

# ***Scambio termico nei motori a combustione interna***

- Versione: **2.02.00**
- Last update: 05 dicembre 2012
- Realizzato da: Carlo Carcasci

## ⇒ Testi di Riferimento

- Bocchi, G., 1998; "Motori a quattro tempi", Ulrico Hoepli editore
- Ferrari, G., 1995; "Motori a Combustione interna", edizioni il capitello
- Heywood, J., B., 1988; "Internal Combustion engine fundamentals"
- Mackerle, J., 1961; "Air-Cooled motor engines"
- [http://www.engr.colostate.edu/~allan/heat\\_trans/page1/page1.html](http://www.engr.colostate.edu/~allan/heat_trans/page1/page1.html)

# *Indice*

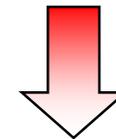
⇒ Argomenti:

- Cenni alle problematiche di raffreddamento dei motori a combustione interna
- Carichi termici sui principali organi
  - Pistone
  - Valvole
  - Cilindro

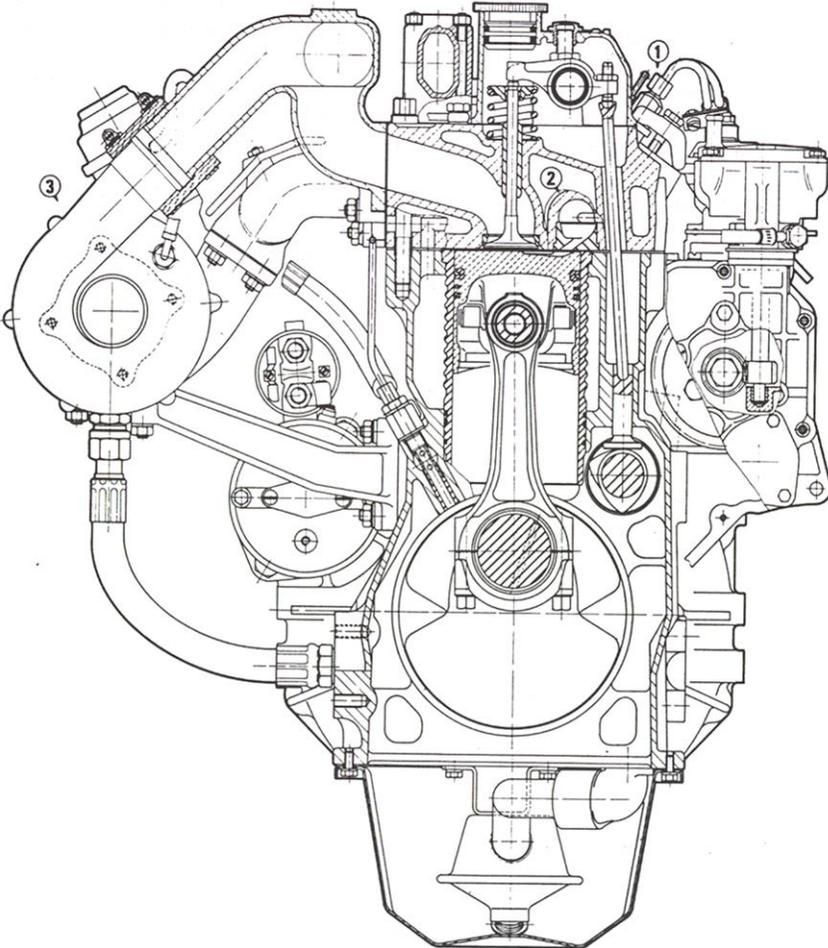
## Introduzione - 1

### ➤ Problematiche legate allo scambio termico

- ⇒ Fluido di lavoro con temperature di picco fino a 2500 K e flussi termici fino a 5÷10 W/m<sup>2</sup>.
- ⇒ Limiti strutturali dei materiali impiegati (alluminio, lubrificanti...)
- ⇒ Influenza delle temperature dei vari componenti sulle prestazioni del motore.
- ⇒ Affidabilità e durata
- ⇒ Influenza sulla produzione di inquinanti (idrocarburi incombusti, particolato,...)



**Lo scambio termico non è dunque un  
aspetto da trascurare**



Motore Diesel ad iniezione indiretta sovralimentato (VM HR 692 HT).

## Introduzione - 2

Guida valvola

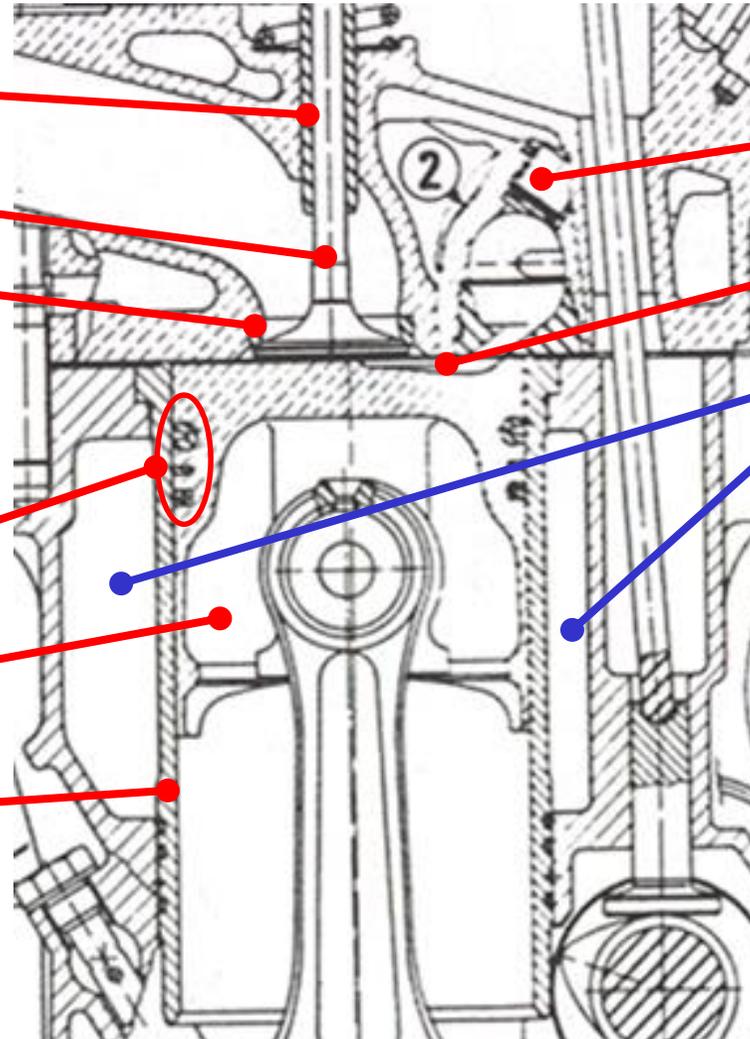
Valvola

Sede valvola

Anelli tenuta e  
raschiaolio

Pistone

Cilindro (canna)



Iniettore

Camera di  
combustione

Circuito refrigerante

## ***Analisi dello scambio termico - 1***

- Lo studio dello scambio termico consente di valutarne gli effetti su:
  - ⇒ Aspetti strutturali e di affidabilità
    - Resistenza strutturale
      - sedi valvole, pistoni in alluminio
    - Fatica termica
      - Il motore a comb. Interna è una macchina tipicamente ciclica
    - Degradazione del lubrificante
      - Provoca usure cilindro-pistone e perdita di lavoro utile
    - Disuniformità di temperatura nel cilindro
      - provocano distorsioni delle canne e successiva usura (grippaggio) del pistone e degli anelli di tenuta e raschiaolio.
    - Formazioni di depositi carboniosi su valvole, sedi valvole, iniettori e candele
    - Dimensionamento ventole, pompe nel circuito di raffreddamento

## ***Analisi dello scambio termico - 2***

### ⇒ Prestazioni

- Battito in testa e autoaccensione
  - Picchi di temperatura su valvole, testa, candela
- Eccessivo raffreddamento riduce il lavoro ceduto al pistone
- Effetti sul coefficiente di riempimento e sull'evaporazione (premiscelazione) del combustibile nei motori ad accensione comandata
- Problemi di preaccensione limitano il rapporto di compressione
  - Effetti negativi su potenza e rendimento
- Influenza della temperatura dei gas di scarico su dispositivi di recupero
  - Turbocompressori e sistemi dinamici di recupero

### ⇒ Inquinanti

- Zone fredde o con eccessivo raffreddamento aiutano la formazione di particolato e idrocarburi incombusti
- Variazioni anomale della temperatura di scarico riducono efficienza dei dispositivi catalitici

## ***Bilanci energetici -1***

- il ciclo ideale di un motore a combustione interna prevede due trasformazioni adiabatiche
  - ⇒ In realtà avremo sempre uno scambio di calore con l'esterno
    - Il quale non farà altro che diminuire la potenza sviluppata
- L'energia termica rimanente (calore ceduto alla sorgente inferiore) verrà dispersa per vie diverse:
  - ⇒ l'acqua di raffreddamento
  - ⇒ i gas di scarico uscendo ad elevata temperatura
  - ⇒ le pareti del motore trasmettono il calore per radiazione all'ambiente

## Bilanci energetici -2

- Lo scambio termico dipende dal regime di rotazione e dalle dimensioni del motore (cilindrata/cilindro)
  - ⇒ incrementano al diminuire delle dimensioni (sfavorevole rapporto volume/superficie)
- Confronto (indicativo) tra motori per autotrazione alla massima potenza

Percentuali rispetto alla potenza resa disponibile dal carburante	Potenza all'albero	Potenza dispersa dal sistema di raffreddamento	Contenuto entalpico dei gas di scarico + altro
Motore ad accensione comandata (ciclo Otto)	25 % ÷ 28 %	17 % ÷ 26 %	38 % ÷ 55 %
Motore Diesel	34 % ÷ 38 %	16 % ÷ 35 %	26 % ÷ 43%

## Bilanci energetici -3

### ➤ Flussi di potenza

●  $\Rightarrow \dot{m}_f Q_{LHV}$  : potenza disponibile.

●  $\Rightarrow P_b$  : potenza all'albero.

●  $\Rightarrow P_{tf}$  : attriti generici.

●  $\Rightarrow H_e$  : entalpia gas scarico.

●  $\Rightarrow \dot{Q}_w$  : flusso termico sulla parete della c.c.

●  $\Rightarrow P_{pf}$  : attrito pistone-cilindro.

●  $\Rightarrow H_{e,ic}$  : combustione incompleta.

●  $\Rightarrow E_{e,k}$  : energia cinetica gas scarico

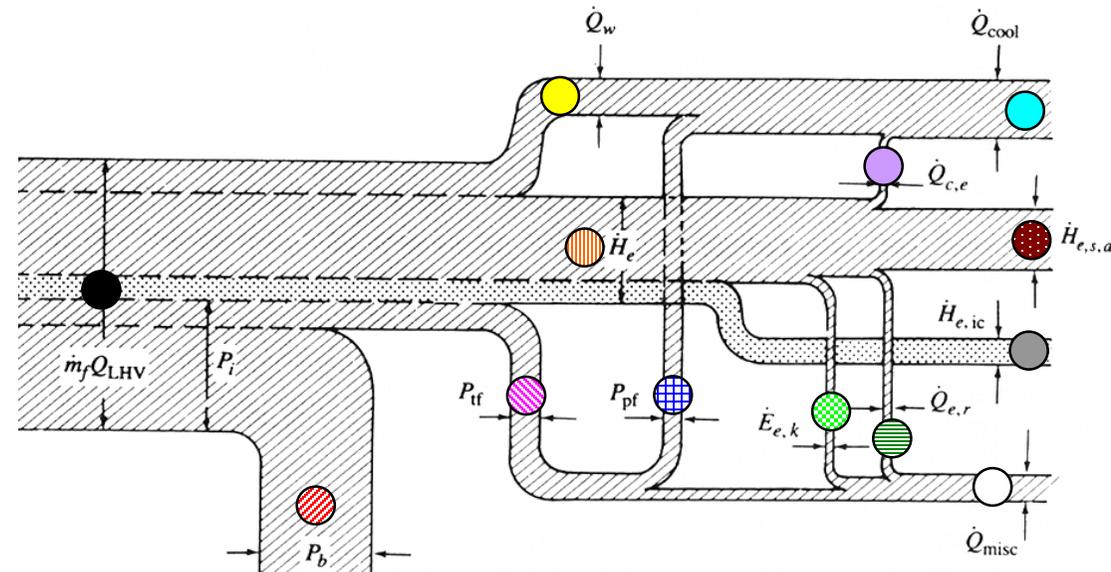
●  $\Rightarrow \dot{Q}_{e,r}$  : potenza irradiata dallo scarico.

●  $\Rightarrow \dot{Q}_{c,e}$  : raffreddamento zona a valle della valvola di scarico e prima del collettore di scarico.

●  $\Rightarrow \dot{Q}_{misc}$  : potenza assorbita dall'olio, per irraggiamento e convezione con vano motore.

●  $\Rightarrow H_{e,s,a}$  : potenza dispersa dai gas di scarico in atmosfera.

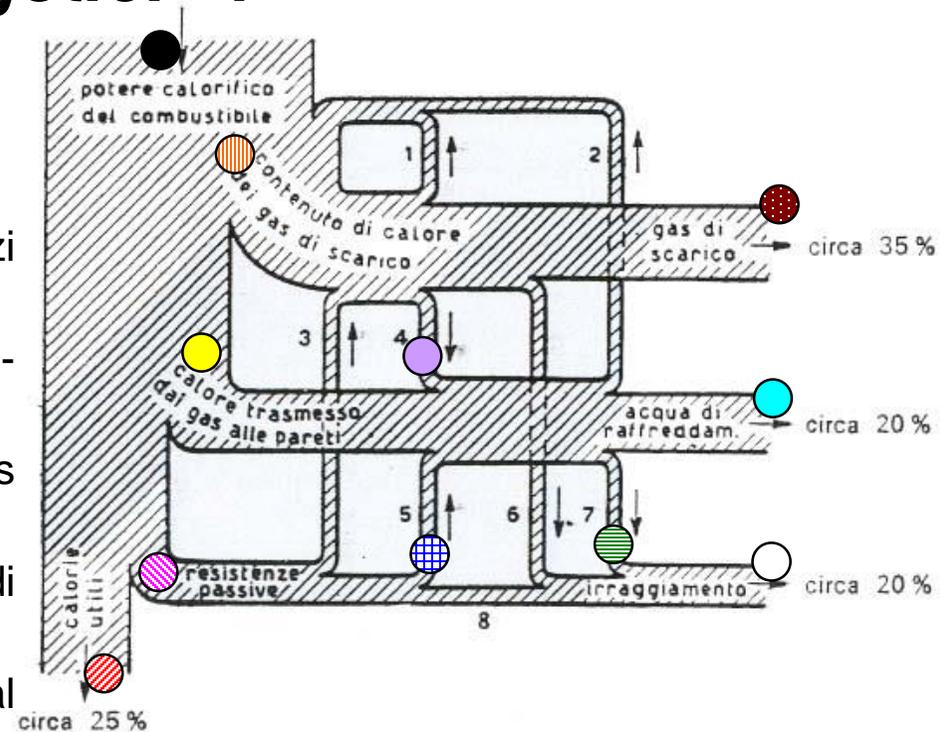
●  $\Rightarrow \dot{Q}_{cool}$  : **potenza al fluido di raffreddamento.**



## Bilanci energetici -4

### ➤ Flussi di potenza

- ⇒ 1) Quantità di calore ricevuta dal gas dagli spazi morti e dallo scarico
- ⇒ 2) Quantità di calore trasmessa alla miscela aria-combustibile dalle pareti calde
- ⇒ 3) Quantità di calore d'attrito trasmessa ai gas di scarico;
- ⇒ 4) Quantità di calore trasmessa dai gas di scarico al mezzo refrigerante;
- ⇒ 5) Quantità di calore d'attrito trasmessa al mezzo refrigerante
- ⇒ 6) Quantità di calore irradiata dal condotto di scarico
- ⇒ 7) Quantità di calore irradiata dai condotti percorsi dall'acqua di raffreddamento;
- ⇒ 8) Quantità di calore irradiata dalle pareti del motore che non sono raffreddate



## ***Parametri principali di un motore***

- I principali globali parametri da tener presente in un motore a combustione interna, sono:
  - ⇒ Potenza
    - Potenza specifica
  - ⇒ Rendimento
    - Consumo specifico
  - ⇒ Peso
    - Rapporto peso/potenza
  - ⇒ Posizione del baricentro
  - ⇒ Quantità di calore da smaltire mediante sistema di raffreddamento

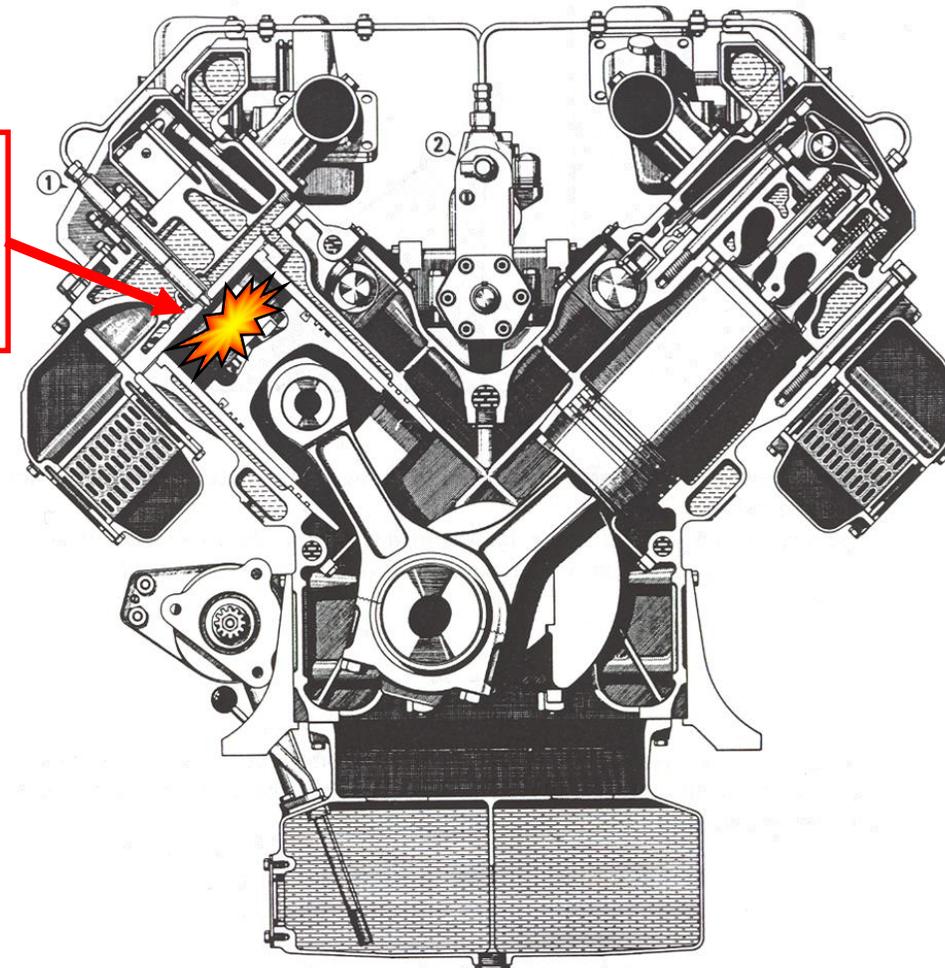
## *Introduzione all'analisi termica*

- Raffreddando i componenti del motore, lo scopo da raggiungere non è la sottrazione di forti quantità di calore, ma la **limitazione delle temperature** al di sotto dei valori imposti
  - ⇒ Principalmente da problemi di resistenza dei materiali.
  - ⇒ Si avessero a disposizione materiali, capaci di comportarsi bene a temperature dell'ordine della media del ciclo, si potrebbe pensare di realizzare un motore "**adiabatico**"
    - ➔ Tutto il calore che non può essere convertito in lavoro viene evacuato con i gas di scarico
- Quindi l'analisi termica ha il doppio obiettivo di:
  - ⇒ Contenere le sollecitazioni termiche
  - ⇒ Ridurre la quantità di calore dispersa mediante il sistema di raffreddamento

# Componenti sollecitati termicamente - 1

La combustione determina un carico termico sulle superfici interessate dai gas caldi.

- Si rende necessario raffreddare:
  - ⇒ Pareti della camera di combustione
  - ⇒ Pareti del cilindro
  - ⇒ Valvole e sedi valvole
  - ⇒ Superficie del pistone
  - ⇒ Candele (ciclo Otto)
  - ⇒ Iniettori (Diesel)
  - ⇒ Olio lubrificante



Motore Diesel ad iniezione diretta, sovralimentato, con cilindri a V (Isotta Fraschini ID 36).

# ***Processo di trasmissione del calore in un motore***

- Il calore passa...
  - ⇒ Dai gas nel cilindro alla superficie interna delle pareti
    - Principalmente per convezione
    - In parte anche per irraggiamento
  - ⇒ Dalla superficie interna delle pareti a quella esterna
    - Per conduzione
  - ⇒ Dalla superficie esterna al refrigerante
    - Per convezione

# ***Processo di trasmissione del calore in un motore***

⇒ Fase di combustione

→ Elevate temperature

– A causa della combustione

→ Elevato coefficiente di scambio termico equivalente

– Effetto delle elevate velocità

– Effetto dell'irraggiamento

⇒ Espansione e scarico

→ Temperature decrescono velocemente

## ***Effetto delle principali grandezza***

- **Temperatura dei gas**
  - ⇒ Varia da punto a punto
  - ⇒ Varia nel tempo
- **Velocità e densità dei gas**
  - ⇒ Varia nel tempo
  - ⇒ Effetto sul coefficiente di scambio termico
- **Geometria del sistema**
  - ⇒ Varia nel tempo
  - ⇒ Cambia la superficie di scambio termico
- **Effetto dell'attrito del pistone**
- **Conducibilità della parete**
  - ⇒ dipende dalla quantità di olio e carbone ed altri depositi
- **Effetto evaporativo del combustibile (se liquido)**

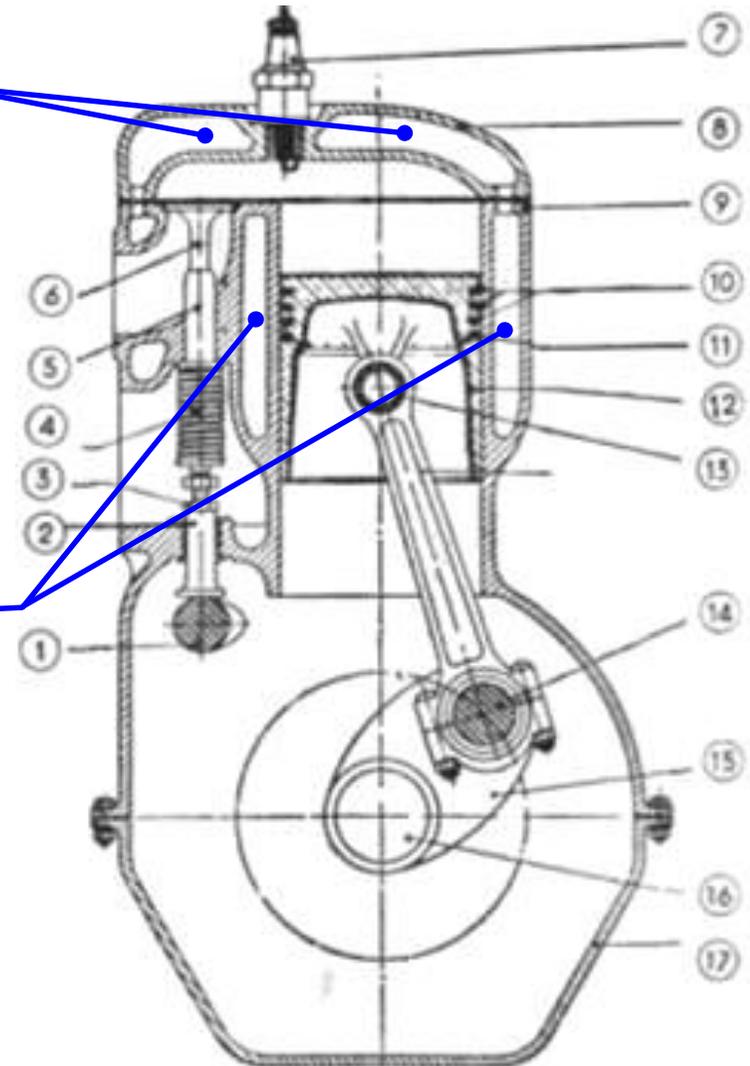
## Componenti sollecitati termicamente - 2

### ➤ Pareti della camera di combustione

- ⇒ Temperatura uniforme.
  - ➔ Si evitano così eventuali punti caldi che possono provocare detonazione o preaccensione (Ciclo Otto).
- ⇒ Temperature nel range 480 K ÷ 570 K.
  - ➔ La zona tra le valvole presenta temperature elevate a causa dello scarso raffreddamento: problemi non indifferenti nel caso di raffreddamento ad aria.

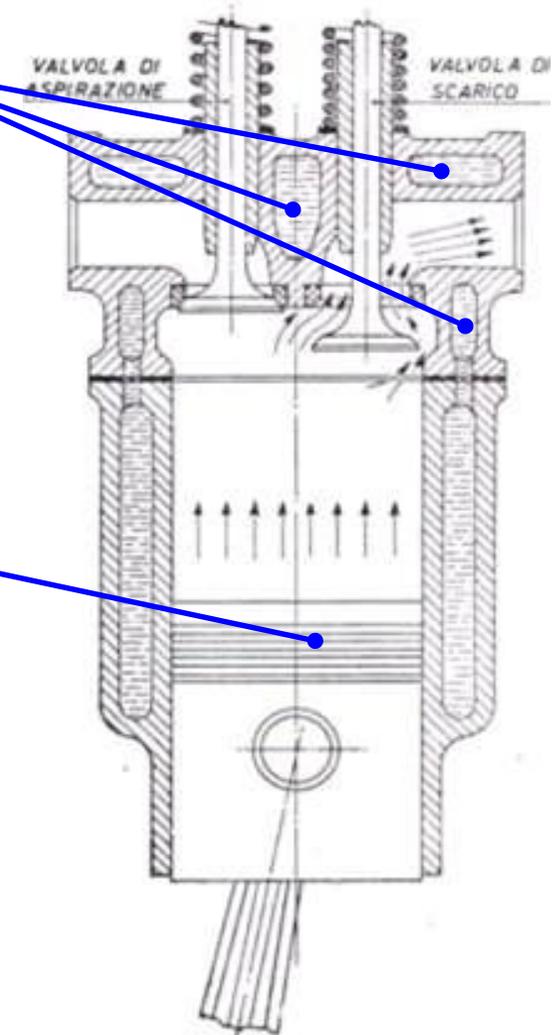
### ➤ Pareti del cilindro

- ⇒ Temperatura elevata in prossimità della testa
- ⇒ Temperature nel range 450 K ÷ 520 K.
- ⇒ Uniformità del flusso per evitare distorsioni del cilindro (grippaggio)
- ⇒ Temperature limitate dalla possibile distruzione del film d'olio lubrificante (usura cilindro e anelli tenuta pistone)



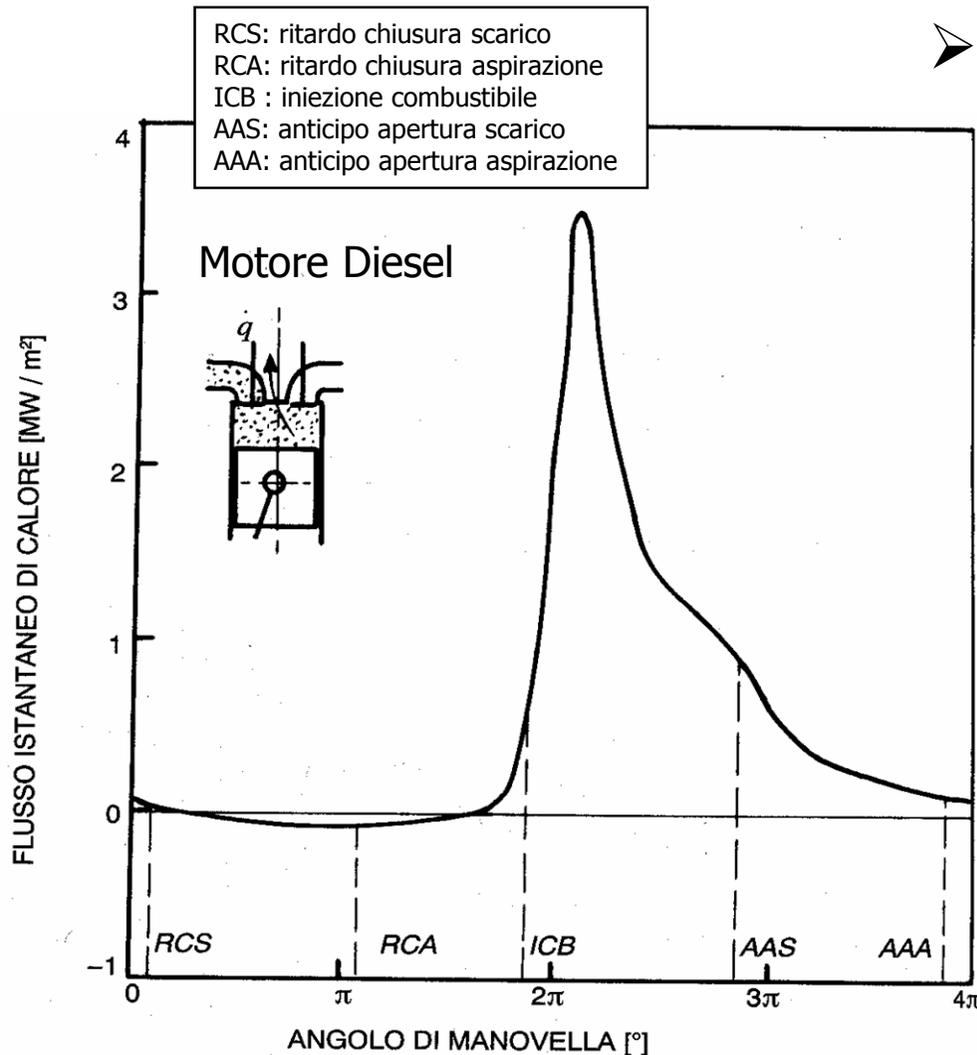
## Componenti sollecitati termicamente - 3

- Valvole e sedi valvole
  - ⇒ Non devono formarsi depositi, distorsioni, bruciature e corrosioni.
  - ⇒ Temperature nel range  $970\text{ K} \div 1030\text{ K}$ .
    - ➔ Le valvole di scarico sono l'elemento critico dato che le valvole d'aspirazione sono raffreddate dalla carica aspirata.
- Superficie del pistone
  - ⇒ Temperature nel range  $470\text{ K} \div 620\text{ K}$ .
- Candele (Otto)
  - ⇒ Temperature nel range  $750\text{ K} \div 1250\text{ K}$ .
    - ➔ limite inferiore dato dall'imbrattamento, limite superiore dato dalla preaccensione.
- Iniettori (Diesel)
  - ⇒ Temperature  $< 440\text{ K}$ . Buona lubrificazione e nessun deposito carbonioso (occlusione orifizi) ne depositi di lacche.



# ***Carico termico Lato-Gas***

# Processo di trasmissione del calore in un motore



➤ Il flusso di calore varia notevolmente con la posizione e il tempo

⇒ Fase di aspirazione

➔ Il calore è negativo

- Il calore passa dalle pareti del cilindro alla carica fresca
- È influenzato (negativamente) il coefficiente di riempimento

⇒ Fase di compressione

➔ Il flusso di calore è da prima negativo

➔ Poi, flusso di calore diventa positivo

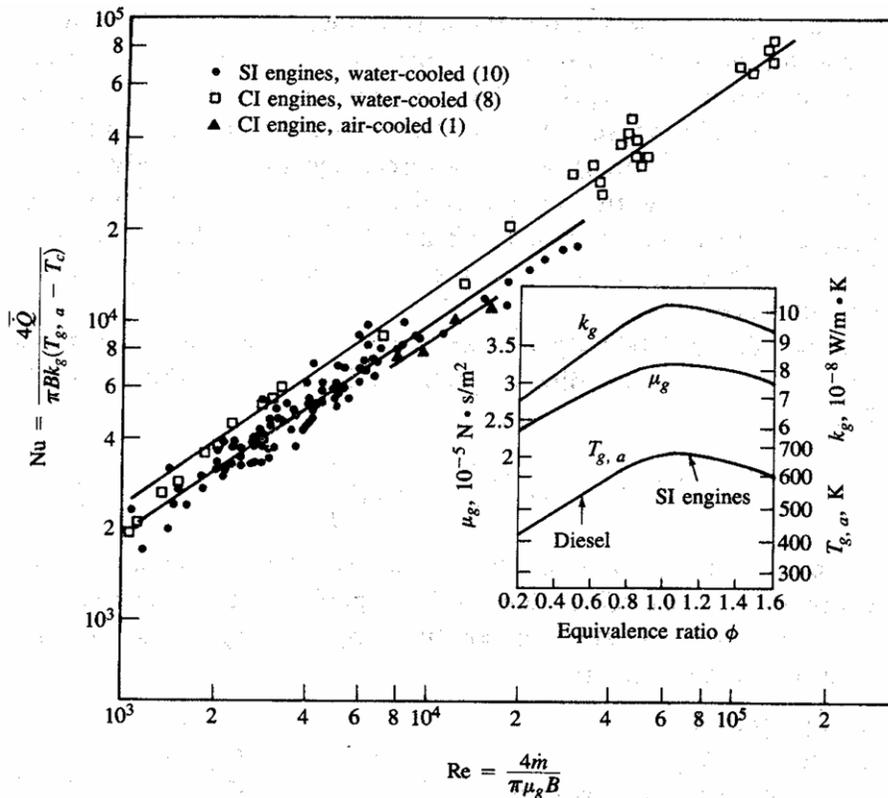
- A causa della compressione, la temperatura è aumentata

➔ Il calore scambiato influenza temperatura e pressione di fine compressione

# Calcolo del flusso di calore MEDIO

## ➤ Necessità di approcci semplificativi

⇒ Correlazioni di scambio termico mediate nello spazio e nel tempo. Utili per il dimensionamento del circuito di raffreddamento.



$T_{g,a}$  è una temperatura adiabatica  
 $T_c$  è la temperatura del refrigerante

Annand propone  $Nu \approx Re^{0.7}$

Taylor e Toong propongono  $Nu \approx Re^{0.75}$

- I Nusselt più alti (+25% rispetto a ciclo Otto) si hanno per Diesel raffreddati a liquido. Questo è attribuito in parte all'effetto radiante della fiamma, maggiore che per i motori a ciclo Otto.
- I Nusselt più bassi per motori raffreddati ad aria
  - maggiore temperatura di parete che questi presentano

# Calcolo del flusso di calore *ISTANTANEO*

➤ Necessità di approcci semplificativi.

⇒ Correlazioni di scambio termico mediate nello spazio (valori delle grandezze medie nello spazio ma variabili nel tempo)

## Modello di Annand

Flusso termico (istantaneo) per unità d'area:

$$Q(t) = h_i(T_g - T_i) + C_2 \sigma_0 (T_g^4 - T_i^4)$$

$$h_i = C_1 \lambda / D \text{ Re}^n$$

$$C_1 = 0.35 \div 0.8$$

$$n = 0.7 \div 0.8$$

$$C_2 = 0.6 \div 1.6 \text{ combustione Diesel}$$

$$C_2 = 0.075 \text{ combustione Otto}$$

$$C_2 = 0 \text{ altre fasi}$$

$T_g$  = Temperatura media della carica

$T_i$  = Temperatura parete

$\sigma_0$  = costante di Stefan-Boltzmann

$h_i$  = coefficiente convettivo

$D$  = alesaggio

$\lambda$  = conducibilità dei gas

$\text{Re}$  = Numero di Reynolds calcolato con la velocità media del pistone ( $u_m$ ) e l'alesaggio

Dati sperimentali suggeriscono un legame più complesso tra la velocità che regola il fenomeno e la velocità media del pistone !

# Calcolo del flusso di calore *ISTANTANEO*

➤ Necessità di approcci semplificativi.

⇒ Correlazioni di scambio termico mediate nello spazio (valori delle grandezze medie nello spazio ma variabili nel tempo)

## Modello di Woschni

Flusso termico (istantaneo) per unità d'area:

$$Q(t) = h_i (T_g - T_i)$$



$T_g$  = Temperatura media della carica

$T_i$  = Temperatura parete

$h_i$  = coefficiente convettivo

$D$  = alesaggio

$\lambda$  = conducibilità dei gas

$Re = \rho u D / \mu$

Non c'è irraggiamento in maniera esplicita, ma ne viene tenuto conto incrementando la convezione

$$h_i = C_1 \lambda / D Re^{0.8}$$

Esplicitando  $p$ ,  $T$ ,  $D$ ,  $u$  e ipotizzando che  $\lambda \sim T_g^{0.75}$ ,  
 $\mu \sim T_g^{0.62}$ ,  $\rho \sim T_g^{-1}$  si ottiene

$$h_i = 3.26 p^{0.8} D^{-0.2} T_g^{-0.55} u^{0.8} \text{ (unità nel S.I.)}$$

$u$  viene valutato in modo particolare in questo modello a causa della sua influenza sullo scambio termico

# Calcolo del flusso di calore Istantaneo

## Modello di Woschni (continua)

⇒ Valutazione della velocità caratteristica  $u$ . Al termine legato alla velocità media del pistone (approccio analogo al modello di Annand) si aggiunge un termine legato alla velocità dei gas indotta dalla combustione (ritenuto proporzionale all'incremento di pressione dovuto alla combustione).

$$u = C_2 u_m + C_3 (VT_0)/(p_0 V_0) (p - p_{tr})$$

$p, V$  : pressione e volume istantanei

$p_0, T_0, V_0$ : pressione, temperatura e volume all'istante di riferimento (p.e. chiusura valvole)

$p_{tr}$  : pressione istantanea a motore trascinato (senza combustione)

$C_2 = 2.28$  per le fasi di compressione, combustione ed espansione

$C_2 = 6.18$  durante la sostituzione del fluido di lavoro

$C_3 = 0$  durante compressione e sostituzione fluido

$C_3 = 3.24 \cdot 10^{-3}$  (camera di combustione unica) fase di combustione ed espansione

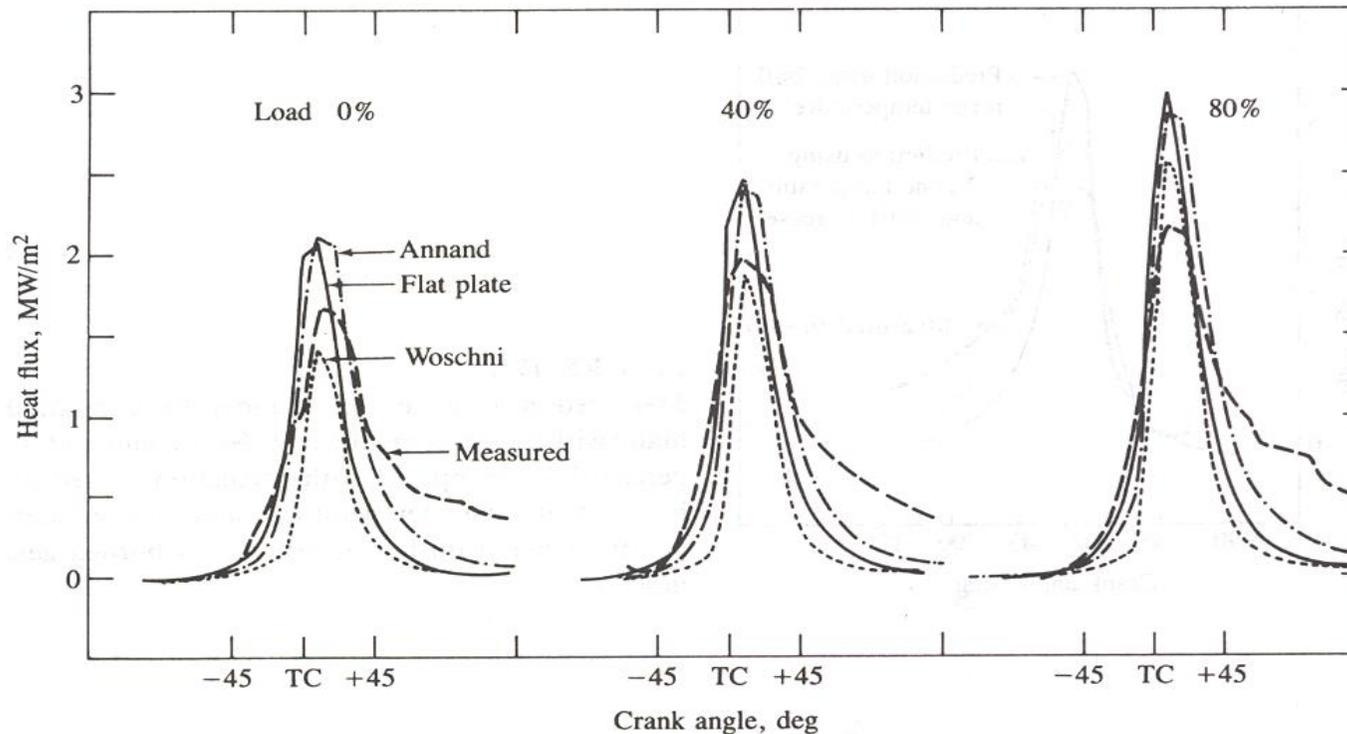
$C_3 = 6.22 \cdot 10^{-3}$  (precamera) fase di combustione ed espansione

Per motori ad alta turbolenza (swirl) le precedenti sottostimano lo scambio termico quindi sono introdotte delle correzioni su  $C_2$

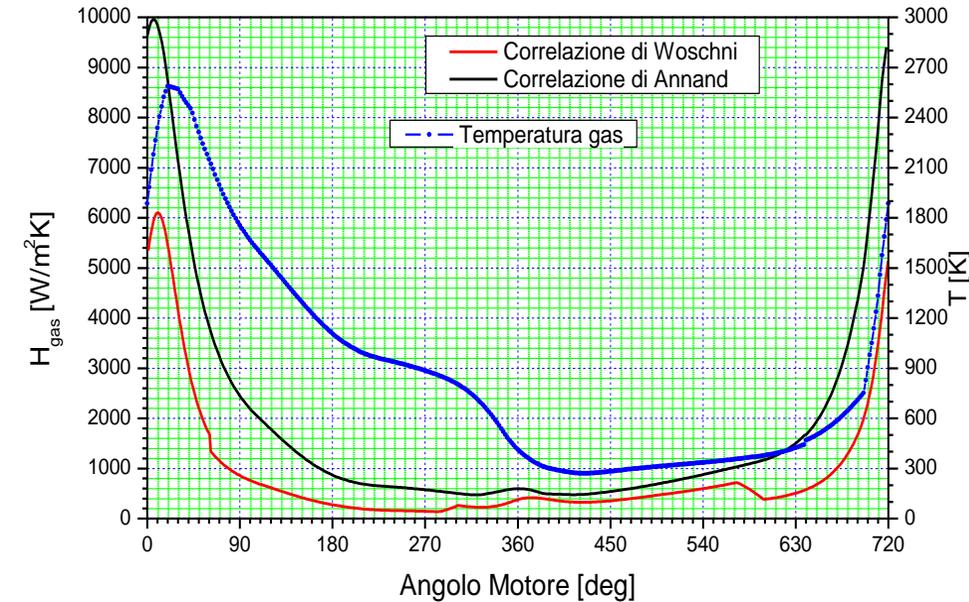
## Calcolo del flusso di calore *ISTANTANEO*

### ➤ Confronto correlazioni e dati sperimentali

- ⇒ Annand sovrastima: la scelta della velocità media del pistone come parametro caratteristico induce approssimazioni nella fase di combustione.
- ⇒ Woschni (versione con  $C_2$  costante) sottostima quindi vengono introdotte correzioni per motori a elevata turbolenza.



# Scambio termico istantaneo



## ➤ Taw e HTC medi

$$\bar{Q} = \frac{1}{\tau} \int_0^\tau Q(t) dt = \frac{1}{\tau} \int_0^\tau h(t) [T_{aw}(t) - T_w(t)] dt$$

$$\bar{Q} = \frac{1}{\tau} \int_0^\tau h(t) \cdot T_{aw}(t) dt - \frac{1}{\tau} \int_0^\tau h(t) T_w(t) dt$$

⇒ Imponiamo che la temperatura di parete, sia pari alla media integrale nel periodo  $\tau$  e costante nel tempo:

$$\rightarrow \bar{T}_w = \frac{1}{\tau} \int_0^\tau T_w(t) dt$$

$$\Rightarrow \bar{Q} = \frac{1}{\tau} \int_0^\tau h(t) \cdot T_{aw}(t) dt - \frac{\bar{T}_w}{\tau} \int_0^\tau h(t) dt$$

⇒ Definendo un HTC medio:

$$\rightarrow \bar{h} = \frac{1}{\tau} \int_0^\tau h(t) dt$$

$$\Rightarrow \bar{Q} = \frac{1}{\tau} \int_0^\tau h(t) \cdot T_{aw}(t) dt - \bar{T}_w \bar{h}$$

⇒ Quindi...

$$\bar{T}_{aw} = \frac{1}{\bar{h} \cdot \tau} \int_0^\tau h(t) \cdot T_{aw}(t) dt$$

# *Andamento Temperature unsteady*

Generale

## ***Introduzione (Carichi termici)***

- Gli organi del motore si trovano a operare a temperatura più alta di quella ambiente
  - ⇒ Tali organi sono soggetti a carichi di natura termica
    - Oltre a sollecitazioni di natura meccanica
- Gli organi saranno investiti da un flusso di calore proveniente dai gas che evolvono in camera di combustione
  - ⇒ In ogni organo si stabilirà un certo campo di temperature
    - Ciascun punto sarà caratterizzato da un proprio livello di temperatura e da un gradiente termico

## ***Calcolo campi di temperatura***

- Le distribuzioni di temperatura nei vari componenti possono essere calcolate integrando l'equazione del calore (Fourier)
  - ⇒ Serviranno le appropriate condizioni al contorno
    - ➔ Occorrono modelli termici in grado di calcolare il flusso locale ed istantaneo del calore proveniente dai gas del cilindro e dal sistema di raffreddamento
    - ➔ Il coefficiente di scambio termico sarà stimato mediante
      - Calcoli CFD (computational Fluid Dynamics)
      - Correlazioni
        - » Per esempio Annand e Woschni
  - ⇒ In generale servirà l'equazione del calore tridimensionale e non-stazionaria
    - ➔ Essendo una macchina volumetrica, anche a regime, nell'evoluzione di un ciclo, ogni componente sarà soggetto a carichi termici variabili nel tempo
    - ➔ Tempo di un ciclo molto piccolo
      - $n=3000$  rpm  $\rightarrow 0.04$ s;  $n=6000$  rpm  $\rightarrow 0.02$ s;  $n=9000$  rpm  $\rightarrow 0.013333$ s

## Calcolo campi di temperatura

➤ Spesso si stima la temperatura media nel ciclo col motore a regime

⇒ Risultano temperature mediate nel tempo durante il ciclo

⇒ Nell'equazione di Fourier, sparisce il termine la dipendenza dal tempo

→ Maggior semplicità dell'equazione e imposizione condizioni al contorno

→ Minor tempo di soluzione dell'equazione

⇒ Essendo i tempi di un ciclo contenuti (tempo max di 0.04s), le temperature ad una piccola distanza risultano molto smorzate

$$\rightarrow \frac{dT}{dt} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad \text{dove} \quad \alpha = \frac{k}{\rho c} \quad \longrightarrow \quad x_{\text{lim smors}} \approx \sqrt{\alpha \cdot \tau}$$

– Per  $\alpha = \alpha_{\text{alluminio}} = 95 \text{ mm}^2/\text{s}$  e  $\tau = 0.02 \text{ s}$  ( $n = 6000 \text{ rpm}$ )  $\Rightarrow x_{\text{limite smorsam.}} = 1.37 \text{ mm}$

– Per  $\alpha = \alpha_{\text{acciaio}} = 16 \text{ mm}^2/\text{s}$  e  $\tau = 0.02 \text{ s}$  ( $n = 6000 \text{ rpm}$ )  $\Rightarrow x_{\text{limite smorsam.}} = 0.57 \text{ mm}$

⇒ Quindi trascurare gli effetti non-stazionari determina un errore del calcolo solo ad una piccola distanza prossima alla superficie di contatto

## Variazioni campi di temperatura

- Nel caso di motori volumetrici a regime, le variazioni dei campi di temperatura nel tempo presentano un interesse limitato alla pellicola superficiale degli organi lambiti dai gas
  - ⇒ I cicli termodinamici si susseguono con una frequenza molto elevata in confronto all'inerzia termica dei componenti stessi
  - ⇒ Consideriamo un problema monodimensionale non-stazionario (1D unsteady)
    - ➔ Superficie piana indefinita (equazione di Fourier)
$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{\partial T}{\partial t}$$
    - ➔ Si può risolvere considerando la fluttuazione della temperatura dei gas nel cilindro durante il ciclo (condizione al contorno) :
      - $T(x=0,t)=T_0+\Delta T_0 \cdot \text{sen}(\omega \cdot t)$ 
        - » La temperatura della superficie della parete varia con frequenza  $\omega=2 \cdot \pi \cdot n[\text{rpm}]/60 \cdot 2/T$  ed una certa ampiezza  $\Delta T_0$
        - » se  $n=3000 \text{ rpm} \rightarrow \omega=157 \text{ s}^{-1}$

## Variazioni campi di temperatura

→ Con questa condizione al contorno l'integrale dell'equazione di Fourier diviene:

$$- T(x,t) = T_0 + \Delta T_0 \cdot e^{-mx} \cdot \text{sen}(\cdot t - mx)$$

$$\gg \text{dove } m = (\omega \cdot \rho \cdot c / (2 \cdot k))^{0.5} = (\omega / (2 \cdot \alpha))^{0.5}$$

$$\gg \text{per } \alpha = \alpha_{\text{alluminio}} = 95 \text{ mm}^2/\text{s} \text{ e } \omega = 157.08 \text{ s}^{-1} \text{ (n=3000.rpm)} \Rightarrow m = 909.25 \text{ m}^{-1}$$

$$\gg \text{per } \alpha = \alpha_{\text{alluminio}} = 95 \text{ mm}^2/\text{s} \text{ e } \omega = 314.16 \text{ s}^{-1} \text{ (n=6000.rpm)} \Rightarrow m = 1285.87 \text{ m}^{-1}$$

$$\gg \text{per } \alpha = \alpha_{\text{acciaio}} = 16 \text{ mm}^2/\text{s} \text{ e } \omega = 157.08 \text{ s}^{-1} \text{ (n=3000.rpm)} \Rightarrow m = 2215.57 \text{ m}^{-1}$$

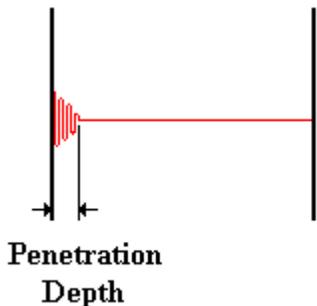
$$\gg \text{per } \alpha = \alpha_{\text{acciaio}} = 16 \text{ mm}^2/\text{s} \text{ e } \omega = 314.16 \text{ s}^{-1} \text{ (n=6000.rpm)} \Rightarrow m = 3133.29 \text{ m}^{-1}$$

- Si osserva che le oscillazioni di temperatura  $\Delta T_0$  che si hanno sulla superficie affacciata ai gas ( $x=0$ ) si risentono all'interno della parete smorzate secondo un andamento esponenziale

» tale smorsamento è tanto minore quanto più grande è la distanza "x" dalla superficie, quanto elevata è la frequenza delle oscillazioni e quanto minore è la diffusività termica

→ Stimiamo ora a quale distanza si ha una oscillazione pari a 1/100 di quella di parete

$$- \Delta T_0 \cdot e^{-mx} = \Delta T_0 \cdot 1/100 \rightarrow -m \cdot x_{100} = \ln(1/100) \rightarrow -m \cdot x_{100} = -\ln(100) \rightarrow x_{100} = 4.605/m$$

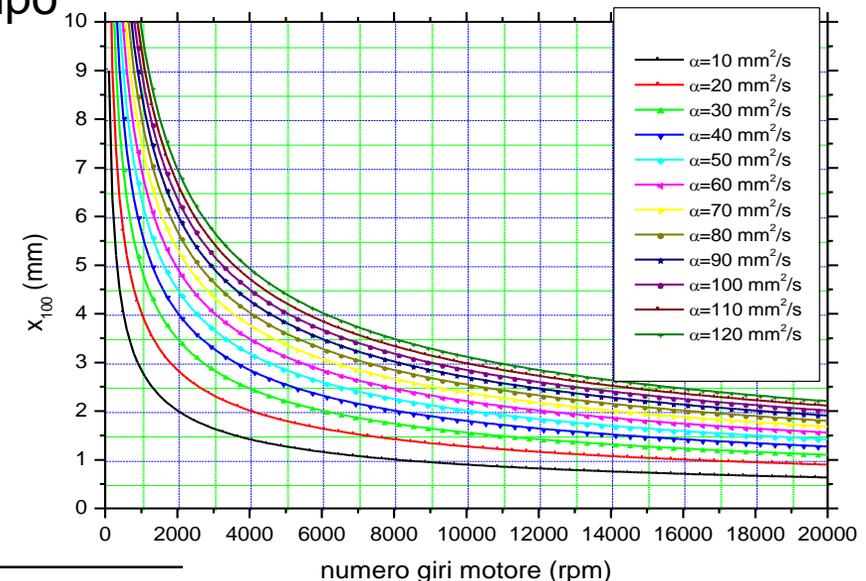


## Variazioni campi di temperatura

- » per  $\alpha = \alpha_{\text{alluminio}} = 95. \text{mm}^2/\text{s}$  e  $\omega = 157.08 \text{ s}^{-1}$  ( $n=3000. \text{rpm}$ )  $\Rightarrow x_{100} = 5.06 \text{ mm}$
- » per  $\alpha = \alpha_{\text{alluminio}} = 95. \text{mm}^2/\text{s}$  e  $\omega = 314.16 \text{ s}^{-1}$  ( $n=6000. \text{rpm}$ )  $\Rightarrow x_{100} = 3.58 \text{ mm}$
- » per  $\alpha = \alpha_{\text{acciaio}} = 16. \text{mm}^2/\text{s}$  e  $\omega = 157.08 \text{ s}^{-1}$  ( $n=3000. \text{rpm}$ )  $\Rightarrow x_{100} = 2.08 \text{ mm}$
- » per  $\alpha = \alpha_{\text{acciaio}} = 16. \text{mm}^2/\text{s}$  e  $\omega = 314.16 \text{ s}^{-1}$  ( $n=6000. \text{rpm}$ )  $\Rightarrow x_{100} = 1.47 \text{ mm}$

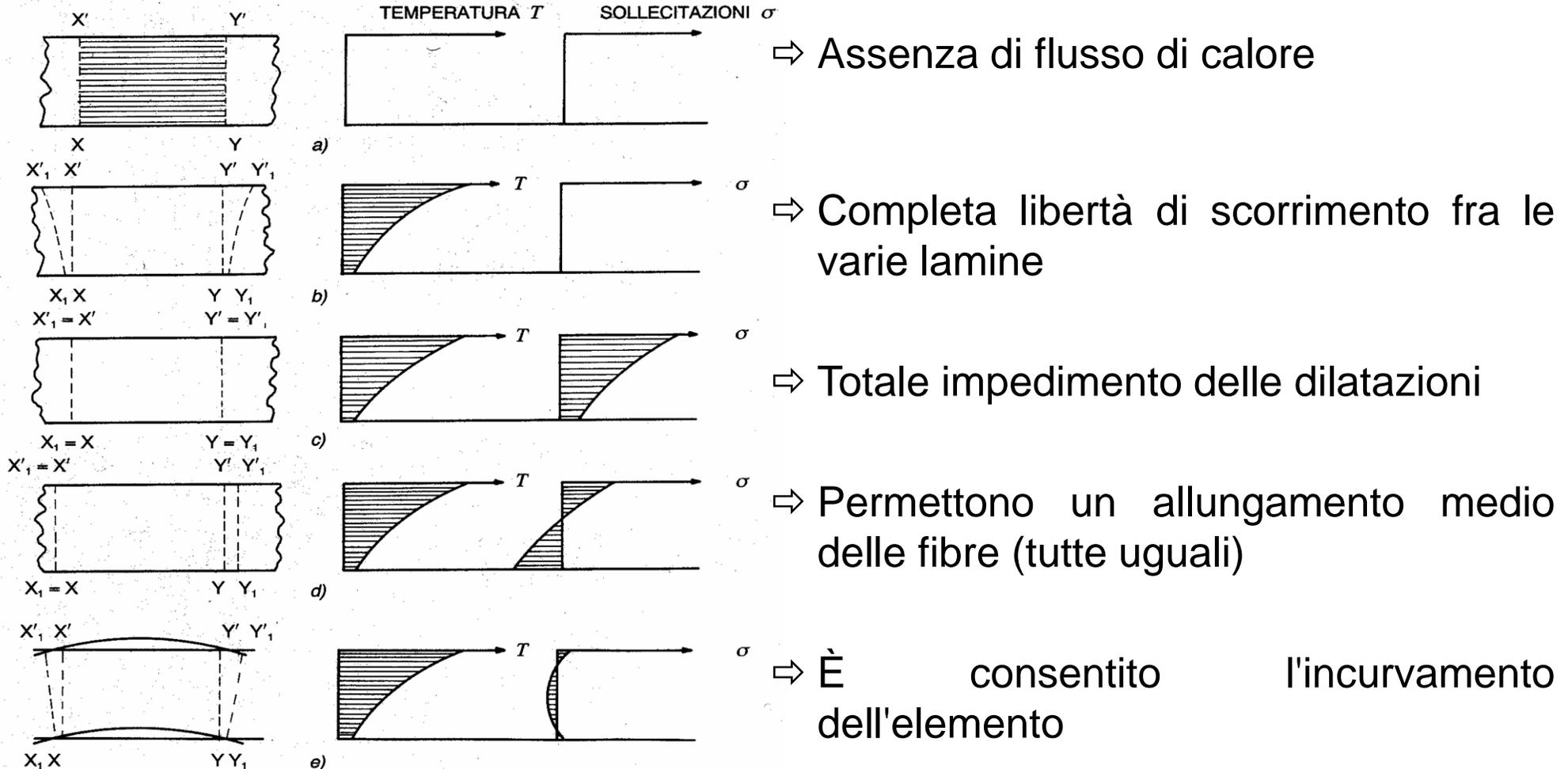
$\Rightarrow$  Dato che  $\Delta T_0$  è normalmente dell'ordine delle poche decine di K, alla profondità di qualche millimetro si hanno variazioni di decimi di K (1/100 della variazione della temperatura sulla superficie)

$\rightarrow$  Quindi per motori funzionanti a regime, i campi di temperatura nei vari organi possono essere ritenuti stazionari nel tempo

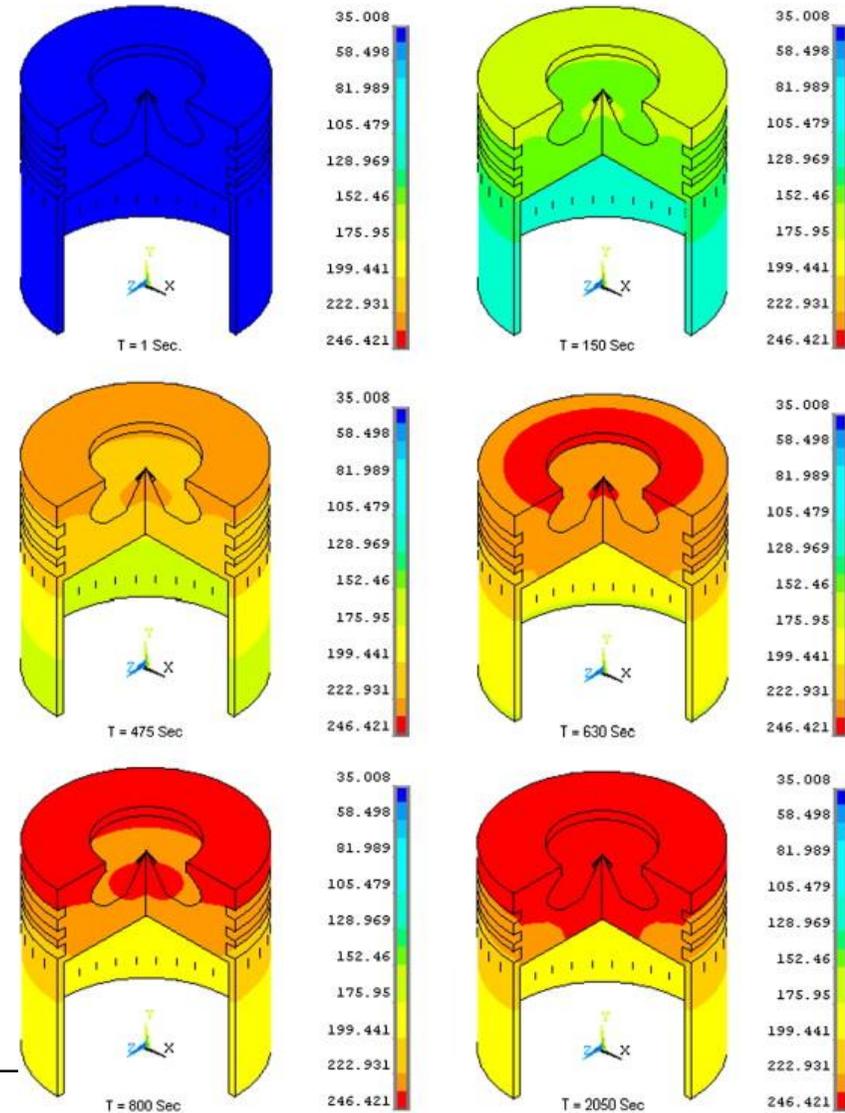


# Sollecitazioni di origine termica

## ➤ Sollecitazioni di compi di temperatura stazionari



# ***Andamento temperature Usteady***

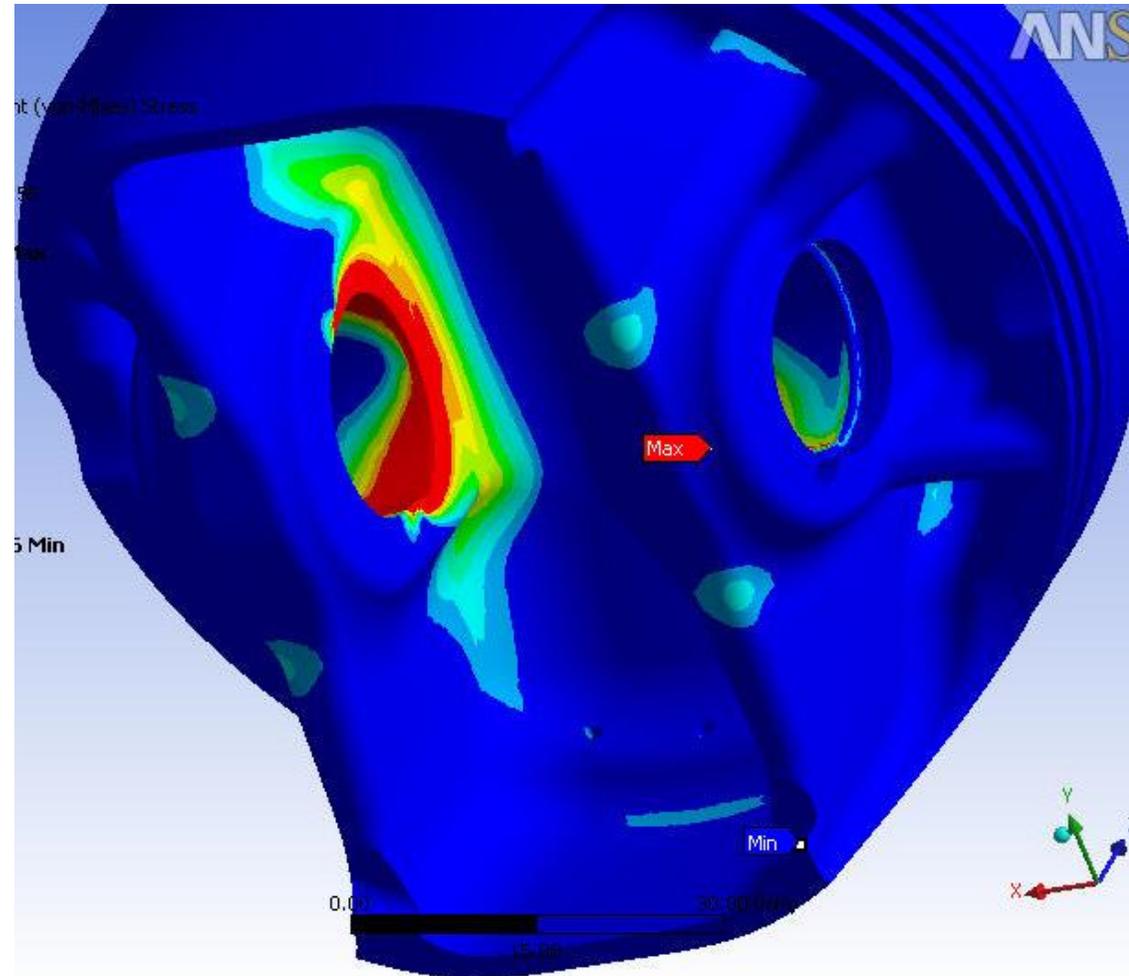


# *Pistone*



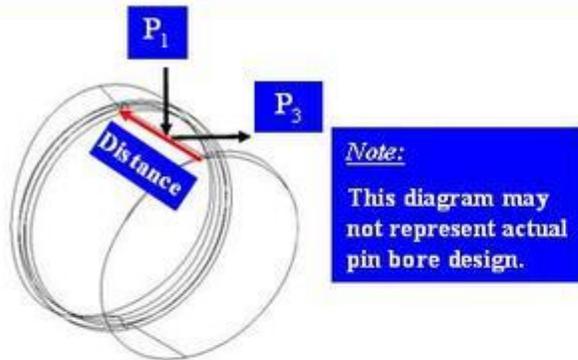
## Sollecitazioni meccaniche sul pistone

- Tensioni massime al punto di contatto dello spinotto

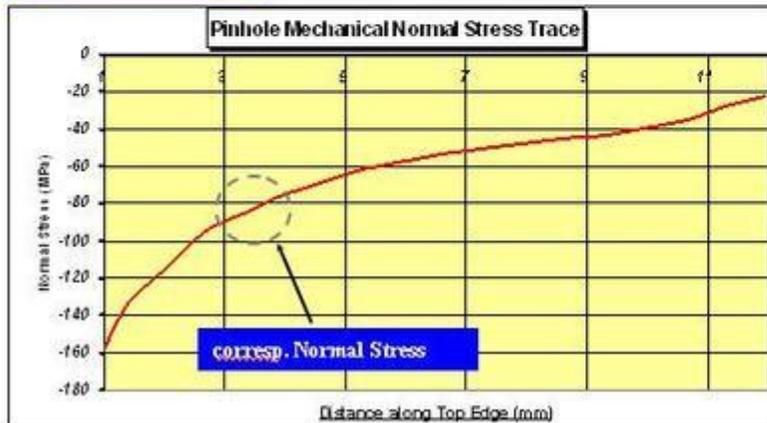


# Stress al pin-bore

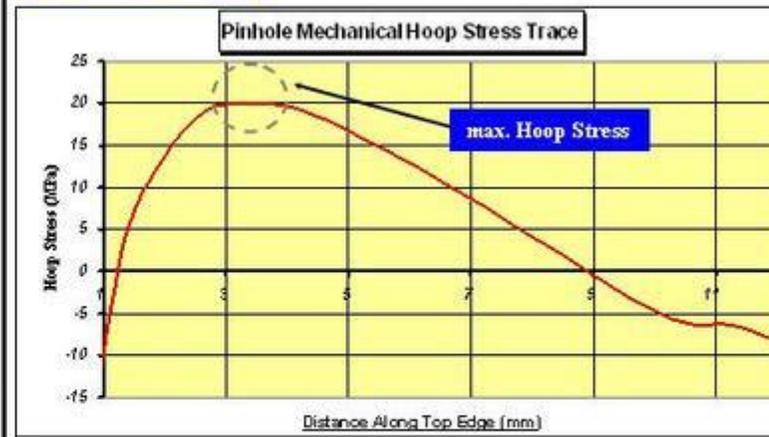
## Pin Bore Assessment



### P<sub>1</sub> Normal Stress



### P<sub>3</sub> Hoop Stress



Pinhole	Hoop Stress P3 (Mpa)	Normal Stress P1 (Mpa)
	Limit < 35-40 Mpa	Limit < -100 Mpa
08669-101	20,1	-85,2

### Comment:

Hoop and normal stresses are below the recommended limit. Under this type of loading the pin bore is considered safe.

## Carico termico sul pistone

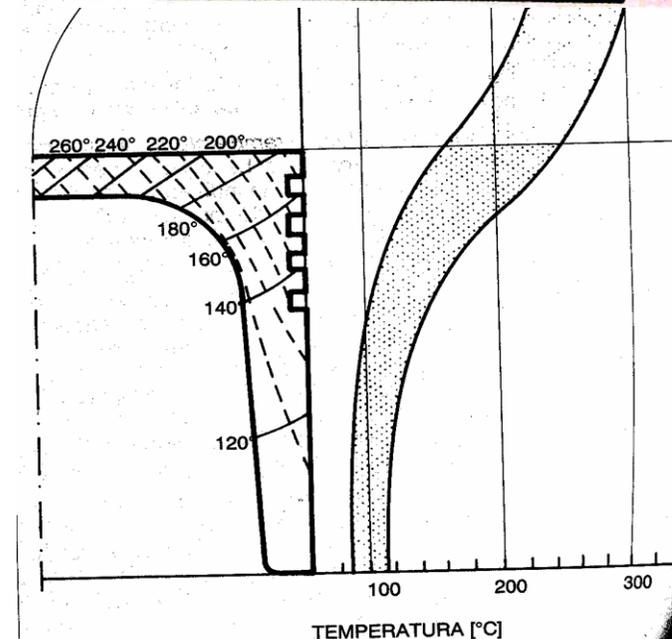
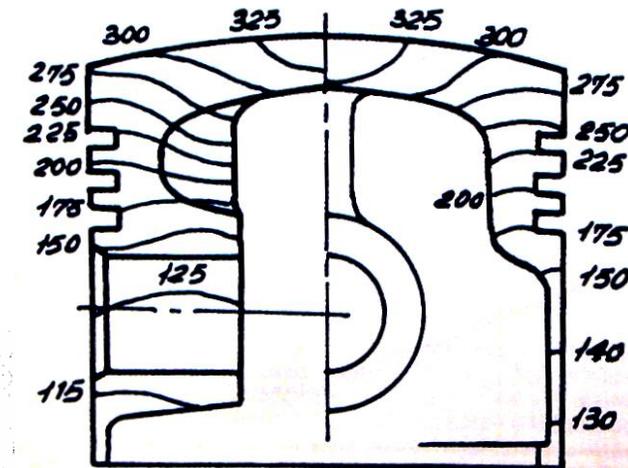
➤ Il pistone è un organo soggetto ad un intenso flusso di calore proveniente dai gas presenti in camera di combustione

⇒ Circa il 30-40% del totale calore trasmesso al fluido refrigerante raggiunge la canna del cilindro attraverso il pistone

→ Carico Termico sul pistone orientativo:

$$- Q_{\text{hotgas}} = 0.40 \cdot W_{\text{mec}} / \eta_{\text{mec}}$$

$$Q_f = \frac{W_{\text{mec}}}{\eta_{\text{mec}}} = \frac{100 \cdot 0.7354}{0.30} = 245 \text{ kW}$$



## Carico termico sul pistone

### ➤ Esempio:

⇒ Motore da 100.CV con rendimento del 30%, 4 cilindri con cilindrata 2000cc

→ Potenza termica rilasciata dal combustibile:

$$Q_f = \frac{W_{mec}}{\eta_{mec}} = \frac{100 \cdot 0.7354}{0.30} = 245 \text{ kW}$$

→ Potenza rilasciata al sistema di raffreddamento:

$$Q_{cool} = (0.17 \div 0.26) \cdot 245 \cong 52.7 \text{ kW} \quad Q_{cool,1cil} = \frac{Q_{cool}}{N_{cil}} \cong 13.18 \text{ kW}$$

→ circa il 40% del calore viene smaltito tramite il pistone:

$$Q_{cool,1pist} = 0.40 \cdot Q_{cool,1cil} \cong 5.27 \text{ kW}$$

→ Se il cilindro è "quadrato" (alesaggio:  $[V = \pi \cdot d^2 / 4 \cdot c]$

→  $d = 13.65 \text{ cm} \rightarrow$

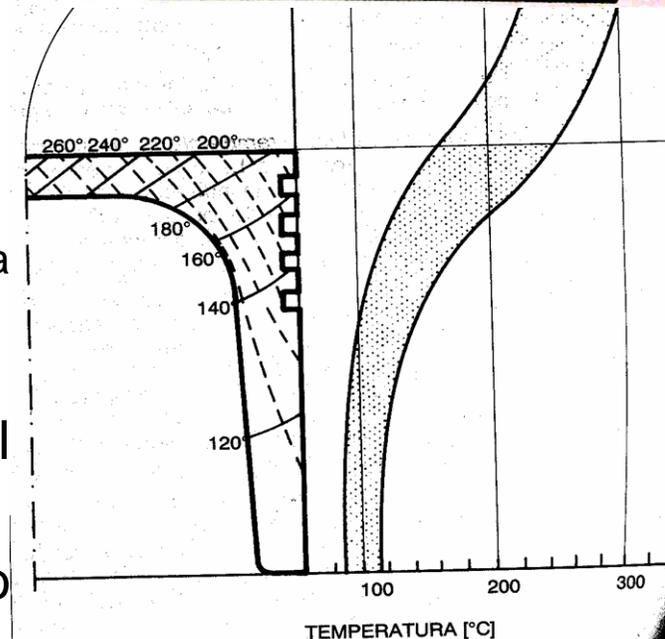
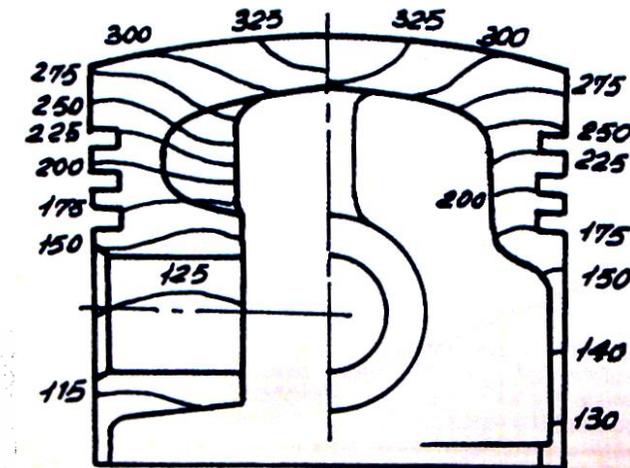
$A_{pist} = 146 \text{ cm}^2$ ), il flusso di calore sul cielo del pistone risulta:

$$q_{cool,1pist} = \frac{Q_{cool,1pist}}{A_{pist}} = 361 \text{ kW/m}^2$$

## Carico termico sul pistone

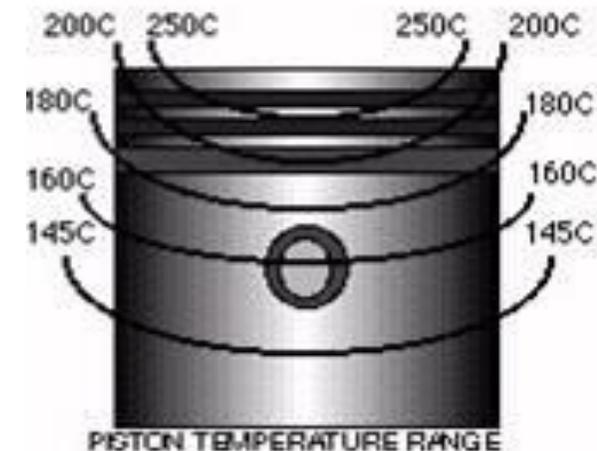
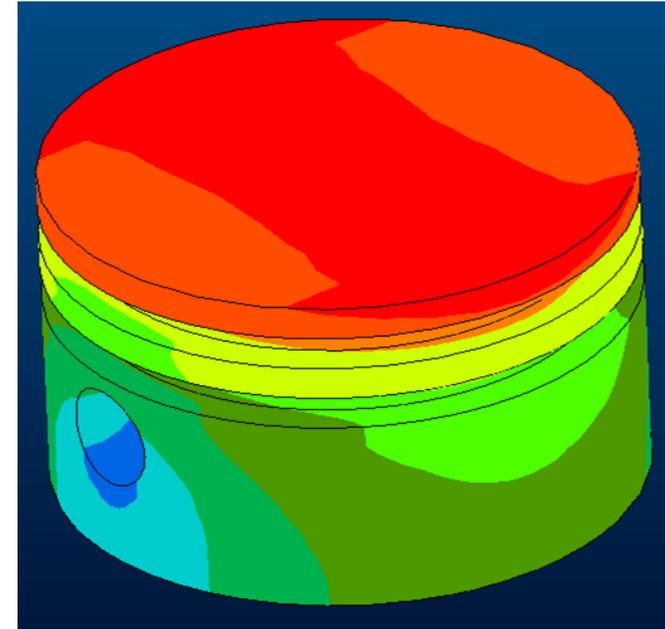
➤ I valori assoluti dipendono principalmente da:

- ⇒ Condizioni di funzionamento del motore
  - ➔ Numero giri
  - ➔ posizione della farfalla
  - ➔ arricchimento miscela
  - ➔ condizioni ambientali
- ⇒ Dimensioni geometriche del pezzo
  - ➔ Motori moderni sono sovra-quadrati
    - aumentando l'alesaggio aumenta la forza esercitata sul cielo del pistone
    - maggiore difficoltà nel raffreddamento
- ⇒ I massimi valori di temperatura si raggiungono al centro della testa
- ⇒ Le temperature diminuiscono gradualmente verso la periferia

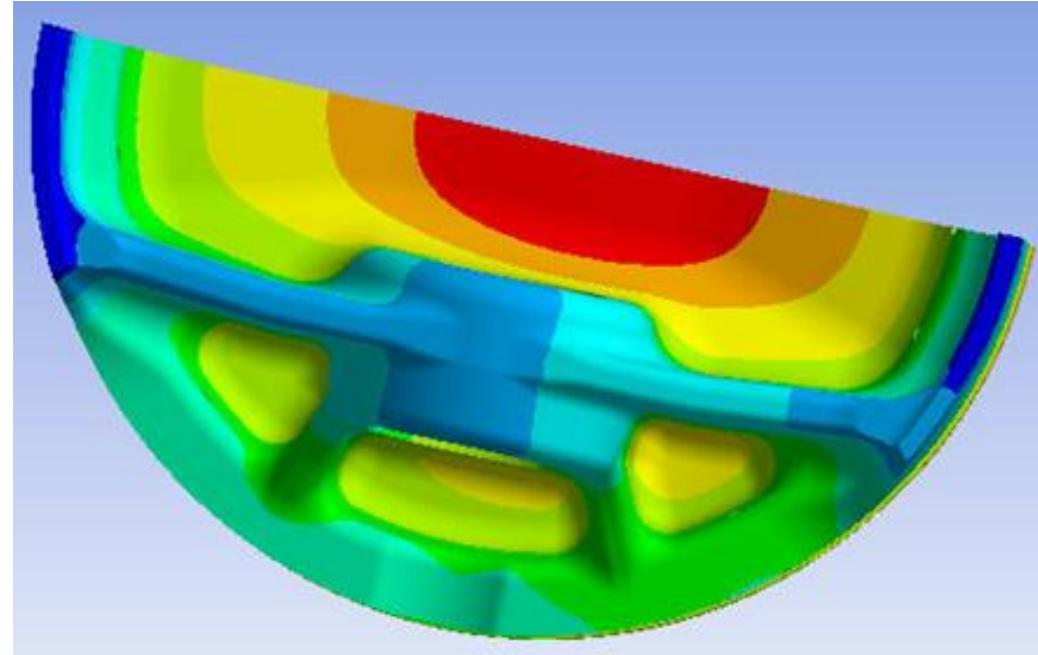
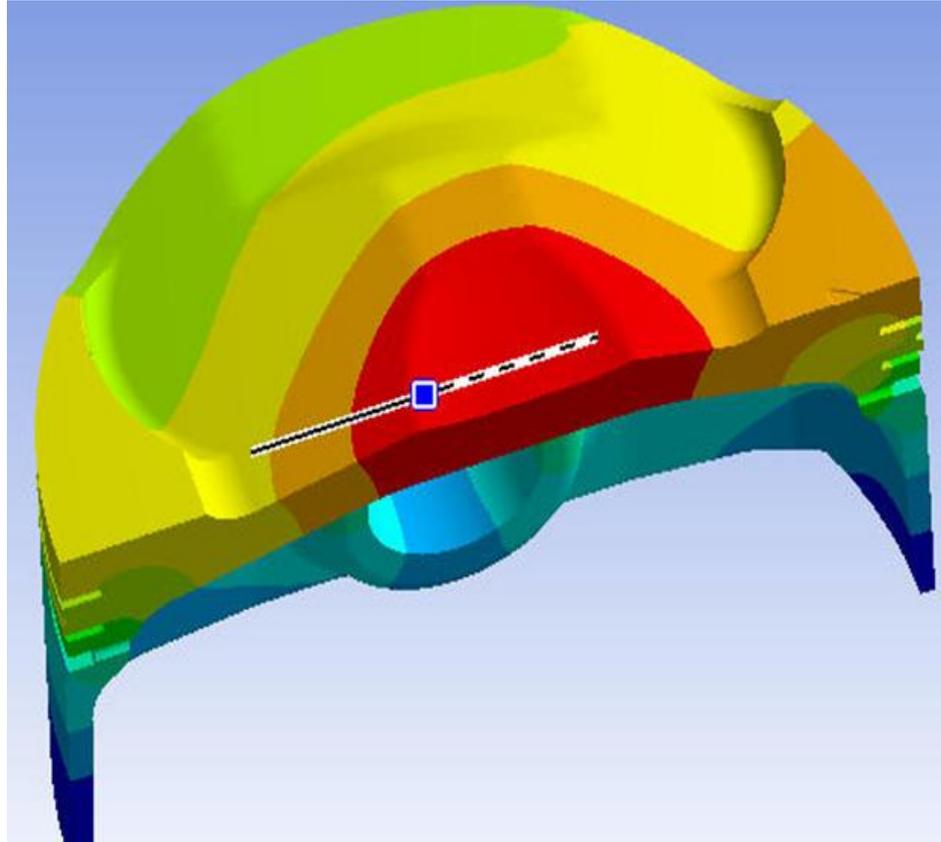


## Carico termico sul pistone

- ⇒ Esiste una intensa trasmissione del calore verso le pareti del cilindro nella zona delle fasce elastiche
  - 50%-60% del calore
  - Importanza delle fasce elastiche ai fini dello scambio termico
- ⇒ Un contributo al raffreddamento del pistone non trascurabile (15-20%) è dovuto dal getto dell'olio che viene lanciato sulla parete
- ⇒ I pistoni all'interno dei quali è ricavata la camera di combustione, il calore ricevuto aumenta
  - Aumenta la superficie di scambio termico esposto ai gas caldi



# Andamento temperature del pistone



## ***Carico termico sul pistone***

- Per quanto riguarda i valori critici di temperatura conviene fissare l'attenzione sui seguenti aspetti
  - ⇒ Punti a più elevata temperatura
    - ➔ i limiti sono imposti da ragioni di resistenza dei materiali
      - Le leghe leggere a base di alluminio possono difficilmente essere impiegate oltre i 350°C
        - » Le loro caratteristiche meccaniche scadono rapidamente oltre questi valori di temperatura
  - ⇒ Zona delle fasce elastiche
    - ➔ Deve essere evitato (quindi) che le temperature di questa zona siano troppo elevate
      - Deve essere evitato il bloccaggio dei segmenti di tenuta nelle loro cave
    - ➔ Particolarmente critici sono i valori in corrispondenza della cava della prima fascia
      - con temperature dell'ordine di 200-250°C si richiede l'uso di oli con efficaci proprietà anti-incollamento
      - Per temperature superiori a 250°C sussiste il pericolo di bloccaggio

## ***Carico termico sul pistone***

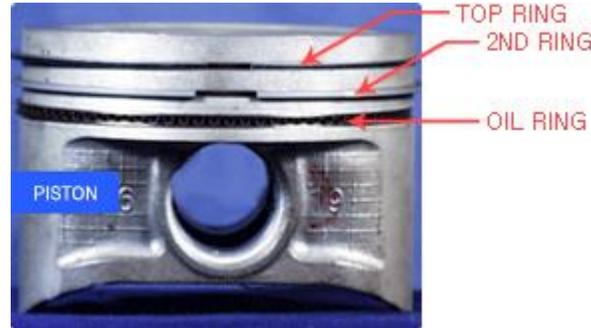
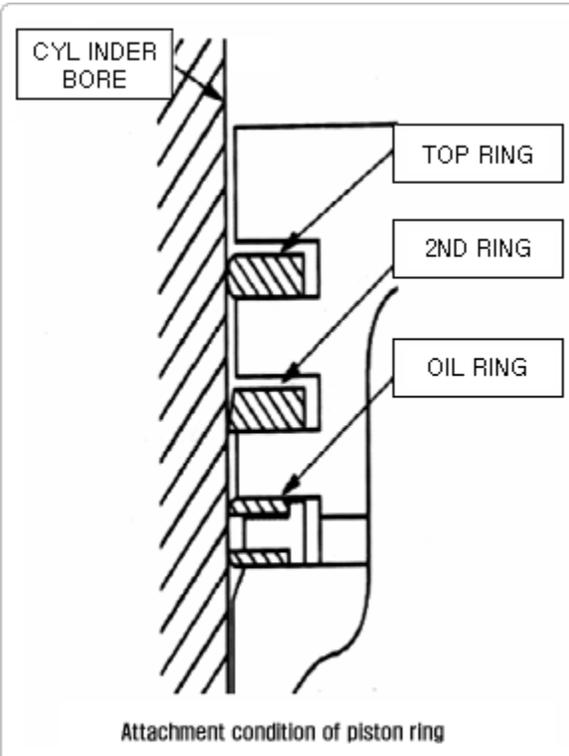
### ⇒ Fondo della testa

- È necessario contenere le temperature per evitare l'alterazioni dell'olio di raffreddamento
- Deve essere evitata la formazione di depositi carboniosi
  - Tali depositi accentuano l'isolamento termico lato refrigerante
- Per i motori termicamente più sollecitati o con grandi alesaggi, il raffreddamento del pistone a getti d'olio non è più sufficiente
  - Si provvede a far circolare olio o acqua in apposite canalizzazioni interne al pistone

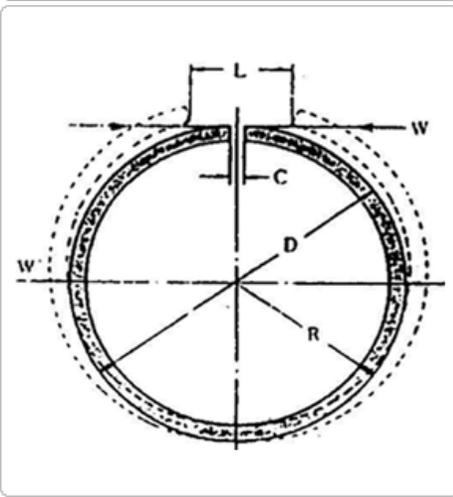
### ⇒ Mantello

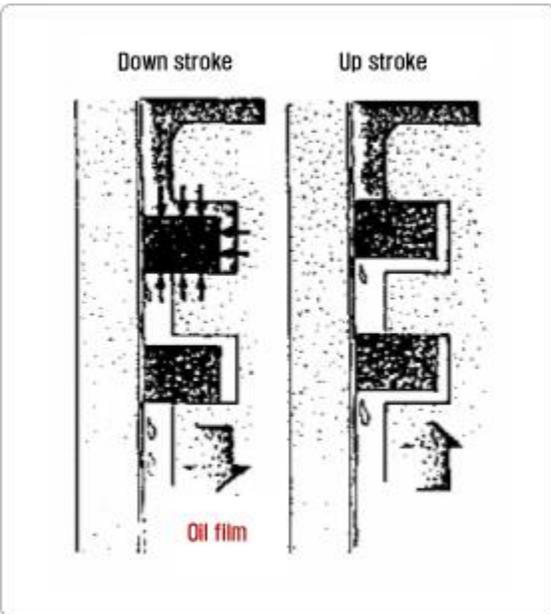
- Il mantello ha la funzione di guida del pistone nella canna
  - i giochi fra mantello e canna sono ridotti
- Variazioni di temperatura troppo elevate possono produrre dilatazioni eccessive
  - facilitazione del grippaggio
- Valori tipici sono
  - 80-100°C per la parte bassa del mantello
  - 120-150°C per la parte alta del mantello

## Ring: fasce elastiche



- **[TOP RING]**  
Performs sealing for compressed gas and combustion gas and final controlling of oil film.
- **[2ND RING]**  
Scratches down the gas having passed through top ring and the oil having passed through oil ring.
- **[OIL RING]**  
Scratches down the oil supplied with adjustment of oil as main function for the first time.



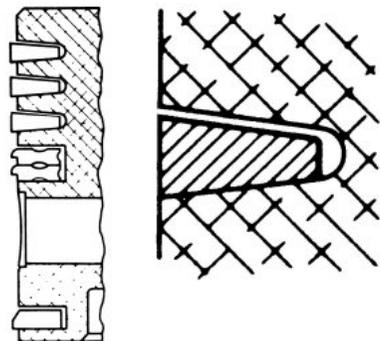
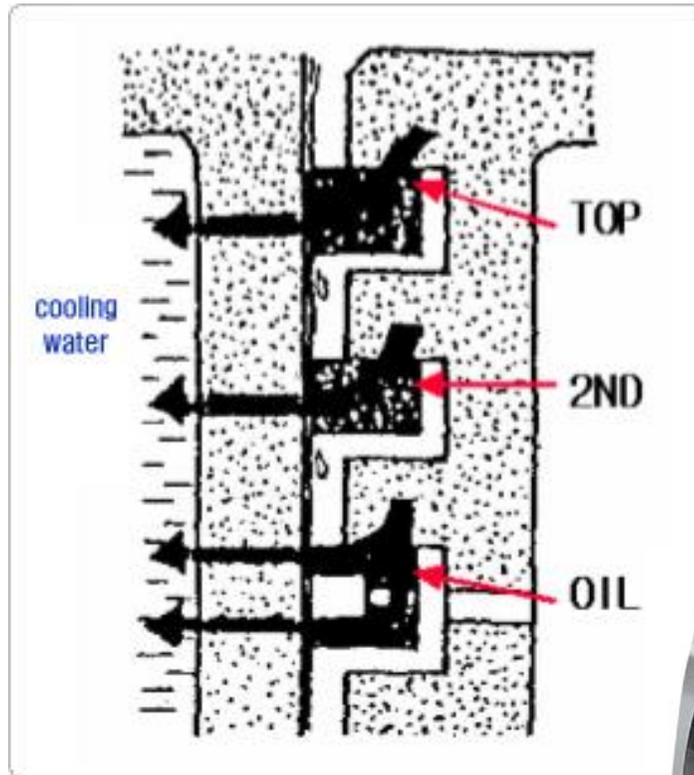
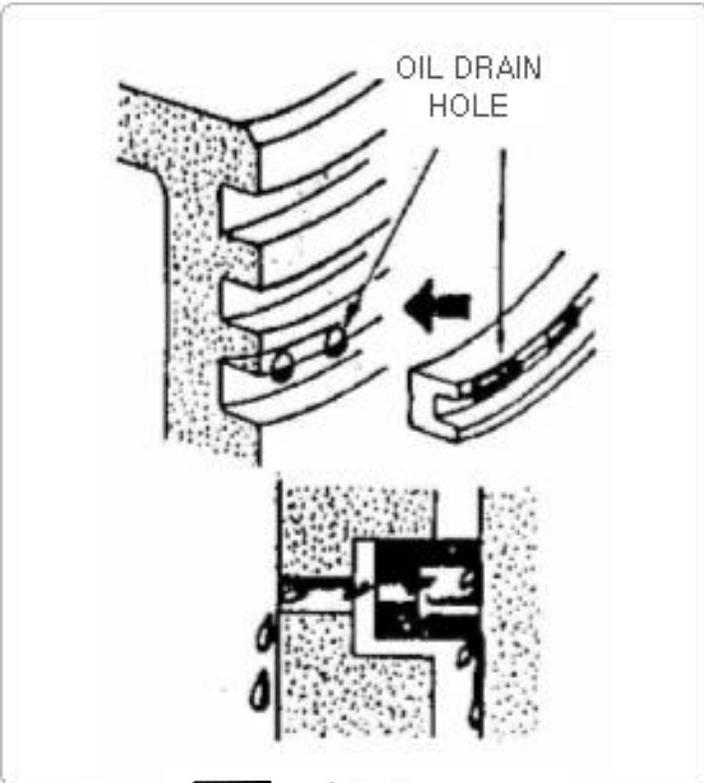


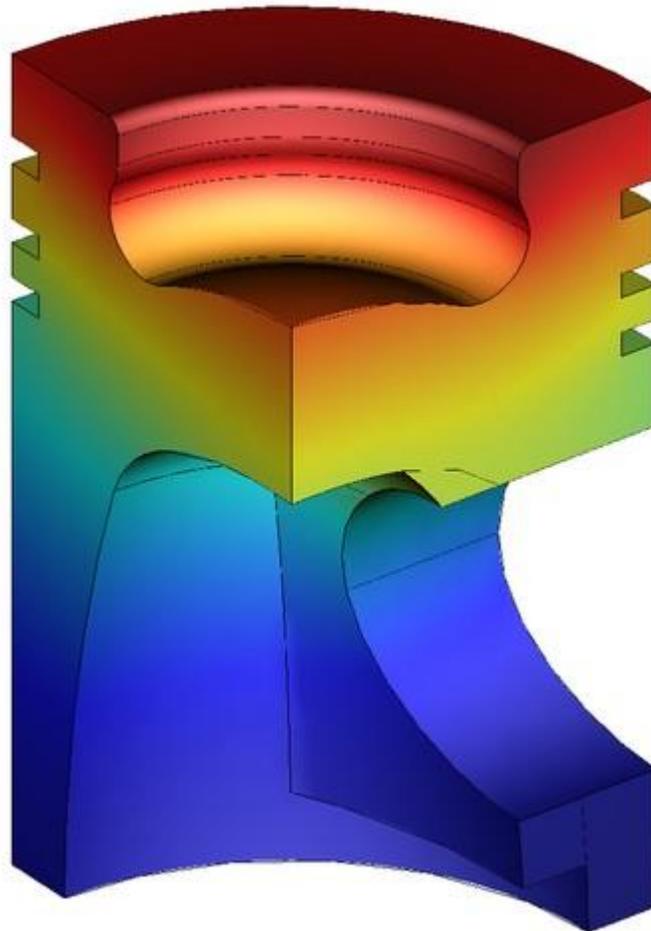
## ➤ Basic functions of piston ring

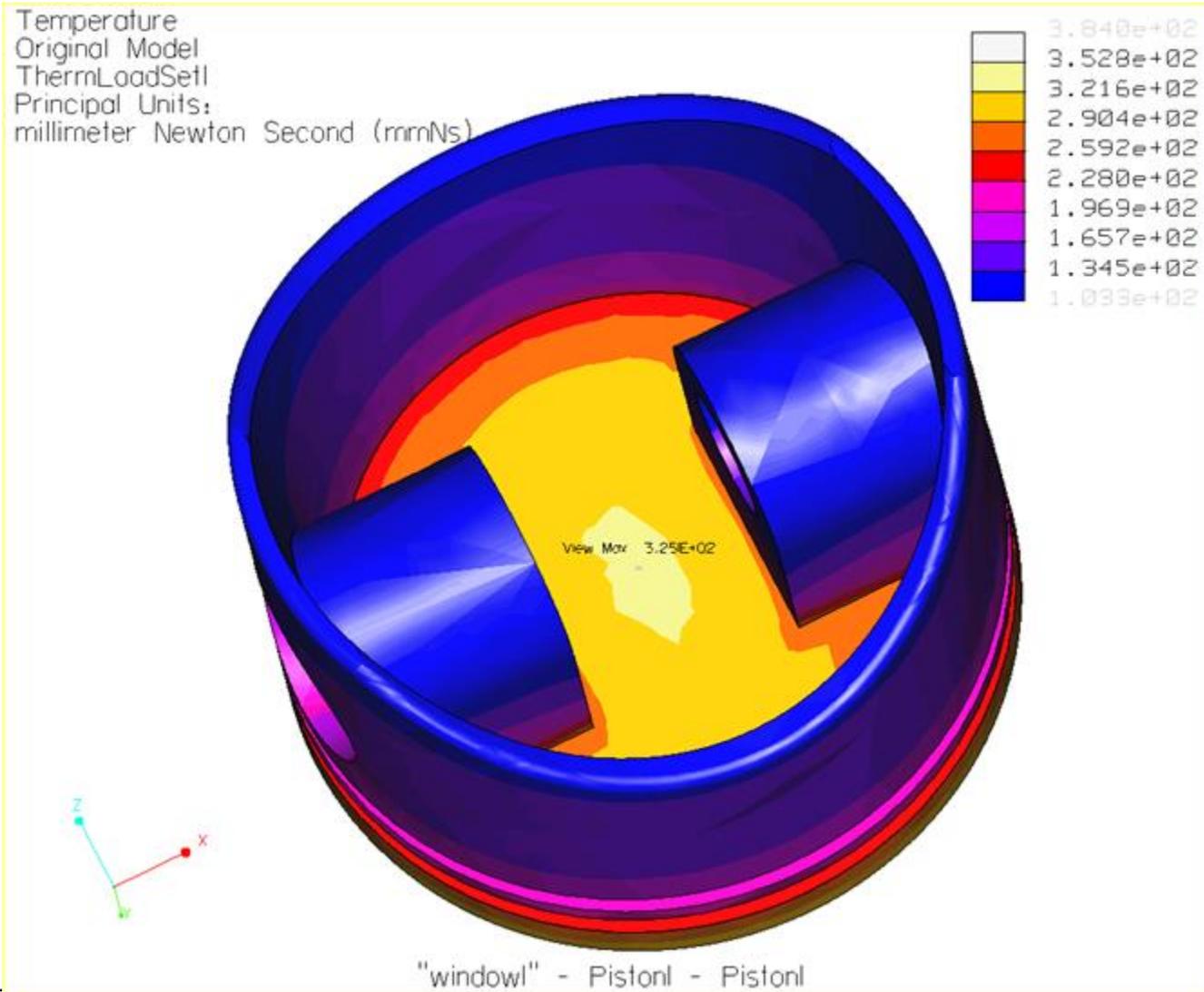
- ⇒ Gas sealing
- ⇒ Oil control
- ⇒ Heat transfer
- ⇒ Bearing action

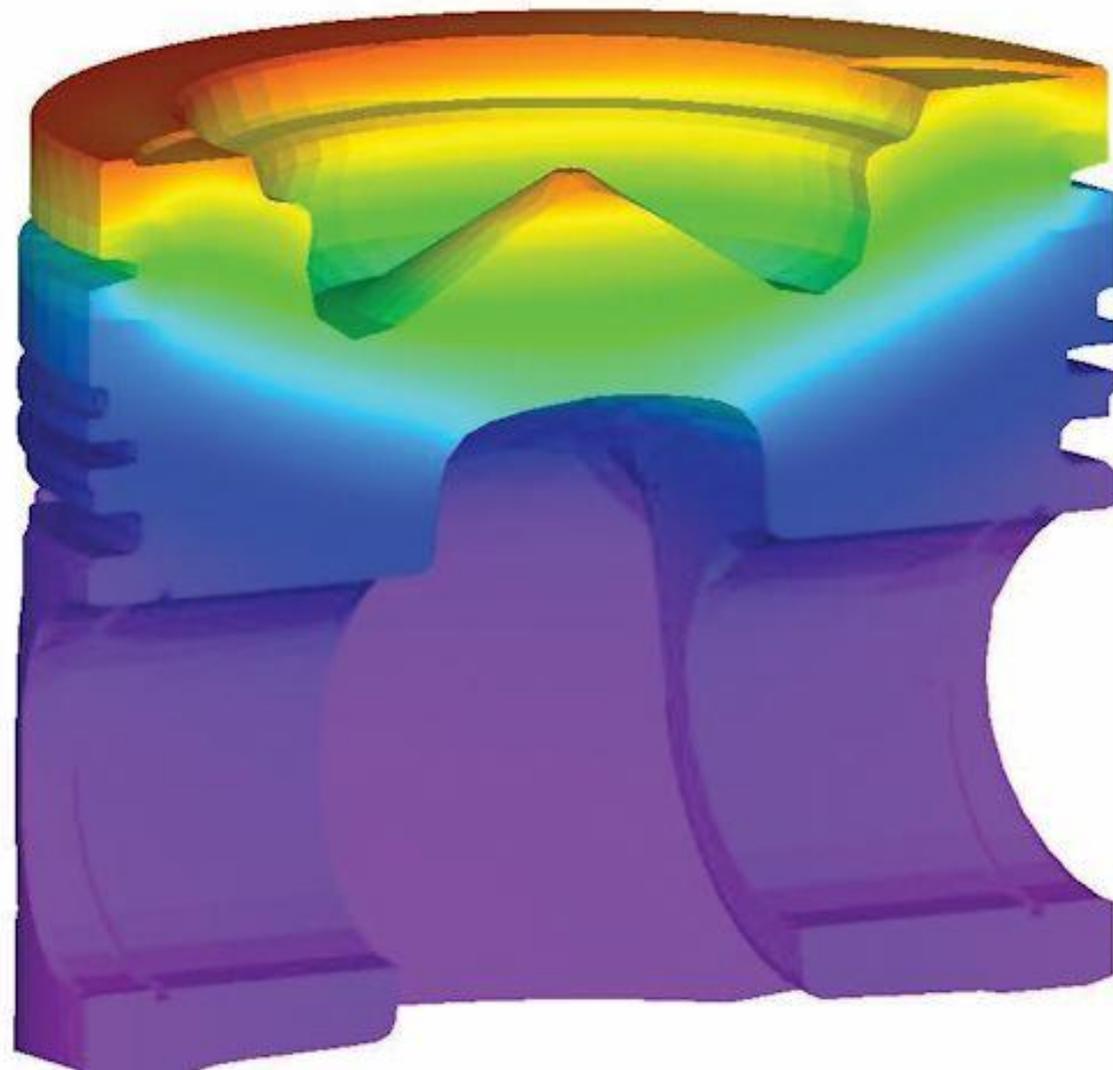
## ➤ When sealing is insufficient:

- ⇒ Shortage of compression
- ⇒ Reduction of output and heat efficiency due to leakage of combustion gas
- ⇒ Dry friction caused by breakage of oil film necessary for lubrication while gas of high temperature and high pressure passes through fine gap

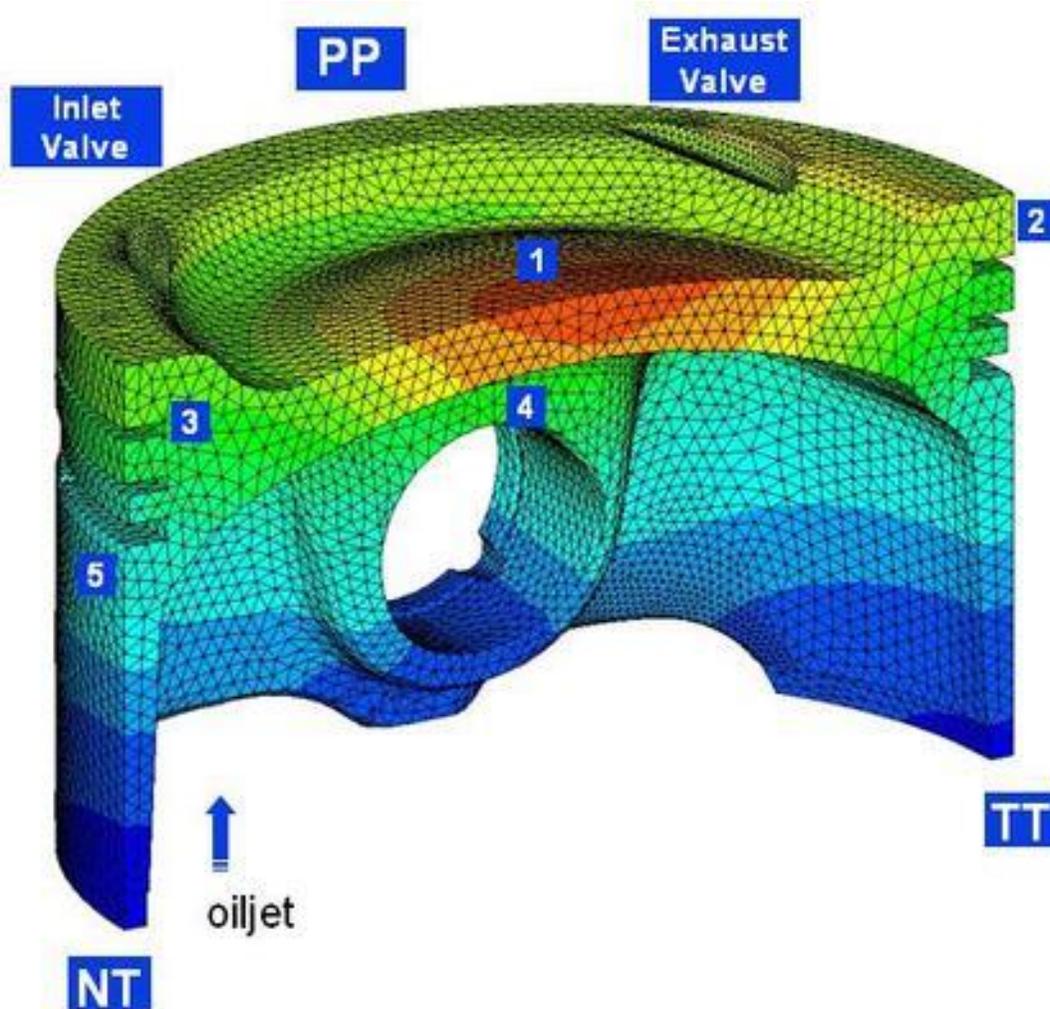








# Analisi Termica



		Temperature (deg.C)		
Zone	Piston Location	08669-101		
1	Maximum Crown	267		
		TT	PP	NT
2	Top Land	238	235	231
3	1st Ring Groove	230	226	221
4	Max. Pinhole	218		
5	Max. Skirt	191		

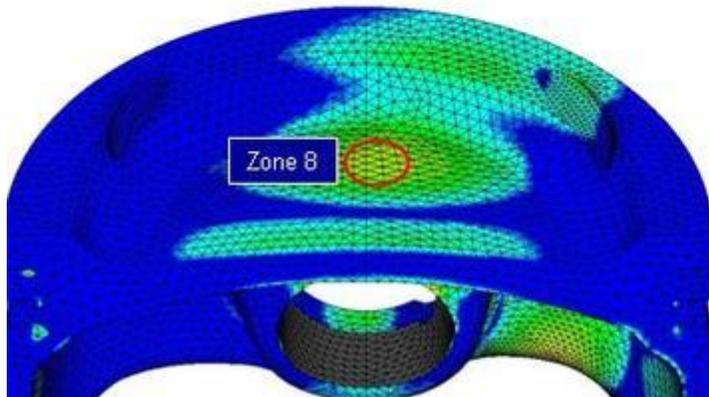
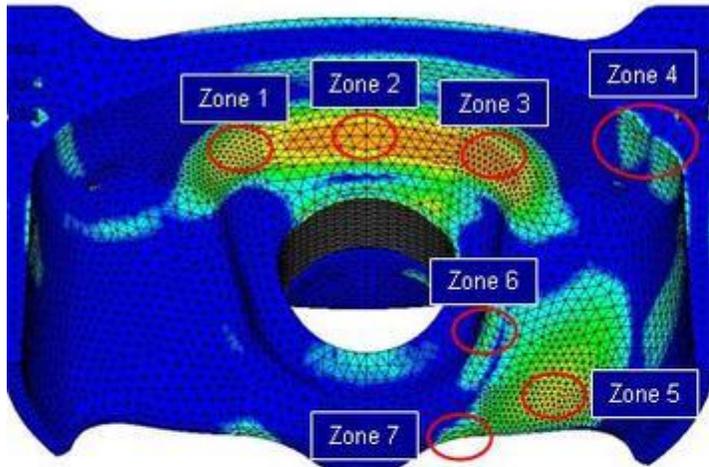
NT = Non Thrust TT = Thrust Plane PP = Pin Plane

### Comment:

Piston temperatures under 90 kW / 166 Nm (75 bar @ 4250 rpm) loading are within acceptable operating levels for material S2N.

# Analisi a Fatica

## Fatigue Analysis



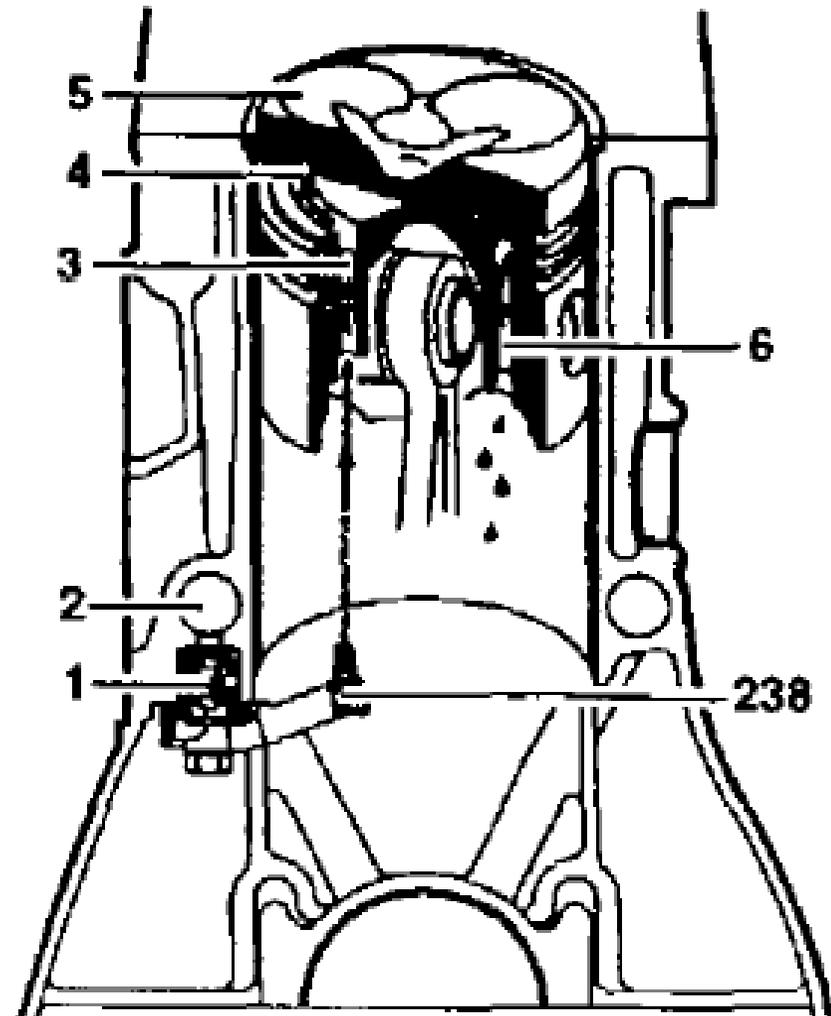
### Stress based fatigue algorithm (BUCH)

Zone	Temperature	Guideline	Fos (1E8cycles)
1	226	> 1.0	1,26
2	231		1,18
3	228		1,06
4	191		1,94
5	160		1,06
6	173		1,81
7	157		1,20
8	248		1,25

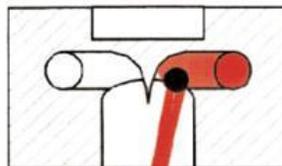
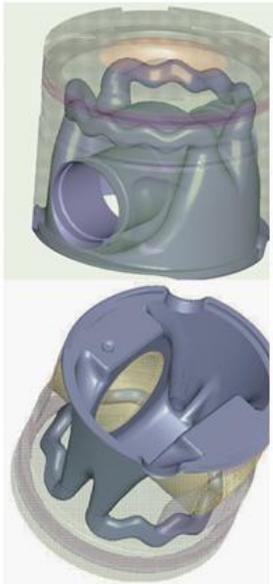
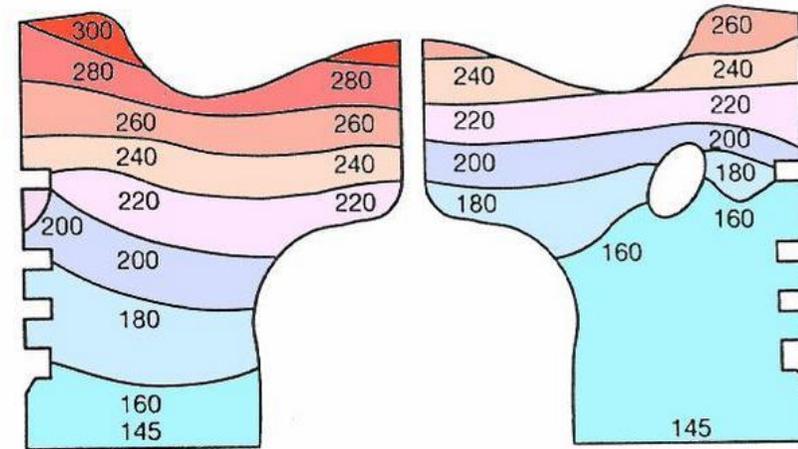
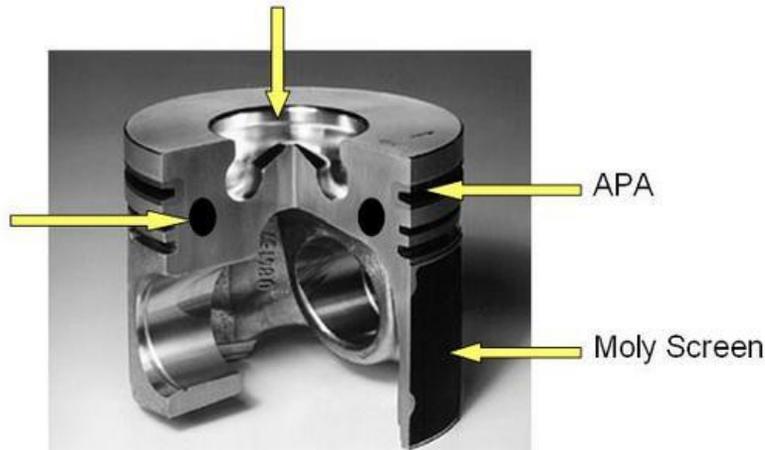
### Comment:

All considered zones are above the limit.  
However, zones 3 & 5 are considered  
borderline.

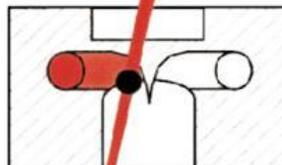
# Raffreddamento a getti



Combustion chamber



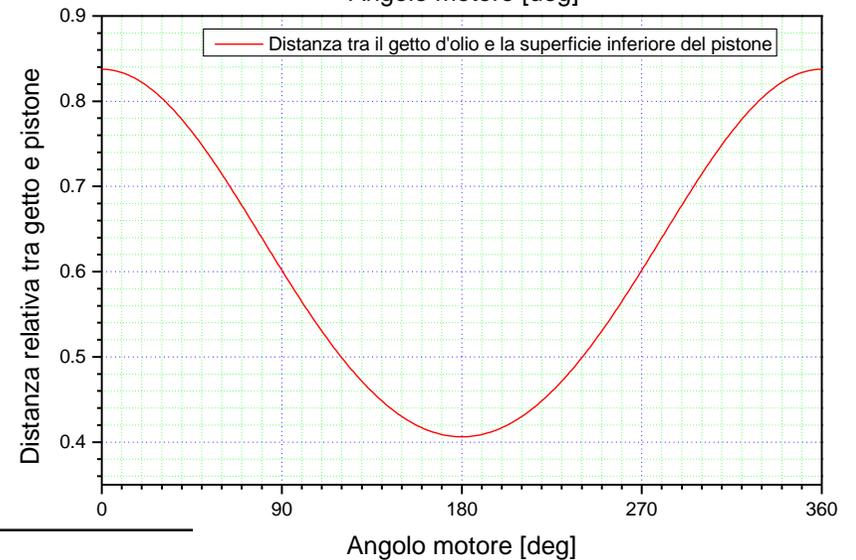
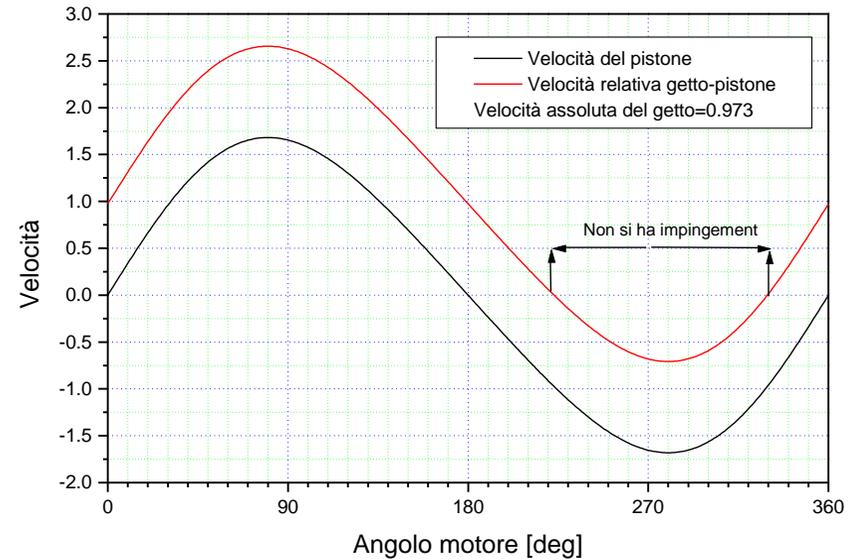
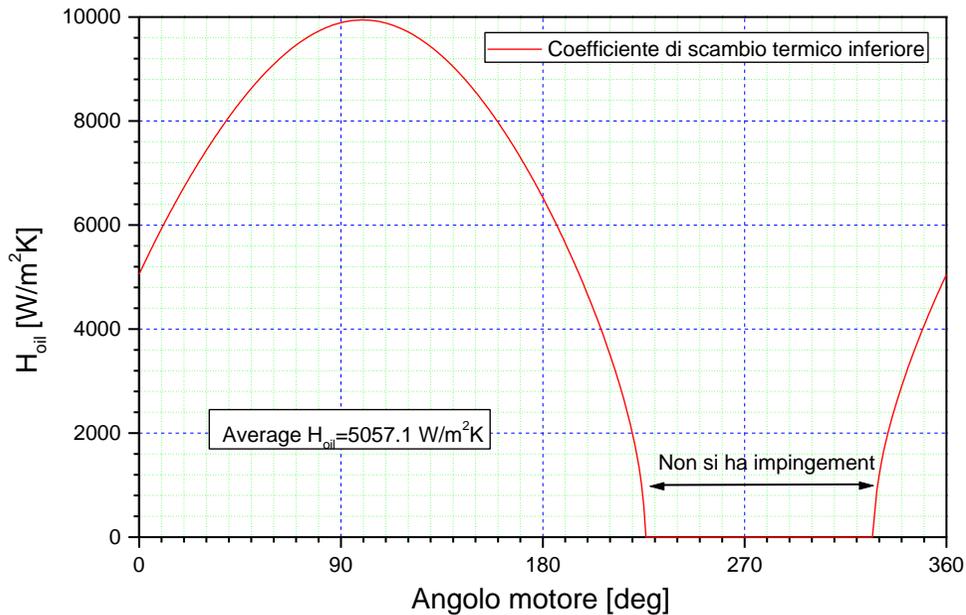
**Top dead center**  
Right section of gallery is flooded



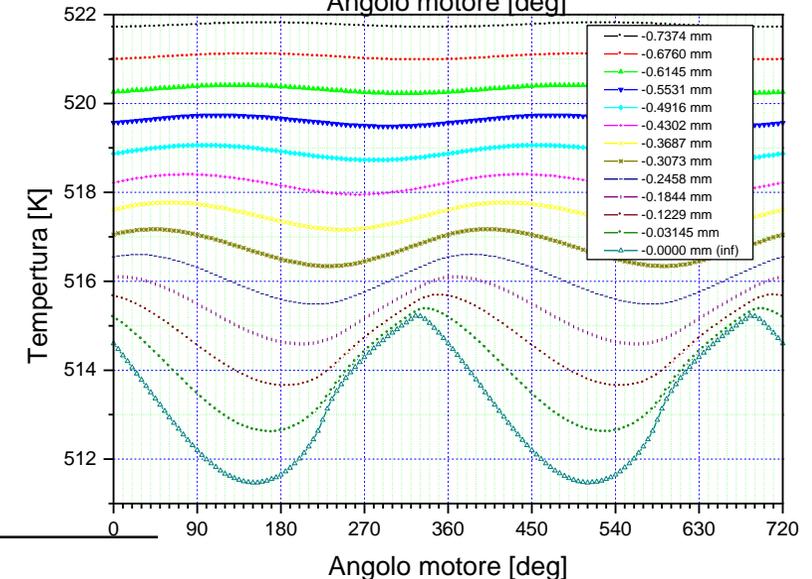
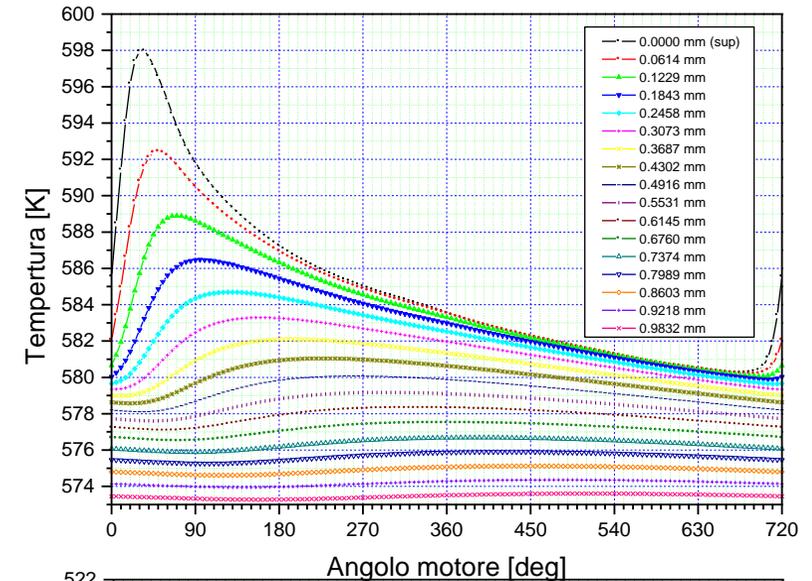
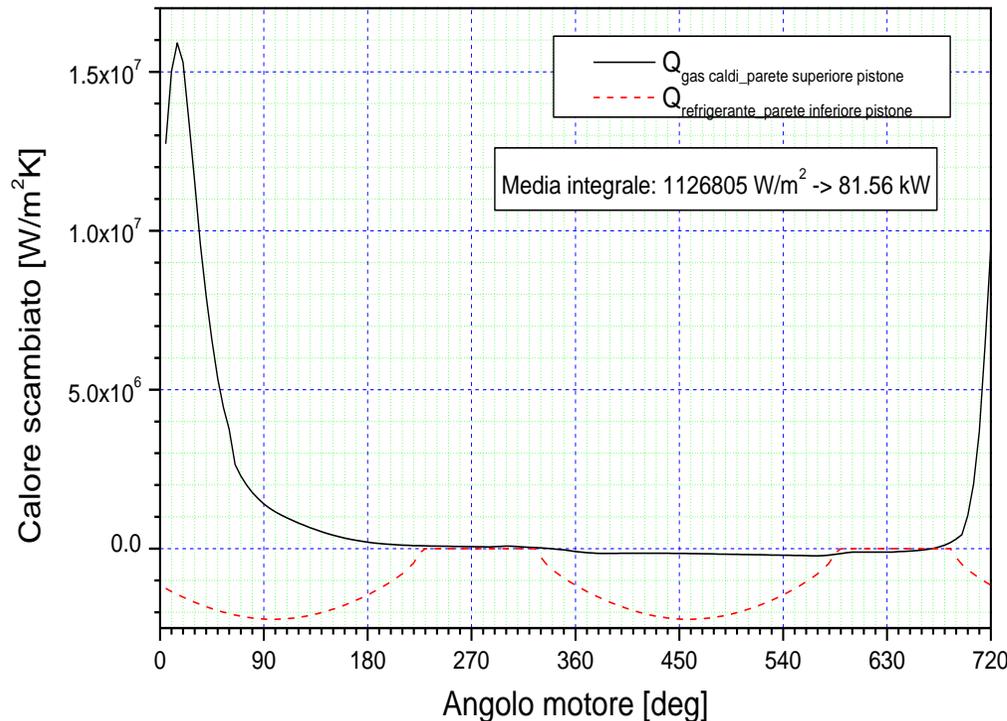
**Bottom dead center**  
Left section of gallery is flooded

# Carichi termici sul pistone

## ➤ Getti a olio



# Carichi termici sul pistone e andamenti di temperatura



***cilindro***

## Carico termico sulla parete del cilindro

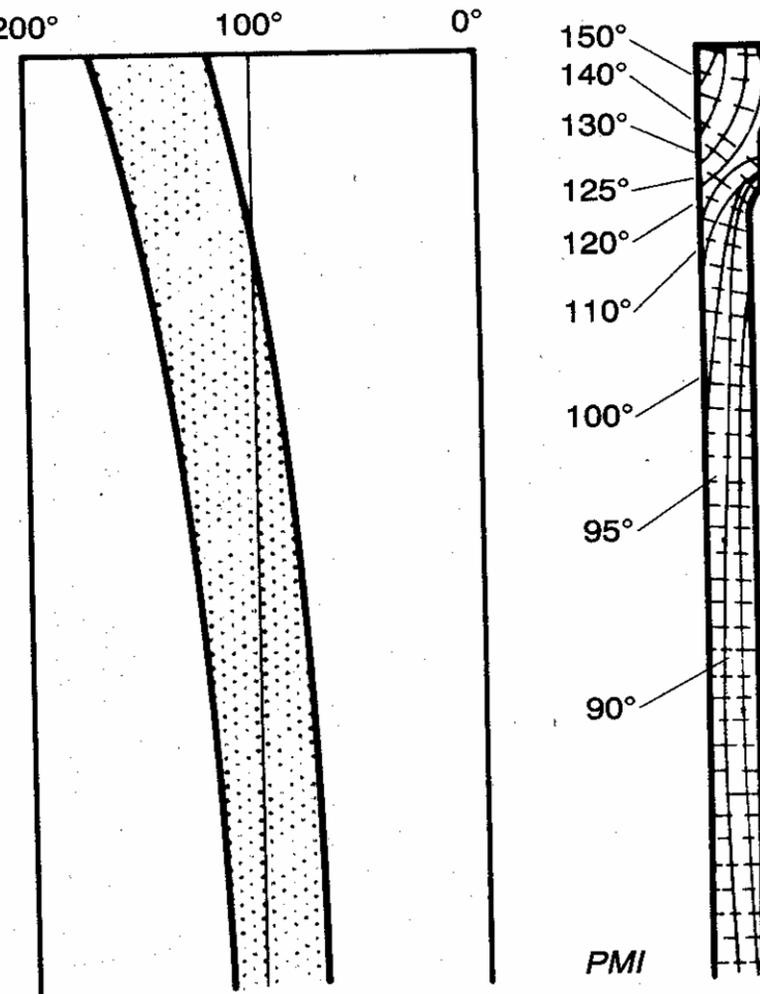
- I valori minimi a massimi di temperatura sulla parete del cilindro sono importanti per:

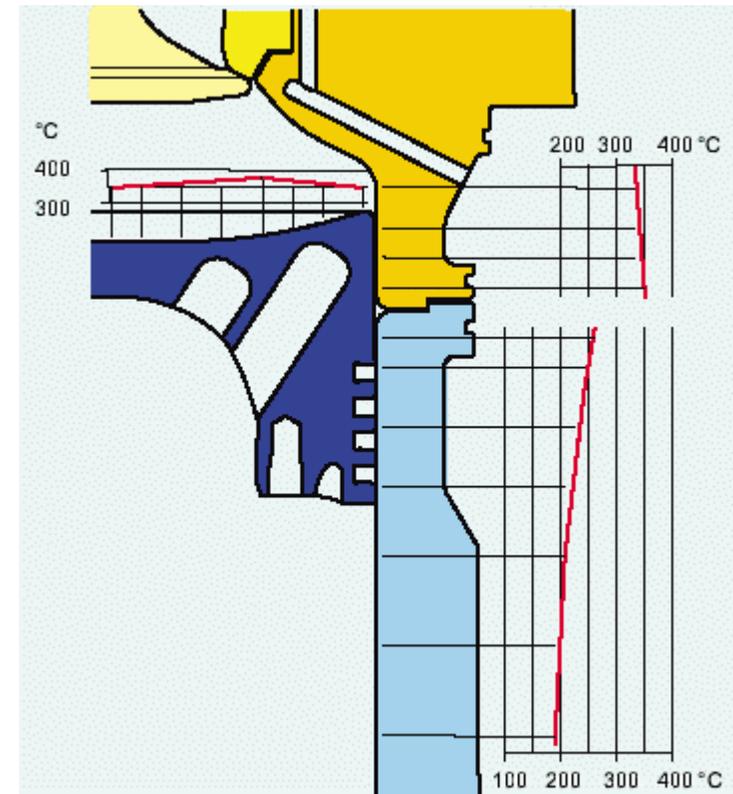
- ⇒ la lubrificazione
- ⇒ l'usura adesiva e corrosiva

- I valori di temperatura della parte bassa del cilindro sono sensibilmente più bassi di quelli raggiunti in prossimità della testa

- ⇒ La parete più bassa viene a contatto con i gas combusti solo per una frazione del ciclo e quando i gas hanno già subito una espansione significativa

TEMPERATURA [°C]



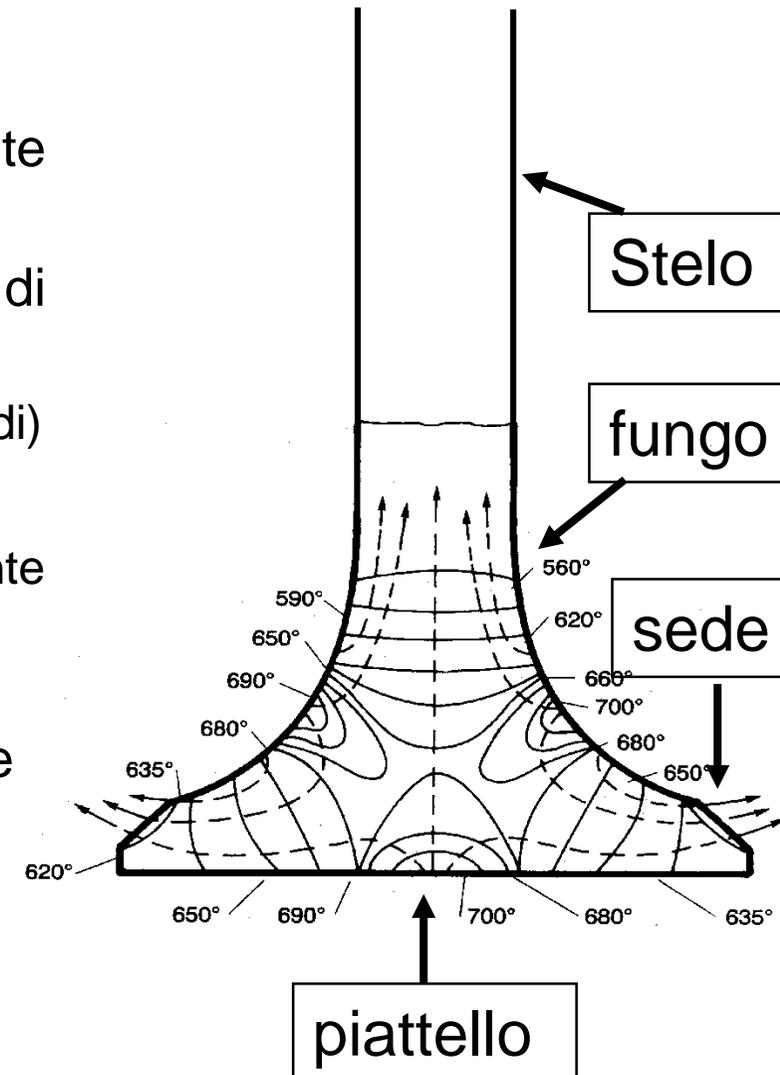


# *Valvole*

## Carico termico delle valvole

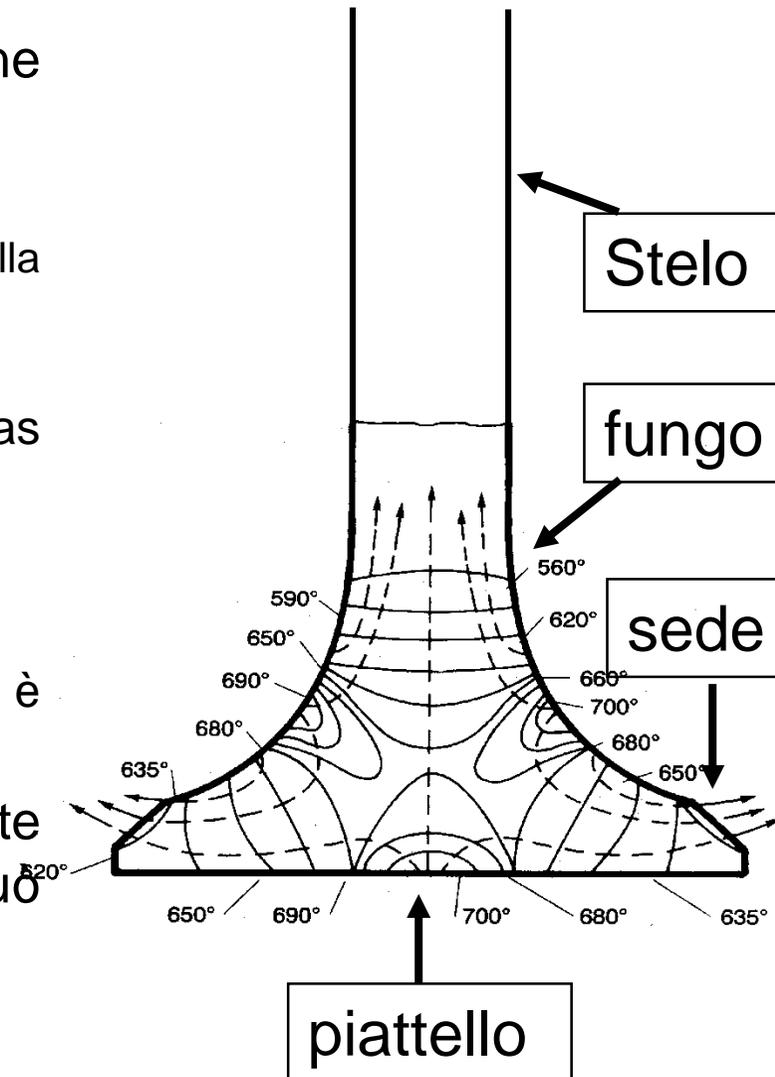
### ➤ Valvole di scarico

- ⇒ Raggiungono temperature molto più alte rispetto alle valvole di aspirazione
- ⇒ Il fungo della valvola si trova nel condotto di scarico
  - ➔ Tale zona è solo investita dai gas esausti (caldi)
- ⇒ Il piattello della valvola si affaccia nel cilindro
  - ➔ Risulta investito alternativamente e ciclicamente dalla combustione e dalla carica fresca
    - Analogamente al pistone
- ⇒ La sede della valvola alterna la sua posizione



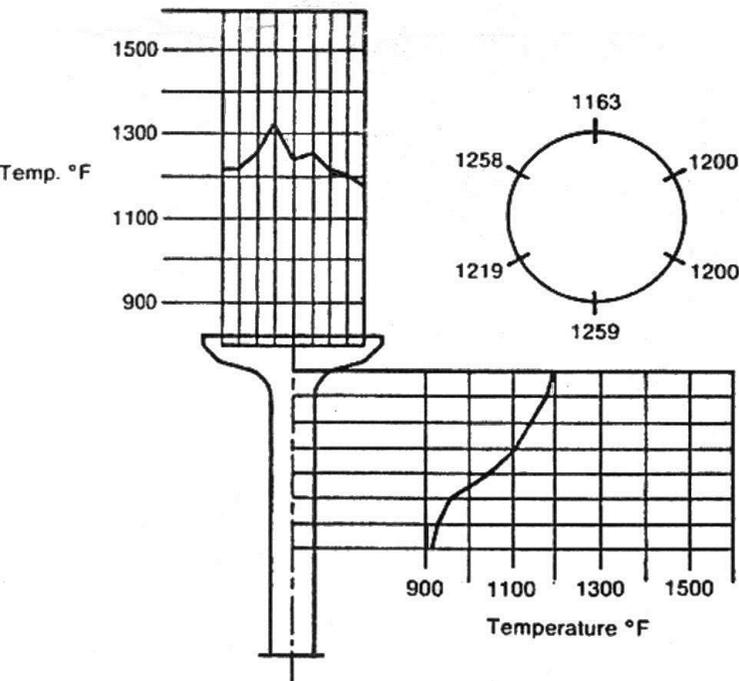
## Carico termico delle valvole

- ⇒ La sede della valvola alterna la sua posizione fra
  - Contatto con la sede-lato-testa
    - Trasmissione del calore per contatto dalla valvola verso la testa
      - » Importanza della resistenza di contatto
  - Apertura per permettere la fuoriuscita dei gas esausti
    - La sede è investita dai gas caldi
- ⇒ Lo stelo è interno alla guida
  - Lo stelo è freddo in quanto la guida è raffreddata
- ⇒ Sintetizzando, sono presenti alternativamente zone dove entra il calore e zone dove può uscire
  - Piattello e Fungo, il calore entra
  - Sede e Stelo, il calore esce



## Carico termico delle valvole

- ⇒ La sede si trova fra due zone in cui entra calore
  - La sede, nonostante la sua limitata superficie, è soggetta a grandi flussi termici
- ⇒ Generalmente la conducibilità del materiale delle valvole è bassa
  - si generano gradienti di temperature elevate
  - Temperature della valvola di scarico alte

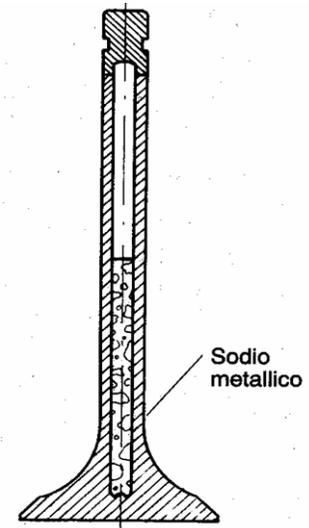


## ***Carico termico delle valvole***

- ⇒ Contemporaneamente si hanno sollecitazioni meccaniche
  - Urti sulla sede e urti dell'albero a camme
  - Quando la valvola è chiusa può soqqadrare e quindi nascono sollecitazioni di flessione
- ⇒ Le valvole sono soggette a:
  - Deformazioni
    - per disuguali dilatazioni termiche
  - Erosioni
    - di natura meccanica per mancanza di durezza ad opera del flusso dei gas
  - Corrosioni
    - Di natura chimica per l'aggressività dei flussi con cui vengono a contatto
  - Rottura
    - sia per le corrosioni, sia per la perdita a caldo
- ⇒ Le deformazioni termiche aumentano la fuga dei gas attraverso le imperfette tenute
  - Le zone dove i gas trafilano si generano punti molto caldi
    - La valvola si "brucia"

## Carico termico delle valvole

- ⇒ Quindi le valvole di scarico, generalmente
  - Sono più tozze rispetto a quelle di aspirazione
  - Sono leggermente più piccole rispetto a quelle di aspirazione
    - Sia per motivi fluidodinamici (effetti principali) e per maggiori sollecitazioni
  
- ⇒ Esistono soluzioni con valvole raffreddate al sodio
  - Viene generata una cavità che viene parzialmente riempita di sodio metallico o Sali di litio e potassio
  - Facilitano la migrazione del calore verso lo stelo della valvola
    - Uniformano le temperature



## ***Carico termico delle valvole***

### ➤ Valvole di aspirazione

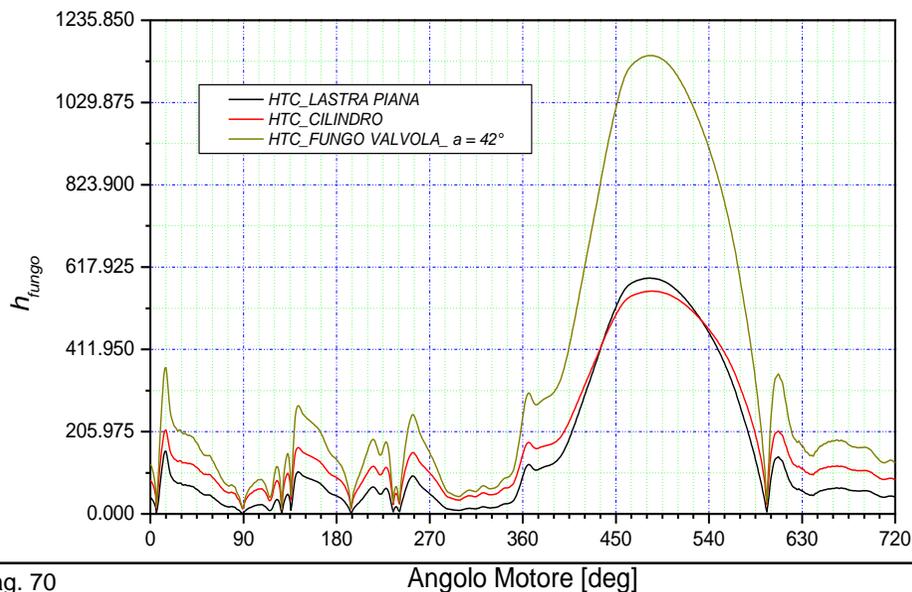
- ⇒ Funzionano a temperature più basse di quelle di scarico
  - Infatti il fungo è investito dalla carica fresca
- ⇒ Raggiungono temperature intorno a 300-400°C del centro piattello

## Condizioni al contorno delle varie zone

### ➤ HTC sul fungo nella valvola di aspirazione

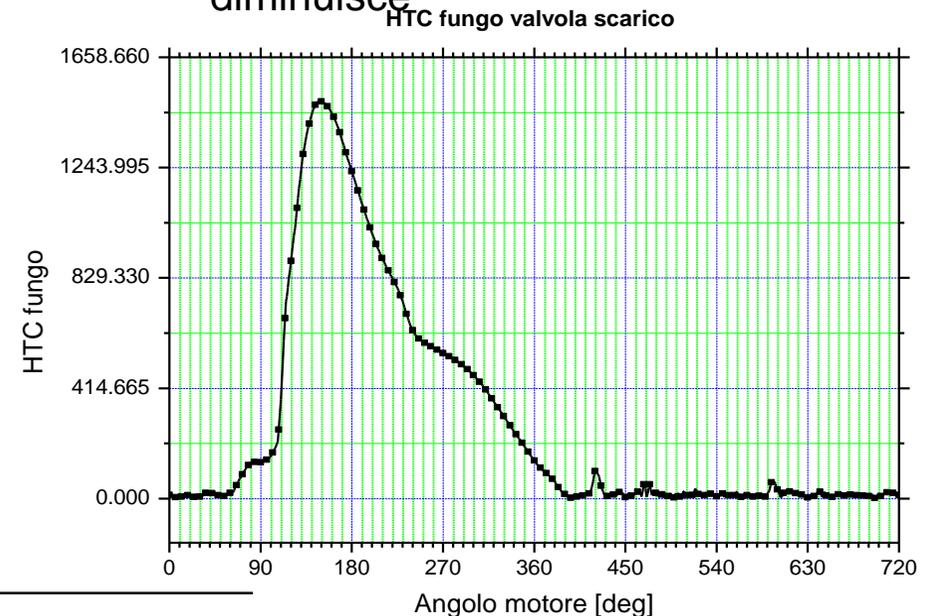
- ⇒ Aumenta quando si ha la fase di aspirazione
- ⇒ Si hanno pulsazioni per effetto dell'onda di pressione
  - ➔ Piccola variaz. di temperatura totale

Coefficiente di scambio termico  
sulla zona "fungo"



### ➤ HTC sul fungo della valvola di scarico

- ⇒ Si ha un valore elevato quando si ha la fase di scarico
- ⇒ Pulsazioni ridotte
- ⇒ Forte variazione della temperatura
  - ➔ Espandendo, la temperatura dei gas diminuisce



# Condizioni al contorno delle varie zone

## ➤ Interfaccia Valvola-sede

⇒ Si deve calcolare una resistenza termica di contatto

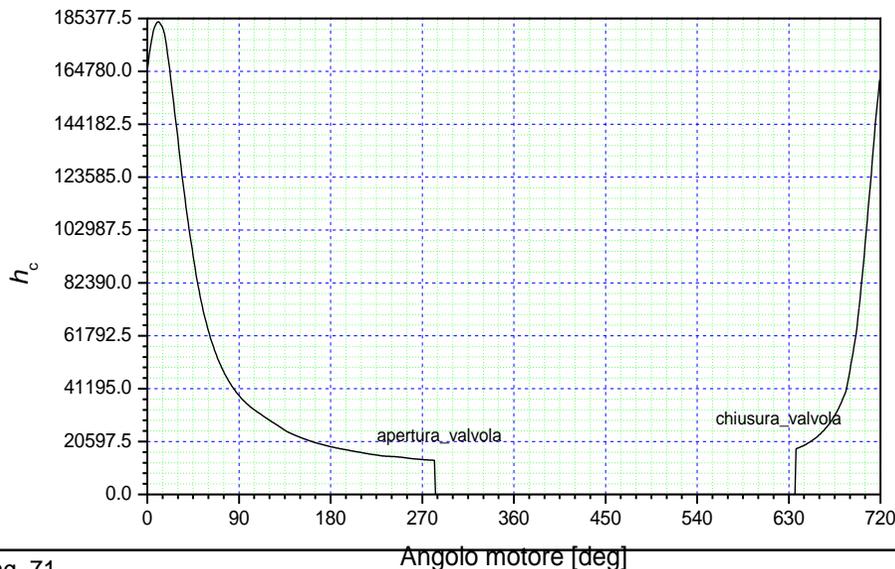
→ Dipende da

- Lavorazione della valvola
- Pressione esercitata

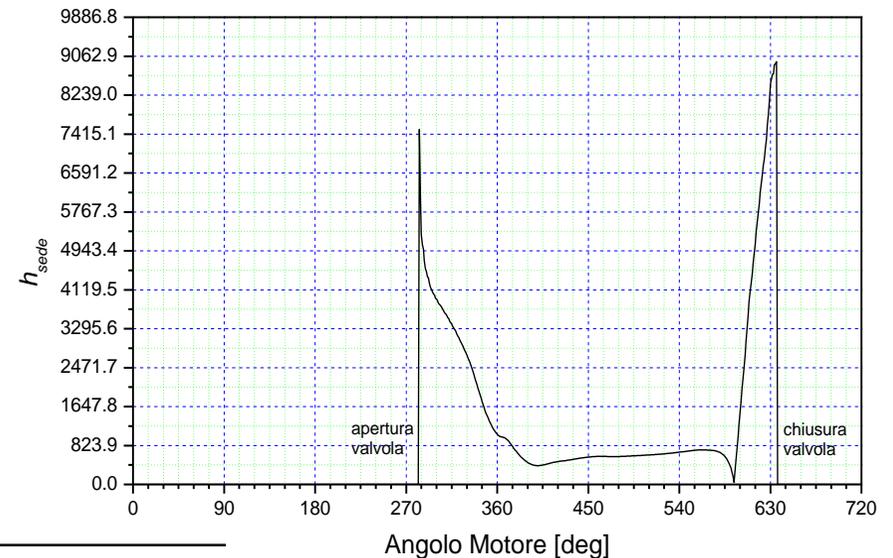
» Massima quando si ha la fase di combustione

⇒ Quando la valvola è aperta, si ha scambio di calore fra valvola e gas

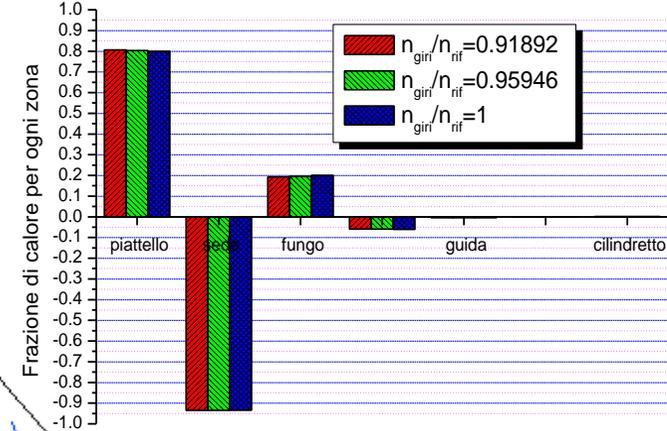
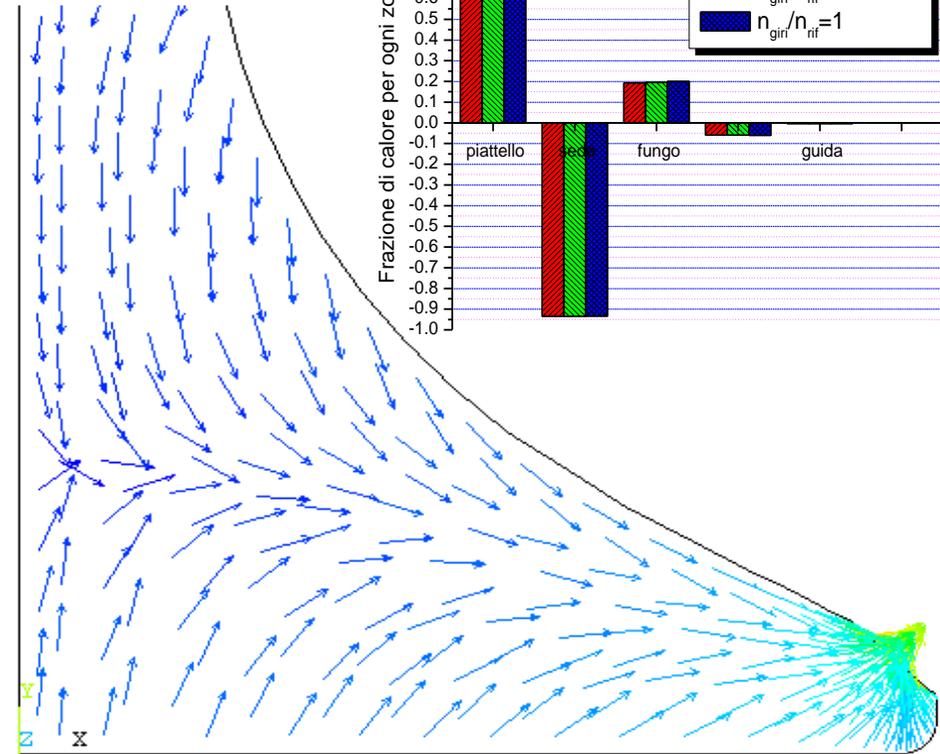
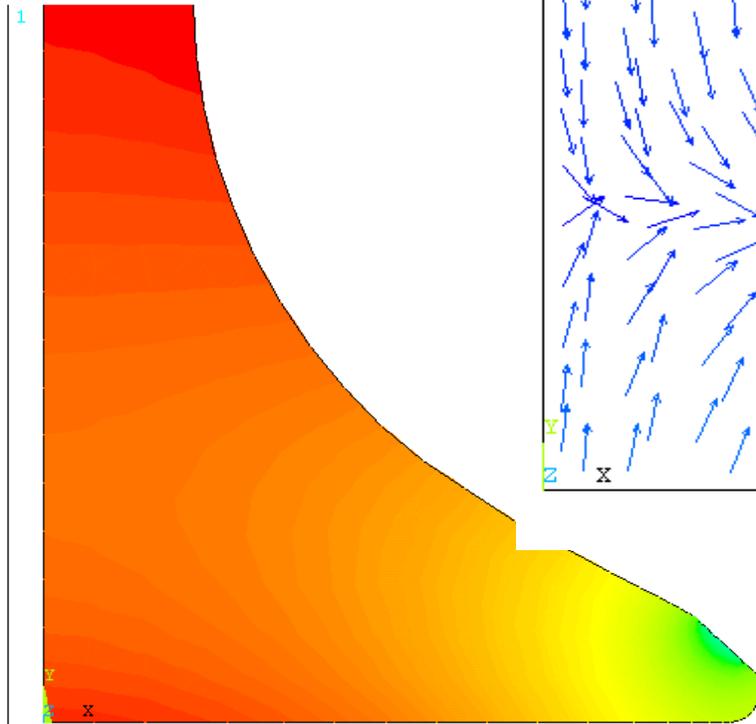
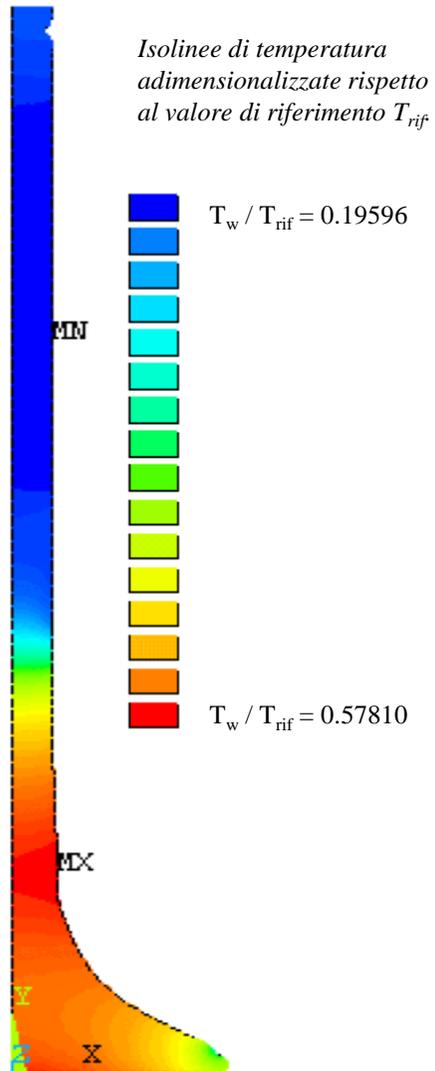
Coefficiente di contatto sede-valvola

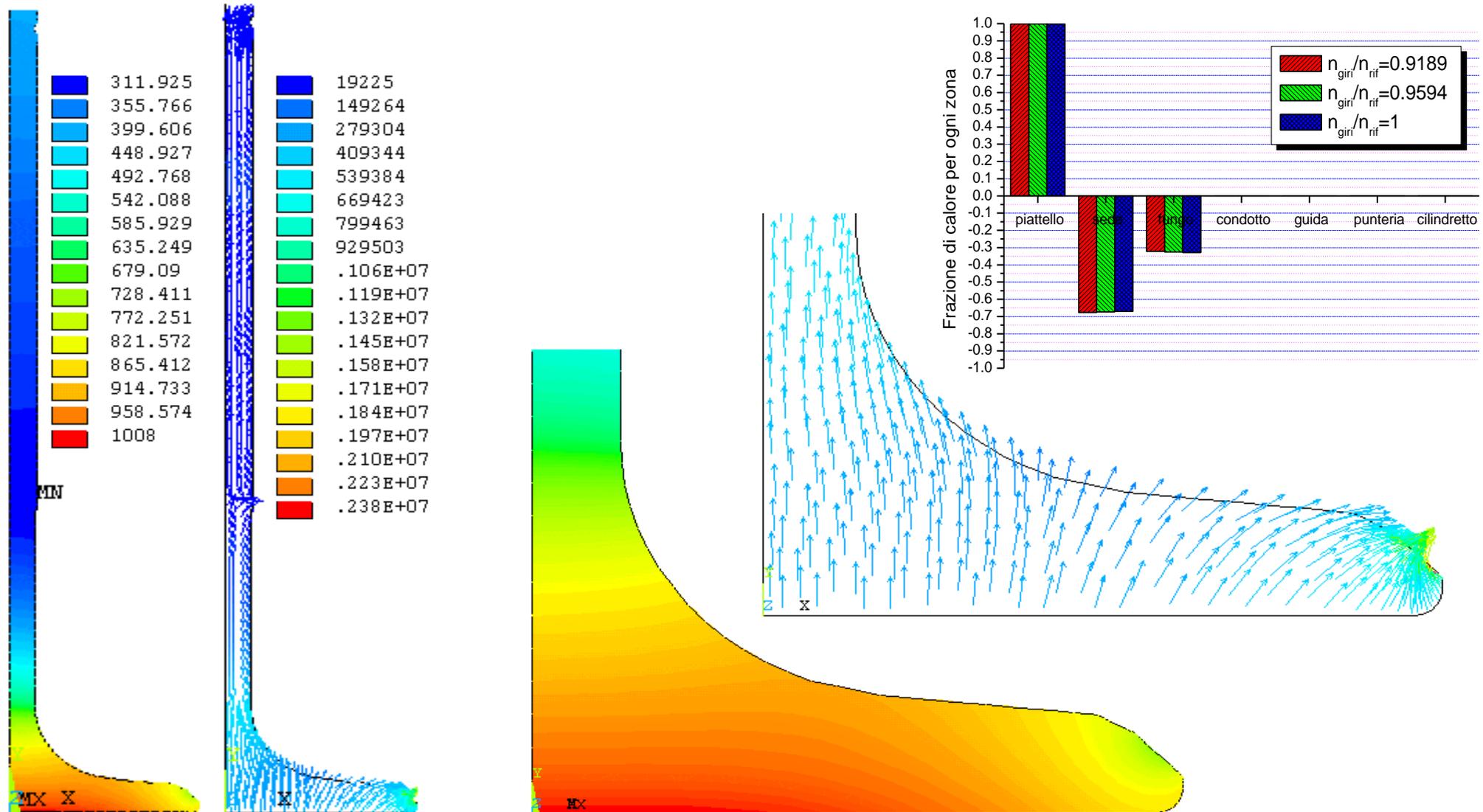


Coefficiente di scambio termico sulla zona "sede" nel caso di alzata medio-piccola



# Esempio di carico termico delle valvole di scarico





## ***Principali Effetti sulla valvola***

### ➤ Carico di combustione

- ⇒ Le deformazioni a cui una valvola chiusa è sottoposta durante la combustione, sono dovute sia agli effetti termici sia al carico di pressione
- ⇒ Il carico termico è costituito da:
  - ➔ Una quota stazionaria
    - Indotta dai gradienti di temperatura sulla valvola
  - ➔ Una quota ciclica
    - Prodotta dall'accensione del motore che sottopone la superficie (valutata generalmente a meno di 0,5 mm), a riscaldamento e, successivo raffreddamento
- ⇒ Si hanno deformazioni date dalla punta di pressione hanno una durata di circa  $80^\circ$  di manovella, che coincide con la fase di combustione del ciclo motore considerato

## *Principali Effetti sulla valvola*

### ➤ Carico di chiusura

- ⇒ Le valvole, durante la chiusura, battono inizialmente in una sola posizione della circonferenza, in corrispondenza della sede della valvola
- ⇒ Ne deriva una notevole piegatura dello stelo della valvola, tale che le sollecitazioni di flessione sono da 3 a 10 volte maggiori delle sollecitazioni inerziali del tipo P/A.
- ⇒ Da alcuni studi, risulta che le sollecitazioni dello stelo della valvola sono linearmente proporzionali alla velocità di chiusura

## *Principali Effetti sulla valvola*

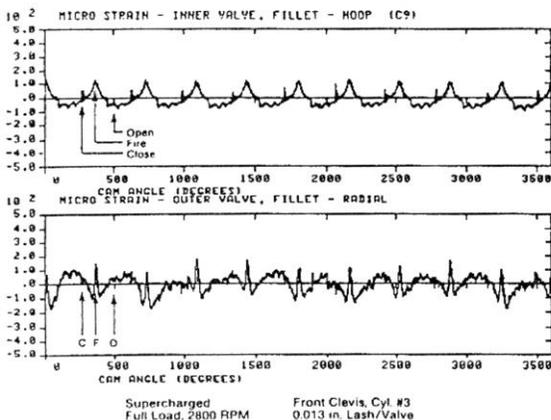
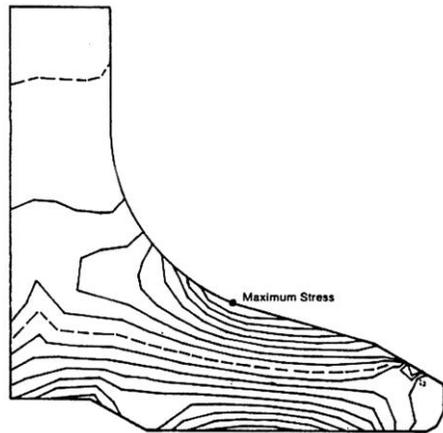
### ➤ Temperatura

- ⇒ Per il motore diesel a quattro tempi, le temperature in corrispondenza dei raccordi della valvola di scarico sono uguali o superiori alla temperatura centrale della testa.
- ⇒ Le temperature delle valvole del motore misurate non variano sensibilmente in modo ciclico con l'accensione del motore.
  - ➔ Tuttavia, è possibile misurare la variazione ciclica della temperatura della superficie della valvola
    - Le variazioni cicliche della temperatura si attenuano progressivamente a 0,5 mm dentro la valvola

# Principali Effetti sulla valvola

## ➤ Deformazioni di combustione

⇒ L'analisi delle sollecitazioni sulle valvole con il metodo agli elementi finiti indica che la massima sollecitazione si verifica sul raccordo piattello-valvola a circa metà percorso tra la sede e lo stelo



## *Principali Effetti sulla valvola*

### ➤ Deformazioni all'apertura e chiusura

⇒ Durante l'apertura

→ In corrispondenza del passaggio stelo-fungo, si hanno punte di compressione su entrambi i lati dello stelo

– Questi carichi di apertura sono causati dall'inerzia della testa e dalla liberazione del precarico della molla della valvola

⇒ Durante la chiusura della valvola

→ Si verifica un picco di trazione, con un picco di compressione sull'estensimetro opposto

– Dimostrano la piegatura della testa della valvola

### ➤ Sollecitazioni termiche

⇒ La massima deformazione della valvola, nel raccordo stelo-fungo, alla chiusura

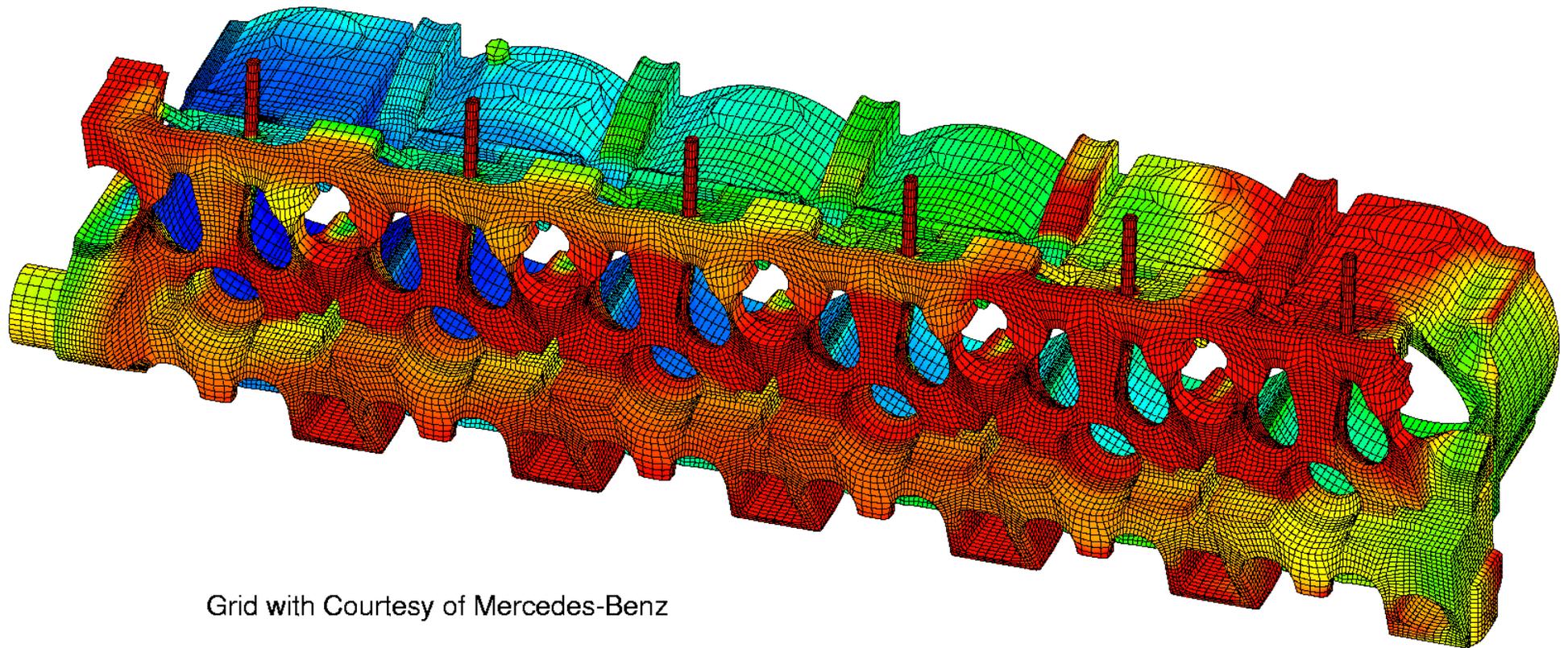
# ***Testata***

## ***Carico termico della testata***

- Per un corretto funzionamento del ciclo termodinamico, occorre che la temperatura della superficie interna della testata si mantenga al di sotto dei 200-220°C
  - ⇒ Le zone più difficili da raffreddare sono...
    - Le zone comprese fra le due valvole
    - Le zone comprese fra le valvole di scarico fra due cilindri adiacenti
  - ⇒ Si deve realizzare una sufficiente asportazione di calore dalle sedi della valvola e dalla candela
    - Evitando la formazione di punti caldi
      - potrebbero dare adito a dorma di accensione anormale

## ***Sollecitazioni di origine termica***

- Limitare i carichi termici serve per impedire
  - ⇒ Eccessivi valori di temperatura
    - Pregiudicano il corretto funzionamento dell'organo
      - Grippaggio del pistone nella canna
    - Alterazione delle proprietà lubrificanti dell'olio
    - Diminuzione delle caratteristiche meccaniche del materiale
  - ⇒ Sollecitazioni di origine termica
    - Sono provocate da dilatazioni dovute dal riscaldamento di alcune parti
    - Esse si sovrappongono alle sollecitazioni meccaniche
    - Nascono per deformazioni e/o dilatazioni impedito
      - Per esempio, nella zona fra le due sedi valvole di una testata in ghisa si produce, per compressione, una deformazione plastica. Al momento del raffreddamento nascono sollecitazioni di trazioni



Grid with Courtesy of Mercedes-Benz