

Ing. Petr ZELENSKÝ¹
 Ing. Martin BARTÁK, Ph.D.¹
 prof. Dr. Ir. Jan L. M. HENSEN²
¹ČVUT v Praze, Fakulta strojní
 Ústav techniky prostředí
²Eindhoven University
 of Technology
 Building Physics and Services

Faktory ovlivňující CFD simulaci konvekčního proudu nad zdrojem tepla ve vnitřním prostředí

Factors Influencing CFD Simulation of Convection Plume above a Heat Source in Indoor Environment

Recenzent:
 Ing. Štěpán Nosek, Ph.D.

Príspevek navazuje na článok publikovaný vo VVI 5/2012, v ktorom bol navrhnutý nový spôsob zjednodušenia numerických modelů zdrojů tepla založený na náhradě zdroje tepla jednoduchou okrajovou podmínkou. V následující studii je posouzen vliv modelu turbulence, teploty okolního vzduchu a algoritmu řešení rychlostního a tlakového pole na CFD simulaci konvekčního proudu nad osobou sedící v uzavřeném prostoru. Byly zpracovány a porovnány výsledky CFD simulací pro různé typy modelů turbulence a pro různé teploty okolního vzduchu v úloze s modelem sedící osoby. Teplotní pole nad sedící termální figurínou bylo také změřeno termovizní kamerou a experimentální výsledky byly porovnány s výsledky CFD simulací. Na základě provedené studie je možné doporučit modely turbulence, které jsou vhodné pro obdobné druhy simulací. Výsledky budou využity při dalším vývoji nové metody zjednodušeného modelování vnitřních zdrojů tepla.

Klíčová slova: CFD, modely turbulence, zdroj tepla, konvekční proudění, vnitřní prostředí

The contribution follows-up the paper published in VVI 5/2012, where a new approach was proposed to simplify numerical modelling of heat sources based on the replacement of a heat source by a simple boundary condition. In the current contribution, we assess the influence of a turbulence model, ambient air temperature and algorithm for coupling velocity and pressure fields on CFD simulations of the heat plume above a seated occupant in an enclosed space. We compare the results obtained from CFD simulations with a model of seated occupant using various turbulence models and with various ambient air temperatures. Air temperature distribution above a seated thermal manikin was also measured using a thermal imaging camera and the results of simulations and experiment were mutually compared. The study indicates which turbulence models can be recommended for related types of applications. The results will be used in further development of the new method simplifying numerical models of indoor heat sources.

Key words: CFD (Computational Fluid Dynamics), turbulence models, heat source, convectional flow, indoor environment

ÚVOD

Se zvyšujícími se možnostmi výpočetní techniky se postupně mění přístup a nástroje projekční činnosti v oboru techniky prostředí. Standardní výpočetní metody jsou doplňovány dalšími alternativami, mezi něž patří i počítačová mechanika tekutin – CFD (Computational Fluid Dynamics). Tyto alternativní metody napomáhají ke zlepšování kvality vnitřního prostředí při současném dosažení energetických úspor. Lepší kvalita vnitřního prostředí pak může pozitivně ovlivnit produktivitu práce, snižovat nemocnost, zvyšovat celkovou psychickou pohodu osob apod. Efektivní využití CFD simulací v praxi je stále ještě omezeno možnostmi dostupné výpočetní techniky. I když tato oblast v posledních desetiletích prošla výrazným rozvojem, přetrvávají zde značná omezení vzhledem k dostupné výpočetní kapacitě. Proto je při tvorbě modelů a při samotných simulacích často nutné přistoupit k výraznému zjednodušení skutečnosti.

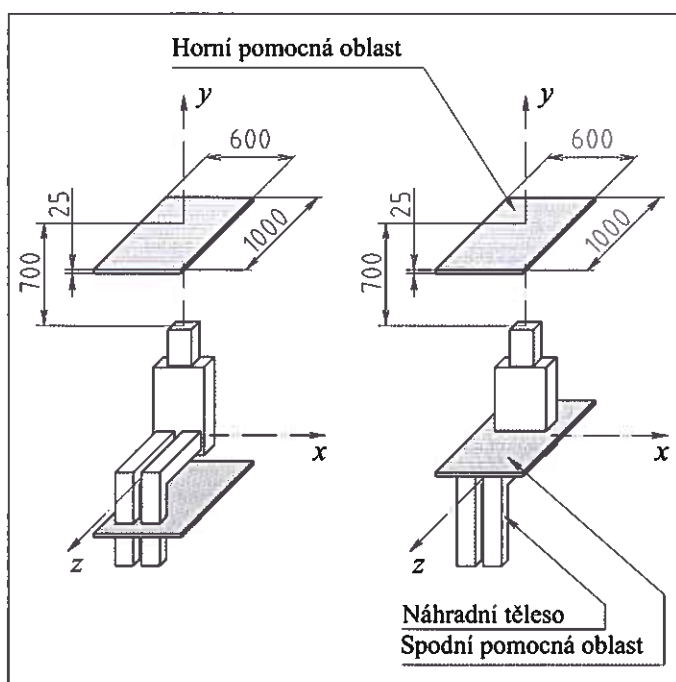
Častým prvkem vnitřního prostředí jsou zdroje tepla. Mohou mít výrazný vliv na proudění vzduchu ve vnitřních prostorech, na šíření škodlivin a tepelnou pohodu. Při tvorbě modelů pro CFD simulace je s nimi proto třeba počítat. To však může být problematické například při simulacích geometricky složitých zdrojů tepla, či velkého množství zdrojů umístěných v jednom prostoru. V takových případech může být výpočet přestupu tepla metodou zhuštěné numerické sítě u povrchu modelu velmi náročný a metoda stěnových funkcí nepřesná, protože složité geometrie zdrojů tepla vybočují ze základních případů, pro které jsou stěnové funkce definovány [2]. Proto byla navržena nová metoda zjednodušení

modelů zdrojů tepla založená na náhradě zdroje jednoduchou okrajovou podmínkou rychlosti, teploty a parametrů turbulence [11].

Príspevek se zabývá porovnáním výsledků CFD simulací konvekčních proudů nad modelem zdroje tepla (sedící osoby) s využitím vybraných modelů turbulence, které aproximují skutečné vlastnosti turbulentního proudění. Výsledky úloh s různými modely turbulence jsou porovnány jak vzájemně, tak s výsledky měření termovizní kamerou. Cílem je posoudit vliv volby modelu turbulence na rychlostní a teplotní profil konvekčního proudu. Dále jsou porovnány výsledky simulace při různých teplotách vnitřního vzduchu a stěn, a také s různými algoritmy řešení rychlostního a tlakového pole. Výsledky provedené studie budou brány v úvahu při plánovaných detailních simulacích konvekčních proudů, jež by měly pomoci nalézt vhodný postup stanovení okrajových podmínek pro navrženou metodu zjednodušení modelů zdrojů tepla.

METODA ZJEDNODUŠENÍ VÝPOČETNÍHO MODELU VNITŘNÍHO ZDROJE TEPLA

Nad každým zdrojem tepla vzniká přirozené proudění (konvekční proud), které může mít významný vliv na okolní prostředí v závislosti na hybnosti proudu, parametrech okolí apod. Může ovlivňovat proudy přiváděného vzduchu ze VZT vyústek, a to i negativně [9]. Naopak v případě místností větraných zaplavováním má konvekční proudění pozitivní vliv, je důležité pro správnou výměnu vzduchu a zlepšuje kvalitu vdechovaného vzduchu [7].



Obr. 1 Zjednodušení modelu zdroje tepla náhradou jednou a dvěma okrajovými podmínkami.

Konvekční proudy nad zdroji tepla jsou výsledkem přestupu tepla z celého povrchu zdroje. Geometrie některých zdrojů však může být poměrně složitá a jejich CFD modelování je navíc komplikováno nutným zahuštěním numerické sítě v blízkosti povrchu, aby model dostatečně správně a přesně vystihl přenos tepla v mezní vrstvě vzduchu. To vede k příliš vysokým nárokům na paměť počítače i na čas nutný k provedení simulaci. V rámci řešení tohoto problému byla navržena metoda zjednodušení modelů zdrojů tepla založená na jejich nahrazení jednoduchou okrajovou podmínkou teploty a rychlosti [11]. Nejprve je vytvořen výpočetní model s detailní geometrií zdroje tepla. S tímto modelem je provedena simulace se zaměřením na vyvolané konvekční proudění a na základě jejich výsledků jsou určeny profily rychlosti a teploty stoupajícího konvekčního proudu. Ty jsou následně využity pro umělé vyvolání konvekčního proudu nad náhradním geometricky zjednodušeným tělesem, které již není zdrojem tepla – konvekční proud nevzniká ohřevem vzduchu na povrchu tohoto tělesa, nýbrž je vyvolán uměle jednoduchou okrajovou podmínkou umístěnou nad náhradním tělesem, viz obr. 1 a obr. 2.

Vytvořený zjednodušený model je možné využít opakovaně pro více simulací (porovnání více variant návrhu), nebo také několikanásobně v jedné simulaci (v případě opakovaného výskytu stejného zdroje tepla v úloze). Výpočetní čas simulace s takto zjednodušeným modelem je při-

tom výrazně nižší, než výpočetní čas simulace s detailním modelem (až o 65 %) [11]. Vliv zdrojů tepla na okolní prostředí je při navrženém zjednodušení zachován, je však nutné co nejlépe vystihnout konvekční proud stoupající nad zdrojem tepla v úloze s detailním modelem, která slouží jako základ pro další zjednodušení.

MODELY TURBULENCE V CFD

Důležitým faktorem při numerických výpočtech CFD simulací a následném stanovení rychlostních a teplotních profilů konvekčních proudů nad zdroji tepla je zvolený způsob řešení turbulence.

V současné době existuje několik ověřených metod, jak přistupovat k výpočtu turbulentního proudění [12]. Výpočetně nejnáročnějším způsobem je přímá numerická simulace turbulentního proudění, tj. přímé numerické řešení Navier-Stokesových rovnic (tzv. metoda DNS – Direct Numerical Simulation), případně přímé numerické řešení větších vírů a aproximace menších vírů (tzv. metoda LES – Large Eddy Simulation). Metody DNS a LES jsou obecně přesné a umožňují předpověď vývoje turbulentních vírů v závislosti na čase. Nicméně jsou velmi výpočetně náročné a v současné době je jejich použitelnost v projekční praxi problematická.

Rozšířeným přístupem k modelování turbulence je Reynoldsův rozklad a průměrování Navier-Stokesových rovnic (RANS – Reynolds-averaged Navier-Stokes). Touto metodou jsou přímo počítány pouze střední hodnoty veličin popisujících proudění a vliv turbulentních fluktuací je stanoven na základě některého z řady modelů turbulence. Přesnost metody je proto nižší než při přímé numerické simulaci, nicméně výpočetní čas je výrazně kratší. V simulacích v rámci oboru techniky prostředí je přesná předpověď středních parametrů turbulentního proudění většinou dostatečná a metoda RANS je proto často využívaným nástrojem.

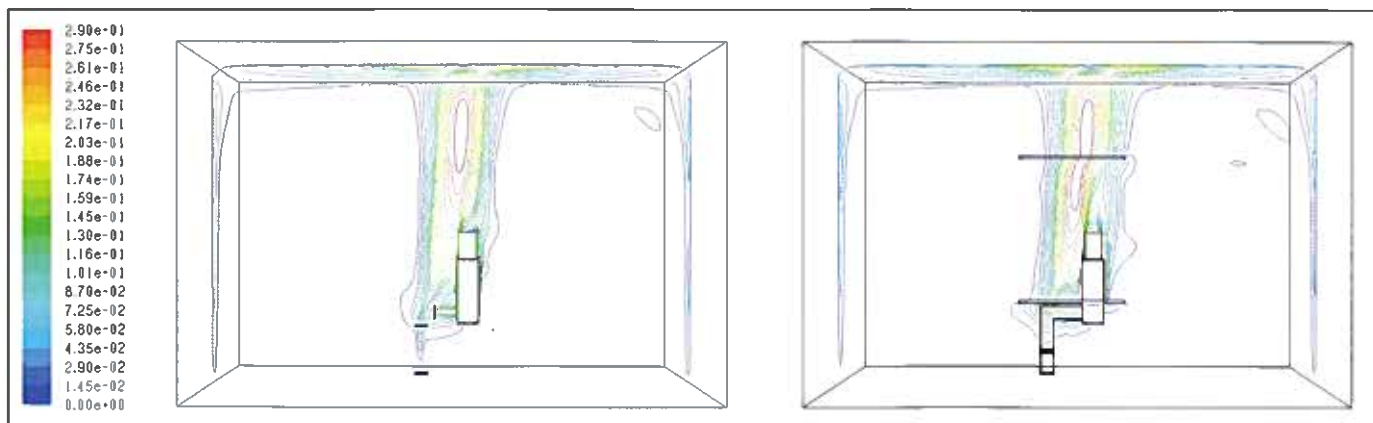
Pro metodu RANS byla postupně vyvinuta celá řada modelů turbulence lišících se výpočetní náročností a přesností. V praktických výpočtech v oboru techniky prostředí se nejčastěji uplatňují dvourovnicové modely turbulence.

Dvourovnicové $k-\varepsilon$ modely vycházejí při výpočtu turbulentní viskozity ze vztahu

$$\nu_t = C \cdot \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (1)$$

kde k je kinetická energie turbulence a ε je rychlost její disipace. Obě veličiny jsou určeny řešením parciálních diferenciálních rovnic.

Souhrn běžně využívaných modelů turbulence $k-\varepsilon$ uvádí např. Zhai et al. [12]. Základní $k-\varepsilon$ model (tzv. model $k-\varepsilon$ Standard) byl navržen Laun-



Obr. 2 Porovnání isočar rychlosti [m/s] (vlevo – detailní úloha; vpravo – úloha s nahrazením zdroje tepla dvěma okrajovými podmínkami)

derem a Spaldingem [4] a je vhodný pro proudění o vyšších hodnotách turbulentních Reynoldsových čísel. Model turbulence podle Yakhota a Orszaga [8] (tzv. model *RNG k-ε*) poskytuje o něco lepší výsledky při simulaci uzavřených prostor. Model turbulence podle Shiha et al. [6] (tzv. model *k-ε Realizable*) je pak vhodný pro simulace prostředí s vířivým či konvekčním prouděním a pro simulace odtržení proudu.

Dalším typem dvourovnicových modelů je Wilcoxův model *k-ω*, který uvažuje pro turbulentní viskozitu vztah:

$$v_t = \frac{k}{\omega} \quad (2)$$

kde ω je specifická rychlost disipace kinetické energie turbulence.

Tento model vykazuje větší přesnost při výpočtu turbulentního proudění u stěny s nepříznivým tlakovým spádem, je však méně robustní v oblastech úplavů a volného smyku (např. na hranici zatopeného proudu) [12].

Je možné také využívat model turbulence podle Mentera [5] (tzv. model *k-ω SST*), který kombinuje model *k-ω* s modelem *k-ε*. Turbulence v blízkosti stěn je tak aproximována modelem *k-ω* a ve větší vzdálenosti (kde je smykové napětí vlivem stěny minimální) je využit pro danou oblast vhodnější model *k-ε*.

Při počítačových simulacích proudění v technice prostředí je vždy nutné uvážit řešenou problematiku, jelikož v současné době neexistuje žádný univerzální dvourovnicový model turbulence. S tím je spojena i nutná validace měřením na modelu, či v reálné situaci. Dále musíme brát v úvahu výpočetní náročnost jednotlivých modelů a požadovanou přesnost simulací, jež je však vyvážena jejich nižší finanční náročností oproti experimentálním metodám.

GEOMETRIE VÝPOČETNÍHO MODELU

Základní geometrie výpočetního modelu zdroje tepla využitého pro tuto studii vychází z geometrie sedící osoby. Osoby byly vybrány jako zdroj tepla, který můžeme nalézt ve většině vnitřních prostředí. Jejich tepelný výkon není možné efektivně regulovat a navíc jejich relativní podíl na vnitřních tepelných ziscích v řadě budov roste [15].

Geometrie modelu zdroje tepla je detailní kopii geometrie experimentální termální figuríny vytvořené Koišem [3] na základě podkladů International Centre for Indoor Environment and Energy DTU v Lyngby – obr. 3. Výsledky CFD simulace s modelem figuríny tak mohou být porovnány s měřeními a následně využity jako základ pro tvorbu navazujícího výpočetního modelu s vyšším stupněm zjednodušení [11]. Geometrie figuríny se do jisté míry liší od tvaru lidského těla, takto zjednodušené modely osob jsou však při experimentech v technice prostředí využívány poměrně často. Předchozí experimenty Zukowské et al. [16] ukazují, že zjednodušení geometrického tvaru osoby obdobné tomu, ke kterému přistoupil Koiš, zásadně neovlivňuje vzniklý konvekční proud.

Model figuríny tvoří prázdnou skořepinu umístěnou uprostřed uzavřeného prostoru o půdorysných rozměrech 4,5 m x 4,5 m a výšce stropu 3 m. Jeho vnitřní objem není definován, výpočetní oblastí je pouze objem vzduchu obklopujícího figurínu. Dostatečný volný prostor v okolí modelu figuríny umožňuje plně vyvinutí konvekčního proudu. Podrobný popis tvorby geometrie a numerické sítě úlohy je uveden v práci [10].

CFD SIMULACE A ZPŮSOB VYHODNOCENÍ

S výpočetním modelem termální figuríny (viz obr. 3) byla provedena řada CFD simulací za účelem porovnání vlivu modelu turbulence na

konvekční proudy vznikající nad zdrojem tepla. Úloha byla řešena se třemi modely turbulence typu *k-ε* (*Standard*, *RNG* a *Realizable*) a s jedním modelem typu *k-ω* (*Standard*). Výsledky jednotlivých úloh byly vzájemně porovnány.

Dále byl posouzen vliv metody spojení tlakového a rychlostního pole na výsledky simulace. Pro úlohu s modelem turbulence *k-ε RNG* byla použita jak metoda segregovaného řešení tlakového a rychlostního pole (*SIMPLE*), tak metoda nesegregovaného řešení tlakového a rychlostního pole (*Coupled*) a výsledky byly vzájemně porovnány. Ostatní úlohy byly řešeny pouze metodou *SIMPLE*, která je výrazně rychlejší.

Výpočty všech úloh byly provedeny v programu Fluent 6.3.26. Úlohy byly řešeny pro neizotermické proudění nestlačitelného vzduchu s vlivem roztažnosti (tzv. Boussinesqova aproximace). Do řešení byl zahrnut model *S2S* pro vzájemné sálání povrchů. Okrajové podmínky byly nastaveny tak, aby bylo možno výsledky všech simulací vzájemně porovnat. Povrchová teplota stěn místnosti byla 19 °C, emisivita povrchu modelu termální figuríny byla 0,98 a emisivita povrchu stěn místnosti 0,94. Okrajové podmínky modelu termální figuríny byly uvažovány konstantní po celém povrchu. Byl nastaven jednotný měrný tepelný tok 57,30 W/m², tj. citelný tepelný výkon 90 W (shodný s výkonem termální figuríny použité v experimentu Borgese et al. [1]).

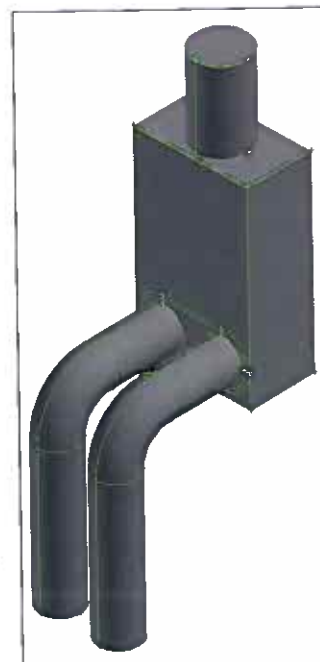
Proudění u všech povrchů bylo řešeno výpočtem přes celou mezní vrstvu (tj. bez stěnových funkcí) a byl brán v úvahu vliv teploty a vzlaku na turbulenci. Pro výpočet gradientů veličin v jednotlivých buňkách byla použita rekonstrukce založená na metodě nejmenších čtverců, která bez vyšších nároků na výkon počítače zajišťuje dostatečnou přesnost výsledků na polyhedrálních numerických sítích. Pro diskretizaci rovnice tlaku bylo zvoleno schéma *Body Force Weighted* zohledňující vliv vzlakových sil a pro konvektivní členy řešených rovnic protiproudé schéma druhého řádu. Konvekční proudění bylo uvažováno jako neustálené.

Pro všechny úlohy s modelem termální figuríny bylo během každého časového kroku 0,1 s provedeno 10 iterací. Všechny úlohy byly spuštěny po dobu 480 s simulovaného času, po jejímž uplynutí bylo konvekční proudění považováno za vyvinuté a bylo přikročeno k záznamu výsledků. Ty byly zapisovány po dobu 120 s simulovaného času s krokem 1 s. Výsledkem simulací tedy bylo 120 datových souborů, z každého z nich byly získány hodnoty teploty a rychlosti ve stanovených bodech. Výsledné teplotní a rychlostní profily jsou aritmetickým průměrem za 120 s.

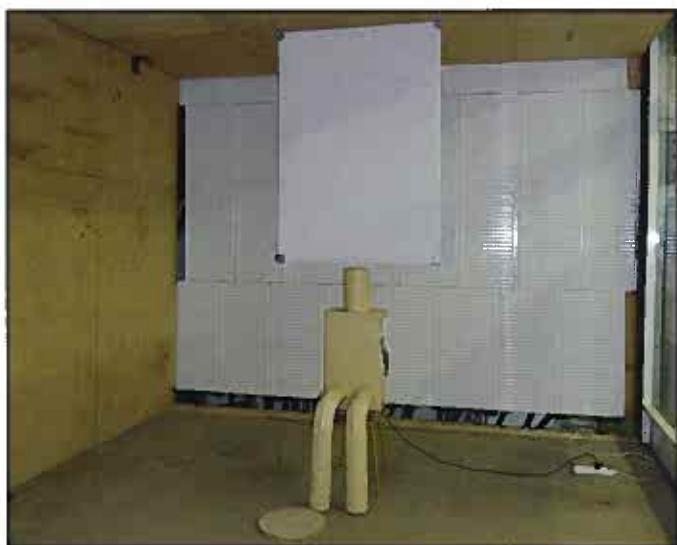
MĚŘENÍ TERMOVIZNÍ KAMEROU

Teplotní pole konvekčního proudu nad sedící termální figurínou bylo změřeno termovizní kamerou. Výsledky experimentu byly porovnány s výsledky CFD simulací, z čehož je možné posoudit, který z použitých modelů turbulence vede k nejvíce realistickým výsledkům. Prostorové uspořádání experimentu je na obr. 4.

Plechová termální figurína byla umístěna uprostřed uzavřené experimentální komory o výšce stropu 3 m, která je totožná s výškou modelu



Obr. 3 Model termální figuríny



Obr. 4 Experimentální komora s termální figurínou

místnosti v CFD simulacích. Půdorysné rozměry experimentální komory 4 m x 8 m byly odlišné od půdorysných rozměrů místnosti v CFD simulacích (4,5 m x 4,5 m). Tato odlišnost by však neměla mít vliv na výsledky experimentu, protože v okolí termální figuríny byl zachován dostatečný volný prostor a laterální šíření konvekčního proudu nad termální figurínou by nemělo být ovlivněno.

Teplota vzduchu uvnitř experimentální komory během experimentu byla 20,5 °C, stejně jako teplota stěn komory. Termální figurína byla ohřívána zevnitř čtyřmi žárovkami (umístěnými v hlavě, těle a každé z nohou). Teplo ze žárovek bylo rovnoměrně rozváděno nuceným prouděním vyvolaným ventilátorem umístěným v těle termální figuríny. Celkový tepelný výkon figuríny byl 91 W.

Nad termální figurínou byl napnut pás hladkého papíru, na který bylo konvekci kontinuálně přenášeno teplotní pole proudu ohřátého vzduchu stoupajícího nad zdrojem tepla. Obrazy teplotního pole na povrchu napnutého papíru byly pořízeny termovizní kamerou Flir T620 s nastavenou frekvencí snímkování 1 Hz a celkovém čase záznamu 120 s. Následně byly v sedmi různých výškách nad termální figurínou vyhodnoceny horizontální teplotní profily, které jsou aritmetickým průměrem za 120 s.

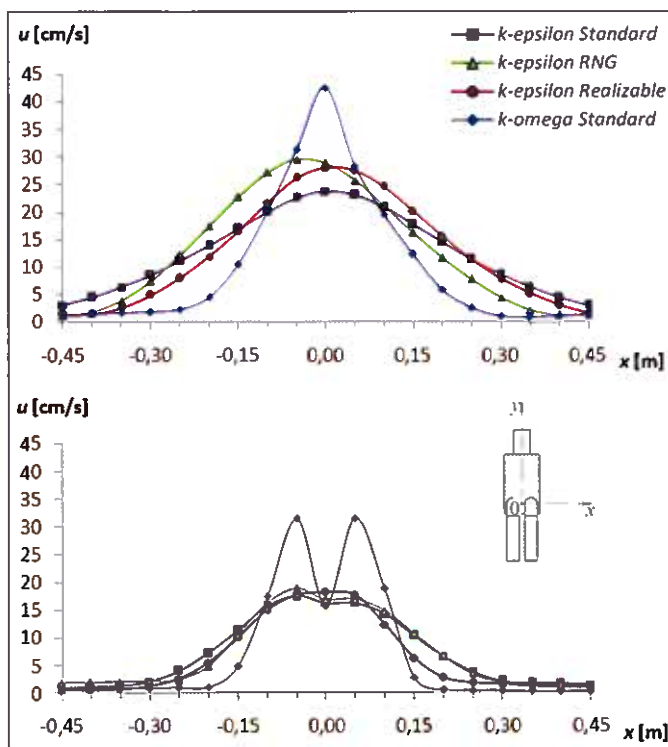
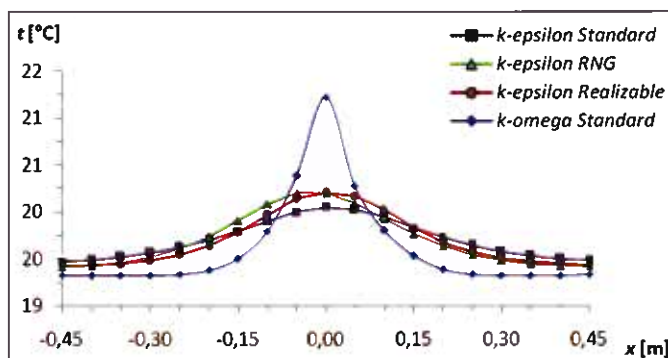
DISKUZE VÝSLEDKŮ

Porovnání modelů turbulence

Na obr. 5 a na obr. 6 jsou porovnány rychlostní a teplotní profily konvekčních proudů nad modelem tepelného zdroje (termální figuríny) v úlohách s různými modely turbulence. Tyto profily byly pro jednotlivé úlohy stanoveny z dat získaných v definovaných bodech v několika výškách. Dále jsou zobrazeny výsledky v rovině symetrie figuríny x - y (tj. souřadnice $z = 0$) ve výškách 0,225 m a 1,225 m nad hlavou modelu figuríny (tj. souřadnice $y = 0,975$ m a $y = 1,975$ m).

Rychlostní a teplotní profily konvekčních proudů v simulacích se všemi typy modelů turbulence k - ϵ jsou si navzájem velmi blízké. Značně se však liší od výsledků simulace s modelem turbulence k - ω Standard, který předpovídá daleko vyšší rychlosti a teploty v ose konvekčního proudu, které navíc klesají pomaleji s rostoucí výškou v porovnání se simulacemi s k - ϵ modely.

Přestože výsledky simulací s modely turbulence k - ϵ jsou srovnatelné, nejsou identické. Od ostatních se nejvíce liší výsledky z úlohy s modelem turbulence k - ϵ Standard, převážně pak ve vyšší výšce nad modelem zdroje

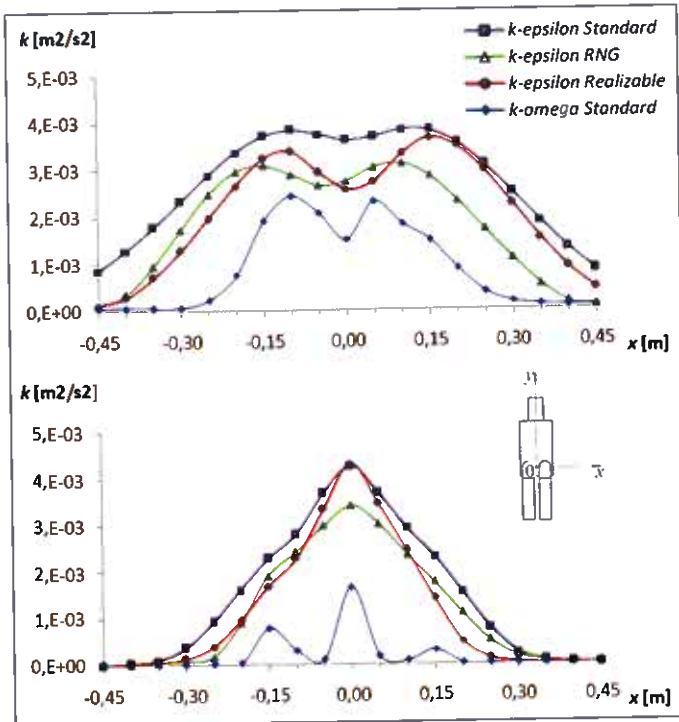

 Obr. 5 Rychlostní profily v rovině x - y , výška $y = 0,975$ m (spodní graf) a $y = 1,975$ m (horní graf)

 Obr. 6 Teplotní profily v rovině x - y , výška $y = 1,975$ m

tepla. Konvekční proud se v této úloze rychleji rozšiřuje a rychlost proudění i teplota jádra proudu je ve vyšších výškách nižší, než v úlohách s ostatními modely turbulence k - ϵ .

Rychlostní profil získaný s modelem RNG k - ϵ vykazuje vychýlení z vertikální osy y , jehož důvody jsou zatím nejasné, viz obr. 5 ($y = 1,975$ m). Jedním z nich by mohla být pomalejší oscilace nebo větší amplituda kolísání konvekčního proudu v simulaci s RNG k - ϵ modelem. Další možností může být tendence konvekčního proudu k vychýlení na jednu stranu. Podobné výchylky proudění byly zaznamenány i v experimentech jiných autorů [13].

Na obr. 7 jsou porovnány profily kinetické energie turbulence k v úlohách se všemi typy modelů turbulence. Toto porovnání může objasnit rozdílné chování konvekčních proudů v jednotlivých úlohách, jelikož čím vyšší je intenzita kinetické energie turbulence, tím vyšší je intenzita turbulentního míšení vzduchu na hranici proudu a tím rychleji se stoupající konvekční proud rozšiřuje.

Z výsledků je patrné, že model turbulence Standard k - ϵ vykazuje nejintenzivnější strhávání okolního vzduchu do konvekčního proudu. Vyšší



Obr. 7 Profily kinetické energie turbulence v rovině x-y, výška $y = 0,975$ m (spodní graf) a $y = 1,975$ m (horní graf)

hodnota kinetické energie turbulence v této úloze naznačuje větší flukuační rychlosti a v souladu s tím je turbulentní proud širší, než v ostatních případech, což je zřetelné i na obr. 5. Naopak nejmenší strhávání okolního vzduchu predikuje model $k-\omega$ Standard. Konvekční proud je proto v této úloze užší než v simulacích s modely turbulence $k-\epsilon$.

Porovnání výsledků CFD simulací s měřením

Pro porovnání teplotních profilů konvekčních proudů z jednotlivých CFD simulací s výsledky měření termovizní kamerou bylo nutné využít bezrozměrné teplotní profily, protože teplota vnitřního prostředí v CFD simulacích se liší od teploty okolí při experimentu. Na obr. 8 jsou zobrazeny bezrozměrné teplotní profily definované ve stanovených výškách podle:

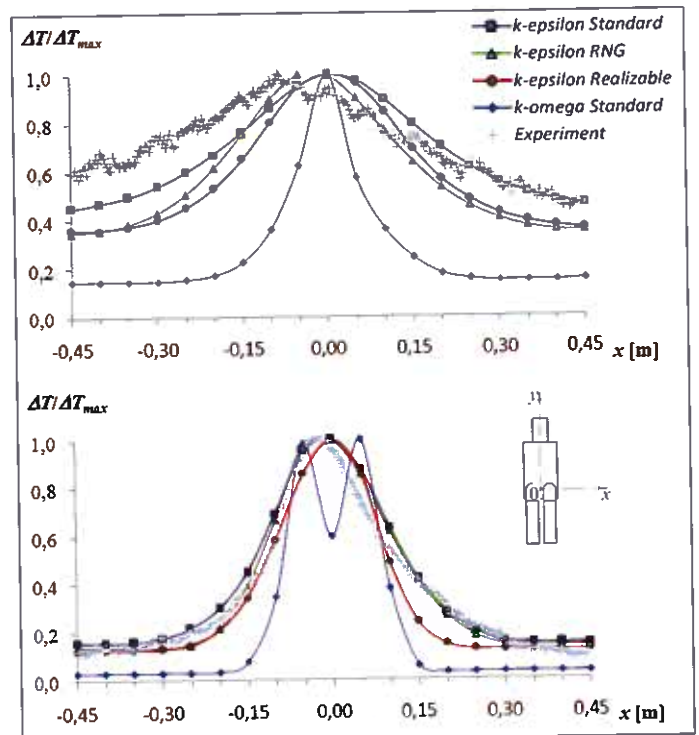
$$\frac{\Delta T}{\Delta T_{max}} = \frac{T(x) - T_{amb}}{T_{max} - T_{amb}} \quad (3)$$

kde:

$T(x)$ je teplota ve vzdálenosti x od vertikální souřadnicové osy y ;
 T_{max} je maximální teplota konvekčního proudu v dané výšce y ;
 T_{amb} je teplota okolního vzduchu a stěn.

Z obr. 8 je zřejmé, že výsledky CFD simulací se všemi modely turbulence $k-\epsilon$ jsou v dobré shodě s výsledky měření. Jen ve větších výškách nad modelem zdroje tepla je patrná o něco menší šířka simulovaných profilů. Konvekční proud naměřený termovizní kamerou byl při porovnání s konvekčními proudy z CFD simulací uvažován jako osově souměrný. Jeho vychýlení z vertikální osy y bylo pravděpodobně způsobeno nehomogenitou prostředí v experimentální komoře oproti homogennímu prostředí v CFD simulaci. Experimenty Zukowské et al. ukázaly, že již drobná nehomogenita v okolí zdroje tepla (odchylka rychlosti proudění $0,005$ m/s či odchylka teploty $0,001$ K) může vést k permanentní vychýlce konvekčního proudu z vertikální osy zdroje tepla [14].

Pro podrobnější porovnání teplotních profilů z CFD simulací a profilů z termovizního měření byl naměřený profil vycentrován tak, aby vertikální osa y dělila plochu pod jeho grafem na dvě poloviny. Následně byla



Obr. 8 Bezrozměrné teplotní profily v rovině x-y, výška $y = 0,975$ m (spodní graf) a $y = 1,975$ m (horní graf)

vyhodnocena kumulativní odchylka bezrozměrných teplot ve všech bodech, ve kterých byly známy hodnoty z CFD simulací:

$$\delta = \sqrt{\sum_i (\theta_{CFD,i} - \theta_{EXP,i})^2} \quad (4)$$

kde:

$\theta = \frac{\Delta T}{\Delta T_{max}}$ je hodnota ze simulace (index CFD) nebo z experimentu (index EXP) – viz také rovnice (3).

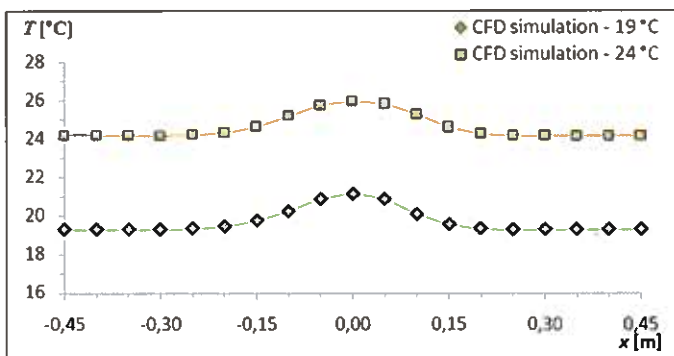
Tato kumulativní odchylka vyšla nejmenší pro teplotní profil konvekčního proudu z úlohy s modelem turbulence $k-\epsilon$ Standard. Naopak nejvíce se lišil teplotní profil konvekčního proudu z úlohy s modelem $k-\omega$ Standard.

Vliv teploty okolí na konvekční proud v CFD simulaci

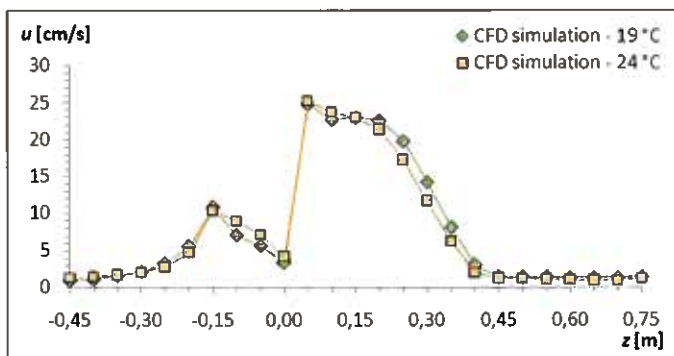
Můžeme předpokládat, že teplota vnitřního prostředí, ve kterém je umístěn zdroj tepla, přímo ovlivňuje teplotu konvekčního proudu stoupajícího nad tímto zdrojem. To by mělo být bráno v potaz při stanovení jednoduché okrajové podmínky pro výše popsanou metodu zjednodušení zdrojů tepla. Pokud by však bylo možné teplotní profil konvekčního proudu stanovit bezrozměrně, mohla by tato metoda být použita nezávisle na okolní teplotě.

Pro ověření této možnosti byly porovnány teplotní a rychlostní profily konvekčního proudu ve dvou CFD simulacích s rozdílnými teplotami okolí zdroje tepla (19 °C a 24 °C), viz obr. 9 a obr. 10. Obě úlohy byly nastaveny a vyhodnoceny stejným způsobem, jako všechny ostatní úlohy prezentované v tomto příspěvku. Pro aproximaci turbulence proudění byl použit model turbulence $k-\epsilon$ Realizable.

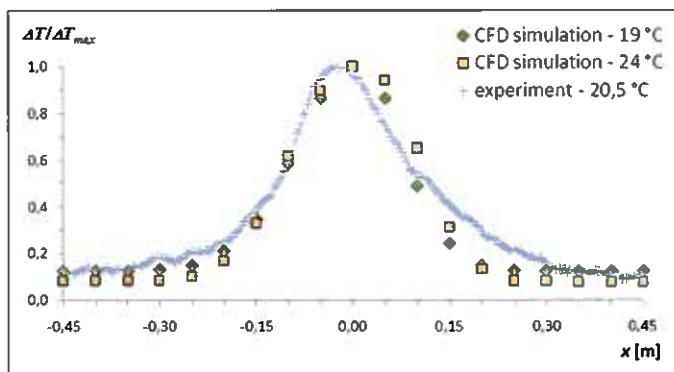
Je zřejmé, že teplotní profily zobrazené na obr. 9 odrážejí rozdíl okolní teploty. Čím vyšší je teplota okolí, tím vyšší je teplota konvekčního proudu nad zdrojem tepla. Naproti tomu profily rychlosti konvekčních



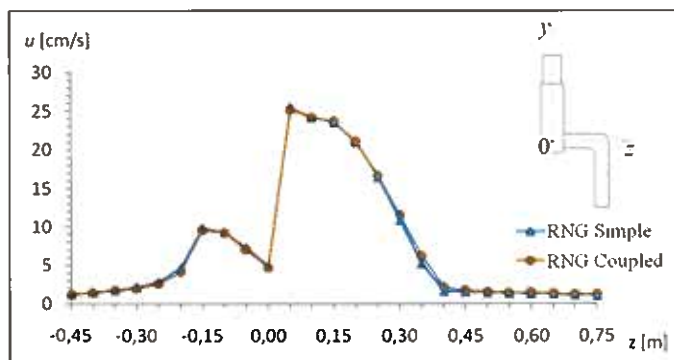
Obr. 9 Teplotní profily v rovině x-y, výška y = 0,975 m



Obr. 10 Rychlostní profily v rovině y-z, výška y = 0,775 m



Obr. 11 Bezrozměrné teplotní profily v rovině x-y, výška y = 0,975 m



Obr. 12 Rychlostní profily v rovině y-z, výška y = 0,775 m

proudů v obou úlohách jsou téměř identické a nejsou tedy závislé na okolní teplotě, viz obr. 10.

Rozdíl teplot konvekčních proudů způsobený rozdílnými teplotami okolí může být zohledněn zobecněním teplotních profilů jejich převedením do

bezrozměrného stavu, což je popsáno v předchozí kapitole. Z obr. 11 je patrné, že bezrozměrné teplotní profily téměř nejsou závislé na okolní teplotě. Bezrozměrný teplotní profil z úlohy s teplotou okolí 19 °C je velmi blízký profilu z CFD simulace s teplotou okolí 24 °C.

Porovnání metod SIMPLE a Coupled

Na obr. 12 jsou porovnány rychlostní profily konvekčních proudů úloh s modelem turbulence *k-ε RNG* a dvěma přístupy k řešení tlakových a rychlostních polí – *SIMPLE* a *Coupled*. Pro názornost jsou uvedeny rychlostní profily v rovině symetrie figuríny y-z (tj. souřadnice x = 0) ve výšce 0,025 m nad hlavou modelu figuríny (tj. souřadnice y = 0,775 m), které měly nejsložitější průběh ze všech zaznamenaných profilů.

Z porovnání všech zaznamenaných rychlostních profilů konvekčních proudů byla patrná velmi dobrá shoda výsledků úlohy řešené metodou *SIMPLE* s výsledky úlohy řešené metodou *Coupled* (stejně jako v obr. 12). To samé platí i pro teplotní profily konvekčního proudu, které se shodovaly ve všech vyhodnocených výškách.

ZÁVĚR

Byla provedena studie vlivu modelu turbulence, teploty okolního vzduchu a algoritmu řešení rychlostního a tlakového pole na výpočet konvekčního proudění v CFD simulacích vnitřního prostředí. V rámci posouzení vlivu modelu turbulence byly porovnány profily rychlosti, teploty a kinetické energie turbulence konvekčních proudů nad modelem zdroje tepla (sedící osoby) s využitím vybraných modelů turbulence. Výsledky CFD simulací byly porovnány také s výsledky měření teplotního pole nad termální figurínou termovizní kamerou. Z výsledků porovnání je patrné, že zvolený model turbulence má vliv především na rozšiřování proudu a pokles jeho osové rychlosti se vzrůstající výškou. Teplotní profil v konvekčním proudu není volbou modelu turbulence výrazně ovlivněn.

Z porovnání výsledků jednotlivých CFD simulací s výsledky experimentu je zřejmé, že modely turbulence typu *k-ε* jsou vhodnější pro simulace konvekčních proudů nad vnitřními zdroji tepla než model turbulence *k-ω Standard*. Ten výrazně podhodnotil turbulentní míšení vzduchu a výsledný konvekční proud je tak značně odlišný od naměřeného. Nejvíce se experimentálními výsledkům blížil model turbulence *k-ε Simple*, jehož použití tak může být doporučeno pro obdobné typy aplikací, tj. simulace se zaměřením na konvekční proudění nad vnitřními zdroji tepla.

Dále byla provedena studie vlivu teploty okolního vzduchu na rychlostní a teplotní profil konvekčního proudu stoupajícího nad vnitřním zdrojem tepla. Teplota okolního vzduchu výrazně ovlivňuje především teplotní profil konvekčního proudu, rychlostní profil není ovlivněn. Její vliv na teplotní profily však může být zohledněn jejich převedením do bezrozměrného tvaru – vyhodnocené bezrozměrné profily konvekčních proudů z úloh s rozdílnou teplotou okolí si jsou velmi blízké.

Rovněž byly porovnány metody pro propojení rychlostního a tlakového pole *SIMPLE* a *Coupled*. Volba metody nemá na vzniklý konvekční proud významný vliv a při výpočtu by tedy vždy měl být zvolen takový postup, aby byla zajištěna konvergence simulace v co nejkratší době.

Získané poznatky budou využity při výpočtech simulací s detailními modely zdrojů tepla, jejichž výsledky poslouží jako základ pro nově navrženou metodu nahrazení zdroje tepla okrajovou podmínkou.

Kontakt na autora: petr.zelensky@fs.cvut.cz

Poděkování: Tato práce byla finančně podpořena grantem ČVUT v Praze č. SGS12/179/OHK2/3T/12. Autoři děkují kolegovi Ing. R. Vavříčkovi, Ph.D. za pomoc při realizaci experimentu.

Použité zdroje:

- [1] Borges, C. M., Quintela, D. A., Brites, G. N., Gaspar, A. R., Costa, J.J. Analysis of thermal plumes generated by a seated person, a thermal manikin and a dummy. *Proceedings of the 8th International Conference on Air Distribution in Rooms – Roomvent 2007*. Copenhagen, Dánsko, sv. 1, s. 253-256.
- [2] Fluent Inc. *Fluent 6.3 User's Guide*. 2006.
- [3] Koiš, G. *Analýza proudů v klimatizovaném prostoru*. Diplomová práce 9–TŽP–2009. ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav techniky prostředí. 2009.
- [4] Launder, B. E., Spalding, D. B. The numerical computation of turbulent flows. *Computer Methods in Applied Mechanics and Energy*. 1974, č. 3, s. 269–289.
- [5] Menter, F. R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA Journal*. , 1994, r. 32, s. 1598–160.
- [6] Shih, T. H., Liou, W. W., Shabbir, A., Yang, Z., Zhu, J. A New eddy-viscosity model for high Reynolds number turbulent flows – model development and validation. *Computers & Fluids*. 1995, č. 24, s. 227-238.
- [7] Xing, H., Hatton A., Awbi, H. B. A study of the air quality in the breathing zone in a room with displacement ventilation. *Building and Environment*. 2001, r. 36, č. 7, s. 809–820.
- [8] Yakhot, V., Orsag, S. A. Renormalization group analysis of turbulence. *Journal of Scientific Computing*. 1986, r. 1, s. 3–51.
- [9] Zbořil, V. *Distribuce vzduchu v místnostech větraných aktivními chladičnými trávci*. Studie k disertační práci. ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav techniky prostředí. 2010.
- [10] Zelenský, P. *Modelování zdrojů tepla ve vnitřním prostředí*. Diplomová práce 16–TŽP–2011. ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav techniky prostředí. 2011.
- [11] Zelenský, P., Barták M., Hensen J. L. M. Model sedící osoby jako zdroje tepla ve vnitřním prostředí. *Vytápění větrání instalace*. 2012, č. 5, s. 22–26.
- [12] Zhai, Z. J., Zhang, Z.; Zhang, W.; Chen, Y. Q. Evaluation of Various Turbulence Models in Predicting Airflow and Turbulence in Enclosed Environments by CFD: Part 1 — Summary of Prevalent Turbulence Models. *HVAC&R Research*. 2007, r. 13, č. 6, s. 853–870.
- [13] Zukowska, D., Melikov, A.; Popielek, Z. Thermal plume above a simulated sitting person with different complexity of body geometry. *Proceedings of the 10th International Conference on Air Distribution in Rooms – Roomvent 2007*. Helsinky, Finsko, č. 3, s. 191-198.
- [14] Zukowska, D., Melikov, A., Popielek, Z. Impact of boundary conditions on the development of the thermal plume above a sitting human body. *Proceedings of the 10th REHVA World Congress „Sustainable Energy Use in Buildings“ – Clima 2010*. Antalya, Turecko, s. 2–7.
- [15] Zukowska, D. *Airflow interactions in rooms - Convective plumes generated by occupants*. Disertační práce. Technical University of Denmark, 2011.
- [16] Zukowska, D., Melikov, A., Popielek, Z. Impact of geometry of a sedentary occupant simulator on the generated thermal plume: Experimental investigation. *HVAC&R Research*. 2012, r. 18, č. 4, s. 795–811.

SEZNAM OZNAČENÍ

T	teplota [°C]
k	kinetická energie turbulence [m^2/s^2]
ε	rychlost disipace kinetické energie turbulence [m^2/s^3]
ω	specifická rychlost disipace kinetické energie turbulence [1/s]



NEW

BETA 9/7

průmyslové větrání s rekuperací tepla
s účinností větší **> 70 %** SFP 4

- větrací a vytápěcí jednotka s nastavitelným vzduchovým výkonem do 7000 m³h⁻¹
- volná oběžná kola s EC motory umožňujícími dvoustupňovou regulaci vzduchového výkonu
- automatické řízení a regulace jednotek s možností připojení k síti ETHERNET a k PC
- protiproudý deskový rekuperační výměník s účinností minimálně 70 %
- distribuce čerstvého vzduchu dálkově ovládanou tryskovou vyústkou

