

SUUREN JA MATALAN PUHALLUSNOPEUDEN EROT ENERGIANKULUTUKSESSA

T.Karimipannah 1, H.B. Awmbi 2 and B. Mosfehg 1

¹ University of Gävle, Sweden

² University of Reading, UK

Email : taghi.k@comhem.se , h.b.awbi@rdg.ac.uk , bmh@hig.se

Yhteenveto

Tämä artikkeli käsittelee huoneen puhallettavan tuloilman energiankulutusta ottaen huomioon puhallettavan tuloilman lähtönopeuden vaikutuksen . Energiankulutuksen arviointiin käytetään tuloilman virtausnopeutta suhteessa puhallinenergiansäilytykseen varmistuen samantyyppiset ilmastointiolosuhteet jokaista eri tapausta varten. Tutkimuksessa keskitytään neljään eri ilmastointijärjestelmään: syrjäyttävään ilmanvaihtoon, kerrostavaan ilmanvaihtoon (Wall Confluent jets), impinging jet ilmanvaihtoon sekä sekoittavaan ilmanvaihtoon.

Näiden järjestelmien ilmanvaihtokapasiteettia tarkastellaan sellaisin keinoin että päästään samantyyppiseen ilmanvaihtoindeksiin Air Distribution Index (ADI) jokaisessa eri tapauksessa. Laajalti käytössä olevat suurempaa nopeutta käyttävät ilmanvaihtojärjestelmät tarvitsevat paljon enemmän puhallinenergiaa kuin matalaa nopeutta käyttävät ilmanvaihtojärjestelmät saavuttaakseen saman ADI-indeksin. Sen lisäksi ilmavirran nopeus on paljon suurempi ja näin ollen suurempaa nopeutta käyttävän tuloilmalaitteiston dynaaminen paine korkeampi kuin matalaa nopeutta käyttävien. Tämä johtaa toiseenkin eroavuuteen mitä kahden järjestelmän energiansäilytykseen tulee.

Tämä artikkeli tarkastelee näitä tekijöitä pyrkien antamaan muutamia ohjeita koskien energiansäilytyksen eroja puhallusnopeuden perusteella tuloilmalaitteiden välillä. Tämä on hyödyllistä tietoa suunnittelijoille, ja artikkelin kirjoittajat huomauttavat että asiasta ei ole olemassa riittävästi tietoa huoneen ilmanjakotapoja käsittelevässä kirjallisuudessa .

1. Johdanto

Suurin osa energiansäilytyksestä niin teollisuus- kuin asuinrakennuksissakin johtuu LVI-ratkaisuista. Tämä artikkeli käsittelee huoneen tuloilmalaitteiston energiansäilytyksestä ottaen huomioon tuloilman puhallusnopeuden vaikutuksen. Energiansäilytys määräytyy puhallinenergiansäilytyksestä suhteessa tuloilman virtausnopeuteen varmistuen samantyyppiset ilmastointiolosuhteet jokaista eri tapausta varten. Keskitytään neljään eri ilmastointijärjestelmään: syrjäyttävä ilmanvaihto, kerrostava ilmanvaihto (WCJ), impinging jet ilmanvaihto sekä sekoittavaan ilmanvaihtoon.

Näiden järjestelmien ilmanvaihtokapasiteettia tarkastellaan toisessa kohdassa [1-8].

Vuolle [9] on numeerisesti tutkinut lämpötilagradientin vaikutusta sekoittavan, syrjäyttävän ja kerrostavan (WCJ) ilmanvaihtojärjestelmien energiansäilytykseen. Hän käytti laskelmissaan IDA-Indoor Climate and Energy-ohjelmistoa termisten olosuhteiden, sisäilman laadun ja

energiankulutuksen simulointiin rakennuksissa. Hän toi esiin noin 10-15%:n energiansäästön mahdollisuuden kerrostavalla ja syrjäyttävällä järjestelmällä verrattuna perinteiseen sekoittavaan ilmanvaihtoon. Toisin kuin tämä artikkeli, Vuolle [9] ei käsittele lämpögradientin ja sisäilman laadun välistä suhdetta.

2. Teoreettinen tausta

Numeeriset laskelmat on tehty (2.78m x 2.78m x 2.3m)-kokoisen testihuoneen pohjalta Readingin yliopistossa käyttämällä VORTEX CFD-koodia ja RNG turbulence-mallia [11]. Mainitsemisen arvoista on että kattavat mittaukset tehtiinkin kaikkien neljän järjestelmän osalta, mikä on havaittavissa kohdassa [3]. Fysikaalisten parametrien mittausten perusta onnistuttiin määrittelemään confluent jets ilmanvaihdon suunnittelua varten.

CFD-simuloinneissa tuloilman virtaus vaihteli 25 l/s:n (viitearvo) ja 50 l/s:n välillä saman ADI-lukeman (alla kuvattu) saavuttamiseksi kaikkien käytettyjen järjestelmien kohdalla. Tuloilman lämpötilaksi määriteltiin 18 °C ja maksimaaliseksi jäähdystehoksi 60W /m².

Ilman keski-ikä huoneen jokaisessa kohdassa on määriteltävissä seuraavien kaavojen mukaisesti:

$$\bar{\tau}_p = \frac{\int_0^{\infty} C_p(t) dt}{C(0)} \quad (1)$$

Ilmanvaihtojärjestelmän tehokkuuden arvioimiseksi, lämmönpoistotehokkuutta (ε_i) ja likaantuneen ilman poistotehokkuutta (ε_c) käytetään yhdessä ilman lämpötilaan tyytymättömien ennakoitun prosenttiluvun (PPD) ja ilman laatuun tyytymättömien ennakoitun prosenttiluvun (PD) kanssa. ε_i ja ε_c määritellään kaavalla[12]:

$$\varepsilon_i = \frac{T_o - T_i}{T_m - T_i} \quad \text{ja} \quad \varepsilon_c = \frac{C_o - C_i}{C_m - C_i} \quad (2)$$

Yhtälössä (2), T on lämpötila (°C), C on saastepitoisuus (ppm), alamerkit o, i ja m merkitsevät ilman poistoa, tuloa ja tarkoittavat huoneen oleskeluvyöhykettä (1.8 m:n korkeudessa). ε_i kuvaa lämpötilan muuttamisen tehokkuutta ja on järjestelmän lämmönpoistokyvyn mitta. ε_c mittaa likaisen ilman poistotehokkuutta. ε_i :n ja ε_c :n arvot määriytyvät lämmön ja saasteiden lähteiden, ilmanvaihtojärjestelmän, huoneen olosuhteiden jne. perusteella. Korkeat arvot eivät kuitenkaan aina viittaa hyviin lämpöolosuhteisiin ja hyvän ilmanlaatuun huoneen oleskeluvyöhykkeellä.

Fanger [13] on kehittänyt sisäilman laatuun tyytymättömien prosenttiosuuden (PD) sekä lämpöolosuhteisiin tyytymättömien ennakoitun prosenttiosuuden ilmaisukeinoja (PPD) Eqs:n avulla (3) and (4).

$$PD = 395 \cdot \exp(-1.83 \dot{v}^{0.25}) \quad (3)$$

$$PPD = 100 - 95 \exp - \{0.03353 (PMV)^4 + 0.2179 (PMV^2)\} \quad (4)$$

Kun \dot{v} ilmaisee ilmanvaihdon määrää (l/s⁻¹) ja PMV (Predicted Mean Vote) ennakoituja lämpöolosuhteita määriteltyinä ISO 7730:n mukaan [14] ja suositeltu PPD arvo on 10%, se

vastaa $-0.5 \leq PMV \leq 0.5$. Näin ollen kummankin indeksin alhainen lukema takaa hyvää sisäilman laatua ja hyviä lämpöolosuhteita.

Ilmanvaihtojärjestelmän laadun tutkimiseksi lämpötilasuhdearvo, N_t , ja ilmanlaatuarvo N_c , voidaan löytää yhdistämällä suhteita (2) PPD ja PD erikseen [12, 15]:

$$N_t = \frac{\varepsilon_t}{PPD}, \quad N_c = \frac{\varepsilon_c}{PD} \quad (5)$$

Näistä kahdesta lukemasta voidaan yhdistämällä saada yksi ainoa parametri, joka määrittelee ilmanvaihtojärjestelmän tehokkuutta sekä ilman laadun että lämpöolosuhteiden osalta Air Distribution Index (ADI):n eli ilmanjakoindeksin muodossa määriteltynä seuraavasti [12]:

$$ADI = \sqrt{N_t \times N_c} \quad (6)$$

Tässä tutkimuksessa yllä olevaa kaavaa käytetään ilmanvaihtojärjestelmien tehokkuuden vertailuun.

3. Tulokset ja väitteet

Tiedetään että laajalti käytössä olevat suurempaa puhallusnopeutta käyttävät ilmanvaihtojärjestelmät tarvitsevat paljon enemmän puhallinenergiaa kuin matalaa puhallusnopeutta käyttävät. Hyväksyttävän CO₂ -pitoisuuden saavuttamiseksi (e.g. esim. 1000 ppm) perinteiset ilmanvaihto-ohjeet suosittelevat 8 l/s/henkilöä kohti hitaasti virtaavaa tuloilmaa käyttäviä ilmanvaihtojärjestelmiä varten ja 10 l/s/henkilöä kohti nopeasti virtaavaa tuloilmaa käyttäviä ilmanvaihtojärjestelmiä varten.

Käytössä ovat seuraavat suhteet ilmanvaihdon määrän (q), paine-eron (Δp) ja puhallinenergian (E) välillä:

$$\begin{aligned} \Delta p &\propto q^2 \\ E &\propto q^3 \end{aligned} \quad (7)$$

Näin ollen korkeamman puhallusnopeuden käyttävän ilmanvaihtojärjestelmän Δp on $1.25^2 = 1.56$ (eli = 56 %) korkeampi ja puhallinenergian arvo (E) $1.25^3 = 1.95$ korkeampi, mikä vastaa 95%:n eroa energiankulutuksessa. Sen lisäksi ilmavirran nopeus on paljon suurempi ja näin ollen nopeasti virtaavaa tuloilmaa käyttävän tuloilmalaitteiston dynaaminen paine korkeampi kuin matalaa puhallusnopeutta käyttävien. Tämä johtaa toiseenkin eroavuuteen mitä kahden järjestelmän energiankulutukseen tulee yllä kuvatun tuloilman suuremman määrän lisäksi.

Kun käytössä on neljä erilaista ilmanvaihtojärjestelmää, katso Taulukko 1 ja ilmanjakoindeksi (ADI). Vertailu osoittaa, että suurempaa tuloilman nopeutta ei tarvita, jos käytetään tehokkaampaa ilmanjakotapaa. Taulukko 1:n mukaan seinän kautta toimiva wall confluent jet ilmanvaihto antaa parhaimman ADI-arvon (eli 13.5) 13.5 tuloilman minimimäärän $0.025 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ ollessa kyseessä. Saman arvon saavuttamiseksi sekoittavalla järjestelmällä tarvitsemme 1.8 kertaa enemmän tuloilmaa. Kun käytämme suhdelukua (7) tulos on $1.8^3 = 5.83$ mikä merkitsee suurempaa energiankulutusta. Syrjäyttävällä ilmanvaihdolla tulos on $1.10^3 = 1.33$, ja vaikka energiankulutus onkin pienempi verrattuna sekoittavaan ilmanvaihtoon, se on edelleen suurempi kuin kerrostavalla (WCJ) järjestelmällä toimiva. Kerrostavalla ilmanvaihdolla tulos on $1.4^3 = 2.74$, mikä on melkein kaksinkertainen arvo syrjäyttävään ilmanvaihtoon verrattuna, mutta puolet sekoittavalla ilmanvaihdolla saadusta arvosta.

Kerrostavalla ilmanvaihdolla saadaan hyviä tuloksia suuremmilla tuloilman määrillä, ja se kilpailee hyvinkin tasaväkisesti syrjäyttävän ja confluent jet järjestelmän kanssa.

Kerrostavan (WCJ) järjestelmän lämpötila ja ilmavirran nopeus näkyvät Kuvissa 1 ja 2. Korkeimmat lämpötilat mitataan kattotasossa ja nopeudet pysyvät vakioarvojen rajoissa. Sen tähden confluent jets ilmanvaihto pystyy yhdistämään syrjäyttävän ilmanvaihtojärjestelmän (kerrostumisen) ja sekoittavan ilmanvaihtojärjestelmän (ympäröivän ilman sekoittumisen ilmasuihkuun) hyviä puolia. Toinen kerrostavan (WCJ) järjestelmän tarjoama etu on siinä että sitä voidaan käyttää sekä lämmitykseen että jäähdytykseen.

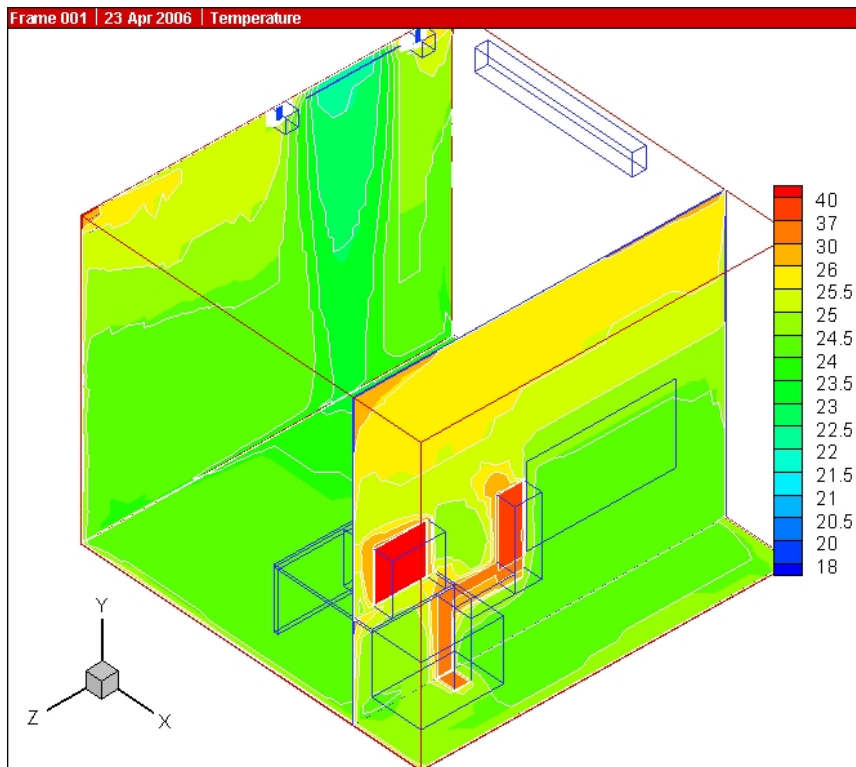
Taulukko 1. CFD-simulointien tuloksia

Ilmanvaihtojärjestelmä	Tuloilman kokonaismäärä [m ³ /s]	Ilmanjakoindeksi (ADI)
Sekoittava	0.025 (vertailuarvo ⁺)	10.9
Sekoittava	0.040 (1.6x0.025)	12.2
Sekoittava	0.045 (1.8x0.025)	13.5
Sekoittava	0.0475 (1.9x0.025)	14.2
Sekoittava	0.050 (2x0.025)	15.4
Syrjäyttävä	0.025 (vertailuarvo+)	12.0
Syrjäyttävä	0.0277 (1.11x0.05)	13.9
Syrjäyttävä	0.0275 (1.10x0.05)	13.6
Syrjäyttävä	0.050 (2x0.025)	22.9
Kerrostava ilmanvaihto	0.025 (vertailuarvo+)	13.5
Kerrostava ilmanvaihto	0.050 (2x0.025)	23.9
Impingin Jet	0.025 (vertailuarvo) (vertailuarvo+)	11.3
Impingin Jet	0.030 (1.2x0.025)	12.4
Impingin Jet	0.035 (1.4x0.025)	13.6
Impingin Jet	0.0375 (1.5x0.025)	14.4
Impingin Jet	0.050 (2x0.025)	20.8

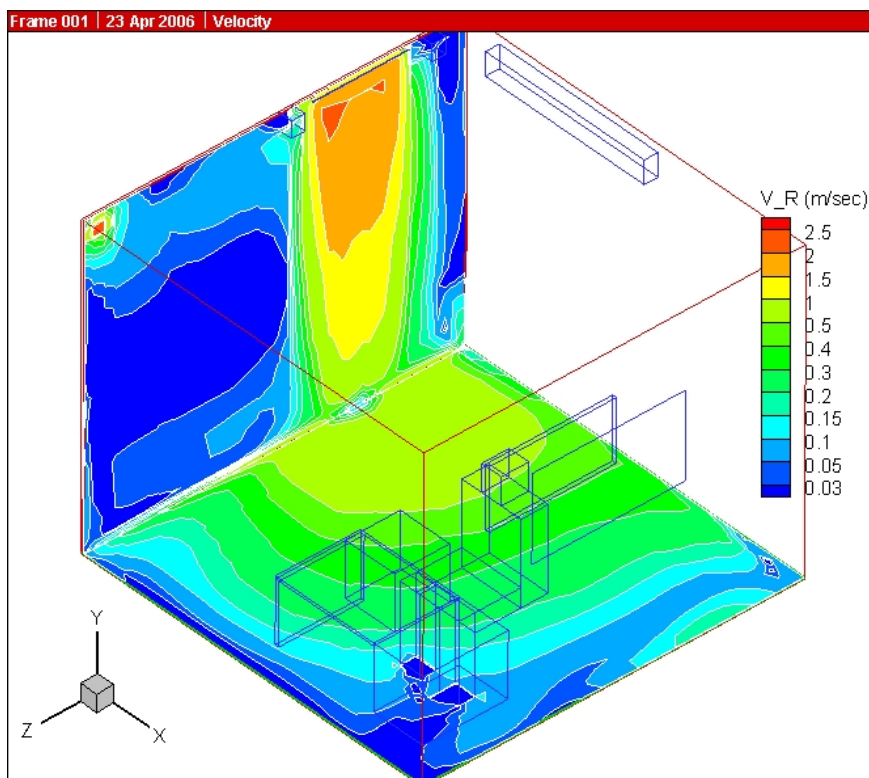
⁺vertailuarvo = 0.25 m³ s⁻¹

4. Loppupäätelmät

- Ilmanvaihtojärjestelmän valinta vaikuttaa ratkaisevasti energiankulutukseen.
- Kerrostava (WCJ) ilmanjakojärjestelmä on tehokkaampi kuin syrjäyttävä, Impinging Jet, tai sekoittava ilmanvaihto.
- Saman ilmanjakoindeksin saavuttamiseksi sekoittavalla järjestelmällä tarvitsemme 1.8 kertaa enemmän tuloilmaa ja 5.83 kertaa enemmän energiaa.
- Syrjäyttävä ilmanvaihto kuluttaa 1.33 kertaa ja Impingin Jet -ilmanvaihto 2.74 kertaa enemmän energiaa kuin kerrostava ilmanvaihto (WCJ), mutta ovat silti tehokkaampia kuluttaessaan vähemmän energiaa kuin perinteinen sekoittava ilmanvaihto.
- Tämän artikkelin kirjoittajat uskovat, että energiasäästöön tarvitaan sekä matalaa nopeutta käyttävien järjestelmien parannettuja versioita että perinteisten sekoittavien järjestelmien yhä vähäisempää käyttöä, koska niiden tehokkuus on huomattavasti alhaisempi kuin kerrostavien ilmanjako järjestelmien.



Kuva 1. Confluent Jets Ventilation järjestelmän lämpötilakuviot



Kuva 2. Confluent Jets Ventilation järjestelmän nopeus

5. Lähdeluettelo

- [1] Karimipannah, T., Sandberg, M. and H.B. Awbi, "A Comparative Study of Different Air Distribution Systems in a Classroom". AIR DISTRIBUTIONS IN ROOMS, Ventilation for Health and Sustainable Environment, ROOMVENT 2000, pp. 1013-1018, Editor: H.B. Awbi, Elsevier Science Ltd.
- [2] Karimipannah, T., and Awbi, H.B., "THEORETICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF IMPINGING JET VENTILATION AND COMPARISON WITH WALL DISPLACEMENT VENTILATION". 2002, J. of Building & Environment, Volume 37, Issue 12 , December 2002, Pages 1329-1342.
- [3] Cho, Y., Awbi, H.B, and Karimipannah, T. "A Comparison Between Four Different Ventilation Systems". Roomvent 2002, Copenhagen, June 2002.
- [4] Karimipannah T., Awbi H.B., Sandberg M., Blomqvist C. " Investigation of air quality, comfort parameters and effectiveness for two floor-level air supply systems in classrooms". 2005, Accepted in October 2005 for publishing in the J. of Building & Environment,
- [5] Cho, YJ, Awbi, HB and Karimipannah, T (2004), The characteristics of wall confluent jets for ventilated enclosures, *Proceedings of Roomvent 2004, Coimbra, Portugal*.
- [6] Karimipannah, T., and Awbi, H.B., "Performance evaluation of two air distribution systems". Presented in The 5th International Conference on Ventilation for Automotive Industry, 11-12 June 2001, Stratford -Upon-Avon, United Kingdom.
- [7] Awbi, H. B. and Karimipannah, T. (2001), a comparison between three methods of low-level air supplies, Proc International Conference on Indoor Air Quality, Ventilation and Energy Conservation in Buildings (IAQVEC 2001), Chagsha, China, 2-5 October, 2001, Vol. I, 311-316.
- [8] Awbi, H.B., and Karimipannah, T. "A comparison between three methods of low-level air supplies". Proc. 4th International Conference on Indoor Air Quality, Ventilation & Energy Conservation in Buildings, 2-5 October 2001, Changsha, Hunan, China.
- [9] Vuolle, M. (2004) The impact of air temperature gradient on energy consumption, SIY Sisäilmätieto Oy, Finland (In Finish).
- [10] IDA Indoor Climate and Energy, <http://www.equa.se/eng.ice.html>
- [11] Awbi, H.B. (2005). VORTEX: A computer code for airflow, heat transfer and concentration in enclosures, Version 3C and 4D-RNG, Reading, UK
- [12] H. B. Awbi (2003) Ventilation of Building, 2nd Edition, Taylor & Francis, London & New York.
- [13] Fanger, P.O.(1972) Thermal comfort. McGraw-Hill New York.
- [14] ISO/CEN 7730 (1994) Moderate thermal environments: Determination of PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort.

Will be presented at World Renewable Energy Congress IX and Exhibition, 19-25 August 2006, Florence, Italy.

[15] Awbi, H B (1998) Energy Efficient Room Air Distribution, Renewable Energy, Vol.15, pp293-299.