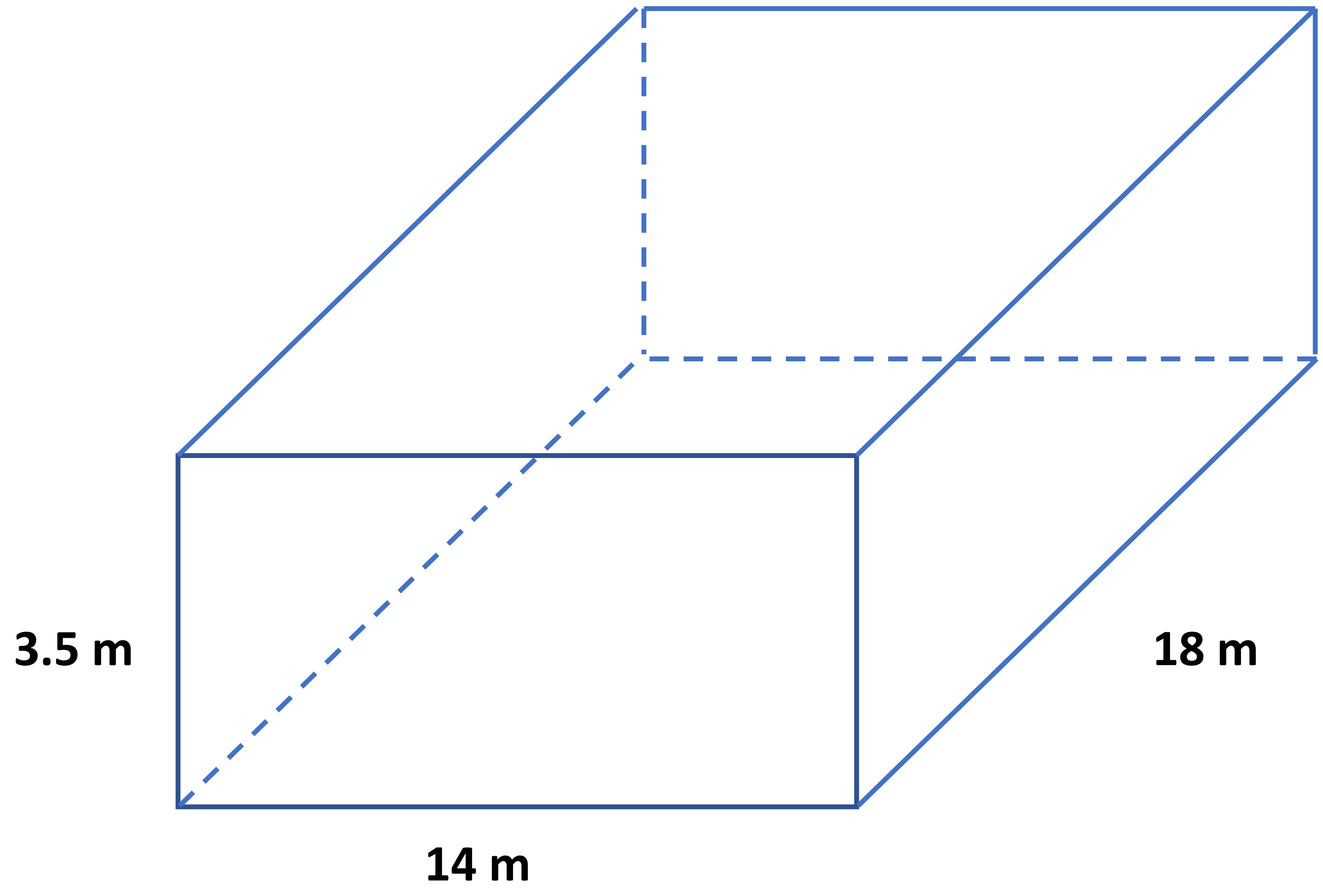
Sizing of an air terminal device

Room: $A_f = 14 \times 18 = 252\ m^2$

$V = 14 \times 18 \times 3.5 = 882\ m^3$

Occupants: 60 persons

Ventilation rate: 10 l(/s px)



$\dot{V} = 10 \times 60 = 600\ l/s$

$\dot{V} = 600 \times 3.6 = 2160\ m^3/h$

$n = 2160 / 882 = 2.45\ h^{-1}$

Let us consider the following peak power:

$P_{heat,sp} = 10\ W/m^3 \longrightarrow P_{heat} = 10 \times 882 \cong 9\ kW$

$P_{cool,sp} = 50\ W/m^2 \longrightarrow P_{cool} = 50 \times 252 \cong 13\ kW$

$$\Delta t_{heat} = \frac{P_{heat}}{\dot{m}\, c_p} = \frac{9000 \times 3600}{2160 \times 1.2 \times 1007} = 12.4°C \longrightarrow t_{imm,heat} = 32.5°C$$

$$\Delta t_{cool} = \frac{P_{cool}}{\dot{m}\, c_p} = \frac{13000 \times 3600}{2160 \times 1.2 \times 1007} = 17.9°C \longrightarrow t_{imm,cool}\ \text{too low}$$

There are 2 options

- → **Increase ventilation rate (recirculation)**
- → **Decrease P_{cool}**

Let us increase the ventilation rate. Let us fix $\Delta t_{cool} = 10°C$

$$\dot{m} = \frac{P_{cool}}{\Delta t_{cool}\ c_p} = \frac{13000}{10 \times 1007} = 1.29\ kg/s =$$

$$\dot{V} = \frac{1.29 \times 3600}{1.2} = 3870\ m^3/h$$

$$n = \frac{3870}{882} = 4.4\ \ 1/h$$

$$\dot{V}_{recirculation} = 3870 - 2160 = 1710\ m^3/h$$

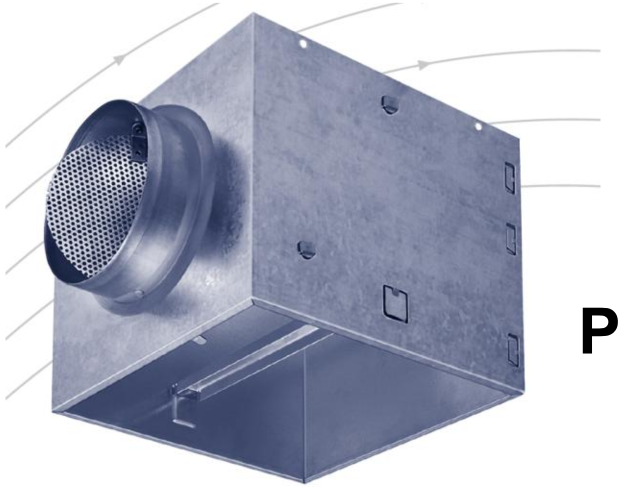
Case 1: Ceiling air distribution

There are different possible choices:

- 390 m^3/h → 3870/390 = 10 air inlets
- 645 m^3/h → 3870/645 = 6 air inlets
- 970 m^3/h → 3870/970 = 4 air inlets

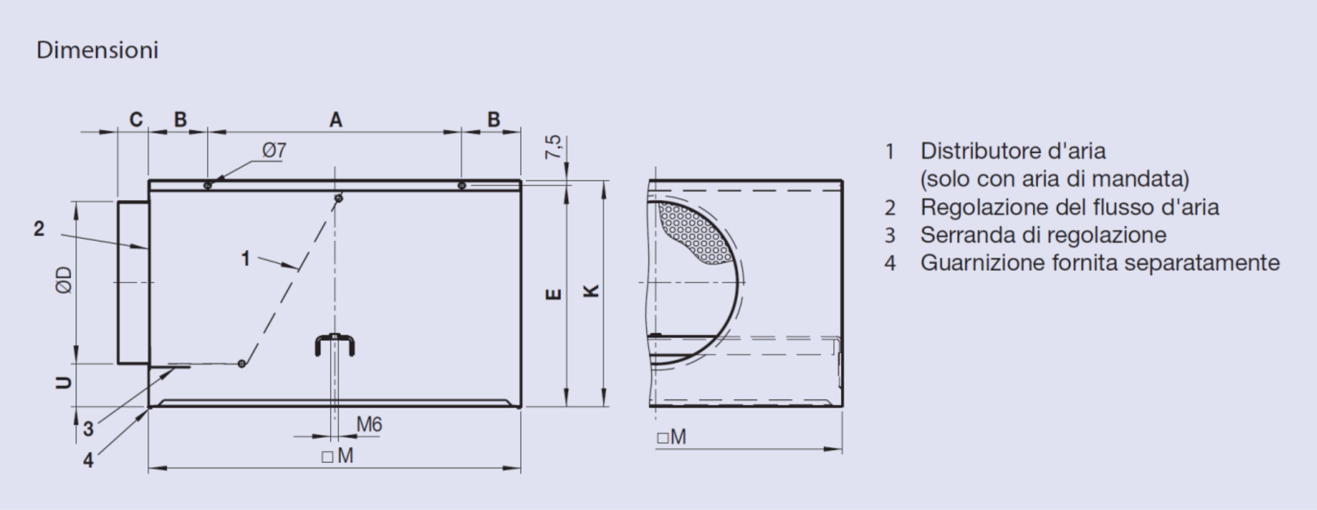
Let us consider an air inlet of 645 m^3/h → 6 air inlets

Sketch of the system

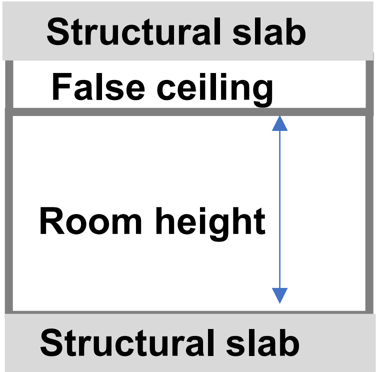


Plenum

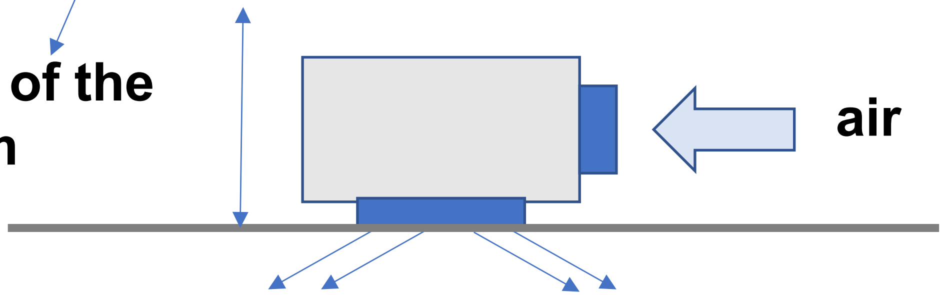
Terminal (air vent)

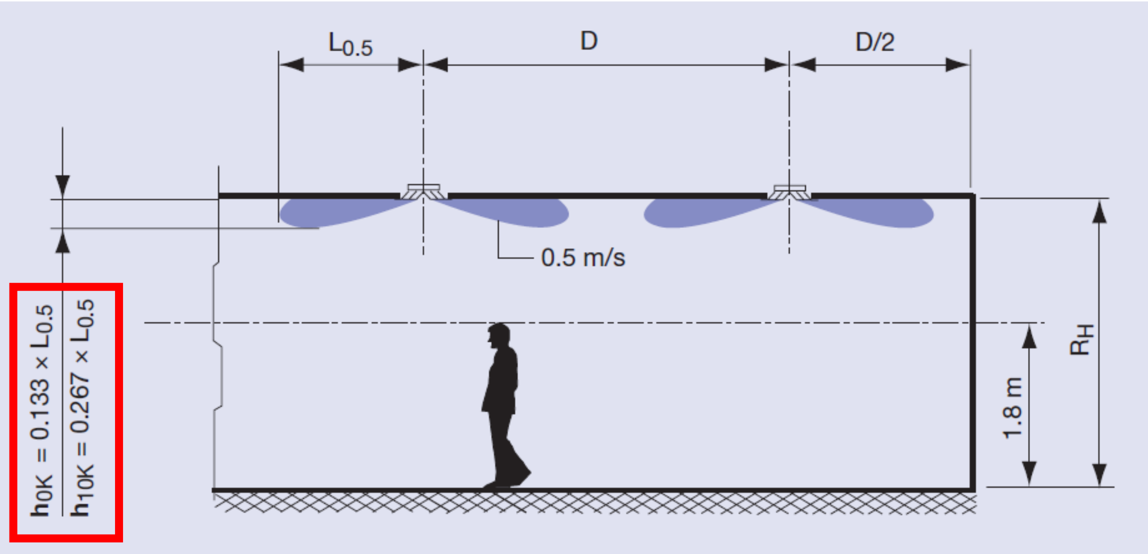


ND	M [mm]	K [mm]	E (K-7.5) [mm]	ØD [mm]	U [mm]	A [mm]	B [mm]	C [mm]	Weight [kg]
AKH08	216	250	242.5	158	60	116	50	~50	~2.5
AKH09	266	250	242.5	158	60	166	50	~50	~2.8
AKH01	290	250	242.5	158	60	190	50	~50	~3.5
AKH02	372	295	287.5	198	65	272	50	~50	~4.5
AKH03	476	295	287.5	198	65	296	90	~50	~6.0
AKH04	567	345	337.5	248	75	387	90	~48	~8.1

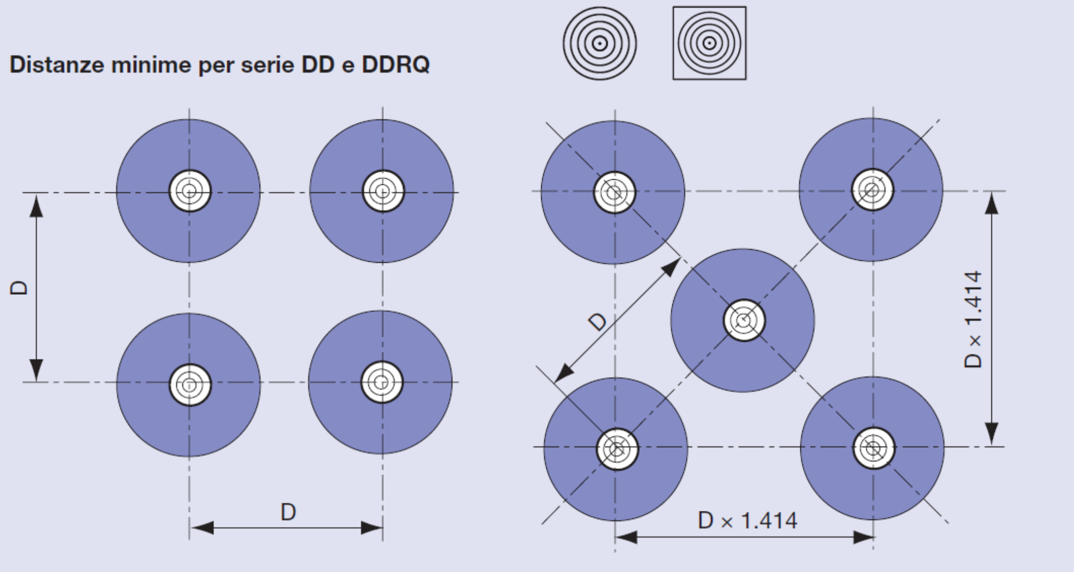


Height of the plenum



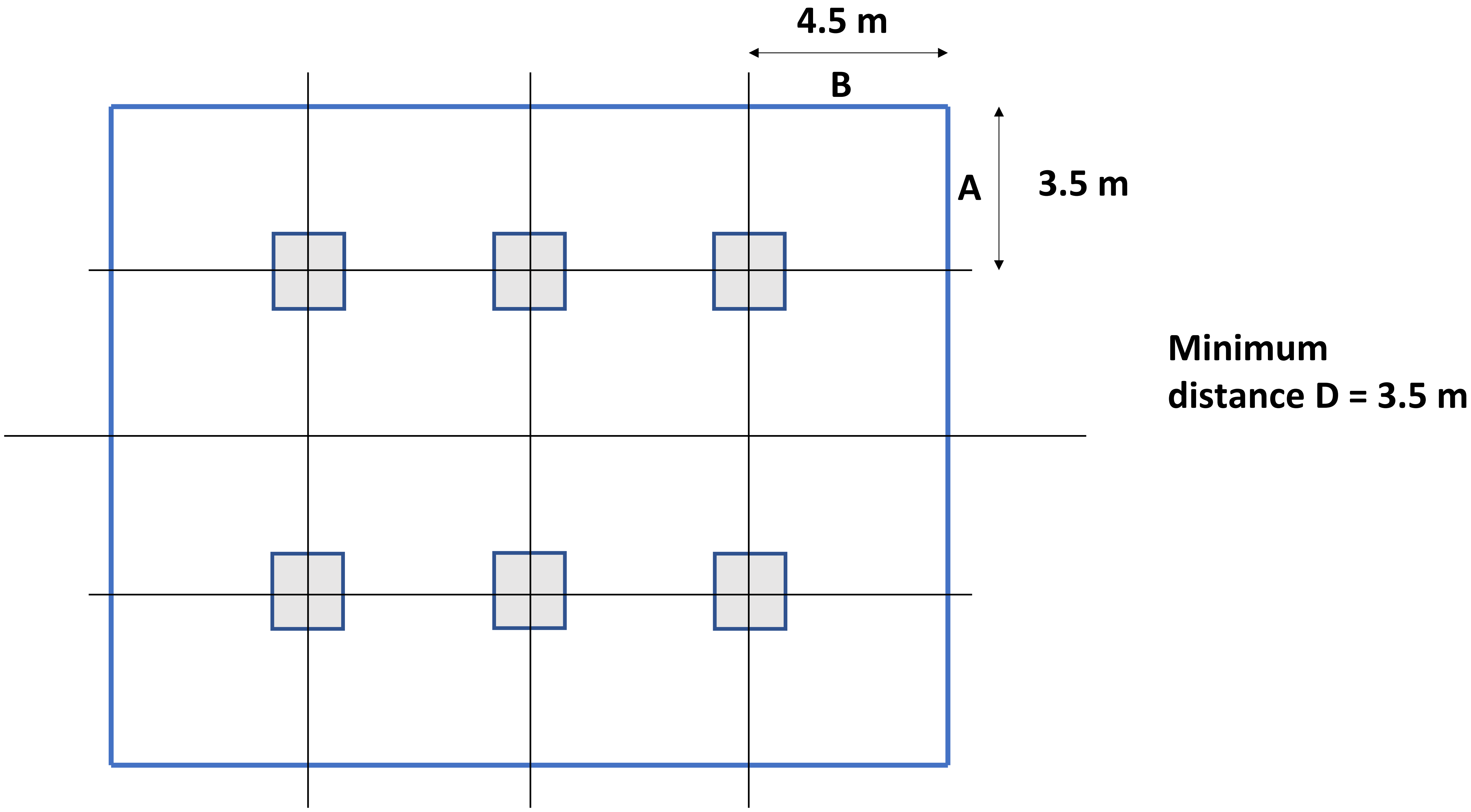


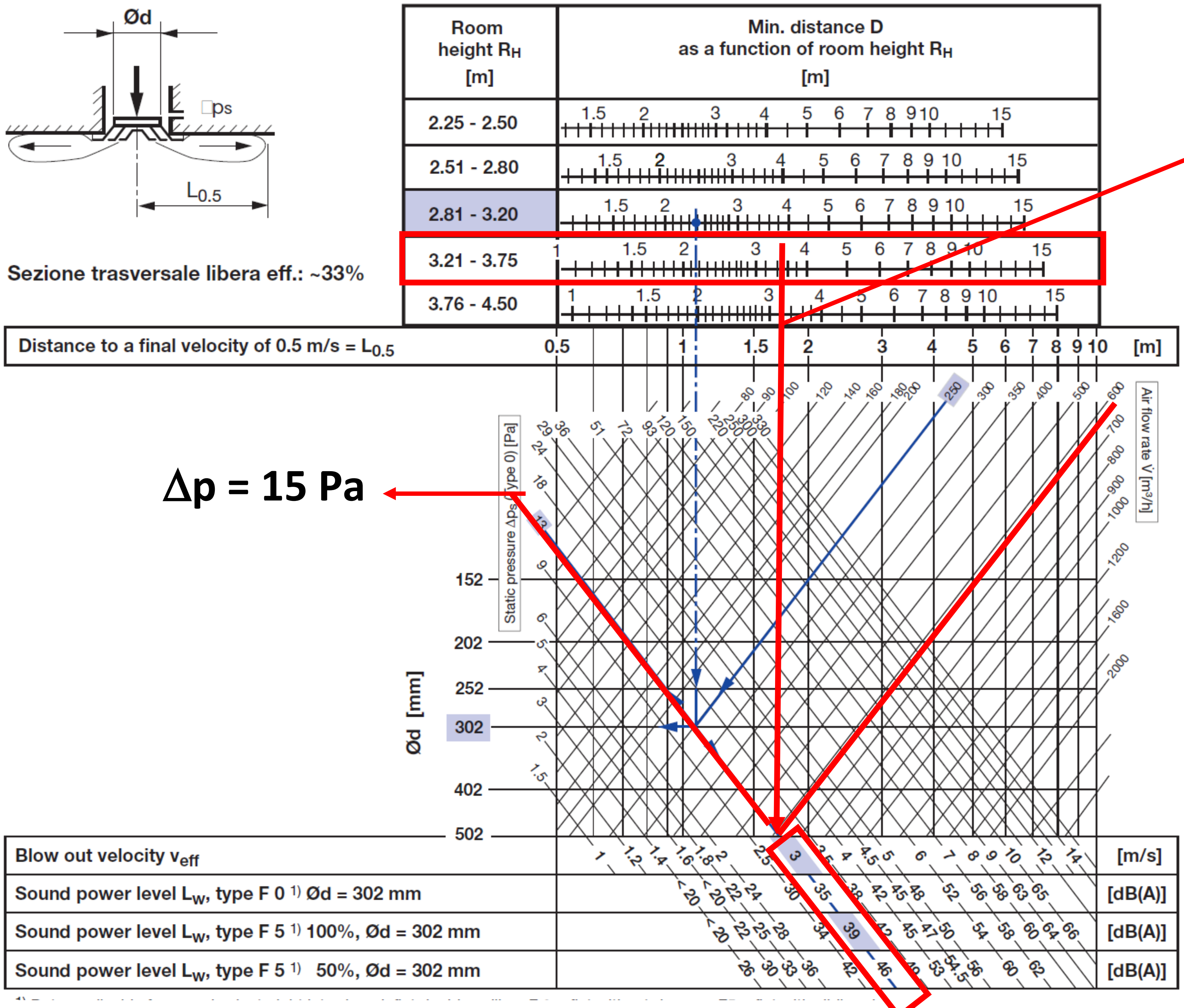
Distanze minime per serie DD e DDRQ



Definizioni

A	m²	Area nominale del diffusore
A_{eff}	m²	Sezione libera effettiva
A0	m²	Area nominale di riferimento
Ød	mm	La misura del diffusore per diffusore a soffitto circolare
□a	mm	La misura del diffusore per diffusore a soffitto quadrato
b	mm	Larghezza del getto per diffusore a soffitto quadrato
D	m	Distanza tra due diffusori
f	Hz	Frequenze centrali di ottava
h_{0K}	m	Spessore del getto (dal soffitto) con getto d'aria isotermico
h_{10K}	m	Spessore del getto (dal soffitto) con flusso di aria fredda Δt =10 K(-)
L	m	Distanza (con una velocità finale di 0,5 m/s nell'asse di gittata)
Lw	dB	Livello di potenza acustica
LwA0	dB(A)	Livello di potenza acustica rispetto all'area nominale di riferimento Ao
ΔL_W	dB	Correzione "livello di potenza acustica" [dB(A)] in funzione della misura del diffusore
Δps	Pa	Perdita di pressione statica
$r_{ØF}$	-	Rapporto A"/A con diffusore a soffitto piatto, circolare = circa 0,33 = circa 33%
rØF	-	Rapporto A"/A con diffusore a soffitto conico, circolare = circa 0,73 = circa 73%
$r_{⌀F}$	-	Rapporto A"/A con diffusore a soffitto piatto, quadrato = circa 0,32 = circa 32%
r⌀F	-	Rapporto A"/A con diffusore a soffitto conico, quadrato = circa 0,575 = circa 57,5%
RH	m	Altezza del locale
v_{eff}	m/s	Velocità effettiva di direzione del getto
‡	m³/h	Scala di portata


4.5 m
B
A
3.5 m
Minimum
distance D = 3.5 m



Δp = 15 Pa

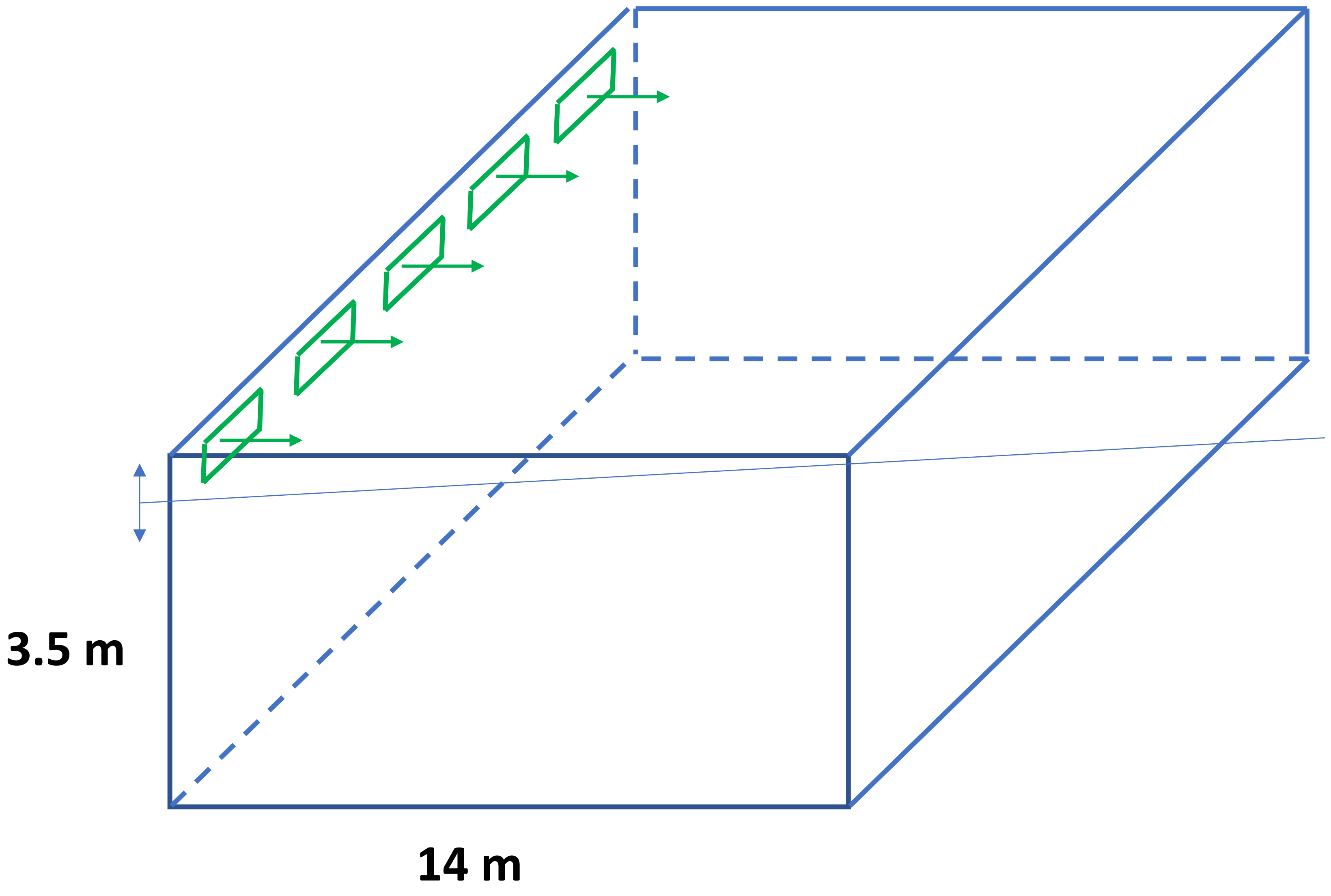
$L_{0.5}$ = 1.8 m

$h_{0K} = L_{0.5} \times 0.133 =$
$= 1.8 \times 0.133$
$= 0.25$ m

$h_{10K} = L_{0.5} \times 0.267 =$
$= 1.8 \times 0.267$
$= 0.5$ m

Noise

Air distribution from one side



Let us consider 5 inlets

For exploiting the Coanda effect the vents have to be installed at maximum 0.3 m from the ceiling

Volume flow rate per inlet

$Q_k = 3870/5 = 775\ m^3/h$