

Nagy hőterhelésű gyártócsarnokok légtechnikai kezelésénél a kevertlevegős alkalmazás lehetősége erősen behatárolt. Ilyen esetekben a rétegszellőztetés sikeresnek tűnik. Ennek izoterm körülmények közötti alkalmazása régóta ismert, pl.: a VDI 3802-ben a vízszintes és függőleges felületekre mutatták be. Már jó ideje van egy módszer, mely engedélyezi a függőleges hőmérsékletgradienst ellenőrzött körülmények között. Az izotermikus eljárással összehasonlítva itt kisebb termikus áramlatok keletkeznek, és ez kisebb berendezés alkalmazását teszi lehetővé. A gyakorlat azonban azt mutatja, hogy ez a módszer nem ad mindig értékelhető eredményeket. Ezért meg kell vizsgálni az egyes áramlási módokkal – kiszorító áramlás, kevertáramlás, izotermikus rétegáramlás és rétegáramlás függőleges hőmérsékletretegződésével – kapcsolatos alkalmazhatósági határokat.

Dipl. Ing. Jürgen Dorenburg

Alapáramlási formák

A csarnok-légellátás fontos feladata a befűvott levegő elosztása egy ellenőrzött és így kiszámítható helyiséglevegő-áramlás figyelembe vételével. A légáteresztés módja szerint három alapáramlási formát különböztetünk meg:

- kiszorításos áramlás
- kevertáramlás
- rétegáramlás

A kiszorításos áramlásnál a csarnok levegőjét egy egyenes turbulencia-szegény befűvott légáram szorítja ki. Ehhez nagy légáteresztek és megfelelően méretezett légcsatornák szükségesek, tehát ez az áramlási forma különleges követelményekhez, mint pl. lakkozógépek és tisztítóhelyiségek, nem alkalmazható. Gyártócsarnokok légellátásához ezért csak a kevert- és rétegáramlás jöhet számításba.

Kevertszellőztetés

A kevertlevegős szellőztetés egy olyan helyiséglevegő-áramlás, ahol a meleg szennyezett helyiséglevegő a hideg tiszta levegővel oly módon keveredik, hogy a légszennyeződés jelentősen lecsökkenjen.

A befűvott levegő szükséges mennyisége (V) az 1/l. séma alapján számolható ki. A közelítő képlet a következő összefüggések alapján írható le:

$$V \sim Q \cdot t^1$$

A V és Q közötti közvetlen arányosítás nagy terhelésnél igen nagy mennyiségű és nagy légsebességgel befűvott frisslevegőhöz vezetne. A befűvott- és a helyiséglevegő hőmérséklet különbségének fordított aránya csökkenti a befűvott levegő mennyiségét, ha a Δt -t kellően nagyra választjuk. Mivel azonban be akarjuk tartani a közérzeti elvárásokat, ezért e hatásnak a gyakorlat határokat szab. A kereskedelemben kapható légáteresztek nem engednek át 8 ... 10 K-nel alacsonyabb hőmérsékletű levegőt. Ez meg is mutatja a kevertlevegős szellőztetés alkalmazási határait. Csak összehasonlításként kis hőfel szabadulás esetén alkalmazható eredményesen.

Összességében a kevertlevegős szellőzés csak közvetlenül a munkaterülethez vezetve eredményes. A felsőbb légtér kezelése a mennyezetig ezért szükségtelen és gazdaságtalan, különösen akkor, ha a behatárolt felhasz-

nálhatóságot magas hőterheléssel vesszük figyelembe. A teljes csarnok-légtér légtisztítási igénye vezetett az elmúlt időszakban a rétegszellőztetés kifejlesztéséhez.

Rétegszellőztetés

A rétegaramlás a kiszorító áramlás egy formája, ahol a kiszorítási effektust két eltérő tömörségű vízszintes légréteg hozza létre. Az alsó légtérben, a munkaterületen tiszta, hűvösebb a levegő, a felsőbb légrétegben melegebb, szennyezettebb a levegő, amit a termik odaszállított. A termik és az elragadó légáram által szállított légmennyiség a tiszta hideg frisslevegőhöz vezetve a munkaterületre jut. A frisslevegő szükséges mennyisége a termikus légáram méretével határozható meg. Ha kiegészítő elragadó-légáram is van, az a frisslevegő mennyiséghez hozzáadódik.

A termikus légáram számítása két módon lehetséges:

1. Termikáram számítás izoterm környezetben: amennyiben a vízszintes és függőleges felületek a VDI 3802 [5] szerintiek.
2. Termikáram számítás egy függőleges hőmérsékletgradiens figyelembe vételével az E. Mundt [1]. szerint.

Mindkét módszerben belép az a hőmennyiség, amely a gyártási felületről a megadott konvekció által leadásra kerül. A vízszintes felületekre és hengerekre a számítás az 1/II. séma szerint határozható meg. A függőleges felületek hőleadása rejtett a függőleges felületek termikáram számításában, és ezért nem kell különösebben meghatározni.

A hőmennyiség ily módon történő meghatározása biztosítja, hogy csak a ténylegesen felszabaduló hő kerül a számításra. A „rend és mód”-hoz képest ez olyan előny, amellyel a kevertlevegős szellőztetésnél a hőmennyiség meghatározható. Ezeket célszerű a felszerelésre kerülő készülékek csatlakozó adataival számolni és az egyidejűségi és tapasztalati faktorokkal korrigálni. Ez a módszer nem biztos és általában túl magas értékeket produkál.

A termelési berendezéseket ideális esetben többnyire téglatestként ábrázolják, melyekhez néhány esetben vízszintes henger is csatlakozik (fröccsöntő gépek). Ezzel egy komplex berendezés termikárama (a függőleges és vízszintes felületek termikáramai és a vízszintes hengereké) összeállítható lesz.

Kísérletek igazolják, hogy a függőleges összetevők teljes egészében indukálják a vízszintes összetevőket [3]. A gyakorlat azt mutatja, hogy a vízszintes felületek összege a függőlegeseket jelentősen meghaladják, tehát a méretezendő egységet képezik.

Termikus áramlás izoterm környezetben

Az izoterm környezet termikus áramlásának számítása visszavezethető W. Schmidt által 1941-ben közzétett írásig, amely a vízszintes és függőleges felülettel a VDI 3802-ben átfogóan foglalkozik. Az algoritmust az I-es séma III, IV. pontjai ismertetik. Egy pontszerű hőforrás termikus áramlásának összefüggése az 1/IV-es séma (4)-es egyenletéből felismerhető:

$$V \sim Q^{1/3} \cdot Z^{5/3}$$

A termikus áramlás és ezzel a befűvott levegő mennyisége egyrészt arányos a felszabaduló hő harmadik gyökével, – amiből ezen légvezetés kevertáramlással szembeni előnye kitűnik, mivel a V és Q között közvetlen arányosság áll fenn. Másrészt a rétegmagasság a $V \sim z^{5/3}$ miatt nem haladhatja meg a VDI 3802-ben javasolt 205 m-t, hogy a befűvott levegő mennyisége alacsony szinten tartható legyen.

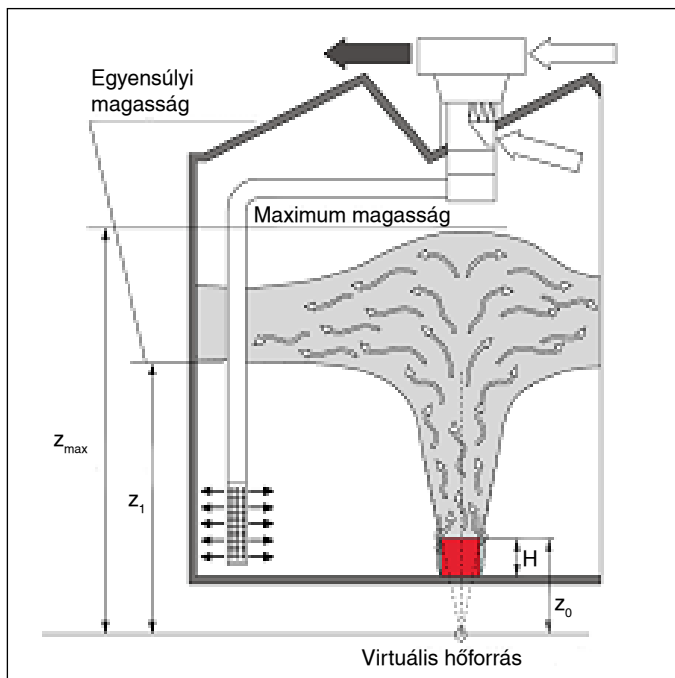
Az izotermia feltételeinek sora figyelhető meg az 1/IV sémában a (4)-es és (5)-ös egyenletekben, mely minden megadott magasságánál egy termikus áramlást szállít, függetlenül attól, hogy abban a magasságban valóban létezik-e vagy sem.

A gyártósorok függőleges felületeire vonatkozó termikus áramlás számítása a csarnokszellőztetésnél szokott módon meglévő méreteknél és hőmérsékleteknél az örvénylés esetére határozható be. A számítás az 1/III. séma szerint történik. A (3)-as egyenlet valamivel kisebb értéket ad, mint a (2)-es egyenlet, amelynél nem követhető, hogy mely értékek is jelennek meg.

Termikus áramlás függőleges hőmérsékletemelkedésnél

Egy csarnokban reális körülmények közötti hőleadás során mindig függőleges irányú hőmérsékletgradiens jön létre, ami az emelkedő magassággal felvett hőmérséklet következménye. A termikus áramlás hajtómotorja az áramlás és környezete közötti hőmérsékletkülönbség.

Az egyensúlyi magasság z_1 egy meghatározott magasságától lép be a termikperem környezetével történő hőmérséklet kiegyenlítődése. Ezáltal itt megszűnik a további hajtóerő és további emelkedés nem lehetséges. Mivel a termikus áramlás függőleges sebessége a peremen eltűnik: attól kezdve az vízszintessé válik. (1. ábra)



Ábra 1:
Termikus áramlás
függőleges hőmérséklet-
emelkedésnél

Nem minden kitágult test követi a hőmérséklet és a sebesség folyamatát, a termikus áramlás metszeteiben Gauss-osztódás keletkezik. A hőmérséklet és a sebesség maximuma a termikcentrumban van, így a termikus áramlás belsejében továbbra is felfelé mozog mindaddig, amíg a függőleges sebes-

sége – elérve a maximális magasságot (z_{\max}) – nulla nem lesz. A teljes termikus áramlás ekkor az egyensúlyi és a maximum magassági határvonalak közötti tartományba esik.

Az egyensúlyi és a maximum magasság stabil kapcsolatban állnak. Vízszintes felületek esetében a maximum magasság 1/3-dal nagyobb az egyensúlyi magasságtól. A számítási eljárás kifejlesztésének vonatkozásában a hőmérsékletemelkedés folyamatának elméleti és gyakorlati vizsgálata szükséges. Ez egy előre várható függvény a felszabaduló hőterhelés és a befűvott levegő között. Az érdekesség ebben az összefüggésben, hogy a levegő be- és kivezetések közelítően állandó értékűek, tehát ebben a tartományban a hőmérséklet elvétel lineáris függvénye a magasság.

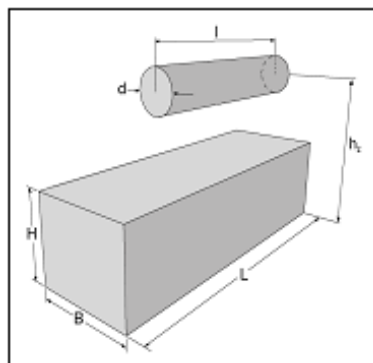
A pont- és vonalformájú hőforrások állnak a rendelkezésünkre a függőleges hőmérsékletemelkedésű termikus áramlás számításához [1]. A virtuális hőforrások bevezetésével a vízszintes és hengeres felületek termikus áramlását számíthatjuk ki (séma 1/V, VI).

A függőleges felületekhez nincs olyan publikált eljárás, amely a függőleges hőmérsékletemelkedés számításánál megengedett. Ezen területek növekményeit az izotermnél ismertetett 1/III. séma szerint kell megállapítani a (3)-as egyenlet alkalmazásával, mivel a (2)-es valamivel alacsonyabb értéket ad.

Gyakorlati példák

Szemléltetésképpen a következőkben egy fröccsöntőgép termikus áramlásának méretét hasonlítjuk össze izotermikus környezetben és függőleges hőmérsékletemelkedésnél. Ehhez először a gép modelljét kell felvázolni a méretekkel és a felületekkel a környezeti hőmérsékletkülönbség megismérléséhez (2-es ábra, 1-es táblázat).

A modell mérete és formája emiatt a valódi géptől teljesen eltérhet. A számításokhoz a séma 1/II-től IV-ig terjedő algoritmusait kell felhasználni.



Ábra 2: Fröccsöntőgép termikus modelje

Fröccsöntőgép	
Konzol	Henger
H = 0,9 m	d = 0,25 m
B = 0,9 m	l = 1,4 m
L = 2,8 m	$h_z = 1,2$ m
$t_{\text{fal}} = 40^\circ\text{C}$	$t_{\text{fal}} = 95^\circ\text{C}$
Kerületi feltételek	
Helyiség hőmérséklet	25°C
Befűvott légréteg magassága	2,3 m
Hőmérséklet-emelkedés	$0,4^\circ\text{K/m}$

Táblázat 1: A termikus áramlás számításának kiinduló adatai

Fröccsöntőgép termikus áramlása	izoterm [m^3/h]	$0,4 \text{ K/m}$ [m^3/h]
Függőleges konzol	207	185
Vízszintes konzol	854	808
Henger	821	620
Összes	1882	1613

Táblázat 2: A fröccsöntőgép termikus áramlása

A 2-es táblázatban összefoglalt eredmények az alábbiakat mutatják:

1. Az izotermikus számítás adta a legnagyobb termikus áramlást. Ezek általánosságban is érvényesek, azaz egy berendezés lehető legnagyobb termikáramát az izotermikus számítás adja.
2. Az elvárásnak megfelelően a hőmérsékletemelkedés kisebb termikáramhoz vezet. Esetünkben ez az érték mindemellett 17 %, holott egy átlagos RLT berendezés ennél kisebb értéket prezentál!
3. A konzol termikáramainál a vízszintes felületekre eső hányad egyértelműen túlzott a függőlegesén; ez ennél a számításnál tipikus jelenség.
4. Vegye figyelembe, hogy a függőleges hányad mindkét esetben izotermikusan lett számolva. A különbség az alkalmazás különféle formáihoz vezet. Az izoterm eset 1-es séma (2)-es közelítéssel, a hőmérsékletemelkedés a (3)-as közelítéssel számítható ki.

Ha a fenti példában a hőmérsékletemelkedés értékét 0,4 K/m fölé emeljük, úgy megállapíthatjuk, hogy a számítás a konzolra meghatározhatatlanná válik ($z_1 > 2,125$; az 1/V sémából kiindulva), vagyis nincs értékelhető eredmény. Ezek után meglepő, ha az ember abból indul ki, hogy egy hőmérsékletemelkedés mindig kisebb termikáramot kell, hogy eredményezzen. A felhasználhatóság határait hatásos lenne közelebbről szemügyre venni.

Alkalmazási határok

Áramlástechnikai szempontból a termikus áramlások instabilak. Ez elsősorban abból adódik, hogy a gyakorlatban a környezeti levegőhöz képest a hőmérsékletkülönbség meglepően kicsi. Egy, a helyiség-hőmérséklettől 10 K-nel nagyobb felületi hőmérsékletű megmunkálási központnál, a termikcentrumban kb. 1 K többlethőmérséklettel lehet számolni. Extrém körülmények között sem – pl. öntődében – haladhatja meg a 4K értéket ez a hőmérséklet.

Ezen tulajdonság két határhoz vezet:

1. Amennyiben a gyártósori hőkibocsátás nagyon kicsi, úgy a termikáram többlethőmérséklete alacsony lesz. A termikáram és a környezet közötti sűrűségkülönbség elvész, és pontatlan lesz a számolás.
2. Ha nagyon nagy lesz a hőmérsékletemelkedés, az azt eredményezi, hogy a termikáram formálisan elfojtódik, és még a megadott rétegmagasság előtt eléri a maximális magasságot.

Amennyiben a 2. pontnál a rétegmagasságnak az egyensúlyi magasság alá történő kellő mértékű süllyedése nem lehetséges, akkor a számítás egyik esetben sem ad értékelhető eredményt.

Felmerül a kérdés, hogyan lehet ezen segíteni. Mindkét eljárás összefoglalásával az alábbiak jelenthetők ki:

Izotermikus számításnál

- a lehető legnagyobb termikáramot adja,
- a függőleges és vízszintes felületekre mindig egy eredményt nyújt,
- minden megadott rétegmagasságra ad egy termikáramot, hogy ez a magasság elérhető-e, vagy sem.

Függőleges hőmérsékletrétegződés számításánál

- a termikáram elérhető magasságánál és méreténél a helyiséghőmérséklet-emelkedés függvényében megbízható adatot szolgáltat,
- nagy helyiséghőmérséklet-emelkedés, vagy alacsony hőfelszabadulás esetében nem ad értékelhető eredményt.

Ezekből az alábbi megoldások vezethetők le:

- A séma 1/V és VI szerinti számításokkal, a meghatározott rétegmagasságot kis egyensúlyi magassággal összehasonlítva, meg kell vizsgálni, hogy a légkezelési koncepció szempontjából a kevertlevegős megoldás kedvezőbb-e. Ez azonban csak kisebb hőfelszabadulás esetén alkalmazható.
- Nagy hőfelszabadulás esetén magas helyiséghőmérséklet-emelkedés lép fel. Rétegszellőztetés lehetséges a számítottan kisebb egyensúlyi magasság ellenére. A számítást ekkor izotermikusan kell lefolytatni. Ez ugyan túl magas termikáramot ad, de a kiegyenlítődés a biztos oldalra esik.

Összegzés

Mint azt a levezetés mutatja, a hőterheléses csarnokszellőztetés terén nincs úgynevezett „királyi” út. Esetről esetre meg kell vizsgálni, hogy a legpontosabb módszer alkalmazása a hőmérsékletrétegződés figyelembevételével lehetséges-e, vagy nem. Amennyiben igen, akkor ráadásul a régi tapasztalat is érvényes, miszerint a pontosabb számítási eljárások több és pontosabb kiindulási adathoz vezetnek. Így a hőmérsékletgradiens – tömören fogalmazva – „alkalmas” a felhasználásra.

Számítási algoritmus csarnokszellőztetéshez

I Kevertszellőztetés

A bevitt levegő térfogata

$$Q = c \cdot m \cdot \Delta t$$

$m = \rho \cdot V$ -ből következik

$$V = \frac{Q}{c \cdot \rho \cdot \Delta t} \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (1)$$

II Vízszintes és hengeres felületek hőleadása szabad konvekciónál

A hőleadásra általánosan érvényes

$$Q = \alpha \cdot A \cdot \Delta t$$

A hőleadás α -értéke

vízszintes felületeknél Bovy-szerint [5]

$$\alpha = 1,6207 \cdot \Delta t^{0,3357}$$

vízszintes hengerekre a Nusselt képlet szerint

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} \quad \text{ahol}$$

$$l = \frac{d \cdot \pi}{2} \quad \text{és}$$

$$[4] \quad Nu = (Gr \cdot Pr)^{0,1} + 0,11 \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,33}$$

a teljes áramlási tartományra érvényes.

III Független felületek termik-légárama izoterm környezetben

turbulens áramláshoz érvényes, $Gr \cdot Pr \geq 7 \cdot 10^8$

Eckert / Jackson szerint [3], [5]

$$V_v(z) = 374,4 \cdot v \cdot Gr(z)^{0,4} \cdot b \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (2)$$

Az (1)-es egyenlet a VDI 3802 számítási algoritmusában alkalmazható.

Jaluria szerint [2]

$$V_v(z) = 9,9 \cdot \Delta t^{0,4} \cdot z^{1,2} \cdot b \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (3)$$

A (2)-es egyenlet a (3)-asnál nagyobb értéket ad azonos körülmények között.

IV Vízszintes felületek és hengerek termikárama izoterm környezetben

Egy **pontszerű** hőforrásra érvényes

$$[2] \quad V_v(z) = 18 \cdot Q^{1/3} \cdot z^{5/3} \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (4)$$

és egy **vonalszerű** hőforrásra

$$[2] \quad V_v(z) = 46,8 \cdot Q^{1/3} \cdot z \cdot l \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (5)$$

A virtuális hőforrás bevezetése által, a 2-es séma szerint, a (4)-es és (5)-ös egyenletből a (2)-es és (4)-es egyenlettel eljutunk a 2-es sémából ismert:

vízszintes felületekre

$$[5] \quad V(h) = 18 \cdot Q^{1/3} \cdot (h + 1,7 \cdot D_H)^{5/3} \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (6)$$

A h-ból ered a vízszintes felületben.

vízszintes hengerekre

$$V(h) = 46,8 \cdot Q^{1/3} \cdot (h + 2,31 \cdot d) \cdot l \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (7)$$

A h-ból ered a henger középvonalában.

Számítási algoritmus csarnokszellőztetéshez

V Vízszintes felületek termik-légárama függőleges hőmérsékletemelkedésnél [1]

A z_0 távolságának meghatározása a pontszerű virtuális hőforráshoz az (1)-es egyenlet 2-es séma szerint $z_0 = 1,7 \cdot D_H$ [m]

A „z” magasságkoordináták eredete a pontszerű virtuális hőforrásban van! (1-es ábra)

Az egyensúlyi magasság számítása „s” hőmérsékletemelkedéssel

$$z_t = 0,74 \cdot Q^{1/4} \cdot s^{-3/8} \quad [m]$$

A „z” rétegmagasság meghatározása, ügyelve az alkalmazásra

$$z \leq z_t \quad [m]$$

A dimenzió nélküli köztes méret z_1 számítása „z”-vel

$$z_1 = 2,86 \cdot z \cdot s^{3/8} \cdot Q^{1/4} \quad \text{ahol csak}$$

$$z_1 \leq 2,125 \quad \text{értelmes megoldások.}$$

A z_1 -el a dimenzió nélküli m_1 köztes méret számítása

$$m_1 = 0,004 + 0,038 \cdot z_1 + 0,38 \cdot z_1^2 - 0,062 \cdot z_1^3$$

amivel a termikáram kiszámítható

$$V(z) = 8,568 \cdot Q^{3/4} \cdot s^{-5/8} \cdot m_1 \quad [m^3/h] \quad (8)$$

VI Vízszintes hengerek termik-légárama függőleges hőmérsékletemelkedésnél [1]

A z_0 távolságának meghatározása a pontszerű virtuális hőforráshoz, az (1)-es egyenlet 2-es séma szerint $z_0 = 2,31 \cdot d$ [m]

A „z” magasságkoordináták eredete a vonalszerű virtuális hőforrásban van! (1-es ábra)

Az egyensúlyi magasság számítása „s” hőmérsékletemelkedéssel

$$z_t = 0,35 \cdot Q^{1/3} \cdot s^{-1/2} \quad [m]$$

A „z” rétegmagasság meghatározása, ügyelve az alkalmazásra

$$z \leq z_t \quad [m]$$

A dimenzió nélküli köztes méret z_1 számítása „z”-vel

$$z_1 = 5,78 \cdot z \cdot s^{1/2} \cdot Q^{-1/3} \quad \text{ahol csak}$$

$$z_1 \leq 2,0 \quad \text{értelmes megoldások.}$$

A z_1 -el a dimenzió nélküli \sqrt{a} köztes méret számítása

$$\sqrt{a} = 0,004 + 0,477 \cdot z_1 + 0,029 \cdot z_1^2 - 0,018 \cdot z_1^3$$

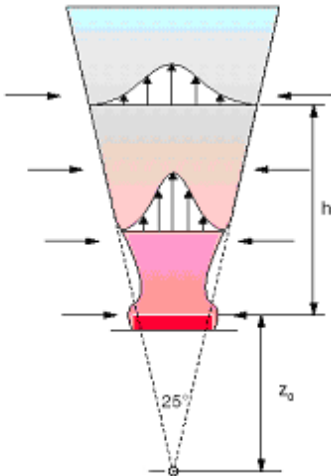
amivel a termikáram kiszámítható

$$V(z) = 17,352 \cdot Q^{2/3} \cdot s^{-1/2} \cdot \sqrt{a} \quad [m^3/h] \quad (9)$$

Séma 1: Számítási algoritmus csarnokszellőztetés magyarázatához

A virtuális hőforrások távolságai

Vízszintes felületek



A vízszintes felületek termikáram számítása a (4)-es egyenlettel történik az 1-es sémában a virtuális pontszerű hőforrás bevezetése által, a termikáram 25°-os nyitási szögénél.

A «z» magasságkoordináták:

$$Z = h + z_0$$

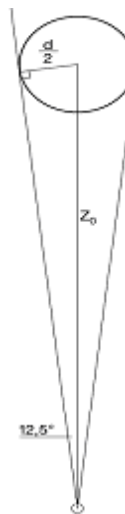
A z_0 -ra érvényes pl. a minimummódszer Skistad szerint [2]

$$z_0 \approx 1,5 \quad \text{vagy}$$

$$\text{VDI 3802} \quad z_0 = 1,7 \cdot D_H \quad (1) \text{ azaz}$$

$$[5] \quad z = h + 1,7 \cdot D_H \quad (2)$$

Vízszintes hengerek



hengerek termikáram számítás egyenlettel történik az 1-es sémában a virtuális vonalszerű hőforrásával a henger középvonalában, a termikáram 25°-os nyitási szögénél. A sinus alapján:

$$z_0 = 2,31 \cdot d \quad (3) \text{ azaz}$$

$$z = h + 2,32 \cdot d$$

Séma 2: A virtuális hőforrások távolságai

Nevezéktan

α	hőátadási szám	$W/(m^2 K)$
λ	a levegő hővezető képessége	$W/(m K)$
ρ	a levegő tömörsége	kg/m^3
ν	a levegő kinetikai viszkozitása	m^2/s
A	felület	m^2
D_H	hidraulikus átmérő	m
Gr	Grashof szám	dimenzió nélküli
H	gép magassága	m
Nu	Nusselt szám	dimenzió nélküli
Pr	Prandtl szám	dimenzió nélküli
Q	hőmennyiség	W
V	befűvott levegő mennyisége	m^3/h
V_L	termikáram, vonalformájú hullám	m^3/h
V_H	termikáram, vízszintes felületek	m^3/h
V_V	termikáram, függőleges felületek	m^3/h
\sqrt{a}	köztes méret	dimenzió nélküli
b	gép szélessége	m
c	specifikus hő	$W/(kg K)$
d	hengerátmérő	m
l	hossz, túláramláshossz	m
m	tömeg	kg
m_1	köztes méret	dimenzió nélküli
s	függőleges hőmérsékletemelkedés	K/m
$\Delta t, \Delta T$	hőmérsékletkülönbség	K
z	magassági koordináták	m
z_0	a vízszintes felületek merőleges távolsága, illetve a vízszintes henger középvonala és a virtuális hőforrás közötti távolság	m
z_1	köztes méret	dimenzió nélküli
z_{max}	maximális magasság	m
z_t	egyensúlyi magasság	m

Irodalom

- [1] *E. Mundt*, The performance of displacement ventilation systems. Experimental and theoretical studies. KTH Stockholm, Royal Institute of Technology, Building Services Engineering, 1996
- [2] *H. Goodfellow, E. Tähti*, Industrial Ventilation, Design Guidebook, Academic Press, San Diego, 2001
- [3] *H. Bach*, Gezielte Belüftung der Arbeitsbereiche in Produktionshallen zum Abbau der Schadstoffbelastung. Forschungsbericht HLK-1-92, 2. Auflage Sept. 1993, Hrsg. Verein der Förderer der Forschung im Bereich Heizung-Lüftung-Klimatechnik Stuttgart e.V.
- [4] *F. Hell*, Grundlagen der Wärmeübertragung, VDI-Verlag, 1982
- [5] VDI 3802, Raumluftechnische Anlagen für Fertigungsstätten
- [6] *J. Dorenburg*, Schichtlüftung oder Mischlüftung, TAB 9/2000
- [7] *J. Dorenburg*, Neue Berechnungsmethoden für eine Hallenlüftung mit Wärmeinhalten, Vortragskriptum, 2004