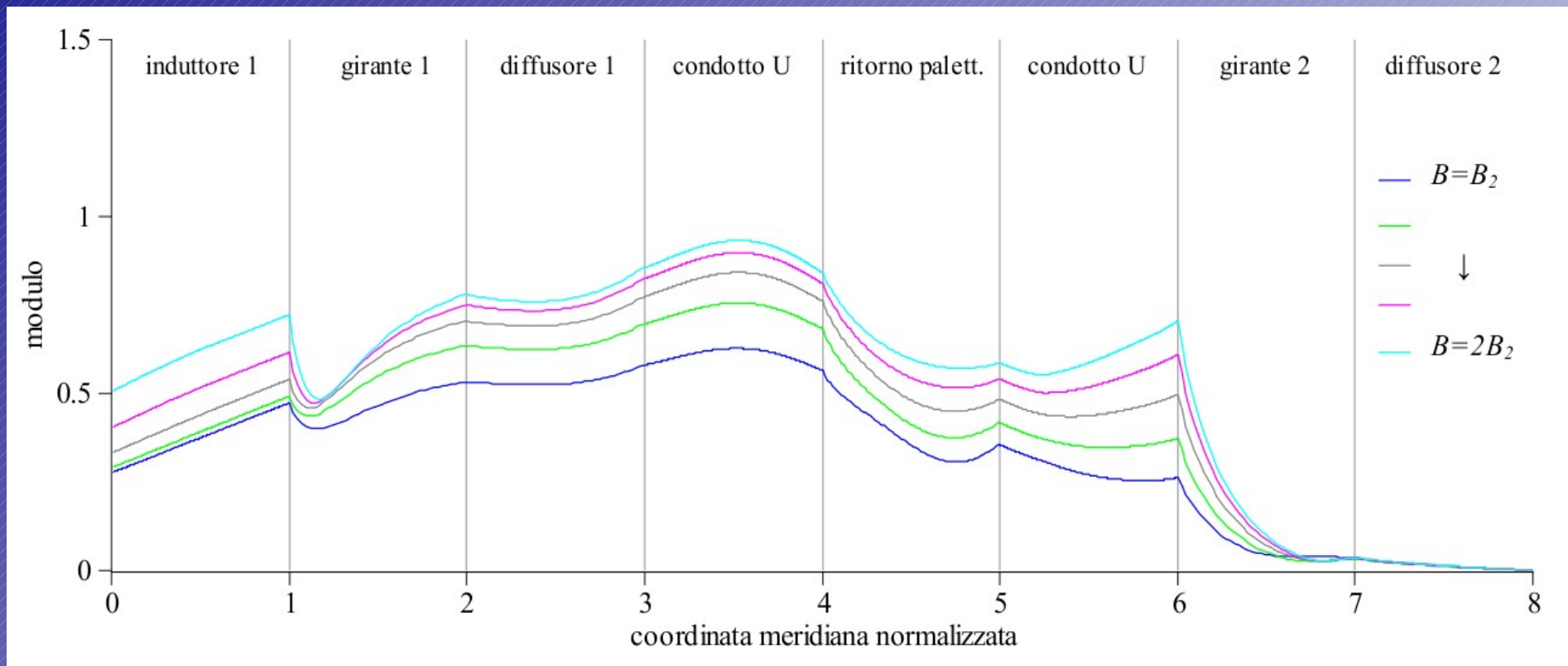
- Andamento dei disturbi:
  - velocità tangenziale



# MODELLO PER COMPRESSORI BISTADIO

## ANALISI PARAMETRICA: AUMENTO DISTANZA PARETI DIFFUSORI

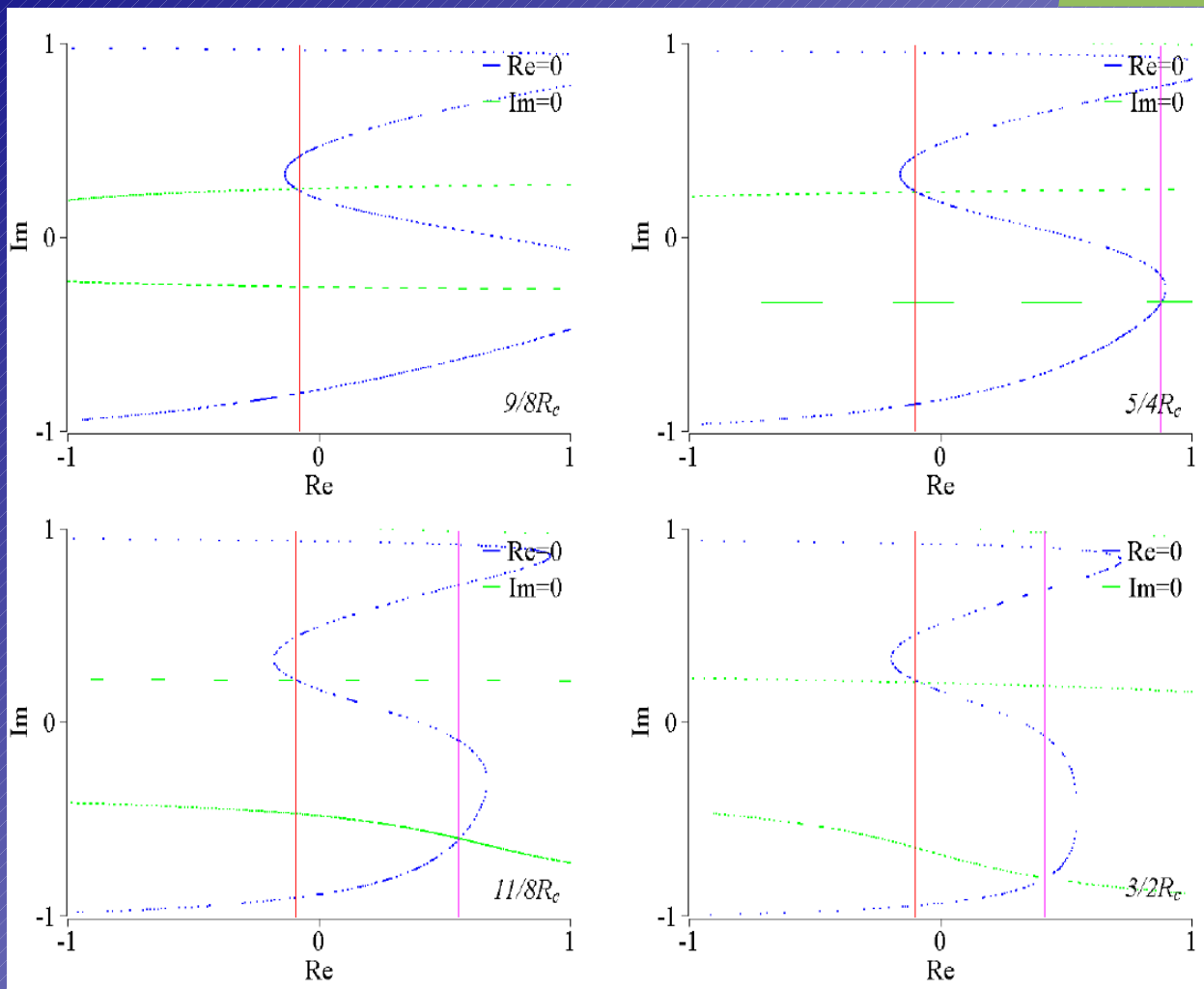
- Andamento dei disturbi:
  - pressione



# MODELLO PER COMPRESSORI BISTADIO

## ANALISI PARAMETRICA: AUMENTO RAGGIO INDUTTORI

- Luoghi delle soluzioni:



onda *veloce*

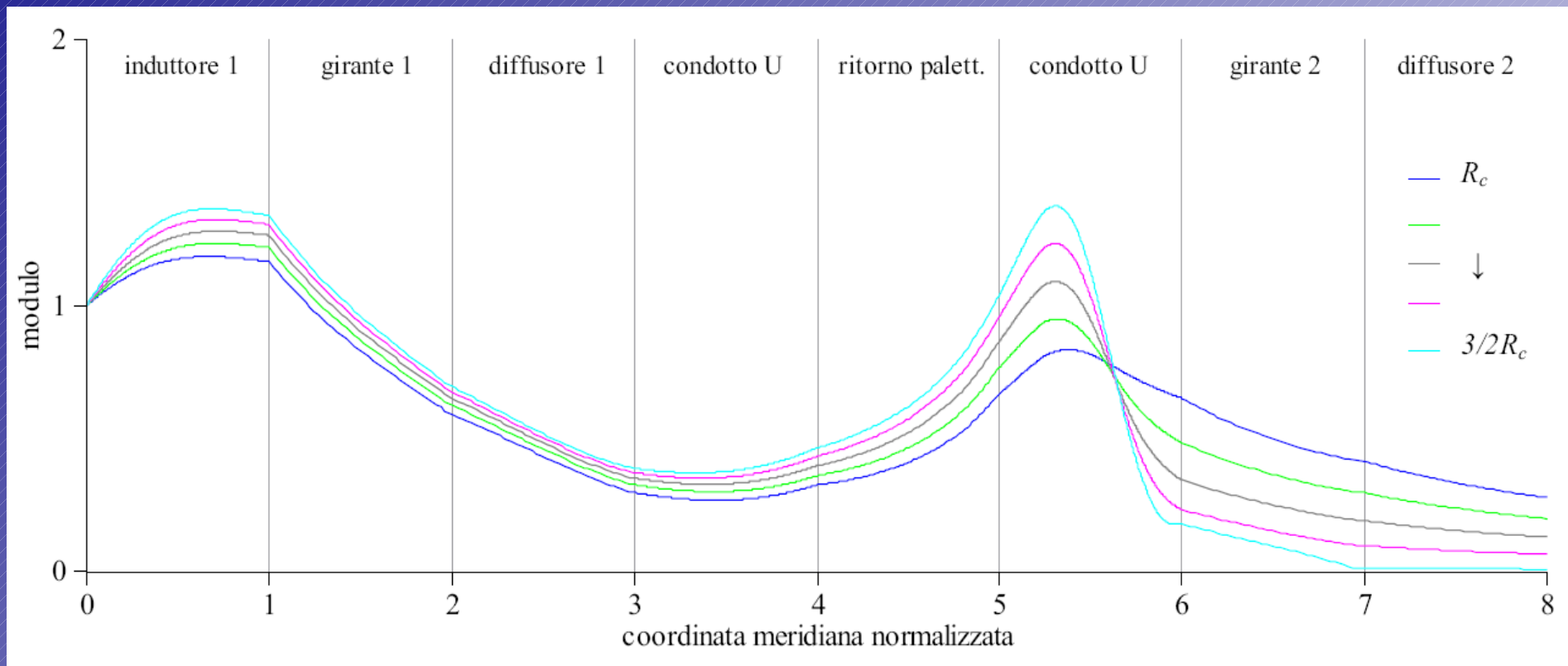
onda *lenta*

**entrambe  
destabilizzanti**

# MODELLO PER COMPRESSORI BISTADIO

## ANALISI PARAMETRICA: AUMENTO RAGGIO INDUTTORI

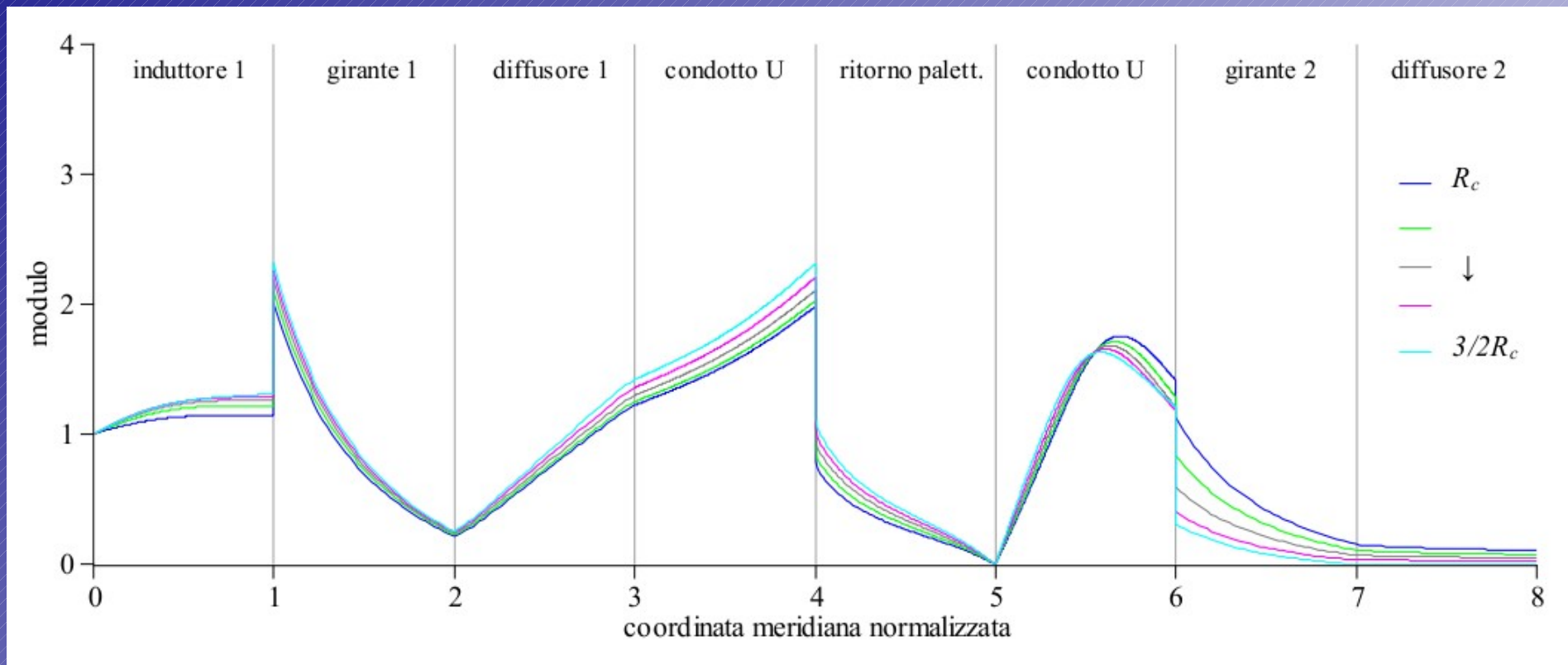
- Andamento dei disturbi, **onda veloce**:
  - velocità meridiana



# MODELLO PER COMPRESSORI BISTADIO

## ANALISI PARAMETRICA: AUMENTO RAGGIO INDUTTORI

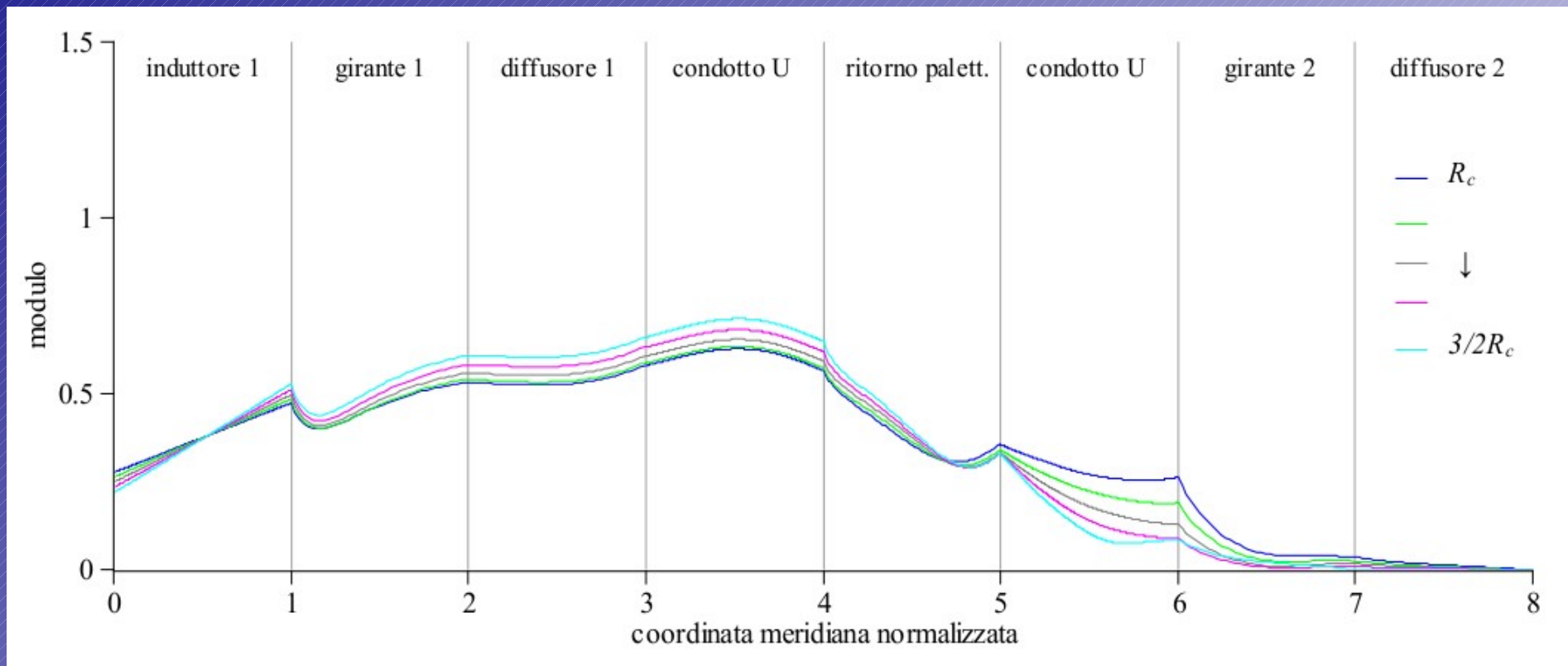
- Andamento dei disturbi, **onda veloce**:
  - velocità tangenziale



# MODELLO PER COMPRESSORI BISTADIO

## ANALISI PARAMETRICA: AUMENTO RAGGIO INDUTTORI

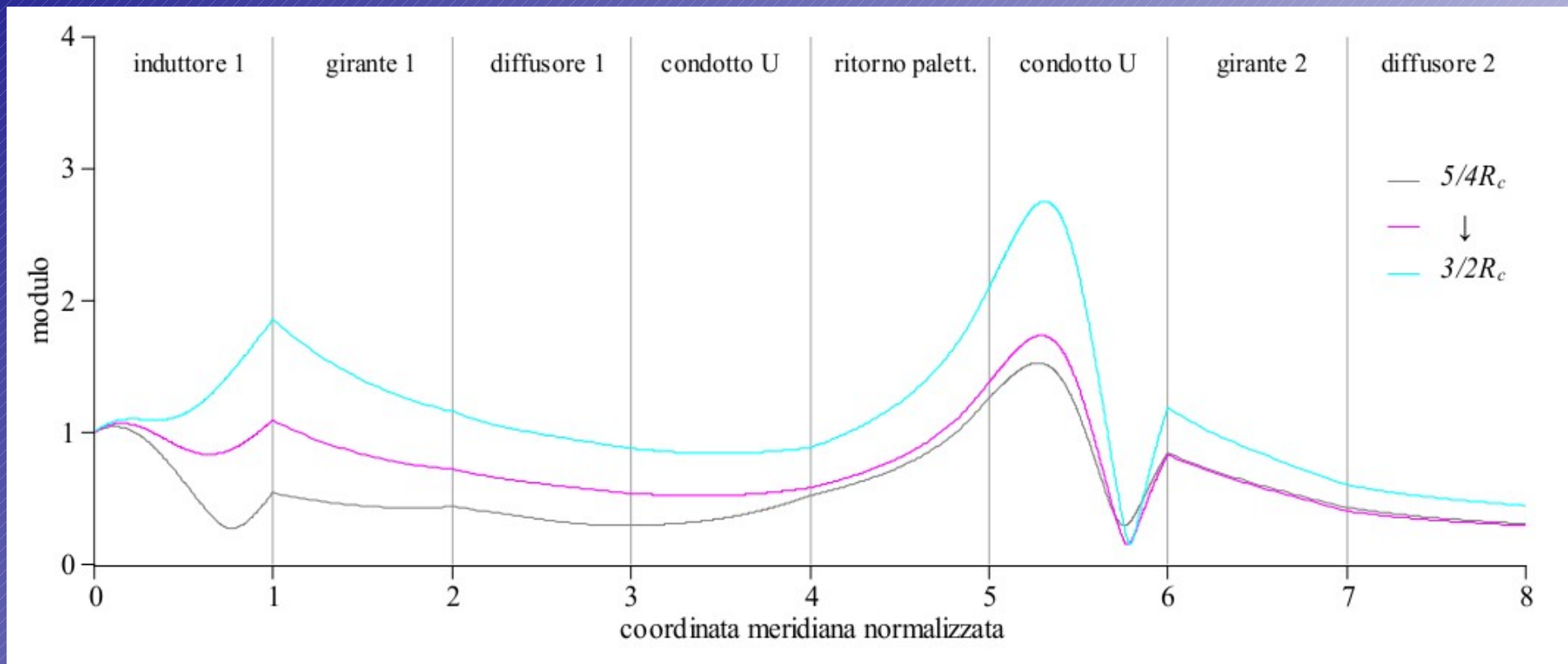
- Andamento dei disturbi, **onda veloce**:
  - pressione



# MODELLO PER COMPRESSORI BISTADIO

## ANALISI PARAMETRICA: AUMENTO RAGGIO INDUTTORI

- Andamento dei disturbi, **onda lenta**:
  - velocità meridiana

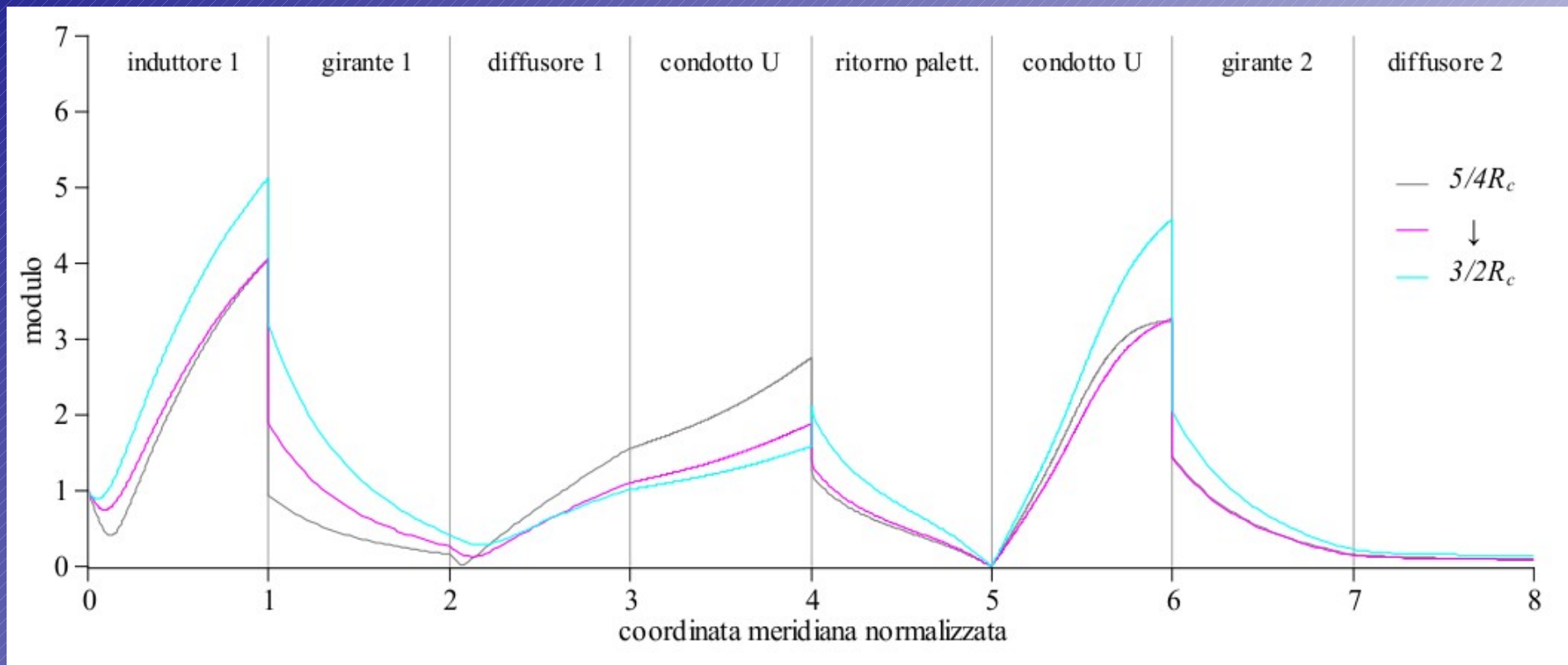




# MODELLO PER COMPRESSORI BISTADIO

## ANALISI PARAMETRICA: AUMENTO RAGGIO INDUTTORI

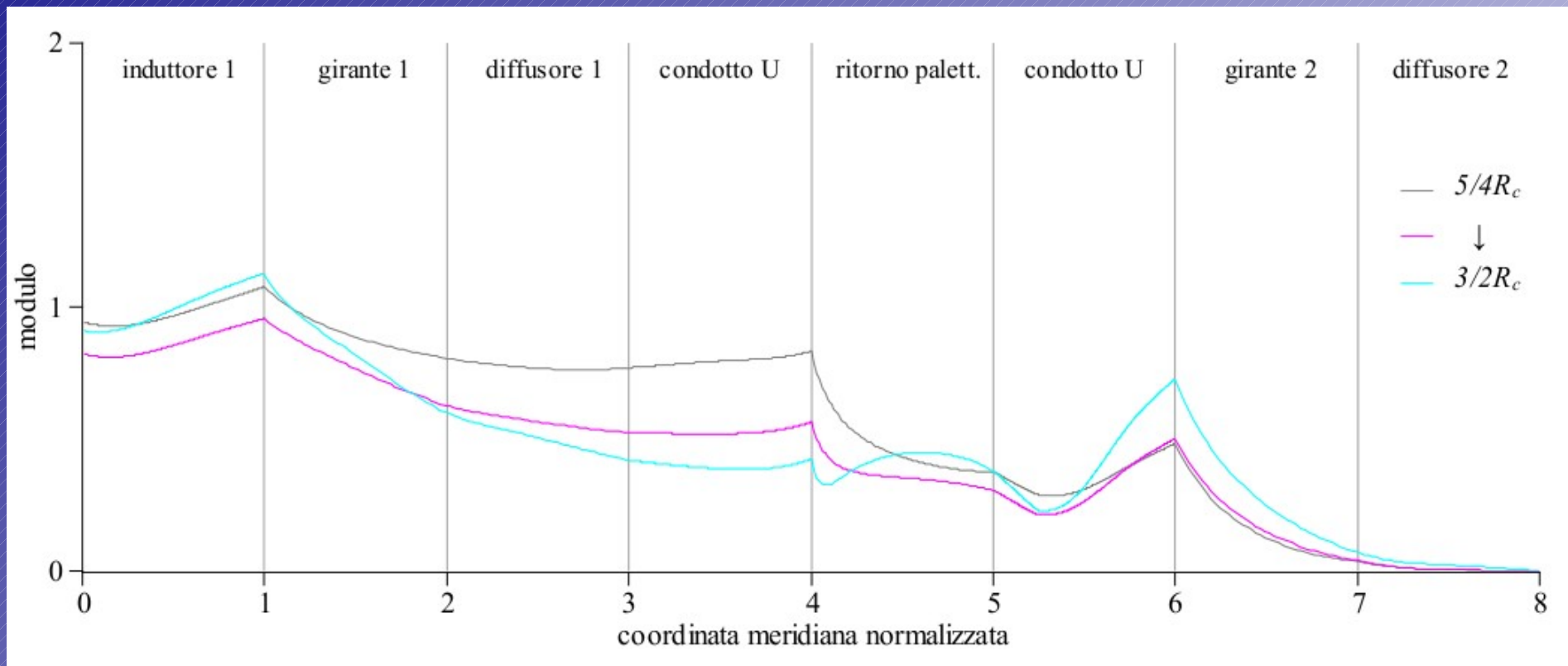
- Andamento dei disturbi, **onda lenta**:
  - velocità tangenziale



# MODELLO PER COMPRESSORI BISTADIO

## ANALISI PARAMETRICA: AUMENTO RAGGIO INDUTTORI

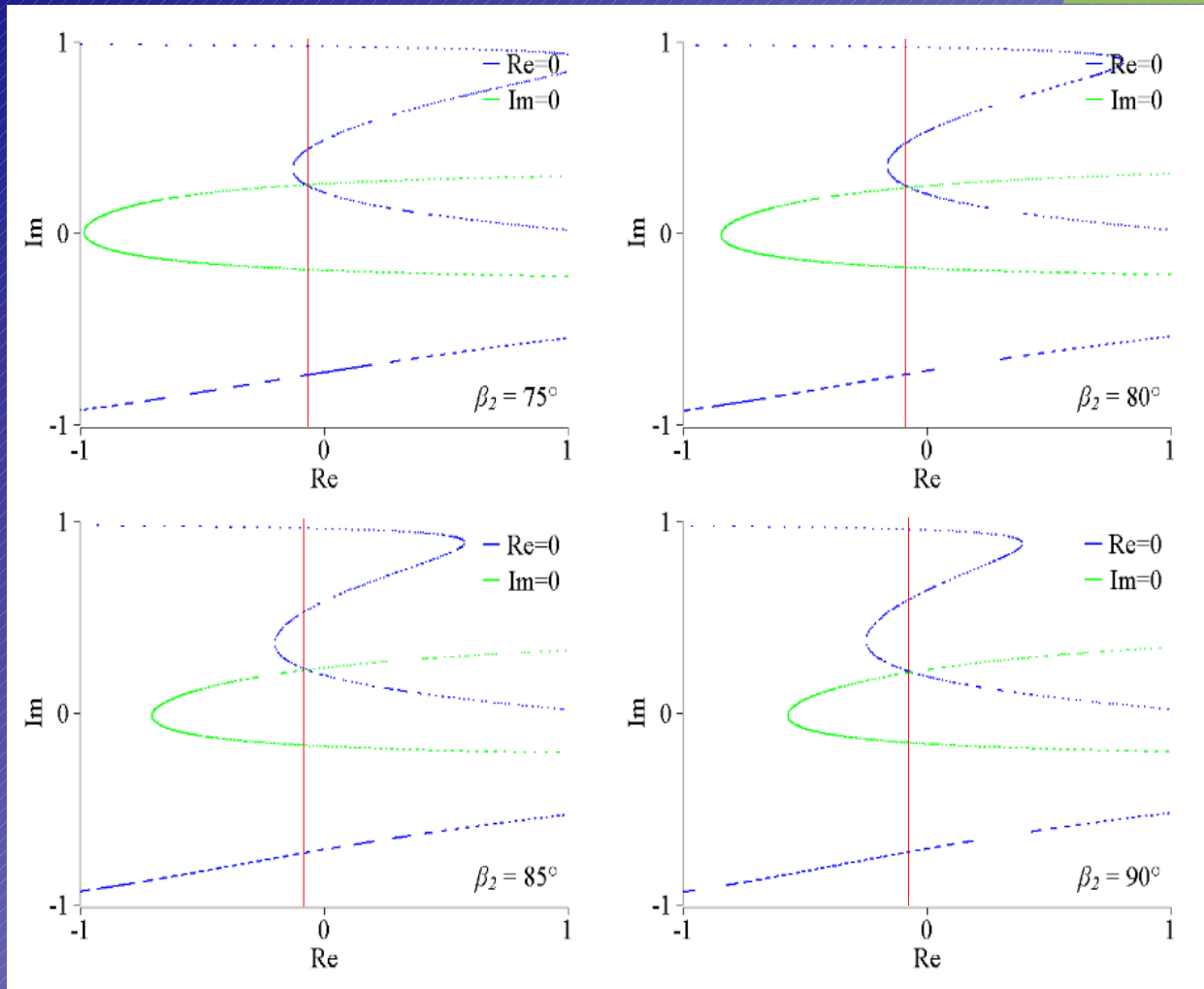
- Andamento dei disturbi, **onda lenta**:
  - pressione



# MODELLO PER COMPRESSORI BISTADIO

## ANALISI PARAMETRICA: AUMENTO ANGOLO USCITA GIRANTI

- Luoghi delle soluzioni:



variazione trascurabile  
pendenza curva  
caratteristica

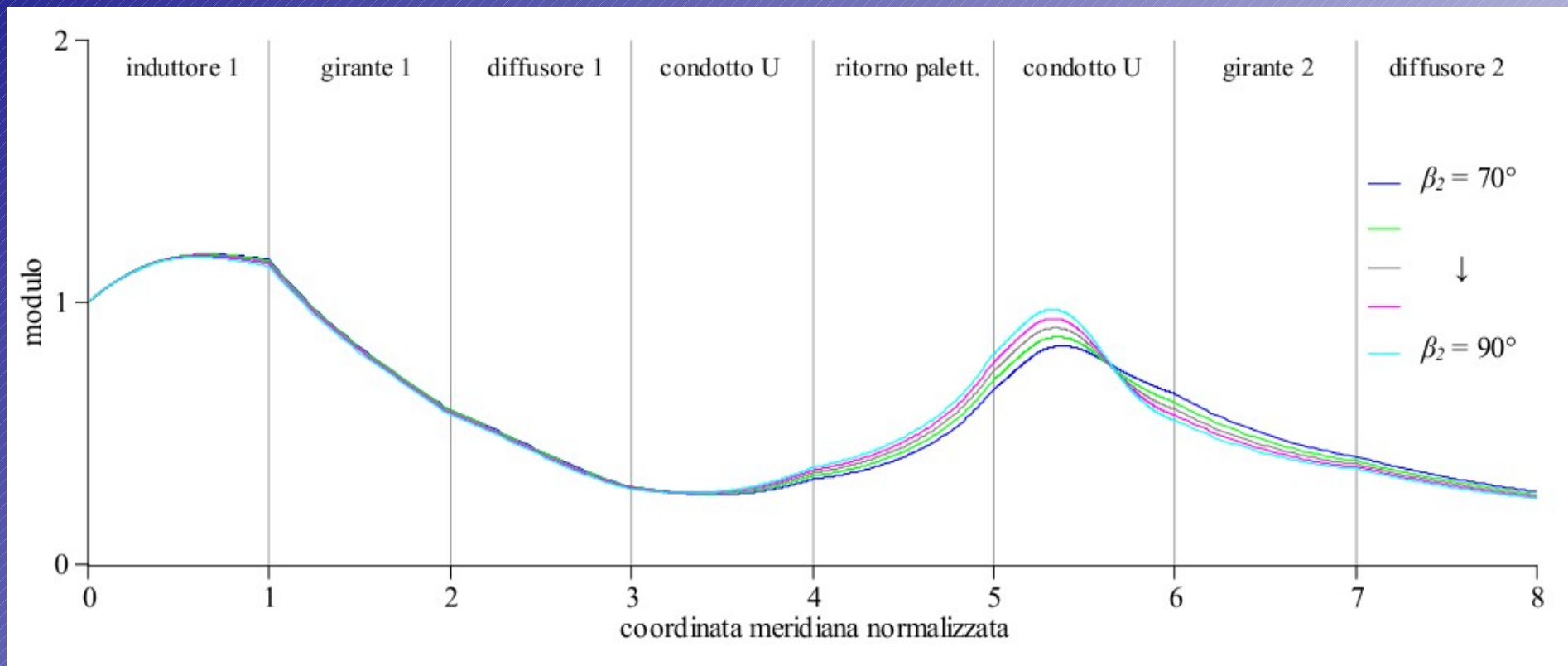
=

minore impatto sui  
disturbi

# MODELLO PER COMPRESSORI BISTADIO

## ANALISI PARAMETRICA: AUMENTO ANGOLO USCITA GIRANTI

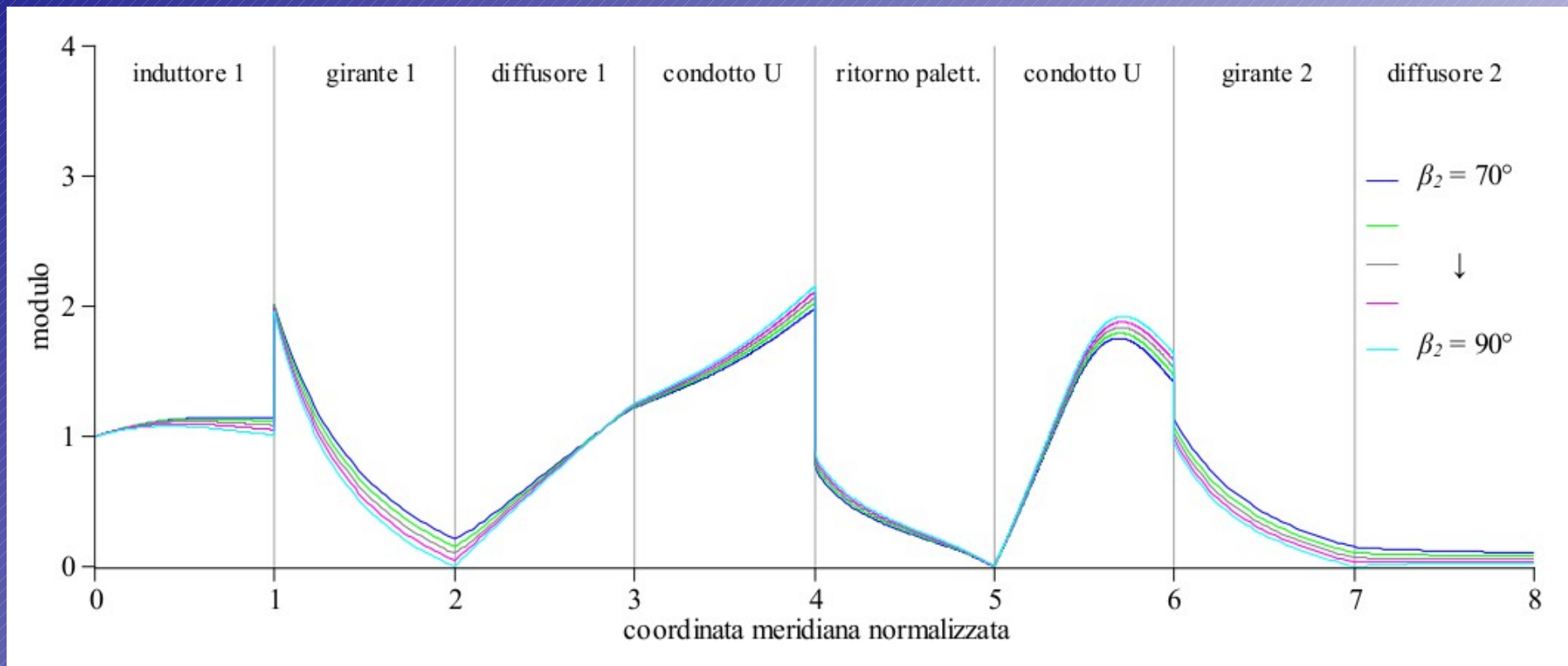
- Andamento dei disturbi:
  - velocità meridiana



# MODELLO PER COMPRESSORI BISTADIO

## ANALISI PARAMETRICA: AUMENTO ANGOLO USCITA GIRANTI

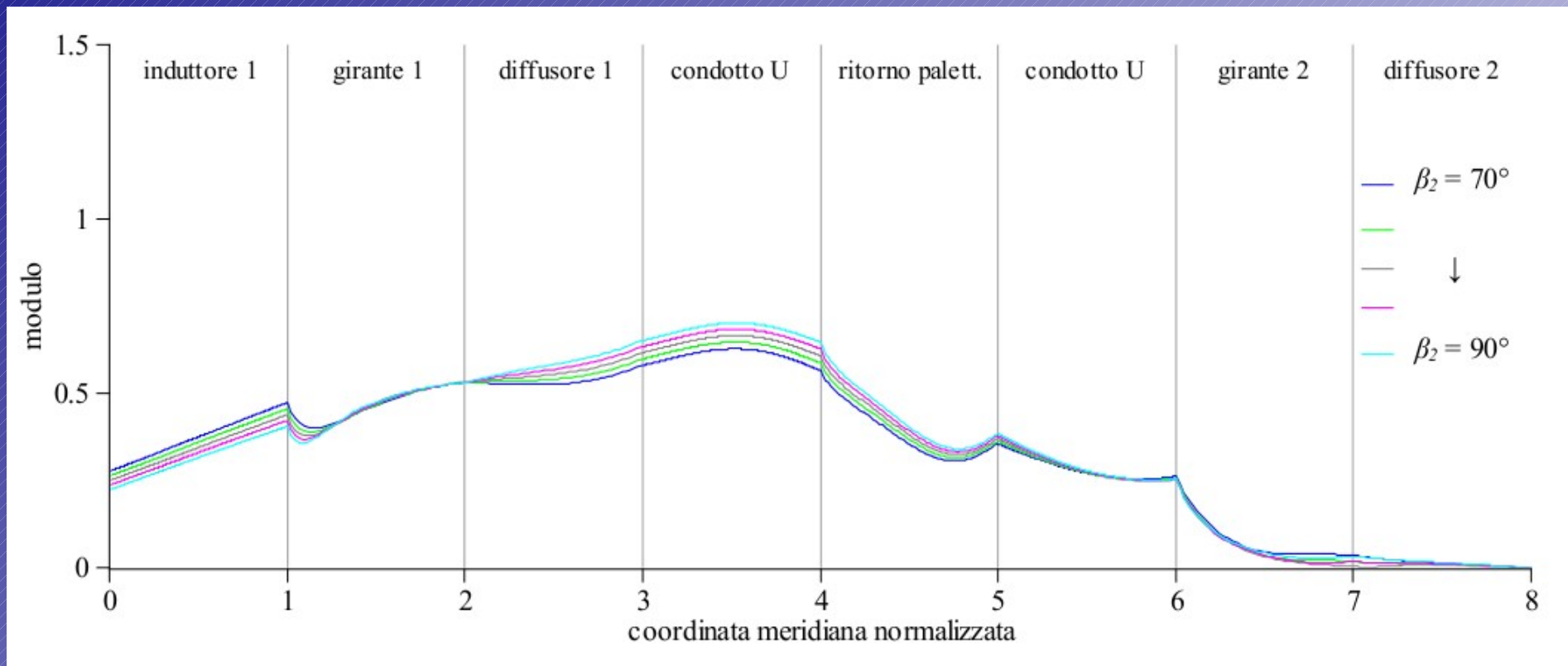
- Andamento dei disturbi:
  - velocità tangenziale



# MODELLO PER COMPRESSORI BISTADIO

## ANALISI PARAMETRICA: AUMENTO ANGOLO USCITA GIRANTI

- Andamento dei disturbi:
  - pressione



# CONCLUSIONI

- È stato realizzato un modello per la simulazione dello stallo rotante in compressori centrifughi bistadio
- Il modello è stato basato su quello di Moore (1989)
- È stato investigato il campo di moto di tutta la macchina:
  - ricavate equazioni di conservazione per condotti curvi e palettature nel riferimento della cella di stallo
- Il modello è stato applicato ad una soffiante reale e ha predetto correttamente:
  - velocità di stallo e pendenza della caratteristica
  - profili dei disturbi nei diffusori
- L'analisi parametrica è coerente con la letteratura sul ruolo della geometria nello stallo rotante