



ALMA MATER STUDIORUM
UNIVERSITÀ DI BOLOGNA



Progetto



il futuro dei terminali idronici

Stefano Cancellara

Gian Luca Morini

Dipartimento di Ingegneria Industriale
CIRI Edilizia & Costruzioni

PROGETTO **nanofancoil**

CIRI EC – UNIBO

Progetto di un nuovo ventilconvettore mediante utilizzo micro/nanotecnologie:

- Superficie di scambio termico maggiorata
- Elevate rese «statiche»
- Bassa rumorosità
- Dimensioni contenute
- Contabilizzatore di energia termica integrato
- Multimedialità (connessione per controllo utente da smartphone)

CIDEA - UNIPR

Progetto di un nuovo recuperatore di calore aria-aria in contro-corrente basato sull'utilizzo di microtecnologie:

- Controllo brinamento invernale

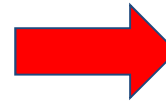
Partner di Progetto:



ALMA MATER STUDIORUM
UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

PROGETTO

nanofanicoil



Scambiatore aria-acqua
a pacco alettato

Scambiatore aria-acqua
a **schiume metalliche**

Partner di Progetto:



PROGETTO

nanoofancol

Piano di attività

Prove sperimentali su perdite di carico

- Variabilità del ΔP con il campione di schiuma: dipendenza dallo *spessore*
- Relazione portata volumetrica aria - ΔP schiume
- Realizzazione di una serie di prototipi di batteria di scambio a schiuma metallica ed inserimento in un ventilconvettore
- Test sperimentali sul prototipo

Partner di Progetto:

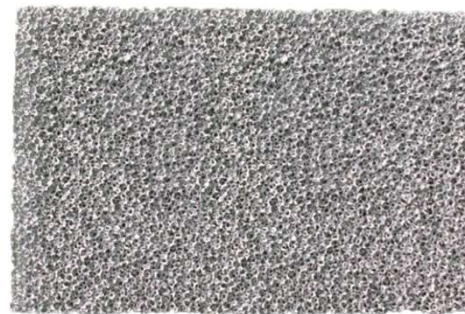
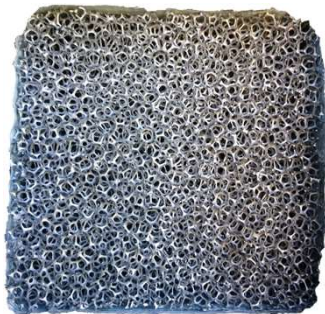


LE SCHIUME METALLICHE

- Alta conduttività
- Alto rapporto S/V
- Alta porosità

- Alluminio
- Rame
- Ni-Cr

- Struttura:
- Celle aperte
 - Celle chiuse

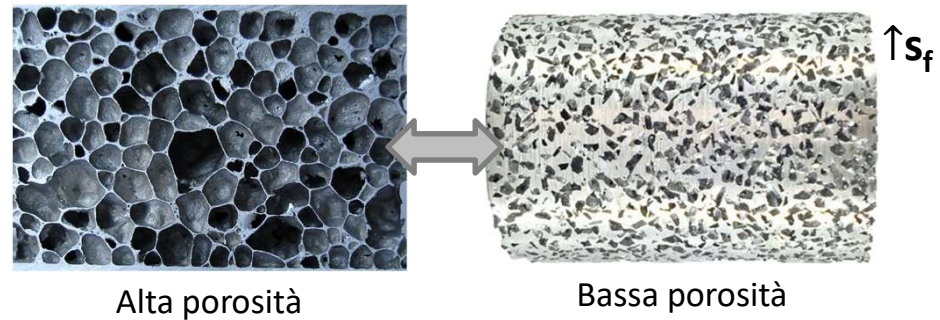


PARAMETRI CARATTERISTICI SCHIUME

Porosità

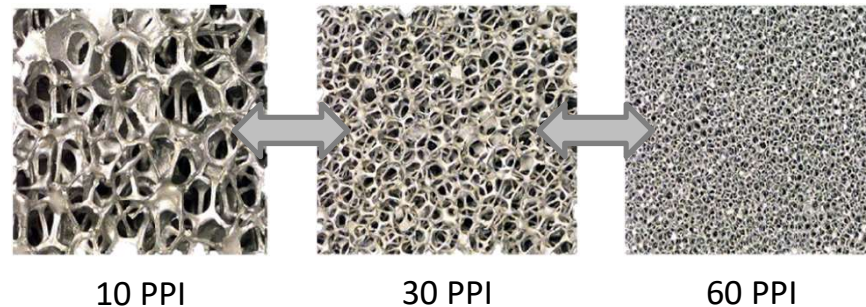
$$\varphi = \frac{V_v}{V_{tot}} = \frac{Vol. vuoti}{Vol. totale}$$

(valori tipici di φ fra 80% - 95%) $\downarrow s_f$

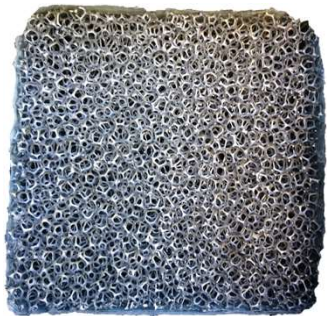


PPI (*pores per linear inch*)

(valori tipici di PPI fra 5 - 40)



SCAMBIO TERMICO



$$\uparrow q_V = \uparrow U \cdot a_V \cdot \Delta T_m$$

q_V : Pot. termica per unità di volume

U : Coefficiente globale di scambio termico

a_V : Rapporto superficie/volume

ΔT_m : ΔT medio logaritmico (acqua-aria)

PERDITE DI CARICO

$$\uparrow \left[-\frac{dp}{dz} \right] = f \frac{1}{L_c} \rho \frac{W^2}{2} = f \frac{1}{L_c} \frac{\dot{m}^2}{2\rho A^2} \Rightarrow -\frac{dp}{dz} \propto L_c^{-5}$$

dp/dz : Perdita di carico per unità di lunghezza [Pa/m]

L_c : Lunghezza caratteristica [m]

A : Sezione del canale di scorrimento del fluido [m²]

Perdite di carico nei mezzi porosi: Legge di Darcy-Forchheimer

$$-\frac{dp}{dz} = \frac{\mu \cdot u}{k} + \frac{\rho \cdot f \cdot u^2}{\sqrt{k}}$$

TERMINE di
Darcy

Termine
viscoso

TERMINE di
Forchheimer

Termine
inerziale

- dp/dz è la perdita di carico per unità di lunghezza [$Pa \cdot m^{-1}$]
- μ è la viscosità dinamica del fluido [$Pa \cdot s$]
- u è la velocità media del fluido sulla sezione frontale [$m \cdot s^{-1}$]
- k è la permeabilità della schiuma [m^2]
- ρ è la densità del fluido che attraversa la schiuma [$kg \cdot m^{-3}$]
- f è il coefficiente di attrito della schiuma [$adim.$]

$$\left(-\frac{dp}{dz}\right) \cdot \frac{1}{u} = \frac{\mu}{k} + \frac{\rho \cdot f \cdot u}{\sqrt{k}} = a + b \cdot u$$

$$k = \frac{\mu}{a}$$

Permeability [m^2]

$$f = \frac{b \cdot \sqrt{k}}{\rho}$$

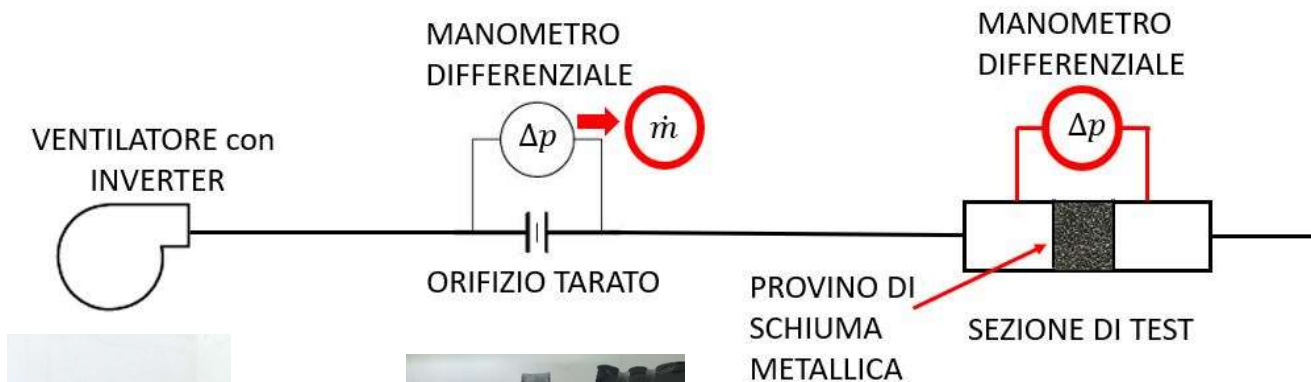
Friction factor [-] Form drag coefficient [m^{-1}]

$$C = \frac{b}{\rho}$$

k, f, C sono parametri
morfologici caratteristici
della schiuma metallica



Apparato Sperimentale



Ventilatore
regolato
tramite
inverter



Orifizio tarato con
manometro
differenziale



Sezione di test con
manometro
differenziale per la
misura della perdita
di carico della
schiuma



Foto apparato

PROGETTO



Incertezza Sperimentale



Manometro differenziale
TSI VelociCalc® Plus
Multi-Parameter
Ventilation Meter 8386A

$$i_{\Delta P} = \pm 1\%$$



Manometro differenziale
TSI DP-Calc™
Micromanometer 8710

$$i_{\Delta P} = \pm 2\%$$

Grandezza	u.d.m.	Incertezza
q_m	[kg·m ³]	±0,6%
u	[m·s ⁻¹]	±1,0%
S	[m ²]	±1,0%
(dp/dz)	[Pa·m ⁻¹]	±2,0%
$(dp/dz)(1/u)$	[Pa·s·m ⁻²]	±2,5%
$(dp/dz)(1/u^2)$	[Pa·s ² ·m ⁻³]	±3%



PROGETTO **manofancoil**

Effetto della natura casuale della distribuzione dei pori sulle perdite di carico



ARIA

1 campione di schiuma – 20mm



ARIA

5 campioni di schiuma – 100mm



Inserimento nel canale aeraulico e sigillatura con silicone



SCHIUME UTILIZZATE:

8 schiume in **lega di Alluminio**



PPI: 10

Porosità media: 96,5%

Materiale: Al7SiMg

Spessore: 20mm

3 schiume in **lega di Ni-Cr**



PPI: 11-16

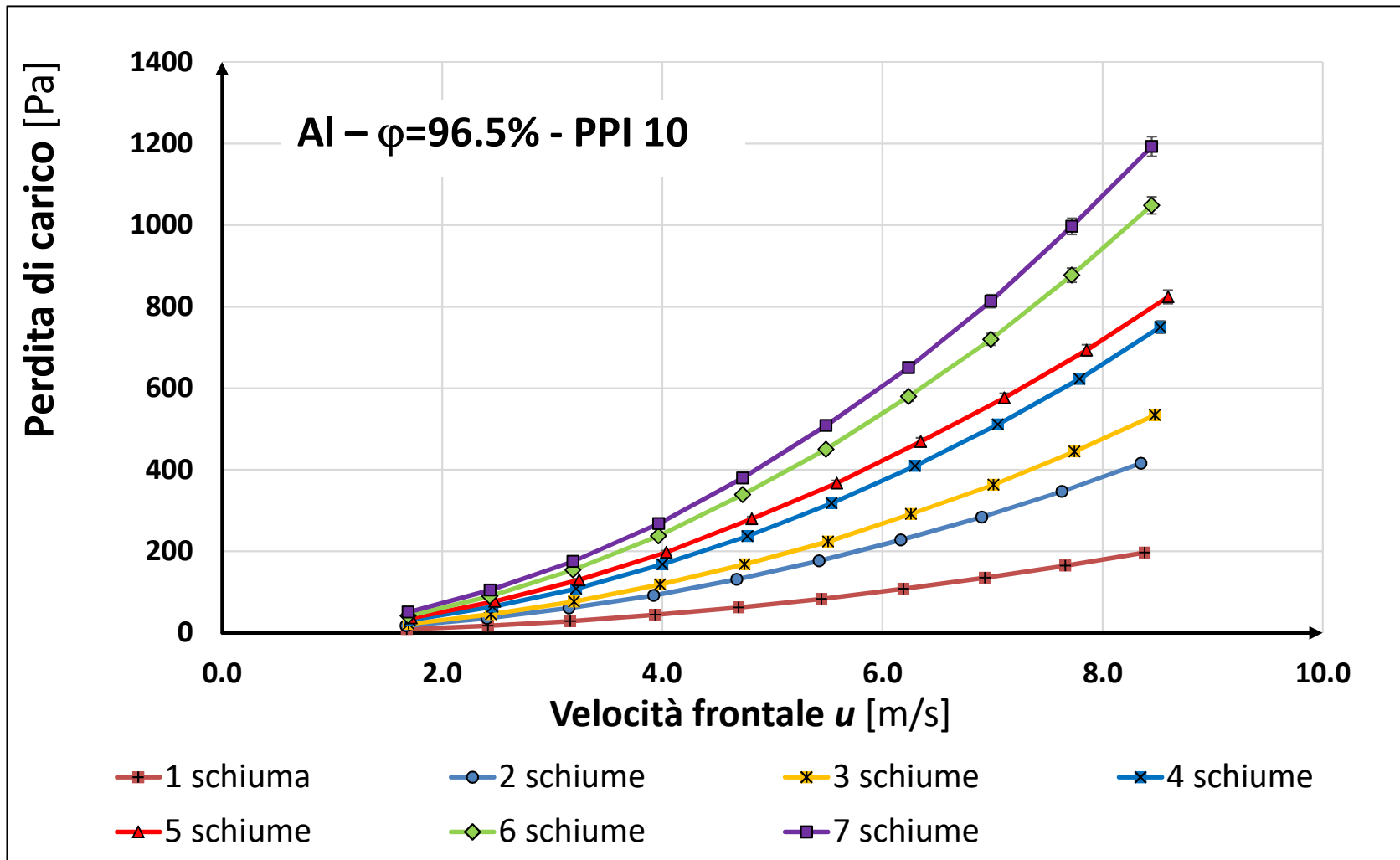
Porosità media: 93,0%

Materiale: NCX-1116

Spessore: 20mm



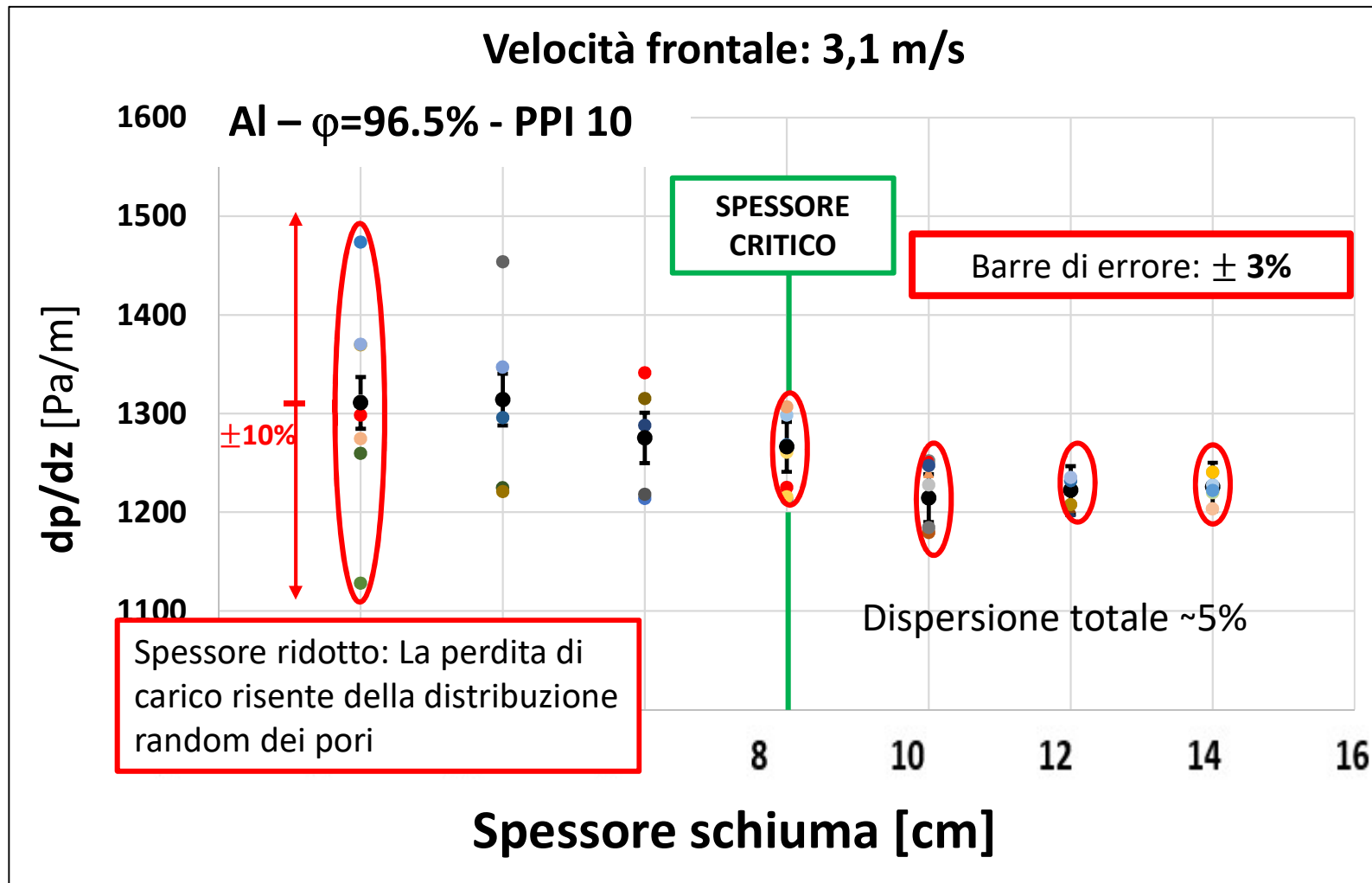
Perdite di carico vs velocità media aria



PROGETTO

nanofoamcol

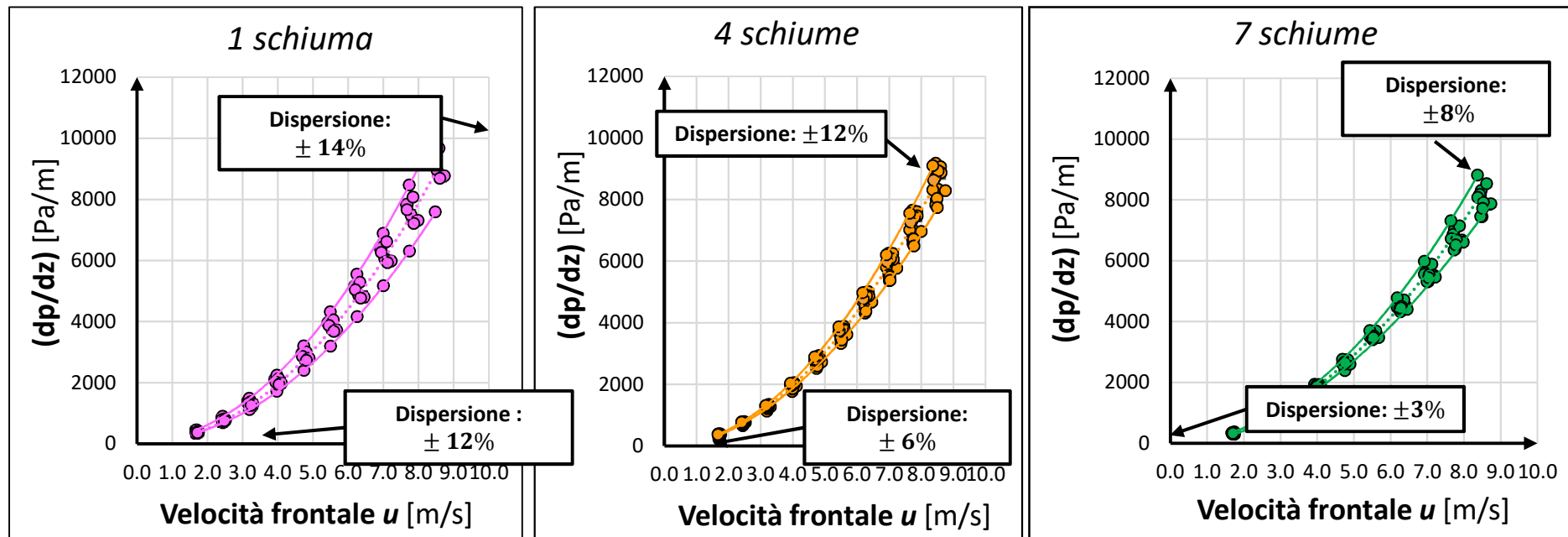
Effetto della natura casuale della distribuzione dei pori sulle perdite di carico



PROGETTO



Effetto della natura casuale della distribuzione dei pori sulle perdite di carico



La **dispersione risultati** aumenta incrementando la **velocità dell'aria** che attraversa la schiuma

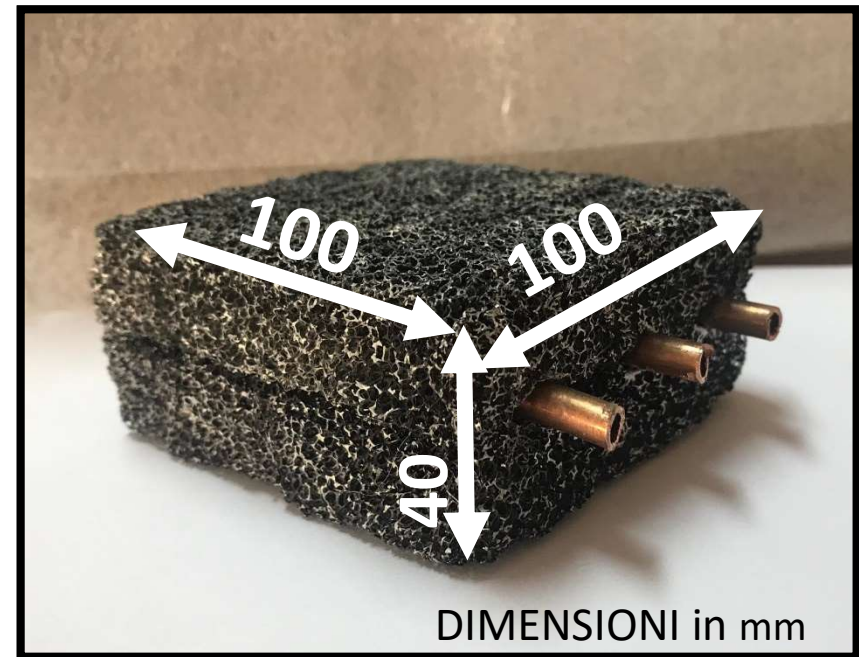
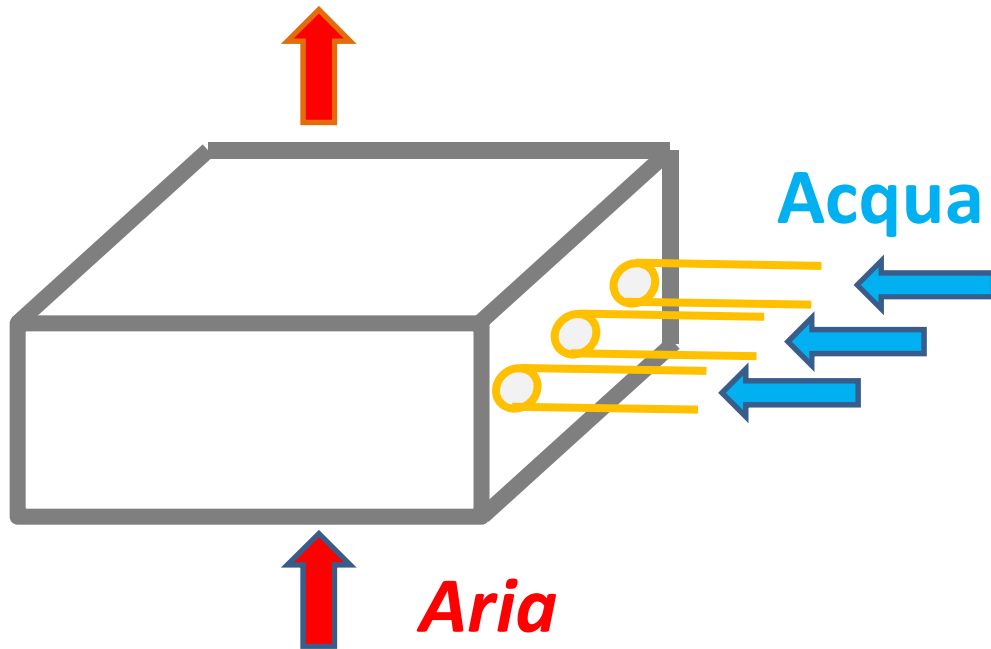


ALMA MATER STUDIORUM
UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

PROGETTO

nanoofanicoil

Scambio termico



ALMA MATER STUDIORUM
UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

PROGETTO

nanofancoil

Scambio termico

CONDIZIONI TEST

T in acqua [°C]	60		
Portata d'acqua [kg/h]	5		
T in aria [°C]	24		
Velocità frontale aria [m/s]	0.7	0.9	1.2

Stima delle Dispersioni

$$\dot{Q}_{disp} = \dot{m} c_p (T_{in} - T_{out})$$

- \dot{m} è la portata d'acqua [kg/s];
- c_p è il calore specifico dell'acqua [J/kg K];
- $T_{in} - T_{out}$ è la variazione di temperatura dell'acqua misurata in ingresso e in uscita dallo scambiatore [°C];
- Velocità dell'aria= 0 [m/s]



PROGETTO



Scambio termico

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{netta}}{\dot{Q}_{max}}$$

$$\dot{Q}_{netta} = \dot{m} c_p (T_{in,acqua} - T_{out,acqua}) - \dot{Q}_{disp}$$

- \dot{m} è la portata d'acqua [kg/s];
- c_p è il calore specifico dell'acqua [J/kg K];
- $T_{in,acqua} - T_{out,acqua}$ è la variazione di temperatura dell'acqua misurata in ingresso e in uscita dallo scambiatore [°C];
- \dot{Q}_{loss} sono le perdite dello scambiatore [W];

$$\dot{Q}_{max} = (\dot{m} c_p)_{min} (T_{in,acqua} - T_{in,aria})$$

- $(\dot{m} c_p)_{min}$ è il minimo tra i prodotti portata per calore specifico dell'aria e dell'acqua
- $T_{in,acqua}$ è il valore della temperatura in ingresso dell'acqua allo scambiatore [°C];
- $T_{in,aria}$ è il valore della temperatura in ingresso dell'aria allo scambiatore [°C];

$$\dot{V}^* = \frac{\dot{V}}{\dot{V}_{max}}$$

- è la portata volumetrica d'aria in ingresso nello scambiatore rapportata alla portata d'aria massima utilizzata nei test



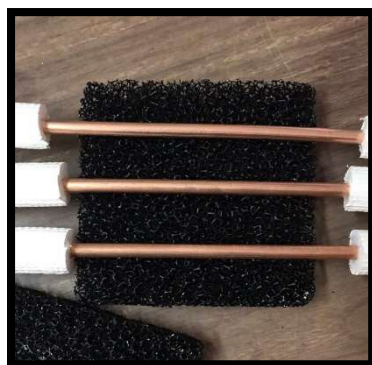
PROGETTO



**PASTA
TERMOCONDUTTIVA**
 $\lambda = 0,391 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$



Scambiatore con pasta
termoconduttiva



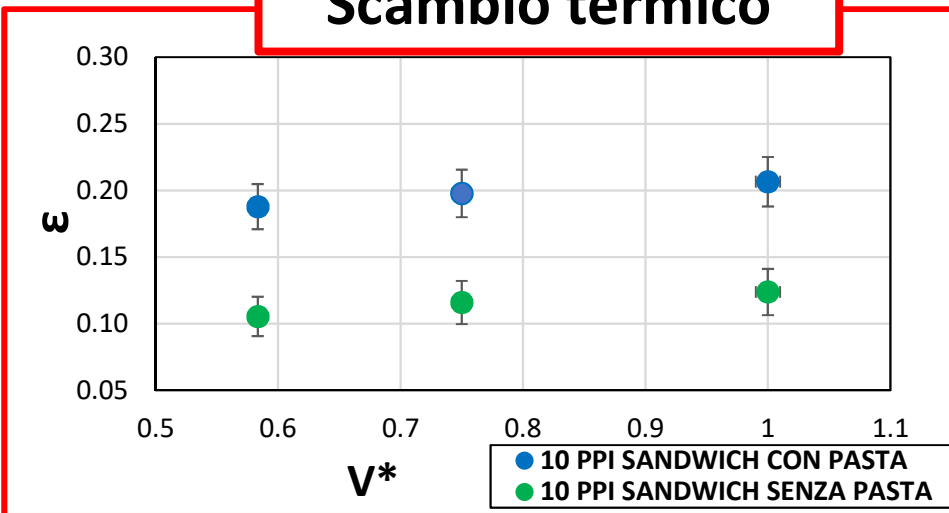
Scambiatore senza
pasta
termoconduttiva

Perdite di carico

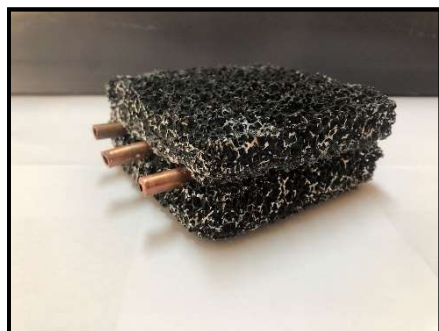
velocità dell'aria [m/s]	Scambiatore sandwich 10PPI senza pasta t.	Scambiatore sandwich 10PPI con pasta t.	aumento % delle perdite di carico
	dp/dz [Pa/m]	dp/dz [Pa/m]	
0,7	182	182	0
0,9	260	260	0
1,2	364	364	0

Nessun aumento delle perdite di carico

Scambio termico



Aumento % dell'efficienza di scambio termico con l'uso della pasta termoconduttiva dal **67% al 78%**



Geometria «sandwich»
10 PPI



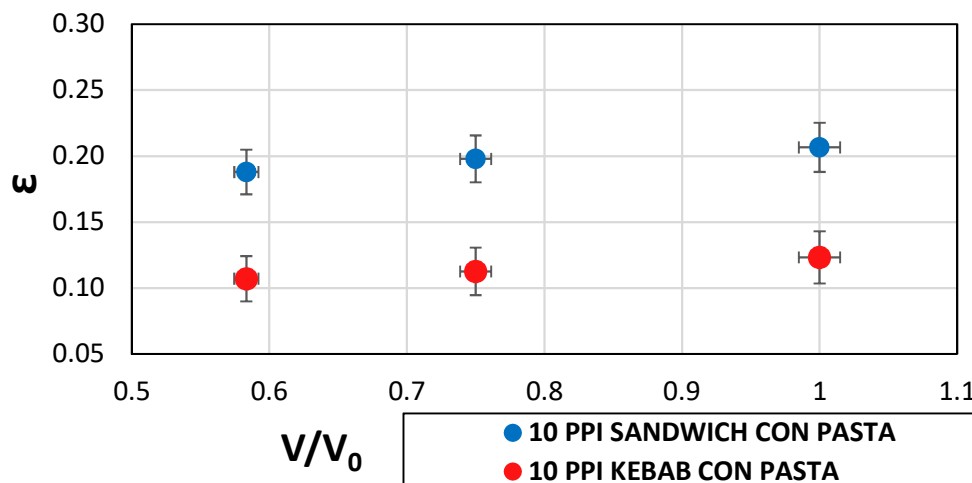
Geometria «kebab»
10 PPI

Perdite di carico

	Scambiatore sandwich 10PPI senza pasta	Scambiatore kebab 10PPI con pasta	
velocità dell'aria [m/s]	dp/dz [Pa/m]	dp/dz [Pa/m]	aumento % delle perdite di carico
0,73	182	214	17
0,93	260	294	13
1,17	364	427	17

aumento % del dp rispetto al sandwich 10 PPI dal **13% al 17%**

Scambio termico



diminuzione % dell'efficienza media di scambio termico rispetto al sandwich 10 PPI dal **26% al 55%**

Perdite di carico

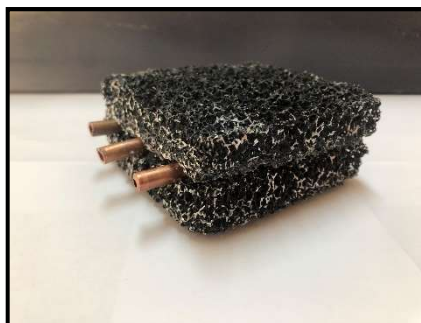


Geometria «sandwich» 20 PPI

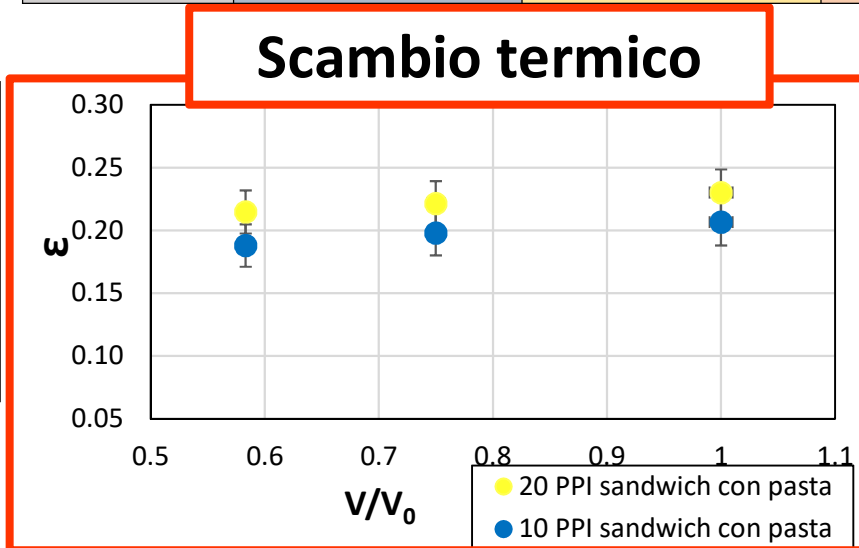
	Scambiatore sandwich 10PPI senza pasta	Scambiatore sandwich 20PPI con tubi con pasta	
velocità dell'aria [m/s]	dp/dz [Pa/m]	dp/dz [Pa/m]	aumento % delle perdite di carico
0,73	182	262	44
0,93	260	405	56
1,17	364	595	63

aumento % delle perdite di carico rispetto al sandwich 10 PPI dal 44% al 63%

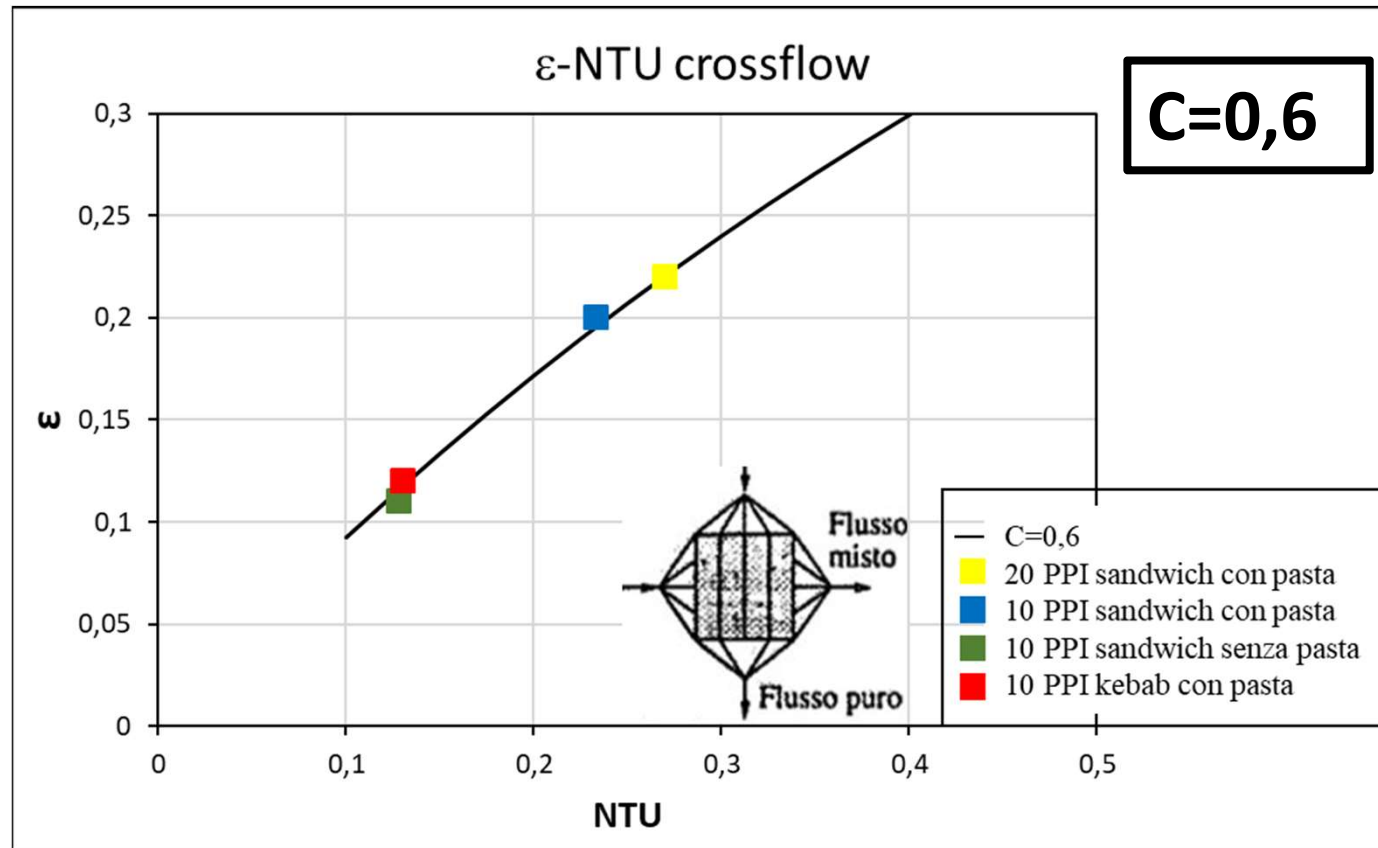
Scambio termico



Geometria «sandwich» 10 PPI



Aumento % dell'efficienza media di scambio termico del sandwich 10 PPI dall'11% fino al 14%



- I punti ϵ -NTU relativi agli scambiatori a schiume metalliche vanno a collocarsi sulla curva degli scambiatori a flussi incrociati (misto/puro)

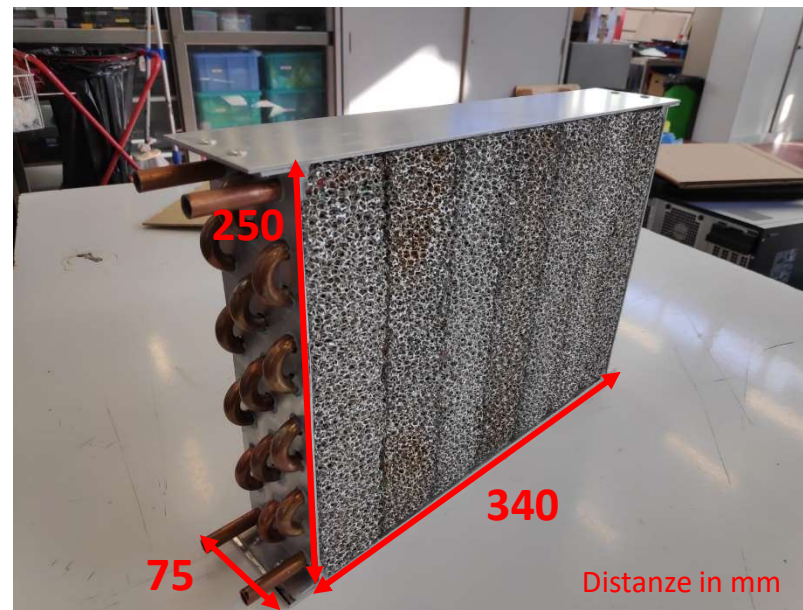
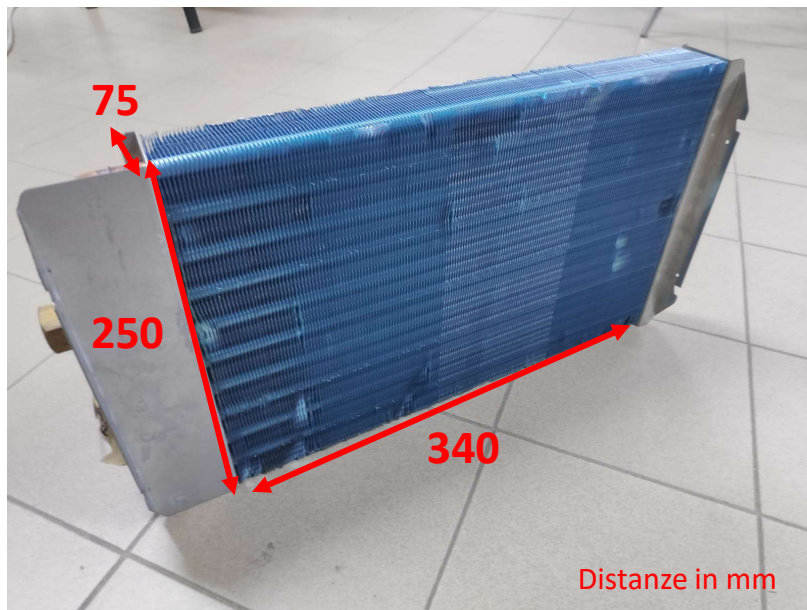
PROGETTO **nano**fancoil

- L'utilizzo della **pasta termoconduttiva** migliora il **contatto termico** tra **tubi** e **schiuma**.
- Porta ad un aumento dell'efficienza termica senza comportare nessun aumento delle perdite di carico per unità di lunghezza
- La **geometria «a sandwich»** è **risultata essere la migliore** sia dal punto di vista delle perdite di carico che dello scambio termico.
- Un aumento del numero di PPI ha portato ad un vantaggio in termini di scambio termico ma anche un aumento importante delle perdite di carico

**CONTATTO TERMICO TUBI-SCHIUMA LIMITA LE PRESTAZIONI DELLO
SCAMBIATORE**



PROGETTO **nano**fancoil



Costruzione di scambiatori con gli **stessi ingombri** e **stessa circuitazione dell'acqua** della batteria alettata

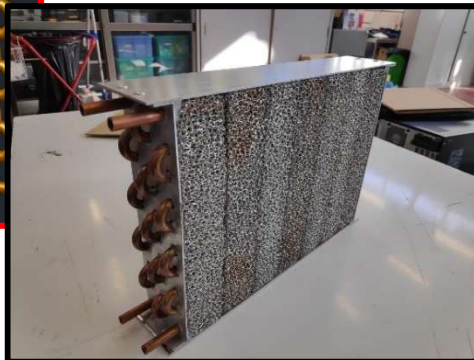
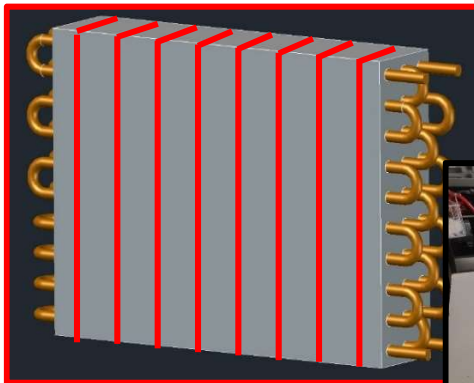
PROGETTO

nanofanicoil

Per i produttori di schiume metalliche:
SPESSORE MASSIMO SCHIUME 4 – 5 cm
2 DIVERSE GEOMETRIE COSTRUTTIVE

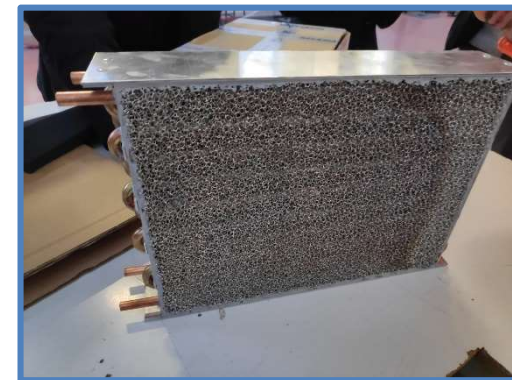
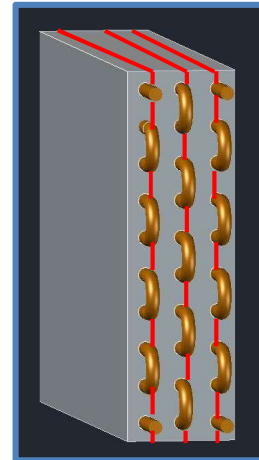
GEOMETRIA «A KEBAB»

- Pezzi di schiuma metallica forati attraversati da tubi di rame
- Pasta termoconduttiva **non utilizzata**

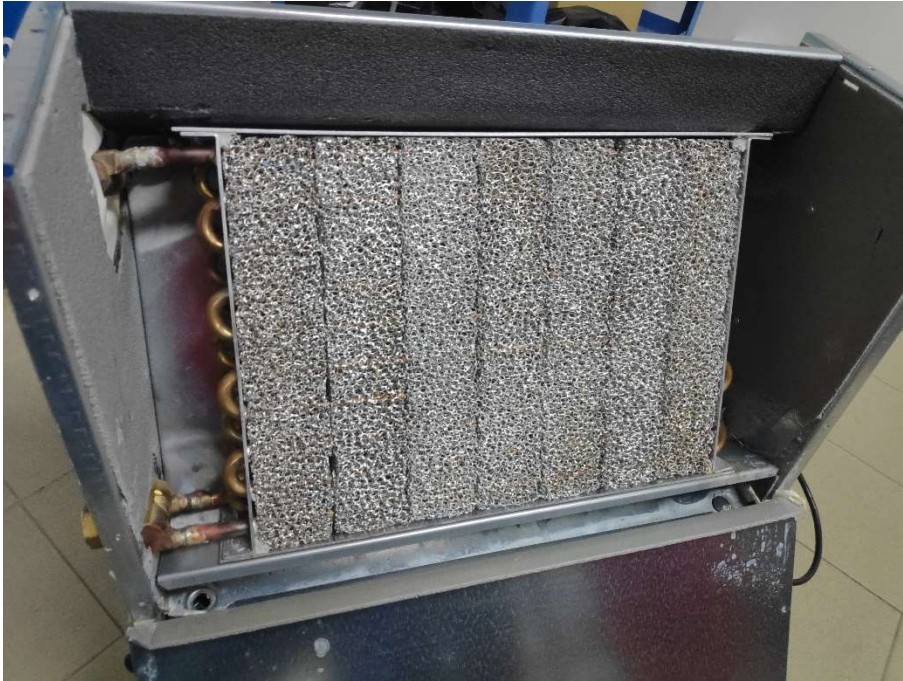


GEOMETRIA «A SANDWICH»

- Lastre di schiuma metallica fresate per creare le sedi delle tubazioni
- **Utilizzo di pasta termoconduttiva** per migliorare il contatto tubo-schiuma



ALMA MATER STUDIORUM
UNIVERSITÀ DI BOLOGNA



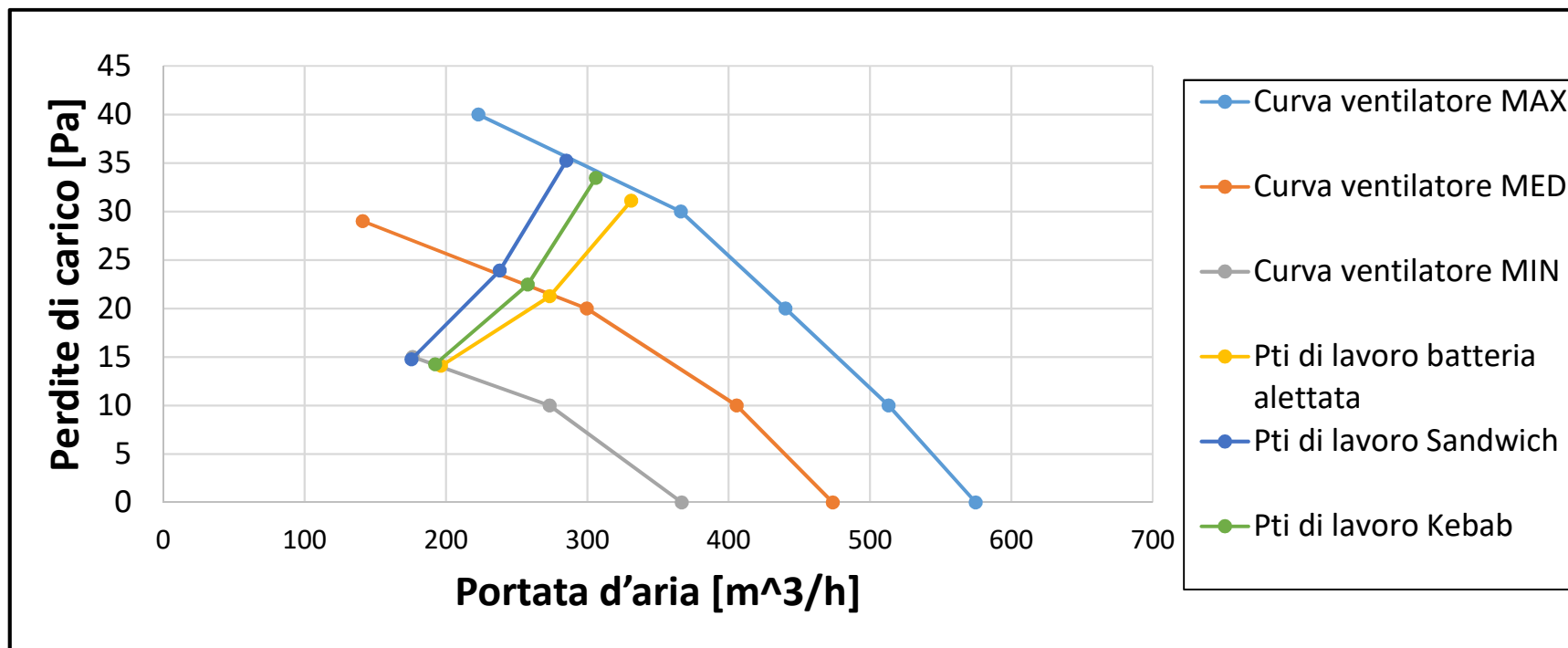
Confronto con **ESTRO F4 Galletti** delle prestazioni di:

- **SCAMBIO TERMICO**
- **PERDITE DI CARICO**

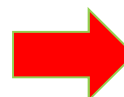
PROGETTO



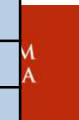
Perdite di carico



RPM	Punti di lavoro BATTERIA ALETTATA		Punti di lavoro FC Sanwich		Punti di lavoro FC Kebab	
	Pa	Portata [m³/h]	Pa	Portata [m³/h]	Pa	Portata [m³/h]
891	31.1	331.2	35.2	285.2	33.5	306.1
746	21.2	273.5	23.9	238.1	22.5	258.0
579	14.1	196.6	14.8	175.5	14.2	192.3



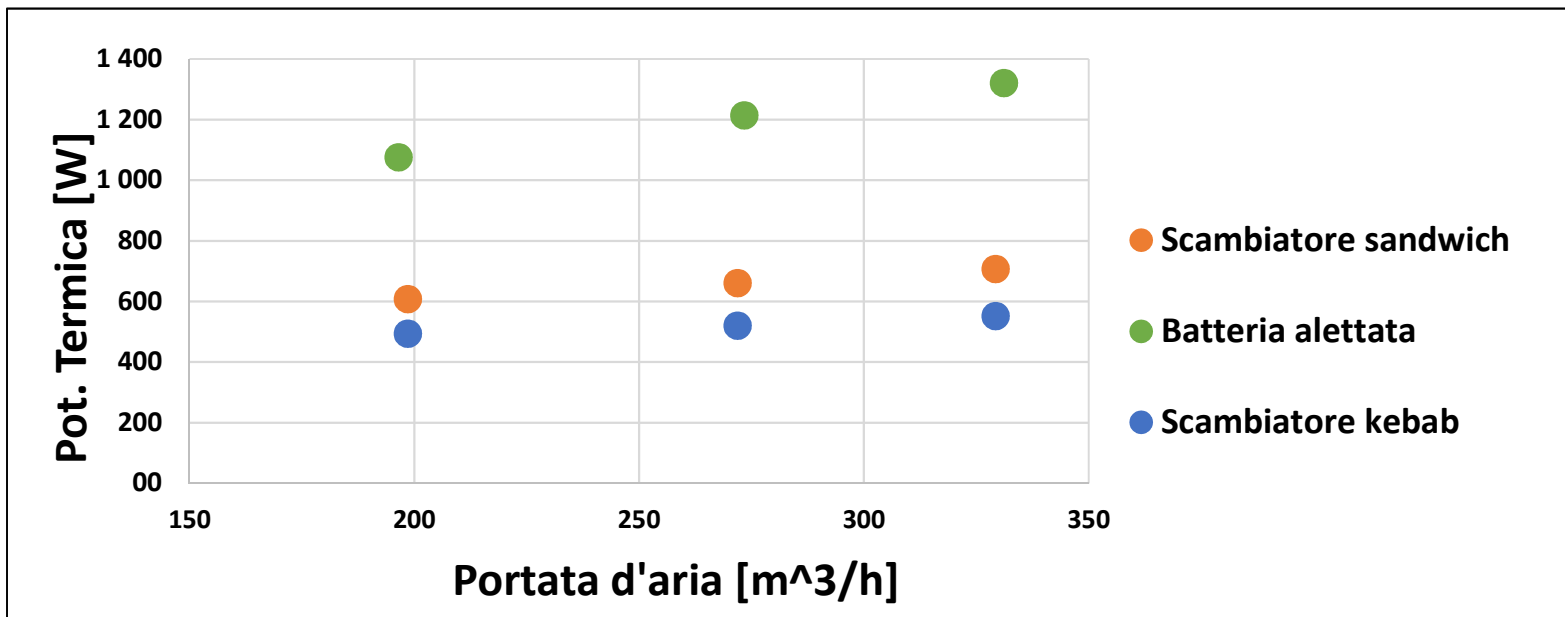
A PARITA' DI RPM	
FC Sandwich	FC Kebab
Aumento %dp rispetto a B.A.	Aumento %dp rispetto a B.A.
+ 13.2 %	+ 7.6 %
+ 12.5 %	+ 5.8 %
+ 4.8 %	+ 1.1 %



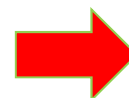
PROGETTO



Scambio termico



Portata d'aria [m ³ /h]	SCAMBIATORE SANDWICH	SCAMBIATORE KEBAB	BATTERIA ALETTATA
	Potenza termica [W]	Potenza termica [W]	Potenza termica [W]
198.6	607.8	493.7	1074.8
271.9	660.1	520.2	1213.7
329.3	706.1	551.8	1320.4



SCAMBIATORE SANDWICH	SCAMBIATORE KEBAB
Diminuzione % Pot. termica rispetto a B.A.	Diminuzione % Pot. termica rispetto a B.A.
- 43.5 %	- 54.1 %
- 45.6 %	- 57.1 %
- 46.5 %	- 58.2 %

PROGETTO

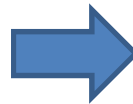
nanofancoil

Connettività



Il sistema implementa:

- Misuratore di portata acqua
- Sonde di temperatura lato aria
- Sonde di temperatura ingr/usc acqua
- Comando esterno ventilatore



E' stato introdotto in un ESTRO F4 Galletti un sistema NI per la comunicazione bidirezionale di dati con:

- IMPIANTO (ad es. PdC, altri terminali, regolazione)
- UTENTE

Il sistema invia su Tablet/Smartphone:

- Energia termica emessa dal ventilconvettore
- Valori di Temperatura
- Velocità ventilatore

L'utente può cambiare via Tablet/Smartphone:

- Temperatura setpoint
- Velocità ventilatore



ALMA MATER STUDIORUM
UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

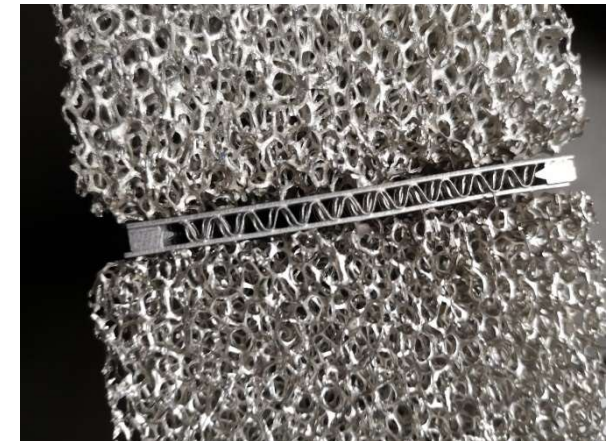
PROGETTO

nanofancoil

Nuovi prototipi

Nuovi prototipi di scambiatori sono in corso di realizzazione e test:

- Scambiatori con impaccamento a sandwich e a kebab mediante utilizzo pasta termoconduttiva **LOCTITE EA 9497** $\lambda = 1,4 W / (m \cdot K)$ e saldatura con alluminio liquido
- Scambiatori ibridi «aletta-schiuma metallica» (in collaborazione con «Eurocoil»)
- Scambiatori/dissipatori a minicanali rettangolari realizzati con lastre di alluminio con schiuma metallica saldobrasata sotto vuoto



PROGETTO **nanoofancoil**

Prospettive future

I nuovi terminali devono:

- Essere in grado di gestire estate/inverno con lo stesso grado di resa termica
- In estate il controllo del carico latente mediante il terminale è importante
- Nei terminali attivi, occorre poter lavorare a ridotte velocità in funzionamento «di regime» e modulare la velocità nelle fasi «di ripresa» (utilizzo inverter)
- Interagire con l'impianto (regolazione adattativa)
- Interagire con l'utente

Il ventilconvettore può diventare il terminale di riferimento per i nuovi «impianti a pompa di calore»





ALMA MATER STUDIORUM
UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

**Gian Luca Morini, Stefano Cancellara, Matteo
Dongellini, Matteo Greppi**

DIN – Alma Mater Studiorum Università di Bologna
CIRI Edilizia & Costruzioni

gianluca.morini3@unibo.it

www.unibo.it