



# **Légtechnikai rendszerek hűtési energia igényének csökkentése indirekt evaporatív léghűtővel**

Egyetemi doktori (PhD) értekezés

Kostyák Attila

Témavezető: Dr. Csáky Imre

DEBRECENI EGYETEM

Természettudományi és Műszaki Tudományi Doktori Tanács

Pekár Imre Gépészeti Tudományok Doktori Iskola

Debrecen, 2025.

Ezen értekezést a Debreceni Egyetem Természettudományi és Műszaki Tudományi Doktori Tanács, Pekár Imre Gépészeti Tudományok Doktori Iskola Épületgépészet, Épületenergetika programja keretében készítettem a Debreceni Egyetem műszaki doktori (PhD) fokozatának elnyerése céljából.

Nyilatkozom arról, hogy a tézisekben leírt eredmények nem képezik más PhD disszertáció részét.

Debrecen, 2025.09.17.

.....

Kostyák Attila  
a jelölt aláírása

Tanúsítom, hogy Kostyák Attila doktorjelölt 2025-2025 (egyéni felkészülő) között a fent megnevezett Doktori Iskola Épületgépészet, Épületenergetika programjának keretében irányításommal végezte munkáját. Az értekezésben foglalt eredményekhez a jelölt önálló alkotó tevékenységével meghatározóan hozzájárult. Nyilatkozom továbbá arról, hogy a tézisekben leírt eredmények nem képezik más PhD disszertáció részét.

Az értekezés elfogadását javaslom.

Debrecen, 2025.09.17.

.....

Dr. Csáky Imre  
a témavezető aláírása

Légtechnikai rendszerek hűtési energia igényének csökkentése indirekt  
evaporatív léghűtővel

Értekezés a doktori (Ph.D.) fokozat megszerzése érdekében  
a Gépészeti tudományok tudományágban

Írta: Kostyák Attila okleveles Létesítménymérnök

Készült a Debreceni Egyetem Pekár Imre Gépészeti Tudományok doktori iskolája  
(Épületgépészet, Épületenergetika programja) keretében

Témavezető: Dr. Csáky Imre

Az értekezés bírálói:

Dr.

Dr.

A bírálóbizottság:

elnök: Dr.

tagok: Dr.

Dr.

Dr.

Dr.

Az értekezés védésének időpontja: 20... ..

## Tartalomjegyzék

Tartalomjegyzék.....	3
Alkalmazott jelölések.....	6
1. Bevezetés.....	7
2. Irodalomkutatás.....	10
2.1. Belső környezet minősége .....	10
2.2. Épület hőterhelésének vizsgálata .....	12
2.3. Hőterhelés kezelésének módja .....	14
2.4. Légkezelő berendezések szerepe és kialakítása .....	15
2.5. Hővisszanyerés módjai légkezelő berendezésekben.....	16
2.6. Légkezelő berendezés üzemelése nyári időszakban .....	19
2.7. Direkt és Indirekt evaporatív léghűtés .....	21
3. Kutatási munka választott módszerei, eszközei .....	26
3.1. Modern épületek hőterhelésének vizsgálata a magyar éghajlati viszonyok mellett .....	26
3.2. Indirekt evaporatív léghűtés vizsgálata labor körülmények között – ellenőrző mérések .....	30
3.3. Indirekt evaporatív léghűtés vizsgálata labor körülmények között	35
3.4. Indirekt evaporatív léghűtés vizsgálata valós körülmények között	41
3.5. Indirekt evaporatív léghűtés hosszútávú hatásának a vizsgálata a hővisszanyerő berendezés üzemelési idejére és az általa kezelt hőfokhídra a hűtési szezonban	45
3.6. Indirekt evaporatív léghűtéssel kapcsolatos mutatószámok kidolgozása	48
3.7. Evaporatív léghűtők vízdali szabályozása .....	49
3.8. Indirekt evaporatív léghűtési automatika oldali illesztése a légkezelő rendszerbe – engedélyezési feltételek meghatározása .....	51
4. Kutatási területek vizsgálati eredményeinek bemutatása.....	52
4.1. Nagy transzparens szerkezeti aránnyal rendelkező épület hőterhelésének vizsgálata.....	52
4.2. Nagy transzparens szerkezeti aránnyal, eltérő orientáltsággal rendelkező helyiségek hőterhelésének vizsgálata .....	55

4.3.	Indirekt evaporatív léghűtés alkalmazása komfort légkezelő berendezések esetén.....	57
4.3.1.	A direkt és indirekt evaporatív léghűtéssel elérhető léghőmérséklet változás számítása.....	58
4.3.2.	A kültéri levegő kezelése kizárólag indirekt evaporatív léghűtéssel – izoterm befűvási határ megállapítása.....	59
4.3.3.	A kültéri levegő kezelése kizárólag indirekt evaporatív léghűtéssel – hűtési teljesítményre vonatkozó labor vizsgálatok.....	62
4.3.4.	A hűtési rendszer működésének változása indirekt evaporatív léghűtés beépítése esetén – indirekt evaporatív léghűtés másodlagos hatása a hűtési rendszer működésére.....	66
4.3.5.	A kültéri levegő kezelése kizárólag indirekt evaporatív léghűtéssel – hűtési energia igény minimalizálása a beltéri levegő nedvességtartalmának függvényében	70
4.4.	Indirekt evaporatív léghűtés vizsgálata valós körülmények között	72
4.5.	Indirekt evaporatív hűtés alkalmazásának vizsgálata hosszútávon a magyar éghajlati viszonyok között.....	78
4.6.	Indirekt evaporatív hűtés erőforrás igényének vizsgálata a magyar éghajlati viszonyok között.....	82
4.7.	Evaporatív léghűtő víz oldali szabályozásának kidolgozása átfolyós rendszerű evaporatív léghűtő esetén.....	86
4.8.	Indirekt evaporatív léghűtés üzemeltetési feltételeinek meghatározása a légkezelő hűtési energiaigényének minimalizálása érdekében.....	89
5.	Eredmények.....	93
5.1	Új tudományos eredmények.....	93
5.2	A kutatás eredményeinek gyakorlati hasznosítása.....	98
5.3	Új kutatási feladatok kijelölése.....	100
6.	Összefoglalás.....	101
7.	Summary.....	104
	Irodalomjegyzék.....	106
	Publikációs lista.....	114
	Köszönetnyilvánítás.....	115
	Mellékletek.....	116
	1. sz. Melléklet – Vizsgálati folyamatábrák.....	116

2. sz. Melléklet – Hőterhelés számítás módszer leírás Dr. Csáky Imre doktori értekezés (részlet).....	118
3. sz. Melléklet – Vizsgálati napok adatai.....	123
4. sz. Melléklet - Evaporatív léghűtés higiéniai vizsgálata.....	129

## Alkalmazott jelölések

$T_m$	Órai átlag léghőmérséklet	[°C]
$\eta_{\text{érezhető}}$	érezhető hővisszanyerő hatásfok	[-]
$\eta_{\text{látens}}$	látens hővisszanyerő hatásfok	[-]
$\eta_{\text{totális}}$	totális hővisszanyerő hatásfok	[-]
$T_{\text{op}}$	operatív hőmérséklet	[°C]
$h$	levegő fajlagos entalpiája	[kJ/kg]
$c_p$	állandó nyomáson vett fajhő (levegő)	[kJ/kgK]
$c_{p\text{vg}}$	állandó nyomáson vett fajhő (vízgőz)	[kJ/kgK]
$r$	víz fajlagos párolgáshője	[kJ/kg]
$I_{\text{GH}}$	globál sugárzás	[W/m <sup>2</sup> ]
$I_{\text{diffH}}$	vízszintes felületre érkező diffúz sugárzás	[W/m <sup>2</sup> ]
$I_{\text{diffV}}$	függőleges felületre érkező diffúz sugárzás	[W/m <sup>2</sup> ]
$I_{\text{dirD}}$	déli tájolású függőleges felületre érkező direkt sugárzás	[W/m <sup>2</sup> ]
$I_{\text{dirK}}$	keleti tájolású függőleges felületre érkező direkt sugárzás	[W/m <sup>2</sup> ]
$I_{\text{dirNy}}$	nyugati tájolású függőleges felületre érkező direkt sugárzás	[W/m <sup>2</sup> ]
$I_{\text{dirÉ}}$	északi tájolású függőleges felületre érkező direkt sugárzás	[W/m <sup>2</sup> ]
$t_k$	kültéri órás átlaghőmérséklet	[°C]
$t_b$	beltéri léghőmérséklet	[°C]
$t_{\text{IEC}}$	beltérből származó levegő léghőmérséklete az evaporatív léghűtés után	[°C]
$t_{\text{be}}$	befújt levegő hőmérséklete	[°C]
$Z_h$	légkezelő működési ideje hűtési üzemmódban	[h]
$H_{\text{LK}}$	légkezelő által áthidalt hűtési hőfokhíd	[hK]
$H_{\text{HV}}$	hővisszanyerő által áthidalt hőfokhíd	[hK]
$H_{\text{HK}}$	hűtőkalorifer által áthidalt hőfokhíd	[hK]
$H_h$	hűtési hőfokhíd	[hK]
$H_{\text{HVIEC}}$	hővisszanyerő által áthidalt hőfokhíd indirekt evaporatív leghűtés alkalmazása mellett	[hK]
$\eta, \eta_{\text{HVé}}$	hővisszanyerő érezhető hatásfoka	[-]
$\varepsilon$	evaporatív léghűtő párasítási hatásfoka	[-]
$x$	abszolút nedvességtartalom	[kg/kg]
$Q$	hűtési energia	[kWh]
$\dot{Q}$	hűtési teljesítmény	[kW]
$P$	villamos teljesítmény	[kW]
$\dot{m}$	tömegáram	[kg/s]

## 1. Bevezetés

Magyarország éghajlata folyamatos változáson megy keresztül. Amíg az 1961-1990 időszakban hazánk legnagyobb része mérsékleten meleg-száraz klímatarományba tartozott, addig az 1991-2020-as évekre a meleg-száraz kategória vált uralkodóvá a Pécely György által kidolgozott osztályozás szerint. [Skarbit et al. (2014)]

Az évszakokat vizsgálva a nyári időszakban tapasztalható a legnagyobb mértékű melegedés. A nyári középhőmérsékelt 121 év alatt 1,6°C-kal, míg a minimum- és maximumhőmérsékletek 1,7°C és 1,8°C-kal nőttek 1901 óta. Napjainkban megnövekedett a hőhullámok száma és intenzitása, ami számos problémát eredményez például az agrárszektorban. [Bokros et al. (2022)]

Amennyiben az emberi életet vizsgáljuk, az éghajlati változások hatása az urbanizált területeken még jelentősebb. Budapesten az 1901-2022 időszak alatt a 30°C feletti maximum léghőmérséklettel rendelkező napok éves száma átlagosan 19,1 nappal növekedett. [Bokros et al. (2022 b)] A városi hőszigetek hatása az éghajlati változásokkal egyre jelentősebb, amely nemcsak komfortérzetbeli problémákat eredményez. A fokozódó hőségperiódusok hatása kimutatható a halálozási mutatókban is. [Páldy et al. (2018)]

A hűtésre fordítandó energia időjárástól való függését a hűtési foknap (Cooling Degree Days – CDD) klímaindexszel jellemezhető. A magyarországi meteorológiai adatsorok alapján az 1991-2020 időszakban az ország minden pontján statisztikailag szignifikáns mértékben növekedett a hűtési foknap klímaindex. [Lakatos et al. (2024)]

A hűtési foknapok számának növekedéséből arra lehet következtetni, hogy a nyári időszakban tapasztalható hőterhelés növekedett az elmúlt időszakban. Ez azt jelenti, hogy az ugyanolyan komfort paraméterek fenntartásához a zárt terekben növekvő hűtési energiaigény társul.

Az épületek energia felhasználása a Magyarországon felhasznált összes energia 40 %-át teszi ki, amelynek körülbelül két harmada a fűtési és hűtési igények kielégítésre fordítódik. [Nemzeti Fejlesztési Minisztérium: Nemzeti Energiastratégia 2030.] Mivel az épületek energia felhasználása jelentős hatással van az összenergia fogyasztásra, az épületenergetikai fejlesztések és az épületek üzemeltetési optimalizációja kiemelt fejlesztési területekké váltak.

Az épületek energiahatékonyságának növelésére való törekvés az Európai-Unió közös irányelveiben is tetten érhető. A 2002/91 EK irányelv minden tagállam számára előírta, hogy olyan államszintű szabályrendszert alkosson meg és léptessen hatályba, amely a direktívában megfogalmazott követelmények teljesítését biztosítja. A 2002/91 EK irányelv alapján jött létre hazánkban a 7/2006 (V.24.) TNM rendelet, amelyben többek között meghatározásra kerültek az épületenergetikai számítások alapelvei, módszertana, valamint meghatározásra kerültek az energetikai követelményértékek. [Baumann (2016)]

A 7/2006 (V.24.) TNM rendelet az évek során több alkalommal módosításra került, míg 2023-ban a 9/2023. (V.25.) ÉKM rendelet lépett hatályba, amelyben például az épületenergetikai számítások módszertana, valamint az épületekre vonatkozó követelmények több ponton módosításra kerültek.

Az új rendelet összhangban van a 2010/31/EU direktíva elvárásaival, amely szerint az új építésű épületek által felhasznált energiát jelentős részben megújuló forrásból kell fedezni, valamint a 2018/2001 európai parlamenti és tanácsi irányelveivel (RED-II), amelyben a tagállamok kötelezettséget állapítanak meg a megújuló forrásból származó energia minimális felhasználandó szintjéről. [9/2023. (V.25.) ÉKM rendelet indoklás]

A követelmények folyamatos szigorításával a jogalkotó célja az energiahatékonyság növelése, az energia és környezettudatos szemlélet kialakítása, valamint az üvegházhatású gázok kibocsátásnak csökkentése. Az épületek energiafogyasztása felel közvetlen, vagy közvetett módon az Európai Unió üvegházhatásúgáz-kibocsátásának 36%-ért. [internet – 1]

Az új épületek hőtechnikai tulajdonságai jelentősen javultak a jogszabályokban rögzített elvárásoknak folyamatos szigorításának köszönhetően. Az épületek hőveszteségnek csökkenésével a fűtési energia igény jelentősen csökkent. [Kalmár et al. (2022)] A fűtési energiaigény csökkentését célzó intézkedések a hűtési energiaigényre is hatással vannak.

A transzparens szerkezeti elemek arányának növekedésével a hűtési szezon hossza, valamint a hűtési energia igényelt mennyisége növekszik. A fűtési energiaigény csökkentését célzó műszaki megoldások a hűtési energiaigény növekedésével járhatnak, így az épület energetikai optimumának meghatározásánál a hűtési és fűtési igények várható alakulását egyaránt figyelembe kell venni. [Ochoa et al. (2012)]

A modern épületekben a gépi hűtési rendszermegoldások alkalmazása egyre szélesebb körben elterjedt az elvárt komfortszint fenntartása érdekében, amely állítást a 2010/30/EU direktíva is magába foglalja. A légkondicionáló rendszerek széleskörű alkalmazása a csúcsterhelési időszakokban jelentős problémákat okoz, növelve a villamosenergia-költségeket és felborítva az energiaegyensúlyt. [2010/30/EU irányelv]

A hűtési időszakban a 2010/30/EU irányelv alapján elsőbbséget kell biztosítani azoknak a stratégiáknak, amelyek a nyári időszakban fokozzák az épületek hőszabályozó képességét. E célból előtérbe kell helyezni a túlmelegedést megelőző intézkedéseket, például az árnyékolást és az épületszerkezet szükséges hőkapacitásának biztosítását, valamint a passzív – elsősorban a beltéri klimatikus körülményeket és az épület körüli mikroklimát javító – hűtési technológiák további fejlesztését és alkalmazását. [2010/30/EU irányelv]

A kutatás során egy modell épület vizsgálatán keresztül mutatom be a hűtési hőleadó rendszer igényelt működését adott komfortszint fenntartása érdekében, különböző hőtároló kapacitás feltételezése mellett. A számításokat felhasználva következtetések

vonhatóak le az adott épület hűtési energiatermelő és szabályozó rendszerének szükséges működésére.

Az épületautomatika és szabályzó rendszerek működése jelentős hatással van az épületgépészeti rendszerek energiahatékonyására. [Gaitan et al. (2022)] Az épületautomatika és épületgépészeti szakágak harmonikus együttműködése elengedhetetlen az épületek energiafogyasztásának csökkentése érdekében. Előfordul, hogy külön-külön igényesen kidolgozott automatikai és gépészeti rendszer megoldások együttes működése nem hozza a megfelelő eredményt. Az automatika és épületgépészeti rendszerek szinergiájának szerepéről valós körülmények közötti vizsgálattal győződtem meg. [Kostyák et al. (2022)]

A 9/2023 (V.25.) ÉKM rendelet előírja, hogy a 290 kW-nál nagyobb effektív névleges teljesítményű fűtési rendszereket, kombinált helyiségfűtési és szellőző rendszereket, légkondicionáló, valamint kombinált légkondicionáló és szellőző rendszereket 2025. január 1-jéig fel kell szerelni épületautomatizálási és -szabályozási rendszerrel, amely alkalmas:

- az energiafelhasználás folyamatos ellenőrzésére, regisztrálása, korrekciójára és elemzésére
- az épület energiahatékonyának értékelésére, az épülettechnikai rendszerek hatékonyság csökkenésének jelzésére, a kezelőszemélyzet tájékoztatására, az energiahatékony javításának lehetőségeire

Az épületek általános hűtési igényeinek feltárása után kutatásom a légtechnikai rendszerek hűtési energiaigényének csökkentésére összpontosít. A légtechnikai rendszereknek kiemelt hatása van a beltérben kialakuló komfort állapotra. A légtechnikai rendszer általános esetben rész vesz, a helyiség temperálásában, a megfelelő hőérzet megteremtésében, valamint a beltéri levegőminőség fenntartásában. Kutatásom célja, hogy a légtechnikai rendszerek kompresszoros gépi hűtési igényét csökkentő műszaki rendszer megoldásokat tárjak fel és azok alkalmazási, illesztési lehetőségét vizsgáljam.

Az előzetes vizsgálatok és irodalomkutatás alapján az indirekt evaporatív léghűtés alkalmazása komfort légtechnikai rendszerekben került kutatásom középpontjába. Az eljárás laboratóriumi és valós körülmények között egyaránt vizsgálatra került.

#### **A vizsgálatok fő célkitűzései:**

- *Nagy transzparens szerkezettel rendelkező épületek hőterhelésének elemzése, amely alapján következtetések vonhatóak le az épület hűtési rendszerének működésére, szabályozási kihívásaira.*
- *Az indirekt evaporatív léghűtés alkalmazhatóságának vizsgálata, komforttereket kiszolgáló légtechnikai rendszerek esetén.*
- *Az indirekt evaporatív léghűtés hűtési rendszer működésére gyakorolt hatásának vizsgálata*
- *Az evaporatív léghűtés vízfelhasználás szempontjából optimalizált működtetésének vizsgálata*

## 2. Irodalomkutatás

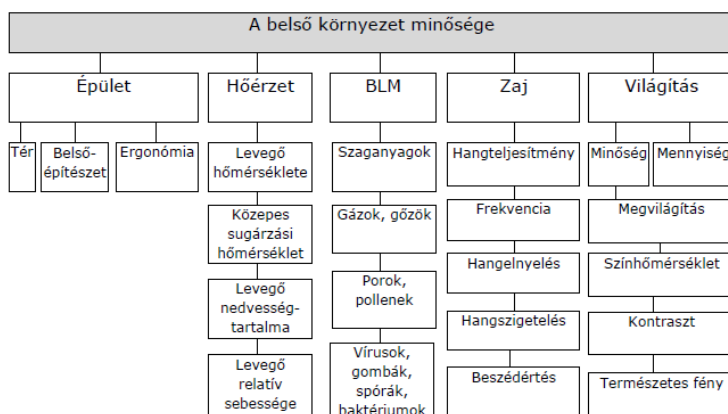
Saját vizsgálataim megkezdése előtt a kutatási területeken született eredmények áttekintését végeztem el. A választott kutatási területek kiterjedt szakirodalmi háttérrel rendelkeznek, amelyek áttekintése, feldolgozása segített saját vizsgálataim megtervezésében. Jelen fejezetben a saját vizsgálataimhoz közvetlenül kapcsolódó szakmai anyagok kerülnek feldolgozásra olyan mélységig, amely kutatásom szempontjából szükséges és célszerű.

### 2.1. Belső környezet minősége

Számos épületrendeltetés közül, vizsgálatom fókuszában az emberi komfort biztosítását előtérbe helyező épületek állnak.

A fejlett országokban az emberek életüknek csaknem 90 %-át töltik épületen belül. Az épületben a határolószerkezetek által körül határolt tér biztosítja az emberek számára a tevékenységek elvégzéséhez, pihenéshez szükséges feltételeket. Az épületek üzemeltetése során célunk, hogy az emberek komfortigényének megfelelő belső környezeti minőséget kialakítsuk és fenntartsuk. A belső környezet minőségét számos paraméter befolyásolja, amelyek együttes hatása az emberi komfortérzetre egyénszintű megítélással bír. [Kalmár (2013)]

A belső környezet minőségére az épületek kialakítása [Croffi et al. (2023)], a világítás [Chinazzo (2019)], a zaj [Sepeshri et al. (2019)], a belső levegő minősége [Deng et al. (2024)] és a kialakuló emberi hőérzetre [Bourikas et al. (2021)] érdemi hatását gyakorol.



2.1 ábra A belsőkönyezet minőségét befolyásoló fontosabb tényezők és paraméterek, [Kalmár (2013)]

A kellemes hőérzet az a tudati állapot, amely a termikus környezettel kapcsolatos elégedettséget fejez ki. [Kalmár (2013)] Az emberi hőérzetre a levegő hőmérséklete, a közepes sugárzási hőmérséklete, levegő nedvességtartalma, a levegő relatív sebessége érdemi hatást gyakorol. [ASHRAE 55-2017] Mivel az emberi hőegyensúly fenntartása során kialakuló hőérzet számos külső hatás és belső pszichikai megélés függvénye, így a komfortterek minőségének az értékelése komoly kihívást jelent.

Az épületgépészeti és komfortelméleti tudományág fejlődése során több mutató és klímaindex került kidolgozásra, amelyekre vonatkozóan határértékek és tűrési zónák kerültek meghatározásra a jogszabályokban és szabványokban. [Taleghani et al. (2013)]

Az effektív hőmérséklet (EH) mutató nemcsak a beltéri léghőmérsékletet, hanem a beltérben uralkodó relatív nedvességtartalom hatását is figyelembe veszi az emberi hőérzetre. [Yaglou (1925)] A korrigált effektív léghőmérséklet (KEH) mutató a léghőmérséklet és relatív nedvességtartalom hatásán túl figyelembe veszi a hősugárzás és légmozgás hatását az emberi hőérzetre. [Bedford (1940)] E klímaindexek már nem jelennek meg az érvényben lévő komfortszabványokban, azonban hatályos rendeletben felelhetőek. Az EH és KEH hőérzeti mutatók felhasználásával a 3/2002 (II.8) SzCsM-EüM rendelet a zárt térben lévő munkahelyeken biztosítandó komfortviszonyokra fogalmaz meg elvárásokat. A komfort terek méretezésénél elsősorban a jogszabályokban előírásait kell figyelembe venni, amelyek elvárásai némely esetben eltérnek az érvényes szabványok előírásaitól. Például a 3/2002 (II.8) SzCsM-EüM rendeletben a légsebességre vonatkozó követelményérték (0,1 m/s -ülve végzett és könnyű fizikai munka esetén) szigorúbb a hatályos komfortszabványokban által tartózkodási zónában elvárt szinttől. [Kalmár (2016)]

Az operatív hőmérséklet a környezet közepes sugárzási és a levegő hőmérsékletét figyelembe vevő mutató. [Winslow et al. (1937)] A mutató figyelembe veszi azokat a paramétereket, amelyek a sugárzás és konvekció útján az ember és környezete között terjedő hőáramot érdemben befolyásolják. A mutatószámot több komfortszabvány a mai napig alkalmazza.

A PMV (Predicted Mean Vote) mutatót Fanger dolgozta ki, amely a helyiségben uralkodó komfortparaméterek összesége által kiváltott várható hőérzetet szemlélteti. A komforttérben kialakuló hőérzettel elégedetlenek várható százalékos arányát a PPD (Predicted Percentage of Dissatisfied) mutató szemlélteti. [Fanger (1970)] A PMV-PPD modellen alapuló értékelését a komfortviszonyoknak több szabvány is alkalmazza, mint például ASHRAE 55-2017, MSZ EN ISO 7730:2006. [Kajtár (2019)]

A komfort terület értékelésénél a diszkomfortot okozó tényezők vizsgálata célzottan végezhető. Több szabvány és kutatás foglalkozik a huzathatás [Zhang et al. (2024)], az aszimmetrikus sugárzás [Zhou et al. (2019)], a vertikális hőmérsékletkülönbség [Zhou et al. (2024)] hatásával a komfort terület megítélésére és a panaszosok számosságára.

A tervezés során a komfort paraméterek meghatározásánál a komfortszabványok, mint ASHRAE 55-2017, MSZ EN ISO 7730:2006, MSZ EN ISO 52016-1:2017, követelményértékeire támaszkodunk.

## 2.2. Épület hőterhelésének vizsgálata

A méretezési alapot képző komfort paraméterek rögzítésével a komfort tér és a környezet között kialakuló hő és anyag áramok mértéke és iránya kalkulálhatóvá válik.

A hűtési hőterhelés az az időben változó hűtési teljesítmény igény, amely nyáron a kívánt belső hőmérséklet mellett ellensúlyozza a helyiségbe időegység alatt kívülről behatoló és az ugyanakkor bent keletkező hőmennyiséget. [Kajtár-Kassai (2022)]

A magyar éghajlati viszonyok mellett, nyári időszakban tapasztalható hőterhelés miatt, az épületekben olyan belső léghőmérsékletek is kialakulhatnak, melyek meghaladják az épület rendeltetésének és komfortkategóriájának függvényében meghatározott határértékeket. [Csáky (2015)]

Csáky és Kalmár méréssel igazolta, hogy az MSZ EN ISO 13790:2008 szabványban megadott számítási módszer alapján kalkulált beltéri léghőmérsékleti adatok, valamint a Debreceni Egyetem PASSOL laboratóriumában mért eredmények között mérési hibahatáron belüli eltérés volt csak tapasztalható. [Csáky et al., (2015b)] A szabvány számítási módszerének méréssel történt validációja alapján, a számítási módszert saját kutatásom során alkalmaztam annak ellenére, hogy a szabvány azóta visszavonásra került.

A különböző szabványok alkalmazása jelentős eltéréseket eredményezhetnek a számított hőterhelés nagyságában. A különböző szabványok alapján történő hőtelelés számítás eredményei közötti eltérés mértéke a méretezés során alkalmazott mintanap, valamint az alkalmazott hűtési rendszertől függően eltérő mértékű. [L. Szabó (2019)] A magyar tervezési gyakorlatban gyakran alkalmazásra kerülnek olyan visszavont méretezési szabványok, mint az MSZ-04-140-2:1991, MSZ-04-140-3:1987, MSZ-04-140-4:1978, MSZ EN ISO 15251:2007.

A magyarországi jogszabályok közül a 9/2023. (V.25.) ÉKM rendelet és mellékletei határoznak meg elvárásokat a hőterhelés számítás módszertanára. A részletes számítási módszer alkalmazása esetén a rendelet az MSZ EN 16798-1:2019, MSZ EN 16798-9:2017, MSZ EN 16798-13:2017, MSZ EN 16798-15:2017 szabványok használatát írja elő a beltéri komfort állapotok és a hűtési rendszer energiafogyasztásának számítása kapcsán.

Kutatási munkám során az épületek hőterhelésének külső forrásait és azok hatását vizsgáltam elsősorban. Az épületek hűtési hőterhelését jelentősen befolyásoló, kutatót külső tényezők például a határoló szerkezeteken keresztül beáramló transzmissziós hőnyereség, az üvegezett felületeken keresztül bejutó szoláris nyereség, valamint a filtráció vagy gépi szellőztető rendszer által kialakuló légcsera a beltérben.

Az épületszerkezetek hőátbocsátási képességére vonatkozó követelményértékek folyamatosan szigorodtak, amelynek köszönhetően az épületek határoló szerkezetein megvalósuló transzmissziós hőáram mértéke jelentősen csökkent. Az épületek szigeteltségi fokának növekedése és annak elhelyezkedése a szerkezeti rétegrendben

a felületi hőmérsékletekre is jelentős hatást gyakorol, amely kihat a helyiség operatív hőmérsékletére, ezáltal a bent tartózkodók komfortszintjére. [Hema et al., (2021)]

Az épületek hőtároló tömege jelentős befolyással bír az épületekben kialakuló léghőmérséklet volatilitására. A Debreceni Egyetem PASSOL laboratóriumában mérésrel és szimulációval vizsgálták különböző hőtároló tömegű szerkezetek esetén a belső léghőmérséklet napi lefutását, valamint több napos hőhullámban történő változását. Általánosságban elmondható, hogy a könnyű szerkezet esetében jóval magasabb belső léghőmérsékletek alakultak ki, mint nehéz vagy közepesen nehéz szerkezetek alkalmazása esetén. [Csáky-Kalmár (2012)] Amennyiben  $26^{\circ}\text{C}$  léghőmérséklet felett a helyiség túlmelegedéséről beszélünk, a túlmelegedés időszaka a hosszútávú, magyarországi adatokkal végzett vizsgálatok alapján, a nehéz szerkezet esetén a leghosszabb, azonban a szükséges hűtési energia igény a legkisebb a különböző hőtároló tömegű szerkezetekkel kapott eredményekhez képest. [Csáky (2015)]

A modern épületek határoló szerkezetei nagy arányban tartalmaznak transzparens szerkezeteket, amellyel a tervezők célja az esztétikusabb épületkialakítás, valamint a szoláris energia kihasználása, a természetes fényforrással történő helyiségmegvilágítás elősegítése, a fűtési energia igény csökkentése. A tervezés során azonban figyelembe kell venni, hogy a nyári időszakban a szoláris nyereség növeli a helyiség hőterhelését, amely nagyobb hűtési energia igényt és romló komfort paramétereket eredményezhet. [Cherier et al., (2024)]

A fentiek miatt az épületek optimális üvegezési arányának meghatározása kiemelten fontos feladat.

Goia (2016) megvizsgálta több európai nagyváros (Oslo, Frankfurt, Róma, Athén) geológiai elhelyezkedését és éghajlati paramétereit figyelembe véve, az energetikai szempontok szerint optimális, üvegezési arányokat (WWR – Window to Wall Ratio) a fő égtájak szerint. Kutatása során arra a következtetésre jutott, hogy az energetikailag optimális WWR érték általában 0,3-0,45 között mozgott. A vizsgált területek eltérő éghajlati viszonyai ellenére az ideális üvegezési arány szűk tartományban található. A legnagyobb változékonyságot az ideális WWR arányt tekintve a déli homlokzatok esetén tapasztalta. A meleg éghajlati övön fekvő városok esetén 0,2, míg a hideg éghajlatú területeken a 0,6 WWR körüli értékek hozták az energetikailag optimális eredményt. [Goia, (2016)]

Kutatásom során megvizsgáltam a magyar éghajlati viszonyok mellett egy fiktív, nagy transzparens szerkezettel rendelkező épület hőterhelésének alakulását. A vizsgálat célja, hogy láthatóvá váljon a különböző tájolással rendelkező helyiségek hőterhelésének mértéke és annak lefutása, ezáltal következtetések vonhatóak le a hőleadó rendszer és a hidegenergia termelő rendszer működésére.

### 2.3. Hőterhelés kezelésének módja

Az európai direktívákkal és magyar jogszabályokkal (2010/30/EU, 2018/844/EU 9/2023. (V.25.) ÉKM, 7/2006. (V.24.) TNM) összhangban a hőterhelés kezelésének módjainál előnyben kell részesíteni a passzív, hőterhelést csökkentő megoldásokat, mint az árnyékolást, természetes szellőztetést és a megfelelő épületszerkezeti kialakítást a gépi hűtési energiaigény minimalizálása érdekében.

A régióink országaiban végzett (Bulgária, Szerbia, Magyarország, Csehország), a lakóépület állományt vizsgáló, kiterjedt kutatás alapján, a meglévő épületállomány összesített primer energia fogyasztása akár 67,8-77,2%-kal csökkenthető lehet teljeskörű, jól megtervezett felújítás esetén. [Csoknyai et al. (2016)]

A Debreceni Egyetem Épületfizika Labortóriumában vizsgálták a szükséges árnyékolás mértékét a sugárzó hőterhelés és a hőtároló tömeg függvényében, hogy a helyiségek operatív léghőmérséklete ne lépje túl a 26°C-t [Csáky (2021)].

A passzív, nyári túlmelegedés kockázatát csökkentő rendszermegoldásokkal elérhető, hogy az épület a nyári időszakban képes legyen egy minimálisan elvárható komfortszint fenntartására, gépi hűtés nélkül. Azonban a komfort szabványok által meghatározott paraméterek biztosításához a legtöbb esetben hűtési energia bevitelére is szükség van. [Csáky (2019)]

A 9/2023. (V.25.) ÉKM rendelet alapján a gépi hűtési energia minimalizálása érdekében törekedni kell a magas hőmérsékletű hűtés alkalmazására, valamint a szabad hűtési lehetőségek biztosítására. A magas hőmérsékletű hűtési rendszerek alkalmazása során a hűtő felület hőmérséklete magasabb, mint a hűtött levegő harmatponti hőmérséklete, ezáltal kondenzáció, üzemszerű állapotban, nem keletkezik. A hűtés során keletkező kondenzáció megjelenése esetén, a levegőből fázist váltó vízpára hőenergiát ad le a környezet irányába (látens hő), amit a gépi hűtési rendszernek kell elvonnia a környezettől. A hűtés során kialakuló kondenzáció növeli a gépi hűtés energiaigényét. [Perez-Lombard et al. (2011)]

Szabadhűtésről akkor beszélhetünk, ha a kezelt tér és a környezet között kialakuló hőmérséklet különbség lehetővé teszi, hogy a kezelt tér hőt adjon le a környezet irányába. A hőleadás történhet passzív (pl.: transzmissziós hőveszteség, filtrációs hőveszteség) vagy aktív módon (pl.: szellőztetés). Az egyik leggyakrabban alkalmazott szabadhűtési eljárás a szellőztető rendszerek szabadhűtésben történő üzemeltetése. Amikor a kültéri levegő hőmérséklete alacsonyabb a beltéri léghőmérséklettől, a szellőztető rendszer által indukált légcserével érezhető hűtési teljesítmény juttatható a beltérbe, amellyel a gépi hűtési teljesítmény igény csökkenthető. [Ghiaus and Allard (2005)]

A gépi szellőztető rendszerek épületekben való széleskörű alkalmazásával, a szabad hűtési eljárás használata és szabályozása könnyebbé vált. Az épületekben alkalmazott légtechnikai rendszerek műszaki kialakítását érdemes felülvizsgálni annak érdekében, hogy az épület hűtési energia fogyasztása csökkenthető legyen a

szabadhűtési, valamint a magas hőmérsékletű hűtési rendszer megoldásokra való optimalizáció által.

#### **2.4. Légkezelő berendezések szerepe és kialakítása**

A modern légtechnikai rendszerek feladata a friss levegő kezelése (szűrése, temperálása, páraszintjének szabályozása), valamint az igényelt hűtési és fűtési energia egy részének vagy egészének a tartózkodási zónába juttatása.

Az előállított befűvési légállapot a komfort zóna légállapotjelzőinek értékeitől, a helyiségben megvalósuló állapotváltozásoktól, valamint a szellőztető levegő mennyiségétől függ.

A légkezelőberendezések üzemeltetése során célunk, hogy a helyiség megfelelő kezeléséhez szükséges befűvési légállapot előállítása érdekében, a lehető legkevesebb energia kerüljön felhasználásra. [Vakiloroaya et al. (2013)] Mivel a kültéri levegő állapotjelzői az év során széles tartományban változnak, így a légkezelő berendezések összetett felépítéssel rendelkeznek.

Az EU környezettudatos tervezési irányelve (ErP) a belső piacon mozgó szabad termékek energiahatékonyágára és környezetvédelmi szintjére követelményeket határoz meg, amely vonatkozik a légkezelő berendezésekre is. [2009/125/EK irányelv]

A légkezelő berendezések becsült villamosenergia fogyasztása 2010-ben az EU-ban 77,6 TWh volt. [1253/2014/EU rendelet] A berendezésekben található hővisszanyerők segítségével ezzel egyidőben 2570 PJ segédhűtési energiát takarítottak meg. A fenti adatok összevetésével a légkezelő berendezések alkalmazásával az épületekben 1872 PJ éves primerenergia-megtakarítás volt elérhető. A jogalkotó kalkulációja alapján a műszaki színvonal 2010-es állapotának rögzítésével 2025-re az összesített primerenergia-megtakarítás 2829 PJ-ra nőtt volna. A jogalkotó célja ettől markánsabb energiamegtakarítás elérése. A jogszabályi elvárásokat úgy alakították ki, hogy ezáltal az összesített primerenergia-megtakarítás elérje a 4130 PJ-t. [1253/2014/EU rendelet]

Az irányelv elvárásokat fogalmaz meg az új légkezelő berendezésekre vonatkozóan, többek között a beépített ventilátorok energiahatékonyágára, a légkezelő berendezésekben alkalmazott hővisszanyerési eljárás minimális hatásfokára. 2018 január 1.-től minden hővisszanyerő rendszer esetében 73% az elvárt hővisszanyerési hatásfok. Ez alól kivételt képez a közvetítő közeges hővisszanyerési eljárás, ahol 68% az elvárt hatásfok követelmény. [1253/2014/EU rendelet]

## 2.5. Hővisszanyerés módjai légkezelő berendezésekben

A hővisszanyerés során cél, hogy a távozó levegő energiát adjon át (fűtési esetben), vagy energiát vonjon el (hűtési esetben) a kezelt levegőtől, ezáltal csökkentve a befűtési légállapot eléréséhez szükséges, egyéb forrásból származó hűtési és fűtési energia mennyiségét. [Becchio et al. (2017)]

A légkezelő berendezésekben eltérő műszaki kialakítású hővisszanyerő rendszermegoldások kerültek kifejlesztésre. Kiterjedt kutatások lelhetőek fel forgódobos [Cuce and Riffat (2015)], lemezes [Nasif (2018)], közvetítő közeges [Mardiana-Idayu et al. (2012)], hőcsöves [Lin et al. (2005)], oszcilláló hőcsöves [Yin et al. (2016)], termoszfonos [Jouhara and Merchant (2012)], fázis váltó anyagú [Kuta et al. (2017)] hővisszanyerő rendszerekkel kapcsolatban.

Kutatásom során több légkezelő gyártó bevonásával felmérést készítettem, amely szerint a magyar piacon a lemezes, közvetítő közeges, és forgódobos hővisszanyerési eljárások kerülnek a leggyakrabban beépítésre., ezért jelen fejezetben csak a piacon nagy számban elterjedt és alkalmazott műszaki megoldásokat tekintem át.

A rekuperatív hővisszanyerőkben a légáramok egymástól elválasztva áramolnak, a hőátadás a légáramokat elválasztó falfelület mentén megy végbe. A hővisszanyerés során anyagátadás nem valósul meg a két közeg között. Normál működés esetén csak akkor fordulhat elő abszolút nedvességtartalom változás, ha valamelyik közeg hőmérséklete alacsonyabb a hőcserében részt vevő másik közeg harmatponti hőmérsékletétől. [Várjon (1985)] Ez jellemzően téli időszakban fordul elő, amikor a kültérből származó alacsony hőmérsékletű levegő kerül a beltérből elszívott levegővel előfűtésre.

A rekuperatív hővisszanyerési módok tovább osztályozhatóak aszerint, hogy a hőcsere közvetlen módon, vagy közvetítő közeg alkalmazásával valósul meg. A légkezelő berendezésekben gyakran alkalmazott közvetlen hőcserét megvalósító, rekuperatív hővisszanyerési mód, a lemezes hővisszanyerők alkalmazása (2.2 a, ábra). A közvetítő közeges hővisszanyerés során a két légáram közötti hőátvitel közvetítő közeg közbeiktatásával történik (2.2 b, ábra). A közvetítő közeg jellemzően folyadék. [Várjon (1985)]



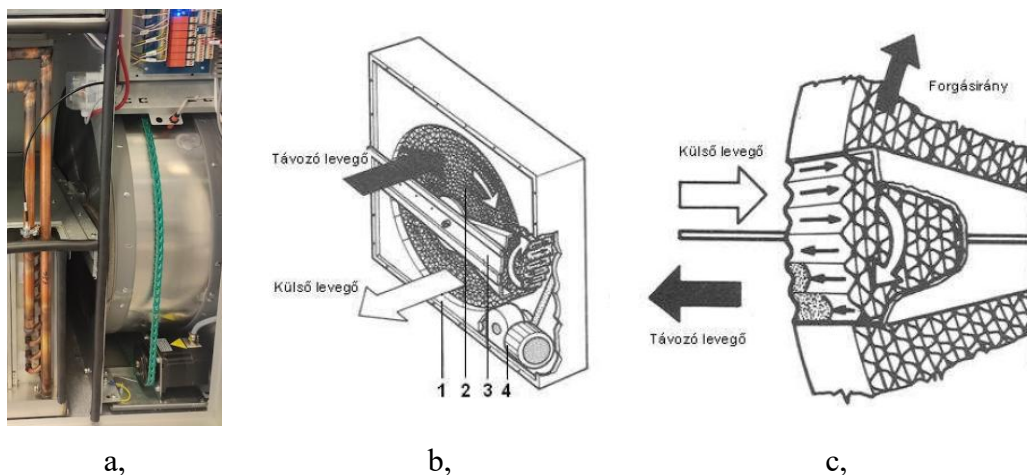
a,



b,

2.2 ábra Alkalmazási példa rekuperatív hővisszanyerésre a, lemezes hővisszanyerő  
b, közvetítőközeges hővisszanyerő

A rekuperatív hővisszanyerési eljárások mellett a regeneratív hővisszanyerési módok is elterjedtek a légkezelő berendezésekben. A regeneratív hővisszanyerő berendezések nagy hőtároló kapacitással rendelkeznek. A hővisszanyerő berendezés egyik oldalán a hőleadás, a másikon a hőfelvétel történik. [Kajtár-Kassai (2022)] A légkezelő berendezésekben gyakran forgódobos kialakítás kerül alkalmazásra. A hőtároló tömeg forgatásával, az hol az energia leadó oldalon adja le, hol a hőfelvevő oldalon veszi fel a hőenergiát, ezáltal az egyik közeg által leadott hőenergia a másik közegnek átadásra kerül (2.3 b, ábra).



2.3 ábra Regeneratív, forgó dobos hővisszanyerő a légtechnikai labor légkezelő berendezésében alkalmazott egység b, hővisszanyerő elvi séma c, forgó rotor kiöblítése a befűjni kívánt levegő ágba való átfordulás előtt [Marcsó (2010)]

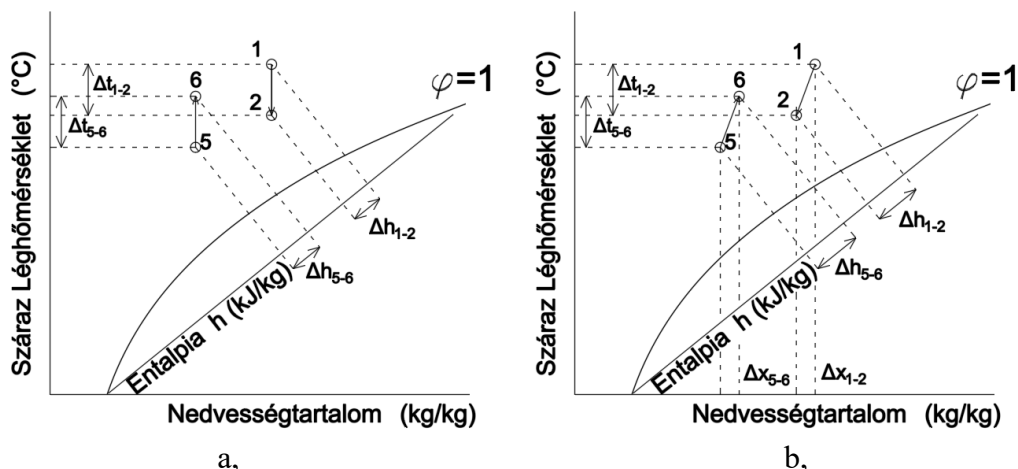
A regeneratív hővisszanyerés során hő és anyagátadás egyaránt történhet. A fémtöltetű rotorok esetén nedvességátadás akkor történik, amikor a lamellázat a hőcsere során kondenzációs hőmérséklet alá hűl. Ekkor a harmatponti hőmérséklet alatti lamellázaton a levegő nedvességtartalmának egy része kondenzálódik. A nedves lamellázat átfordulva a hőcserében részt vevő másik közeg oldalára nemcsak hőenergiát, hanem nedvességet is vezet át a kezelt közegbe. [Marcsó (2010)]

A nedvességátvitel fokozható, amennyiben a rotor felülete nedvességlekötő anyaggal kerül bevonásra (pl.: LiCl), vagy nedvességlekötő töltettel kerül feltöltésre (pl.: szilikagél). [Marcsó (2010)] Ebben az esetben a nedvességátvitel harmatponti lamellahőmérséklet felett is megvalósul.

A regeneratív hővisszanyerés során a közegek hermetikusan nem zárhatóak el egymástól, amely átszivárgást eredményezhet. [Zmrhal and Kučera (2023)] Az elszívott levegő bekeveredését a befűjni kívánt levegőbe a légkezelő belsejében uralkodó nyomásviszonyok megfelelő kialakításával és úgynevezett öblítő zóna kiképzésével (2.3 c, ábra) törekednek megakadályozni. [Herath et al. (2020)]

A hővisszanyerőben megvalósuló állapotváltozások a 2.4 ábrán kerülnek szemléltetésre. Amennyiben a hővisszanyerő hűtési szezonban történő üzemeltetésekor a felületi hőmérséklet nem éri el egyik hőcserében résztvevő közeg

harmatponti hőmérsékletét sem, úgy érdemi nedvességátadás két esetben lehetséges. Ha a forgódob nedvesség felvételére képes bevonattal rendelkezik [Almendros-Ibáñez et al. (2024)], vagy a hővisszanyerés során jelentős az átszivárgás az elszívott és a kezelni kívánt levegőáram között. [Manz et al. (2001)]



2.4 ábra Hővisszanyerőben létrejövő állapotváltozások nyári üzemállapot esetén Moliere féle h-x diagramon szemléltetve a, nedvességátadás nélkül, b, nedvességátadással együtt járó hőcsere

1 – Friss levegő, 2 – Friss levegő hővisszanyerő egység után, 5 – Elszívott levegő, 6 – Elszívott levegő hővisszanyerő egység után

A hővisszanyerőkben létrejövő állapotváltozás elméleti határa, hogy a kezelt közeg eléri a kezelő közeg hőmérsékletét, nedvességtartalmát, entalpiaértékét. Az, hogy a hővisszanyerő egységben mekkora az aránya a megvalósult hő-, nedvesség-, entalpiaváltozásnak a potenciális maximumhoz képest, a megvalósulási hatásfokokkal írható le (az indexek a 2.4 ábra alapján kerültek feltüntetésre):

$$\eta_{\text{érezhető}} = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_5} \quad (2.1)$$

$$\eta_{\text{látens}} = \frac{x_1 - x_2}{x_1 - x_5} \quad (2.2)$$

$$\eta_{\text{totális}} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_5} \quad (2.3)$$

Amennyiben a hővisszanyerés során nedvességátadás nem történik úgy az (2.1) és (2.3) összefüggés között egyenlőség áll fenn. Ebben az esetben a hővisszanyerő előtt és után mért hőmérsékletek alapján a totális hővisszanyerési hatásfok meghatározható. [Kajtár-Kassai (2022)]

A hővisszanyerő egységek alkalmazása csökkenti a levegő kezelésére felhasznált szükséges hűtési és fűtési energia mennyiségét, azonban növeli a légkezelő berendezés ellenállását. [De Antonellis et al. (2014)] Amikor a légkezelő energetikailag optimális üzemeltetése mellett a hővisszanyerő berendezés működése nem szükséges, annak ellenállása felesleges ventilációs többletmunkát eredményez.

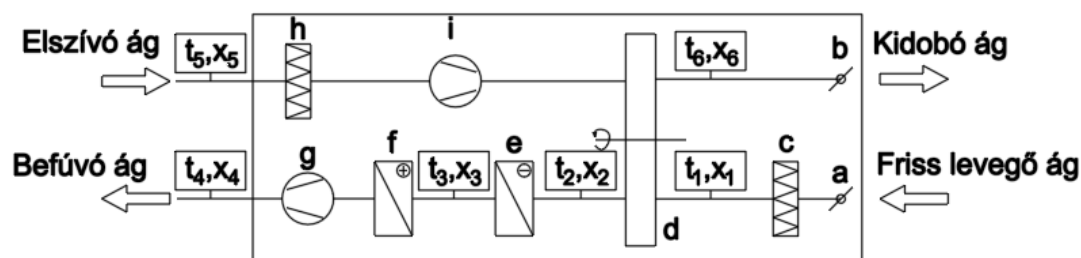
[Hajabdollahi et al. (2020)] A többlet ventilációs munka elkerülése érdekében a légkezelő berendezésekben gyakran alkalmaznak megkerülő ágat. [Cho et al. (2020)]

A forgódobos hővisszanyerő egységek esetén sok esetben nem alkalmaznak megkerülőágot. Amikor a hővisszanyerés nincs szükség, a rotor megáll. Ez a megoldás folyamatos ellenállást és extra ventilációs munkát eredményez. A forgódobos hővisszanyerők by-pass ággal való kiegészítése az egyik fejlesztési terület, amellyel a ventilációs munka csökkenthető. [Zmrhal (2023)]

## 2.6. Légkezelő berendezés üzemelése nyári időszakban

Az épületgépészeti rendszerek együttes feladata a tartózkodási zónában a komfort paraméterek adott szinten való tartása. Annak függvényében, hogy az épületgépészeti alrendszerek miként kerültek megtervezésre a légtechnikai rendszerek feladata és súlya eltérő lehet az épületekben. [Pérez-Lombard et al. (2011)]

Amennyiben a légtechnikai rendszer feladata a kezelt területek friss levegő igényének a kiszolgálása a nyári időszakban, a hűtési energia egy részének vagy egészének biztosítása, valamint a beltérben fejlődő nedvességterhelés kezelése, úgy egy alkalmas légkezelő kialakítás a 2.5 ábrán bemutatott légkezelő séma

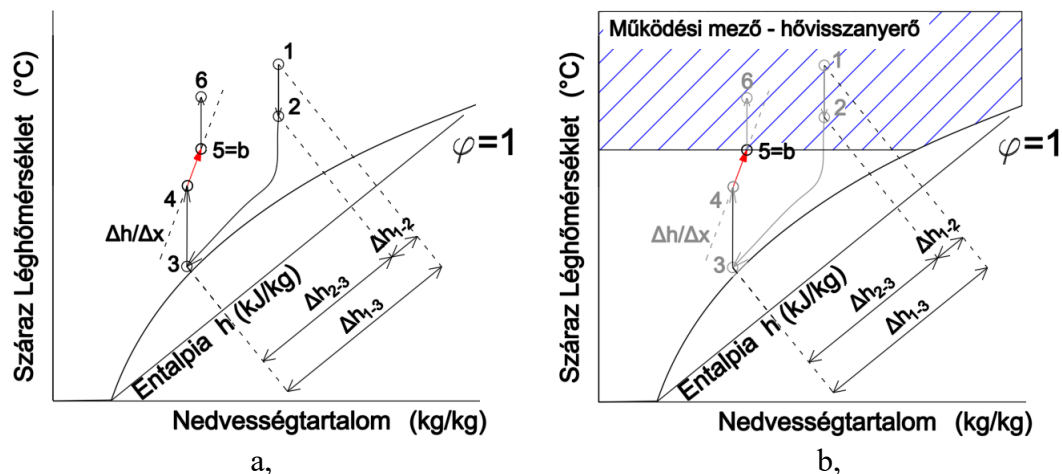


2.5 ábra Hűtve szárításra alkalmas légkezelő berendezés elvi sémája  
a, b – motoros zsalu, c, h – szűrő, d – hővisszanyerő, e – hűtőkalorifer, f –  
fűtőkalorifer, g, i – ventilátor

A példaként alkalmazott berendezés hűtve szárítási képességgel került felszerelésre, ezáltal a bejuttatni kívánt levegő abszolút nedvességtartalma és a befúvási hőmérséklet egyaránt beállítható a nyári időszakban előforduló kültéri légállapotok mellett, amikor a kültéri levegő nedvességtartalma meghaladja a bejuttatni kívánt kezelt levegő beállított nedvességtartalmát. [Mazzei et al. (2005)] Azért ezt a légkezelő kialakítást mutatom be, mert a nyári időszakban előforduló külső légállapotok jelentős hányadában képes a légkezelő azonos paraméterekkel rendelkező levegő (rögzített befúvási hőmérséklet, nedvességtartalom, entalpiaérték) előállítására, így a későbbiekben javasolt légkezelő fejlesztések hatása jobban szemléltethető.

A nyári méretezési állapotban a 2.5 ábrán bemutatott elrendezéssel rendelkező légkezelő méretezési állapotban való működését h-x diagramon a 2.6 ábra mutatja be. A 2.6 ábrán feltételeztük, hogy a légvezetési rendszer kialakításának

köszönhetően a légkezelő által beltérből elszívott levegő paraméterei megegyeznek a tartózkodási zónában tapasztalható értékekkel.



2.6 ábra a, Példa légkezelő berendezésben létrejövő állapotváltozások nyári üzemállapot esetén Moliere féle h-x diagramon szemléltetve a, nedvességátadás nélkül, b, hővisszanyerő hasznos működtetéséhez tartozó kültéri légállapotok az elszívott levegő hőmérsékletének függvényében

- 1 – Friss levegő, 2 – Friss levegő hővisszanyerő egység után, 3 – Friss levegő a hűtőkalorifer után, 4 – Friss levegő az utófűtő kalorifer után, 5 – A beltérből elszívott levegő, 6 – Elszívott levegő a hővisszanyerő után

Amennyiben a hővisszanyerő nedvességátadást nem valósít meg, úgy az egység képes a levegő előhűtésére, ezáltal a szükséges hűtési energia igény csökkentésére, ha a beltérből elszívott levegő hőfoka alacsonyabb, mint a kültéri léghőmérséklet. Ahhoz, hogy a kiindulási légállapotból (1) a kívánt befűvási légállapot (4) előállításra kerüljön, a kezelt levegőt addig kell hűteni, amíg a kívánt nedvességtartalom elérésre nem kerül (3). Az (1) és (3) légállapot közötti entalpiakülönbség mutatja meg a fajlagos hűtési energia igényt, amely a hővisszanyerő egységben létrejövő entalpiaváltozás értékével csökkenthető ((1) és (2) közötti entalpiakülönbség).

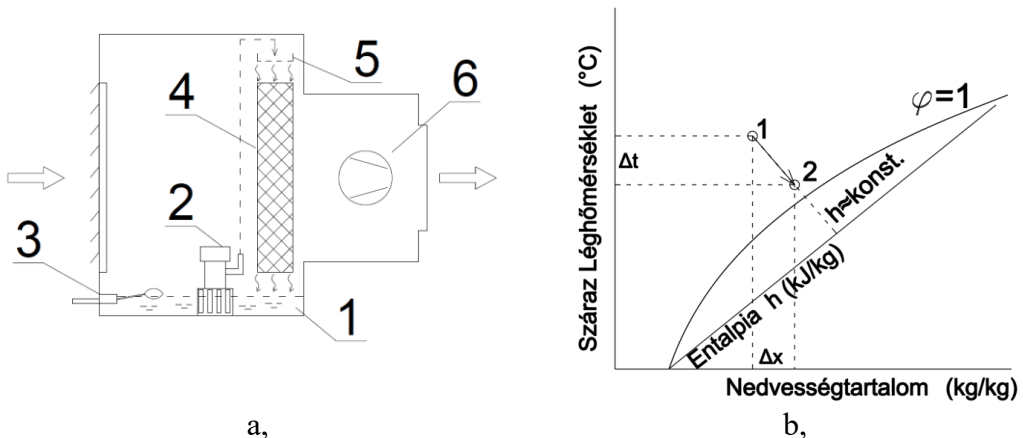
A 2.4, 2.5, 2.6 fejezetek alapján látható, hogy a magas hővisszanyerési hatásfoknak köszönhetően jelentős hűtési és fűtési energia takarítható meg. A hagyományos gépi hűtési rendszerek által felhasznált energia csökkentésére a légkezelő berendezésekben alkalmazható indirekt evaporatív léghűtés biztosít további lehetőséget.

## 2.7. Direkt és Indirekt evaporatív léghűtés

A folyamatosan növekvő kültéri csúcshőmérsékletek és a tapasztalható energia árak mellett a hűtési hatásfokot növelő rendszermegoldások egyre fontosabb szerepet töltenek be. A direkt evaporatív hűtési eljárást (DEC – direct evaporative cooling) ipari hűtőrendszerek esetén régóta alkalmazzák. [Fisenko et al. (2004)]

Az evaporatív léghűtés során a levegő jellemzően egy nedvesítő cellán keresztül kényszeráramoltatásra kerül. A megmozgatott légtömeg és a nagy felületű vízfilm között egyidejűleg hő és anyagátadás megy végbe. A bepárolgáshoz szükséges energia a vízfelszínnel határos közegből (levegő) származik, így a bepárolgott víz mennyiségének függvényében a levegő hőmérséklete csökken. A közegtől elvont energia a párolgó anyagmennyiséggel együtt visszajut a légnemű keverékbe, így a folyamat során a vízgőz-levegő keverék entalpiája csak kis mértékben változik. [Fouda (2011)]

A piacon kapható evaporatív léghűtő rendszermegoldásokban különböző anyagú és kialakítású párasító betétek kerülnek alkalmazásra, amelyek feladata a nagy szabad vízfelület kialakítása a léghűtő egységen belül. Ezek jellemzően rost párnák, vagy merev falú párasító betétek. [Tejero-González (2021)] A rost párnák anyaga lehet növényi rost [Jain, J. K. et al. (2014)], textil vagy szőtt rost [Xu, P. et al. (2016)], papír [Pandelidis, D. et al. (2020)], farost [Salins, S. S. et al. (2021)], műanyag [Chen, X. et al. (2017)], kőzet [Khosravi, N. et al. (2020)] és kerámia [He, J. et al. (2009)]. A merevfalú párasító cellák anyaga jellemzően cellulóz [Yan, M. et al. (2020)], üvegszál [Wu, J. et al. (2008)], műanyag [He, S. et al. (2014)] vagy fém [Kovačević and Sourbron (2016)].



2.7. ábra a, evaporatív léghűtő elvi felépítése -1. Vízálca; 2. Szivattyú; 3. Vízszint szabályzó szelep; 4. Párolgató betét; 5. Csepegtető tálca; 6. Ventilátor b, A kezelt levegő állapotváltozása direkt evaporatív léghűtés során Molieré féle h-x diagramon szemléltetve - 1. levegő kiindulási állapota; 2. direkt evaporatív léghűtő berendezés által kezelt levegő állapota

A piacon kapható direkt evaporatív léghűtő berendezések egy általánosan elterjedt műszaki kialakításának elvi sémáját, valamint a berendezés által létrehozott

légállapotváltozást a 2.7 a és b ábra szemlélteti. Amennyiben a folyamat során külső forrásból származó hőt nem adunk be, illetve vonunk el a rendszertől, vagyis a folyamat közel adiabatikus módon megy végbe, a közeg entalpiája a bepárolgott víz folyadékhőjével növekszik [Mujahid et al. (2015)]. A gyakorlati számítási módszerek, a közeg entalpiájának változásától eltekintenek, mivel annak mértéke és hatása elhanyagolhatóan kicsi a rendszer abszolút entalpia értékéhez képest. A fenti egyszerűsítéssel, úgy tekinthetjük, hogy a levegő állapotváltozása a kiindulási légállapothoz tartozó állandó entalpiavonal mentén megy végbe.

A direkt evaporatív léghűtési eljárással a hűtőköri folyamatok működési körülményeit gyakran javítják a kondenzátorok hűtésének fokozásával [Harby et al. (2016)] [Ketwong et al. (2021)]. A kültéri, illetve a félig nyitott területek kezelésére a direkt evaporatív léghűtés szintén jól alkalmazható [He (2011)].

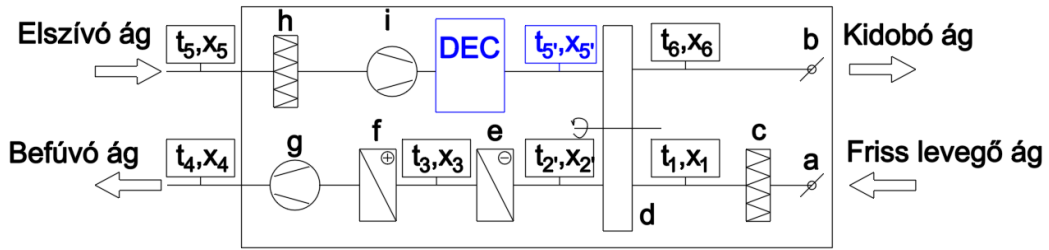
A direkt evaporatív léghűtési eljárás magasabb minőségű komfort területek kezelésére, száraz meleg klíma esetén alkalmazható [Bishoyi et al. (2017)]. A nedvesebb klímával rendelkező területeken a direkt evaporatív léghűtők önálló alkalmazásával a magasabb komfortszinthez tartozó követelményértékek nehezen érhetőek el [Xuan et al. (2012)].

A direkt evaporatív léghűtési megoldások alkalmazásának korlátja a hűtés során bepárolgó vízgőz komfortérzetre gyakorolt hatása [Tewari et al. (2019)]. A komfortterekben a relatív nedvességtartalom adott zónában tartása korlátozza a direkt evaporatív léghűtő rendszerek maximális hűtési teljesítményét a potenciálisan elérhető hűtési teljesítményhez képest [Sonawane et al. (2018)].

Az utóbbi években számos tanulmány vizsgálta az evaporatív léghűtés indirekt alkalmazásának lehetőségeit [Duan et al. (2012)]. Az indirekt evaporatív hűtés (IEC – indirect evaporative cooling) során a kezelt levegő nem kerül közvetlenül a komfort térbe, így extra nedvességterhelést nem okoz [Xuan et al. (2012b.)].

Az egyik leggyakoribb alkalmazása az indirekt evaporatív hűtésnek a légkezelő által elszívott levegő hűtése [Min et al. (2021)]. A légkezelő berendezés hővisszanyerője segítségével a kültéri levegő előhűtését anélkül tudjuk megvalósítani az elszívott és direkt evaporatív léghűtési eljárással hűtött levegővel, hogy jelentős anyagátadás történne. [Duan et al. (2012)]

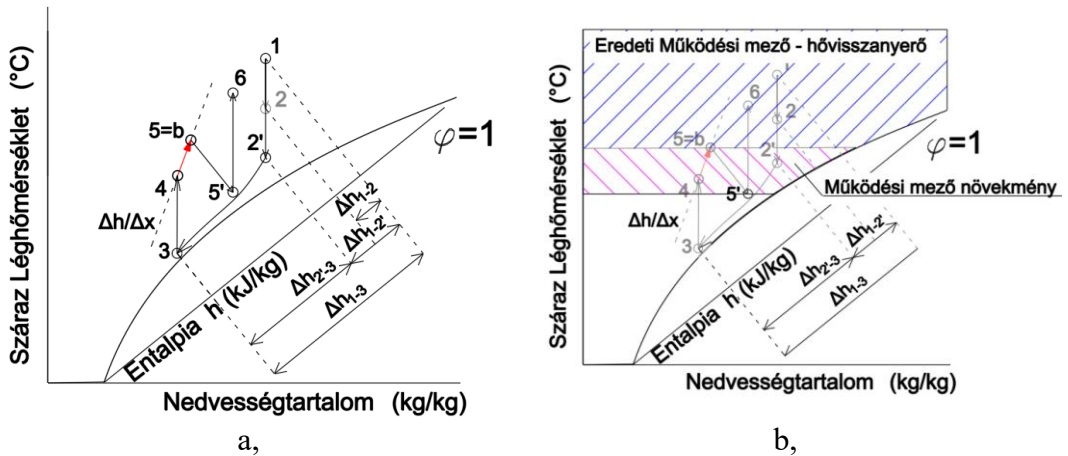
A 2.4 ábrán látható példa légkezelő fejlesztését az indirekt evaporatív hűtéssel a 2.8 ábrán látható elvi séma szemlélteti. A légkezelő berendezés elszívó ágába telepített direkt evaporatív léghűtő egységgel az elszívott levegő előkezelésre kerül, mielőtt elérné a hővisszanyerőt.



2.8 ábra Hűtve szárításra alkalmas légkezelő berendezés indirekt evaporatív léghűtővel, elvi séma

a, b – motoros zsalu, c, h – szűrő, d – hővisszanyerő, e – hűtőkalorifer, f – fűtőkalorifer, g, i – ventilátor, DEC – direkt evaporatív léghűtő

A 2.9 ábrán h-x diagramon kerül bemutatásra a légkezelőben bekövetkező állapotváltozás. Az elszívott (5) állapotú levegő (5') állapotává válik az evaporatív léghűtés után, ezáltal a hőmérsékletkülönbség a hővisszanyerő két oldalán növekszik. A nagyobb hőmérsékletkülönbség hatására a hővisszanyerőben végbemenő entalpiaváltozás mértéke nő ( $\Delta h_{1-2}$ -ről  $\Delta h_{1-2'}$ -re). Ennek hatására a hűtőkalorifer által létrehozott fajlagos entalpiaváltozás mértéke csökken.



2.9 ábra a, Példa légkezelő berendezésben létrejövő állapotváltozások nyári üzemállapot esetén Moliere féle h-x diagramon szemléltetve a, nedvességátadás nélkül, b, hővisszanyerő hasznos működtetéséhez tartozó kültéri légállapotok az elszívott levegő hőmérsékletének függvényében

1 – Friss levegő, 2 – Friss levegő hővisszanyerő egység után, 2' – Friss levegő hővisszanyerő egység után indirekt evaporatív hűtő alkalmazása esetén 3 – Friss levegő a hűtőkalorifer után, 4 – Friss levegő az utófűtő kalorifer után, 5 – A beltérből elszívott levegő, 5' – A beltérből elszívott levegő direkt evaporatív léghűtés után, 6 – Elszívott levegő a hővisszanyerő után

Mivel a hővisszanyerő egységbe érkező elszívó oldali levegő hőmérséklete csökkent, így a hővisszanyerő hasznos működési mezeje is megnövekedett (2.9 b, ábra). Az indirekt evaporatív léghűtés alkalmazásával:

- megtakarítható hűtési energia mennyisége a hővisszanyerő által növelhető
- hővisszanyerő hasznos üzemideje növelhető

Az indirekt evaporatív léghűtés alkalmazására több műszaki megoldás is kidolgozásra került. Amikor az evaporatív léghűtés és a hővisszanyerés folyamata elkülönül, több szakirodalom „száraz IEC” eljárásként említi. A hővisszanyerés során, a kezelni kívánt közegből hőenergia vándorol a hőelvonó, evaporatív úton hűtött levegő felé, ami ezáltal melegszik. A melegedésnek köszönhetően a közeg újra képes nedvesség felvételére. Amennyiben a folyamat létrejöttéhez a feltételek biztosításra kerülnek, úgy a további nedvesség bepárolgásával a hővisszanyerés során létrejövő logaritmikus hőmérsékletkülönbség tovább növelhető, ezáltal annak hűtési teljesítménye tovább fokozható. Több szakirodalom a fenti eljárást, „nedves IEC” eljárásként említi [Chen and Yang (2015)].

Vizsgálatom elsősorban a „száraz IEC” eljárás alkalmazására irányul, mivel ez a műszaki megoldás hatékonyan illeszthető a meglévő légkezelő gyártási és kialakítási technológiákhoz, emiatt új berendezések gyártása és meglévő berendezések felújítása során is alkalmazható.

Az indirekt evaporatív léghűtési eljárás hatékonyságának köszönhetően a légkezelő berendezések hűtőkörrel előállított hűtési energiaigénye számottevően csökkenthető [Delfani et al. (2010)].

Amennyiben a légkezelő berendezés által elszívott levegő állapota megegyezik a tartózkodási zóna paramétereivel kijelenthető, hogy az evaporatív léghűtéssel kezelt levegő alacsonyabb hőmérsékletet ér el, mint ami a tartózkodási zónában tapasztalható (hagyományos komfort légállapot esetén). Ezáltal és a hővisszanyerő hatásfokok növekedésével elérhetővé vált, hogy a kültéri légállapotok széles tartományában, kizárólag indirekt evaporatív léghűtési eljárás alkalmazásával képesek legyünk izoterm vagy a beltéri léghőmérséklettől alacsonyabb befűvási hőfok elérésére, így akár érezhető hűtési teljesítmény bejuttatására, hagyományos hűtési eljárások alkalmazása nélkül, ami új lehetőséget teremt az épületek gépészeti rendszerének műszaki kialakításának felülvizsgálatára.

Mivel az indirekt hűtési eljárás hatásossága számos paramétertől függ, ezért összetett vizsgálatra van szükség, hogy meghatározhassuk, a kizárólag indirekt evaporatív léghűtés alkalmazásával várható energiamegtakarítás mértékét, valamint azt a működési tartományt, amely mellett érezhető hűtési teljesítmény, vagy izoterm befűvás érhető el az eljárás légkezelő berendezésben való alkalmazása esetén [Min et al. (2019)]. Az izoterm befűvási határ paramétereinek meghatározása segít a kiegészítő hűtési rendszerek prediktív szabályozásának kialakításában.

Amennyiben a külső légállapotok a hűtési szezonban nem haladják meg az izoterm befűvási határt, úgy a levegő kizárólag indirekt evaporatív léghűtővel való kezelése

is elképzelhető [Noor et al. (2020)]. Ekkor figyelembe kell azonban venni, hogy a külső levegő nedvességtartalmát az indirekt evaporatív léghűtő eljárással nem tudjuk megfelelő módon kezelni minden esetben. Előfordulhat, hogy a kültéri levegő nedvességtartalma meghaladja a beltérben tartani kívánt szintet, így a nedvességterhelés kezelése, amennyiben az épület rendelkezik vele, az alacsonyhőmérsékletű kiegészítő hűtő rendszerre hárul. A nedvességterhelés okozta többlet hűtési energia igényt a kiegészítő hűtési rendszer tervezésénél figyelembe kell venni [Shi et al. (2022)].

Az evaporatív léghűtés előnyeinek felismerésével az eljárás különböző formái egyre elterjedtebbek. [Duan et al. (2012)] Az egyik legelterjedtebb evaporatív léghűtő megoldás a nagy szabad vízfelület kialakítására a párologtató panelek alkalmazása. [J. Jain & Hindoliya, (2011)] A párologtató panelek számos fajtája közül a cellulóz alapú párologtató szűrők alkalmazása az egyik legelterjedtebb. [Malli et al. (2011)] A párologtató panelek nedvesítése általában folyamatos az evaporatív léghűtő üzemeltetése során. A nedvesítés történhet a felület permetezésével. Ez a víztartállyal rendelkező, recirkuláltatott evaporatív léghűtők esetén, folyamatos szivattyúzási munkát eredményez. [Xuan et al. (2012b.)] Az átfolyós rendszerű evaporatív léghűtők esetén a folyamatos nedvesítés extra vízmennyiség fogyasztásával jár.

A többlet vízmennyiség biztosítja, hogy a párologtató panelek folyamatosan és egyenletesen nedvesek legyenek, valamint a párologtatás során kiváló ásványi anyagok a párasító panelről lemosásra kerüljenek. A párologtató panelek folyamatos nedvesítésével a párologtatás határfoka egyenletes szinten tartható. Azonban a túlzott vízmennyiség nedvesítő panelen való átfolytatása ronthatja a párasítási határfokot, így az optimális vízmennyiség beállítására figyelmet kell fordítani. [Ghoname (2020)]

Dolgozatomban bemutatásra kerülnek a direkt és indirekt evaporatív léghűtési eljárások elméleti alapjai. Labor körülmények között került megvizsgálásra, hogy magas minőségű komfortterekben elfogadott beltéri légállapotok esetén milyen működés várható egy csak indirekt evaporatív léghűtési eljárást alkalmazó légkezelő üzemeltetése során. Kutatásom kiterjedt az indirekt evaporatív hűtési eljárás különböző hővisszanyerő rendszerekhez való illesztésének vizsgálatára.

Az indirekt és direkt evaporatív hűtési eljárások légkezelőben való alkalmazása esetén meg kell felelni a gyártói követelményeknek, higiéniai elvárásoknak. A VDI6022 szabvány elvárásokat fogalmaz meg a légkezelőgépben keletkező kondenzátum elvezetésére, a vízet keringtető rendszerlemek kialakítására, valamint a vízben lévő mikrobiológiai szennyeződések megengedhető szintjére.

Dolgozatomban labor körülmények között megvizsgáltam egy víztartállyal rendelkező, keringtetéses evaporatív léghűtő esetén, a mikrobiológiai szennyeződések szintjének alakulását, valamint a rendszer egy lehetséges fertőtlenítési módját.

A higiéniai szempontokat figyelembe véve a gyártók gyakran átfolyós rendszerű párásítási rendszermegoldásokat alkalmaznak, amelyek azonban többlet vízfogyasztást eredményeznek. A technológiai vízfogyasztás csökkentésére egy szabályozási eljárás került kidolgozásra, amelyet dolgozatomban bemutatok.

### **3. Kutatási munka választott módszerei, eszközei**

Kutatási munkám során a vizsgálatok célja a hűtési rendszerek energiahatékonyság növelési lehetőségének feltárása, különös tekintettel a légtechnikai rendszerek esetén. A szakirodalom kutatás alapján a magasabb minőségű komforttereket kiszolgáló légtechnikai rendszerek esetén az indirekt evaporatív légűtés várhatóan jól alkalmazható a légkezelő gépi hűtési energiaigényének csökkentésére.

Annak érdekében, hogy a Magyarországon tapasztalható éghajlati viszonyok mellett megvizsgáljam az eljárás működését, laboratóriumi és valós körülmények közötti mérési sorozatokat végeztem el. Jelen fejezetben a vizsgálatok módszertanát és körülményeit ismertetem.

Az elvégzett vizsgálatok egymásra épülését bemutató folyamatábrák a 1. számú mellékletben kerültek szemléltetésre.

#### **3.1. Modern épületek hőterhelésének vizsgálata a magyar éghajlati viszonyok mellett**

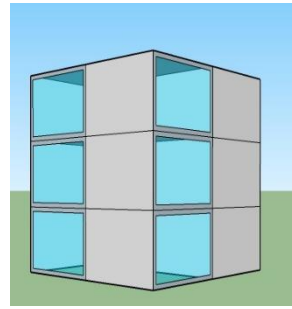
Ahhoz, hogy a hűtési teljesítmény és a felhasznált hűtési energia mennyiségét csökkenteni célzó műszaki megoldások relevanciáját lássuk, előbb fel kell mérni az épületek hűtési teljesítmény igényét a magyar éghajlati viszonyok között. Az épületek pillanatnyi hűtési teljesítmény igényét az épület külső forrásból származó hőterhelése érdemben befolyásolja. A fentiek alapján, kutatásom első lépéseként a külső forrásból származó hőterhelés napi lefutását vizsgáltam.

Csáky (2015), által alkalmazott számítási módszert használtam a hőterhelés számítások során, amely MSZ EN ISO 13790:2008 szabványban megadott módszeren alapul. Csáky (2015) méréssel igazolta a módszer helyességét, így annak ellenére alkalmaztam azt, hogy a szabvány azóta visszavonásra került. Az alkalmazott módszerhez tartozó modellezési sémát és főbb összefüggéseket az 2. melléklet tartalmazza.

A hőterhelés vizsgálatokhoz egy fiktív modell épületet alkalmaztam. Az épület 3 szintes (földszint és két emelet), amelynek minden szintjén 4 helyiség került elhelyezésre. A helyiségek geometriailag megegyeznek a Debreceni Egyetem Légtechnikai laboratóriumának vizsgálati terével (4,8mx4,8mx3m). Az adott szinten elhelyezett helyiségek egymástól eltérő orientáltságú, azonos méretű transzparens felülettel kerültek modellezésre. Az épület úgy került kialakításra, hogy a transzparens szerkezetek a négy fő égtáj felé néznek. A hőterhelés számításokat a szimulált épület 3. szintjén lévő helyiségekre végeztem el.



a,



b,

3.1 ábra A hűtési teljesítmény igény vizsgálatához felhasznált modellépület a, valós mintája, b, felhasznált modell a számítási környezetben

Az épület határoló szerkezeteinek hőtechnikai tulajdonságai megfelelnek a 9/2023 ÉKM. rendelet előírásainak ( $U_{\text{fal}}=0,226 \text{ W/m}^2\text{K}$ ;  $U_{\text{ablak}}=1,0 \text{ W/m}^2\text{K}$ ;  $U_{\text{födém}}=0.166 \text{ W/m}^2\text{K}$ ). Az ablak g tényezője 0,7, ami megegyezik a PASSOL laboratóriumban lévő nyílászáró értékével (amely laborban a számítási modell validációja történt). A szimulált nyílászáró üvegezési aránya 85%. Az épület transzparens felületi aránya (WWR) 0,425. A számítások során a légcsereszámot  $0,5\text{h}^{-1}$  értéken rögzítettem. A számítások során hővisszanyeréssel nem számoltam.

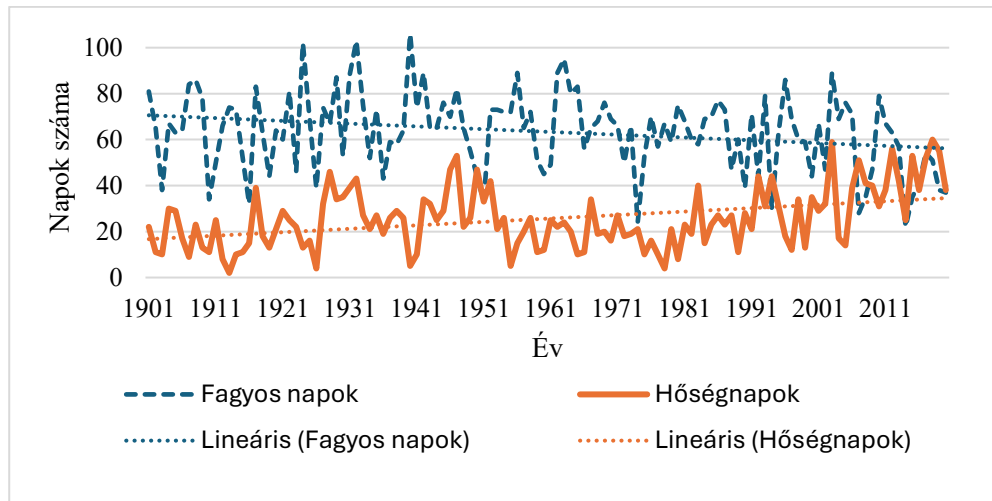
A modell épület külső forrásból származó hőterhelését a hőtároló tömeg érdemben befolyásolja, ezért hőtároló tömeg szempontjából könnyű (hőtároló kapacitás:  $3030,6 \text{ kJ}^1\text{kg}^{-1}$ ) és nehéz (hőtároló kapacitás:  $14969,9 \text{ kJ}^1\text{kg}^{-1}$ ) szerkezetű épületként is megvizsgáltam. A mai építési technológiákat figyelembe véve a könnyű szerkezetű eset egy acél szerkezetű, szendvicspanel határoló falazattal rendelkező épületnek, míg a nehéz szerkezetű eset egy monolit vasbeton szerkezetnek feleltethető meg.

A vizsgálatok során a helyiségek hőterhelésének és az épület 3. szintjének összevont hűtési teljesítmény igényének napi lefutása egyaránt meghatározásra került. A helyiségek vizsgálatával a hőleadó rendszer üzemeltetési tulajdonságainak sajátosságai tárhatóak fel, míg a szintű hőterhelés a központi hideg energia termelő rendszer működésének elemzését segíti elő.

Az épület hűtési teljesítmény igényének alakulását nyári napon, hőségnapon és forró napon egyaránt vizsgáltam. A Magyar Meteorológiai Szolgálat osztályozása alapján nyári napnak nevezzük a  $25^\circ\text{C}$  feletti és  $30^\circ\text{C}$  alatti csúcshőmérséklettel rendelkező napokat, hőségnapról beszélünk, ha napi csúcshőmérséklet  $30$  és  $35^\circ\text{C}$  között található és forró napnak tekintjük, ha a csúcshőmérséklet a  $35^\circ\text{C}$ -t meghaladja. [internet – 2]

Az éghajlati változások nyomán követését, a Központi Statisztikai Hivatal (KSH) a hőségnapok éves számosságának rögzítésével végzi. A KSH definíciója alapján a hőségnapról beszélünk, ha a napi csúcshőmérséklet eléri, vagy meghaladja a  $30^\circ\text{C}$ -t. A KSH adatbázisában szereplő hőségnapok száma a Magyar Meteorológiai Szolgálat osztályozása szerinti hőségnap és forrónapok száma együttesen adja meg.

Budapestre vonatkozó hőségnapok és fagyos napok (0°C alatti minimum hőmérséklet) számosságát a 3.2 ábra szemlélteti.



3.2 ábra Hőség és Fagyos napok száma Budapesten (forrás: internet – 3)

A 3.2 ábra alapján látható, hogy a fagyos napok száma trendszerűen csökken, míg a hőségnapok száma növekszik. A 2010-es évek végén a hőségnapok száma több esetben elérte, vagy meghaladta a fagyos napok számát.

Az épület külső forrásból származó hőterhelésének napi lefutását valós nyári, hőség és forró napon keresztül mutatom be. Az adott napokon tapasztalható felhőzet jelentős hatással van a direkt szoláris nyereség mértékére. Annak érdekében, hogy a valós napokon tapasztalható, eltérő mértékű felhőzet hatását kiküszöbölhessem a vizsgált napok sugárzási adatait a tiszta égboltnak megfelelően módosítottam a Csáky (2015) által alkalmazott módszer alapján. A mintanapok kiindulási és módosított értékeit, valamint a korrekciós számítás lépéseit a 2. és 3. számú melléklet tartalmazza.

A vizsgált napokon a direkt és diffúz sugárzási intenzitás Erbs módszerével került átszámításra az adott napokon mért vízszintes sugárzási adatok alapján [Erbs et al. (1982)]. A számítások eredményeit a 3.1 táblázat foglalja össze. A vizsgált napok esetén a vízszintes globális sugárzás, valamint az égtájak szerinti direkt függőleges sugárzási intenzitás értékei közelállóak az MSZ 04-140-2 szabványban szereplő mintanap értékeihez. A 3.1 táblázatban összefoglalásra kerültek a tiszta égbolt korrekcióval a vizsgált napok sugárzási értékei is. Ebben az esetben a globális vízszintes sugárzás azonos mértékű, mint a valós nap esetén, azonban a direkt sugárzás hányada megnövekedett a diffúz sugárzás értéke csökkent.

3.1 Táblázat A hűtéstechnikai elemzéshez felhasznált valós napok sugárzási adatai, azok korrigált értékei tiszta égbolt esetére, valamint az MSZ 04-140-2 szabvány szerinti mintanap sugárzási adatai

Napok		IGH	I <sub>dirH</sub>	I <sub>dirV</sub>	I <sub>dirD</sub>	I <sub>dirK</sub>	I <sub>dirNy</sub>	I <sub>dirÉ</sub>
Valós nap								
Nyári nap	W/m <sup>2</sup>	927	206	103	385	575	632	122
	Wh/m <sup>2</sup> nap	8110	1939	969	2197	2612	2711	292
Hőség nap	W/m <sup>2</sup>	884	208	104	358	431	587	121
	Wh/m <sup>2</sup> nap	7687	2173	1087	2047	1855	2718	221
Forró nap	W/m <sup>2</sup>	871	389	195	342	423	458	32
	Wh/m <sup>2</sup> nap	7423	2771	1385	1906	1780	1754	79
Tiszta égbolt korrekció								
Nyári nap	W/m <sup>2</sup>	927	153	76	390	676	673	169
	Wh/m <sup>2</sup> nap	8110	1338	669	2295	3091	3136	416
Hőség nap	W/m <sup>2</sup>	884	146	73	377	577	689	166
	Wh/m <sup>2</sup> nap	7687	1268	634	2236	3038	3140	372
Forró nap	W/m <sup>2</sup>	871	144	72	368	531	777	99
	Wh/m <sup>2</sup> nap	7423	1225	612	2231	2643	3148	266
Szabvány értékek								
MSZ 04-140-2 szabvány	W/m <sup>2</sup>	900	188	192	317	561	561	193
	Wh/m <sup>2</sup> nap	8156	2049	1969	1752	2695	2862	802

A hőterhelési szimulációk 18 permutációt eredményeztek. A modell épület működése, épületfizikai viselkedése, a hőtároló tömeg és a bent tartani kívánt komfortszint, valamint a nyári időszakban elforduló különböző intenzitású napok esetén került megvizsgálásra. A modell épület üvegezési aránya Goia (2016) által meghatározott energetikailag optimális zónába tartozik (WWR: 0,425). Mivel az energetikai optimum a fűtési és hűtési időszak együttesen figyelembevétel mellett kerül meghatározásra, így az épület építészeti kialakítása nem a hűtési csúcsteljesítmény minimalizálását segíti elő.

A hőterhelés napi lefutásának vizsgálata során kiemelt figyelmet fordítottam a 8-16h-ig terjedő időszakra. A 8-16h-ig terjedő időszakot kihasználtsági csúcs időszaknak nevezem a későbbiekben. A középületek munkaidőben lényegesen magasabb kihasználtsággal üzemelnek, így az adott intervallumban a komfortviszonyok fenntartása kiemelt szerepet tölt be, a fenti peremfeltételek mellett. Vizsgálatom egyik újdonságtartalma az épület hőterhelésének adott időszakra szűkített vizsgálata.

A hűtési teljesítmény igényt a helyiségben tartani kívánt komfortviszonyok érdekében befolyásolják, ezért a számításokat több komfortkategóriának megfelelő belső operatív hőmérséklet mellett is elvégeztem. MSZ CR 1752 szerint „A” komfort kategória: T<sub>op.</sub>=23,5°C; „B” komfort kategória: T<sub>op.</sub>=26°C; „C” komfort kategória: T<sub>op.</sub>=27°C belső operatív hőmérséklet értékek mellett kerültek a számítások elvégzésre. A vizsgálatok idejében a hivatkozott MSZ CR 1752 szabvány érvényes

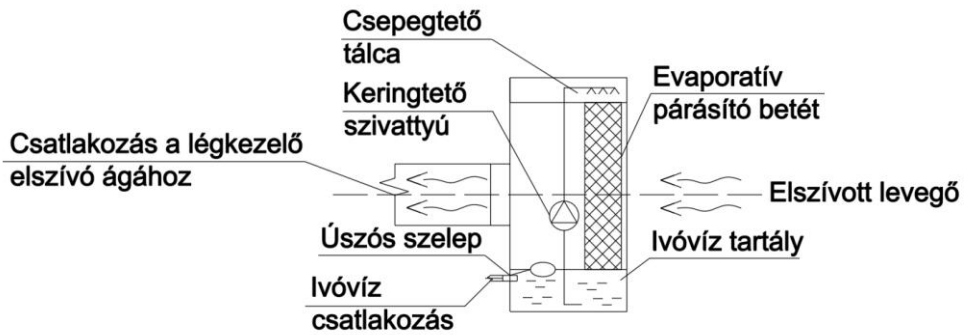
volt, amely 2022.02.01. dátummal visszavonásra került. Azonban, a választott belső operatív hőmérsékletek megfelelnek a jelenleg is érvényben lévő MSZ EN 16798-1:2019 szabvány szerinti „I”, „II”, „III” komfortkategóriáknak.

A hőterhelés számítások során az I. komfortkategória alsó határához tartozó operatív hőmérséklet, míg a II. és III. komfortkategória esetén a felső határhoz tartozó operatív hőmérsékletek kerültek figyelembevételre. A vizsgált operatív hőmérsékletek megválasztásánál feltevésem az volt, hogy amennyiben az épületben az I. komfort kategóriának megfelelő állapotok kerülnek beállításra, úgy az épületben kevésbé dominálnak az energetikai szempontok, elsősorban a komfort szempontok kerülnek a figyelem középpontjába. Továbbá feltételeztem, hogy az épületben irodai környezet kerül kialakításra, ahol a ruházat várhatóan nagyobb hőszigetelő képességgel rendelkezik (pl. öltöny, kosztüm). A II. és III. komfortkategória esetén feltevésem az volt, hogy az építetű elsősorban energetikai, üzemeltetési és beruházási szempontokat vesz figyelembe és elsősorban a költségek minimalizálásra törekszik. Ebben az esetben a legalacsonyabb külső forrásból származó hőterhelés az adott komfort kategóriához tartozó felső határérték mellett érhető el. Amennyiben a méretezés ennek megfelelően történik, úgy kisebb beépített hűtési teljesítmény kerül meghatározásra a tervezés során, amely csökkenti a projekt beruházási költségét. Az adott komfortkategória fenntartásához felhasznált hűtési energia is ebben az esetben minimalizálható, ezáltal az üzemeltetési költségek is ekkor tekinthetőek optimálisnak.

### **3.2. Indirekt evaporatív léghűtés vizsgálata labor körülmények között – ellenőrző mérések**

Az indirekt evaporatív léghűtés (IEC) működésének vizsgálatára, egyedi mérőrendszer került összeállításra részvételemmel a Debreceni Egyetem Épületgépészeti és Létesítménymérnöki tanszékének Légtechnikai laboratóriumában. A labor légtechnikai rendszerébe egy egyedi direkt evaporatív léghűtő egységet (DEC) helyeztem el. Az elszívó ágba beépített direkt evaporatív léghűtő berendezéssel, a labortérből elszívott levegő a hővisszanyerés előtt előkezelésre kerül. Amikor a hővisszanyerés folyamata alatt további nedvesítés nem történik, vagyis az evaporatív léghűtés és hővisszanyerés folyamata elkülönül, több szakirodalom „száraz IEC” eljárásaként említi. [Chen and Yang (2015)]

Vizsgálatom a „száraz IEC” eljárás alkalmazására irányul, mivel ez a műszaki megoldás jól illeszthető a meglévő légkezelő gyártási és kialakítási technológiákhoz.



3.3 ábra Légtechnikai rendszerbe beépített evaporatív léghűtő elvi felépítése

Az evaporatív léghűtő egységet az ivóvíz hálózathoz csatlakoztattam. Az egységben a víz szintjét úszós szelep szabályozza. A párologtató cella nedvesítéséről egy szivattyúval ellátott víz elosztó rendszer gondoskodik. A párologtató panel mérete 0.89x0.72 m vastagsága 100mm.



a,



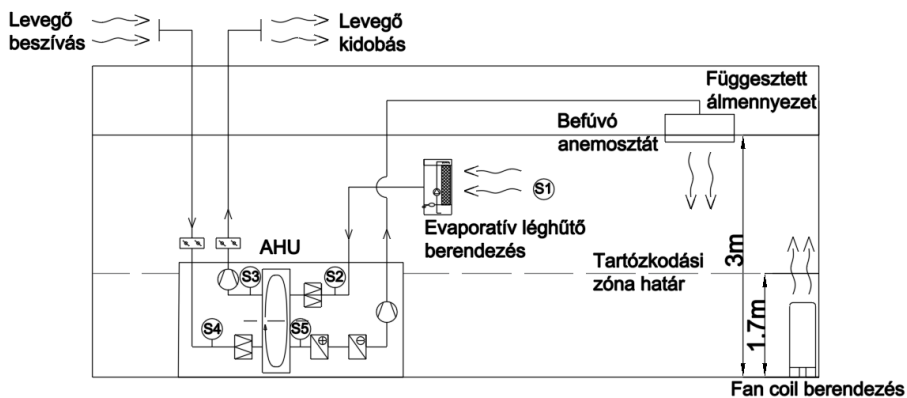
b,



c,

3.4 ábra Légtechnikai rendszerbe beépített evaporatív léghűtő egység a, párasító panel levegő beszívó felülete; b, evaporatív léghűtő ivóvíz tartály nélkül, c, evaporatív léghűtő légkezelő berendezéshez illesztve

A direkt evaporatív léghűtő berendezés a légkezelő elszívó ágához csatlakozik. A légtechnikai rendszer a 3.5 ábra szerinti sémarajz alapján került kialakításra.



3.5 ábra Mérési terület elvi sémája

A légkezelő berendezéshez csatlakozó elszívó ágakat lezártam, kizárólag az evaporatív hűtő egységen keresztül kerül elszívásra a levegő a labortérből. A

légkezelő berendezés 100% friss levegőt juttat a laboratóriumba, recirkulációs ággal nem rendelkezik. A mérések során kiegyenlített szellőztetést valósítottam meg. A mérések során 500, 1000, 1500 m<sup>3</sup>/h térfogatáramot állítottam be. A légkezelőben egy forgódobos hővisszanyerő került elhelyezésre.

A hűtéstechnikai számításokat megalapozó méréseimet 2021.07.26-2021.09.17. között végeztem el. 19 napon végeztem méréseket (2592 megfigyelés). A mérési időszakban nagy figyelmet fordítottam a 12-16h tartó időintervallumra, amely a külső léghőmérsékletet figyelembe véve a kritikus időszak. A méréseket minden esetben 25°C helyiség hőmérséklettel kezdtem meg. A helyiség hőmérséklet szinten tartását a labor fan-coil rendszerével biztosítottam, mint addicionális hűtő rendszer.

### 3.2 Táblázat Nyári, hőség és forrónapok száma a vizsgálat ideje alatt

	Nyári nap 30°C > t <sub>max</sub> > 25°C	Hőség nap 35°C > t <sub>max</sub> ≥ 30°C	Forró nap t <sub>max</sub> ≥ 35°C
Napok száma	10	7	2

A mérési időszakban nyári, hőség és forrónapok is megtalálhatóak voltak (3.2 táblázat) így a telepítés helyén, a hűtési szezonban előforduló összes, kültéri viszonyokat osztályozó, kategória esetén tudtam elemezni a rendszer működését.

A mérések Testo Saversis Monitoring rendszer segítségével történtek. A rendszer központi egysége rádiófrekvenciás kapcsolatban áll a szenzorokkal. Amennyiben az adatgyűjtés során a szenzorok hatókörön kívülre kerülnek, vagy leárnyékolódnak, a szenzorok saját memóriája képes az adatok gyűjtésére, amikor a rádiófrekvenciás kapcsolat újra összeállt a szenzorokban tárolt adat letöltésre kerül a központi egységbe.

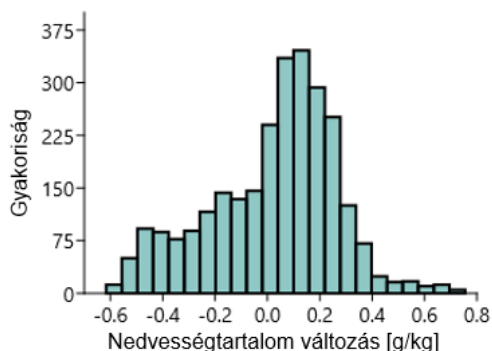
A mérési rendszer képességei lehetővé tették, hogy a szenzorok a légkezelőgépen belül kerüljenek elhelyezésre. A mérési ciklusok végén a géptest által leárnyékolott szenzorok a szerviz ajtók nyitásakor kerültek kapcsolatba a központi egységgel, így a mért eredmények a mérési ciklusok végén kerültek összegzésre.

### 3.3 Táblázat Mérés során alkalmazott műszerek fő adatai

Műszer	Mért paraméter	Mérési tartomány	Pontosság	Felbontás
Testo Saveris H3 D-2	Hőmérséklet, Relatív páratartalom	-20...+50°C; 0...100%RH	+/- 0.5°C +/- 3%RH	0.1°C 0.1%
Testo 400	Nyomáskülönbség mérés	-100...+200hPa	+/- 0.3Pa	0.001hPa

A laboratóriumban található légkezelő berendezés regeneratív, forgódobos hővisszanyerő egységgel rendelkezik. A hővisszanyerő fémtöltetű lamellázattal rendelkezik, így normális esetben anyagátadás csak felületi kondenzáció létrejötté esetén léphetne fel. Az üzemszerűen normális eseten kívül, az anyagátadás a nyomásviszonyok helytelen alakulása, vagy összeszerelési problémák esetén a levegő keveredésével is előfordulhat.

A mérési sorozat megkezdése előtt ellenőrző méréseket végeztem, hogy a nyáron előforduló külső és irodai térnek megfelelő belső légállapotok fenntartása mellett történik-e oly mértékű anyagátadás, ami érdemben módosítja a kültérből származó, kezelt friss levegő nedvességtartalmát. A mérési eredmények összegzése a 3.6 ábrán kerül bemutatásra. Mivel a mérési sorozat teljes ideje alatt a hőcserében résztvevő egyik közeg sem érte el a másik közeg kondenzációs hőfokát, így a mért nedvességtartalom változása a mérési hiba és a regeneratív hővisszanyerőben történő anyagátadás következménye lehet.



3.6 ábra Hővisszanyerő anyagátadásának vizsgálata

A kültérből származó friss levegő állapotjelzői a hővisszanyerő előtt és után mérésre kerültek a próbapad üzemeltetése során. A levegő nedvességtartalmának változása mérési hibahatáron belül volt tapasztalható az ellenőrző mérések során.

Az egyedi mérőállomásba beépített, direkt evaporatív léghűtő, egy, a piacon kapható berendezésekre jellemző műszaki kialakításra hasonlitos (3.3 ábra). A vizsgált evaporatív léghűtő cellulóz alapú nedvesítő pannellel került felszerelésre. A párologtató panel nedvesítése keringtetéses módon víz tálcából történik szivattyú segítségével.



a,



b,

3.7 ábra Légtechnikai rendszerbe beépített evaporatív léghűtő egység; a, ivóvíz tartály úszós szeleppel; b, evaporatív léghűtő belső kialakítása

A vizsgált műszaki kialakítás könnyen kivitelezhető, egyszerű működésű, azonban kockázatokat rejt magában higiéniai szempontok szerint. A kezelt levegő és víztartályban lévő víz folyamatosan érintkezik egymással, így a víz képes megkötni a levegővel bekerülő szerves szennyezőket. A víztartályban lévő víz lassan frissül,

mivel az elpárolgatott víz tömegárama csekély, ezáltal a víztartályban a mikroorganizmusok képesek lehetnek elszaporodni.

A légtechnikai rendszerek higiéniai elvárásait és a beltéri levegő minőségére vonatkozó követelményeket a VDI6022 szabvány alapján vettem figyelembe. Ahhoz, hogy a légkezelő rendszerben felhasznált víz recirkuláltatható legyen az 3.4. táblázatban található határértékeket kell teljesíteni.

### *3.4 Táblázat Elvárt higiéniai paraméterek a víz keringtetéséhez légkezelő berendezésekben a VDI6022 szabvány alapján*

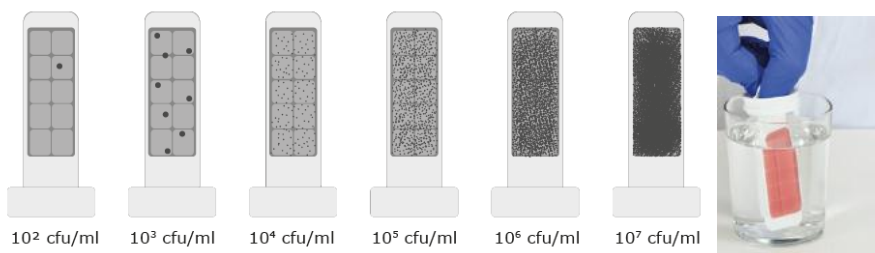
Higiéniai paraméter	Re- cirkuláltatott vízre vonatkozó határértékek
Totál CFU (baktériumok) DIN EN ISO6222 szerint	<1000 CFU/ml
Legionella sp. DIN EN ISO 11731 szerint	<100 CFU/ml
Pseudomonas aeruginosa DIN EN ISO 16266 szerint	<100 CFU/ml

A vizsgált evaporatív léghűtő egység 2020-ban került kialakításra. Az evaporatív léghűtő egység 3 teljes hűtési szezonban, kisebb megszakításokkal folyamatosan üzemelt mérési, és tesztelési célból. Az evaporatív léghűtő egység ekkora időtávban való használatával jól reprezentálható egy valós körülmények között üzemelő berendezés higiéniai állapota.

A higiéniai tesztek 2024.01.24.-2024.06.04. között kerültek elvégzésre. Az evaporatív léghűtő, külön kezelést nem kapó ivóvízzel került megápolásra a városi vízhálózatról.

Az evaporatív léghűtő első mérési ciklusa előtt kizárólag mechanikus tisztítás végeztem. A víztartály feltöltése után 4 órás testüzemeteket hajtottam végre. Ez idő alatt pótló vizet a tankba nem juttattam. Az üzem alatt óránként vízmintát vettem. A vízminták mikrobiológiai szennyezettségét agar-based tesztekkel vizsgáltam. Két fajta HygieneCheck PLUS gyorsteszt került alkalmazásra.

Az egyik segítségével az E.coli kolóniák és koliform baktériumok jelenléte detektálható. A levett minták eredménye 24h 35°C történő inkubálás után kerültek vizsgálatra. A másik gyorsteszt a koliform baktériumok számát és a TTC összcsíraszámot mutatja ki. A minták 48-72h 35°C történő inkubálás után kerültek kiértékelésre. A táptalajon megjelenő telepek területfedése alapján kalkulálható a minta szennyezettsége (3.8 ábra.).



3.8 ábra HygieneCheck PLUS gyorsteszt olvasási segédlet

A mérési folyamat alatt a tartályban lévő víz sókoncentrációja folyamatosan növekedett, mivel a párologtatás folyamata során a víz szárazanyag tartalma visszamosódik a tartályba a párologási felületről. A tartályban lévő víz vezetőképességének és sókoncentráció szintjének változása Multiline P4 (Weilheim, Germany) típusú műszeregységgel került mérésre.



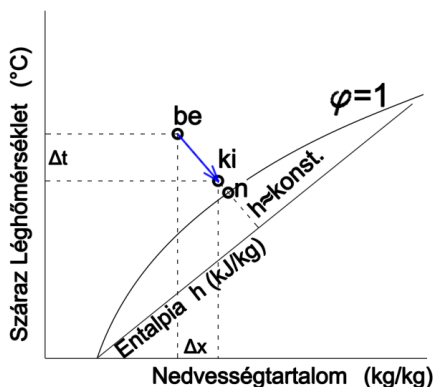
3.9 ábra Multiline P4 (Weilheim, Germany) műszerállomás

A mérés célja a mérőpad ellenőrzése, a keringtetett rendszerű evaporatív léghűtő víztálcában mért paramétereinek változásának rögzítése és egy későbbi kutatási program keretében történő felhasználása. Az ellenőrző mérések eredményeit a 4. számú melléklet tartalmazza.

A mérőpad üzemeltetése során az evaporatív léghűtő átlagos párasítási hatásfoka 73,7%, a hővisszanyerő átlagos hatásfokot 82,4% voltak, amelyet az energetikai számításoknál és szimulációknál figyelembe vettem.

### 3.3. Indirekt evaporatív léghűtés vizsgálata labor körülmények között

A 2.7 fejezetben bemutatásra került a direkt és indirekt evaporatív léghűtés elvi működése. A direkt evaporatív léghűtés (DEC) során a bejuttatni kívánt levegő közvetlenül kerül evaporatív léghűtésre. A folyamat során a levegő hűl és nedvesedik (3.10 ábra).



3.10 ábra Evaporatív léghűtés során bekövetkező állapotváltozás Molliere féle h-x diagramon szemléltetve  
be – belépő levegő állapota, ki – kilépő levegő állapota

Amennyiben a folyamat során a levegő-vízgőz keverék entalpiáját állandónak tekintjük, úgy az eljárás után kialakuló léghőmérséklet a kezdeti légállapot

(hőmérséklet, páratartalom) és a bepárolgott víz mennyiségének függvényében vezethető le.

A számításokat a (3.1), (3.2) összefüggéseket felhasználva végeztem:

$$h_{be} = h_{ki} \text{ [kJ/kg]} \quad (3.1)$$

$$c_{pl}t_{be} + x_{be}(r + c_{pv}t_{be}) = c_{pl}t_{ki} + x_{ki}(r + c_{pv}t_{ki}) \text{ [kJ/kg]} \quad (3.2)$$

Az evaporatív léghűtés után a kezelt levegő nedvességtartalma a folyamat során bepárolgott vízmennyiséggel növekszik (3.3), vagyis:

$$x_{ki} = x_{be} + \Delta x \text{ [kg/kg]} \quad (3.3)$$

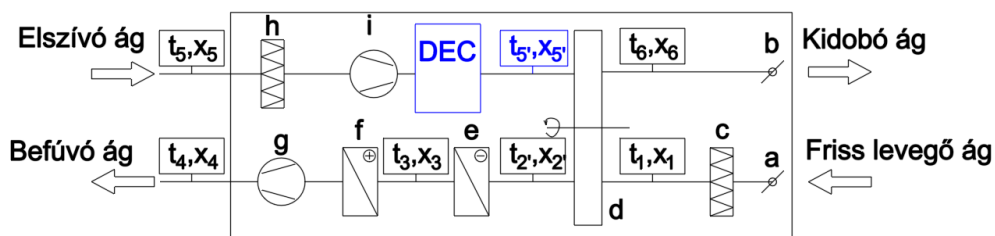
**A direkt evaporatív léghűtés folyamata során elpárolgatott víz mennyiségének függvényében ( $\Delta x$ ) létrejövő száraz léghőmérséklet csökkenést leíró összefüggést levezettem. A levezetés 4. fejezetben kerül tárgyalásra.**

Az evaporatív léghűtők által elérhető véghőmérséklet az eljárás párasítási hatásköréből is származtatható. Az evaporatív hűtési eljárással elméletileg elérhető véghőmérséklet a kiindulási légállapothoz tartozó nedves hőmérséklet ( $t_n$ ). Annak függvényében, hogy mekkora hőmérsékletváltozás következett be az elméleti maximális értékhez képest a párasítási hatáskör összefüggéséből (3.4) történő kifejezéssel (3.5) határozható meg:

$$\varepsilon = \frac{t_{be} - t_{ki}}{t_{be} - t_n} [-] \quad (3.4)$$

$$t_{ki} = t_{be} - \varepsilon(t_{be} - t_n) \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (3.5)$$

Az evaporatív léghűtés komfort légkezelő berendezésekben való indirekt felhasználása esetén, az elszívott levegő kerül evaporatív hűtésre, ezáltal a hőmérséklet különbség a kültérből származó, kezelni kívánt levegő és a beltérből elszívott levegő között fokozható. A nagyobb hőmérséklet különbségnek köszönhetően a hővisszanyerőben létrejövő hőáram növekszik, így a hővisszanyerés folyamata során nagyobb entalpiaváltozás következik be.

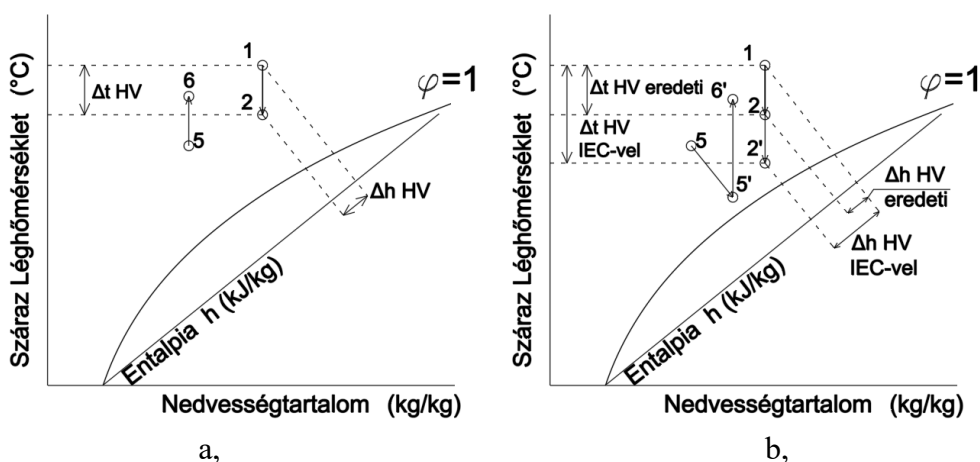


3.11 ábra Hűtve szárításra alkalmas légkezelő berendezés indirekt evaporatív léghűtővel, elvi séma

a, b – motoros zsalu, c, h – szűrő, d – hővisszanyerő, e – hűtőkalorifer, f – fűtőkalorifer, g, i – ventilátor DEC – evaporatív léghűtő

A 3.11 ábrán szemléltetett minta légkezelő esetén, a hővisszanyerőben létrejövő állapotváltozásokat a 3.12 ábra mutatja be, feltételezve, hogy a hővisszanyerés során anyagátadás nem történik. A 3.12 ábra a, esetben a hővisszanyerő segítségével a kültéri levegő és a beltérből elszívott levegő között valósul meg hőcsere (indirekt evaporatív hűtés nélkül). A folyamat során létrejövő entalpiaváltozás (1-2 pont közötti entalpiakülönbség) értékével csökken a gépi hűtési igény a hővisszanyerő által. Amennyiben a légkezelő berendezésben indirekt evaporatív hűtés kerül alkalmazásra, úgy a hővisszanyerőbe a beltérből elszívott, evaporatív úton hűtött levegő kerül bevezetésre (5'). Minden más változatlansága mellett, a hővisszanyerőben létrejövő állapotváltozások a 3.12 b, ábrán kerülnek bemutatásra.

A 3.12 b, ábra alapján látható, hogy az indirekt evaporatív hűtés alkalmazásával a hővisszanyerő által megvalósuló entalpiaváltozás mértéke (1-2' pont közötti entalpiakülönbség) növekedett a 3.12 a, ábrán prezentált esethez képest. A növekedés mértéke a 2 és 2' pont entalpiaértékei közötti különbség.



3.12 ábra a, Állapotváltozások a hővisszanyerő egységben evaporatív légűtés nélkül; b, Állapotváltozások a hővisszanyerő egység és evaporatív légűtés indirekt alkalmazás a mellett; a 3.11 ábrán bemutatott légkezelő berendezésben, Moliere féle h-x diagramon szemléltetve

1 – kültéri légállapot 2 – kezelt levegő a hővisszanyerő után 2' – kezelt levegő a hővisszanyerő után indirekt evaporatív légűtés alkalmazása esetén 5 – elszívott levegő légállapota, 5' – elszívott levegő evaporatív légűtés után 6 – kültér felé távozó levegő 6' – kültér felé távozó levegő (indirekt evaporatív hűtés eset)

Amennyiben a hővisszanyerés folyamata során kondenzáció nem történik, úgy a kezelt, levegő véghőmérséklete az indirekt evaporatív hűtővel ellátott hővisszanyerő egység után a (3.6), (3.7) összefüggések segítségével határozható meg a 3.11 ábra indexeit felhasználva:

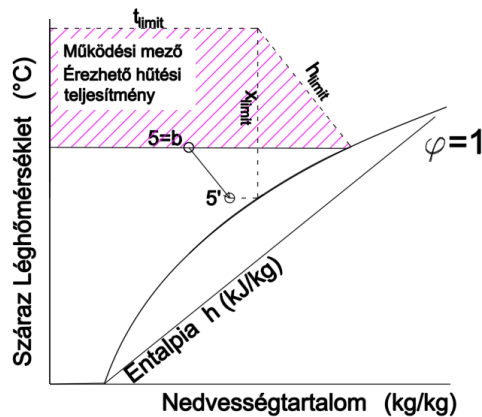
$$\eta_e = \frac{t_1 - t_{2f}}{t_1 - t_{5f}} [-] \quad (3.6)$$

$$t_{2f} = t_1 - \eta(t_1 - t_{5f}) [^\circ\text{C}] \quad (3.7)$$

*Jelen fejezetben bemutatott összefüggések felhasználásával dolgoztam ki az indirekt evaporatív léghűtés során létrejövő hőmérséklet csökkenést leíró összefüggést, amely a berendezések műszaki paramétereitől és a folyamat során elpárologtatott víz mennyiségétől függ. A levezetés és a belőle származtatható következtetések a 4. fejezetben kerülnek tárgyalásra.*

A hővisszanyerőkben létrejövő állapotváltozás elméleti határa, hogy a kezelt közeg eléri a kezelő közeg léghőmérsékletét, nedvességtartalmát, entalpiaértékét. Amennyiben az elszívott levegő állapotjelzői a komfort térben tapasztalható légállapotokkal megegyező, úgy az előbbi állítás aszerint átfogalmazható, hogy a beltéri hőmérséklettől alacsonyabb léghőmérséklet előállítása kizárólag a hővisszanyerő üzemeltetésével nem lehetséges, vagyis érezhető hűtési teljesítmény nem érhető el a hővisszanyerő önálló alkalmazásával.

Amennyiben az elszívott levegő állapota megegyezik a beltéri légállapottal, úgy annak evaporatív hűtésével, léghőmérséklete a beltéri léghőmérséklettől alacsonyabbá válik. Az elszívott és evaporatív úton hűtött levegő hővisszanyerőben való alkalmazásával lehetségese válik érezhető hűtési teljesítmény és a beltéri léghőmérséklettől alacsonyabb befűvási léghőmérséklet elérése.



3.13 ábra Azon külső légállapot mező, amely esetén az indirekt evaporatív léghűtéssel érezhető hűtési teljesítmény érhető el, Moliere féle h-x diagramon szemléltetve

A 3.13 ábra szemlélteti a kültéri légállapotok azon tartományát, amely esetén érezhető hűtési teljesítmény érhető el az indirekt evaporatív léghűtéssel.

*A légkezelő berendezés és evaporatív léghűtő műszaki paramétereire függvényében meghatároztam azon kültéri állapotokat tartalmazó mező határait leíró összefüggéseket, amelyek esetén az elszívott levegő léghőmérsékletével megegyező, vagy attól alacsonyabb befűvási léghőmérséklet érhető el, kizárólag az indirekt evaporatív léghűtés alkalmazása esetén. A kidolgozás és a belőle származtatható következtetések a 4. fejezetben kerülnek tárgyalásra.*

A parciális gőznyomás meghatározásához az Antoine egyenletet (3.8) használtam fel [Alklaibi (2015)]:

$$p_{ws} = \exp\left(23.752 + \frac{-4134.9088}{238.5104 + t}\right) [Pa] \quad (3.8)$$

Az indirekt evaporatív léghűtéssel a magas hőmérsékletű (kondenzációs hőmérséklet feletti) hűtési energia felhasznált mennyisége növekszik. Amennyiben a légkezelő berendezés befűjt léghőmérsékletre vezérelt, szárítási funkcióval nem rendelkezik, úgy a befűjt levegő nedvességtartalma megváltozhat a légkezelő berendezésben, a hűtés során megvalósuló kondenzáció csökkenése miatt.

A hőcserélő munkapontját módosítja az indirekt evaporatív léghűtés utólagos beépítése és a hővisszanyerő berendezés által bevitt többlet hűtési teljesítmény megjelenése. A hűtőkalorifer munkapontjának módosulását az alábbi feltételeken és egyszerűsítéseken alapuló számításokkal szemléltetem. A számítás alapja a hőcserélő teljesítményét leíró alapegyenlet (3.9):

$$\dot{Q} = UA\Delta t_{log} [kW] \quad (3.9)$$

Feltételeztem, hogy a kalorifer minőségi szabályzása miatt a hőhordozó közegek turbulencia foka nem változik számottevő mértékben. Továbbá a számítások során feltételeztem, hogy a kalorifer hőátbocsátási tényezője, azon belül a hőátadási tényezők érdemben nem változnak a hőmérsékletváltozások hatására. Ekkor a kalorifer által leadott hőenergia a logaritmikus középhőmérséklet függvényében változik.

A szükséges hűtési energia az érezhető és látens hűtési energia összege (3.10), (3.11):

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{\text{érezhető}} + \dot{Q}_{\text{látens}} [kW] \quad (3.10)$$

$$\dot{Q} = cm\Delta t + \dot{m}\Delta x r_0 [kW] \quad (3.11)$$

A látens hőáram hatással van a totális hőáram mennyiségére, amely befolyásolja a szükséges logaritmikus hőmérséklet különbséget. A hőmérsékletkülönbség változása hatással van a keletkező kondenzátum mennyiségére, amely a látens hőáramért felel. A paraméterek egymástól való függése miatt az egyenletrendszer iteratív módon oldható meg.

***A mért adatok alapján szimuláltam a légkezelő berendezés hűtő kaloriferének működését és a változásának a mértékét a látens és az érezhető hűtési teljesítményeknek, amennyiben a légkezelő berendezésbe utólag indirekt evaporatív léghűtés kerül beépítésre. A szimulált működési paraméterekből levonható következtetések a 4. fejezetben kerülnek tárgyalásra.***

Az indirekt evaporatív léghűtés által kinyert hűtési teljesítmény nagy mértékben függ az elszívott levegő állapotától. Adott párasítási hatások mellett a bepárolgó víz mennyisége és a fázisváltozás során elvont hő mennyisége annál nagyobb, minél nagyobb mennyiségű nedvességet képes az elszívott és evaporatív úton kezelt levegő felvenni. E szerint, az indirekt evaporatív léghűtés annál hatékonyabban

üzemeltethető, minél szárazabb a komforttérből elszívott levegő. Fontos azonban kiemelni, hogy az épületgépészeti tervezés során célunk a teljes hűtési energiafelhasználás minimalizálása, nem pedig egy részegység működésének optimalizálása. A beltérben tartani kívánt komfort paraméterek, azon belül a nedvességtartalom, jelentős hatással bír a hűtési rendszer működésére. Minél szárazabb légállapot kerül a beltérben beállításra annál nagyobb látens energiaigényt kell a hűtési rendszernek kezelnie.

A Debreceni egyetem akkreditált Agrár meteorológiai államosának adatait felhasználva, 2019-2021 között 05.01-09.30. időszakra vonatkozóan került számításra a felhasznált hűtési energia mennyisége. A vizsgált időszakokban szimuláltam a működését az indirekt evaporatív hűtésnek a mért adatok figyelembevételével, valamint meghatároztam a szükséges további, külső forrásból származó nedvességterhelés okozta látens hűtési energia mennyiségét, ha a beltérben a célhőmérséklet 25°C és a megengedhető maximális beltéri relatív nedvességtartalom 30, 40, 50, 60, 70, 80 RH%.

A számítások során a laboratóriumi mérések figyelembevételével, 73,7% párolgási hatásfokkal kalkuláltam. A hővisszanyerő hatásfokot 82,4%-nak feltételezve meghatározható, hogy milyen befűvási hőmérséklet és érezhető hűtési teljesítmény érhető el a kezelt levegő által.

A számítások során 1000 m<sup>3</sup>/h térfogatáramú, kiegyenlített szellőztetést biztosító légkezelővel számoltam. A vizsgált időszakban meghatároztam az indirekt evaporatív léghűtés által generált totális hűtési energia mennyiségét ( $E_{IEC\ tot.}$ ), illetve annak érezhető hűtési energia hányadát ( $E_{IEC\ sens.}$ ). A befűvott levegő által okozott, beltérben jelentkező, extra szárítási energia igény ( $E_{dehum.}$ ) és az érezhető hűtési energia különbsége 3.12 képlettel számítható:

$$\Delta E_{add.c.} = E_{dehum.} - E_{IEC\ sens.} [kWh] \quad (3.12)$$

A kiegészítő hűtési rendszer által felhasznált hűtési energia változása és az indirekt evaporatív léghűtés által generált totális hűtési energia különbsége meghatározza a teljes hűtési energia mennyiségét, amelyet az indirekt evaporatív léghűtés alkalmazása esetén nem szükséges egyéb gépi hűtéssel fedezni ( $E_{tot}$ ), ami a 3.13 képlettel kalkulálható:

$$E_{tot} = E_{IEC\ tot.} - \Delta E_{add.c.} [kWh] \quad (3.13)$$

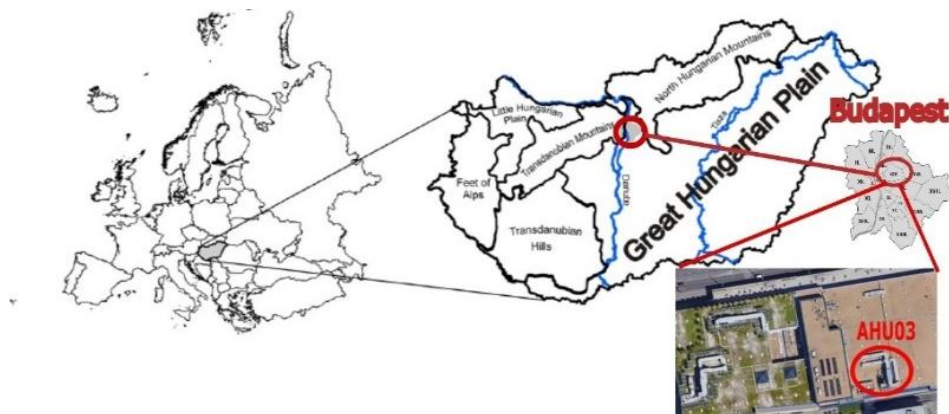
A vizsgálat célja, hogy bemutassa beltéri légállapot és a külső meteorológiai viszonyok együttes hatását a hűtési rendszer energiafelhasználására.

***Mért adatok alapján szimuláltam a légkezelő berendezés működését és az igényelt gépi hűtési energiamennyiség változását azonos beltéri leghőmérséklet, de eltérő nedvességtartalom értékek mellett. A szimulált működési paraméterekből levonható következtetések a 4. fejezetben kerülnek tárgyalásra.***

### 3.4. Indirekt evaporatív léghűtés vizsgálata valós körülmények között

A laboratóriumi vizsgálatok után az indirekt evaporatív léghűtési eljárást valós körülmények között is megvizsgáltam. A vizsgálat célja, hogy valós működési körülmények között kerüljön feltárára az indirekt evaporatív léghűtési eljárást alkalmazó légkezelő berendezések üzemeltetési sajátosságai. A vizsgálat az új és meglévő berendezések felújítása esetén tárja fel az indirekt evaporatív léghűtési eljárás alkalmazásának hatását különböző hővisszanyerési formák mellett.

A vizsgálat helyszíne a budapesti IKEA Örs vezér tér bevásárlóközpont, ahol az AHU-03 jelű légkezelő berendezés került átalakításra. A bevásárlóközpont Budapest belvárosában, Magyarországon, Közép-Európában található (3.14 ábra). A légkezelő berendezés az iroda és kassa zóna kiszolgálásáért felel. A légkezelő feladata a friss levegő és az igényelt hűtési fűtési energia tartózkodási zónába juttatása. A nyári időszakban a légkezelő által befűjt levegő biztosítja az érezhető hűtési teljesítmény jelentős részét. Az épületfelügyeleti rendszeren (BMS) beállított minimális befűjt léghőmérséklet határ  $16^{\circ}\text{C}$  volt. Az iroda területen a kiegészítő hűtési energia bevitelről klíma gerendák, míg a kassa terület környezetében fan-coilok gondoskodnak.



3.14 ábra Vizsgált légkezelő lokációja

A meglévő légkezelő berendezés névlegesen térfogatárama  $40.000\text{ m}^3/\text{h}$ . A valós üzemeltetés során az elszívott levegő térfogatárama alacsonyabb a befűjt térfogatáramnál (nagyságrendileg  $28\text{-}30.000\text{ m}^3/\text{h}$ ), ezáltal a kezelt területeken enyhe túlnyomás kerül előállításra. A légkezelőben nincs recirkulációs ág. A kezelt, befűjt levegő 100%-ban friss levegő. A differenciált elszívás és befűtés hatását a számítások során figyelembe kellett venni.

A légkezelő berendezésben forgódobos hővisszanyerő egység található. A légkezelőben alkalmazott forgódobos hővisszanyerő berendezés anyagátadásra is képes, amelyet a számítások során figyelembe kell venni. Vizsgálatom során szimulálásra került, hogy mekkora entalpiaváltozás lenne elérhető, ha a hővisszanyerés során anyagátadás nem jön létre (például közvetítő közeges hővisszanyerés, keresztáramú hővisszanyerés alkalmazása esetén) azonos érezhető hővisszanyerési hatások mellett.

A légkezelő berendezés előtt, a légszűrő hálózatba, tevékeny részvételemmel fejlesztett és készített indirekt evaporatív hűtő egység került elhelyezésre (3.15 ábra). A vizsgálat során célt volt kimutatni, hogy egy meglévő légkezelő berendezés átalakításával, mekkora gépi hűtési teljesítményigény csökkenés érhető el valós üzemeltetési körülmények között.

Az evaporatív hűtőegységben 2db Aolan 5090 cellulóz párologtató panel került elhelyezésre (3.11 ábra). A légszűrő rendszerbe két, egymástól független evaporatív hűtő egységet helyeztem el. Az elrendezéssel lehetőség nyílt arra, hogy a későbbiek során az eltérő vízadagolási eljárások hatását meg tudjam vizsgálni a párasítási hatásokra és a technológia működtetéséhez szükséges víz mennyiségre.



a,



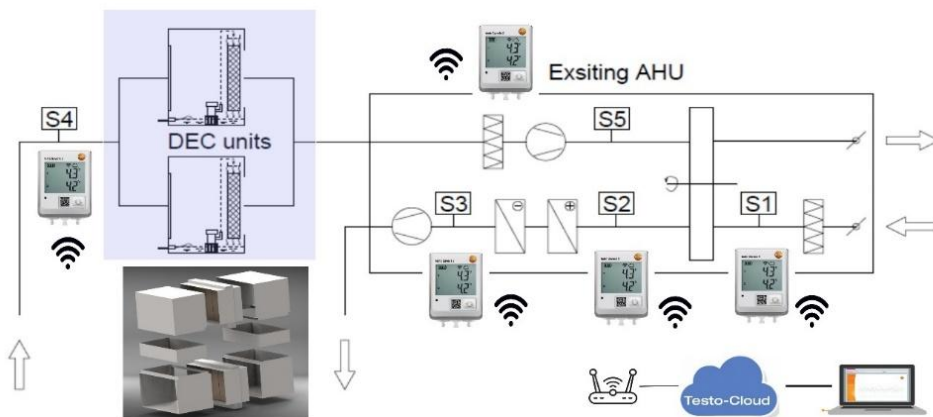
b,

3.15 ábra a, beépített evaporatív hűtőfal b, a légszűrő rendszerbe beépített evaporatív léghűtő berendezések

A légkezelő berendezés elszívó oldali hőmérséklet érzékelőjét kihelyeztem az evaporatív hűtőegység elé, így a légkezelő vezérlése nem került befolyásolásra a direkt evaporatív léghűtési eljárás által. Az evaporatív hűtőegységek önálló vezérléssel kerültek felszerelésre, amely a víz keringtetéséért és a víz frissítéséért felel, a piacon kapható ipari evaporatív léghűtőkkel megegyező módon.

A méretezés során törekedtem rá, hogy a kiváltásra került csőszakasz ellenállása közel azonos nagyságú legyen, mint a beépített rendszer elemek, amit az átáramlási keresztmetszet növelésével értem el.

A légkezelő berendezés Siemens automatika érzékelőkkel került felszerelésre, amelyek az épületfelügyeleti rendszer (BMS) felé szolgáltatnak adatot a légkezelő működéséről. A mérések során Testo Saveris 2 adatgyűjtő rendszert használtam. Az adatgyűjtő egységek hőmérséklet és páratartalom érzékelővel vannak ellátva, amely alapján a műszer kalkulált értéként a kondenzációs hőmérsékletet és az abszolút nedvességtartalmat is meghatározza. Az adatgyűjtők a légszűrő rendszerben, valamint a légkezelő berendezésben kerültek elhelyezésre (3.16 ábra).



3.16 ábra A szenzorok elhelyezkedése a légtechnikai rendszerben

Az alkalmazott műszerek paramétereit az 3.5 táblázat tartalmazza. Az eredmények értékelésénél a műszerek hibahatárát figyelembe kell venni. A kalkulációk jelentős része két különböző helyen elhelyezett mérőműszer által mért eredmények különbségéből származnak. Ezen értékek a két műszer együttes hibahatárának (hibatagok összege) a figyelembevétel mellett értelmezhető.

*táblázat 3.5 Mérés során alkalmazott műszerek fő adatai*

Műszer	Mért paraméter	Mérési tartomány	Pontosság	Felbontás
Testo Saveris 2 H1	Hőmérséklet, Relatív páratartalom	-30...+50 °C 0...100 %RH	+/- 0.5 °C +/- 2%RH	0.1 °C 0.1 %
Testo 400	nyomásesés	-100...+200 hPa	+/- 0.3Pa	0.001 hPa

Az adatgyűjtők wifi kapcsolattal csatlakoztak a TESTO felhő rendszeréhez, ahonnan az adatok működés közben követhetőek voltak. A légkezelő berendezés az elszívott levegő hőmérsékletének jelére állította a kívánt befűjt léghőmérsékletet. Az elszívott levegő hő és páraszenzor jeladóit a direkt evaporatív léghűtő egységek elé helyeztem ki. Ezáltal a légkezelő vezérlését az átalakítás nem befolyásolta.

A mért adatok alapján a 3.6. táblázatban látható paraméterek kerültek kalkulációra. A képletekben a 3.16 ábra szerinti szenzor jelölő számokat használtam fel.

*táblázat 3.6 mérési eredmények alapján kalkulált paraméterek*

$$\text{Levegő entalpiája} \quad h = c_{pl}t_l + x_l(r + c_{pv}t_l) \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \quad (3.14)$$

$$\text{Entalpiaváltozás a hővisszanyerőben} \quad \Delta h_{HRU} = h_1 - h_2 \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \quad (3.15)$$

$$\text{Entalpiaváltozás a légkezelőben} \quad \Delta h_{AHU} = h_1 - h_3 \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \quad (3.16)$$

$$\text{Hőméréskelt csökkenés az evaporatív léghűtő által} \quad \Delta t_{DEC} = t_4 - t_5 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (3.17)$$

$$\text{Bepárolgó víz fajlagos mennyisége} \quad \Delta x_{DEC} = x_4 - x_5 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{kg}} \right] \quad (3.18)$$

$$\text{Hővisszanyerő érezhető hatásfoka} \quad \eta_{\text{érezhető}} = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_5} [-] \quad (3.19)$$

$$\text{Hővisszanyerőben történő anyagátadás megvalósulási foka} \quad \eta_{\text{látens}} = \frac{x_1 - x_2}{x_1 - x_5} [-] \quad (3.20)$$

$$\text{Evaporatív léghűtő párasítási hatásfoka} \quad \varepsilon = \frac{t_4 - t_5}{t_4 - t_{wb5}} [-] \quad (3.21)$$

A légkezelő berendezés működése során, a mért adatok alapján megbecsülhető, hogy a légkezelő berendezésben lévő hővisszanyerő, azonos hatásfok mellett, milyen fajlagos hűtési teljesítmény leadására lett volna képes az indirekt evaporatív hűtés nélkül. E számítás során feltételeztem, hogy a hővisszanyerő érezhető hatásfoka és a hővisszanyerőben létrejövő anyagátadás megvalósulási foka megegyeznek a mért adatokkal. Ahhoz, hogy a szimulált működést vizsgálhassuk a 3.7 táblázat szerinti számításokat kell elvégezni.

*táblázat 3.7 A légkezelő szimulált működése az indirekt evaporatív léghűtés nélkül – kalkulált paraméterek*

$$\text{A friss levegő hőmérséklete a hővisszanyerő után} \quad t_2 = t_1 - \eta_e(t_1 - t_4) \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (3.22)$$

$$\text{A friss levegő nedvességtartalma a hővisszanyerő után} \quad x_2 = x_1 - \eta_l(x_1 - x_4) \left[ \frac{\text{kg}}{\text{kg}} \right] \quad (3.23)$$

$$\text{A friss levegő entalpiája a hővisszanyerő után} \quad h_2 = c_{pl} * t_2 + x_2(r + c_{pv} * t_2) \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \quad (3.24)$$

$$\text{A hővisszanyerőben létrejövő entalpiaváltozás} \quad \Delta h_{HRU} = h_1 - h_2 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \quad (3.25)$$

A fenti két eseten túl, egy harmadik eset is megvizsgálásra és szimulálásra kerül, amely során feltételezem, hogy a hővisszanyerő berendezésben nem valósul meg nedvesség átadás. Minden más változatlansága mellett szimulálható, hogy mekkora hűtési teljesítmény változás történt volna, ha a légkezelőben egy azonos érezhető hővisszanyerési hatásfokkal rendelkező keresztáramú, vagy közvetítő közeges hővisszanyerő került volna elhelyezésre. Ekkor a hővisszanyerőben az állapotváltozás a 2.4. a ábra szerint történik. A szimulációhoz szükséges számításokat a 3.8. táblázat tartalmazza.

*táblázat 3.8 A légkezelő szimulált működése indirekt evaporatív léghűtővel és anyagátadás nélkül működő hővisszanyerővel – kalkulált paraméterek.*

---

A friss levegő hőmérséklete a hővisszanyerő után 
$$t_2 = t_1 - \eta_{\epsilon}(t_1 - t_5) [^{\circ}\text{C}] \quad (3.26)$$

A friss levegő nedvességtartalma a hővisszanyerő után 
$$x_2 = x_1 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{kg}} \right] \quad (3.27)$$

A friss levegő entalpiája a hővisszanyerő után 
$$h_2 = c_{p1}t_2 + x_1(r + c_{pv}t_2) \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \quad (3.28)$$

A hővisszanyerőben létrejövő entalpiaváltozás 
$$\Delta h_{HRU} = h_1 - h_2 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \quad (3.29)$$

---

A méréseket 05-09.08.2022 és 11-17.08.2022 között végeztem el. A mérési eredményeket 5 perces bontásban rögzítettem. Az időszak alatt a bevásárlóközpont a szokásos kiterheltség mellett üzemelt. A vizsgálati időszakban nyári, hőség és forró nap egyaránt megfigyelhető volt, emellett meleg száraz és esős napokon egyaránt végeztem méréseket.

***A mérési sorozat eredményei és az azokból levonható következtetések egy nyári, egy hőség és egy forró napon rögzített adatai alapján kerülnek bemutatásra a 4. fejezetben.***

### **3.5. Indirekt evaporatív léghűtés hosszútávú hatásának a vizsgálata a hővisszanyerő berendezés üzemelési idejére és az általa kezelt hőfokhídra a hűtési szezonban**

A magyarországi éghajlati viszonyok mellett céлом volt feltárni az indirekt evaporatív léghűtés alkalmazásával elérhető potenciális energiamegtakarítás mértékét. Vizsgálataimat a Debreceni Egyetem Agrár meteorológiai állomás – Kismacs adatai alapján végeztem. Az energiamegtakarítás mértéke nagyban függ a gépészeti rendszer műszaki kialakításától, annak üzemeltetési sajátosságaitól, illetve a beltérben tartani kívánt komfortszinttől egyaránt. Annak érdekében, hogy a magyar éghajlati viszonyok vizsgálatára koncentrálhassak a vizsgált gépészeti rendszer tulajdonságait rögzítettem.

A vizsgálat során feltételeztem, hogy az indirekt evaporatív léghűtéssel felszerelt légkezelő műszaki paraméterei megegyeznek a labormérések során alkalmazott mérőállomással. A hővisszanyerő érezhető hatásfoka 82,4%, az evaporatív léghűtő párástási hatásfoka 73,7%. Feltételeztem, hogy a légkezelő által bejuttatott levegő hőmérséklete konstans 20°C. A beltéri légállapotot 25°C 60RH% értékek mellett rögzítettem. A légvezetési rendszer kapcsán feltételeztem, hogy az úgy került kialakításra, hogy az elszívott levegő légállapota megegyezik a tartózkodási zóna légállapotával. A feltételezett légkezelő rendszer kiegyenlített szellőzést valósít meg. A kezelt levegő tömegárama 1 kg/s.

A légkezelő berendezés szempontjából a rögzített 20°C-os befűvási hőmérséklet egyben a hűtési határhőmérsékletet is jelenti, ebben az esetben.

A 3.17 ábrán szemléltetett hőfokgyakorisági görbe 2009-2021 közötti órai átlaghőmérséklet adatok alapján került megszerkesztésre. A hőfokgyakorisági görbe és a hűtési határhőmérsékleti görbe által bezárt terület a hűtési hőfokhíd, amely az alábbi képlet szerint írható fel (3.30):

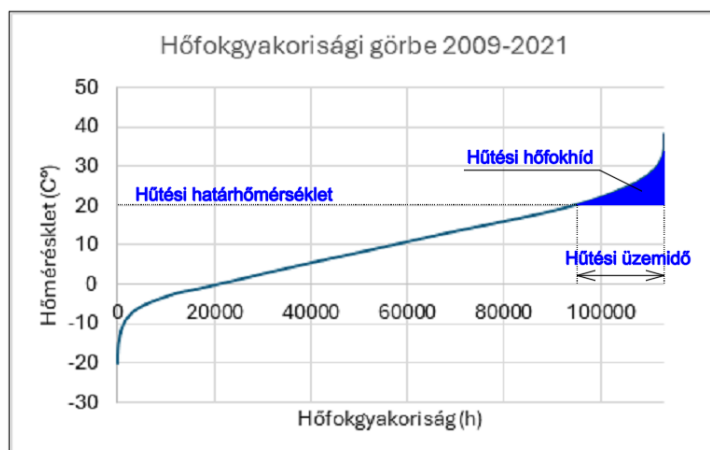
$$H_h = \sum_{z=1}^z (t_{k;z} - t_{be}) = z_h (\bar{t}_k - t_{be}) \quad (3.30)$$

Ahol,  $t_k$  a kültéri órai átlaghőmérséklet  $t_{be}$  a befűjt levegő hőfoka,  $z_h$  hőfokhidak számosságának összege.

A hőfokhidak összege meghatározható a kültéri átlaghőmérséklet és a befűjni kívánt levegő hőfokának különbségének a hőfokhidak számosságával vett szorzatával. A korábban feltüntetett peremfeltételek és befűvási léghőmérséklet mellett a hűtési hőfokhíd, amelyet a légkezelő berendezés üzemeltetése során áthidalni szükséges a 3.31 összefüggéssel határozható meg:

$$H_{LK} = z_{h20} (\bar{t}_{k20} - 20) \quad (3.31)$$

A hűtési hőfokhíd a vizsgált időszakban (2009-2021) 93102 hK, a hűtési üzemidő hossza 21734 h a vázolt peremfeltételek mellett.



3.17 ábra Hőfokgyakorisági görbe

Hagyományos komfort légkezelő berendezésekben a hűtési hőfokhíd áthidalása a hővisszanyerő és hűtő kalorifer együttes üzemeltetésével kerül megvalósításra (3.32).

$$H_{LK} = H_{HV} + H_{HK} \quad (3.32)$$

A hővisszanyerő által áthidalt hűtési hőfokhíd, a légkezelő berendezés által elszívott levegő hőmérsékletvonala (jelen esetben megegyezik a beltéri léghőmérséklettel) és

a hőfokgyakorisági görbe által közbezárt terület hővisszanyerési hatásokkal egyező hányada, amely az alábbiak szerint írható le (3.33):

$$H_{HV} = z_{t_b < t_k} (\bar{t}_{k;b} - t_b) \eta_{HVé} \quad (3.33)$$

Ahol,  $z_{t_b < t_k}$  a beltéri léghőmérséklettől magasabb kültéri léghőmérséklettel rendelkező órák számossága  $t_b$  a beltéri léghőmérséklet, valamint  $\eta_{HVé}$  a hővisszanyerő érezhető hatásfoka.

A légkezelő hűtő kalorifere által áthidalt hőfokhíd a légkezelő berendezéssel kezelt, valamint a hővisszanyerő által áthidalt hőfokhíd értékek különbségével határozható meg (3.34):

$$H_{HK;HV} = H_{LK} - H_{HV} \quad (3.34)$$

ahol,  $H_{HK;HV}$  a hűtő kalorifer által áthidalt hőfokhíd a hővisszanyerő berendezés alkalmazása mellett.

Indirekt evaporatív léghűtés esetén a hővisszanyerő üzemideje jelentősen növelhető, mivel az elszívott és evaporatív léghűtésen átesett levegő hőfoka érdemben lecsökken. Ekkor a hővisszanyerő által áthidalható hőfokhíd az alábbiak szerint írható le (3.35):

$$H_{HV IEC} = z_{t_{IEC} < t_k} (\bar{t}_{k;IEC} - t_{IEC}) \eta_{HVé} \quad (3.35)$$

Ahol,  $z_{IEC}$  az evaporatív léghűtésen átesett, beltérből elszívott levegő léghőmérsékletétől magasabb kültéri léghőmérséklettel rendelkező órák számossága  $t_{IEC}$  a beltérből származó levegő léghőmérséklete az evaporatív léghűtés után, valamint  $\eta_{HVé}$  a hővisszanyerő érezhető hatásfoka.

A 3.3 fejezet alapján, az evaporatív léghűtő egység párástíási hatásfokának ismeretében, az eljárás utáni léghőmérséklet, a kiinduló légállapot léghőmérséklete és nedves léghőmérsékletének függvényében meghatározható (3.7). Az összefüggés beillesztésével a (3.36) egyenlet az alábbiak szerint módosul:

$$H_{HV IEC} = z_{t_{IEC} < t_k} \left( \bar{t}_{k;IEC} - \left( t_b - \varepsilon(t_b - t_{n,b}) \right) \right) \eta_{HVé} \quad (3.36)$$

Az evaporatív léghűtéssel elérhető léghőmérséklet nagyban függ a kiinduló levegő állapotától. Az eddigi számításokhoz a beltérből elszívott levegő léghőmérséklete elegendő volt, azonban a beltéri légállapothoz tartozó nedves léghőmérséklet meghatározásához a beltéri nedvességtartalom ismerete szükséges. A példaként használt esetben 25°C 60RH% légállapotú levegő nedves léghőmérséklete 19,4°C. Amennyiben a párástíási hatásfoka az evaporatív léghűtő egységnek 73,7%, úgy az elszívott levegő hőmérséklete az eljárás után 20,39°C-ra csökken.

A hővisszanyerő egység által kinyerhető hűtési teljesítmény, valamint működésének hasznos üzemideje az eljárás alkalmazásával kitolódott. A hővisszanyerő hőfokhíd áthidaló képességének növekedése az alábbi összefüggéssel számítható (3.37) (3.38):

$$\Delta H_{HV IEC} = H_{HV;IEC} - H_{HK} \quad (3.37)$$

$$\Delta H_{HV IEC} = z_{t_{IEC} < t_k} (\bar{t}_{k;IEC} - t_{IEC}) \eta_{HVé} - z_{t_b < t_k} (\bar{t}_{k;b} - t_b) \eta_{HVé} \quad (3.38)$$

*A fejezetben bemutatott számítások segítségével a hosszútávú meteorológiai adatsor feldolgozásra került. Az eredmények a 4. fejezetben kerülnek bemutatásra. A hővisszanyerő hasznos üzemidejének és hőfokhíd áthidaló képességének növekedését 25°C 30, 40, 50, 60 RH% mellett egyaránt elvégeztem, az eredményeket összehasonlítottam.*

### 3.6. Indirekt evaporatív léghűtéssel kapcsolatos mutatószámok kidolgozása

Az evaporatív léghűtés hatása a bepárolgó víz fajlagos mennyiségének függvényében változik, ami a párasítási hatásfok és a kiindulási légállapot ismeretében határozható meg. *Az összefüggés levezetése a 4. fejezetben kerül bemutatásra.*

A pillanatnyi vízfogyasztás és az üzemóra ismeretében a teljes vízfelhasználás a (3.39) képlet alapján határozható meg. Esetünkben a pillanatnyi víztömegáram minden esetben megegyezik az átlagos víztömegárammal, mivel a kiindulási légállapotjelzők és a párasítási hatásfok rögzített paraméterek.

$$m_{v\acute{z}} = \sum_{z=1}^z \dot{m}_{v\acute{z},z} = z_{IEC} * \bar{m}_{v\acute{z}} [kg] \quad (3.39)$$

A tömegáram ismeretében a vizsgált időszakban felhasznált víztérfogat a (3.40) összefüggés alapján határozható meg:

$$V_{v\acute{z}} = \sum_{z=1}^z \frac{\bar{m}_{v\acute{z},z}}{\rho_{v\acute{z}}} 3600 z_{t_{IEC} < t_k} [m^3] \quad (3.40)$$

Amennyiben a beltéri légállapot nem változik, úgy időben állandó vízfogyasztás várható rögzített működési paraméterek mellett. Azonban az indirekt evaporatív léghűtéssel áthidalt hőfokhíd időben nem állandó, annak mértéke függ a kültéri levegő állapotától is.

Amennyiben feltételezem, hogy az indirekt evaporatív léghűtés során anyagátadás nem történt, valamint felületi kondenzáció nem jött létre, úgy az eljárás által megtakarított hűtési energia a vizsgált időszakban a (3.41) képlet alapján számítható:

$$\Delta Q_{IEC} = 3600 \Delta H_{IEC} c \dot{m}_{leveg\acute{o}} [kWh] \quad (3.41)$$

A hővisszanyerő hőfokhíd áthidaló képességének növekedésének és a felhasznált víz mennyiségének ismeretében meghatározható a fajlagos vízfelhasználással megtakarított átlagos hűtési energia mennyiség a (3.42) képlet szerint:

$$\Delta q_{IEC} = \frac{\Delta Q_{IEC}}{V_{v\acute{z}} \rho_{v\acute{z}}} \left[ \frac{kWh}{kg} \right] \quad (3.42)$$

*Annak érdekében, hogy szemléltetni tudjam az indirekt evaporatív léghűtéssel kinyert, a légkezelő számára hasznos hűtési energiát a víz párolgása során elvont összes hőenergiához képest új mutatószámot alkottam meg, amely a 4. fejezetben kerül bemutatásra.*

A különböző hűtési eljárások működésének a jellemzésére gyakran az energia hatékonysági mutató pillanatnyi (EER) és szezonális (SEER) értéke kerül meghatározásra.

Az indirekt evaporatív léghűtési esetén az energia hatékonysági mutatója (EER) az alacsony villamos áram felvétel miatt igen kedvező. A keringtetéses evaporatív léghűtő egység esetén a nedvesítésért felelős szivattyú igényel villamos energiát, valamint a párasító cellák ellenállását kell a légkezelő ventilátorának leküzdenie. Ekkor az eljárás EER értéke (3.43):

$$EER_{IEC} = \frac{\Delta Q_{IEC}}{P_{szivattyú} + \Delta P_{ventilátor}} [-] \quad (3.43)$$

A pillanatnyi energia hatékonysági mutatók összességét a szezonális jósági fokkal (SEER) jellemezhetjük. Mivel a laborban alkalmazott evaporatív léghűtő egység szivattyú munkapontja rögzített és a párasító panel ellenállása azonos légszállítás mellett az időben állandó, így az SEER értéke (3.44):

$$SEER_{IEC} = \frac{\Delta Q_{IEC}}{Q_{szivattyú} + \Delta Q_{ventilátor}} [-] \quad (3.44)$$

Az indirekt evaporatív léghűtő SEER mutatója lényegesen meghaladja a hagyományos hűtőberendezésekkel elérhető értékeket. Fontos azonban kiemelni, hogy a SEER mutató a hűtőgépek azonos körülmények között való működések összevetésére került kidolgozásra, amely berendezések jellemzően kizárólag villamos energiát használnak primer energiaforrásként. Az evaporatív léghűtés esetén érdemes vizfelhasználás jelentkezik, amelynek hatása a hagyományos SEER mutatóban nem megjeleníthető. Ez alapján kijelenthető, hogy a hűtőberendezéseknél alkalmazott EER és SEER mutatók a hagyományos hűtőköri körfolyamatokon alapuló hűtő berendezések és a direkt és indirekt evaporatív léghűtési eljárások, egymással való összehasonlítására nem alkalmas.

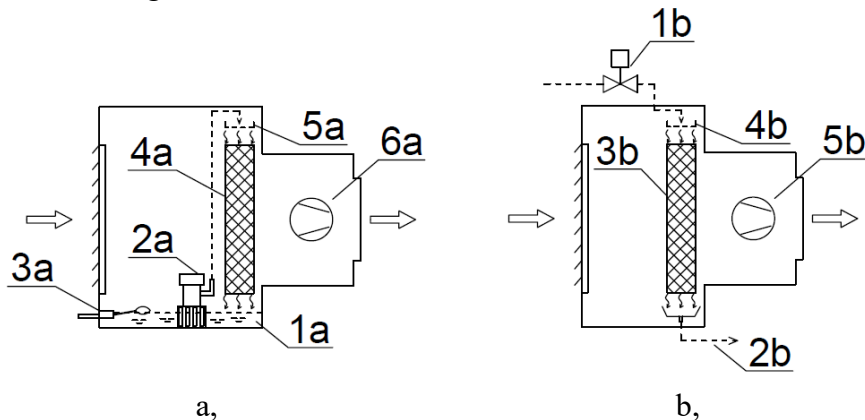
***A feltárt probléma kezelésére több mutatószám is megalkotásra került, amelyeket a 4. fejezetben mutatom be.***

### **3.7. Evaporatív léghűtők vízdali szabályozása**

Az irodalomkutatásom alapján az egyik legelterjedtebb evaporatív léghűtő megoldás a nagy szabad vízfelület kialakítására a párologtató panelek alkalmazása. A párologtató panelek számos fajtája közül a cellulóz alapú párologtató szűrők alkalmazása az egyik legelterjedtebb. A párologtató panelek nedvesítése általában folyamatos az evaporatív léghűtő üzemeltetése során. Az átfolyós rendszerű evaporatív léghűtők esetén a folyamatos nedvesítés extra vízmennyiség fogyasztásával jár. A párologtató panelek folyamatos nedvesítésével a párologtatás hatásfoka egyenletes szinten tartható. Azonban a túlzott vízmennyiség nedvesítő panelen való átfolytatása ronthatja a párasítási hatásfokot, így az optimális vízmennyiség beállítására figyelmet kell fordítani.

A párasító panelek nedvesítése vagy víztartályból történő szivattyús keringtetéssel, vagy átfolyós rendszerben a víz közvetlenül a panel tetejére kerül felvezetésre a

hálózati víznyomás segítségével (3.18. ábra). A szivattyús keringtetés esetén a rendszer addicionális vízfogyasztása csökkenthető, mivel a panelről lecsorgó többlet vízmennyiség visszakerül a víztartályba, azonban a műszaki megoldás alkalmazása kockázatosabb higiéniai szempontból. Az átfolyós rendszer esetén a higiéniai kockázat kisebb, azonban a panelen átfolyó víz a szabadba távozik, így a rendszer vízfogyasztása megnövekedik.



3.18 Evaporatív léghűtő elrendezési sémák; a, víztartállyal rendelkező keringtetett rendszer; b, átfolyós rendszer; 1a – víztartály, 2a – szivattyú, 3a – úszós szelep, 4a – párologtató panel, 5a – víz elosztó egység, 6a – ventilátor; 1b – szabályozó szelep, 2b – víz elvezető rendszer, 3b – párologtató panel, 4b – víz elosztó egység, 5b – ventilátor

A fenti szempontok szerint a panelen átfolyó vízmennyiség szabályozása szükséges különösen az átfolyós rendszerű evaporatív léghűtő berendezések alkalmazása esetén. A szabályozás kidolgozásához meg kell határozni a szükséges átfolyási vízmennyiséget.

***A szükséges átfolyási vízmennyiség meghatározására egyedi összefüggést dolgoztam ki, amelynek bemutatása 4. fejezetben történik.***

Piaci kutatást végeztem, amely során a Debreceni Egyetemmel kapcsolatban álló légkezelő gyártó és forgalmazó cégek beszállítóinak műszaki megoldásait tekintettem át. A REMAK és a ROSENBERG légkezelő gyártók beszállítói portfólióját vizsgálva azt a következtetést vontam le, hogy a magas minőségű légkezelő berendezések számára fejlesztett evaporatív léghűtő egységek túlnyomó részben átfolyós rendszer megoldással rendelkeznek.

***A kidolgozott összefüggést felhasználva és a piacon fellelhető műszaki megoldásokat figyelembe véve egyedi szabályozási rendszert dolgoztam ki, amely használati mintaoltalmat szerzett. A kidolgozott eljárás rövid leírását a 4. fejezet tartalmazza.***

A használati mintaoltalmat szerzett szabályozási megoldás tulajdonságai lehetővé tették a légkezelő berendezésekben az egyes részegységek közötti távolságok csökkentését. ***A használati mintaoltalmat felhasználva és a piacon fellelhető***

*műszaki megoldásokat figyelembe véve egyedi légkezelő elem került kidolgozásra, amely szintén használati mintaoltalmat szerzett. A kidolgozott eljárás rövid leírását a 4. fejezet tartalmazza.*

### **3.8. Indirekt evaporatív léghűtési automatika oldali illesztése a légkezelő rendszerbe – engedélyezési feltételek meghatározása**

A 3.3, 3.4 fejezetekben bemutatott laboratóriumban és valós körülmények között folytatott mérések alapján láthatóvá vált számomra, hogy a légkezelő berendezés energetikai szempontok szerint optimalizált üzemeltetési feltételrendszerét felül kell vizsgálni az indirekt evaporatív léghűtés alkalmazása esetén.

A keverő ággal rendelkező légkezelő berendezések üzemeltetése során az indirekt evaporatív léghűtés alkalmazása eltérést eredményez a hagyományos vezérlési módokhoz képest. Az eljárás alkalmazásával azon kültéri légállapotok mezeje, amely mellett a kültérből származó friss levegő indirekt evaporatív léghűtéssel, majd hűtőkaloriferrel történő kezelése kevesebb gépi hűtési energiafelhasználást eredményez, mint a beltéri levegő visszakeverése.

Indirekt evaporatív léghűtés nélkül ez a lehetőség a beltéri hőmérséklettől alacsonyabb léghőmérséklettel rendelkező kültéri légállapot esetén (szabad hűtés) fordul elő. Az indirekt evaporatív léghűtés alkalmazásával a beltéri léghőmérsékletet meghaladó esetekben is lehetséges.

Az hűtési energiaigény csökkentése szempontjából a cél, hogy a hűtőkalorifer előtt a levegő a lehető legalacsonyabb fajlagos entalpiaértéket érjen el a keverés, az hővisszanyerés és indirekt evaporatív léghűtés eszközeivel, akár az eljárások kombinálásával, emiatt a hőmérsékletjelekre történő szabályozás félrevezető lehet azokban az esetekben, ahol a látens hőenergia nagy arányban van jelen.

A kidolgozott feltételrendszer, figyelembe véve a 3.4 fejezetben bemutatott esetek következményeit nemcsak hőmérsékletjelek, hanem fajlagos entalpiaértékek alapján is történik az optimális légkezelő működési üzemmód meghatározása. Az üzemmódok kialakításánál a 4.7 fejezetben bemutatott vízdoldali szabályozási rendszer szerepe is megjelenik az egyes üzemmódokban.

*A légkezelő üzemmód választásának a feltételrendszere a 4. fejezetben kerül bemutatásra részletesen.*

## 4. Kutatási területek vizsgálati eredményeinek bemutatása

A 3. fejezetben bemutatott kutatási módszerek és eszközök felhasználásával végzett kutatási munka eredményei jelen fejezetben kerülnek feldolgozásra. A fejezetben egyaránt törekedtem az eredmények és azok korlátjainak bemutatására.

### 4.1. Nagy transzparens szerkezeti aránnyal rendelkező épület hőterhelésének vizsgálata

Az épületekben kialakítani kívánt komfortszint fenntartásához szükséges befektetett energia mennyisége és az adott pillanatban szükséges teljesítményszintek vizsgálata kiemelt jelentőséggel bírnak, amennyiben célunk az épületek fizikai tulajdonságaihoz jól illeszkedő, hatékony épületgépészeti rendszer kialakítása.

A 3.1 fejezetben bemutatott modell épület viselkedésének vizsgálatával célom, hogy valós képet kapjak a hőkomfort fenntartásához szükséges hűtési teljesítmény igények napi lefutásáról, különösen a magas üvegezési aránnyal rendelkező épületek esetén. A számításokat eltérő átlagos operatív helyiség hőmérsékletek mellett végeztem el egy-egy kiválasztott nyári, hőség és forró nap esetén. A számítások az MSZ EN ISO 13790:2008 szerint kerültek elvégzésre. A számítások eredményei a 4.1 táblázatban kerültek összefoglalásra.

#### 4.1 Táblázat Modell épület 3. szintjén lévő helyiségek együttes, maximális hőterhelése, adott vizsgált napok esetén (W)

Vizsgált napok	Nehéz szerkezet			Könnyű szerkezet		
	I. T <sub>op</sub> : 23.5°C	II. T <sub>op</sub> : 26.0°C	III. T <sub>op</sub> : 27.0°C	I. T <sub>op</sub> : 23.5°C	II. T <sub>op</sub> : 26.0°C	III. T <sub>op</sub> : 27.0°C
Nyári nap	13122	8173	6393	21946	19693	18793
Hőség nap	14619	9800	7902	23893	21641	20738
Forró nap	14963	10201	8303	24147	21901	21007

A 4.1 táblázat eredményei alapján látható, hogy a maximális hőterhelés mértéke az épület hőtároló tömegétől jelentősen függ.

A könnyű szerkezetű épületvariáns esetén, az épületszerkezet kisebb hőtároló képességének és a nagy transzparens felületen behatoló szoláris nyereségnek együttes hatása, hogy a felületi hőmérsékletek szignifikánsan magasabbak a direkt sugárzás által közvetlenül érintett felületeken, mint a nehéz szerkezetű épület esetén. Adott operatív hőmérséklet fenntartása érdekében alacsonyabb beltéri léghőmérsékletet szükséges előállítani a magasabb felületi hőmérséklet hatásának kompenzálásának érdekében. Az alacsonyabb beltéri léghőmérséklet növeli a kültéri és beltéri léghőmérséklet közötti különbséget, amely hatására a transzmissziós hőáram mértéke, valamint a szellőztető levegő temperálásához szükséges hűtési teljesítményigény egyaránt növekszik.

A számítások alapján elmondható, hogy a könnyű szerkezetű épület kialakítás mellett a csúcshőterhelés értéke szignifikánsan meghaladta a nehéz szerkezetű

épületvariáns esetén számított hőterhelés értékeket. További megfigyelésem, hogy a hőterhelések közötti százalékos eltérés nagysága komfort kategóriánként eltérő mértékű.

Az MSZ EN 16798-1:2019 szabvány szerinti „I”, komfortkategóriáknak megfelelő 23,5°C belső operatív hőmérséklet mellett a könnyű szerkezetű épületvariáns maximális hőterhelése 1,61-1,67 szerese a nehéz szerkezetű épületvariáns maximális hőterhelésértékéhez képest.

Az MSZ EN 16798-1:2019 szabvány szerinti „II”, komfortkategóriáknak megfelelő 26°C belső operatív hőmérséklet mellett a könnyű szerkezetű épületvariáns maximális hőterhelése 2,14-2,4 szerese a nehéz szerkezetű épületvariáns maximális hőterhelésértékéhez képest.

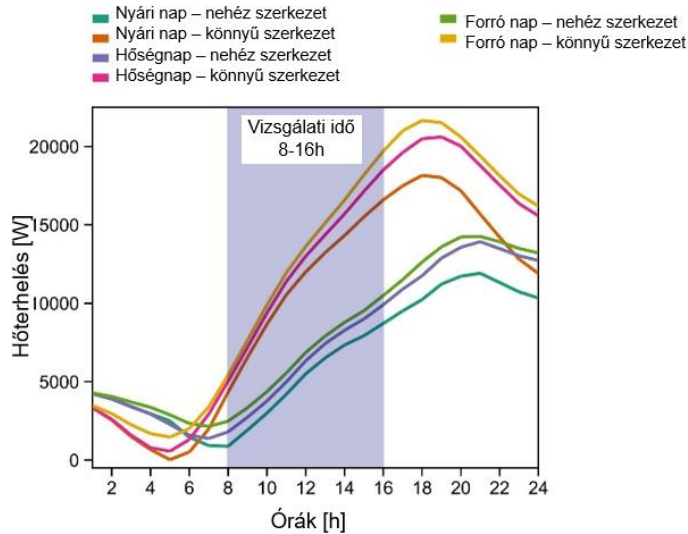
Az MSZ EN 16798-1:2019 szabvány szerinti „III”, komfortkategóriáknak megfelelő 27°C belső operatív hőmérséklet mellett a könnyű szerkezetű épületvariáns maximális hőterhelése 2,53-2,94 szerese a nehéz szerkezetű épületvariáns maximális hőterhelésértékéhez képest.

A számításokból levonható további következtetés, hogy minél magasabb minőségű komfortkategóriának megfelelő operatív hőmérséklet érték kerül beállításra az épületben, a nehéz és könnyűszerkezetű épületvariáns esetén kalkulált hőterhelés maximális értéke közötti százalékos eltérés annál kisebb. A számítások során alkalmazott peremfeltételek mellett elmondható, hogy a hőtároló tömeg hatása a maximális hőterhelésértékére annál nagyobb hatással bír, minél magasabb operatív hőmérséklet kerül az épületben beállításra.

Fontos megjegyezni, hogy amennyiben a helyiségek hűtési energia leadó rendszere léghőmérséklet jelre vezérelt (nem operatív hőmérsékletre) úgy a hűtési teljesítmény igény különbség a könnyű és nehéz szerkezetű épületkialakítások között jelentősen csökken. Fontos azonban figyelembe venni, hogy ebben az esetben a két épület nem biztosít a beltérben azonos minőségű hőkomfortot (a kialakuló operatív hőmérséklet eltérő) a bent tartózkodó számára. A hőkomfort azonos szinten való rögzítésével a szerkezetek viselkedése közötti különbség láthatóvá válik.

A könnyű és nehéz szerkezetű épület hőterhelésének napi lefutását a 4.1 ábra szemlélteti a vizsgált nyári, hőség és forró napokon. A könnyű szerkezetű épületvariáns csúcshőterhelése nagyságrendileg 1h-val hamarabb jött létre, mint a nehéz szerkezetű épület esetén, ami a kisebb hőtároló kapacitásnak köszönhető.

A vizsgált esetekben a csúcshőterhelés a könnyű szerkezetű épületkialakítás esetén 18h-19h között jelentkezett, míg a nehéz szerkezetű kialakítás esetén jellemzően 20h-kor jött létre, köszönhetően a nagy felületű déli és nyugati tájolású transzparens szerkezeteknek. A maximális hőterhelés relatív késői időszakban való megjelenésének további oka a modellben alkalmazott folyamatos tiszta égbolt kiigazítás.



4.1 ábra vizsgált épület hőterhelése a vizsgált nyári, hőség és forró napon, könnyű és nehéz épületszerkezet esetén

Jellemzően a délutáni órákban a felhőzet képződése erőteljesebb, valamint a szálló por koncentrációja a levegőben magasabb [Csáky, I. (2015)], amely külső hatások csökkenthetik a direkt szoláris nyereség mértékét, amelyek a csúcs hőterhelés abszolút értékét csökkenthetik, valamint a hőterhelésmaximum időpontjának korábbra tolódását eredményezhetik.

A számítások eredményei alapján megfigyeltem, hogy különösen a nehéz szerkezetű épületvariánsok esetén az épület maximális hőterhelésének megjelenési időpontja távol esik egy általános köz, vagy irodaépület munkarendjének megfelelő nyitvatartási idejétől (8-16h tartó munkarend feltételezése esetén). Amennyiben a 8-16h-ig terjedő időszak tekinthető az épület üzemeltetése szempontjából aktív időszaknak, úgy a munkaidőben várható maximális hőterhelés aránya a napi abszolút maximumhoz képest a 4.2 táblázatban foglaltak szerint alakul.

#### 4.2 Táblázat A maximális hőterhelés %-os aránya a nyári napon tapasztalható csúcs hőterheléshez képest

Hőterhelés aránya könnyű szerkezet esetén (%)			
	Nyári nap	Hőség nap	Forró nap
Teljes nap	100,0	113,8	118,2
Csúcsidő (8-16h)	89,3	99,6	105,9
Hőterhelés aránya nehéz szerkezet esetén (%)			
	Nyári nap	Hőség nap	Forró nap
Teljes nap	100,0	114,8	115,9
Csúcsidő (8-16h)	68,8	79,0	83,6

A hűtési energia termelő rendszer a 8-16h-ig terjedő időszakban részterhelésen üzemel, amennyiben azt a nyári napi maximális hűtési teljesítményhez közeli méretezési állapotnak megfelelően alakították ki. Ez a feltétel megfelel a

magyarországi mérnöki gyakorlatnak, ahol sok esetben a már visszavont MSZ-04-140-4:1978-ban megtalálható mintanap adatai kerülnek felhasználásra, amelyek paraméterei az általam vizsgált nyári napnak értékeihez közelítenek.

#### 4.2. Nagy transzparens szerkezeti aránnyal, eltérő orientáltsággal rendelkező helyiségek hőterhelésének vizsgálata

Amíg az épület hőterhelésének a vizsgálatával a hőtermelő rendszer működésére vonatkozóan vonhatóak le következtetések, addig a helyiségekben tapasztalható hőterhelés napi lefutásának vizsgálatával a hőleadó rendszer működési tulajdonságai vizsgálhatóak.

A számításokhoz felhasznált mintaépületben az azonos fizikai kialakítású helyiségek kizárólag a transzparens szerkezet orientációjában tértek el egymástól. Szoláris nyereség az üvegezett felület tájolásának a függvényében jelentősen eltért a vizsgált esetekben. A 4.3 táblázatban kerültek összefoglalásra a maximális hőterhelési értékek különböző komfortkategóriák mellett, könnyű és nehéz szerkezetű épületvariánsok esetén.

4.3 Táblázat Modell épület 3. szintjén lévő, eltérő orientáltságú transzparens szerkezettel rendelkező helyiségek, maximális hőterhelése, adott vizsgált napok esetén ( $W$ )

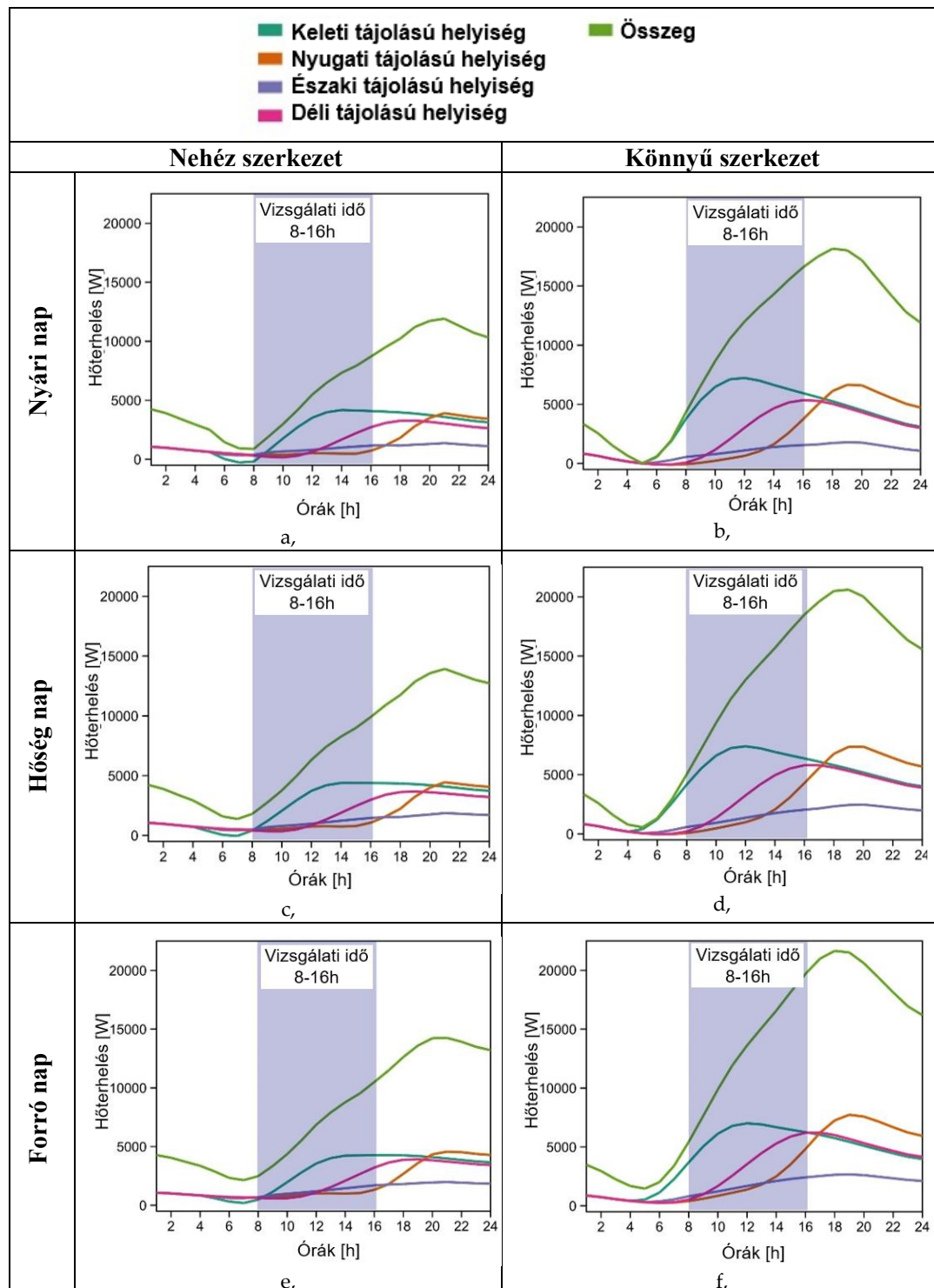
	Vizsgált napok	Nehéz szerkezet				Könnyű szerkezet			
		Dél	Észak	Kelet	Nyugat	Dél	Észak	Kelet	Nyugat
<b>I.</b> $T_{op}$ : 23.5°C	Nyári nap	3361	1458	4212	4091	5462	1938	7398	7148
	Hőség nap	3715	1914	4402	4588	5908	2581	7555	7849
	Forró nap	3979	2035	4281	4668	6319	2738	7167	7923
<b>II.</b> $T_{op}$ : 26.0°C	Nyári nap	2138	296	2810	2929	4900	1417	6749	6627
	Hőség nap	2495	752	3127	3426	5346	2060	6907	7328
	Forró nap	2755	873	3039	3534	5763	2217	6519	7402
<b>III.</b> $T_{op}$ : 27.0°C	Nyári nap	1648	0	2281	2464	4675	1209	6490	6419
	Hőség nap	2018	287	2636	2961	5121	1851	6647	7119
	Forró nap	2266	408	2549	3080	5545	2009	6260	7193

A 4.3 táblázat adatai alapján elmondható, hogy a maximális hőterhelés, a hőtároló tömegtől függetlenül, a nyugati és keleti tájolású transzparens szerkezettel rendelkező helyiségben jelentkezett. A hőség és forró napokat vizsgálva szerkezettől és beltérben tartott I., II. és III. komfortkategóriának megfelelő operatív hőmérséklet mellett a csúcs hőterhelés a nyugati tájolású helyiségekben volt a legnagyobb.

Az egyes helyiségekben a csúcs hőterhelés nem azonos időpontokban jelentkezik. A 4.2 ábrán látható az egyes helyiségek hőterhelésének napi lefutása, illetve az adott időpillanatban vett előjeles összege. A helyiségek hőterhelésének aggregátuma valójában a 4.1 ábrán, a vizsgált épületszintre számított hőterhelés lefutási görbe.

A 4.2 ábrán a könnyű és nehéz szerkezetű épületvariánsok esetén nyári napon, hőség napon és forró napon számított hőterhelés napi lefutása alapján elmondható, hogy a könnyű szerkezetű épület esetén, minden páronként egyező transzparens szerkezet orientáltság mellett, nagyobb maximális hőterhelés tapasztalható.

A számítások alapján kijelenthető, hogy minden esetben, szerkezettől és a vizsgálati naptól függetlenül, a keleti tájolású transzparens szerkezettel rendelkező helyiségben a maximális hőterhelés a 8-16h-ig terjedő időintervallumban megjelent.



4.2 ábra A helyiségek hőterhelésének, valamint az össz hőterhelés napi lefutása nyári nap (a, b,), hőség nap (c, d,) és forró nap (e, f,) – könnyű (b, d, f,) és nehéz (a, c, e,) szerkezetű épületvariánsok esetén

Tekintve, hogy a hőterhelés maximális értéke nem sokban marad el (nyári napon vizsgált esetben meg is haladta) a nyugati tájolású helyiségek abszolút hőterhelésének az értékét, elmondható, hogy a keleti tájolású, nagy transzparens szerkezeti aránnyal rendelkező helyiségek hőterhelése a legmagasabb a 8-16h-ig terjedő időszakban.

### **4.3. Indirekt evaporatív léghűtés alkalmazása komfort légkezelő berendezések esetén**

A komfort légkezelő rendszerek egyik legfontosabb feladata a kültérből származó friss levegő kezelése (szűrése, temperálása) és a tartózkodási zónába juttatása. A friss levegő kezelése jelentős mennyiségű hőenergia felhasználásával jár. A hőenergiaigény csökkentése elsősorban a légkezelő berendezésekbe épített magas hatásfokú hővisszanyerő egységekkel valósul meg. A hővisszanyerés segítségével a légkezelő rendszerek által felhasznált hűtési és fűtési energia érdemben csökkenthető, azonban továbbra is érdemi energiaigénnyel rendelkeznek.

A légtechnikai rendszerekben felhasznált energia mennyiségének minimalizálására való törekvés a helyiségekbe juttatandó levegő mennyiségének szükséges és elégséges szintre való beállításával valósul meg a rendszerek méretezésekor. A tervezési folyamat során a rendeletekben (pl.: 3/2002. (II. 8.) SzCsM–EüM) és szabványokban (pl.: MSZ EN ISO 7730:2006; MSZ CR 1752:2000; ASHREA 55) meghatározott módszerek alapján kerül számításra, a helyiség funkciója és a bent tartózkodók tevékenysége függvényében, a minimális friss levegő mennyisége.

A minimális friss levegő mennyiségének a meghatározásával a levegő kezeléséhez szükséges energia mennyisége is minimalizálható, azonban belátható, hogy a minimálistól nagyobb mennyiségű levegőmennyiség tartózkodási zónába való juttatásával a helyiség légállapotát leíró paraméterek érdemben javíthatóak (pl.: szennyezőanyag koncentráció, CO<sub>2</sub> szint), amelynek köszönhetően a bent tartózkodók komfortérzete növelhető.

Az indirekt evaporatív léghűtés alkalmazásával a tartózkodási zónába jutott levegő mennyisége anélkül fokozható, hogy feltétlenül többlet, a központi hűtési rendszerből származó hűtési energia kerüljön felhasználásra. Ezáltal a primer energiafelhasználás és az üzemeltetési költségek moderált növekedésével komfortérzetbeli javítás érhető el.

### 4.3.1. A direkt és indirekt evaporatív léghűtéssel elérhető léghőmérséklet változás számítása

A 2.5 fejezetben bemutatásra került a direkt és indirekt evaporatív léghűtés elvi működése. Amennyiben a folyamat során a levegő-vízgőz keverék entalpiáját állandónak tekintjük, úgy az eljárás után kialakuló léghőmérséklet a kezdeti légállapot (hőmérséklet, páratartalom) és a bepárolgott víz mennyiségének függvényében levezethető. A levezetés során a 3.3 fejezetben definiált indexeket alkalmaztam a 3.10 ábra alapján.

A 3.3 fejezetben bemutatott (3.3) egyenletet behelyettesítve a (3.2) egyenletbe az alábbi összefüggés határozható meg (4.1):

$$c_{pl}t_{be} + x_{be}(r + c_{pvg}t_{be}) = c_{pl}t_{ki} + (x_{be} + \Delta x)(r + c_{pvg}t_{ki}) \quad [kJ/kg] \quad (4.1)$$

Az egyenlet ekvivalens átalakításával és  $t_{ki}$  értékre való rendezésével (4.2):

$$t_{ki} = \frac{t_{be}(c_{pl} + c_{pvg}x_{be}) - \Delta xr}{c_{pl} + c_{pvg}(x_{be} + \Delta x)} \quad [C^\circ] \quad (4.2)$$

Amennyiben a hőmérsékletváltozást az egyenletben külön tagként kívánjuk megjeleníteni ( $\Delta t$ ), úgy a (4.2) egyenlet átalakítva (4.3):

$$t_{ki} = t_{be} - \Delta t = \frac{t_{be}(c_{pl} + c_{pvg}x_{be}) - \Delta xr}{c_{pl} + c_{pvg}(x_{be} + \Delta x)} \quad [C^\circ] \quad (4.3)$$

A kezdeti légállapothoz tartozó hőmérséklet érték kiemeléséhez az (4.3) egyenlethez hozzáadtam, majd kivontam a kiemeléshez szükséges tagokat (4.4):

$$\frac{t_{be}(c_{pl} + c_{pvg}x_{be}) - \Delta xr}{c_{pl} + c_{pvg}(x_{be} + \Delta x)} = \frac{t_{be}(c_{pl} + c_{pvg}x_{be}) - \Delta xr}{c_{pl} + c_{pvg}(x_{be} + \Delta x)} + \frac{t_{be}c_{pvg}\Delta x - t_{be}c_{pvg}\Delta x}{c_{pl} + c_{pvg}(x_{be} + \Delta x)} \quad [C^\circ] \quad (4.4)$$

A (4.4) egyenletből a kezdeti  $t_{be}$  légállapotot kiemelve a (4.5) összefüggést kaptam:

$$t_{ki} = t_{be} - \Delta t = t_{be} - \frac{\Delta x(r + c_{pvg}t_{be})}{c_p + c_{pvg}(x_{be} + \Delta x)} \quad [C^\circ] \quad (4.5)$$

Ekkor a direkt evaporatív léghűtés során kialakuló hőmérséklet különbség ( $\Delta t$ ) (4.6):

$$\Delta t = - \frac{\Delta x(r + c_{pvg}t_{be})}{c_p + c_{pvg}(x_{be} + \Delta x)} \quad [C^\circ] \quad (4.6)$$

A (4.6) egyenlet alapján látható, hogy maradt olyan tag a hőmérsékletváltozást leíró összefüggésben, amely a kiindulási léghőmérséklettől függ. Azonban a  $c_{pvg}t_{be}$  tag két helyiértékkel kisebb érték, mint az víz párolgáshője, így hatása az egyenlet végső eredményére minimális. A tag elhagyásával adódó számítási pontatlanság várhatóan mérési hibahatáron belüli. Saját számításaimnál figyelembe vettem az említett tagot, de a gyakorlati számításoknál erre nincs feltétlenül szükség.

A (4.6) egyenlet segítségével kiszámítható, hogy a direkt evaporatív léghűtéssel kezelt levegő hőmérséklete mekkora mértékben csökkent a bepárolgatott vízmennyiség és kiindulási légállapot függvényében. A víz magas párolgáshőjének

( $\approx 2500$  kJ/kg) köszönhetően kis vízmennyiség adiabatikus fázisváltozása is jelentős mennyiségű hőelvonást eredményez, a fázisváltó anyag környezetétől. Az eljárás előnye az alacsony villamos energia igény (esetemben ventilátor, szivattyú áramfelvétele) mellett elérhető, abszolút hűtési teljesítmény.

Hagyományos hővisszanyerő berendezés alkalmazása esetén, a beltérből elszívott levegő és a kültérből származó levegő között történik hővándorlás. A folyamat a 3. fejezetben a 3.12 a, ábráján került szemléltetésre. Hagyományos komforttér kezelése esetén, amennyiben a kültéri léghőmérséklet meghaladja a beltérből elszívott levegő hőmérsékletét és egyik közeg hőmérséklete sem éri el a másik harmatponti hőmérsékletét, valamint a hővisszanyerés során anyagátadás nem történik, úgy a kültérből származó kezelni kívánt levegő száraz léghőmérséklete és entalpiaértke egyaránt csökken a hővisszanyerési eljárásnak köszönhetően.

A 3.12 b, ábra alapján a hővisszanyerési folyamat során elérhető száraz léghőmérséklet és entalpiaváltozás az indirekt evaporatív léghűtési eljárással fokozható. A (3.6), (3.7), valamint a kidolgozott (4.6) összefüggéseket és a 3.11 ábrán jelölt indexeket felhasználva, levezethető a kezelt levegő léghőmérsékleté az indirekt evaporatív léghűtési eljárás után leíró összefüggés a kiindulási légállapotok és hővisszanyerő műszaki paramétereinek függvényében (4.7):

$$t_{2'} = t_1 - \eta \left( t_1 - t_5 + \frac{\Delta x(r + c_{pv}t_5)}{c_p + c_{pv}(x_5 + \Delta x)} \right) [^{\circ}\text{C}] \quad (4.7)$$

A hővisszanyerő egységben, a megfogalmazott peremfeltételek mellett, az evaporatív léghűtés indirekt módon történő felhasználás nélkül is létrejött volna hővándorlás. A (4.7) egyenletet felhasználva meghatároztam **az indirekt evaporatív hűtéssel bekövetkező addicionális hőmérséklet csökkenését** a kezelni kívánt levegőnek (4.8):

$$\Delta t_{2-2'} = t_2 - t_{2'} = -\eta \frac{\Delta x(r + c_{pv}t_5)}{c_p + c_{pv}(x_5 + \Delta x)} [^{\circ}\text{C}] \quad (4.8)$$

A (4.8) összefüggés alapján az indirekt evaporatív léghűtéssel elérhető többlet hűtési teljesítmény a bepárolgatott víz mennyiségétől és a hővisszanyerési hatásfoktól, valamint a kiinduló levegő állapotjelzőitől egyaránt függ.

#### 4.3.2. A kültéri levegő kezelése kizárólag indirekt evaporatív léghűtéssel – izoterm befűvási határ megállapítása

A 3.3 fejezetben tárgyaltak szerint, a hővisszanyerő berendezés önálló alkalmazásával érezhető hűtési teljesítmény, vagyis az elszívott levegő száraz léghőmérsékletétől alacsonyabb befűvási léghőmérséklet nem állítható elő. Amennyiben a kezelt tér légvezetési rendszerének köszönhetően, a beltérből elszívásra kerülő levegő állapotjelzői megegyeznek a tartózkodási zónában uralkodó légállapot állapotjelzőivel, úgy az elszívott levegő direkt evaporatív léghűtésével és hővisszanyerőbe történő vezetésével érezhető hűtési teljesítmény is elérhető.

A 3.13 ábra alapján meghatározható azon kültéri légállapotok mezője, amely estén az elszívott levegő száraz léghőmérsékletétől alacsonyabb befűvási léghőmérséklet érhető el az indirekt evaporatív léghűtési eljárás alkalmazásával. A működési mező határvonalain elhelyezkedő légállapotok esetén az eljárással a beltérből elszívott levegő száraz léghőmérséklete érhető el (a dolgozatban izoterm befűvási határként is említem).

A 3.13 ábrán bemutatott mező három egyenlettel határozható meg. A levezetések során a 3.11 és 3.12 ábra jelölései kerültek felhasználásra.

Amennyiben a hővisszanyerés során egyik közeg sem éri el a másik harmatponti hőmérsékletét, úgy az érezhető hűtési teljesítményhez tartozó határhőmérséklet az (4.9) összefüggés szerint.

$$t_5 = t_{2'} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4.9)$$

A (4.9) egyenletet 0-ra rendezve és a (3.7) egyenletet behelyettesítve (4.10) szerint módosul:

$$t_5 - t_{2'} = t_5 - [t_{1,limit} - \eta(t_{1,limit} - t_{5'})] = 0 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4.10)$$

A (4.10) egyenletet  $t_{1,limit}$  határhőmérsékletre vonatkozó érték meghatározására rendezve és (4.5) egyenletet behelyettesítve a (4.18) összefüggéssel meghatározható az izoterm befűvási határhőmérséklet (4.11):

$$t_{1,limit} = \frac{t_5 - \eta t_{5'}}{1 - \eta} = \frac{t_5 - \eta \left[ t_5 - \frac{\Delta x (r + c_{pv} g t_5)}{c_p + c_{pv} g (x_5 + \Delta x)} \right]}{1 - \eta} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4.11)$$

A képlet alapján látható, hogy a 3.13. ábrán szemléltetett, működési zóna mérete a beltéri légállapottól, a hővisszanyerési hatásfoktól és a bepárolgatott víz mennyiségétől függ.

A határhőmérséklet mellett egy határ abszolút nedvességtartalmat is meg kell határozni, ahhoz, hogy az indirekt evaporatív hűtés működési mezőjét felírassuk. A határ nedvességtartalom az evaporatív hűtés után kialakuló légállapothoz tartozó telített nedvességtartalom. Amennyiben ettől a nedvességtartalomtól több nedvességet tartalmaz a határhőmérséklet értéket elérő, vagy meghaladó léghőmérsékletű levegő, úgy a hővisszanyerés során kondenzáció lép fel. A kondenzáció során felszabaduló hőenergia csökkenti a kialakuló hőmérséklet különbséget (feltéve, hogy a hővisszanyerési hatásfokot állandó paraméternek tekintjük).

A határ nedvességtartalom meghatározásához az evaporatív hűtés utáni levegő telítési gőznyomását kell meghatározni, ami az Antoine-egyenlet segítségével adható meg a (3.8) összefüggés szerint.

A telítési gőznyomás és légköri nyomás ismeretében a határ nedvességtartalom az evaporatív hűtés után kialakuló hőmérséklet függvényében meghatározható (4.12):

$$x_{1,limit} = 0.622 \frac{p_{ws5t}}{p_0 - p_{ws5t}} [kg/kg] \quad (4.12)$$

Amennyiben feltételezzük, hogy  $p_0$  megegyezik a normál légköri nyomással (101325 Pa), valamint az Antoine-egyenletből (3.8) levezetett összefüggést behelyettesítésre kerül, akkor:

$$x_{1,limit} = 0,622 \frac{\exp\left(23,752 + \frac{-4134,9088}{238,5104 + t_{5t}}\right)}{101325 - \exp\left(23,752 + \frac{-4134,9088}{238,5104 + t_{5t}}\right)} [kg/kg] \quad (4.13)$$

Az egyenletbe  $t_{5t}$  evaporatív hűtés után kialakuló léghőmérsékletet a kezdeti léghőmérséklet és a bepárolgatott víz mennyiségének függvényében meghatározható, a (4.5) egyenlet alapján, amelyet behelyettesítve a (4.13) egyenletbe, a (4.14) összefüggést kapjuk:

$$x_{1,limit} = 0,622 \frac{\exp\left(23,752 + \frac{-4134,9088}{238,5104 + \left[t_5 - \frac{\Delta x(r + c_{pv}g t_5)}{c_p + c_{pv}g(x_5 + \Delta x)}\right]}\right)}{101325 - \exp\left(23,752 + \frac{-4134,9088}{238,5104 + \left[t_5 - \frac{\Delta x(r + c_{pv}g t_5)}{c_p + c_{pv}g(x_5 + \Delta x)}\right]}\right)} [kg/kg] \quad (4.14)$$

A határhőmérséklet és határ nedvességtartalom metszéspontjában lévő légállapothoz tartozó entalpia érték (4.15) jelenti azt a határt, amely során a levegő a beltéri légállapot értékig hűthető vissza, amennyiben feltesszük, hogy az érezhető és a totális hővisszanyerési hatások közötti egyenlőség áll fenn.

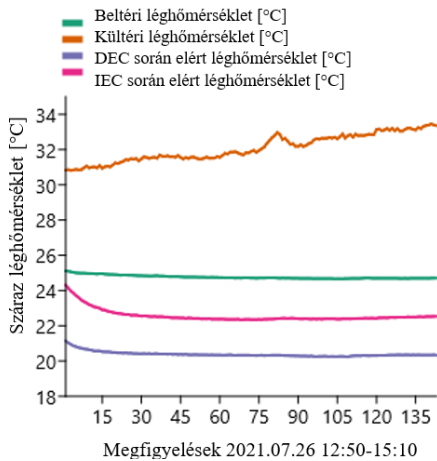
$$h_{1,limit} = c_p t_{1,limit} + x_{1,limit} (r_0 + c_{vg} t_{1,limit}) [kJ/kg] \quad (4.15)$$

A működési zóna határai a beltéri léghőmérséklete, a bepárolgatott víz mennyisége és a hővisszanyerő hatásoknak függvényében meghatározható.

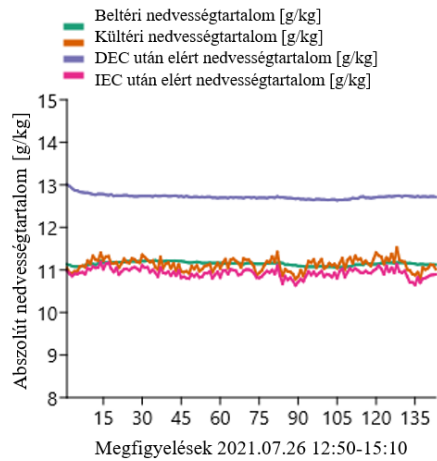
A szemléltetés érdekében tegyük fel, hogy a hővisszanyerő hatásfoka 80% és a belső légállapot 25°C 40RH%, úgy a bepárolgatott vízmennyiség függvényében a működési mező a 4.3 ábra szerint alakul.

A (4.11), (4.14), (4.15) összefüggések használatával a tartani kívánt belső komfortszint és a bepárolgatás mértékének függvényében elemezhető, hogy az indirekt hűtési eljárás alkalmazható-e önállóan a levegő kezelésére. Amennyiben a kültéri légállapot nem lépi át az egyenletek által meghatározott határvonalat, úgy a kizárólag indirekt evaporatív léghűtéssel kezelt, befűjt levegővel érezhető hűtési teljesítmény érhető el. Amennyiben a kültéri légállapot a határvonalon van, úgy izoterm befűvás valósítható meg.





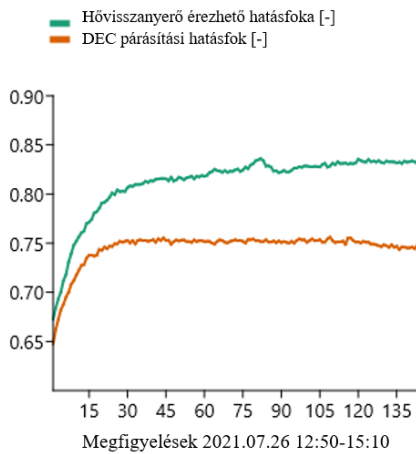
a,



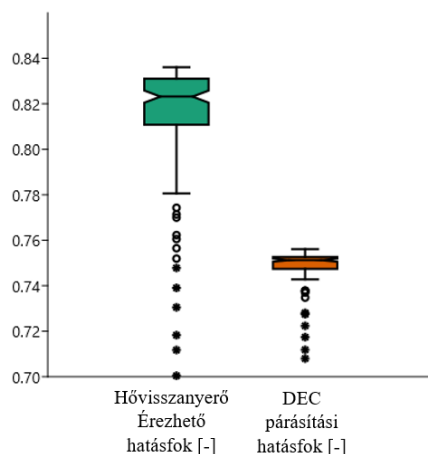
b,

4.4 ábra a, hőmérséklet lefutása a légkezelő berendezésben 2021.07.26 mérési napon, b, nedvességtartalom lefutása a légkezelő berendezésben

A 4.5 ábrán látható, hogy a berendezések elindulása után, hogyan épül fel a hővisszanyerési és párasítási hatások a rendszerelemek kvázi stacioner állapotának elérése pillanatáig. A box-plot ábrán látható outlier adatpontok is az indítás és felfutás idején keletkeztek. A bemutatott mérési napon (2021.07.26.) a légkezelő berendezés hővisszanyerési hatásokának medián értéke 82.3%, az evaporatív hűtés párasítási hatásokának medián értéke 75.1% volt.



a,

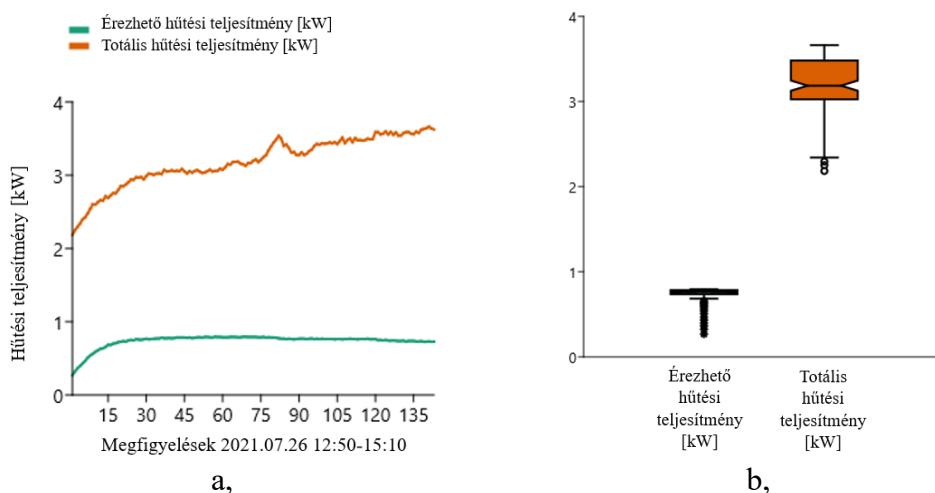


b,

4.5 ábra a, hővisszanyerő érezhető hatások, evaporatív léghűtő párasítási hatásoknak lefutása 2021.07.26 mérési napon, b, box plot hővisszanyerési érezhető hatások, párasítási hatások

A mért eredmények segítségével meghatározhatóak az indirekt evaporatív léghűtési eljárás által elérhető totális és érezhető hűtési teljesítmény értékek. Az adott napi mérési eredmények alapján a totális hűtési teljesítmény medián értéke 3.18 kW, míg

az érezhető hűtési teljesítmény medián értéke 0.76 kW volt, 1000 m<sup>3</sup>/h térfogatáramú, kiegyenlített szellőztetés megvalósítása mellett. (4.6 ábra).

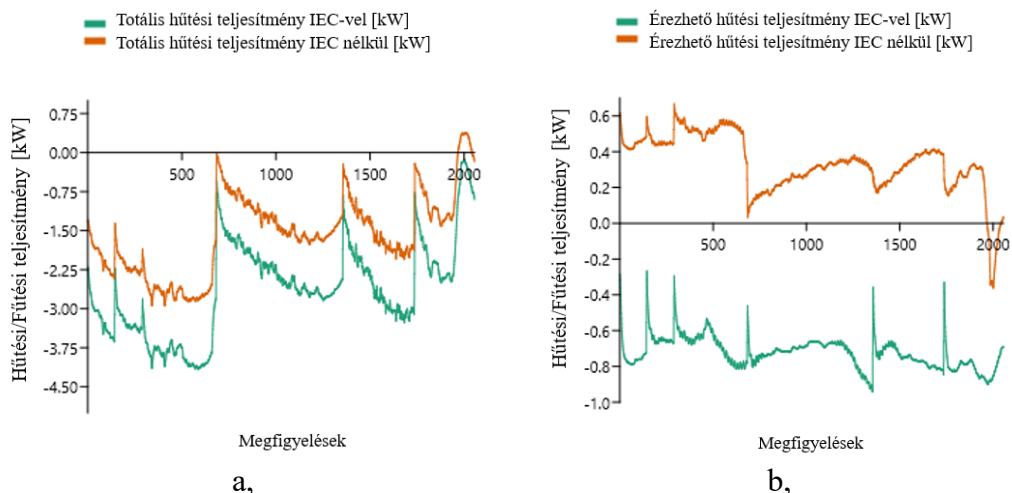


a,  
b,  
4.6 ábra a, totális és érezhető hűtési teljesítmény lefutása 2021.07.26 mérési napon,  
b, box plot totális és érezhető hűtési teljesítmény

A fenti mérések minden mérési napon azonos módon kerültek elvégzésre. A mérési napok összevont eredményei alapján, az evaporatív hűtés párasítási hatásfokának medián értéke 73,7% volt (19 mérési nap). A mért eredmények harmonizálnak a vizsgált szakirodalmak szerint várható hatásfok értékkel, cellulóz párasító panelek alkalmazása esetén. [Malli et al. (2011)]

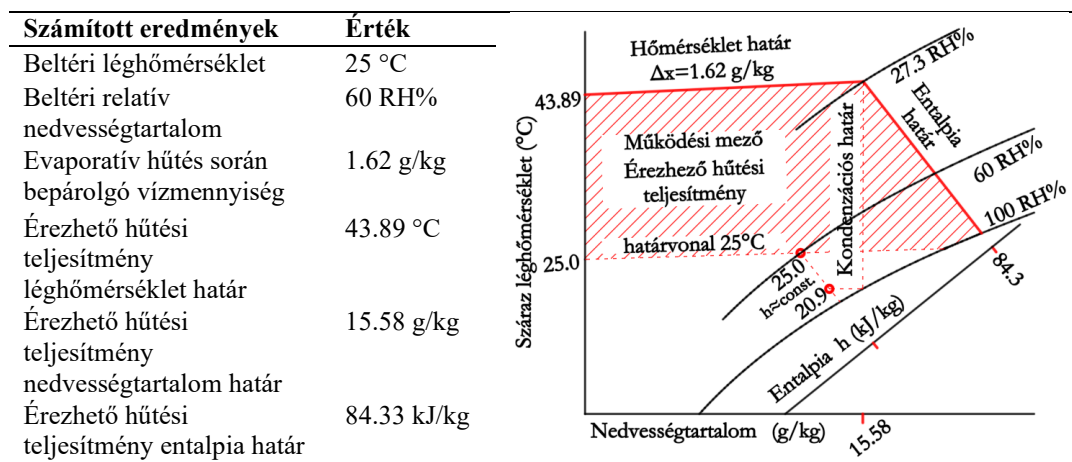
A teljes vizsgálat ideje alatt a hővisszanyerő hatásfok medián értéke 82,4% volt. A mért hővisszanyerő hatásfok megfelel a mai kor elvárásainak, így a laboratóriumi vizsgálatok eredményei kiterjeszthetők a valós körülmények között üzemelő légkezelő berendezésekre.

A mérések során célom volt megvizsgálni, hogy a légkezelő berendezés, kizárólag indirekt evaporatív léghűtő használatával képes-e a tartózkodási zónába juttatásához szükséges, beltéri léghőmérséklettől alacsonyabb, befűvási hőfok elérésére. A mérési időszak alatt megvizsgáltam, hogy azonos hővisszanyerési hatásfokot feltételezve, mekkora a hővisszanyerő totális és érezhető hűtési teljesítménye 1000 m<sup>3</sup>/h befűvott légmennyiség mellett, hagyományos esetben és indirekt evaporatív léghűtés alkalmazása esetén. (4.7 ábra)



4.7 ábra a, totális hűtési teljesítmény lefutása hagyományos hővisszanyerés és indirekt evaporatív hűtő alkalmazása esetén b, hűtési teljesítmény lefutása hagyományos hővisszanyerés és indirekt evaporatív hűtő alkalmazása esetén - 2021.07.26-07.29. mérési napokon

Az eredmények alapján mindkét esetben jelentős totális hűtési teljesítmény érhető el, azonban érezhető hűtési teljesítményt csak az IEC alkalmazása esetén valósult meg. A mérési eredményeket figyelembe véve az érezhető hűtési teljesítmény eléréséhez tartozó kültéri légállapot mező, ha a beltéri légállapot 25°C, 60RH%, az evaporatív hatásfok 73,7% és a hővisszanyerő hatásfok 82,4%, akkor a 4.3.2 fejezetben levezetett összefüggések alapján a 4.8 ábra szemlélteti:



4.8 ábra érezhető hűtési teljesítmény működési mező – mért adatok alapján

A meghatározott határértékeket és működési paramétereket figyelembe véve a vizsgált meteorológiai adatok (Kismacs – Agrár meteorológiai állomás 2019-2021) alapján elmondható, hogy a teljes hűtési szezonban képes a légkezelő berendezés kizárólag indirekt evaporatív léghűtés alkalmazásával érezhető hűtési teljesítmény

elérésére a telepítés helyén, amennyiben a beltérben tartani kívánt légállapot 25°C, 60RH%.

#### 4.3.4. A hűtési rendszer működésének változása indirekt evaporatív léghűtés beépítése esetén – indirekt evaporatív léghűtés másodlagos hatása a hűtési rendszer működésére

A 4.3.2 fejezet alapján látható, hogy egy komfort célú légkezelő berendezés esetén jelentős hűtési teljesítménynövekmény érhető el az indirekt evaporatív léghűtés alkalmazásával. A 4.3.1 fejezetben bemutatott összefüggések alapján a hővisszanyerőben létrejövő hűtési teljesítmény növekmény az indirekt evaporatív léghűtés alkalmazásával a 4.16 összefüggéssel számítható (amennyiben a hővisszanyerőben kondenzáció nem történik):

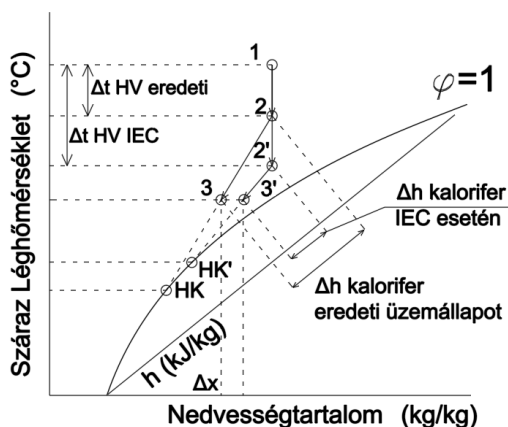
$$\Delta\dot{Q} = \dot{Q}_{hv+IEC} - \dot{Q}_{hv} = c\dot{m}_l\Delta t = c\dot{m}_l\eta\left(\frac{\Delta x(r+c_{pvg}t_5)}{c_p+c_{pvg}(x_5+\Delta x)}\right) [kW] \quad (4.16)$$

Hagyományos, komfortcélú légkezelő berendezés alkalmazása esetén, a légkezelőben lévő hővisszanyerővel a levegő előhűtésre kerül, majd a kívánt befűvási hőmérséklet a hűtő kaloriferrel kerül beállításra. Ebben az esetben a légkezelő berendezés szárításra csak korlátozott mértékben képes, így nem tekinthető teljesértékű klimatizáló berendezésnek, mivel az általa előállított levegő bejuttatásával a helyiségben tartani kívánt légállapotok önállóan nem fenntarthatóak minden esetben, ahhoz kiegészítő gépészeti rendszerek működésére van szükség.

A fent vázolt épületgépészeti rendszerkialakítás esetén nem elegendő a légkezelő berendezés hűtési energiaigényének a változását vizsgálni, mivel a bejuttatni kívánt levegő állapotának változásával a beltéri addíciós hűtési rendszernek (pl. fan-coil, VRF rendszer) a hűtési energia igénye is változik.

A problémakör szemléltetése érdekében feltételezem, hogy a vizsgált légkezelő berendezés befűvási célhőmérsékletre vezérelt. Amennyiben a levegő kondenzációs hőfok alatti felületi hőmérséklettel rendelkező hűtőkaloriferrel kerül hűtésre, kondenzáció akkor is keletkezni fog, ha a befűvási célhőmérséklet nem éri el a kondenzációs hőmérsékletet. Ekkor a levegő képes lenne a hőcserélő lamellázatán keletkező kondenzátum felvételére, de az áramló közeg miatt, a felületen kondenzálódó nedvességet maradéktalanul felvenni újra nem képes, így a kezelt levegő száradni fog. A kondenzációhoz szükséges látens hőenergia a hűtési rendszerből származik. Amennyiben a hűtési kaloriferrel kisebb hűtési teljesítmény kell előállítanunk a hővisszanyerő előhűtési teljesítményének növekedése miatt, úgy a kondenzációs mértéke is csökken.

Amennyiben a kalorifer minőségi szabályzással rendelkezik, úgy a hőcserélő átlag hőmérséklete is növekszik részterhelés esetén, amely tovább csökkenti a kondenzáció által elvont látens hő mennyiségét. A 4.9 ábra alapján látható a kezelt levegő állapotváltozása a légkezelő berendezésen belül hagyományos esetben és indirekt evaporatív léghűtés alkalmazása esetén. Az indirekt evaporatív léghűtés által megnövekedő entalpiaváltozás hatására nemcsak a hűtőkalorifer hűtési teljesítménye, hanem az előállított levegő végállapota is változik, hőfokjelre vezérelt légkezelő berendezések esetén.



4.9 ábra hűtő kalorifer hűtési teljesítményigényének változása befűjt hőmérsékletre vezérelt légkezelő berendezés estén hagyományos és indirekt evaporatív léghűtéssel felszerelt légkezelő berendezés esetén

1 – kültéri légállapot 2 – kezelt levegő a hővisszanyerő után 2' – kezelt levegő a hővisszanyerő után indirekt evaporatív léghűtés alkalmazása esetén 3 – kezelt levegő a hűtőkalorifer után, 3' – kezelt levegő a hűtőkalorifer után, indirekt evaporatív léghűtés alkalmazása mellett HK – Hűtőkalorifer közepes lamellahőmérséklet HK' – Hűtőkalorifer közepes lamellahőmérséklete indirekt evaporatív léghűtés alkalmazása mellett

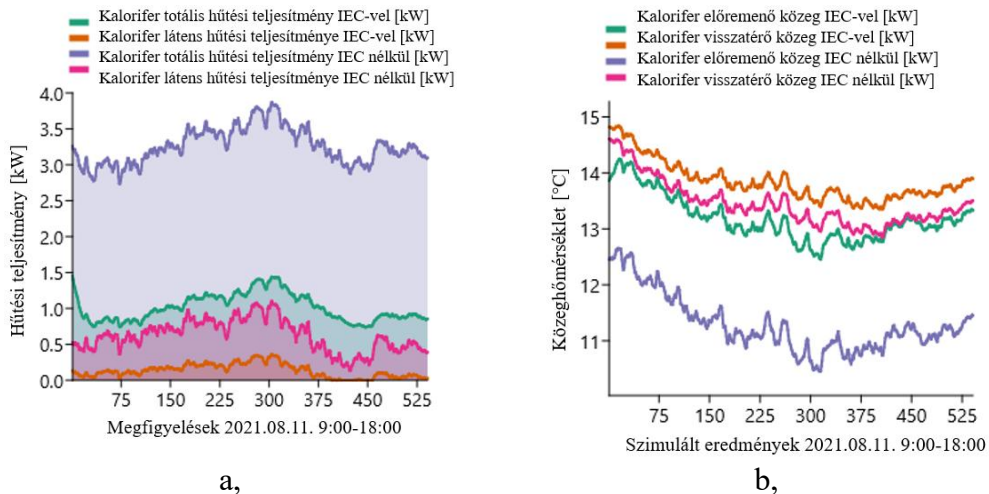
A hűtőkalorifer által leadott hűtési energia változásából a látens hűtési energia csökkenés nem tekinthető minden esetben hasznosnak. Ha a kültéri levegő nedvességtartalma meghaladja a beltérben tartani kívánt légállapot nedvességtartalmát, a szárításhoz felhasznált hűtési energia felhasználása szükséges a kívánt beltéri légállapot fenntartásához. Ebben az esetben az addíciós hűtési rendszer működése is megváltozik.

A hőcserélő munkapontjának meghatározásához parametrikus modellt használtam. A számítás alapja a 3 fejezetben bemutatott, a hőcserélő teljesítményét leíró összefüggések (3.9), (3.10), (3.11). A számításokhoz a laboratóriumi mérések során gyűjtött adatok kerültek felhasználásra.

A szimulációs eredményeket a 2021.08.11.-én gyűjtött adatok feldolgozásával szemléltetem. Az adott napon a méréseket 9:00-18:00 percenként végeztem. A helyiségben 25°C-t tartottam és vizsgáltam az indirekt evaporatív léghűtési eljárás működését. A mérés során 1500 m<sup>3</sup>/h kiegyenlített szellőztetést került megvalósításra. A mért adatokat felhasználva szimuláltam, hogy amennyiben a kívánt befűvési hőmérséklet 20°C, akkor a hűtő kalorifer segítségével mekkora hűtési teljesítményt kell biztosítani indirekt evaporatív léghűtés nélküli és indirekt evaporatív léghűtéssel való működés esetén.

A 4.10 ábra alapján látható, hogy az indirekt evaporatív léghűtés alkalmazásával jelentősen csökkent a hűtő kalorifer által leadott hűtési teljesítmény. Mivel kalorifer fizikai paraméterei változatlanok, így a víz hőmérséklet változásával állítható be az

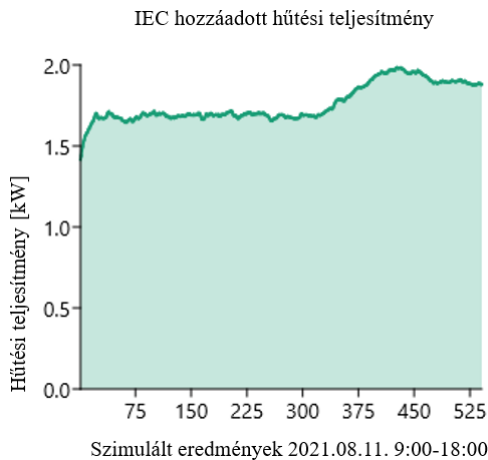
igényelt hűtőteltjesítményhez való illesztés. Hűtési teljesítmény csökkenése miatt a hőfoklépcső jelentősen csökkent, egyúttal a hőcserélő átlagos víz oldali hőmérséklete emelkedett, ami csökkenti a kondenzáció mértékét a hűtés közben.



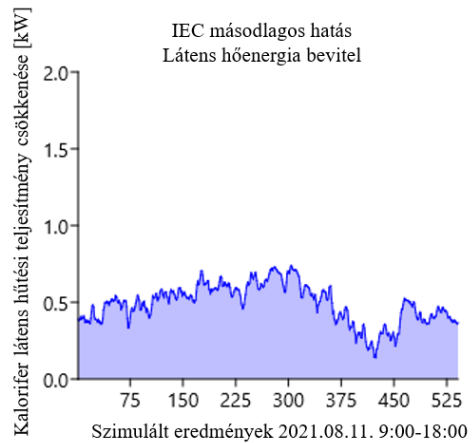
a,  
4.10 ábra Légkezelő hűtő kalorifer a, hűtési teljesítmény napi lefutása b,  
hőközetítő közeg hőmérsékleteinek napi lefutása

Az indirekt evaporatív léghűtés alkalmazásának elsődleges és másodlagos hatása által csökkent gépi hűtési energia igényét 4.11 ábra szemlélteti. Az eredmények alapján látható, hogy a teljes hűtési energiacsökkenés 78.24%-t az elsődleges hatás, a maradék 21.76%-t a másodlagos hatása okozta az indirekt evaporatív léghűtési eljárásnak az adott működési körülmények között.

A látens hűtési energia csökkenés csak akkor tekinthető hasznosnak, ha a kültéri levegő nedvességtartalma nem haladja meg a beltéri komfortviszonyok tartásához szükséges befűvási légállapot abszolút nedvességtartalmát. Amennyiben a kültéri légnedvesség ezt a határt meghaladja, úgy az adott célhőmérsékletre hűtött és befűjt levegő extra nedvességterhelést eredményez. A nedvességterhelés kezelése az addíciós hűtési rendszer (például: fan-coil rendszer, VRF rendszer stb.) feladata, ami annak hűtési energiaigényének növekedésével jár.



a,



b,

4.11 ábra a, Szimulált eredmények - légkezelő berendezés gépi hűtési energiaigénynek csökkenése indirekt evaporatív léghűtés alkalmazásával; b, a hűtő kalorifer látens hűtési energia csökkenése

A fenti vizsgálat induktív módon bizonyítja, hogy amennyiben a légkezelő berendezés nem önállóan biztosítja a helyiség komfortparamétereinek fenntartásához szükséges hűtési energia bevitelét, úgy nem elegendő a légkezelő energiafogyasztásának önálló vizsgálata, mivel annak üzemi körülményeinek változása kihat az addicionális hűtési rendszer energiafelvételére is. Mivel a kiegészítő hűtési rendszer energiafelhasználását csökkentő és növelő hatások is mutatkoznak, így egyszerű módszerekkel nem eldönthető, hogy az indirekt evaporatív léghűtés alkalmazásával a hűtési rendszer energiaigénye mekkora mértékben csökkenthető. Ennek vizsgálatához a valós meteorológiai viszonyok, a helyiségben tartani kívánt komfortparaméterek és a gépészeti rendszer felépítésnek pontos ismerete szükséges.

#### **4.3.5. A kültéri levegő kezelése kizárólag indirekt evaporatív léghűtéssel – hűtési energia igény minimalizálása a beltéri levegő nedvességtartalmának függvényében**

4.3.3 fejezet alapján látható, hogy az indirekt evaporatív léghűtési eljárás önálló alkalmazásával a légkezelő berendezés képes a beltérben uralkodó léghőmérséklettől alacsonyabb befűjt léghőmérséklet előállítására, a kültéri légállapotok széles tartományában, a laboratóriumi körülmények között mért műszaki paraméterek mellett. Amennyiben a légkezelő berendezés elsődleges feladata a friss levegő tartózkodási zónába juttatása, úgy az indirekt evaporatív léghűtési eljárás önálló alkalmazásával is elérhető izoterm, vagy a beltéritől alacsonyabb léghőmérséklet előállítása, vagyis elképzelhető olyan eset, amikor a légkezelő berendezésbe hűtőkalorifer beépítése nem feltétlenül szükséges.

Fontos azonban megjegyezni, hogy a beltéri komfortparaméterek fenntartása az indirekt evaporatív léghűtés önálló alkalmazásával nem lehetséges, minden kültéri légállapot esetén. Az eljárás, mint magas hőmérsékletű hűtés, a nedvességterhelés kezelésére nem képes, így a látens hőterhelés kezelésére alacsony hőmérsékletű kiegészítő hűtési rendszerre lehet szükség.

A 4.3.4 fejezet alapján látható, a beltéri nedvességtartalom kettős hatást gyakorol a hűtési rendszerre. Minél alacsonyabb a beltérben tartani kívánt páraszint maximális megengedhető értéke, annál nagyobb hőmérséklet csökkenés érhető el a beltérből elszívott levegő evaporatív úton történő kezelése által, amellyel a hővisszanyerő hűtési teljesítménye növelhető. Azonban minél alacsonyabb páraszint kerül beállításra és szinten tartásra a beltérben, annál nagyobb mértékű látens hűtési energia bevitelére van szükség, amely az alacsony hőmérsékletű hűtési rendszer fogyasztásának növekedésével járhat.

A 4.3.4 fejezet eredményeit figyelembe véve nem elegendő a befűjt léghőmérsékletre vezérelt légkezelő hűtési teljesítményigények önálló vizsgálata, mert az nem veszi figyelembe az alacsony hőmérsékletű hűtési rendszer többlet látens hűtési teljesítményigényét, amely a magasabb nedvességtartalmú levegő bejuttatásával jön létre.

A 3.3 fejezetben bevezetett összefüggésekkel, a laboratóriumi mérési adatokat és a meteorológiai mérési adatsorokat felhasználva, szimuláltam egy befűvési hőmérsékletre vezérelt légkezelő berendezés működését. A számítások során feltételeztem, hogy a beltérben tartani kívánt léghőmérséklet  $25^{\circ}\text{C}$ . A számításokat több légnedvességszint mellett elvégeztem a 3.3 fejezetben leírtak szerint. A páratерhelés kezelésére fordított energia ( $E_{\text{dehum.}}$ ) mennyisége annál nagyobb, minél kisebb a beltérben tartani kívánt légnedvesség szintje. Ezzel szemben az indirekt evaporatív léghűtés által elért hűtési energiamennyiség ( $E_{\text{IEC tot}}$ ) annál nagyobb, minél alacsonyabb a kezelt levegő nedvességtartalma azonos léghőmérséklet esetén.

Jelen vizsgálat célja meghatározni, hogy milyen beállított maximális belső nedvességtartalom mellett minimalizálható a hűtési rendszer energiafelhasználása.

Az eredmények nagyban függenek a telepítési terület meteorológiai viszonyaitól. A számításokat a 3.3 fejezetben leírtak szerint végeztem el.

A szimulált eredményeket a 4.4, táblázatban foglaltam össze. A táblázatban azok a belső légállapotok kerültek kiemelésre, amelyek mellett az indirekt evaporatív léghűtés által létrejövő totális hűtési energia csökkenés maximális.

*4.4 táblázat Indirekt evaporatív léghűtő hatása a hűtési energiaigényre különböző nedvességtartalommal rendelkező beltéri légállapotok esetén a 2019., 2020., 2021. 05.01-09.30 között mért meteorológiai adatok alapján*

Beltéri légállapot	E <sub>IEC tot.</sub> [kWh]	E <sub>IEC sens.</sub> [kWh]	E <sub>dehum.</sub> [kWh]	ΔE <sub>add.c.</sub> [kWh]	E <sub>tot</sub> [kWh]
2019.05.01-2019.09.30 Debrecen, szimulációs eredmények					
25°C 30RH%	1492.16	954.03	1605.26	651.23	840.93
25°C 40RH%	1337.44	794.67	845.43	50.76	1286.68
<b>25°C 50RH%</b>	<b>1185.62</b>	<b>638.30</b>	<b>305.33</b>	<b>-332.97</b>	<b>1518.59</b>
25°C 60RH%	1036.79	485.00	47.77	-437.23	1474.02
25°C 70RH%	891.01	334.84	0.81	-334.03	1225.04
25°C 80RH%	748.36	187.92	0.00	-187.92	936.28
2020.05.01-2020.09.30 Debrecen, szimulációs eredmények					
25°C 30RH%	1831.45	1202.00	3587.29	2385.29	-553.84
25°C 40RH%	1637.80	1002.55	2515.63	1513.08	124.72
25°C 50RH%	1447.79	806.84	1507.97	701.13	746.66
25°C 60RH%	1261.51	614.97	672.28	57.31	1204.20
<b>25°C 70RH%</b>	<b>1079.05</b>	<b>427.04</b>	<b>166.95</b>	<b>-260.09</b>	<b>1339.14</b>
25°C 80RH%	900.52	243.15	16.69	-226.46	1126.98
2021.05.01-2021.09.30 Debrecen, szimulációs eredmények					
25°C 30RH%	2449.92	1418.84	4026.32	2608.32	-158.4
25°C 40RH%	2213.70	1175.53	2724.89	1549.36	664.34
25°C 50RH%	1981.90	936.79	1558.38	621.59	1360.31
<b>25°C 60RH%</b>	<b>1754.66</b>	<b>702.72</b>	<b>675.18</b>	<b>-81.12</b>	<b>1835.78</b>
25°C 70RH%	1532.08	473.47	169.39	-303.61	1835.69
25°C 80RH%	1314.30	249.15	13.17	-235.98	1550.28

A szimulációs eredmények alapján az látható, hogy 2019-ben 25°C; 50 RH% mellett, 2020-ban 25°C; 70 RH% mellett, 2021-ben 25°C; 60RH% mellett képes az indirekt evaporatív léghűtés a legnagyobb mértékben csökkenteni a gépi hűtési energiaigényt a vizsgált légállapotok közül, adott működési paraméterek és meteorológiai adatok mellett. A fenti szimulációval a maximális relatív nedvességtartalom került meghatározásra a beltérben, vagyis a szimulált határ légállapot csak felső korlátnak tekinthető.

A számítások eredményei alapján elmondható, hogy energetikai szempontból, rögzített gépészeti paraméterek mellett sincs egyértelmű optimum pontja a beltérben megengedhető maximális légnedvesség szintjének, mivel az a külső meteorológiai viszonyoktól nagyban függ. Továbbá fontos megjegyezni, hogy a beltérben tartott légnedvesség tartomány nemcsak energetikai, hanem komfortelméleti szempontok alapján kerül beállításra. Ezzel együtt, az indirekt evaporatív léghűtési eljárás a komfort terekben tartható légnedvesség tartományban képes jelentős mennyiségű hűtési energia előállítására.

#### 4.4. Indirekt evaporatív léghűtés vizsgálata valós körülmények között

A 3.4 fejezetben bemutatott légkezelő berendezéshez az indirekt evaporatív léghűtés utólag került kiépítésre. A laborkörülmények között végzett vizsgálatok alapján az indirekt evaporatív léghűtéssel jelentős hűtési energia takarítható meg. A laborvizsgálatok után kutatásom a valós körülmények közötti üzemeltetés lehetőségének feltárása fókuszált.

A 3.4 fejezetben bemutatott légkezelő berendezés vizsgálata során alkalmazott mérési pontok helye és megnevezése a 3.16 ábrán került jelölésre. (S1 – kültéri légállapot, S2 – kültérből származó levegő a hővisszanyerési eljárást követő légállapota, S3 – kültérből származó levegő hűtőkalorifer utáni légállapota, S4 – beltérből elszívott levegő légállapota, S5 – beltérből elszívott levegő direkt evaporatív léghűtő utáni állapota)

Az átalakított légkezelő berendezés működése 3 egymás utáni napon (06-08.08.2022.) kerül bemutatásra. A napok egy hőhullám végéről kerültek kiválasztásra, egy forró nap (06.08.2022.), egy hőségnap (07.08.2022.), egy nyári nap (05.08.2022.).

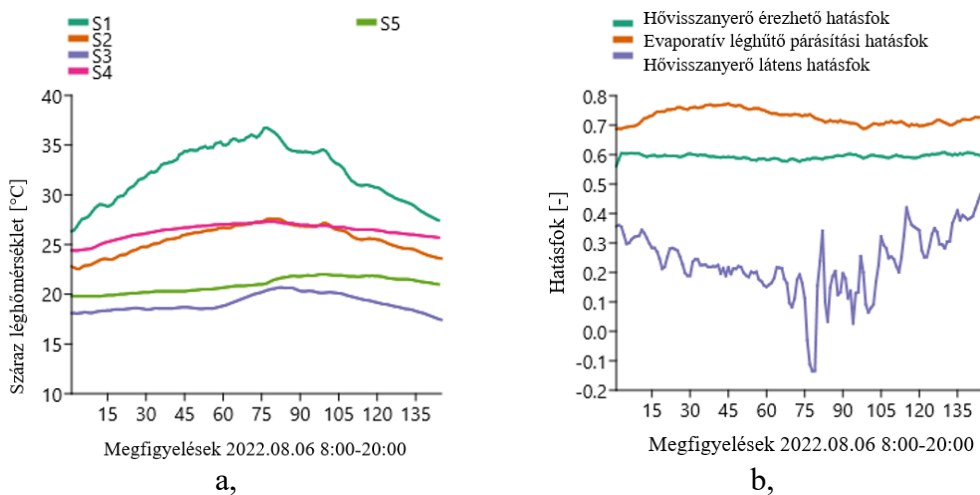
4.5 táblázat a direkt evaporatív léghűtő egység és a hővisszanyerő berendezés működési tartománya a mérések ideje alatt

06.08.2022.	Hővisszanyerő érezhető határfok	0.54-0.61
8:00-20:00	Hővisszanyerő látens határfok	-0.23-0.75
	Evaporatív hűtő párasítási határfok	0.69-0.77
07.08.2022.	Hővisszanyerő érezhető határfok	0.48-0.61
8:00-20:00	Hővisszanyerő látens határfok	0.11-0.34
	Evaporatív hűtő párasítási határfok	0.71-0.75
08.08.2022.	Hővisszanyerő érezhető határfok	0.43-0.63
8:00-20:00	Hővisszanyerő látens határfok	0.11-0.44
	Evaporatív hűtő párasítási határfok	0.69-0.77

A 4.5 táblázat alapján látható, hogy a hővisszanyerő érezhető határfoka elmarad az új berendezésekre vonatkozó ERP elvárásokhoz képest. A hővisszanyerő érezhető határfok értékének a volatilitása kis mértékű volt a mérési időszakban. A látens határfoka a hővisszanyerőnek viszont jelentős volatilitással rendelkezett. A vizsgálatok alapján a nagy volatilitás akkor volt tapasztalható, amikor a direkt evaporatív léghűtés eljárásán átesett elszívott levegő és a kültéri friss levegő abszolút nedvességtartalma közötti különbség kicsi volt. Ekkor a mérési hibatag jelentősen befolyásolta az eredményeket. Ilyen esetek különösen a 06.08.2022. napi mérések során fordultak elő. A direkt evaporatív léghűtés határfoka a teljes mérési sorozat alatt csak kis mértékben változott, nagy kilengések nem fordultak elő.

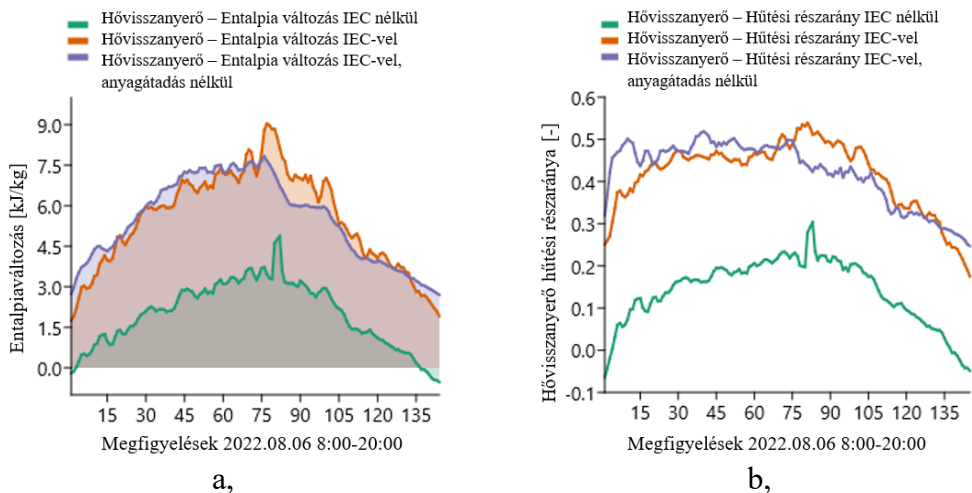
A forró napon (06.08.2022. 8:00-20:00) a beltérből elszívott levegő hőmérséklete 24,4-27,3 °C, míg a kültéri levegő hőmérséklete 26,3-36,9°C között mozgott. E kültéri viszonyok közel állnak a régióban alkalmazott méretezési hőmérsékletekhez.

A direkt evaporatív léghűtés által a beltérből elszívott levegő hőmérséklete 4,5-6,5 °C csökkent, így a hővisszanyerő által kinyerhető hűtési teljesítmény megnövekedett (4.12 ábra). A vizsgált nap során az indirekt evaporatív léghűtési eljárás után a kezelt friss levegő hőmérséklete és a beltéri léghőmérséklet között eltérés -2,1-0,4°C mozogott, vagyis a vizsgált nap jelentős részében az indirekt evaporatív léghűtési eljárás önálló használatával a beltéri léghőmérséklettől kis mértékben alacsonyabb befűvási hőmérséklet volt elérhető.



4.12 ábra a légkezelő berendezés mért és kalkulált működési paraméterei a 2022.08.06. mérési napon

A légkezelő berendezéssel a mérés során jelentős mennyiségű érezhető hűtési teljesítmény kerül bejuttatásra a tartózkodási zónába. A befűvási léghőmérséklet 17,5-20,7 °C között változott, így a légkezelő berendezésnek az indirekt evaporatív léghűtési eljárás után jelentős gépi hűtési teljesítményfelvétele volt a kívánt befűvási légállapot elérése érdekében. Az indirekt evaporatív léghűtési eljárás alkalmazásával a hűtési aránya a hővisszanyerőnek jelentősen növekedett a hagyományos hővisszanyerési módhoz képest. A hővisszanyerő által kinyerhető teljes hűtési energia mennyiség 178%-kal növekedett a vizsgált napon (4.13 ábra).

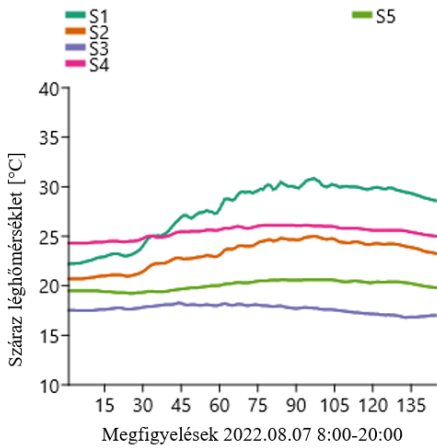


4.13 ábra a légkezelő berendezés mért és szimulált adatainak összehasonlítása hagyományos hőviszanyerési mód és indirekt evaporatív léghűtés alkalmazása mellett, a hőviszanyerőben mért anyagátadás mellett és anyagátadás nélkül megvalósuló hőcsere esetén a 2022.08.06. mérési napon.

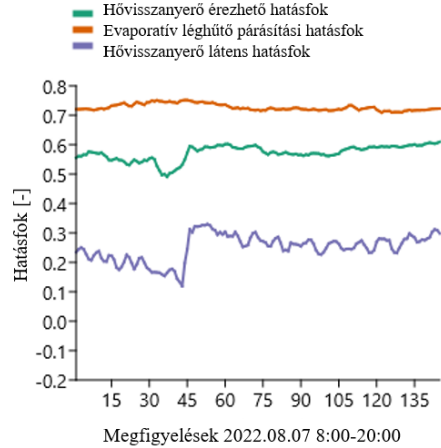
A 4.13. ábrán került szemléltetésre az a szimulált esetet is, amikor a hőviszanyerő azonos érezhető hőviszanyerési hatásfokkal, de nedvességátadás nélkül üzemel. Azokban az időszakban, amikor a kültéri levegő abszolút nedvességtartalma meghaladta az elszívott és direkt evaporatív léghűtési eljárásan átesett levegő nedvességtartalmát nagyobb a kinyerhető hűtési teljesítmény a nedvesség átadásra képes hőviszanyerő által. Ellenkező esetben a hőviszanyerőn történő nedvességátadás nélküli esetben érhető el nagyobb entalpiaváltozás.

A fentiek alapján a beltéri és kültéri nedvességtartalom viszonya jelentősen befolyásolja, hogy melyik hőviszanyerési megoldás előnyösebb a hőviszanyerő által elérhető entalpiaváltozás maximalizálása érdekében.

Amíg az eddig vizsgálat napon a kültéri léghőmérséklet mindig meghaladta a beltérit, addig a 2022.08.07. 8:00-20:00 vizsgált időszak első felében a kültéri léghőmérséklet alacsonyabb, mint a beltéri (4.14 ábra). Ekkor a hagyományos hőviszanyerő eljárás alkalmazásával hűtési teljesítmény nem nyerhető. A 4.14 a, ábrája alapján a hagyományos hőviszanyerés alkalmazása esetén pozitív entalpiaváltozást a hőviszanyerővel csak jóval azután érhető el, miután a kültéri levegő hőfoka meghaladta a beltéri léghőmérsékletet. Ennek oka a nedvességátadás. A beltéri levegő abszolút nedvességtartalma meghaladta a kültéri levegőjét, így az átadott nedvesség csökkentette a hőviszanyerőben létrejövő entalpiaváltozást.



a,

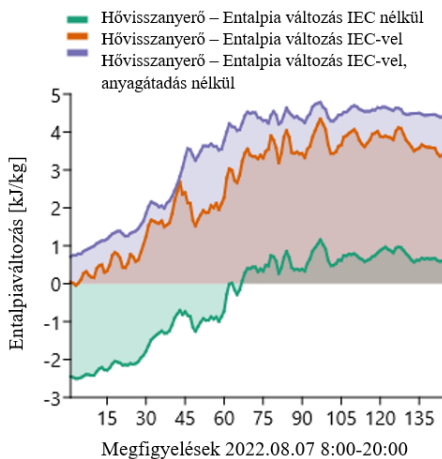


b,

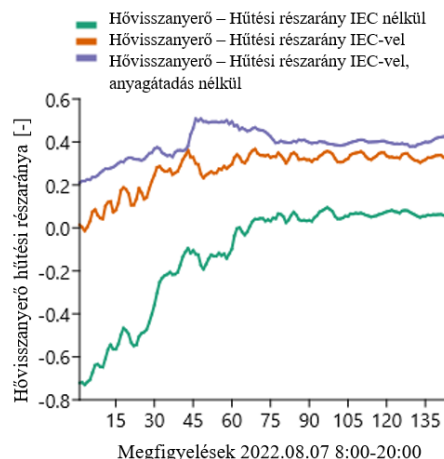
4.14 ábra a légkezelő berendezés mért és kalkulált működési paramétereit a 2022.08.07. mérési napon

Amennyiben a légkezelő berendezések vezérlése kizárólag hőfokjelekre történik, úgy a 4.14 ábra és 4.15 ábra összevetéséből látható, hogy indirekt evaporatív lég hűtési eljárás nélküli hővisszanyerési esetben a hővisszanyerő olyankor is üzemjelet kapott (mivel a beltéri hőmérséklet alacsonyabb, mint a kültéri), amikor annak üzemeltetés során a kezelt és bejuttatni kívánt levegő entalpiája növekszik, ami növeli a hűtési energiafelhasználást.

**A fentiekből levonható következtetés, hogy a hővisszanyerő berendezés és az azt megkerülő by-pass ág (ha van) vezérlése, csak akkor történhet hőfokjelek alapján, ha a hővisszanyerés során a nedvességátadás nem léphet fel. Amennyiben nedvességátadás léphet fel a hővisszanyerés során, helyes működés csak az entalpiaváltozásra való vezérléssel érhető el.**



a,



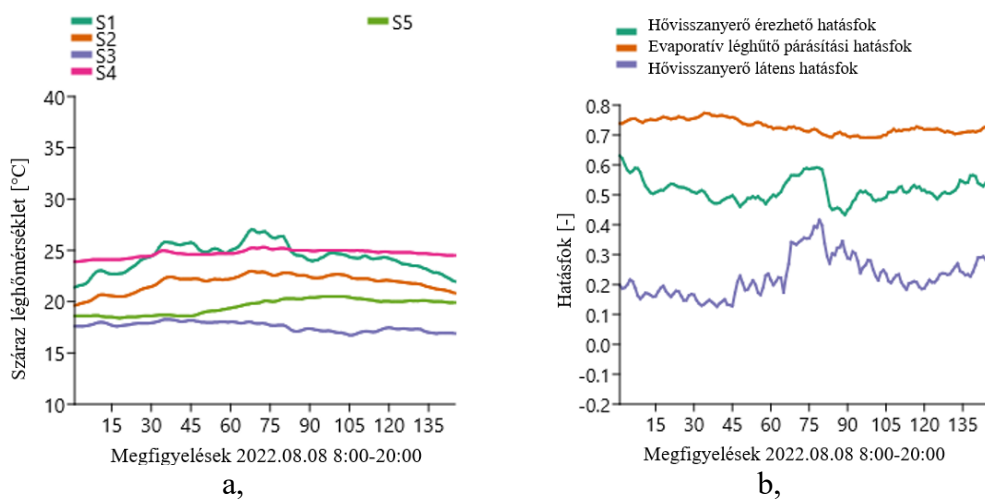
b,

4.15 ábra a légkezelő berendezés mért és szimulált adatainak összehasonlítása hagyományos hővisszanyerési mód és indirekt evaporatív lég hűtés alkalmazása

mellett, a hővisszanyerőben mért anyagátadás mellett és anyagátadás nélkül megvalósuló hőcsere esetén a 2022.08.06. mérési napon.

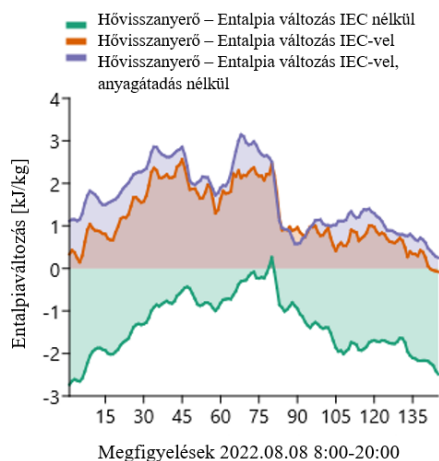
A 4.15. ábra alapján látható, hogy a hővisszanyerő hasznos működési ideje jelentősen megnövelhető az indirekt evaporatív léghűtési eljárás alkalmazásával. A 2022.08.07. nap vizsgált időszakában a hővisszanyerő hasznos működési ideje 41%-kal növekedett. A szimuláció alapján látható, hogy az adott napon tapasztalható üzemkörülmények között a nedvesség átadás nélküli hővisszanyerési esetben szignifikánsan nagyobb a kinyerhető entalpiaváltozás mértéke.

A hővisszanyerő berendezés hasznos működési idejének növekedése a 2022.08.08. nyári napon érhető tetten a leglátványosabban. Az adott napon a külső léghőmérséklet közel megegyezett a beltéri léghőmérséklettel (4.16 ábra). Míg hagyományos esetben a hővisszanyerő az adott napon nem lett volna képes csökkenteni a gépi hűtés teljesítményigényét, addig az indirekt evaporatív léghűtési eljárással a teljes vizsgálat időszakban képesek voltunk a gépi hűtési teljesítményt csökkenteni (4.17 ábra).

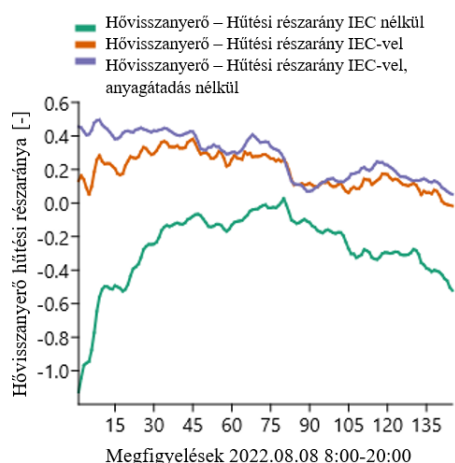


4.16 ábra a légkezelő berendezés mért és kalkulált működési paraméterei a 2022.08.08. mérési napon

A forró nap esetén látható volt, hogy az indirekt evaporatív léghűtési eljárás alkalmazásával a gépi hűtési teljesítmény tervezett kapacitása érdemben csökkenthető, míg a hőség és nyári napok vizsgálatából látható, hogy a hővisszanyerő hűtési üzemód szerinti üzemideje jelentősen növelhető úgy, hogy a légkezelő vezérlésében, valamint műszaki kialakításában minimális változtatásokat kellett végrehajtani. A bemutatott eljárás jól alkalmazható a meglévő légkezelő berendezések Retrofit programjában.



a,



b,

4.17 ábra a légkezelő berendezés mért és szimulált adatainak összehasonlítása hagyományos hőviszanyerési mód és indirekt evaporatív léghűtés alkalmazása mellett, a hőviszanyerőben mért anyagátadás mellett és anyagátadás nélkül megvalósuló hőcsere esetén a 2022.08.08. mérési napon.

A vizsgált napokon mért eredmények és számítások alapján szimuláltam, hogy a hőviszanyerő egység (HRU) segítségével mekkora a kinyerhető hűtési energia mennyiség és a hasznos működési idő, ha feltételezzük:

- A légkezelő befúvási térfogatárama állandó 40.000 m<sup>3</sup>/h
- A vizsgált napi működési idő: 8:00-20:00 (12h)
- A forgódobos hőviszanyerő, ha nem képes hűtési teljesítmény kinyerésére, akkor megáll.

A fenti feltételek mellett 3 eset került megvizsgálásra. Az első esetben szimuláltam, hogy a hőviszanyerő indirekt evaporatív léghűtési eljárás nélkül működik az adott mérési napokon. A második esetben a mért adatok eredményei alapján összegeztem a hőviszanyerőnek és indirekt evaporatív léghűtés működésének eredményét. A harmadik esetben szimulálta, hogy nedvesség átadás nélküli hőviszanyerés esetén, hogy alakult volna a hőviszanyerő működése az indirekt evaporatív léghűtés alkalmazásával. Az eredményeket a 4.6 táblázat mutatja be.

4.6 táblázat A hővisszanyerő mért és szimulált működése adott peremfeltételek mellett a vizsgált nyári, hőség és forró napokon

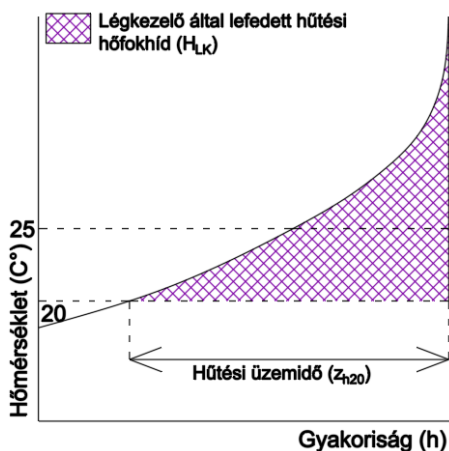
Napok	Vizsgált esetek	Hővisszanyerő hasznos üzemóra (max.: 12h) [h]	Hővisszanyerő által létrehozott hűtési energia [kWh]
2022.08.06. 8:00-20:00 (Forró nap)	Hővisszanyerő IEC nélkül	11.16	318.33
	Hővisszanyerő IEC-vel	12.00	878.26
	Hővisszanyerő anyagátadással és IEC-vel	12.00	876.61
2022.08.07. 8:00-20:00 (Hőség nap)	Hővisszanyerő IEC nélkül	6.75	57.50
	Hővisszanyerő IEC-vel	11.75	422.59
	Hővisszanyerő anyagátadással és IEC-vel	12.00	559.31
2022.08.08. 8:00-20:00 (Nyári nap)	Hővisszanyerő IEC nélkül	0.33	0.95
	Hővisszanyerő IEC-vel	11.67	196.10
	Hővisszanyerő anyagátadással és IEC-vel	12.00	262.73

A szimulációk és mért eredmények alapján látható, hogy az indirekt evaporatív léghűtés alkalmazása jelentősen növelte, a hővisszanyerő hasznos üzemidejét, valamint a kinyerhető hűtési energia mennyiségét. Az indirekt evaporatív léghűtés alkalmazásával nemcsak a forró napon (06.08.2022), hanem a hőség (07.08.2022) és nyári nap (08.08.2022) esetén is jelentős hűtési teljesítmény többlet érhető el. Az indirekt evaporatív léghűtési eljárás használatával a hővisszanyerő hasznos működési ideje jelentősen kitolható. A vizsgálatok alapján a nedvesség átadás nélküli hővisszanyerési eljárással nagyobb hűtési teljesítmény érhető el.

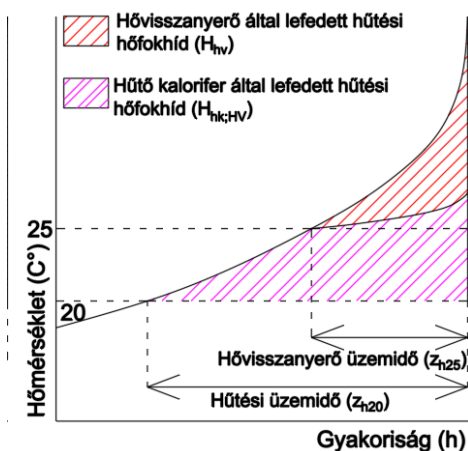
#### 4.5. Indirekt evaporatív hűtés alkalmazásának vizsgálata hosszútávon a magyar éghajlati viszonyok között

A 4.3 és 4.4 fejezetek alapján látható, hogy adott napokat vizsgálva az indirekt evaporatív hűtési eljárás alkalmazása lehetséges a komfort légkezelő berendezések esetén. Az eddig bemutatott eredmények szerint, a hűtési energiaigény kielégítésekor a magas hőmérsékletű hűtési eljárással fedezett részarány növelhető az indirekt evaporatív léghűtés alkalmazásával. A mérési és meteorológiai adatok alapján az eljárás alkalmazása során a kezelt és kezelendő közeg nem érte el egymás harmatponti hőmérsékletét, így a hővisszanyerő által előállított hűtési energia mennyisége a hőfokgyakorisági görbével és a hővisszanyerő által kezelt hőfokhíd nagyságának változásával szemléltethető. A 3.4 fejezetben bemutatott módszer és számítás alapján, a szemléltetésre felhasznált légkezelő berendezés eredeti és indirekt evaporatív léghűtéssel felszerelt üzemelését a 2009-2021 meteorológiai adatok (Debrecen-Kismacs) alapján összeállított hőfokgyakorisági görbén szemléltetem.

Hagyományos, hővisszanyerővel felszerelt légkezelő berendezés hűtési hőfokhidja a 4.18 a, ábrán került szemléltetésre. A 4.18 b, ábrán látható a hővisszanyerő és a hűtőkalorifer által áthidalt hőfokhid. Az ábrát vizsgálva látható, hogy a hővisszanyerő hasznos üzemideje (7187 h), a rögzített paraméterek mellett, jelentősen kisebb, mint a hűtési időszak hossza (21734 h). A fenti esetben, a hővisszanyerő, a teljes hűtési időszak 33,07%-ban képes részt venni a hőfokhid áthidalásában. A légkezelő által áthidalt teljes hőfokhid (93102 hK) 22,56%-t fedezte a hővisszanyerő berendezés (21008 hK). A légkezelő hűtő kalorifere a teljes hőfokhid 77,44%-t szükséges fedeznie, ahhoz, hogy a légkezelő, a 3.4 fejezetben leírt, kívánt paraméterekkel üzemelhessen.

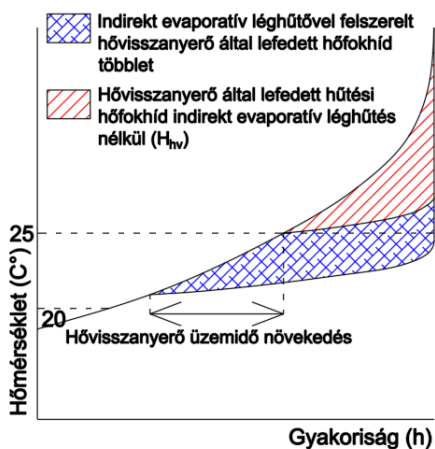


a,

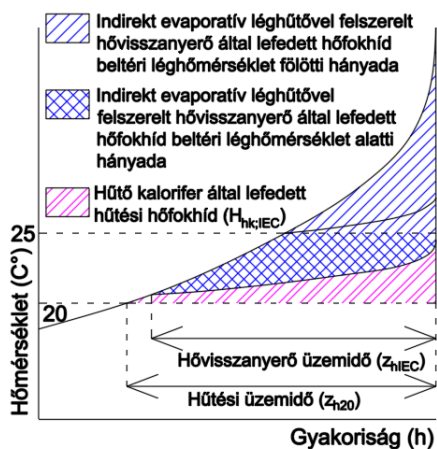


b,

4.18 ábra a, légkezelő működtetése során áthidalni szükséges hőfokhid; b, a hővisszanyerő és hűtőkalorifer által áthidalt hőfokhid nagysága a vizsgálat időszakban (2009-2021)



a,



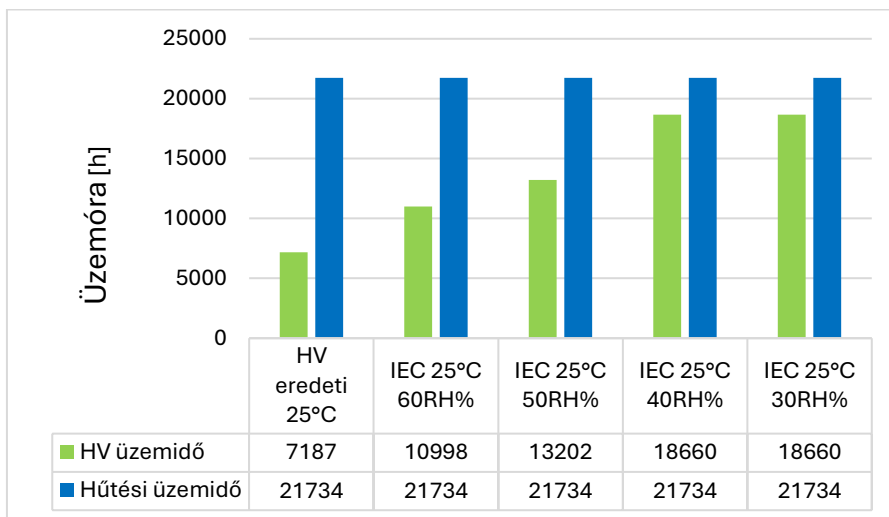
b,

4.19 ábra a, hővisszanyerő hasznos üzemidejének növekedése az indirekt evaporatív léghűtés alkalmazásával b, a hővisszanyerő és hűtőkalorifer által áthidalt hőfokhid nagysága a vizsgálat időszakban indirekt evaporatív léghűtés alkalmazása mellett (2009-2021)

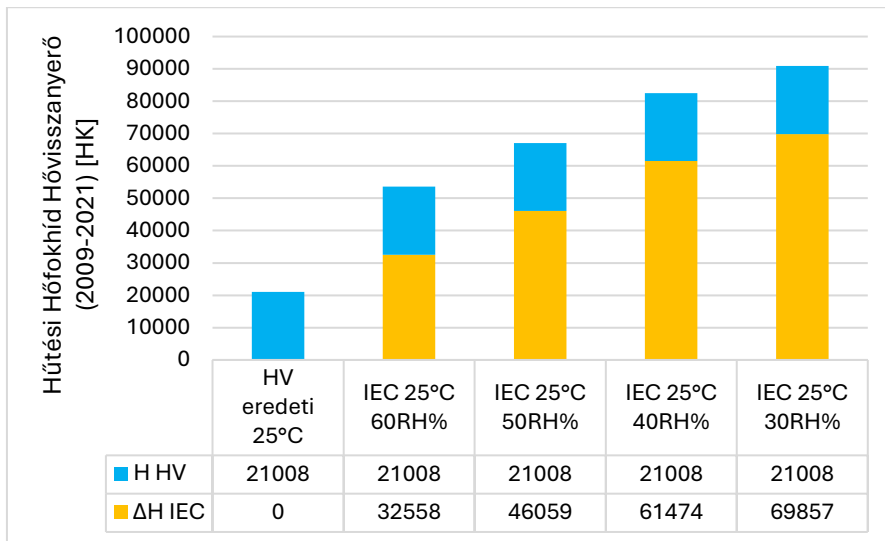
Az 4.19 a, ábra alapján látható, hogy a hővisszanyerő hasznos üzemideje jelentősen növekedett. A hagyományos légkezelő működés esetén 7187 h volt a hővisszanyerő hasznos üzemideje, amely az indirekt evaporatív léghűtés alkalmazásával 10998 h-ra növekedett, amely 53%-os növekedést jelent (25°C 60RH% belső légállapotot feltételezve). A hővisszanyerő üzemeltetésével hagyományos esetben 21008 hK hőfokhíd volt lefedhető, amely az indirekt evaporatív léghűtés alkalmazásával 53565 hK-re emelkedett, amely 155%-os növekedést jelent. A hővisszanyerő indirekt evaporatív léghűtővel való együttes alkalmazásával a teljes hőfokhíd 57,53%-t fedezi a korábbi 22,56% helyett.

Az 4.19 b, ábra alapján látható, hogy az indirekt evaporatív léghűtés alkalmazásával a hűtőkalorifer által fedezett hőfokhíd jelentősen csökken. A példaként használt rendszer esetén. A korábbi 77,44%-ról, a hűtőkalorifer által lefedett hőfokhíd, 42,47%-ra csökkent.

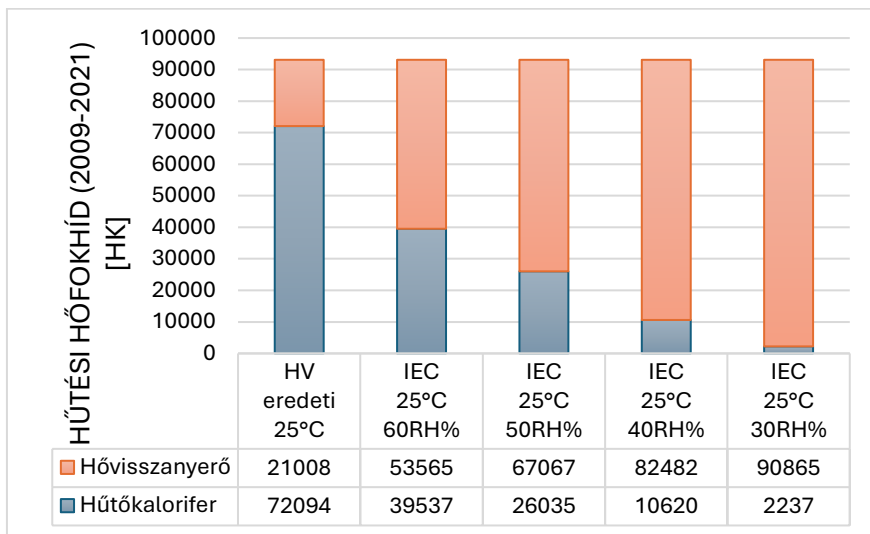
Az eddig bemutatásra kerülő, szemléltető esetben a beltéri légállapot 25°C 60RH% volt. A 4.20, 4.21, 4.22 ábrák mutatják be, hogy az indirekt evaporatív léghűtő mekkora hőfokhidat képes áthidalni azonos hőmérsékletű, de eltérő nedvességtartalmú beltéri légállapotok mellett. Amennyiben a légkezelő és az indirekt evaporatív léghűtő által áthidalt hőfokhidak ismertek, a hűtő kalorifer által áthidalandó hőfokhíd nagysága is meghatározható a (3.34) összefüggés szerint.



4.20 ábra A hővisszanyerő hasznos üzemideje és a légkezelő által áthidalni szükséges hőfokhíd a vizsgált időszakban (2009-2021); hagyományos hővisszanyerés és indirekt evaporatív léghűtés alkalmazása mellett, azonos elszívott léghőmérséklet, de eltérő légnedvesség esetén



4.21 ábra A hővisszanyerő által áthidalt hőfokhíd a vizsgált időszakban (2009-2021); hagyományos hővisszanyerés és indirekt evaporatív léghűtés alkalmazása mellett, azonos elszívott léghőmérséklet, de eltérő légnedvesség esetén



4.22 ábra A légkezelő által áthidalt hőfokhíd és annak megoszlása a hővisszanyerő és hűtőkalorifer között a vizsgált időszakban (2009-2021); hagyományos hővisszanyerés és indirekt evaporatív léghűtés alkalmazása mellett, azonos elszívott léghőmérséklet, de eltérő légnedvesség esetén

A 4.20, 4.21, 4.22 ábrák alapján látható, hogy a beltéri nedvességtartalom jelentős hatással van a vizsgált légtechnikai rendszerbe telepített, indirekt evaporatív léghűtő egység által lefedett hőfokhíd nagyságára.

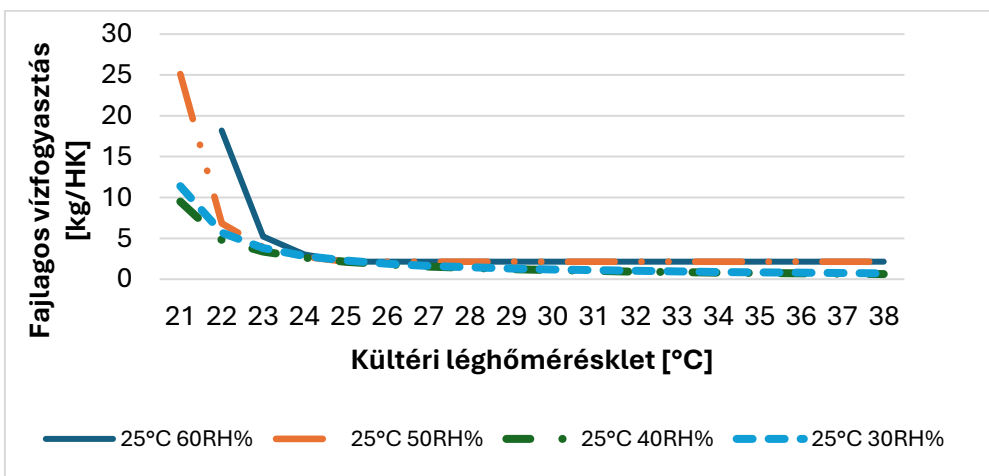
#### 4.6. Indirekt evaporatív hűtés erőforrás igényének vizsgálata a magyar éghajlati viszonyok között

Az evaporatív és indirekt evaporatív léghűtési eljárások erőforrás felhasználásának az értékelése összetett feladat. Az eljárások elektromos energiát és vízfelhasználást egyaránt igényelnek. A 3.5 fejezetben látható volt, hogy az evaporatív hűtési eljárás vízfelhasználása a műszaki paramétereken túl az elszívott levegő állapotától függ. Amennyiben a beltéri komfortviszonyok rögzítettek, akkor az elszívott levegő kezelése egyenletes, folyamatos vízfogyasztást eredményez a (3.39), (3.40) összefüggések szerint.

A 3.4 fejezetben bemutatott és 4.5 fejezetben tárgyalt szemléltető esetben (levegő tömegáram – 1kg/s, hővisszanyerő érezhető hatásfok – 82,4%, evaporatív léghűtő párasítási hatásfoka – 73,7%, beltéri légállapot – 25°C 60RH%, kívánt befűvési léghőmérséklet – 20°C) a rendszer vízfogyasztása a vizsgált időszakban (2009-2021) 94,66 m<sup>3</sup>, amelynek felhasználásával az áthidalt hőfokhíd ( $\Delta H_{IEC\ HV}$ ) 32558 HK.

A 3.4 fejezet alapján, ha a beltéri légállapot nem változik, úgy időben állandó vízfogyasztás várható rögzített működési paraméterek mellett. Azonban az indirekt evaporatív léghűtéssel áthidalt hőfokhíd időben nem állandó, annak mértéke függ a kültéri levegő állapotától is.

A 4.23 ábrán látható az indirekt evaporatív hűtési eljárással áthidalt egységnyi hőfokhídhoz tartozó fajlagos vízfogyasztás a kültéri léghőmérséklet függvényében a példa rendszer rögzített paramétere mellett. Az ábra alapján látható, hogy amennyiben a kültéri léghőmérséklet alacsony, úgy a fajlagos vízfelhasználás mértéke nagyobb. Ennek oka, hogy adott működési paraméterek mellett generált hőmérséklet különbség kisebb, így a hővisszanyerő által áthidalt hőfokhíd is kisebb mértékű. A kisebb mértékű hőfokhíd áthidalásához azonos mennyiségű víz került felhasználásra, ezáltal a fajlagos vízfogyasztás növekszik.



4.23 ábra az indirekt evaporatív hűtési eljárással áthidalt egységnyi hőfokhídhoz tartozó fajlagos vízfogyasztás a kültéri léghőmérséklet függvényében a példa rendszer rögzített paramétere mellett

Ha a beltérből elszívott levegő szárazabb, több nedvesség felvételére képes, úgy nagyobb hőmérsékletkülönbség alakítható ki, ezáltal a fajlagos vízfogyasztás kisebb mértékben növekszik (4.23 ábra).

A vizsgált rendszer rögzített paramétere mellett (1 kg/s légtömegáram esetén) az indirekt evaporatív léghűtés által megtakarított hűtési energia 32721 kWh a (3.41) összefüggés alapján.

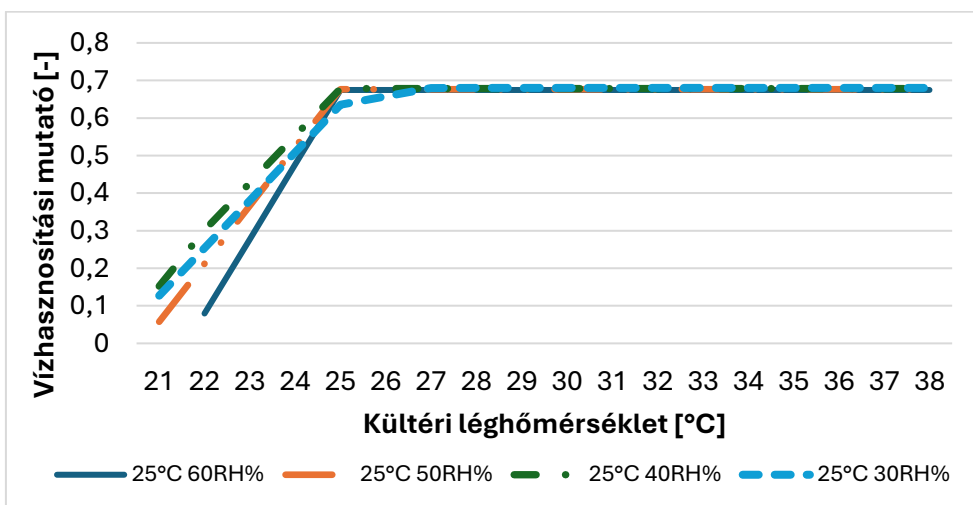
A vizsgált rendszer rögzített paramétere mellett az indirekt evaporatív léghűtés során felhasznált egységnyi vízmennyiség által megtakarított fajlagos hűtési energia a vizsgált időszakban (2009-2021) 0,346 kWh/kg (1244,4 kJ/kg) átlagos értéket ért el, amennyiben a beltérben 25°C 60RH% légállapot került beállításra, a 3. fejezetben bemutatott (3.42) összefüggés alapján.

Annak érdekében, hogy szemléltetni tudjam az indirekt evaporatív léghűtéssel kinyert, a légkezelő számára hasznos hűtési energiát a víz párolgása során elvont összes hőenergiához képest, létrehoztam egy viszonyszámot, amelyet **vízhasznosítási mutatónak** ( $\omega_w$ ) neveztem el (4.17).

$$\omega_w = \frac{\Delta q_{IEC}}{r} [-] \quad (4.17)$$

A vizsgált esetben az átlagos vízhasznosítási mutató értéke 0,498, 25°C 60RH% beltéri légállapot feltételezése esetén, vagyis a légkezelő szempontjából hasznos, átlagosan elvont, fajlagos hőenergia 49,8%-volt a víz bepárolgásához szükséges, elvont, fajlagos hőenergia mennyiségéhez képest.

A 4.24 ábra szemlélteti az indirekt evaporatív léghűtés vízhasznosítási mutató értékét a kültéri léghőmérséklet függvényében. Az ábra alapján látható, hogy a mutató széles tartományban közel konstans értékű. A vizsgált belső légállapotok és rögzített műszaki paraméterek mellett a vízfelhasználási mutató 0,674-0,680 értékű, amikor az eljárás teljes potenciálja kiaknázható.



4.24 ábra Indirekt evaporatív léghűtés vízhasznosítási mutató értéke a kültéri léghőmérséklet függvényében

Amennyiben a cél az indirekt hűtési eljárás vízfelhasználás oldali optimalizálása, úgy a vízhasznosítási mutató értékei alapján szükséges mérlegelni az eljárás alkalmazását. Adott kültéri hőmérséklet alatt azonos mennyiségű víz felhasználása kisebb áthidalt hőfokhidat eredményez.

A 3.5 fejezet alapján a hűtési eljárások jellemzésére használt, (3.43) és (3.44) összefüggésekkel meghatározott, energia hatékonysági (EER) és szezonális energia hatékonysági mutatók (SEER) használta a hagyományos, hűtőköri körfolyamatokon alapuló, hűtési eljárások és a direkt és indirekt evaporatív léghűtés összevetésére nem megfelelőek, mivel a mutatók nem veszik figyelembe a folyamat során felhasznált vízmennyiséget, mint energiaforrást.

Az EER és SEER mutatók értéke nagy mértékben függ az evaporatív léghűtőn létrejövő ellenállás nagyságától, amit elsősorban a panelen átáramló levegő sebessége befolyásol, amely egyedi méretezési feladat. A modern légkezelő berendezésekben alkalmazott áramlási sebesség nagyságrendileg 0,7-2,5 m/s között alakulnak az ErP követelmények miatt. A labormérések során a maximális homloksebesség 0,9 m/s volt, amely esetén a nedves párasító panel ellenállása 19 Pa volt. Amennyiben feltételezzük, hogy a ventilátor és az elektromotor együttes, totális hatásfoka 60% úgy a ventilátor többlet villamos teljesítmény igénye a párasító panel rendszerbe való illesztése esetén (4.18):

$$\Delta P_{\text{ventilátor}} = \frac{\Delta p_{\text{evaporatív léghűtő}} \dot{V}_{\text{levegő}}}{\eta_{\text{totális}}} \text{ [kW]} \quad (4.18)$$

A példában alkalmazott rögzített paraméterek mellett, a ventilátor többlet villamos teljesítmény igénye 26,4W.

A Légtechnika laboratóriumban felépített evaporatív léghűtő egységben alkalmazott szivattyú névleges elektromos teljesítménye 20W. Így a totális többlet villamos teljesítmény igény a vizsgált esetben 46,4W.

Amennyiben a beltéri légállapot 25°C 60RH%, úgy a vizsgált időszakban (2009-2021) 10998h az az időtartam, amely esetén a kültéri levegőtől alacsonyabb léghőmérséklet állítható elő az evaporatív léghűtő segítségével a beltérből elszívott levegőből. Amennyiben a fenti üzemidővel számolok, úgy a totális villamos energia igénye az eljárásnak a vizsgált időszakban (4.19):

$$Q_{\text{szivattyú}} + \Delta Q_{\text{ventilátor}} = T(P_{\text{szivattyú}} + \Delta P_{\text{ventilátor}}) = 510,31 \text{ kWh} \quad (4.19)$$

Ekkor a SEER értéke (4.20):

$$SEER_{IEC} = \frac{\Delta Q_{IEC}}{Q_{\text{szivattyú}} + \Delta Q_{\text{ventilátor}}} = \frac{32721 \text{ kWh}}{510,31 \text{ kWh}} = 64,12 \text{ [-]} \quad (4.20)$$

Ha az egyes hűtési rendszer megoldásokat gazdasági szempontból kerülnek vizsgálatra, úgy a különböző erőforrások (áram, víz) az egyes energiaforrások egységárával vethetőek össze. Az alternatív hűtési megoldások összehasonlítására új hatékonysági mutató került kidolgozásra. **Az összesített erőforrásfelhasználás**

**gazdasági hatékonyság mutató (TREER – Total Resource usage Economic Efficiency Ratio) általános képlete (4.21):**

$$TREER = \frac{Q_{h\ddot{u}t\acute{e}s}}{\sum_{i=1}^n \dot{Q}_i C_i} [kWh/HUF] \quad (4.21)$$

Ahol a számlálóban a leadott hűtési teljesítmény, míg a nevezőben az erőforrásokból felhasznált mennyiségek és egységárak szorzata. Az egységárak gazdasági szempontból úgy kezelhetők, mint a primer energia átalakítási tényezők. Adott pénznemben, adott lokáció szerinti tarifadíjak alkalmazásával az egyes hűtési alternatívák gazdasági szempontból összevethetővé válnak.

**A TREER mutató szezonális értéke a (4.22) képlet alapján határozható meg.**

$$STREER_{IEC} = \frac{Q_{h\ddot{u}t\acute{e}s}}{\sum_{i=1}^n Q_i C_i} = \frac{Q_{h\ddot{u}t\acute{e}s}}{Q_{villamos} C_{villamos} + Q_{v\acute{iz}} C_{v\acute{iz}}} [kWh/HUF] \quad (4.22)$$

A TREER és STREER mutató segítségével az alternatív hűtési megoldások egymással összehasonlíthatóak gazdasági szempontból. A mutatószám segítségével előállítható egy képzetes EER' érték is. Amely megmutatja, hogy az alternatív hűtési rendszer megoldás, milyen EER mutatóval rendelkező hagyományos hűtőtechnikai megoldással egyenértékű, gazdasági szempontból. Ezt azért találtam célszerűnek, mert szakmai berkeken belül az EER és SEER széleskörben alkalmazott jósági fokmérők, ezáltal abszolút értékeik a témában kevésbé jártas szakembereknek is könnyen értelmezhető.

**A képzetes EER' érték a (4.23) képlet alapján határozható meg:**

$$EER' = TREER_{IEC} C_{villamos} [-] \quad (4.23)$$

**A képzetes SEER' érték a (4.24) képlet segítségével számolható ki:**

$$SEER' = STREER_{IEC} C_{villamos} [-] \quad (4.23)$$

Amennyiben a számítások során az áram tarifadíját 70,104 Ft/kWh [internet - 4], a víz tarifadíját csatornadíjjal együtt 1457 Ft/m<sup>3</sup> [internet - 5] feltételezem, úgy a szemléltetésre felhasznált rendszerben alkalmazott indirekt evaporatív léghűtési eljárás szezonális összesített erőforrásfelhasználás gazdasági hatékonyság mutatója, valamint a képzetes SEER' értékei, különböző beltéri légállapotok mellett a 4.7 táblázat szemlélteti.

*4.7 táblázat A példarendszerben alkalmazott indirekt evaporatív léghűtési eljárás szezonális összesített erőforrásfelhasználás gazdasági hatékonyság mutatója STREER, valamint a képzetes SEER' értékei, különböző beltéri légállapotok mellett*

Mutatók	Beltéri légállapot			
	25°C 60RH%	25°C 50RH%	25°C 40RH%	25°C 30RH%
STREER <sub>IEC</sub>	0,359	0,387	0,445	0,441
SEER' <sub>IEC</sub>	13,49	13,53	15,08	14,59

Fontos megjegyezni, hogy a mutatószámokat a tarifadíjak jelentősen befolyásolják. Jelen számításoknál feltételeztem, hogy a vízdíjjal a szennyvízelvezetési és csatornadíj is megfizetésre kerül. Mivel a valóságban a felhasznált vízmennyiség jórészt elpárologtatásra kerül, így felmerül a lehetősége az evaporatív léghűtő egység

almérőről történő üzemeltetésére, ezáltal mentesülve a szennyvízelvezetési és csatornadíj megfizetése alól.

A 4.7 táblázatban szereplő képzetes SEER értékek jelen tarifadíjak és rögzített műszaki paraméterek mellett azokat a szezonális mutató értéket prezentálják, amelyekkel azonos üzemeltetési költséggel üzemelő alternatív hűtőrendszereknek rendelkeznie kell.

A 4.7 táblázat alapján látható, hogy a mutatószámok javulnak, ahogy a beltérből elszívott levegő nedvességtartalma csökken 25°C 40RH% belső légállapotig. 25°C 30RH% nedvességtartalom mellett a mutatók értékei romlottak. Ennek oka, hogy példarendszer működései paraméterei mellett 20°C alatti befűvási léghőmérséklet is előállítható volna, azonban a rendszernél a befűvási hőfok rögzítésre került. Ebben az esetben a teljes potenciálisan bepárolgó vízmennyiségre és felépülő hűtési teljesítményre a légkezelő berendezésnek nincs szüksége. A fenti körülmények között az evaporatív léghűtő vízdali szabályozásával kezelhető a felesleges vízfogyasztás.

#### **4.7. Evaporatív léghűtő víz oldali szabályozásának kidolgozása átfolyós rendszerű evaporatív léghűtő esetén**

A 3.7 fejezet alapján láthatóvá vált, hogy az indirekt evaporatív hűtés légtechnikai rendszerbe való illesztése és szabályozása kidolgozást igényel. A 4.6 fejezet alapján elmondható, hogy van olyan üzemállapot adott működési körülmények között, amikor a kívánt légkezeléshez nincs szükség az evaporatív léghűtés teljes hűtési potenciáljának a kiaknázására, ekkor a rendszer víz betáplálás oldali szabályozására lehet szükség.

Piacutatásom alapján a higiéniai kockázatot csökkentendő, a légkezelő gyártók előnyben részesítik az átfolyós rendszerű evaporatív léghűtő egységeket a légkezelő berendezésbe közvetlenül beépített egységek esetén. A piacon fellelt átfolyós evaporatív léghűtő berendezések vízdali szabályozással nem rendelkeznek, így jelentős vízdali túlfogyasztás tapasztalható ezeknél a rendszereknél. Felismerve a fenti hiányosságot, valamint a 4.6 fejezetben bemutatott gazdasági elemzést egyedi szabályozó rendszer került kifejlesztésre az átfolyós rendszerű indirekt evaporatív léghűtő berendezésekhez.

Az evaporatív hűtő egységbe belépő közeg légállapotának és az evaporatív léghűtő párasítási hatásfokának a függvényében meghatározható a bepárolgó víz mennyisége. Amennyiben az indirekt evaporatív léghűtő előtt egy hőmérséklet és pára szenzor kerül elhelyezésre az adott légállapothoz tartozó nedves léghőmérséklet számítható.

A kiindulási légállapot és az evaporatív léghűtő műszaki paramétereinek függvényében a szükséges víztömegáramot meghatározó összefüggést a (3.4), (3.5) egyenleteket felhasználva határoztam meg. A levezetés során a 3.10 ábra indexeit használtam fel.

Az evaporatív léghűtő után kialakuló léghőmérséklet a 4.3.1 fejezetben levezetett összefüggést (4.6) felhasználva fejezhető ki (4.24):

$$t_{ki} = t_{be} - \Delta t = t_{be} - \frac{\Delta x(r + c_{pv}g t_{be})}{c_p + c_{pv}g(x_{be} + \Delta x)} [C^\circ] \quad (4.24)$$

A (3.5) és (4.24) egyenletet egyenlővé téve és az így kapott összefüggés átrendezésével a bepárolgó víz fajlagos mennyisége kifejezhető a kiindulási légállapot és a párasítási hatások függvényében (4.25):

$$\Delta x = \frac{\varepsilon(t_{be} - t_n)(c_p + c_{pv}g x_{be})}{r + c_{pv}g t_{be} - \varepsilon(t_{be} - t_n)c_{pv}g} [kg/kg] \quad (4.25)$$

A levegő térfogatáramának az ismeretében a minimális víztömegáram meghatározható (4.26):

$$\dot{m}_{v\acute{e}z} = \dot{m}_{leveg\ddot{o}} \Delta x = \rho_l \dot{V} \Delta x = \rho_l \dot{V} \frac{\varepsilon(t_{be} - t_n)(c_p + c_{pv}g x_{be})}{r + c_{pv}g t_{be} - \varepsilon(t_{be} - t_n)c_{pv}g} \left[ \frac{kg}{s} \right] \quad (4.26)$$

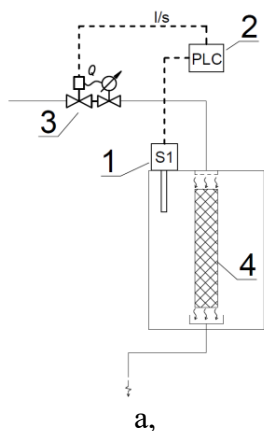
A modern légkezelő berendezésekben a szállított levegő térfogatáram a ventilátor szívókúpján mért nyomásesés alapján kerül számításra az automatika rendszer által. A (4.26) képlet alapján a panelről elpárolgó víz mennyisége számítható, azonban a párasítási hatások fenntartásához és a panelről a szennyeződések és az elpárolgó vízből megmaradt szárazanyag lemosásához többlet víz felhasználására van szükség. Az általam megkeresett gyártók minimálisan 20% technológiai többlet vízfelhasználást írtak elő. Ez alapján a (4.27) képletbe egy biztonsági szorzó tényező került beépítésre:

$$\dot{m}_{v\acute{e}z} = n \dot{m}_{leveg\ddot{o}} \Delta x = n \rho_l \dot{V} \Delta x = n \rho_l \dot{V} \frac{\varepsilon(t_{be} - t_n)(c_p + c_{pv}g x_{be})}{r + c_{pv}g t_{be} - \varepsilon(t_{be} - t_n)c_{pv}g} \left[ \frac{kg}{s} \right] \quad (4.27)$$

**A (4.27) összefüggés segítségével az evaporatív léghűtő működéséhez szükséges minimális vízmennyiség meghatározható a kiindulási légállapot és léghűtő berendezés műszaki paraméterei alapján.**

A (4.27) összefüggést felhasználva egyedi szabályozó rendszert hoztam létre a 3.4 fejezetben bemutatott mérési területen. Annak érdekében, hogy az evaporatív léghűtő szabályozása a lehető legpontosabb legyen, ultrahangos áramlásmérővel ellátott okos szelep került szabályozó szelepként beépítésre (4.25 b, ábra).

A szabályozó szelep az épületfelügyeleti rendszerről kerül vezérlésre. A bemenő adatok alapján, a 4.27 összefüggés segítségével meghatározott érték függvényében, a szelep térfogatáram korlátozó paramétere folyamatos állításra kerül. Az okos szelep alkalmazásának előnye, hogy a vízhálózat nyomásingadozását a szelep képes lekezelni, így képes a beállított átfolyási vízmennyiséget tartani.



4.25 ábra a, szabályozó rendszer elvi séma; b, rendszerbe beépített ultrahangos áramlásmérővel felszerelt okos szabályozó szelep

- 1 - hőmérséklet és pára szenzor a párásító panel előtt elhelyezve; 2 - szelep vezérlőegység; 3 – ultrahangos áramlásmérővel ellátott motoros szabályozó szelep; 4 – párásító panel

A kidolgozott szabályozási mód további előnye, hogy az evaporatív hűtő utáni levegőállapot nem szükséges a szabályozás üzemeltetéséhez, mivel (4.27) képletben csak a bemenő légállapothoz tartozó paraméterek és a párásítási hatásfok szerepel. A panel után csak kontrol mérés történik, illetve a rendszer applikációjánál ellenőrző mérések. Ennek előnye, hogy légkezelő berendezésekbe utólagosan épített evaporatív léghűtő esetén nem szükséges új szenzor beépítése, amennyiben az elszívott levegő hőmérséklete és páratartalma mérve volt.

A rendszermegoldás valós körülmények között tesztelésre került. A3.4 fejezetben bemutatott, pilot projektként ideiglenesen átalakított AHU-3 légkezelő mérési eredményeinek alapján, a bevásárló központ felújításánál olyan légkezelő berendezések kerültek megtervezésre és kivitelezésre, amelyek gyárilag indirekt evaporatív léghűtővel felszereltek.

Az új légkezelő berendezések vezérlésébe az általam kidolgozott szabályozási technika került beépítésre. **A Debreceni Egyetemen végzet kutatómunka eredményeként a műszaki kidolgozás használati mintaoltalmat szerzett.**

A kidolgozott elrendezés további előnye, hogy a párásító panel után nincs szükség mérésre a szabályozáshoz. Ez lehetővé teszi, hogy a párásító panel a hővisszanyerővel szorosan összeépítve kerüljön elhelyezésre. A piacon kapható rendszermegoldások jellemzően külön légkezelő építőelemben kerülnek elhelyezésre, ami növeli a berendezések méretét, valamint költségét.

A Debreceni Egyetem és a Rosenberg Hungária Kft. együttműködési megállapodást kötött az eljárást felhasználó légkezelő termékcsalád fejlesztéséről. A fejlesztés alatt álló rendszermegoldások prototípusként üzemelnek a gyártó telephelyén, amelyek a HKVS közvetítő közeges termékcsalád bővítését célozzák.



4.26 ábra. A Rosenberg Hungária Kft. és a Debreceni Egyetem, Műszaki kar, Épületgépészeti és Létesítménymérnök Tanszék által fejlesztett, indirekt evaporatív léghűtéssel ellátott HKVS közvetítőközeges hővisszanyerő berendezés prototípusa

Az evaporatív léghűtő egységet és a közvetítő közeges hővisszanyerő elszívó ágba telepített hőcserélő egységét közös cseppptálcában és légkezelő építő elemben elhelyezésének kidolgozásában részt vettem (4.26 ábra). **A Debreceni Egyetemen végzett kutatómunka eredményeként a műszaki kidolgozás használati mintaoltalmat szerzett.**

#### **4.8. Indirekt evaporatív léghűtés üzemeltetési feltételeinek meghatározása a légkezelő hűtési energiaigényének minimalizálása érdekében**

A 4.7 fejezetben bemutatott szabályozási eljárással a légtechnikai rendszerbe beépülő direkt evaporatív léghűtő víz fogyasztása az adott üzemelési körülményekhez igazítva valósítható meg. Az indirekt evaporatív léghűtés beépülésével a légkezelő berendezés újabb egységgel bővült, amelynek hatása van a többi légkezelő elem működésére is.

Az evaporatív léghűtés indítási és üzemeltetési feltételrendszerének kidolgozása és illesztése a légkezelő berendezés működési logikájába kiemelt feladat a légtechnikai rendszer optimális üzemeltetéséhez.

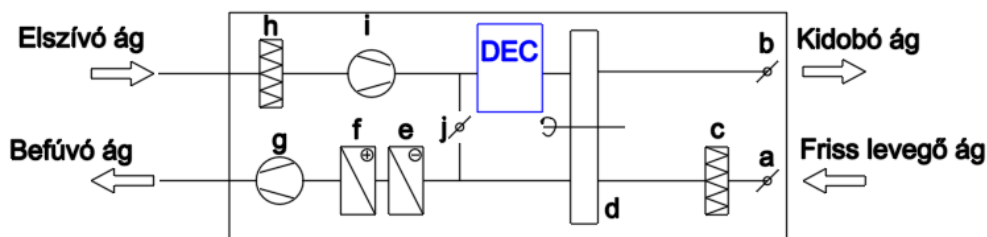
A komfort területek kiszolgáló légkezelő feladata a friss levegő és a hűtési, fűtési energia egy részének, vagy egészének a kezelt térbe való juttatása. Ebben az esetben, a légkezelő által kezelt levegő hőhordozó közegként is szolgál. Az energiafelhasználás minimalizálása érdekében a légkezelő berendezésekben gyakran keverő ág kerül alkalmazásra. A keverő ágon keresztül a friss levegőhöz az elszívott levegő kerül bekeverésre. Amennyiben az elszívott levegő légállapota kevesebb energia felhasználásával hozható a kívánt befűvési légállapot szintjére, mint a kültéri friss levegőt, akkor az eljárással hűtési, vagy fűtési energia takarítható meg.

A légkezelő berendezésbe beépülő indirekt evaporatív léghűtési eljárás hatását figyelembe vevő, energetikai optimalizálási céllal kidolgozott feltételrendszert a 4.27 ábrán szemléltetett légkezelő elrendezési séma alapján dolgoztam ki.

A 4.5 fejezetben alapján a hővisszanyerő berendezések hőfokjelre történő üzemeltetése energetikailag nem megfelelő, mivel ekkor a látens hővándorlás nem

kerül figyelembevételre. A 4.5 fejezet eredményei alapján a hővisszanyerők üzemeltetése entalpiaváltozásra kell, hogy történjen, amennyiben a közegek között anyagátadás, vagy a hőmérsékletviszonyok miatt felületi kondenzáció alakul ki. Emiatt az önálló hőmérséklet mérés a hővisszanyerő után nem elégséges.

Az üzemeltetési feltételrendszer a 4.27 ábrán bemutatott séma szerint légkezelő elrendezés mellett került kidolgozásra. Az ábrán bemutatott séma alapján az evaporatív hűtő egységen (DEC) kizárólag a kültéri irányába távozó levegő kerül átvezetésre, így a légkezelő berendezésben elhelyezett megkerülő ágon a beltérből elszívásra kerülő levegő állapotával egyező állapotú levegő keverhető vissza.



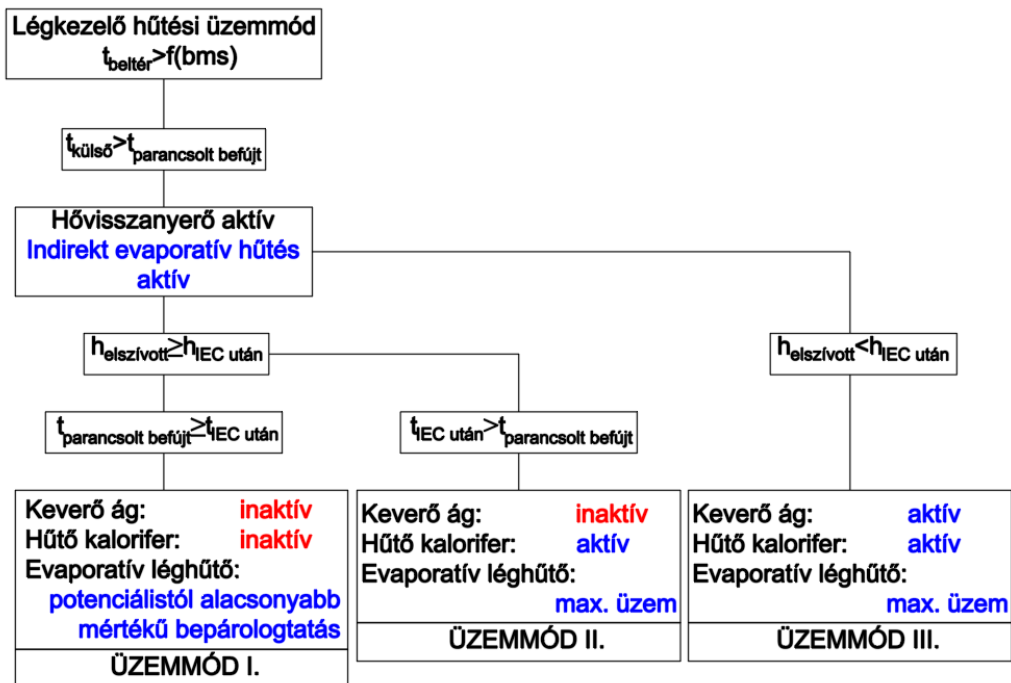
4.27 ábra Légkezelő berendezés elvi séma

a, b – motoros zsalu, c, h – szűrő, d – hővisszanyerő, e – hűtőkalorifer, f – fűtőkalorifer, g, i – ventilátor, j – keverő zsalu DEC – evaporatív léghűtő

Az üzemeltetési feltételrendszer megalkotásakor feltételeztem, hogy a légkezelő befúvási hőfokra vezérelt. A parancsolt befúvási hőfok lehet konstans, vagy képlet alapján kalkulált érték az érzékelt paraméterek függvényében. Az engedélyezési logika felépítése a 4.28 ábrán látható.

Az ábra alapján, az indirekt evaporatív léghűtés engedélyező jelet kap az épületfelügyeleti rendszertől, amennyiben a légkezelő hűtési üzemmódban van és a külső hőmérséklet meghaladja a parancsolt befűjt léghőmérséklet értékét.

Amennyiben az elszívott levegő entalpiája kisebb, mint az indirekt evaporatív léghűtéssel kezelt levegő entalpiája, úgy az elszívott levegő további kezelése a befúvási paraméterek elérésig kevesebb energiafelhasználást igényli, így ebben az esetben a keverés engedélyezésre kerül a légkezelő berendezésben (III. üzemmód). A keverés a beltéri levegő minőségének biztosítása szempontjából minimális friss levegő szintjéig állítható.



4.28 ábra Légkezelő berendezésbe integrált indirekt evaporatív léghűtés engedélyezési feltételrendszere

Amennyiben az indirekt evaporatív léghűtéssel kezelt levegő entalpiája kisebb vagy egyenlő az elszívott levegő entalpia értékével, úgy az indirekt evaporatív léghűtővel elért léghőmérséklet függvényében változik az energetikailag optimális üzemeltetése a légkezelő berendezésnek.

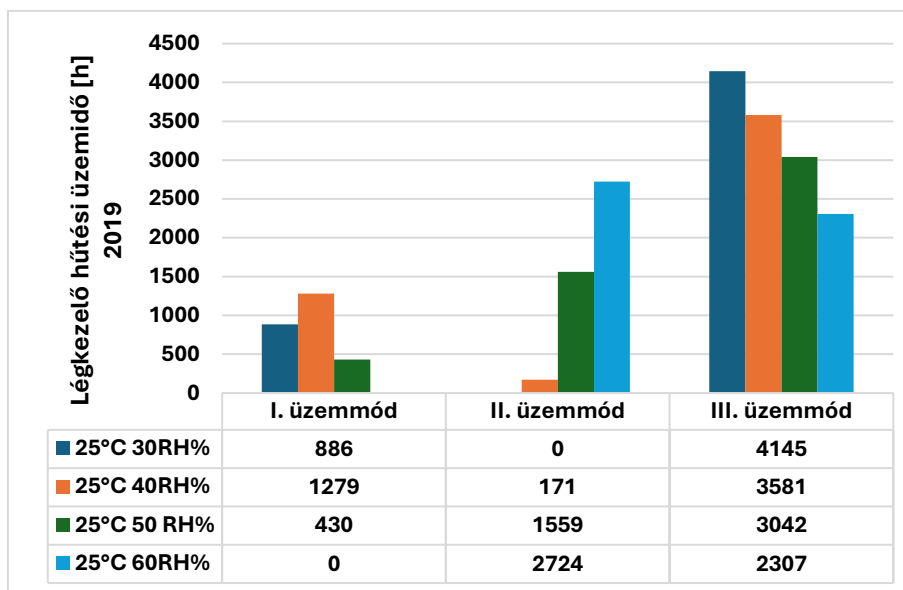
Ha az indirekt evaporatív léghűtéssel kezelt levegő hőmérséklete alacsonyabb, mint a mindenkori parancsolt befűjt léghőmérséklet, úgy a keverő ág lezárásra kerül és a légkezelő teljes egészében friss levegőt juttat a beltérbe. A kívánt befűvási leghőmérséklet beállítása az evaporatív léghűtő (pl. párologtató panelre érkező vízmennyiség szabályozásával) és/vagy a hővisszanyerő szabályozásával (pl. rotor forgási sebességének állítása) történik (I. üzemmód).

Amennyiben az indirekt evaporatív léghűtéssel kezelt levegő entalpiája kisebb, mint a beltérben uralkodó légállapothoz tartozó entalpiaérték, de a kezelt levegő hőmérséklete meghaladja a kívánt befűvási hőfokot, úgy a keverés tiltó jelet kap. Ebben az esetben hiába alacsonyabb a beltérből származó levegő hőmérséklete, energetikailag a keverés nem előnyös a magasabb entalpiaérték miatt. Javasolt a légkezelő 100% friss levegővel való üzemeltetése. A kívánt befűjt léghőmérséklet a hűtő kalorifer segítségével kerül beállításra (II. üzemmód).

Általánosan nem lehet meghatározni, hogy a 4.28 ábrán jelölt I., II., III. üzemmódok mekkora időhányadban jelennek meg. Ez függ a légkezelő üzemeltetésétől, a hűtési szezonban tapasztalt kültéri légállapotoktól és a befűvási leghőmérséklettől, valamint a beltéri légállapottoktól egyaránt.

A 3.4 fejezetben bemutatott és 4.5 fejezetben vizsgálat légkezelő rendszer paramétereit esetén megvizsgáltam, hogy a Debrecen-Kismacs Agro-Meteorológiai állomáson 2019-ben mért adatok alapján a 4.28 ábrán bemutatott üzemmódok mekkora időhányadban vesznek részt a légkezelő berendezés üzemelése során.

Annak érdekében, hogy a beltéri légállapot hatását szemléltetni tudjam a számításokat négy különböző relatív nedvességtartalom szint mellett is elvégeztem. Az eredményeket a 4.29 ábra mutatja be.



4.29 ábra A légkezelő berendezés hűtési üzemórái üzemmódok szerint a 2019-es évben

A 4.29 ábra alapján látható, hogy kizárólag a beltérben tapasztalható nedvességtartalom változtatásának markáns hatása van arra, hogy a légkezelő vezérlési üzemmódok milyen gyakorisággal kerülnek alkalmazásra, így a feltételrendszer illesztése szükséges a légkezelő berendezés energetikailag optimális üzemeltetése érdekében.

## 5. Eredmények

Kutatási munkám eredményei a nagy transzparens felületi aránnyal rendelkező épületek külső forrásból származó hőterhelésének vizsgálatára és a légtechnikai rendszerek hűtési energia igényének csökkentésére fókuszált, indirekt evaporatív léghűtés alkalmazásával. Munkám fontosabb eredményeit jelen fejezetben foglalom össze.

### 5.1 Új tudományos eredmények

#### 1. TÉZIS

##### a, pont

**A nagy transzparens felületi aránnyal rendelkező épületek esetén a külső forrásból származó hőterhelés mértékére az épület hőtároló kapacitása jelentős hatással van. Az MSZ EN 16798-1:2019 „I.”, „II.” „III.” komfortkategóriájának megfelelő operatív belső hőmérsékletek mellett, megállapítottam, hogy a hőtechnikai szempontból könnyű és nehéz szerkezetű, de minden más szempontból azonos épületfizikai tulajdonságokkal rendelkező, fő égtájak felé néző transzparens szerkezetekkel rendelkező épület esetén, a maximális hőterhelés értékek közötti arány nem állandó.**

A számításokhoz felhasznált fő égtájak felé néző nagy transzparens felületi aránnyal rendelkező szimmetrikus kialakítású épület esetén végzett számítások eredményei induktív módon bizonyítják a leírtakat:

Az MSZ EN 16798-1:2019 szabvány szerinti „I”, komfortkategóriáknak megfelelő 23,5°C belső operatív hőmérséklet mellett a könnyű szerkezetű épületvariáns maximális hőterhelése 1,61-1,67 szerese a nehéz szerkezetű épületvariáns maximális hőterhelésértékéhez képest.

Az MSZ EN 16798-1:2019 szabvány szerinti „II”, komfortkategóriáknak megfelelő 26°C belső operatív hőmérséklet mellett a könnyű szerkezetű épületvariáns maximális hőterhelése 2,14-2,4 szerese a nehéz szerkezetű épületvariáns maximális hőterhelésértékéhez képest.

Az MSZ EN 16798-1:2019 szabvány szerinti „III”, komfortkategóriáknak megfelelő 27°C belső operatív hőmérséklet mellett a könnyű szerkezetű épületvariáns maximális hőterhelése 2,53-2,94 szerese a nehéz szerkezetű épületvariáns maximális hőterhelésértékéhez képest.

##### b, pont

**Nagyarányú, helyiségenként egy fő égtáj felé néző, eltérő orientáltságú transzparens határoló felülettel, de azonos egyéb épületfizikai jellemzőkkel rendelkező helyiségek esetén a direkt szoláris nyereség jelentősen befolyásolja a külső forrásból származó hőterhelés maximális értékét. Megállapítottam, hogy a keleti tájolású transzparens szerkezettel rendelkező helyiség hőterhelése a legnagyobb mértékű a 8-16h-ig terjedő időszámban.**

## 2. TÉZIS

Megállapítottam, hogy a komfort légkezelő berendezésekben alkalmazható indirekt evaporatív léghűtési eljárás önálló alkalmazásával a belső légállapot, a légvezetési rendszer, a bepárolgó víz mennyisége és a hővisszanyerő berendezés paraméterei függvényében meghatározható a kültéri légállapotokra vonatkozó izoterm befűvási határ. Az izoterm befűvási határt leíró képletek által kijelölt működési mezőbe eső kültéri légállapot esetén, az indirekt evaporatív léghűtés önálló használatával a komfort légkezelő berendezés képes az elszívott levegő léghőmérsékletével megegyező, vagy attól alacsonyabb befűvási léghőmérséklet előállítására. A kültéri légállapotra vonatkozó izoterm befűvási határt leíró összefüggéseket kidolgoztam:

$$t_{1,limit} = \frac{t_5 - \eta t_{5'}}{1 - \eta} = \frac{t_5 - \eta \left[ t_5 - \frac{\Delta x (r + c_{pvg} t_5)}{c_p + c_{pvg} (x_5 + \Delta x)} \right]}{1 - \eta} \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$x_{1,limit} = \frac{0,622 \exp \left( 23,752 + \frac{-4134,9088}{238,5104 + \left[ t_5 - \frac{\Delta x (r + c_{pvg} t_5)}{c_p + c_{pvg} (x_5 + \Delta x)} \right]} \right)}{101325 - \exp \left( 23,752 + \frac{-4134,9088}{238,5104 + \left[ t_5 - \frac{\Delta x (r + c_{pvg} t_5)}{c_p + c_{pvg} (x_5 + \Delta x)} \right]} \right)} \quad [\text{kg/kg}]$$

$$h_{1,limit} = c_p t_{limit} + x_{limit} (r + c_{vg} t_{limit}) \quad [\text{kJ/kg}]$$

Ahol,  $t_5$  – a légkezelő által beltérből elszívott levegő száraz léghőmérséklete [ $^{\circ}\text{C}$ ];  $x_5$  – a légkezelő által beltérből elszívott levegő abszolút nedvességtartalma [ $\text{kg/kg}$ ];  $\eta$  – a hővisszanyerő berendezés érezhető hatásfoka [-];  $\Delta x$  – az evaporatív léghűtő egységgel elpárologtatott víz fajlagos mennyisége [ $\text{kg/kg}$ ];  $r$  – a víz fajlagos párolgáshője [ $\text{kJ/kg}$ ];  $c_p$  – a levegő állandó nyomáson vett fajhője [ $\text{kJ/kgK}$ ];  $c_{pvg}$  – a vízgőz állandó nyomáson vett fajhője [ $\text{kJ/kgK}$ ].

Az összefüggésekben felhasznált indexek a 3.11 ábrának megfelelően kerültek felhasználásra.

### 3. TÉZIS

Megállapítottam, hogy befűjt léghőmérsékletre szabályozott komfort célú légkezelő berendezés esetén, az indirekt evaporatív léghűtés alkalmazása mellett, a légkezelő berendezést kiszolgáló hűtőkalorifer által leadott hűtési teljesítmény csökkenthető.

**Bizonyítottam, hogy amennyiben a légkezelő berendezés nem önállóan biztosítja a helyiség komfortparamétereinek fenntartásához szükséges hűtési energia bevitelét, úgy nem elegendő a légkezelő energiafogyasztásának önálló vizsgálata, mivel annak üzemi körülményeinek változása kihat a kiegészítő hűtési rendszer energiafelvételére is.**

**Igazoltam, hogy befűvási léghőmérsékletre vezérelt légkezelő berendezés alkalmazása esetén, a magas hőmérsékletű léghűtés arányának növekedésével (indirekt evaporatív léghűtési eljárás) a beltérbe juttatott, kültéri levegőből származó nedvességterhelés növeli az alacsony hőmérsékletű, kiegészítő hűtési rendszer látens hőenergia felvételét, amennyiben a kültéri levegő nedvességtartalma meghaladja a beltéri légállapot nedvességtartalmát.**

### 4. TÉZIS

Megalkottam az indirekt evaporatív léghűtésre vonatkozó vízhasznosítási mutatót ( $\omega_w$ ), amely megmutatja az indirekt evaporatív léghűtéssel kinyert, a légkezelő számára hasznos, hűtési energia arányát a víz párolgása során elvont összes hőenergiához képest.

$$\omega_w = \frac{\Delta q_{IEC}}{r} [-]$$

ahol,  $\Delta q_{IEC}$  – az indirekt evaporatív léghűtés által elért többlet fajlagos hűtési energia mennyisége [kJ/kg];  $r$  – a víz fajlagos párolgáshője [kJ/kg]

**Amennyiben a célunk az indirekt evaporatív hűtési eljárás vízfelhasználás oldali optimalizálása, úgy a vízhasznosítási mutató értékei alapján szükséges mérlegelni az eljárás alkalmazását.**

Szemléltetés céljából, a mutató értékeinek a változását a laboratóriumi mérési körülményekkel megegyező esetben a 4.24 ábra mutatja be a kültéri hőmérséklet és beltéri légállapotok függvényében.

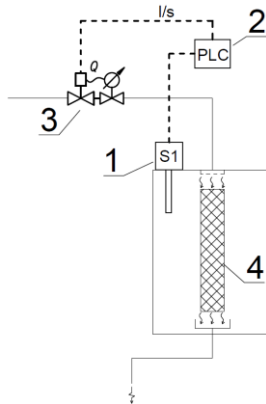
## 5. TÉZIS

**Megállapítottam, hogy az evaporatív léghűtő berendezések víz oldali szabályozása adott működési paraméterek mellett szükséges a felesleges vízfogyasztás elkerülése érdekében. Kidolgoztam az átfolyási víztömegáram szükséges mértékét meghatározó összefüggést az evaporatív léghűtő berendezés műszaki paramétereinek függvényében:**

$$\dot{m}_{\text{víz}} = n \rho_l \dot{V} \frac{\varepsilon(t_{be} - t_n)(c_p + c_{pvg}x_{be})}{r + c_{pvg}t_{be} - \varepsilon(t_{be} - t_n)c_{pvg}} \left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

ahol,  $n$  – biztonsági szorzó tényező;  $\rho_l$  – a levegő sűrűsége [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ];  $\dot{V}$  – a levegő térfogatárama [ $\text{kg}/\text{s}$ ];  $\varepsilon$  – az evaporatív léghűtő párasítási hatásfoka [-];  $t_{be}$  – az evaporatív léghűtőbe belépő levegő száraz léghőmérséklete [ $^{\circ}\text{C}$ ];  $t_n$  – az evaporatív léghűtőbe belépő levegő nedves léghőmérséklete [ $^{\circ}\text{C}$ ],  $x_{be}$  – az evaporatív léghűtőbe belépő levegő abszolút nedvességtartalma [ $\text{kg}/\text{kg}$ ];  $c_p$  – a levegő állandó nyomáson vett fajhője [ $\text{kJ}/\text{kgK}$ ];  $c_{pvg}$  – a vízgőz állandó nyomáson vett fajhője [ $\text{kJ}/\text{kgK}$ ];  $r$  – a víz fajlagos párolgáshője [ $\text{kJ}/\text{kg}$ ]

Az összefüggést felhasználva egyedi szabályzó rendszert dolgoztam ki, az átfolyós rendszerű evaporatív léghűtő berendezések számára. A kidolgozott eljárás használati mintaoltalmat szerzett (Ügyiratszám: U2400264/9; Lajstromszám: 5922).



4.30 ábra átfolyós rendszerű evaporatív léghűtő berendezés tápvíz oldali szabályozásának elvi sémája

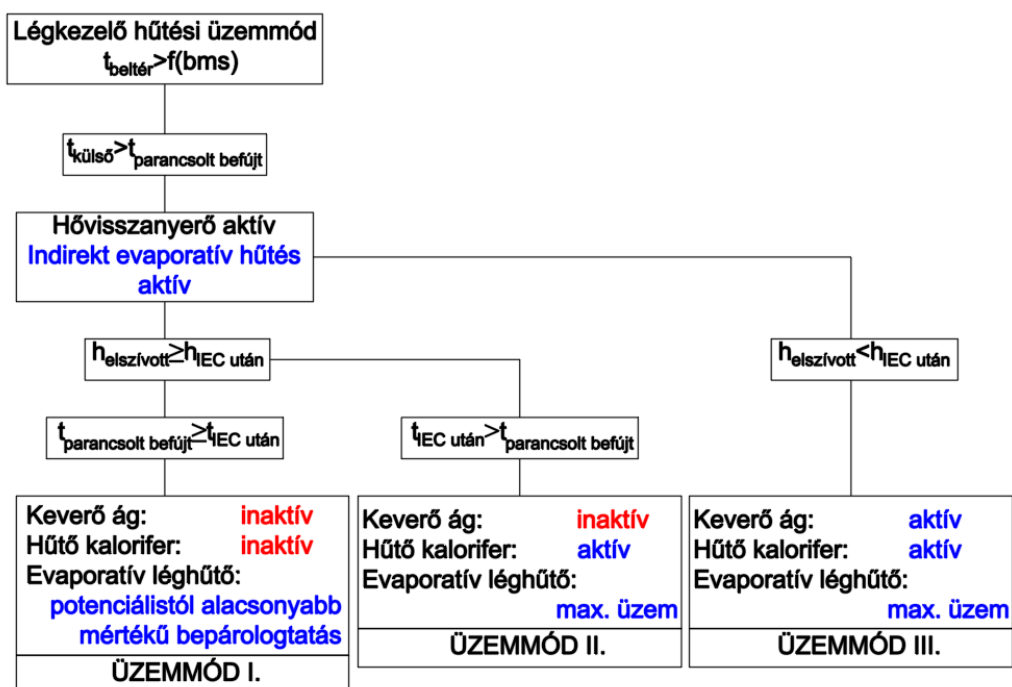
A kidolgozott szabályozási mód lehetővé tette az evaporatív léghűtő és hővisszanyerő berendezés összeépítését, úgy, hogy a rendszeremek közötti távolság érdemben lecsökkenthető. Az eljárást felhasználva kialakításra került egy új légkezelő elem, amely az evaporatív léghűtő és hővisszanyerő egységet egy légkezelő elembe, közös cseppátalca alkalmazásával tartalmazza. Az elrendezés által a légkezelő berendezés mérete és bekerülési költsége csökkenthető. A kidolgozott műszaki megoldás használati mintaoltalmat szerzett (Ügyiratszám: U2500077/4; Lajstromszám: 5923).



4.31 ábra közvetítő közeges légkezelő forrás oldali hőcserélőjével egybeépített evaporatív léghűtő berendezés – prototípus

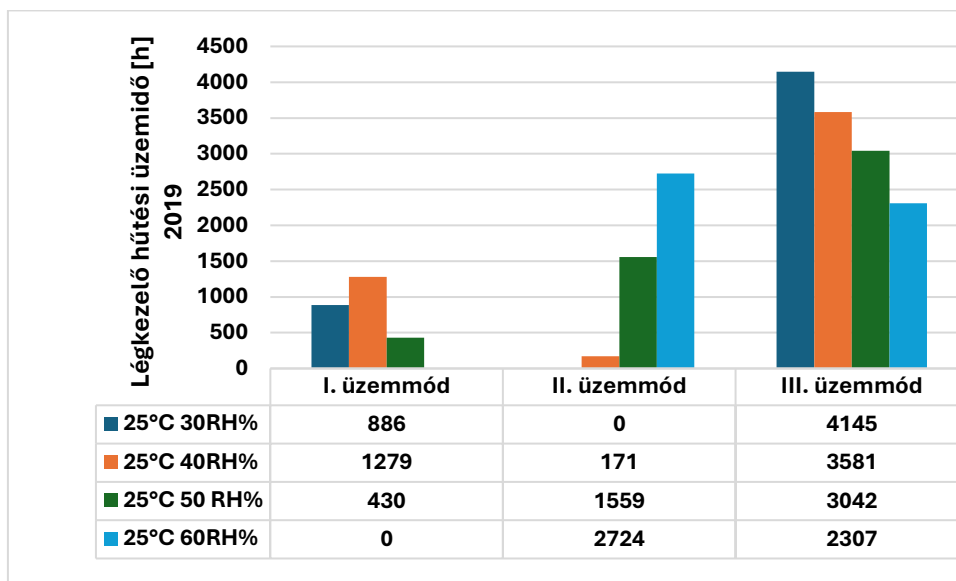
## 6. TÉZIS

Kidolgoztam, az indirekt evaporatív léghűtési eljárást alkalmazó, befújt léghőmérsékleti értékre vezérelt, keverőággal felszerelt, komfortcélú légkezelő berendezés üzemelési feltételrendszerét, amely alkalmazása mellett a hűtési rendszer által megtermelni szükséges hűtési energia és a felhasznált víz mennyisége minimalizálható.



Légkezelő berendezésbe integrált indirekt evaporatív léghűtés engedélyezési feltételrendszere

A helyiségből elszívott levegő állapotának a függvényében a feltételrendszerben meghatározott üzemmódokban eltöltött üzemidő nagymértékben változik. Vizsgálataim alapján kizárólag a beltéri nedvességtartalom változtatásával az egyes üzemmódok üzemelési óraszámja érdemben megváltozott.



Mivel a kiszolgált komforttér állapota az üzemelés során változhat, így a légkezelő berendezés működésének az optimalizálása előre nem lehetséges, a valós üzemelési körülmények függvényében a légkezelő berendezésnek módosítani kell működési módját.

A légkezelő berendezés üzemelése során előfordul olyan üzemállapot (I. üzemmód és II. üzemmód), amely esetén a kültérből származó friss levegő kezelése alacsonyabb hűtési energiafelhasználást eredményez, mint ami a beltérből származó elszívott levegő részleges visszakeverésével és kezelésével érhető el. A 100% friss levegő bejuttatásával eltöltött, hűtési energiafelhasználás szempontjából optimális, üzemelési órák száma az indirekt evaporatív léghűtés alkalmazásával jelentősen növekszik.

## 5.2 A kutatás eredményeinek gyakorlati hasznosítása

Disszertációban vizsgált indirekt evaporatív léghűtési eljárással céltom a komfort célú légkezelő berendezések gépi hűtési energiaigényének csökkentése, oly módon, hogy az illeszkedjen az energetikai rendeletekben és direktívákban megfogalmazott elvárásokhoz.

Kutatásom során céltom volt, az indirekt evaporatív léghűtési megoldások közül, olyan rendszerelrendezés vizsgálata, amely könnyen beilleszthető a hagyományos légkezelő berendezésekbe, légtechnikai rendszerekbe, ami elősegíti az eljárás terjedését és alkalmazását akár új légkezelő berendezések konstruálásánál, akár meglévő légtechnikai rendszerek modernizálásánál.

Disszertációmban levezetett összefüggések alapján számítható adott műszaki és komfort paraméterek mellett, az indirekt evaporatív léghűtési eljárással elérhető hűtési energia mennyisége, és az eljárás önálló alkalmazásával elérhető, külső légállapotra vonatkozó izoterm működési határ. A gépészeti rendszerek jelenlegi ErP követelményeknek megfelelő műszaki paraméterek mellett, az indirekt evaporatív léghűtés alkalmazásával széles működési tartományban érhető el érezhető hűtési teljesítmény, amely új méretezési perspektívát mutat a HVAC rendszerek tervezésében.

Az indirekt evaporatív léghűtés alkalmazásával elképzelhető olyan hűtőkalorifer nélkül üzemelő szellőztető rendszer, amely a magyarországi éghajalti viszonyok mellett megfelelően képes a szellőztetési feladatokat kiszolgálni, úgy, hogy a hűtési rendszer által előállított hűtési energia mennyisége érdemben csökken. A megfontolásra javasolt rendszerelrendezés további előnye, hogy a hűtési energia elosztó és szabályozó rendszert nem szükséges kiépíteni a légkezelő berendezés számára, ami jelentős kivitelezési költségmegtakarítást is eredményezhet.

A laboratóriumi és valós körülmények közötti mérések alapján számos fejlesztési és vizsgálati kérdéskört találtam, amelyekben kevés magasan jegyzett szakmai publikáció született, valamint a piacon kapható rendszer megoldások nem kezelik.

Kutatásom során feltártam, hogy az indirekt evaporatív léghűtési eljárással megtakarítható energia mennyisége a légkezelő berendezés üzemeltetési feltételrendszerének átalakításával, fejlesztésével lehetséges. Egy általános légkezelő elrendezéshez illeszkedően az eljárás alkalmazásának a feltételeit meghatároztam.

A piacon kapható, légkezelőkbe beépíthető, evaporatív léghűtő berendezések jelentős része átfolyós rendszerű a higiéniai kockázatok minimalizálás érdekében. A műszaki megoldás szükségessé teszi az átfolyó vízmennyiség korlátozását. Kutatásom során meghatároztam, az elszívott levegő légállapotának és a légkezelő berendezés műszaki paramétereinek függvényében, egy összefüggést, amellyel az átfolyó víz mennyisége meghatározható. A kutatás során elvégzett mérési sorozatok alapján láthatóvá vált, hogy előfordulhat olyan üzemállapot, amely során nem szükséges a berendezésbe épített evaporatív léghűtő maximális potenciáljának a kiaknázása, ekkor az átfolyó vízmennyiség szabályozása szintén szükséges. Az összefüggést felhasználva kidolgoztam egy szabályozási eljárást, amely képes a fenti probléma kezelésére.

Kutatásom során megállapítottam, hogy a hűtési rendszerek jellemzésére alkalmazott EER és SEER mutatószámok önmagukban nem alkalmasak a zárt hűtőköri körfolyamatokon alapuló hűtési megoldások és az evaporatív léghűtés összevetésére, mivel azok nem veszik figyelembe a vízfelhasználást, amely az evaporatív léghűtés meghatározó erőforrása. A probléma kezelésére új mutatószámokat dolgoztam ki, amellyel az eljárások összehasonlíthatóak gazdasági alapon.

Összegezve az indirekt evaporatív léghűtési eljárás általam vizsgált verziója a gyakorlatban jól alkalmazható és megfelelő módon illeszkedik a jelenleg alkalmazott rendszermegoldásokhoz. Bevezetése a magyar épületgépészeti gyakorlatba rövid időn belül megvalósítható.

### **5.3 Új kutatási feladatok kijelölése**

Az indirekt evaporatív léghűtési eljárás vizsgálatát több szinten folytatni kívánom. Disszertációmban bemutatott rendszermegoldások felkeltették a légkezelő gyártók érdeklődését. A DEnergia kutatócsoportban végzett munkám felhasználására és közös továbbfejlesztése érdekében a Debreceni Egyetem együttműködési megállapodást kötött a Rosenberg Hungária Kft.-vel. Jelenleg fejlesztés alatt alá rendszermegoldások a HKVS közvetítő közeges hővisszanyerő termékcsalád bővítését célozzák.

Disszertációmban a magas minőségű komfort tereket kiszolgáló, légkezelő berendezésekben alkalmazható indirekt evaporatív léghűtési eljárást vizsgáltam. A jövőben az ipari és alacsonyabb komfortigényű területeken megvalósítható lehetőségeket kívánom feltárni.

Az indirekt evaporatív léghűtési eljárás technológiai hűtésre is alkalmas. A lehetséges alkalmazási területek (pl. elektromos helyiségek) igényei alapján rendszer illesztési megoldásokat kívánok feltárni.

Az épületek mellett további lehetőséget látok az indirekt evaporatív léghűtés járműipari alkalmazására különös tekintettel nagy légterű, jelentős friss levegő igényel rendelkező járművekre (vonatok, buszok, állatszállítványozó teherautók) vonatkozóan.

## 6. Összefoglalás

Kutatásom két részre bontható. A magyarországi éghajlati viszonyoknak megfelelő körülmények között vizsgáltam a nagy transzparens szerkezettel rendelkező épületek külső forrásból származó hőterhelésének mértékét. A vizsgálat során kiemelt figyelmet fordítottam a transzparens szerkezetek tájolásának, az épület hőtároló kapacitásának és a beltérben tartani kívánt komfort állapotoknak a hőterhelésre gyakorolt hatására.

A külső forrásból származó hőterhelés mértékére az épület épületfizikai adottságain kívül a vizsgálati napok meteorológiai paraméterei is érdemi hatást gyakorolnak. A külső forrásból származó hőterhelés napi lefutását nyári, hőség és forró napokon egyaránt vizsgáltam. A vizsgálatok során az adott napok felhőképződését korrigáltam, a vizsgálati napok során tiszta égboltot feltételeztem.

A vizsgálataim során felhasználtam a Debreceni Egyetem Épületgépészeti és Létesítménymérnöki tanszékén korábban végzett kutatások eredményeit. Kutatásom során igyekeztem újszerű megközelítést alkalmazni és a külső forrásból származó hőterhelés vizsgálatát adott időszakra fókuszálva elvégezni (8-16h terjedő időszámban).

A kutatómunka összetett hatásokra világít rá. A hőtároló tömeg hőterhelésre gyakorolt csillapítási hatása ismert épületfizikai adottság, azonban mértéke a beltérben tartani kívánt operatív léghőmérséklet függvényében változó. Magasabb operatív hőmérséklet tartása mellett a hőtároló tömeg hatása a külső forrásból származó hőterhelés csúcsertékeire nagyobb, mint alacsonyabb operatív hőmérsékletviszonyok mellett.

A kutatómunka másik érdekes megfigyelése az eltérő tájolással rendelkező transzparens szerkezettel rendelkező helyiségek külső forrásból származó hőterhelésének vizsgálatából származott. Adott vizsgálati napokon a nyugati tájolású transzparens szerkezettel rendelkező helyiség csúcs hőterhelése volt a legnagyobb. A vizsgálati időszámban (8-16h) figyelembe véve a keleti tájolású transzparens szerkezettel rendelkező helyiség hőterhelése volt a legnagyobb mértékű. A kijelölt időszámban a keleti tájolású transzparens szerkezettel rendelkező helyiségekben a csúcs hőterhelés korán megjelent és a helyiség hőterhelése folyamatosan csúcscsúcs értékekhez közelálló maradt, míg a nyugati tájolású helyiségek esetén a hőterhelés felfutása meredek és a vizsgálati időszak végére korlátozódik.

A kutatómunka eredményei az épületeket kiszolgáló hűtési rendszerek méretezésnek és szabályozásának tervezésében használhatóak fel elsősorban.

Kutatásom második része a légtechnikai rendszerek energia igényének csökkentésére fókuszál indirekt evaporatív léghűtés alkalmazásával. Az indirekt evaporatív léghűtési eljárás alkalmazásával a légkezelő berendezésekben található hővisszanyerő egység által kinyerhető hűtési teljesítmény, valamint a hővisszanyerő hasznos üzemideje jelentősen növelhető, amelyet laboratóriumi és valós körülmények között, mérésrel igazoltam.

Kutatásom során kiemelt figyelmet fordítottam, a különböző hővisszanyerési eljárásokhoz való illesztés vizsgálatára.

A direkt evaporatív léghűtés folyamata során elpárologtatott víz mennyiségének függvényében létrejövő száraz léghőmérséklet csökkenést leíró összefüggést levezettem. Az összefüggést felhasználva kidolgoztam az indirekt evaporatív léghűtés során létrejövő hőmérséklet csökkenést leíró összefüggést, amely a berendezések műszaki paramétereitől és a folyamat során elpárologtatott víz mennyiségétől függ.

A légkezelő berendezés és evaporatív léghűtő műszaki paramétereinek függvényében meghatároztam azon kültéri állapotokat tartalmazó mező határait leíró összefüggéseket, amelyek esetén az elszívott levegő léghőmérsékletével megegyező, vagy attól alacsonyabb befúvási léghőmérséklet érhető el, kizárólag az indirekt evaporatív léghűtés alkalmazásával.

A mért adatok alapján szimuláltam a légkezelő berendezés hűtő kaloriferének működését és a változásának a mértékét a látens és az érezhető hűtési teljesítményeknek, amennyiben a légkezelő berendezésbe utólag indirekt evaporatív léghűtés kerül beépítésre.

Mért adatok alapján szimuláltam a légkezelő berendezés működését és az épület igényelt gépi hűtési energiamennyiségének változását azonos beltéri leghőmérséklet, de eltérő beltéri nedvességtartalom értékek mellett.

Hosszútávú meteorológiai adatsor (2009-2021) felhasználásával került számításra a hővisszanyerő hasznos üzemidejének és hőfokhíd áthidaló képességének növekedése. A számításokat azonos beltéri leghőmérséklet, de eltérő beltéri nedvességtartalom értékek mellett egyaránt elvégeztem, az eredményeket összehasonlítottam.

Annak érdekében, hogy szemléltetni tudjam az indirekt evaporatív léghűtéssel kinyert, a légkezelő számára hasznos hűtési energiát a víz párolgása során elvont összes hőenergiához képest új mutatószámot alkottam meg.

A piacon kapható, légkezelőkbe beépíthető, evaporatív léghűtő berendezések jelentős része átfolyós rendszerű a higiéniai kockázatok minimalizálás érdekében. A műszaki megoldás szükségessé teszi az átfolyó vízmennyiség korlátozását. Kutatásom során a szükséges átfolyási vízmennyiség meghatározására egyedi összefüggést hoztam létre. A kidolgozott összefüggést felhasználva és a piacon fellelhető műszaki megoldásokat figyelembe véve egyedi szabályozási rendszert dolgoztam ki, amely használati mintaoltalmat szerzett.

Annak érdekében, hogy az indirekt evaporatív léghűtő energetikailag és gazdaságossági szempontok szerint optimálisan üzemelhessen a légtechnikai rendszerekben szükséges az indítási és üzemeltetési feltételek meghatározása. Disszertációmban meghatároztam egy általános elrendezésű komfort célokat kiszolgáló légkezelő esetén az eljárás integrációjához szükséges feltételrendszert.

Összegezve az indirekt evaporatív léghűtési eljárás általam vizsgált verziója a gyakorlatban jól alkalmazható és megfelelő módon illeszkedik a jelenleg alkalmazott rendszer megoldásokhoz. Bevezetése a magyar épületgépészeti gyakorlatba rövid időn belül megvalósítható.

## 7. Summary

My research can be divided into two main parts. In the first part, I examined the magnitude of external heat loads affecting buildings with large transparent structures under conditions corresponding to the Hungarian climate. Particular attention was paid to the impact of the orientation of transparent structures, the building's thermal storage capacity, and the desired indoor comfort conditions on the heat load.

In addition to the building's physical characteristics, the meteorological parameters of the investigated days significantly influenced the magnitude of the external heat load. I analyzed the daily profile of the external heat load during summer, hot, and heatwave days. For consistency, cloud formation was corrected, and a clear-sky condition was assumed for the investigated days.

The results of previous research conducted at the Department of Building Services and Building Engineering of the University of Debrecen were utilized in my study. I aimed to apply a novel approach by focusing the analysis of external heat loads on a specific time interval (between 8:00 and 16:00).

The findings highlight complex interrelationships. While the damping effect of thermal mass on heat loads is a well-known building physics phenomenon, its magnitude varies depending on the desired indoor operative air temperature. At higher operative temperatures, the effect of thermal mass on peak external heat loads is greater than under lower operative temperature conditions.

Another noteworthy observation of the research came from the analysis of rooms with transparent structures facing different orientations. On given test days, the peak heat load was highest in west-facing rooms. However, when considering the defined 8:00–16:00 time interval, east-facing rooms showed the highest cumulative heat load. In these rooms, peak heat load occurred early and remained close to maximum values throughout the interval, whereas in west-facing rooms, the rise in heat load was steeper and concentrated toward the end of the investigated period.

The results of this research can primarily be applied to the design and control of cooling systems serving buildings.

The second part of my research focuses on reducing the energy demand of air-handling systems by applying indirect evaporative air cooling. By integrating indirect evaporative cooling, the cooling capacity that can be recovered by the heat recovery unit in air-handling devices, as well as the effective operating hours of the heat recovery system, can be significantly increased. This was confirmed through both laboratory and real-life measurements.

Special emphasis was placed on examining the integration of indirect evaporative cooling with different heat recovery methods. I derived a correlation describing the decrease in dry-bulb air temperature as a function of the amount of water evaporated

during direct evaporative cooling. Based on this, I developed a correlation describing the temperature reduction in indirect evaporative cooling, which depends on the technical parameters of the equipment and the amount of evaporated water.

Depending on the technical parameters of the air-handling unit and the evaporative cooler, I established correlations that define the boundaries of outdoor conditions under which a supply air temperature equal to or lower than the exhaust air temperature can be achieved solely with indirect evaporative cooling.

Using measured data, I simulated the operation of the cooling coil of an air-handling unit and determined the change in sensible and latent cooling capacities when indirect evaporative cooling is retrofitted. I also simulated the operation of the air-handling unit and the change in the building's mechanical cooling energy demand under identical indoor air temperature but different indoor humidity levels.

Long-term meteorological data (2009–2021) were used to calculate the increase in effective operating hours and temperature-bridge capacity of the heat recovery unit. These calculations were performed for identical indoor air temperature but different indoor humidity levels, and the results were compared.

To illustrate the ratio of useful cooling energy recovered for the air-handling unit to the total heat energy removed by water evaporation, I introduced a new performance indicator.

Most evaporative cooling units available on the market for air-handling integration use through-flow systems to minimize hygiene risks. This technical solution requires limiting the flow rate of water. In my research, I developed a unique correlation to determine the necessary water flow rate. Based on this correlation and available technical solutions, I designed a unique control system, which has been granted utility model protection.

For optimal operation of indirect evaporative cooling in air-handling systems from both energy and economic perspectives, the operating and control conditions must be defined. In my dissertation, I established the set of requirements necessary for the integration of this process in a general comfort-oriented air-handling unit.

In summary, the version of indirect evaporative cooling I investigated can be effectively applied in practice and is compatible with currently used system solutions. Its introduction into Hungarian building services engineering practice can be realized in the short term.

# Irodalomjegyzék

## a/ irodalmi források

Alklaibi, A. (2015). Experimental and theoretical investigation of internal two-stage evaporative cooler. *Energy Conversion and Management*, 95, 140–148.

Almendros-Ibáñez, J. A., Díaz-Heras, M., Castro, M., & Belmonte, J. F. (2024). Rotary Heat Recovery Wheel (RHRW) system with an embedded PCM: Proof of concept. *Journal of Energy Storage*, 87, 111428.

Baumann, M. (2016). *Épületenergetikai segédlet*, Magyar Mérnök Kamara, ISBN: 978-615-80452-4-7

Becchio, C., Corgnati, S. P., Vio, M., Crespi, G., Prendin, L., Ranieri, M., & Vidotto, D. (2017). Toward NZEB by optimizing HVAC system configuration in different climates. *Energy Procedia*, 140, 115-126.

Bishoyi, D., & Sudhakar, K. (2017). Experimental performance of a direct evaporative cooler in composite climate of India. *Energy and Buildings*, 153, 190–200.

Bokros, K., & Lakatos, M. (2022 b). Hőségperiódusok vizsgálata Budapesten a XX. század elejétől napjainkig. *Légekör*, 67(4), 208–218.

Bokros, K., & Lakatos, M. (2022). Hőségperiódusok vizsgálata Magyarországon a XX. század elejétől napjainkig. *Légekör*, 67(3), 130–140.

Bourikas, L., Gauthier, S., Khor Song En, N., & Xiong, P. (2021). Effect of Thermal, Acoustic and Air Quality Perception Interactions on the Comfort and Satisfaction of People in Office Buildings. *Energies*, 14(2), 333.

Chen, X., Su, Y., Aydin, D., Zhang, X., Ding, Y., Reay, D., Law, R., & Riffat, S. (2017). Experimental investigations of polymer hollow fibre integrated evaporative cooling system with the fibre bundles in a spindle shape. *Energy and Buildings*, 154, 166–174.

Chen, Y., & Yang, H. (2015). Thermal Performances Comparison between Dry-Coil and Wet-Coil Indirect Evaporative Cooler under the Same Configuration. *Energy Procedia*, 75, 3162–3167.

Cherier, M. K., Hamdani, M., Kamel, E., Guermoui, M., Bekkouche, S. M. E. A., Al-Saadi, S., Djeflal, R., Bashir, M. O., Elshekh, A., Drozdova, L., Kanan, M., & Flah, A. (2024). Impact of glazing type, window-to-wall ratio, and orientation on building energy savings quality: A parametric analysis in Algerian climatic conditions. *Case Studies in Thermal Engineering*, 61, 104902.

Chinazzo, G., Wienold, J. & Andersen, M. Daylight (2019). Affects human thermal perception. *Sci Rep* 9, 13690

Cho, K., Cho, D., & Kim, T. (2020). Effect of Bypass Control and Room Control Modes on Fan Energy Savings in a Heat Recovery Ventilation System. *Energies*, 13(7), 1815.

Croffi, J., Kroll, D., Soebarto, V., Barrie, H. and McDougall, K. (2023) ‘Wellbeing fostered by design: a framework for evaluating indoor environment performance’, *Buildings and Cities*, 4(1), p. 507–523.

- Cuce, P. M., & Riffat, S. (2015). A comprehensive review of heat recovery systems for building applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 47, 665-682.
- Csáky, I. (2015). *Épületek nyári hőterhelésének energetikai vizsgálata*, Egyetemi doktori (PhD) értekezés. Debreceni Egyetem, Természettudományi Doktori Tanács, Földtudományi Doktori Iskola
- Csáky, I. (2019). Nagyterű helyiségek belső környezetének minőségét befolyásoló tényezők mérése nyári időszakban, *Magyar Épületgépészet*, 68 (9), 3-6 (2019).
- Csáky, I. (2021). Analysis of Daily Energy Demand for Cooling in Buildings with Different Comfort Categories—Case Study. *Energies*, 14(15), 4694.
- Csáky, I., & Kalmár, F. (2012). Simulation of the internal temperature in the Passol Laboratory, University of Debrecen. *International Review of Applied Sciences and Engineering*, 3(1), 63–73.
- Csáky, I., & Kalmár, F. (2015b). Effects of thermal mass, ventilation, and glazing orientation on indoor air temperature in buildings. *Journal of Building Physics*, 39(2), 189–204.
- Csoknyai, T., Hrabovszky-Horváth, S., Georgiev, Z., Jovanovic-Popovic, M., Stankovic, B., Villatoro, O., & Szendrő, G. (2016). Building stock characteristics and energy performance of residential buildings in Eastern-European countries. *Energy and Buildings*, 132, 39–52.
- De Antonellis, S., Intini, M., Joppolo, C. M., & Pedranzini, F. (2014). Experimental analysis and practical effectiveness correlations of enthalpy wheels. *Energy and buildings*, 84, 316-323.
- Delfani, S., Esmaelian, J., Pasharshahi, H., & Karami, M. (2010). Energy saving potential of an indirect evaporative cooler as a pre-cooling unit for mechanical cooling systems in Iran. *Energy and Buildings*, 42(11), 2169–2176.
- Deng, Z., Dong, B., Guo, X., & Zhang, J. (2024). Impact of indoor air quality and multi-domain factors on human productivity and physiological responses: A Comprehensive review. *Indoor Air*, 2024, 1–25.
- Dr. Kajtár, L. (2019). *Irodaépületek hő- és levegőminőségi komfortjának elemzése*. A Magyar Tudományos Akadémia doktora cím elnyerésére benyújtott értekezés, Budapest
- Dr. Kalmár, F. (2013). *A belső környezet minősége*, TERC kiadó, ISBN 978-963-9968-58-5
- Dr. Kalmár, F., (2016). *Épületgépészeti energetika és komfort szabványok*, Magyar Mérnök Kamara, FAP 11-2016
- Duan, Z., Zhan, C., Zhang, X., Mustafa, M., Zhao, X., Alimohammadisagvand, B., & Hasan, A. (2012). Indirect evaporative cooling: Past, present and future potentials. In *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (Vol. 16, Issue 9, pp. 6823–6850). Elsevier Ltd.
- Erbs, D. G., Klein, S. A., & Duffie, J. A. (1982). Estimation of the diffuse radiation fraction for hourly, daily and monthly-average global radiation. *Solar energy*, 28(4), 293-302.
- Fanger, P. O. (1970). *Thermal comfort. Analysis and applications in environmental engineering*.
- Fisenko, S. P., Brin, A. A., & Petrushik, A. I. (2004). Evaporative cooling of water in a mechanical draft cooling tower. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47(1), 165–177.

- Fouda, A., & Melikyan, Z. (2011). A simplified model for analysis of heat and mass transfer in a direct evaporative cooler. *Applied Thermal Engineering*, 31(5), 932–936.
- Gaitan, N. C., Ungurean, I., Roman, C., & Francu, C. (2022). An Optimizing Heat Consumption System Based on BMS. *Applied Sciences*, 12(7), 3271.
- Ghiaus, C., & Allard, F. (2005). Potential for free-cooling by ventilation. *Solar Energy*, 80(4), 402–413.
- Ghoname, M. S. (2020). Effect of pad water flow rate on evaporative cooling system efficiency in laying hen housing. *Journal of Agricultural Engineering*, 51(4), 209–219.
- Goia, F. (2016). Search for the optimal window-to-wall ratio in office buildings in different European climates and the implications on total energy saving potential. *Solar Energy*, 132, 467–492.
- Hajabdollahi, H., & Dehaj, M. S. (2020). Rotary regenerator: Constructal thermoeconomic optimization. *Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers*, 113, 231–240.
- Harby, K., Gebaly, D. R., Koura, N. S., & Hassan, M. S. (2016). Performance improvement of vapor compression cooling systems using evaporative condenser: An overview. In *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (Vol. 58, pp. 347–360). Elsevier Ltd.
- He, J. (2011). A design supporting simulation system for predicting and evaluating the cool microclimate creating effect of passive evaporative cooling walls. *Building and Environment*, 46(3), 584–596.
- He, J., & Hoyano, A. (2009). Experimental study of cooling effects of a passive evaporative cooling wall constructed of porous ceramics with high water soaking-up ability. *Building and Environment*, 45(2), 461–472.
- He, S., Guan, Z., Gurgenci, H., Hooman, K., Lu, Y., & Alkhedhair, A. M. (2014). Experimental study of film media used for evaporative pre-cooling of air. *Energy Conversion and Management*, 87, 874–884.
- Hema, C., Messan, A., Lawane, A., Soro, D., Nshimiyimana, P., & Van Moeseke, G. (2021). Improving the thermal comfort in hot region through the design of walls made of compressed earth blocks: An experimental investigation. *Journal of Building Engineering*, 38, 102148.
- Herath, H. M. D. P., Wickramasinghe, M. D. A., Polgolla, A. M. C. K., Jayasena, A. S., Ranasinghe, R. A. C. P., & Wijewardane, M. A. (2020). Applicability of rotary thermal wheels to hot and humid climates. *Energy Reports*, 6, 539–544.
- Jain, J. K., & Hindoliya, D. A. (2014). Correlations for saturation efficiency of evaporative cooling pads. *Journal of the Institution of Engineers (India) Series C*, 95(1), 5–10.
- Jain, J., & Hindoliya, D. (2011). Experimental performance of new evaporative cooling pad materials. *Sustainable Cities and Society*, 1(4), 252–256.
- Jouhara, H., & Merchant, H. (2012). Experimental investigation of a thermosyphon based heat exchanger used in energy efficient air handling units. *Energy*, 39(1), 82–89.
- Kajtár, L., Kassai, M., *Klímatechnika, Akadémia kiadó*, ISBN 978-963-454-822-5
- Kajtár, L., Ketskemény, L., Szabó, J., Herczeg, L. & Leitner, A. (2015). A PMV modell alkalmazásának tapasztalatai Magyarországon, *Magyar Épületgépészet*, 64(12), 3–9.

- Kalmár, F., & Kalmár, T. (2022). Reduction of Energy Use for Heating in Detached Houses using Passive Technics. *International Journal of Engineering and Management Sciences*, 7(2), 64-76.
- Ketwong, W., Deethayat, T., & Kiatsiriroat, T. (2021). Performance enhancement of air conditioner in hot climate by condenser cooling with cool air generated by direct evaporative cooling. *Case Studies in Thermal Engineering*, 26, 101127.
- Khosravi, N., Aydin, D., Nejhad, M. K., & Dogramaci, P. A. (2020). Comparative performance analysis of direct and desiccant assisted evaporative cooling systems using novel candidate materials. *Energy Conversion and Management*, 221, 113167.
- Kovačević, I., & Sourbron, M. (2016). The numerical model for direct evaporative cooler. *Applied Thermal Engineering*, 113, 8–19.
- Kuta, M., Matuszewska, D., & Wójcik, T. M. (2017). Reasonableness of phase change materials use for air conditioning—a short review. In *E3S Web of Conferences* (Vol. 14, p. 01033). EDP Sciences.
- L. Szabó, G. (2019). Egy irodahelyiség hőterhelésének meghatározása az MSZ-04-140-4:1978, az MSZ EN ISO 13790:2008 és az MSZ EN ISO 52016-1:2017 szerint, *Magyar Épületgépészet*, 68(3), 3-7.
- Lakatos, M., & Bokros, K. (2024). A hűtési és fűtési időszakot jellemző éghajlati klímaindexek változása Magyarországon. *Scientia Et Securitas*, 4(3), 121–131.
- Lin, S., Broadbent, J., & McGlen, R. (2005). Numerical study of heat pipe application in heat recovery systems. *Applied Thermal Engineering*, 25(1), 127-133.
- Lissandrin, M., Rampazzo, M., Cecchinato, L., & Beghi, A. (2017). Optimal operational efficiency of chillers using oil-free centrifugal compressors. *International Journal of Refrigeration*, 82, 83–96.
- Malli, A., Seyf, H. R., Layeghi, M., Sharifian, S., & Behraves, H. (2011). Investigating the performance of cellulosic evaporative cooling pads. *Energy Conversion and Management*, 52(7), 2598-2603.
- Manz, H., Huber, H., & Helfenfinger, D. (2001). Impact of air leakages and short circuits in ventilation units with heat recovery on ventilation efficiency and energy requirements for heating. *Energy and buildings*, 33(2), 133-139.
- Marcso, S. (2010). *Légtechnika I. A Légtechnika elméleti alapjai, Szellőztető berendezések*
- Mardiana-Idayu, A., & Riffat, S. B. (2012). Review on heat recovery technologies for building applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(2), 1241-1255.
- Mazzei, P., Minichiello, F., & Palma, D. (2005). HVAC dehumidification systems for thermal comfort: A critical review. *Applied thermal engineering*, 25(5-6), 677-707.
- Min, Y., Chen, Y., & Yang, H. (2019). A statistical modeling approach on the performance prediction of indirect evaporative cooling energy recovery systems. *Applied Energy*, 255.
- Min, Y., Chen, Y., Shi, W., & Yang, H. (2021). Applicability of indirect evaporative cooler for energy recovery in hot and humid areas: Comparison with heat recovery wheel. *Applied Energy*, 287.

- Mujahid Rafique, M., Gandhidasan, P., Shafiqur Rehman, Al-Hadhrami, L. M. ,(2015) A review on desiccant based evaporative cooling systems, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 45, 145-159,
- Nasif, M. S. (2018). Air-to-air fixed plate energy recovery heat exchangers for building's HVAC systems. In *Sustainable Thermal Power Resources Through Future Engineering* (pp. 63-71). Singapore: Springer Singapore.
- Noor, S., Ashraf, H., Sultan, M., & Khan, Z. M. (2020). Evaporative cooling options for building air-conditioning: A comprehensive study for climatic conditions of multan (Pakistan). *Energies*, 13(12).
- Ochoa, C. E., Aries, M. B., Van Loenen, E. J., & Hensen, J. L. (2012). Considerations on design optimization criteria for windows providing low energy consumption and high visual comfort. *Applied Energy*, 95, 238–245.
- Páldy, A., Bobvos, J., & Málnási, T. (2018). A klímaváltozás hatása egészségünkre és az egészségügyre Magyarországon. *Magyar Tudomány*, 2018/09
- Pandelidis, D., Pacak, A., Cichoń, A., Gizicki, W., Worek, W., & Cetin, S. (2020). Experimental study of plate materials for evaporative air coolers. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 120, 105049.
- Perez-Lombard, L., Ortiz, J., & Maestre, I. R. (2011). The map of energy flow in HVAC systems. *Applied Energy*, 88(12), 5020–5031.
- Pérez-Lombard, L., Ortiz, J., Coronel, J. F., & Maestre, I. R. (2011). A review of HVAC systems requirements in building energy regulations. *Energy and buildings*, 43(2-3), 255-268.
- Salins, S. S., Reddy, S. K., & Kumar, S. (2021). Experimental investigation on use of alternative innovative materials for sustainable cooling applications. *International Journal of Sustainable Engineering*, 14(5), 1207–1217.
- Sepehri S, Aliabadi M, Golmohammadi R, Babamiri M. (2019). The Effects of Noise on Human Cognitive Performance and Thermal Perception under Different Air Temperatures. *J Res Health Sci*. PMID: 32291363; PMCID: PMC7183564.
- Shi, W., Ma, X., Gu, Y., Min, Y., & Yang, H. (2022). Indirect evaporative cooling maps of China: Optimal and quick performance identification based on a data-driven model. *Energy Conversion and Management*, 268.
- Skarbit, Nóra és Ács, Ferenc és Breuer, Hajnalka és Krakker, Dávid (2014) Magyarország éghajlatának változásai a 20. században (Péczely György osztályozási módszere alapján). *FÖLDRAJZI KÖZLEMÉNYEK*, 138 (4). pp. 261-276. ISSN 0015-5411
- Sonawane, T., Patil, S., Dube, A., Chaudhari, B. D., Sonawane, T. R., & Patil, S. M. (2015). A Review on Evaporative Cooling Technology Performance assesment of green supply chain practice View project Design of off grid solar roof top system View project A Review on Evaporative Cooling Technology. *International Journal of Research in Advent Technology*, 3(2).
- T. Bedford, (1940). *Environmental Warmth and its Measurement*, Medical Research Council, War memorandum No. 17, HMSO

- Taleghani, M., Tenpierik, M., Kurvers, S., & Van Den Dobbelsteen, A. (2013). A review into thermal comfort in buildings. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 26, 201–215.
- Tejero-González, A., & Franco-Salas, A. (2021). Optimal operation of evaporative cooling pads: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 151, 111632.
- Tewari, P., Mathur, S., Mathur, J., Loftness, V., & Abdul-Aziz, A. (2019). Advancing building bioclimatic design charts for the use of evaporative cooling in the composite climate of India. *Energy and Buildings*, 184, 177–192.
- Vakiloroaya, V., Samali, B., Fakhar, A., & Pishghadam, K. (2013). A review of different strategies for HVAC energy saving. *Energy Conversion and Management*, 77, 738–754.
- Várjon, D. (1985). *Gazdaságos lég- és hűtőtechnikai berendezések*, Műszaki könyvkiadó, ISBN 963-10-6255-4
- Winslow, C.-. A., Herrington, L. P., & Gagge, A. P. (1937). PHYSIOLOGICAL REACTIONS OF THE HUMAN BODY TO VARYING ENVIRONMENTAL TEMPERATURES. *American Journal of Physiology-Legacy Content*, 120(1), 1–22.
- Wu, J., Huang, X., & Zhang, H. (2008). Theoretical analysis on heat and mass transfer in a direct evaporative cooler. *Applied Thermal Engineering*, 29(5–6), 980–984.
- Xu, P., Ma, X., Zhao, X., & Fancey, K. S. (2016). Experimental investigation on performance of fabrics for indirect evaporative cooling applications. *Building and Environment*, 110, 104–114.
- Xuan, Y. M., Xiao, F., Niu, X. F., Huang, X., & Wang, S. W. (2012). Research and applications of evaporative cooling in China: A review (II) - Systems and equipment. In *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (Vol. 16, Issue 5, pp. 3523–3534).
- Xuan, Y. M., Xiao, F., Niu, X. F., Huang, X., & Wang, S. W. (2012b.). Research and application of evaporative cooling in China: A review (I) - Research. In *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (Vol. 16, Issue 5, pp. 3535–3546).
- Yaglou, C. P., W. E. Miller, (1925). 'Effective Temperature with Clothing, *ASHVE Transactions*, Vol.31, pp.89-99
- Yan, M., He, S., Li, N., Huang, X., Gao, M., Xu, M., Miao, J., Lu, Y., Hooman, K., Che, J., Geng, Z., & Zhang, S. (2020). Experimental investigation on a novel arrangement of wet medium for evaporative cooling of air. *International Journal of Refrigeration*, 124, 64–74.
- Yin, D., Wang, H., Ma, H. B., & Ji, Y. L. (2016). Operation limitation of an oscillating heat pipe. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 94, 366-372.
- Zhang, S., Zhang, X., Lin, Z., & Fang, Z. (2024). Ventilation performance index fully considering effects of ventilation air parameters on thermal comfort: Effective Draft–Moisture Temperature. *Energy and Buildings*, 308, 114037.
- Zhou, S., Li, B., Yao, R., Yu, W., Du, C., & Xi, Z. (2024). Gender disparities in thermal responses under vertical air temperature differences. *Energy and Buildings*, 308, 114031
- Zhou, X., Liu, Y., Luo, M., Zhang, L., Zhang, Q., & Zhang, X. (2019). Thermal comfort under radiant asymmetries of floor cooling system in 2 h and 8 h exposure durations. *Energy and Buildings*, 188–189, 98–110.

Zmrhal, V. (2023). The energy saving potential of a rotary heat exchanger with bypass dampers. *Energy and Buildings*, 285, 112934.

Zmrhal, V., & Kučera, M. (2023). The effect of leakage on pressure loss of rotary regenerative heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, 154, 364-377.

## **b/ internetes források**

internet – 1: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/HU/TXT/HTML/?uri=CELEX:52021PC0802&from=EN> , Letöltés: 2024.10.27.

internet – 2: [https://www.met.hu/rolunk/tevekenysegek/klimamodellezes/eghajlati\\_szelsosegek/index.php](https://www.met.hu/rolunk/tevekenysegek/klimamodellezes/eghajlati_szelsosegek/index.php) , Letöltés: 2025.03.15.

internet – 3: <https://www.ksh.hu/ffi/3-8.html> , Letöltés: 2025.03.15.

internet – 4: <https://mvmnext.hu/aram> Letöltés: 2025.04.05.

internet – 5: <https://www.debreceni-vizmu.hu/ugyfelszolgalat/dijjegyzek-dijak> Letöltés: 2025.04.05.

## **c/ szabványok, rendeletek**

Nemzeti Fejlesztési Minisztérium: Nemzeti Energiastratégia 2030., Budapest, 2012.

7/2006. (V.24.) TNM rendelet az épületek energetikai jellemzőinek meghatározásáról. Nemzeti Jogszabálytár, 2024.

9/2023. (V.25.) ÉKM rendelet az épületek energetikai jellemzőinek meghatározásáról. Nemzeti Jogszabálytár, 2024.

9/2023. (V.25.) ÉKM rendelet indoklás, az épületek energetikai jellemzőinek meghatározásáról szóló 9/2023. (V.25.) ÉKM rendelethez, Közlönyállapot: 2023.11.01., Nemzeti Jogszabálytár, 2024.

3/2002. (II. 8.) SzCsM–EüM együttes rendelet a munkahelyek munkavédelmi követelményeinek minimális szintjéről. Nemzeti Jogszabálytár, 2024.

2010/30/EU irányelv, Az Európai Parlament és a Tanács 2010/31/EU irányelve (2010. május 19.) az épületek energia hatékonyságáról

ASHRAE 55-2017, Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy

MSZ EN ISO 7730:2006, A hőmérsékleti környezet ergonómiája. A hőkomfort analitikus meghatározása és megadása a PMV- és a PPD-index kiszámításával, valamint a helyi hőkomfort kritériumai (ISO 7730:2005)

MSZ EN ISO 52016-1:2017 Épületek energetikai teljesítőképessége. Fűtési és hűtési energiaigények, belső hőmérséklet, valamint az érzékelhető és rejtett hőterhelés. 1. rész: Számítási eljárások (ISO 52016-1:2017)

MSZ CR 1752:2000, Épületek szellőztetése. Épületek belső környezetének tervezési alapjai (visszavont)

MSZ-04-140-2:1991, Épületek és épülethatároló szerkezetek hőtechnikai számításai. Hőtechnikai méretezés (visszavont)

MSZ-04-140-3:1987, Épületek és épülethatároló szerkezetek hőtechnikai számításai. Fűtési hőszükségletszámítás (visszavont)

MSZ-04-140-4:1978, Épületek és épülethatároló szerkezetek hőtechnikai számításai. Hűtési hőterhelés-számítás (visszavont)

MSZ EN 15251:2007, Épületek energia-teljesítőképességének tervezésére és becslésére, levegőminőségére, hőmérsékletére, fény- és akusztikai viszonyaira vonatkozó beltéri bemeneti paraméterei (visszavont)

MSZ EN ISO 13790:2008, Épületek energetikai teljesítőképessége. A fűtési és hűtési energiaigény számítása (visszavont)

Építésügyi Minőségellenőrző Innovációs Nonprofit Kft, Épülettipológia tanulmány, Residential Building Typology Study, project document, KEOP-7.9.0/12-2013-0019 project (in Hungarian) (2015).

2009/125/EC irányelv, AZ EURÓPAI PARLAMENT ÉS A TANÁCS 2009/125/EK IRÁNYELVE (2009. október 21.) az energiával kapcsolatos termékek környezetbarát tervezésére vonatkozó követelmények megállapítási kereteinek létrehozásáról

1253/2014/EU rendelet, A BIZOTTSÁG 1253/2014/EU RENDELETE (2014. július 7.) a 2009/125/EK európai parlamenti és tanácsi irányelvnek a szellőztetőberendezések környezettudatos tervezésére vonatkozó követelmények tekintetében történő végrehajtásáról

VDI6022 (2018) Ventilation and indoor-air quality Hygiene requirements for ventilation and air-conditioning systems and units (VDI Ventilation Code of Practice)

MSZ EN 16798-1:2019, Épületek energetikai teljesítőképessége. Épületek szellőztetése. 1. rész: Beltéri bemeneti paraméterek az épületek beltéri levegőminőségéhez, hőmérsékleti, világítási és akusztikai környezetéhez kapcsolódó energetikai teljesítőképességének tervezéséhez és értékeléséhez.

## Publikációs lista

### PhD értekezés alapjául szolgáló közlemények

Kostyák, A., Szekeres, S., Nagy, G. E., Kostyák, F., Csáky, I. (2025): Légkezelő berendezések energiahatékonyságának növelése indirekt evaporatív léghűtéssel: Energetikai vizsgálat a magyar éghajlati viszonyok figyelembevételével. *M. Épületgépészet*. 74 (4), 1-11,

Kostyák, A., Kostyák, F., & Bodnár, I. (2024). Hygienic investigation of the evaporative cooling system installed in air handling units. *Journal of Physics Conference Series*, 2911(1), 012025. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2911/1/012025>

Kostyák, A., Szekeres, S., & Csáky, I. (2024). The effect of indirect evaporative cooling applied to existing AHU systems. *Journal of Architectural Engineering*, 30(4). <https://doi.org/10.1061/jaeied.aeeng-1846>

Kostyák, A., Szekeres, S., & Csáky, I. (2024). Assessment of the Actual and Required Cooling Demand for Buildings with Extensive Transparent Surfaces. *Energies*, 17(23), 5814. <https://doi.org/10.3390/en17235814>

Kostyák, A. (2023). Indirect evaporative cooling primary and secondary effects for the cooling energy consumption of the Air Handling Units. *Journal of Physics Conference Series*, 2628(1), 012016. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2628/1/012016>

Kostyák, A., Szekeres, S., & Csáky, I. (2023). Investigation of Sensible Cooling Performance in the Case of an Air Handling Unit System with Indirect Evaporative Cooling: Indirect Evaporative Cooling Effects for the Additional Cooling System of Buildings. *Buildings*, 13(7), 1800. <https://doi.org/10.3390/buildings13071800>

Kostyák, A., Béres, C., Szekeres, S., & Csáky, I. (2022). Buffer tank discharge strategies in the case of a centrifugal water chiller. *Energies*, 16(1), 188. <https://doi.org/10.3390/en16010188>

Kostyák, A., Csáky, I. (2022). Evaporatív hűtés felhasználási lehetőségei komfortterekben - Az indirekt alkalmazás lehetőségei, *Magyar Épületgépészet*, - 71 : 11-12. (2022), p. 9-13

Kostyák, A., Kostyák, F. (2021). Direkt evaporatív léghűtés alkalmazásának vizsgálata munkaterekben, a 3/2002. (II. 8.) SzCsM-EüM rendelet alapján, *Magyar épületgépészet*, 69 (5), 19-24, 2020.

## **Köszönetnyilvánítás**

Kutatásom a TKP2021-NKTA-34 számú projekt a Nemzeti Kutatási Fejlesztési és Innovációs Alapból biztosított támogatással, a TKP2021-NKTA pályázati program finanszírozásában valósult meg.

Kutatásom a Kulturális és Innovációs Minisztérium Új Nemzeti Kiválóság Programja (ÚNKP) támogatásával készült, pályázati szám: Kostyák Attila/ ÚNKP-23-3-II-DE-61

Köszönöm a DEnergia kutatócsoportnak, hogy kutatásomat befogadták, emberileg, szakmailag, anyagilag támogatták.

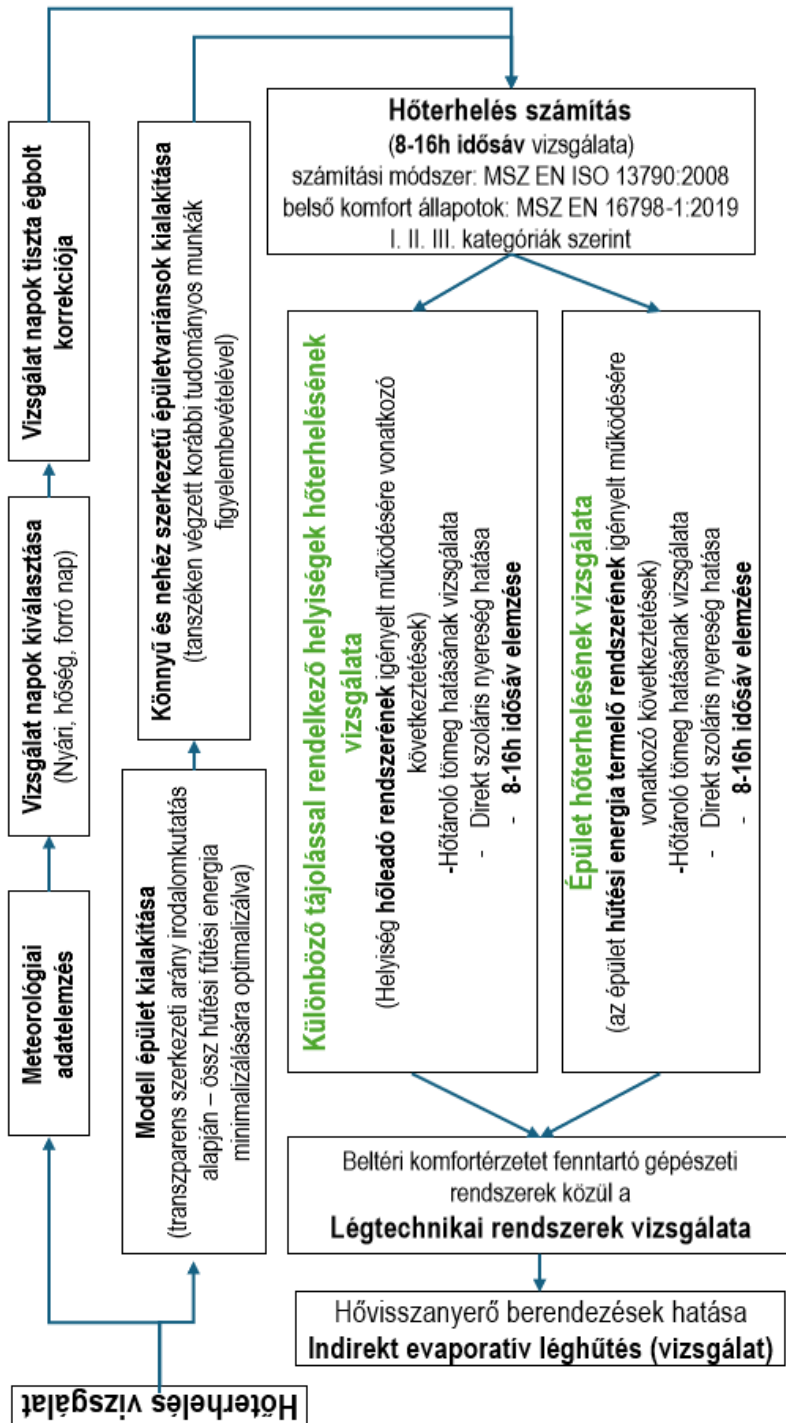
Köszönöm a Debreceni Meteorológiai Observatóriumnak (Precíziós Növénytermesztési Kutatás-fejlesztési Szolgáltató Központ) a meteorológiai adatok biztosítását.

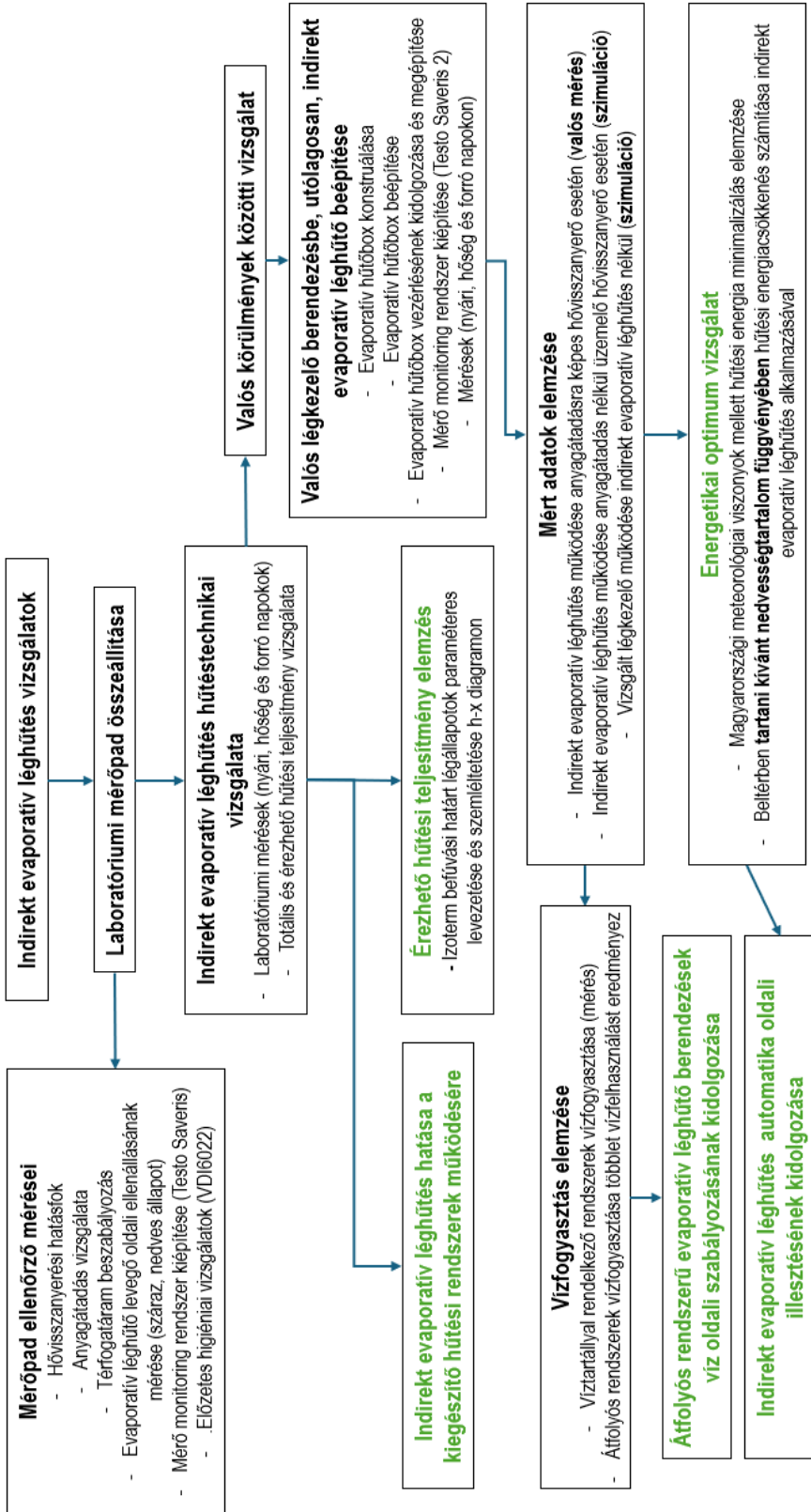
Köszönöm témavezetőmnek, Dr. Csáky Imrének, emberi és szakmai segítségéknnyújtását doktori munkám elvégzésében.

Köszönöm családomnak, akik támogattak és segítettek abban, hogy doktori munkámat elvégezhessem.

# Mellékletek

## 1. sz. Melléklet – Vizsgálati folyamatábrák





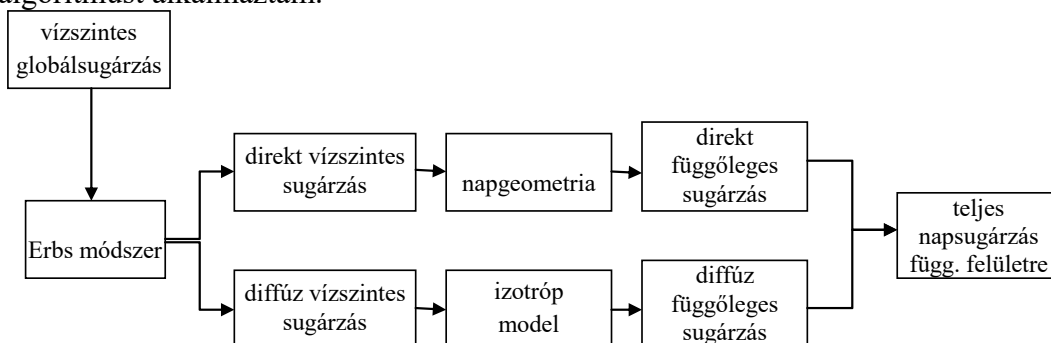
## 2. sz. Melléklet – Hőterhelés számítás módszer leírás Dr. Csáky Imre doktori értekezés (részlet)

A melléklet Dr. Csáky Imre munkáját tartalmazza:

Csáky, I. (2015), Épületek nyári hőterhelésének energetikai vizsgálata, Egyetemi doktori (PhD) értekezés. Debreceni Egyetem, Természettudományi Doktori Tanács, Földtudományi Doktori Iskola

### *Horizontális globál sugárzási meteorológiai adatok átszámítása vertikális felületre*

A vízszintes globálsugárzás megoszlására a 4.30. ábrán bemutatott számítási algoritmust alkalmaztam.



4.30. ábra Számítási módszer a függőleges globálsugárzás meghatározásához a vízszintes globálsugárzásból kiindulva, (Heinemann, 2002)

Erbs szerint a globál sugárzás és a vízszintes felületre érkező diffúz sugárzás értékei között a következő összefüggés áll fenn, (Erbs et al., 1982):

$$\frac{I_{DifH}}{I_{GH}} = 1 - 0,9k_T \quad \text{ha} \quad k_T \leq 0,22$$

$$\frac{I_{DifH}}{I_{GH}} = 0,9511 - 0,160k_T + 4,388k_T^2 - 16,638k_T^3 + 12,336k_T^4 \quad \text{ha} \quad 0,22 < k_T \leq 0,8 \quad (4.6.)$$

$$\frac{I_{DifH}}{I_{GH}} = 0,165 \quad \text{ha} \quad k_T > 0,8$$

ahol:  $k_T$  – a homályossági tényező.

A homályossági tényező értéke a (4.7.) összefüggéssel határozható meg:

$$k_T = \frac{I_{GH}}{G_{SC} \cos \theta_z} \quad (4.7.)$$

ahol:  $G_{SC}$  – a napállandó,  $1367 \text{ W/m}^2$ .

A vízszintes felületre érkező direkt napsugárzás értékét a (4.8.) összefüggéssel határozhatjuk meg, (Duffie-Beckman, 2006):

$$I_{dirH} = \frac{I_{GH} - I_{difH}}{\cos \theta_z} \quad (4.8.)$$

ahol:  $I_{dirH}$  – a vízszintes felületre érkező direkt sugárzás,  $[W/m^2]$ ;  $I_{GH}$  – a globál sugárzás,  $[W/m^2]$ ;  $I_{difH}$  - a vízszintes felületre érkező diffúz sugárzás,  $[W/m^2]$ .

### ***Az $R_b$ tényező***

A dőlt és a vízszintes felületet ért sugárzás és a direktsugárzás aránya ( $R_b$ ) az alábbi összefüggés felhasználásával határozható meg, (Basunia et al., 2012; Bartha, 2009).

$$R_b = \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z} \quad (4.9.)$$

ahol:  $\theta$  – a beesési szög (a felszínre érkező sugárzás és a felszín normális által bezárt szög).

A (4.9.) összefüggésben:

$$\begin{aligned} \cos \theta &= \sin \delta \sin \varphi \cos \beta - \sin \delta \cos \varphi \sin \beta \cos \gamma + \\ &+ \cos \delta \cos \varphi \cos \beta \cos \omega + \cos \delta \sin \varphi \sin \beta \cos \gamma \cos \omega + \\ &+ \cos \delta \sin \beta \sin \gamma \sin \omega \end{aligned} \quad (4.10.)$$

és

$$\cos \theta_z = \sin \delta \sin \varphi + \cos \delta \cos \varphi \cos \omega \quad (4.11.)$$

ahol:  $\varphi$  - a földrajzi szélesség;  $\omega$  - óraszög.

A deklinációs szög értékét a (4.12.) összefüggéssel határozhatjuk meg, (Sheng Hsieh, 1986):

$$\delta = 23,45 \sin \left( 360 \frac{284 + n}{365} \right) \quad (4.12.)$$

ahol:  $n$  – az év napjainak a sorszáma (Január 1-től, December 31-ig)

### ***Függőleges felületekre érkező direkt és diffúz sugárzás***

A függőleges felületre érkező direkt sugárzás értékeit a (4.13.) egyenlettel határozhatjuk meg, (Sheng Hsieh, 1986):

$$I_{dir\beta} = R_b I_{dirH} \quad (4.13.)$$

Egy  $\beta$  dőlésszöggel rendelkező felületre érkező diffúz sugárzás értékeit, izotróp számítási módszer esetében a (4.14.) összefüggéssel számíthatjuk, (Goetzberger-Wittner, 1993; Liu-Jordan, 1961; Norris, 1966):

$$I_{dif\beta}^{iso} = R_\beta I_{difH} \quad (4.14.)$$

ahol:

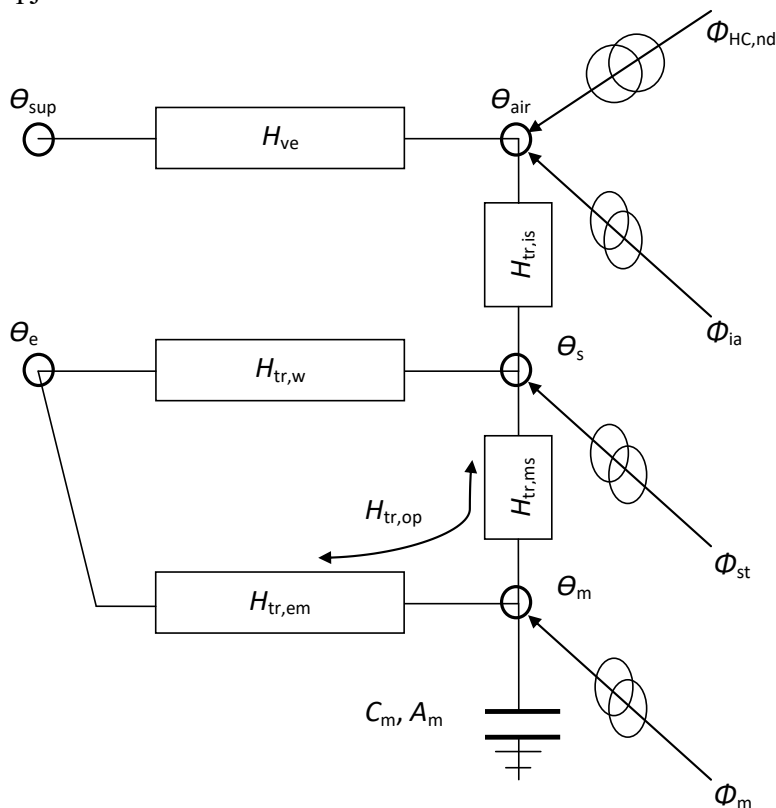
$$R_\beta = \frac{1 + \cos \beta}{2} \quad (4.15)$$

Függőleges felületek esetében ( $\beta=90^\circ$ ),  $I_{dif\beta}^{iso} = I_{difV}$ .

### ***MSZ EN ISO 13790:2008***

Az MSZ EN ISO 13790 szabvány komplex módszert ajánl a belső léghőmérsékletek számítására figyelembe véve a hőtároló tömeg, a szellőzés, az éjszakai szellőzés, az

előhűtés hatását. Havi és órai módszer is rendelkezésre áll, egy vagy több zónás épületek esetére is, (MSZ EN ISO 13790:2008). A módszer figyelembe veszi továbbá a hőnyereségek hasznosítási fokát és a lehetőség nyílik a hűtési energiaigény meghatározására különböző elvárt belső léghőmérséklet értékek mellett. A számítási módszer alapja a 4.51. ábrában bemutatott RC hálózat.



4.51 ábra A hőáramok RC modellje, (MSZ EN ISO 13790:2008)

A szellőzési hőveszteséget/hőnyereséget jellemző tényező ( $H_{ve}$ , [W/K]) közvetlenül kapcsolódik a léghőmérséklet csomópontához ( $\theta_{air}$ ) és a befújt levegő hőmérséklet csomópontához ( $\theta_{sup}$ ). A transzmissziós hőveszteséget/hőnyereséget jellemző tényező tartalmazza a nyílászárókra vonatkozó tényezők értékét ( $H_{tr,w}$ , [W/K]), melyeknek a hőtároló tömegét nullára vesszük fel, illetve a hőtároló tömeggel rendelkező szerkezetek tényezőjének értékét ( $H_{tr,op}$ , [W/K]). Utóbbi érték két részből áll:  $H_{tr,em}$ , [W/K] és  $H_{tr,ms}$ , [W/K]. A sugárzásos ( $\Phi_{sol}$ ) és a belső hőnyereségek ( $\Phi_{int}$ ) három csomópontra oszlanak:  $\theta_{air}$ ,  $\theta_s$  (a közepes sugárzási hőmérsékletet adó érték) és  $\theta_m$  (a hőtároló tömeg hőmérséklete). A hőtároló tömeget egy hőtároló kapacitás képviseli a hálózatban ( $C_m$ ), mely a  $H_{tr,em}$  és  $H_{tr,ms}$  között található. A léghőmérséklet csomópont ( $\theta_{air}$ ) és a központi csomópont ( $\theta_s$ ) közötti kapcsolatot a  $H_{tr,is}$  tényező, [W/K], jellemzi. A szabvány szerint a helyiség/épület hőtároló kapacitását a belső felülettől számított 10 cm vastagságig kell figyelembe venni.

A számításokhoz a szabvány a Cranck-Nicholson módszert alkalmazza. Lehetőség van havi átlagértékek alapján, illetve órai átlagértékek alapján elvégezni a számításokat.

A léghőmérsékletet a (4.20) összefüggés segítségével határozhatjuk meg, (MSZ EN ISO 13790:2008):

$$\theta_{air} = (H_{tr, is} \theta_s + H_{ve} \theta_{sup} + \Phi_{ia} + \Phi_{HC, nd}) / (H_{tr, is} + H_{ve}) \quad (4.20)$$

ahol:

$$H_{tr, is} = h_{is} A_{tot} \quad (4.21)$$

melyben:  $h_{is}$  – a léghőmérséklet csomópont ( $\theta_{air}$ ) és a központi csomópont ( $\theta_s$ ) közötti hőátadási tényező, [ $W/m^2K$ ] (értéke  $3,45 W/m^2K$ );  $A_{tot}$  – a vizsgált helyisége(ke)t határoló összes épületszerkezet felülete belméretek szerint, [ $m^2$ ].

$$H_{ve} = \rho_a c_{ap} \sum_j b_{vj} q_{vj} \quad (4.22)$$

ahol:  $b_{vj}$  – korrekciós tényező, melyet abban az esetben kell alkalmazni, amikor a helyiségbe befűjt levegő hőmérséklete eltér a külső levegő hőmérsékletétől;  $j$  – a helyiséget levegővel ellátó légbefűvő sorszáma.

A (4.20.) egyenletben a  $\Phi_{HC, nd}$  – a hűtési energiaigény, [ $W$ ];  $\Phi_{ia} = 0,5\Phi_{int}$ , ahol  $\Phi_{int}$  – a belső hőnyereségek teljesítménye, [ $W$ ].

A központi csomópont hőmérséklete a (4.7) összefüggéssel határozható meg:

$$\theta_s = \{H_{tr, ms} \theta_m + \Phi_{st} + H_{tr, w} \theta_e + H_{tr, l} [\theta_{sup} + (\Phi_{ia} + \Phi_{HC, nd}) / H_{ve}]\} / (H_{tr, ms} + H_{tr, w} + H_{tr, l}) \quad (4.23.)$$

ahol  $\theta_e$  – a külső léghőmérséklet, [ $^{\circ}C$ ].

$$H_{trw} = \sum_j A_{wj} U_{wj} \quad (4.24)$$

ahol:  $A_{wj}$  – a  $j$  nyílászáró felülete, belméretek szerint, [ $m^2$ ];  $U_{wj}$  – a  $j$  nyílászáró hőátbocsátási tényezője, [ $W/m^2K$ ].

$$\Phi_{st} = \left(1 - \frac{A_m}{A_{tot}} - \frac{H_{tr, w}}{9,1A_{tot}}\right) (\Phi_a + \Phi_{sol}) \quad (4.25)$$

A hőtároló tömeg effektív felületét a (4.26.) összefüggéssel számíthatjuk:

$$A_m = \frac{C_m^2}{\sum A_j \kappa_j^2} \quad (4.26)$$

ahol:  $A_j$  - a  $j$  hőtároló szerkezet felülete, [ $m^2$ ];  $\kappa_j = \sum d_j \rho_j c_j$ , [ $J/m^2K$ ];  $d_j$  – a  $j$  réteg vastagsága, [ $m$ ] (10 cm összvastagságig kell figyelembe venni a rétegeket);  $c_j$  – a  $j$  réteg anyagának fajhője, [ $J/kgK$ ];  $\rho_j$  – a  $j$  réteg anyagának sűrűsége, [ $kg/m^3$ ].

$$H_{tr, ms} = h_{ms} A_m \quad (4.27)$$

ahol:  $h_{ms}$  – az  $m$  és az  $s$  csomópontok közötti hőátadási tényező,  $[W/m^2K]$ , (9,1  $W/m^2K$ );

$$H_{tr,1} = \frac{1}{1/H_{ve} + 1/H_{tr,is}} \quad (4.28)$$

A  $t$  időpontban az  $m$  csomópont hőmérsékletét, a  $t-1$  időpontban mért érték függvényében határozzuk meg:

$$\theta_{m,t} = \left\{ \theta_{m,t-1} \left[ (C_m / 3600) - 0,5(H_{tr,3} + H_{tr,em}) \right] + \Phi_{m,tot} \right\} / \left[ (C_m / 3600) + 0,5(H_{tr,3} + H_{tr,em}) \right] \quad (4.29.)$$

Az összefüggésben a helyiség hőkapacitása,  $C_m$ ,  $[J/K]$  a 4.30. összefüggéssel számítható:

$$C_m = \sum_j \kappa_j A_j \quad (4.30)$$

További értékek, (MSZ EN ISO 13790:2008):

$$H_{tr,2} = H_{tr,1} + H_{tr,w} \quad (4.31)$$

$$H_{tr,3} = \frac{1}{1/H_{tr,2} + 1/H_{tr,ms}} \quad (4.32)$$

$$H_{tr,3} = \frac{1}{1/H_{tr,2} + 1/H_{tr,ms}} \quad (4.33)$$

$$H_{op} = \sum_j A_{op,j} U_{op,j} + \sum_j l_j \Psi_j \quad (4.34)$$

ahol  $A_{op,j}$  – a  $j$  tömör szerkezet felülete belméretek szerint,  $[m^2]$ ;  $U_{op,j}$  – a  $j$  tömör szerkezet hőátbocsátási tényezője,  $[W/m^2K]$ ;  $l_j$  a  $j$  lineáris hőhíd hossza,  $[m]$ ;  $\Psi_j$  – a  $j$  lineáris hőhíd vonalmenti hőátbocsátási tényezője,  $[W/mK]$ .

$$\Phi_{m,tot} = \Phi_m + H_{tr,em} \theta_e + H_{tr,3} \left\langle \Phi_{st} + H_{tr,w} \theta_e + H_{tr,1} \left\{ \left[ (\Phi_{ia} + \Phi_{HC,nd}) / H_{ve} \right] + \theta_{sup} \right\} \right\rangle / H_{tr,2} \quad (4.35.)$$

Az operatív hőmérséklet a vizsgált helyiségben, (MSZ EN ISO 13790:2008):

$$\theta_{op} = 0,3\theta_{air} + 0,7\theta_s \quad (4.36)$$

### 3. sz. Melléklet – Vizsgálati napok adatai

M3-1. táblázat Valós nyári nap meteorológiai adatai

Idő	Hőm. [°C]	I <sub>GH</sub> [W/m <sup>2</sup> ]	I <sub>difh</sub> [W/m <sup>2</sup> ]	I <sub>dirh</sub> [W/m <sup>2</sup> ]	I <sub>diff90</sub> [W/m <sup>2</sup> ]	I <sub>dir</sub>	I <sub>dir</sub>	I <sub>dir</sub>	I <sub>dir</sub>
						Dél [W/m <sup>2</sup> ]	Kelet [W/m <sup>2</sup> ]	Nyugat [W/m <sup>2</sup> ]	Észak [W/m <sup>2</sup> ]
0	17,18	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1	17,51	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2	16,59	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
3	15,79	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
4	15,46	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
5	14,71	56,3	56,3	0,0	28,2	0,0	0,0	0,0	0,0
6	15,54	205,1	98,5	106,6	49,2	0,0	387,2	0,0	98,4
7	16,53	378,0	122,5	255,4	61,3	0,0	547,2	0,0	36,1
8	17,93	546,0	138,3	407,7	69,2	75,3	574,6	0,0	0,0
9	19,34	697,8	148,6	549,3	74,3	193,3	514,5	0,0	0,0
10	20,61	818,4	156,7	661,8	78,3	293,5	383,6	0,0	0,0
11	22,21	897,3	162,0	735,3	81,0	360,4	204,6	0,0	0,0
12	23,34	926,8	163,4	763,4	81,7	385,1	0,0	0,0	0,0
13	23,92	900,8	160,7	740,2	80,3	362,7	0,0	205,9	0,0
14	23,96	753,0	206,3	546,7	103,1	242,5	0,0	316,9	0,0
15	24,16	712,1	139,4	572,8	69,7	201,6	0,0	536,5	0,0
16	23,98	568,8	120,4	448,4	60,2	82,8	0,0	632,0	0,0
17	23,36	376,0	124,5	251,4	62,3	0,0	0,0	538,7	35,6
18	22,28	218,9	86,3	132,6	43,2	0,0	0,0	481,3	122,3
19	19,35	54,8	54,8	0,0	27,4	0,0	0,0	0,0	0,0
20	16,61	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
21	15,17	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
22	13,31	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
23	11,93	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

M3-2. táblázat Nyári nap meteorológiai adatai tiszta égbolt korrekciót követően

Idő	Hőm. [°C]	I <sub>GH</sub> [W/m <sup>2</sup> ]	I <sub>difh</sub> [W/m <sup>2</sup> ]	I <sub>dirh</sub> [W/m <sup>2</sup> ]	I <sub>dif90</sub> [W/m <sup>2</sup> ]	I <sub>dir</sub>	I <sub>dir</sub>	I <sub>dir</sub>	I <sub>dir</sub>
						Dél [W/m <sup>2</sup> ]	Kelet [W/m <sup>2</sup> ]	Nyugat [W/m <sup>2</sup> ]	Észak [W/m <sup>2</sup> ]
0	17,18	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1	17,51	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2	16,59	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
3	15,79	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
4	15,46	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
5	14,71	56,3	9,3	47,0	4,6	0,0	0,0	0,0	0,0
6	15,54	205,1	33,8	171,3	16,9	0,0	621,9	0,0	158,0
7	16,53	378,0	62,4	315,6	31,2	0,0	676,1	0,0	44,7
8	17,93	546,0	90,1	455,9	45,0	84,2	642,7	0,0	0,0
9	19,34	697,8	115,1	582,7	57,6	205,1	545,8	0,0	0,0
10	20,61	818,4	135,0	683,4	67,5	303,1	396,1	0,0	0,0
11	22,21	897,3	148,1	749,3	74,0	367,2	208,4	0,0	0,0
12	23,34	926,8	152,9	773,9	76,5	390,4	0,0	0,0	0,0
13	23,92	900,8	148,6	752,2	74,3	368,6	0,0	209,3	0,0
14	23,96	753,0	124,3	628,8	62,1	278,8	0,0	364,5	0,0
15	24,16	712,1	117,5	594,6	58,7	209,3	0,0	557,0	0,0
16	23,98	568,8	93,8	474,9	46,9	87,7	0,0	669,4	0,0
17	23,36	376,0	62,0	313,9	31,0	0,0	0,0	672,5	44,4
18	22,28	218,9	36,1	182,8	18,1	0,0	0,0	663,6	168,6
19	19,35	54,8	9,0	45,8	4,5	0,0	0,0	0,0	0,0
20	16,61	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
21	15,17	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
22	13,31	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
23	11,93	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

M3-3. táblázat Valós hőség nap meteorológiai adatai

Idő	Hőm. [°C]	I <sub>GH</sub> [W/m <sup>2</sup> ]	I <sub>diffh</sub> [W/m <sup>2</sup> ]	I <sub>dirh</sub> [W/m <sup>2</sup> ]	I <sub>diff90</sub> [W/m <sup>2</sup> ]	I <sub>dir</sub>	I <sub>dir</sub>	I <sub>dir</sub>	I <sub>dir</sub>
						Dél [W/m <sup>2</sup> ]	Kelet [W/m <sup>2</sup> ]	Nyugat [W/m <sup>2</sup> ]	Észak [W/m <sup>2</sup> ]
0	19,84	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1	18,94	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2	17,91	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
3	16,95	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
4	16,50	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
5	16,93	35,8	35,8	0,0	17,9	0,0	0,0	0,0	0,0
6	18,63	166,3	117,0	49,3	58,5	0,0	181,8	0,0	45,5
7	20,88	313,2	174,8	138,4	87,4	0,0	299,5	0,0	18,5
8	23,30	487,1	190,3	296,8	95,2	57,2	421,4	0,0	0,0
9	25,64	646,5	189,1	457,4	94,5	164,4	431,0	0,0	0,0
10	27,30	767,8	190,6	577,2	95,3	260,0	336,3	0,0	0,0
11	28,73	850,5	187,8	662,7	93,9	329,2	185,2	0,0	0,0
12	30,12	884,2	183,7	700,5	91,8	358,0	0,0	0,0	0,0
13	30,99	825,0	208,5	616,5	104,2	306,2	0,0	172,3	0,0
14	31,93	813,1	157,7	655,4	78,8	295,2	0,0	381,8	0,0
15	32,24	696,3	147,2	549,2	73,6	197,4	0,0	517,4	0,0
16	32,40	547,6	133,9	413,8	66,9	79,7	0,0	587,4	0,0
17	32,04	381,4	115,6	265,8	57,8	0,0	0,0	575,0	35,6
18	31,38	216,1	84,9	131,2	42,4	0,0	0,0	484,0	121,0
19	29,73	55,6	55,6	0,0	27,8	0,0	0,0	0,0	0,0
20	27,59	0,9	0,9	0,0	0,5	0,0	0,0	0,0	0,0
21	26,04	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
22	24,07	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
23	23,26	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

M3-4. táblázat Hőség nap meteorológiai adatai tiszta égbolt korrekciót követően

Idő	Hőm. [°C]	I <sub>GH</sub> [W/m <sup>2</sup> ]	I <sub>diffh</sub> [W/m <sup>2</sup> ]	I <sub>dirh</sub> [W/m <sup>2</sup> ]	I <sub>diff90</sub> [W/m <sup>2</sup> ]	I <sub>dir</sub>	I <sub>dir</sub>	I <sub>dir</sub>	I <sub>dir</sub>
						Dél [W/m <sup>2</sup> ]	Kelet [W/m <sup>2</sup> ]	Nyugat [W/m <sup>2</sup> ]	Észak [W/m <sup>2</sup> ]
0	19,84	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1	18,94	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2	17,91	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
3	16,95	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
4	16,50	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
5	16,93	35,8	5,9	29,9	3,0	0,0	302,2	0,0	0,0
6	18,63	166,3	27,4	138,8	13,7	0,0	512,2	0,0	128,1
7	20,88	313,2	51,7	261,5	25,8	0,0	565,8	0,0	35,0
8	23,30	487,1	80,4	406,7	40,2	78,3	577,4	0,0	0,0
9	25,64	646,5	106,7	539,8	53,3	194,0	508,6	0,0	0,0
10	27,30	767,8	126,7	641,1	63,3	288,7	373,5	0,0	0,0
11	28,73	850,5	140,3	710,2	70,2	352,8	198,5	0,0	0,0
12	30,12	884,2	145,9	738,3	72,9	377,3	0,0	0,0	0,0
13	30,99	825,0	136,1	688,8	68,1	342,2	0,0	192,5	0,0
14	31,93	813,1	134,2	678,9	67,1	305,8	0,0	395,5	0,0
15	32,24	696,3	114,9	581,4	57,4	209,0	0,0	547,8	0,0
16	32,40	547,6	90,4	457,3	45,2	88,1	0,0	649,1	0,0
17	32,04	381,4	62,9	318,4	31,5	0,0	0,0	688,9	42,6
18	31,38	216,1	35,7	180,4	17,8	0,0	0,0	665,7	166,4
19	29,73	55,6	9,2	46,4	4,6	0,0	0,0	0,0	0,0
20	27,59	0,9	0,0	0,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
21	26,04	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
22	24,07	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
23	23,26	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

M3-5. táblázat Valós forró nap meteorológiai adatai

Idő	Hőm. [°C]	I <sub>GH</sub> [W/m <sup>2</sup> ]	I <sub>diffh</sub> [W/m <sup>2</sup> ]	I <sub>dirh</sub> [W/m <sup>2</sup> ]	I <sub>diff90</sub> [W/m <sup>2</sup> ]	I <sub>dir</sub>	I <sub>dir</sub>	I <sub>dir</sub>	I <sub>dir</sub>
						Dél [W/m <sup>2</sup> ]	Kelet [W/m <sup>2</sup> ]	Nyugat [W/m <sup>2</sup> ]	Észak [W/m <sup>2</sup> ]
0	21,94	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1	21,76	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2	21,44	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
3	20,61	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
4	20	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
5	19,92	21,6	21,6	0,0	10,8	0,0	0,0	0,0	0,0
6	22,1	128,6	128,6	0,0	64,3	0,0	0,0	0,0	0,0
7	25,44	280,6	245,9	34,7	123,0	0,0	129,4	0,0	32,0
8	28,57	445,9	300,8	145,1	150,4	0,0	316,0	0,0	18,6
9	30,41	595,5	299,0	296,5	149,5	58,8	423,0	0,0	0,0
10	31,69	720,3	284,8	435,5	142,4	158,8	412,0	0,0	0,0
11	32,95	814,8	262,7	552,1	131,4	251,3	322,8	0,0	0,0
12	33,88	855,7	226,5	629,2	113,2	315,5	176,4	0,0	0,0
13	34,56	871,2	207,1	664,0	103,6	342,4	0,0	0,0	0,0
14	35,19	814,3	161,1	653,2	80,6	327,5	0,0	183,2	0,0
15	35,38	727,1	139,1	588,1	69,5	267,7	0,0	343,8	0,0
16	35,33	587,4	104,3	483,1	52,2	176,1	0,0	457,0	0,0
17	34,18	427,4	389,1	38,3	194,5	7,6	0,0	458,4	0,0
18	30,44	118,6	0,0	118,6	0,0	0,0	0,0	258,2	15,2
19	29,18	14,4	0,0	14,4	0,0	0,0	0,0	53,7	13,3
20	27,69	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
21	26,57	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
22	25,86	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
23	24,84	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

M3-6. táblázat Forró nap meteorológiai adatai tiszta égbolt korrekciót követően

Idő	Hőm. [°C]	I <sub>GH</sub> [W/m <sup>2</sup> ]	I <sub>diffh</sub> [W/m <sup>2</sup> ]	I <sub>dirh</sub> [W/m <sup>2</sup> ]	I <sub>diff90</sub> [W/m <sup>2</sup> ]	I <sub>dir</sub>	I <sub>dir</sub>	I <sub>dir</sub>	I <sub>dir</sub>
						Dél [W/m <sup>2</sup> ]	Kelet [W/m <sup>2</sup> ]	Nyugat [W/m <sup>2</sup> ]	Észak [W/m <sup>2</sup> ]
0	21,94	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1	21,76	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2	21,44	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
3	20,61	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
4	20	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
5	19,92	21,6	3,6	18,0	1,8	0,0	188,3	0,0	0,0
6	22,1	128,6	21,2	107,4	10,6	0,0	400,7	0,0	99,1
7	25,44	280,6	46,3	234,3	23,1	0,0	510,3	0,0	30,1
8	28,57	445,9	73,6	372,3	36,8	73,8	531,2	0,0	0,0
9	30,41	595,5	98,3	497,3	49,1	181,3	470,4	0,0	0,0
10	31,69	720,3	118,8	601,4	59,4	273,8	351,6	0,0	0,0
11	32,95	814,8	134,4	680,3	67,2	341,1	190,8	0,0	0,0
12	33,88	855,7	141,2	714,5	70,6	368,4	0,0	0,0	0,0
13	34,56	871,2	143,7	727,4	71,9	364,7	0,0	204,0	0,0
14	35,19	814,3	134,4	679,9	67,2	309,5	0,0	397,5	0,0
15	35,38	727,1	120,0	607,2	60,0	221,4	0,0	574,4	0,0
16	35,33	587,4	96,9	490,5	48,5	97,2	0,0	699,8	0,0
17	34,18	427,4	70,5	356,9	35,3	0,0	0,0	777,3	45,9
18	30,44	118,6	19,6	99,0	9,8	0,0	0,0	369,3	91,3
19	29,18	14,4	2,4	12,0	1,2	0,0	0,0	125,5	0,0
20	27,69	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
21	26,57	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
22	25,86	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
23	24,84	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

#### 4. sz. Melléklet - Evaporatív léghűtés higiéniái vizsgálata











A 3.3 fejezetben bemutatott mérési program célja az evaporatív léghűtés légkezelőben való alkalmazása során felmerülő higiéniái kérdések vizsgálata.

A Debreceni Egyetem Légtechnikai Laboratóriumában épített mérőpadon, az evaporatív léghűtő berendezés három állapotban került vizsgálatra. Az első mérési sorozat előtt az evaporatív léghűtő víztartályában kizárólag mechanikai tisztítást végeztem. Az M4-1 táblázat alapján látható, hogy a mechanikai tisztítás nem nyújtott megfelelő védelmet a mikrobiológiai szennyezőkkel szemben.

A mérési sorozat alapján elmondható, hogy az E.coli kolóniák és koliform baktériumok jelenléte nem volt tapasztalható. A koliform baktériumok számát és a TTC összecsíraszámot tekintve azonban a becsült CFU szám nem teljesítette a VDI6022 szabvány elvárásait.

Mivel a tartályban lévő víz folyamatosan párologott, így annak szárazanyagtartalma növekedett, amely a vezetőképességet növelte. A kezdeti 621  $\mu\text{S}/\text{cm}$  értékről a vezetőképesség 896  $\mu\text{S}/\text{cm}$  emelkedett a 4 órás üzem alatt.











*M4-1 táblázat E.Coli és TTC (összes csíraszám) vizsgálati eredményei az evaporatív léghűtő egység mechanikai tisztítását követő üzemeltetés során*

Mérés 2024.04.15. 9:15-13:15				
E.Coli 0 h	E.Coli 1 h	E.Coli 2 h	E.Coli 3 h	E.Coli 4 h
				
<10 <sup>2</sup> CFU/ml TTC 0 h	<10 <sup>2</sup> CFU/ml TTC 1 h	<10 <sup>2</sup> CFU/ml TTC 2 h	<10 <sup>2</sup> CFU/ml TTC 3 h	<10 <sup>2</sup> CFU/ml TTC 4 h
				
10 <sup>4</sup> -10 <sup>5</sup> CFU/ml	10 <sup>4</sup> -10 <sup>5</sup> CFU/ml	10 <sup>4</sup> -10 <sup>5</sup> CFU/ml	10 <sup>4</sup> -10 <sup>5</sup> CFU/ml	10 <sup>4</sup> -10 <sup>5</sup> CFU/ml
Víz minta fizikai paraméterei				
621 $\mu\text{Scm}^{-1}$ 22.5 °C	729 $\mu\text{Scm}^{-1}$ 17.5 °C	797 $\mu\text{Scm}^{-1}$ 17.3 °C	840 $\mu\text{Scm}^{-1}$ 17.3 °C	896 $\mu\text{Scm}^{-1}$ 17.2 °C

A mérési sorozat, azonos körülmények között, a mechanikai tisztítást elvégezve, háromszor megismétlésre került. A mérések hasonló eredményeket hoztak. Az eredményeket látva alternatív tisztítási mód került tesztelésre.











A mérési sorozat megkezdése előtt a párologtató panel felülete 3%-os koncentrációjú hidrogén peroxid oldattal került bepermetezésre. A víztartály a bepermetezés után került feltöltésre. A bepermetezés utáni mérés eredményeit az M4-2 táblázat foglalja össze. A táblázat alapján az látható, hogy a mérés elején a TTC összecsíraszám hasonlóan alakult, majd a becsült telepszám csökkenése volt tapasztalható az üzemeltetés során. A mérés ideje alatt az evaporatív léghűtő egység nem teljesítette a VDI0622 szabvány elvárásait. A mérés ideje alatt a víz vezetőképessége 629  $\mu\text{S}/\text{cm}$ -ről 863  $\mu\text{S}/\text{cm}$ -re emelkedett.

*M4 -2 táblázat E.Coli és TTC (összes csíraszám) vizsgálati eredményei az evaporatív léghűtő egység 3%-os koncentrációjú hidrogén peroxid oldattal való bepermetezését követő üzemeltetés során*

Mérés 2024.04.29. 9:00-13:00				
E.Coli 0 h	E.Coli 1 h	E.Coli 2 h	E.Coli 3 h	E.Coli 4 h
				
<10 <sup>2</sup> CFU/ml TTC 0 h	<10 <sup>2</sup> CFU/ml TTC 1 h	<10 <sup>2</sup> CFU/ml TTC 2 h	<10 <sup>2</sup> CFU/ml TTC 3 h	<10 <sup>2</sup> CFU/ml TTC 4 h
				
10 <sup>4</sup> -10 <sup>5</sup> CFU/ml	10 <sup>4</sup> -10 <sup>5</sup> CFU/ml	10 <sup>3</sup> -10 <sup>4</sup> CFU/ml	10 <sup>3</sup> -10 <sup>4</sup> CFU/ml	10 <sup>3</sup> -10 <sup>4</sup> CFU/ml
Víz minta fizikai paraméterei				
629 μScm <sup>-1</sup> 19.5 °C	716 μScm <sup>-1</sup> 16.5 °C	757 μScm <sup>-1</sup> 16.2 °C	803 μScm <sup>-1</sup> 16.0 °C	863 μScm <sup>-1</sup> 15.8 °C

A kapott eredmények alapján hipotézisem az volt, hogy az evaporatív léghűtő szivattyú és csőrendszere szennyezett lehet mikrobiológiai szempontból. A berendezés fertőtlenítését úgy oldottuk meg, hogy a tartályt 3%-os hidrogén peroxid oldattal került feltöltésre, majd a berendezés szivattyúját elindítva az oldat 5 percen át került keringtetésre. Az eljárás után az oldat leeresztésre, majd a tartály ivóvízzel feltöltésre került. Az eljárás után végzett mérés eredményét az M4-3 táblázat foglalja össze.

*M4-3 táblázat E.Coli és TTC (összes csíraszám) vizsgálati eredményei az evaporatív léghűtő egység 3%-os koncentrációjú hidrogén peroxid oldattal való átmostatást követő üzemeltetés során*

Mérés 2024.05.06. 10:10-14:10				
E.Coli 0 h	E.Coli 1 h	E.Coli 2 h	E.Coli 3 h	E.Coli 4 h
				
<10 <sup>2</sup> CFU/ml TTC 0 h	<10 <sup>2</sup> CFU/ml TTC 1 h	<10 <sup>2</sup> CFU/ml TTC 2 h	<10 <sup>2</sup> CFU/ml TTC 3 h	<10 <sup>2</sup> CFU/ml TTC 4h
				
10 <sup>3</sup> CFU/ml	<10 <sup>2</sup> CFU/ml	<10 <sup>2</sup> CFU/ml	10 <sup>3</sup> CFU/ml	<10 <sup>2</sup> CFU/ml
Víz minta fizikai paraméterei				
620 μScm <sup>-1</sup> 21.6 °C	629 μScm <sup>-1</sup> 18.2 °C	655 μScm <sup>-1</sup> 18.0 °C	693 μScm <sup>-1</sup> 18.0 °C	733 μScm <sup>-1</sup> 18.2 °C

Az eredmények alapján elmondható, hogy az E.coli kolóniák és koliform baktériumok jelenléte nem volt tapasztalható. A koliform baktériumok számát és a TTC összesíraszámot tekintve a becsült CFU szám már teljesítette a VDI6022 szabvány elvárásait. A mérés alatt a vezetőképesség kisebb mértékben változott. Ennek oka, hogy a mérés esős napon történt, így a bepárolgatott víz mennyisége

kisebb volt a korábbi méréseknél tapasztalhatóknál, ezáltal a sókoncentráció kisebb mértékben növekedett.

Az eredmények alapján elmondható, hogy az evaporatív léghűtő rendszer 3%-os hidrogén peroxid oldattal való átmosatása hatékony fertőtlenítési megoldás a mikrobiológiai szennyezőkkel szemben.