

MISKOLCI EGYETEM

GÉPÉSZMÉRNÖKI ÉS INFORMATIKAI KAR
ÁRAMLÁS- ÉS HŐTECHNIKAI GÉPEK TANSZÉKE



LÉGTECHNIKAI RENDSZER MODELLEZÉSE ÉS ÜZEMÉNEK OPTIMÁLÁSA

Ph.D. ÉRTEKEZÉS

Készítette:

GYULAI LÁSZLÓ

okl. mérnök informatikus

SÁLYI ISTVÁN GÉPÉSZETI TUDOMÁNYOK DOKTORI ISKOLA,
GÉPÉSZETI ALAPTUDOMÁNYOK SZAKTERÜLET,
TRANSPORTFOLYAMATOK ÉS GÉPEIK TÉMACSOPORT

A doktori iskola vezetője:

DR. PÁCZELT ISTVÁN

Az MTA rendes tagja

Témacsoport vezető:

DR. CZIBERE TIBOR

Az MTA rendes tagja

Témavezető:

DR. SZABÓ SZILÁRD

tanszékvezető egyetemi tanár

MISKOLC-EGYETEMVÁROS, 2009.

Tartalomjegyzék

Témavezető ajánlása	III
1. Jelölésjegyzék.....	1
2. Bevezetés.....	3
3. Szakirodalmi áttekintés	5
4. Üzemcsarnokok természetes szellőzése	12
4.1. A természetes szellőzés fogalma és alkalmazási területei.....	12
4.2. A természetes légcserre létrejöttének fizikai alapjai.....	12
4.2.1. Hőforrások okozta légáramlatok az épületekben.....	12
4.2.2. A szél épületekre gyakorolt hatása	13
4.2.3. A természetes légcserre szabályozása	14
4.3. Az inotai alumíniumkohó bemutatása	14
4.4. Az inotai kohócsarnok természetes szellőztetésének számítása.....	17
5. A numerikus szimuláció és jelentősége	21
5.1. A numerikus áramlástani szimuláció nyújtotta lehetőségek.....	21
5.2. A numerikus szimulációk matematikai háttere, a modellezés menete	21
5.3. A FLUENT kereskedelmi szoftver rövid bemutatása	24
5.3.1. A hőszugárzás hatásának modellezési lehetőségei a FLUENT szoftverben	25
6. Alumíniumkohó üzemcsarnokának légtechnikai modellezése számítógépes szimulációs program alkalmazásával	29
6.1. A számítógépes modellezést megelőző lépések	29
6.1.1 Az üzemcsarnok modellezéséhez összegyűjtött adatok.....	30
6.1.2. A laboratóriumi modellek (makettek) bemutatása és az azokból nyert információk	30
6.1.3. A számítási modell kiinduló adatrendszere	32
6.1.3.1. A geometria.....	32
6.1.3.2. Kiindulási és peremfeltételek.....	35
6.1.3.3. A szimuláció során alkalmazott megfontolások, egyszerűsítések, matematikai és áramlástani modellek	36
6.1.4. A 2D-s csarnokmodell	37
6.2. A 3D-s csarnok modell részletes vizsgálata	37
6.2.1. A FLUENT program validálása szélcsatorna-méréssel.....	37
6.2.1.1. Szélprofil-mérés	39
6.2.1.2. A szimuláció végrehajtása	40
6.2.1.3. Számított és mért eredmények kiértékelése	40
6.2.2. A hálófelosztás hatásának vizsgálata a csarnok szellőzésére	44
6.2.3. A turbulencia modellek összevetése	49
6.2.4. A hőhatások figyelembevétele.....	52
6.2.5. A 3D-s numerikus modell validálása helyszíni mérések alapján	53
6.2.5.1. A csarnok szellőzésének mérése	53
6.2.5.2. A munkatér hőmérsékletének mérése	53
6.2.5.3. A légcsereszám mérése	54
6.2.5.4. A mért és a számított adatok összehasonlítása.....	56
6.3. Az üzemcsarnok 3D-s modelljén lefuttatott szimulációk eredményeinek összehasonlító elemzése	59
6.3.1. A lehetséges meteorológiai viszonyok elemzése.....	59
6.3.1.1. Környezeti hőmérséklet	59
6.3.1.2. Szélsebesség, szélirány	59

6.3.2. A vizsgált szellőzési esetek.....	62
6.3.3. A szélprofilkitevő megválasztása és hatása a csarnokszellőzésre	64
6.3.4. A szélesebbesség hatása a csarnok szellőzésére.....	66
6.3.5. A környezeti hőmérséklet hatása a csarnok szellőzésére.....	72
6.3.6. A szélirány hatása a csarnok szellőzésére.....	74
6.3.7. A vizsgálatokból levonható következtetések.....	76
7. A szellőzés optimalizálása a numerikus áramlástan szimuláció és egy matematikai optimalizációs módszer összekapcsolásával.....	77
7.1. A matematikai optimalizálás	77
7.1.1. Az optimalizáló eljárások csoportosítása,	77
7.1.2. Néhány közismert optimalizációs módszer és alapalgoritmus.....	77
7.1.2.1. Hillclimb módszer.....	77
7.1.2.2. Komplex módszer	78
7.1.2.3. Büntetőfüggvényes módszer: SUMT.....	78
7.1.2.4. Davidon-Fletcher-Powell módszer	78
7.1.2.5. Newton módszer	78
7.1.2.6. SQP (szekvenciális kvadratikus programozás).....	78
7.1.2.7. Az LFOPC optimalizációs módszer	78
7.1.2.8. Az SQSD módszer	79
7.1.2.9. A Dynamic-Q módszer	79
7.2. A numerikus szimuláció és az optimalizálás együttes alkalmazása.....	79
7.2.1. Kiválasztott optimalizációs eljárás	81
7.2.2. A Dynamic-Q optimalizáló eljárás bemutatása	81
7.2.3. A szellőzés optimalizálása.....	83
7.2.4. Az optimalizáló eljárás felkészítése a numerikus szimuláció kezelésére.....	84
Az optimalizálást szervező és végrehajtó program felépítése, az optimalizálás gyakorlati kivitelezése.....	84
7.2.5. A csarnok modell áramlástan numerikus szimulációjának automatizálása az optimalizációs eljáráshoz.....	89
7.2.6. A numerikus szimuláció eredményéből a célfüggvény aktuális értékének előállítása	91
7.3. Optimalizálás a légcsereszámra.....	92
7.4. Optimalizálás a komfortjellemző alapján.....	97
7.4.1. A <i>PMV</i> komfortparaméter definíciója	97
7.4.2. Az optimalizálásnál alkalmazott kezdeti és peremfeltételek.....	100
7.4.3. Példa a <i>PMV</i> optimalizálásra.....	100
7.5. A légcserére és a komfortparaméterre vonatkozó optimalizálások összehasonlítása	106
8. Összefoglalás, továbbfejlesztési lehetőségek.....	110
9. Új tudományos eredmények.....	112
Tézisek a 6. fejezethez.....	112
Tézisek a 7. fejezethez.....	113
Summary	114
Hivatkozások.....	117
Irodalomjegyzék	117
Publikációk az értekezés témájában	118

Témavezető ajánlása

Gyulai László
„Légtechnikai rendszer modellezése és üzemének optimalítása”
című Ph.D. értekezéséhez

Az Áramlás- és Hőtechnikai Gépek Tanszékének az ezredforduló környékén nyílt lehetősége a FLUENT szoftver megvásárlásával az áramlás- és hőtechnikai feladatok háromdimenziós modellezésére. Ebbe az úttörő munkába kapcsolódott be szinte elsőként Gyulai László is. Tapasztalat, személyes segítség nélkül a bonyolult programrendszer alkalmazása próbára tette e munkára vállalkozókat. Ráadásul rögtön első feladat – ipari projekthez kapcsolódóan – egy hőforrásokkal rendelkező nagyméretű üzemcsarnok természetes szellőzésének számítása volt. E feladaton keresztül kellett a szerzőnek megismernie a geometriát és a hálózást előállító Gambit szoftvert, majd a FLUENT szoftvert is. A feladat megoldásához elemző munkával ki kellett választania a megfelelő hálósűrűséget, a turbulenciamodellt, a hősugárzást figyelembe vevő modellt, a szélprofilkitevőt, stb. Gyulai László ezt a tevékenységet nagy akarással és szorgalommal végezte. A megfelelő számítási modellek, szabad paraméterek kiválasztásához helyszíni mérések és szélcsatornabeli modellvizsgálatok eredményeit használta fel. A modell kialakítását követően szisztematikus numerikus vizsgálatokkal felderítette az üzemcsarnok szellőzésének törvényszerűségeit. Részletesen vizsgálta a környezeti hőmérséklet, a szélirány és a szélsébség hatását a szellőzésre. Az épületen belüli szellőzés és ezáltal a komfortérzet jellemzésére egy globális és egy lokális paramétert alkalmazott. Globális paraméterként az épületben elhasznált levegő óránkénti cseréjének számát, a légcsereszámot használta. Lokális paraméterként a dolgozók által leginkább bejárt útvonalon értelmezett *PMV* komfortparamétert monitorozta. Az említett környezeti tényezők hatásának a légcsereszámra gyakorolt hatását egy példasoron keresztül részletesen elemzi és ezek alapján fontos, és az üzemeltetők számára hasznos megállapításokat tesz, amelyeket tézisekben fogalmaz meg.

Gyulai László és témavezetője az elmúlt években bekapcsolódva a Jármű Károly és J. A. Snyman professzorok által jegyzett magyar-délafrikai kutatócsere programba Magyarországon elsőként kezdtek foglalkozni az áramlás- és hőtechnikai folyamatok optimalizálásával. Ez a konkrét esetben a FLUENT programmal végzett numerikus szimulációnak és a Snyman professzor által kifejlesztett Dynamic-Q optimaló programnak az egybeépítését, csatolt használatát jelentette. Gyulai László a két program csatolt használatához szükséges programfejlesztéseket elvégezte. Ennek eredményeként a FLUENT program által számolt eloszlásokból kerül előállításra annak a célfüggvénynek az értéke, amelyre az optimalizálás vonatkozik.

Az optimalizálás egy jelentős része szerkezetoptimalizálás, ahol a cél olyan szerkezet létrehozása, amelyhez kapcsolódó valamely jellemző, például súly, méret, költség minimális. Esetünkben a szerkezet adott, a cél az üzemállapotok optimalizálása. Konkrétan a feladat a szellőzés optimalizálása volt az oldalablakok nyílászögének változtatásával. A négy ablaksor állásszögei voltak tehát az optimalizálás változói és a légcsereszám, majd a *PMV* paraméter a célfüggvény. Előbbi esetén a kívánatos értéktől való eltérés minimumának, utóbbi esetben pedig magának a *PMV* paraméternek a minimumának az ablakszögállással való elérése volt a cél. Gyulai László a feladat végrehajtásához kidolgozott egy eljárást, amellyel az ablakszögek állításakor az automatikus hálógenerálás végrehajtásra kerül. Elvégezte azokat a programfejlesztéseket is, amelyek egyrészt a célfüggvények értékét a FLUENT által biztosított adatokból előállítják, másrészt a két program közös automatikus működését vezérlik. Konkrét példákon keresztül az optimalizálást bemutatja, végül – azonos körülményekre vonatkozóan – a légcserére és a *PMV*

paraméterre elvégzett optimálásokat összehasonlítva von le értékes következtetéseket, fogalmaz meg téziseket.

A Gyulai László dolgozata és az abban megfogalmazott tézisek egy hazai viszonylatban úttörő, unikális, nemzetközi tekintetben is figyelmet keltett munkának az összegzéseként születtek. A dolgozat szerzője járatlan úton, lépésről lépésre haladva oldott meg újabb és újabb részfeladatokat, amelyek mára egy kerek egészé álltak össze. Munkája sikerességét látva Tanszékünkön egy kisebb iskola alakult ki - nemzetközi kapcsolatokat is felhasználva - az áramlás- és hőtechnika szakterületén az optimálási eljárások meghonosítására. Gyulai László informatikus végzettségüként a vonatkozó áramlás- és hőtani folyamatok megismerésében is kellő jártasságot szerzett. Kitartó munkájával, azok eredményeivel igazolta, hogy alkalmas műszaki feladatok tudományos igényességű megoldására. Publikációs tevékenysége messzeemenően kielégíti a Doktori Iskola követelményeit, rangos konferenciákon számolt be eredményeiről. Két nemzetközi impakt faktoros folyóiratban megjelent cikkei bizonyítják a téma nemzetközileg is elismert szintű feldolgozását.

A dolgozatot jó szívvel ajánlom a Sályi István Doktori Iskola figyelmébe.

Miskolc-Egyetemváros, 2009. május 27.

Dr. Szabó Szilárd

tanszékvezető egyetemi tanár

1. Jelölésjegyzék

A dolgozatban előforduló fontosabb latin betűs jelölések listája:

a	abszorpciós együttható $[1/m]$,
A	keresztmetszet, vagy falfelület $[m^2]$,
aL	optikai vastagság,
B	ablakszárny szélessége,
c	sebesség $[m/s]$, vagy fajlagos hőkapacitás $[kJ/(kg^\circ C)]$,
$C, \bar{v}$	átlagsebesség $[m/s]$,
$f(\mathbf{x})$	célfüggvény,
f_{clo}	öltözködési faktor, a fedett és fedetlen testfelület aránya,
g	gravitációs gyorsulás $[m/s^2]$,
$g_j(\mathbf{x})$	egyenlőtlenségi feltétel,
$h_k(\mathbf{x})$	egyenlőségi feltétel,
H	ablakok középsíkjának szintkülönbsége, vagy a csarnok magassága, vagy a tetőablakok magassága $[m]$, vagy entalpia $[J]$,
i	futó index (1,2,3,4),
I	a sugárzás intenzitása,
I_{clo}	ruházati index, a ruházat hőszigetelő képessége,
k	falak hőátaszármaztatási tényezője, vagy a szélprofilkitevő,
L	egy megfelelő hosszlépték $[m]$, vagy a légcsereszám $[1/h]$,
$\frac{M}{F_{du}}$	metabolikus hő $\left[\frac{W}{m^2} \right]$,
n	törésmutató (refraktív index),
p_g	túlnyomás (gauge pressure) $[Pa]$,
p	nyomás $[Pa]$,
PMV	Predicted Mean Vote index – várható hőérzeti érték, (komfort jellemző),
$q_m, \dot{m}$	tömegáram $[kg/s]$,
q_v	térfogatáram $[m^3/s]$,
$\dot{Q}_w$	hőforrás teljesítménye $[W/m^2]$,
$\vec{r}$	helyvektor,
R	a levegő gázállandója, $R = 287 \cdot J/(kg \cdot K)$,
$\vec{s}$	irányvektor, vagy szórási irányvektor,
s	úthossz, vagy távolság $[m]$,
S	forrás erősség,
$t_{air}, t_{kör}$	a külső környezeti léghőmérséklet $[^\circ C]$,
t_{clo}	a ruházat hőmérséklete $[^\circ C]$,
t_{ks}	a környező felületek átlagos hősugárzási hőmérséklete $[^\circ C]$,
$\bar{t}_{i,j}$	átlaghőmérséklet $[^\circ C]$,
T	hőmérséklet, vagy helyi hőmérséklet $[^\circ C]$,
T_0	a külső levegő hőmérséklete $[^\circ C]$,
v_0	a y_0 magasságban mért úgynevezett referencia sebesség $[m/s]$,
V	térfogat $[m^3]$,
$\mathbf{x}$	változó, (ablaknyitási szög),

y	földfelszíntől számított magasság [m],
y_0	a referencia magasság [m].

A dolgozatban előforduló fontosabb görög betűs jelölések listája:

α	megfújási szög, más néven szélirány [$^\circ$],
α_c	konvektív hőátadási tényező [$W/(m^2 \cdot K)$],
β_s, β_a	oldalablakok szöge [$^\circ$],
Γ	a ϕ mennyiség vezetési (diffúzivitási) tényezője,
δ	ablakok nyitásszöge [$^\circ$],
η	hatásfok,
Φ	fázis függvény,
ζ	veszteségtényező,
ρ	sűrűség [kg/m^3],
σ	Stefan-Boltzmann konstans ($5,672 \cdot 10^{-8} W/(m^2 \cdot K^4)$),
σ_s	szórási együttható [$1/m$],
Ω	térszög (testszög) [$^\circ$].

2. Bevezetés

Jelen PhD kutatás témája melegüzemi csarnok természetes szellőzésének felülvizsgálata, a szellőzés intenzifikálása a számítógépes modellezés eszközrendszerének alkalmazásával.

A disszertáció témájának megválasztását egy konkrét ipari légtechnikai probléma motiválta, amely az inotai alumíniumkohóban évekkel korábban jelentkezett. Az Áramlás- és Hőtechnikai Gépek Tanszéke 2001-óta foglalkozik ennek a gondnak az orvoslásával, a dolgozat szerzőjét 2002-ben vonták be a kutatásba. Feladata a kohócsarnok szellőzésének számítógépes szimulációval történő modellezése volt.

A MAL Zrt. inotai gyártelepén elektrolízis elvén timföldből alumíniumot gyártó berendezéseket, azaz a 176 db alumínium-olvasztó kádat magába foglaló csarnok fő méretei: hosszúsága 440 m; szélessége 40 m és magassága közel 17 m. A csarnokban a szükséges intenzív légcserre nemcsak a friss levegő utánpótlását hivatott szolgálni, hanem egyszerre gondoskodik a berendezések által termelt, és veszteségként a környezetbe távozó hő elszállításáról, valamint a termelés következtében felszabaduló mérgező gázok és porok elszállításáról is. Az üzemben található elektrolizáló kádatok felülről egy-egy elszívóernyő borítja, miközben a kád és az ernyő közötti rés a timföldpor adagolás számára nyitott keresztmetszetként van jelen. Ennek megfelelően a képződő gázok és az aktívan nagy mennyiségben jelen lévő timföldpor elszívása csak részlegesen megoldott. Emiatt a csarnokban a biztonságos munkavégzés körülményeinek megteremtéséhez elengedhetetlen, hogy állandó és megfelelő intenzitású legyen a friss levegő utánpótlása, és ezáltal a képződő gázok felhígítása. A csarnok méreteiből adódóan ezt a feladatot – költséghatékony módon – természetes szellőzéssel oldották meg. Sajnálatos módon a csarnokszellőzést korábban segítő, az eredeti terveken szereplő szellőző alagutak és aknák évekkel ezelőtt ismeretlen megfontolásból feltöltésre kerültek, így rontva le a csarnok önszellőző jellegét. Ennek köszönhetően a csarnok természetes szellőzésének szabályozása bekorlátozódott az oldalsó (Északi és Déli) homlokzaton lévő több (3 vagy 5) sorban, valamint a lépcsőzetesen kiemelkedő tetőgerinc két oldalán 1-1 sorban elhelyezkedő ablakokra. Tovább rontja a helyzetet ezen ablakok erősen elhasználódott állapota, mely megnehezíti a szellőzés szabályozását. Ezeket a körülményeket figyelembe véve kellett megoldást találni a csarnok friss hűtőlevegővel történő természetes szellőzésére.

A kutatás arra irányult, hogy a számítógépes numerikus szimuláció eszközrendszerének segítségével – kihasználva annak komplexitását, sokrétűségét – modellezzük a csarnokban, különböző ablakállások és eltérő környezeti állapotok mellett kialakuló áramlási viszonyokat. A modellezés segítségével pedig sikerüljön a kedvezőtlen környezeti hatásoktól függetlenül hatékonyabbá tenni a szellőzést. E cél eléréséhez kezdetben szimuláció-sorozatokat végeztünk, melyeknél általunk választott és rögzített ablakszög állásokat alkalmaztunk. Ezt követően az optimalizálás eszközeinek felhasználásával az optimalizáló program maga határozta meg az optimális szellőzést biztosító ablakszögek értékeit. Az optimalizálás a maximális légcserére, majd később a szakirodalomból átvett komfort paraméterre, mint célfüggvényre történt, egy kezdeti ablakszög (45°-ra nyitott ablakok) felvételét követő iterációs sorozatok révén.

A szellőzés modellezése és optimalizálása során természetesen szem előtt tartottuk, hogy a meleg berendezések környezetében a hőhatás következtében indukált feláramlás felhasználásával és az oldalablakokon át belépő hűtőlevegő mennyiségének szabályozásával olyan áramlási viszonyokat teremtsünk a csarnokban, ami elősegíti az elhasználódott és gyakran szennyezett levegő gyors kivezetését, az óránkénti többszöri (25-30-szori) légcserét, és ugyanakkor tekintettel van az üzemben dolgozók komfortjára is.

Célunk tehát a dolgozók levegőszennyezettség szempontjából biztonságos munkakörülményeinek garantálása, a megfelelő komfort- illetve hőérzet biztosítása, javítása volt. Az álta-

lunk kidolgozott számítógépes eljárás újdonsága, hogy olyan jól általánosítható légtechnikai modellt mutat be, ami együttesen alkalmazza a numerikus áramlástan szimulációk (CFD) technikáját, valamint a matematikai optimalizálás gyors problémamegoldó módszerét, és ennek köszönhetően a két módszerben külön-külön meglévő előnyök egyesítésével hatékony és célravezető eszközt kínál a feladat megoldására.

A kutatás lépései:

1. A helyszíni mérések eredményeit adatbázisba foglaltuk, melyek támpontként szolgáltak jelen kutatáshoz.
2. Feldolgoztuk az üzemcsarnokról készült kismintán szélcsatornában végzett kísérletek eredményeit.
3. Megalkottuk a csarnok 2D, majd 3D-s számítógépes virtuális geometriáját.
4. A kialakított geometriához tartozóan a FLUENT programrendszer segítségével megalkottuk az áramlás- és hőtechnikai modellt is. E modellt helyszíni mérések adataival és laboratóriumi szélcsatornába helyezett kismintán végzett mérések eredményei segítségével validáltuk.
5. A geometria valamint a klimatikus viszonyok változtatásával különböző eseteket modelleztünk és ezek eredményeit összehasonlítottuk.
6. Kidolgoztunk egy eljárást a csarnok CFD szimulációjának és a légcseré, majd a komfort optimalizálásának összekapcsolására.
7. Összefoglaltuk a kutatás során a számításokkal kapott eredményeket és levontuk a következtetéseket.

3. Szakirodalmi áttekintés

V.V. Baturin (1972) [1] munkája nyomán jobban megismerhetjük az ipari létesítmények, üzemcsarnokok természetes és kényszer-szellőzésének, a szellőzők kialakításának, a hőforrások által keltett hőáramlásoknak, valamint a levegő klimatizálásának elvi, fizikai összefüggéseit, ezek számítását. A szerző részletesen bemutatja a szellőzésre, valamint a csarnoklevegőre kedvezőtlen környezeti behatásokat, legyen szó a melegről, nedvességről, gázokról, gőzökről, vagy porokról. Ez utóbbira többféle portalanítási eljárást is kínál, ami mind környezetvédelmi, mind munkaegészségügyi szempontból fontos. A poros, nagylégterű üzemcsarnokok természetes szellőzésének megfelelő kialakítására, a szellőzés szabályozhatóvá tételére is megoldást kínál. (Lásd 4. fejezetet.)

Fontos megjegyezni, hogy az itt bemutatott áramvonalképek kismintán végzett megfigyelésekből adódnak. Többnyire valamilyen áramló közeg (pl. füst, vagy megfestett víz) segítségével sikerült vizualizálni a vizsgált épületmodellek körül illetve azok belsejében kialakuló áramlást. Ebből az következik, hogy ezek a kisminta modellen végrehajtott kísérleti megfigyelések nem képesek a valós méretekhez igazodó, gyakran sokkal komplexebb áramlási rendszereket visszaadni. Ráadásul míg a megfigyelés csupán egy-egy kétdimenziós síkra képezi le a mozgást, s mutatja be az áramvonalakat (lásd a könyv ábráit), addig a később bemutatásra kerülő numerikus szimulációval a valós méretű csarnokban lejátszódó háromdimenziós áramlások nyomon követésére nyílik lehetőség.

Mégis figyelmet érdemel ez a könyv, hiszen általa ismerhetjük meg a természetes szellőzés elvét, annak leírását, számítását, valamint a különböző szellőzőnyílások és légtérrelők kialakításának gyakorlati módját, azok szerepét és hatásmechanizmusát.

Karl Petzold (1980) [2] könyvéből megismerhetjük az épülettervezés hőtani megközelítését, problematikáját. Mint ismeretes a klímatechnikai intézkedések célja a helyiségek klímájának (a termelő üzemekben) a technológiailag megkövetelt vagy higiéniai szempontból előírt minőségi határértéken belül tartása. Egy épület egyes helyiségeiben kialakuló klíma összetett (csere) hatások eredményeként jön létre, melyek:

- a külső környezeti klíma (az épületen kívüli klíma);
- az üzemszerű használat következtében fellépő mellékhatások (az épületben keletkező energia és anyagáramok, mint például az emberek anyag és hőleadása, termelő berendezések hővesztesége);
- a szellőző-berendezések által megvalósuló levegőáram;
- az épületgépészeti berendezések (fűtő-, klímaberendezés, stb.) által keltett energiaáramok.

A külső klíma és az üzemszerű használat következtében fellépő hatások zavarják az épület termikus egyensúlyát. A helyiség klímáját a megkívánt határok között kell tartani. Ehhez az év nagy részében többnyire elegendő a főszellőzést biztosító légtérrelő illetve szellőző berendezések üzemeltetése. Azonban ez csak nagyon szűk klímakorrekcióra elegendő. Túl nagy hőterhelés vagy kedvezőtlenebb hőtani épületkonstrukció esetén –melynek termikus tulajdonságai már nem megfelelőek, – fűtő- vagy klímaberendezés, mint szabályozó eszköz beépítése szükséges, azért, hogy a termikus egyensúly fenntartásához szükséges energiát előteremtjük. Egy klimatizált épületnek magas az üzemeltetési költsége. A dolgozók munkateljesítménye összefüggésben van az üzemi klímával. Tehát az épület gazdaságosságának megítélésakor figyelembe kell venni az épület üzemi körülmények között megmutatkozó termikus viselkedését. A tervező- és építész-mérnökök elemi feladata egy olyan klímaorientált épületkialakítás, mely által alacsonyan tartható a hőterhelés és a térhőmérséklet egy előre megadott tűréshatáron belül tartása, mindenféle épületgépészeti ráfordítás nélkül. Még ha ez mindig nem is lehetséges (pl.: Közép-európában télen vagy nagy belső hőterhelés következtében), arra kell

törekedni, hogy építészeti intézkedésekkel biztosítani lehessen a hőterhelés és a vele összefüggő épületgépészeti ráfordítás egy bizonyos optimálisnak tekintett határokon belül tartását. Tehát a hőterhelés egy mérőszám arra, milyen mértékben sikerült a tervező- és építészmérnököknek a klímaszakértőkkel közösen egy megfelelő klímájú (és ezzel együtt gazdaságos) épületet megvalósítani. A hőterhelés építészeti eszközökkel történő ésszerű befolyásolhatóságára csak fizikailag helyes, kellőképpen pontos számítási módszerek alapján kaphatunk választ. Egy ilyen módszert mutat be a könyv is. Az elméleti összefüggések vázlatán túl gyakorlati számításokat és használati útmutatót is találunk a könyvben.

Bernd M. Hanel (1996) [3] könyve hasznos útmutató a légtechnikai szempontból jelentős paraméterek megválasztásához és tervezési elveket is kínál a klimatechnikai feladatok megoldásához. Megtalálhatóak benne a legfontosabb levegővezetési/légterelési elvek és a mindmáig jelentős vizsgálati, számítási és előzetes becslést adó módszerek, melyek optimális, energetikailag kedvezőbb térszellőzést tesznek lehetővé. A könyv középpontjában a turbulens izotermikus és nemizotermikus szabadsugár és fal melletti áramlás áll, valamint ezek tulajdonságai, megjelenési formái, kiszámításuk, és hatásuk a térszellőzésre. Ezért röviden bemutatásra kerülnek a szükséges áramlástechnikai és matematikai alapegyenletek. Számos kismintára és eredeti helyiségre számítással meghatározott áramképek példája nyomán ismerteti az áramlástechnikai kérdéseket és a numerikus problémákat.

A könyv egyes fejezetiben az alábbi témákról olvashatunk:

- a teremszellőzés történelmi áttekintése, a szellőzés és klimatechnikai feladat megfogalmazása;
- teremszellőzés számítása;
- a szellőzés befolyásolása;
- levegővezetés alapjai;
- teremszellőzés meghatározási módszerek áttekintése, osztályozása;
- empirikus, kísérleti és matematikai számítási módszerek, numerikus számítás; szabadsugár és légáramlás termekben;
- izotermikus és nemizotermikus szabadsugár jellemzői, általános tulajdonságai;
- falmelletti áramlás;
- teremlevegő áramlások számítása numerikus úton;
- turbulens áramlás tulajdonságai, modellezése;
- Reynolds egyenletek, $k-\varepsilon$ modell; kezdeti és peremfeltételek;
- transzportegyenletek megoldási stratégiái;
- diszkrét egyenletek numerikus modellje és megoldása;
- a véges térfogatok módszere, térbeli diszkrétizációja;
- a differencia-egyenletrendszer megoldása;
- numerikus szimuláció számítása és az eredmények összehasonlítása kísérletekkel;
- légáteresztők típusai és azok hatása a levegő térbeli szétterülésére.

E. Plate (1995) [4] összefoglaló műve a sűrűn beépített területek környezetében jelentkező szél hatásvizsgálatával kapcsolatban mintegy harminc szerző tizenhat önálló írását fogja egybe három fő témakör szerint csoportosítva, melyek: szélviszonyok szennyezőanyag-terjedés, épületek szélterhelése erős szélben, és az épületek szélterhelés okozta kilengése.

Az általunk vizsgált üzemcsarnok esetében kilengést nem, de szennyezőanyag kibocsátást igen is tapasztaltunk, mely áramlástan, ok-okozati összefüggésben állt a környezeti szélviszonyokkal. Épp ezért e könyv és más hasonló szakirodalmak által is publikált exponenciális szélprofil vettük figyelembe a számításaink során.

A könyv által bemutatott számítási módszerek, képletek és kismintán végzett mérések eredményeinek ismerete kiindulási pontot jelentett az általunk végzett számítógépes szimulációk kezdeti és peremfeltételeinek beállításához, a szélviszonyok (szélprofil) megadása tekintetében.

ben. Mindezek ismerete azért is fontos, mivel eltérő sűrűséggel beépített területeken különböző szélprofilok alkalmazandók, a környezeti szélviszonyok helyes modellezése céljából.

R. E. Britter és S. R. Hanna, (2003) [5] tanulmányában a lakott települések környezetében kialakuló áramlási szélviszonyokat és a levegő szétterjedését vizsgálták meg 4 léptékben helyszíni és szélcsatorna mérések elvégzésével, és a hozzájuk kapcsolódó elvi számítási lehetőségek összegyűjtésével. A 4 lépték a következő: regionális (100-200 km), városi (10-20 km), városrész (környék, 1-2 km), és utca (0,1-0,2 km).

A nagyobb lépték (regionális, városi) esetén statisztikus módszerek alkalmazhatók. A terepviszonyok nagyban befolyásolják a kialakuló szélprofilot. Azt is megfigyelték, hogy a lakott területek sajátos áramlási viszonyok kialakulásáért felelősek, mivel a fölszálló meleg levegő megzavarja az oldalszelet, és diszperziós hatást fejt ki rá. A városokra érvényes logaritmikus szélprofil megadásán túl vizsgálták még a felületi nyírófeszültséget és a talajfelszín érdekességét, a lakott terület hatását a turbulens légáramlásra, a páratartalomra, a felszíni rétegre felírt energia-megmaradást, és a diszperzió jellemzőit. Az utcai szinten a közlekedés okozta turbulens hatásokat is figyelembe vették.

H. K. Versteeg és W. Malalasekera (1995) [6] munkája a számítógéppel segített folyadékdinamika, a CFD (Computational Fluid Dynamics) megismeréséhez hasznos útmutató. A mű bemutatja az áramló közegek modellezését, a numerikus szimulációt lehetővé tevő matematikai módszereket, és ezen belül a véges térfogatok módszerét, valamint a leggyakrabban alkalmazott turbulencia modelleket. Bevezetőként a folyadékok mozgásának leírásával, a megmaradási törvényekkel és a peremfeltételekkel találkozunk. Ez után magyarázatot kapunk a turbulencia jelenség kiváltó okára, a turbulens áramlás jellemzőire, a turbulencia hatására az időátlagolt Navier-Stokes egyenletekben, és láthatunk néhány ismert turbulencia modellt.

A könyv több fejezetben is kitér a véges térfogatok módszerére eltérő problémák megoldásánál alkalmazva, mint pl. a stacionárius, a diffúziós és konvektív áramlás, vagy az instacionárius közeg-áramlás. A stacionárius közegáramlások nyomás – sebesség csatolási problémájára kidolgozott SIMPLE, SIMPLEC, SIMPLER és PISO algoritmusokat is megtaláljuk benne, akárcsak a diszkretizált egyenletek megoldását tri-diagonál mátrixok segítségével. Röviden bemutatja a peremfeltételek eltérő peremekre való illesztésének megvalósítását, a peremtípusok helyes megválasztását. Kiegészítő témaként említést tesz az égési kémiai reakciók modellezésének technikájáról, épületeken belüli fölszálló légáramlatok számításáról.

J.H. Ferziger és M. Peric (1999) [7] könyve a folyadékdinamika számításának, matematikai numerikus módszereinek megismerését teszi lehetővé. Nagyon alapos és hasznos könyv minden, a numerikus áramlástan területén elméleti és/vagy gyakorlati vonalon dolgozó mérnöknek, szakembernek. A kiváló rálátást, bevezetést ad e tématerületre.

Bár elég terjedelmes munka, de helyenként nem elég részletes. Összefoglalja az áramlástan alapokat; bevezet a numerikus módszerek világába: foglalkozik az véges differencia módszerrel, véges térfogatok módszerével, a lineáris egyenletrendszerekkel, az instacionér problémákra kidolgozott módszerekkel, a Navier-Stokes egyenlet megoldásával; komplex geometriákkal; turbulens áramlással; összenyomható áramlással; és a hatékonyság és pontosság javításának kérdésével.

Végül néhány speciális témát is érintőlegesen bemutat, mint a hő- és tömegátadás, áramlások változó áramlástan jellemzőkkel, mozgó háló, nyílt felszíni áramlás, meteorológiai és óceánkutatással kapcsolatos alkalmazások, többfázisú áramlás és az égési reakció-kinetika. Rendkívül ajánlott olyanoknak, akik saját CFD kódot kívánnak írni, de a felhasználóknak is előnyös, mert segítségével jobban megismerhető és megérthető az áramlástan modellező programok működése, matematikai háttere.

Baranyi L., Kalmár L., Könözy L. (2005) [8] által összeállított HEFOP oktatási segédlet egy nagyon színvonalas magyar nyelvű elméleti összefoglaló mű a numerikus hő- és áramlástan megértéséhez. A hő- és áramlástan alapokat bemutatva, a CFD matematikai és numerikus módszereinek ismertetésén át jut el egy konkrét mintafeladat numerikus modellezéséig – a FLUENT kereskedelmi szoftver alkalmazásával, – végigvezetve az olvasót a megoldás minden apró fázisán. Hasonló magas színvonalú magyar nyelvű munkával korábban nem találkoztunk. Az oktatásban betöltött szerepe ezért rendkívül fontos.

Jármai K. és Iványi M. (2001) [9] könyve gyakorlati útmutatóként szolgál fémszerkezetek optimalizálás útján történő gazdaságos kialakításához. A mű egyben áttekintést nyújt a szerkezet-optimalizálás, szerkezetszintézis matematikai módszereiről, megoldási technikáiról, a gyártási költségek számításáról, hegesztett felületek fáradás szerinti méretezéséről, acéllemezek, gerendák és rácsos tartók optimális méretezéséről, rudak stabilitás-vizsgálatáról, és rúdszerkezetek stabilitás függvényekkel való vizsgálatáról.

A szerzők külön fejezetben – a könyv mintegy egyharmad részében – optimális méretezési példákkal is alátámasztva részletesen mutatják be a szakértői rendszerek felépítését, az optimális fémszerkezetek kialakításában betöltött szerepét, mérnöki alkalmazásának előnyeit, a benne rejlő lehetőségeket és gyakorlati jelentőségét.

T. E. Bernard és R. R. Cross (1999) [10] műve a hőterhelés emberre gyakorolt hatását vizsgálja ipari körülmények között. A vizsgálat helyszínéül egy alumíniumolvasztó üzemet választottak. Az olvasztókád műveleteknél – ahol alumínium ércből olvadék alumíniumot készítenek – dolgozó munkások különösen nagy hőterhelésnek vannak kitéve.

A tanulmány bemutatja a hőfeszültség számítására szolgáló módszereket, áttekintést ad a felületei eszközökről, és megbecsüli ezek hatékonyságát. A megfelelő környezeti adatok összegyűjtésével és felhasználásával kidolgozták a WBGT (wet bulb globe temperature ~ nedves üveggömb hőmérséklet) szintet előrejelző modellt az olvasztótér célhelyein, ami az olvasztó térbe egy tipikus referencia helyen belépő levegő nedvesség-tartamán és hőmérsékletén alapszik. Az előrejelző modell nagyrészt tapasztalati összefüggéseken alapul, figyelembe véve a nedves üveggömb hőmérsékletének a levegő-hőmérséklethez viszonyított nem-lineáris függését rögzített gőznyomás esetén.

Különböző tevékenységek emberre gyakorolt hőterhelésének számítására kidolgoztak egy WBGT hőmérséklet becslést végző számítási táblázatot, melybe belevették a különböző emberi tevékenységek elemzésével kapott metabolikus hőket is (az emberi tevékenység során felszabadított hő).

Yau-Ming Chen és Kun-Chieh Wang (1998) [11] cikke egy adiabatikus csatorna aljára egymástól különböző távolságokra, konvektív kényszeráramlásba sorba helyezett két darab fűtött próbatest körüli, a testek távolságával összefüggésben kialakuló áramképeket vizsgált, melyet egy feltehetően kétdimenziós számítógépes modell számítási eredményeivel hasonlítottak össze. (A szélcsatorna méretei: $h/sz/m = 4000/220/20 \text{ mm}$, míg a próbatestek szélcsatorna alapjába alulról benyúló – abból kitüremkedő – méretei: $h/sz/m = 10/216/5 \text{ mm}$.) A kísérletet kiegészítve a naftalin szublimációs technikával (NST) egyidejűleg a tömegáram meghatározására is alkalmazták. A hő- és tömegátvitel között fennálló analógia alapján a kapott eredményekből meghatározásra került a hőátviteli tényező, ami a számítási modellben lett felhasználva. A kísérletben a testek közötti távolságot 2, 4, 6, 8, 12, 16 és $22 \times h$ nagyságúra választották, (ahol h a küszöbszerű próbatest magassága) míg a Reynolds számot 1.300 (lamináris) és 10.000 (turbulens konvektív áramlás) értékűre állították be.

Az eredmények azt mutatták, hogy a Sherwood szám monoton növekvő vagy csökkenő a test felülete mentén lamináris esetben, míg turbulens konvektív áramlás esetén előbb púpos, majd hirtelen növekvő lesz. [A Sherwood szám (sh) egy összefüggés, mely a naftalin szublimálási tömegárama ($\dot{m}$), a küszöbszerűen kiemelkedő próbatest magassága (h) és a naftalin – leve-

göbelyi – diffúziós együtthatója (D) közötti kapcsolatot írja le ($sh = \dot{m} \cdot h/D$).] Ez a jelenség a leváló buborékok az áramló közeggel való ütközés következtében lezajló újraegyesülésének tulajdonítható.

A kísérleti és számított eredmények összehasonlítása megtörtént. A testek közötti távolság hatását is kiértékeltek, melynek eredményeként számos hasznos következtetésre jutottak. A bemutatott vizsgálat egy sikeres példája egyazon feladat szélcsatorna modelljének mérésével és számítógépes modellezéssel (a standard k -epszilon turbulencia modell alkalmazásával) történő egyidejű megoldásának. A kétféle eljárással kapott eredmények összehasonlítása során többségében jó egyezés mutatkozott, ami igazolja a megfelelő turbulencia-modell alkalmazását.

Timothy J. Young és Kambiz Vafai (1998) [12] cikke Chen és Wang (1998) cikkéhez hasonlít, azzal a különbséggel, hogy itt több egymás után helyezett próbatestet vizsgáltak. Az alapötletet elektronikai berendezések hűtési problematikája szolgáltatta. Ennek okán kezdtek el vizsgálni, miként alakul az áramló közeg felé történő hőátadás (és ezzel összefüggésben a Nusselt szám), ha több fűtött próbatestet helyeznek el egy csatornában egymáshoz közel ($1 \times s$, $2 \times s$ távolságra, ahol s a próbatest szélessége). Itt is kétdimenziós numerikus szimulációt végeztek összenyomhatatlan közeget, és konvektív kényszeráramlást feltételezve. A szimuláció tárgya egy csatorna volt, melyek alsó határoló falára fűtött próbatesteket, mint akadályokat (gátakat) helyeztek.

Háromféleképpen vizsgálták a Nusselt számot: akadálnak kitett felületek helyi eloszlásaként, különálló felületekre számított középértékként, és az akadályok együttes középértékeként. Ez egy komplex tanulmány, mely részletezi a gátmagasság, gátszélesség, gát-térköz, és gát darabszám változtatásának hatását, valamint az áramlás térfogatáramának és a fűtési módszernek a hatását a gátak hővezető képességére, bemutatva a fontos alapvető és gyakorlati eredményeket.

Az átlagos Nusselt szám periodicitása megállapítható volt a megduplázott akadálysor esetén. A kilencedik gátra vonatkozóan 5%-os, míg a hetedik és nyolcadik gátakat illetően 10% -os nagyságú eltérés volt tapasztalható az átlagos Nusselt számtól. A sebesség komponensek és a hőmérséklet eloszlások periodikus viselkedése szintén bemutatásra került a gátsorra vonatkozóan. Az eredmények különböző technikai berendezések modellezésének alapját képezik, ahol több fűtött test áll az áramlás útjában.

N. J. Holt és társai (1999) [13] által publikált munkában egy alumíniumgyártó üzemcsarnok szellőzését és a kiporzást vizsgálták. A szellőzés szabályozását a munkakörülmények javítása motiválta. A mesterséges szellőzéssel üzemelő kohócsarnok természetes szellőzésűvé alakítására konkrét megoldást kínálnak.

Mint ismeretes a természetes szellőzésénél az alulról bevezetett hideg és a tetőn elvezetett elhasználdott meleg levegő közötti nyomáskülönbség jelenti a hajtóerőt. A természetes szellőzés több okból is előnyösebb, mint a mesterséges. A kisebb beruházási és az üzemeltetési költségek mellett jelentősen (1/3-ára) csökkenthető a zajterhelés.

A csarnokszellőzés vizsgálata több szempontból is fontos: a szellőzés közvetlenül befolyásolja a kádák gáz- és porkibocsátását, az üzemi levegő és a tetőn kibocsátott levegő káros-anyag tartalmát. Megfelelő szellőzés kialakításával elérhető a munkaterület optimális hőmérséklete. Mivel az időjárási körülmények hatással vannak a szellőzésre, ezért célszerű az épület kialakításakor a nem kívánt lokális domináns áramlási sebességek minimalizálása. A kádák távolságának megválasztása a körülöttük kialakuló áramlás és a termikus egyensúly szempontjából fontos.

A helyes szellőzés kialakítása több tényező függvénye. A belépő szellőző levegő mennyiségére és a csarnokon belüli szétterjedésére egyebek mellett hatással vannak a csarnok fő méretei, mint pl. a szélessége, a pince magassága, vagy a tető kiemelkedése. A pincének úgy kell mű-

ködni, mint egy nyomáselosztó kamra. A padló és a csarnok egyéb nyílásainak együttes szabályozása - beleértve a keresztmetszetüket és elhelyezkedésüket – segít kialakítani a megfelelő nyomáseloszlást. Ennek érdekében fix vagy állítható szélfogók kerülhetnek kialakításra az alapozás járataiban, melyeket nem szabad tárolóként használni és ezáltal elzárni. A padlózatba süllyesztett szellőzőrácsok dimenziójára és alakjára ügyelni kell, akár csak a tetőablakok nyílásának méreteire. Az épület helyének és helyzetének megválasztásakor ügyelni kell a környező magas épületekre és a jellegzetes szélviszonyokra.

Fontos megállapítás, hogy a kapuk hatása nem hanyagolható el. Ezek akár 10-40%-ban is befolyásolhatják a légcserét. A kádak körüli normális föláramlást rontva vízszintes áramlást okoznak. Ez kifejezetten káros, mivel a talajszinthez közeli munkatér levegője nem tisztul ki, hanem vízszintes irányban áramolva viszi tovább a port és az egyéb szennyező gázokat.

Egyszerű 2D-s numerikus CFD szimulációval vizsgálták a kádak közötti zónába alulról történő hűtő levegő bevezetésének hatását, mely jótékony módon érzékelhetően visszahűtötte a munkatér levegőjét. Konklúzió, hogy új üzemcsarnokok tervezésekor feltétlenül sort kell keríteni a CFD szimulációval végzett környezeti hatásvizsgálatra, modellezve a csarnok szellőzését, és ugyanez ajánlott a meglévő csarnokok áttervezése előtt is.

J. A. Snyman (2004) [14] Gyakorlati matematikai optimalizálás (Practical Mathematical Optimization) című könyve bevezetést nyújt az optimalizálás elméleti alapjaiba és eljárásaiba.

Bemutatja:

- az alapvető optimalizálási koncepciót;
- a lineáris keresési módszereket feltétel nélküli és feltételes optimalizálásra;
- új gradiens alapú trajektória (pályagörbe) és közelítési módszereket. Ezek:
 - o a dinamikus trajektória módszer (LFOPC),
 - o a gömbi négyzetes legmeredekebb ereszkedés módszere (spherical quadratic steepest descent SQSD módszer),
 - o a Dynamic-Q optimalizálási módszer, a csak gradiens típusú vonalmenti keresés konjugált gradiens módszer, és
 - o a globális optimalizálás módszere dinamikus keresési trajektóriák alkalmazásával.

Ezen túlmenően található még benne néhány tétel és számos mintafeladat megoldással együtt. A könyv által jobban megismerhetjük, és megérthetjük a Dynamic-Q optimalizálási eljárást (lásd még a 7.2.2. fejezetben), és a hozzá kapcsolódó matematikai apparátust. Az optimalizálási módszert rövidített formában a későbbiekben mutatjuk be.

Ezen optimalizálási eljárás CFD programmal való összekapcsolására látunk egy példát a J.A. Visser és D.J. De Kock, (2002) [15] által publikált munkában. A kutatás leírásából egy hűtőborda tömegének a Qfin nevű CFD szoftver és a Dynamic-Q elnevezésű optimalizáló módszer általi optimalizálását ismerhetjük meg. Az eljárás során természetes szellőzésre és kényszeráramlású esetre is elvégezték a hűtőborda tömegének optimalizálását, mely együtt járt a hűtőborda geometriai méreteinek és kialakításának megváltoztatásával. Ez a példa jól illusztrálja a hő- és áramlástani numerikus szimuláció optimalizálási eljárásba való bevonásának lehetőségét és a mérnöki feladatok megoldásában megmutatkozó jelentőségét.

Bánhidi L., Kajtár L. (2000) [16] könyve a Komfortelmélet címet viseli. Az az igény, hogy az emberek komfortkövetelményeit, azok kielégítési lehetőségeit, mindezek gazdasági, energia-gazdálkodási hatásait egységesen kell kezelni ismét előtérbe került.

Az épületek célja az ember életfunkcióival kapcsolatos objektív és szubjektív igényeinek kielégítése. Mivel az emberek többsége ideje nagy részét zárt terekben tölti, ezért ezek kialakításakor ügyelni kell arra, hogy azok biztosítsák a használatától függő optimális körülményeket, jó köz- és komfortérzetet, megfelelő munkavégző vagy regenerálódási lehetőséget. Épp ezért egy épület tervezése és kivitelezése komplex műszaki feladat, ahol ügyelni kell az építészeti, épületgépészeti, pszichológiai és ergonómiai hatásokra.

Az épület gazdaságossága a legérzékenyebb probléma, napjainkban különösképpen, mivel takarékoskodni kell az energiával. A gazdaságosság és az ember komfortigénye ugyanakkor két ellentétes törekvés, melyek között fennálló optimum megtalálása igen nagy kihívás.

A könyvben összegyűjtötték és feldolgozták az emberi komfortra és a gazdaságosságra ható tényezőket, és azok hatásmechanizmusát leíró ismereteket. Mivel elég szerteágazó ez a terület, ezért az egyes kapcsolódó részeket a teljesség igénye nélkül mutatja be. A könyvben szó esik:

- az ember és a környezete közötti kapcsolatról,
- a hőérzetről,
- az emberi test és környezete közötti hőcsere folyamatok számítási lehetőségeiről,
- az emberi test hőegyensúlyáról,
- zárt terek hőérzeti méretezési módszereiről,
- szélsőséges hőérzeti viszonyokról, a belső levegő minőségéről,
- a szennyező anyagok koncentrációjáról,
- élettani és higiéniai folyamatokról, a szagérzékelésről,
- a légszennyező anyagokról,
- a belső levegő minőségének méréséről,
- a por légszennyezőkről és azok élettani hatásáról,
- levegőszűrésről,
- vizuális komfortjelzőkről, és
- a zaj emberre gyakorolt hatásáról.

Az általunk végzett komfort optimalásnál az itt leírtakat használtuk fel.

Az Áramlás– és Hőtechnikai Gépek Tanszékének alkotó kollektívája Szabó Sz. témavezetésével (2002) [17] és (2003) [32] készített korábbi kutatási jelentések, melyek egy nagylégterű üzemcsarnok *természetes szellőztetésének mérésére és számítására* valamint a *kohócsarnok természetes szellőzésének és a környezetterhelés-eloszlásának* vizsgálatára irányultak, hasznos kiindulásnak bizonyult a disszertáció témájában megkezdett kutatáshoz. A tanszéki kutatás részeként Szabó Sz. (2003) [18] által publikált mű értékes összefoglalója a csarnokszellőzést vizsgáló és a szellőzés intenzívebbé tételének lehetőségeit kutató témában elért akkori eredményeknek.

4. Üzemcsarnokok természetes szellőzése

4.1. A természetes szellőzés fogalma és alkalmazási területei

Az üzemcsarnokokban természetes légcsera a külső és belső tér sűrűsége közötti különbség, vagy szélterhelés hatására jön létre.

Természetes szellőzésről akkor beszélünk, ha a természetes légcsera irányított, azaz előre rögzített határok közötti mennyiséget vezetnek keresztül az épületen és megfelelően szabályozhatók a be- ill. kilépő levegő uralkodó tulajdonságai (mint a hőmérséklete, sebessége és iránya). A természetes szellőzést az ipar számos területén használják. Ez egy jól bevált szellőztetési forma. A természetes szellőzés esetén nincs szükség külső energia befektetésre, nincsenek ventilátorok, elszívók, sem egyéb szellőztető berendezések. Ugyanakkor gondoskodni kell megfelelő méretű és elhelyezkedésű ablakokról, hogy azokon szabadon be- ill. kiáramolhasson a levegő.

A légcsera igazodik a hőfölösleghez vagy a szélesebbességhez, és nagyon nagy is lehet. Ezt támasztják alá azok az adatok is, melyek szerint egyes hengerművekben mérhető természetes légcsera akár $20\,000\,000\text{ kg/h}$ is lehet. Vasöntödék, kovácműhelyek illetve számos meleg üzem esetén óránként szintén több millió kg levegő átáramoltatásáról kell gondoskodni. Amennyiben ennek az óriási levegőtömegnek a szállítását kényszer-szellőző-berendezések (ventilátorok) segítségével oldjuk meg, akkor ez óriási energiafelhasználást igényel. Ez olymértékben megnövelheti az üzemeltetési költségeket, hogy veszélyeztetheti a gazdaságos termelést.

A természetes szellőzés jelentősége abban áll, hogy lehetővé teszi a levegő - az előbb említett nagyságrendű - átáramlásának megvalósulását külső energiaforrás felhasználása nélkül.

A természetes légcsera meleg évszakban szinte minden üzemben alkalmazható. Kivételt csak az olyan helyek jelentenek, ahol a levegő előkezelésére van szükség. Ebben az évszakban a külső levegő belépését az egy légterű üzemcsarnokok alsó részén elhelyezett nyitott csapóajtók és ablakszárnyak biztosítják. Az elhasznált levegő a tetőablakokon vagy kéményen át távozik.

A természetes szellőzés leggyakrabban túl nagy hőmérsékletű ún. forró üzemcsarnokoknál jön szóba. Ide tartoznak az öntőcsarnokok, nagyolvasztó-berendezések, a Bessemer típusú csarnokok ill. a Siemens-Martin acélgyárak, kohóipari hengerművek, kovácműhelyek, öntőművek, acél hőkezelő gépgyári üzemcsarnokok, vegyipari gáztermelő- és fűtőcsarnokok, kazánházak, gépházak, stb. Különösen ésszerű az, ha a természetes szellőzést a szennyezőanyag keletkezésének közvetlen közelében helyi mechanikus szellőzéssel vagy helyi elszívással kombinálják [1].

4.2. A természetes légcsera létrejöttének fizikai alapjai

A természetes légcserét az épületben és azon kívül zajló áramlástani és hőtani folyamatok teszik lehetővé. E jelenségeket megismerve, megfelelő szerkezeti elemek kialakításával az épületen belüli és azon kívüli légtömegek közötti cserefolyamat létrehozható. Tekintsük át a két legfontosabb tényezőt, a belső hőforrást és a külső szélhatást.

4.2.1. Hőforrások okozta légáramlatok az épületekben

Ha egy épületben a hőmérséklet nagyobb, mint azon kívül, és ha valamilyen nyíláson át érintkezésbe kerül a külső és belső levegő, akkor természetes légcsera lép fel. A levegő az épület alsó nyílásain át lép be az épületbe, és a felsőkön át távozik. Az áramlást a hőmérsékletkülönbségből adódó hidrosztatikai nyomáskülönbség hozza létre.

A jelenség megértéséhez tekintsük az alábbi egyszerűsített esetet. Amennyiben az épület padlósíntjén az épületen kívül és belül is közel azonos p_0 nyomást tételezünk fel, akkor H magasságban a p_b belső és a p_k külső hidrosztatikai nyomások különbsége:

$$\Delta p_H = p_b - p_k = (\rho_k - \rho_b) \cdot g \cdot H. \quad (4.1)$$

Amikor valamely belső hőforrás hatására a belső hőmérséklet nagyobb, mint a külső, azaz $T_b > T_k$, akkor a ρ_b belső és ρ_k külső légsűrűségekre áll, hogy $\rho_b < \rho_k$. A 4.1. egyenlőség szerint ekkor $p_b > p_k$. Az épületen H magasságban nyílást létrehozva e nyomáskülönbség hatására a nyíláson áramlás indul meg. Az áramlás iránya a belső és külső hőmérséklettől függ, azaz esetünkben bentről kifelé való áramlás indul meg. Nyilvánvaló, hogy $T_b < T_k$ esetén minden fordított, kintről befelé irányuló áramlás alakul ki.

Amikor szellőzést kell létrehozni, akkor alsó ablakokat is nyitni kell, amelyeken keresztül a felső ablakokon kiáramló elhasznált levegő friss levegővel pótlódik. A kialakult nyomáskülönbség arra fordítódik, hogy a levegő leküzdje a belépéstől a kilépésig terjedő teljes úthossz hidraulikai ellenállását.

4.2.2. A szél épületekre gyakorolt hatása

A szél a talaj mentén turbulens légmozgásként jelentkezik határrejteget képezve, ami több kilométer vastagon húzódhat. A turbulencia periódikus hullámokban és egyenlőtlen lökésekben jelentkezik. A szél fő oka, hogy a napsugárzás hatására a talaj különböző helyeken eltérő mértékben melegszik fel. Ezáltal a talaj közeli szinteken hőmérsékletkülönbségek alakulnak ki a levegőburokban, ami megbontja a tömegegyenlőséget, és légmozgást okoz. A meleg levegő felszáll, melynek helyére hidegebb levegő áramlik [3].

A szélesebbség a magassággal együtt változik. Közvetlenül a talajon nulla a sebesség, aztán felfelé haladva kezdetben egyre erősödik, majd ismét lassul. Műszeres mérések feljegyzései szerint a szél sebessége és iránya a legtöbb esetben nem állandó, hanem állandóan változó.

Az erdők, összefüggő épületkomplexumok és egyéb akadályok erősen lassíthatják a továbbáramló levegőt. Ezért az akadályok előtt az alacsonyabb rétegekben a sebesség erősen lecsökken. Ez a sebességcsökkenés az akadály előtt jelentős távolságban észlelhető (pl. 50 m-re egy erdőtől). Az akadály felett a sebesség gyorsan növekszik. Mögötte szintén csekély, és csak az akadálytól jelentősen távol nyeri vissza eredeti nagyságát.

Habár a szél teljesen sajátos és változatos, mégis a meteorológiai állomások nagyobb időtartamra vonatkozó statisztikai adatainak kiértékelésével felírható a szél nagyságára és irányára vonatkozó törvényszerűség. Minden területen meghatározható az évszaknak megfelelő uralkodó szélirány és szélerősség. Szükség esetén egész éven át végezhetik a megfigyeléseket, ezáltal lehetővé válik az adatok évi vagy évszakonkénti középérték számítása is.

Az emberek által lakott területeken és magasságokban a szélprofil jó közelítéssel a magasság függvényében parabolikus eloszlást mutat (lásd a 6.1. definíciós összefüggést).

Az épületekre gyakorolt hatás abban nyilvánul meg, hogy a szél felőli oldalon túlnyomás, míg a szélvédett oldalon nyomáscsökkenés lép fel. Az épület homlokfelületén a szél lefékeződik és a kinetikus energiája nyomási energiává alakul. A szél felőli oldali nyomástöbbletet pozitív nyomásként, a szélvédett oldali nyomáscsökkenést negatív nyomásként lehet értelmezni az abszolút nyomáshoz viszonyítva.

Az egymással párhuzamos épületek távolsága nagy jelentőséggel bír. Ha ugyanis ez a távolság a szél útjába állított épület H magasságának ötszöröse vagy annál kisebb, akkor a második

épület szélárnyékban van. Ha ettől nagyobb, de $12 \times H$ -nál kisebb akkor a második épület szél felőli oldalát pozitív és negatív nyomások is érik. Ha $12 \times H$ -nál nagyobb a két épület távolsága, akkor már egyáltalán nincs szélárnyékban a mögöttes épület. Továbbá az is igaz, hogy az elől álló épület nyomásviszonyaira nincs hatással az, hogy mögöttes, vele párhuzamosan egy másik épület van. Az épület felületén a szél hatásának következtében különböző nyomásviszonyok alakulnak ki, amely aztán a tervnek megfelelő nyílásokon át légcserét idéz elő az épületben. A levegő a nagynyomású hely felől áramlik az alacsonyabb nyomású hely felé, miáltal túlnyomást okoz az épületen belül.

A leírtakból világosan látszik, hogy az épületek szellőzésében, a kialakuló légcserében mind a hőforrásokból, mind a szélterhelésekből adódó hatás szerepet játszik. Az általunk kidolgozott eljárás egyik fő előnye éppen az, hogy e két hatás együttes, komplex kezelését teszi lehetővé, ellentétben a korábbi külön-külön való számításon alapuló módszerektől.

4.2.3. A természetes légcseré szabályozása

Az előzőekben láthattuk, hogy a természetes szellőzésre mind a belső, mind a külső körülmények hatással vannak. Ezek egy része kiszámíthatatlan (pl. időjárás), ezért a szellőzés tervezésekor olyan műszaki megoldásokat kell alkalmazni, amelyekkel e kedvezőtlen hatások kiküszöbölhetők, illetve a hatásokhoz igazodó intézkedésekre lehetőség van. Már az épületek tájolásakor, a környezet beépítésekor minderre gondolni kell. Az épület kialakításakor a szellőzőnyílások tervezése kiemelt gondosságot igényel. Ezt követően az üzemeltetők felelőssége a mindenkor belső-külső hatásokhoz a szellőzés szabályozása a szellőzőnyílások (ablakok) nyílásszögének állításával.

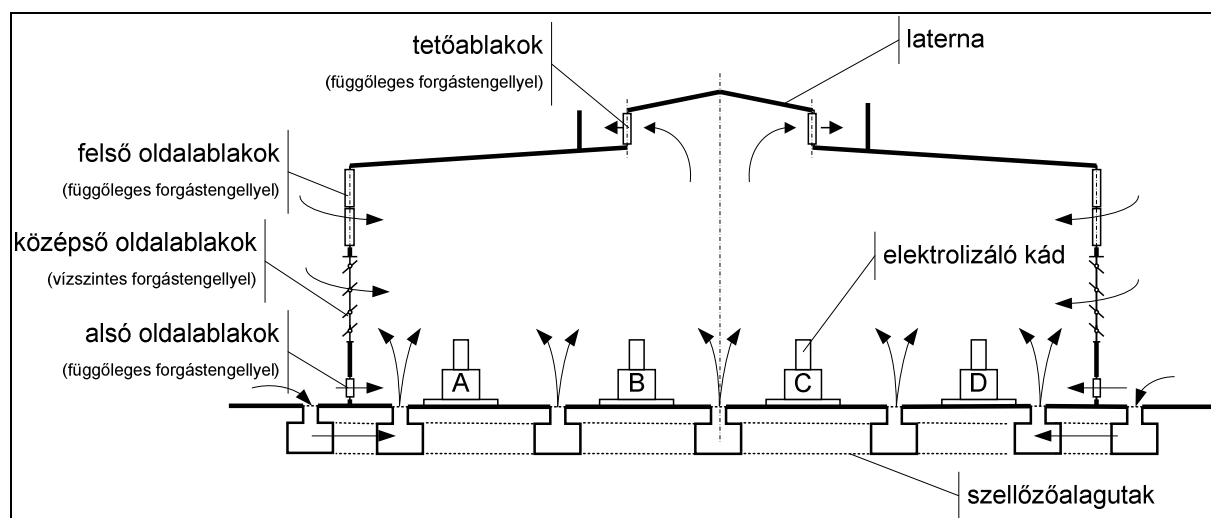
4.3. Az inotai alumíniumkohó bemutatása

A természetes szellőzéssel ellátott csarnokok – így az inotai csarnok is - jellegzetes kialakításúak. Az épület hosszanti oldalain függőleges és vízszintes forgástengelyű zsalutáblák (ablakok) szolgálnak a légbejutás szabályozott biztosítására. Az elhasználódott, felmelegedett levegő az épület tetősíkjából kiemelkedő úgynevezett laternán elhelyezett, szintén billenő rendszerű zsalutáblákon keresztül távozik az épületből. A laternák kialakításának külön irodalma van [1]. Szokásos az épületben elhelyezett hőforrások (esetünkben elektrolizáló kádak) között a föld alatt lévő légcsatornákon (alagutakon) frisslevegő utánpótlás bejuttatása a csarnokba. Hasonló elvek alapján történt az inotai alumíniumkohó üzemcsarnokának kialakítása is. A 4.1. ábra fényképe a csarnokot mutatja.

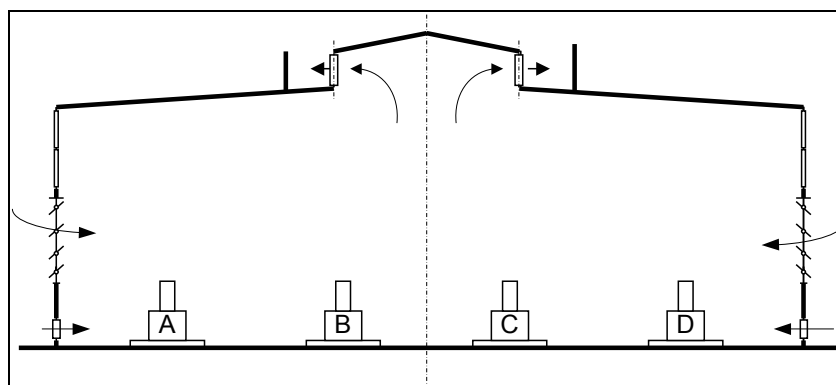


4.1. ábra: A kohócsarnok déli oldala

A 4.2. ábrán a csarnok keresztmetszeti vázlata látható. A csarnokban, négy sorban (A, B, C és D) helyezkedik el a 176 db elektrolizáló kád, amelyek hő- és porforrásként is viselkednek. A csarnok oldalán 3 különböző magasságban 3 különböző kialakítású állítható billenőablaksor található. Az épület tetején a laterna is függőleges tengelyű ablaksorral rendelkezik, amely előtt – az átfűtés megelőzésére – szélfogó palánk húzódik (később került elhelyezésre). A csarnok alatt eredetileg szellőzőalagút rendszer húzódott, amelyeket később ismeretlen megfontolásból megszüntettek (feltöltöttek). A vizsgálatunk időpontjában tehát ezen alagútszisztem már nem volt üzemképes. Az oldalfalon lévő felső ablaksor sem volt szabályozható, azok mindenkor zárt állapotban voltak. A laternák ablakai pedig mindig teljesen nyitva álltak, a korrózió miatt a szabályozószerkezetük működésképtelen volt. Az általunk vizsgált eset tehát a 4.3. ábrán vázolt korlátozott működésű szellőzőrendszer.



4.2. ábra: A csarnok eredeti keresztmetszete



4.3. ábra: A csarnok keresztmetszete a vizsgálat időpontjában

A kohócsarnok főbb adatait a 4.1.-4.2. táblázatokban foglaltuk össze. A 4.2. táblázatból leolvashatók az egy szegmensben található szellőző nyílások adatai (száma, elhelyezkedésük, méretük). Az oldalfalon 7 sorban találunk ablakokat (lásd a 4.2. ábrát), melyek eltérő tengelyek mentén nyílnak. A (alsó) 1. sor ablakai függőleges tengely mentén elforgatva nyithatóak, többnyire 45° -os szögben nyitva állnak, de hideg időben rendszeresen bezárják őket. A 2. - 5. (középső) sor ablakai együtt mozognak és vízszintes tengely mentén elforogva nyithatóak. A (felső) 6. és 7. sor ablakai függőleges tengely mentén elforgatva nyithatóak, de ezek működtetése már nem lehetséges, állandóan zárva vannak. A tetőgerinc két oldalán végighúzódo ablakok, a laternák biztosítják a csarnok elhasználdott (és meleg, épp ezért felszálló) levegőjének

szabad távozását. Ezek az ablakok teljesen nyitva állnak (90° -ban), hogy biztosítsák a zavartalan természetes szellőzést.

A csarnok levegőjét az elektrolizáló kádak hővesztesége melegíti fel, melyek fő (befoglaló) méretei $[m]$: hosszúság/szélesség/magasság = $7/4,5/3,36$. A csarnokban kialakuló légáramlásért tehát mind a külső légköri viszonyok alakulása (szélsebesség, szélirány, légnyomás), mind pedig a csarnok belsejében a hőmérséklet-különbségek által a levegő sűrűségében előálló inhomogenitások keltette indukált (fölfelé irányuló) áramlás felelős.

4.1. táblázat: A csarnok fő geometriai méretei és adatai

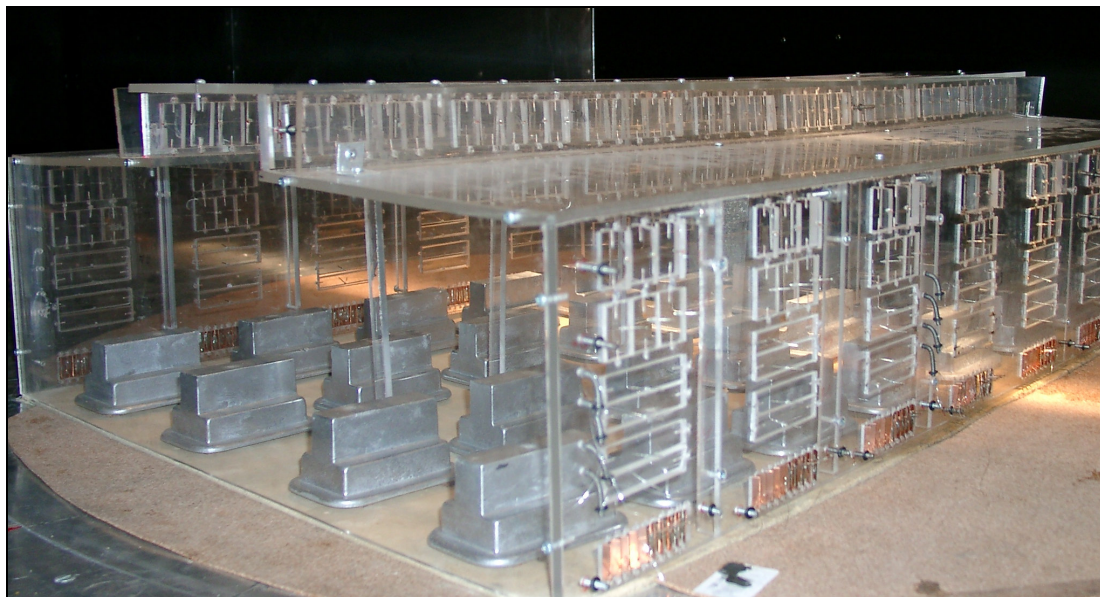
hosszúság $[m]$	440
szélesség $[m]$	41
magasság a tető legalacsonyabb pontján mérve $[m]$	12
magasság a tetőgerinc lábánál (a laterna aljánál) $[m]$	13
a csarnok teljes magassága (a tetőgerinc magassága) $[m]$	17
az elektrolizáló kádak száma $[db]$	176
a csarnok szegmenseinek száma $[db]$ (egy szegmens = 1 kádsor 4 db káddal)	44
egy szegmens szélessége $[m]$	8,72

4.2. táblázat: A csarnok ablakainak adatai

Ablaksor		magasság $[m]$	szélesség $[m]$	darabszám* $[db]$	nyílásszög
1. sor (alsó)	Ablak méret adatok	1,35	0,5	12	$0^\circ, 45^\circ$, vagy 90°
	Ablakkeret mérete	1,36	6	1	
2. - 5. sor (középső)	Ablak méret adatok	0,95	1,5	4×3	$0^\circ \div 90^\circ$ között fokozatmentesen szabályozva
	Ablakkeret mérete	0,96	4,4	2	
6., 7. sor (felső)	Ablak méret adatok	2	1,5	2×3	0° , zárt
	Ablakkeret mérete	2	4,4	2	
8. sor Laternák	Ablak méret adatok	2,1	1,2	5	90° , teljesen nyitott
	Ablakkeret mérete	2,1	6	1	

*egy szegmens belüli darabszámok

A csarnok belsejéről az erős mágneses tér, a nagy por és a füst miatt teljes áttekintő fényképfelvételek nem állnak rendelkezésünkre, ezért az elkészült csarnokmodell fényképe (4.4. ábra) segít a külső-belső viszonyok és arányok érzékeltetésében. Eredeti fényképet a csarnok középső két kádsoráról és az egyik ablaksor melletti kádsorról a 4.5. ábra mutat.



4.4. ábra: A csarnok 1:80 méretű modellje a szélcsatorna körasztalán

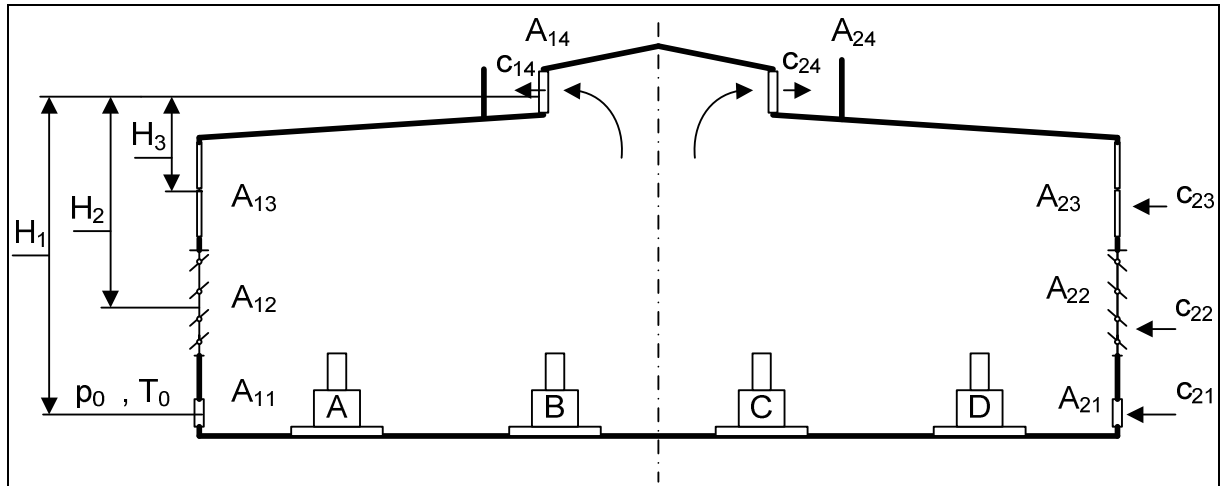


4.5. ábra: A csarnok középső és szélső kádsorai

4.4. Az inotai kohócsarnok természetes szellőztetésének számítása

A kohócsarnok szellőztetésének vizsgálatára a 4.2.1. pontban jelzett fizikai hatások figyelembevételével felállítható egy „egydimenziós” számítási modell. E modell a hőhatásokat figyelembe veszi, de nem számol a külső szélviszonyokkal. A modell segítségével csak a globális jellemző, a légcsereszám (4.15 képlet, definíciója a 6.3.3. fejezetben) becsülhető. E modellt azért ismertetjük, hogy egybevehessük a későbbi háromdimenziós modellel, az abból nyerhető adatrendszerrel, s továbbá egyértelmű legyen a 3D modell alkalmazásának szükségessége. Ezen egyszerű modell gyorsan és hatékonyan szolgáltatja az alapjellemzőket. A modell kialakítását és a számítási algoritmust Tolvaj Béla [17] nyomán ismertetjük.

A kohócsarnok nyitott termodinamikai rendszernek tekinthető. E termodinamikai rendszer nem adiabatikus, mivel a környezet és az épület között hőcsere van. A csarnokban lévő meleg felületekről sugárzással és konvekcióval hő adódik át a csarnok levegőjének. Ezeket belső hőforrásnak fogjuk tekinteni. Ilyen belső hőforrás még a világítás által termelt hő, kádégők, kádak, elszívó csövek külső felületéről átadódó és a napsugárzással a terembe jutó hő is. A csarnok egy oszlopközének vázlata az alkalmazott jelölésekkel a 4.6. ábrán látható.



4.6 ábra: A számítási modellnél alkalmazott jelölések

A homlokfali alsó ablakok középsíkjában a külső levegő nyomását jelöljük p_0 -al, a tetőablakok középsíkjában kialakuló p_5 külső légköri nyomás ennél a $\rho_0 g H_1$ hidrstatikai nyomással kisebb:

$$p_5 = p_0 - \rho_0 \cdot g \cdot H_1. \quad (4.2)$$

A tetőablak előtt a kohócsarnokban a felmelegedett levegő nyomása a p_5 nyomásnál a tetőablakon fellépő $\zeta_{w,4} \cdot \frac{c_{w,4}^2}{2} \cdot \rho_{w,4}$ kilépési veszteséggel nagyobb. A kohócsarnok belsejében a tetőablakok középsíkjában

$$p_4 = p_5 + \rho_{w,4} \cdot \zeta_{w,4} \cdot \frac{c_{w,4}^2}{2} = p_0 - \rho_0 \cdot g \cdot H_1 + \rho_{w,4} \cdot \zeta_{w,4} \cdot \frac{c_{w,4}^2}{2} \quad (4.3)$$

nyomás alakul ki. Az előző képletekben w index az épület déli illetve északi oldalát jelöli. A déli oldalon $w=1$, az északi oldalon $w=2$.

A csarnokban a nagy áramlási keresztmetszet miatt az áramlási sebesség kicsi, ezért a felső, a középső és az alsó ablakok középmezsgájában a $p_{w,i}$ nyomások a következő képletből számíthatók

$$p_{w,i} = p_4 + \rho_{w,4} \cdot g \cdot H_i, \quad (4.4)$$

ahol i az ablakok jelölésére alkalmazott index. Az alsó ablakoknál $i=1$, a középső ablakoknál $i=2$ és a felső ablakoknál $i=3$.

A $p_5 + \rho_0 \cdot g \cdot H_i - p_{w,i}$ nyomáskülönbség okozza az oldalfal-ablakon a levegő $c_{w,i}$ sebességű beáramlását a csarnokba. A külső és a belső tér közötti nyomáskülönbségek és az áramlási sebességek között az alábbi kapcsolat van:

$$p_5 + \rho_0 \cdot g \cdot H_i - p_{w,i} = \rho_0 \cdot \zeta_{w,i} \cdot \frac{c_{w,i}^2}{2}. \quad (4.5)$$

A (4.3) és (4.4) összefüggéseket a (4.5) kifejezésbe helyettesítve rendezés után a következőt kapjuk:

$$H_i \cdot g \cdot \left[1 - \frac{\rho_{w,4}}{\rho_0} \right] - \zeta_{w,4} \cdot \frac{\rho_{w,4}}{\rho_0} \cdot \frac{c_{w,4}^2}{2} = \zeta_{w,i} \cdot \frac{c_{w,i}^2}{2}, \quad (4.6)$$

ahol: $i = 1, 2, 3$.

Az előző képletekben szereplő jelölések:

- g gravitációs gyorsulás,
 H_i a homlokzati ablakok középsíkjának és a tetőablakok középsíkjának szintkülönbsége,
 $\zeta_{w,i}$ a homlokzati ablakok veszteségtényezője,
 $\zeta_{w,4}$ a tető ablakainak veszteségtényezője,
 $c_{w,i}$ beáramlás átlagsebessége a homlokzati ablakokon,
 $c_{w,4}$ kiáramlás átlagsebessége a tetőablakokon,
 $\rho_0 = \frac{p_0}{R \cdot T_0}$ a külső levegő sűrűsége az alsó ablakok középsíkjában,
 $\rho_{w,i} = \frac{p_{w,i}}{R \cdot T_{w,i}}$ a belépő levegő sűrűsége,
 $\rho_{w,4} = \frac{p_{w,4}}{R \cdot T_{w,4}}$ a tető ablakain távozó levegő sűrűsége.

A sűrűségek számítási képleteiben alkalmazott jelölések:

- R a levegő gázállandója,
 T_0 a külső levegő hőmérséklete,
 $T_{w,i} \cong T_0$ a homlokzati ablakokon belépő levegő hőmérséklete,
 $T_{w,4}$ a tetőablakokon távozó levegő hőmérséklete.

Stacionárius állapotban a kohócsarnokba érkező és belőle távozó levegő tömegáramai megegyeznek. A csarnok déli és északi felére ez az alábbi összefüggéssel írható le:

$$\sum_{i=1}^3 c_{w,i} \cdot A_{w,i} \cdot \rho_{w,i} = c_{w,4} \cdot A_{w,4} \cdot \rho_{w,4} + \dot{m}_{elsz,w}, \quad (4.7)$$

ahol:

- $\dot{m}_{elsz,w}$ a kádaktól az elszívó rendszerrel a fél csarnokból elszívott tömegáram,
 $A_{w,i}$ a belépési keresztmetszet,
 $A_{w,4}$ a kilépési keresztmetszet.

A csarnok egy-egy felére, mint nem adiabatikus nyitott termodinamikai rendszerre az I. főté-
tel

$$\dot{Q}_w + A_{f,w} \cdot k_w \cdot (T_0 - \frac{T_0 + T_{w,4}}{2}) = \dot{m}_{w,4} \cdot \left(h_{w,4} + \frac{c_{w,4}^2}{2} + g \cdot H_1 \right) - \sum_{i=1}^3 \dot{m}_{w,i} \cdot \left(h_{w,i} + \frac{c_{w,i}^2}{2} + g \cdot (H_i - H_1) \right) \quad (4.8)$$

alakban írható fel. A (4.8) egyenlet az energia megmaradását fejezi ki, nevezetesen azt, hogy a rendszerből távozó, illetve a rendszerbe érkező energiaáramok előjeles összege egyenlő a rendszerbe bevezetett illetve elvont hőáramok előjeles összegével. A képletben alkalmazott jelölések:

- k_w a falak hőátbocsátási tényezője,
 $A_{f,w}$ a csarnok északi illetve déli falfelülete,
 $h_{w,i}$ a csarnokba érkező levegő entalpiája,
 $h_{w,4}$ a csarnokból távozó levegő entalpiája,
 $\dot{Q}_w$ a déli illetve az északi csarnokrész hőforrásainak teljesítménye.

A kohócsarnokba be- illetve kilépő egységnyi tömegű levegő entalpiája a

$$h_{w,i} = c_p \cdot T_{w,i} \quad (4.9)$$

$$h_{w,4} = c_p \cdot T_{w,4} \quad (4.10)$$

képletekkel számítható.

A csarnok egy-egy felének szellőztetése öt egyenlettel írható le. Három egyenletet a (4.6) összefüggésből kaphatunk, a negyediket a tömegmegmaradást kifejező (4.7), az ötödiket pedig az energia megmaradást kifejező (4.8) képletekből nyerjük. Az így kapott öt ismeretlen másodfokú egyenletrendszerből az öt ismeretlen (a $c_{w,i}$ sebesség ($i = 1, 2, 3, 4$) és a kilépő levegő $T_{w,4}$ hőmérséklete) kiszámítható. Az egyenletrendszerek megoldása után a csarnokba az ablakokon belépő levegő térfogat és tömegáramai meghatározhatók:

$$q_{v,w,i} = c_{w,i} \cdot A_{w,i}, \quad (4.11)$$

$$q_{m,w,i} = c_{w,i} \cdot A_{w,i} \cdot \rho_{w,i}. \quad (4.12)$$

A déli és az északi oldal adatait összegezve a csarnokba érkező levegő térfogat- és tömegárama kiszámítható:

$$q_v = \sum_{w=1}^2 \sum_{i=1}^3 q_{v,w,i} \quad (4.13)$$

$$q_m = \sum_{w=1}^2 \sum_{i=1}^3 q_{m,w,i}. \quad (4.14)$$

A csarnok óránkénti légcseréje száma:

$$L \left[\frac{1}{h} \right] = \frac{q_v \left[\frac{m^3}{s} \right] \cdot 3600}{V [m^3]}, \quad (4.15)$$

ahol V a kohócsarnok térfogata.

A számítások első részében a ζ veszteségtényezőket kell meghatározni. A belépési veszteséget döntően a billenő ablakok ellenállása okozza, amely viszont a δ nyitásszög függvénye. A nyitott kapuk belépési veszteségtényezője a szakirodalom alapján $\zeta_{bk} \cong 0,5 - 0,8$ értékű. Az ablakok δ nyitásszögének függvényében a teljes ablak keresztmetszetre vonatkoztatott veszteségtényező a

$$\zeta(\delta) = 1,5 \cdot [\sin(\delta)]^2. \quad (4.16)$$

képletből számítható. Teljes nyitás esetén $\delta = 90^\circ$, teljes záráskor $\delta = 0^\circ$.

E módszerrel számított értékeket a helyszíni mérések és a 3D-s számítások adataival később egybevetjük.

5. A numerikus szimuláció és jelentősége

Az áramlás- és hőtechnikai feladatok numerikus modellezésére szolgáló eljárásokat összefoglaló néven Computational Fluid Dynamics-nek (röviden CFD) azaz numerikus folyadékdinamikának nevezik. A CFD a folyadékáramlás, a hőtranszport, a hozzá kapcsolódó kémiai reakciók és egyéb jelenségek alkotta rendszerek számítógépes szimulációkon alapuló vizsgálatát jelenti [6,7].

5.1. A numerikus áramlástani szimuláció nyújtotta lehetőségek

A CFD felhasználásával felépíthető a vizsgált eszköz, vagy rendszer számítási virtuális geometriai modellje. Ezek után az áramló közegekre vonatkozó fizikai és kémiai összefüggéseket alkalmazva erre a virtuális modellre a szoftver megoldásként becslést ad a hidrodinamikai és az ezzel összefüggő fizikai jelenségekre. Épp ezért a CFD egy kifinomult számítástechnikai alapokon nyugvó tervező és elemző technika. A CFD szoftver lehetővé teszi, hogy a gázok és a folyadékok áramlását, hő és tömeg átadását, mozgó testeket, többfázisú fizikát, kémiai reakciókat, folyadék-eloszlás kölcsönhatást és az akusztikát (hangtani jelenségeket) számítógéppel modellezzük.

A CFD-nek alapvetően három szempontból van nagy jelentősége: 1) analízis, 2) tervezés, 3) hatékonyságnövelés.

Analízis: Amennyiben rendelkezésünkre áll egy eszköz- vagy egy rendszerterv, amihez körülményes prototípusokat gyártani vagy kísérleti úton azt megvizsgálni, akkor a CFD analízis lehetővé teszi számunkra, hogy virtuálisan pontról-pontra végighaladjunk a tervrajz belsejében és megvizsgáljuk működésének finomstruktúráját. Számos olyan jelenségről győződhetünk meg a CFD segítségével, amelyek nem lennének vizsgálhatók semmilyen más módon.

Tervezés: Mivel a CFD egy alkalmas eszköz arra is, hogy megbecsüljük mi fog történni bizonyos körülmények között, ezért gyorsan választ adhat számos „mi történik, ha ...” típusú kérdésre. Az adott körülményhez tartozóan a peremfeltételeket beállítva, a szoftver megadja a választ. Rövid idő alatt ellenőrizhető így a tervező elgondolása, és kipróbálhat számtalan variációt, míg el nem éri az optimális megoldást. Mindez kivitelezhető, mielőtt sor kerülne a valós prototípus elkészítésére és tesztelésére.

Hatékonyságnövelés: A CFD-vel nyert előzetes analízis lehetővé teszi a gyorsabb és jobb tervezést, pénz-megtakarítást, a környezetvédelmi szabályoknak való megfelelést, és biztosítja az ipar igényeinek való megfelelést. A CFD vizsgálatok lerövidítik a tervezési ciklust, ezáltal a késztermék gyorsabban kerül a piacra. Ráadásul a gyártóeszköz fejlesztések beépülnek a tervezésbe és telepítésük minimális leállási időt vesz igénybe. A CFD tehát egy hasznos eszköz a tervezési és fejlesztési ciklus csökkentésére, lehetővé téve a gyors prototípus-készítést.

A CFD további előnyei:

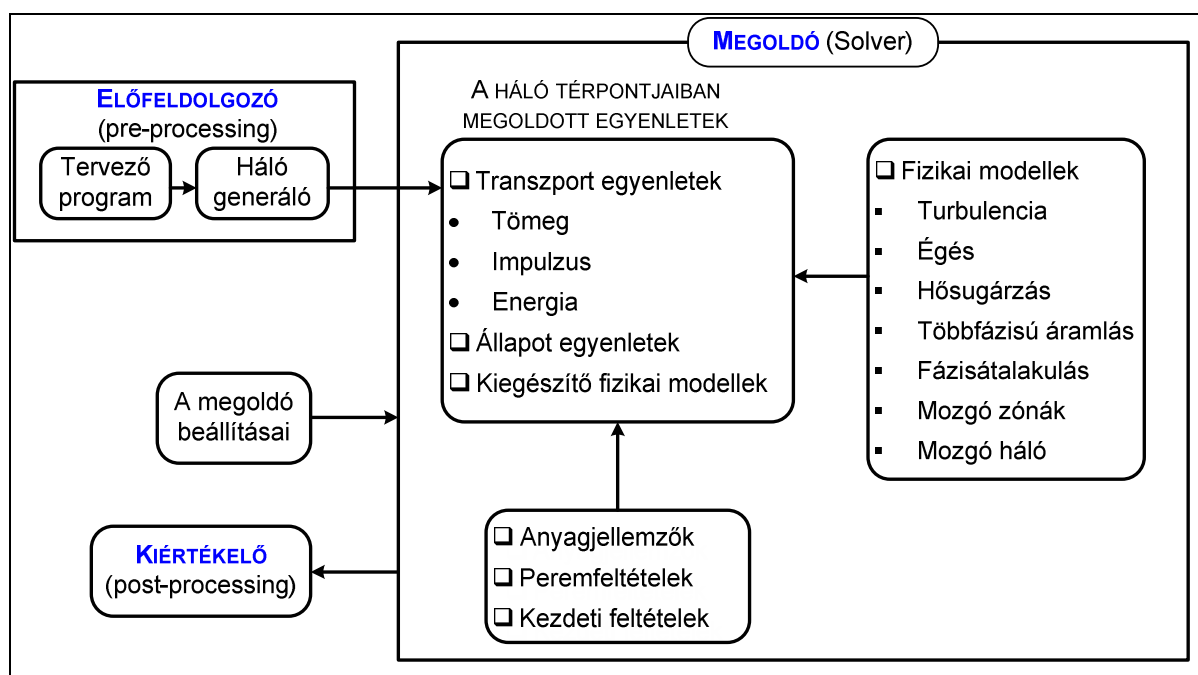
- Lehetővé teszi olyan rendszerek tanulmányozását, ahol lehetetlen szabályozott kísérleteket végezni (pl. nagyon nagy rendszereknél)
- Lehetővé teszi bizonyos rendszerek kockázatos körülmények közötti vizsgálatát a normál teljesítmény határok túl is (vészforgatókönyvek, biztonsági tanulmányok).

5.2. A numerikus szimulációk matematikai háttere, a modellezés menete

A numerikus szimulációk alapjául egy rendkívül összetett matematikai apparátus szolgál, mely segít leképezni a vizsgálandó valós eseteket számítógéppel értelmezhető, a fizika törvényeit alkalmazó és jól ismert matematikai képletekre, egyenletekre. Ennek megfelelően a numerikus megoldás során felhasználásra kerülnek a megmaradási törvények (a *tömeg-, az impulzus- és az energiamegmaradás*), az állapot egyenletek, a transzportfolyamatok energia-

egyenlete, és még számos, az adott áramlástani probléma minél pontosabb leírását segítő modell egyenletek, melyek közül a turbulens áramlás modellezésére kidolgozott módszerek külön kiemelendők azok eltérő volta miatt. Az említett fizikai összefüggések többnyire parciális differenciálegyenlet rendszerek (PDER) formájában írhatóak fel a hozzájuk tartozó perem- és kezdeti feltételekkel együtt. Ezek megoldása (a PDER ismeretlen változói) általában a térkoordináták és az idő folytonos függvényei, viszont a megoldás néhány nagyon egyszerű esettől eltekintve nem adható meg zárt alakban. Ezért a megoldást véges számú időpontban és véges számú térbeli pontban értelmezett diszkrét értékkel közelítjük, amit **diszkretizáció**nak nevezünk. Ennek a diszkretizációnak számos módja ismert. Ezek segítségével a parciális differenciálegyenleteket algebrai egyenletrendszerekre transzformáljuk. A leggyakrabban használt diszkretizációs módszerek: a véges differenciák módszere, a véges térfogatok módszere, és a véges elemek módszere. Ezen módszerek részleteinek ismertetésére számos szakirodalom áll rendelkezésre [7,8,19].

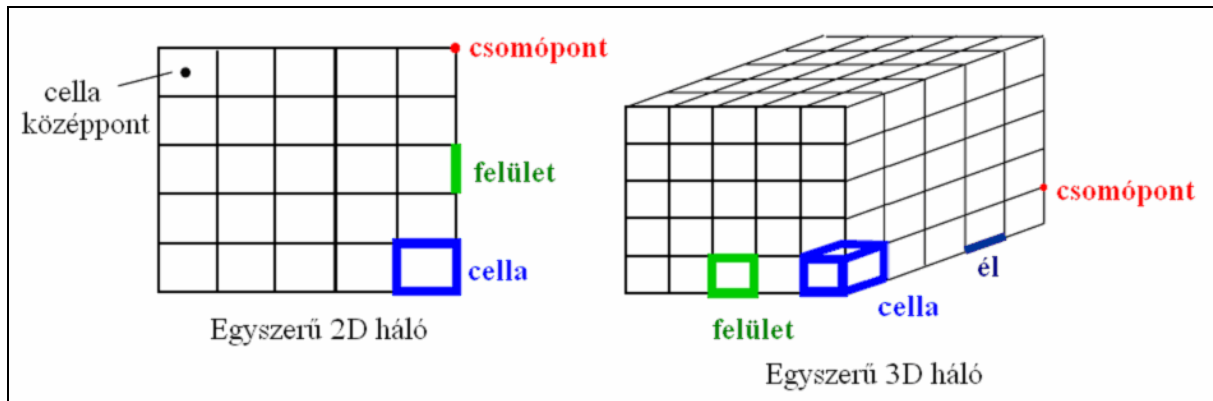
A CFD kód az áramlástani problémákat megoldó numerikus algoritmusok köré szerveződik. A CFD csomagok letisztult felhasználói felülettel rendelkeznek a bemeneti paraméterek megadásához és az eredmények vizsgálatához. Jellemzően minden kód 3 részből áll: (a) előfeldolgozó, (b) megoldó és a (c) kiértékelő részből (lásd az 5.1. ábrát).



5.1. ábra: A CFD modellezés sémája

a) Az előfeldolgozó (pre-processor) szerepe:

- A geometriát befoglaló terület definiálása: számítási tartomány.
- Háló generálás. A tartomány felosztása sok kisebbre, átfedésmentes al-tartományokra. A létrejövő cellák vagy ellenőrző térfogatok alkotják magát a hálót.
- A modellezendő fizikai és kémiai jelenségek kiválasztása.
- Fluidum tulajdonságok definíciója.
- A helyes peremfeltételek előírása a tartomány határaival érintkező vagy arra illeszkedő cellákra (lásd 5.2. ábra).



5.2. ábra: A „véges térfogatos” háló építőkövei 2 és 3 dimenzióban

b) A megoldó rész (solver) szerepe:

A numerikus módszerek képezik a megoldó rész alapját, ami a következő lépéseket hajtja végre:

- Egyszerű függvényekkel közelítést végez az ismeretlen áramlástani változókra.
- Diszkrétizáció, a közelítő értékeket behelyettesíti az uralkodó áramlástani egyenletekbe és a rákövetkező matematikai műveletekbe.
- Az algebrai egyenletek megoldása.

Az egyes CFD szoftverek megoldó részei abban különbözhetnek egymástól, hogy a diszkrétizáció során eltérő módon közelítik az áramlástani változókat. Létezik a véges differencia módszer, a véges elem módszer, a spektrál módszer, és a véges térfogatok módszere.

A véges térfogatok (VT) módszere a megmaradási egyenletek integrál alakját használja. Először a számítási tartományt véges számú un. ellenőrző térfogatra (ET) osztjuk, amelyek teljesen lefedik a vizsgált tartományt. Utána ezekre a térfogatokra alkalmazzuk a megmaradási egyenleteket. Minden egyes ellenőrző térfogat középpontjában van a számítási pont. Ezekben a pontokban kell kiszámítani a változók ismeretlen értékeit. Az ellenőrző térfogat határoló felületén, az úgynevezett ellenőrző felületen a változók értékét az elem középpontjaiban lévő változóértékekre illesztett interpolációs polinom segítségével közelítjük. A felületi és térfogati integrálokat megfelelő kvadratura formulákkal közelítjük. Eredményként minden egyes ellenőrző térfogatra egy algebrai egyenletet nyerünk, amely egyenletben a szomszédos ET-ok számítási pontjaira vonatkozó ismeretlenek is megjelennek.

A VT módszere bármilyen típusú számítási hálóra alkalmazható, így alkalmas összetett, bonyolult geometriájú tartományra vonatkozó feladat megoldására is. A számítási háló csak az ET-ok határfelületeit határozza meg, így a hálónak nem kell egy koordináta rendszerhez kapcsolódnia. A módszer szerkezeténél fogva megmaradási alakú, amennyiben az ellenőrző térfogatok érintkező határfelületére vett felületi integrálok mindkét térfogatra vonatkozóan azonosak. Minden közelítendő tagnak fizikai jelentése van, ezért különösen a mérnökök kedvelik ezt a módszert. A számítási tartomány véges számú térfogatcellára van fölosztva. A megmaradási egyenleteket numerikusan megoldjuk a teljes számítási tér minden cellájára.

A tömeg-, impulzus- illetve energia-megmaradási transzport egyenletek (5.1) általános alakja:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \phi dV + \oint_A \rho \phi V \cdot dA = \oint_A \Gamma \nabla \phi \cdot dA + \int_V S_\phi dV, \quad (5.1)$$

ahol az egyenletben szereplő tagok rendre a következők: transziens tag, konvektív tag, diffúzív tag, forrás tag.

c) A kiértékelő rész (post-processor) szolgáltatásai:

- A vizsgált tartományban lévő geometria és háló megjelenítése;
- Vektorgrafikon készítés;
- Vonal- és árnyékolt kontúrgrafikon készítés;
- 2D és 3D felületű grafikon készítés;
- Részleges nyomkövetés;
- Variálható megjelenítés (forgatás, eltolás, méretezés, stb.);
- Kiemelt szolgáltatások, mint pl. a színes „*postscript*” kimeneti ábra típus készítés.

5.3. A FLUENT kereskedelmi szoftver rövid bemutatása

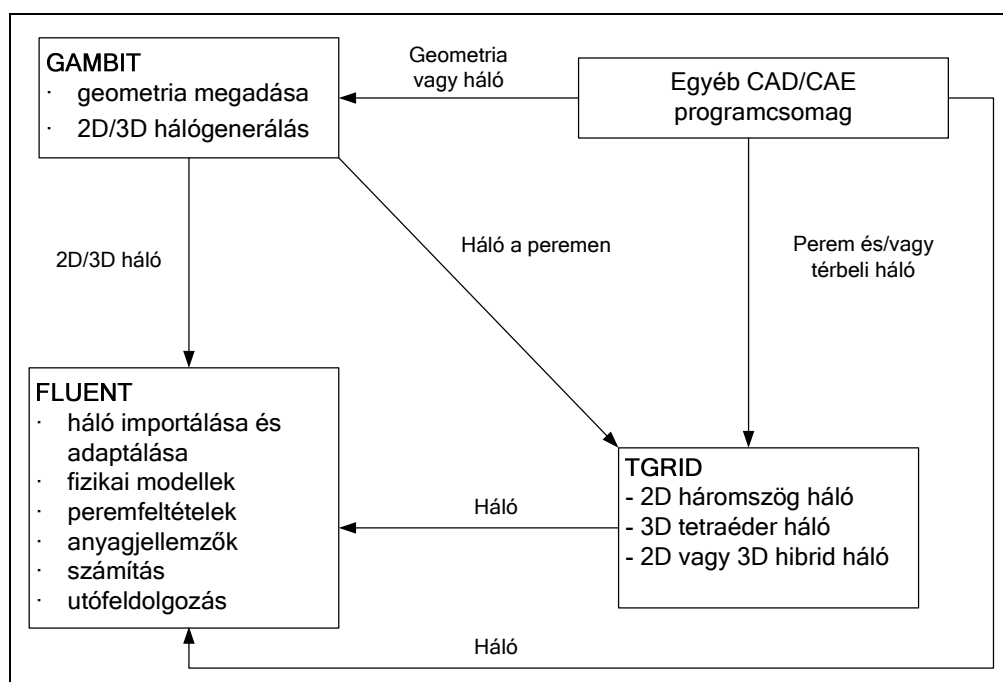
Az ANSYS a világon az egyik legnagyobb kereskedelmi cég, mely többek között CFD szoftvereket és szolgáltatásokat is biztosít. Ügyfelei vezető vállalatok és a legnagyobb ipari cégek az autóipar, a repülőgépgyártás, az anyagmegmunkálás, a vegyipar, a villamos-energiatermelés, az egészségügy és az elektronika területén.

Az Ansys-FLUENT egy teljesen általános célú CFD szoftver, mely széles körben használható ipari problémák megoldásánál és kutatásoknál is. A program alapvetően komplex geometriákkal határolt térben végbemenő hő- és áramlástan folyamatok modellezésére szolgál. A modellezéshez nélkülözhetetlen hálózás elkészítésében nagyfokú rugalmassággal bír. A FLUENT 6.2 program által támogatott hálók 2D-ben a háromszög/négyszög, 3D-ben a tetraéder / hexaéder / piramis / prizma, és vegyes (hibrid) hálók. A FLUENT a „C” programozási nyelven íródott. A felhasználó által definiálható beépíthető makrók (User Defined Functions, UDF) a program nagyfokú rugalmasságát szolgálják [20].

A FLUENT 6.2 programcsomag elemei és kapcsolatrendszerük:

1. a **FLUENT**, a megoldó program. FLUENT 6.2 program a véges térfogatok módszerének köszönhetően képes megoldani a megfelelően hálózott alakzatokra értelmezett áramlási és hőátadási feladatokat. Itt történik a peremfeltételek beállítása, az anyagjellemzők definiálása, a számítás kivitelezése, hálófinomítás, a megjelenítés és az adatok kiértékelése.
2. a **GAMBIT** program az előfeldolgozó (pre-processor), mely geometria tervezésre és háló-generálásra szolgál. A GAMBIT 2.1 nevű rajzolóprogrammal megrajzolhatók és véges térfogatú hálózattal elláthatók az alakzatok. Futtatásához X11 ablakkezelő rendszerre van szükség. (pl. Exceed XDK)
3. a **TGrid**, egy korlátozott funkciókkal rendelkező előfeldolgozó program. Mivel háromszög és tetraéder háló létrehozására alkalmas ezért a GAMBIT program funkciójának egy részét képes kiváltani illetve azt helyettesíteni.

Ezen programok egymással és más külső tervező (CAD) programokkal megvalósuló kapcsolatrendszerét mutatja az 5.3. ábra.



5.3. ábra: A FLUENT szoftvercsomag elemeinek kapcsolatrendszere

5.3.1. A hőszugárzás hatásának modellezési lehetőségei a FLUENT szoftverben

Mivel a csarnokban az elektrolizáló kádak jelentős hőforrások és hőjük egy részét sugárzással adják le, ezért a hőszugárzásnak a modellben jelentős szerep jut. A FLUENT 5 db hőszugárzási modellt biztosít, melyek lehetővé teszik a hőszugárzás figyelembe vételét valamilyen közeg részvételével vagy anélkül a hőátadás modellezése során [20]:

- Diszkrét transzfer radiációs modell (DTRM)
- P-1 radiációs modell
- Rosseland radiációs modell
- Felülettől felületig (S2S) radiációs modell
- Diszkrét ordináták (DO) radiációs modell.

A felületek és/vagy hőforrások vagy hűtőbordák sugárzás általi hűtése vagy fűtése a folyadék fázison belül elvégezhető a fenti modellek egyikének használatával.

A FLUENT-ben lehetőség van még egy úgynevezett szolár terhelési modell alkalmazására is, ami a napsugárzás hatásainak szimulációját teszi lehetővé.

A (radiációs transzfer) hőszugárzási egyenlet

A radiációs transzfer egyenlet (RTE, 5.2) az alábbi megfogalmazásban abszorbeáló, emittáló és szóró médiumra vonatkozik ($\vec{r}$ pontban, $\vec{s}$ irányban)

$$\frac{dI(\vec{r}, \vec{s})}{ds} + (a + \sigma_s)I(\vec{r}, \vec{s}) = an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{s} \cdot \vec{s}') d\Omega' \quad (5.2)$$

ahol: $\vec{r}$ helyvektor,
 $\vec{s}$ irányvektor,
 $\vec{s}'$ szórási irányvektor,
 s úthossz, (a falak távolsága),
 a abszorpció együttható,

n	törésmutató (refraktív index),
σ_s	szórási együttható,
σ	Stefan-Boltzmann konstans ($5,672 \cdot 10^{-8} \text{ W / (m}^2 \cdot \text{K}^4 \text{)}$),
I	a sugárzás intenzitása, ami függ a helyvektortól ($\vec{r}$) és az iránytól ($\vec{s}$),
T	helyi hőmérséklet,
Φ	a fázis függvény,
Ω	térszög (testszög).

A $(a+\sigma_s) \cdot s$ a közeg optikai vastagsága.

Az n törésmutató olyankor fontos, amikor félig áteresztő közeggel dolgozunk.

A DTRM, a P-1, a Rosseland és a DO modell input paramétere az a abszorpciós együttható. Az a és a szórási együttható értéke lehet konstans, továbbá a függvénye lehet a helyi H_2O -nak és CO_2 -nek, valamint az s úthossznak és a nyomásnak. A FLUENT rendelkezik a szürke gázok súlyozott összegének modellével (angol rövidítéssel: WSGGM) a változó abszorpciós tényező számítására. A diszkrét ordinátákat alkalmazó megoldás még arra is képes, hogy félig átlátszó közegeket modellezzon. Ilyen esetekben meg kell adni a közeg n törésmutatóját, mert erre is szükség van a számítások során. A Rosseland modell szintén igényli a törésmutató megadását, vagy különben az alapértelmezés szerinti $n = 1$ –et használja.

A sugárzásos hőátadás alkalmazása

A hősugárzás tipikus alkalmazásai:

- lángok sugárzásos hőátadása,
- felület- felület közötti sugárzásos fűtés vagy hűtés,
- összetett hőátadás, azaz együttes sugárzásos, konvektív, és/vagy vezetékes hőátadás,
- sugárzás az ablakon át (HVAC "heating, ventilating, and air conditioning" alkalmazásoknál, azaz fűtés, szellőzés és légkondicionálás) és autóipari alkalmazásoknál utastér hőátadásának vizsgálatakor,
- üvegyártásnál, üvegszállításnál és kerámiagyártásnál.

Minden olyan esetben, amikor a $Q_{rad} = \sigma \cdot (T_{max}^4 - T_{min}^4)$ sugárzási hő azonos nagyságrendű (esetleg nagyobb) mint a konvektív vagy vezetékes hő feltétlenül figyelembe kell venni a hősugárzást.

A hősugárzási modell kiválasztása

Bizonyos problémáknál egyik sugárzási modell jobb lehet, mint a másik. Amikor elhatározzák, melyik modellt használják, érdemes az alábbiakat figyelembe venni:

- Optikai vastagság: Egyik lehetőség, hogy az aL optikai vastagság alapján döntenek, hogy melyik modellt alkalmazzák a konkrét feladathoz. Ez esetben L egy megfelelő hosszlépték, a az abszorpciós együttható. Az L értéke például egy tüzelés esetén az égőtő kamra átmérője. Ha $aL \gg 1$, akkor a P-1 és Rosseland modellek a legjobb választás. Általános esetben, ha az optikai vastagság > 1 , akkor a P-1 modellt ajánlják. A 3-nál nagyobb optikai vastagság esetén a Rosseland modell lehet kedvezőbb és hatékonyabb. Nagy optikai vastagságok esetén a másodrendű diszkretizációs séma ajánlott. A DTRM és DO modell hasonlóképp alkalmazható a nagy optikai vastagságok esetén, de alapvetően sokkal „költségesebb” a használata. Ezért ajánlott az „optikai vastagsági korlát” figyelembe vételével a P-1 vagy Rosseland modell használata, amennyiben a feladat ezt megengedi. Az optikailag vékony ($aL < 1$) feladatoknál csak a DTRM és DO modellek lehetnek helyesek.

- Szóródás és emisszió: A P-1, Rosseland, és DO modell számol a szóródással, amíg a DTRM figyelmen kívül hagyja. Mivel a Rosseland modell egy hőmérsékleti eltolódást alkalmaz a falaknál, ezért érzéketlen a fal emisszióra.
- Makrorészecskék (szemcsék) hatása: Csak a P-1 és a DO modell számol a gáz és a makroszemcsék közötti sugárzásos hőcserével.
- Félig átlátszó (belső és külső) fal: Csak a DO modell engedi meg különböző típusú félig átlátszó falak alkalmazását (pl. üveg).
- Tükröző vagy részben tükröző falak: Csak a DO modell teszi lehetővé a tükröszerű visszaverődést (előbbinél pormentes, utóbbinál poros tükröz).
- Nem szürke sugárzás: Csak a DO modell teszi lehetővé nem szürke hősugárzás számítását egy szürke sáv modell alkalmazásával.
- Lokalizált hőforrások: Helyhez kötött hőforrásoknál a **P-1 modell túlbecsülheti a radiációs fluxust**. Valószínűleg a **DO modell** illeszkedik a **legjobban** az ilyen problémák-nál fellépő **hősugárzás számításához**, habár a DTRM modell is a sugárzások jelentős részében szintén elfogatható.
- Nem sugárzó (a sugárzásos hőátadásban részt nem vevő) közeg esete: A felületről felületre (surface to surface, röviden S2S) modell a legmegfelelőbb az ilyen problémákhoz. Azon sugárzási modellek, ahol van résztvevő közeg alapvetően szintén használhatóak a felületről felületre történő sugárzásnál, de nem mindig elég hatékonyak.

A **DTRM modell** egyik **korlátja**, hogy **nem használható nem-konform** „interfészeknél” (illesztési felület) vagy elcsúszó (egymással nem illeszkedő) **háló esetén**. Ilyen háló-ugrás került alkalmazásra az általunk kialakított csarnokmodellben is, **így ezen modell használatát ki kellett zárjuk**.

Az **S2S modell** bővebb leírásától eltekintve többek között azért kell **kizárjuk**, mert **nem teszi lehetővé a közeg sugárzásának modellezését**, és **nem alkalmazható nem konform** „interfészeknél”, sem függő csomópontú, sem átdolgozott (adapted) **hálónál**.

A **P-1 modell elvetését a sugárzásos fluxus túlbecsülésének lehetősége indokolta**, mely helyhez kötött hőforrások vagy hűtőbordák alkalmazásánál adódhat.

A **Rosseland modellnek** két előnye is van a P1 modellel szemben. Mivel ez nem kell, hogy egy extra transzport egyenletet oldjon meg a beeső hősugárzásra, így a Rosseland modell gyorsabb, mint a P-1 és kevesebb memóriát igényel. A **Rosseland modell csak optikailag vastag közegekben használható**, ott is főképp akkor, ha az optikai vastagság meghaladja a 3-as értéket. A Rosseland modell nem alkalmazható a „coupled solver” (egyidejű megoldó) alkalmazása esetén, csak a soros (segregated solver) megoldónál. Mivel az optikai vastagsági korlát nem garantálható a teljes számítási tartományra, **ezért a Rosseland modellt is ki kellett zárjuk**.

A **DO modell** áthidalja az optikai vastagság teljes tartományát, és megengedi kezdve az olyan problémák megoldását, mint a felületről felületre sugárzás, egészen az égésnél szükséges sugárzásban részt vevő (azaz sugárzó) közegig. Lehetővé teszi a sugárzást félig átlátszó falakra. Tipikus (szög-) diszkretizációk esetén a számítási költsége mérsékelt és a memória igénye is szerény.

A jelenlegi állapotában vagy szürke, vagy nem szürke sugárzásra képes a szürke-sáv modell alapján. Finom (szög-) diszkretizáció esetén fokozottan CPU igényes.

A nem szürke sugárzás FLUENT-beli megvalósítása résztvevő közeg alkalmazására irányul, melynél α_λ spektrál abszorpciós együttható megadása szükséges, ami lépcsőzetes módon változik egy spektrális sávon, de egyenletesen (simán) a sávon belül. Például az üveg is ilyen

sávviselkedést mutat. A jelen megoldás (implementáció) nem modellezi a gázok viselkedését, mint amilyen a széndioxid, vagy a vízgőz, ami abszorbeálná illetve emittálná a hőenergiát eltérő hullámszámoknál. A nem szürke gáz sugárzás modellezése még egy fejlesztési terület. Néhány kutató már használt szürke-sáv modellt a gázok viselkedésének modellezésére az abszorpciós együttható sávonkénti konstans értékű becslésével. A FLUENT-beli ilyen formájú alkalmazása lehetséges, ha szükséges.

A nem szürke sugárzás FLUENT megvalósítása kompatibilis minden modellel, melyeknél a DO modellbeli szürke sugárzási kivétel alkalmazható. Így szórás, anizotrópia, félig-átlátszó közeg, és sugárzó közeg hatásának figyelembevétele is lehetséges habár a nem szürke sugárzás megvalósítása konstans abszorpciós együtthatót feltételez minden hullámhossz sávra. A szürke gázok súlyozott összege modell (WSGGM) nem használható az abszorpciós tényező minden egyes sávra történő meghatározására. A megvalósítás lehetővé teszi a falak mentén kialakuló spektrális (színkép) emisszió előírását. Az emissziót minden egyes sávra konstansnak feltételezi.

Mindezek ismeretében a DO modell maradt egyedüli olyan modellként, amivel a csarnokmodellezés esetén sikeresen figyelembe vehető a hősugárzás hatása.

A Diszkrét Ordináták (DO) hősugárzási modell

A Diszkrét Ordináták (DO) hősugárzási modell a sugárzásos hőátadás egyenletét (5.2) oldja meg véges számú diszkrét térszögre, melynél mindegyik kapcsolatban van egy globális Descartes-i (x, y, z) koordináta-rendszerben rögzített $\vec{s}$ irányvektorral. A szög szerinti diszkretizáció finomsága szabályozható, hasonlóan a DTRM modellnél alkalmazott sugár (irányvonal) darabszám megválasztásához. A DTRM modellel ellentétben a DO modell nem alkalmaz sugárátvezetést. E helyett a DO modell a sugárzásos hőátadás egyenletét átalakítja a sugárzás intenzitásának térbeli (x, y, z) koordinátákra vett transzport egyenletévé (5.3). A DO modell annyi transzport egyenletet old meg, mint amennyi az $\vec{s}$ irányába van. A megoldási módszer azonos a közegáramlás és energiaegyenletnél alkalmazottakkal. A DO modell FLUENT-beli megvalósítása egy véges térfogatossémának nevezett megmaradó változat, ami magában foglalja a modell strukturálatlan hálóra érvényes kiterjesztését is.

A DO modell egyenlete:

$$\nabla \cdot (I(\vec{r}, \vec{s})) + (a + \sigma_s) I(\vec{r}, \vec{s}) = an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{s} \cdot \vec{s}') d\Omega' \quad (5.3)$$

A DO modell további részletes leírását lásd a Fluent User Guide 12.3.6. fejezetében [20].

6. Alumíniumkohó üzemcsarnokának légtechnikai modellezése számítógépes szimulációs program alkalmazásával

A csarnok természetes szellőzése számításának elvi alapjait a 4. fejezetben összefoglaltuk. Ebben a fejezetben sorra vesszük mindazon lépéseket, amelyek végrehajtása szükséges ahhoz, hogy a valós üzemcsarnok virtuális modellezése lehetővé váljon. Végigkövetjük a modellezés egyes fázisait az előkészítéstől egészen az eredmények elemzéséig. Ennek keretében kiemelten elemezzük a numerikus megoldás során alkalmazott hálófelosztás finomságának az eredményekre gyakorolt hatását, valamint a mérési eredményekkel való összehangot, azaz a számítási eredmények validálását.

A numerikus modellezés részleteinek bemutatásán túl – a vele párhuzamosan folyt – laboratóriumi modellezés rövid ismertetésére is sor kerül, mert az abból nyert információk nagyban segítettek a numerikus modellezés felépítését és az eredmények értékelését. Továbbá érdekes megfigyelni a laboratóriumi és a numerikus szimulációk egymást kiegészítő, segítő voltát.

6.1. A számítógépes modellezést megelőző lépések

A számítógépes modellezés alapos előkészítő munkát igényel. A feladat kivitelezéséhez meg kell ismerni az adott probléma részleteit is. Ehhez nélkülözhetetlen a több forrásból történő információgyűjtés. Az alábbiakban részletezettek szerint gyűjtött össze a szükséges adatbázis:

- ♦ A modellezendő objektum fő geometriai adatait, illetve az áramlás- és hőtechnikai szempontból lényeges részleteit a tervrajzok alapján gyűjtöttük össze.
- ♦ A modellezendő szellőző rendszer működésével, működtetésével kapcsolatos tapasztalatokhoz (például a szellőző ablakok üzem közbeni állásáról, vagyis a nyílásszögükről, stb.) helyszíni konzultációk során jutottunk.
- ♦ A vizsgálandó épület jellegzetes szélviszonyairól (szélsebesség, szélirány, stb.) korábbi kutatási jelentés állt rendelkezésre [21].
- ♦ Az épületben kialakuló légáramra döntő hatással vannak az elektrolizáló kádak hőviszonyai. A számításokhoz szükséges hőveszteség adatokat a kapcsolódó korábbi szakértői elemzésekből a csarnokot üzemeltetők bocsátották a rendelkezésünkre.

Helyszíni mérések során a csarnokszellőzés finomszerkezetének megismeréséhez adatgyűjtésre került sor. Ezek egyrészt a laternák azaz a tetőgerinc kétoldalra nyíló ablakaiban végzett sebesség méréseket (amelyek alapján a légcsereszám is meghatározásra került), másrészt ködgyertyás áramkép megjelenítést jelentettek [17]. Ezek az eredmények a számítógépi modellek validálásakor nyertek felhasználást.

A szélcsatorna vizsgálatok is sok fontos – a modellezésnél figyelembe veendő – részletre világítottak rá. A szélcsatornában vizsgált épületmodell elsősorban az épület közvetlen környezetében, illetve az épület belsejében lezajló áramlás jellemzőit mutatta meg [31]. Az elkészült terepmodell pedig a csarnok tágabb környezetében kialakuló terjedési viszonyokat tisztázta [31]. A mérési adatok szerepet kaptak a számítási eredmények validálásában is.

A 4. fejezetben bemutatott egydimenziós számítási modell alkalmazásával nyert eredmények sokat segítettek a numerikus szimulációból és a modellszámításokból adódó adatok nagyságrendjének előzetes becslésében, majd később összevetés alapjául szolgáltak.

6.1.1 Az üzemcsarnok modellezéséhez összegyűjtött adatok

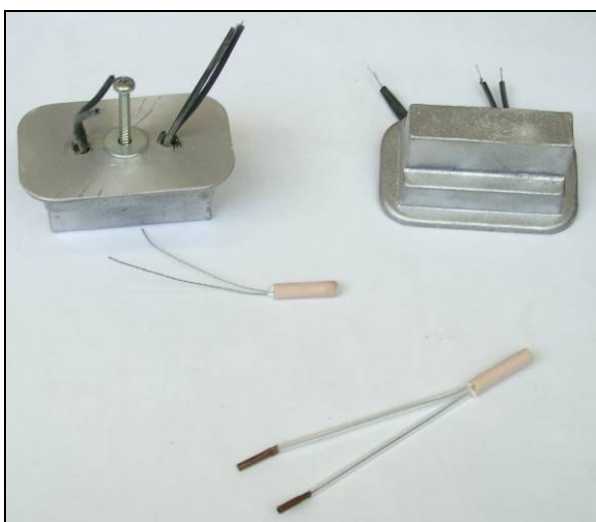
A kohócsarnok főbb adatait (általános, a teljes csarnokra érvényes geometriai méreteket) a 4.1. és 4.2. táblázatokban már bemutattuk. A kiindulási, hő- és áramlástanai vonatkozású alapadatokat a 6.1. táblázat foglalja össze.

6.1. táblázat: A csarnok környezetében mért szélviszonyok [21]

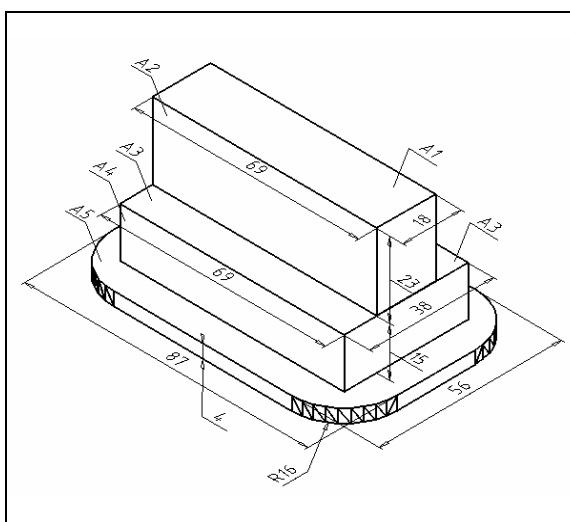
szélirány	környezeti hőmérséklet [°C]	szélsebesség [m/s]	gyakoriság [%]	gyakoriság [db]	szélsebesség [km/h]
ÉK	17,1	1,23	9,8	28	4,41
K	18,0	1,36	8,4	24	4,90
DK	16,9	1,93	7,0	20	6,94
D	20,2	0,50	5,9	17	1,81
DNy	24,4	0,82	10,1	29	2,95
Ny	22,5	1,00	15,0	43	3,59
ÉNY	21,2	1,00	18,9	54	3,59
É	21,3	1,01	22,7	65	3,65
szélcsend	15,4	0,0	2,1	6	0,0

6.1.2. A laboratóriumi modellek (makettek) bemutatása és az azokból nyert információk

A szélcsatornában elhelyezendő modellekből kettő készült. Az egyik az épület részletes 1:80 méretarányú modellje. Ennek különlegessége, hogy az elektrolizáló kádakat egy geometriailag hű ellenállás-fűtésű fűtőbetéttel rendelkező alumínium öntvény helyettesíti. Ahogy az a 6.2. ábrán is látszik, kádanként 2 db egyenként 15W teljesítményű fűtőbetét gondoskodik a kádak megfelelő hőmérsékletének biztosításáról. A 6.3. ábra az 1:80-as kád modell méreteit mutatja, mely fontos adatokat jelentett a számítógépes modellezéshez is. A csarnokmodell több száz ablakának nyílásszöge állítható.

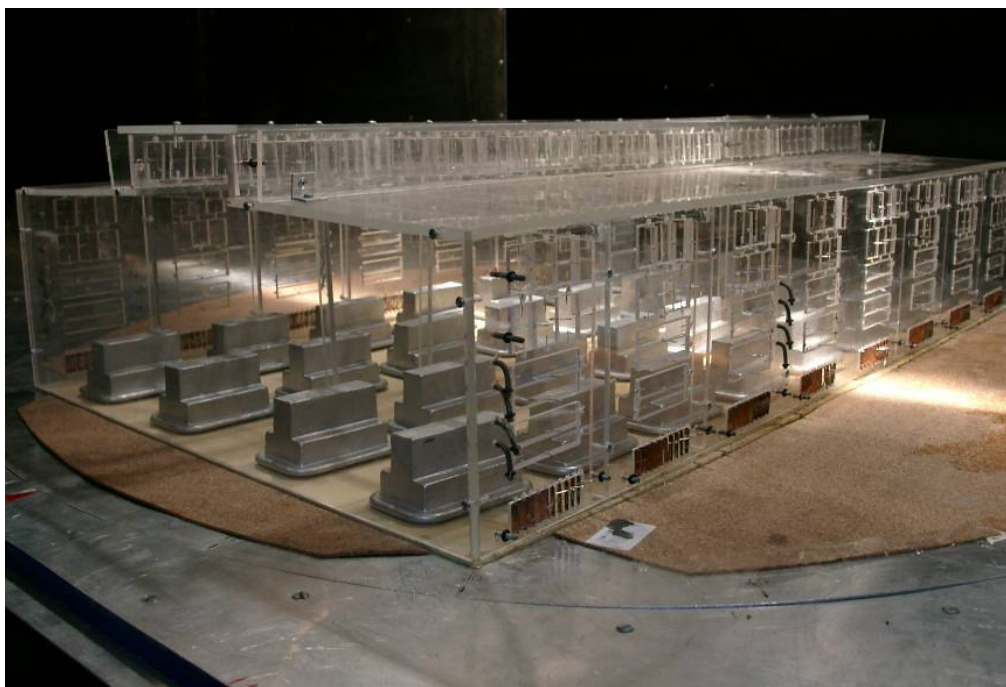


6.2. ábra: Az elektrolizáló kádat helyettesítő fűthető alumínium öntvény alul- és felülnézetben és 2 db fűtőbetét



6.3. ábra: Az elektrolizáló kád 1:80-as alumínium öntvény modelljének főbb geometriai méretei [mm]

A 6.4. ábrán látható a szélcsatorna tárgyasztalára helyezett 1:80 méretarányú modell. A tárgyasztal elforgatásával szimulálhatók a különböző szélirányok. A megfelelő szélprofil kialakításáról a szélcsatornában küszöb és ék alakú ellenállástestek gondoskodnak.



6.4. ábra: A kohócsarnok 1:80 méretű modellje a szélcsatorna forgóasztalán

A másik modell a csarnok Ø1,1 km környezetének 1:1000 arányú terepmodellje az ott elhelyezett épületekkel együtt. A 6.5. ábrán egy légifelvételen a MAL Nyrt. inotai gyáregysége és a közeli lakótelep látható. Az 1:1000 arányú szélcsatorna modell (lásd a 6.6. ábrát) ennek a területnek a vizsgálatára irányult. E modellel a csarnok tetőablakain történő szennyezőanyag tovaterjedése volt modellezhető. Hasonló vizsgálatokra numerikus modellezéssel is sor került.

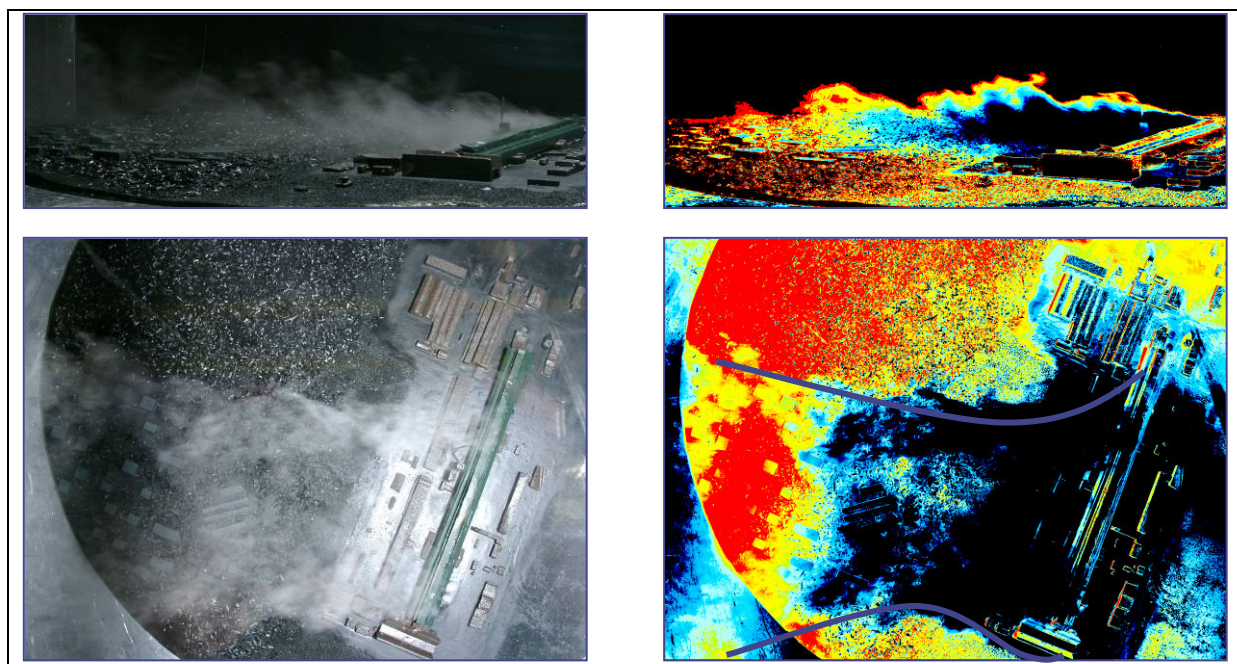


6.5. ábra: Az Inotai Alumíniumkohó telepe és az azt környező területek (légifelvétel)



6.6. ábra: Az 1:1000 méretarányú terepmodell

A 6.7. ábrán a modell képe látható a kibocsátott szennyezőanyag megjelenítésére szolgáló olajköddel együtt. A jobb oldali ábrák egy speciális képanalizáló szoftverrel készültek, így jobban nyomon-követhető a füstszerűen gomolygó olajköd terjedése.



6.7. ábra: A kohócsarnok és környezetének terepmodelljén a kibocsátás terjedésének megjelenítése olajköddel és a kép elektronikus feldolgozása

6.1.3. A számítási modell kiinduló adatrendszere

6.1.3.1. A geometria

Az alábbiakban bemutatjuk a számítási modell kiindulási adatait, ismertetjük az alkalmazott elhanyagolásokat, valamint a 4.1. táblázatban szereplő adatokat aktualizáljuk.

A 6.2. táblázat összehasonlítást tartalmaz a kohócsarnok valós, illetve a modellezés során alkalmazott fő adatai között. A modellezés illetve a csarnok áramlás- és hőtechnikai vizsgálata párhuzamosan három szintén zajlott, így a 6.2. táblázatban összefoglaltuk mindhárom eset legfontosabb geometriai adatait: **A)** a teljes inotai kohócsarnok főbb adatai és méretei; **B)** az 1:80-as szélcsatorna modell fontosabb méretei és adatai; **C)** a 3D-s virtuális szektormodell fontosabb méretei és adatai (lásd még a 6.8. ábrát is).

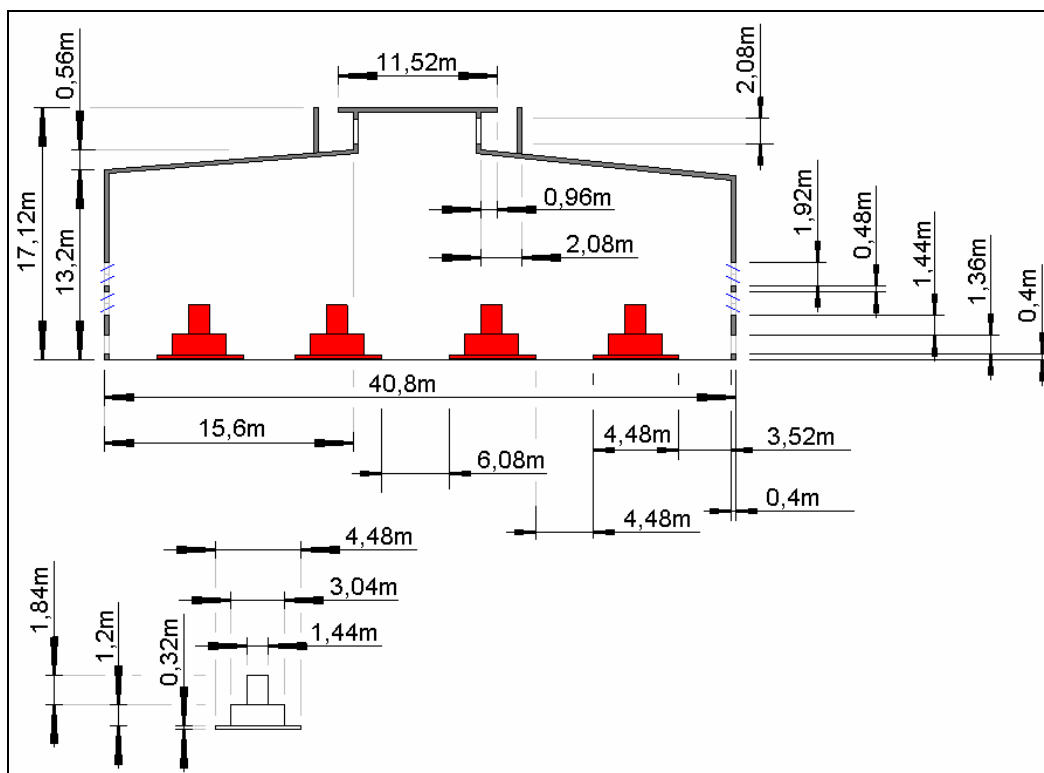
6.2. táblázat: A kohócsarnok és a modellek főbb adatai és méretei

	A)	B)	C)
	[m]	[mm]	[m]
hosszúság	440	880	8,72
belső szélesség	40	500	40
magasság a tető legalacsonyabb pontján mérve	13,2	165	13,2
magasság a tetőgerinc lábánál (a laterna aljánál)	13,76	172	13,76
a csarnok teljes magassága (a tetőgerinc magassága)	17,12	214	17,12
egy szegmens szélessége	8,72	109	8,72
a csarnok szegmenseinek* száma [db]	44	8	1
az elektrolizáló kádak száma [db]	176	32	4

*egy szegmens = 1 kádsor 4db káddal

Mindhárom méret esetére készült FLUENT számítás. Az első (A) esetre porterjedés és ülepedés vizsgálata történt. A második (B) esetben az 1:80-as szélcsatorna modellre is készítettünk numerikus szimulációt, hogy a számításokat validálni lehessen. Itt a nyomásmérés adatait vetettük össze a számított eredményekkel. A harmadik (C) esetre vonatkozik az elvégzett számítások jelentős része. Ezek részben a légcsereszám környezeti körülményektől és az ablaknyitástól való függésének feltárására, másrészt a komfortérzet javítására szolgáló optimalizálás, és ezzel összefüggésben az ablaknyitás szabályozására irányultak.

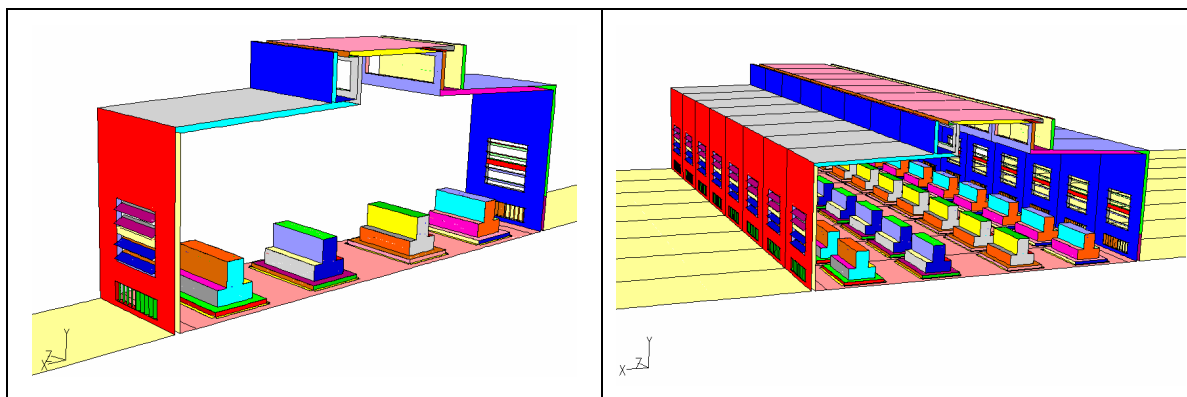
A modellezést a csarnok egyszerűsített 2D-s modellezésével kezdtük, amikor a vizsgált felület a csarnok egy jellemző szegmensének szimmetria-középpontjában húzódik. Ennek megfelelően a 6.8. ábrán láthatjuk a csarnok és a kádak 2D-s metszeti képét, a fő méreteit és a nyitott oldalablakokat.



6.8. ábra: A csarnok és a kádak 2D-s metszete

A valóságnak megfelelő megoldást azonban csak a 3D-s modell (lásd a 6.9. ábrát) jelentett, mivel csak ezzel modellezhető a kádak körüláramlása. A számítógépi 3D-s modell harmadik irányba (mélység) való kiterjesztése többféle megfontolásból egyetlen épületszegmensre korlátozódott [36] (lásd a 6.9. ábrát). Azaz csak egy közel 9 méter mély térrészt modelleztünk, ami egy kádsort foglal magába. Ennek technikai magyarázata a következő: a csarnok a hossz-tengelye mentén 95 %-ban ilyen ismétlődő térkitöltésű és elrendezésű szegmensekből áll, ahol ugyanolyan kádak és ablakok vannak. A fennmaradó közel 5 % térrészben a csarnokban nincsenek kádak illetve ablakok, mivel ezek a zónák képezik a csarnokba bevezető ajtónyílásokat, azok közlekedő folyosóit, valamint a csarnok két végén a karbantartási területet. Épp ezért az általunk behatárolt tartomány megfelelő határfelületein – azaz a hossz-tengelyre merőleges síkokban, ahol nem kívántuk fallal lehatárolni a teret – periodikus peremfeltételt írtunk elő. Ez garantálta az áramlás súrlódásmentességét a periodikus típusúnak definiált peremek mentén.

A 6.10. ábrán láthatjuk a periodikus peremfeltételnek (eltoltan ismétlődő geometriának) köszönhetően a csarnok 8 szegmensét. A geometria egyszerűsítésére azért volt szükség, mert be kellett határolni a számítási teret, és ezáltal korlátozni a hálófelosztást egy még kezelhető cellaszámra. Amint azt az 5. fejezetben részletesen kifejtettük az áramlást modellező (FLUENT) szoftver a véges térfogatok módszerét követve csak diszkrétan felosztott áramlási tér cellaközéppontjaiban számol, ezáltal közelítve az egzakt megoldást. A teljes csarnok aprólékos megrajzolása és finomhálózása eléggé irracionális feladat, míg egy durva háló pedig nem várt numerikus hibákat eredményezne. A 6.11. ábrán láthatjuk a 3D-s geometria egy szeletének térben kirajzolódó hálófelosztását.

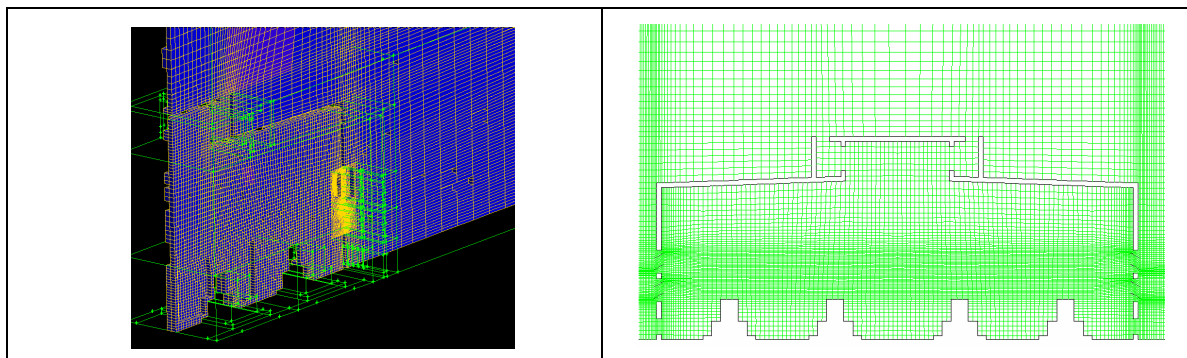


6.9. ábra: A csarnok egyszerűsített 3D-s modellje

6.10. ábra: A csarnok 8 szegmense periodikus ismétléssel megjelenítve

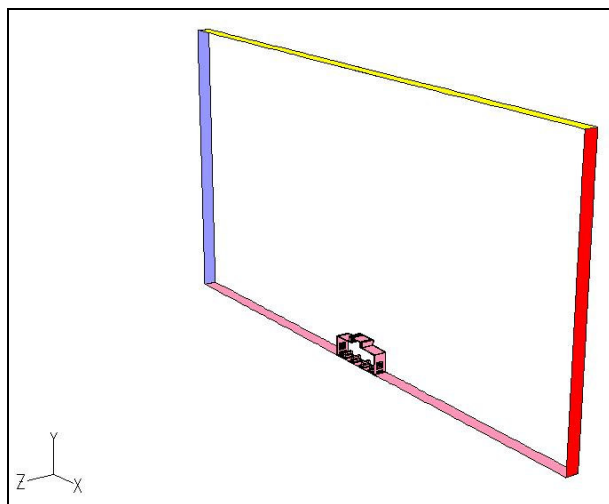
A csarnok geometriai szempontból egyszerűsített 3D-s modellje köré egy úgynevezett számítási tartományt rajzoltunk, mivel nemcsak a csarnokban (lásd a csarnok hálófelosztását a 6.12. ábrán), hanem annak környezetében is vizsgálni kívántuk az áramlást, hogy figyelembe vehessük a környezet hőmérséklet- és szélviszonyait.

A 6.13. ábra a csarnok körüli számítási tartományt mutatja, melynek méretét akkorára kellett választani, hogy a légáramlásba helyezett csarnok szélárnyékos oldalán létrejövő visszaáramlási (recirkulációs) mező teljes mértékben a modellezett számítási tartományon belül helyezkedjen el. Épp ezért a kezdeti számításainknál $10H$ (ahol H a csarnok teljes magassága), majd később $20H$ méretű tartományt alkalmaztunk a csarnok szélárnyékos oldalán. A csarnok előtt és felett $10H$ méretű teret hagytunk (lásd 6.14. ábrát). Az így létrehozott és behálózott 1 szegmens szélességű tartományban közel 0,5 millió elemszám adódott.

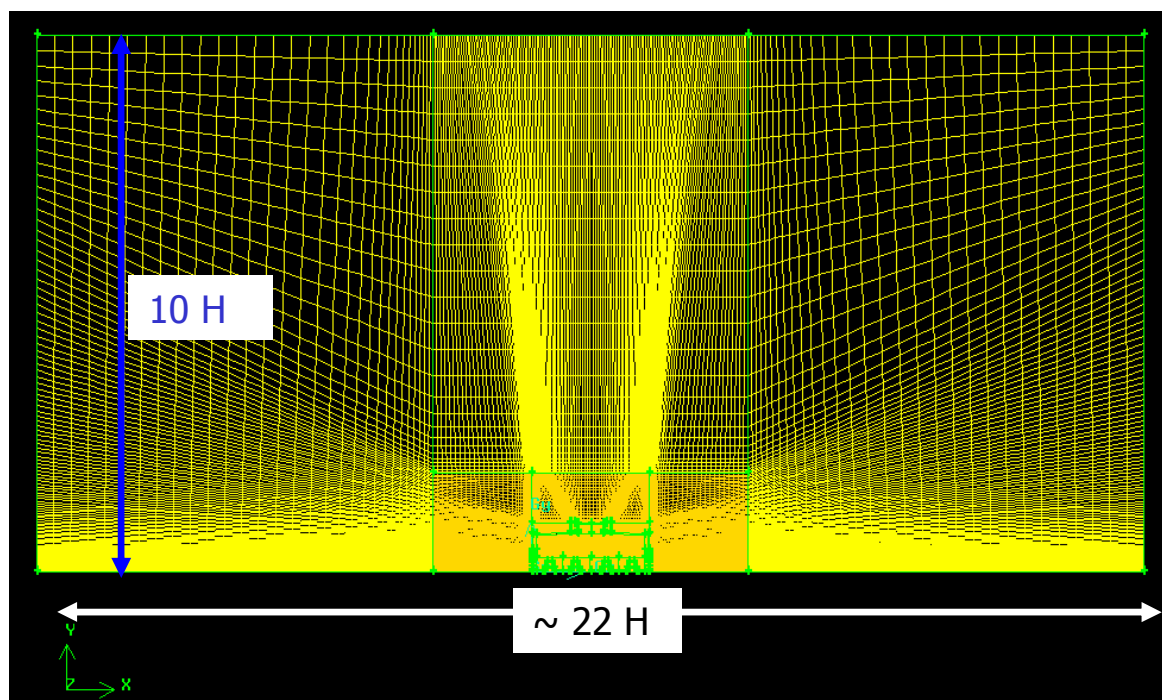


6.11. ábra: A csarnok virtuális 3D-s hálófelosztásának részlete

6.12. ábra: A csarnok belső terének 2D-s hálófelosztása



6.13. ábra: A számítási tartomány

6.14. ábra: A 3D-s számítási tartomány méretei az x, y síkon (z irányban $\sim 0,5 \cdot H$).

6.1.3.2. Kiindulási és peremfeltételek

A geometria és hálófelosztás tisztázását követően a számítások elvégzéséhez további adatok megadása valamint az alkalmazni kívánt számítási – matematikai modellek kiválasztása szükséges. Fontos ismerni az áramlási és hőtani peremfeltételeket. A számítási tartomány peremén uralkodó légáramlások a széliránnyal és szélsébséggel együtt definiálhatók, mely utóbbi természetesen a magasság függvénye. Így tehát a modellezés során a következő hatványfüggvénnyel definiált szélsébség-profil alkalmaztuk, ami atmoszférikus határreteg áramlásra érvényes [4]:

$$\frac{v(y)}{v_0} = \left(\frac{y}{y_0} \right)^k, \quad (6.1)$$

ahol:

- y a földfelszíntől számított magasság,
- y_0 a referencia magasság,
- v_0 a y_0 magasságban mért úgynevezett referencia sebesség,
- k a szélprofilkitevő.

Így a szélesebbesség a fönti képletnek megfelelően a földfelszíntől mért távolsággal (y) arányosan változik. A sebességprofil meredekségét a talaj érdessége befolyásolja. A (6.1) egyenletben ennek a felületi érdességnek a figyelembevételére szolgál a k szélprofil kitevő [22]. A referencia magasság esetünkben $y_0 = 1,5 \text{ m}$ volt, mert ilyen magasságban álltak rendelkezésünkre meteorológiai mérések. A k szélprofilkitevő a terület beépítettségétől függ (lásd [23]):

- $k = 0,16$ tartozik a zavarásmentes sík vidékhez.
- $k = 0,28$ a közepes magasságú épületekkel, közepes sűrűséggel beépített területek esetén.
- $k = 0,4$ a magas épületekkel sűrűn beépített területeken.

Vizsgálatainknál a $k = 0,28$ értéket alkalmaztuk, mivel a kohócsarnok környezete ennek felel meg. Elemzést végeztünk különböző szélprofilok esetén a tekintetben, hogy a szélprofil tényező értéke hogyan befolyásolja a kohócsarnok légcserejét. A részletes elemzést a 6.4 alfejezet tartalmazza.

A hőtani peremfeltételt ebben az esetben az elektrolizáló kádak falára előírt 2000 W/m^2 értékű hőáram (heat flux) jelentette. Ennek meghatározásához rendelkezésre álltak azok a korábbi energetikai elemzések, amelyek szerint az egy kádra jutó 341 kW villamosenergia felhasználásból hozzávetőlegesen 170 kW a hőveszteség. Mivel egy kádmódel felülete 85 m^2 , így a fönti adatokból a számított hőáram értéke $170000 / 85 = 2000 \text{ W/m}^2$.

6.1.3.3. A szimuláció során alkalmazott megfontolások, egyszerűsítések, matematikai és áramlástan modellek

A numerikus szimulációk elvégzésekor alapvetően az alábbi beállításokat alkalmaztuk, illetve azok teljesülését feltételeztük:

- a PDE-k soros végrehajtása (segregated solver),
- stacionárius áramlás,
- gravitáció ($g_y = -9,81 \text{ m/s}^2$),
- felhajtó erő figyelembe vétele (bouyancy effect),
- a levegő – mint áramló közeg – összenyomhatatlan ideális gáz,
- realizáble k -epsilon turbulencia modell,
- hősugárzás (Discrete Ordinates Radiation modell, lásd bővebben az 5.3.1. fejezetben),
- falakon át megvalósuló hővezetés.

A csarnokot magába foglaló számítási tér peremeinek megadása (lásd a 6.13. ábrát):

- felül: szimmetria,
- a szél felőli oldalon: sebesség bemenet (velocity inlet),
- a levegő kilépés helyén nyomás kimenet (pressure outlet),
- alul a talaj: fal,
- a fennmaradó oldalakon: periodikus peremtípus.

Bemenő adatok, paraméterek:

- a kádak hővesztesége, mint falon átjutó hőáram 2000 W/m^2 ,
- épületre merőlegesen érkező szél, parabolikus szélprofilal (6.1), mely a sebesség bemenetnél került megadásra,

- túlnyomás (gauge pressure): $p_g = 0 \text{ Pa}$ a kimeneten,
- a sebesség bemenetnél és a nyomás kimenetnél a turbulens intenzitás, és a hosszlépték (length scale) kerültek megadásra.

6.1.4. A 2D-s csarnokmodell

A 2D-s szimulációk alapvetően abból az elgondolásból születtek, hogy általa megismerjük és teszteljük a FLUENT szimulációs programot.

E modellbeli jelentős elhanyagolások, valamint a valós áramlások térbeli (3D-s) jellege miatt az itt kapott eredmények nem fogadhatóak el. Ezt támasztja alá a számított és a valós üzemcsarnoknál mért légcsereszám értékének számszerű összehasonlítása is.

A 2D-s modelltől mégis azért kell említést tennünk, mert ennek igen nagy szerepe volt a 7. fejezetben részletezett matematikai optimalizálás és numerikus szimuláció összekapcsolását követő tesztelesek során. Először ugyanis meg kellett győződnünk arról, hogy megfelelően működik-e a paraméterek átadása az optimalizáló és a FLUENT között, ezért próba-optimalizásokat végeztünk. Ennek során a csarnok egy adott szakaszán fellépő átlaghőmérsékletet minimalizáltuk. Maga a teszt még 2D-ben dolgozva is közel 8-10 óra alatt futott le, lévén, hogy az optimalizálás során egy megfelelő keresési stratégia szerinti főciklusoknak (lásd később, a 7. fejezetben) és a változók számától függő alciklusoknak megfelelően többször (akár 50-szer is) végre kellett hajtani magát a numerikus (FLUENT) szimulációt. Mivel minden egyes szimuláció során 400 iterációt alkalmaztunk a konvergencia megoldás elérése érdekében, így egy-egy futtatás kb. 5-6 percet vett igénybe (egy egyprocesszoros 3,0 GHz-es PC-n). Így adódott a 2D optimalizálás kiszámítására vonatkozó többórás futási idő. Tehát bár a 2D modellben számított eredmények valójában sok tekintetben különböznek a várt valós értékektől, mégis magát a modellt sikerült hasznossá tenni az optimalizációs folyamat tesztelésekor.

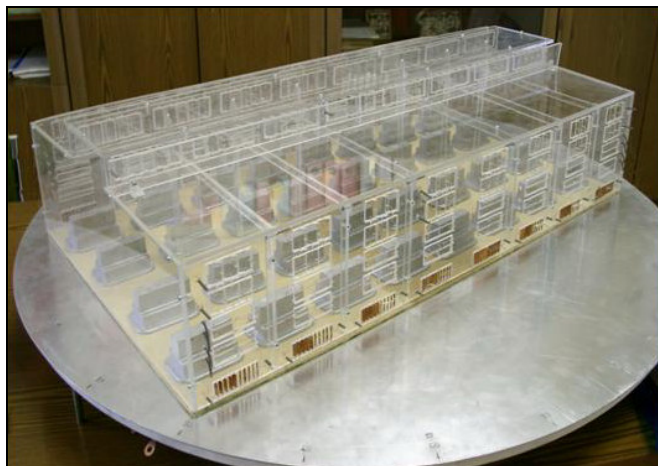
6.2. A 3D-s csarnok modell részletes vizsgálata

6.2.1. A FLUENT program validálása szélcsatorna-méréssel

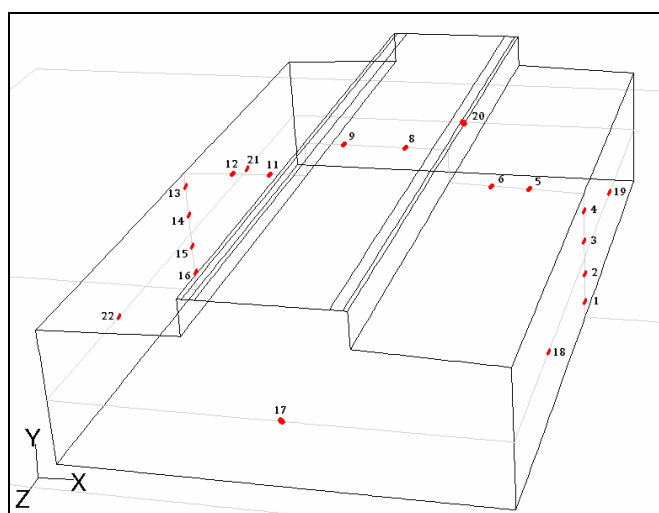
A kohócsarnok numerikus szimulációjának kidolgozása során szükségessé vált magának a FLUENT szimulációs szoftvernek a validálása, az elvégzett számítások és a kapott eredmények hihetőségének igazolása. Éppen ezért először laboratóriumi vizsgálatra került sor, amely egy diplomaterv keretében készült [24].

A Tanszék laboratóriumában található szélcsatornába helyezett 1:80-as méretarányú épületmodellen (lásd a 6.15. ábrát) történtek a mérések. Ezt követően ugyanezen mérőszakasz és épületmodell 3D-s virtuális geometriáján végeztük el a numerikus szimulációt is. A kísérletben a csarnok külsején fellépő nyomás 20 pontban (lásd a 6.16. ábrát) került meghatározásra különböző szélesebségek és szélirányok esetén. A mért és a számított eredményeket összehasonlítottuk.

A tanszéki csatornában a szélesebség változtatható fordulatszámú ventilátorral állítható. A hajtómotor maximális terhelését figyelembe véve, 3 fordulatszám lett kiválasztva a feladat elvégzése céljából: 400, 800 és 1200 $1/min$.



6.15. ábra: A kohócsarnok 1:80-as makettje

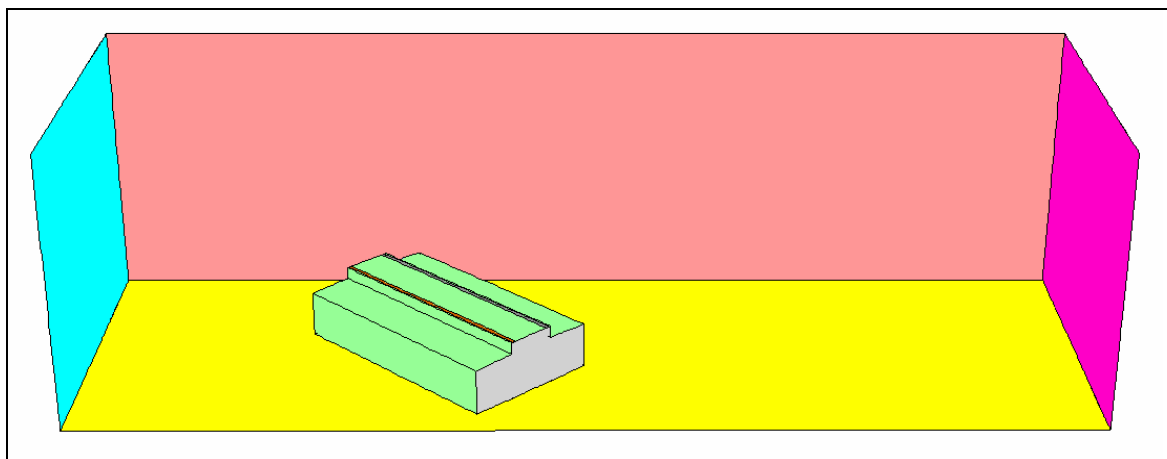


6.16. ábra: A csarnok falán kialakított nyomásmérési pontok elhelyezése (20 db.)

Az inotai kohócsarnok méretarányos 1:80-as modellje – mely a 6.15. ábrán látható – a szélcsatorna mérőszakaszának körasztalára lett helyezve. Ezzel a megoldással lehetővé vált tet-szőleges szélirányok hatásának vizsgálata. A mérésekre végül két szélirány esetén került sor, az épület oldalfalára merőlegesen, illetve azzal 45 fokos szöget bezárva. A 3 különböző fordulatszám-ból és 2 különböző szélirányból adódóan 6 diszkrét, egymástól eltérő esetet vizsgáltunk meg.

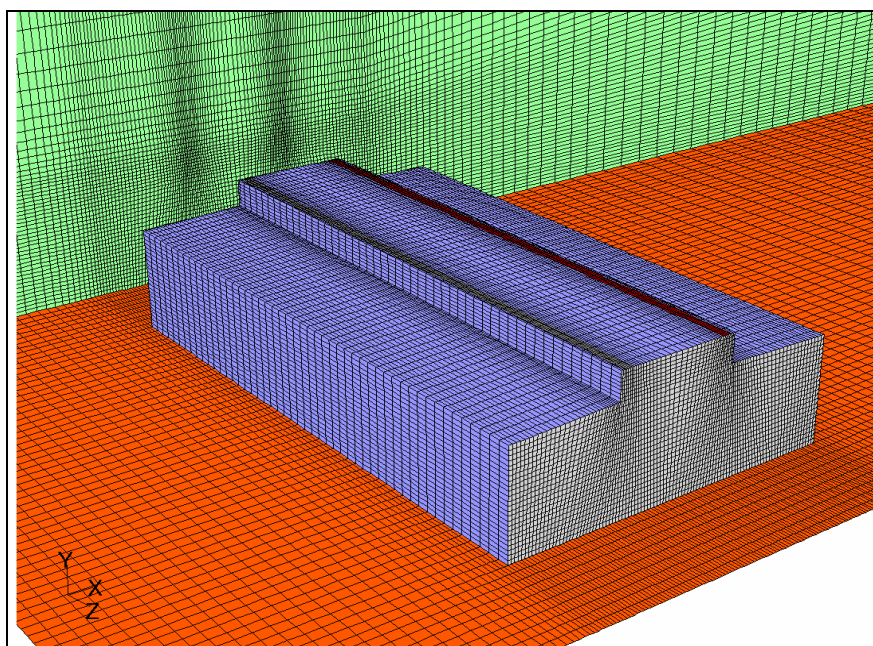
A mérések során nyert adatok képezték a validálás alapját. Mivel a csarnok belsejében kialakuló áramlás modellezése nem volt része a feladatnak, ezért a számításokhoz felhasznált modell egyszerűsíthetővé vált. Például a számítógépes modell nem tartalmaz ablakokat, így a kohócsarnok 1:80-as szélcsatorna geometriai modelljén az ablakokat be kellett zárni, hogy biztosítani lehessen a számításokkal azonos feltételeket. A középső tetőrész és a mellette található szélvédő fal által közrezárt nyílást bemeneti peremtípusként definiáltuk, ezáltal lehetővé téve a csarnokmodell levegőjének kiáramlását a szélcsatorna mérőszakaszába.

A numerikus modellezés során is az épületmodell kétféle elrendezésben került a szélcsatorná-ban elhelyezésre: szélirányra merőlegesen (90° -ban), illetve azzal 45° -os szöget bezáróan. A mérőszakaszhoz igazodva került kialakításra a számítási tartomány belépő keresztmetszete ($1200 \times 800 \text{ mm}$). A számítási tartományt 3 m hosszúságúnak vettük. A 6.17. ábra a 45° -os elrendezésű változatot szemlélteti.



6.17. ábra: A mérőszakasz és az épület számítógépi modellje 45°-os megfúvás esetén

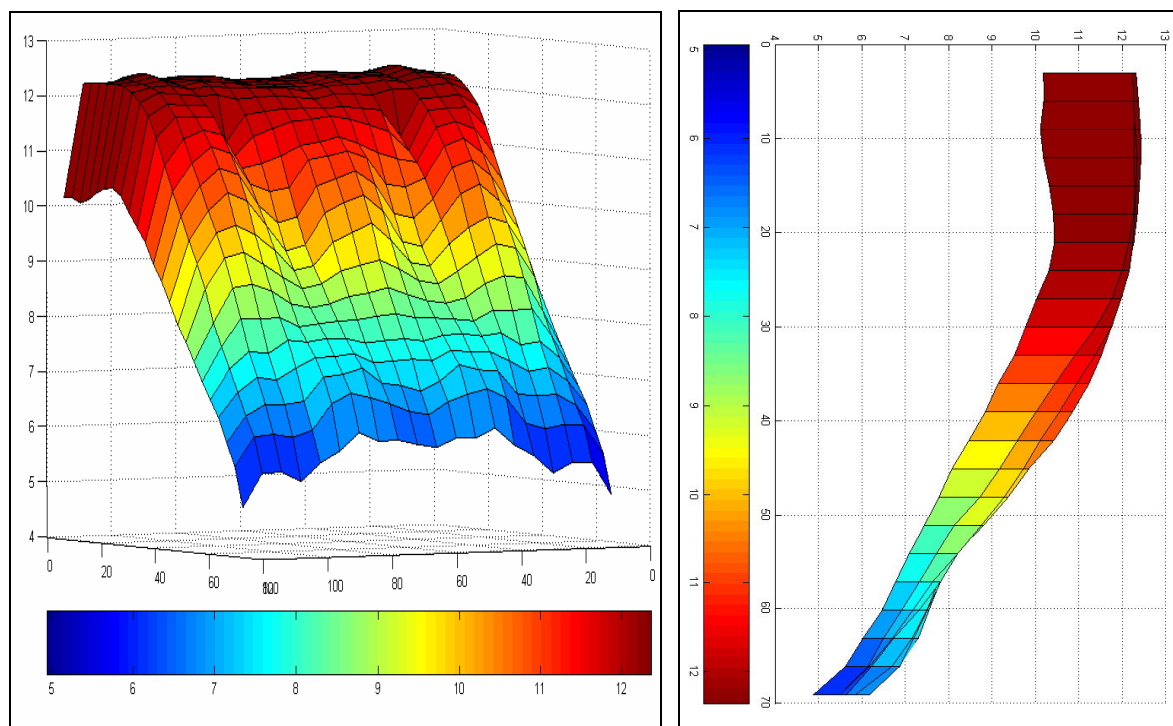
Az ilyen módon, a GAMBIT szoftver segítségével kialakított, mindkét szögállásra elkészített térhálós modell egyenként mintegy 700 000 cellából épült fel. Az oldalfal és a modell falain kialakított rácspontok sűrűségét szemlélteti a 90°-os elrendezésű 6.18. ábra.



6.18. ábra: Az épület számítógépi modellje felületi hálóval merőleges megfúvás esetén

6.2.1.1. Szélprofil-mérés

A számítási modell bemenő paramétereinek és peremfeltételeinek pontos megadásához a szélcsatornában kialakuló sebességviszonyokat méréssel kellett meghatározni. A szélprofil a csatorna félkeresztmetszetében történt nagyszámú (260 db) pontbeli sebességmérés útján került meghatározásra. A sebességeloszlás rögzítése a mérési pontokra illesztett felület segítségével és annak a teljes felületre való tükrözésével történt. A közepes erősségű megfúvás esetén a belépő keresztmetszetben létrejövő sebességmezőt mutatja a 6.19. ábra. A numerikus szimuláció számára e szélprofilból kerestük vissza a számítási rácspontokhoz tartozó belépő sebességértékeket.



6.19. ábra: Az $n=800$ 1/min ventilátor-fordulatszám esetén kialakult szélprofil, [m/s]

6.2.1.2. A szimuláció végrehajtása

A FLUENT szoftver a keresztmetszeti szélprofil bemenő paraméterkénti megadására két megoldást ajánl. Az egyik lehetőség az, hogy a mért felületre ráillesztünk egy függvényt. Ez esetünkben nem hatásos megoldás, mert csak igen pontatlan módon lehet ilyen szabálytalan felületekhez matematikailag egyszerűen leírható függvényeket rendelni. A másik módszernél lehetőség van egy úgy nevezett profil fájlban pontról-pontra megadni az adott koordinátákhoz tartozó értékeket. A ténylegesen kimért pontok távolságaihoz viszonyítva a FLUENT-es modellben a belépő légáram keresztmetszetén található csomópontok jóval sűrűbben helyezkednek el. Ahhoz, hogy a közbülső csomópontokra ki lehessen számítani az áramlási sebesség nagyságát, lineáris interpolációt kell alkalmazni a szomszédos mérési pontok felhasználásával. Az áramlás fő iránya a pozitív x koordinátáiránnyal megegyező irány. A számítások összenyomhatatlan közeg (konstans sűrűségű levegő) feltételezése mellett történtek. A falakat hidraulikailag simának tekintettük – jól közelítve a csarnokmodell plexi falát. A számítások során a mozgásegyenletek megoldása mellett a realizált "k - ϵ " turbulencia modell került kiválasztásra. A gravitáció hatását elhanyagoltuk.

Az iteratív számítások leállási feltétele, hogy a differenciál-egyenletrendszer tagjainak reziduális hibái külön-külön a 10^{-3} érték alá konvergáljanak.

6.2.1.3. Számított és mért eredmények kiértékelése

A FLUENT a szimuláció során a referencia (külső légköri) nyomáshoz viszonyított relatív nyomásértékeket adta eredményül. A későbbiekben bemutatott ábrákon, a számítási eredmények kontúros ábrázolása során látható pozitív és negatív nyomásértékek a légköri nyomáshoz viszonyított túlnyomást és vákuumot demonstrálják. Mivel a mérési eredmények a szélcsatorna mérőszakaszának oldalfalába telepített referencia pont nyomásától való eltérést, azaz a differenciál nyomást mutatták, ezért szükség volt a számítógépi modellnél is e pontbeli nyomáshoz viszonyítva kiszámítani az egyes pontok differenciálynomását. A számítás során tehát a referenciapontban uralkodó nyomás nagyságát kivontuk a kérdéses mérési ponthoz tartozó

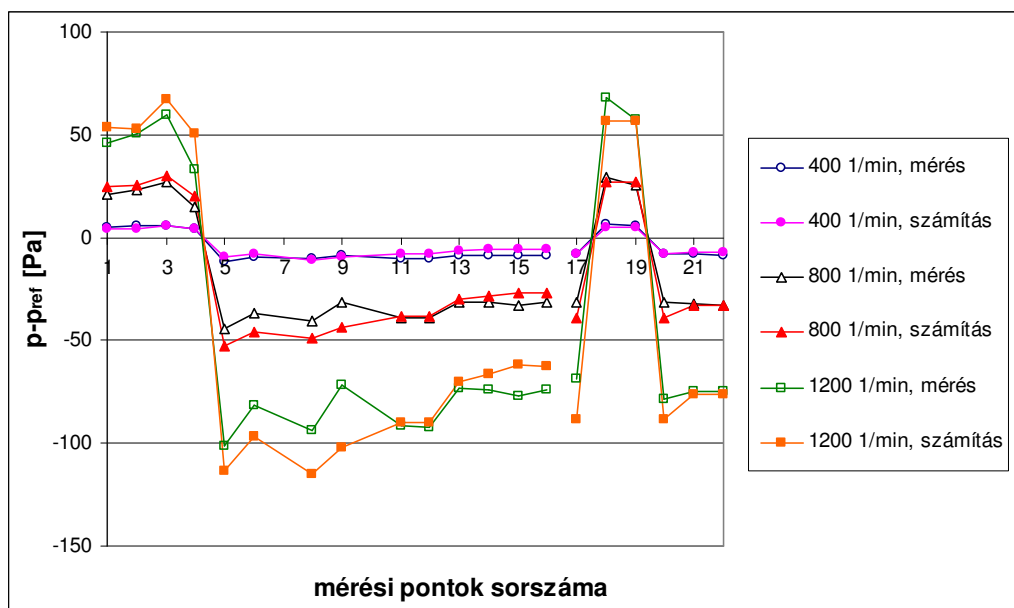
relatív nyomásértékből. A mért és számított differenciálnyomás értékek a két eltérő szélirányra ($\alpha = 90^\circ$ és $\alpha = 45^\circ$) a 6.3. táblázatban láthatók.

6.3. táblázat: A számított és mért nyomásértékek összehasonlítása [Pa]

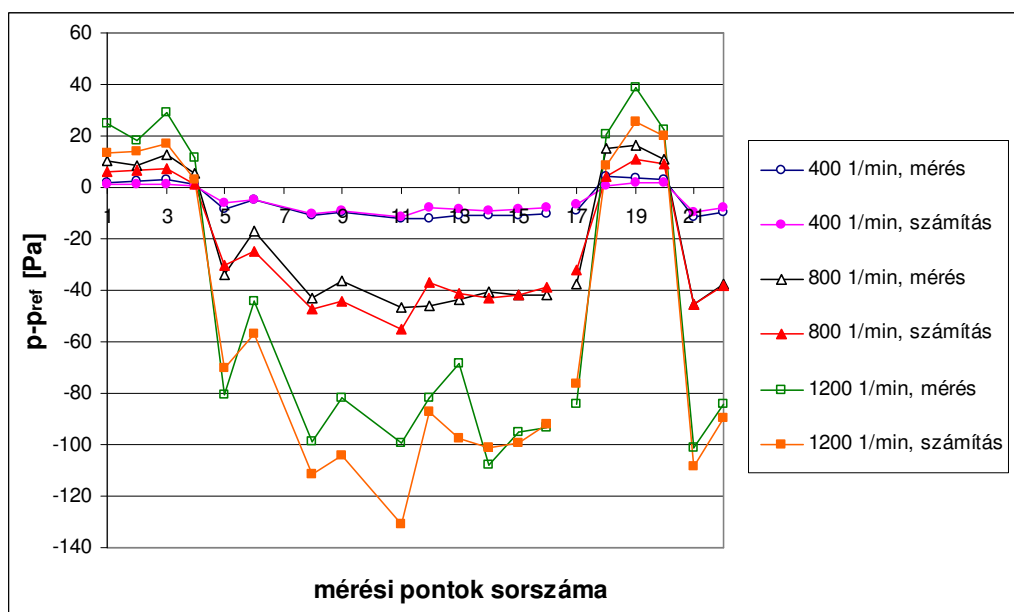
α	90°						45°					
n	400 1/min		800 1/min		1200 1/min		400 1/min		800 1/min		1200 1/min	
sor- szám	p-p _{ref} [Pa]											
	Mérés	Szám.	Mérés	Szám.	Mérés	Szám.	Mérés	Szám.	Mérés	Szám.	Mérés	Szám.
1	4,84	4,47	20,63	24,77	45,72	53,62	1,95	1,07	10,59	6,09	24,92	13,25
2	5,55	4,46	23,23	25,24	50,50	52,89	2,17	1,10	8,67	6,39	17,96	13,66
3	5,66	5,51	27,03	30,11	59,37	66,96	2,93	1,35	12,98	7,46	28,94	16,82
4	4,14	4,17	15,15	20,20	32,83	50,79	1,08	0,31	5,44	1,12	11,74	3,16
5	-11,38	-9,37	-44,70	-52,70	-101,56	-113,78	-8,68	-5,76	-34,02	-30,57	-80,77	-70,20
6	-9,56	-7,82	-36,55	-45,53	-81,95	-96,70	-4,66	-4,62	-17,25	-24,62	-44,15	-56,78
8	-10,44	-10,77	-40,89	-48,92	-93,71	-114,68	-10,66	-10,05	-42,87	-47,01	-98,91	-111,63
9	-8,32	-9,54	-31,36	-43,75	-71,39	-102,34	-9,66	-9,35	-36,08	-44,05	-81,67	-104,48
11	-10,15	-8,19	-39,10	-38,29	-91,24	-89,66	-11,94	-11,47	-46,59	-55,07	-99,11	-131,01
12	-10,05	-8,23	-39,25	-38,49	-92,25	-90,26	-11,89	-7,91	-46,04	-36,98	-81,98	-87,46
13	-8,49	-6,32	-31,45	-29,91	-73,51	-69,97	-11,01	-8,64	-43,56	-41,33	-68,52	-97,70
14	-8,63	-5,95	-31,55	-28,25	-74,16	-66,08	-10,63	-8,92	-40,81	-42,73	-107,98	-101,37
15	-8,54	-5,60	-32,83	-26,55	-76,80	-61,98	-10,64	-8,73	-41,67	-41,85	-95,08	-99,22
16	-8,65	-5,71	-31,42	-26,92	-73,64	-62,73	-10,03	-8,15	-41,63	-39,01	-93,27	-91,93
17	-7,90	-7,95	-31,52	-38,76	-68,85	-88,74	-9,05	-6,74	-37,73	-32,20	-84,52	-76,33
18	6,80	4,73	29,46	26,69	67,77	57,06	4,17	0,64	15,09	4,23	20,77	8,56
19	6,06	4,73	25,38	26,69	57,19	57,06	3,82	2,04	16,11	11,00	38,82	25,20
20	-8,14	-7,94	-31,11	-38,76	-78,56	-88,74	3,06	1,53	11,04	8,93	22,71	19,77
21	-8,20	-6,98	-32,54	-32,72	-74,82	-76,47	-11,40	-9,56	-45,75	-45,47	-101,37	-108,52
22	-8,35	-6,98	-32,65	-32,72	-74,98	-76,46	-9,92	-7,93	-37,31	-38,00	-84,25	-89,89
min	-11,38	-10,77	-44,70	-52,70	-101,56	-114,68	-11,94	-11,47	-46,59	-55,07	-107,98	-131,01
max	6,80	5,51	29,46	30,11	67,77	66,96	4,17	2,04	16,11	11,00	38,82	25,20

A számítási modellben referenciaként szolgáló pont koordinátái: $x = 0,001$; $y = 0,4$; $z = 1,199$. A számításokat és a méréseket három különböző szélesség mellett végeztük el. Ezeket a szálcsatorna ventilátorának n fordulatszámaival jellemeztük. Az eredményeket a 6.20. és a 6.21. ábrán is összefoglaltuk. Mindkét diagramból jól látszik, hogy a mért és számított értékek azonos jelet mutatnak. Az esetek többségében az egyezés is igen jónak mondható. Mivel a mérések a relatíve kis nyomásértékek miatt jelentős bizonytalansággal rendelkeznek, az egyezés igen jónak ítéltető.

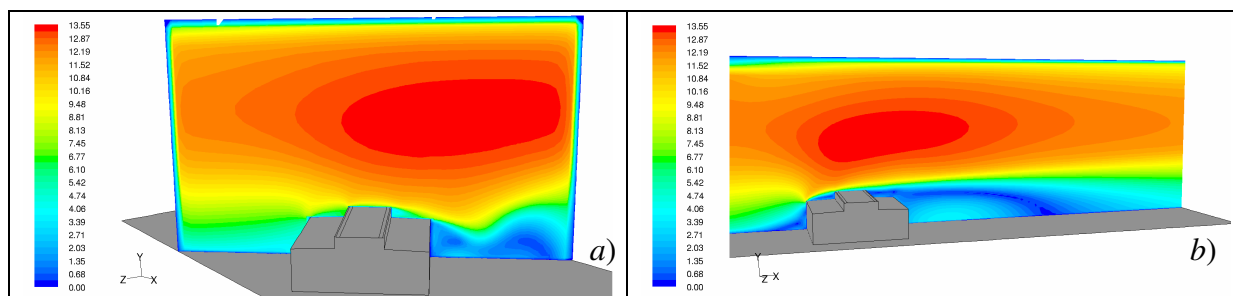
A numerikus szimuláció jelentősen több információval szolgál, mint a mérés. Nem csak a vizsgált 22 pontban, hanem az egész térrészben az áramlás jellemzői adódnak. A 6.22. a - b ábrákon a sebességeloszlás, 6.23. a - b ábrákon pedig a nyomáseloszlás látható a csarnok szimmetriáskjában, ahol az a ábra a 45° -os, a b ábra pedig a merőleges elrendezést mutatja a 800 1/min motor-fordulatszám által biztosított közepes erősségű megfúvás esetén. A számítási eredmények képi ábrázolásakor még a 17-22 mérési pontokra fektethető $y = 0,08$ m, vízszintes síkban adódó sebesség és nyomásmező érdemel figyelmet, melyeket a 6.24. és a 6.25. ábrák mutatnak. Ugyanezen síkból induló nyomvonalakat ábrázolja a 6.26. ábra.



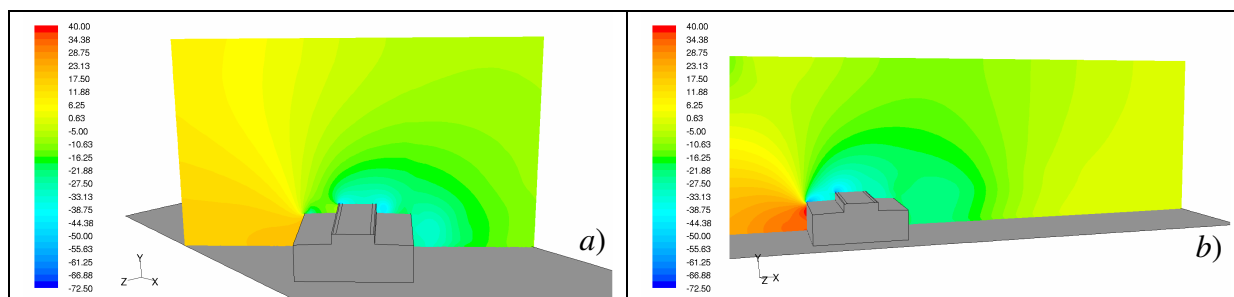
6.20. ábra: Mért és számított nyomásértékek a csarnokmodell külső felületén, $\alpha = 90^\circ$



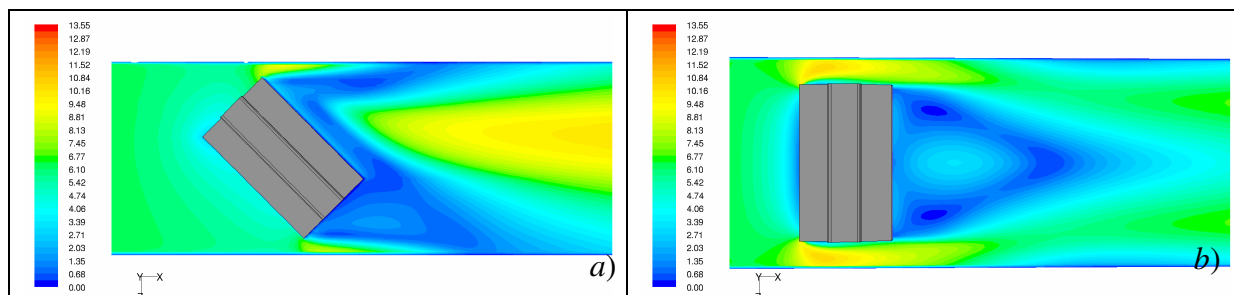
6.21. ábra: Mért és számított nyomásértékek a csarnokmodell külső felületén, $\alpha = 45^\circ$



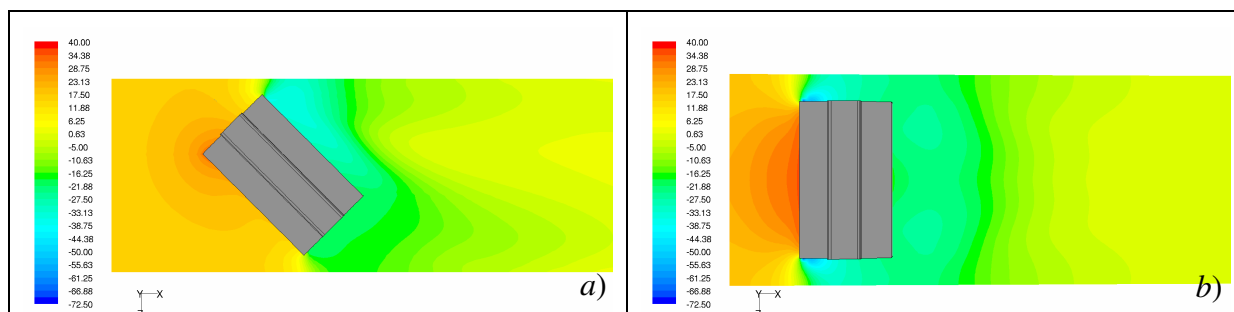
6.22. ábra: Sebességeloszlás [m/s] a csarnok szimmetriasíkjában, $n=800$ 1/min, a) $\alpha=45^\circ$, b) $\alpha=90^\circ$



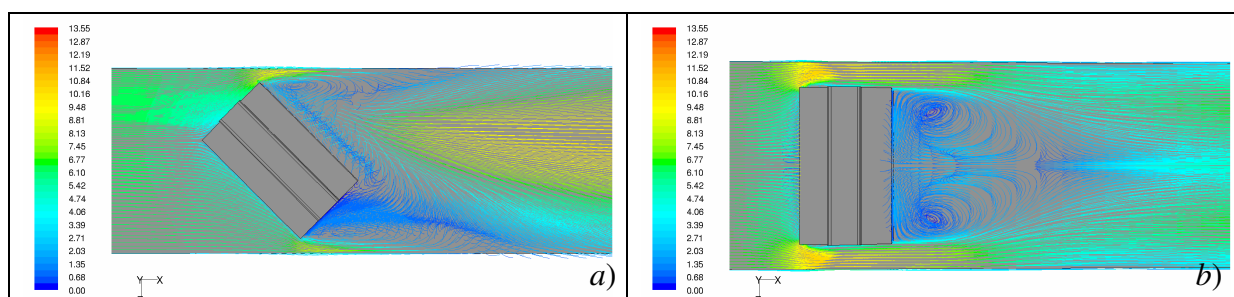
6.23. ábra: Nyomáeloszlás [Pa] a csarnok szimmetriasíkjában, $n=800$ l/min, a) $\alpha=45^\circ$, b) $\alpha=90^\circ$



6.24. ábra: Sebességeloszlás [m/s] 0,08 m magasságban, $n=800$ l/min, a) $\alpha=45^\circ$, b) $\alpha=90^\circ$



6.25. ábra: Nyomáeloszlás [Pa] 0,08 m magasságban, $n=800$ l/min, a) $\alpha=45^\circ$, b) $\alpha=90^\circ$



6.26. ábra: Nyomvonalak a sebesség szerint színezve [m/s] 0,08 m magasságban, $n=800$ l/min, a) $\alpha=45^\circ$, b) $\alpha=90^\circ$

Látható tehát, hogy az 1:80-as csarnokmodellen a szélcsatornában végzett nyomás- és sebességeloszlás mérés és a FLUENT program segítségével kapott számítási eredmények jól közelítik egymást. A fenti vizsgálat alapján kijelenthetjük, hogy a program – igazolható módon – alkalmas a hasonló esetek (épületek körüli áramlás) számítással történő vizsgálatára, és az eredmények hitelessége a megkívánt határokon belül biztosítható.

A példaként bemutatott összehasonlítás során kísérleti úton validált numerikus szimulációnál alkalmazott beállítások fontos szerepet játszottak a későbbi számításainknál.

6.2.2. A hálófelosztás hatásának vizsgálata a csarnok szellőzésére

A számítási eredmények validációja kapcsán felmerült az igény, a számítógépes szimuláció lehetséges hibáinak feltárására és kiküszöbölésére. Ezek közé tartozik az alkalmazott hálófelosztás is. Épp ezért a kezdeti hálófelosztást két lépésben finomítva megvizsgáltuk, mennyire jó az alkalmazott hálónk. A kezdeti (0.) alaphálót (mely nagyságrendileg 400 000 cellából állt) az első lépésben 1,5 szeresre finomítottuk (1. háló, ~ 600 000 cella), majd másodszor az eredeti 2,5 szeresére tovább finomítottuk (2. háló, 1 050 000 cella).

A számítások kiindulási feltételei, beállításai:

- épületre merőleges oldalszél, parabolikus szélprofil, $v_0 = 1,05 \text{ m/s}$,
- környezeti hőmérséklet: $7,85 \text{ }^\circ\text{C}$ (281 K),
- 2000 W/m^2 felületi hőleadású kádák, anyaga vas, abszorpciós tényezője: $0,60 \text{ m}^{-1}$
- realizable k-epszilon turbulencia modell,
- felhajtóerő figyelembe van véve,
- gravitáció hatása működik,
- Discrete Ordinates hősugárzási modell (lásd részletesebben az 5.3.1. fejezetben),
- hővezető fal, anyaga beton, abszorpciós tényező: $0,94 \text{ m}^{-1}$
- összenyomhatatlan levegő, abszorpciós tényező: $0,10 \text{ m}^{-1}$
- az ablakszögek rendre 30° széloldalon, valamint 40° a szélárnyékos oldalon.

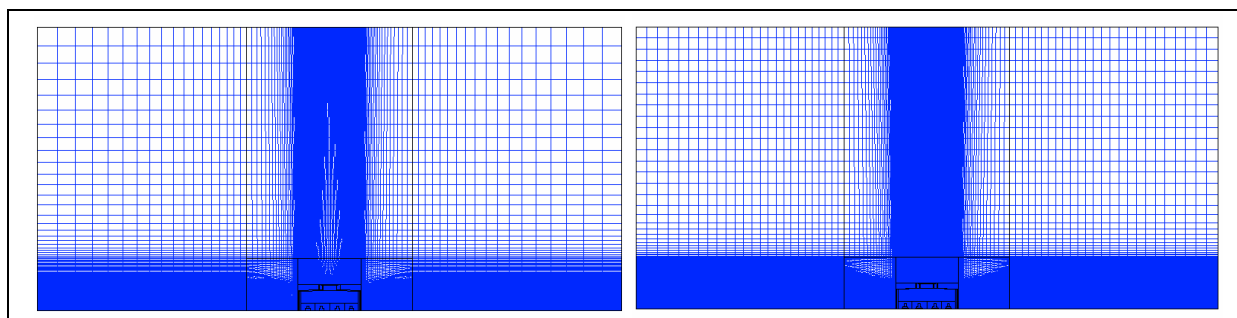
A három eltérő hálózásnál alkalmazott hálófelosztás:

0. alapháló (x,y,z): $204 \times 102 \times 20$;

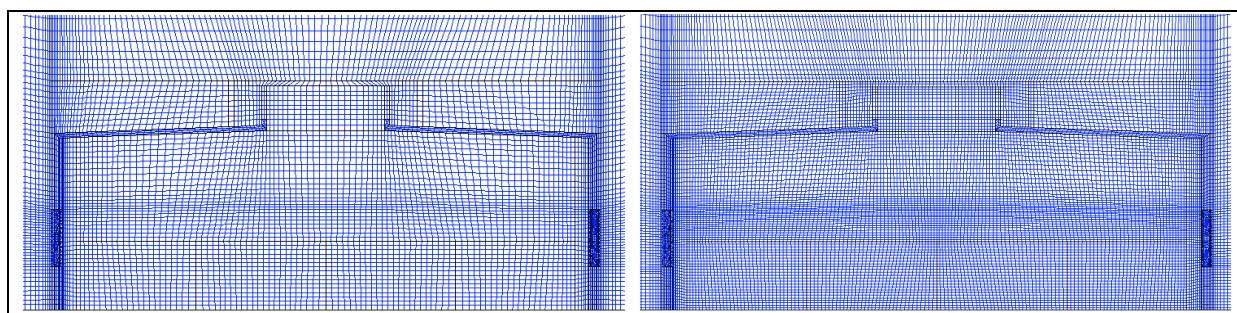
1. finomított háló: $238 \times 120 \times 20$;

2. finomított háló: $268 \times 124 \times 30$.

A számok szorzata nem pontosan adja vissza a valós hálófelosztást, mivel a csarnok belső terében és az ablaknyílások környezetében helyi hálósűrítést alkalmaztunk, így kapva meg végül a valós (424 932; 594 192 és az 1 051 608) cellaszámokat. A hálófelosztást csak a két szélső esetre mutatjuk be (lásd a 6.27. a és b ábrákat), mivel ezeknél látható a hálósűrítés hatása a legszembetűnőbben. A számítás eredményeit a 6.4. és 6.5. táblázatban láthatjuk.



6.27.a ábra: A kiindulási alap- és a 2,5-szeresére finomított háló összehasonlítása, I.



6.27.b ábra: A kiindulási alap- és a 2,5-szeresére finomított háló összehasonlítása, II.

6.4. táblázat: A hálófelosztás hatása a csarnok szellőzésére

	0. háló	1. háló	2. háló	mért
tömegáram [kg/s] tetőablak-bal	22,13	21,98	22,10	27,24
tömegáram [kg/s] tetőablak-jobb	18,87	18,52	18,57	19,24
a tetőablakokon át kilépő összes tömegáram [kg/s]	41,56	41,17	41,29	46,48
belépő tömegáram [kg/s]	41,00	40,50	40,67	
L _{be} [1/h]	26,67	26,43	26,49	
L _{tető} [1/h]	26,31	26,00	26,09	
hőmérséklet [°C] tetőablak-bal	23,60	23,77	23,63	22,05
hőmérséklet [°C] tetőablak-jobb	25,01	25,15	25,11	26,42
Átlaghőmérséklet	24,30	24,46	24,37	24,24
átlaghőmérséklet az egyes folyosókon [°C]				
1. folyosó	13,64	13,06	13,18	10,95
2. folyosó	17,15	16,93	17,01	13,30
3. folyosó	20,84	20,97	20,88	16,10
4. folyosó	21,67	22,32	21,62	21,63
5. folyosó	13,14	13,29	13,00	12,74
a minimális hőmérséklet 1,5 m magasan [°C]	8,39	7,97	7,95	
az átlaghőmérséklet 1,5 m magasan [°C]	16,18	16,11	16,23	
a maximális hőmérséklet 1,5 m magasan [°C]	31,81	35,01	32,72	

6.5. táblázat: A hálósűrűség hatása a tömegmegmaradás teljesülésére

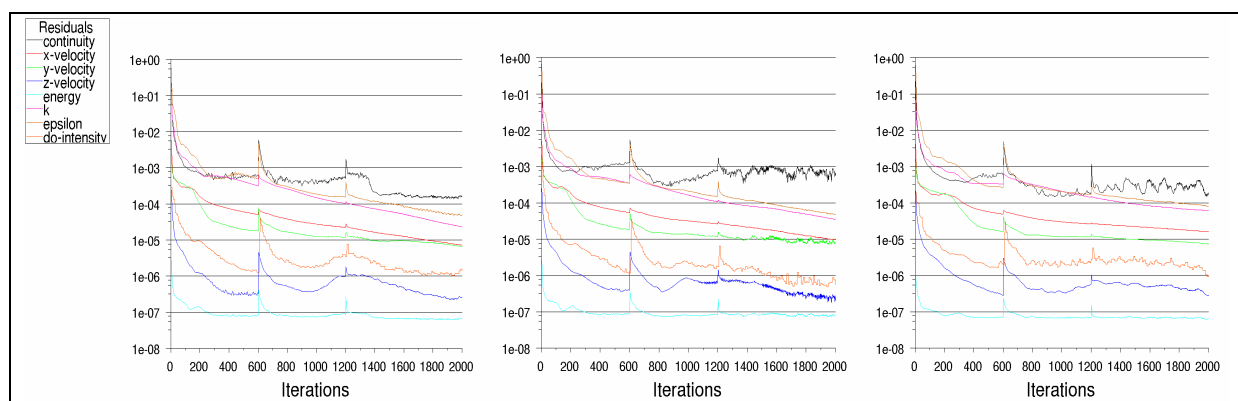
tömegáramok [kg/s]	0. háló	1. háló	2. háló
a számítási tér bemenetén	6449,1899	6449,0674	6449,0132
a számítási tér kilépési keresztmetszetében	-6449,2266	-6449,0483	-6449,0005
a be/kimenet eltérése (tömegdefektus)	-0,0366	0,0190	0,0127

A táblázatbeli eredmények ismeretében elmondható, hogy a háromféle hálósűrűséggel kapott eredmények nagyon hasonlóak. A különbségek minimálisak. A háló finomításának tulajdonítható, elemzésre érdemes eltérés csupán a 6.5. táblázatban feltüntetett, a teljes számítási tér be- és kilépő keresztmetszetének tömegáramainál adódik. A kontinuitási egyenlet teljesülésének feltétele, hogy a be és kilépő keresztmetszetek tömegáramai közötti eltérés kisebb legyen, mint 0,2% [20]. Esetünkben ez mindhárom hálóra kisebb mint 0,0006%. Ugyanakkor a ritkább hálónál minimális tömeg többlet, míg a két finomított hálónál tömeg defektus mutatkozik. Abszolút értékben nézve a számokat megfigyelhető a hálósűrítés „jótékony”, azaz javító hatása. Tehát bár a teljes térben az egyes megmaradási egyenletek teljesülése a háló finomításával javulhat addig a csarnok vonatkozásában nem tapasztalható jelentős változás. Érdekes, hogy a látszólag durva háló egyenletesebb konvergenciát mutatott a leglassabb kontinuitási egyenletre, mint a finomítottak (lásd a 6.28. ábrát, melyen a reziduumok csökkenése látható az iteráció szám függvényében).

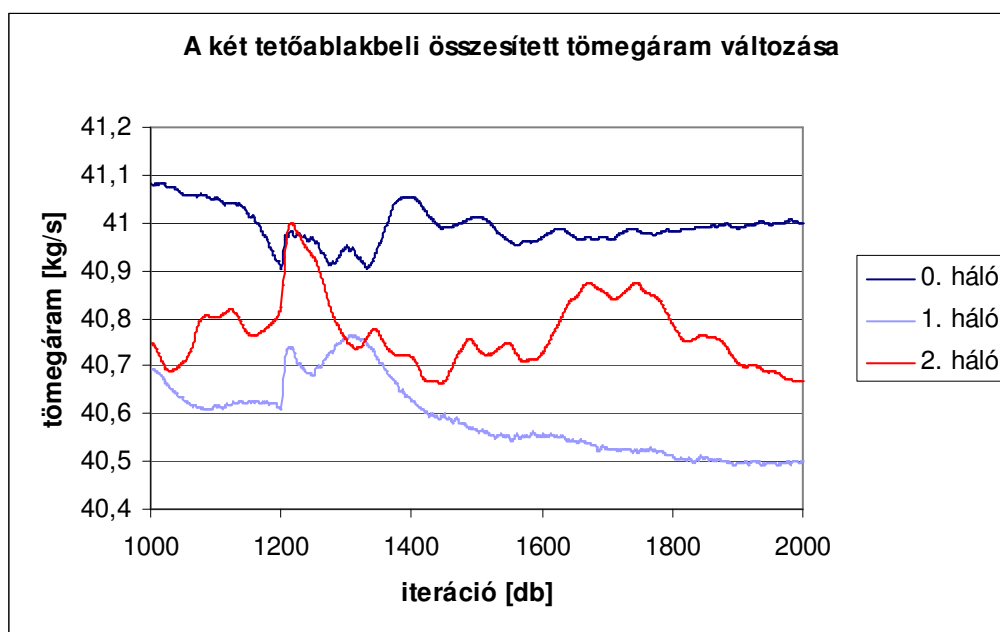
A FLUENT többféle módszert ismer a fal-közeli áramlás modellezésére. Az általunk alkalmazott „standard falfüggvény” megközelítésben a fal melletti legelső cella jelenti a sűrűdés által (befolyásolt) érintett területet, ahol fél-empirikus „falfüggvény” kerül alkalmazásra, ami áthidaló szereppel bír a teljesen turbulens réteg felé. Esetünkben a hálófinomítás során végrehajtott talaj menti legelső cella magassága megfelezésre került. Ennek következtében vékonyabb lett a fal melletti legelső, áthidaló cella, melyre a „falfüggvény” vonatkozik. Feltehetőleg részben ennek köszönhető a reziduumoknál látható kontinuitási görbe erős ingadozása.

A 6.28. ábrán látható, hogy helyenként erős változás mutatkozik a görbékben. A „felütések” oka, hogy 1- 600 iteráció között elsőrendű (First Order Upwind), majd azt követően 600-1200 iterációig a másodrendű (Second Order Upwind) lineáris differencia sémát alkalmaztuk.

A két eltérő séma a számításban erős változást jelent, és ez okozza a görbe ugrását, ahogyan az az 1200-2000 iteráció között is megmutatkozik, ahol a kvadratikusan (Quadratic Upwind Interpolation for Convective Kinematics, QUICK) sémára tértünk át, mely parabolikus interpolációval végzi a keresett függvény közelítését [7]. Ezeknek a változtatásoknak a célja, hogy minél pontosabb megoldást szolgáltatson a számítás. A 2000 iteráció elégséges voltát a megoldás konvergenciája indokolta. Ez részben a reziduumból, részben pedig a légcsereszámításhoz figyelembe vett számított mennyiségek beállításával volt alátámasztható. A vizsgálatainkhoz ugyanis a tetőablakon át távozó levegő össztömegáramára (lásd a 6.29. ábrát) és átlaghőmérsékletére (lásd a 6.30.a és b ábrát) volt szükség, melyek egy adott értékre beállni, illetve a körül ingadozni látszottak. A 6.29. ábra kapcsán elmondható, hogy a 0. alaphálóra számított tömegáram $41,0 \text{ kg/s}$ értéknél állapodott meg, míg az 1. finomított hálónál a $40,50 \text{ kg/s}$ -ot kaptuk. A 2. finomított hálóra számított érték a kettő közé becsüli a végeredményt $40,67 \text{ kg/s}$ értékkel. Habár ez a piros görbe még látszólag csökkenő ütemben van, az előző 1000 iteráció során mutatott változása alapján sejthető, hogy drasztikus kilengés már nem várható, s csupán mintegy $0,3 - 0,5 \text{ kg/s}$ -nyit, azaz hozzávetőlegesen 1%-nyit változna, ha tovább iterálnánk. A három számítás esetén az össztömegáramra vonatkozó eltérés 1,25% alatti, azaz jelentéktelen.

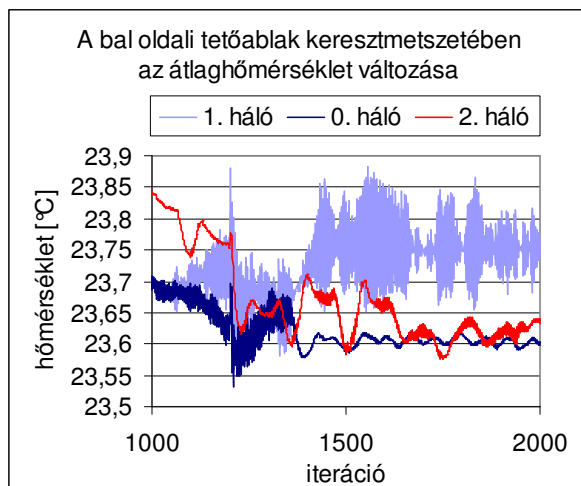


6.28.a, b, c ábra: Reziduumból csökkenése (konvergenciája) az iteráció szám függvényében.

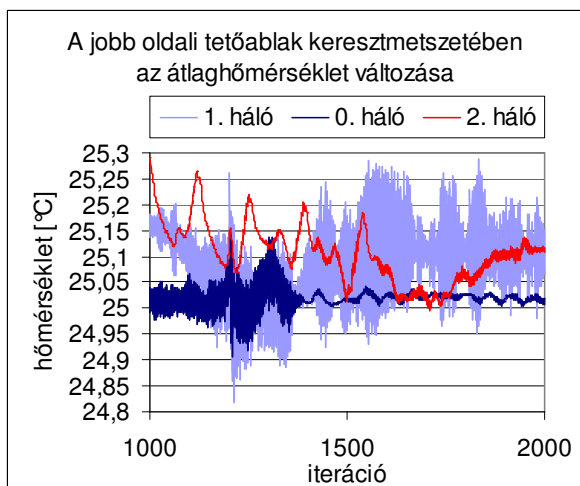


6.29. ábra: A tetőablakokon át távozó levegő össztömegáramja az iterációs lépésekben

A 6.30.a ábrát megfigyelve láthatjuk, hogy a bal oldali tetőablak kilépő keresztmetszetében kapott átlaghőmérséklet $23,6\text{--}23,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ között változik a három esetre, ami különbség nem számottevő. A 6.30.b ábrán az előbbihez hasonló átlaghőmérséklet a jobb oldali tetőablaknál értelmezve $24,95$ és $25,25\text{ }^{\circ}\text{C}$ között mozgott, ami ugyancsak elhanyagolható különbség. Ami viszont érdekes, hogy mindkét ábrán az 1. finomított hálóra kapott értékek (lásd indigókék színnel) erős ingadozása figyelhető meg akár a bal, akár a jobb oldali ablakra vonatkozólag. Ennek oka további elemzéssel kideríthető, valószínűsíthető, hogy a jelenség oka a beállított modellből fakadó, vagy akár hálózással összefüggő probléma. A másik két (piros, és sötétkék) görbe is mutat helyenként kilengéseket, de koránt sem olyan erőket, mint amilyen az 1. finomított hálónál tapasztalható.



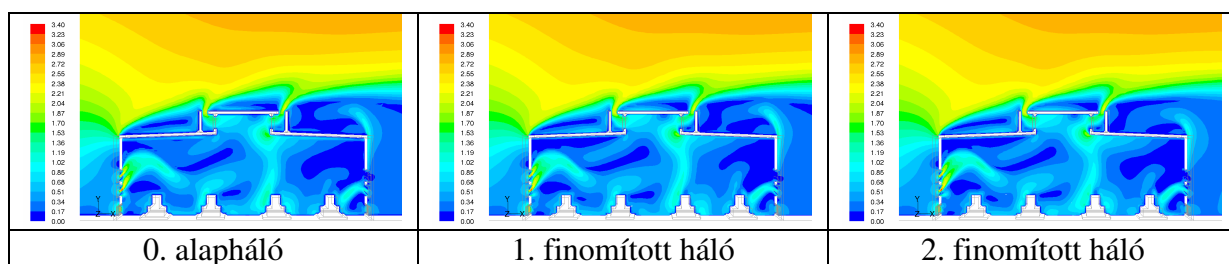
6.30.a ábra: A baloldali tetőablakban számított átlaghőmérséklet iterációk száma szerinti változása



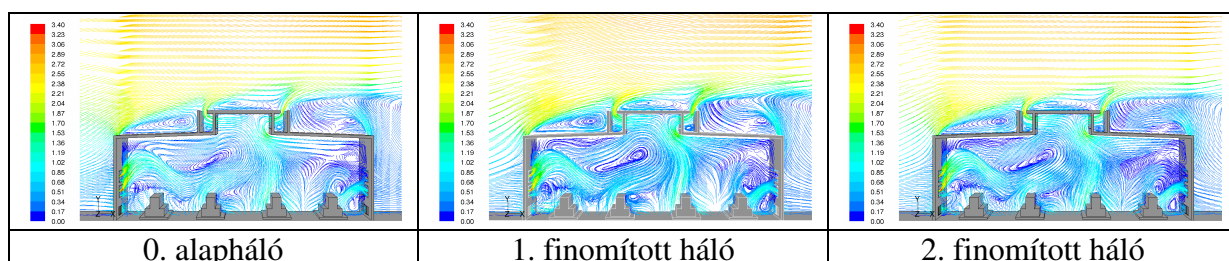
6.30.b ábra: A jobboldali tetőablakban számított átlaghőmérséklet iterációk száma szerinti változása

A teljesség kedvéért néhány ábrával is illusztrálni kívánjuk a három eset összehasonlításaként a hálósűrítésnek a számított áramlási- és hőtani paraméterek térbeli eloszlására gyakorolt hatását (lásd a 6.31-35 ábrákat). A 6.31. ábrán látjuk a sebesség-eloszlást, a 6.32. ábrán az áramvonalakat, a 6.33. ábrákon pedig a hőmérséklet-eloszlást a csarnok középsíkjában. A 6.34 ábrán csarnok falának és a padló síkjának hőmérséklet-eloszlása látható. A 6.35. ábra az előzőhöz hasonlóan a csarnok falának és a padló síkjának hőmérséklet-eloszlását valamint az $y = 1,5\text{ m}$ -en felvett – és munkatérként értelmezett – sík hőmérsékletét mutatja két csarnokközben (lásd a 8 db kádat), a periodikus ismétlésnek köszönhetően. A 6.31. és 6.33. ábráson karakterisztikusan hasonló képet mutat a csarnok keresztmetszetében kialakuló sebesség-eloszlásról, valamint a hőmérséklet-eloszlásról. A bal oldali középső ablakokon át meredeken fölfelé, relatíve nagy ($1,6 - 2\text{ m/s}$) sebességgel betörő hideg levegő a csarnok boltozata alatt feltorlódó meleg, ezáltal kisebb sűrűségű, könnyebb légrétegeiről mintegy lepattanva $\sim 90^{\circ}$ -os szöget bezáróan vált irányt, továbbfolytatva útját a csarnok belseje felé. Az első és második kádsor közé érve beáramlott friss levegő szétárad, impulzusa felemészthető. A második kád által keltett hő, és a hatására indukálódott fölszálló légáramlatok újabb lendületet adnak az áramlásnak, mely a harmadik kád által keltett meleg levegő emelkedő csóváját elérve, azt kissé maga előtt nyomva, majd vele összekapcsolódva fölszálló légárammá alakul, s a laterna irányába tör. A jobb oldali boltozat megtöri a meleg levegő útját. A levegő egy része balra haladva a laternába jut, ahol nagy része a tetőablakon át távozik. A tetőablakok kisebb átteresztő képessége miatt a meleg levegő feltorlódik, s egy kis része a bal oldali boltozat alá kényszerül. Ezt a jelenséget a 6.32. nyomvonalas ábra is jól mutatja. Tehát itt, a csarnok bal

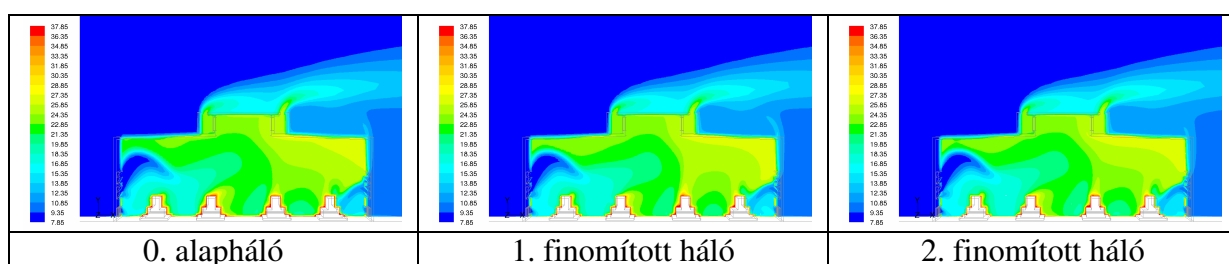
oldali (az áramlás irányából nézve elülső) részben egy légörvény alakul ki, ami a hideg és meleg levegő cirkulációjából adódik. A jobb oldali boltozaton megtört meleg levegő másik része jobbra fordulva halad a tető alatt, eléri a jobb oldali falat, ahol holt térbe kerülve nagyon lelassul. Ennek a légtömegnek nincs hol távoznia. A jobb oldali középső ablakok relatíve alacsonyan vannak ahhoz, hogy ezen át távozhasson, leszámítva azt a csekély mennyiséget, ami mégis csak itt, a jobb oldali középső ablak legfelső kilépő nyílásán át távozik. Döntő többsége viszont bent marad, s csak úgy van esélye a kijutásra, ha a jobbról (az épület szélárnyékában indukálódott recirkulációnak köszönhetően) beáramló – már se nem friss, se nem egészen hideg – közepes sebességű levegő magával nem viszi a hármas kádig, ahol a már bemutatott a tetőablakok felé irányuló léghuzat dolgozik. Erre kicsi az esély, mivel a negyedik kád melege tovább ront a helyzeten. A jobbról beáramló hűtést szolgáló levegő ugyanis a negyedik kád által hamar fölmelegszik, és fölszáll.



6.31. ábra: Sebességeloszlás a csarnok középsíkjában [m/s]

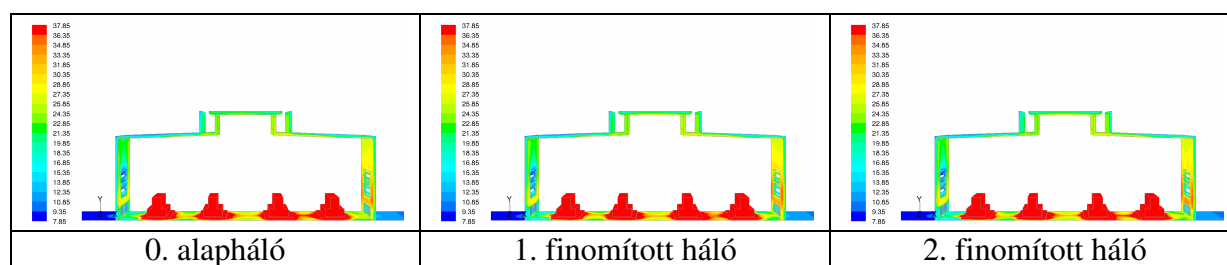


6.32. ábra: Nyomvonalak a csarnok középsíkjában sebesség-változás szerinti színskálával [m/s]

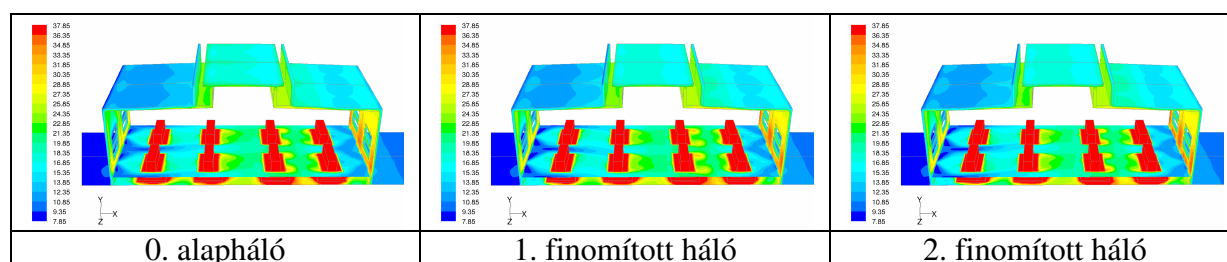


6.33. ábra: Hőmérséklet eloszlás a csarnok középsíkjában [°C]

Az alsó ablakok a kádak közötti folyosókra irányítottak, amint az a 6.35. ábrán a 1,5 m magasságban feltételezett munkás hőmérséklet eloszlásából is látható. Az ábrák között árnyalatnyi különbség van csupán: az első és második kád között a hideg levegő a 0. és 2. háló esetén a negatív z tengely irányába, míg az 1. háló esetében a pozitív z tengely irányába hat lendülettel illetve sebesség komponenssel (v_z) rendelkezik. A 6.34. ábra kapcsán semmi érdemi különbség nem tapasztalható a három esetben.



6.34. ábra: A csarnok falának hőmérséklet-eloszlása [°C]



6.35 ábra: A csarnok falának és az $y = 1,5$ m munkasík hőmérséklet-eloszlása [°C]

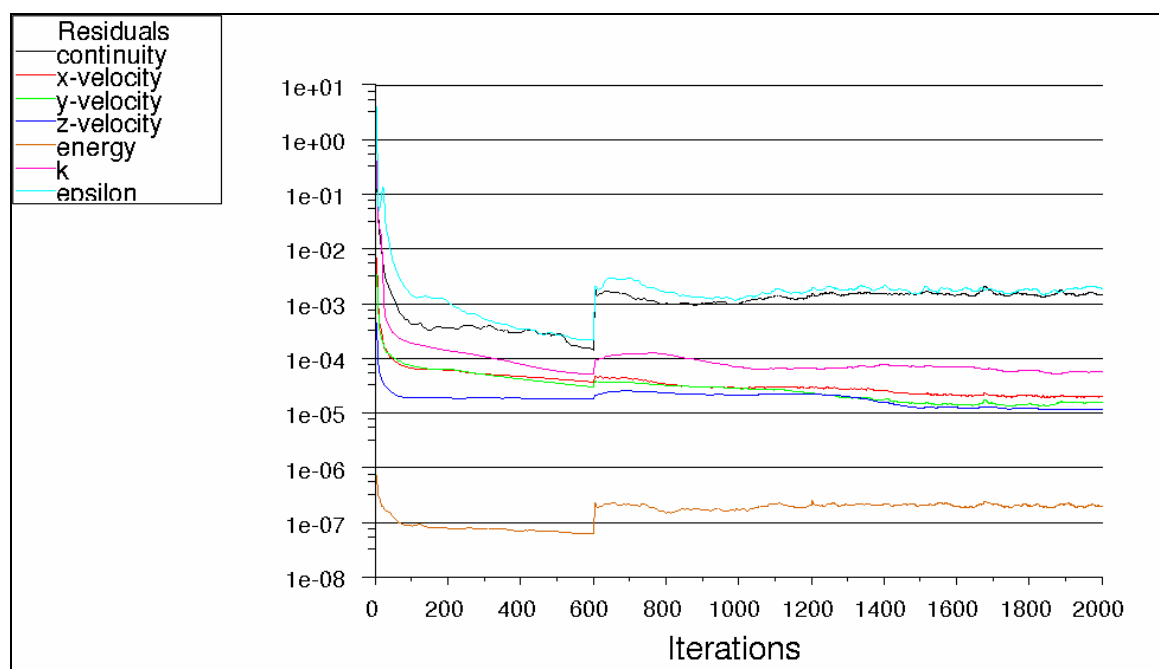
A hálósűrítés vizsgálatával kapott számszerű és képekben is megjelenített eredmények ismeretében kijelenthetjük, hogy a vizsgált hálósűrítés-tartományon „hálófüggetlen” megoldást kaptunk, lévén, hogy akármilyen legyen is a háló, az általunk vizsgált szellőzés (hő- és áramlási vonatkozásban is) mindhárom esetben közel azonosnak adódott. Ezért fölöslegesnek találtuk a nagy cellaszámokat tartalmazó sűrű hálót, mivel ennek nagyobb a memóriaigénye, nagyobb a futási ideje, azaz a számítás sokkal lassabb. Így a későbbi szimulációknál az alapesetnél alig valamivel finomabb hálót alkalmaztunk ($< 0,5$ millió cellával), s csak az általunk kritikusnak vélt helyeken törekedtünk a háló finomítására.

6.2.3. A turbulencia modellek összevetése

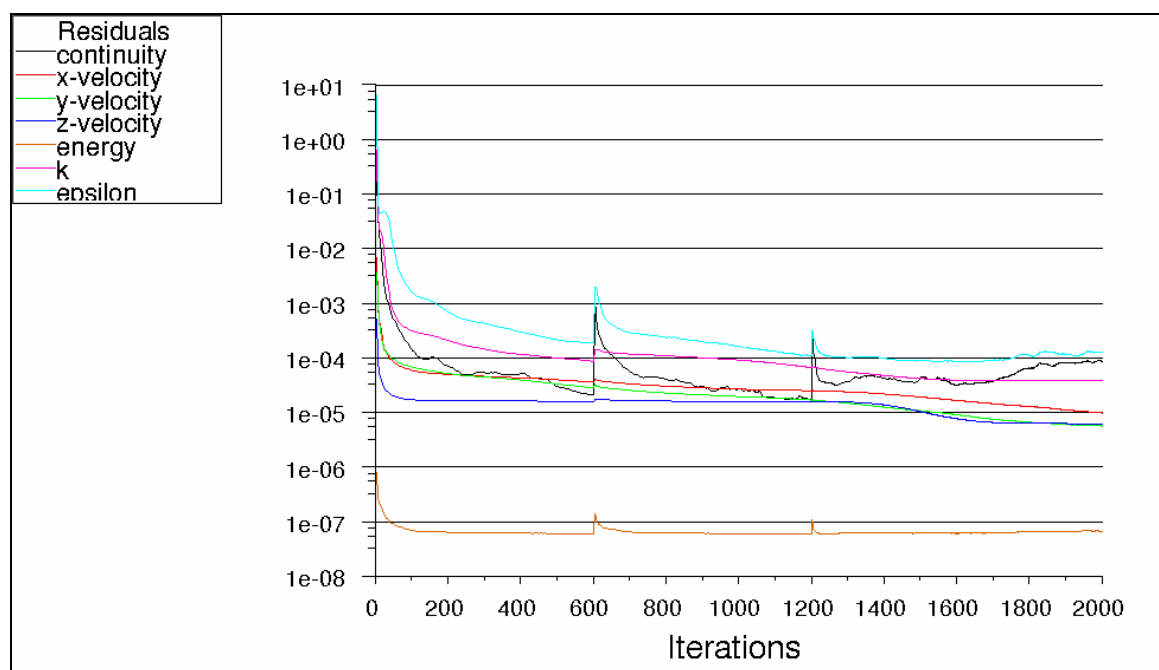
A valós háromdimenziós természetes áramlási folyamatok során a kialakuló sebességmező általában turbulens. A numerikus szimuláció során felírt matematikai (megmaradási) egyenletek zárttá tétele érdekében úgynevezett turbulencia-modellekre támaszkodunk. Az általunk végzett számításoknál a FLUENT programban felkínált k-epszilon turbulencia modellt választottuk szakirodalmi ajánlásokat is figyelembe véve [25]. E modellnek három változata is ismert, melyekre kiindulásként összehasonlító számításokat végeztünk, és a kapott eredményeket egybevetettük a mérésekkel. Ennek alapján állítottuk fel az alábbi rangsort:

1. A Realizable k -epszilon modell: a legvalóságosabb, amit az eredmények is igazoltak. Mindenkor konvergens megoldást garantál.
2. A Standard k -epszilon modell: elfogadható.
3. Az RNG k -epszilon modell, (ReNormalization Group) - nem elég meggyőző.

Az RNG k -epszilon modell konvergenciája kevésbé volt meggyőző, főként a magasabbrendű (second order upwind, és quick) sémák alkalmazásakor, mivel nem javult, hanem romlott a helyzet. A 10^{-03} -os lélektani konvergencia küszöböt nem sikerült sem az „epszilon” sem a „continuity” egyenletekre teljesíteni, csak megközelíteni. (lásd a 6.36. ábrát.) Az iterációk előrehaladtával a reziduum „vízszintes” vonallá laposodik a két görbére. Ennél még a standard k -epszilon modell is határozottabban konvergált (lásd a 6.37. ábrát).

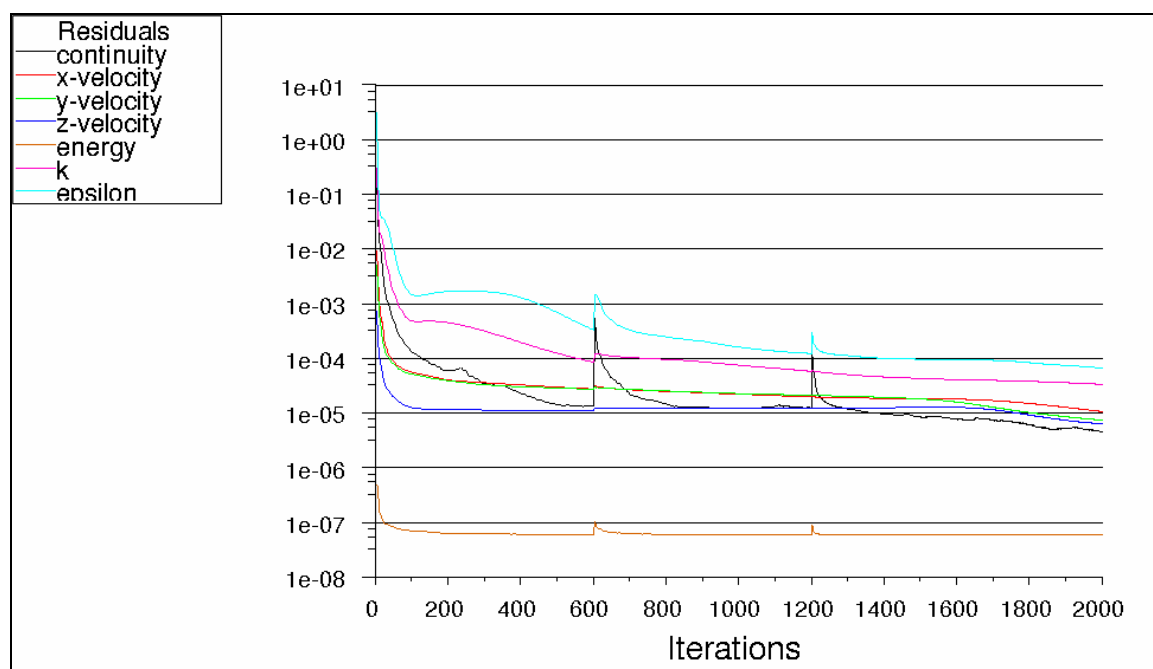


6.36. ábra: Az RNG k-epszilon modell konvergenciája (reziduumok csökkenése)



6.37. ábra: A Standard k-epszilon modell konvergenciája (reziduumok csökkenése)

A Standard k-epszilon modell által közelített turbulencia nem elégíti ki a feladatunkban megkívánt szintet, így ennek alkalmazását a továbbiakban nem láttuk célszerűnek. Ezzel szemben a realizabel k-epszilon modell konvergenciája jónak mondható, amit az eredmények is visszaigazolnak (lásd a 6. 38. ábrát), és éppen ezért a későbbiekben a Realizable k-epszilon modellt alkalmaztuk. Ugyanakkor turbulencia modellek összehasonlítására elvégzett számításaink eredményeként megállapítottuk, hogy a légszereszám és/vagy tömegáram vonatkozásában nincs jelentős különbség köztük. Ezt igazolják a 6.6. táblázat adatai.



6.38. ábra: A Realizable k - ϵ modell konvergenciája (reziduuumok csökkenése)

A mérési adatok, amelyeket a szimulációk során peremfeltételként alkalmaztunk: 1,2 m/s erősségű 60°-os szögben érkező oldalszél. 30°/40° ablaknyitási szögek (széloldal/szélárnyékos oldal). A külső hőmérséklet 7,85 °C (281 K).

A táblázatban szereplő mért értékek részletesebb magyarázatát a 6.2.5. fejezet tartalmazza.

6.6. táblázat: A három k - ϵ turbulencia modellel számított eredmények összehasonlítása

	mérés	1. számítás	2. számítás	3. számítás
légcsereszám [1/h]	28,00	26,90	26,89	26,52
tömegáram [kg/s] tetőablak-bal	27,24	22,90	23,26	23,05
tömegáram [kg/s] tetőablak-jobb	19,24	18,16	17,76	17,39
összes tömegáram [kg/s]	46,48	41,06	41,02	40,44
hőmérséklet [°C] tetőablak-bal	22,05	23,45	23,65	23,82
hőmérséklet [°C] tetőablak-jobb	26,42	26,26	25,39	25,73
átlaghőmérséklet az egyes folyosókon [°C]				
1. folyosó	10,95	9,22	10,78	11,39
2. folyosó	13,30	15,40	18,01	16,04
3. folyosó	16,10	22,52	21,95	21,72
4. folyosó	21,63	22,37	22,14	22,03
5. folyosó	12,74	13,75	12,00	13,38
a minimális hőmérséklet 1,5 m magasan [°C]		7,85	7,85	7,85
az átlaghőmérséklet 1,5 m magasan [°C]		16,52	16,60	16,29
a maximális hőmérséklet 1,5 m magasan [°C]		30,21	34,10	33,52

Az 1. számítás az RNG, a 2. számítás a Realizable, a 3. számítás a Standard k - ϵ turbulencia modellekre vonatkozik. A vizsgálataink kezdetén még nem volt elterjedt a Large Eddy Simulation (LES) technika, ezért ennek vizsgálatával jelen probléma megoldásakor nem foglalkoztunk, de jövőbeni terveink között szerepel.

6.2.4. A hőhatások figyelembevétele

Ellenőrző számításokat végeztünk a hőszugárzás hatásának megismerése céljából, ahol az 5.3.1. alfejezetben részletezett Discrete Ordinates hőszugárzási modellt alkalmaztuk. Vizsgálatainkhoz a 30°/75°-os ablakszögű modellt használtuk 3 eltérő falvastagság esetén, föltárva egyben ennek hatásait is. A feladat során a csarnok falát hővezetőnek, anyagát betonnak adtuk meg. A többi beállítás a 6.2.2. fejezetben leírtakkal megegyező értékű volt. A kapott eredményeket a 6.7. táblázatban ismertetjük.

6.7. táblázat: A hőszugárzás hatása a csarnok szellőzésére és a munkatér hőmérsékletére

	Hőszugárzás figyelembevétele			Nincs hőszugárzás		
falvastagság [m]	0,0	0,20	0,40	0,0	0,20	0,40
Tömegáram [kg/s] tetőablak-bal	18,08	18,86	18,80	19,62	19,97	20,18
Tömegáram [kg/s] tetőablak-jobb	14,74	15,25	16,07	16,14	16,88	17,16
a két tetőablakon át kilépő levegő együttes tömegárama [kg/s]	32,82	34,11	34,88	35,77	36,85	37,34
a csarnokba belépő levegő összes tömegáram [kg/s]	40,46	40,14	38,25	42,15	41,59	40,38
$L_{be,összes}$ [1/h]	27,36	27,15	26,17	28,54	28,19	27,74
$L_{ki,tető}$ [1/h]	22,20	23,07	23,86	24,22	24,98	25,65
hőmérséklet [°C] tetőablak-bal	41,04	41,79	42,04	42,11	42,88	43,28
hőmérséklet [°C] tetőablak-jobb	42,59	43,30	43,79	43,66	44,55	45,77
átlaghőmérséklet az egyes folyosókon [°C]						
1. folyosó	32,54	32,62	32,44	30,17	29,48	31,77
2. folyosó	36,23	36,47	35,72	35,97	36,09	36,42
3. folyosó	38,12	39,13	39,14	39,74	39,90	41,02
4. folyosó	42,07	41,32	38,61	42,93	41,84	39,83
5. folyosó	32,01	31,43	31,14	30,26	30,33	30,04
a minimális hőmérséklet 1,5 m magasan [°C]	27,17	27,09	27,11	26,86	26,86	26,87
az átlaghőmérséklet 1,5 m magasan [°C]	35,73	35,80	35,35	35,53	35,39	35,80
a maximális hőmérséklet 1,5 m magasan [°C]	50,47	48,34	52,27	52,59	51,36	56,02

Megállapítható, hogy a tetőablakon értelmezett kiáramlási légcsereszám ($L_{ki,tető}$) annál inkább eltér a valós teljes belépő légcsereszámától ($L_{be,összes}$), minél vékonyabb a fal. Ne felejtjük el ugyanis, hogy alkalmanként a szélárnyékos oldalon (a csarnok keresztmetszet jobb oldala) a középsőnek definiált ablaksor felsőbb nyílásain kiáramlás jön létre. Következmény: a tetőablakra értelmezett $L = L_{ki,tető}$ légcsereszám csökken.

A kapott adatokból (lásd a 6.7. táblázat) további következtetés, hogy minél vékonyabb a fal, (egyre nagyobb lesz a szabad átáramlási ablakkeresztmetszet,) annál nagyobb lesz a belépő levegő összes tömegárama. A hőszugárzás figyelembevételekor pedig a konvektív (áramlásos) hőcsere szerepe csökken. Ezzel összefüggésben a kádak felületének hőmérséklete is jelentősen esik.

Bekapcsolt hőszugárzásnál számított légcsereszám 5-7 %-kal kisebb volt, mint amikor tisztán csak a konvektív hőátadást szimuláltunk. A jelenség oka a kádak felszíni hőmérsékletében keresendő. Tisztán konvektív hőleadásnál 260-300 °C között volt a kádfelszín látszólagos átlaghőmérséklete, szemben a konvektív és sugárzásos hőleadás együttes jelenlétekor tapasztalható 160-180 °C -kal. Továbbá megfigyelhető, hogy a munkatérben 1,5 m magasan kapott

hőmérsékleti maximum ugyancsak a tisztán konvektív esetben magasabb, mint összetett hőleadás esetén. Vagyis intenzívebb légmozgás indulhat be a nagyobb hőmérsékleti gradiens miatt. A kétféle számítás közötti eltérés elhanyagolását csupán az indokolja, hogy a bekapcsolt hősugárzási modell jelentős számítógép-időt emészt fel. Kis teljesítményű számítógépek esetén ennek elhanyagolása jelentős időmegtakarítást eredményez, ami a korábbi számításainknál szerepet játszott. Azon esetekben, ahol alkalmaztunk a hősugárzási modellt, ezt a tényt külön rögzítjük az eredmények objektív értékelhetősége végett.

6.2.5. A 3D-s numerikus modell validálása helyszíni mérések alapján

A számítógépes szimuláció fontos lépése a számítás validálása, vagyis ellenőrzése valamely módon (mérésből, más számításból) ismert eredményekkel. Más megközelítésben ez azt jelenti, hogy a számítás paraméterrendszerét kell úgy megválasztani, hogy a számítás megfelelően egyezzen a mérési eredményekkel. A számítás ellenőrzéséhez rendelkezésre álltak az általunk korábban, 2000.02.02-án az üzemcsarnokban mért értékek [17]. Ezen a napon a környezeti hőmérséklet $t_{kör} = 7,9\text{ °C}$, az É-NY-i szél sebessége $y_0 = 1,5\text{ m}$ magasságban pedig $v_0 = 1,2\text{ m/s}$ volt. Ilyen körülmények esetén került sor a szellőzés mérésére. A tetőablakon kiáramló levegő mennyiségét és hőmérsékleteit pontbeli mérések sorozatával határoztuk meg. A csarnokon belül pedig az egyes kádsorok között $1,5\text{ m}$ magasságban hőmérsékletmérésekre került sor. A nagyszámú mérés átlagértékeit hasonlítottuk össze a FLUENT által számítottakkal.

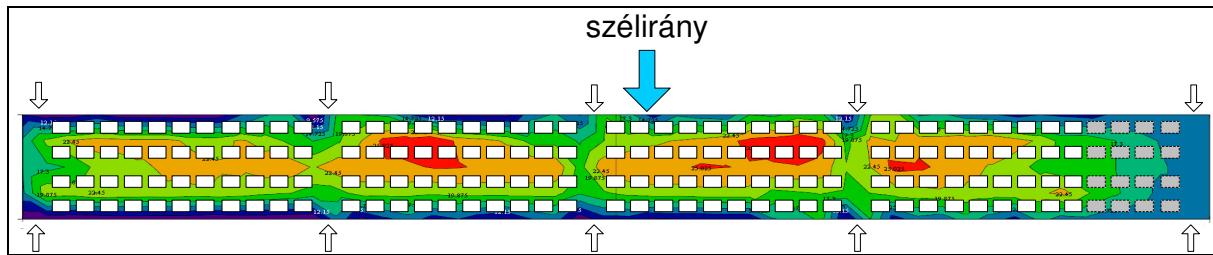
6.2.5.1. A csarnok szellőzésének mérése

A csarnok szellőzésének mérésekor egy helyi és egy globális jellemző meghatározására került sor. A helyi mérések a kádsorok között $1,5\text{ m}$ munkamagasságban történtek. Ez pontbeli hőmérsékletméréseket jelentett a csarnok teljes hossza mentén. A célja a munkakörülmények feltérképezése és annak csarnokbeli eloszlásának áttekintése volt. A másik méréssorozat a globális szellőzési jellemző, a légcsereszám méréssel való meghatározására irányult.

6.2.5.2. A munkatér hőmérsékletének mérése

Az alsó ablakokon beáramló levegő szellőztetés javító hatásának bizonyítására, illetve a munkatérben uralkodó klíma ellenőrzésére $+0,0$ talajszinttől $1,5\text{ m}$ magasan megmértük a kádsorok között a hőmérsékleteket. A 245 mérési pont alapján készült a 6.39. ábra hőmérséklettérképe. Az ábrán fehér téglalapok jelzik a 176 darab elektrolizáló kádat. Ebből a mérés idején 16 darab le volt bontva (az ábra jobb oldalán szaggatott vonallal jelölve). A 10 darab nyitott kaput fehér nyilak mutatják. A mérések során azt tapasztaltuk [37], hogy nyitott alsó ablakok esetén az emberi tartózkodási zónákban sokkal intenzívebb légáramlás alakul ki, a friss levegő átöblítő hatása jobban érvényesül. Az alsó ablakosorokon bejutó friss levegő sebessége $2\text{--}3\text{ m/s}$, erős huzatérzetet okoz, ezért a dolgozók télen fáznak és az ablakoknak csak kis részét nyitják ki. Ekkor a terem átszellőztetése a középső ablakokon így is biztosított, de éppen az emberi tartózkodás zónájába jut a legkevesebb friss levegő.

A hőmérséklet-eloszlást szemléltető 6.39. ábra alapján megállapítható, hogy azokon a falszakaszokon, ahol nincsenek alsó ablakok (pl. melléképület miatt), ott nincs intenzív szellőzés, ezért magasabbak az ott mérhető hőmérsékletek. Ahol viszont a nagyméretű oldalajtók találhatóak, ott a szellőzőlevegő sokkal mélyebben hatol be a csarnok középtengelye irányába. Itt most e hatásokra felhívjuk a figyelmet, de a részletes ismertetéstől, a számszerű adatok közlésétől eltekintünk. A kádsorok közti mérési eredmények átlagértékeit vetjük egybe a következő fejezetben a numerikus szimuláció hasonló eredményeivel.



6.39. ábra: Hőmérséklet-eloszlás a csarnok +1,5 m -es szintjén [°C]

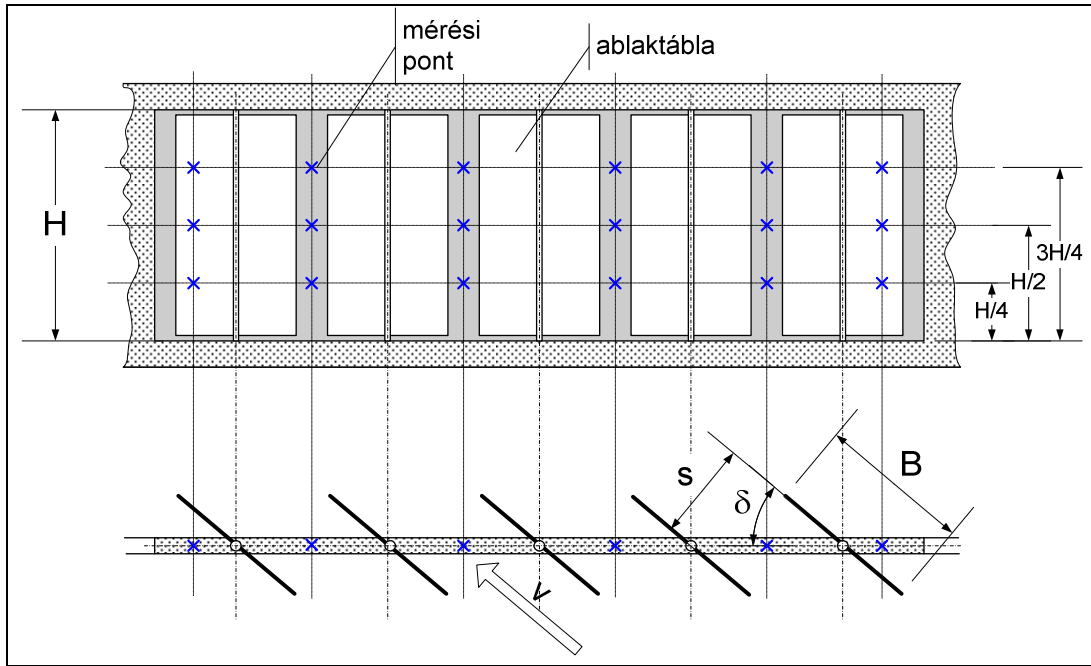
6.2.5.3. A légcsereszám mérése

A szellőzés globális jellemzője a légcsereszám, amely azt mutatja meg, hogy a csarnok levegője óránként hányszor cserélődik ki. Normális szellőzési viszonyok esetén az oldalsó ablakokon lép be a friss levegő és a szennyezett levegővel keveredve a tetőablakokon távozik [37]. Amennyiben a jelentős belső gázképződéstől, mint forrástól, valamint a helyi elszívóhálózat által a csarnokból elszívott gázmennyiségtől eltekintünk, akkor az alsó és középső oldalablakokon beáramló levegő $q_{m,be}$ tömegárama megegyezik a tetőablakokon távozó $q_{m,ki}$ légmennyiséggel, azaz $q_m = q_{m,be} = q_{m,ki}$. A légcsereszám meghatározásához tehát a q_m tömegáram mérése szükséges.

A mérési módszer megválasztásánál és a mérőműszerek kiválasztásakor az alábbi tényezőket kellett figyelembe venni:

- A nagy be- és kiáramlási keresztmetszetek miatt a sebesség- illetve hőmérsékletmezők meghatározása csak a be- illetve a kilépő sebességmező illetve hőmérsékletmező pontonkénti mérésével történhet.
- A légsebesség értékek kicsik. A be- illetve kiáramlási keresztmetszetben $0,5 \div 5$ m/s közötti sebességértékek alakulnak ki. Az ilyen kis sebességek pontos mérése hagyományos mérőeszközökkel (Prandtl cső, Pitot cső) lehetetlen, csak termikus vagy forgókerekes sebesség érzékelőkkel rendelkező elektronikus műszerekkel lehetséges. A forgókerekes érzékelőket az erős mágneses mező zavarhatja, ezért a méréseket termikus érzékelővel felszerelt TESTOTHERM típusú műszerekkel végeztük. Ezeket a műszereket hasonló körülmények között már többször eredményesen alkalmaztuk a sebesség és a hőmérsékletmező egyidejű mérésére.
- A belépő keresztmetszetekben – a billenő ablakoknál, kapuknál – nehéz a hozzáférés, nagy az ablakok száma és bizonytalan a sebességmérés. A tetőablakoknál viszont homogénebb a sebességtér, ezért pontosabbak és megbízhatóbbak az itt kapott mérési eredmények. Itt a hozzáférés is lényegesen egyszerűbb.

A mérés színhelyéül ezért a tetőablakokat választottuk. Ezek a függőleges tengelyük körül elfordíthatók. Az északi és a déli homlokzatokon lévő tetőablakok összfelülete azonos. Egy oszlopközben 5 db ablakszárny helyezkedik el, ahogy azt a 6.40. ábra mutatja. Az 5 ablakszárny az egy oszlopközkhöz tartozó ablaknyílást 6 beáramlási keresztmetszetre osztja. E 6 keresztmetszet mindegyikében, azok függőleges tengelyében 3-3 különböző magasságban ($H/4$, $H/2$, és $3H/4$) jelöltük ki a mérési pontokat. Így oszlopközönként $N = 18$ mérési pontban mértük a sebességeket és a hőmérsékleteket. Az i, j indexekkel jelölt mérési szelvényben a mérési pontok helyét az 6.40. ábra szemlélteti. Az i index az oszlopköz déli ($i = 1$) vagy északi ($i = 2$) oldalát jelzi. A j index ($j = 1, 2, \dots, 48$) pedig az oszlopköznek a csarnok nyugati szélétől számított helyzetét mutatja.



6.40. ábra: A mérési szelvény a mérési pontokkal

A tetőablakok nyitottságának mértéke a 6.40. ábrán jelölt a δ nyitásszöggel vagy az s távolsággal jellemezhető. A kettő közötti kapcsolat az

$$s = B \cdot \sin \delta \quad (6.2)$$

képlettel írható le, ahol B az ablakszárnyak szélessége. Feltételezzük, hogy az irányfüggetlen szondával mért sebesség iránya párhuzamos az ablaktáblák síkjával, továbbá a sebességvektor mindig a vízszintes síkban fekszik. Ekkor a sebességre merőleges áramlási keresztmetszet az

$$A_{i,j} = 5 \cdot H \cdot s = 5 \cdot H \cdot B \cdot \sin \delta \quad (6.3)$$

összefüggésből számítható, ahol H a tetőablakok magassága. Az egyes oszlopközök tetőablakain kiáramló levegő $\bar{v}_{i,j}$ átlagsebességét és $\bar{t}_{i,j}$ átlaghőmérsékletét a

$$\bar{v}_{i,j} = \frac{1}{N} \cdot \sum_{\mu=1}^N v_{i,j,\mu}, \quad (6.4)$$

$$\bar{t}_{i,j} = \frac{1}{N} \cdot \sum_{\mu=1}^N t_{i,j,\mu} \quad (6.5)$$

összefüggések alapján számítjuk, ahol a μ index az oszlopközön belüli 18 mérési pont egyike utal. Az oszlopközben távozó levegő $(q_v)_{i,j}$ térfogat- és $(q_m)_{i,j}$ tömegárama tehát számítható:

$$(q_v)_{i,j} = A_{i,j} \cdot \bar{v}_{i,j}, \quad (6.6)$$

$$(q_m)_{i,j} = (q_v)_{i,j} \cdot \rho_{i,j}. \quad (6.7)$$

A tetőablakon kilépő levegő $\rho_{i,j}$ sűrűségét az ideális gáztörvényből kapjuk:

$$\rho_{i,j} = \frac{p_0}{R \cdot (273,15 + \bar{t}_{i,j})}, \quad (6.8)$$

ahol p_0 a környezeti nyomás és $R = 287 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$ a levegő gázállandója.

Az oszlopközök tömegáramainak ismeretében a kohócsarnokba be-, illetve onnan kiáramló összes levegő tömeg- és térfogatárama meghatározható:

$$q_m = \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^{48} (q_m)_{i,j}, \quad (6.9)$$

$$q_v = q_m \cdot \frac{R \cdot T_0}{p_0}, \quad (6.10)$$

ahol T_0 a környezeti hőmérséklet.

A $V = 241001 \text{ m}^3$ űrtartalmú kohócsarnok természetes szellőztetésének óránkénti légcsereszámja tehát:

$$L \left[\frac{1}{h} \right] = q_v \cdot \frac{3600}{V} = q_v \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right] \cdot \frac{3600 \left[\frac{\text{s}}{h} \right]}{241001 \left[\text{m}^3 \right]}. \quad (6.11)$$

A mérések eredményeként kapott légcsereszámot a számítógépes szimulációból kapott hasonló értékkel a következő alfejezetben hasonlítjuk össze.

6.2.5.4. A mért és a számított adatok összehasonlítása

A számítógépes szimuláció során felhasználtuk a mérési tapasztalatokat és eredményeket is. Ez azt jelenti, hogy a számítás szabad paramétereit úgy állítottuk be, hogy a méréssel a lehető legjobb egyezést kapjuk. Ezen úgynevezett validálás után a számított és a mért eredmények jó egyezését tapasztaltuk, tehát a validálás sikeres volt. A számítás a kikeresett paraméterkombináció esetén jól közelíti a mérési eredményeket. Ez után már megfelelő pontossággal olyan esetek is szimulálhatók a programmal, amelyekre nem rendelkezünk mérési eredményekkel. A mért és a számított adatokat a 6.8. táblázatban hasonlítottuk össze. A táblázatban felsorolt adatok egyezésének értékelésekor figyelembe kell venni a számított idealizált modell és a mérés tapasztalt különbségét:

- ◆ A modell csak egy átlagos épületszelvényt tartalmaz, míg a csarnok egyes szelvényei ettől jelentősen eltérhetnek, mert
 - az épülethez melléképületet csatoltak,
 - az ablakok hibásak,
 - az épület ajtót tartalmaz. A méréskor ugyanis az ablakok nyitott felületének 19,8 % , azaz kerekítve 20 %-ának megfelelő méretű ajtók is nyitva voltak, amit a számítás nem vesz figyelembe.
- ◆ A méréskor a környező épületek torzító hatása is érvényesült, a számításoknál nem. Tehát a modell szabadon áll, a valóságban pedig a csarnokot épületek veszik körül.
- ◆ A mérés is tartalmazhat hibákat.

- ♦ Az áramlási keresztmetszetekben a mérés relatíve kisszámú mérési pontban történt, amelyből egész felületekre vonatkozó értékeket átlagoltunk, a számítás pedig ettől több nagyságrenddel nagyobb háló pontjaiban adódó értékekből igen pontosan számolja az átlagot.
- ♦ Az épületben az egyes elektrolizáló kádak egymástól eltérő állapotban működtek, illetve a csarnokban a szellőzést is befolyásoló munkaműveletek is folytak.

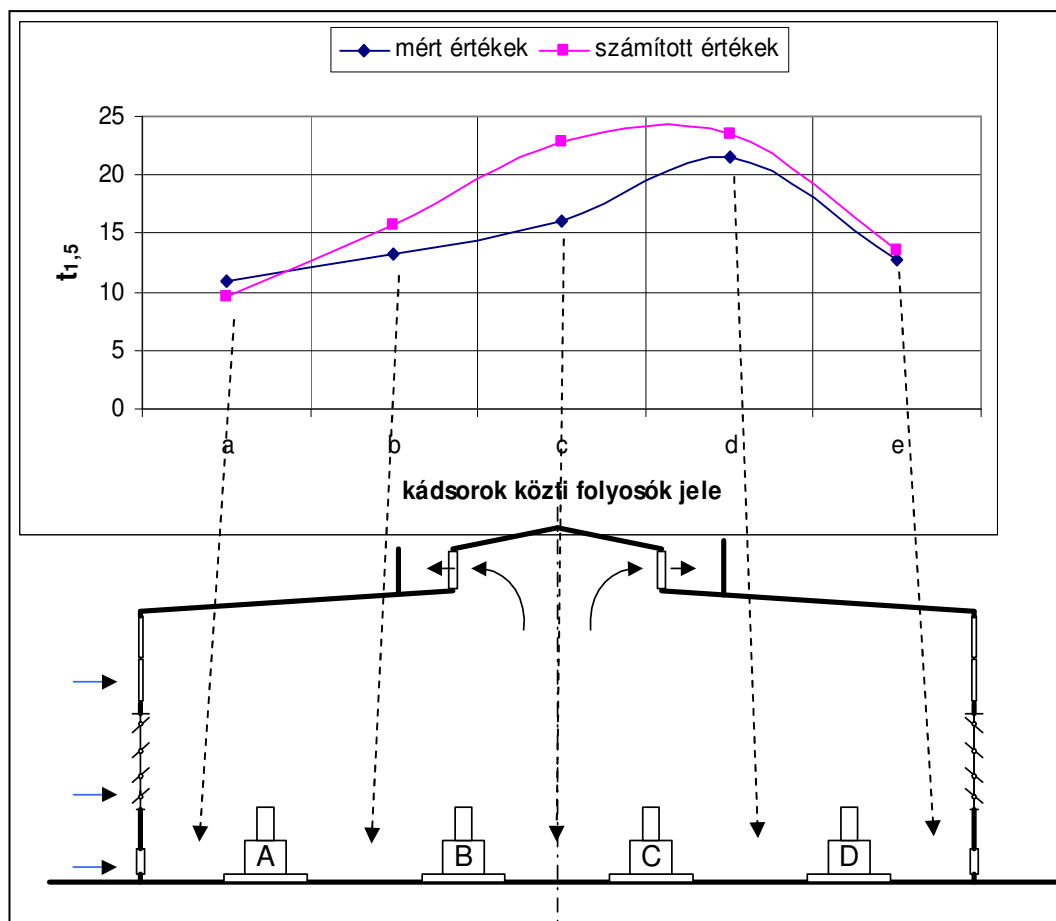
A 6.8. táblázat az átlagolással kapott globális értékeket mutatja a számítás és a mérés esetére. A számított értékek $k = 0,28$ szélprofilkitevőre és $\alpha = 90^\circ$ -os oldalszélre vonatkoznak.

6.8. táblázat: A csarnokszellőzés mért és számított adatai

Vizsgált jellemző		Mért érték	Számított érték
megnevezése	jele és mértékegysége		
légcsereszám	$L [1/h]$	28,5	24,7
tetőablakon kiáramló levegő tömegárama az északi oldalon (egy oszlopközben)	$\dot{m}_E [kg/s]$	27,24	22,83
tetőablakon kiáramló levegő tömegárama a déli oldalon (egy oszlopközben)	$\dot{m}_D [kg/s]$	19,24	17,53
tetőablakon kiáramló levegő hőmérséklete az északi oldalon	$t_{ki,E} [^\circ C]$	26,42	24,34
tetőablakon kiáramló levegő hőmérséklete a déli oldalon	$t_{ki,D} [^\circ C]$	22,05	24,75
kádsorok közötti levegő átlaghőmérséklete 1,5 m magasságban	$\bar{t}_{1,5} [^\circ C]$	17,51	17,06
szélirányba eső fal és az első kádsor közötti levegő átlaghőmérséklete 1,5 m magasságban	$\bar{t}_{1,5,A} [^\circ C]$	10,95	9,6
az első és második kádsor közötti levegő átlaghőmérséklete 1,5 m magasságban	$\bar{t}_{1,5,B} [^\circ C]$	13,3	15,8
a második és a harmadik kádsor közötti levegő átlaghőmérséklete 1,5 m magasságban	$\bar{t}_{1,5,C} [^\circ C]$	16,1	22,8
a harmadik és a negyedik kádsor közötti levegő átlaghőmérséklete 1,5 m magasságban	$\bar{t}_{1,5,D} [^\circ C]$	21,6	23,5
a negyedik kádsor és a szélárnyékba eső fal közötti levegő átlaghőmérséklete 1,5 m magasságban	$\bar{t}_{1,5,E} [^\circ C]$	12,7	13,6

- Mindezeket figyelembe véve a méréskor kapott 15%-al nagyobb tömegáram és hozzá tartozó légcsereszám-többség reális, indokolt. A hőmérsékletek is a vázolt körülményekhez képest igen jó egyezést mutatnak. A csarnok keresztmetszete menti hőmérsékletváltozás a mérés és számítás esetére azonos tendenciát mutat, a számításkor kapott jellemzően magasabb értékeket az említett kisebb légcserre (nyitott ajtók elhanyagolása) indokolja. A 6.41. ábra ezt igazolja, ahol a 6.8. táblázat utolsó öt sorában feltüntetett értékeket ábrázoltuk.

A mért és számított adatok egybevetése, illetve a modellnek a számítási eredményekhez való illesztése (validálás) után már a modell segítségével számos eltérő szellőzési állapot jó közelítéssel modellezhetővé vált.



6.41. ábra: Mért és számított hőmérsékletértékek a kádsorok között [°C]

6.3. Az üzemcsarnok 3D-s modelljén lefuttatott szimulációk eredményeinek összehasonlító elemzése

A felépített és laboratóriumi valamint helyszíni mérésekkel validált számítási eljárás alkalmassá vált arra, hogy a csarnokszellőzés tulajdonságait részletesen elemezzük. Az alábbiakban e szisztematikus elemzőmunka [33] – terjedelmi korlátok miatt – főbb lépéseit ismertetjük.

6.3.1. A lehetséges meteorológiai viszonyok elemzése

A kohócsarnok szellőzését nagyban befolyásolják a meteorológiai viszonyok. Ezért a továbbiakban azt vizsgáltuk, hogy hogyan befolyásolják a csarnok szellőzését az alábbi környezeti tényezők:

- környezeti hőmérséklet,
- szélsébség (szélprofilal),
- szélirány.

Először rögzítjük, hogy e tényezők hatását milyen értékhatárok között célszerű megvizsgálni.

6.3.1.1. Környezeti hőmérséklet

A környezeti hőmérsékletet a számításaink során a magasságtól függetlennek tekintettük, mivel nem fordultak elő olyan magasságok ($H < 170\text{ m}$), amelyek a hőmérséklet jelentős csökkenését jelentenék. A vizsgálatainkat az alábbi – az éghajlatnak megfelelő átlagos – környezeti hőmérséklettartományban végeztük:

$$-20\text{ °C} \leq t_{\text{kör}} \leq +30\text{ °C} . \quad (6.12)$$

6.3.1.2. Szélsébség, szélirány

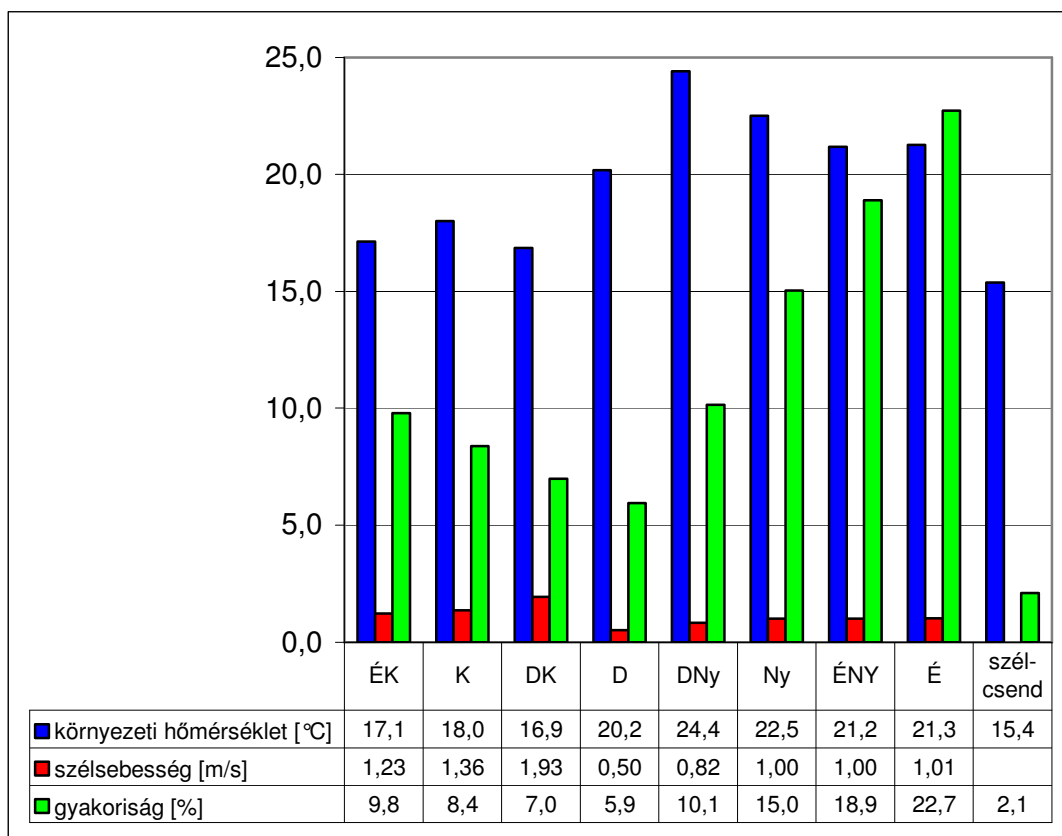
A kohócsarnok közvetlen közelében két mérőállomáson 2003. márciusa és novembere között az ÁNTSZ, Veszprém Megyei Szervezete szennyezettségi méréseket végzett [21]. Ennek során rendszeresen mérték a szélsébséget és a szélirányt a $y_0 \approx 1,5\text{ m}$ -es magasságban. A 290 darab (!) mérést statisztikailag kiértékeltek. Az értékelés eredményeit mutatják a 6.41. és 6.42. ábrák. A 6.41. ábrán az égtájak szerinti szélirányokhoz adtuk meg az átlag szélsébségeket és az átlaghőmérsékleteket. Az ábrán feltüntettük még az azonos szélirányhoz tartozó gyakoriságot is, azaz, hogy az adott szélirány a vizsgált esetek hány százalékában fordult elő. Az eredményekhez hozzátartozik, hogy a szélsébség átlagértéke a teljes vizsgált időszakra:

$$\bar{v} = 1,05\text{ m/s} .$$

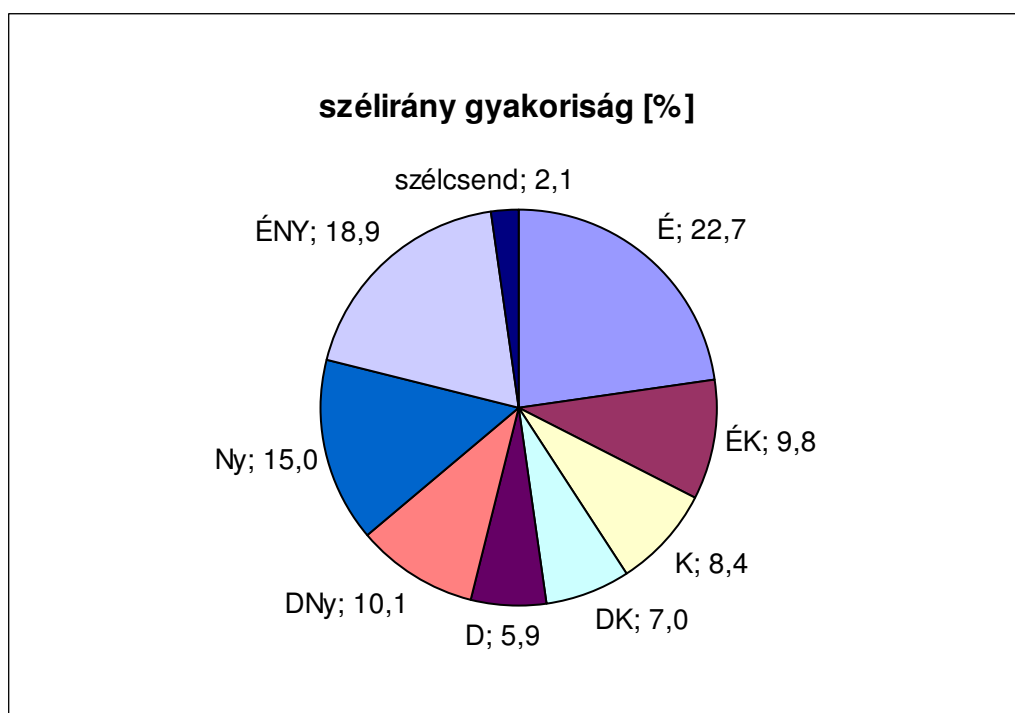
A szélsébség szélső értékeként pedig az alábbi tartomány adható meg:

$$0\text{ m/s} \leq v \leq 10\text{ m/s} . \quad (6.13)$$

Megjegyezzük azonban, hogy $v = 4\text{ m/s}$ értéknél nagyobb szélsébség igen ritkán fordult elő.



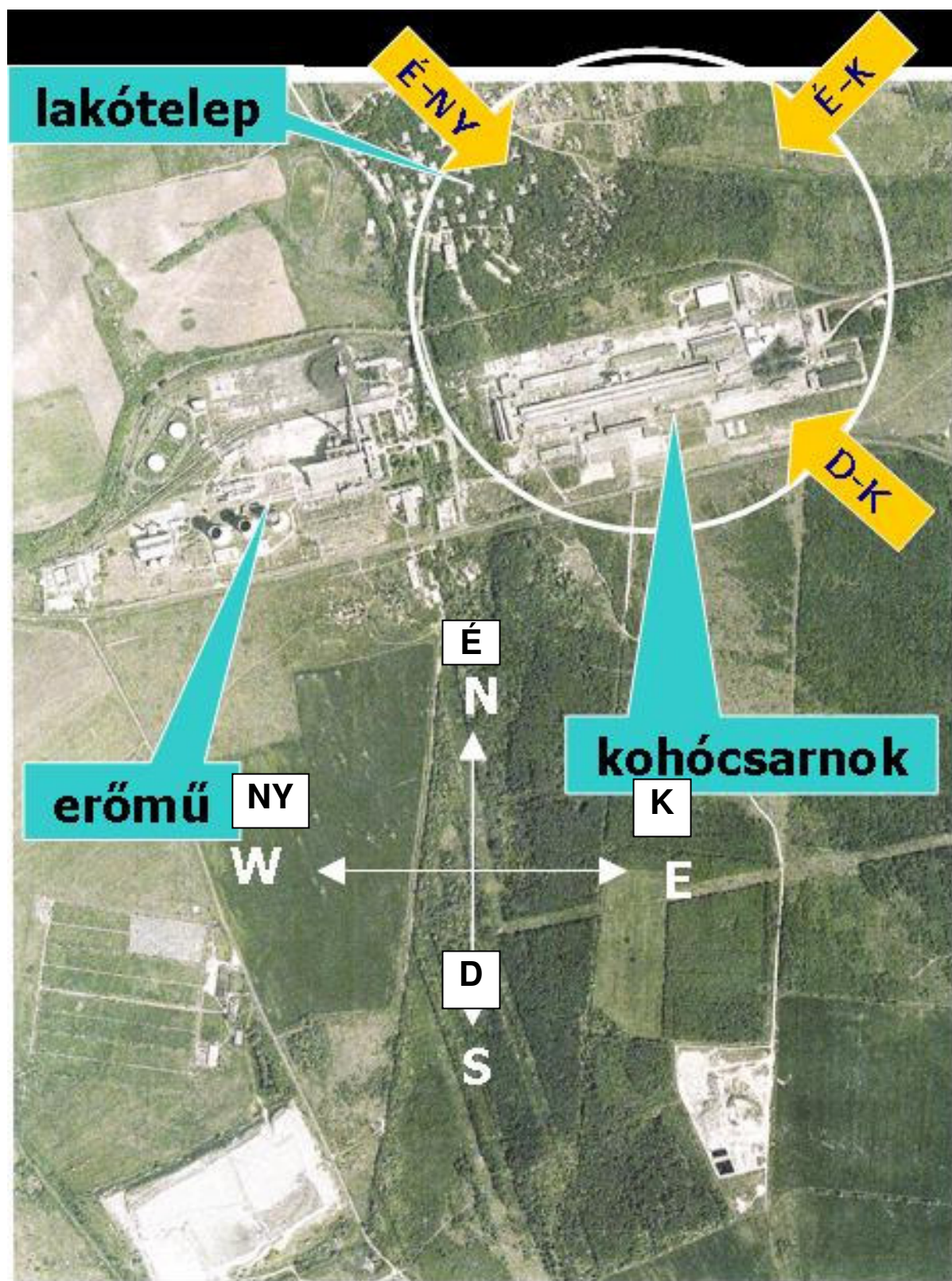
6.41. ábra: A környezeti jellemzők szélirány szerinti gyakorisága és középértéke



6.42. ábra: A szélirányok égtájak szerinti gyakorisága

A szélirány tekintetében a 6.42. ábrából jól látható, hogy a leggyakoribb szélirány az északi, de a nyugati és észak-nyugati szél sem sokkal marad el mögötte. Döntő átlagos széliránynak tehát az É-NY-i szél tekinthető, azaz a lakótelep felől fúj általában a kohócsarnok felé.

A 6.43. ábra légifelvételén bejelölt égtájakat és a csarnok elhelyezését tekintve ez azt jelenti, hogy a csarnokot döntően merőlegesen éri a szél. Megjegyzendő még, hogy feltűnően kevés volt a szélcsendes esetek száma.



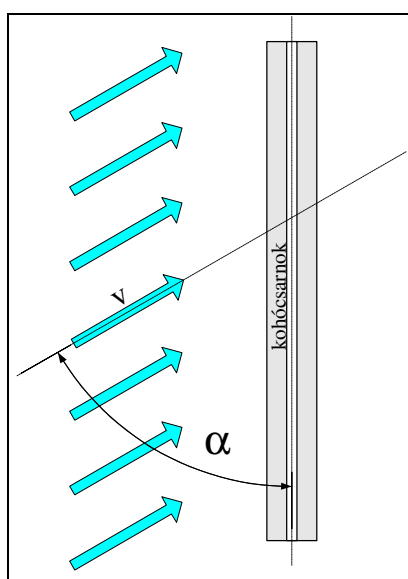
6.43. ábra: Az üzemi terület és környékének légifelvétele

6.3.2. A vizsgált szellőzési esetek

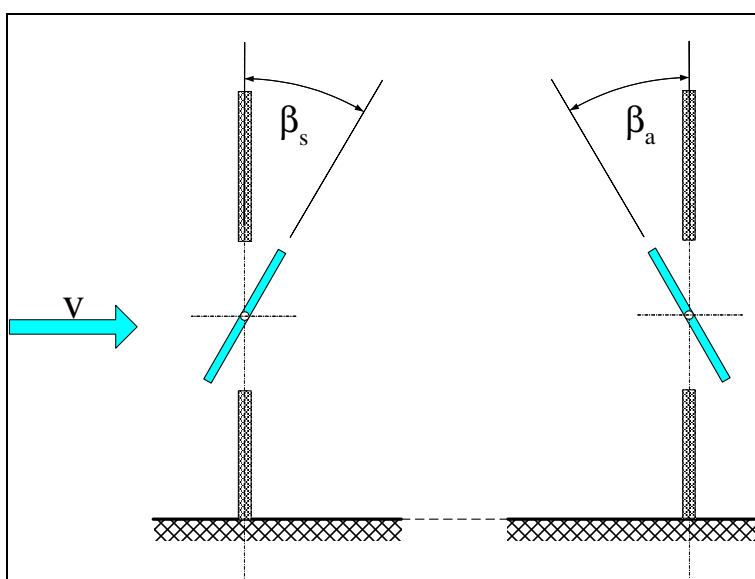
A vizsgálataink céljai alapvetően két fő csoportba gyűjthetők:

- A csarnok-szellőzés hő- és áramlástechnikai paramétereinek tisztázása különböző meteorológiai viszonyok esetén.
- A csarnok ablakainak nyílásszögei és a szellőzés jellemzői közti összefüggések tisztázása. Ez utóbbi vizsgálatcsoportról terjedelmi korlátok miatt nem számolunk be, de utalunk a vonatkozó publikációra [33].

A fenti kérdések tisztázására a 6.10. táblázatban összefoglalt 57 esetet (valójában 50 független eset) vizsgáltuk meg [33]. A 6.10. táblázatban alkalmazott szögek jelentését mutatja a 6.44. és a 6.45. ábra:



6.44. ábra: A szélirány definíciója



6.45. ábra: A középső oldalablakok nyílásszögének definíciója

6.9. táblázat: A vizsgált esetek főbb adatai

sorszám	jel	szélesség	környezeti hőmérséklet	szélirány	ablakszög szélirányban	ablakszög szélárnyékban	szélprofil kitévő	variáció	átfedések	
		v_0	$t_{kör}$	α	β_s	β_a	k			
		m/s	°C	°	°	°	-			
1	S_0=A	0	20	-	30	30	0,28	alapeset	H_20	W_30
2	S_1	1	20	90	30	30	0,28	szélseb hatása	Wa_30_30	I_90
3	S_2	2	20	90	30	30	0,28	szélseb hatása		
4	S_3	3	20	90	30	30	0,28	szélseb hatása	Wa3_30_30	I_3_90
5	S_4	4	20	90	30	30	0,28	szélseb hatása		
6	S_5	5	20	90	30	30	0,28	szélseb hatása	WS_5_30	
7	S_10	10	20	90	30	30	0,28	szélseb hatása		
8	H_-20	0	-20	-	30	30	0,28	külső hőmérséklet hatása		
9	H_-10	0	-10	-	30	30	0,28	külső hőmérséklet hatása		
10	H_0	0	0	-	30	30	0,28	külső hőmérséklet hatása		
11	H_10	0	10	-	30	30	0,28	külső hőmérséklet hatása		
	H_20=A	0	20	-	30	30	0,28	külső hőmérséklet hatása		
12	H_30	0	30	-	30	30	0,28	külső hőmérséklet hatása		
13	I_1_15	1	20	15	30	30	0,28	szélirány hatása		
14	I_1_30	1	20	30	30	30	0,28	szélirány hatása		
15	I_1_45	1	20	45	30	30	0,28	szélirány hatása		
16	I_1_60	1	20	60	30	30	0,28	szélirány hatása		
17	I_1_75	1	20	75	30	30	0,28	szélirány hatása		
	I_1_90=S_1	1	20	90	30	30	0,28	szélirány hatása		
18	I_3_15	3	20	15	30	30	0,28	szélirány hatása		
19	I_3_30	3	20	30	30	30	0,28	szélirány hatása		
20	I_3_45	3	20	45	30	30	0,28	szélirány hatása		
21	I_3_60	3	20	60	30	30	0,28	szélirány hatása		
22	I_3_75	3	20	75	30	30	0,28	szélirány hatása		
	I_3_90=S_3	3	20	90	30	30	0,28	szélirány hatása		
23	W_0	0	20	-	0	0	0,28	szimmetrikus ablakszög hatása		
24	W_15	0	20	-	15	15	0,28	szimmetrikus ablakszög hatása		
	W_30=A	0	20	-	30	30	0,28	szimmetrikus ablakszög hatása		
25	W_45	0	20	-	45	45	0,28	szimmetrikus ablakszög hatása		
26	W_60	0	20	-	60	60	0,28	szimmetrikus ablakszög hatása		
27	W_75	0	20	-	75	75	0,28	szimmetrikus ablakszög hatása		
28	W_90	0	20	-	90	90	0,28	szimmetrikus ablakszög hatása		
29	WS_5_0	5	20	90	0	0	0,28	szimmetrikus ablakszög hatása+seb		
30	WS_5_15	5	20	90	15	15	0,28	szimmetrikus ablakszög hatása+seb		
	WS_5_30=S_5	5	20	90	30	30	0,28	szimmetrikus ablakszög hatása+seb		
31	WS_5_45	5	20	90	45	45	0,28	szimmetrikus ablakszög hatása+seb		
32	WS_5_60	5	20	90	60	60	0,28	szimmetrikus ablakszög hatása+seb		
33	WS_5_75	5	20	90	75	75	0,28	szimmetrikus ablakszög hatása+seb		
34	WS_5_90	5	20	90	90	90	0,28	szimmetrikus ablakszög hatása+seb		
35	Wa_30_0	1	20	90	30	0	0,28	asszimmetrikus ablakszög hatása		
36	Wa_30_15	1	20	90	30	15	0,28	asszimmetrikus ablakszög hatása		
	Wa_30_30=S_1	1	20	90	30	30	0,28	asszimmetrikus ablakszög hatása		
37	Wa_30_45	1	20	90	30	45	0,28	asszimmetrikus ablakszög hatása		
38	Wa_30_60	1	20	90	30	60	0,28	asszimmetrikus ablakszög hatása		
39	Wa_30_75	1	20	90	30	75	0,28	asszimmetrikus ablakszög hatása		
40	Wa_30_90	1	20	90	30	90	0,28	asszimmetrikus ablakszög hatása		
41	Wa3_30_0	3	20	90	30	0	0,28	asszimmetrikus ablakszög hatása		
42	Wa3_30_15	3	20	90	30	15	0,28	asszimmetrikus ablakszög hatása		
	Wa3_30_30=S_3	3	20	90	30	30	0,28	asszimmetrikus ablakszög hatása		
43	Wa3_30_45	3	20	90	30	45	0,28	asszimmetrikus ablakszög hatása		
44	Wa3_30_60	3	20	90	30	60	0,28	asszimmetrikus ablakszög hatása		
45	Wa3_30_75	3	20	90	30	75	0,28	asszimmetrikus ablakszög hatása		
46	Wa3_30_90	3	20	90	30	90	0,28	asszimmetrikus ablakszög hatása		
47	P_0.16	1,2	7,9	90	30	40	0,16	szélprofil hatása		
48	P_0.28	1,2	7,9	90	30	40	0,28	szélprofil hatása		
49	P_0.4	1,2	7,9	90	30	40	0,4	szélprofil hatása		
50	Z	1,2	13	90	30	40	0,28	zárt alsó ablaksor		

6.3.3. A szélprofilkitevő megválasztása és hatása a csarnokszellőzésre

(6.9. táblázat 47÷49 sorszámu, P_0.16÷P_0.4 jelű számítások alapján)

Korábban már említettük, hogy a szélprofilkitevőt számításainknál $k = 0,28$ értékkel vettük figyelembe. Részletes számításaink előtt azonban megvizsgáltuk, hogy milyen hatása van a szélprofil kitevő megválasztásának a csarnok számított szellőzésére. A 6.1.3.2 alpontban felsorolt három értékre ($k = 0,16; 0,28; 0,4$) számításokat végeztünk és azokat összehasonlítottuk a már említett méréssel. A három szélprofil a 6.46. ábrán tüntettük fel. A 6.47. ábra a légcsereszámokat mutatja. A 6.48. ábra pedig a 6.41. ábra kapcsán már definiált kádközi hőmérsékleteket. Mind a 6.47., mind a 6.48. ábrán $k = 0$ értékhez jelöltük be a mérésakor tapasztalt adatokat. A 6.47. kapcsán definiálnunk kell a légcsereszámot. A légcsereszámot a csarnokot elhagyó levegő tömegáramából származtatjuk. Normális esetben a csarnokot csak az erre a célra szolgáló tetőablakokon hagyja el az $\dot{m}_{tető}$ mennyiségű levegő. Az oldalszél erősségétől és az oldalablakok nyílászögétől függően azonban a szélárnyékos oldalon is tapasztalható az oldalablakokon keresztül $\dot{m}_{oldal}$ nagyságú légkiáramlás. Ez esetben a teljes kiáramló levegő mennyisége $\dot{m}_o = \dot{m}_{tető} + \dot{m}_{oldal}$. Mindezek alapján két légcsereszám értelmezhető. A teljes légcserét kifejező légcsereszám:

$$L = \frac{\dot{m}_o / \rho}{V} = \frac{(\dot{m}_{tető} + \dot{m}_{oldal}) / \rho}{V}, \quad (6.13)$$

-
- ahol ρ a csarnok légterének mindenkor átlagos sűrűsége (az átlagos hőmérsékletből számítható).
- A kívánatos légirányt figyelembe vevő, a tetőablakon keresztül történő légcserét kifejező légcsereszám:

$$L_{tető} = \frac{\dot{m}_{tető} / \rho}{V}. \quad (6.14)$$

Természetesen mindig az $L \geq L_{tető}$ egyenlőtlenség áll fenn. A különbséget jelentő oldalablakon távozó légmennyiség azonban nem hogy nem hasznos, hanem sok esetben kifejezetten káros. A számított áramlási nyomvonalakból követhetően két okból is igaz ez az állítás:

- Az erős oldalszélnél jelentkező jelenség esetén a szélirányba eső ablakokon beáramló levegő **keveredés nélkül** „átszáguld” a kádak felett a csarnokon, és a túloldali ablakokon keresztül elhagyja azt.
- Az átáramló levegő mintegy lezárja, blokkolja a kádaknál lévő, szennyeződéssel telt levegő útját a tetőablakok felé. Ezért jellegzetes, hogy az $\dot{m}_{oldal}$ növekedésével $\dot{m}_{tető}$ csökken, azaz bár az L légcsereszám nő, azon belül a valódi légcserét jellemző $L_{tető}$ csökken.

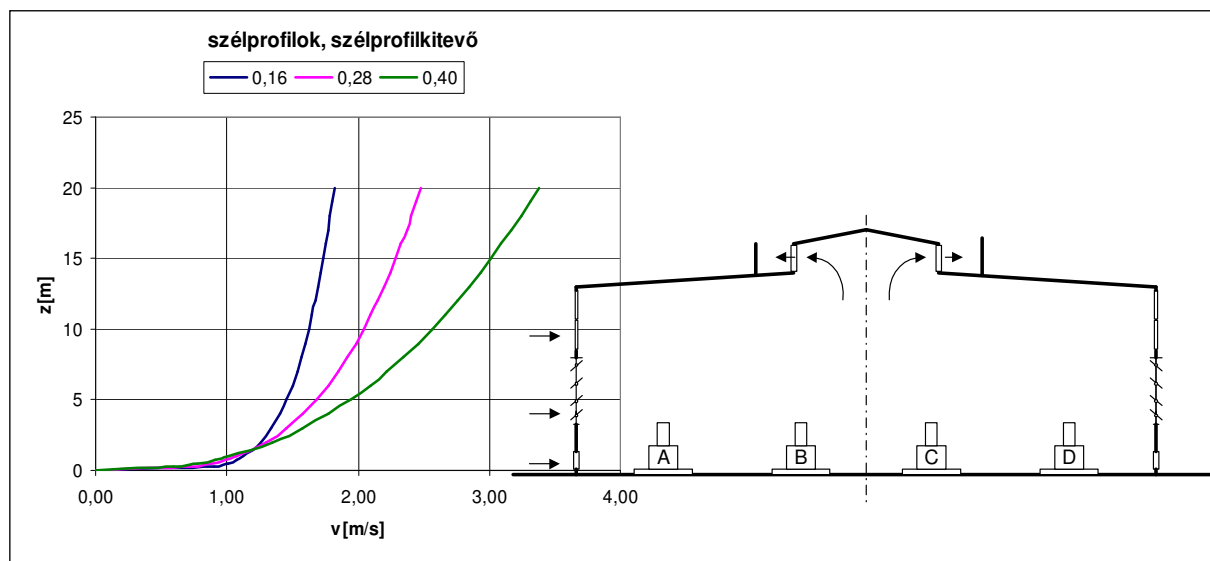
A fenti nem kívánatos jelenség az oldalablakok megfelelő állításával elkerülhető, illetve jelentősen csökkenthető (lásd később).

A 6.46. ábrát tekintve megállapítható, hogy a csarnokot érő szélprofil jelentősen függ a választott k szélprofiltenyezőtől. Ennek megfelelően a 6.47. ábrán bemutatott légcsereszám is változást mutat. Minél erősebb szél éri a csarnok oldalát, annál nagyobb lesz az „átfújás”, azaz a különbség L és $L_{tető}$ között. A mért értéknél (ami a mérés módjából következően $L_{tető}$ -t jelent) a korábban vázoltak miatt természetesen, hogy kisebbek a számított értékek. (Ha a számítás a valós légcserénél kisebbet ad, ez a biztonság felé való eltérés!) A 6.48. ábrá-

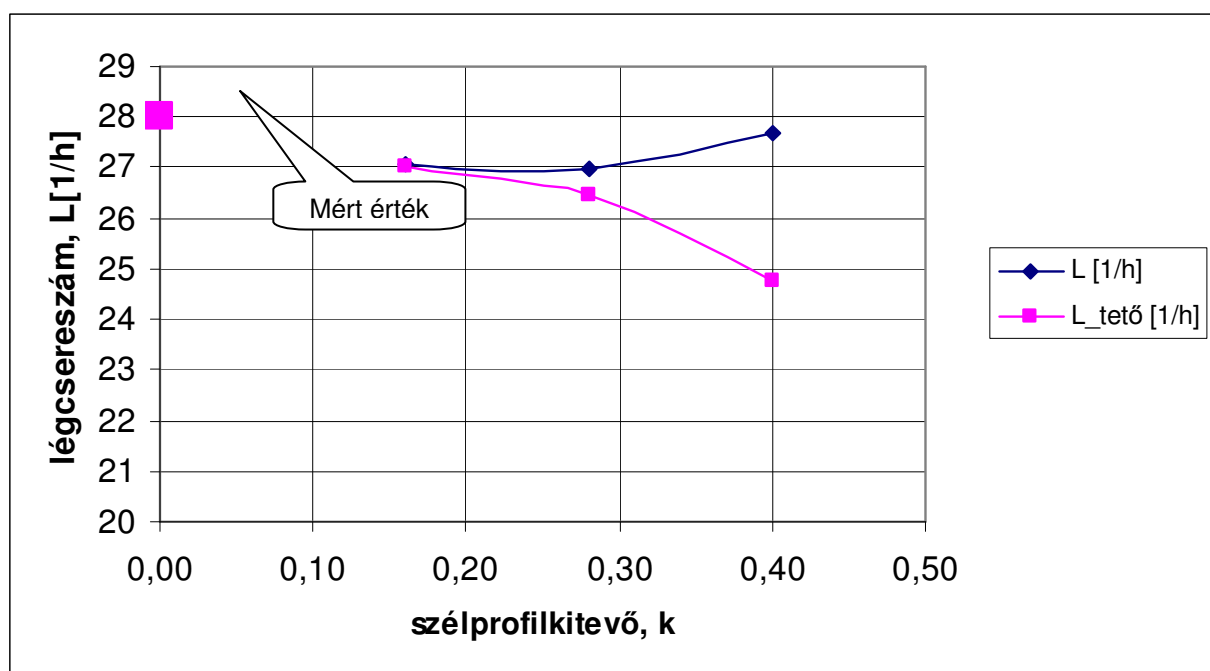
ból látható, hogy a hőmérséklet értékek nem függenek jelentősen a szélprofil alakjától, bár tendenciák megfigyelhetők. Egyik ilyen hatás, hogy a szélsébség növelésével a tetőn kiáramló léghőmérséklet a növekvő légcserére miatt csökken.

A mérések sem sokban különböznek a számítottaktól, az eltérések okáról viszont már szóltunk. Nehéz különbséget tenni ezért, hogy mely szélprofil esetén egyeznek jobban a számított és a mért értékek.

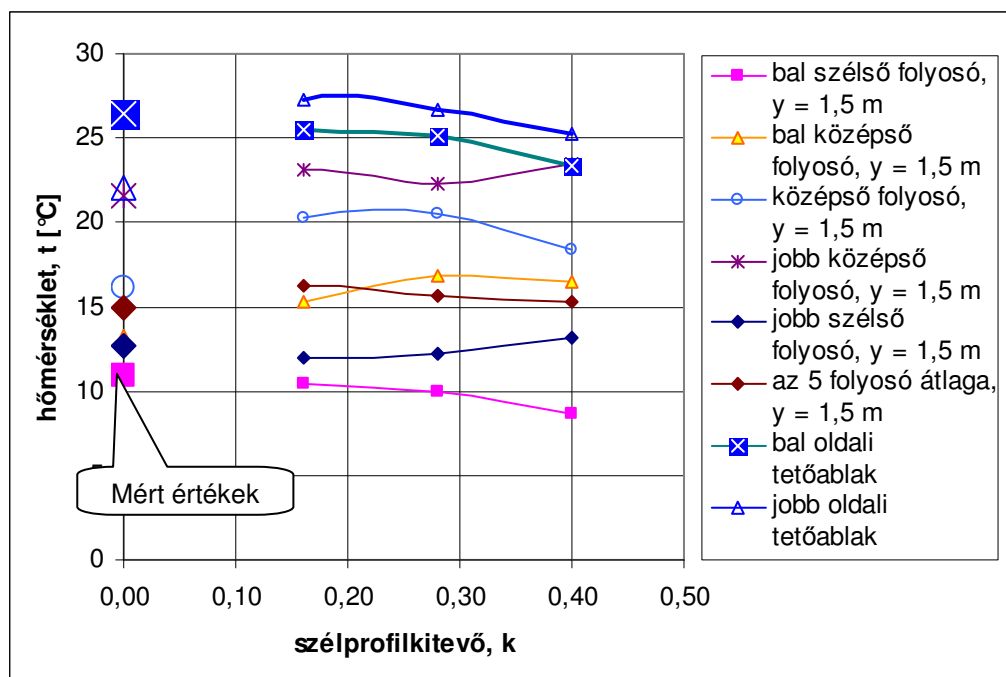
Mindezen vizsgálatok alapján, továbbá figyelembe véve, hogy a kohócsarnok közepesen van mindkét oldalról üzemi épületekkel körülvéve, az egyébként is ilyen beépítettségre ajánlott közepes $k = 0,28$ szélprofil kitevőt a további számítások céljára alkalmasnak találtuk.



6.46. ábra: A szélprofilkitevőkhöz tartozó szélprofilok, amikor $z_0 = 1,5$ m magasságban $v_0 = 1,2$ m/s a szélsébség



6.47. ábra: A légcsereszám függése a szélprofil alakjától



6.48. ábra: A jellegzetes léghőmérsékletek függése a szélprofil alakjától

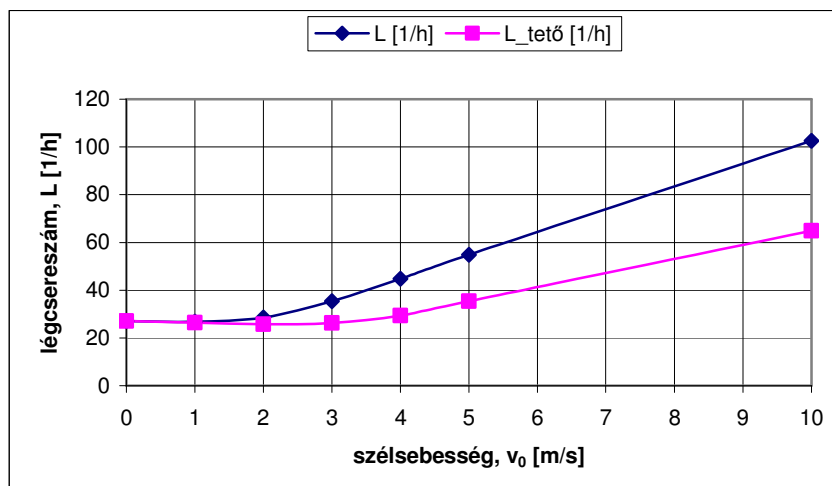
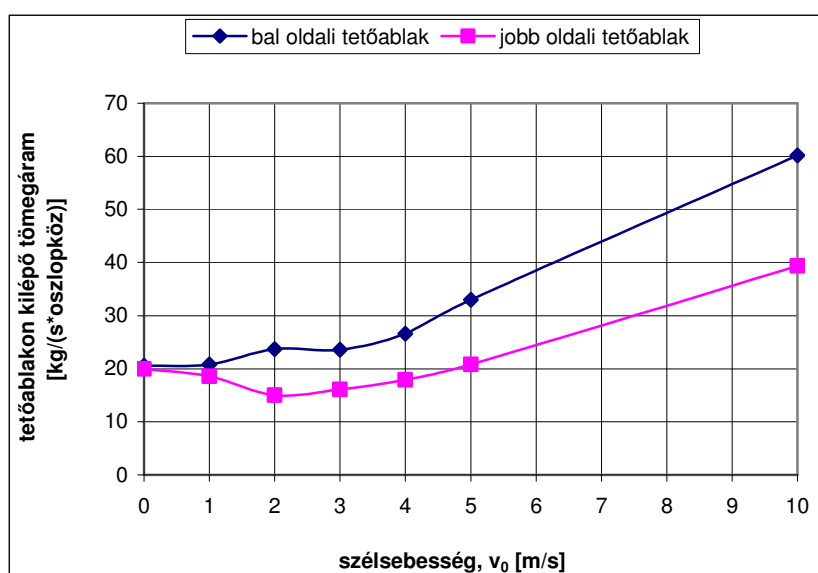
6.3.4. A szélesebbesség hatása a csarnok szellőzésére

(6.9. táblázat 1÷7 sorszámú, S0÷S10 jelű számítások alapján)

A csarnok szellőzésére jelentős hatással van az oldalszél. E pontban azt az esetet elemezzük, amikor a csarnokot merőleges oldalszél éri, azaz a 6.44. ábra szerinti megfújási szög $\alpha = 90^\circ$. **Az épületet a vonatkozó ábrákon balról éri az oldalszél, ezért a továbbiakban a bal oldal a széljárta, a jobb oldal pedig a szélárnyékos oldalt jelenti.** Az oldalszél erősségét a $y = 1,5$ m-es magasságban mérve annak értékét a szimulációk során a mérési tapasztalatoknak [21] megfelelő $0 \div 10 \text{ m/s} = 0 \div 36 \text{ km/h}$ között változtattuk, s a korábban említett $k = 0,28$ értékű szélprofiltenyezőt alkalmaztuk. Az oldalablakok nyílásszögét (lásd a 6.45. ábrát) a csarnok két oldalán egyaránt az átlagos nyitásnak tekinthető $\beta_s = \beta_a = 30^\circ$ -ra vettük fel. A környezeti hőmérséklet $t_{k\ddot{o}r} = 20^\circ\text{C}$.

Az elvégzett szimulációk eredményei alapján az alábbi következtetések vonhatók le:

- A légcseré $v_0 \approx 0 \div 1,5 \text{ m/s}$ szélesebbesség tartományon az eredeti elképzeléseknek megfelelően a tetőablakokon keresztül történik, azaz $L \equiv L_{tet\ddot{o}}$ (lásd 6.49. ábrát). Ekkor tehát az oldalablakokon a csarnok mindkét oldalán a levegő szabályszerűen befelé áramlik. Ez a helyzet tehát az átlagos $v_0 = 1,2 \text{ m/s}$ -os szélesebbesség esetén is. Az ablakokon kétoldalt beáramlik a „hideg” levegő. E $v_0 \approx 0 \div 1,5 \text{ m/s}$ tartományon a csarnok két oldalán, a tetőablakokon közel szimmetrikusan jut ki a szellőzőlevegő, azaz tömegáramuk alig különbözik (lásd a 6.50. ábrát). **Mindez azt jelenti, hogy ezen a $v_0 \approx 0 \div 1,5 \text{ m/s}$ sebességtartományban az oldalszél nincs jelentős hatással a szellőzésre.**

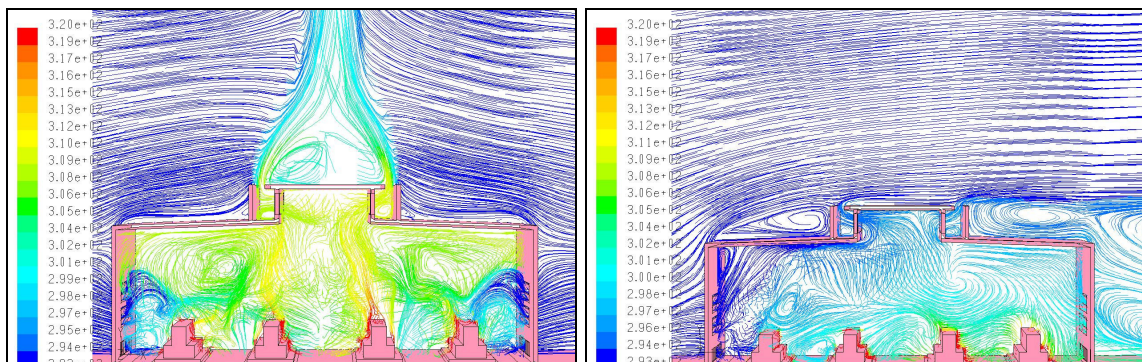
6.49. ábra: Az L légcsereszám változása a szélsebesség függvényében

6.50. ábra: A kilépő tömegáram változása a szélsebesség függvényében

- Az oldalszél sebességét növelve a $v_0 \geq 1,5$ m/s tartományon a szélerősség növekedésével a csarnok szellőzése egyre inkább eltorzul. Az összehasonlítás során megfigyeltük, hogy a jobb oldali felső ablakokon először csak részben ($v_0 \approx 2$ m/s -ig), majd e sebesség fölött már teljesen megfordul az áramlás, azaz nem befelé, hanem kifelé áramlik a szellőzőlevegő. **Ez a szennyeződés alacsony magasságban való kikerülését jelenti, erősen nem kívánatos jelenségnek minősíthető.** Ezzel párhuzamosan a szél növekedésével a bal oldali ablakokon egyre nagyobb mennyiségű levegő tódul be, amelynek döntő része az épületen a kádak felett átszágulva a jobb oldali ablakokon távozik. Egy másik része a tetőablakokon keresztül hagyja el az épületet. Mindkét útírány elkerüli a csarnok alacsony, kádközei részét, így a valódi szellőzésben szerepe viszonylag csekély. Mindezeket jelzi a 6.49. ábrán az L és az $L_{\text{tető}}$ szétválása, az előbbi drasztikus, az utóbbi mérsékelt növekedése. Az $L_{\text{tető}}$ csak 3 m/s felett kezd nőni. Ezen egyenlőtlenségre utal a bal és a jobboldali tetőablakokon kikerülő levegőmennyiség egyre nagyobb eltérése is (lásd a 6.50. ábrát). **Mindez azt jelenti, hogy ezen a $v_0 \geq 1,5$ m/s sebességtartományban az oldalszél jelentős torzító**

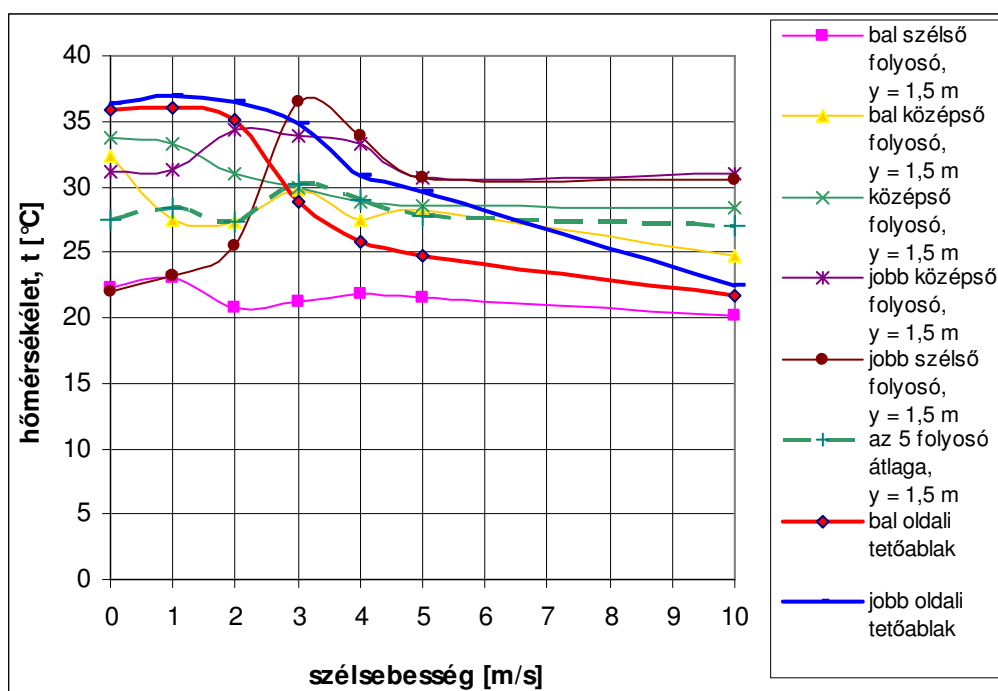
hatással van a szellőzésre nem csak az egyes épületrészek, hanem a szellőzés globális jellemzői tekintetében is.

Összehasonlító példaként a 6.51. ábrán a szélcsendhez és az igen erős oldalszélnek tekinthető $v_0 = 10 \text{ m/s}$ esethez tartozó egy-egy eloszlást mutatunk be.



6.51. ábra: Az áramlás nyomvonalai a hőmérséklet szerint színezve szélcsend és $v_0 = 10 \text{ m/s}$ -es oldalszél esetén [$^{\circ}\text{C}$]

- Az épület munkaszintjén (1,5 m magasságban) vizsgálva a szellőzést a szélsőbesség függvényében az tapasztalható, hogy miközben a teljes szintre jellemző átlaghőmérséklet alig változik az egyes kádások közti folyosókon a hőmérséklet szélsőbesség szerinti jellegzetes változása figyelhető meg, az alábbiak szerint (lásd a 6.52. ábrát):



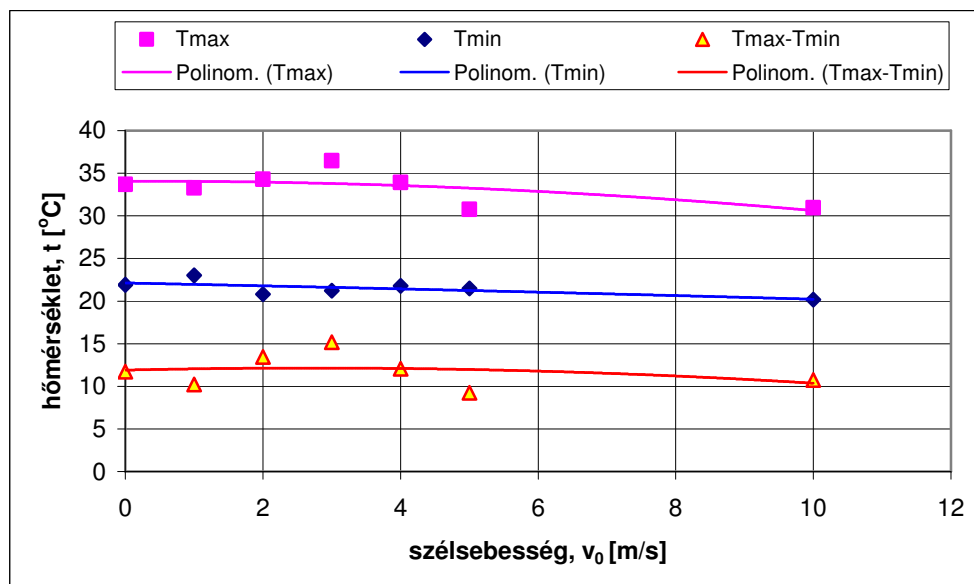
6.52. ábra: A munkaszint hőmérsékletének változása a szélsőbesség függvényében

- Szélirányba eső fal és az első kádásor között (bal szélső folyosó) a szélsőbesség növekedtével a levegő átlaghőmérséklete igen enyhe csökkenést mutat.
- Az első és második kádásor között (bal középső folyosó) a szélsőbesség növekedésével a levegő átlaghőmérséklete ingadozva de csökkenő tendenciát mutat.

- A második és a harmadik kádsor között (középső folyosó) a szélsősebesség növekedtével a levegő átlaghőmérséklete $v_0 \geq 1 \text{ m/s}$ szélsősebesség felett határozott csökkenő tendenciát ($\sim 5^\circ\text{C}$) mutat.
- A harmadik és a negyedik kádsor között (jobb középső folyosó) a szélsősebesség növekedtével a levegő átlaghőmérséklete $v_0 \approx 1 \text{ m/s}$ szélsősebességig nem változik, majd e felett mintegy 3°C -t nő, s végül $v_0 \geq 4 \text{ m/s}$ felett ismét csökken és visszaáll az eredeti szintre.
- A negyedik kádsor és a szélárnyékba eső fal között (jobb szélső folyosó) a szélsősebesség növekedtével a levegő átlaghőmérséklete $v_0 \approx 2 \text{ m/s}$ szélsősebességig enyhén mintegy 3°C -t nő, majd a jobb oldali beáramlás megszűnte (teljes balról jobbra történő átfújás) miatt hirtelen $\sim 10^\circ\text{C}$ -al megugrik. Ezt követően $v_0 \geq 3 \text{ m/s}$ felett ismét csökken $\sim 5^\circ\text{C}$ -t és visszaáll az eredetitől $\sim 9^\circ\text{C}$ -al (a környezet hőmérsékletétől pedig $\sim 11^\circ\text{C}$ -al !) magasabb konstans szintre.

Az egyes kádsorok közti hőmérsékletek egyenetlenségét vizsgálva (lásd a 6.53. ábrát) megállapítható, hogy

- A mindenkor leghidegebb folyosó hőmérséklete közel független (enyhén csökken) a szélsősebességtől és maximum 3°C -al nagyobb a környezeti hőmérsékletnél.
- A mindenkor legmelegebb folyosó hőmérséklete némi ingadozás mellett csökkenő tendenciát mutat.
- A mindenkor legmelegebb és leghidegebb folyosó hőmérsékletei közti különbség ingadozás és $\sim 15^\circ\text{C}$ -s csúcserték mellett beáll egy $\sim 10^\circ\text{C}$ -s szintre.
- **Legrosszabb a helyzet tehát a vizsgált esetek közül a közepes $v_0 = 3 \text{ m/s}$ oldalszél esetén. Ekkor már a kétoldali frisslevegő beáramlás leszűkült egyoldalira, de az átfújás még nem elég erős, hogy átöblítő hatása kellően érvényesüljön.**

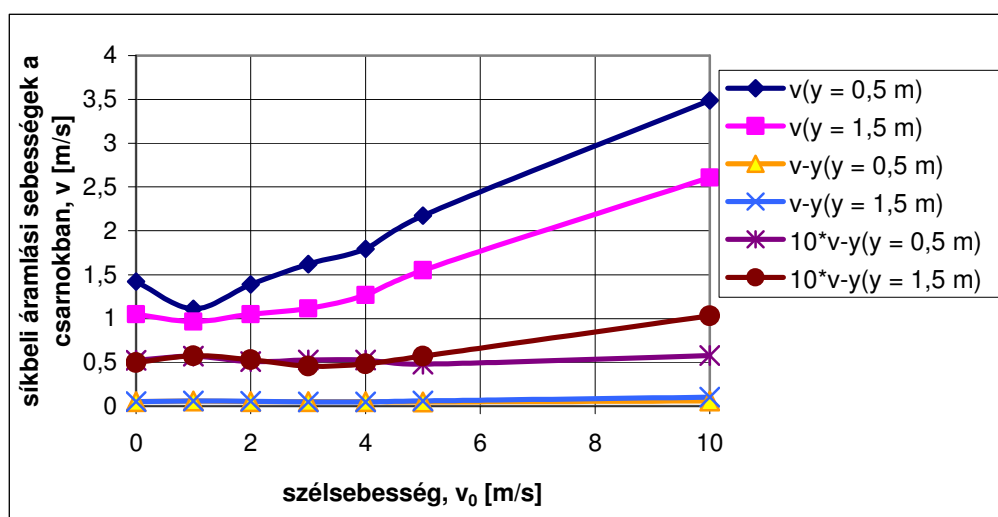


6.53. ábra: A kádsorok közti hőmérsékletek szélső értékei és azok különbsége

Szélcsend esetén szimmetrikusan két oldalról áramlik be a friss levegő, addig az oldalszél növekedésével a jobboldali beáramlás egyre gyengül, végül megszűnik. Ezzel párhuzamosan a bal oldalról a hidegebb levegő beáramlása egyre beljebb húzódik a csarnok közepe felé.

A 6.52. ábrán feltüntettük még a tetőablakokon kiáramló léghőmérsékleteket is. Ezek mindkét oldalon az oldalszél növekedtével a szimmetrikus légbeáramlás megszűntével párhuzamosan jelentősen csökkennek. A szélárnyékba eső oldalon a kiáramló levegő hőmérséklete változó mértékben, de mindig magasabb mint a szélirányba eső oldalon. Legmagasabb ($\sim 7^\circ\text{C}$) a különbség közepes ($v_0 \approx 3 \div 4 \text{ m/s}$) szélesebség esetén.

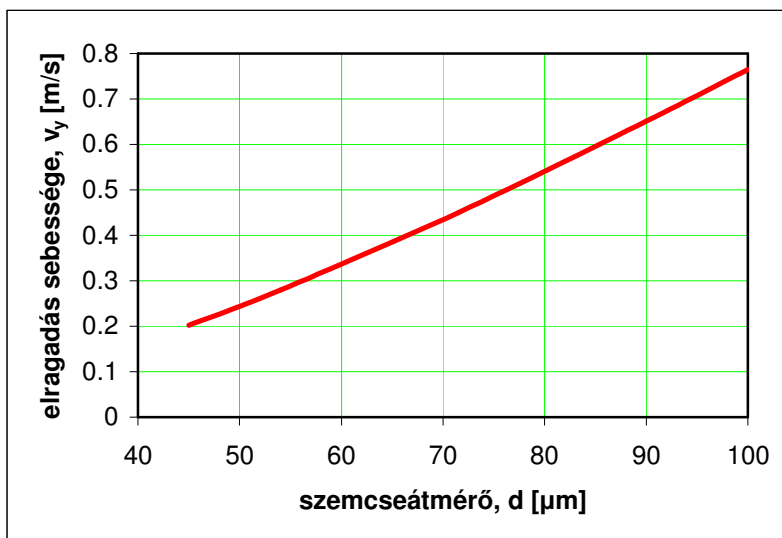
A dolgozók komfortérzetének másik összetevője a hőmérséklet mellett a huzat. Az épület munkaszintjén vizsgálva (lásd a 6.54. ábrát) az átlagos ($v_{1,5}$) légsebességet megállapítható, hogy az a $v_0 = 0 \div 2 \text{ m/s}$ szélesebség tartományban gyakorlatilag állandó és értéke $v_{1,5} \approx 1 \text{ m/s}$. A szélesebség további növelésével a munkatérben a huzat egyre nő, végül eléri az alapérték két és félszeresét! **Összefoglalóan megállapítható tehát, hogy az oldalszél a huzatot növeli, de a hőmérsékletet gyakorlatilag nem csökkenti. Így a komfortérzetre gyakorolt hatása a szélnövekedésnek változatlan ablakszög állás esetén inkább negatív.**



6.54. ábra: A munkaszint környezetében a légsebességek és azok függőleges komponensei

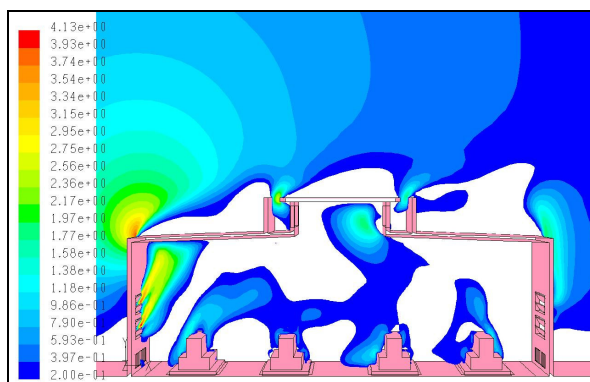
A csarnokbeli légsebességnek a huzatérzeten túl más jelentősége is van. A nagy légsebesség és különösen annak függőleges komponense felelős a porszerű szennyeződések felkavarásáért, és levegőben való tartásáért. Megvizsgáltuk ezért a már említett 1,5 m-es magasságon túl, a kádak timföldtakarásának $\sim 0,5 \text{ m}$ -es szintjén is a sebességeket. Azt tapasztaltuk, hogy az oldalsó alsó ablakok miatt e szinten a sebességek jelentősen nagyobbak, mint a 1,5 m-es szinten, s az oldalszél növekedtével mindkét szinten azonos tendenciájú sebességnövekedés figyelhető meg. Ezt jól mutatja a 6.54. ábra. A tapasztalt nagy sebességek az okozói a timföldtakarás lazításakor felverődő por légtérbe jutásáért, tovasodródásáért és leülepedésének elmaradásáért. A 6.54. ábrán feltüntettük e sebességek függőleges, v_y komponenseit is. Mivel ezek nagyságrendileg kisebbek, ezért tízszeres „nagyításban” is ábrázoltuk azokat. Főleg a függőleges komponensek a felelősek a felkevert és levegőbe jutott porszemcsék levegőben tartásáért és emelkedéséért, végső soron az épületből való kijutásért. Az ábrából jól látható, hogy mindkét szinten közel azonos és a szélesebségtől gyakorlatilag független, $v_y \approx 0,05 \text{ m/s}$ érték adódott. Érdemes ezt összehasonlítani a timföldszemcsék levegőbeli esési sebességével. A timföldszemcsék átlagos esési sebességét a szemcseméret függvényében a jellegzetes szemcseméret tartományon a 6.55. ábra mutatja. E szerint a szemcsék levegőben maradásához $v_y \geq 0,2 \text{ m/s}$ függőleges sebesség kell. Ez sokkal nagyobb, mint a 6.54. ábrán vizsgált átlagér-

tékek. Az átlag viszont csal. A helyi értékek jóval nagyobbak is lehetnek. Ezért megvizsgáltuk v_y eloszlását a teljes keresztmetszetben is. Az áttekinthetőség kedvéért az ábrákról kitöröltük (fehéren maradnak) azon területeket, ahol a függőleges komponens nem elégséges a porszemcsék levegőben tartásához, azaz $v_y \leq 0,2 \text{ m/s}$.

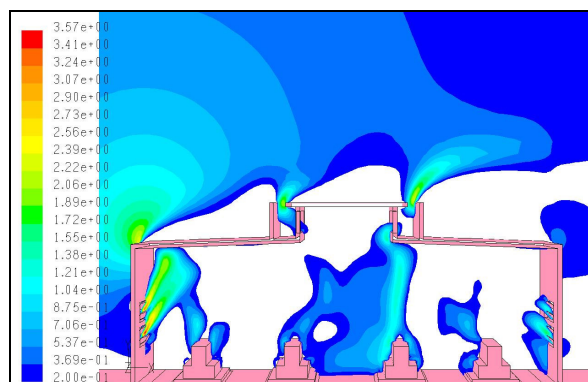


6.55. ábra: A timföldszemcsék esési sebessége a szemcseátmérő függvényében

A 6.56. ábrán példaként álljon itt a $v_0 = 2 \text{ m/s}$ -szélsébséghez tartozó eloszlás. A 6.56. ábráról jól látható, hogy a kádak körül az esetek többségében egészen a padlótól, vagy annak közvetlen közeléből indul az a terület, ahol $v_y \geq 0,2 \text{ m/s}$, azaz a felvert por jelentős részére a légtérben maradás, felemelkedés és a tető (vagy oldal) ablakon való kijutás vár. Sajnos nem segít ezen az alsó ablaksor bezárása sem. Ez azon túl, hogy a szellőzés romlásához, a munkatér hőmérsékletének emelkedéséhez vezet, nem csökkenti, hanem inkább növeli a porszemcsék levegőben való maradásának esélyét. A 6.57. ábrán példaként álljon itt a $v_0 = 1,2 \text{ m/s}$ -szélsébséghez tartozó eloszlás. Ezt összevetve a hozzá legközelebb álló két szélsébség értékhez tartozó ábrával (a 6.56. ábra) jól látható, hogy inkább uralkodóvá vált a felszálló légmozgás, amit a $v_y \geq 0,2 \text{ m/s}$ -hoz tartozó nagyobb terület mutat.



6.56. ábra: A sebességeloszlás $v_y \geq 0,2 \text{ m/s}$ függőleges komponense $v_0 = 2 \text{ m/s}$ oldalszél esetén



6.57. ábra: A $v_y \geq 0,2 \text{ m/s}$ függőleges komponense $v_0 = 2 \text{ m/s}$ oldalszél és zárt alsó ablaksor esetén

6.3.5. A környezeti hőmérséklet hatása a csarnok szellőzésére

(6.9. táblázat 8÷12 sorszámú, H-20÷H30 jelű számítások alapján)

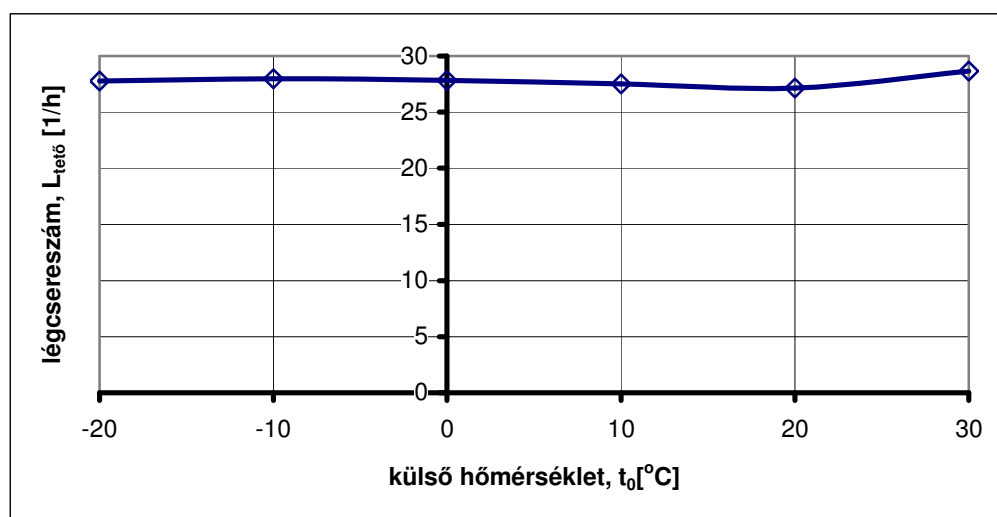
A csarnok szellőzésére hatással van a $t_{kör}$ külső környezeti hőmérséklet is. E fejezetben azt az esetet elemezzük, amikor szélcsend van. **A környezeti hőmérsékletet az éghajlatnak megfelelő szélső értékek között ($t_{kör} = -20^\circ\text{C} \div +30^\circ\text{C}$) változtattuk.** Az oldalablakok nyílásszögét (lásd a 6.45. ábrát) a csarnok két oldalán egyaránt az átlagos nyitásnak tekinthető $\beta_s = \beta_a = 30^\circ$ -ra vettük fel.

Az elvégzett szimulációk eredményeként megállapíthatjuk az alábbiakat:

- A környezeti hőmérsékletnek a szellőzés globális jellemzőjére a légcsereszámra nincs hatása, azaz a külső hőmérséklettől függetlenül a légcsereszám azonos. Ezt igazolja a 6.58. ábra diagramja. Ennek oka az, hogy a csarnok nyitott, a környezettel szerves egységben működő hőtechnikai rendszer. A szellőzőlevegő a környezetből jön, annak mindenkori hőmérsékletével rendelkezik. Ezt a levegőt melegíti fel a kádak hulladék hője. A kádak $\dot{Q}$ hőleadását konstansnak véve és a hőveszteségtől eltekintve a

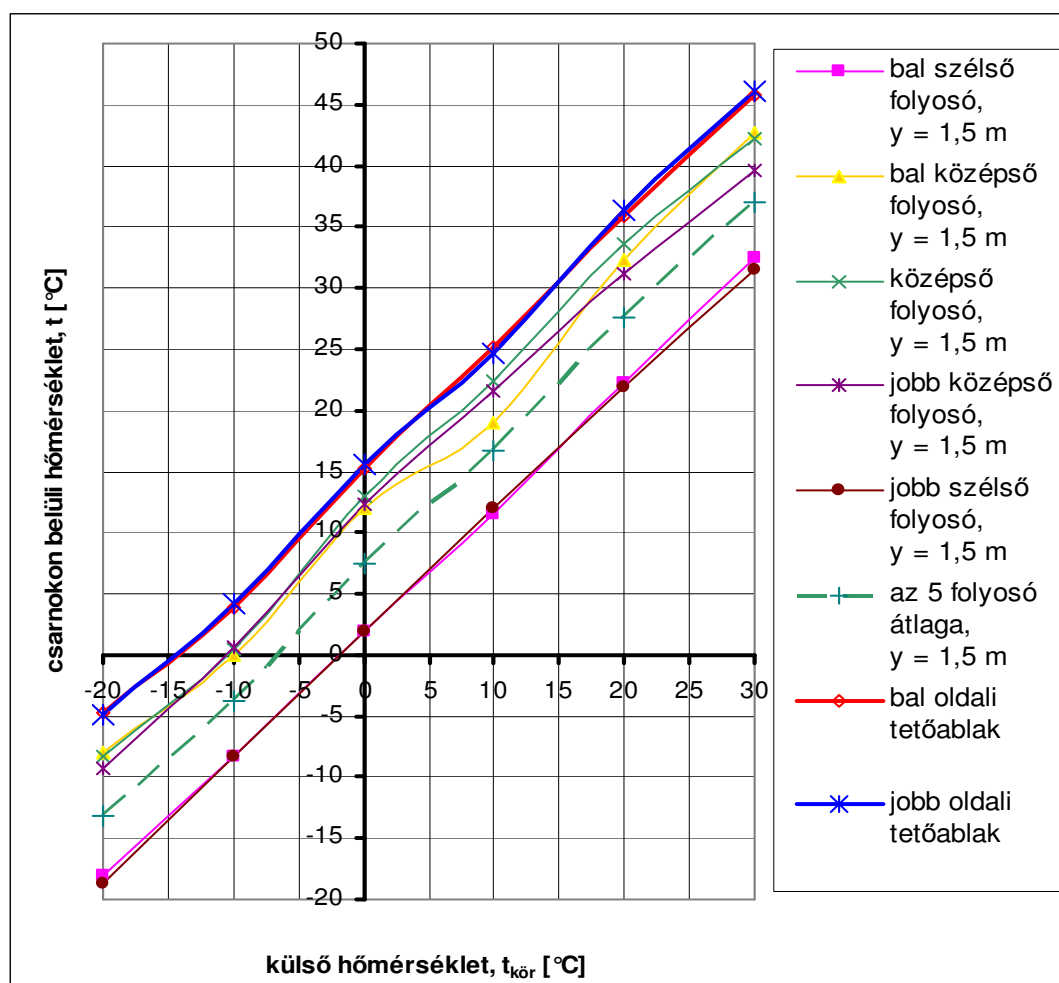
$$\dot{Q} = c_{lev} \cdot \dot{m}_{lev} \cdot (t - t_{kör})$$

kifejezés szerint a levegő c_{lev} fajhőjének hőmérsékletfüggését elhanyagolva a szellőzőlevegő hő hatására létrejövő csarnokbeli $(t - t_{kör})$ hőmérsékletnövekedése független lesz a belépő levegő $t_{kör}$ hőmérsékletétől. A csarnokban pedig a szellőzés hajtóereje éppen a belső és a külső hőmérsékletek különbsége hatására létrejövő sűrűség- és nyomáskülönbség (lásd 4.1 összefüggést).

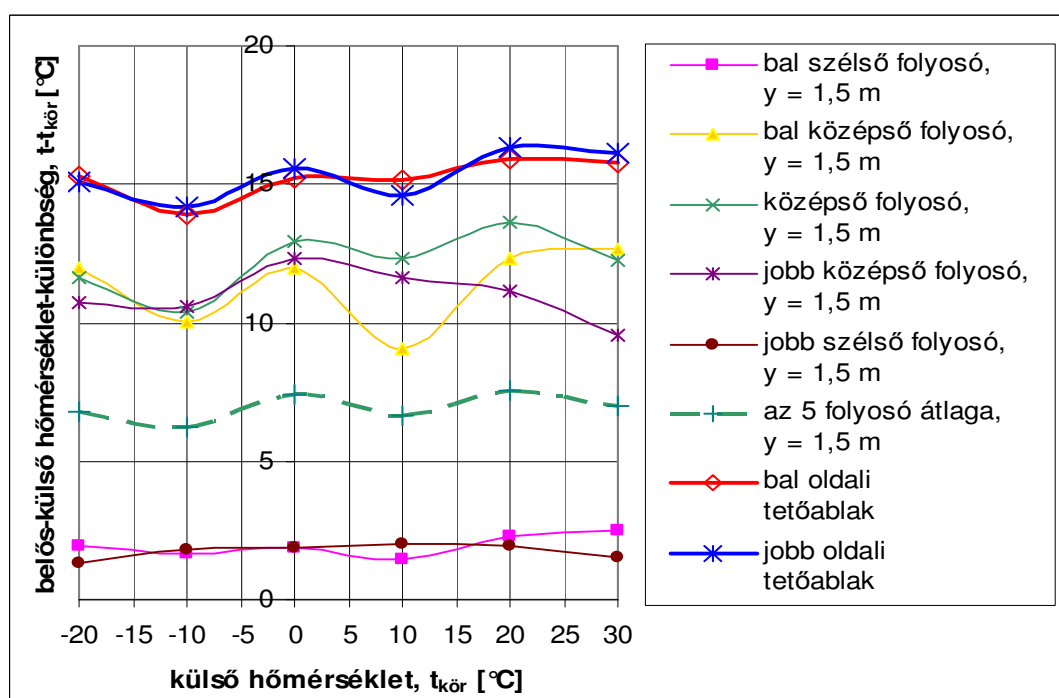


6.58. ábra: Az L légcsereszám változása a külső hőmérséklet függvényében

- Az említett külső hőmérséklettől független hőmérsékletkülönbség nem csak a csarnok globális, hanem helyi hőmérsékletkülönbségére is igaznak bizonyult. A 6.59. ábrán a munkaszinten (1,5 m magasságban) a kádak közötti hőmérsékletek, valamint a tetőablakon kilépő gázhőmérsékleteket tüntettük fel a környezeti hőmérséklet függvényében. Az ábrából jól látható, hogy valamennyi vizsgált jellemző a külső hőmérséklet lineáris függvénye, azaz a külső hőmérséklettől való eltérésük konstans. Ezt ábrázoltuk a 6.60. ábrán.



6.59. ábra: A csarnokbeli hőmérsékletek függése a környezeti hőmérséklettől



6.60. ábra: A csarnokbeli melegedés függése a környezeti hőmérséklettől

- A 6.60. ábráról leolvasható egy fontos adat, vagyis, hogy a csarnokban a levegő teljes felmelegedése $\approx 15^\circ\text{C}$, ennyivel felmelegedve hagyja el a tetőablakon a levegő a csarnokot. Természetesen ez az adat csak szélcsendre és kicsiny oldalszél esetére tekinthető általános szabálynak.
- A 6.60. ábráról a munkaszintre (1,5 m magasságban) vonatkozóan is kapunk hasznos adatokat. Az ablak melletti folyosók átlaghőmérséklete mintegy 2°C -al nagyobb csak a környezetnél. A többi három folyosó hőmérséklete $12 \div 13^\circ\text{C}$ -al magasabb a környezet hőfokánál. *A teljes munkaszint átlagos hőmérséklete mintegy $7-8^\circ\text{C}$ -al haladja meg a mindenkori környezeti hőmérsékletet.*

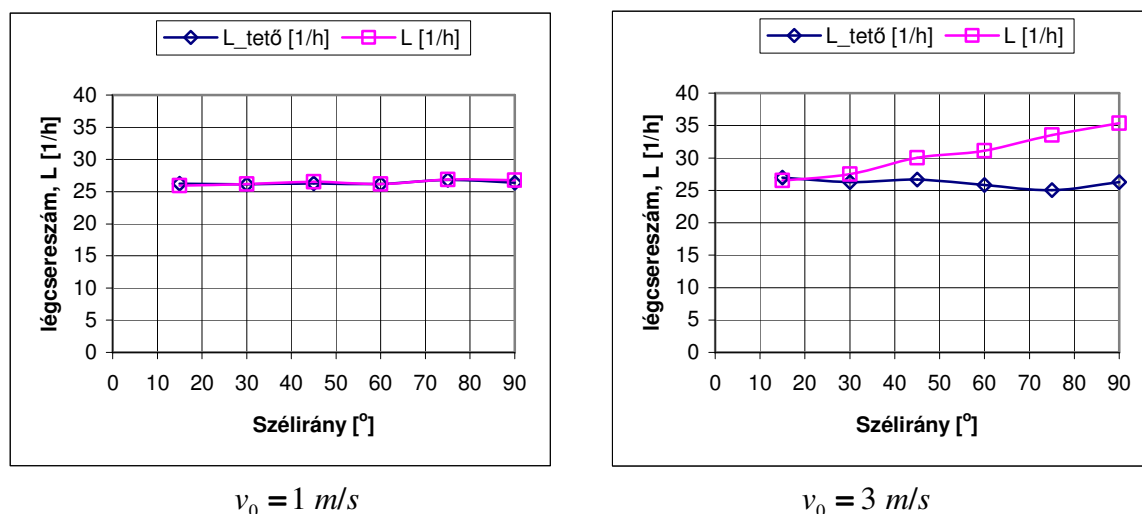
6.3.6. A szélirány hatása a csarnok szellőzésére

(6.9. táblázat 13÷22 sorszámu, I_1_15÷I_1_90 és I_3_15÷I_3_90 jelölésű számítások alapján)

A csarnok szellőzésére hatással van az oldalszél iránya is. Itt azt az esetet elemezzük, amikor a csarnokot különböző szögből oldalszél éri, azaz a 8. ábra szerinti megfújási szög $\alpha = 15 \div 90^\circ$ tartományban változik. *Az épületet a vonatkozó ábrákon balról éri az oldalszél, ezért a továbbiakban a bal oldal a széljárta, a jobb oldal pedig a szélárnyékos oldalt jelenti.* Vizsgálatainkat elvégeztük két jellegzetes szélerősségre is, ezek az $y_0 = 1,5\text{ m}$ -es magasságban mért $v_0 = 1\text{ m/s}$ és $v_0 = 3\text{ m/s}$ szélesebességek $k = 0,28$ értékű szélprofiltenyező mellett. Az oldalablakok nyílásszögét a csarnok két oldalán egyaránt az átlagos nyitásnak tekinthető $\beta_s = \beta_a = 30^\circ$ -ra vettük fel. A környezeti hőmérséklet $t_{k\ddot{o}r} = 20^\circ\text{C}$.

Az elvégzett szimulációk eredményeit összefoglaló diagramok alapján az alábbi következtetések vonhatók le:

- A tetőablakon keresztül lezajló légcsera nem függ a széliránytól és a két vizsgált sebesség esetén azonos érték (lásd 6.61. ábrát) a 6.49. ábrával összhangban.
- Nagyobb szélesebesség ($v_0 = 3\text{ m/s}$) esetén viszont az oldalablakokon való átfújás miatt a látszólagos légcsera a szélirány egyre merőlegesebbé válásával nő. Ezt mutatja a 6.61. ábra jobboldali diagramja.

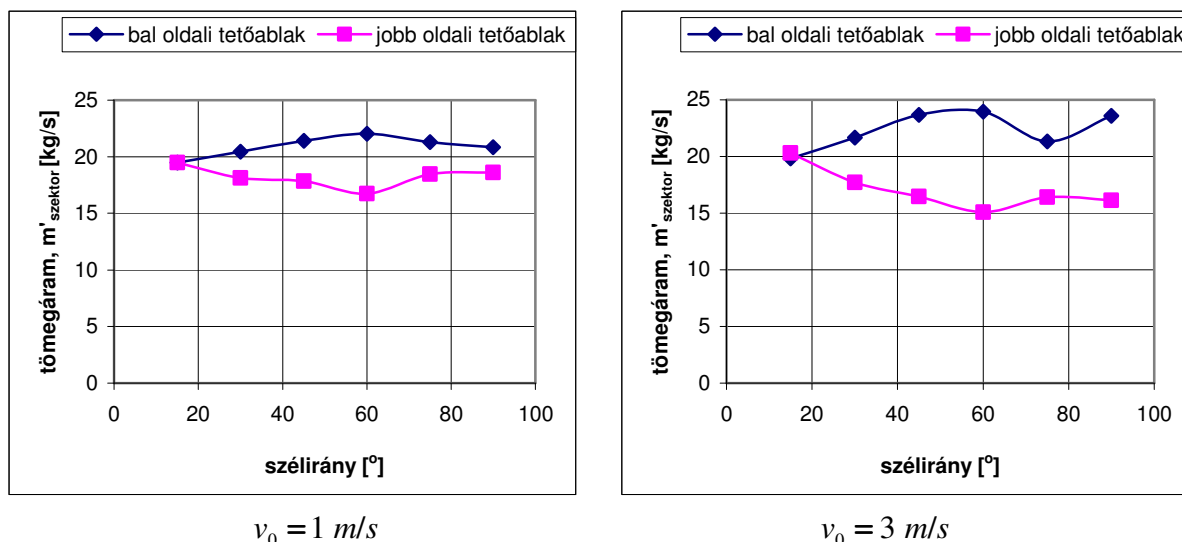


$v_0 = 1\text{ m/s}$

$v_0 = 3\text{ m/s}$

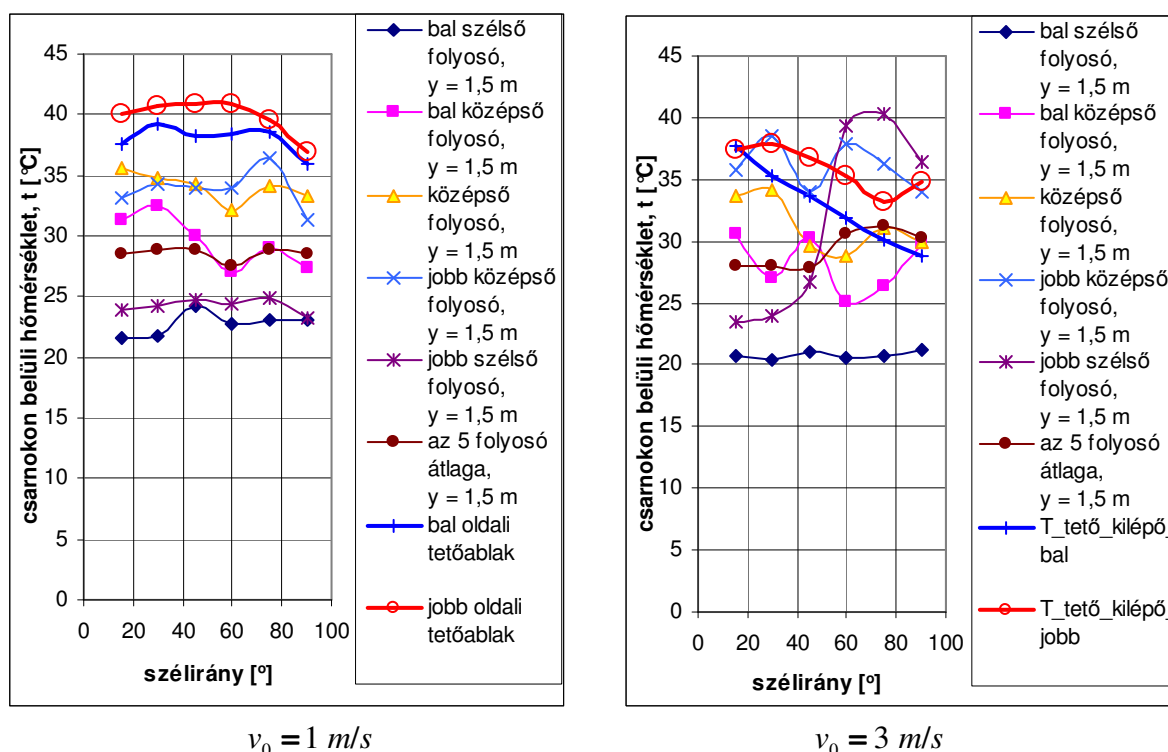
6.61. ábra: Az L légcsereszám függése a széliránytól

- A 6.62. ábra diagramjai szerint szélirányba eső (baloldali) tetőablakokon mindig nagyobb mennyiségű levegő távozik, mint a szélárnyékba esőkön (jobboldaliakon). A két légmennyiség különbsége a szélirány merőlegesebbé válásával először $\alpha \approx 60^\circ$ -ig nő, majd csökken. A különbség a nagyobb szélesebség esetén nagyobb. Ez utóbbi esetben a teljesen merőleges megfűválnál újabb különbségnövekedés jelentkezik. A légmennyiségben jelentkező asszimetria oka az épület két oldalán kialakuló aszimmetrikus sebesség és nyomáseloszlás.



6.62. ábra: A tető két oldalán az ablakon távozó gázmennyiség függése a széliránytól

- A 6.63. ábrán néhány jellegzetes csarnokbeli hőmérsékletet ábrázoltunk a szélirány függvényében. Általánosságban megállapítható, hogy a nagyobb szélesebséghez (jobboldali ábra) néhány fokkal kisebb hőmérsékletek tartoznak. Ennek oka az oldalablakokon való átfújás okozta nagyobb látszólagos légcseré.
- Azonban, ha a részleteket tekintjük kiderül, hogy éppen az átfújás erősödésével (a nagyobb szélesebség és $\alpha \geq 60^\circ$ esetén) az oldalablakokon átáramló levegő leszorító hatása miatt a jobboldali két szélső folyosóban az 1,5 m-es munkatér magasságban a hőmérséklet jelentősen megnő.
- A $v_0 = 1 \text{ m/s}$ -os szélesebségnél inkább az a tendencia figyelhető meg, hogy a szélirány meredekebbé válásával a „hűtőhatás” erősödik, a hőmérsékleti görbék zöme enyhén csökken, vagy alig változik.
- A 6.63. ábrán vastag vonalak mutatják a tetőablakon távozó levegő hőmérsékletét. A szélirányba eső (baloldali) tetőablakokon a levegő mindig alacsonyabb hőmérsékleten távozik, mint a szélárnyékba esőkön (jobboldaliakon). A különbség $2 \div 5^\circ\text{C}$. A kisebb $v_0 = 1 \text{ m/s}$ -os szélesebség esetén a kiáramló levegő hőmérséklete $\alpha = 60^\circ$ -ig közel állandó, a felett viszont csökken, azaz a meredekebben fújó szél „hűtőhatása” jobban érvényesül. A nagyobb $v_0 = 3 \text{ m/s}$ -os szélesebség esetén a kiáramló levegő hőmérséklete már kis megfűvási szögtől kezdődően annak növelésekor viszonylag erősen csökken. A csökkenés a bal oldali ablakosoron kiáramló levegő esetén az erősebb, maximális mértéke $\sim 9^\circ\text{C}$. A csökkenés oka itt is az átfújás erősödése, amely a kádák által felmelegedő levegő feláramlását egyre inkább megakadályozza.



6.63. ábra: Jellegzetes hőmérsékletek függése a széliránytól

6.3.7. A vizsgálatokból levonható következtetések

A fenti elemzések adatainak összegzéseként megállapíthatjuk az alábbiakat:

- A szellőzés mértékére (a légcserére) nincs hatással a külső hőmérséklet, a csarnokbeli hőmérséklet pedig mindig a környezeti hőmérséklethez képest azonos mértékben tolódik el.
- A légcserére nincs döntő hatással a szélirány. Az oldalszél egyre meredekebbre fordulásával a csarnokbeli asszimetria és az átfújás erősödik. Így, ha e legkedvezőtlenebb esethez igazítjuk az ablakállítást, a biztonságot növeljük.
- A szellőzés és az ahhoz igazodó ablakállítást meghatározó paramétere a szélsébség,

Fontos megjegyeznünk azonban, hogy a vizsgálataink rávilágítottak arra, hogy az adott helyzetben az ablakok állításával a szellőzés mértéke, eloszlása csak szűk határok között szabályozható. Igen hiányzik és pótolhatatlan a szellőzőalagút. A csarnok szellőzésének problémakörével eltöltött több év és az elvégzett mérések és numerikus szimulációk sokasága alapján egyértelműen kijelenthetjük, hogy:

- *a csarnok légtere tisztaságának növelése és a csarnokból kijutó szennyeződés mértékének kellő csökkentése nem oldható meg a helyi elszívóhálózat intenzifikálásával és a csarnok szellőzés szabályozásával,*
- *annak egyetlen lehetséges módja a termelés technológiájának gyökeres korszerűsítése, azaz minimális por- és gázképződéssel járó technológia bevezetése.*

7. A szellőzés optimalizálása a numerikus áramlástani szimuláció és egy matematikai optimalizációs módszer összekapcsolásával

Áramlás- és hőtechnikai folyamatok kialakításakor gyakran találkozunk olyan esettel, hogy több tényező együttesen határozza meg a jelenség lefolyását. E paraméterek helyes, a célfeladat szempontjából leginkább megfelelő kiválasztásában segítségünkre lehet a jelenséget leíró CFD szimuláció és a matematikai optimalizálás összekapcsolása. A továbbiakban ennek lehetőségét és alkalmazását mutatjuk be.

7.1. A matematikai optimalizálás

A legtöbb műszaki probléma megoldására az esetek többségében végtelen számú megoldás létezik, amelyeket x változók különböző értékei jellemeznek. E változók, lehetnek egy szerkezet geometriai méretei, technológiai paraméterei, stb. Ahhoz, hogy megtaláljuk ezek valamely feltételnek, vagy feltétel együttesnek megfelelő legjobb értékét, szükséges egy olyan $f(x)$ függvényt létrehozni, mellyel összehasonlítást tehetünk a tervezési alternatívák között. Ezt hívják célfüggvénynek (vagy költségfüggvénynek). Egy optimalizálás során a függvény legnagyobb, vagy legkisebb értékének megkeresése a feladat. A célfüggvény általában az x változók nemlineáris függvénye. Maga a függvény értéke lehet egy szerkezet tömege, élettartama, költsége, vagy bármely más függvény, melynek az extrémuma a probléma egy lehetséges és hasznos megoldását jelenti. Az $f(x)$ függvény minimálása megfelel a $-f(x)$ maximálásának és fordítva. Az $f(x)$ függvény szélsőértékét és a hozzá tartozó x értékek meghatározó módszereket optimalizáló eljárásnak nevezzük [9].

7.1.1. Az optimalizáló eljárások csoportosítása,

Az optimalizáló eljárásokat számos szempont szerint különböztethetjük meg egymástól, mint például:

- folyamatos vagy diszkrét,
- egy- vagy többcélfüggvényes,
- egy- vagy többváltozós,
- lineáris vagy nemlineáris,
- deriváltat használó vagy deriváltat nem használó,
- feltételes vagy feltétel nélküli,
- egyenlőségi vagy egyenlőtlenségi feltételeket használ,
- egy- vagy többszintű,
- korlátozott vagy nem korlátozott,
- analitikus vagy numerikus,
- szerkezetfüggetlen vagy szerkezetfüggő.

Az optimalizáló eljárások eltérő bonyolultságúak és különböző felhasználási területekre specializálódtak, illeszkedve az adott műszaki és gazdasági problémához. Az elvégzett optimalizációs feladatok döntő része szerkezetoptimalizálás, de megjelentek a működést optimalizáló munkák is.

7.1.2. Néhány közismert optimalizációs módszer és alapalgorithmus

7.1.2.1. Hillclimb módszer

Ez egy deriváltat nem használó eljárás. A hillclimb módszer egy direkt kereső módszer, melyet Rosenbrock fejlesztett ki (1960-ban). Módszere egy iterációs eljárás, mely a Hooke and Jeeves-féle kereső eljárás alapján, kis lépéseket téve a keresés során az ortogonális koordináták irányába. Folytonos keresés helyett az előző állapotra építve talál új kutatási irányokat. A

módszer az $x(k+1)$ meghatározását sorozatos vonalmenti kereséssel végzi az $x(k)$ kezdőpontból az ortonormált irányokban.

7.1.2.2. Komplex módszer

Feltételes minimáló eljárás, mely véletlen keresést végez, és deriválást nem igényel. A módszer kidolgozása Box nevéhez fűződik (1961), akinek célja a nemlineáris problémák megoldása egyenlőtlenségi feltételek mellett volt. Eredetét tekintve a Spendley és szerzőtársai által 1962-ben kidolgozott szimplex módszeren alapszik. A simplex módszer hibájának kiküszöbölésére Box egy $N+1$ elemű ponthalmazt definiált, amit „komplexnek” nevezett.

7.1.2.3. Büntetőfüggvényes módszer: SUMT

A büntető függvények módszere a feltételes optimálási probléma megoldására irányul. Alapelképzelésként olyan feltétel nélküli optimálási esetre vezeti vissza a megoldást, ami konvergál a feltételes optimálási probléma megoldásához. Ez két különböző típusú büntető függvényt alkalmaz: az egyik típust az egyenlőségi, a másik típust az egyenlőtlenségi feltételekre. A SUMT (Sequential Unconstrained Minimisation Technique) eljárást Fiacco és McCormick (1968) fejlesztették ki. Az eredeti probléma célfüggvényét és méretezési feltételeit használja ahhoz, hogy egy feltétel nélküli célfüggvény-minimálást fogalmazzon meg többváltozós esetben.

7.1.2.4. Davidon-Fletcher-Powell módszer

A Davidon (1959) által kifejlesztett változó metrikájú módszert Fletcher és Powell (1963) fejlesztette tovább. Ez az egyik legjobb általános felhasználású feltétel nélküli optimáló eljárás, mely a rendelkezésre álló deriváltakat alkalmazza.

7.1.2.5. Newton módszer

Klasszikus másodrendű (második deriváltat alkalmazó) módszer. Az eljárás a másodrendű Taylor-sor kiterjesztésével indul. A keresés „s” irányának meghatározása bonyolult. A feladat megoldhatóságának feltétele, hogy a célfüggvény kétszer differenciálható legyen. A másodrendű és inverz Hessian mátrix előállítása néhány esetben nehézséget okoz, de mivel ennek pozitív definitnek kell lennie, ezért a módszer konvergenciája garantálható.

7.1.2.6. SQP (szekvenciális kvadratikus programozás)

A szekvenciális kvadratikus programozás, vagy (SQP) módszer egy általánosan használható algoritmus nemlineáris optimálási feladatok megoldására bizonyos feltételekkel: a feladat nem 'túl nagy'; a függvények és gradiensek meghatározhatók megfelelően nagy pontossággal; a feladat 'sima' és 'jól arányosított'. A módszer egyike a nemlineáris folytonos optimálási feladat megoldására irányuló igen népszerű és robusztus algoritmusoknak. A módszer a részproblémák sorozatának megoldásán alapszik, melyek a feltételek linearizálására irányuló kvadratikus objektív modellek minimalizálására szolgálnak. Ha a probléma feltétel nélküli, akkor a feladat leegyszerűsödik azon Newton módszerre, ahol egy olyan pontot kell találni, aminél a célfüggvény gradiense eltűnik. Ha a feladatban csak egyenlőségi feltételek vannak, akkor a módszer egyenértékű lesz az elsőrendű optimalitási feltételeket tartalmazó Newton módszerrel, vagy a Karush-Kuhn-Tucker feltétellel. Számos módszer ezen törekvésen alapszik.

7.1.2.7. Az LFOPC optimálási módszer

Az LFOPC módszer egy feltételes optimáló módszer, mely büntető függvényeket alkalmaz. Alapja a feltétel nélküli „leap-frog” dinamikus trajektória módszer, amit más néven LFOPC-nek is neveznek. A módszer lényege, hogy csak a függvény gradiensét használja, semmilyen

explicit vonal menti keresést nem végez, rendkívül robosztus, könnyen kezeli a célfüggvény görbéjében jelentkező mély völgyeket, szakadásokat, zajokat és a célfüggvény gradiensét. Az algoritmus viszonylag kicsi helyi minimumokat keres, és épp ezért használható a globális optimalizációs módszer alapösszetevőjeként. Sima vagy közel négyzetes függvények esetén nem olyan hatékony mint a klasszikus módszerek [14].

7.1.2.8. Az SQSD módszer

A gömbi négyzetes legmeredekebb esés módszere (spherical quadratic steepest-descent, azaz röviden SQSD). Ez egy rendkívül egyszerű csak gradienst tartalmazó algoritmus, ami minimális helyigénye és számítási hatékonysága miatt ajánlott a konjugált (összetartozó) gradiens módszerek alternatívájaként. A módszer hatékonyan alkalmazza a legmeredekebb esés (steepest-descent, SD) módszerét a célfüggvény egyszerű gömbi négyzetes sorozatos közelítések, oly módon, hogy nincs szükség explicit vonal menti keresésre a minimalizálási probléma megoldása során. Igazolt, hogy a módszer konvergens általános pozitív definit kvadrátikus függvény alkalmazása esetén [14].

7.1.2.9. A Dynamic-Q módszer

A Dynamic-Q-nak nevezett módszer egy hatékony feltételes optimalizációs módszer, mely az LFOPC dinamikus trajektória optimalizációs algoritmust használja az aktuális optimalizációs probléma sorozatos négyzetes közelítéséhez. A módszert akár úgy is tekinthetjük, mint a feltétel nélküli SQSD módszer kibővítését egy olyan módszerré, mely képes kezelni az általános feltételes optimalizációs problémákat. A módszer lényege, hogy mind a célfüggvényt, mind pedig a mellékfeltételi függvényeket másodfokú, helyi közelítésekkel helyettesíti, mellékfeltételi előírásokat pedig büntetőparaméteres technikával kezeli. Az első deriváltak (gradiensek) közelítése elsőrendű, előrelelépő differencia módszer segítségével történik a függvényértékek felhasználásával. A konvergencia által megkövetelt darabszámú függvény kiszámítását véve alapul a módszer igen hatékonynak mondható, ezért főleg számításigényes optimalizációs problémáknál ajánlott. Többek között számítógépes áramlástani szimulációk numerikus analízise során, végelem módszerrel végzett szerkezet vizsgálat során, vagy több testből álló rendszer dinamikai szimulációjakor alkalmazható [14]. (Lásd bővebben a 7.2.2. fejezetben.)

7.2. A numerikus szimuláció és az optimalizálás együttes alkalmazása

Az előző fejezetben bemutatott számítássorozat igazolta, hogy a csarnok szellőzésének javítása érdekében valóban szabályozni kell a szellőzőnyílásokon átjutó levegő mennyiségét, vagyis az ablakok nyílásszögét. A légcsereszám, mint globális jellemző növelése önmagában nem jelent hatékonyság-javulást, hiszen a csarnok levegőjének növekvő mozgási energiája még több por elragadását és csarnokból történő kijutását segítené elő. Tehát a természetes szellőzés alkalmazása során tisztázni kell annak fő feladatait, és az alkalmazás korlátait.

A természetes szellőzés során három fő működési feladatot kell kielégíteni:

- 1) a szellőzés legyen elég intenzív, azaz hozzávetőlegesen 30-szor cserélődjön ki óránként a csarnok levegője;
- 2) a friss levegő biztosítson kellő mennyiségű hűtőlevegőt, azaz gondoskodjon a melegüzemű berendezések környezetében termelődött hő gyors elszállításáról;
- 3) és végezetül a csarnokbeli légmozgás olyan legyen, hogy ne fokozza a porok levegőbe jutását, valamint annak kikerülését a csarnokból. (Tehát a kádak közelében kicsi legyen a körül- illetve föláramlás sebessége).

Továbbá feltétel, hogy gondoskodni kell a normális munkakörülményekről. Ennek érdekében kerülendő a „túlfűtött” vagy túlzottan huzatos munkaterület.

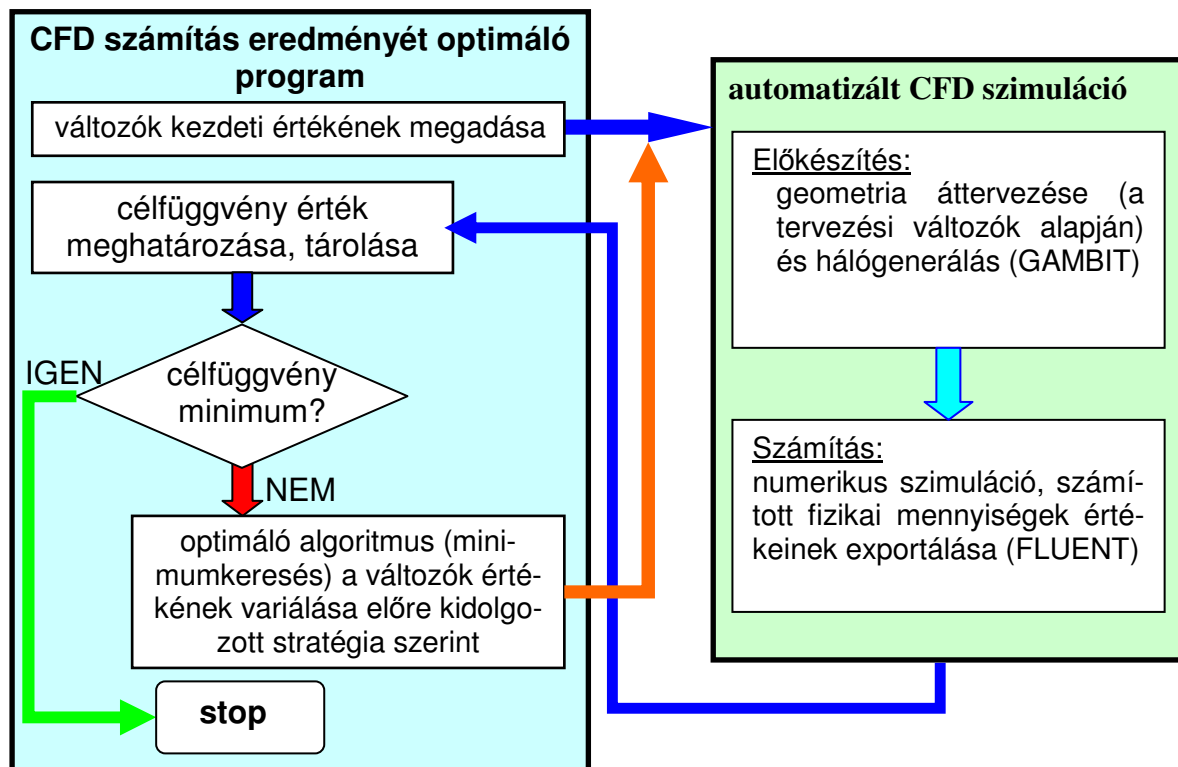
Az itt megfogalmazott elvárásokhoz igazodó szellőzés biztosítása a bemutatott számítási módszer alkalmazásával elvben megoldható, de a rögzített ablakállásokon alapuló próbálgatások helyett egy új, az ablaknyitás szögének - a helyzet várható javulása irányába történő - automatikus változtatását lehetővé tevő eljárásra volt szükség. Erre a feladatra az optimáló eljárások a fentiek alapján alkalmasak lehetnek. Ez a vonatkozó CFD szimulációknak az optimáló eljárásba való beépítését kívánja meg. Ezen cél megvalósítása érdekében szükségessé válik a csarnokmodell teljes CFD szimulációjának automatizálhatóvá tétele (automatikus geometria áttekintés, hálózás, numerikus megoldás előkészítés, futtatás, és utókalkuláció), azért, hogy az optimáló eljárás által kiválasztott variációk automatikusan kiszámolhatók legyenek.

Az optimalizálás önmagában a tervezési változók és a célfüggvény között meglévő összefüggésre alapozva, azt felhasználva keresi a változók azon szerencsés kombinációját, melyre a célfüggvény minimális értékű.

Az optimalizációs eljárás a CFD szimulációval összekapcsolva ugyanezen alapeladatnak való megfelelést jelenti, azzal a különbséggel, hogy a célfüggvény és a változók közötti összefüggés nem explicit. Ez nem egy előre megadott egyenlet, amibe a változókat – valamilyen variációban – behelyettesítve egyszerűen ki lehetne számolni a célfüggvény értékét. Az optimalizálás során a CFD szimuláció és az ahhoz szerkesztett feldolgozó algoritmus gondoskodik arról, hogy implicit összefüggéshalmazt felhasználva meghatározott diszkrét változók esetére a célfüggvény értéke előálljon. Ahány konkrét számítás, annyi diszkrét pontbeli értéke lesz ismert a függvénynek. Az optimalizálás során eme diszkrét értékek közül történik a minimum kiválasztása, és kerül meghatározásra a változók ideális értéke. Érthető, hogy a célfüggvény minimum megkereséséhez számos variáció lefuttatása és kiszámítása szükséges. Épp ezért fontos a (numerikus szimulációval végzett célfüggvény) számítás automatizálása és a minimum meghatározása irányába vezető értékadás a „tervezési” változók részére. A megoldást jelentő módszer technika lépéseit az alábbiakban mutatjuk be.

Az eljárás alapja tehát egy főprogram (7.1. ábra bal oldali blokk), mely tartalmazza a CFD szimuláció előkészítő és végrehajtási fázisaira vonatkozó utasításokat, lehetővé téve - az optimalizálás során - a numerikus szimulációk teljesen automatikus meghívását és végrehajtását. Másodszorban gondoskodni kell a CFD szimulációval kapott eredmények fogadásáról és feldolgozásáról, majd a célfüggvény értékének kiszámításáról. A programnak szerves része kell legyen az optimáló algoritmus is, mely a kiszámított célfüggvény értékekből meghatározza a minimumot. Az a jó optimáló szoftver, amelyik már a variációk – vagyis a változók értékeinek – meghatározásában is aktívan közreműködik. Erre különböző „gradiens” módszerek léteznek. Így olyan irányba „kormányozható” a változók értéke a variálás során, ami a célfüggvény várható javulásához vezet.

Az eljárás másik fő része a CFD szoftver (7.1. ábra jobb oldali blokk), amely a változók értékeinek felhasználásával elvégzi a numerikus szimulációt, amelynek eredményéből a célfüggvény értékét a főprogram számítja és közli az optimáló programmal. A CFD szoftvert alkalmasra kell tenni a főprogram által variált változók fogadására és automatizált kezelésére. Ennek fő nehézsége akkor van, ha ez a számítási háló változtatásának igényét is magával hozza. Ez az eset akkor jelentkezik, ha a változók geometriai paraméterek.



7.1. ábra: Az optimalizálás és a CFD szimuláció összekapcsolásának elvi sémája

7.2.1. Kiválasztott optimalizálási eljárás

A CFD szimulációval modellezett csarnok szellőzésének javítása érdekében a 7.1. ábrán vázolt feladatra egy optimalizálási eljárás került kiválasztásra a következő szempontok alapján:

- álljon rendelkezésre az optimalizáló eljárás forráskódja,
- legyen ismert és megbízható a programban alkalmazott optimalizálási módszer,
- bizonyítottan alkalmazható legyen CFD feladatokhoz,
- legyen könnyen adaptálható,
- legyen hatékony, azaz kevés lépésben garantáljon gyors megoldást.

A fenti szempontok figyelembevételével sikerült kiválasztani a Dynamic-Q optimalizálási eljárást [26]. Az algoritmus kifejlesztőjével sikerült személyes kontaktust kialakítani, és a feladathoz igazítani magát az optimalizáló szoftvert. Szakmai kapcsolatunkat TÉT együttműködés keretében mélyítettük el, melynek eredményeként több közös cikk is született. A program legfőbb erénye, hogy kifejezetten előnyösen alkalmazható a CFD számításokhoz, mert kevés lépésben találja meg az optimumot. Ez a tény óriási előnyt jelent a meglehetősen időigényes CFD számításoknál.

7.2.2. A Dynamic-Q optimalizáló eljárás bemutatása

Jelen vizsgálatunk során tehát a Dynamic-Q optimalizáló algoritmust használtuk. Ez az algoritmus ideálisan illeszkedik olyan esetekhez, amikor a függvénybecslés számításigényes [15,27]. Ez a közelítés magában foglalja a dinamikus trajektória módszert korlátok nélküli optimalizálásra [28,29]. A módszer alkalmas korlátos problémák kezelésére megfelelő büntető függvény formulák (szabály, képlet) alkalmazásával [30]. Az eljárás az alap problémát részproblémákra bontja. Ezek kezelésére a DYNAMIC módszert használja. A sorozatos részfeladatok létrehozása mintavétellel történik, viszonylag magas számítási igénnyel, mely során ismerni kell a kényszerfüggvények és/vagy a célfüggvény viselkedését a tervezési térbe eső és sorozatos

közelítéssel kapott pontokban. A részproblémák – melyek analitikusan egyszerűek, – gyorsan és megbízhatóan oldhatók meg alkalmazva a dinamikus trajektória módszert, melyet a [31] szakirodalom részletez. A közelítő részproblémák használata korlátozza az eredeti optimálandó probléma megoldásához szükséges szimulációk számát.

Az $\mathbf{x}$ változókkal értelmezett $f(\mathbf{x})$ célfüggvény definícióját mutatja a (7.1) összefüggés:

$$f(\mathbf{x}), \quad \mathbf{x} \in R^n. \quad (7.1)$$

A célfüggvényt egészítik ki a

$$g_j(\mathbf{x}) \leq 0 \quad j = 1, 2, \dots, m \quad (7.2)$$

egyenlőtlenségi, és

$$h_k(\mathbf{x}) = 0 \quad k = 1, 2, \dots, r \quad (7.3)$$

egyenlőségi feltételek.

Jelentse $\mathbf{x}(0)$ a kezdeti elgondolást, és $\mathbf{x}^*$ a végeredményként kapott megoldást.

A korábban említett büntető függvény definíciója:

$$p(\mathbf{x}) = f(\mathbf{x}) + \sum_{j=1}^m \alpha_j g_j^2(\mathbf{x}) + \sum_{k=1}^r \beta_k h_k^2(\mathbf{x})$$

ahol

$$\alpha_j = \begin{cases} 0, & \text{ha } g_j(\mathbf{x}) \leq 0 \\ \rho_j = \text{nagy pozitív szám}, & \text{ha } g_j(\mathbf{x}) > 0 \end{cases} \quad (7.4)$$

$$\beta_k = \text{nagy pozitív szám minden } k \text{ értékre.}$$

A büntető paraméterek használatát egyszerűsítendő, ρ_j , $j = 1, 2, \dots, m$ és β_k , $k = 1, 2, \dots, r$, ugyan azt a pozitív értéket veszik fel, $\rho_j = \beta_k = \mu$. Bizonyítható, hogy ha μ tart a végtelenhez, akkor $p(\mathbf{x})$ korlátmentes minimuma az eredeti probléma korlátos minimumához tart, amit a (7.1) – (7.4) egyenletek definiálnak.

Az itt alkalmazott dinamikus trajektória módszer (amelyben az objektív és gradiens függvények megfelelően skálázottak) alkalmazásakor a μ büntető paramétert kezdetben a $\mu = 10^2$ értékre veendő fel, s értékét $\mu = 10^4$ -re kell növelni, ha a kényszerfeltételeknek van közös metszéke.

A dinamikus trajektória módszert arra használjuk, hogy a következőkben részletezett részproblémákat közelítsük. A $P[l]$; $l = 0, 1, 2, \dots$, négyzetes részproblémák sorozatos közelítését az $\mathbf{x}^{(l)}$ tervezési pontok meghatározására használjuk, melynek tetszőleges az $\mathbf{x}^{(0)}$ kezdeti értéke. A továbbiakban a magyarázatunkat a célfüggvény közelítés leírására korlátozzuk. A $g_j(\mathbf{x})$ egyenlőtlenségi függvényt közelítő $\tilde{g}_j(\mathbf{x})$, és a $h_k(\mathbf{x})$ egyenlőségi függvényt közelítő $\tilde{h}_k(\mathbf{x})$ függvényt hasonló módon határozhatjuk meg. A $P[l]$ részproblémákhoz tartozó $f(\mathbf{x})$ függvény és $\tilde{f}(\mathbf{x})$ közelítés az alábbi formulával adható meg:

$$\tilde{f}(\mathbf{x}) = f(\mathbf{x}^{(l)}) + \nabla^T f(\mathbf{x}^{(l)}) (\mathbf{x} - \mathbf{x}^{(l)}) + \frac{1}{2} (\mathbf{x} - \mathbf{x}^{(l)})^T C_j^{(l)} (\mathbf{x} - \mathbf{x}^{(l)}) \quad (7.5)$$

$$j = 1, 2, \dots, m$$

ahol $\nabla f(\mathbf{x})$ a gradiens vektort jelenti. A $(C_j^{(l)})$ közelítő Hessian mátrix diagonál mátrix formában adott.

$$C_j^{(l)} = \text{diag}(c_j^{(l)}, c_j^{(l)}, \dots, c_j^{(l)}) = c_j^{(l)} \mathbf{I} \quad (7.6)$$

A $c_j^{(0)}$ kezdeti értéke a megoldandó problémától függ. Itt most tetszőlegesen a 0.0 értéket választottuk az első részprobléma megoldásához (lineáris interpolációt feltételezve). Ezután $c_j^{(l)}$ a következő kifejezéssel számolható:

$$c_j^{(l)} = \frac{2\{f(\mathbf{x}^{(l-1)}) - f(\mathbf{x}^{(l)}) - \nabla^T f(\mathbf{x}^{(l)}) (\mathbf{x}^{(l-1)} - \mathbf{x}^{(l)})\}}{\|\mathbf{x}^{(l-1)} - \mathbf{x}^{(l)}\|^2} \quad (7.7)$$

ahol $\|\cdot\|$ az Euklideszi normát jelenti.

A konvergencia kontrollálásához további segítséget ad a tervezési (design) változókra a részprobléma minimalizálása során kirótt közepes mozgási (move) limit. Ezek a feltételek részletesen:

$$\begin{aligned} x_i - x_i^{(l)} - \delta_i &\leq 0 \\ -x_i + x_i^{(l)} - \delta_i &\leq 0 \end{aligned} \quad ; \quad i = 1, 2, \dots, n. \quad (7.8)$$

Az $x(1)$ –nél létrehozott $P[\ell]$ a közelítő részprobléma:

$$\begin{aligned} &\tilde{f}(\mathbf{x}) \text{ vagy } f(\mathbf{x}), \quad \mathbf{x} \in R^n \text{ minimalizálás,} \\ &\text{annak függvényében, hogy miként lett közelítve a célfüggvény} \\ &\tilde{g}_j(\mathbf{x}) \leq 0 \quad j = 1, 2, \dots, p \\ &g_j(\mathbf{x}) \leq 0 \quad j = p + 1, \dots, m \\ &\tilde{h}_k(\mathbf{x}) = 0 \quad k = 1, 2, \dots, q \\ &h_k(\mathbf{x}) = 0 \quad k = q + 1, \dots, r, \end{aligned} \quad (7.9)$$

ahol értelemeszerű, hogy külön-külön kell közelíteni az első egyenlőtlenségi tagot p -t és az első egyenlőségi tagot q -t. A (7.8) egyenlet további mozgási/lépés (move) limiteket és mellékfeltételeket definiál.

Az (7.5) egyenletben szereplő célfüggvény gradiens vektorának komponensei a specifikus x tervezési pontra vonatkoznak, figyelembe véve az összes többi x_i tervezési változót. Ezt használjuk a részproblémák képzéséhez, amelyeket az elsőrendű előrelépő differencia módszerrel közelítünk:

$$\frac{\partial f(\mathbf{x})}{\partial x_i} \approx \frac{f(\mathbf{x} + \Delta \mathbf{x}_i) - f(\mathbf{x})}{\Delta x_i} \quad ; \quad i = 1, 2, \dots, n, \quad (7.10)$$

ahol $\Delta \mathbf{x}_i = [0, 0, \dots, \Delta x_i, \dots, 0]^T$, és Δx_i egy megfelelő lépték (step size), amit általában egy érzékenység vizsgálat alapján határoznak meg. Világos, hogy $n + 1$ számú numerikus analízisre van szükség minden egyes x tervezési pontban, azért, hogy meghatározzuk a (kényszer) feltételi gradiens vektor komponenseit. A sorozatos, egyszerű, négyzetes részproblémák gazdaságosan oldhatók meg a korábban említett trajektória módszer [29] legutóbbi változatával.

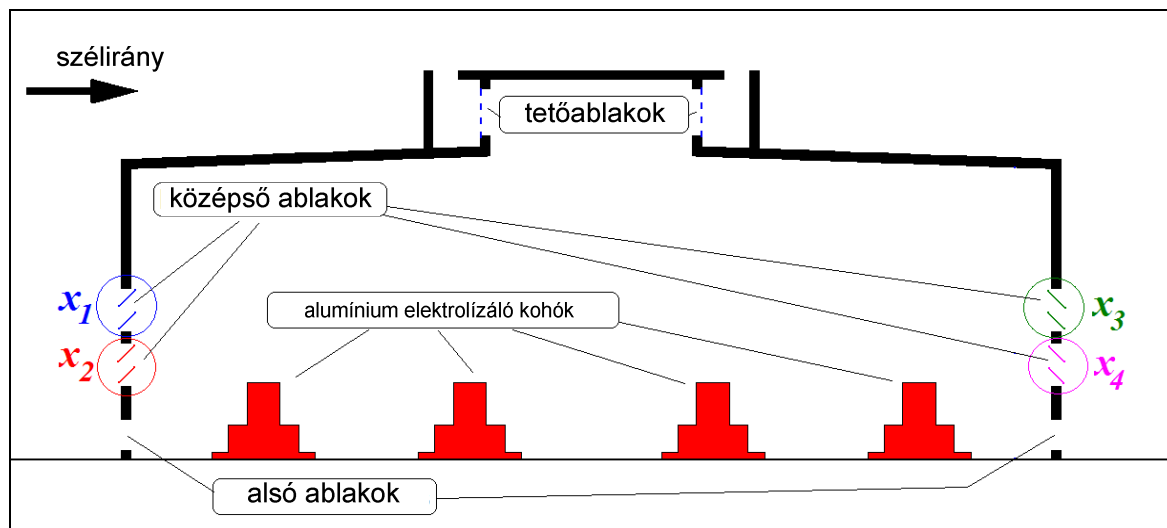
7.2.3. A szellőzés optimalálása

A szellőzés optimalálása, mint korábban láttuk különböző célok fogalmazhatók meg, melyek közül kettőt vizsgáltunk meg részletesen:

- Egy globális célfüggvényként a „megkívánt” légcsereszámra történt meg az optimalálás.
- Egy lokális célfüggvényt definiáltunk a komfortérzet optimalálására. Ez a szakirodalomból átvett PMV komfort paraméter (lásd bővebben a 7.4.3. fejezetben). Ugyanezen célra másik megoldásként „műfejjel” is próbálkoztunk [48], vizsgálva a műfejre jutó hőszegzást.

Esetünkben az optimalálási eljárás célfüggvényeként az első elgondolásnál az $f(x_i) = \Delta L(x_i) = |L(x_i) - L_0|$ -at, míg a másik esetben az $f(x_i) = PMV(x_i)$ függvényt választottuk. Vagyis előbbinél a megkívánt L_0 légcsereszámától való eltérést, utóbbinál a komfort paramétert szerepeltettük

célfüggvényként. Mindkét elgondolásnál a középső ablakok nyílásszögei (x_1, x_2, x_3, x_4) képezték az optimalizálás változóit (lásd 7.2. ábrát), melyeket $0-90^\circ$ között automatikusan változtatva kerestük a legjobb (optimális) megoldást. (Optimális esetben $f(x_i) \rightarrow \min$.) További megkötés lehetne a kádák körül kialakuló áramlási sebesség alacsony értéken tartása és ezzel összefüggésben az alsó ablakok zárása, melyet feltételi függvényként vagy egy második célfüggvényként megadva lehetne figyelembe venni. Ekkor a változók száma 6-ra nőne. Vizsgálataink jelen szakaszában az alsó ablakok rögzített állásban voltak (zárva, vagy 45° -ban nyitva).



7.2. ábra: Az optimalizálás változói

A szellőzés optimalizálásához a 7.1. ábrán vázolt folyamat igényli mind az optimalizáló eljárás, mind a CFD programrendszer speciális felkészítését az együttes munkára. A továbbiakban azokat az eljárásokat mutatjuk be, amelyeket kifejlesztettünk ezen együttműködés kezelésére.

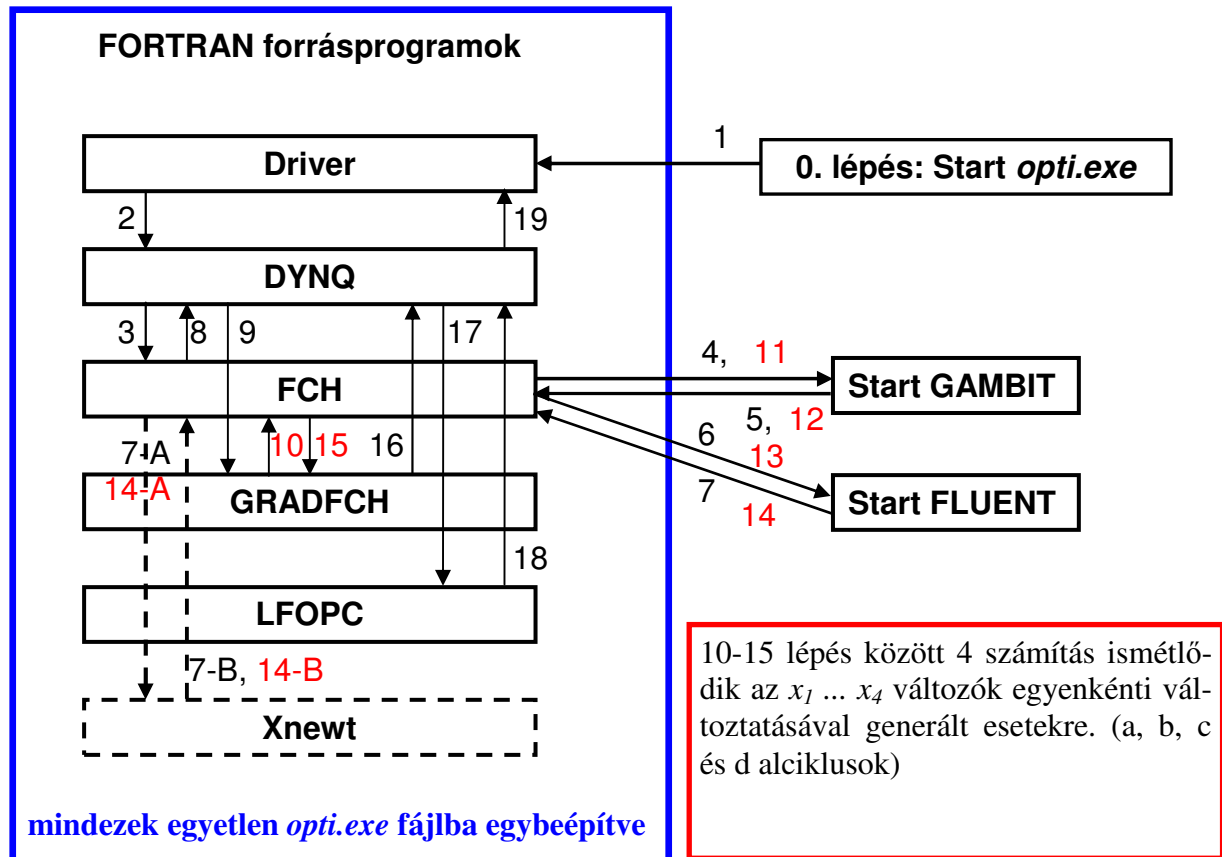
7.2.4. Az optimalizáló eljárás felkészítése a numerikus szimuláció kezelésére

A 7.2. fejezetben általánosan bemutatottuk az optimalizálás és a CFD szimuláció összekapcsolásának lehetőségét, amelyet a 7.1. folyamatábrában foglaltuk össze. Ezen elvi lehetőség alapján dolgoztuk ki a *Dynamic-Q* program és a FLUENT program együttes működtetését biztosító eljárást, amelyet a 7.3. ábra blokkdiagramja szemléltet. Az alábbiakban bemutatjuk a *Dynamic-Q* program felépítését és keretezett szövegrészekben azon speciális megoldásokat, amelyeket a konkrét szellőzési feladat optimalizálása és a FLUENT programrendszer alkalmazása miatt mi fejlesztettünk ki.

A 7.3. ábra szerinti blokkdiagramban bemutatott szerkezet szerint működik az *opti.exe* program, melynek részletes kifejtése alább látható.

Az optimalizálást szervező és végrehajtó program felépítése, az optimalizálás gyakorlati kivitelezése

Az optimalizálás véghezviteléhez egyetlen futtatható (*.exe) fájlba kellett befordítani a FORTRAN nyelven megírt és több szubrutinra széttagolt forrásprogramot (7.3. ábra). Az optimalizálás lefuttatásához elegendő csak ezt az egy (*opti.exe*) fájlt elindítani, a többi feladatot a benne kódolt parancsok végzik. Természetesen a CFD számítás elvégzéséhez az *opti.exe* programon túl szükséges az optimalizálás munkakönyvtárában letárolni az általunk előzetesen elkészített csarnok modell induló geometriáját, a GAMBIT valamint a FLUENT program végrehajtásához szükséges parancsfájlokat (*journal* fájlok) és a szélprofil leíró „C” nyelvű szintaktikát (makrót), melyet a FLUENT program használ fel.



7.3. ábra: A Dynamic-Q optimalító eljárás és a CFD (FLUENT) közös működése. A számok a programon belüli részek futási (meghívási) sorrendjét jelölik.

A GAMBIT program részére általunk összeállított utasítás csomag (journal parancsfájl) gondoskodik a kiindulásként adott csarnok geometria oldalsó ablakainak az optimalizálás során megadásra kerülő nyílásszögek szerinti elforgatásáról, és az így létrehozott új geometriai tér behálózásáról. Ugyanitt kell gondoskodni a megfelelő peremtípusok és szilárd vagy légnemű zónák típusainak megválasztásáról. Ennek megfelelően a csarnok falai és ablakai falként, az ablaknyílások átmenő keresztmetszetként kerülnek definiálásra. A csarnok levegője valamint a csarnok körüli tér fluid zóna típust kap.

A FLUENT program parancs (journal) fájlja az adott numerikus szimuláció megoldását készíti elő és a számítások elvégzését követően az eredmények további felhasználást célzó exportálását teszi lehetővé.

Az általunk elkészített FLUENT journal file a következő konkrét utasításokat hajtja végre:

- háló + geometria (mesh fájl) beolvasása,
- energia egyenlet alkalmazásának engedélyezése,
- turbulencia modell megválasztása,
- hőszigetelési modell kiválasztása,
- áramló közeg anyagának és anyagjellemzőinek megválasztása (összenyomhatatlan levegő),
- a kádák és a falak anyagául szolgáló anyagok aktívva tétele (beton és kádkő anyagok),
- gravitáció, mint térerő vektorikus megadása,
- peremfelületek anyagának és viselkedésének definiálása:
 - kádák = fal peremtípus, anyaga: kádkő, hőforráserősség megadása.
 - minden egyéb fal anyaga beton.

- az általunk kidolgozott felhasználói (user defined function = udf) függvény beolvasása, mely a sebességprofilt írja le. Ennek megadása során a már korábban ismertetett és használt összefüggés (lásd 6. fejezet, 6.1 képlet) került alkalmazásra.
- belépő perem határfeltételeinek definiálása: sebességprofil függvény illesztése a számítási tartomány belépő peremére, belépési hőmérséklet megadása
- kilépő perem határfeltételeinek definiálása, zérus nyomásugrás, visszaáramlásra érvényes hőmérséklet megadása,
- a számítás inicializálása,
- konvergencia kritérium megadása,
- maximális iterációs szám megadása, a számítás elindítása,

a) légcseré optimalizálás:

- számítások mentése,
- a tetőablakokon át kilépő levegő áramlási sebességének felületre merőleges komponensének valamint a légsűrűség cellánkénti értékeinek fájlba írása.
- a csarnok levegő sűrűségének térfogati integrálása, a kapott számérték kiírása fájlba.
- kilépés a FLUENT programból.

b) komfort paraméter szerinti optimalizálás:

- kádközi és kádszéli folyosók középsíkjaiban 1,5 m magasságában 5 „vizsgálati” zóna szakaszainak kijelölése (line-surface-ként),
- „vizsgálati” zónákban a levegő átlaghőmérsékleteinek összesített átlagának képzése és kiírása,
- a csarnok belső sugárzó felületeinek átlaghőmérsékletének kiszámítása, kiírása,
- a „vizsgálati” zónák átlagsebességeinek összesített átlagának képzése és kiírása,
- számítások mentése,
- kilépés a FLUENT programból.

A FLUENT-ben számított és exportált illetve kiíratott értékek feldolgozására az optimalizálás során az FCH szubrutinban kerül sor (lásd később).

A számítási folyamat hátterének valamint a végrehajtandó lépések megismeréséhez ismertetjük a forráskód főbb részeit és feladatait.

A program több részre, alprogramra vagy úgynevezett szubrutinra bontható. Ezek: a vezérlő program vagy Driver, a DYNQ (főprogram), az FCH, a GRADFCH és az LFOPC szubrutin.

A **Driver szubrutin** feladatai:

- kezdeti érték adás a változóknak, $x_1 = 45^\circ, x_2 = 45^\circ, x_3 = -45^\circ, x_4 = -45^\circ$
- egyenlőtlenségi változók számának megadása,
- egyenlőségi változók számának megadása,
- alsó és felső határérték megadása a változóknak,
 $x_{1,2}^{alsó} = 0^\circ, x_{3,4}^{alsó} = -90^\circ, x_{1,2}^{felső} = 90^\circ, x_{3,4}^{felső} = 0^\circ$,
- függvény konvergencia tolerancia és lépésnorma értékeinek beállítása,
- mozgási vagy lépéshatár (move limit) megadása, $\Delta ml = 10^\circ$,
- az iterációs szám maximumának beállítása,
- lépésköz (step size) megadása a véges differenciáláshoz (az alciklusban az ablak szög változtatásának a korlátja), $\Delta x_i = 5^\circ$,
- DYNQ szubrutin hívása,
- stop, ha a DYNQ szubrutin lefutott.

A **DYNQ szubrutin** (mint főprogram) feladatai:

- programon belüli változók definiálása,
- a majdani eredmények kiíratási fájljainak elkezdése a fejléc soraival,

- a külső optimalizációs ciklus számlálójának 0 kezdeti érték adás, majd a külső optimalizációs ciklus elkezdése,
- a közelítő függvények leírása:
 - az FCH szubrutin meghívása,
 - relatív lépésköz számítása,
 - legkisebb eddigi megengedett függvényérték meghatározása,
 - a függvény relatív eltéréseinek számítása,
 - függvény érték tárolása,
- gradiens meghatározása,
- a GRADFCH szubrutin meghívása. Ezen belül az optimalizálás alciklusának számításaként az FCH szubrutin ismételt meghívására kerül sor (lásd később),
- görbület számítása,
- az iterációs lépésenkénti paraméterek, közelítő konstansok kiírása fájlba,
- eredmények kiírása fájlba és képernyőre,
- az iterációs ciklusból való kilépés és egyben a program lezárulását (terminálódását) okozó esemény kiírása a képernyőre és a „*DynamicQ.out*” fájlba. Ezek lehetnek: „a lépések száma elérte a maximumot”, vagy „a függvény érték elérte a minimumot”, vagy „a lépésköz kisebb, mint a megengedett”,
- a becslt (approximated) részprobléma megoldása az LFOPC szubrutinon belül, tehát a szubrutin meghívásra kerül,
- eredmény rögzítése,
- külső ciklusszámláló növelése, ciklus vége
- végső függvény (egyenlőségi feltétel és alsó valamint felső feltételi határ-) értékek kiírása,
- a DYNQ a számított paraméter értékek visszaadása (Return),
- a DYNQ szubrutin vége.

Az **FCH szubrutin** feladatai:

Normál esetben az FCH szubrutinban kerül megadásra maga az f célfüggvény, a g egyenlőtlenségi és a h egyenlőségi függvény. Olyan esetekben, amikor az optimalizálás célfüggvényének az optimalizálás változóitól való függése egyszerű matematikai képletekkel megadható, olyankor itt, vagyis az FCH szubrutinon belül kell mindezt a számítást megadni. Jelen feladatban, mivel a célfüggvény változók szerinti függése nem ismert, és ráadásul csak időigényes CFD szimuláció alapján határozható meg annak diszkrét esetekre vonatkozó értéke, ezért itt a FLUENT meghívására van szükség. Az áramlástan szimulációval kapott számértékek feldolgozásával előállítható maga a célfüggvény. Az itt vázolt feladat megvalósítása az alábbi lépések formájában kivitelezhető:

- lokális változók definiálása, pl.: `veloc, density, t_lev, t_ks, pmv, t_clo`,
- az ablakszögek (az x_i tervezési változók) értékeinek kiírása a „*parameterset.jou*” nevű fájlba,
- a **GAMBIT** program **meghívása** rendszerszintű utasításban: `"gambit -id 3dstart -inp 3dopt.jou > gambit.out"`, vagyis induljon el a GAMBIT program, nyissa meg a „*3dstart*” nevű geometriai adatcsomagot, és hajtsa végre a „*3dopt.jou*” bemenő (input) parancsokat. Ennek első utasítása, hogy olvassa ki a „*parameterset.jou*” fájlba írt változók értékeit és ezeket felhasználva futtassa le a geometria áttervezését, majd a hálógenerálást. Végül a program lefutásának eredményét – ami lehet sikeres vagy sikertelen – írja ki a „*gambit.out*” fájlba. Normális működés esetén ez üresen marad. Hiba esetén a GAMBIT program visszajelzése, hibüzenete mentődne el a „*gambit.out*” fájlba.
- az FCH szubrutin addig vár, míg lefut a GAMBIT program, s ezután következik a **FLUENT** program **meghívása** a: `"fluent 3d -gu -i fluent.jou > fluent.out"` utasítással.

Ennek lényege: induljon el a FLUENT háromdimenziós változata a háttérben (grafikus megjelenítés nélkül) és olvassa be a „*fluent.jou*” fájlt. Itt is kiíratásra kerül a program lefutásának eredménye a „*fluent.out*” fájlba. Normális működés esetén ez üresen marad, hiba esetén pedig a FLUENT program hibaüzenete kerül beírásra a fájlba.

- várakozás a FLUENT számítás eredményeire. Eredmény fájl létezésének percenkénti ellenőrzése. Ha létezik, akkor továbbfuthat a program.
- a FLUENT kimeneti adatfájljainak megnyitása, adatok letárolása változókba,
- a számított alapmennyiségek értékeiből a célfüggvény értékének kiszámolása (lásd a 7.2.6. fejezetben).
- az **Xnewt** szubrutin meghívása. Ez opcionális, mivel csak a *PMV* számításnál kerül felhasználásra, ahol a *t_clo* implicit változó meghatározása végett vált szükségessé e szubrutin kidolgozása.
- eredmények fájlba írása,
- a feldolgozásra került adatfájlok átnevezése,
- az FCH szubrutin vége, visszatérés a DYNQ szubrutinhoz.

A GRADFCH szubrutin feladatai:

- véges differenciák segítségével gradiens meghatározás, melynek része:
 - az FCH szubrutin meghívása. Vagyis a célfüggvény javulási irányának meghatározásához újabb CFD szimuláció futtatása indul az x_i tervezési változók egyenkénti változtatásával. Ezt nevezzük az optimalálás alciklusainak.
- célfüggvény javulási irány kiszámítása,
- vége a GRADFCH szubrutinnak, visszatérés a DYNQ szubrutinhoz.

Az LFOPC szubrutin feladatai:

- eltárolja a kezdőpontot (belépési értéket): $XX(I) = X(I)$, $I=1, N$,
- meghatározza az egyenlőtlenségi (NI) és egyenlőségi (NE) változók darabszámát,
- meghatározza a konvergencia tűrési kritériumát,
- beállítja a maximális lépésközt,
- megadja a lépések fázisonkénti maximális számát,
- kiszámítja a kezdeti időlépést (DER szubrutin hívása),
- alul és túlcsordulás megelőzésére számítást végez (DER szubrutin hívás),
- változók kiíratása (CONIN_A, CONEQ_A szubrutinok felhasználása),
- LFOPC szubrutinhívás vége, visszatérés (RETURN)

A kapcsolódó szubrutinok:

- DER szubrutin, ami kiszámolja a büntető függvény gradiens vektorát.
- további kisebb szubrutinok:
 - CONIN_A szubrutin (egyenlőtlenségi feltételi függvény számítása),
 - CONEQ_A szubrutin (egyenlőségi feltételi függvény számítása),
 - FUN_A szubrutin, ami kiszámítja az f célfüggvényt,
 - GRADF_A szubrutin; kiszámítja a célfüggvény gradiens vektorát,
 - GRADC_A szubrutin; kiszámítja az egyenlőtlenségi függvény gradiens vektorát,
 - és GRADH_A szubrutin, kiszámítja az egyenlőségi függvény gradiens vektorát.

Az Xnewt szubrutin

Általunk újonnan létrehozott szubrutin, a *PMV* optimalizálás impliciten adott t_{clo} változójának kiszámítása céljából.

Az Xnewt saját fejlesztésű és elnevezésű programot a FORTRAN szubrutin gyűjteményben található mintaprogramok ismeretében hoztuk létre, felhasználva az ide vonatkozó – az implicit formában felírt – függvények illetve mennyiségek számítására ajánlott szubrutinokat. Az Xnewt program értelemszerűen tartalmazza magát a *PMV* számításához kapcsolódó implicit (t_{clo}) változóra felírt egyenletet, a kapcsolódó konstansokat, és a függvények formájában adott változókat. Ezeket az összefüggéseket, valamint az ajánlott szubrutinokat megfelelően összerendezve hoztunk létre egy saját Xnewt nevű szubrutint, mely röviden a következő feladatokat végzi:

- Lokális változók definiálása, inicializálása,
- A t_{clo} implicit változó meghatározásának előkészítése, azaz a számított konstansok beolvasása a FLUENT program által létrehozott adatfájlokból, majd további származtatott mennyiségek kiszámítása,
- belső szubrutinok hívása, a megfelelő paraméterek átadásával,
- t_{clo} meghatározása implicit formulával.

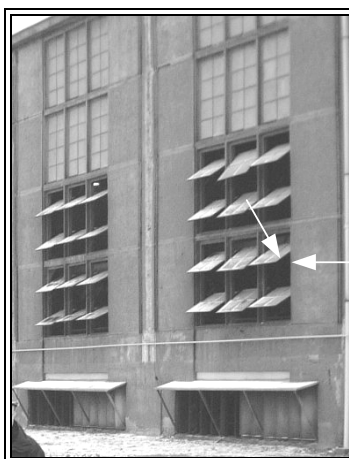
Tehát a fent részletezett programból és a 7.3. ábrából látszik, hogy az optimalizálás több szubrutin összehangolt, egymás utáni futásán alapszik, melyek kezelésére kialakítottunk egy „driver” nevű keretprogramot. A *driver*t elindítva a globális paraméterek beállítása és kezdeti érték adása történik meg, majd a DYNQ nevű szubrutin meghívásával elkezdődik a főciklus. Ez meghívja az általunk módosított FCH szubrutint, amibe beépítettük az optimalizást megelőző CFD számítás lefuttatására vonatkozó utasításokat, valamint a célfüggvény kiszámításának utasításait is. A CFD számítással kapott és megfelelő adatfájlba mentett eredményeket az FCH program feldolgozza, meghatározva belőle a célfüggvényt az általunk definiált összefüggések alapján. Ennek értéke visszaadódik a DYNQ optimalizáló szubrutinnak, mely előbb a GRADFCH szubrutint hívja meg. Ez a program gradiens módszer alkalmazásával segít meghatározni a következő főciklusra lépés előtt a változók új értékét (vagyis az $x_1 \dots x_4$ –et, mint az ablakok nyílásszögeit), mely várhatóan a célfüggvény minimumához vezet. A változók változtatásának helyes irányát további CFD számítással határozhatjuk meg, amikor egy-egy változó célfüggvényre gyakorolt hatását vizsgáljuk meg. Ezáltal megkaphatjuk a célfüggvény gradiensét. Tehát a GRADFCH utasítja az FCH-t újabb F célfüggvény értékek meghatározására, mely a változók száma szerinti 4 alciklust jelent, ahol minden egyes változó egyenkénti változtatására kerül sor. Ezek után a DYNQ az LFOPC szubrutinra vált, mely a gradiensként kapott közelítő függvény feltétel nélküli minimalizálására szolgál. Így tehát kijelölésre kerül a következő főciklusban alkalmazandó változók értéke. Ezek után a fő és alciklusok egymás utáni ciklikus végrehajtása mindaddig tart, amíg az optimalizáló program el nem éri a célfüggvény minimumát.

7.2.5. A csarnok modell áramlástan numerikus szimulációjának automatizálása az optimalizációs eljárásához

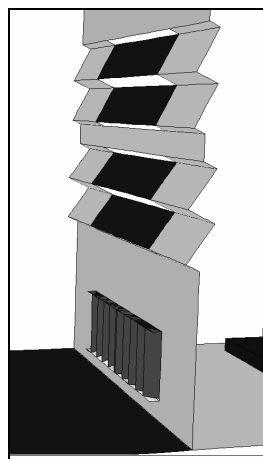
A 7.1. ábra szerint szükség van az optimalizáláshoz az ablakszögek változtatása miatt a számítási háló automatikus generálására. Az ablakszögek változásakor ugyanis a változó geometriához mindenkor új háló készítése szükséges. A hálónak olyannak kell lennie, hogy a térfogatelemek alakja ne legyen túlzottan deformált. Ennek a vizsgálatára szolgál az *enqui angle skew* paraméter. E paraméter értékének minden cellára 0,8-nál kisebbnek kell lennie ahhoz, hogy a számítások megbízhatóak legyenek. A billenőablakok zárasközeli állapotában az ablakkeret

oldaléle és az ablakszárny oldaléle (a 7.4. ábrán nyilakkal jelölve) közötti kicsiny szög miatt az ottani tér hálózásakor az említett feltétel betartása automatikus hálózással nem lehetséges.

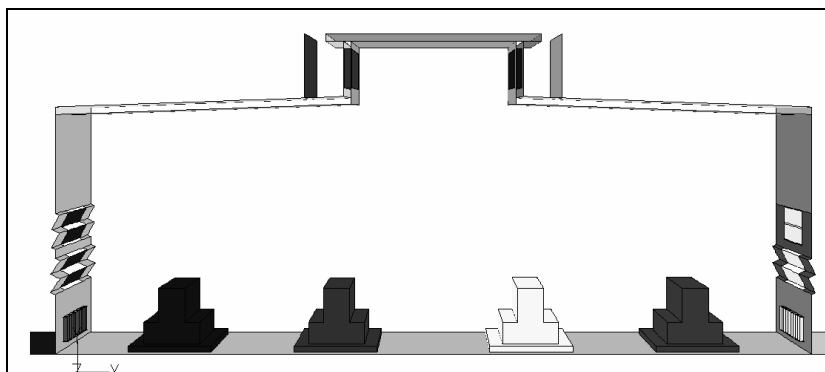
Ennek a problémának a kiküszöbölésére a valósághoz képest az ablakok környezetében változtatást hajtottunk végre. Kidolgoztunk egy eljárást, amely az ablakok melletti sík falfelület helyett, az ablakokkal azonos mértékben ferdülő falfelületet hoz létre. Ezzel a hálózási probléma megszűnt, hisz az ablak és a fal közötti kritikus szög így mindenkor zérus. A modellnek ezt a részletét láthatjuk a 7.5. ábrán, ahol a sötét táblák jelentik az ablaktáblákat, a világosszürke területek az oldalfalakat. Ez a geometriai változtatás az egész geometriához képest igen kicsiny. Ezt érzékelteti a 7.6. ábra, ahol különböző mértékben zárt ablakokat láthatunk. A jobb oldalon a felső ablaksor zárt, ott a fal tehát az eredeti sík alakot veszi fel. Ugyanakkor ez a módosítás nem változtatja meg a csarnok térfogatát, csak a határoló felület alakja változik.



7.4. ábra: Az oldalablakok kritikus élei a valóságban



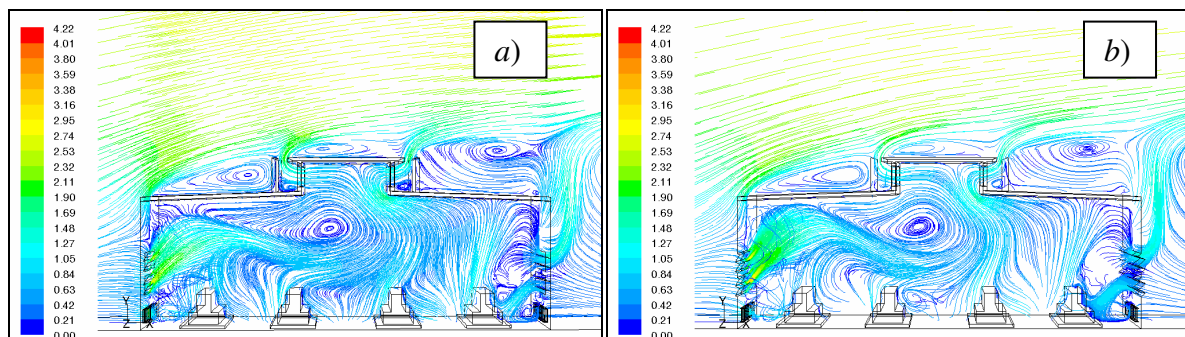
7.5. ábra: A megváltoztatott oldalfalszakasz



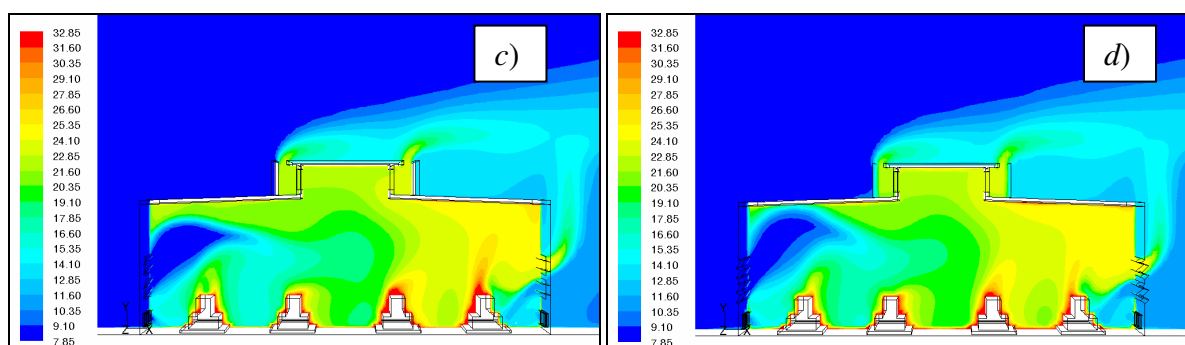
7.6. ábra: A teljes modell, különbözőképpen zárt oldalablakokkal

A modell ilyenképpen való módosításának a légcserére és az épületben kialakuló termikus és áramlási viszonyokra gyakorolt hatását elemeztük. A vizsgálatainkhoz egy tipikus időjárási körülményt és relatíve erősen nyitott ablakállapotot választottunk. A szellőzés globális paramétereiben érzékelhető változást nem találtunk, a légcsereszám értéke az $L_e = 23,76 \text{ h}^{-1}$ értékről a módosított esetben mindössze $L_m = 23,99 \text{ h}^{-1}$ értékre változott. Az áramkép és a hőmérséklet-eloszlás finomstruktúrájában igen kis eltérés tapasztalható, ennek mértéke lényegesen kisebb, mint az egyéb elhanyagolások (pl. belső oszlopok, tartók, elszívócsövek modellből való elhagyása) miatti eltérések. A 7.7.a és c ábrák a sima fal, a 7.7.b és d ábrák pedig a

módosított, hullámos fal esetére mutatják a csarnok keresztmetszetében az áramvonalakat, illetőleg a hőmérséklet-eloszlást. A 7.4.1. fejezetben definiált – ezért itt nem részletezett, de a későbbi vizsgálatok miatt szükségszerű –, úgynevezett PMV komfort paraméter is kiszámításra került, melyek értékei: $PMV_e = 3,51$, $PMV_m = 3,49$.



7.7.a,b ábra: Áramvonalak a csarnok keresztmetszetében eredeti(a) és módosított oldalfal (b) esetén ($v_0 = 1,05 \text{ m/s}$, $T_0 = 7,85^\circ\text{C}$)



7.7.c,d ábra: Hőmérséklet-eloszlás a csarnok keresztmetszetében eredeti(c) és módosított oldalfal (d) esetén ($v_0 = 1,05 \text{ m/s}$, $T_0 = 7,85^\circ\text{C}$)

A fõnt bemutatott légcsereszámok és komfort paraméterek vonatkozásában megmutatkozó csekély számbeli eltérés jelentéktelen, mivel az optimalizálás során a célfüggvény minimumát keressük, s ha ez adott ablakszög állásnál az aktuális oldalfal kialakítás mellett minimális, akkor hasonlóképp minimumot kell adjon a másik esetre is, hiszen az átáramlási keresztmetszetek méretében nincs különbség.

A vizsgálatok alapján megállapítható, hogy a módosított modell **alkalmas** a csarnok szellőzésének modellezésére, az optimális ablakszög kiszámítására szolgáló optimáló eljárásba való beépítésre.

7.2.6. A numerikus szimuláció eredményébõl a célfüggvény aktuális értékének elõállítása

Az optimalizálás során a CFD program általa számított mennyiségekbõl származtatott értékeket, mint célfüggvényt optimaljuk. Esetünkben ezek a nem közvetlenül nyert mennyiségek voltak az $|L-L_0|$, és a PMV . Azaz a FLUENT által elvégzett numerikus szimuláció adathalmazának felhasználásával kell a kiválasztott célfüggvény aktuális értékét kiszámítani az optimalizációs eljárásba való visszalépés elõtt. Erre szolgálnak az FCH szubrutinban általunk összeállított számítások. Az f célfüggvény számítása a légcsereszám optimumának meghatározásakor az alábbi pár lépésben történik, a FLUENT program által szolgáltatott adatokból:

A tetőablakokon át kilépő levegő áramlási sebesség felületre merőleges komponensének ($v_x(i)$) valamint a légsűrűség $\rho(i)$ cellánkénti értékeinek beolvasása a *vm.out* fájlból. A fájl soraiban letárolt cellánkénti sebesség és sűrűség adatokat összeszorozzuk egymással, majd az egész átlagát vesszük. Ehhez össze kell adni minden egyes cellára adódott szorzatot, és el kell osztani a cellák darabszámával. Az így kapott átlagot szorozzuk a kilépő tetőablaknyílás keresztmetszetével, osztjuk a (csarnok teljes belső légterére vonatkozó) térfogati sűrűség-integrál értékével és végül szorozzuk 3600-al, a másodpercről órába való áttérés miatt. Így megkapjuk az L értékét, melyből meghatározható az $f=|L-L_0|$ célfüggvény értéke (ahol $L_0 = 30 \text{ h}^{-1}$).

$$L = (\text{summ}/80[\text{db cella}] \times 15,1424[\text{m}^2] / v_{\text{dens}} [\text{kg}] \times 3600)$$

$$f = \text{ABS}(L-L_0)$$

A *PMV* mint célfüggvény számítását lásd a komfort optimalizálási (7.4.) fejezetben.

7.3. Optimalizálás a légcsereszámra

A szellőzésnek az adott időjárási viszonyokhoz való optimális beállítása a cél. Az ablakszögek szükséges szögének meghatározásához az előzőekben bemutatottak szerint az optimalizálás célravezető módszer lehet. A „megkívánt L_0 légcsereszámra” való eltérés ($\Delta L = |L - L_0|$) bármekkora oldalsó ablakszög és bármilyen külső szélesség esetére is a FLUENT programmal számítható. Nyilvánvaló, hogy az így kapott eltérés minimuma jelenti az elvileg legkedvezőbb esetet. Ezért kidolgoztunk a 7.2. alfejezetben leírtak szerint egy új eljárást a numerikus modellezés és a matematikai optimalizálás összekapcsolásával, az optimális szellőzést biztosító ablakszögállások meghatározására különböző időjárási viszonyok mellett.

A légcseré optimalizálás célfüggvénye:

$$f(x) = |L(x) - L_0|, \quad (7.11)$$

ahol az optimalizálás változói az oldalablakok x_1, x_2, x_3, x_4 állásszögei. A (7.11.) egyenletben L az óránkénti légcsereszám (a tetőablakokra vonatkozóan), melyet a 4. és 6. fejezetben a (4.15) és (6.11) képletek definiáltak. Vagyis feltételezzük, hogy a friss levegő az oldalablakokon át érkezik az épületbe, ahol keveredik a szennyeződéssel, majd a tetőablakon távozik. Az oldalablakokon való szennyezőanyag kijutás kerülendő.

A kívánatos légcsereszám az épület tervezői szerint: $L_0 \approx 30 \text{ h}^{-1}$ ami megfelelő légcserét biztosít.

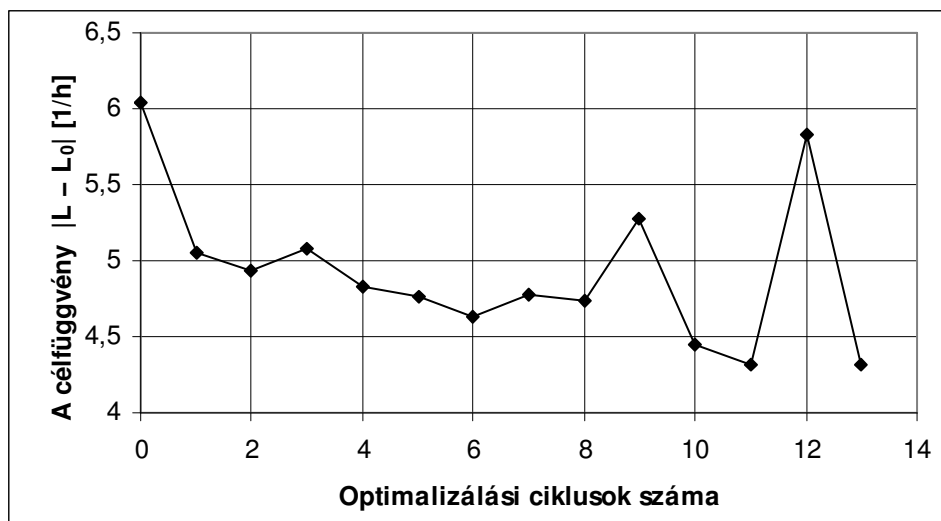
Az optimalizálás során a (7.11) kifejezésben definiált célfüggvény minimumát keressük különböző időjárási körülmények (szélességek, szélirány, stb.) esetén.

A légcserére elvégezhető optimalizálást egy példán keresztül mutatjuk be. Megvizsgáljuk, hogy a kívánatos légcsereszámot az adott jellegzetes időjárási körülmény (merőleges oldalszél, $v_0 = 1,05 \text{ m/s}$, $t_{\text{kör}} = 26,85^\circ\text{C}$) esetén milyen ablakszögállás alkalmazásával tudjuk leginkább megközelíteni.

A célfüggvénynek az optimalizálás főciklusszám szerinti változását mutatja a 7.8. ábra és az 7.1. táblázat. Az ábrából és a táblázatból látható, hogy az optimalizálás a 13. lépésben fejeződött be, mert ekkor a program visszatért a 11. lépésben megtalált minimumhoz, amelynek értéke:

$$f(x_{\text{opt}}) = |L(x_{\text{opt}}) - L_0| = 4,31 \frac{1}{h}. \quad (7.12)$$

A kapott minimum értékeléséhez célszerű visszatérni az alapproblémához, azaz a légcseréhez.



7.8. ábra: A célfüggvény változása a ciklusszám függvényében

7.1. táblázat: Az optimalizálás eredményei a ciklusszám függvényében

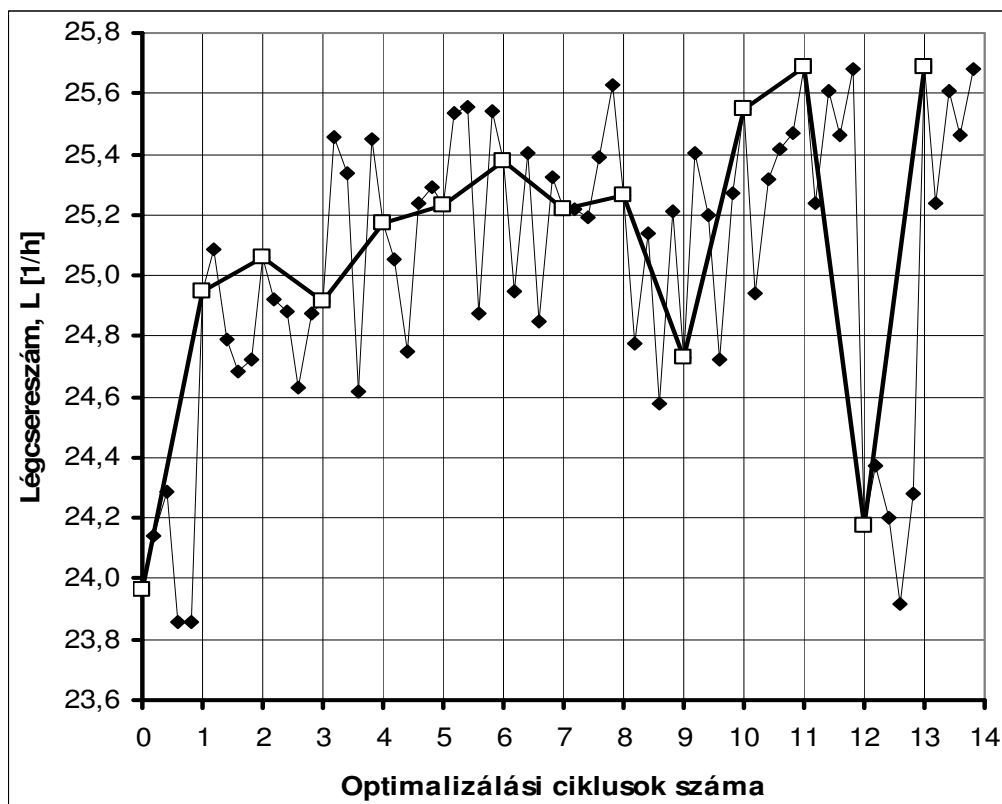
ciklus szám	$f(x)$	$L[l/h]$	$x_1[^\circ]$	$x_2[^\circ]$	$x_3[^\circ]$	$x_4[^\circ]$
0	6,04	23,96	30,00	30,00	30,00	30,00
1	5,05	24,95	20,00	20,00	20,00	40,00
2	4,94	25,06	14,08	26,68	10,00	30,37
3	5,08	24,92	24,08	36,68	0,00	20,37
4	4,83	25,17	14,48	29,19	0,00	29,86
5	4,77	25,23	17,71	39,19	1,75	32,97
6	4,63	25,37	13,23	34,38	0,00	37,61
7	4,78	25,22	21,36	33,79	0,00	36,69
8	4,73	25,27	11,36	43,79	10,00	46,69
9	5,27	24,73	20,08	46,07	0,00	45,78
10	4,45	25,55	10,08	36,97	0,00	55,78
11	4,31	25,69	16,63	39,48	0,00	54,90
12	5,83	24,17	26,63	49,48	10,00	44,90
13	4,31	25,69	16,63	39,48	0,00	54,90

A 7.9. ábra ezért a légcsereszám ciklusszám szerinti változását mutatja. Az ábrán feltüntettük az alciklusok során kapott értékeket is. A *Dynamic-Q* eljárás során ugyanis a főciklusokon belül alciklusok vannak, amikor csak egy-egy változó értékét változtatja meg a program. Mivel esetünkben a változók száma 4, ezért a főciklusok közötti alciklusok száma is ekkora. Az eljárás az alciklusok során kapott értékek alapján határozza meg a főciklus következő lépésének irányát és mértékét. A 7.9. ábrán látható, hogy természetesen egyetlen alciklusban sem talált a

$$L(x_{opt}) = 25,69 \frac{1}{h} \quad (7.13)$$

végeredménynél kedvezőbb, esetünkben nagyobb légcsereszámot.

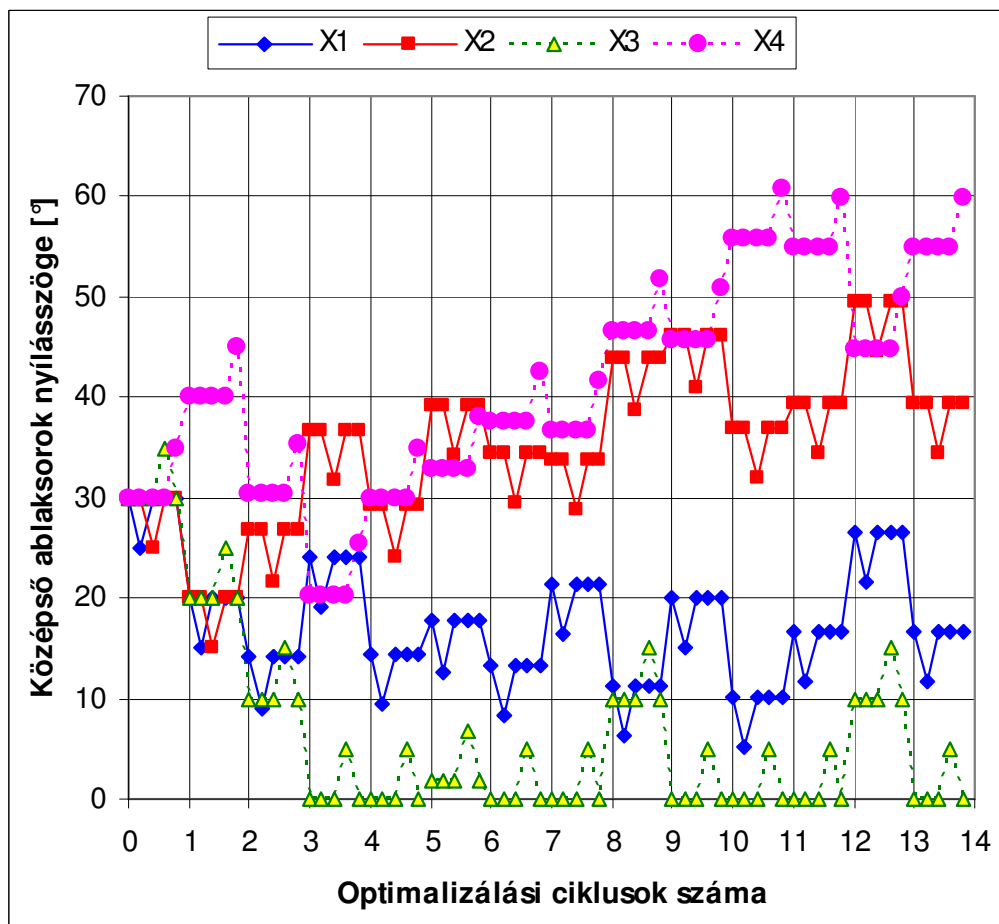
Kitűnik viszont, hogy már a 3 főciklus utáni első, 4/1 alciklusban a végeredményhez igen közeli $L = 25,46 \frac{1}{h}$ érték adódott. Az eltérés oly kicsi (0,9%), ami a valóságban a hatalmas csarnokban teljességgel érzékelhetetlen. Tehát a program már igen hamar jó irányban kereste az optimumot. Ezt követő finomítás inkább már csak matematikai jelentőségű, a szellőzés szempontjából jelentéktelen. Az adódó optimumhoz közeli légcsereszámokat adó ablakállások közül pedig egyéb szempontok szerint történhet a kiválasztás. Ilyen lehet a munkaszinten kialakuló hőmérséklet-eloszlás, a huzat mértéke, stb.



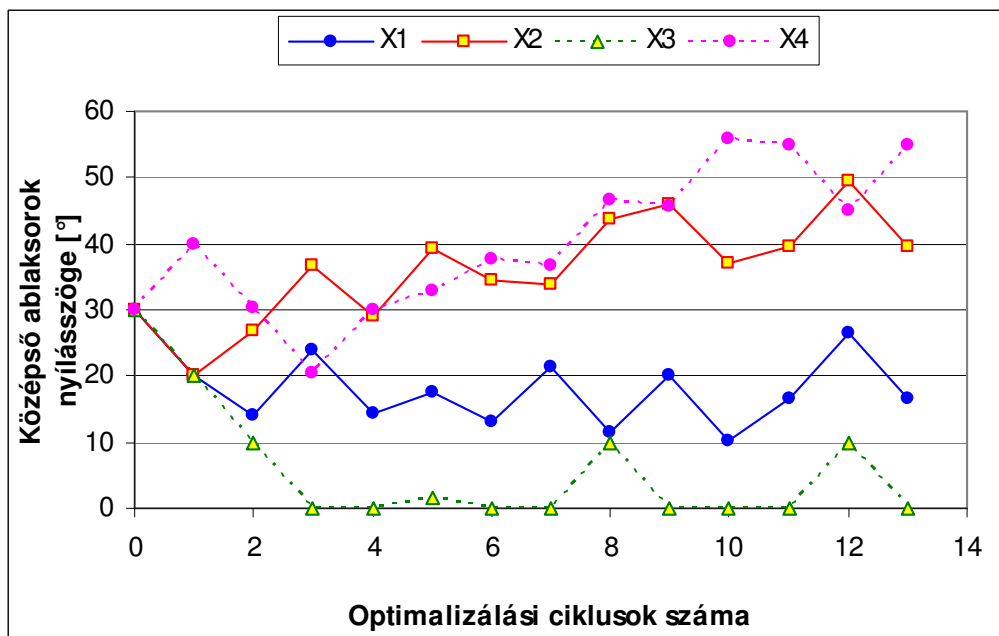
7.9. ábra: A légcsereszám változása a ciklusszám függvényében

Az optimalizálás során az ablakszögek induló nyílásszöge egységesen $x_{1,0} = x_{2,0} = x_{3,0} = x_{4,0} = 30^\circ$ volt. Az ablakszögek al- és főciklusok szerinti változását a 7.10. ábrán mutatjuk be, a 7.11. ábrán pedig kiemelve, csak a főciklusok láthatók. A 7.10. ábrán követhető, hogy két főciklus között a négy alciklusban mindig csak egy ablakszög változik meg az előző főciklushoz képest, mégpedig az előzetesen beállított lépésközzel, esetünkben 5° .

A 7.11. ábra mutatja, hogy a negyedik ciklus után a felső ablakok zárt ($x_3 = 0^\circ$) illetve zárasközei ($x_1 = 10^\circ \div 20^\circ$) állapotba kerülnek, és onnan nem mozdulnak. Az alsó ablakok tendenciában egyre nagyobb mértékben nyílnak, s a 4. ciklusbeli $x_2 \approx x_4 \approx 30^\circ$ -ról a 11. ciklusban $x_2 = 39,5^\circ$ és $x_4 = 54,9^\circ$ értéket érnek el. Mindeközben a légcseré $L = 25,17 \frac{1}{h}$ -ről mindössze a (7.13) kifejezés szerinti értékre nő. A légcseré, tehát a legjobb esetben is jelentősen (14%-al) elmarad a kívánatos $30 \frac{1}{h}$ értéktől.



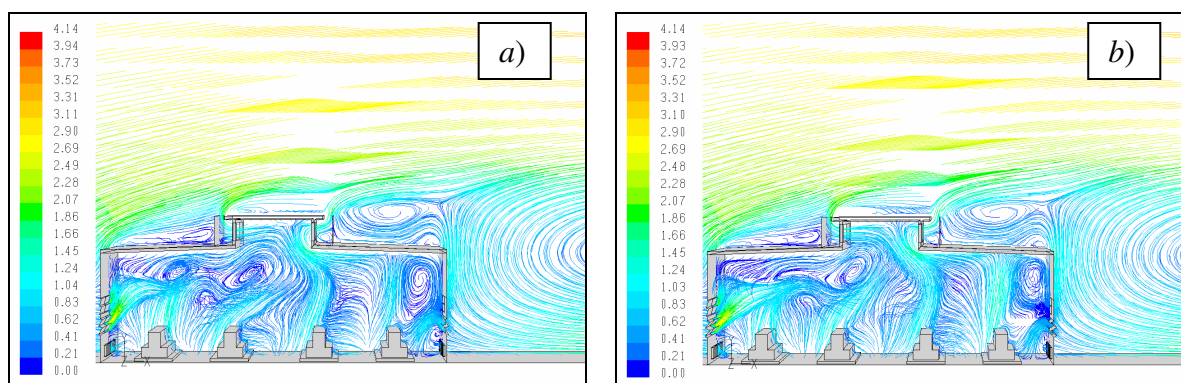
7.10. ábra: Az ablakszögek változása az al- és főciklusokban



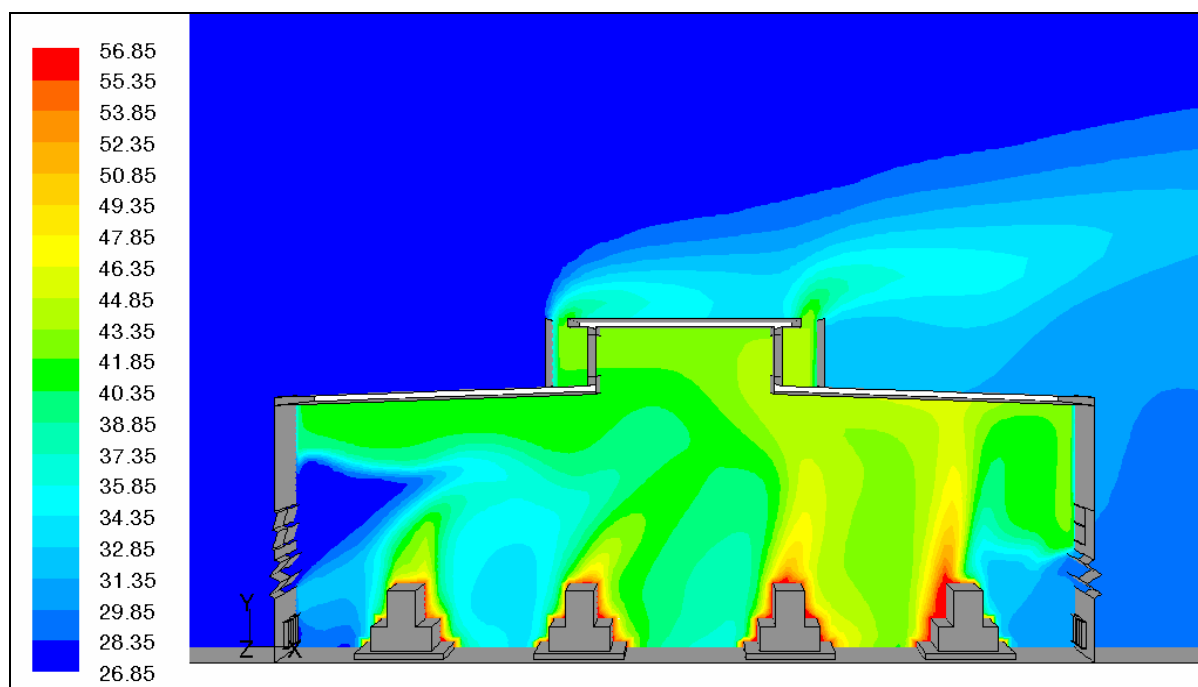
7.11. ábra: Az ablakszögek változása a főciklusok függvényében

Az optimalizálás egyes lépéseiben a szellőzés finomstruktúráját a 7.12. ábra képei alapján megvizsgálva megállapítható, hogy

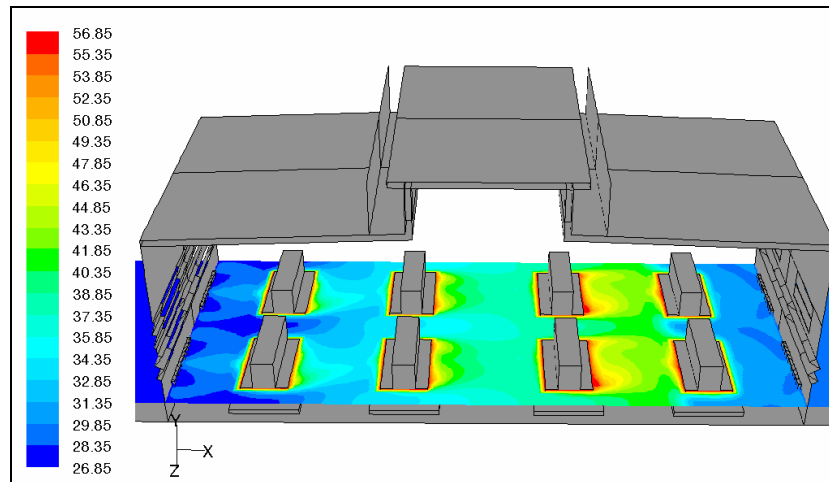
- a 4. és a 11. lépés között értékelhető eltérés nem mutatható ki a sebességeloszlásban,
- az optimalizálás eredményeképpen kialakult szellőzés (7.12. ábra jobboldali képe) lényegesen kedvezőbb, mint a korábban vizsgált (7.7.b, ábra) ablakállásnál, mivel egyrészt nincs a szélárnyékoldali oldalablakokon kiáramlás (keresztthuzat), másrészt a kádak közötti örvénylés megszűnt, viszont hatásos feláramlás tapasztalható,
- ugyanezeket igazolják az ugyanezen esetekre vonatkozó hőmérséklet-eloszlás ábrák (7.13. ábra),
- a munkaszinten a hőmérséklet-eloszlás sem változik érzékelhetően a ciklusszám növelésével, az optimumhoz tartozót mutatja a 7.14. ábra.



7.12.a, b ábra: Áramvonalak a sebesség [m/s] szerint árnyalva a csarnok keresztmetszetében az optimalizálás 4. (a) és 11. (b) ciklusában ($v_0 = 1,05 \text{ m/s}$, $t_{k\ddot{o}r} = 26,85 \text{ }^{\circ}\text{C}$)



7.13. ábra: Hőmérséklet-eloszlás [$^{\circ}\text{C}$] a csarnok keresztmetszetében az optimalizálás 11. ciklusában ($v_0 = 1,05 \text{ m/s}$, $t_{k\ddot{o}r} = 26,85 \text{ }^{\circ}\text{C}$)



7.14. ábra: Hőmérséklet-eloszlás [$^{\circ}\text{C}$] a munkaszint ($y = 1,5\text{ m}$) magasságában az optimalizálás 11. ciklusában ($v_0 = 1,05\text{ m/s}$, $t_{\text{kör}} = 26,85\text{ }^{\circ}\text{C}$)

7.4. Optimalizálás a komfortjellemző alapján

Az optimalizálási eljárás megbízható működésének igazolását követően a kapott eredmények rávilágítottak egy fontos körülményre: a légcsereszám kellő értékének megléte sok esetben nem jelenti azt, hogy a dolgozók mozgáskörnyezetében a klimatikus viszonyok megfelelőek lennének. Épp ezért a légcsereszám helyett célszerűnek láttuk egy komplexebb, az üzemben dolgozó emberekre ható tényezőket együttesen figyelembe vevő komfort paraméter bevezetését. Tudvalevő, hogy a nagyméretű üzemcsarnokokban, ahol hőtermeléssel járó technológiákat alkalmaznak komoly probléma a dolgozók számára elviselhető munkakörülmények biztosítása. A dolgozókat – fizikai munkavégzés nélkül is már a technológiából adódóan – nagy hőterhelés éri, amely a magas léghőmérsékleten túl a sugárzó hőből adódik. Természetes szellőzés esetén a huzathatás is komfortérzetet rontó tényező lehet. A dolgozók munkavédelmi szempontokat figyelembe vevő öltözete szintén befolyásolja komfortérzetüket. A dolgozók közérzetét tehát számos tényező együttese határozza meg. E hatásokat egyszerre figyelembe vevő mérőszám nehezen definiálható. Ilyen, nemzetközileg elfogadott komplex komfort paraméter a *PMV* (Predicted Mean Vote) index [16], ami számos tényezőt (huzat, hőmérséklet, hőszugárzás, ruházat, stb.) vesz figyelembe. A *PMV* paramétert azonban nem kifejezetten ipari munkahelyek komfortjának jellemzésére dolgozták ki. Ezért értéke erősen hőterhelt ipari létesítmények esetén az optimálistól távol áll. Amikor azonban az állapotok javítása a cél, akkor a körülmények javulásával értéke is javul, tehát helyesen mutatja a változások hatásának irányát és mértékét. Ezért kiválóan alkalmas optimalizálási eljárásba való beépítésre, amikor a *PMV* paramétert célfüggvényként használva, annak minimumát keresve törekszünk a komfortot javítani [49].

7.4.1. A *PMV* komfortparaméter definíciója

A *PMV* egy olyan index, ami több tényezőt vesz egyidejűleg figyelembe. A *PMV* értéke lehet pozitív vagy negatív. Optimuma zérus ($PMV_{opt} = 0$) értéknél van, amikor az emberek 95 %-a érzi jól magát. A 7.15. ábra ezt mutatja, ahol a komfort elégedettségi paramétert (*PPD*) ábrázoltuk a *PMV* paraméter függvényében.

A *PMV* index több változó függvénye, melyet a (7.14) egyenlet definiál:

$$PMV = \left(0,352 \cdot e^{-0,042 \cdot \frac{M}{F_{du}}} + 0,032 \right) \cdot (a + b + c + d) , \quad (7.14)$$

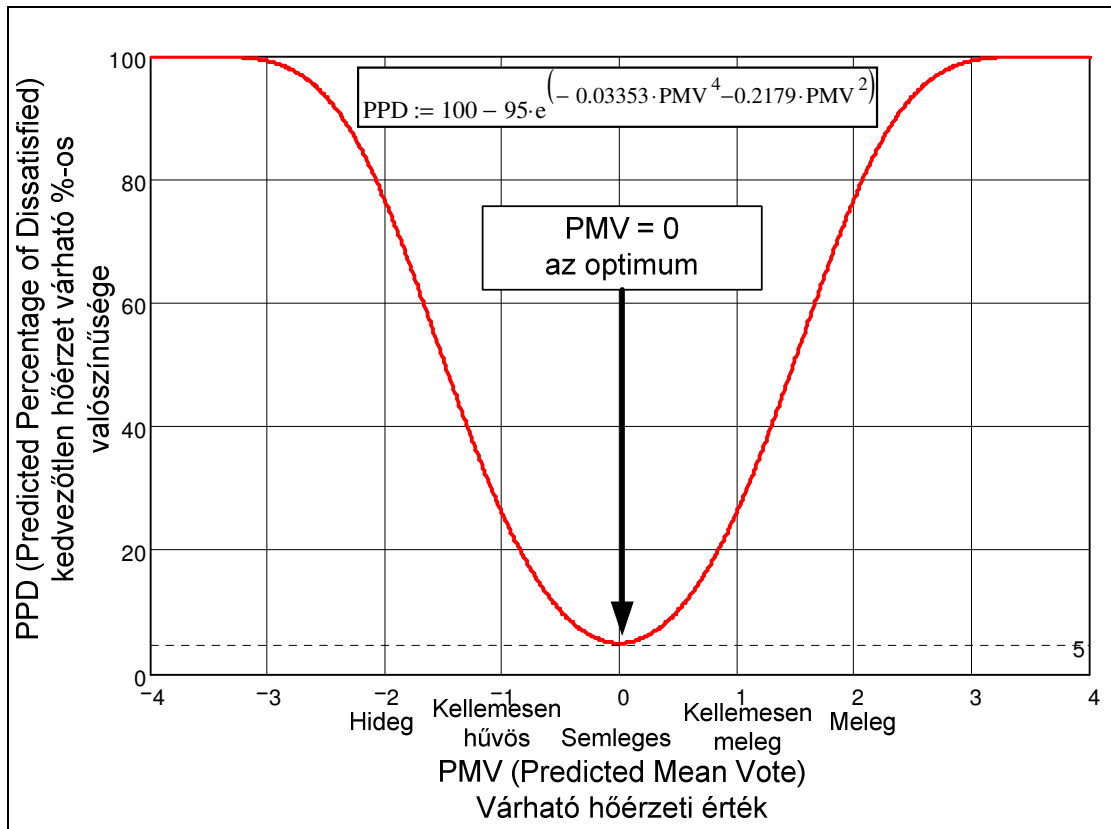
ahol:

$$a = \frac{M}{F_{du}} \cdot (1 - \eta) - 0,35 \cdot \left[43 - 0,061 \cdot \frac{M}{F_{du}} \cdot (1 - \eta) - p_1 \right],$$

$$b = -0,42 \cdot \left[\frac{M}{F_{du}} \cdot (1 - \eta) - 50 \right] - 0,0023 \cdot \frac{M}{F_{du}} \cdot (44 - p_1),$$

$$c = -0,0014 \cdot \frac{M}{F_{du}} \cdot (34 - t_{air}),$$

$$d = -3,4 \cdot 10^{-8} \cdot f_{clo} \cdot \left[(t_{clo} + 273)^4 - (t_{ks} + 273)^4 \right] - f_{clo} \cdot \alpha_c \cdot (t_{clo} - t_{air}).$$



7.15. ábra: A $PPD(PMV)$ függvény ábrázolása

A szakirodalomban [16] található ajánlások alapján meghatároztuk a komfort jellemzők értékét. Így a (7.14) definíciós összefüggésben szereplő komfortjellemzők és azok értékei az adott esetben az alábbiak lesznek:

$\eta = 0$ emberi munkavégzés hatásfoka (állás, nyugodt ülés),

$\frac{M}{F_{du}} = 232,558 \left[\frac{W}{m^2} \right]$ metabolikus hő, (nyugalmi állapot),

$I_{clo} = 0,9$ ruházati index, a ruházat hőszigetelő képessége, a hővezetésnek való ellenállás,

$f_{clo} = 1,15$ öltözködési faktor, a fedett és fedetlen testfelület arány.

$t_{ks} = [^{\circ}C]$ a környező felületek átlagos hőszárazási hőmérséklete, és számítása:

$$t_{ks} = \frac{t_1 \cdot F_1 + t_2 \cdot F_2 + \dots + t_n \cdot F_n}{F_1 + F_2 + \dots + F_n}, \quad (7.15)$$

$t_{air} = [^{\circ}C]$ a külső környezeti léghőmérséklet,

$\alpha_c \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C} \right]$ konvektív hőátadási tényező. Számítása (empirikus úton):

szabad/természetes áramlás $v < 0,5 \text{ m/s}$, $\Rightarrow \alpha_c = 1,76 \cdot (t_{clo} - t_{lev})^{0.5}$

kényszeráramlás: $v > 0,5 \text{ m/s}$, $\Rightarrow \alpha_c = 10,5 \cdot v^{0.5}$

kényszeráramlás: $v < 2,6 \text{ m/s}$, $\Rightarrow \alpha_c = 12,1 \cdot \sqrt{v}$

$p_1 [Pa]$ a környezeti levegőben lévő víz gőznyomása és számítása:

$$p_1 = \left(\frac{x}{x + 0,622} \right) \cdot p_0 \quad (7.16)$$

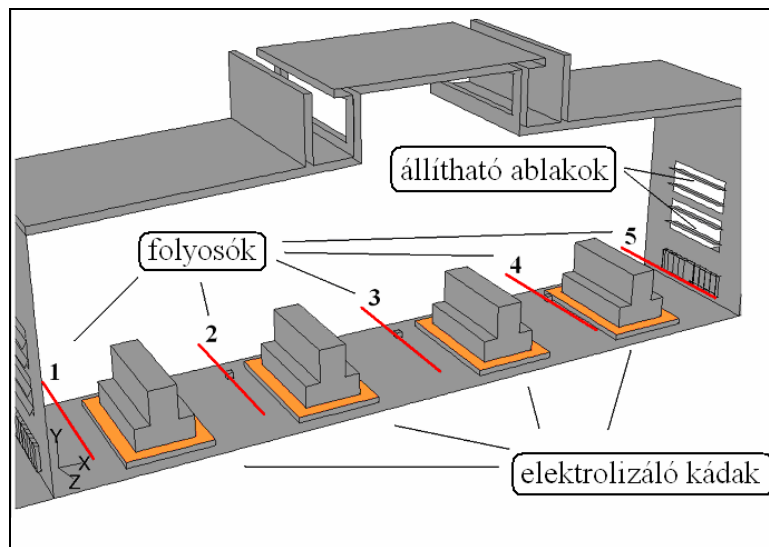
$t_{clo} = [^{\circ}C]$ a ruházat hőmérsékletének implicit meghatározása, és számítása:

$$t_{clo} = 35,7 - 0,032 \cdot \frac{M}{F_{Du}} \cdot (1 - \eta) - 0,18 \cdot I_{clo} \cdot \left\{ 3,4 \cdot 10^{-8} \cdot f_{clo} \cdot [(t_{clo} + 273)^4 - (t_{ks} + 273)^4] + f_{clo} \cdot \alpha_c \cdot (t_{clo} - t_{air}) \right\} \quad (7.17)$$

Esetünkben $p_0 = 101325 \text{ Pa}$ és $x = 0,006$ értékű, melyet be kell helyettesíteni a (7.16.) egyenletbe, s így megkapjuk a víz gőznyomását, ami:

$$p_1 = 968 \text{ Pa}.$$

A PMV index meghatározásához a 7.16.-as ábrán bemutatott kádák közötti, valamint a fal és a szélső kádák közötti folyosón 1,5 m magasságban felvett egyenes szakaszokat választottuk ki.



7.16. ábra: A csarnokmodell egy szegmense és az 5 folyosó közepén vizsgálat alá vont kritikus üzemi zónák pirossal megjelölve

A kádák közötti zónák a legkritikusabbak, mert e helyeken mozognak leginkább a dolgozók és ez a magasság az, amelyben lévő légállapot a dolgozók komfortérzetét főleg befolyásolja. Egy-egy szakasz mentén adódó fizikai jellemzők átlagértékét vettük. Megvizsgáltuk az átlagos áramlási sebességet (v) és a csarnok levegőjének átlaghőmérsékletét (t_{air}) ebben a „kritikus” zónában. Mindezen fizikai jellemzők átlagértékét mind az 5 folyosóra külön-külön kiszámoltuk, és az egészet átlagoltuk. Ezt vettük figyelembe, erre végeztük az optimalizálást.

A második átlagolási lépés magyarázata, hogy amennyiben a kádak körül szélsőséges viszonyok jelentkeznének, akkor nagyon magasra adódna a célfüggvény. Lehet az egyik vizsgált szakaszon kiugróan rossz a komfortparamétert befolyásoló tényezők értéke, míg a többi helyen normális. A kádak és a környező falak mind sugárzó felületek. A (7.15) egyenlet és a sugárzó felületek ismeretében határozható meg a környező felületek átlagos sugárzási hőmérséklete (t_{ks}).

7.4.2. Az optimalizálásnál alkalmazott kezdeti és peremfeltételek

Az előző alfejezetben bemutatott *PMV* paraméter, mint célfüggvény minimumát kereső optimalizálási eljárást állítottunk össze, hasonlóan, mint azt a légszere esetén tettük. Az optimalizálás változói itt is az oldalablaksorok nyílásszögei voltak. Az alsó ablaksorok zárt állapotban voltak. Az optimalizálást számos időjárási körülményre elvégeztük, melyek közül az előző optimalizálásnál bemutatott esetet ismertetjük.

Az optimalizáláshoz felhasznált numerikus szimuláció fő beállításai valamint a kezdeti és peremfeltételei a korábban alkalmazottakon túl az alábbiak voltak:

- az alkalmazott turbulencia modell: *realizable k-epsilon* modell,
- a hőszugárzás modellezésére a *Discrete Ordinates* modellt alkalmaztuk,
- a falon keresztüli hővezetést figyelembe vettük.

7.4.3. Példa a *PMV* optimalizálásra

A komfortparaméter szerinti optimalizálásra egy példát mutatunk be, amikor az időjárási körülmények az alábbiak: az épület oldalára merőleges oldalszél jellemzői, $v_0 = 1,05 \text{ m/s}$, $t_{kör} = 9,85 \text{ °C}$. Az optimalizálás során az ablakszögek induló nyílásszöge $x_{1,0} = x_{2,0} = x_{3,0} = x_{4,0} = 45^\circ$ volt.

Az $f(\mathbf{x}) = PMV(\mathbf{x})$ célfüggvénynek az optimalizálás főciklusszám szerinti változását mutatja a 7.2. táblázat. Az optimum egyértelmű meghatározásának, valamint az optimalizálási főciklusok között lezajló rész-számítások megismeréséhez a 7.17. ábra segít hozzá, melyen az alciklusok szerinti célfüggvény értékek is láthatók. A 7.18. ábrán az ablakszögek főciklusok szerinti változása, míg a 7.19. ábrán a fő- és alciklusok szerinti változása is látható. Mindezek ismeretében megállapítást nyert, hogy:

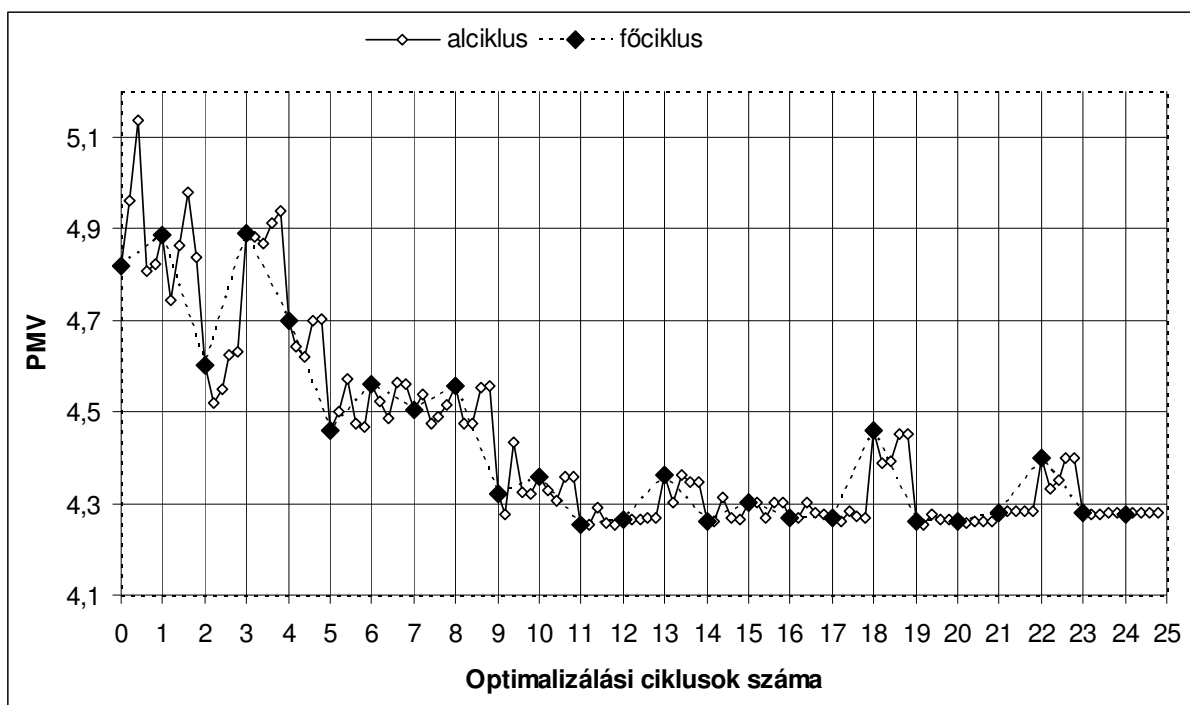
- az 5. főciklusban a célfüggvény $PMV = 4,460$ értéke egy lokális optimumot adott. A rákövetkező ciklusokban is hasonló eredményeket kaptunk, mivel az optimalizáló eljárás csak kis mértékben változtatott az ablaknyílások szögein (lásd a 7.18. és 7.19. ábrákat).
- Ezt követően egy drasztikus lépés következett a 9. ciklusban, amikor is az ablakok közül hármat gyakorlatilag teljesen kinyitott, aminek következtében a PMV jelentősen, közel 5%-al javult. Az ezt követő második, azaz a 11. ciklusban kisebb változtatásokkal egy minimumot talált. Az ezt követő finomítások során az x_1 , x_2 és x_4 változó a ciklusszám előrehaladtával kis mértékben változik, de az eredmények már nem javulnak. Tehát feltehetőleg az x_1 , $x_4 = 90^\circ$, $x_2 = 87,2^\circ$ és $x_3 \approx 36,6^\circ$ értéknél optimális (minimális) a célfüggvény.
- A 7.17. ábra és a 7.2. táblázat is jól mutatja, hogy a 11. ciklust követően a további ciklusok útkeresése nem hoz javulást.
- Az optimalizáló program a 18. és a 22. ciklusban számol egy – egy, – a környező ciklusokhoz képest – kiugróan gyenge (PMV) célfüggvény értéket. Ezek után hiába keres tovább, nem talál a 11. ciklusban kapott értéknél kisebbet, csupán ahhoz közelít. Mivel az optimalizáló többszöri kísérlet után sem talált javító irányt, ezért a 24. ciklusban leállt.

- Mindezeket figyelembe véve kijelenthető, hogy a 11. ciklusban kapott célfüggvény (PMV) minimuma jelenti az optimális megoldást adott időjárási körülményeket feltételezve, melynek értéke $f(\mathbf{x}_{opt}) = PMV(\mathbf{x}_{11}) = 4,254$.

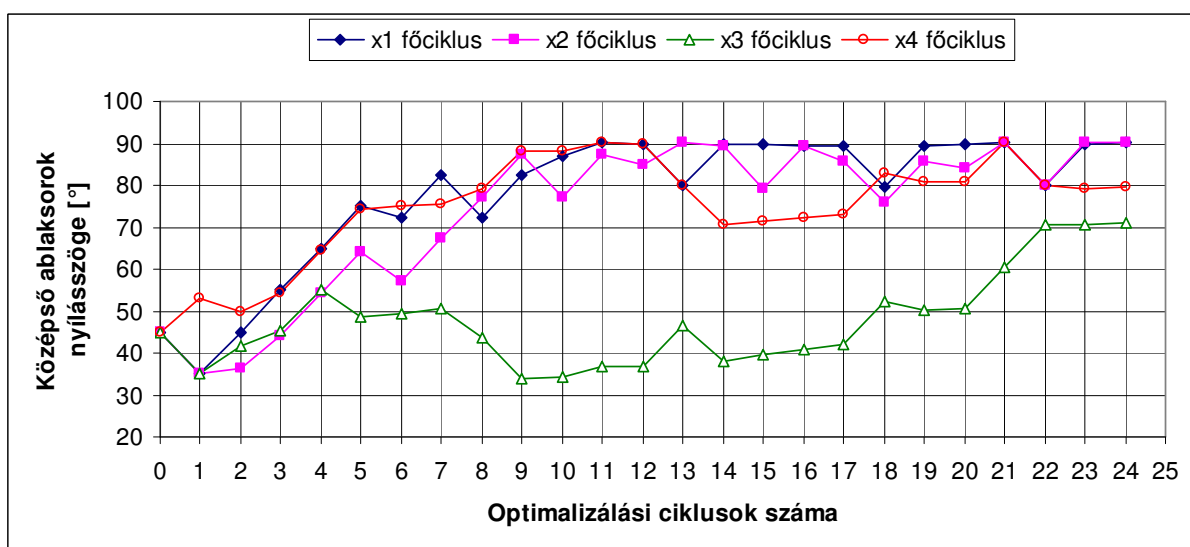
7.2. táblázat: Az optimalizálás eredményei a ciklusszám függvényében

ciklus szám	$x_1[^\circ]$	$x_2[^\circ]$	$x_3[^\circ]$	$x_4[^\circ]$	$f(\mathbf{x}) = PMV(\mathbf{x})$
0	45,00	45,00	45,00	45,00	4,818
1	35,00	35,00	35,00	53,01	4,885
2	44,90	36,46	41,56	49,72	4,600
3	54,90	44,18	45,17	54,45	4,890
4	64,90	54,18	55,17	64,45	4,700
5	74,90	64,18	48,51	74,45	4,460
6	72,33	57,19	49,36	74,96	4,559
7	82,25	67,19	50,55	75,60	4,506
8	72,25	77,19	43,84	79,12	4,556
9	82,25	87,19	33,84	88,27	4,322
10	86,91	77,19	34,15	88,35	4,357
11	90,00	87,19	36,60	90,00	4,254
12	90,00	84,70	36,71	89,93	4,266
13	80,00	90,00	46,71	79,93	4,360
14	90,00	89,33	38,10	70,60	4,262
15	89,97	79,33	39,80	71,51	4,301
16	89,20	89,33	40,96	72,22	4,269
17	89,44	85,80	42,09	72,87	4,267
18	79,44	75,80	52,09	82,87	4,458
19	89,44	85,80	50,27	80,62	4,260
20	89,90	84,22	50,52	80,76	4,261
21	90,00	90,00	60,52	90,00	4,281
22	80,00	80,00	70,52	80,00	4,400
23	90,00	90,00	70,54	79,33	4,279
24	90,00	90,00	70,85	79,65	4,277

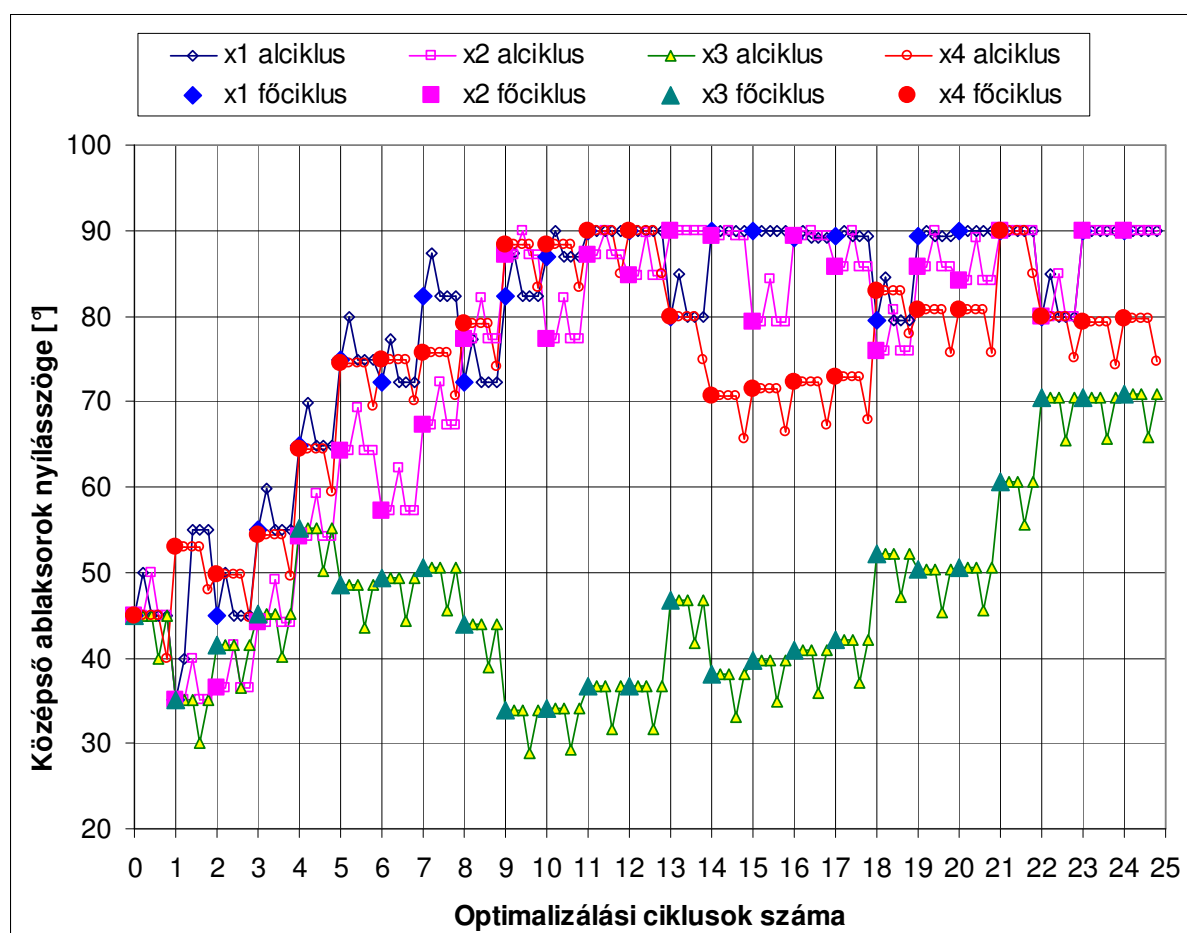
A kapott eredményt komfort szempontjából értékelve megállapítható, hogy az adott csarnok és adott időjárási körülmény esetén az optimalizációs eljárással kapott legkedvezőbb érték is oly nagy, hogy ahhoz $PPD = 100\%$ tartozik, azaz az adott munkatérben a dolgozók teljes köre diszkomfortot jelez (lásd 7.15. ábrát). Tehát következtetésként levonható, hogy az adott ablaksorokkal a szellőzés a csarnokban kellő mértékben nem oldható meg. Ezt igazolják a helyszíni tapasztalatok is, a dolgozók az ablakszögek állításával nem tudják komfortérzetüket kellő mértékben javítani. A szellőzés minőségének további jellemzésére tekintsük a csarnokban kialakult áramlás jellemzőit, amelyhez segítségül szolgálnak a FLUENT programmal számolt sebesség- és hőmérsékletmező adatai.



7.17. ábra: A PMV paraméter változása a fő- és az alciklusokban

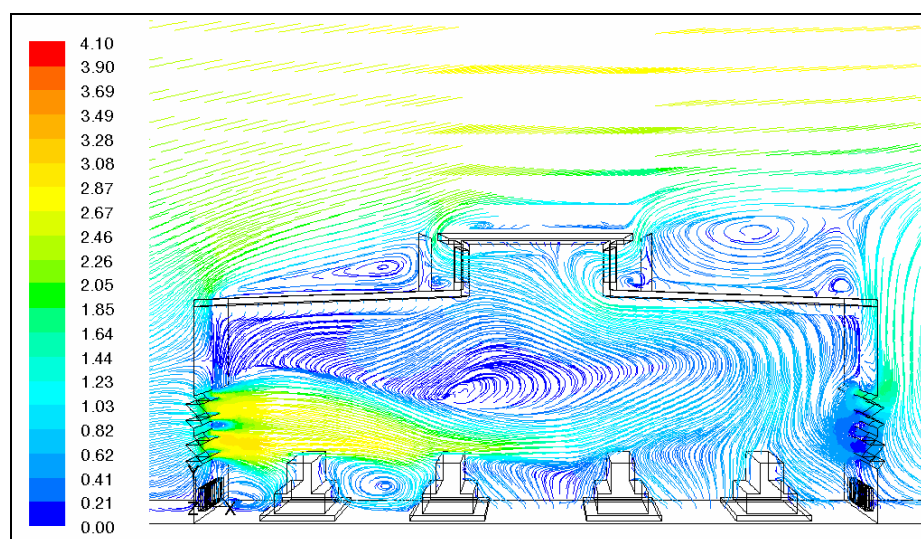


7.18. ábra: A középő ablakok szögeinek főciklusok szerinti változása

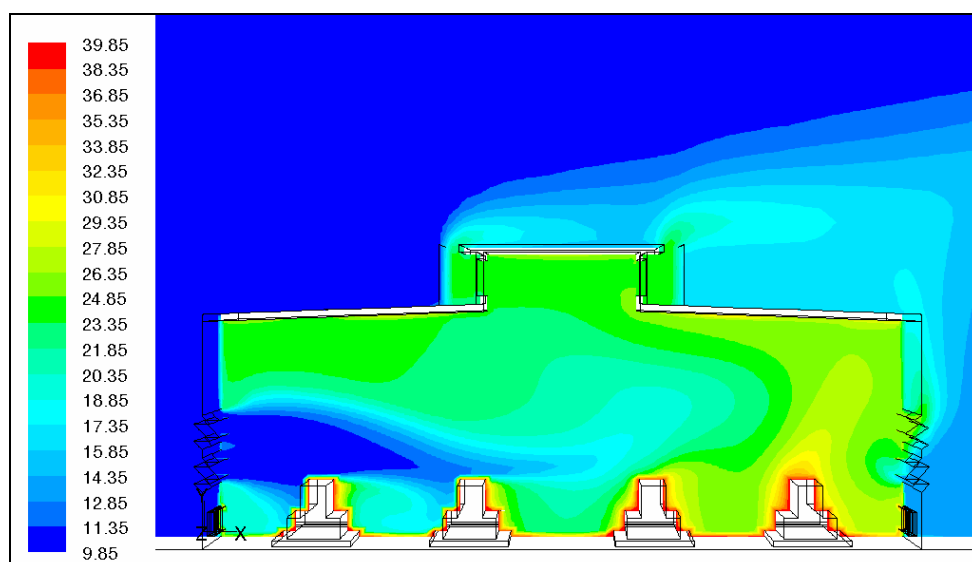


7.19. ábra: A középső ablak sorok szögeinek fő- és alciklusok szerinti változása

A 7.20. ábrán a sebességmező látható a csarnok keresztmetszetében. Jól látható, hogy a kinyitott bal oldali ablakokon keresztül az abból az irányból fújó szél nagymennyiségű friss levegőt juttat a csarnok bal oldali közép magasságú zónájába. Ezt erősíti a 7.21. ábrán vázolt hőmérsékleteloszlás is. A szélárnyékos oldalon lévő, szintén nyitott felső ablakon lényegesen kevesebb levegő áramlik a csarnokba, annak hűtő hatása minimális.

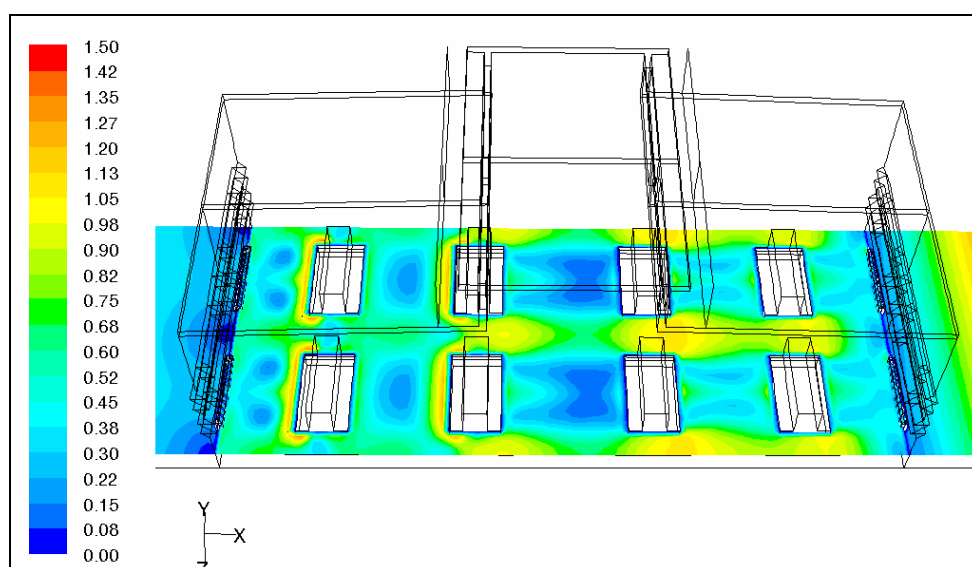


7.20. ábra: A csarnokmodell szimmetriasíkjában kialakuló áramlás nyomvonalai az optimális esetben (a 11. ciklushoz tartozóan), a színskála a sebességeloszlást [m/s] követi.

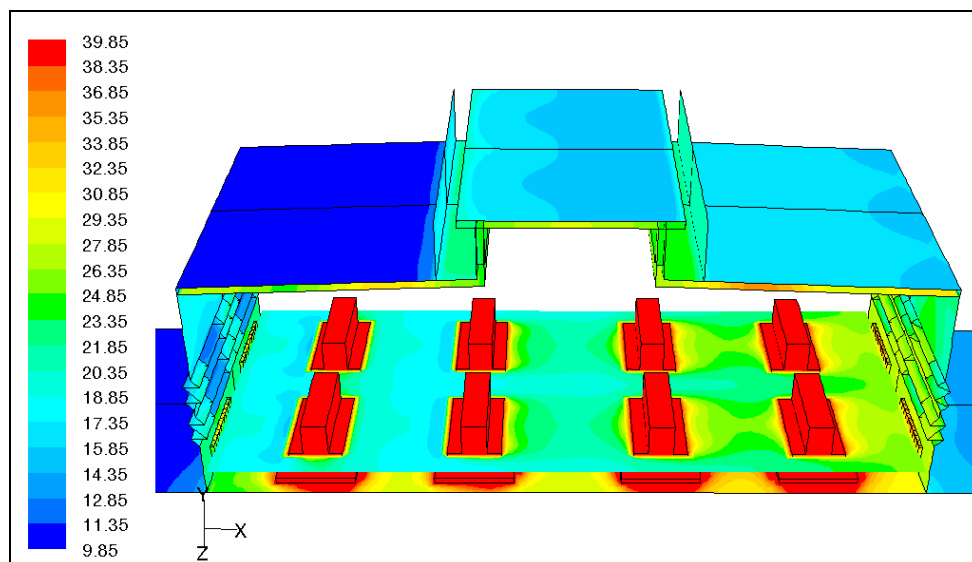


7.21. ábra: Hőmérséklet eloszlás [$^{\circ}\text{C}$] a csarnok szimmetriasíkjában, az optimális esetben (a 11. ciklushoz tartozóan).

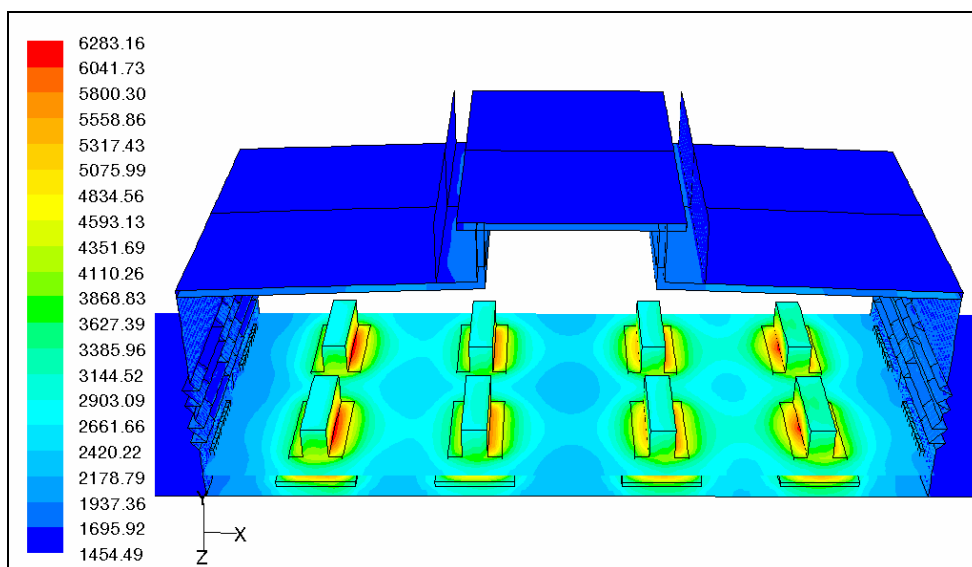
A 7.20 és a 7.21. ábra tanúsága szerint az olvasztókádak közötti 5 munkafolyosó közül csak a bal oldali kettőben érvényesül intenzíven a friss levegő hűtő-, keverő hatása. A hőmérséklet azonban a többi folyosón is az elviselhetőség határán belül marad. A 7.22. - 7.24. ábrák mutatják a csarnokban a $y = 1,5\text{ m}$ magasságú munkaszinten kialakult viszonyokat, ahol a PMV értékét is értelmeztük. A 7.22. ábrán látható, hogy a munkaszinten a kádak között, azok árnyékoló hatása miatt a légsebesség minimális. Csak a keresztfolyosókon van erősebb légmozgás maximum $v = 1,2 \div 1,3\text{ m/s}$ értékkel. A 7.23. ábrán a hőmérséklet eloszlást láthatjuk, a friss levegő hűtőhatása a balról a második és a középső folyosókon érvényesül igazán, s a bal szélsőben is érzékelhető. A jobb szélső kettőben viszont $8 \div 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ -al magasabb hőmérséklet uralkodik. A 7.24. ábra a munkafelületre jutó, a hősugárzásból adódó felületi hőterhelést mutatja. Itt is megfigyelhető az aszimmetria, az értékek döntően $2500 \div 3500\text{ W/m}^2$ között változnak.



7.22. ábra: Sebességmező eloszlása [m/s] a kritikus munkaterület szintjén ($y = 1,5\text{ m}$) az optimális esetben (a 11. ciklushoz tartozóan)



7.23. ábra: Hőmérséklet eloszlás [$^{\circ}\text{C}$] a kritikus munkaterület szintjén ($y=1,5\text{ m}$) az optimális esetben (a 11. ciklushoz tartozóan)



7.24. ábra: Hőszugárzás [W/m^2] a kritikus munkaterület szintjén ($y=1,5\text{ m}$) az optimális esetben (a 11. ciklushoz tartozóan)

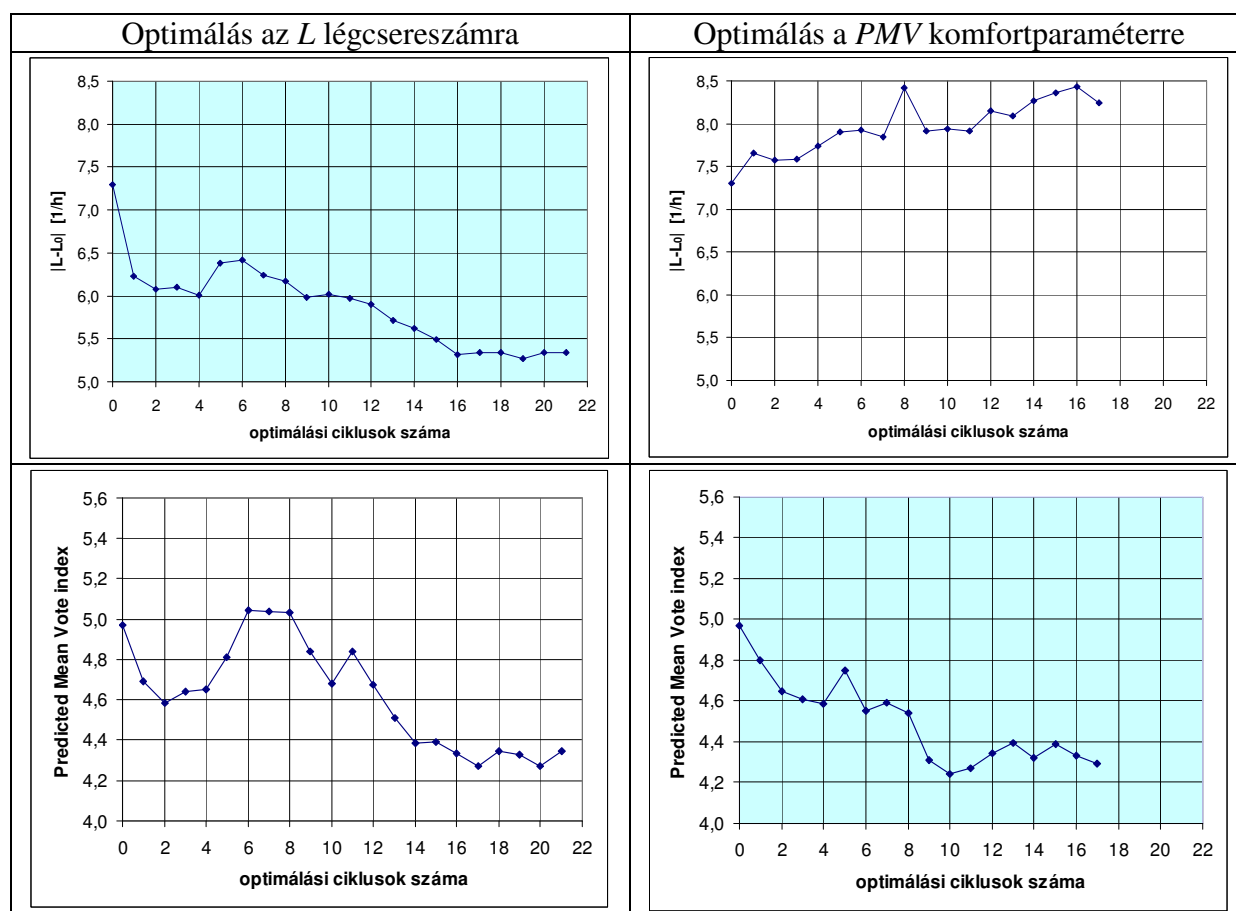
Összefoglalóan megállapítható, hogy a különböző folyosókon jelentős mértékben különböznek a komfortérzetre hatással lévő paraméterek. Ezért az általunk alkalmazott átlagos értékek helyett a továbbiakban célszerű a helyi hatásokat is figyelembe venni, s az optimalizást a legrosszabb értéknek a csökkentésére használni.

7.5. A légcserére és a komfortparaméterre vonatkozó optimalizálások összehasonlítása

Az előző alfejezetekben bemutattuk külön-külön a légcsereszámra és a komfortparaméterre vonatkozó optimalizálásokat. Mindkettő azonos sebesség és szélirány, de különböző környezeti hőmérsékletre vonatkozott, s egyéb beállítások (pl. alsó ablakok állása, hőszugárzás, stb.) sem voltak azonosak a két szimulációnál. Az eredmények összehasonlíthatósága végett megisméltük az optimalizálást mindkét esetre, teljesen azonos beállítások, azonos kezdeti és peremfeltételek esetén. Néhány a legalapvetőbb, meghatározó beállítások közül.

- Az épület oldalára merőleges oldalszél erőssége: $v_0 = 1,05 \text{ m/s}$, a külső léghőmérséklet $t_{\text{kör}} = 7,85 \text{ }^\circ\text{C}$.
- Az alsó ablaksor mindkét oldalon teljesen zárt.
- A modellben a DO sugárzási modellt alkalmaztuk.
- A többi beállítás a 6.2.2. fejezetben leírtakkal megegyező értékű volt.

Az optimalizálást mindkét esetben azonos, 45° -os oldalablak-állásból indítottuk. Az optimalizálás egyes lépéseit a 7.25. ábra diagramsorozata mutatja. A felső két diagram az optimalizálás főciklusaiiban az $|L - L_0|$ értékeket mutatja. A bal oldali, kék háttérrel kiemelt diagram tartozik a légcseres optimalizáláshoz, a jobboldali pedig a *PMV* optimalizálás során a légcserét mutatja. Az alsó két diagram a felső mintájára készült. Ekkor a kék háttérű diagram tartozik a *PMV* optimalizáláshoz, a baloldali pedig a légcseres optimalizálás során mutatja a *PMV* paraméter alakulását.



7.25. ábra: Az optimalizálási ciklusok során a célfüggvények értékeinek változása

A bal oldali diagramokból látható, hogy a légcseré optimalizálás során a 16. lépéstől kezdve gyakorlatilag a légcseré alig változik, a legkisebb értéket a 19. lépésben éri el ($|L - L_0| = 5,267 \frac{1}{h}$, $L = 24,733 \frac{1}{h}$). Mindeközben a PMV paraméter is csökkent és beállt egy közel állandó értékre. Legkisebb érték a 17. és a 20. ciklusban alakult ki, értéke: $PMV = 4,271$. A 7.26. ábrán az optimalizálási ciklusok során beállított ablakszögek láthatók.

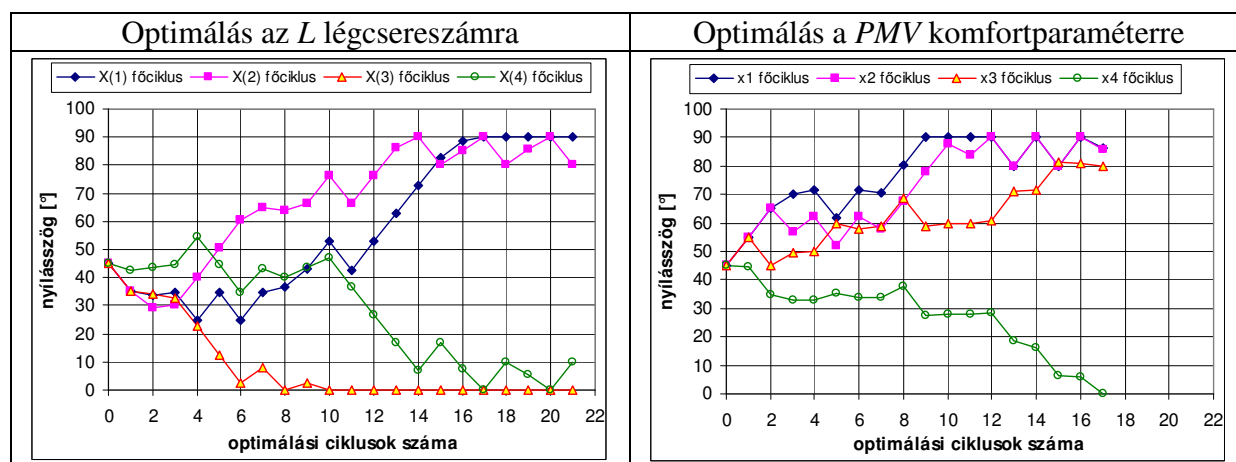
A bal oldali diagram szerint a 16. ciklus utáni ciklusokat az jellemzi, hogy a szélirányba eső két bal oldali ablak sor gyakorlatilag teljesen nyitva van, azaz: $x_1 \approx 90^\circ$, $x_2 \approx 90^\circ$. Eközben a szélárnyékba eső jobb oldali ablakok szinte teljesen záródnak, azaz: $x_3 \approx 0^\circ$, $x_4 \approx 0^\circ$. Az egyes ciklusokban ettől csak $5 \div 10^\circ$ -al térnek el az ablakszögek, ami zárásközeli és teljes nyitásközeli esetben, billenőablakok alkalmazásakor igen kicsiny ellenállás változást, s így jelentéktelen térfogatáram változást jelent. Mindezeket egybevetve a legkedvezőbb esetnek a 17. ciklus választható, a légcseré magas, a PMV paraméter a legkisebb.

A jobboldali diagramokból látható, hogy a PMV optimalizálás során a 9. lépéstől kezdve gyakorlatilag a komfortparaméter alig változik, a legkisebb értéket a 10. lépésben éri el ($PMV = 4,243$). Mindeközben a $|L - L_0|$ érték gyakorlatilag fokozatosan nő, azaz az L légcsereszám csökken. Mindkét tényezőt tekintve a 10. lépésben adódott az optimum, mert ekkor a légcsereszám is viszonylag elfogadható, értéke: $|L - L_0| = 7,940 \frac{1}{h}$, $L = 22,060 \frac{1}{h}$.

A 7.26. ábra jobboldali diagramja szerint a szélirányba eső ablakok gyakorlatilag teljesen nyitva vannak. A szélárnyékos oldalon viszont a felső középső ablak sor állásszöge $x_3 \approx 60^\circ$, az alsó középső pedig $x_4 \approx 28^\circ$. A szélárnyékos oldalon részben nyitott ablakok miatt átfújás is van, azaz a jobb oldali ablak soron kiáramlás is tapasztalható. Ez azt jelenti, hogy a tetőablakokon érzékelhető $L = 22,060 \frac{1}{h}$ értékű légcserénél valójában nagyobb a teljes légcseré.

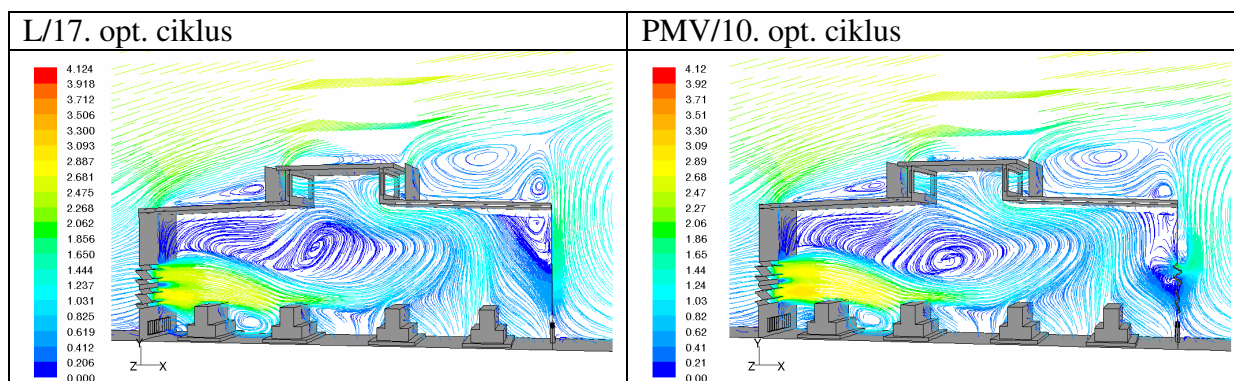
Ez pozitívum, mert egyébként az L érték nem adódott túl jóra. Másrészt viszont negatívum, hogy az oldalablakokon is kikerül a levegővel együtt gáz- és porszennyezés.

A két optimalizálást összehasonlítva érdekes, szerencsés egybeesés, hogy a légcseré optimalizálás során a PMV paraméter gyakorlatilag azonos értékre csökkent, mint a direkt PMV optimalizáláskor. Fordítva ez nem igaz. Természetesen az optimalizálások tovább finomíthatók mellékfeltételek hozzárendelésével. Ilyenek lehetnek, az oldalablakokon való kiáramlás megakadályozása, a PMV paraméter esetén az átlag mellett a legnagyobb érték minimalizálása, stb.

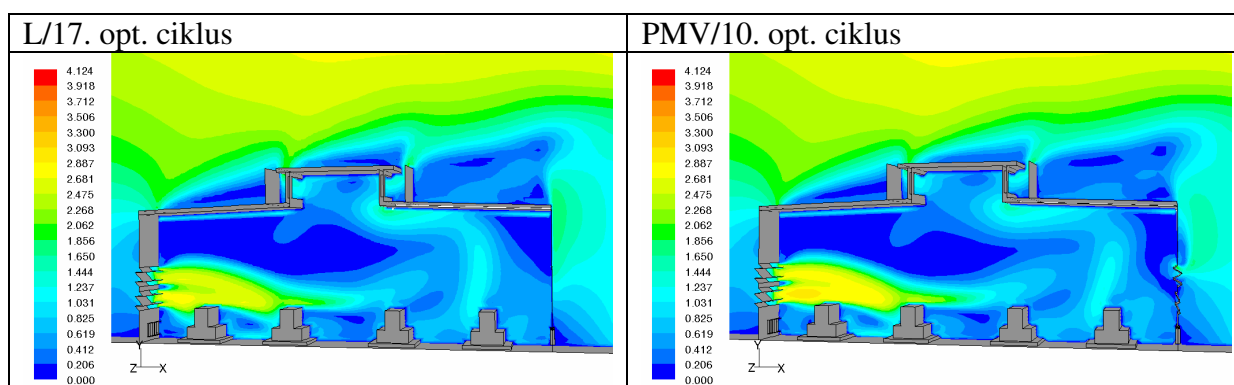


7.26: ábra: Az optimalizálási ciklusok során a változók, azaz az ablakszögek változása

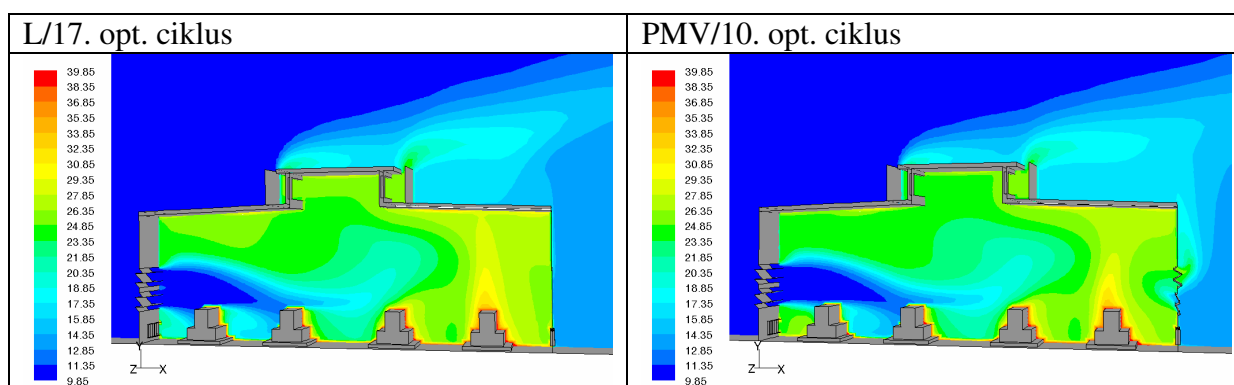
Érdekes összehasonlítani a két optimalizálás végeredményeként kapott esetekben a csarnokban kialakuló viszonyokat. A 7.27-29. ábrákat tekintve megállapítható, hogy a csarnok döntő részében szinte teljesen azonos sebesség és hőmérsékletviszonyok alakulnak ki az azonos módon nyitott szélirányba eső baloldali ablakokon befújó szél miatt.



7.27. ábra: Az áramlás nyomvonalai a sebesség szerint színezve, [m/s]



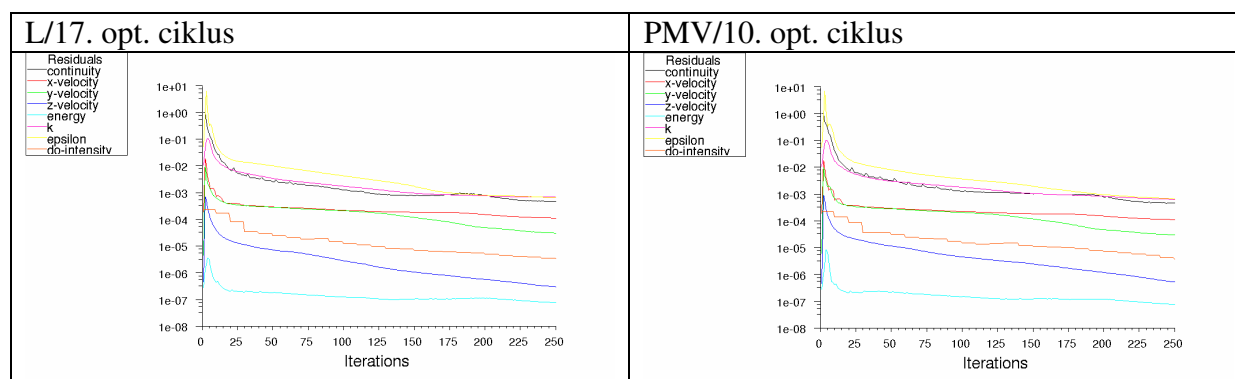
7.28. ábra: Sebességeloszlás a csarnok keresztmetszetében, [m/s]



7.29. ábra: Hőmérsékleteloszlás a csarnok keresztmetszetében, [°C]

Kevés eltérés a szélárnyékos oldalon a jobb felső sarokban mutatkozik. A légcserére való optimalizálás miatt az itteni ablakok zártak, míg a *PMV* optimalizáláskor részben nyitottak, nem nagy mértékű, de ki-be áramlás egyaránt megfigyelhető. A munkaszinten a kádak között a két esetben különbség az áramlási és hőmérsékletviszonyok között nem mutatható ki. A 7.29. ábrából kiolvasható, hogy a kádak között a hőmérséklet fokozatosan nő a széliránynak megfelelően, ami azt jelenti, hogy a kádak közti átlagos *PMV* paraméter helyett célszerű lesz a jövőben a legnagyobb érték minimalizálására törekedni.

A 7.30. ábra a reziduumok változását mutatja az iteráció szám függvényében.



7.30. ábra: A reziduumok változása, az iteráció szám függvényében.

A fentiek alapján összefoglalóan elmondható, hogy eredményesen alkalmazható a CFD szimuláció és a matematikai optimalizálás az ipari üzemcsarnokok szellőzésének szabályozására. A bemutatott globális és lokális jellemzőkre történő optimalizálás jól működik, az eljárás relatív kevés lépésben megtalálja az optimumot. Sajnálatos, hogy az adott konkrét csarnok esetén a számítási eredmények azt mutatták, hogy a csarnokban az ablakok állításával a komfortérzetet döntően javító természetes szellőzés nem állítható be. Ezt mutatja egyrészt, hogy a szellőzés javítását mindenáron elérni akaró optimalizálás átfújás, kereszthuzat nélkül nem képes azt megoldani. Eközben a komfortparaméter legjobb értéke is nagyon nagy, a dolgozók munkahelyüket komforttalannak érzik.

8. Összefoglalás, továbbfejlesztési lehetőségek

Az értekezés témája üzemcsarnok természetes szellőzésének numerikus szimuláción alapuló vizsgálata és optimalizálása.

A szellőzés jellegzetességeinek megismeréséhez először kidolgoztunk egy háromdimenziós geometriai modellt és az azon alapuló numerikus számítási eljárást a csarnokban és annak környezetében a levegő fizikai paramétereinek számítására. A teljes numerikus modellt a FLUENT programrendszer bázisán készítettük el. A kialakított eljárást helyszíni mérések és szélcsatornabeli modellvizsgálatok eredményeivel validáltuk. Ennek során kiválasztottuk a megfelelő turbulencia- és sugárzási modellt. Elemeztük a számítási háló sűrűségének a számítási eredményekre gyakorolt hatását. Az így kialakított kód alkalmassá vált a csarnokban és környezetében kialakuló légviszonyok finomstruktúrájának meghatározására. Ennek felhasználásával kidolgoztuk a légcsereszám számítási algoritmusát. A szakirodalom ugyanis a szellőzés egyik fő jellemző paraméterének a légcsereszámot, mint globális jelzőszámot alkalmazza, mellyel jól jellemezhető a szellőzés intenzitása. A modell felépítése után a kutatás első lépéseként számítógépes szimulációk sorozatával megvizsgáltuk, miként hatnak az időjárási körülmények (környezeti hőmérséklet és a szélviszonyok), valamint az eltérő mértékben nyitott ablakok a szellőzésre, ezen belül is elsősorban a légcsereszámra. A kapott törvényszerűségeket rögzítettük.

A külső légköri viszonyok és a belső szellőzés között a szellőzőablakok teremtik meg a kapcsolatot. Ez a – CFD szimulációval meghatározható - kapcsolat erősen függ az ablakok állásszögétől. A csarnok természetes szellőzését tehát adott időjárási viszonyok esetén csak az oldalablakok nyílásszögének változtatásával lehet beszabályozni. Ezért kidolgoztunk egy eljárást, mely segítségével összekapcsoltuk a matematikai optimalizálás és a számítógépes áramlástani szimulációt a mindenkor időjárási körülményekhez tartozó olyan ablakszögállások meghatározására, amelyek mellett a szellőzés optimális. Az optimalizálás változóinak az ablakszögeket tekintettük. Optimalizációs eljárásaként a Dynamic-Q módszert alkalmaztuk.

Kérdés, hogy mikor tekinthető a szellőzés optimálisnak. A dolgozatban bemutattunk két különböző célfüggvényt, és megkerestük, hogy mely (a négy középső oldalablakra vonatkozó) ablakszög beállítási variáció esetén lesz minimuma a keresett függvényeknek. Egyik esetben globális jellemzőkét a légcsereszámot, másik esetben pedig a lokális viszonyokat figyelembe vevő PMV komfort paramétert alkalmaztuk, mint célfüggvényt. Ezekre külön-külön végeztük el az optimalizálást. A kapott eredményeket összevetettük, és levontuk a következtetéseket.

Elemzéseink alapján összefoglalóan elmondható, hogy a CFD szimuláció és a matematikai optimalizálás kapcsolt alkalmazása eredményesen alkalmazható az ipari üzemcsarnokok szellőzésének szabályozására. A bemutatott globális és lokális jellemzőkre történő optimalizálás jól működik, az eljárás relatív kevés lépésben megtalálja az optimumot. Sajnálatos, hogy az adott konkrét csarnok esetén a számítási eredmények azt mutatták, hogy a csarnokban az ablakok állításával a komfortérzetet döntően javító természetes szellőzés nem állítható be. A kellő légcserét sok esetben keresztthuzat nélkül nem lehet biztosítani. Eközben a komfortparaméter legjobb értéke is nagyon magas, a dolgozók munkahelyüket komforttalannak érzik.

A kidolgozott eljárások továbbfejlesztésére, bővítésére számos lehetőség kínálkozik. A numerikus modell kiegészítésével lehetőség van elemezni a csarnokot körülvevő épületeknek, illetve a jellemző terepviszonyoknak a szellőzésre gyakorolt hatását. Szintén fontos feladat a levegő porszerű szennyezőinek a terjedését az épületen belül és kívül vizsgálni. A napsugárzásnak és a csapadéknak a szellőzésre gyakorolt hatása is érdekes elemzések témája lehet.

Az optimalizációs eljárás tekintetében előrelépést jelenthet a változók számának növelése (például az alsó ablaksor nyílásszögeivel), illetve mellékfeltételek megfogalmazása (például az átfűtés tiltása). Fontos kérdés továbbá a leginkább célravezető optimalizációs eljárás megtalálása. A CFD-vel kapcsolt optimalizálás esetén a CFD kódok nagy futási időigénye miatt kiemelt tényező az optimum megtalálásáig vezető számítási ciklusok száma, illetve a lokális minimumok elkerülése. Ezért más optimalizációs eljárások analízise is fontos lehet.

A kidolgozott eljárás - a mindenkor konkrét geometria beépítésével - alkalmas más csarnokok szellőzésének optimalizálására. Ezen túl az eljárás általánosítható, alkalmas tetszőleges áramlás- és hőtechnikai modellel leírt folyamatok optimalizálására. Ezt az azóta általunk elvégzett kutatási munkák során igazoltuk.

9. Új tudományos eredmények

Tézisek a 6. fejezethez

I. A CFD szoftver alkalmassá tétele alumínium kohócsarnok természetes szellőzésének számítására, azaz adott szellőzőablak-állások esetén a mindenkori környezeti szélesség, szélprofil és szélirány, illetve léghőmérséklet esetén a kohócsarnokban és annak környezetében az áramlási- és hőmérsékletviszonyok finomstruktúrájának meghatározására, majd abból különböző lokális és globális szellőzési jellemzők meghatározására.

- I.1. Első lépésben a csarnok háromdimenziós modelljét kellett megalkotni. Ezt a GAMBIT testgeneráló és hálózó szoftver segítségével lehetett elvégezni. A csarnok felépítését modellalkotási szempontok szerint megvizsgálva, a csarnok döntő része mind építésszerűleg, mind a berendezések szempontjából periodicitást mutat. Ezen tény felismeréséből adódóan a periodicitást kihasználva került megrajzolásra a vizsgált kohócsarnok egy jellegzetes háromdimenziós szelvénye és az azt határoló környezet, így ezáltal minimalizálva a számítási háló elemszámát.
- I.2. Ezt követően a FLUENT megoldó moduljának alkalmazásával sikerült a csarnokszellőzés modelljét elkészíteni és a fizikai skalár- (pl. hőmérséklet, nyomás) és vektormezőket (pl. sebesség) meghatározni. A FLUENT által szolgáltatott eredmények helyszíni mérésekkel és szélcsatorna modell vizsgálatokkal kerültek összevetésre. Ennek köszönhetően lehetővé vált a legmegfelelőbb beállítások kiválasztása, valamint a kezdeti és peremfeltételek megfogalmazása.
- I.3. A számítógépi modellre különböző hálófelosztásokat illesztve érzékenységi-vizsgálatra került sor. Ennek alapján megállapítást nyert, hogy az indulásnál kiválasztott hálósűrűség megfelelő, a megoldás a háló további sűrítésére érzéketlen.
- I.4. A számolt jellemzők jó egyezést mutattak a mért értékekkel, ezáltal igazolást nyert a kiválasztott modell helyessége. A FLUENT által kiszámolt mező-adatrendszerből nyert eredményekből kiindulva – a kialakított számítási algoritmus segítségével – meghatározhatóvá vált az aktuális légcsereszám. Igazolódott továbbá, hogy a kidolgozott eljárással kijelölhetők a csarnok azon zónái, ahol a felferődött por ülepedése a szellőzés hatására gátolva van.
- I.5. A kidolgozott számítógépi modell felhasználásával a csarnokszellőzésre ható tényezők szisztematikus vizsgálatára került sor (szélesség, szélirány, szélprofil, léghőmérséklet). Megállapítást nyert, hogy a szellőzés meghatározó paramétere a szélesség nagysága. A széliránynak és a szélprofilnak a hatása csak a sebesség egy meghatározott értékén túl jelentkezik, ami a sebesség nagyságával egyenes arányban növekszik. A környezeti hőmérsékletnek gyakorlatilag nincs hatása a légcsereszámra.

Az I. tézisben összefoglalt eredmények az irodalomjegyzék [32]÷[41] sorszámú közleményeiben kerültek közzétételre.

Tézisek a 7. fejezethez

II. A kohócsarnok természetes szellőzésének szabályozása az ablakok dőlésszögének állításával lehetséges. Kidolgozásra került egy olyan eljárás és a hozzá tartozó számítógépi kód, amely optimalálási technikával keresi meg az adott időjárási körülmény esetén a lehető legjobb szellőzést biztosító ablakállásokat. Ehhez az I. tézisben ismertetett CFD technikát használja fel.

- II.1. Összeállításra került egy eljárás, mely alkalmas a FLUENT szoftverrel történő numerikus szimuláció és a Dynamic-Q optimaló eljárás közös kezelésére. Az eljárás elve alapján elkészült a számítógépi kód is, amely interfész (összekötő) programként automatikusan teremti meg a kapcsolatot a FLUENT és a Dynamic-Q programok között. Ezen eljárás és kód variábilis, más természetű feladatok esetén is alkalmas a CFD kód és a Dynamic-Q programok együttműködésének szervezésére és lebonyolítására.
- II.2. A GAMBIT program felhasználásával kidolgozásra került egy új eljárás, mely az ablakok nyílásszögének változtatásának igénykor gondoskodik az automatikus geometria- és hálógenerálásról. Az automatikus hálógenerálásból adódó hibás cellák létrejöttének megelőzésére a kapcsolódó oldalfalelemek módosítására került sor, amelyek így az ablakállás szögével szinkronban változnak. Elemző vizsgálatok igazolják, hogy a változtatásnak a szellőzésre gyakorolt hatása elhanyagolható, viszont az automatikus hálózást igen megbízhatóvá teszi.
- II.3. A II.1. és II.2. pontban ismertetett eljárások felhasználásával sor került a szellőzés optimalálására két alapjában eltérő célfüggvény alkalmazásával. Az L légcsereszám jelentette az optimalálás globális, a PMV komfortparaméter pedig lokális célfüggvényét. Ez olyan számítási algoritmusok és a hozzájuk tartozó számítógépi kódok kidolgozását igényelte, amelyek a FLUENT programmal végzett numerikus szimuláció adataiból előállítják a mindenkori célfüggvény értékét. Mindkét esetben igazolódott a II.1. tézispontban kidolgozott optimalálási eljárás hatékonysága, az optimalálási eljárás kiválasztásának helyes volta. A konkrét esetre vonatkozó számítási eredmények elemzése alapján megállapítható volt, hogy a vizsgált csarnokban a természetes szellőzés az oldalablakok szabályozásával - még kevésbé extrém körülmények között - sem oldható meg olyan szinten, hogy az megfelelő munkakörülményeket biztosítson. Ennek döntő oka az épület jelenlegi - a szellőzés megoldására vonatkozó - nem megfelelő építészeti és gépészeti állapota.

A II. tézisben összefoglalt eredmények az irodalomjegyzék [42]÷[50] sorszámú közleményeiben kerültek közzétételre.

Summary

The subject of this thesis is the numerical simulation based computational modeling and optimization of a workshop's natural ventilation.

A three-dimensional computational model and a numerical algorithm have been developed for the investigation of the ventilation characteristics by computing the physical parameters of the air inside and in the neighborhood of the workshop. The complete numerical model was based on the FLUENT commercial software package. The algorithm was validated by on site and wind tunnel measurements. By systematic analysis the appropriate turbulence and radiation model was selected. The effect of the mesh density on the results was analyzed. The numerical algorithm became applicable for the determination of the flow- and temperature-field structures in and around the workshop. Based on this, a computational algorithm for the determination of the workshop's ventilation number has been developed. The ventilation number is widely used in the literature for the characterization of the ventilation intensity. Upon completion of the above, a series of numerical simulations were carried out to investigate the effects of the weather conditions (ambient temperature and wind) as well as the windows (opened to varying degrees) on the ventilation number. Conclusions have been drawn from the findings.

Windows establish the relationship between the atmosphere and the inside ventilation of the workshop. This connection – as determined by the CFD model – is highly dependent on the opening angle of the windows. In the case of a specific weather condition, the natural ventilation of the workshop can only be controlled by adjusting the opening angles of windows. Therefore an algorithm has been developed to connect the mathematical optimization with CFD simulation for the purpose of determining the optimum angle of the ventilating windows as a function of the weather conditions. The opening angle was considered as the variable of the optimization. The Dynamic-Q algorithm was utilized for the optimization.

One can question if a certain condition is indeed at the optimum. Two different objective functions are discussed. The minimum of these objective functions have determined the optimum opening angles of the four middle windows. In one case the ventilation number was used as a global parameter while in the second case the local *PMV* comfort parameter was the objective function. Optimization was carried out independently for these two scenarios. Results were analyzed and the conclusions were discussed.

In summary, CFD simulation coupled with mathematical optimization can be used effectively for controlling the ventilation of industrial workshops. The optimization procedure works well for the global and local characteristic parameters mentioned above. The optimum can be found within relatively few steps. Unfortunately the computations showed that for the case analyzed, a natural ventilation of efficiently improved human comfort feeling can not be achieved by adjusting the ventilation windows only. Adequate ventilation can not be achieved without cross draft in many cases. In these cases the value of the best comfort parameter is too high and the workers consider their workplace uncomfortable.

There are many ways for further development or extension of the procedure. By extending the numerical model one would be able to analyze the effect of the surrounding buildings and terrain on the ventilation. Others might be interested in analyzing the dust transport inside and outside of the building. Furthermore, the effect of sunshine and/or rain on the ventilation can be the subjects of interesting analyses.

One could improve the optimization procedure by increasing the number of the variables or by specifying additional constraints (e.g. prohibiting blow-through). An important question is

the selection of the best optimization algorithm. Due to the long run time, the number of optimization cycles, required for finding the optimum, is a very important factor. Another major issue is the avoidance of local minima. Consequently, other optimization algorithms might also be analyzed.

The procedure presented in this thesis is applicable for the optimization of the ventilation of other workshops, provided the actual geometry is defined. Furthermore, the method can be generalized and can be used for the optimization of any fluid- and heat engineering process. This statement has been justified by some of our recent research.

New scientific results (theses)

I. The CFD software was made suitable for the computation of the natural ventilation of an aluminum workshop, e.g., for the determination of the airflow and thermal conditions in- and outside of the workshop at given angles of ventilation windows, for any wind velocities, directions, wind profiles and ambient temperature and from the above for the determination of various local and global characteristic ventilation parameters.

- I.1. The first step was the creation of the three-dimensional model of the workshop that was achieved by using the GAMBIT volume composing and mesh generating software. The workshop geometry was analyzed according to model creation aspects, and was found to show periodicity architecturally as well as by equipment arrangement. Recognizing this periodicity the three-dimensional, characteristic segment of the workshop and the computational domain was drawn and thus the number of the mesh elements could be minimized.
- I.2. Following the above, the computational model of the workshop was developed by using the FLUENT solver and the scalar (temperature, pressure) and vector (velocity) fields of physical parameters were determined. The computational results obtained from FLUENT were compared with on-site measurements and wind tunnel model data. Consequently the optimum settings could be chosen and the initial and boundary conditions were determined.
- I.3. The computational mesh was subject to further sensitivity analysis. The originally chosen grid density proved to be adequate since the solution is insensitive for further refinement of the mesh.
- I.4. The computed parameters were in good agreement with the measurements, thus the model had been proved correct. Based on the algorithm developed and by using the FLUENT generated data, the actual ventilation number was determined for the workshop. It was also proved that zones could be designated in the workshop, where the sedimentation of the dust was blocked by the ventilation.
- I.5. Based on the computational model a systematic analysis had been performed for the investigation of the ventilation influencing factors (ambient temperature, wind velocity magnitude and direction and wind profile). The wind velocity magnitude was found to be the dominant parameter. The effect of the wind direction and its velocity profile became significant only above a certain wind velocity, in direct proportion to the magnitude. The ambient temperature was found to have practically no effect on the number of air exchanges per hour.

II. The natural ventilation of the workshop can be controlled by the adjustment of the opening angle of the windows. An optimization procedure and its computational implementation had been developed for finding the opening angle set which provides the best ventilation at given weather conditions. For this the CFD technique of thesis I was utilized.

- II.1. An algorithm was developed for coupling the numerical simulation of FLUENT and the Dynamic-Q algorithm. A numerical code was implemented to serve as an interface between the FLUENT and Dynamic-Q software. This procedure can be generalized and can be used in other optimization problems for the communication between the CFD code and the Dynamic-Q software.
- II.2. Based on the GAMBIT software a new procedure had been developed for the automatic mesh generation, should the opening angles of windows change. In order to avoid the generation of erroneous cells, the connecting side wall elements had been modified. The modifications of these elements are synchronized with the angles of the windows. Analysis results proved that the effects of these modifications on the ventilation can be neglected; however it makes the automatic mesh generation process robust and computationally reliable. .
- II.3. Optimization was carried out by using the methods described in theses II/1 and II/2 with two different objective functions. Global objective function was the L ventilation number (number of air exchanges per hour), and the local one was the PMV comfort parameter. This approach required the development of a computational algorithm and a corresponding numerical code that generates the objective function from the data-system of field variables, provided by FLUENT. In both cases the effectiveness of the developed optimization procedure of thesis II.1 had been proved and thus the selected optimization method was a correct choice. By detailed analysis one could conclude that in the workshop examined, by adjusting the window angles only, natural ventilation can not be achieved to the degree of acceptable working conditions, even in less extreme conditions. This is primarily due to the insufficient architectural and mechanical conditions of the ventilation system.

Results detailed in Thesis I had been published in [32 – 41], those of Thesis II. had been summarized in [42 – 50] of the author's publication list.

Hivatkozások

Irodalomjegyzék

- [1] V. V. Baturin: **Fundamentals of Industrial Ventilation**; Pergamon Press Oxford, 1972.
- [2] K. Petzold: **Reihe Luft- und Kältetechnik, Wärmelast**, VEB Verlag Technik, Berlin, 1980.
- [3] B. M. Hanel: **Raumluchtströmung (2. Auflage)**, C. F. Müller Verlag, Heidelberg, 1996.
- [4] E. Plate: **Windprobleme in Dichtbesiedelten Gebieten**, Windtechnologische Gesellschaft. 1994 Aachen, ISBN 3-928909-02-9
- [5] R. E. Bitter, S. R. Hanna, **Flow and Dispersion in Urban Areas**, Annual review of fluid mechanics (2003) Vol. 35, 469-496. o.
- [6] H. K. Versteeg, W. Malalasekera: **An Introduction to Computational Fluid Dynamics, The Finite Volume Method**; © Longman Group Ltd, Malaysia, 1995. ISBN 0-582-21884-5
- [7] J. H. Ferziger, M. Peric: **Computational Methods for Fluid Dynamics**, Springer, 1999.
- [8] Baranyi L., Kalmár L., Könözy L.: **Hő- és áramlástan feladatok numerikus modellezése**, HEFOP, Miskolci Egyetem, 2005,
- [9] Jármay K., Iványi M.: **Gazdaságos fémszerkezetek analízise és tervezése**, Műegyetemi Kiadó, 2001
- [10] Thomas E. Bernard, Ronald R. Cross: **Case Study Heat Stress Management: Case Study in an Aluminum Smelter**, International Journal of Industrial Economics 23 (1999) 609-620.
- [11] Yau-Ming Chen, Kun-Chieh Wang: **Experimental Study on the Forced Convective Flow in a Channel with Heated Blocks in Tandem**, ELSEVIER Experimental Thermal and Fluid Science 16 (1998) 286-298.
- [12] Timothy J. Young, Kambiz Vafai: **Convective Flow and Heat Transfer in a Channel Containing Multiple Heated Obstacles**, PERGAMON International Journal of Heat and Mass Transfer 40 (1998) 3279-3298.
- [13] Nancy J. Holt, Nigel M. Anderson, Morten Karlsen, Trygve Foosnaes, Ventilation of Potrooms in Aluminium Production, Light Metals 1999 (CD-ROM Collection), The Minerals, Metals & Materials Society, 1999.
- [14] J. A. Snyman: **Practical Mathematical Optimization**, University of Pretoria, Pretoria, South Africa, 2004.
- [15] Visser J.A., De Kock D.J., 2002, 'Optimization of Heat Sink Mass using the Dynamic-Q Numerical Optimization Method', Communications in Numerical Methods in Engineering, 18, pp. 721-727.
- [16] Bánhidi, L.; Kajtár, L.: **Komfortelmélet**, Műegyetemi kiadó, 2000.
- [17] **Az Inotai Alumínium Kft. kohócsarnokában a természetes szellőztetés mérése és számítása**, Kutatási jelentés, Miskolc – Inota, 2002
- [18] Szabó, Sz., 'Intensification of Natural and Artificial Aeration and Minimization of Emission in Aluminium Smelter-Potrooms' Approaches to Handling Environmental Problems in the Mining and Metallurgical Regions, NATO Science Series, IV. Earth and Environmental Sciences, 2003, Vol.20, Kluwer Academic Publishers; pp. 197-209.
- [19] Páczelt I., **Végelem-módszer a mérnöki gyakorlatban**, Miskolci Egyetemi Kiadó, 1999.

- [20] **FLUENT v6.2 User Guide**, *Fluent Inc., Lebanon, 2003.*
- [21] MAL Rt. **Alumíniumkohó környezete és Inota Készzenléti Lakótelep légtérének szállópor, fluorid és poliaromás szénhidrogén szennyezettségének mérése**, *Vizsgálati Jegyzőkönyv, 2003, ÁNTSZ, Veszprém Megyei Szervezete, Kémiai Toxikológiai Laboratóriumi Osztály*
- [22] Davenport, A. G., 1982, „**The Interaction of Wind and Structures**”, in „**Engineering Meteorology**”, E.J. Plate, *Capital 12, Elsevier, Amsterdam*
- [23] W. Frank, H. Mauch: **Aktuelle Probleme der Bauwerksaerodynamik**
- [24] Borbély Szabolcs: „**Szélcsatorna nyomásmérő rendszerének fejlesztése**”. *Miskolci Egyetem, Áramlás- és Hőtechnikai Gépek Tanszéke, 2006*
- [25] D.C. Wilcox: **Turbulence Modeling for CFD**, *DCW Industries, Inc., La Canada, California, 2000.*
- [26] J. A. Snyman, A. M. Hay, ‘**The Dynamic-Q Optimization Method: An Alternative to SQP?**’, *Computers and Mathematics with Application*, 44(14), pp. 1589-1598, 2002.
- [27] K. J. Craig, D. J. De Kock, J. A. Snyman, 1999, ‘**Using CFD and Mathematical Optimization to Investigate Air Pollution due to Stacks**’, *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 44, pp 551-565.
- [28] J. A. Snyman, 1982, ‘**A New Dynamic Method for Unconstrained Minimization**’, *Applied Mathematical Modelling*; 6, pp. 449-462.
- [29] J. A. Snyman, 1992, ‘**An Improved Version of the Original Leap-Frog Dynamic Method for Unconstrained Minimization LFOP1(b)**’, *Appl. Math. Modelling*; 7, pp. 216-218.
- [30] J. A. Snyman, C. Frangos, Y Yavin, 1992, ‘**Penalty Function Solutions to Optimal Control Problems with General Constraints via a Dynamic Optimisation Method**’, *Computational Mathematics and Application*; 23, pp. 46 47.
- [31] J. A. Snyman, 2000, ‘**The LFOPCV3 Leap-Frog Algorithm for Constrained Optimisation**’, *Computers & Mathematics with Applications*, 40, pp. 1085-1096.

Publikációk az értekezés témájában

- [32] **A kohócsarnok természetes szellőzésének és környezetterhelés-eloszlásának vizsgálata**, *Kutatási jelentés, Miskolc, 2003.*
- [33] **A Kohócsarnok szellőzésének modellezése a FLUENT szimulációs szoftver segítségével**, *Kutatási jelentés, Miskolc-Egyetemváros, 2004.*
- [34] L. Gyulai, Sz. Szabó: **Numerical Modelling of Natural Ventilation of Workshops by Using the FLUENT Commercial Software Package** *microCAD International Computer Science Conf. kiadványa, 2003, No. E-G. 135-140. ISBN 963 661 547 0, ISBN 963 661 552 7*
- [35] L. Gyulai, Sz. Szabó: **Numerical Modelling of Natural Ventilation of Workshops**, *Proceedings of International Conference of Water Service Science, Brno, 2003. 42-48. ISBN 80-214-2358-7*
- [36] Sz. Szabó, F. Schifter, L. Gyulai, T. Lukács, Á. Szabó: **Modelling the Natural Ventilation of Smelter Potrooms**, *Proc. of the Conf. on Modelling Fluid Flow, Budapest, 2003, 660-667, ISBN 963 420 77 4ö, ISBN 963, 420 7782*
- [37] Szabó Sz., Gyulai L., Tolvaj B.: **Üzemcsarnok szellőzés számításának és mérésének összehasonlítása** *Gép; 2005. 8. szám. 49-54. ISSN 0016-8572*

- [38] L. Gyulai, Sz. Szabó, D. J. De Kock, J. A. Snyman: **Adjusting the Number of Air Change of a Smelter Pot Room by Using Mathematical Optimization**, *microCAD International Computer Science Conf. kiadványa*, 2005, No. F. 37-43. ISBN 963 661 646 9 ö, ISBN 963 661 652 3
- [39] Sz. Szabó, L. Gyulai, Z. Szenczi: **Investigation of Dispersion of Industrial Dust Particles Around a Workshop by Using Numerical Simulations**, *microCAD International Computer Science Conf. kiadványa*, 2005, No. F. 133-140. ISBN 963 661 646 9 ö, ISBN 963 661 652 3
- [40] Gyulai L., Szabó Sz.: **Környezeti viszonyok hatása üzemcsarnok természetes szellőzésére**, *Miskolci Egyetem közleménye, Mechatronika, Anyagtudomány, Miskolc, Vol. 1, No. 2 (2005) pp. 83-91, ISSN 1589-827X*
- [41] Szabó Sz., Gyulai L., Szenczi Z.: **Üzemcsarnokot elhagyó porszennyezés tovaterjedésének számítógépes modellezése**, *Miskolci Egyetem közleménye, Mechatronika, Anyagtudomány, Miskolc, Vol. 1, No. 2 (2005) pp. 139-148, ISSN 1589-827X*
- [42] L. Gyulai, Sz. Szabó, D. J. De Kock, J. A. Snyman: **Adjusting the Number of Air Change of a Smelter Pot Room by Using Mathematical Optimization**, *microCAD International Computer Science Conf. kiadványa*, 2005, No. F. 37-43. ISBN 963 661 646 9 ö, ISBN 963 661 652 3
- [43] L. Gyulai, Sz. Szabó, D.J. De Kock, J. A. Snyman: **Optimal Adjustment of the Number of Air Changes of a Smelter Pot Room by Using Mathematical Optimization**, *6th World Congress on Structural and Multidisciplinary Optimization, Rio de Janeiro, 2005, CD Room Proceedings, No. 3931, 1-10.*
- [44] L. Gyulai, Sz. Szabó, D.J. De Kock, J. A. Snyman: **Optimal Adjustment of the Number of Air Changes of a Smelter Pot Room by Using Mathematical Optimization**, *Journal for Structural and Multidisciplinary Optimization (2006) 32: 409-421, Impact factor: 0.80*
- [45] L. Gyulai, Sz. Szabó: **Adjustment of Ventilation Windows of Workshops by Using Mathematical Optimization**, *Proc. of the Conf. on Modelling Fluid Flow, Budapest, 2006, 667-674, ISBN 963 06 0361 6*
- [46] L. Gyulai, Sz. Szabó, D.J. De Kock, J. A. Snyman: **Adjustment of Ventilation Windows for Optimal Number of Air Changes of a Smelter Pot Room Using Mathematical Optimization**, *Hungarian Combustion Meeting(HCM), 2006 10. 06. Szeged (poszter előadás)*
- [47] L. Gyulai, Sz. Szabo, D.J. De Kock, J. A. Snyman: **A study of the Feasibility of Using Mathematical Optimisation to Minimize the Temperature in a Smelter Pot Room**, *Journal of Building and Environment 42 (2007) 2268-2278, Impact factor: 0.56*
- [48] L. Gyulai, Sz. Szabó: **Numerical Investigation of Flow and Thermal Conditions of Workshops in Terms of Human Comfort**, *microCAD International Computer Science Conf. kiadványa*, 2007, No. E. 49-54. ISBN 978-963-661-742-4 Ö, ISBN 978-963-661-746-2
- [49] L. Gyulai, Sz. Szabó, J. A. Snyman: **Optimization of Ventilation of Workshops on Comfort Parameter**, *7th World Congress on Structural and Multidisciplinary Optimization, Seoul, 2007, CD Room Proceedings, No. A0196, 1-8.*
- [50] L. Kalmár, L. Gyulai, Sz. Szabó: **Coupling of CFD and Optimization for Solving Exhausting and Ventilation Problems of a Workshop**, *Proc. of 7th conference on Power System Engineering, Thermodynamics & Fluid Flow-ES 2008, Pilsen, 2008, 53-60. ISBN 978-80-7043-665-3*