

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ
ÚSTAV TECHNIKY PROSTŘEDÍ
INTELIGENTNÍ BUDOVY

KLIMATIZACE VÝROBNÍ HALY

DIPLOMOVÁ PRÁCE

SOUHRN

Tato diplomová práce je zaměřena na klimatizaci výrobní haly nacházející se v Trutnově ve firmě zabývající se výrobou elektrotechnických součástí. V první části je popsána teorie větrání, klimatizace, vzniku škodlivin ve větraném prostoru, fyzikální vlastnosti vlhkého vzduchu a jaké jsou normy a zákony upravující požadavky na vnitřní prostředí. Dále práce obsahuje praktickou část, kde jsou popsány parametry vnitřního a vnějšího prostředí, poté následují samotné výpočty dvou stavů využití výrobní haly. První stav je pro maximální využití prostoru, tj. při maximálních tepelných ziscích a druhý stav při aktuálním využití haly, tedy přibližně polovičním využití. Všechny provozní stavy byly vykresleny v h-x diagramu a navrženy tak, aby bylo dosaženo co nejvíce ekonomického provozu haly.

SUMMARY

This diploma thesis is focused on air-conditioning of a production hall located in Trutnov in a company dealing with production of electrical components. The first part of the thesis, the theoretical part, describes all the important terms and quantities related with the main topic of the thesis such as ventilation, air conditioning, the generation of pollutants in the ventilated area, the physical properties of humid air and what are the standards and laws governing the indoor requirements.

In the second, practical, part are the parameters of internal and external environment described, then follow the calculations of two conditions of utilization of the production hall.

The first condition refers to maximum utilization of the space, i.e. at maximum heat gains; and the second condition refers to actual use of the hall, i.e. approximately half utilization. All the operating conditions were plotted in the h-x diagram and designed to achieve the most economical operation of the hall.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma „Klimatizace výrobní haly“ vypracoval samostatně s využitím literatury a informací, na něž se odkazuji.

V Trutnově dne 24.6.2019

Podpis

Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval panu Ing. Miloši Lainovi, Ph.D. za odborné vedení této práce, cenné rady a komentáře.

Dále bych rád poděkoval výrobní společnosti za svolení k napsání této diplomové práce a za poskytnuté informace a materiály.

Obsah

Obsah	6
Seznam veličin	8
ÚVOD	10
TEORETICKÁ ČÁST	11
1. Větrání	12
1.1 Nucené větrání	12
1.1.1 Celkové nucené větrání	13
1.1.2 Místní přívod vzduchu	14
1.1.3 Místní odsávání	15
1.2 Přirozené větrání	15
2. Klimatizace	18
2.1 Kategorie klimatizace	18
2.2 Řízení klimatizace	20
2.4 Požadavky na mikroklima	20
2.5 Podklady pro návrhy klimatizačních zařízení	22
2.6 Třídění klimatizačních systémů	23
3. Množství větraného vzduchu [9]	26
4. Teorie vlhkého vzduchu	29
4.1 Vyjádření vlhkosti vzduchu	30
4.2 Způsob měření vlhkosti vzduchu	32
4.2. Tepelné ztráty a zisky	41
PRAKTICKÁ ČÁST	42
5. Výrobní hala závodu v Trutnově	43
5.1 Popis objektu	43
5.2 Účel stavby	44
5.3 Požadavky dle druhu práce a technologie	44
5.4 Část poskytnuté technické zprávy [15]	45
5.5 Naměřené hodnoty	47
5.6 Parametry vnitřního prostředí	49
5.7 Parametry venkovního prostředí	50
5.8 Konstantní veličiny	52
5.9 Vypočtené hodnoty pro maximální vytížení haly	53
5.10 Vypočtené hodnoty při stávajícím vytížení haly	59

Závěr	63
Seznam grafů, obrázků a tabulek	66
Seznam příloh	67
Zdroje	69

Seznam veličin

V	průtok vzduchu	[m ³ /h]
V_e	průtok přiváděného vzduchu	[m ³ /h]
V_o	průtok odváděného vzduchu	[m ³ /h]
V_p	celkový přiváděný vzduch	[m ³ /h]
V_{ob}	průtok oběhového vzduchu	[m ³ /h]
t	teplota	[°C]
t_e	teplota venkovní	[°C]
t_i	teplota vnitřní	[°C]
t_{sm}	teplota směšování	[°C]
t_p	teplota přiváděného vzduchu	[°C]
t_{ZZT}	teplota po zpětném získání tepla	[°C]
t_m	teplota mokrého teploměru	[°C]
t_r	teplota rosného bodu	[°C]
T	termodynamická teplota	[K]
x	měrná vlhkost vzduchu	[g/kg s.v.]
x_e	venkovní měrná vlhkost vzduchu	[g/kg s.v.]
x_i	vnitřní měrná vlhkost vzduchu	[g/kg s.v.]
x_p	měrná vlhkost přiváděného vzduchu	[g/kg s.v.]
x_{sm}	měrná vlhkost směšovaného vzduchu	[g/kg s.v.]
x''_{sm}	měrná vlhkost směšovaného vzduchu při nasycení	[g/kg s.v.]
h	entalpie	[kJ/kg s.v.]
h_{sm}	entalpie směšovaného vzduchu	[kJ/kg s.v.]
ϕ	relativní vlhkost vzduchu	[%]
ϕ_i	relativní vlhkost vzduchu ve vnitřním prostoru	[%]
ρ	hustota vzduchu	[kg/m ³]
η	vlhčící účinnost pračky	[-]

p	celkový tlak vzduchu	[Pa]
p_v	parciální tlak vodních par	[Pa]
p_v''	parciální tlak sytých par	[Pa]
G	produkce vlhkosti ve větraném prostoru	[g/h]
R	univerzální plynová konstanta	[J/kmol*K]
m_n	střední molekulová hmotnost vlhkého vzduchu	[kg/kmol]
Q	tepelné zisky	[kW]
Q_{ch}	chladící výkon	[kW]

ÚVOD

Ve 21. století dochází k velkému rozvoji všech technologií a jinak tomu není ani v rozvoji nových konstrukcí, stavebních materiálů a technologií. Rostou také nároky na uživatelů budov na komfort uvnitř budov, a tak jsou kladeny čím dál tím vyšší nároky na vytápění, větrání a klimatizace budov. Všechna tato odvětví musí zajišťovat optimální stav mikroklimatu, aby byl pobyt a práce ve vnitřních prostorách za komfortních podmínek. Cílem je zajistit jak tepelnou pohodu člověka, čistotu ovzduší, přívod čerstvého vzduchu, odvod znehodnoceného vzduchu podle vývoje vzniku škodlivin v prostoru. Udržování stavu mikroklimatu je v současné době velmi důležitým odvětvím, neboť ve vnitřním prostředí tráví člověk většinu svého života a musí tedy být omezena zdravotní rizika a ochrana zdraví osob, které se ve vnitřních prostorách pohybují nebo v nich pracují. Důležitým faktorem je také zejména činnost, kterou lidé v prostorách vykonávají. Kritéria, která musí splňovat vzduch ve vnitřních prostorách upravují zákony, nařízení vlády a vyhlášky a měla by být dodržována.

Tato diplomová práce se zabývá vnitřním prostředím ve výrobní hale podniku v Trutnově, která se zabývá výrobou elektrosoučástek. Společnost si přála zůstat anonymní, proto nikde v diplomové práci není uveden její název. Práce se skládá ze dvou částí – teoretická a praktická část. Teoretická část popisuje větrání, dále také klimatizaci a její kategorie, třídění a systémy. Dále je také v teoretické části popsána teorie vlhkého vzduchu a množství větraného vzduchu. Druhá, praktická, část obsahuje již konkrétní analýzu větracích jednotek a vnitřních prostor ve výrobní hale.

Cílem práce je zanalyzovat fungování klimatizačního systému ve výrobní hale zejména s ohledem na vlhkost vzduchu a navrhnout možná nápravná opatření, která by vedla ke zlepšení vnitřních podmínek v hale a také k ekonomičtějším fungování vzduchotechnických jednotek.

Teoretická část diplomové práce čerpá zejména z knižní odborné literatury a příslušných zákonů a vyhlášek. Praktická část již vychází z technické zprávy popisované budovy a také z vlastních výpočtů.

TEORETICKÁ ČÁST

1. Větrání

Hlavním cílem větrání je úprava čistoty vnitřního ovzduší a také dílčím způsobem i úprava tepelného stavu prostředí. Přívodem venkovního vzduchu lze omezeně odvádět i tepelnou zátěž z vnitřního prostředí. Větrání tedy zajišťuje přívod čerstvého venkovního vzduchu do větraných/klimatizovaných prostor a také zajišťuje odvod vzduchu znečištěného látkovými škodlivinami z vnitřního prostředí a také již zmíněný odvod nežádoucího tepla z větraných prostorů. [1]

Návrhy větrání a klimatizace budov a hal se určují podle několika podmínek, jako jsou stavební provedení budov, tepelná zátěž, tepelné ztráty, vlhkostní zátěže, technologické zdroje znehodnocení vzduchu, počet a činnosti osob aj. Dále také rozlehlost prostorů podmiňuje distribuci vzduchu a řešení vzduchotechnických strojoven, zdrojů tepla nebo chladu pro větrací systémy. Existují dva systémy větrání, a to nucené a přirozené větrání, neexistuje však univerzální metodika návrhu větrání v jednotlivých prostorech a pro volbu a návrh systému větrání je nutné rozhodovat podle následujících podmínek:

- Požadovaná kvalita vnitřního prostředí (tepelně-vlhkostní podmínky, čistota vzduchu)
- Tepelná zátěž
- Zdroje škodlivin
- Stavební dispozice haly [4]

V případě výrobních strojírenských a podobných průmyslových hal s relativně malými vnitřními zisky se používá nucené větrání celoročně, v zimě dochází k vytápění a v některých případech také k chlazení v létě. [4]

1.1 Nucené větrání

Nucené větrání můžeme definovat jako mechanickou výměnu znehodnoceného vzduchu v prostoru za vzduch zpravidla venkovní. Nucená výměna vzduchu, jeho proudění

a také přenos látek je vyvolán mechanicky, to znamená ventilátorem vzduchotechnického zařízení. Nucené větrání se vyznačuje následujícími charakteristikami:

- Řízenou výměnou vzduchu v prostoru, filtrací a teplotní úpravou přívodního vzduchu
- Úpravou tlakových poměrů v budově a ve větraných provozech
- Zpětným využitím tepla
- Kombinovaným provozem s využitím cirkulačního vzduchu v extrémním ročním období [2]

V závislosti na tom, zda se vzduch odváděný z místnosti vyměňuje za venkovní vzduch v celém prostoru, nebo pouze v jeho části se nucené větrání rozděluje na:

- Celkové větrání
- Místní přívod vzduchu
- Místní odsávání

1.1.1 Celkové nucené větrání

V ideálním případě celkové nucené větrání zajišťuje rovnoměrné provětrání místa pobytu osob, respektive pracovní oblasti, případně jiným způsobem definovaného technologického prostoru čerstvým venkovním vzduchem. Tento druh větrání se využívá zejména v případech, kde jsou rovnoměrně rozmístěny zdroje škodlivin (tepla). [1]

Na celkové větrání jsou kladeny tyto požadavky: množství vyměňovaného vzduchu, rychlost proudění vzduchu a proudění vzduchu v místnostech. Množství vyměňovaného vzduchu musí stačit k tomu, aby koncentrace všech škodlivin, které vznikají v pracovní oblasti, byla neustále pod nejvyšší přípustnou hodnotou. Zároveň také rychlost proudění vzduchu nesmí být tak velká, aby zhoršovala tepelnou pohodu prostředí a působila nepříjemně. Škodliviny také musí být odváděny nejkratší cestou k odváděcím otvorům

a nerozšiřovaly se tak po celém prostoru. Je tedy proto důležité rozložení přírodních otvorů a rychlost vzduchu v nich a zároveň také rozložení a velikost zdrojů tepla. [3]

Nevýhodou celkového větrání jsou vysoké náklady na provoz, je tedy používáno pouze v případech, kde není možno použít jinou ekonomicky výhodnější možnost. Naopak výhodou je, že pracuje nezávisle na měnících se venkovních klimatických podmínkách a také to, že do místností lze přivádět vzduch upravený (čištěný, chlazený, ohříváný nebo vlhkově upravený). Další výhodou je, že čištěním odváděného vzduchu zamezujeme znečišťování okolního prostředí odváděnými škodlivinami z výroby. [3]

1.1.2 Místní přívod vzduchu

Tento způsob nuceného větrání slouží k lokální úpravě čistoty a teploty vzduchu. Lze využít tři způsoby tohoto větrání: vzduchové clony, vzduchové sprchy a vzduchové oázy.

Vzduchové clony se využívají k zamezení nežádoucího proudění vzduchu otvorem mezi dvěma sousedícími prostory, a to zejména v zimě v prostorách s otevřenými komunikačními otvory (dveře, vrata), kdy proudí chladný vzduch z venkovního prostoru (ale také v letních měsících, kdy je nežádoucí proudění teplého vzduchu do klimatizovaných prostor). Touto vzduchovou clonou se vyfukuje plochý proud teplého vzduchu proti proudu chladného vzduchu, který proniká do budovy, kde se vytváří přirozený podtlak. Nevýhodou vzduchových clon je to, že vyžadují energii pro ohřev vzduchu. [1]

Druhým typem místního přívodu vzduchu jsou vzduchové sprchy, jež se využívají v průmyslových výrobních, kde nelze zajistit odpovídající pracovní prostředí celkovým větráním kvůli jeho nákladnosti nebo nízké účinnosti. [3] Vzduchové sprchy slouží v teplém prostředí k ochraně člověka tím, že vzduch proudící ze vzduchové sprchy zvyšuje odvod tepla konvencí z povrchu těla. Pokud se jedná o horké průmyslové provozy, tyto vzduchové sprchy chrání před účinky nadměrného sálavého tepla vznikajícího v blízkosti pracovišť. [1] Toto teplo vzniká v technologických zařízeních s vysokými povrchovými teplotami, kde vzniká sálání o intenzitě větší než 700 W/m^2 . [3]

Posledním způsobem jsou vzduchové oázy, které slouží k vytváření kvalitnějšího ovzduší v relativně méně kvalitním prostředí. Tento typ se využívá také zejména v případech průmyslových hal a v místech, kde jsou zdroje zejména konvekčního tepla. Vzduch je přiváděn výustěmi do bezprostřední blízkosti místa pobytu osob, neboť vzduchové oázy jsou umísťovány u trvalých pracovních míst a v místech odpočinku pracovníků. [1] Cílem vzduchové oázy je ochrana před škodlivinami a zlepšení mikroklimatických podmínek (teplota, vlhkost, škodliviny) a místa pod vzduchovou oázou jsou odděleny od ostatního prostoru 2,2 až 2,5 m vysokými stěnami. Přívod vzduchu může být řešen různými způsoby a závisí také na vlastním řešení oázy. Teplota přiváděného vzduchu by měla být o 5 až 6°C nižší, než je v daném prostoru/provozu. [3]

1.1.3 Místní odsávání

Místní odsávání se využívá na místech, kde jsou látkové škodliviny a nadměrné teplo uvolňovány na ohraničených místech a odsávaný vzduch je nahrazován přiváděným venkovním vzduchem (který je samozřejmě v chladných měsících ohříván). V těchto prostorách je udržován podtlak, neboť průtok odváděného vzduchu V_o bývá zpravidla o 5 až 10 % vyšší než průtok přiváděného vzduchu (venkovního) V_e . [1] Díky tomu, že se v tomto případě odsává vzduch se škodlivinami přímo při jejich vzniku, dochází k dosahování výrazného snížení potřebného průtoku vzduchu oproti celkovému větrání a tím také k snižování potřebného elektrického příkonu ventilátoru a šetří také spotřebu tepla na ohřev vzduchu v zimě. To, jaký způsob odlučování bude zvolen, závisí na druhu, množství a vlastnostech odsávaného materiálu a v případě prachu zejména velikostí jeho částí. Místní odsávání je také obvykle třeba kombinovat s jiným druhem větrání – s celkovým větráním umělým, a to zejména při větším množství odsávaného vzduchu. Při navrhování vlastního odsávání je nutné vzít v potaz pohyb unikajících škodlivin (rychlost, směr úniku, kinetickou energii atp.) a také rychlost proudění proudu odsávaného vzduchu (a její pokles se vzdáleností od vstupního otvoru odsávacího zařízení). [3]

1.2 Přirozené větrání

V běžném životě se neustále setkáváme s prouděním vzduchu, ať už se jedná o proudění ve volné přírodě (vítr), nebo mezi dvěma od sebe oddělenými prostory (buď otvory nebo poréznostrými dělicími stěnami). V obou případech k tomu dochází díky působení rozdílných tlaků vzduchu o různých teplotách na různých místech. K výměně vzduchu dochází příležitostně, neorganizovaně a výměna vzduchu je většinou poměrně malá. Pokud však dokážeme využít zákonů, jimiž se řídí přirozené větrání, lze dosáhnout významné intenzity výměny vzduchu (které lze jen stěží dosáhnout s umělým větráním nebo pouze za mimořádně vysokých nákladů). [1]

Přirozené větrání lze definovat jako výměnu vzduchu ve vnitřním prostoru vlivem tlakového rozdílu, jež je vyvolán účinkem přírodních sil vznikajících rozdílem teplot, případně dynamickým účinkem větru. Primárními veličinami tohoto větrání jsou tlak a jeho rozdíl, objemový průtok vzduchu a plocha otvorů. [3]

Účinek přirozeného větrání můžeme hodnotit průtokem vzduchu. Účinek tohoto druhu větrání je variabilní díky vlivu proměnného rozdílu teplot a nahodilému působení větru. Z toho důvodu toto větrání nelze kvantifikovat jako plnohodnotné a dostačující, neboť jeho funkci nelze regulovat, působí zcela nahodile a je závislé na vnějších klimatických podmínkách. S ohledem na zvyšující se kvalitu stavebních konstrukcí a na rostoucí požadavky na stav mikroklimatu už tento druh větrání není dostačující a musí být doplňován nuceným či hybridním druhem větrání. [2]

Přirozené větrání se dělí na čtyři typy:

- větrání infiltrací
- aerací
- provětrání
- šachtové

Větrání infiltrací funguje díky přetlaku netěsnostmi stavebních konstrukcí, kde dochází k výměně vzduchu venkovním vzduchem za vzduch v místnosti. Zdrojem tohoto přetlaku je rozdíl teplot nebo vítr. Průtok vzduchu V , který proudí do místnosti, se určuje z rovnice:

$$V = i \times l \times \Delta p_n$$

V této rovnici je i jako součinitel provzdušnosti spáry, l je délka spár, Δp je rozdíl tlaku vzduchu vyvolaný vlivem teplot a působením větru a n je exponent charakterizující proudění vzduchu spárou (běžně $n=0,67$). [3]

Aerace zajišťuje trvalou a také do jisté míry regulovanou výměnu vzduchu v provozovnách s dostatečnými zdroji tepla speciálními regulovatelnými větracími otvory ve stěnách objektů a na jejich střeších. Slouží k odvodu nadměrného konvekčního tepla a také k odvodu ostatních škodlivin. [3]

Základní možností větrání je větrání okny, neboli provětrání. Jeden otvor/okno slouží zároveň jako přívod, tak i odvod vzduchu. Výměna vzduchu vychází z proudění vzduchu štěrbinami právě v těchto otvorech/oknech.

Při šachtovém větrání je vzduch do místnosti přiváděn nebo z místnosti odváděn otvory zaústěnými do svislých průduchů a umožňuje tak přirozený odvod škodlivin. Sací šachtou je přiváděn vzduch z vnějšího prostředí a vzduch z vnitřního prostředí je odváděn výtlačnou šachtou nad střechu budovy. [2]

2. Klimatizace

Vzhledem k tomu, že stále dochází k vyšší vospělosti výrobní techniky a ke zhoršování životního prostředí, jsou kladeny čím dál tím vyšší nároky na kvalitu vzduchu ve vnitřních prostorách. Aby byla zajištěna teplota, vlhkost a čistota vzduchu, je zapotřebí upravovat tento vzduch pomocí klimatizace.

Klimatizaci lze definovat jako úpravu vzduchu, která sleduje zajištění výše zmíněných atributů ve vnitřním prostoru budov pomocí souboru technických zařízení, které dohromady vytváří klimatizační systém. Tento klimatizační systém má čtyři termodynamické funkce k úpravě vzduchu (ohřev, chlazení, vlhčení a odvlhčování). Klimatizační systémy mají také za úkol výměnu vzduchu ve vnitřním prostoru za vzduch z venkovního prostoru a zároveň filtraci tohoto vzduchu. [2]

Klimatizační zařízení vyžadují zejména automatické řízení procesů úpravy vzduchu, což je dáno proměnlivostí okrajových podmínek (venkovní klima, tepelné a vlhkostní vnitřní zátěže) v závislosti na změnách venkovních a vnitřních podmínek.

2.1 Kategorie klimatizace

Existuje více kritérií, podle kterých jde klimatizace rozdělovat. Nejčastější dělení je podle účelu, a to na klimatizace komfortní (zdravotně-hygienická), technologická (průmyslová) a speciální.

Komfortní klimatizace upravuje ovzduší z hygienického hlediska bez vzniku škodlivin jen s ohledem na pobyt lidí. Používá se ve většině případů pouze v mimořádných budovách, neboť v našich zeměpisných šířkách není ve většině případů (zejména v objektech běžného stavebního provedení) klimatizace nutná. Tato klimatizace se využívá v prostorách s:

- Velkou tepelnou a vlhkostní zátěží – kulturní a společenské sály určené pro větší počet lidí, např. kina, divadla, obchodní domy, sportovní haly

- Velkou vnitřní tepelnou zátěží – rozhlasová a televizní studia, filmové ateliéry
- Velkou vnější tepelnou zátěží – moderní a lehké budovy, z větší části prosklené budovy
- Vyššími nároky na mikroklima a čistotu vzduchu – nemocniční a lázeňské objekty
- Dopravní prostředky – auta, autobusy, letadla, lodě, železniční vagony
- Ve zdravotnictví – operační sály, pooperační pokoje a pokoje intenzivní péče, lázeňské objekty

Technologická klimatizace upravuje ovzduší z technologického hlediska pro funkci výrobních/pracovních procesů, strojů, biologických a mikrobiologických procesů. Tímto typem klimatizace je možno upravovat ovzduší v prostorách budov a místnostech s přítomností osob. V takovém případě se jedná o technologickou prostorovou klimatizaci (např. v čistých prostorech pro elektroniku, farmacii, přesnou strojírenskou výrobu, atp.). Tento typ klimatizace upravuje ovzduší v provozovných prakticky po celý rok, upravuje teplotu, relativní vlhkost a čistotu vzduchu a má přímý vliv na samotný výrobní proces a na kvalitu výrobků.

Dalším typem je technologická procesní klimatizace, která se používá uvnitř technologických linek, bez přítomnosti osob. [1]

Speciální klimatizační zařízení slouží ke klimatizaci těch výrobních objektů a prostředků, které zajišťují individuální výrobní požadavky na úpravu vzduchu. Jedná se například o klimatizované skříně, boxy, komory pro provádění klimatických zkoušek materiálů, v některých případech také klimatizace celých výrobních prostor atp. V těchto případech záleží čistě na individuálních požadavcích. [3]

Klimatizace se také může dělit na úplnou a dílčí. Úplná klimatizace zahrnuje veškeré úpravy teploty, vlhkosti a čistoty na požadované parametry v průběhu celého roku. Naopak dílčí klimatizace slouží pouze k částečné úpravě, tedy k úpravě pouze některých parametrů, např. úprava teploty chlazením v letním období. Tyto typy klimatizací mohou být také kombinovány i s vytápěcími zařízeními, takže mohou zajišťovat chlazení i větrání v létě a naopak vytápění v zimě větráním. [1]

2.2 Řízení klimatizace

Existují dva typy automatického řízení klimatizace, a to ovládáním nebo regulací.

Výhodou řízení ovládáním je to, že nemůže být nestabilní. Pokud je teplota přiváděného vzduchu řízena podle vnější teploty ($t_p = f(t_e)$), je možné udržet požadovaný stav vnitřního vzduchu, pokud se tepelná zátěž klimatizovaného prostoru mění velmi málo, což se však stává pouze v ojedinělých případech.

Naopak v případě klimatizačních zařízení řízených regulací podle teploty vnitřního vzduchu ($t_i = \text{konst.}$) může stav vnitřního vzduchu trvale kolísat vlivem zpětné vazby. Pokud je kolísání odstraněno, dochází k velkému zpoždění reakce na změny stavu vnitřního vzduchu. [5]

2.4 Požadavky na mikroklima

Mikroklima ve vnitřním prostředí budov je určeno souborem požadavků, které jsou dány nařízením vlády, které stanovuje podmínky ochrany zdraví při práci.

„Vycházíme-li z hygienických požadavků, je kvalita vnitřního prostředí budov popsána souhrnem fyzikálních, chemických a biologických ukazatelů a měla by být zaručena dodržением stanovených limitů na jednotlivé faktory tak, aby bylo vyloučeno zdravotní riziko pro člověka, nebo vymezeno alespoň „přijatelné riziko“ tam, kde působení škodlivin je bezprahové a žádné „bezpečné limity“ stanovit nelze.“ [6]

Ačkoliv hygienické požadavky a větrání jsou energeticky náročné a stojí značné finanční náklady, musí být hygienické a provozní požadavky vždy nadřazeny energetickým požadavkům.

Obecně vychází právně závazné hygienické požadavky na jednotlivé faktory prostředí a větrání z následujících zákonů:

- **Zákon č. 183/2006 Sb.**, o územním plánování a stavebním řádu (stavební zákon) v platném znění.
- **Zákon č. 20/1966 Sb.**, o zdraví lidu, ve znění pozdějších předpisů – především zákona č. 258/2000 Sb., o ochraně veřejného zdraví, ve znění pozdějších předpisů.
- **Zákon č. 262/2006 Sb.**, zákoník práce v platném znění.

- **Zákon č. 309/2006 Sb.**, o zajištění dalších podmínek bezpečnosti a ochrany zdraví při práci. [6]

Požadavky na mikroklima v klimatizovaných prostorech se liší s ohledem na to, zda jde o průmyslová nebo komfortní zařízení. Přísnější podmínky, zejména pokud se jedná o maximální hodnoty a povolené kolísání těchto hodnot, jsou stanoveny pro průmyslová zařízení, kde se také tyto požadavky různí podle druhu výroby a zpracovávaného materiálu. Co se týká teploty, tak zde je maximální kolísání teplot povoleno $\pm 1^{\circ}\text{C}$ (někdy dokonce pouze $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$) a vlhkosti $\pm 5\%$, případně méně.

Kolísání vnitřních podmínek vzduchu může mít například u některých materiálů vliv na jejich fyzikální vlastnosti (pevnost, rozměr atd.), a proto jsou podmínky na dodržení požadavků různě náročné. Požadavky na parametry vzduchu jsou specifické a závisí jednak na surovině, ale také na způsobu jejího zpracování.

Co se týká komfortních zařízení, musí být zajištěna čistota vzduchu a také vhodné mikroklimatické podmínky s ohledem na požadavky tepelné pohody prostředí. Požadavky jsou v tomto případě stanoveny mírně (s relativně širokým rozmezím kolísání požadovaných parametrů), ale mění se podle ročního období.

Tepelně vlhkostní podmínky na pracovišti jsou určeny nařízením vlády č.93/2020 Sb., jež je novelou nařízení č. 361/2007 Sb. Novelizací byly upraveny části řešící tepelnou zátěž zaměstnanců, změněny limity sledovaných teplotních veličin, zavedena nová veličina (stereoteplota). Stále však zůstala základní veličinou změřená výsledná teplota kulového teploměru t_g , nebo vypočítaná operativní teplota t_o . [6]

Tabulka 1: Celoročně přípustné teploty na pracovišti podle nařízení vlády č. 93/2012 Sb., v závislosti na náročnosti vykonávané činnosti, tj. na energetickém výdeji zaměstnanců

Třída práce	Energetický výdej M [W.m ⁻²]	$t_{o \text{ min}}$ nebo $t_{g \text{ min}}$ [°C]	$t_{o \text{ max}}$ nebo $t_{g \text{ max}}$ [°C]	Rychlost proudění v_a [m.s ⁻¹]	Relativní vlhkost Rh [%]
I	≤ 80	20	27	0,01 až 0,2	30 až 70
IIa	81 až 105	18	26		
IIb	106 až 130	14	32	0,05 až 0,3	
IIIa	131 až 160	10	30		
IIIb	161 až 200	10	26	0,1 až 0,5	
IVa	201 až 250	10	24		
IVb	251 až 300	10	20		
V	301 a více	10	20		

Výše uvedená tabulka nestanovuje přípustné teploty během mimořádně teplých dnů, kdy nejvyšší teplota venkovního vzduchu přesáhla 30°C. Tato tabulka také není určena pro klimatizovaná pracoviště, ve kterých je klimatizace využita ne z důvodu technologických požadavků na prostředí, ale k zajištění optimální pohody prostředí. Tato pracoviště můžeme rozdělit podle požadované kvality prostředí a náročnosti vykonávané činnosti do následujících činností:

- Kategorie A platí pro klimatizovaná pracoviště s požadovanou vysokou kvalitou prostředí, na nichž je vykonávaná práce náročná na pozornost a soustředění.
- Kategorie B platí pro klimatizovaná pracoviště s požadovanou střední kvalitou prostředí při práci vyžadující průběžnou pozornost a soustředění.
- Kategorie C platí pro ostatní klimatizovaná pracoviště [6]

2.5 Podklady pro návrhy klimatizačních zařízení

Při navrhování klimatizačních zařízení je nutné postupovat velice pečlivě, neboť fungování klimatizačního zařízení může značně ovlivnit celý provoz a také může přispět k hospodárnosti a energetické šetrnosti. Výchozími podklady pro tvorbu návrhu klimatizačních zařízení jsou:

- Stavební situace, klimatické poměry, tepelné vlastnosti objektu

- Technologie výroby, škodliviny, požadavky na mikroklima (teplota, vlhkost, jejich tolerance)
- Požadované parametry vnitřního vzduchu
- Provoz v objektu, počet osob a zdrojů tepla, vlhkost, provozní doba

Samotný výpočet, který zohledňuje nejméně příznivé podmínky, vychází z následujících parametrů:

- Stanovení objemového průtoku vzduchu pro vlastní klimatizaci
- Stanovení objemového průtoku čerstvého vzduchu (minimálně 10 % z celkového množství)
- Výpočty tepelných ztrát a zisků objektů
- Dimenzování jednotlivých prvků klimatizačního zařízení
- Návrhu trasy potrubních sítí vzduchovodů (přívody i odvody)
- Dimenzování vzduchovodů, výpočty tlakových ztrát, návrh ventilátoru
- Stanovení maxim spotřeby energií
- Návrh rozvodů teplé a chladicí vody, elektřiky a řešení automatické regulace

2.6 Třídění klimatizačních systémů

Klimatizační systém je koncepční soubor funkčních prvků pro úpravu vzduchu (jak venkovního, tak i čerstvého a oběhového vzduchu), distribuci tepla, chladu a vzduchu v objektu. Klimatizační systémy zahrnují filtraci, směšování, ohřev, chlazení, vlhčení a odvlhčování. Tyto systémy se třídí podle druhu tekutiny, která přenáší teplo a chlad v budově a také podle počtu zón (místností), ve kterých je upravováno prostředí a ve kterých dochází k individuálním změnám tepelné a vlhkostní zátěže. [1]

Jak bylo napsáno výše, klimatizační systémy můžeme dělit dvěma způsoby, a to podle:

- tekutin, které přenášejí tepelnou energii po budově na systémy vzduchové, vodní, chladičové a kombinované (voda/vzduch)

- počtu zón (místností), ve kterých klimatizační systém upravuje prostředí a v nichž dochází k individuálním změnám tepelné a vlhkostní zátěže na systémy jednozónové a vícezónové. [1]

Pro účely této diplomové práce je důležité popsat zejména vodní systémy a konkrétně zařízení pro vlhčení vzduchu v klimatizačních zařízeních. Tato zařízení většinou bývají ústřední částí klimatizačních zařízení a jejich funkcí je jednak vlhčení vzduchu, ale v některých případech také odvlhčování vzduchu, ochlazování a také čištění (zachycování smáčivého prachu, pachů). Vlhčení vzduchu je možné provádět párou, nebo vodou. Existuje možnost také tzv. odvlhčování, kdy dochází k vlhčení vzduchu až ve vzduchovodech těsně před výstky nebo přímo v klimatizovaném prostoru bez cirkulace vody. Zařízení, která slouží k vlhčení vzduchu jsou v podstatě směšovací výměníky, ve kterých dochází současně k výměně tepla i vlhkosti mezi vodou a vzduchem. Vlhčení vzduchu může probíhat celkem 3 způsoby: vlhčení vzduchu cirkulační vodou, vlhčení vzduchu bez cirkulace vody a vlhčení vzduchu párou.

Vlhčení vzduchu cirkulační vodou

Vlhčení vzduchu tímto způsobem probíhá v tzv. zvlhčovačích neboli sprchových pračkách vzduchu. Podle konstrukce se tyto pračky dělí na sprchové a vložkové, nebo podle provozu na adiabatické, ve kterých voda pouze cirkuluje, a polytropické, kde je ve vodním okruhu také výměník tepla pro ohřev nebo chlazení rozprašované vody. Sprchová pračka vzduchu se skládá z komory, která musí mít takový průřez, aby v ní mohl proudit vzduch rychlostí 2,5 – 3,5 m/s. Dále je tvořena vanou, odkud je čerpadlem čerpána voda přes filtr a je přiváděna do sprchových registrů s tryskami, kterými se voda rozprašuje do vzduchu nebo neodpařená vrací zpět do vany. Součástí polytropických praček je také ve vodním okruhu ještě výměník tepla sloužící k ohřevu a chlazení rozprašované vody. Vana u praček je také opatřena přepadem vody a plovákovým ventilem, kterými je automaticky doplňována. Součástí praček je také sada usměrňovacích plechů na vstupu a odlučovač kapek na výstupu.

Nejchoulostivějším prvkem praček jsou vodní trysky, které se snadno zanášejí. Tyto trysky pracují s přetlakem 0,3 – 0,4 MPa s vydatností 1 – 4 kg/s. Celkové množství rozprašované vody na 1 kg vzduchu je udáván tzv. intenzitou sprchování $\gamma_v = M_w/M_L$. U adiabatických praček je většinou $\gamma_v = 0,5-1 \text{ kg/kg}$, u polytropických praček $\gamma_v = 1-2 \text{ kg/kg}$.

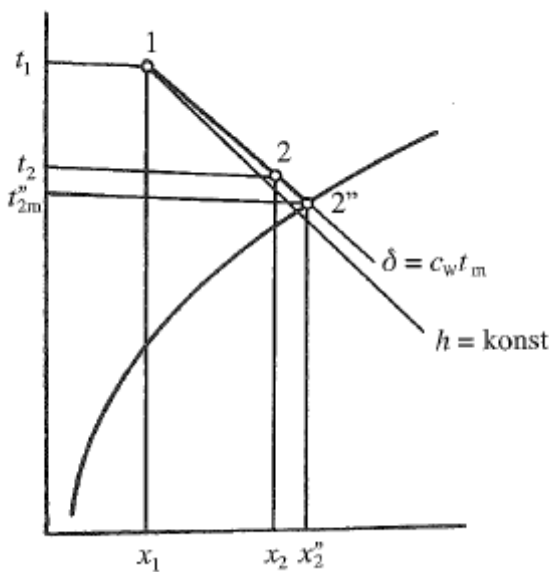
Nevýhodou praček je jejich investiční, provozní i prostorová náročnost a jsou také náročné na udržování hygienické čistoty vnitřku, protože obíhající voda je živou půdou mikroorganismů. Výhodou praček je, že proces vlhčení dosahuje účinnosti až 90 % a výhodné je také chlazení o 2 – 4°C nebo i více.

Hodnota směrového měřítka průběhu změny stavu vzduchu při sprchování v h-x diagramu se spočítá podle následujícího vzorečku:

$$\vartheta = \frac{\dot{M}_w c_w (t_{w1} - t_{w2}) \pm Q_z}{\dot{M}_{w0}} + c_w t_{w2}$$

Čitatel v tomto vzorci představuje teplo, které je předáváno vzduchu vodou při zanedbání tepelných ztrát a zisků pračky. U adiabatických praček, ve kterých se teplota cirkulující vody ustálí přibližně na teplotě mokrého teploměru t_m , je toto teplo nulové, takže $\vartheta = c_w t_{w2}$ a změna stavu bude probíhat stejně jako při rozprašování vody při této teplotě do vzduchu o směrnici dané entalpií vody:

$$t_{w1} = t_{w2} = t''_{L2} = t_m$$



Graf 1.: Výpočet adiabatické pračky vzduchu

Stav vzduchu by měl ležet na mezi sytostí $\varphi=1$ (v grafu bod 2''). Ve skutečnosti však bude konečná vlhkost menší ($\varphi<1$), a proto měrná vlhkost x_2 bude < než $x_{2''}$ (bod 2). Poměr tohoto skutečného navlhčení k teoreticky maximálnímu navlhčení určuje tzv. vlhčící účinnost pračky. η

$$\eta_V = \frac{-12}{12''} = x_2 - x_1 = \frac{t_2 - t_1}{t_{L2} - t''_{L2}}$$

Hodnota této účinnosti závisí na poměrech v pračce (směr výstupu vody z trysek, jejich počet a provedení, dokonalost rozprašení vody, tlak vody, rychlost proudění vzduchu) a na intenzitě sprchování. U jednořadých praček se η_V pohybuje mezi 0,6 a 0,75, u dvouřadých praček se η_V pohybuje mezi 0,8 a 0,9 a u čtyřřadých se blíží 1. Adiabatické pračky jsou regulovány buď pomocí teploty vzduchu před pračkou nebo obtokem vzduchu. Škracení vody nelze použít, protože trysky mají velmi strmou charakteristiku rozprašování. [3]

3. Množství větraného vzduchu [9]

Návrh vzduchového výkonu vzduchotechnické jednotky závisí na více faktorech. Mezi důležité faktory patří množství vznikajících škodlivin v prostoru, fyzická aktivita osob v prostoru, kvalita venkovního prostředí a v neposlední řadě hraje také důležitou roli komfort, kterého chceme jak z objektivního (koncentrace CO_2 , vlhkost), tak subjektivního (pachy) pohledu dosáhnout. Přiváděný vzduch do interiéru nemusí být pouze venkovní, ale může být směsí venkovního a cirkulačního vzduchu, který může být znovu využit v případě, že v interiéru nejsou produkovány toxické škodliviny nebo nedochází k nadměrné produkci škodlivin.

$$V_p = V_e + V_c,$$

V_e množství venkovního vzduchu, jehož množství se vypočítá podle počtu osob a půdorysné plochy [m^3/h]

V_p přiváděný vzduch a jeho množství se počítá podle produkce škodlivin a podle doporučené intenzity výměny vzduchu [m^3/h]

V_c množství cirkulačního vzduchu. [m^3/h]

V případě, že budeme počítat množství přiváděného venkovního vzduchu podle počtu osob, je vzorec následující:

$$V_e = p * V_{pos},$$

V_e	množství venkovního vzduchu [m ³ /h]
p	počet osob
V_{pos}	množství přiváděného vzduchu [m ³ /h/os]

Další možností je vypočítat množství přiváděného vzduchu podle produkce škodlivin:

$$V_p = \frac{M}{C_{\max, hm} - C_{p, hm}},$$

V_p	potřebné množství vzduchu pro udržení nejvýše přípustné koncentrace [m ³ /h]
M	množství vznikající škodliviny [g/h]
$C_{\max, hm}$	koncentrace škodlivin v interiéru, koncentrace škodlivin v odváděném vzduchu a většinou se rovná maximální přípustné koncentraci podle hygienických předpisů [g/m ³]
$C_{p, hm}$	koncentrace škodlivin v přiváděném vzduchu do místnosti. [g/m ³]

Výše uvedené obecné vzorce lze upravit pro odvedení tepelné zátěže nebo vlhkosti.

Vzorec pro odvod tepelné zátěže:

$$V_p = \frac{Q_{zisky}}{\rho * c_v * (t_i - t_p)},$$

V_p	množství přivedeného vzduchu	[m ³ /s]
Q_{zisky}	celková tepelná zátěž větraného interiéru citelným teplem	[W]
t_i	teplota interiérového vzduchu	[K, °C]

t_p	teplota přiváděného vzduchu	[K, °C]
ρ	měrná hmotnost vzduchu	[kg/m ³]
c_v	měrná tepelná kapacita vzduchu	[J/kg*K].

Vzorec pro odvod vlhkosti:

$$V_p = \frac{G}{\rho * (x_i - x_p)},$$

V_p	množství přivedeného vzduchu	[m ³ /h]
G	produkce vlhkosti ve větraném interiéru	[g/h]
x_i	měrná vlhkost interiérového vzduchu	[g/kg s.v.]
x_p	měrná vlhkost přiváděného venkovního vzduchu	[g/kg s.v.]
ρ	měrná hmotnost vzduchu	[kg/m ³].

Vzorec pro oxid uhličitý:

$$V_p = \frac{m_{CO_2}}{(\rho_{max} - \rho_{CO_2}) * 10^{-3}},$$

V_p	potřebné množství čerstvého vzduchu pro udržení nejvýše přípustné koncentrace oxidu uhličitého	[m ³ /h]
m_{CO_2}	produkce CO ₂	[l/h]
ρ_{max}	maximální koncentrace v interiéru 1200 ppm dle ASHRAE a pr EN 13 779 pro třídu „B“	[g/g]

ρ_{CO_2} koncentrace CO_2 ve venkovním přiváděném vzduchu: 350 ppm [g/g].

4. Teorie vlhkého vzduchu

Na úvod této kapitoly je důležité vymezit si pojem vlhký vzduch. Vlhký vzduch můžeme definovat jako směs suchého vzduchu a určitého množství vody ve formě syté či přehřáté vodní páry, mlhy nebo zmrzlé mlhy (jinovatky). Takto definovaný vzduch můžeme, zejména pro účely výpočtů, považovat za „ideální plyn“, pro který platí Daltonův zákon a další stavové rovnice v jednoduchém tvaru. Tyto zmíněné rovnice budeme definovat v následujících odstavcích. [11]

Daltonův zákon

Daltonův zákon se užívá pro výpočty teplených procesů. Rovnici interpretujeme takto: celkový tlak směsi plynů p je dán součtem dílčích (parciálních) tlaků jednotlivých složek.

$$p = \sum p_i$$

Stavová rovnice

Nyní se zaměříme na interpretaci stavové rovnice. Pro 1 kg vlhkého vzduchu má stavová rovnice tento tvar:

$$p = \frac{R}{m_n} \rho T,$$

kde

p	celkový tlak vzduchu	[Pa]
R	univerzální plynová konstanta ($R = 8\,314,3 \text{ J/kmol.K}$)	[J/kmol.K]
ρ	hustota (měrná hmotnost) vlhkého vzduchu	[kg/m ³]
T	termodynamická teplota	[K]
m_n	střední molekulová hmotnost vlhkého vzduchu	[kg/kmol].

4.1 Vyjádření vlhkosti vzduchu

Vlhkost vzduchu je možné vyjádřit různým způsobem. Nejprve si však ukážeme, jak se vlhký vzduch dělí:

- nenasycený, tedy takový, kdy je parciální tlak vodních par ve vzduchu menší než tlak sytých par při téže teplotě $p_v < p_v''$
- nasycený, kdy $p_v = p_v''$
- přesycený, tedy vzduch, který obsahuje ještě další vodu buď v kapalném nebo tuhém skupenství.

Veličin, pomocí kterých můžeme měřit vlhkost vzduchu je několik. Ty nejdůležitější jsou:

- absolutní vlhkost vzduchu a , ρ_v – jedná se o hmotnost vodní páry v objemu 1m^3 , či hovoříme o hustotě vodních par ve vzduchu. Jednotkou jsou kg/m^3
- relativní vlhkost vzduchu φ – udává míru nasycení vzduchu. Relativní vlhkost vzduchu je definována jako

$$\varphi = \frac{\rho_v}{\rho_v''} = \frac{p_v}{p_v''}$$

Jestliže se tedy $\varphi = 100\%$, tak tato rovnice nám charakterizuje nasycený vzduch. [4]

Další veličinou určující vlhkost vzduchu je parciální tlak par p_v . Jedná se o tlak, který odpovídá příslušné absolutní vlhkosti a který není závislý na teplotě. Parciální tlak syté páry p_v'' je naopak závislý pouze na teplotě. Pro výpočet parciálního tlaku syté páry lze užít následující rovnice:

pro teploty -100 až $0\text{ }^\circ\text{C}$

$$\ln p_V^{\#} = \frac{C_1}{T} + C_2 + C_3 \cdot T + C_4 \cdot T^2 + C_5 \cdot T^3 + C_6 \cdot T^4 + C_7 \cdot \ln(T)$$

pro teploty 0 až 200 °C

$$\ln p_V^{\#} = \frac{C_8}{T} + C_9 + C_{10} \cdot T + C_{11} \cdot T^2 + C_{12} \cdot T^3 + C_{13} \cdot \ln(T)$$

kde

$$\begin{aligned} C_1 &= -5,674\,535\,9 \cdot 10^3 \\ C_2 &= -5,152\,305\,8 \cdot 10^{-1} \\ C_3 &= -9,677\,843\,0 \cdot 10^{-3} \\ C_4 &= 6,221\,570\,1 \cdot 10^{-7} \\ C_5 &= 2,074\,782\,5 \cdot 10^{-9} \\ C_6 &= -9,484\,024\,0 \cdot 10^{-13} \\ C_7 &= 4,163\,501\,9 \\ C_8 &= -5,800\,220\,6 \cdot 10^3 \\ C_9 &= -5,516\,256\,0 \\ C_{10} &= -4,864\,023\,9 \cdot 10^{-2} \\ C_{11} &= 4,176\,476\,8 \cdot 10^{-5} \\ C_{12} &= -1,445\,209\,3 \cdot 10^{-8} \\ C_{13} &= 6,545\,967\,3. \end{aligned}$$

V neposlední řadě zmíníme měrnou vlhkost vzduchu x . Tato veličina udává hmotnost vodní páry v kg, která připadá na 1 kg suchého vzduchu.¹ Měrná vlhkost vzduchu je spolu s relativní vlhkostí nejčastěji používanými nástroji pro měření vlhkosti vzduchu ve vzduchotechnice. Výpočet měrné vlhkosti vzduchu vychází z rovnice:

$$x = \frac{M_V}{M_A},$$

¹

Hlavní jednotkou je kg/kg_A, ale vzhledem k nízkým řádům se užívá jednotka g/kg_A

kde MV je hmotnost vodní páry obsažené ve vzduchu a MA je hmotnost suchého vzduchu.

Odvozením a dosazováním do výše uvedené rovnice můžeme dojít k závislosti mezi měrnou a relativní vlhkostí:

$$x = 0,622 \frac{p_v}{p - p_v} = 0,622 \cdot \frac{\varphi \cdot p_v^{\#}}{p - \varphi \cdot p_v^{\#}}$$

Tato rovnice je důležitá pro odvozování dalších důležitých vztahů, jako například pro stanovení měrné vlhkosti z měřitelných veličin (φ, p) a parciálního tlaku syté páry:

$$x = 0,622 \frac{p_v}{p - p_v} \Rightarrow p_v = p \frac{x}{0,622 + x}$$

$$\varphi = \frac{p}{p_v^{\#}} \cdot \frac{x}{(0,622 + x)}$$

4.2 Způsob měření vlhkosti vzduchu

Vlhkost vzduchu lze měřit těmito čtyřmi způsoby:

- měřením teploty rosného bodu
- měřením relativní vlhkosti na základě změny vlastností látek
- zachycením vlhkosti z daného objemu vzduchu
- psychometrem (psychometrická rovnice $p_v = p_v^{\#} - A * p * (t_A - t_{WB})$).

Na závěr této kapitoly shrneme a definujeme ještě dva důležité pojmy související s vlhkostí vzduchu. Jedná se o dvě veličiny, které lze získat měřením. Jsou jimi tyto:

- teplota rosného bodu tDP
- teplota mokrého teploměru t_m (tWB)

Teplota rosného bodu je taková teplota, při které je vzduch nasycen a při dalším ochlazení začíná vodní pára kondenzovat. Teplotu rosného bodu lze zjistit odečtením průsečíku křivky nasycení a čáry měrné vlhkosti v $h-x$ diagramu. Teplota mokrého

teploměru je teplota vody, při které je teplo potřebné k vypařování vody do vzduchu odebíráno přestupem tepla konvekcí z okolního vzduchu. Teplota mokrého teploměru bývá označována také jako mezní teplota adiabatického chlazení.

4.3 Hustota vlhkého vzduchu a entalpie [12]

Hustota vlhkého vzduchu je dána následujícím vztahem

$$\rho = \rho_A + \rho_v$$

Tento vztah je stejně jako v případě měrné vlhkosti velmi důležitý, protože nám umožňuje stanovit hustotu vlhkého vzduchu z měřitelných veličin ρ , φ a parciálního tlaku syté páry.[10]

Entalpie vlhkého vzduchu

Entalpie je fyzikální veličina, která vyjadřuje tepelnou energii uloženou v jednotkovém množství látky. Výpočty stavů vlhkého vzduchu se často výhodně provádějí pro 1 kg vzduchu suchého, který obsahuje x kg vodní páry. Z dříve uvedeného tedy vyplývá, že hmotnost suchého vzduchu je při úpravách vlhkého vzduchu konstantní, co se mění, je pouze hmotnost vodní páry. Totéž „pravidlo“ platí pro entalpii – entalpie směsi 1 kg suchého vzduchu a x kg vodní páry tedy bude:

$$h = h_A + x * h_v$$

Nyní ještě zmíníme několik faktů a rovnic týkajících se entalpie suchého vzduchu a vodní páry.

Entalpie suchého vzduchu je při konstantní teplotě násobkem měrné tepelné kapacity a teploty ($c_A = 1010 \text{ J/kg.K}$; přičemž toto platí při teplotách od -30 do 100°C). Při teplotě nulové je potom entalpie suchého vzduchu také nulová:

$$h_A = c_A * t$$

Entalpie vodní páry je funkcí teploty a tlaku. Vycházíme z toho, že měrná tepelná kapacita vodní páry je $c_V = 1840 \text{ J/kg.K}$. Pro běžné výpočty pak můžeme použít následující empirický vztah (kde l je výparné teplo vody)

$$h_V = l + c_V * t = 2500 * 10^3 + c_V * t$$

či po rozepsání

$$h = h_A + h_V = c_A * t + x(2500 + 10^3 + c_V * t)$$

Tyto rovnice platí pro běžné výpočty při teplotách do $100 \text{ }^\circ\text{C}$ a tlaku par 10kPa .

V případě, že vzduch obsahuje vodní mlhu (vodní kapky), upravujeme rovnici tak, že k entalpii vlhkého nasyceného vzduchu připočteme entalpii mlhy.

$$h = h'' + (x - x'')h_w = h'' + (x - x'')c_w * t$$

Podnulové teploty, kdy se ve vzduchu vyskytuje jinovatka nebo zmrzlá mlha, upraví rovnici pro entalpii následovně:

$$h = h'' + (x - x'')(l_E + c_E * t),$$

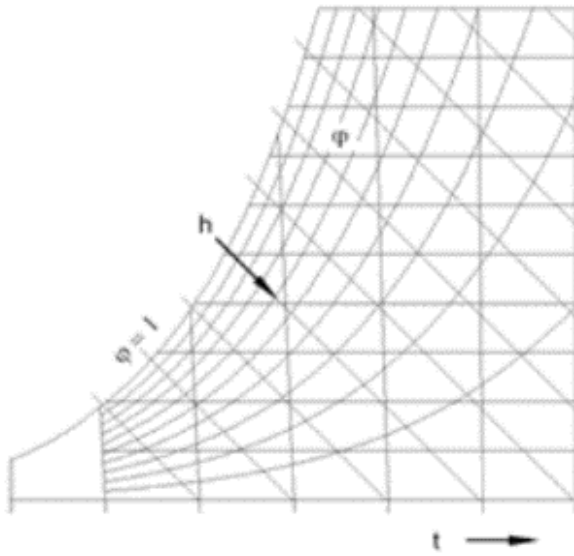
kde

c_w	měrná tepelná kapacita vody $c_w = 4187 \text{ J/kg.K}$
c_E	měrná tepelná kapacita ledu $c_E = 2090 \text{ J/kg.K}$
l_E	skupenské teplo tání ledu $l_E = -333.103 \text{ J/kg}$.

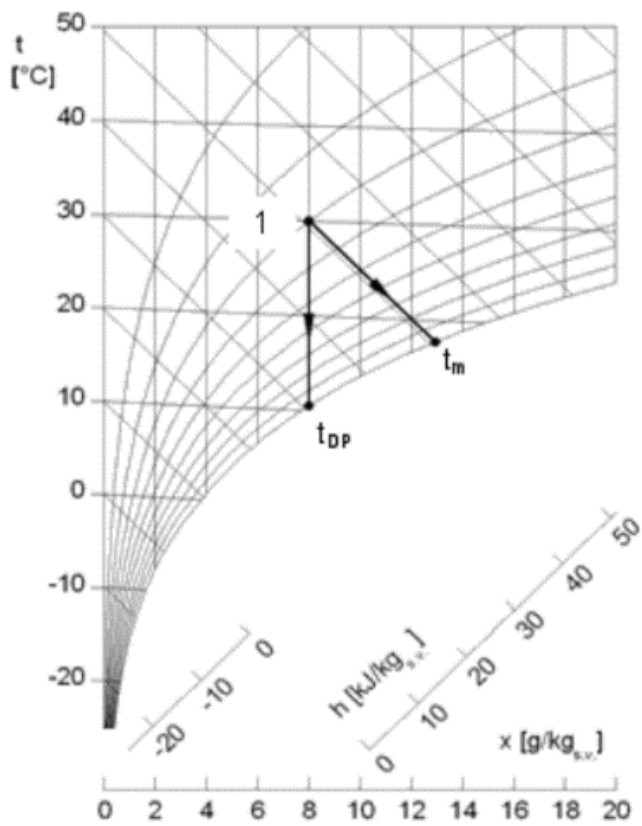
Diagram h-x

Existují dva typy diagramů vlhkého vzduchu, které primárně slouží ke znázornění změny stavu vzduchu. Jedná se o:

- psychometrický diagram (vzniká pouhým přetočením a otočením Mollierova diagramu, používá se převážně v anglosaské literatuře)
- Mollierův h-x diagram



Obrázek 1: Psychometrický diagram



Obrázek 2: Mollierův $h-x$ -diagram

Základní osy diagramu jsou tvořeny těmito veličinami:

- Entalpie h [kJ/kgA]
- Měrná vlhkost x [g/kgA] – nejčastěji zobrazená na vodorovné ose, jedná se o poměr hmotnosti vody či vodních par v určité hmotnosti vzduchu

a další veličiny se poté dopočítávají

- teplota t [°C]
- relativní vlhkost ϕ [-]
- hustota vlhkého vzduchu [kg/m³]

Mollierův diagram je diagramem stavovým, který ukazuje vzájemnou závislost vlhkosti vzduchu a teploty při izobarických dějích. Nejčastěji se v praxi využívá při návrhu vzduchotechnických jednotek, u kterých je kladen důraz na existenci funkce odvlhčování vzduchu.

Změny stavu vzduchu, které jsou zobrazeny jako součást diagramu prostřednictvím stupnice tzv. směrového měřítka, jsou definovány poměrem:

$$\delta = \frac{\dot{Q}_{\text{celk}}}{\dot{M}_w} = \frac{\dot{M} \cdot \Delta h}{\dot{M} \cdot \Delta x} = \frac{\Delta h}{\Delta x}$$

Součástí Mollierova diagramu je také stupnice tzv. činitele citelného tepla, který je dán poměrem:

$$u = \frac{\dot{Q}_{\text{cit}}}{\dot{Q}_{\text{celk}}} = \frac{\dot{Q}_{\text{cit}}}{\dot{Q}_{\text{cit}} + \dot{Q}_{\text{vyp}}} = \frac{c_A \cdot \Delta t}{\Delta h}$$

kde Q_{cit} je citelné teplo a Q_{celk} je teplo celkové.

4.4 Základní úpravy vlhkého vzduchu [13]

V následující kapitole se stručně zaměříme na nejčastěji se vyskytující úpravy vlhkého vzduchu, mezi které patří ohřev, mokré/suché chlazení, vlhčení vodou nebo párou či směšování. Úvodem je důležité si uvědomit fakt, že požadovaného stavu vzduchu je možné docílit pouze kombinací výše zmíněných druhů úprav.

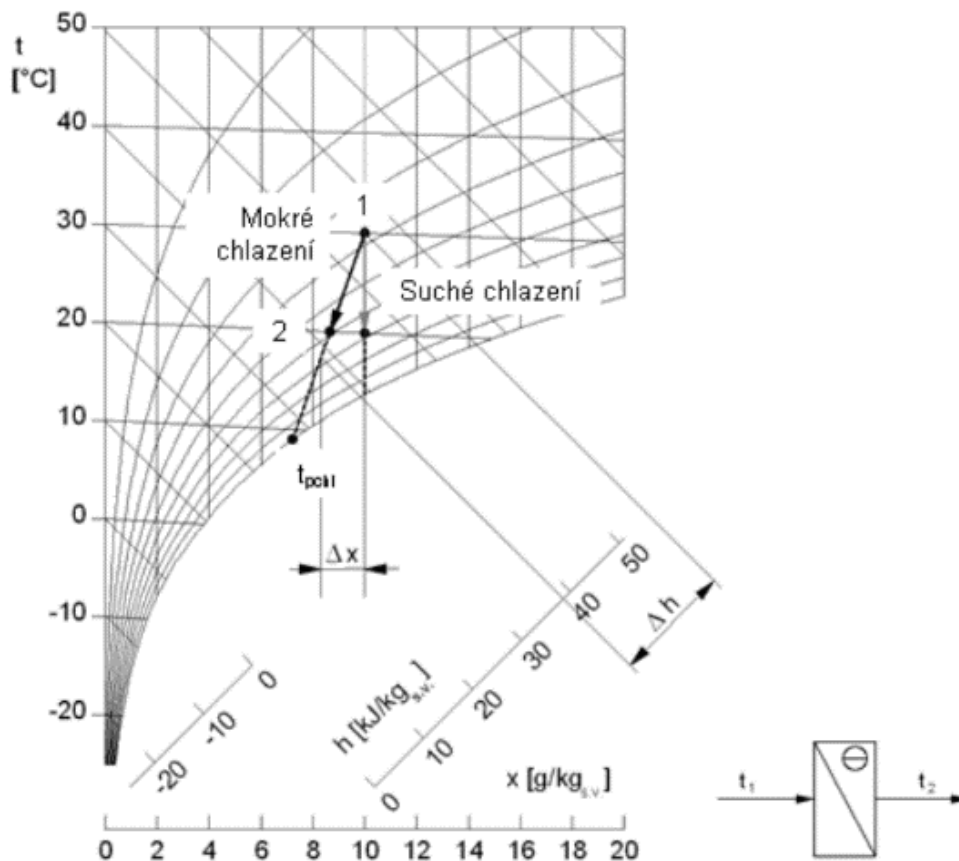
Ohřev vzduchu

Pro ohřev vzduchu používáme tato základní zařízení:

- Vodní ohříváče (nutné zajistit protimrazovou ochranu)
- Parní ohříváče (u některých je také nutné zajistit protimrazovou ochranu)
- Kondenzátorová jednotka chladičového systému
- Elektrické ohříváče
- Plynové ohříváče

Chlazení vzduchu

Rozlišujeme dva typy chlazení vzduchu – suché a mokré. Pro rozlišení mezi jedním či druhým typem hraje roli fakt, zda při procesu chlazení dochází ke kondenzaci nebo ne. Nejčastěji využívanými zařízeními pro chlazení vzduchu jsou vodní chladiče a chladičové systémy. Vodní chladiče jsou lamelovými víceřadými výměníky, kde teplotní látkou je voda nebo nemrznoucí směs a jejichž běžný teplotní spád je 6/12 až 8/16. Suché a mokré chlazení je znázorněno v následujícím diagramu.



Obrázek 3: Průběh změny stavu vzduchu při chlazení vzduchu a značení chladiče ve schématech

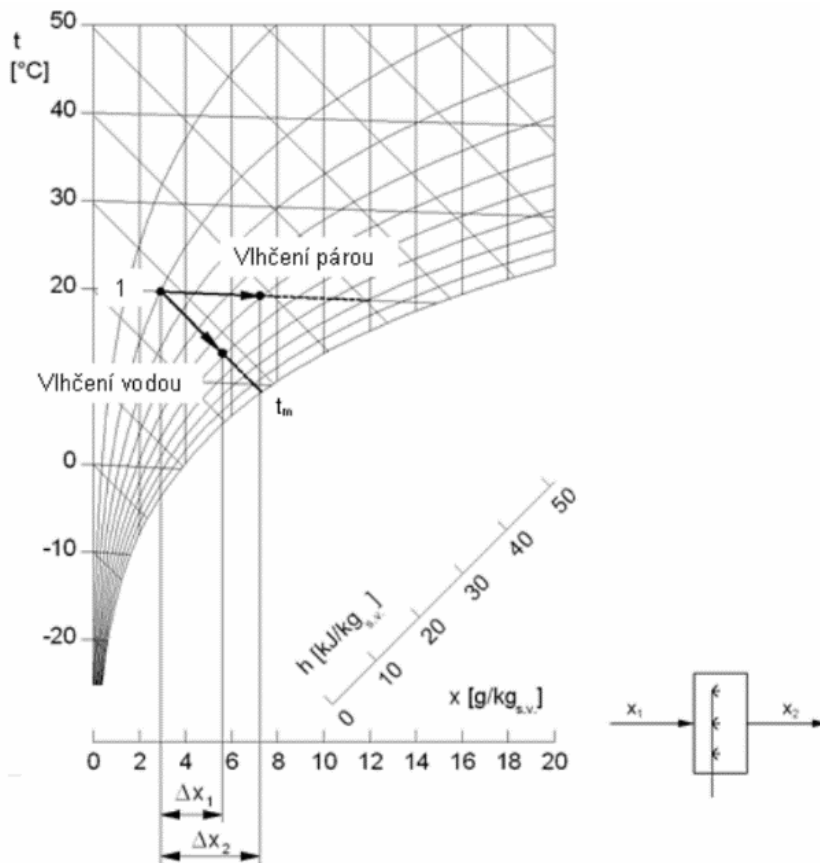
Suché chlazení probíhá v takových případech, kdy je povrchová teplota výměníku vyšší než teplota rosného bodu daného upravovaného vzduchu $t_{pchl} > t_{DP}$. Jelikož je $\Delta x = 0$, je nutné podotknout, že tento případ se v praxi vyskytuje jenom výjimečně.

Při mokřém chlazení dochází ke kondenzaci vodní páry, která je obsažená v upravovaném vzduchu. Opačně od suchého chlazení probíhá mokřé chlazení v případech, kdy je povrchová teplota výměníku nižší než teplota rosného bodu upravovaného vzduchu $t_{pchl} < t_{DP}$. Abychom mohli stanovit potřebný výkon chladiče, je nutné v tomto případě použít vztah pro výpočet činitele citelného tepla uvedeného v kapitole týkající se diagramu h-x. Množství zkondenzované vody lze poté zjistit ze vztahu

$$M_W = \dot{M} \cdot \Delta x$$

Vlhčení vzduchu

Vlhčit vzduch můžeme dvěma základními způsoby – párou nebo vodou, jak je znázorněno následujícím diagramem:



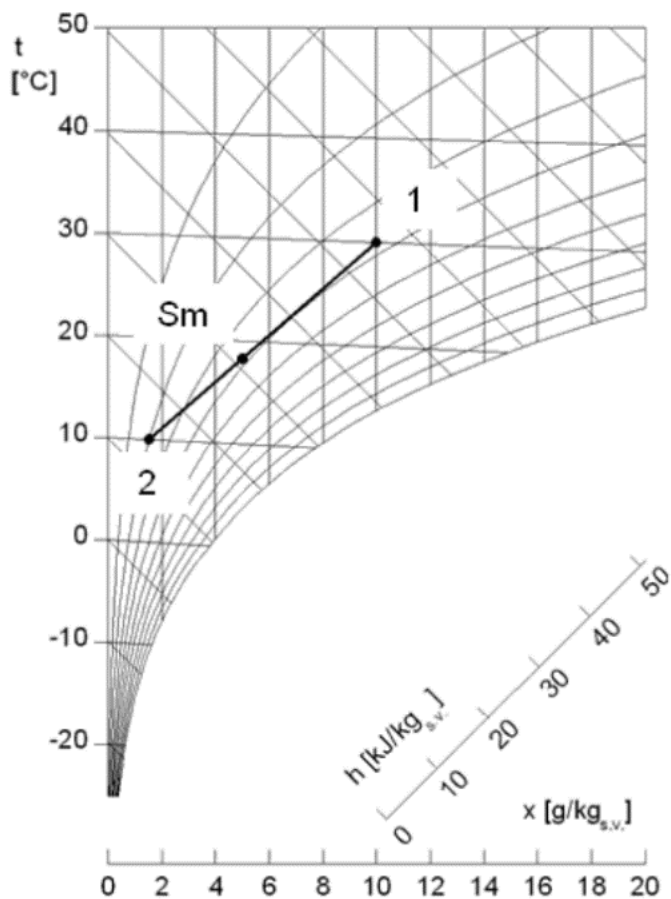
Obrázek 4: Průběh změny stavu vzduchu při vlhčení vzduchu vodou a párou a značení chladiče ve schématech

Vycházíme z toho, že směr změny stavu vzduchu při vlhčení párou probíhá za konstantní teploty (i přesto, že ve skutečnosti se vzduch mírně ohřívá), při vlhčení vodou probíhá za konstantní entalpie. Podstatou těchto procesů je fakt že roste měrná vlhkost vzduchu, teplota vzduchu naopak klesá a z toho důvodu lze tento jev v některých případech použít pro chlazení.

Nejvyužívanějšími zařízeními pro vlhčení vzduchu jsou vodní pračky vzduchu a rozprašování vody.

Směšování

Směšování neboli mísení dvou a více různých stavů vody. Příklad, kdy je využito smísení dvou různých stavů vzduchu, je znázorněn následujícím diagramem



Obrázek 5: Konečný stav vzduchu S_m po smísení 2 různých stavů vzduchu

Po smísení různých stavů vzduchu o různých průtocích je konečná teplota stanovena touto směšovací rovnicí:

$$t_{sm} = \frac{t_1 \cdot M_1 + t_2 \cdot M_2 + \dots + t_n \cdot M_n}{M_1 + M_2 + \dots + M_n} = \frac{\sum_{i=1}^n t_i \cdot M_i}{\sum_{i=1}^n M_i}$$

Konečná měrná vlhkost je poté znázorněna rovnicí obdobnou:

$$x_{z\text{m}} = \frac{x_1 \cdot M_1 + x_2 \cdot M_2 + \dots + x_n \cdot M_n}{M_1 + M_2 + \dots + M_n} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i \cdot M_i}{\sum_{i=1}^n M_i}$$

4.2. Tepelné ztráty a zisky

Tepelné ztráty nově určuje norma ČSN EN 12 831-1, která je platná od 1.9.2018. Tato norma zahrnuje tepelné ztráty způsobené prostupem tepla stěnami mezi vnitřním a vnějším prostředím, větráním vnitřních prostorů a vedením tepla do zeminy. Ztráty se vypočítávají při znalosti extrémních venkovních teplot a požadovaných teplot ve vnitřním prostředí. Účelem práce však není spočítat a určit přesnou tepelnou ztrátu budovy, ale porovnat výpočet reálnou tepelnou ztrátu s projektem budovy. Tato norma navazuje na předchozí normu ČSN EN 12 831, která byla vydaná 1.3. 2005 a řídí se podle ní stavby postavené do výše zmíněného data vydání nové normy. [8]

Pro výpočet tepelných zisků byla použita norma ČSN 73 0548. Tepelné zisky mohou proudit z vnitřních zdrojů, nebo z vnějších zdrojů. Mezi tepelné zisky z vnitřních zdrojů patří produkce tepla od lidí, produkce tepla od osvětlení, od technologie a od ventilátorů. Z vnějších zdrojů mohou být tepelné zisky od oslunění (tepelný zisk okny) nebo stěnami. [10]

PRAKTICKÁ ČÁST

5. Výrobní hala závodu v Trutnově

Zadáním diplomové práce je navrhnout správnou funkci vzduchotechnického zařízení jak po stránce funkční, tak po stránce ekonomické. Cílem je zaměřit se zejména na vlhkost vzduchu. Momentální stav je totiž značně rozkolísaný a občas se vyskytne tepelná nepohoda v prostoru. Dále pak cílem diplomové práce je navrhnout řešení, které by odstranilo případné nedostatky a zefektivnilo fungování větracího a klimatizačního zařízení.

5.1 Popis objektu

Výrobní hala, která je předmětem této diplomové práce, je součástí komplexu více výrobních hal. Jedná se o nejnovější halu vybudovanou v roce 2018. Severovýchodní stranou sdílí stěnu se starší halou. Hala je postavena v mírném svahu, přičemž severozápadní a severovýchodní strana objektu je ve výšce okolního terénu. U jihozápadní a jihovýchodní strany terén mírně sestupuje. Stavba se nachází v nadmořské výšce přibližně 419 m n. m. Pod výrobní halou se nachází suterén, ve kterém jsou umístěny kanceláře, šatny, hygienické zázemí, skladové prostory, technická zařízení apod. Prostory v suterénu mají vlastní větrací a klimatizační zařízení a v této diplomové práci nebude podrobněji popisováno. Výrobní hala nacházející se nad suterénem je rozdělena na dvě části – většinu prostoru zabírá výrobní část a menší část tvoří logistický regálový sklad. V této diplomové práci bude analyzováno pouze větrací a klimatizační zařízení ve výrobní části. Samotná výrobní hala má dvojitý strop. První strop je zavěšený falešný strop, který tvoří podhled s osvětlením a jsou v něm rozvody hasícího potrubí a distribuční otvory pro přívod a odvod čerstvého a zároveň také znehodnoceného vzduchu. Druhý strop tvoří střechu objektu a nachází se v nich světlíky. Na střeše se pak nacházejí výměníky tepla a výustky pro přívod a odvod vzduchu. Mezi zavěšeným stropem a druhým stropem/střechou se nachází technická zařízení, vzduchotechnické jednotky, vzduchotechnické rozvody, rozvody chladicí vody apod. Rozměry analyzované stavby jsou 78 m × 41 m × 15 m. Rozměry a parametry samotného sledovaného prostoru výrobní haly jsou popsány v tabulkách 1 – 3. Výkresová dokumentace haly není součástí této diplomové práce, protože společnost si nepřála, aby byla zveřejněna.

Tabulka 2: Rozměry haly

Stěny	Délka [m]	Plocha [m ²]	Plocha bez oken [m ²]
Severní stěna	40,9	444,0	372,0
Západní stěna	78,0	846,3	690,3
Jižní stěna	40,9	444,0	372,0
Východní stěna	78,0	846,3	690,3
Podlaha	-	3192	-
Střecha	-	3192	-
Výška	10,9	-	-

Tabulka 3: Objem haly

	Objem [m ³]
Objem haly	34631

Tabulka 4: Okna ve výrobní hale

Okna	Počet oken [ks]	Plocha [m ²]
Plocha okna	-	12
Západní stěna	13	156
Jižní stěna	6	72
Plocha oken	-	228

5.2 Účel stavby

Objekt, jak již bylo popsáno výše, je víceúčelový. Suterén je využíván zejména jako kancelářské prostory, vedlejší logistický sklad rozšířil stávající skladovací prostory a výrobní část byla vystavěna pro výrobu elektronických součástek do automobilů. Z toho plynou také zvýšené požadavky na kvalitu vnitřního vzduchu, zejména jeho čistotu, stálou teplotu, ale také na relativní vlhkost vzduchu (φ).

5.3 Požadavky dle druhu práce a technologie

Hlavním účelem výrobní haly je výroba elektronických součástek a komponentů do automobilového průmyslu. Výroba v této hale probíhá v nepřetržitém čtyřsměnném provozu. Charakter této práce zaměstnanců lze označit jako druh práce IIb dle nařízení vlády

č. 361/2007 Sb. U tohoto druhu práce je na jednoho pracovníka průměrný energetický výdej (M) 106 až 130 W/m². Nařízení vlády také stanovuje rozmezí teplot kulového teploměru v prostoru $t_g=14^{\circ}\text{C}$ (minimum), $t_g= 32^{\circ}\text{C}$ (maximum), minimální dávku čerstvého vzduchu na jednoho pracovníka 70 m³/h a rychlost proudění vzduchu v rozsahu $v_a= 0,05 - 0,3$ m/s. Na pracovišti není dovoleno kouření, z toho důvodu není potřeba zvyšovat dávku přiváděného vzduchu o 10 m³/h na pracovníka jako je v případě prostor, kde je kouření povoleno. Nařízení dále stanovuje relativní vlhkost, která by se měla pohybovat v rozmezí $\varphi = 30-70$ % [7]

5.4 Část poskytnuté technické zprávy [15]

Požadavky na interní prostředí

Minimální/maximální relativní vlhkost vzduchu 30/65 %

Teplota zima 20-22°C

Teplota léto 22-24°C

Odstranění interní tepelné zátěže – celkem 600kW

Prostor je pracovištěm

Technické řešení

Prívod čerstvého vzduchu a odvod odpadního vzduchu z technologického odsávání bude řešeno pomocí dvou vzduchotechnických jednotek umístěných ve středu objektu, vybavených rekuperací, tyto jednotky zároveň zabezpečí další úpravy vzduchu jako je chlazení, ohřev.

Prívodní potrubí upraveného vzduchu bude čerstvý vzduch distribuovat potrubím k sání cirkulačních jednotek. Množství vzduchu, které může být proměnné, bude řízeno pomocí plynule říditelných a nastavitelných klapek proměnného průtoku. Vzduch je takto distribuován ke každé cirkulační jednotce, případně mohou být v provozu obě zařízení.

Technologické odsávání je koncipováno tak, aby mohly jednotky pracovat jak společně, tak odděleně, případně jedna z nich. To umožňuje potrubní rozvod vybavený klapkami. Zařízení musí vykazovat vysokou spolehlivost a zajišťovat stálý podtlak v odsávacím potrubí. Napojení na technologická zařízení tento projekt neřeší, jsou připraveny pouze páteří rozvody. V případě potřeby odsávání vzduchu z technologických zařízení je možné tato zařízení zapojit na páteří potrubní rozvod přímo do potrubí mezi klapky stálého tlaku a jednotku. Klapky musí být nastaveny a při předání seřízeny tak, aby mezi klapkami byl podtlak (nastavitelný) do 300 Pa.

Zatím je předpokládáno s provozem zařízení s celkovým průtokem do 30 000m³/hod.

V případě provozu v letním období s větším průtokem vzduchu než je 30 000m³/hod bude nutné dořešit posílení chladící kapacity.

Pro zachování minimální výměny vzduchu je jako minimum nutné nastavit 7 000m³/hod.

Jednotka Poz. 1.01R bude složena z následujících dílů.

Prívod: filtr EU 5, rekuperátor, by-pass, vodní chladič, teplovodní ohřívač, ventilátor, tlumič,

Odvod: filtr EU5, tlumič hluku, rekuperátor, ventilátor.

Sání a výstup přívodního i odpadního vzduchu je vyveden do střešního pláště.

Větrací jednotka	30 000m ³ /hod, ext. tlak=350Pa
Příkon ventilátory	18,5 kW+15 kW / 3x400V včetně FM
Ohřívač inst. příkon teplo	100 kW
Chladič inst. příkon	256 kW
Rekuperátor tepla deskový účinnost 80% teplo – 449 kw	
Hmotnost	4511 kg +-10 %
Hladina ak. výkonu do exteriéru sání/výtlač Lw(A)= 84/93 dB(A)	
Zařízení splňuje požadavky nařízení	EK 1253/2014 ERP 2016

Odvod tepelné zátěže, zvlhčování bude řešeno v šesti cirkulačních jednotkách. Každá jednotka o výkonu 30 000m³/hod bude instalována nad podhled na pomocnou ocelovou konstrukci

Jednotka Poz. 1.01C bude složena z následujících dílů.

Prívod: filtr EU 5, teplovodní ohřívač, vodní chladič, odpařovací zvlhčovač, ventilátor,

Větrací jednotka	30 000m ³ /hod, ext. tlak = 350 Pa
Příkon ventilátory	18,5 kW / 3x400V včetně FM
Ohřívač inst. příkon teplo	100 kW
Chladič inst. příkon	126 kW
Hmotnost	1993 kg +-10%
Hladina ak. výkonu do exteriéru sání/výtlač Lw(A)= 84/93 dB(A)	
Zařízení splňuje požadavky nařízení	EK 1253/2014 ERP 2016

Na sání jednotky nad podhledem je zařazen tlumič hluku. Sání je otevřené a tudíž je přiváděn vzduch z prostoru nad podhledem do cirkulační jednotky. Na část profilu dosedá přívodní potrubí čerstvého vzduchu od rekuperační jednotky. Množství čerstvého vzduchu je řízeno regulátorem variabilního průtoku.

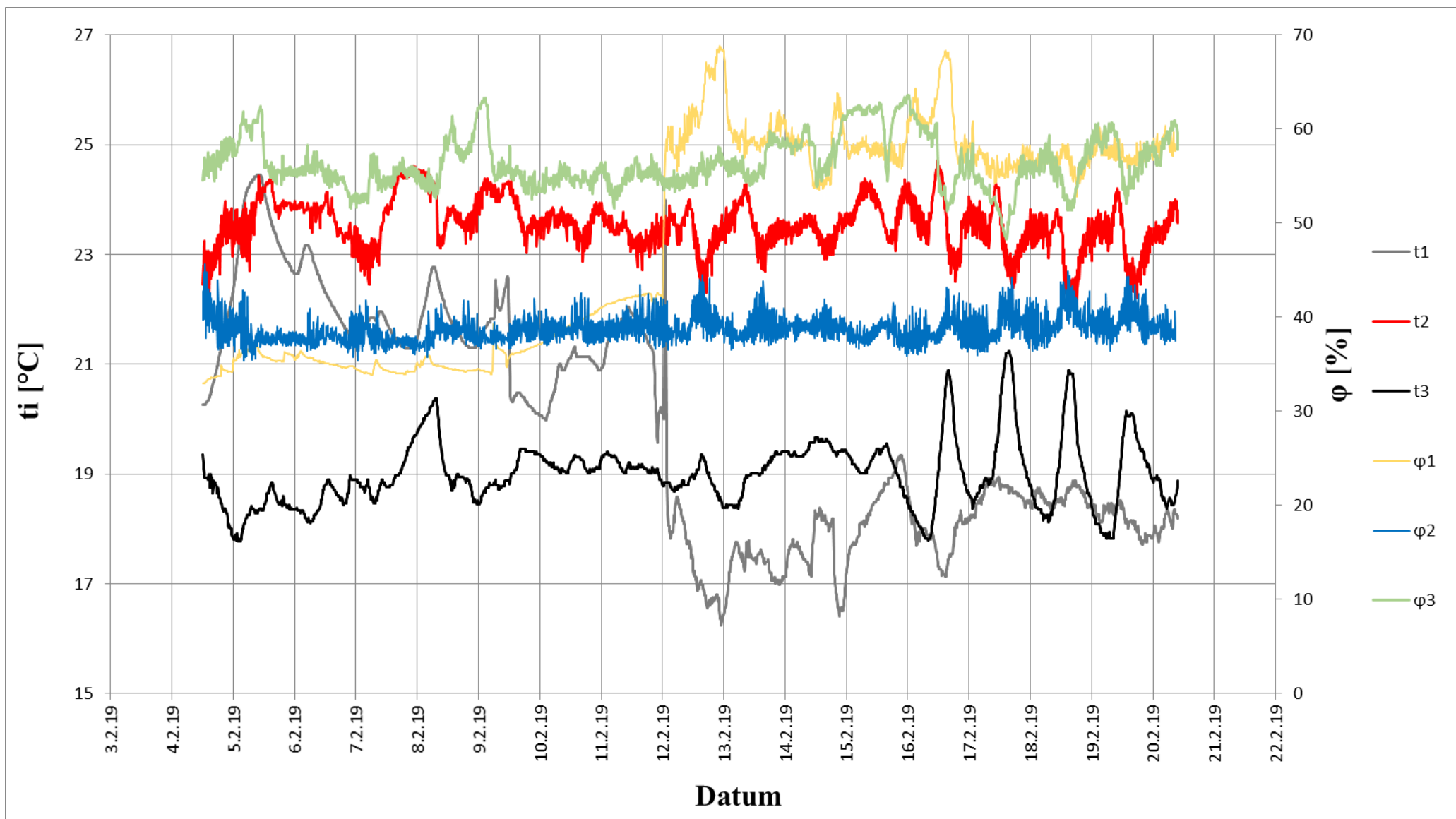
Přívod vzduchu pod podhled je proveden pomocí potrubního rozvodu a drallových vyústek zalícovaných do pohledu. Výustě mají stavitelnou růžici. Do potrubí jsou zařazeny regulační klapky pro vyvážení systému.

Nad podhled proudí vzduch z pracovního prostoru pomocí stále otevřených otvorů nutných z hlediska požární bezpečnosti.

Do blízkosti jednotky bude dále instalována jednotka distribuce vody pro zvlhčování do jednotky.

5.5 Naměřené hodnoty

V prostoru haly byly v blízkosti vzduchotechnických jednotek a odsávání umístěny tři měřicí datalogery, které měřily teplotu a relativní vlhkost. Výsledky měření jsou zaznamenány na grafu č.2. Z grafu je patrné, že jeden dataloger byl ovlivněn neznámým vlivem, protože ukazuje hodnoty s velkými kroky, a proto nemůžeme tato data brát v potaz. Zbývající dva datalogery ukazují přesnější data o dění v provozu. Měření probíhalo v době od 3. 2. 2019 do 22. 2. 2019. Z grafu lze vyzorovat, že ve výrobní hale je udržována vyšší teplota, než je nutná dle požadavků, a která pojme více vlhkosti a způsobuje tak tepelnou nepohodu na pracovišti. Úkolem této práce tedy bude navrhnout takové řešení, aby se předešlo vzniku tepelné nepohody a došlo k optimalizaci provozu vzduchotechniky.



Graf 1: Naměřené hodnoty pomocí dataloggerů

5.6 Parametry vnitřního prostředí

Ve výše uvedené technické zprávě je požadavek na vnitřní prostředí pro zimu 20-22°C a pro léto 22-24°C a relativní vlhkost 30-65 %.

Pro zimu bylo ve výpočtech počítáno s hodnotou 22 °C a pro léto 24 °C. Zvoleny byly tyto vyšší hranice, aby mohla být přívodní teplota co nejvyšší. Referenční hodnoty jsou znázorněny v tabulce níže. Relativní vlhkost byla zvolena minimálně ve výši 35 % s ohledem na co nejvyšší komfort zaměstnanců pracujících v daném provozu.

Parametry vnitřního prostředí byly voleny z technické zprávy poskytnuté vedením.

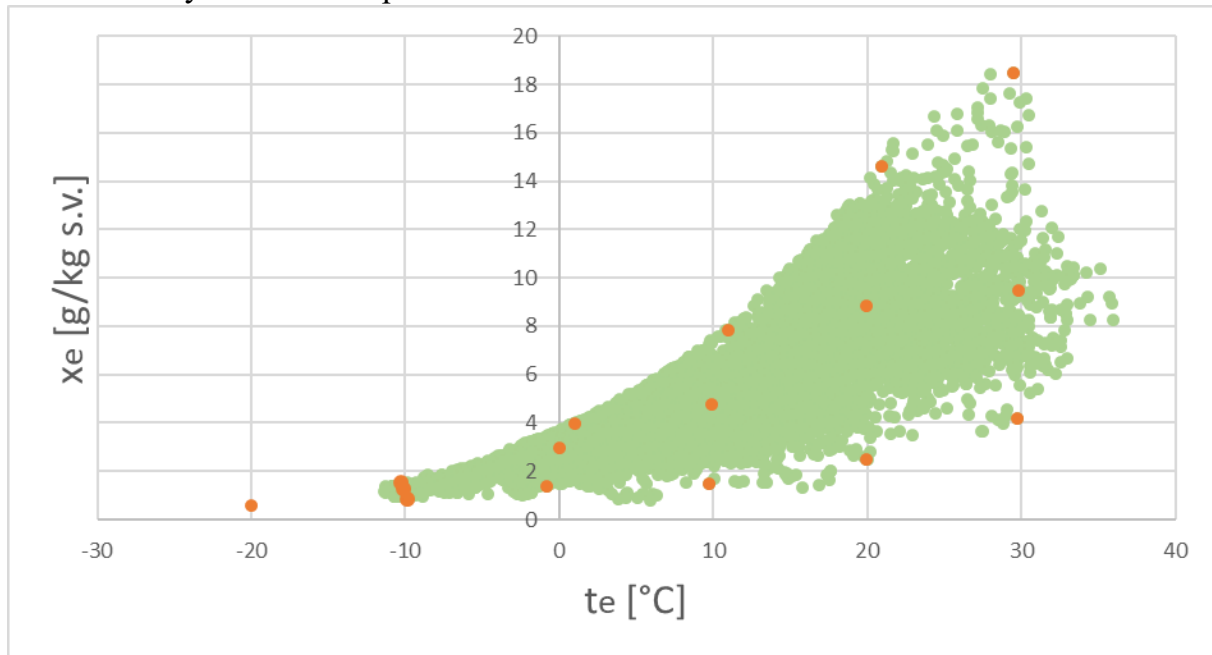
Teplota	ti	22	22	22	22	22	22	22	22	[°C]
rel.vlhkost	φi	30	35	40	45	50	55	60	65	[%]
měr. vlhkost	xi	5,0	5,8	6,7	7,5	8,3	9,2	10,0	10,9	[g/kg s.v.]
entalpie	hi	34,9	37,0	39,1	41,3	43,4	45,6	47,7	49,9	[kJ/kg s.v.]
t.vlhkého tepl.	tmi	12,2	13,0	13,8	14,6	15,3	16,1	16,8	17,5	[°C]

Tabulka 5: Referenční hodnoty pro vnitřní stav vzduchu pro teplotu 22 °C

Teplota	ti	24	24	24	24	24	24	24	24	[°C]
rel.vlhkost	φi	30	35	40	45	50	55	60	65	[%]
měr. vlhkost	xi	5,6	6,6	7,5	8,5	9,4	10,4	11,3	12,3	[g/kg s.v.]
entalpie	hi	38,5	41,0	43,4	45,8	48,2	50,7	53,1	55,6	[kJ/kg s.v.]
t.vlhkého tepl.	tmi	13,6	14,5	15,3	16,2	17,0	17,8	18,5	19,3	[°C]

Tabulka 6: Referenční hodnoty pro vnitřní stav vzduchu pro teplotu 24 °C

5.7 Parametry venkovního prostředí



Graf 2: Závislost venkovní teploty na měrné vlhkosti pro rok 2003

Z grafu 1 Závislost venkovní teploty na měrné vlhkosti byly zvoleny následující teploty : -20°C, -10°C, 0°C, 10°C, 20°C, 30°C. U teploty -20°C jsem zvolil jen jednu hodnotu měrné vlhkosti a to při 100% relativní vlhkosti. U dalších teplot byly zvoleny intervaly $\pm 1^\circ\text{C}$ od vybrané teploty, a to proto, aby byly dohledány minimální, průměrné a maximální měrné vlhkosti v blízkosti referenční hodnoty z naměřených hodnot. Pokud by byly sledovány pouze referenční hodnoty, nebyl by rozsah měrných vlhkostí tolik přesný. Vybrané sledované hodnoty jsou v grafu znázorněny oranžovou barvou a nacházejí se v tabulkách níže.

Hodnoty byly čerpány z referenčního roku 2003, který je považován za velice teplotně nadprůměrný, byly naměřeny vysoké hodnoty vlhkosti, a tak může být tento rok považován za kvalitní zdroj dat. Výsledky byly zaznamenány v hlavním městě Praze, výsledky pro město Trutnov nejsou veřejně dostupné, nicméně rozdíly ve výsledcích by měly být zanedbatelné.

Tabulka 7: Hodnoty pro teplotní interval od -11°C do -9°C

		Min x_e	Průměr x_e	Max x_e	Jednotky
Teplota vzduchu	t_e	-9,90	-10,10	-10,30	$^{\circ}\text{C}$
Teplota rosného bodu	t_r	-18,90	-14,63	-11,80	$^{\circ}\text{C}$
Teplota mokrého teploměru	t_{me}	-11,70	-11,10	-10,70	$^{\circ}\text{C}$
Relativní vlhkost	ϕ_e	52,94	77,75	98,54	%
Měrná vlhkost	x_e	0,86	1,25	1,55	g/kg s.v.
Entalpie vzduchu	h_e	-7,86	-7,11	-6,55	KJ/kg s.v.

Tabulka 8: Hodnoty pro teplotní interval od -1°C do $+1^{\circ}\text{C}$

		Min x_e	Průměr x_e	Max x_e	Jednotky
Teplota vzduchu	t_e	-0,80	0,05	1,00	$^{\circ}\text{C}$
Teplota rosného bodu	t_r	-13,10	-3,79	0,50	$^{\circ}\text{C}$
Teplota mokrého teploměru	t_{me}	-4,30	-1,30	0,80	$^{\circ}\text{C}$
Relativní vlhkost	ϕ_e	39,33	76,84	96,13	%
Měrná vlhkost	x_e	1,40	2,94	3,99	g/kg s.v.
Entalpie vzduchu	h_e	2,69	7,41	10,99	KJ/kg s.v.

Tabulka 9: Hodnoty pro teplotní interval od 9°C do 11°C

		Min x_e	Průměr x_e	Max x_e	Jednotky
Teplota vzduchu	t_e	9,70	9,92	11,00	$^{\circ}\text{C}$
Teplota rosného bodu	t_r	-12,20	2,48	10,20	$^{\circ}\text{C}$
Teplota mokrého teploměru	t_{me}	2,20	6,50	10,50	$^{\circ}\text{C}$
Relativní vlhkost	ϕ_e	19,99	61,98	94,95	%
Měrná vlhkost	x_e	1,50	4,75	7,86	g/kg s.v.
Entalpie vzduchu	h_e	13,58	21,97	30,91	KJ/kg s.v.

Tabulka 10: Hodnoty pro teplotní interval od 19 °C do 21 °C

		Min x_e	Průměr x_e	Max x_e	Jednotky
Teplota vzduchu	t_e	19,90	19,92	19,92	°C
Teplota rosného bodu	t_r	-5,90	11,35	11,35	°C
Teplota mokrého teploměru	t_{me}	8,50	15,00	15,00	°C
Relativní vlhkost	ϕ_e	16,99	60,18	60,18	%
Měrná vlhkost	x_e	2,47	8,84	8,84	g/kg s.v.
Entalpie vzduchu	h_e	26,36	42,55	42,55	KJ/kg s.v.

Tabulka 11: Hodnoty pro teplotní interval od 29 °C do 31 °C

		Min x_e	Průměr x_e	Max x_e	Jednotky
Teplota vzduchu	t_e	29,70	29,82	29,50	°C
Teplota rosného bodu	t_r	1,20	12,42	23,40	°C
Teplota mokrého teploměru	t_{me}	14,30	18,90	24,90	°C
Relativní vlhkost	ϕ_e	16,01	35,77	70,02	%
Měrná vlhkost	x_e	4,18	9,49	18,50	g/kg s.v.
Entalpie vzduchu	h_e	40,68	54,37	77,04	KJ/kg s.v.

5.8 Konstantní veličiny

Ve výpočtech také bylo potřeba kalkulovat s neměnnými veličinami, které jsou konstantní pro všechny výše uvedené teploty. Jedná se o počet osob při současném využití výrobní haly a další veličiny a jejich hodnoty, které jsou uvedeny v tabulce 12.

Tabulka 12: Tabulka konstantních hodnot

	Hodnota	Jednotky
Počet osob	100	os
Dávka čerstvého vzduchu na osobu	70	m ³ /h
Produkce vlhkosti	116	g/h*os
Produkce vlhkosti ve větraném prostoru	11600	g/h
Hustota vzduchu	1,2	kg/m ³
Měrná tepelná kapacita vzduchu	1010	J/kg*K
Měrná tepelná kapacita vodní páry	1840	J/kg*K
Povrchová teplota chladiče	9	°C
Průtok oběhového vzduchu	180000	m ³ /hod

Tepelné ztráty

Tepelná ztráta výrobního prostoru je nahrazena plnohodnotně vzduchotechnickým zařízením. Samotná tepelná ztráta výrobního prostoru haly je 200 kW při venkovní výpočtové teplotě -20°C. Pro vlastní výpočty bylo potřeba znát tepelnou ztrátu při teplotách -20°C, -10°C, 0°C a 10°C. Pro teplotu 20°C jsou ztráty nulové, protože venkovní a vnitřní teploty jsou vyrovnané a při venkovní teplotě 30 °C nemůže docházet k tepelným ztrátám, neboť venkovní teplota je vyšší než vnitřní teplota (naopak lze zaznamenat vyšší zisky). Výpočet těchto tepelných ztrát není v práci uveden, neboť nebyl hlavním cílem této práce, ale pouze zdroj dat pro další výpočty. Pro již zmíněné teploty jsou tepelné ztráty vypsány níže. Tepelné ztráty u počítaných venkovních teplot vyšly přibližně shodně s projektovou dokumentací výrobní haly. Odchytky jednotek kW nemá smysl uvažovat, protože ve srovnání s tepelnými zisky jsou zanedbatelné. Interní zisky v prostoru jsou 600 kW při maximálním využití výrobní haly a 300 kW při současném využití, které je přibližně poloviční oproti maximálnímu využití. Je tedy patrné, že i při současném využití nebude potřeba prostor vytápět, ale celoročně chladit.

Tabulka 13: Hodnoty tepelných ztrát v kW při daných venkovních teplotách

Venkovní teplota	Tepelná ztráta
-20 °C	194 kW
-10 °C	155 kW
0 °C	104 kW
10°C	52 kW

Tepelné zisky

Tepelné interní zisky byly uvažovány dle technické zprávy a to 600 kW při maximálním využití výrobní haly a 300 kW při současném využití, které je poloviční oproti maximálnímu využití. Je tedy patrné, že i při současném využití nebude potřeba prostor vytápět, ale celoročně chladit, což může být i příčina naměřené vysoké teploty a vlhkosti v hale.

5.9 Vypočtené hodnoty pro maximální vytížení haly

Pro vykreslení všech průběhů v h-x diagramu byl použit volně přístupný soubor v programu excel z internetových stránek společnosti Elektrodesign ventilátory. Děkuji tímto společnosti Elektrodesign ventilátory za výraznou pomoc při tvorbě této diplomové práce. [14] Drobné zdánlivé odchytky v grafech mohou být způsobeny zaokrouhlováním při výpočtech.

V tabulce 14 jsou veškeré psychrometrické výpočty. Hlavním úkolem těchto výpočtů bylo navrhnout řešení, které bude nejvíce ekonomické a vytvářet tak co nejnižší náklady. Cílem tedy bylo využít průtoky vzduchu, směšování, adiabatické vlhčení na maximální úrovni. Samotné chlazení vzduchu bylo využito až v případě, když kombinace směšování a vlhčení nestačila k dosažení požadované teploty. Většina použitých hodnot byla zaokrouhlována na jedno desetinné místo, což pro zkoumání daných vzduchotechnických zařízení je pro účely využití ve výrobní hale dostačující.

Interval [°C]	t_e [°C]	t_i [°C]	t_{sm} [°C]	t_p [°C]	t_{ztt} [°C]	x_e [g/kg s.v.]	x_i [g/kg s.v.]	φ_i (30-65 %)	x_p [g/kg s.v.]	x_{sm} [g/kg s.v.]	$\Delta (x_p - x_{sm})$ [g/kg s.v.]	h_{sm} [kJ/kg s.v.]	x''_{sm} [g/kg s.v.]	Tepelné zisky [kW]	V_p [m ³ /h]	V_e [m ³ /h]	V_{ob} [m ³ /h]	faktor ZZT 0-80 %	ZZT	Směšování [%]	Vlhčení [%]	Spotřeba vody [kg/h]	Adiabatický výkon [kW]	Chladicí výkon [kW]
-20	-20,0	22	16,7	16,3	-20	0,6	5,8	35	5,5	5,0	0,4	29,6	7,7	406	210378	30378	180000	0	ne	16,9	16,1	109,2	31	-
-10	-9,9	22	17,1	15,8	-9,9	0,9	5,8	35	5,5	5,0	0,5	30,0	7,8	445	212663	32663	180000	0	ne	18,1	16,8	118,0	94	-
	-10,1	22	17,0	15,8	-10,1	1,2	5,8	35	5,5	5,1	0,4	30,1	7,8	445	213210	33210	180000			18,5	15,2	107,0	86	-
	-10,3	22	16,8	15,8	-10,3	1,6	5,8	35	5,5	5,1	0,4	29,9	7,8	445	214538	34538	180000			19,2	15,1	104,0	69	-
0	-0,8	22	17,1	15,6	-0,8	1,4	5,8	35	5,6	4,9	0,7	29,6	7,7	496	229037	49037	180000	0	ne	27,2	25,9	204,6	120	-
	0,0	22	16,8	15,7	0,0	2,9	5,8	35	5,6	5,1	0,5	29,9	7,8	496	235868	55868	180000			31,0	18,9	142,5	84	-
	1,0	24	18,3	17,9	1,0	4,0	5,8	30	5,6	5,3	0,3	32,0	8,3	496	240000	60000	180000			33,3	10,0	83,9	32	-
10	9,7	24	20,4	17,2	9,7	1,5	6,7	35	6,5	5,4	1,1	34,3	8,8	548	240000	60000	180000	0	ne	33,3	33,6	327,9	259	-
	9,9	23	19,7	16,2	9,9	4,7	10,9	61	10,7	9,4	1,4	43,7	11,1	548	240000	60000	180000			33,3	80,2	396,6	284	-
	11,0	22	19,3	15,2	11,0	7,9	7,8	46	7,6	7,8	0,2	39,3	10,0	548	240000	60000	180000			33,3	-	-	-	326
20	19,9	24	23,0	16,6	19,9	2,5	6,7	35	6,5	5,6	0,9	37,5	9,6	600	240000	60000	180000	0	ne	33,3	-	-	-	517
	19,9	24	23,0	16,6	19,9	8,8	9,5	63	9,3	9,3	0,0	46,9	11,9	600	240000	60000	180000			33,3	47,0	212,8	115	402
	20,9	24	23,2	16,6	20,9	14,6	10,9	61	10,7	11,8	1,1	53,6	13,6	600	240000	60000	180000			33,3	56,6	155,2	115	422
30	29,7	24	24,0	14,5	25,1	4,2	9,4	50	8,0	9,2	1,2	47,7	12,1	600	187000	7000	180000	80	ano	3,9	-	-	-	603
	29,8	24	24,0	14,5	25,2	9,5	9,5	50	8,1	9,5	1,4	48,5	12,3	600	187000	7000	180000			3,9	-	-	-	603
	29,5	24	24,0	14,5	25,1	18,5	9,6	51	8,2	9,9	1,7	49,6	12,6	600	187000	7000	180000			3,9	-	-	-	603

Tabulka 14: Hodnoty při maximální využití haly

Popis stavu $t_e = -20^\circ\text{C}$ (příloha č.1)

Při venkovní výpočtové teplotě -20°C je prakticky vždy relativní vlhkost vzduchu 100 %, což odpovídá měrné vlhkosti $0,6 \text{ g/kg s.v.}$ Při této venkovní teplotě je tepelná ztráta maximální, tedy 200 kW , ale přesto jsou stále kladné tepelné zisky 406 kW . Tyto tepelné zisky jako zátěž je potřeba odvést z vnitřního prostoru. Po analýze různých řešení bylo vypočteno jedno nejefektivnější řešení. Z diagramu je patrné, že zde bude použito směšování vzduchu a adiabatické vlhčení. Tohoto řešení lze dosáhnout v případě, že bude přívod čerstvého vzduchu $30378 \text{ m}^3/\text{h}$ a oběhového vzduchu $180000 \text{ m}^3/\text{h}$. Smísením těchto průtoků vznikne teplota směšování $t_{sm} 16,7^\circ\text{C}$ a měrná vlhkost $x_{sm} = 5 \text{ g/kg s.v.}$. Nyní stačí takto upravený vzduch navlhčit v adiabatické pračce na požadovanou přívodní teplotu $t_p = 16,3^\circ\text{C}$, o měrné vlhkosti $x_p = 5,5 \text{ g/kg s.v.}$ což znamená relativní vlhkost 35 %.

Z výpočtů je patrné, že jsou v tomto případě tak velké zisky, že není nutné provozovat zpětné získávání tepla. Stačí tedy využívat pouze směšování a vlhčení vzduchu. Poměr směšování je 16,9 % a účinnost vlhčení 16,1 %, přičemž spotřeba vody na vlhčení je $109,2 \text{ kg/h}$.

Popis stavu $t_e -11^\circ\text{C} - -9^\circ\text{C}$ (příloha č. 2, 3, 4)

Jak již bylo zmíněno výše, pro získání přesnějších výsledků nebyla pro další analýzy použita pouze jedna hodnota venkovní teploty, tj. pouze -10°C , ale rozmezí teplot $-11^\circ\text{C} - 9^\circ\text{C}$. Ve zkoumaném rozmezí bylo minimální relativní vlhkosti vzduchu dosaženo při teplotě $-9,9^\circ\text{C}$, průměrné relativní vlhkosti při teplotě $-10,1^\circ\text{C}$ a maximální relativní vlhkosti při teplotě $-10,3^\circ\text{C}$. Při této venkovní teplotě tepelná ztráta klesá oproti venkovní teplotě -20°C a dosahuje 155 kW . V daném rozmezí jsou konstantní tepelné zisky a to 445 kW . Ve výpočtech bylo cílem najít takovou teplotu směšování, aby se při vlhčení celkového vzduchu a konstantní entalpii docílilo přívodní teploty vzduchu a měrné vlhkosti. Tato teplota směšování pro $t_e = -9,9^\circ\text{C}$ je $17,1^\circ\text{C}$, pro $t_e = -10,0^\circ\text{C}$ je 17°C a pro $t_e = -10,3^\circ\text{C}$ je $16,8^\circ\text{C}$. V tomto sledovaném rozmezí není třeba využívat chlazení, ale postačí adiabatické zvlhčování a směšování, což je patrné i z grafů v příloze. Spotřeba vody pro vlhčení vnitřního vzduchu závisí také na venkovní

měrné vlhkosti vzduchu. Pro nejnižší měrnou vlhkost vzduchu je spotřeba vody 118 kg/h, pro maximální měrnou vlhkost vzduchu 104 kg/h.

Popis stavu te -1°C – 1°C (příloha č. 5, 6, 7)

Dalším zkoumaným rozsahem bylo rozmezí teplot mezi -1°C a 1°C , pro který bylo minimální relativní vlhkosti dosaženo při teplotě $-0,8^{\circ}\text{C}$, průměrné relativní vlhkosti při $0,05^{\circ}\text{C}$ a maximální relativní vlhkosti při 1°C . Pro dané teploty jsou odpovídající tepelné zisky 496 kW a tepelné ztráty 104 kW. Na základě změn průtoku vzduchu byla v diagramu hledána optimální teplota směšování. Pro minimální měrnou relativní vlhkost je $t_{sm}= 17,1^{\circ}\text{C}$ a pro maximální relativní vlhkost v tomto rozmezí $t_{sm}= 18,3^{\circ}\text{C}$. Při maximální venkovní měrné vlhkosti $x_e=4$ g/ kg s.v. přívodní vzduchotechnické jednotky dosahují svého maximálního průtoku vzduchu (tj. $V_e= 60000$ m³/h). Stejně jako v předchozím případě není potřeba využívat chlazení, ale opět stačí adiabatické zvlhčování a směšování, což potvrzují grafy v příloze. Spotřeba vody pro vlhčení vnitřního vzduchu stejně jako v předchozím případě závisí také na venkovní měrné vlhkosti vzduchu a pro nejnižší měrnou vlhkost je spotřeba vody 204,6 kg/h a pro nejvyšší měrnou vlhkost je spotřeba vody 83,9 kg/h.

Popis stavu te 9°C – 11°C (příloha č. 8, 9, 10)

V rozsahu teplot 9°C – 11°C bylo minimální relativní vlhkosti dosaženo při teplotě $9,7^{\circ}\text{C}$, průměrné relativní vlhkosti při teplotě $9,9^{\circ}\text{C}$ a maximální relativní vlhkosti při teplotě 11°C . Pro tyto uvedené teploty jsou tepelné zisky 548 kW a tepelné ztráty 52 kW. Při těchto teplotách bylo dosaženo maximálního možného průtoku vzduchu vzduchotechnických jednotek, takže bylo nutno změnit vnitřní vlhkost, aby se stále mohlo využívat adiabatické chlazení a směšování a nemuselo docházet k chlazení. Chlazení však bylo nutné využít při maximální venkovní vlhkost $x_e=7,9$ g/kg s.v. V tomto případě byly zvoleny parametry vnitřního vzduchu tak, aby bylo využito směšování a chlazení vzduchu tak, aby nebylo nutné dodatečného vlhčení či odvlhčování vzduchu. Při minimální a průměrné venkovní měrné vlhkosti je spotřeba vody na vlhčení 327,9 kg/hod respektive 396,6 kg/hod. Pro maximální měrnou vlhkost vzduchu je chladicí výkon jednotky 326 kW. Při průměrné relativní vlhkosti je účinnost zvlhčování 80,2 %, což je maximální účinnost adiabatické pračky.

Popis stavu te 19°C – 21 °C (příloha č. 11, 12, 13)

Pro rozmezí teplot 19°C – 21°C byla zjištěna minimální i průměrná relativní vlhkost při teplotě 19,9°C a maximální relativní vlhkost při teplotě 20,9°C. V tomto rozmezí již nedochází k tepelným ztrátám, protože vnitřní teplota v hale dosahuje vyšší hodnoty než vnější teplota a tepelné zisky jsou při těchto teplotách 600 kW. Při minimální venkovní relativní vlhkosti $x_e=2,5$ g/kg s.v. je stejně jako v předchozím případě potřeba využít pouze chlazení a není nutné využívat dodatečného vlhčení nebo odvlhčování vzduchu. Pro venkovní relativní vlhkosti $x_e=8,8$ g/kg s.v. (průměrná) a $x_e 14,6$ g/kg s.v. (maximální) a těmto odpovídajícím teplotám 19,9°C již je nutné využít směšování, adiabatické vlhčení i chlazení. Z diagramu v příloze je patrné, že je nejprve nutné využít směšování, poté chlazení a pak je nutné adiabaticky vlhčit. Bylo však nutné spočítat bod, odkdy je nutné adiabaticky vlhčit. Níže uvedená tabulka určuje, do kdy je nutné chladit.

Tabulka 15: Pomocný výpočet ke stavu 19°C-21°C při maximálním využití haly

te [°C]	T_{p1} [°C]	X_{p1} [g/kg s.v.]	H_{p1} [kJ/kg s.v.]	x''_{p1} [g/kg s.v.]	$\Delta (X_p - X_{p1})$ [g/kg s.v.]
19,9	18,0	8,6	40,0	10,2	0,7
20,9	18,0	10,2	44,0	11,2	0,5

Popis stavu te 29°C – 31 °C (příloha č. 14, 15, 16)

Minimální relativní venkovní vlhkost odpovídá $t_e=29,7^\circ\text{C}$, průměrná relativní vlhkost odpovídá $t_e=29,8^\circ\text{C}$ a maximální relativní vlhkost je při teplotě $t_e=29,5^\circ\text{C}$. Při těchto vnějších teplotách nejsou žádné teplotní ztráty, neboť převyšují vnitřní teploty. Naopak tepelné zisky dosahují 600kW. V tomto rozsahu bylo také využito zpětné získávání tepla, aby se předchlánil přiváděný vzduch. Přiváděný vzduch se také snížil na hygienické minimum $V_e=7000$ m³/h, aby byla teplota po smísení co nejmenší a hodnoty vnitřních vlhkostí byly upraveny tak, aby bylo v provozu pouze směšování a chlazení, bez zvlhčování či odvlhčování.

5.10 Vypočtené hodnoty při stávajícím vytížení haly

Pro vykreslení průběhů v h-x diagramu byl použit stejný soubor jako v případě maximálního využití. Cílem výpočtů opět bylo navrhnout řešení, které bude nejvíce ekonomické a nejméně nákladné. Většina použitých hodnot byla také zaokrouhlována na jedno desetinné místo, což pro zkoumání daných vzduchotechnických zařízení je pro účely využití ve výrobní hale dostačující.

Interval [°C]	t_e [°C]	t_i [°C]	t_{sm} [°C]	t_p [°C]	t_{ztt} [°C]	x_e [g/kg s.v.]	x_i [g/kg s.v.]	φ_i (30-65 %)	x_p [g/kg s.v.]	x_{sm} [g/kg s.v.]	$\Delta (x_p - x_{sm})$ [g/kg s.v.]	h_{sm} [kJ/kg s.v.]	x''_{sm} [g/kg s.v.]	Tepelné zisky [kW]	V_p [m ³ /h]	V_e [m ³ /h]	V_{ob} [m ³ /h]	Faktor ZTT 0-80 %	ZTT	Směšování [%]	Vlhčení [%]	Spotřeba vody [kg/h]	Adiabatický výkon [kW]	Chladicí výkon [kW]
-20	-20,0	22	21,3	20,4	13,6	0,6	5,8	35	5,6	5,3	0,3	35,0	9,0	106	197980	17980	180000	80	ano	10,0	7,1	61,1	59	-
-10	-9,9	22	20,6	19,7	-9,9	0,9	5,8	35	5,3	5,6	0,3	35,0	9,0	145	188262	8262	180000	0	ne	4,6	7,4	56,8	56	-
	-10,1	22	20,0	19,8	-10,1	1,2	5,8	35	5,5	5,5	0,0	34,2	8,8	145	191960	11960	180000			6,6	1,2	9,1	15	-
	-10,3	22	20,0	19,8	-10,3	1,6	5,8	35	5,5	5,5	0,1	34,2	8,8	145	191881	11881	180000			6,6	1,9	14,4	15	-
0	-0,8	22	20,0	19,0	-0,8	1,4	5,8	35	5,6	5,4	0,2	33,9	8,7	196	197310	17310	180000	0	ne	9,6	5,0	38,5	64	-
	0,0	22	19,7	19,1	0,0	2,9	5,8	35	5,6	5,5	0,1	33,8	8,7	196	201065	21065	180000			11,7	3,6	27,9	41	-
	1,0	22	19,3	19,2	1,0	4,0	5,8	35	5,7	5,6	0,1	33,6	8,6	196	206553	26553	180000			14,8	2,9	21,6	9	-
10	9,7	22	20,3	18,5	9,7	1,5	5,8	35	5,7	5,2	0,5	33,7	8,7	248	208869	28869	180000	0	ne	16,0	13,3	115,4	129	-
	9,9	22	19,1	18,9	9,9	4,7	6,7	40	6,6	6,2	0,4	35,1	9,0	248	236842	56842	180000			31,6	14,6	113,9	17	-
	11,0	22	19,3	18,9	11,0	7,9	9,2	55	9,1	8,9	0,3	42,0	10,7	248	238527	58527	180000			32,5	14,8	75,5	31	-
20	19,9	24	23,0	20,3	19,9	2,5	7,5	40	7,4	6,2	1,2	39,1	9,9	300	240000	60000	180000	0	ne	33,3	32,6	343,8	217	-
	19,9	24	23,0	20,3	19,9	8,8	10,9	58	10,8	10,4	0,5	49,6	12,6	300	240000	60000	180000			33,3	31,6	183,0	130	87
	20,9	24	23,2	20,3	20,9	14,6	10,9	58	10,8	11,8	1,0	53,6	13,6	300	240000	60000	180000			33,3	-	-	-	237
30	29,7	24	24,0	19,2	25,1	4,2	8,8	45	8,2	8,6	0,4	46,2	11,7	300	187000	7000	180000	80	ano	3,9	-	-	-	303
	29,8	24	24,0	19,2	25,2	9,5	9,1	50	8,5	9,1	0,6	47,5	12,1	300	187000	7000	180000			3,9	-	-	-	303
	29,5	24	24,0	19,2	25,1	18,5	9,8	52	9,2	10,1	0,9	50,0	12,7	300	187000	7000	180000			3,9	-	-	-	303

Tabulka 16: Hodnoty při současném využití haly

Popis stavu te = -20°C

Při této venkovní teplotě je tepelná ztráta, jak již bylo zmíněno, maximální, tedy 200 kW, ale i tak jsou stále kladné tepelné zisky 106 kW. Tyto tepelné zisky jako zátěž je potřeba odvést z vnitřního prostoru. Po analýze různých způsobů řešení bylo doporučeno jedno řešení, a to využití zpětného získávání tepla. Teplota se tedy nejdříve za konstantní měrné vlhkosti předejde na teplotu $t_{zzt} = 13,6^{\circ}\text{C}$ a poté se dále upravuje směřováním a adiabatickým vlhčením. Pokud by zde nebylo v provozu ZZT bylo by nutné vzduch odvlhčovat, což by bylo energeticky náročné.

Popis stavu te -11°C - -9 °C

Při této venkovní teplotě tepelná ztráta klesá oproti tepelné ztrátě při venkovní teplotě -20°C a dosahuje 155 kW. Ve výpočtech bylo opět cílem najít takovou teplotu směřování, aby se při vlhčení celkového vzduchu a při konstantní entalpii docílilo přírodní teploty vzduchu a měrné vlhkosti. Tato teplota směřování pro $t = -9,9^{\circ}\text{C}$ je $20,6^{\circ}\text{C}$, pro $t = -10,1^{\circ}\text{C}$ je 20°C a pro $t = -10,3^{\circ}\text{C}$ je 20°C . Z těchto směřovacích teplot stačí dále využít adiabatické chlazení. V tomto sledovaném rozmezí se nevyplatí používat zpětné získávání tepla (viz přílohy 18-22). Z příloh je zjevné, že pokud by se použilo zpětné získávání tepla, muselo by se více adiabaticky chladit a tím by zbytečně stoupla spotřeba vody.

Popis stavu te -1°C - 1°C (příloha č.23, 24, 25)

I nadále jsme v tomto rozmezí teplot schopni dodržovat vnitřní teplotu 22°C i relativní vlhkost 35 %. Princip je podobný jako u stavů výše. Opět je upravována směšovací teplota přírodním vzduchem, aby se adiabatickým vlhčením získala přírodní teplota. Při těchto venkovních podmínkách úplně postačuje, aby přívod vzduchu distribuovala jedna přívodní jednotka, neboť přívod čerstvého vzduchu nepřesahuje $30000 \text{ m}^3/\text{h}$.

Popis stavu te 9°C - 11°C (příloha č.26, 27, 28)

Při tomto rozsahu venkovních teplot je ještě možné dodržet vnitřní teplotu 22°C , je ale nutné zvýšit vnitřní vlhkost pro stavy průměr x_e a max x_e , aby bylo možné vzduch upravovat pouze směšováním a adiabatickým chlazením. U této venkovní teploty se

blíží množství přívodního vzduchu k 60000 m³/h, což je maximální kapacita obou přívodních jednotek.

Popis stavu te 19°C - 21°C (příloha č.29, 30, 31)

Pro rozmezí teplot 19°C-21 °C byla zvýšena jak vnitřní teplota na 24°C, tak i vnitřní vlhkost, aby bylo možné co nejvíce využít směšování a adiabatické vlhčení. Zajímavostí je, že pro stav min x_e stačí kombinace směšování a adiabatického vlhčení, ale u průměru x_e je již nutná kombinace všech třech systémů, tedy i chlazení. U stavu max x_e už je nutné pouze směšování a chlazení. Průtok přiváděného vzduchu je na svém maximu, tj. 60000 m³/h. Pro stav průměr x_e bylo však nutné spočítat bod, odkdy je nutné adiabaticky chladit. Níže uvedená tabulka určuje, do kdy je nutné chladit a odkdy je nutné adiabaticky chladit.

Tabulka 17: Pomocný výpočet ke stavu 19°C-21°C při stávajícím využití haly

tp1 [°C]	x _{p1} [g/kg s.v.]	h _{p1} [kJ/kg s.v.]	x'' _{p1} [g/kg s.v.]	Δ (x _p -x _{p1}) [g/kg s.v.]
21,9	10,2	48,0	12,2	0,6

Popis stavu te 29°C - 31°C (příloha č.32,33,34)

V tomto teplotním rozsahu bylo také využito zpětné získávání tepla, aby se předchladil přiváděný vzduch. Přiváděný vzduch se také snížil na $V_e=7000$ m³/h, aby byla teplota po smísení co nejmenší a hodnoty vnitřních vlhkostí byly upraveny tak, aby bylo v provozu pouze směšování a chlazení, bez zvlhčování či odvlhčování, což by bylo výhodné pro ekonomický provoz a spotřebu vody v letních měsících.

Závěr

Z výpočtů a diagramů je patrné, že systém vzduchotechniky ve sledované výrobní hale by se obešel bez zpětného získávání tepla, neboť většinu roku je ekonomicky výhodnější ho nepoužívat. Při zkoumání těchto dvou případů (maximální a stávající využití haly) není potřeba halu vytápět, ani při největší tepelné ztrátě, protože jsou zde vyšší tepelné zisky, než ztráty. V případě, že by se změnil charakter výroby ve výrobní hale, bude nutné navrhnout nové řešení vzduchotechnického zařízení. Nicméně pokud nebudou interní zisky přesahovat 600 kW, nebude s využitím stávajících vzduchotechnických jednotek problém v prostoru udržet tepelnou pohodu. Důležité je také vzít v potaz i vznik škodlivin. Nyní návrh počítá pouze se vznikem vlhkosti a tepla od lidí pracujících uvnitř prostoru. Pokud by se naopak interní zisky pohybovaly pod 200 kW bude opět nutné navrhnout nové řešení větrání, protože bude nutné objekt vytápět (tepelné ztráty hradí vzduchotechnika). V tomto případě by pak pravděpodobně mělo smysl více využívat zpětné získávání tepla.

V projektové dokumentaci autor píše, že se počítá s přívodem čerstvého vzduchu do 30000 m³/h, což odpovídá parametrům jedné ze dvou přívodních jednotek. Ve své práci jsem se ve většině stavů pokusil využít obě jednotky a jejich společný průtok vzduchu do 60000 m³/h. Pro teploty nižší, než jsou vnitřní požadované, je výhodnější využívat chladnější vzduch z venkovního prostoru, který stačí pak pouze směšovat a adiabaticky dochlazovat. Tímto se pak ušetří na provozu samotného chlazení. Naopak při vyšších venkovních teplotách je výhodnější přívod vzduchu snížit na hygienické minimum. Při vyšších teplotách je v návrhu využito zpětné získávání tepla. Výhodou je částečné předchlazení přívodního vzduchu před směšováním a dalšími úpravami.

V plném provozu haly bude plně postačovat do teploty +10°C max x_e směšování a adiabatické chlazení. Samotné chlazení nastává u vyšších teplot. U teplot +20°C průměr a max nastává kombinace všech systémů. U teplot 30°C je navrženo pouze směšování a chlazení. Vnitřní vlhkost je upravována tak, aby se nemuselo využít adiabatické vlhčení. To může být výhodné pro eliminování spotřeby vody v letních měsících.

Požadavek je sice pro zimu maximálně 22°C pro zimu, ale při plném provozu bude výhodné použít letní teplotu 24°C už od venkovní teploty 0°C při maximální měrné vlhkosti z důvodu zvýšení přívodní teploty. Tím, že se upravuje vnitřní teplota

a relativní vlhkost, je možné dosáhnout větších úspor za chlazení, protože se na maximální úroveň využije kombinace směšování vzduchu a adiabatického chlazení. Zajímavostí je stav $+10\text{ °C}$ průměr x_e , kde je adiabatická účinnost 80 % a spotřeba vody 396,6 kg/h. Toto je maximální účinnost adiabatické pračky. Od teplot -20 °C do teploty 0 °C (včetně) je upravována směšovací teplota pomocí přiváděného vzduchu tak, aby ze směšovací teploty stačilo pouze dovlhčit vzduch v adiabatické pračce na teplotu přiváděnou.

U stávajícího stavu jsou podmínky na provoz příznivější, protože jsou menší tepelné zisky a menší produkce vlhkosti. Například je zde vidět, že při tomto využití je možné využívat adiabatické chlazení, až do teploty $+20\text{ °C}$. Pro teplotu -20 °C bylo navrženo zpětné získávání tepla, ale pro teploty od -10 °C , není již prospěšné, protože by se musel vzduch více vlhčit a tím by byla větší spotřeba vody viz přílohy 18–22. Zpětné získávání tepla je opět v provozu při teplotách od $+30\text{ °C}$. Při teplotě $+20\text{ °C}$ dochází ke všem způsobům úprav vzduchu. Při min x_e postačuje ještě adiabatické vlhčení, při průměrném x_e je kombinace všech tří možností a při max x_e už je využito pouze chlazení.

Co se týká změn vnitřního prostředí, tak teplota 22 °C je udržována do venkovní teploty $+10\text{ °C}$ (včetně). Při vyšší venkovní teplotě je vnitřní teplota zvýšena na 24 °C . Vnitřní vlhkost byla opět upravována tak, aby docházelo k efektivnímu provozu vzduchotechnického systému. V letních teplotách je opět navrženo pouze samotné směšování a chlazení, adiabatické chlazení není navrženo kvůli úspoře vody v letních měsících. Aby se toto dalo dodržet, je opět potřeba přizpůsobovat vnitřní vlhkost, ale u obou případů nebyl porušen stanovený rozsah vnitřní vlhkosti 30–65 %.

Tím, že se upravují vnitřní podmínky, lze dosáhnout významného snížení nákladů na provoz, oproti zachování konstantních vnitřních podmínek. Pokud by se ve většině případů vnitřní vlhkost nezvyšovala, musel by se přívodní vzduch odvlhčovat, což by bylo velice ekonomicky náročné. Tím, že jsou většinu roku v provozu obě přívodní jednotky, dochází i k větší spotřebě elektrického proudu pro ventilátory, avšak je to stále výhodnější řešení oproti využívání chlazení.

Jelikož je distribuce vzduchu prováděná pomocí vířivých anemostatů, může být rozdíl vnitřní a přiváděné teploty 10–12 K. Tato hodnota ale nebyla v návrhu nikde překročena.

Po celkovém seznámení se vzduchotechnickým zařízením nebyl shledán žádný konstrukční problém. Pokud nebude výrazně překročena výrobní kapacita, nemělo by mít vzduchotechnické zařízení problém odvést tepelné zisky. Po případné implementaci výše uvedených návrhů, by bylo vhodné provést další dlouhodobé kontrolní měření pomocí dataloggerů.

Seznam grafů, obrázků a tabulek

Graf 1: Naměřené hodnoty pomocí dataloggeru.....	48
Graf 2: Závislost venkovní teploty na měrné vlhkosti pro rok 2003 Závislost venkovní teploty na měrné vlhkosti pro rok 2003	50
Obrázek 1: Psychometrický diagram.....	35
Obrázek 2: Mollierův h-x- diagram	35
Obrázek 3: Průběh změny stavu vzduchu při chlazení vzduchu a značení chladiče ve schématech.....	38
Obrázek 4: Průběh změny stavu vzduchu při vlhčení vzduchu vodou a párou a značení chladiče ve schématech.....	39
Obrázek 5: Konečný stav vzduchu S_m po smísení 2 různých stavů vzduchu	40
Tabulka 1: Celoročně přípustné teploty na pracovišti podle nařízení vlády č. 93/2012 Sb., v závislosti na náročnosti vykonávané činnosti, tj. na energetickém výdeji zaměstnanců.....	21
Tabulka 2: Rozměry haly.....	44
Tabulka 3: Objem haly	44
Tabulka 4: Okna ve výrobní hale.....	44
Tabulka 5: Referenční hodnoty pro vnitřní stav vzduchu pro teplotu 22 °C.....	49
Tabulka 6: Referenční hodnoty pro vnitřní stav vzduchu pro teplotu 24 °C.....	49
Tabulka 7: Hodnoty pro teplotní interval od -11°C do -9°C	51
Tabulka 8: Hodnoty pro teplotní interval od -1°C do +1°C	51
Tabulka 9: Hodnoty pro teplotní interval od 9 °C do 11 °C.....	51
Tabulka 10: Hodnoty pro teplotní interval od 19 °C do 21 °C.....	52
Tabulka 11: Hodnoty pro teplotní interval od 29 °C do 31 °C.....	52
Tabulka 12: Tabulka konstantních hodnot.....	52
Tabulka 13: Hodnoty tepelných ztrát v kW při daných venkovních teplotách	53
Tabulka 14: Hodnoty při maximální využití haly.....	55
Tabulka 15: Pomocný výpočet ke stavu 19°C-21°C při maximálním využití haly.....	58
Tabulka 16: Hodnoty při současném využití haly	60
Tabulka 17: Pomocný výpočet ke stavu 19°C-21°C při stávajícím využití haly	62

Seznam příloh

Příloha 1: Teplota $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ max x_e při plném využití výrobní haly	71
Příloha 2: Teplota $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ min x_e při plném využití výrobní haly	72
Příloha 3: Teplota $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ průměr x_e při plném využití výrobní haly	73
Příloha 4: Teplota $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ max x_e při plném využití výrobní haly	74
Příloha 5: Teplota $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ min x_e při plném využití výrobní haly	75
Příloha 6: Teplota $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ průměr x_e při plném využití výrobní haly	76
Příloha 7: Teplota $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ max x_e při plném využití výrobní haly	77
Příloha 8: Teplota $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$ min x_e při plném využití výrobní haly	78
Příloha 9: Teplota $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$ průměr x_e při plném využití výrobní haly	79
Příloha 10: Teplota $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$ max x_e při plném využití výrobní haly	80
Příloha 11: Teplota $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$ min x_e při plném využití výrobní haly	81
Příloha 12: Teplota $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$ průměr x_e při plném využití výrobní haly	82
Příloha 13: Teplota $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$ max x_e při plném využití výrobní haly	83
Příloha 14: Teplota $+30\text{ }^{\circ}\text{C}$ min x_e při plném využití výrobní haly	84
Příloha 15: Teplota $+30\text{ }^{\circ}\text{C}$ průměr x_e při plném využití výrobní haly	85
Příloha 16: Teplota $+30\text{ }^{\circ}\text{C}$ max x_e při plném využití výrobní haly	86
Příloha 17: Teplota $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ max x_e při stávajícím využití výrobní haly	87
Příloha 18: Teplota $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ min x_e při stávajícím využití výrobní haly	88
Příloha 19: Teplota $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ZZT min x_e při stávajícím využití výrobní haly	89
Příloha 20: Teplota $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ průměr x_e při stávajícím využití výrobní haly	90
Příloha 21: Teplota $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ max x_e při stávajícím využití výrobní haly	91
Příloha 22: Teplota $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ZZT max x_e při stávajícím využití výrobní haly	92
Příloha 23: Teplota $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ min x_e při stávajícím využití výrobní haly	93
Příloha 24: Teplota $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ průměr x_e při stávajícím využití výrobní haly	94
Příloha 25: Teplota $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ max x_e při stávajícím využití výrobní haly	95
Příloha 26: Teplota $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$ min x_e při stávajícím využití výrobní haly	96
Příloha 27: Teplota $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$ průměr x_e při stávajícím využití výrobní haly	97
Příloha 28: Teplota $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$ max x_e při stávajícím využití výrobní haly	98
Příloha 29: Teplota $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$ min x_e při stávajícím využití výrobní haly	99

Příloha 30: Teplota +20 °C Průměr x_e při stávajícím využití výrobní haly.....	100
Příloha 31: Teplota +20 °C max x_e při stávajícím využití výrobní haly.....	101
Příloha 32: Teplota +30 °C min x_e při stávajícím využití výrobní haly	102
Příloha 33: Teplota +30 °C průměr x_e při stávajícím využití výrobní haly	103
Příloha 34: Teplota +30 °C max x_e při stávajícím využití výrobní haly.....	104

Zdroje

- [1] DRKAL, František, Vladimír ZMRHAL a České vysoké učení technické v Praze. Strojní fakulta. Větrání. 1. vyd. V Praze: České vysoké učení technické, 2013. ISBN 9788001051818.
- [2] HIRŠ, Jiří a Günter GEBAUER. Vzduchotechnika v příkladech. Vyd. 1. Brno: CERM, 2006. ISBN 8072044869;9788072044863.
- [3] MAURER, Karel. Vzduchotechnická zařízení: pro 3. a 4. ročník SPŠ stavební studijního oboru TZB. Vyd. 3., přeprac. v Sobotáles 1. Praha: Sobotáles, 2007. ISBN 8086817210; 9788086817217;.
- [4] DRKAL, František, Vladimír ZMRHAL a České vysoké učení technické v Praze. Strojní fakulta. Vybrané statě z větrání a klimatizace. 1. vydání. V Praze: České vysoké učení technické, 2018. ISBN 8001064581; 9788001064580;.
- [5] HEMZAL, Karel a České vysoké učení technické v Praze. Strojní fakulta. Regulace klimatizace. Vyd. 1. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2007. ISBN 9788001039076;8001039072;.
- [6] Zuzana Mathauserová, Hygienické požadavky na vnitřní prostředí staveb, 2013, <https://vetrani.tzb-info.cz/vnitri-prostredi/9595-hygienicke-pozadavky-na-vnitri-prostredi-staveb>
- [7] NAŘÍZENÍ VLÁDY ze dne 29. února 2012, ve znění nařízení vlády č. 68/2010 Sb., <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2010-68>
- [8] Materiály z přednášek předmětu Vytápění, autor Ing. Roman Vavříčka, Ph.D. http://users.fs.cvut.cz/~vavrirom/Vytapeni/001_Tepelne_ztraty_New_2019.pdf
- [9] TZB Info, http://tzb.fsv.cvut.cz/vyucujici/62/du1_vypocet-mnozstvi-vetraciho-vzduchu_vzorce.pdf?fbclid=IwAR0NB0tyqcuXWMfTemhoR-LHg9zginPez00sfb-7Gllm_3UC-5bH1au4AAw
- [10] Norma ČSN 730548, Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostorů
- [11] TZB Info, Jan Schwarzer, 2006, Teorie vlhkého vzduchu, Úvod a vyjádření vlhkosti vzduchu, <https://vetrani.tzb-info.cz/teorie-a-vypocty-vetrani-klimatizace/3323-teorie-vlhkeho-vzduchu->

i?fbclid=IwAR2mbYQdgdZpOpaXYI4rMby_hTntRinZkux7sjhLvnXOvTRW
HGCVe

[12] TZB Info, Jan Schwarzer, 2006, Teorie vlhkého vzduchu, Hustota vlhkého
vzduchu a entalpie, https://vetrani.tzb-info.cz/teorie-a-vypocty-vetrani-klimatizace/3353-teorie-vlhkeho-vzduchu-ii?fbclid=IwAR0olhV1eBOZLtCgup0rpsTYJEz0WHf2qwP_IMjiD3e2-e23luoKxJnF8dA

[13] TZB Info, Jan Schwarzer, 2006, Teorie vlhkého vzduchu, Základní úpravy
vlhkého vzduchu, <https://vetrani.tzb-info.cz/teorie-a-vypocty-vetrani-klimatizace/3382-teorie-vlhkeho-vzduchu-iii?fbclid=IwAR2cJBtMxthu2blY1XE30aSLL7OyagYnMkGmMzf7UMOoaYioLwczSUDY7VM>

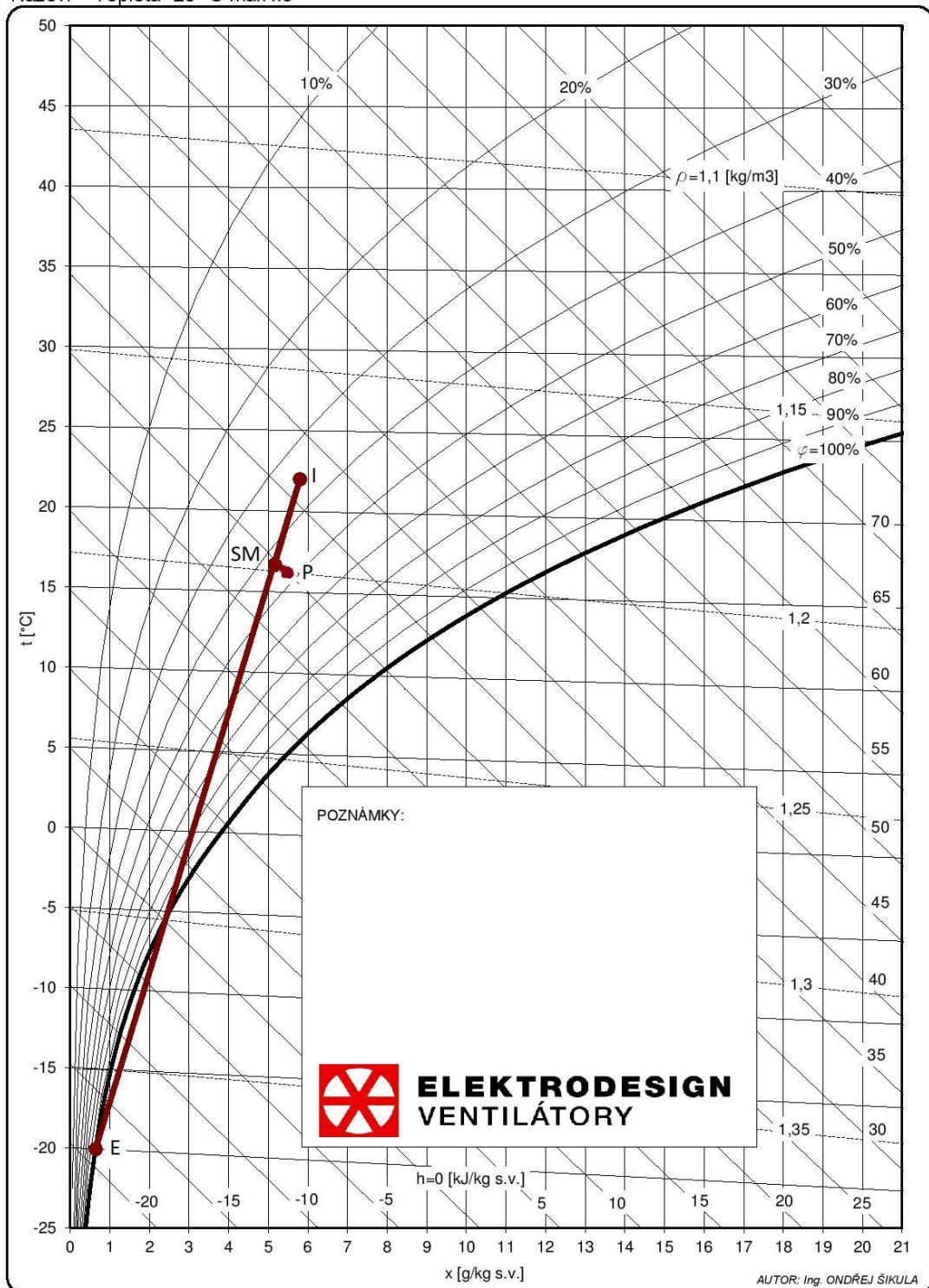
[14] Elektrodesign, HX diagram pro projektanty,
<http://www.elektrodesign.cz/web/cs/web/ke-stazeni/hx-diagram-pro-projektanty>

[15] Projektová dokumentace výrobní haly společnosti

Příloha 1: Teplota -20 °C max x_e při plném využití výrobní haly

Ramzin - Mollierův psychrometrický diagram

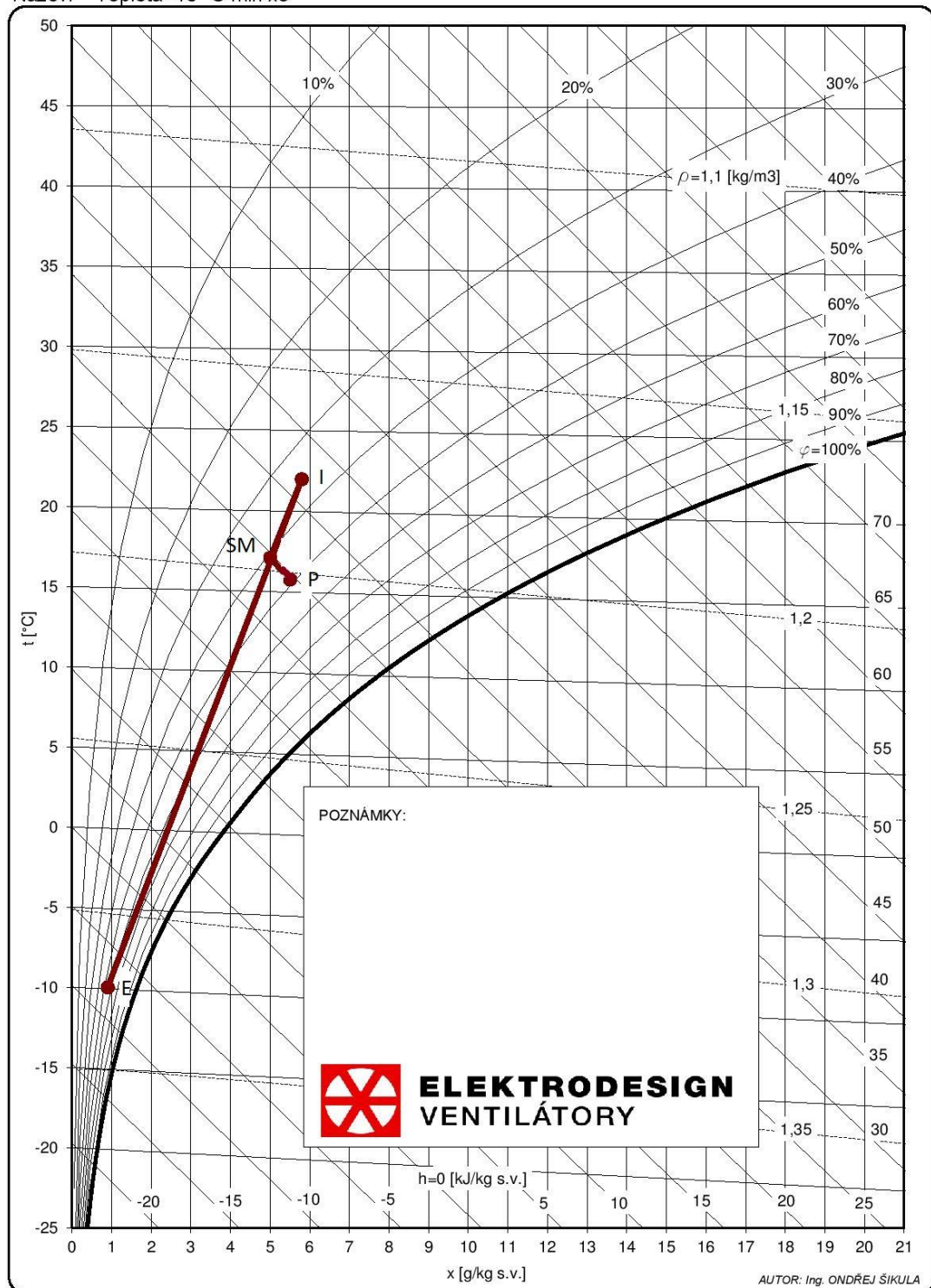
Tlak vzduchu: 100 kPa

Název: Teplota -20 °C max x_e

Příloha 2: Teplota -10 °C min x_e při plném využití výrobní haly

Ramzin - Mollierův psychrometrický diagram

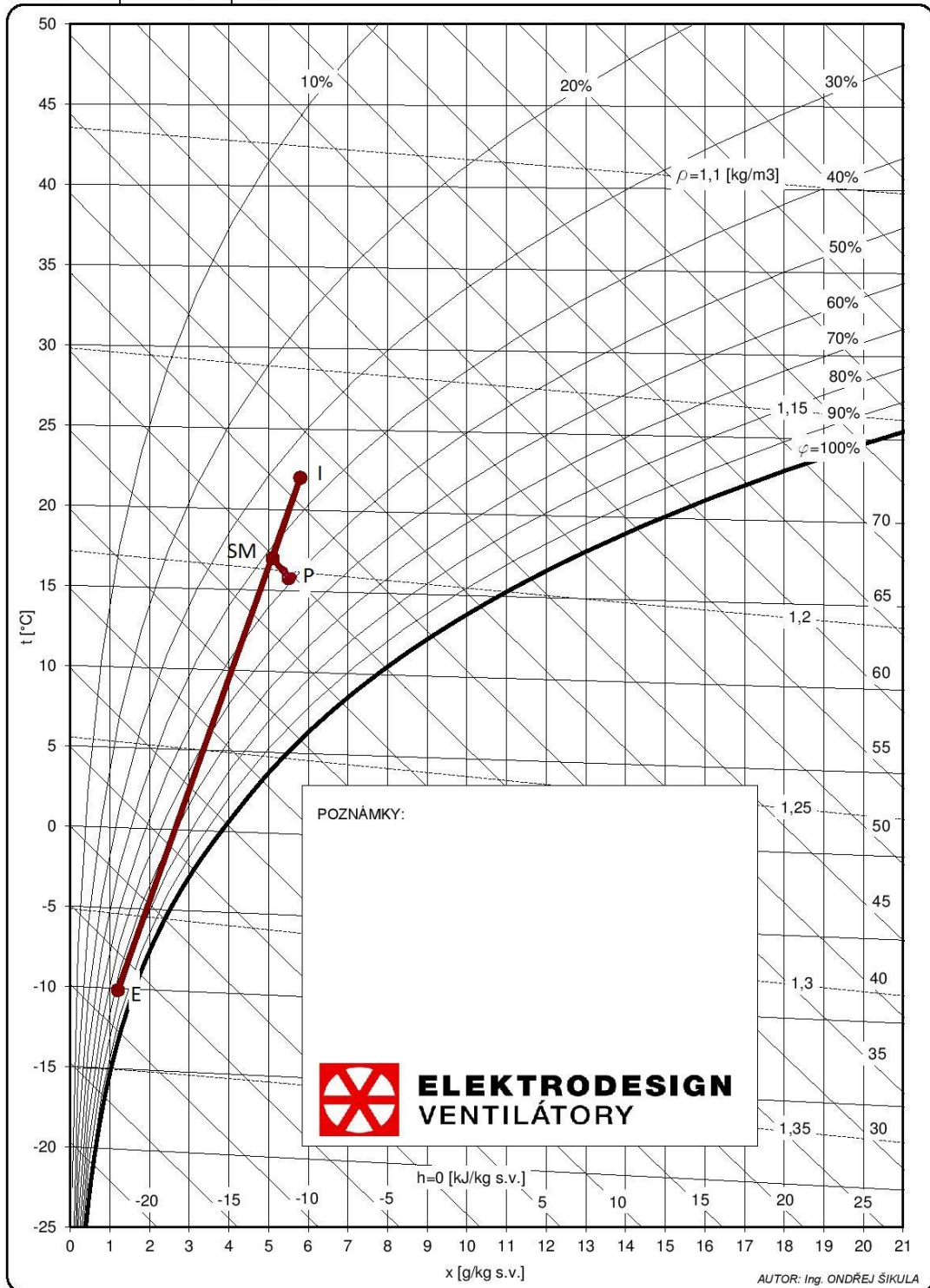
Tlak vzduchu: 100 kPa

Název: Teplota -10 °C min x_e 

Příloha 3: Teplota -10 °C průměr x_e při plném využití výrobní haly

Ramzin - Mollierův psychrometrický diagram

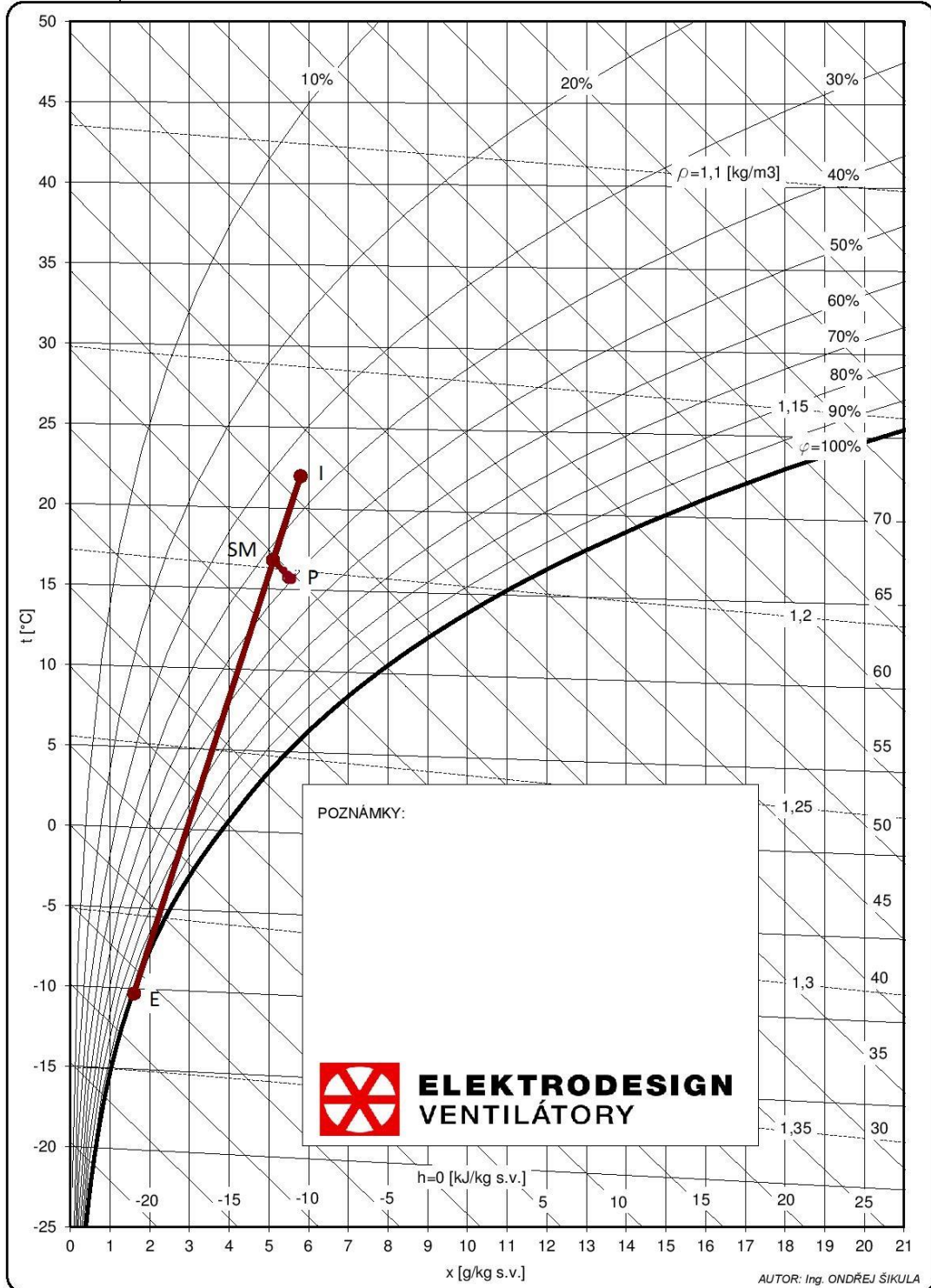
Tlak vzduchu: 100 kPa

Název: Teplota -10 °C průměr x_e 

Příloha 4: Teplota -10 max x_e při plném využití výrobní haly

Ramzin - Mollierův psychrometrický diagram

Tlak vzduchu: 100 kPa

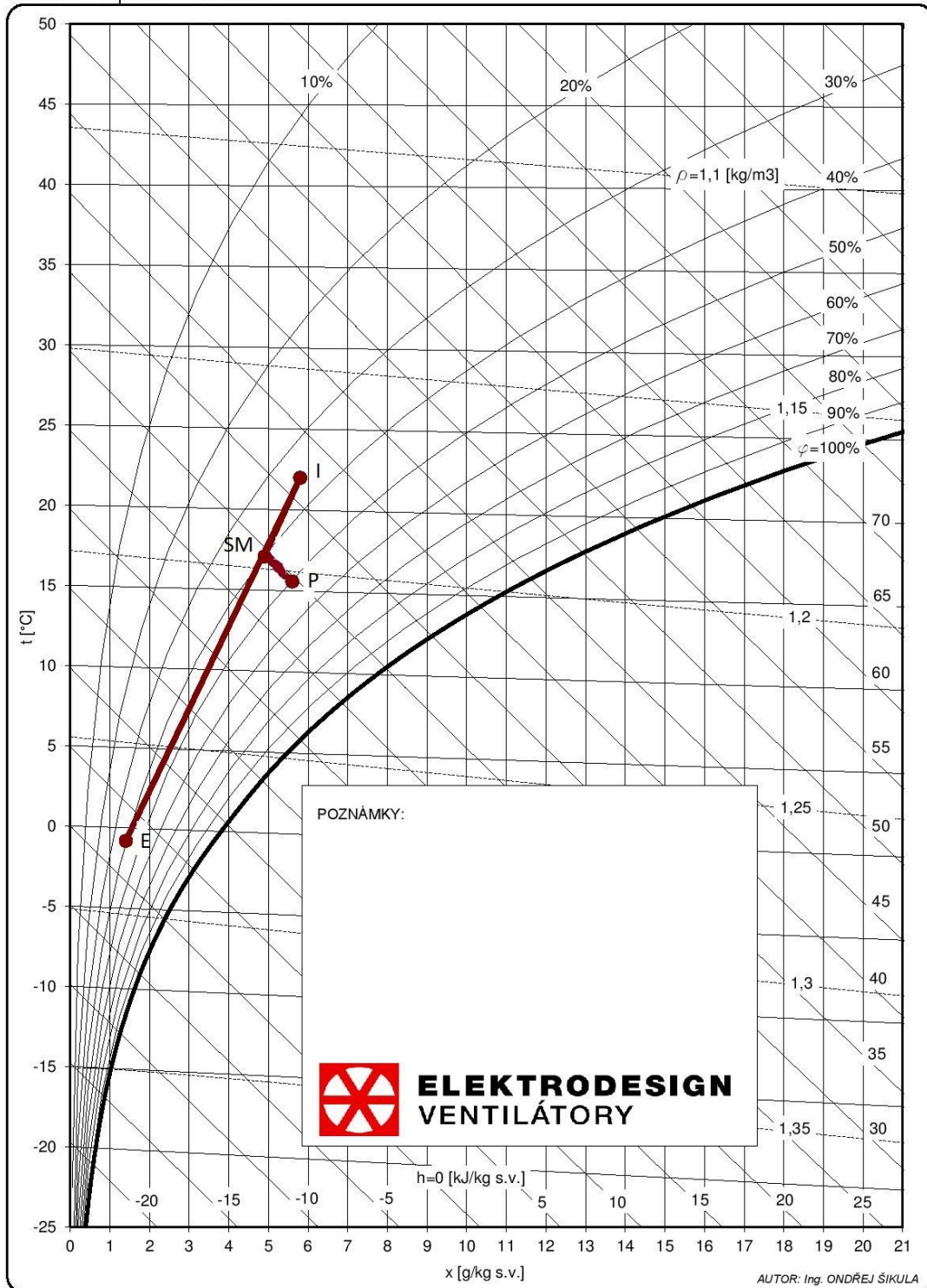
Název: Teplota -10 °C max x_e

Příloha 5: Teplota 0 °C min x_e při plném využití výrobní haly

Ramzin - Mollierův psychrometrický diagram

Tlak vzduchu: 100 kPa

Název: Teplota 0 °C min x_e

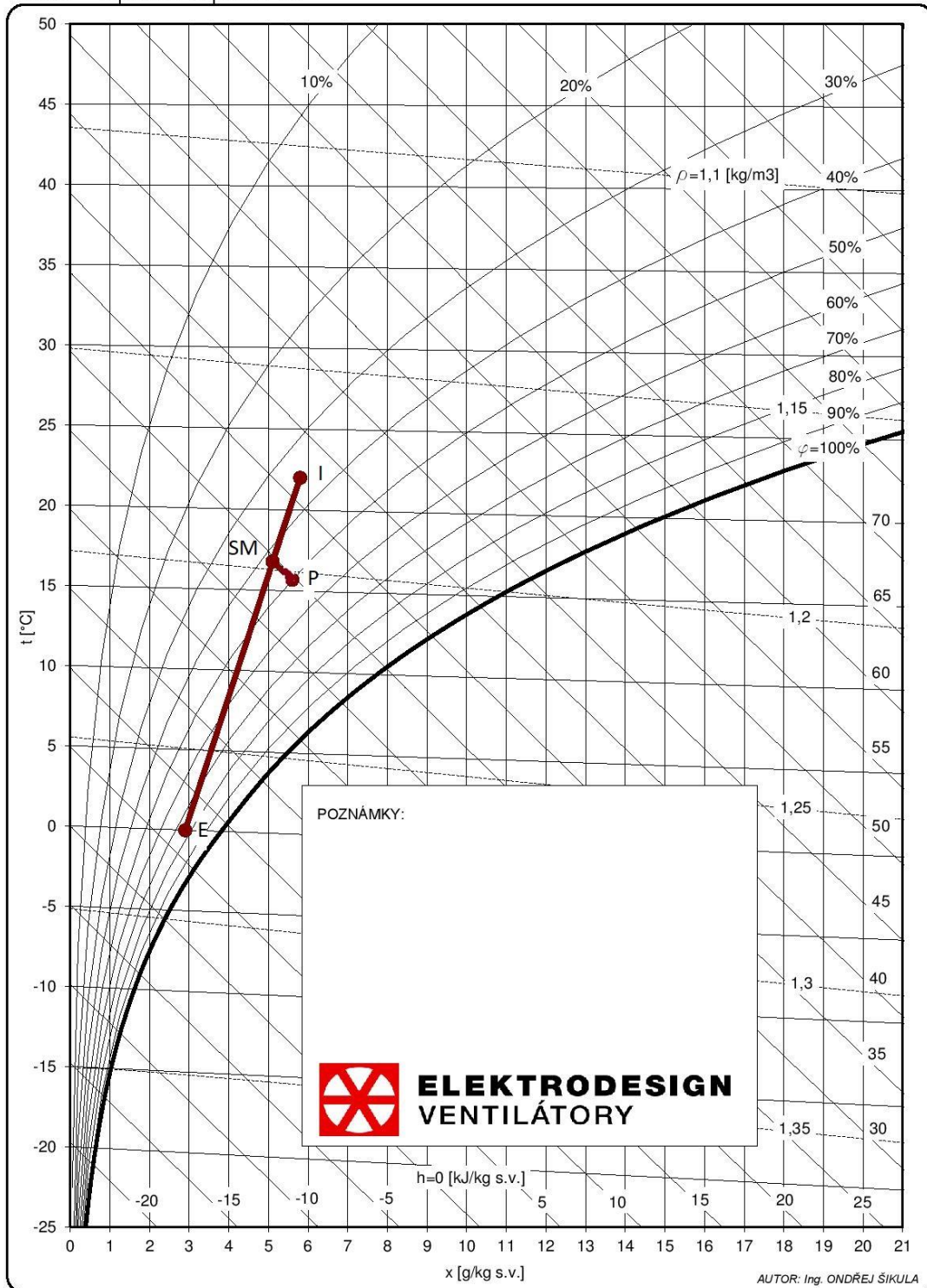


Příloha 6: Teplota 0 °C průměr x_e při plném využití výrobní haly

Ramzin - Mollierův psychrometrický diagram

Tlak vzduchu: 100 kPa

Název: Teplota 0 °C průměr x_e

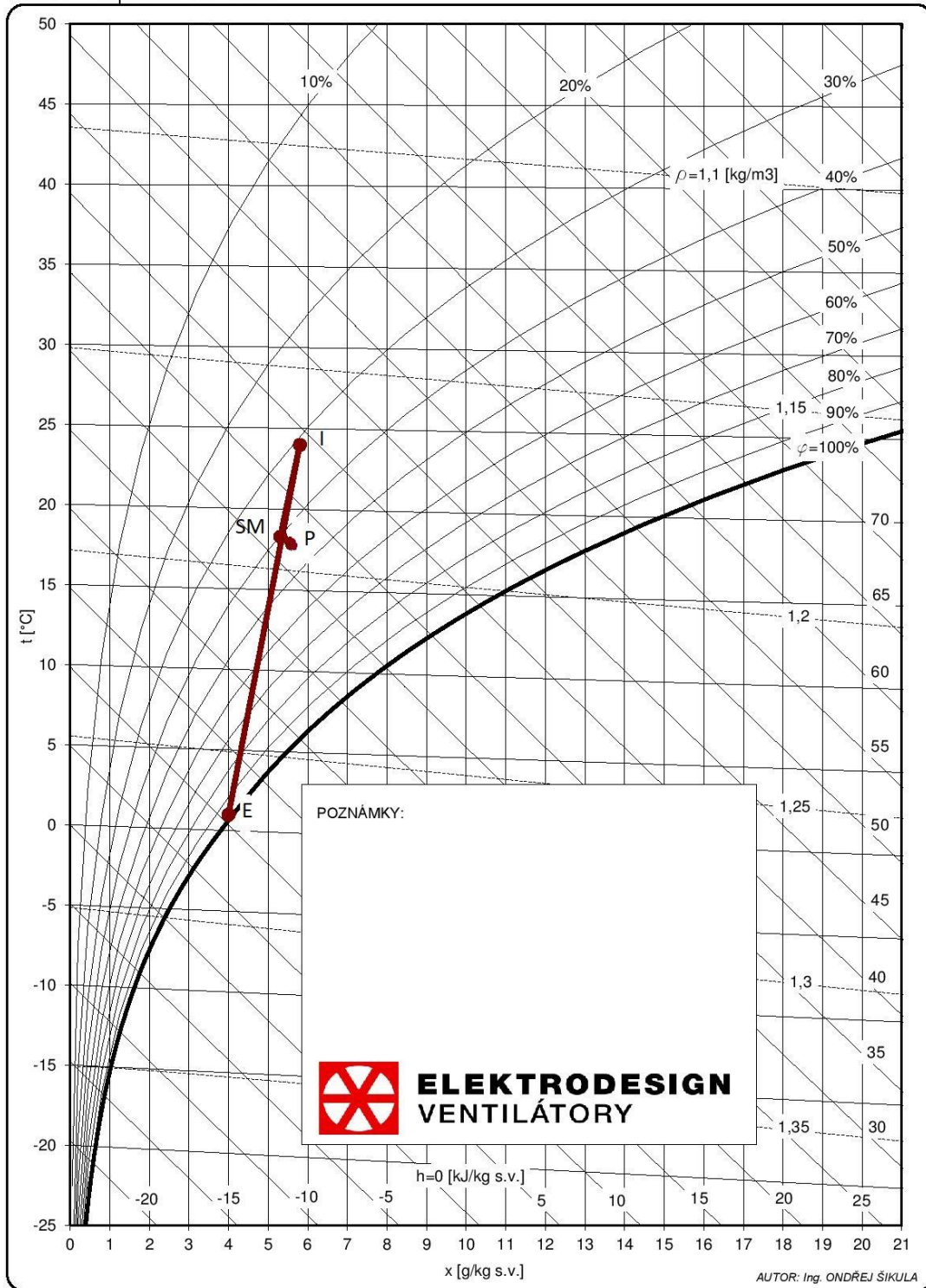


Příloha 7: Teplota 0 °C max x_e při plném využití výrobní haly

Ramzin - Mollierův psychrometrický diagram

Tlak vzduchu: 100 kPa

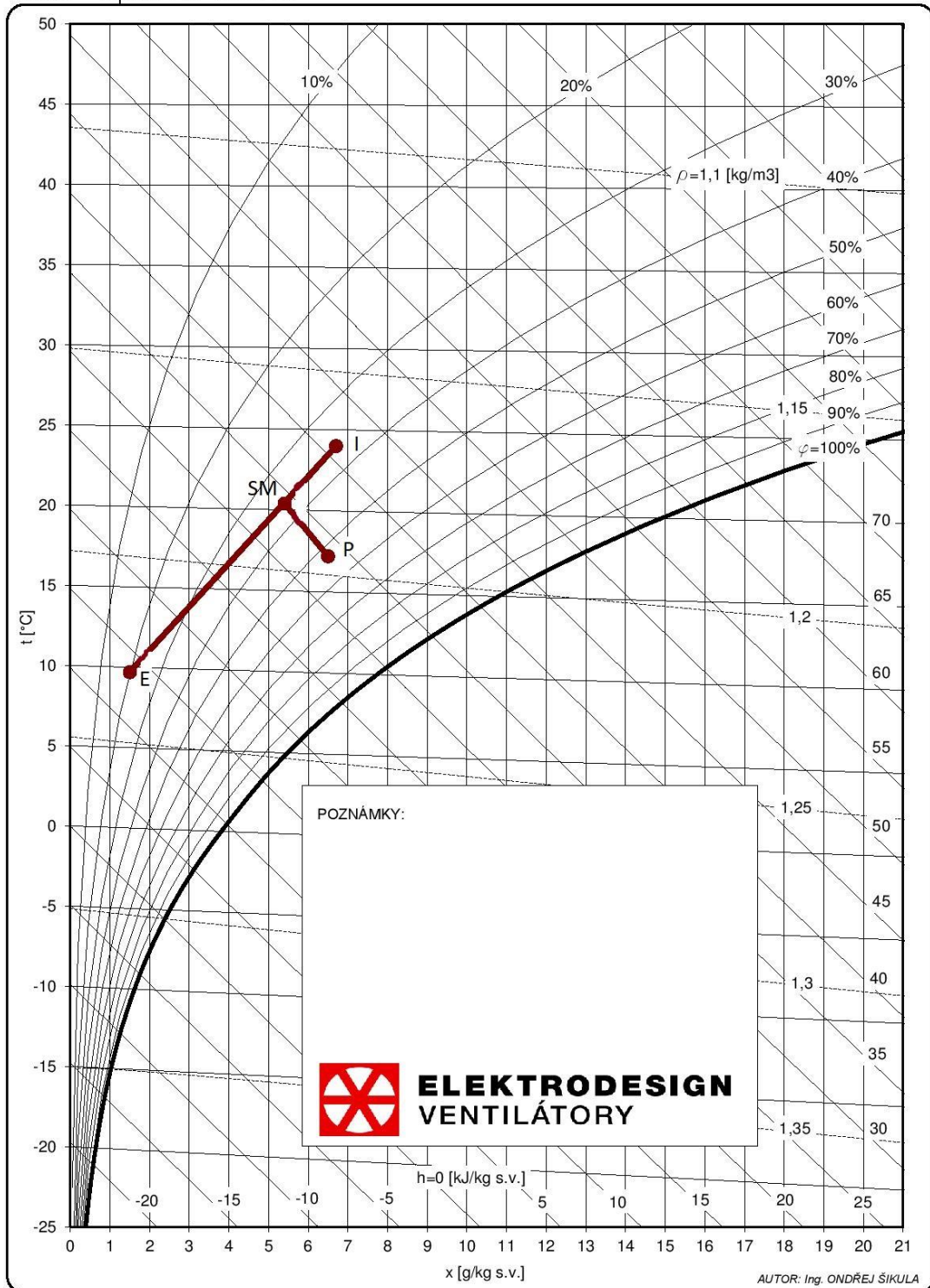
Název: Teplota 0 °C max x_e



Příloha 8: Teplota +10 °C min x_e při plném využití výrobní haly

Ramzin - Mollierův psychrometrický diagram

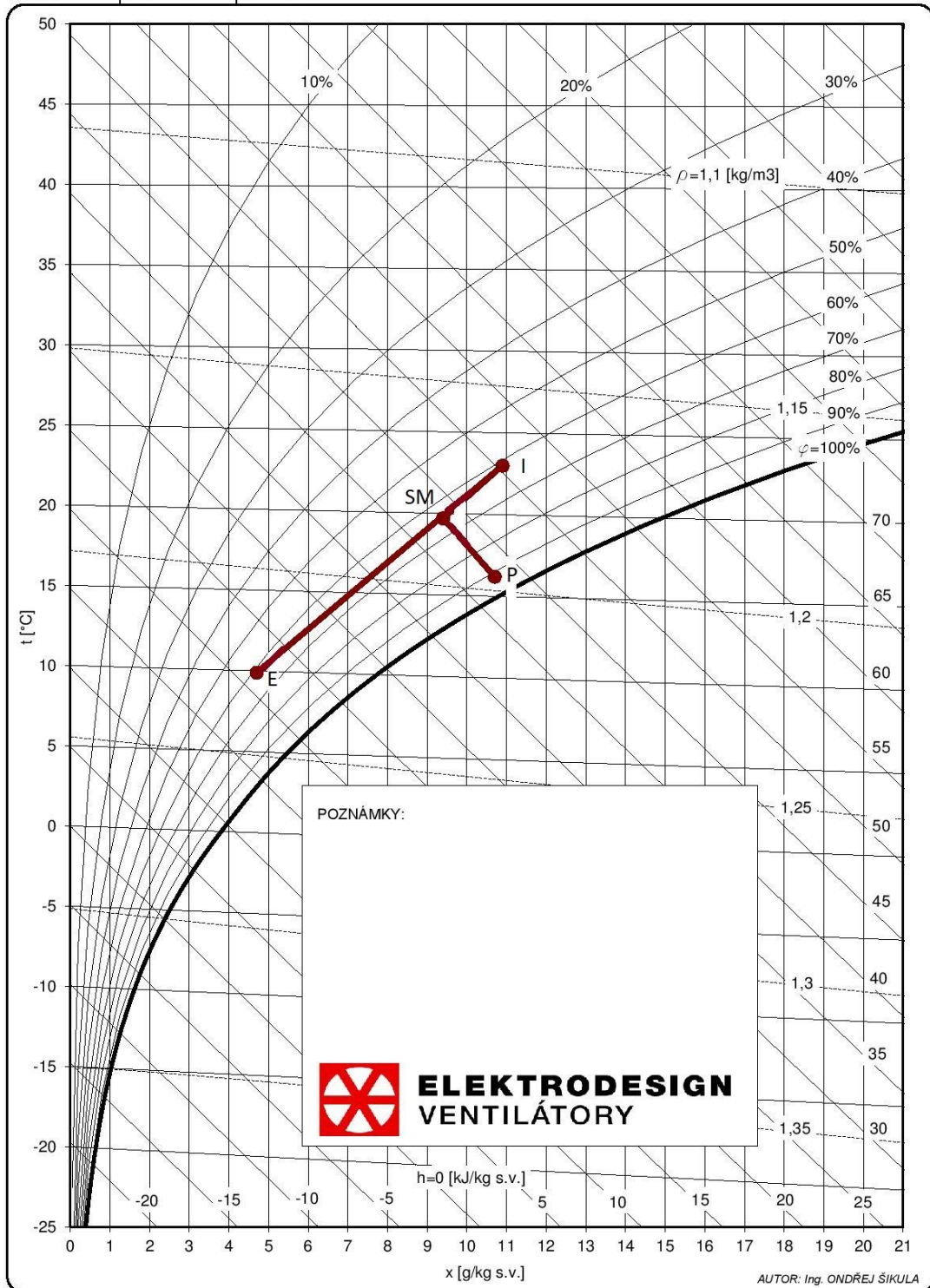
Tlak vzduchu: 100 kPa

Název: Teplota +10 °C min x_e

Příloha 9: Teplota +10 °C průměr x_e při plném využití výrobní haly

Ramzin - Mollierův psychrometrický diagram

Tlak vzduchu: 100 kPa

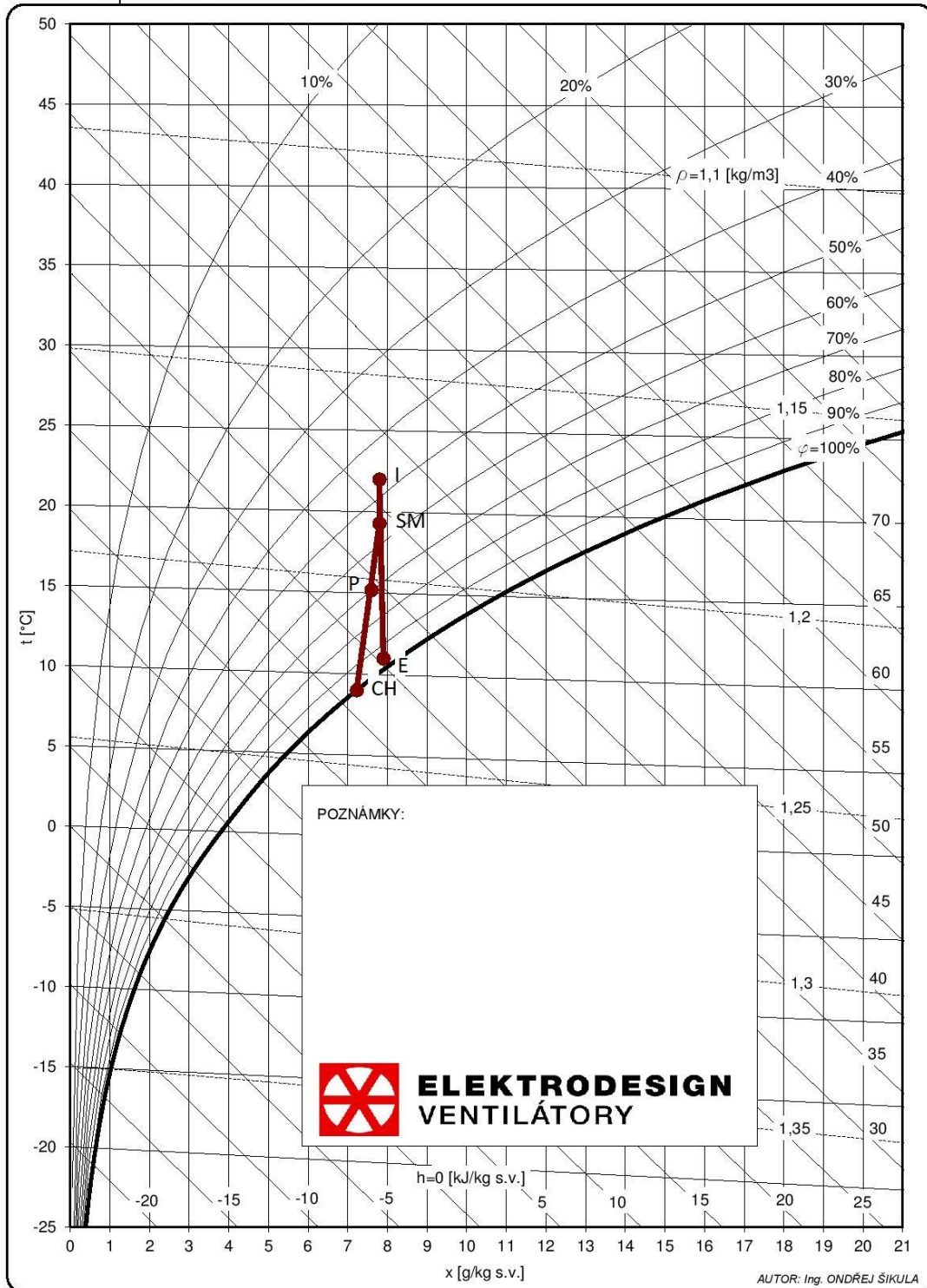
Název: Teplota +10 °C průměr x_e 

Příloha 10: Teplota +10 °C max x_e při plném využití výrobní haly

Ramzin - Mollierův psychrometrický diagram

Tlak vzduchu: 100 kPa

Název: Teplota +10 °C max x_e

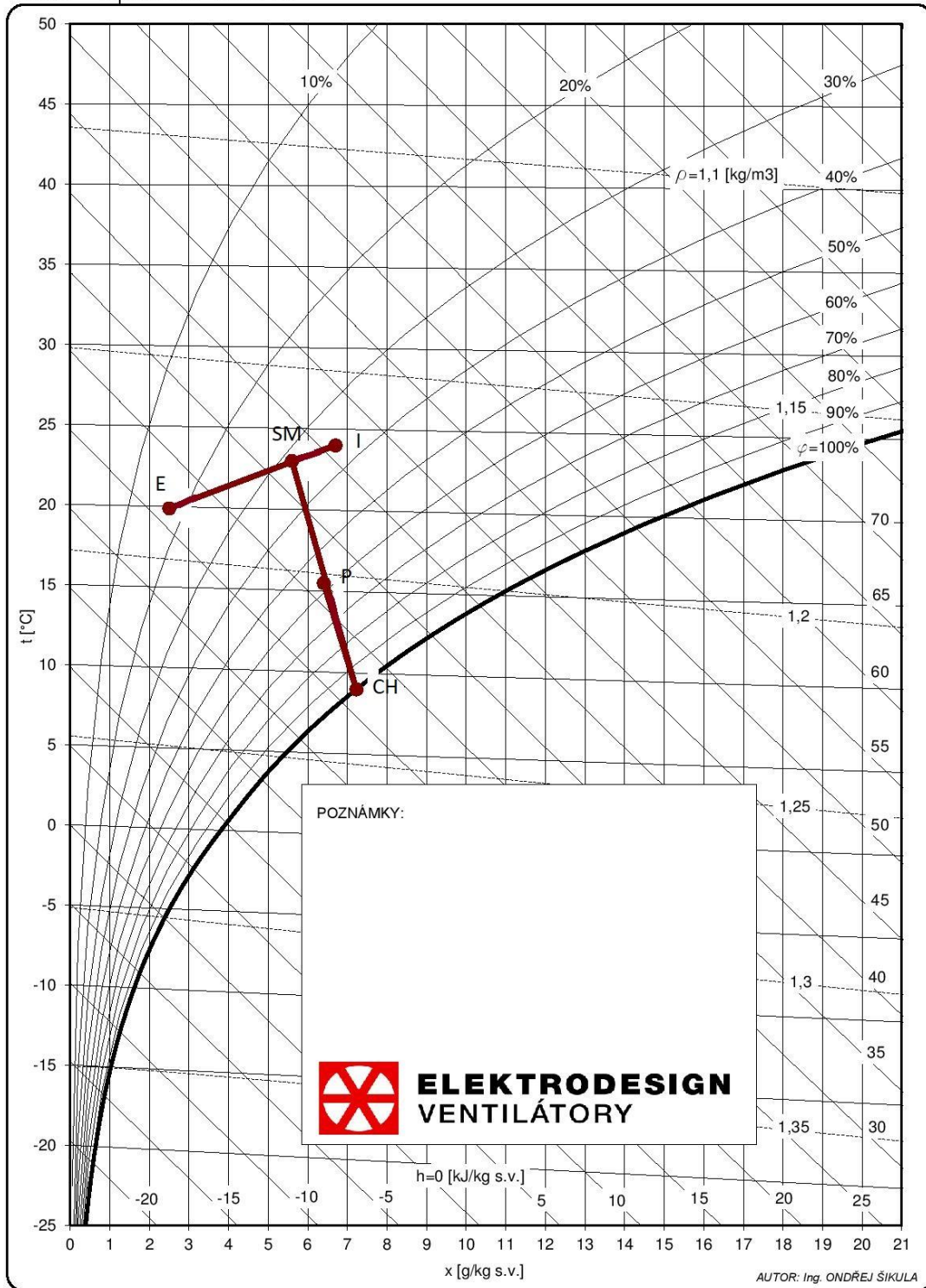


Příloha 11: Teplota +20 °C min x_e při plném využití výrobní haly

Ramzin - Mollierův psychrometrický diagram

Tlak vzduchu: 100 kPa

Název: Teplota +20 °C min x_e

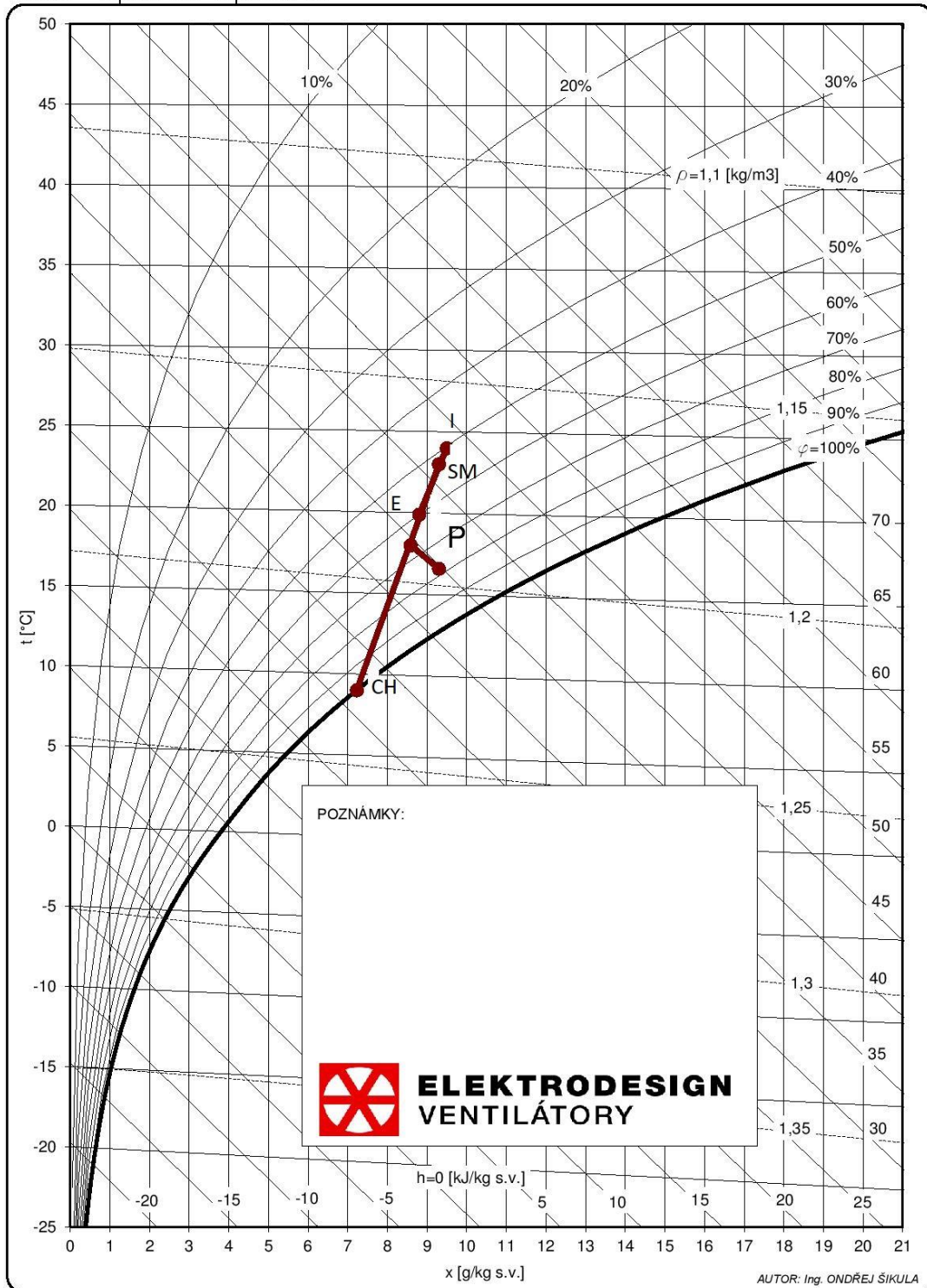


Příloha 12: Teplota +20 °C průměr x_e při plném využití výrobní haly

Ramzin - Mollierův psychrometrický diagram

Tlak vzduchu: 100 kPa

Název: Teplota +20 °C průměr x_e

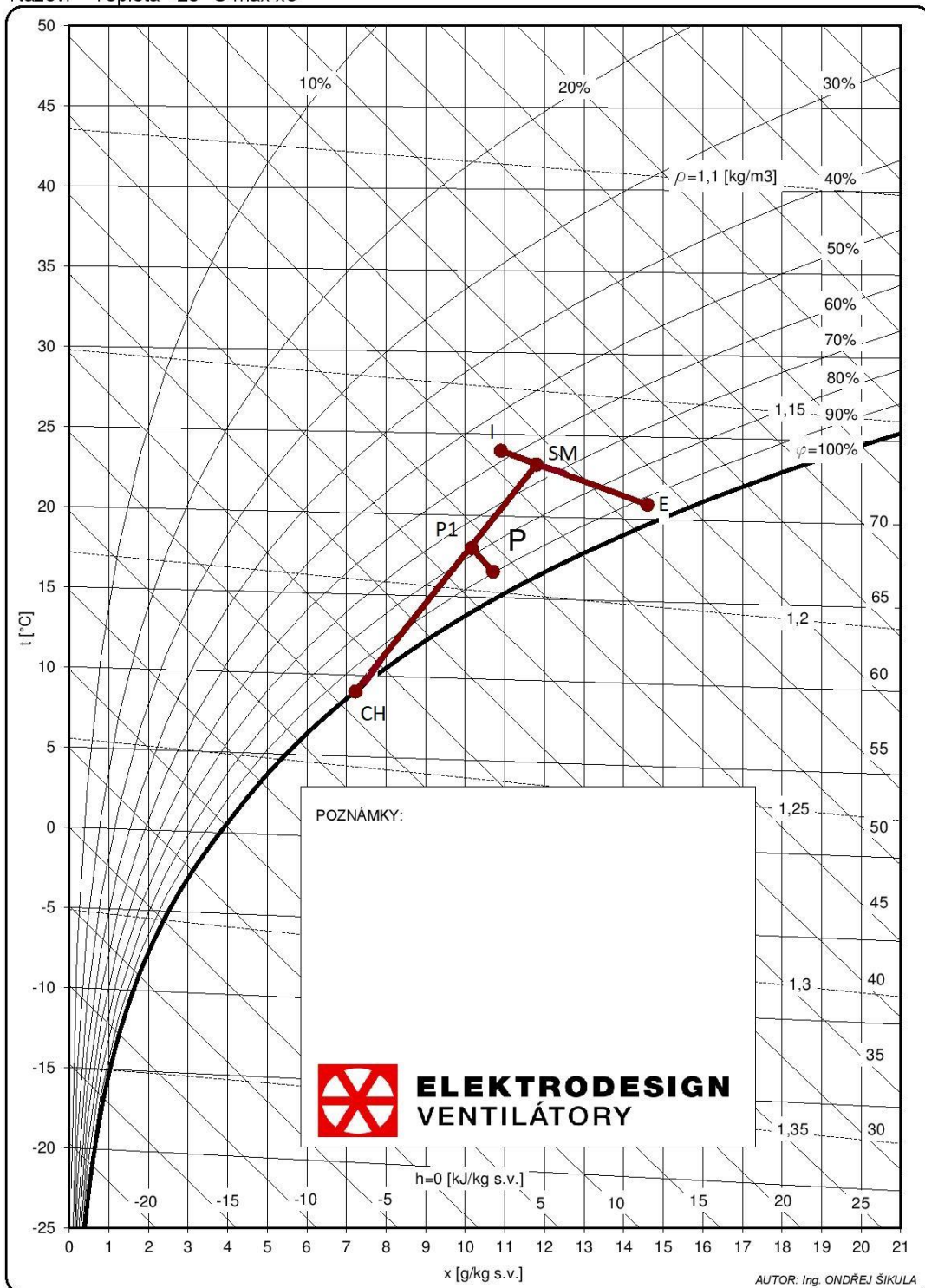


Příloha 13: Teplota +20 °C max x_e při plném využití výrobní haly

Ramzin - Mollierův psychrometrický diagram

Tlak vzduchu: 100 kPa

Název: Teplota +20 °C max x_e

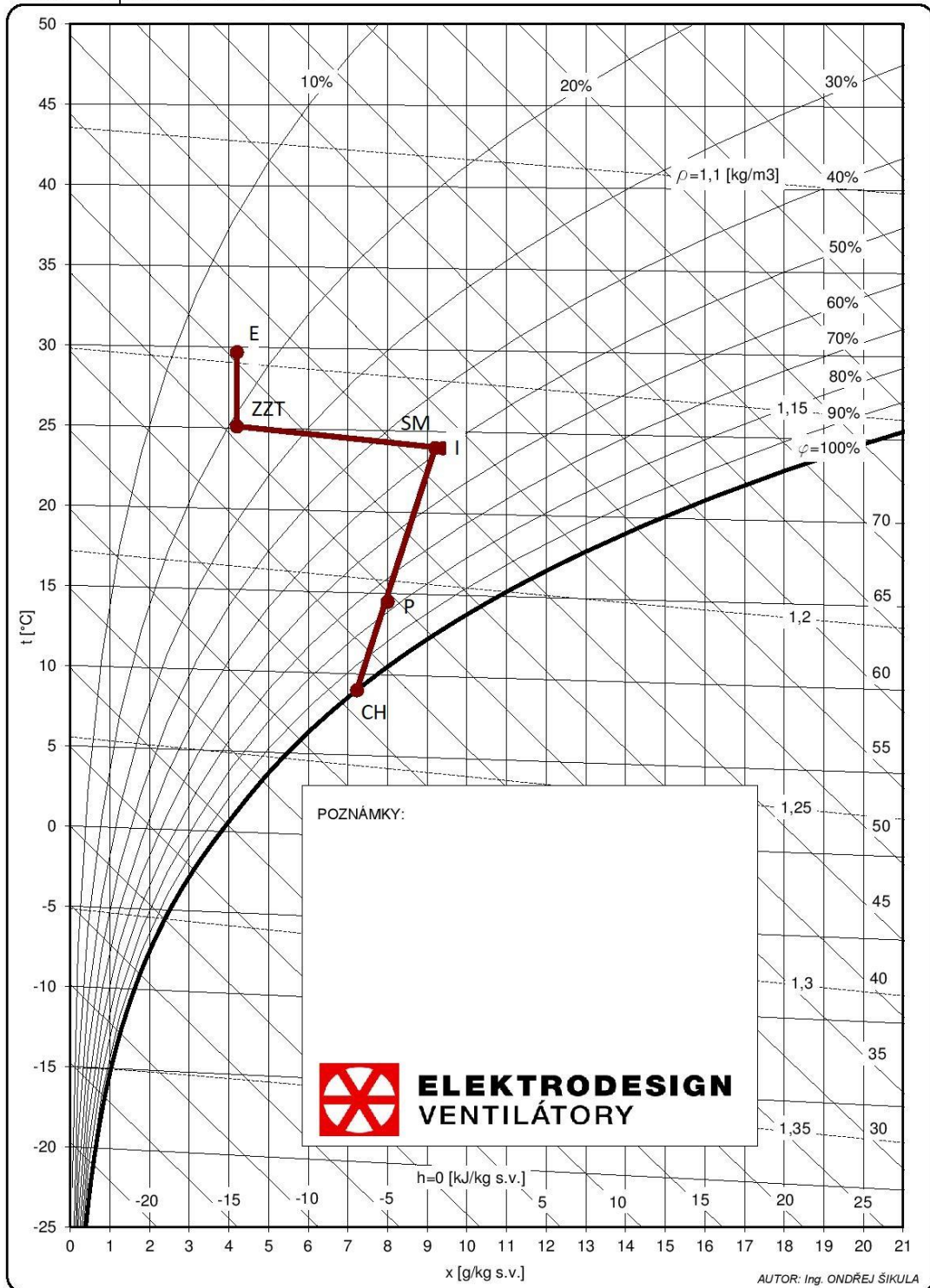


Příloha 14: Teplota +30 °C min xe při plném využití výrobní haly

Ramzin - Mollierův psychrometrický diagram

Tlak vzduchu: 100 kPa

Název: Teplota +30 °C min xe

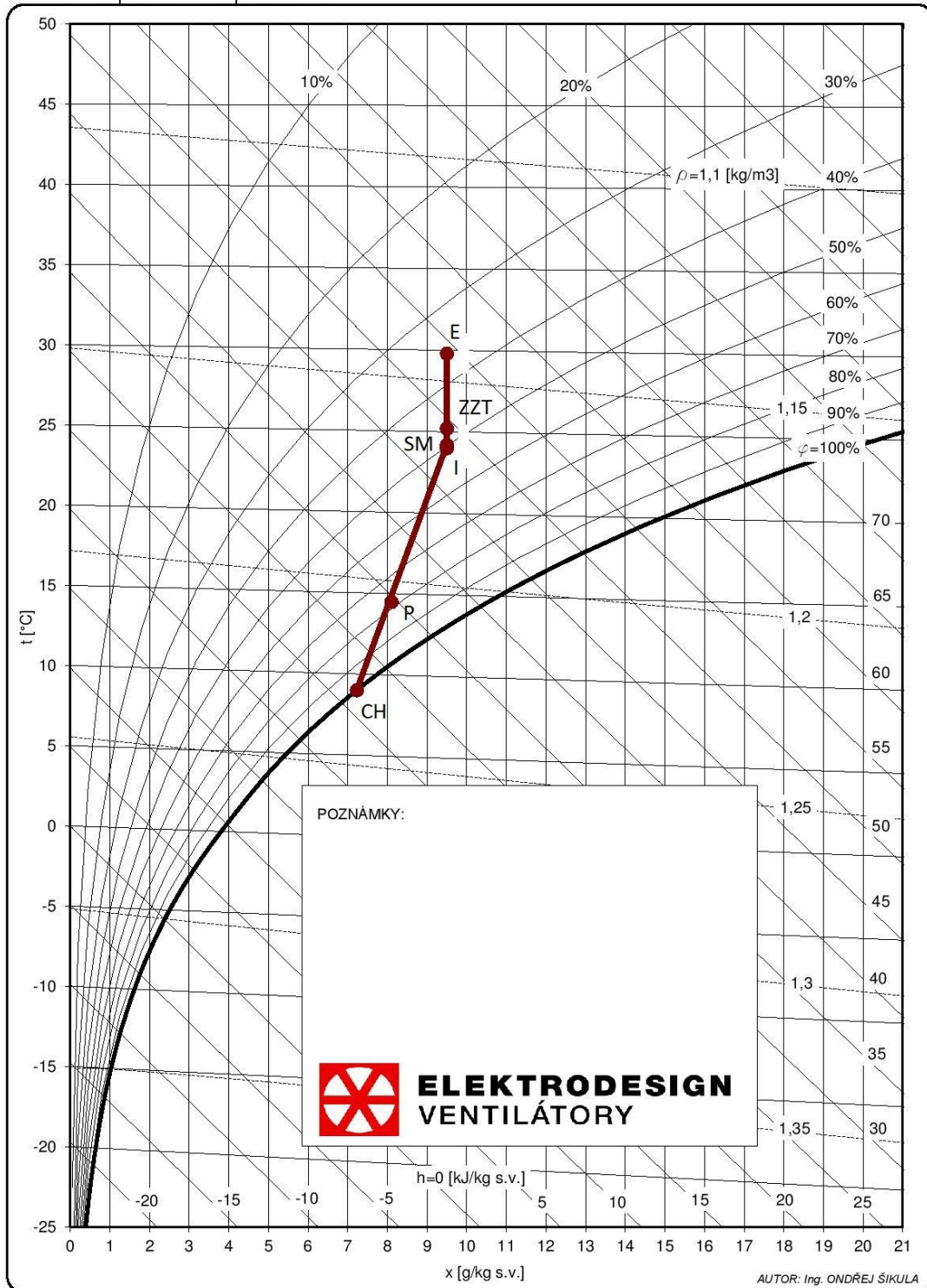


Příloha 15: Teplota +30 °C průměr x_e při plném využití výrobní haly

Ramzin - Mollierův psychrometrický diagram

Tlak vzduchu: 100 kPa

Název: Teplota +30 °C průměr x_e

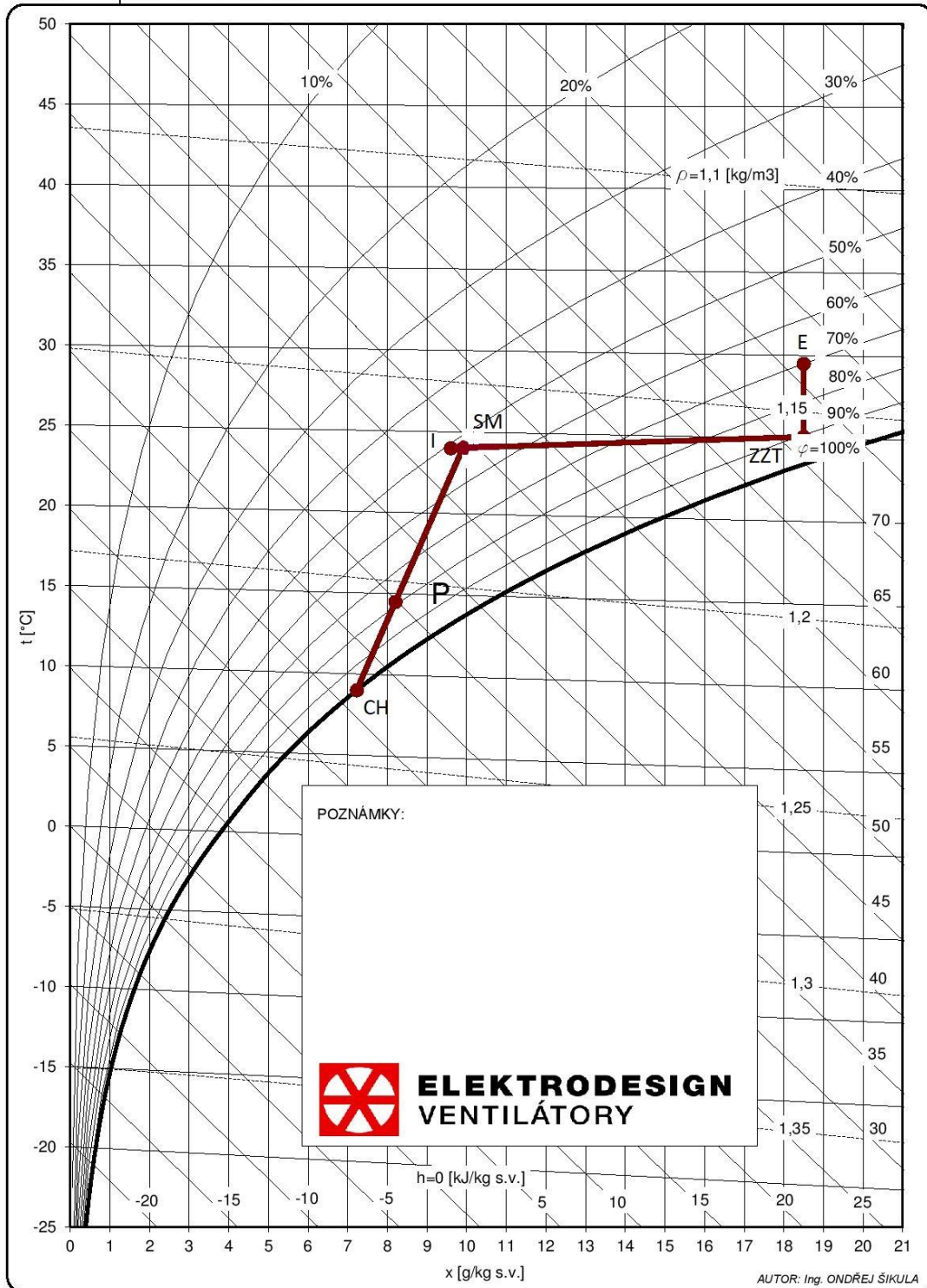


Příloha 16: Teplota +30 °C max x_e při plném využití výrobní haly

Ramzin - Mollierův psychrometrický diagram

Tlak vzduchu: 100 kPa

Název: Teplota +30 °C max x_e

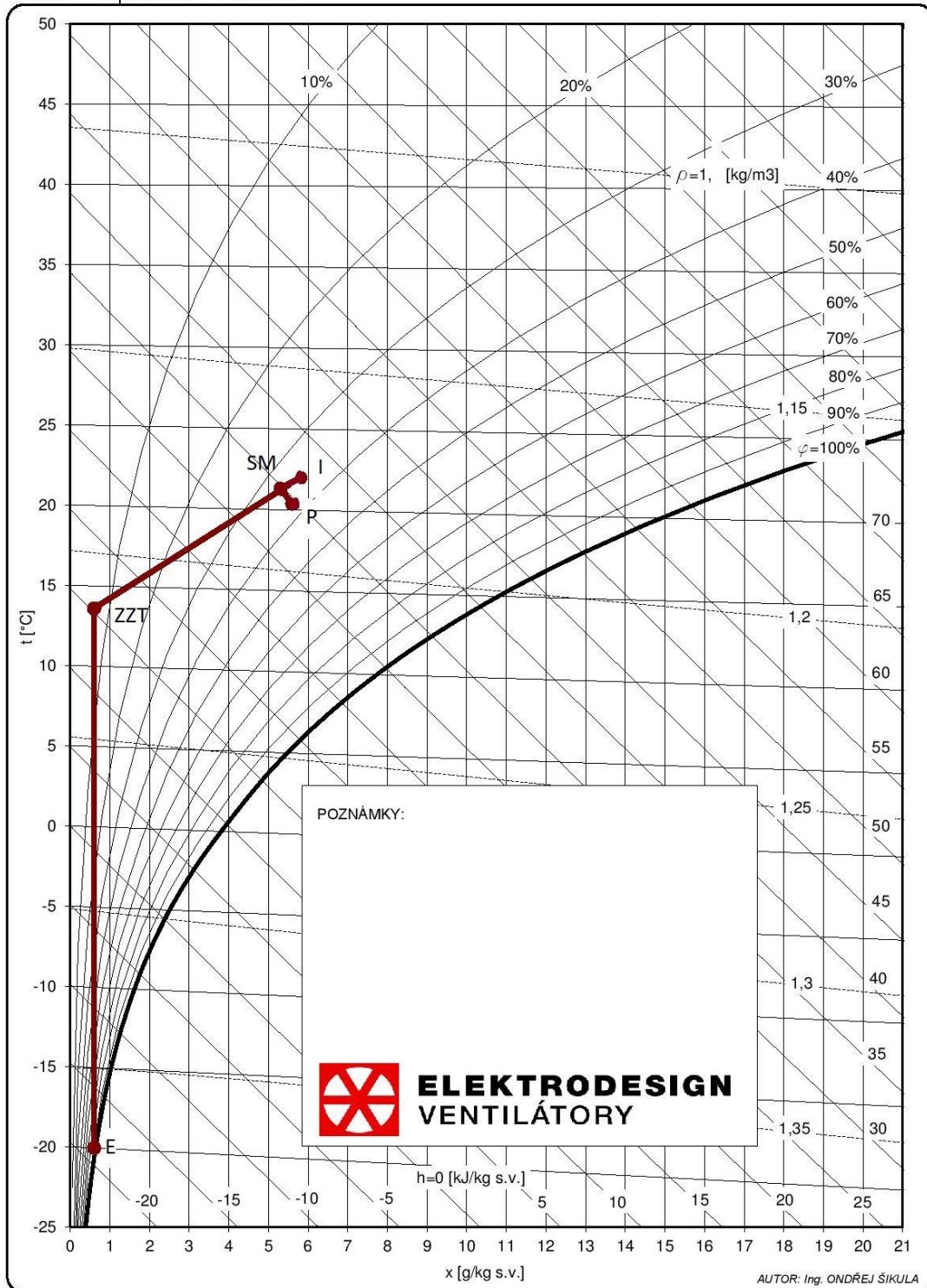


Příloha 17: Teplota -20 °C max xe při stávajícím využití výrobní haly

Ramzin - Mollierův psychrometrický diagram

Tlak vzduchu: 100 kPa

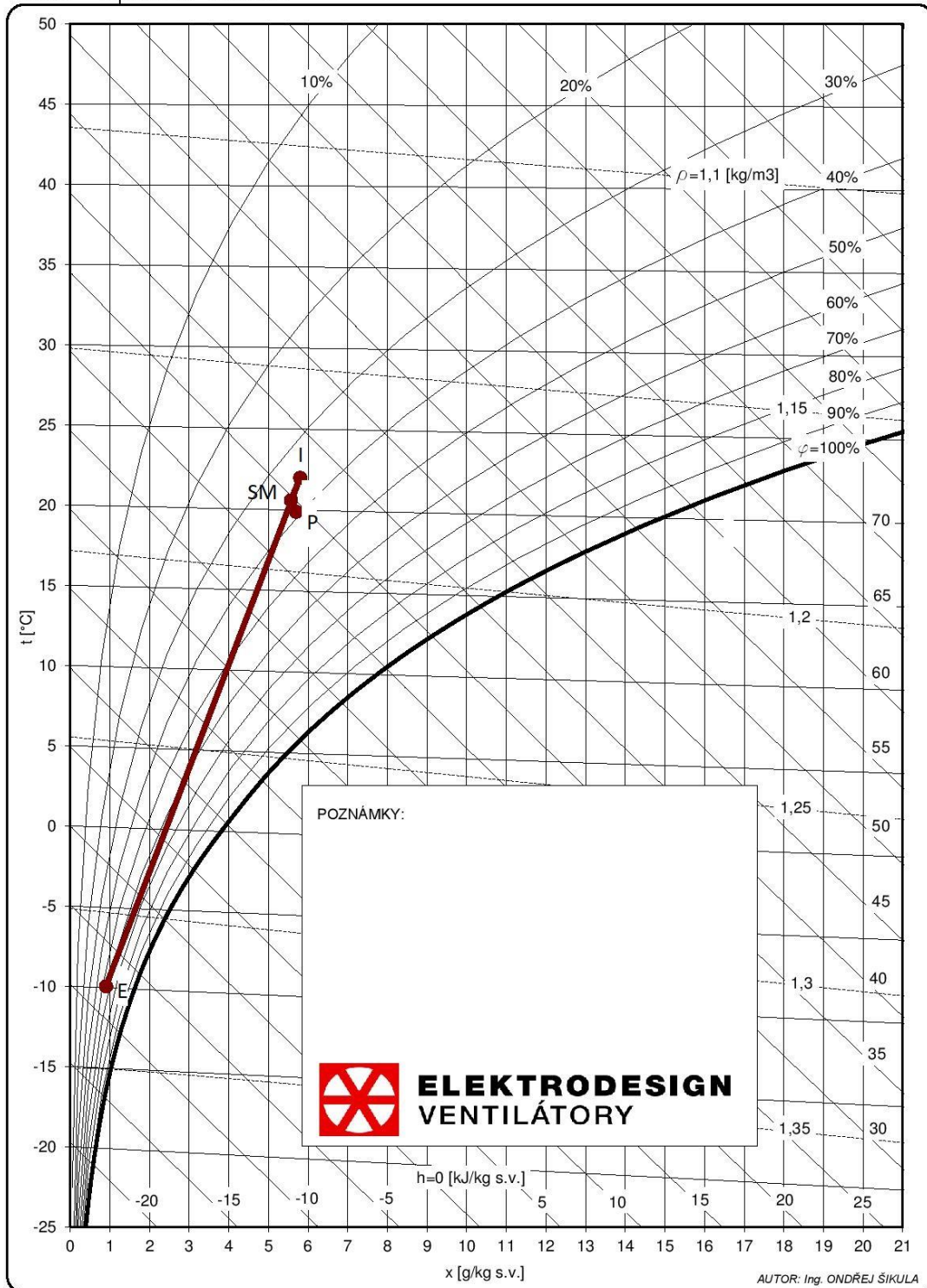
Název: Teplota -20 °C max xe



Příloha 18: Teplota -10 °C min x_e při stávajícím využití výrobní haly

Ramzin - Mollierův psychrometrický diagram

Tlak vzduchu: 100 kPa

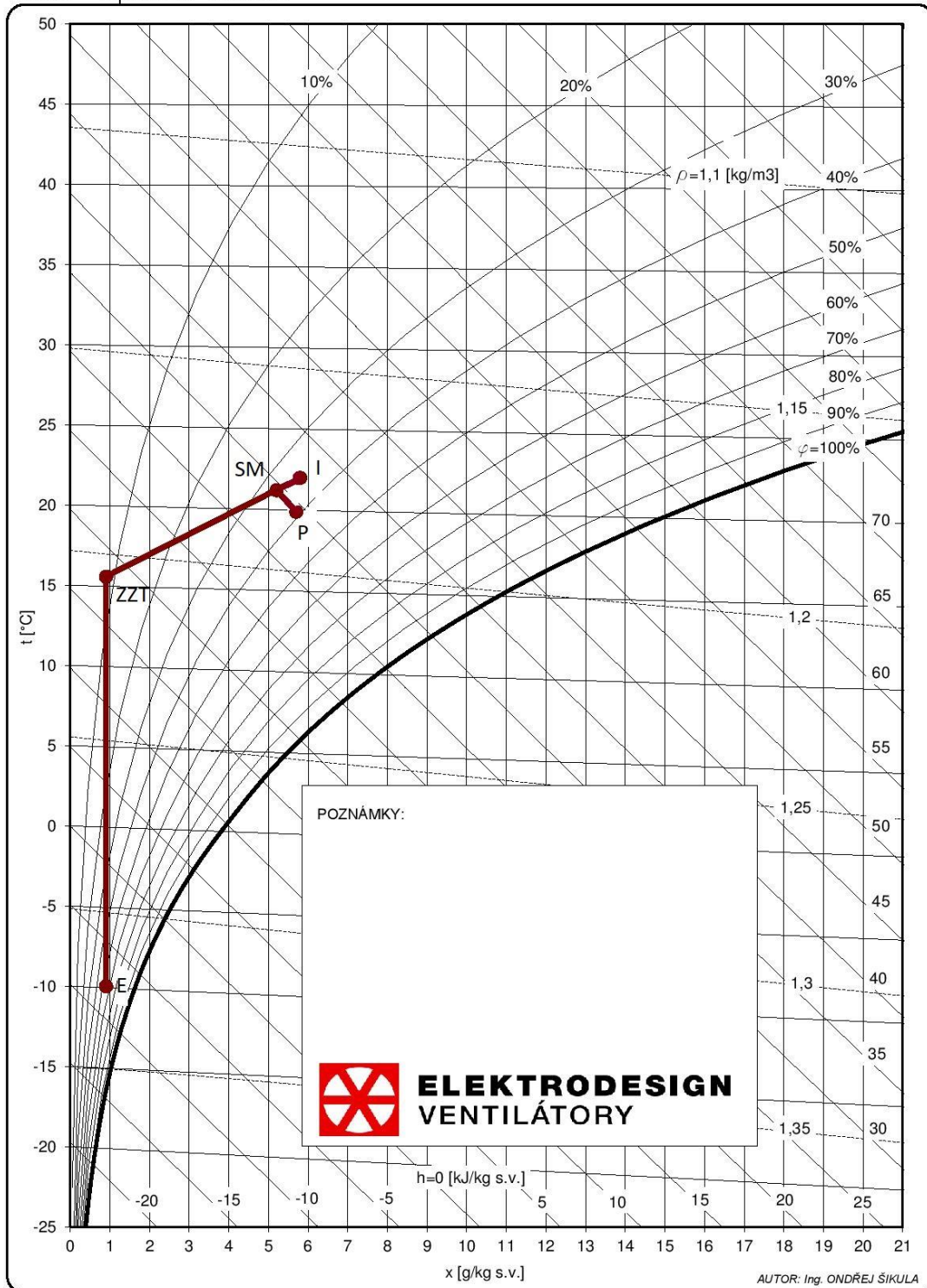
Název: Teplota -10 °C min x_e

Příloha 19: Teplota -10 °C ZZT min x_e při stávajícím využití výrobní haly

Ramzin - Mollierův psychrometrický diagram

Tlak vzduchu: 100 kPa

Název: Teplota -10 °C min x_e

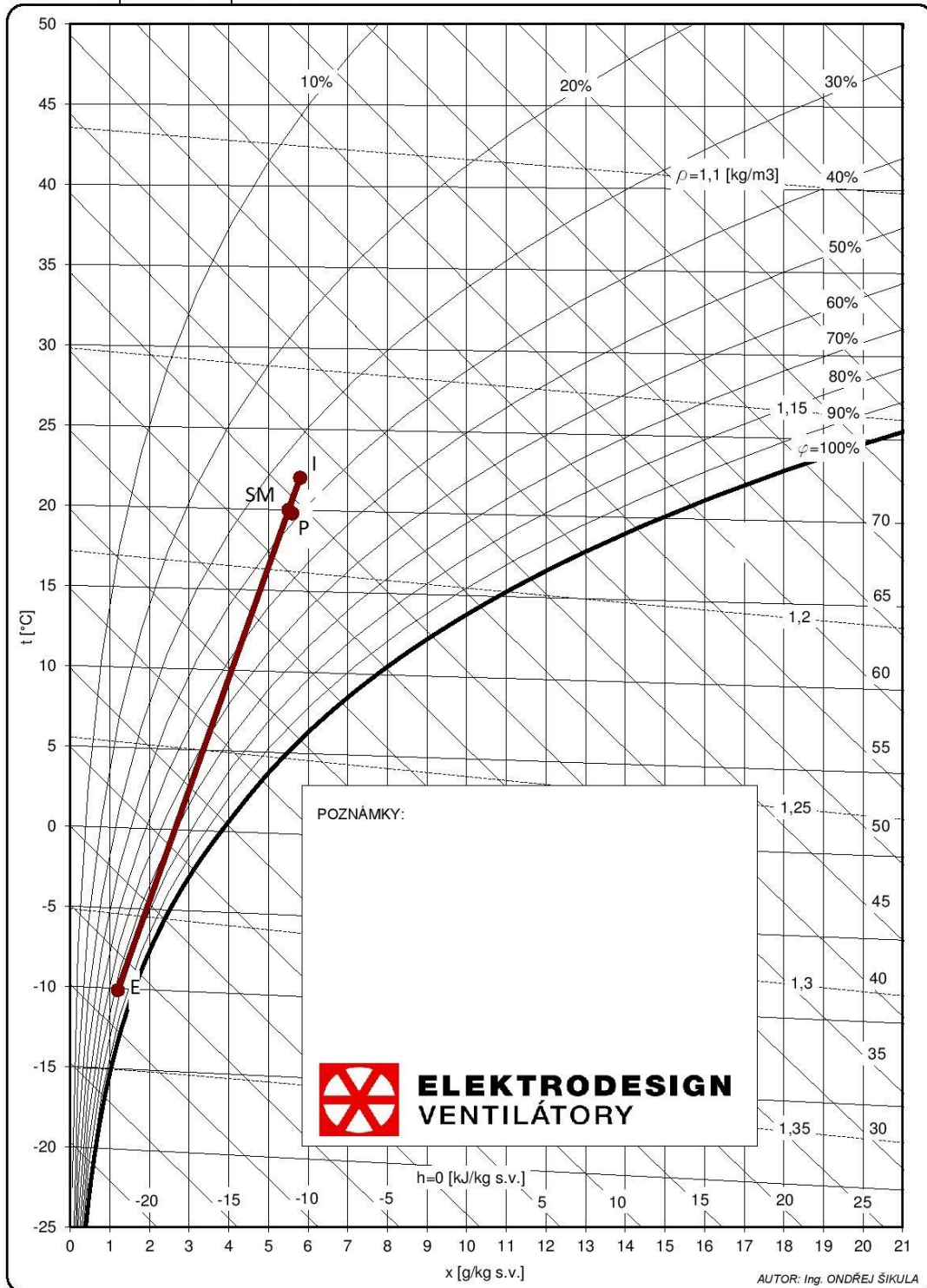


Příloha 20: Teplota -10 °C průměr x_e při stávajícím využití výrobní haly

Ramzin - Mollierův psychrometrický diagram

Tlak vzduchu: 100 kPa

Název: Teplota -10 °C průměr x_e

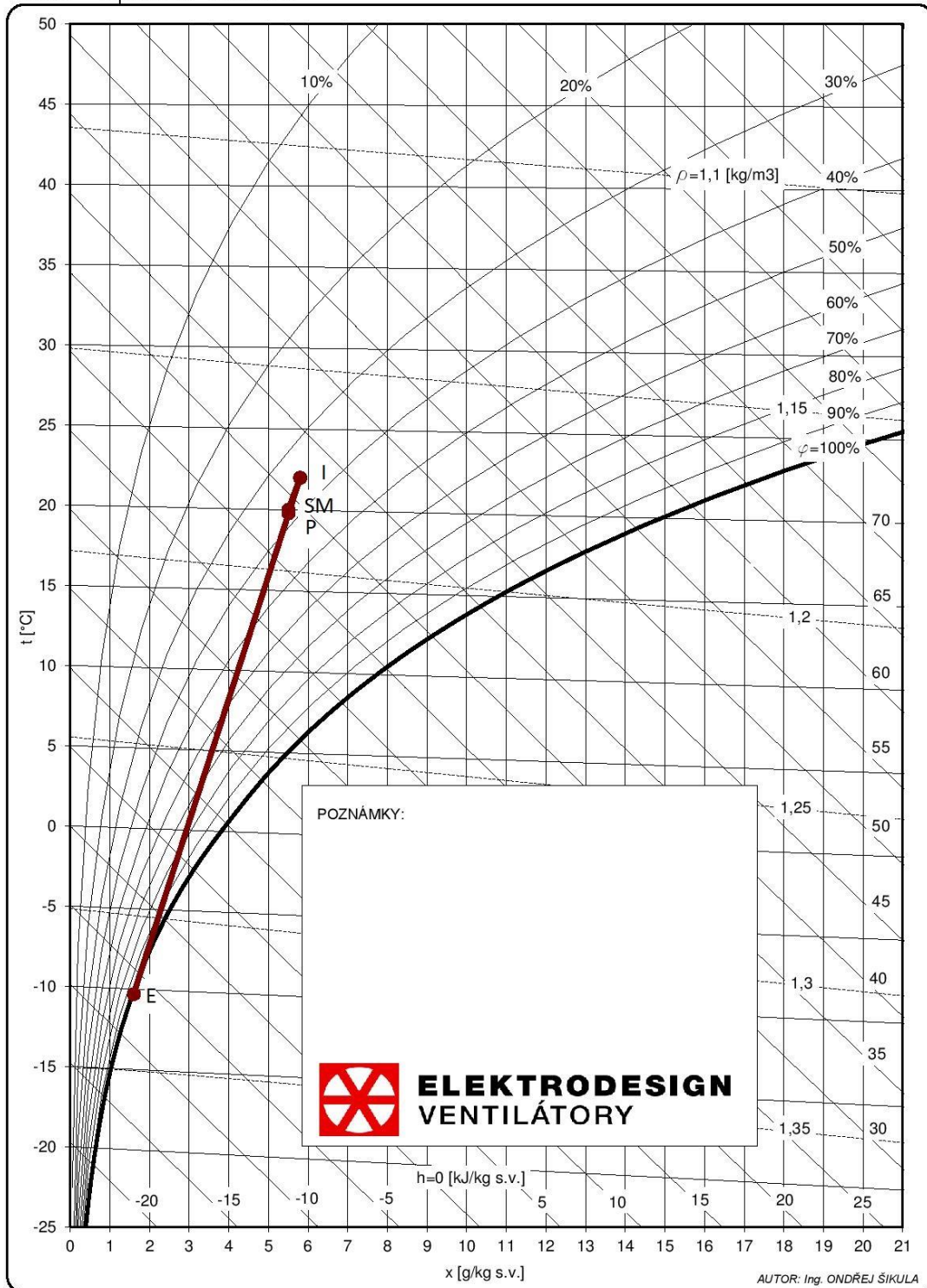


Příloha 21: Teplota -10 °C max xe při stávajícím využití výrobní haly

Ramzin - Mollierův psychrometrický diagram

Tlak vzduchu: 100 kPa

Název: Teplota -10 °C max xe

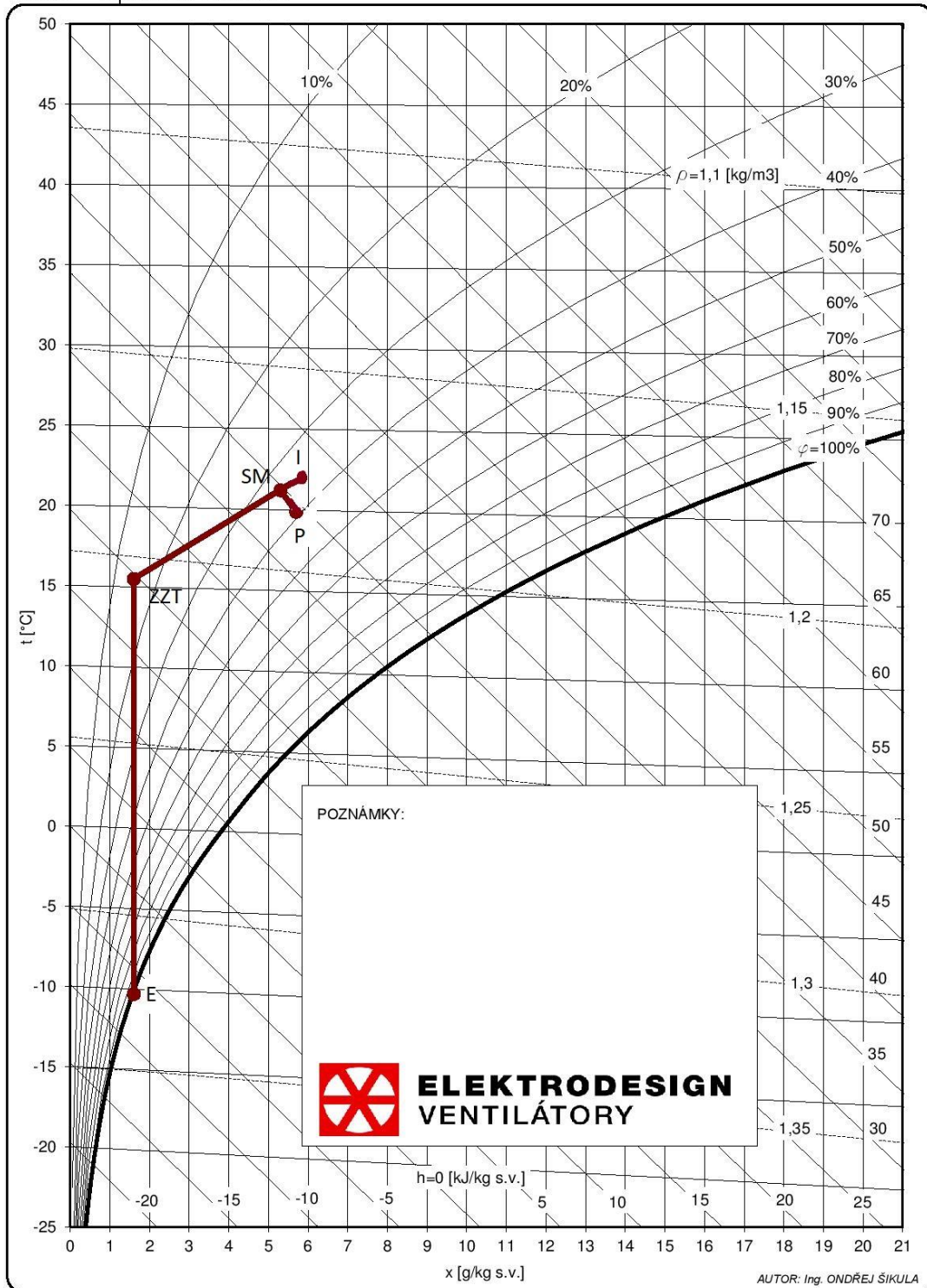


Příloha 22: Teplota -10 °C ZZT max x_e při stávajícím využití výrobní haly

Ramzin - Mollierův psychrometrický diagram

Tlak vzduchu: 100 kPa

Název: Teplota -10°C max x_e

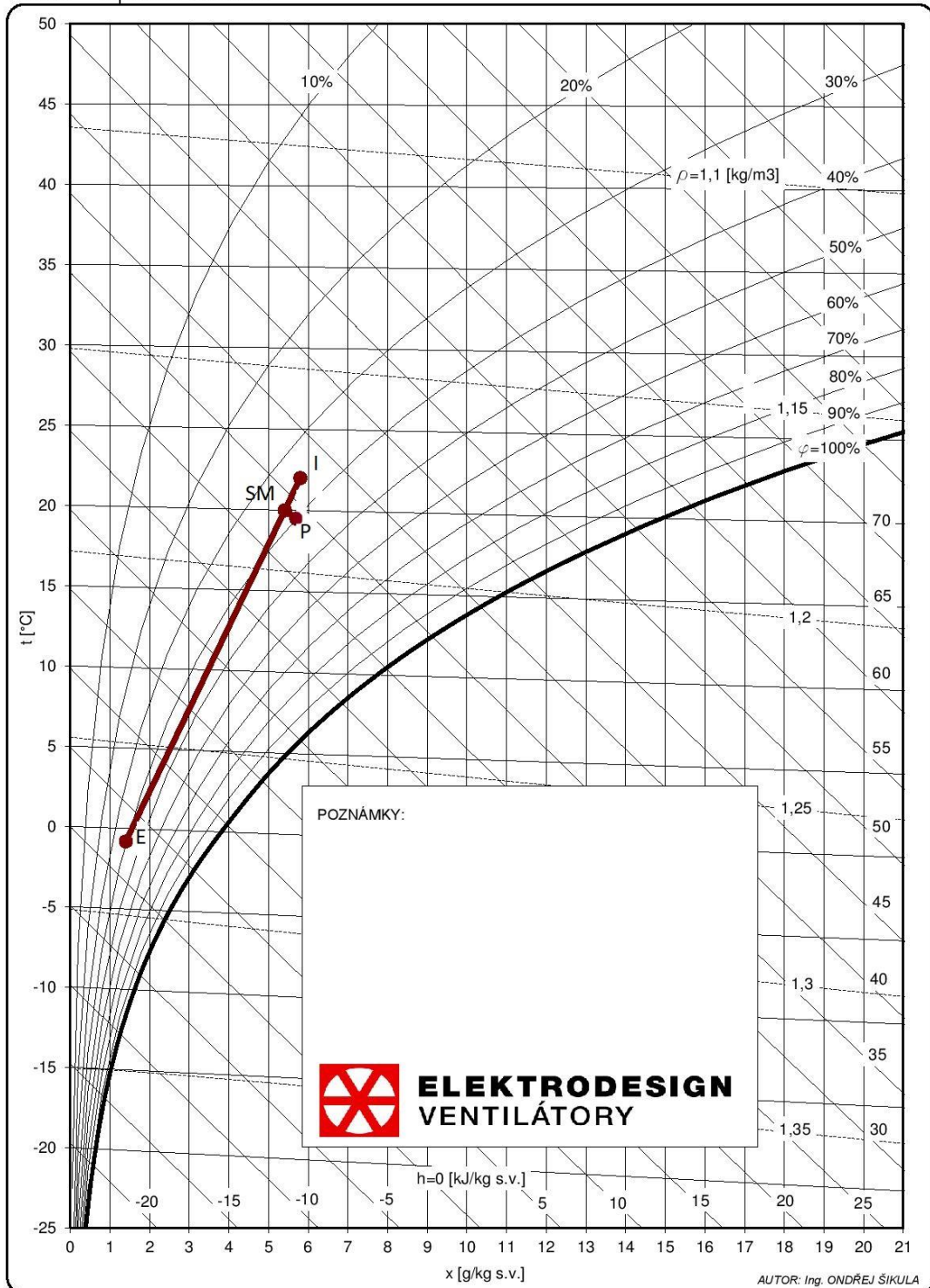


Příloha 23: Teplota 0 °C min xe při stávajícím využití výrobní haly

Ramzin - Mollierův psychrometrický diagram

Tlak vzduchu: 100 kPa

Název: Teplota 0 °C min xe

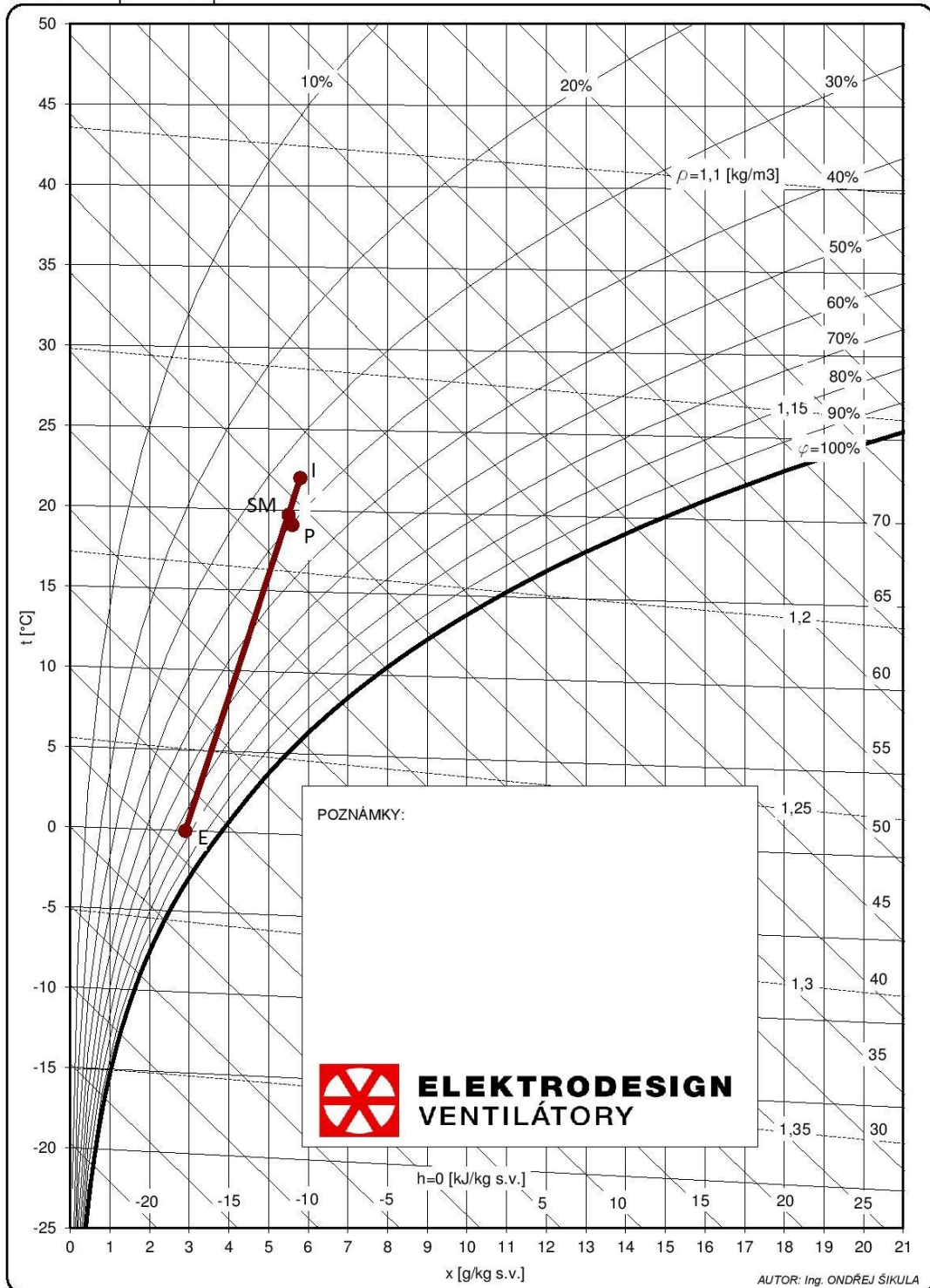


Příloha 24: Teplota 0 °C průměr x_e při stávajícím využití výrobní haly

Ramzin - Mollierův psychrometrický diagram

Tlak vzduchu: 100 kPa

Název: Teplota 0 °C průměr x_e

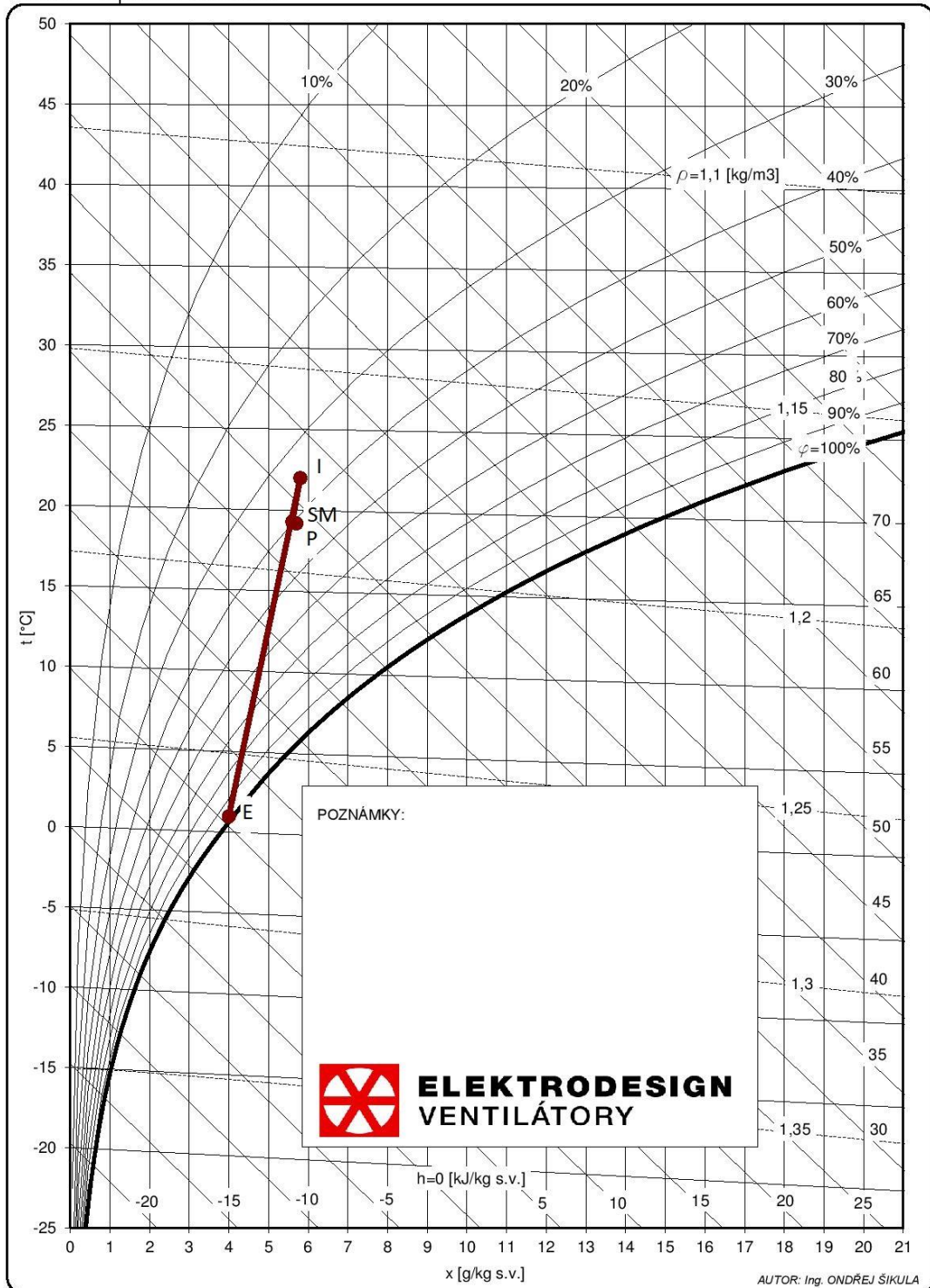


Příloha 25: Teplota 0 °C max x_e při stávajícím využití výrobní haly

Ramzin - Mollierův psychrometrický diagram

Tlak vzduchu: 100 kPa

Název: Teplota 0 °C max x_e

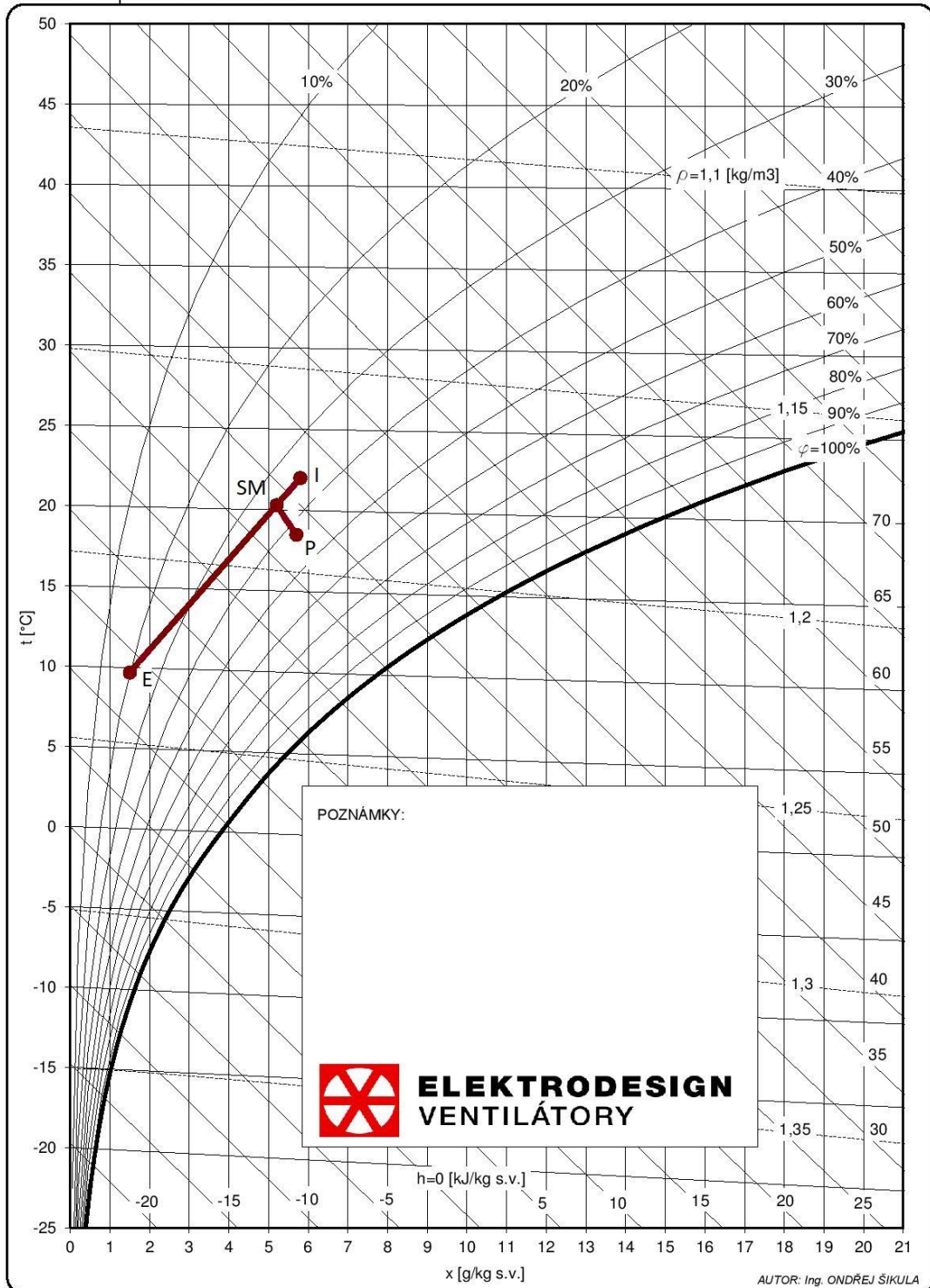


Příloha 26: Teplota +10 °C min x_e při stávajícím využití výrobní haly

Ramzin - Mollierův psychrometrický diagram

Tlak vzduchu: 100 kPa

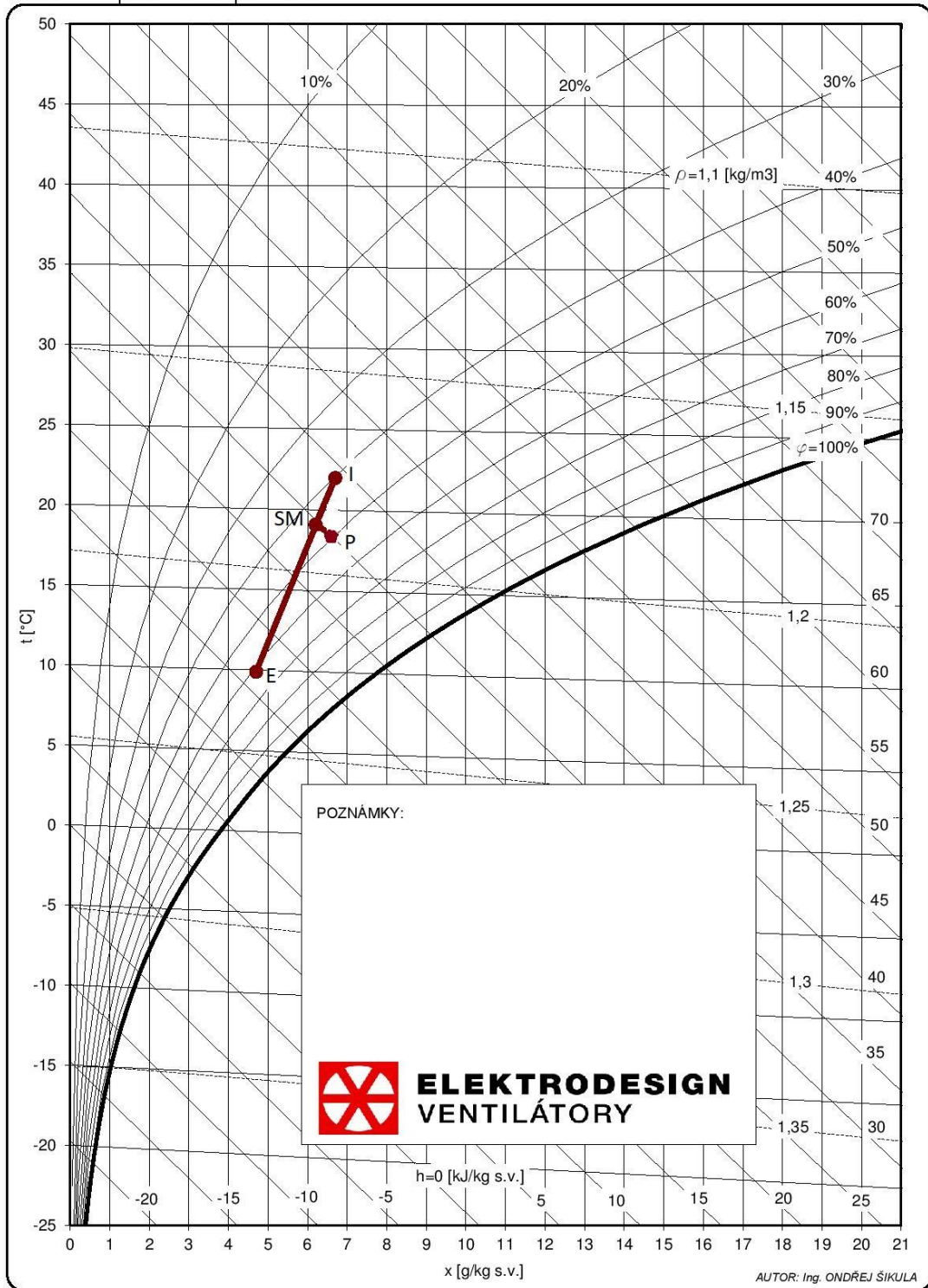
Název: Teplota +10 °C min x_e



Příloha 27: Teplota +10 °C průměr x_e při stávajícím využití výrobní haly

Ramzin - Mollierův psychrometrický diagram

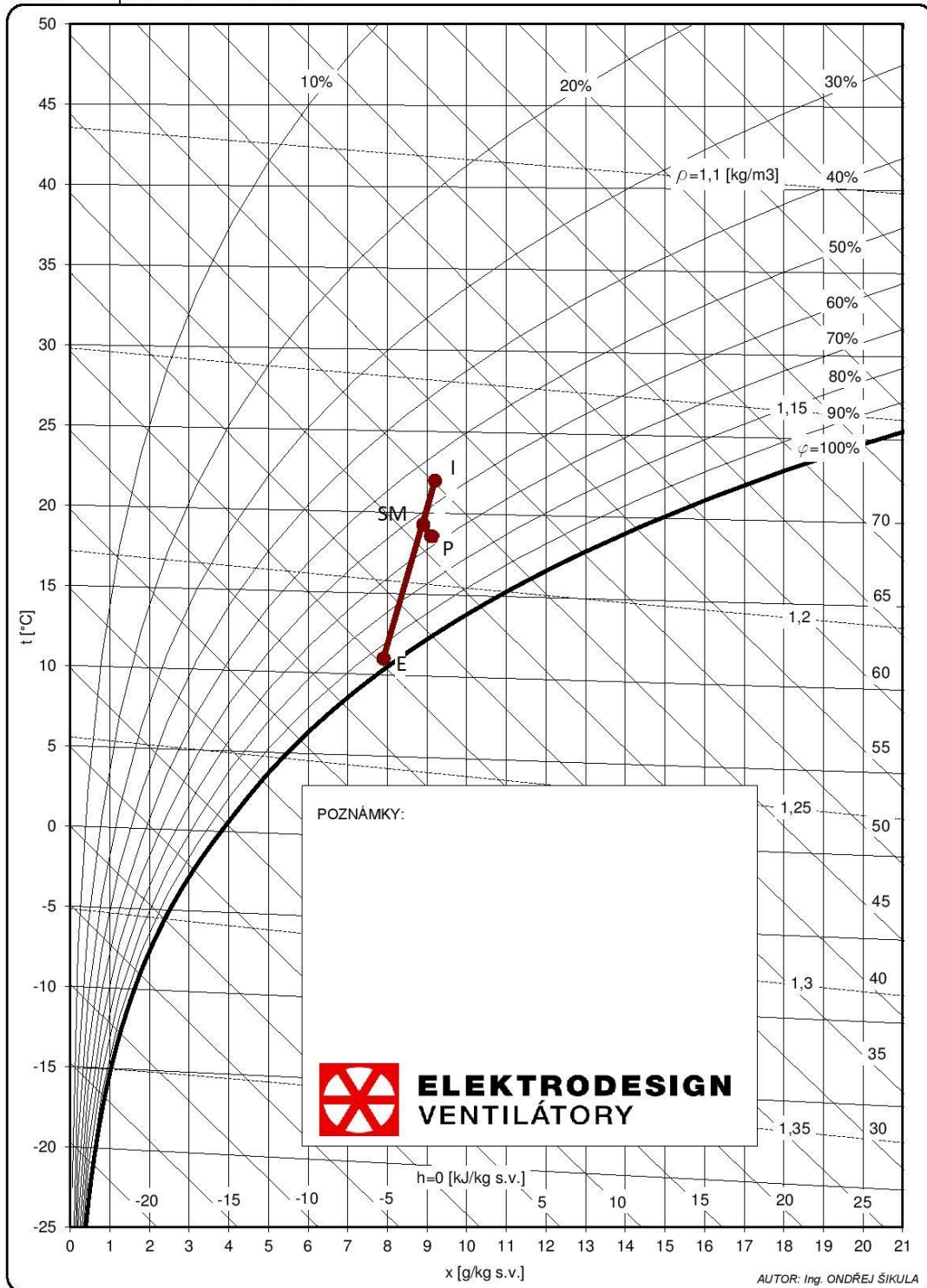
Tlak vzduchu: 100 kPa

Název: Teplota +10 °C průměr x_e 

Příloha 28: Teplota +10 °C max x_e při stávajícím využití výrobní haly

Ramzin - Mollierův psychrometrický diagram

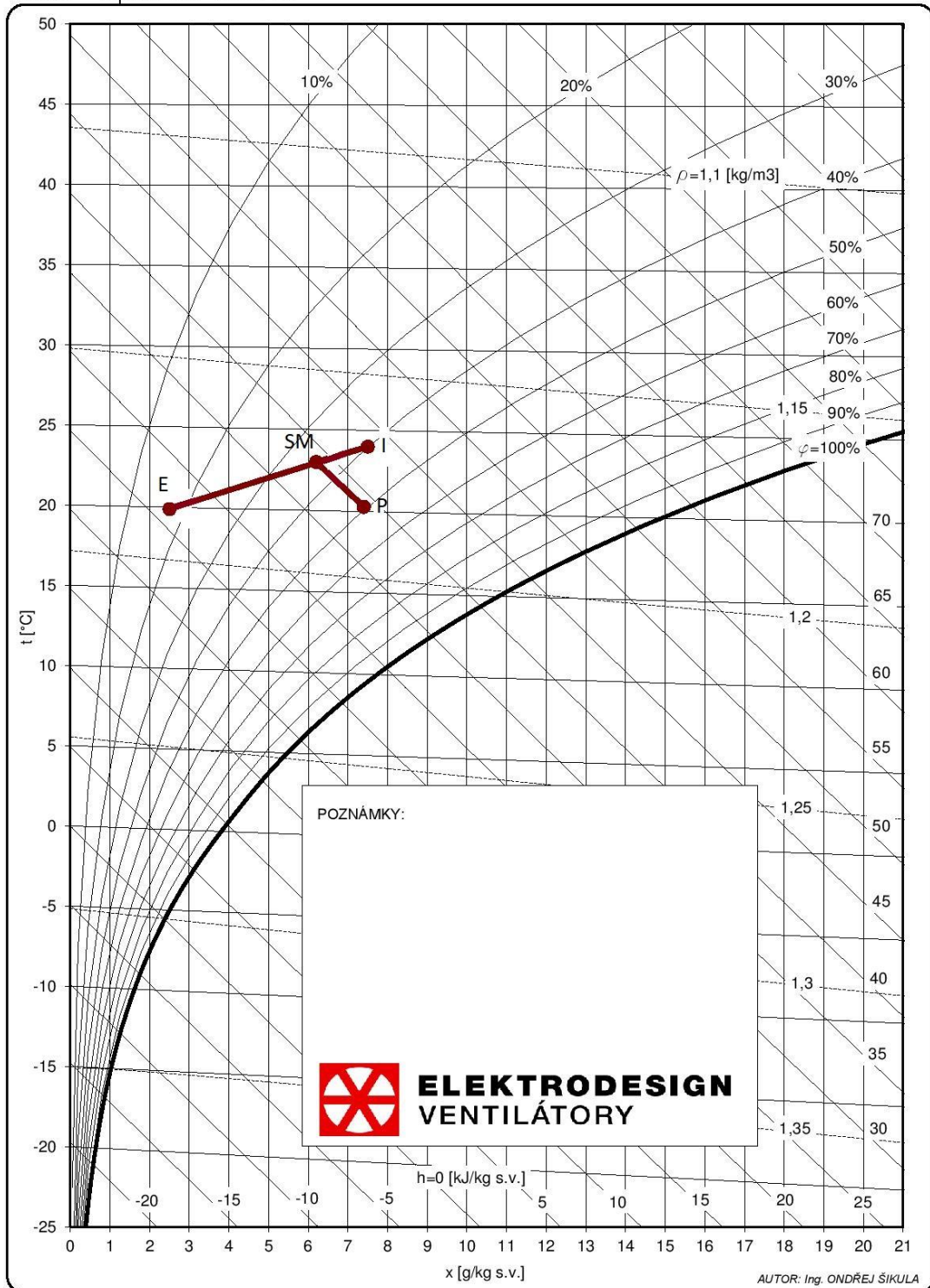
Tlak vzduchu: 100 kPa

Název: Teplota +10 °C max x_e

Příloha 29: Teplota +20 °C min x_e při stávajícím využití výrobní haly

Ramzin - Mollierův psychrometrický diagram

Tlak vzduchu: 100 kPa

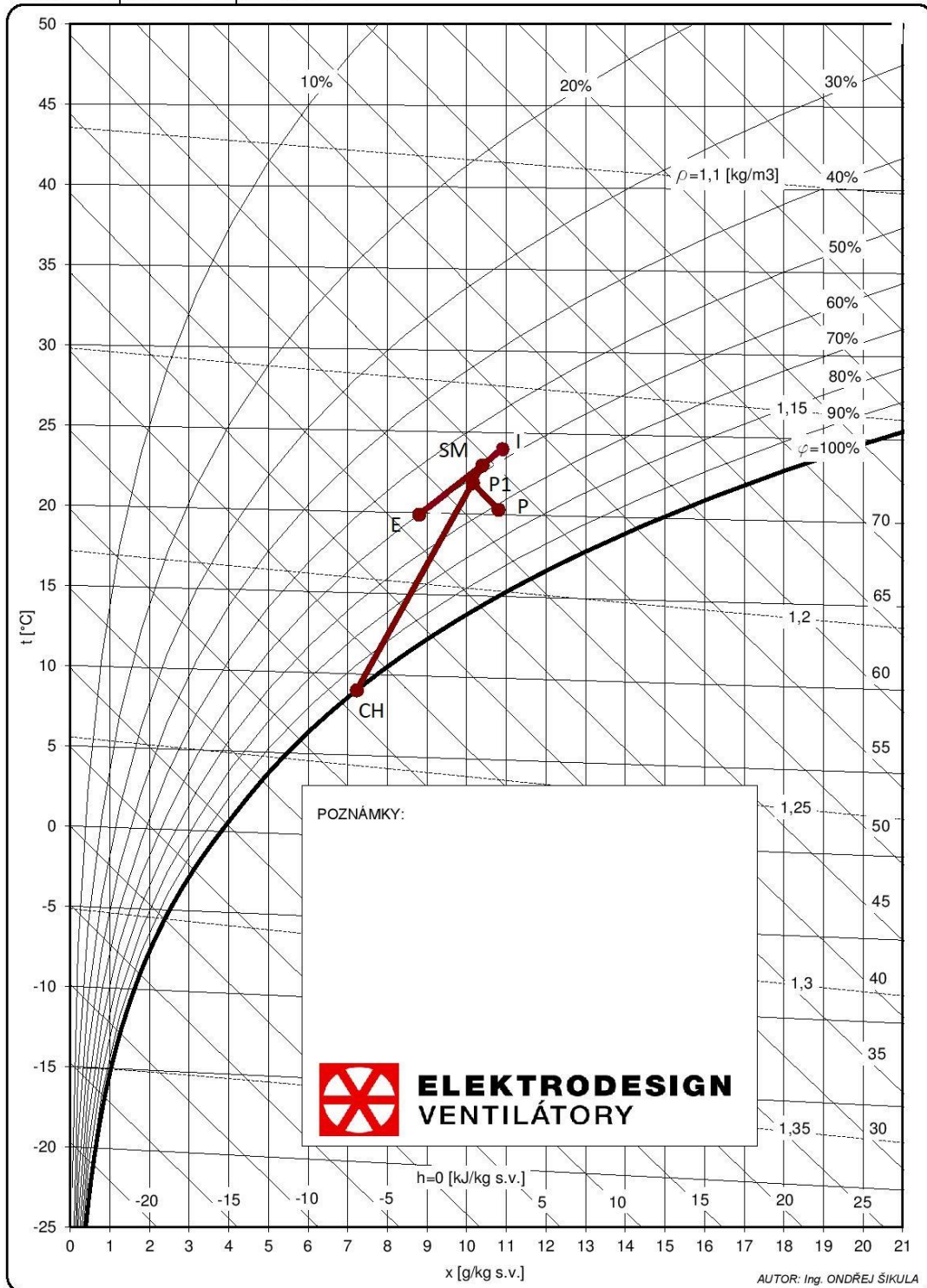
Název: Teplota +20 °C min x_e

Příloha 30: Teplota +20 °C Průměr x_e při stávajícím využití výrobní haly

Ramzin - Mollierův psychrometrický diagram

Tlak vzduchu: 100 kPa

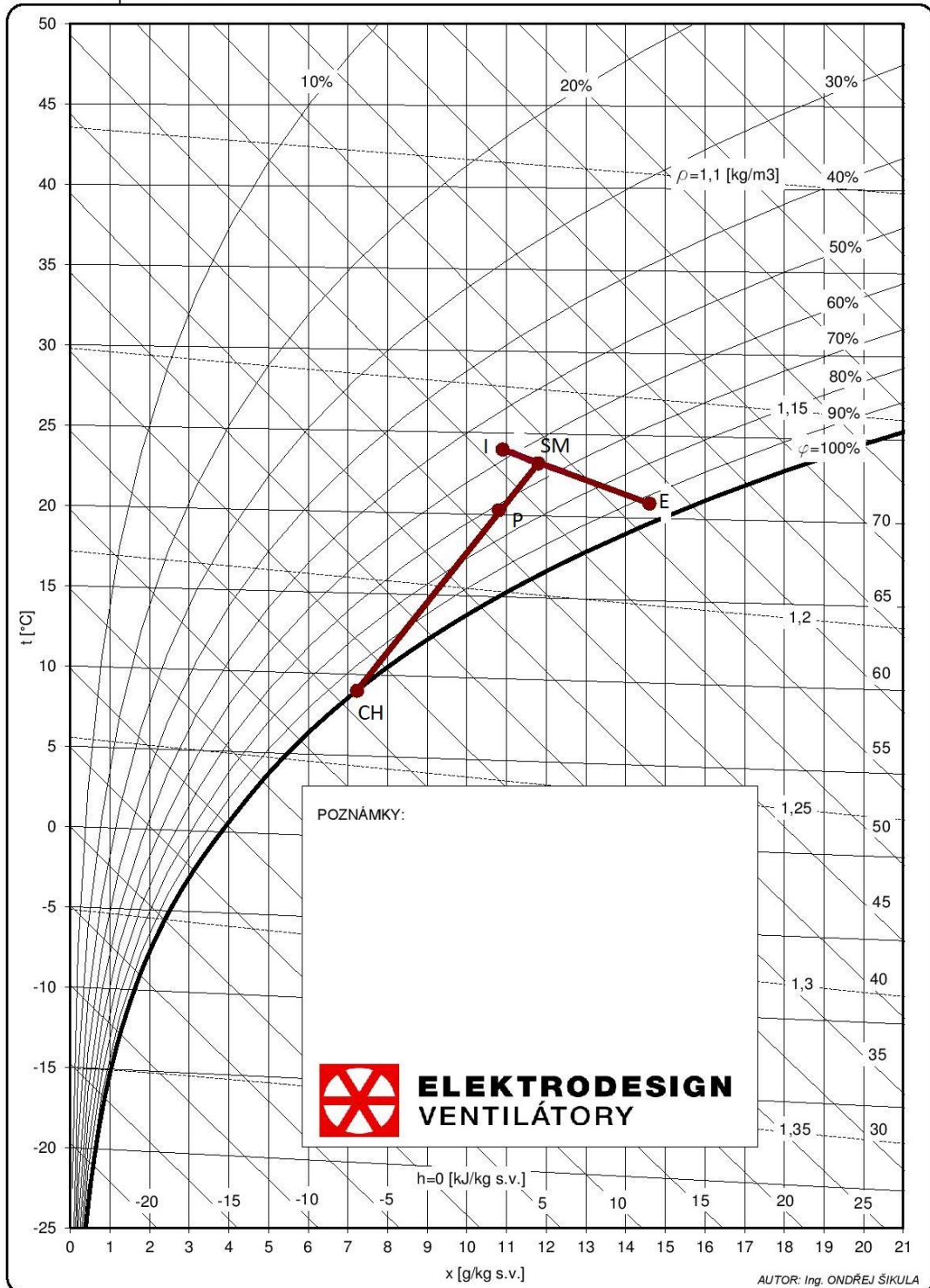
Název: Teplota +20 °C průměr x_e



Příloha 31: Teplota +20 °C max x_e při stávajícím využití výrobní haly

Ramzin - Mollierův psychrometrický diagram

Tlak vzduchu: 100 kPa

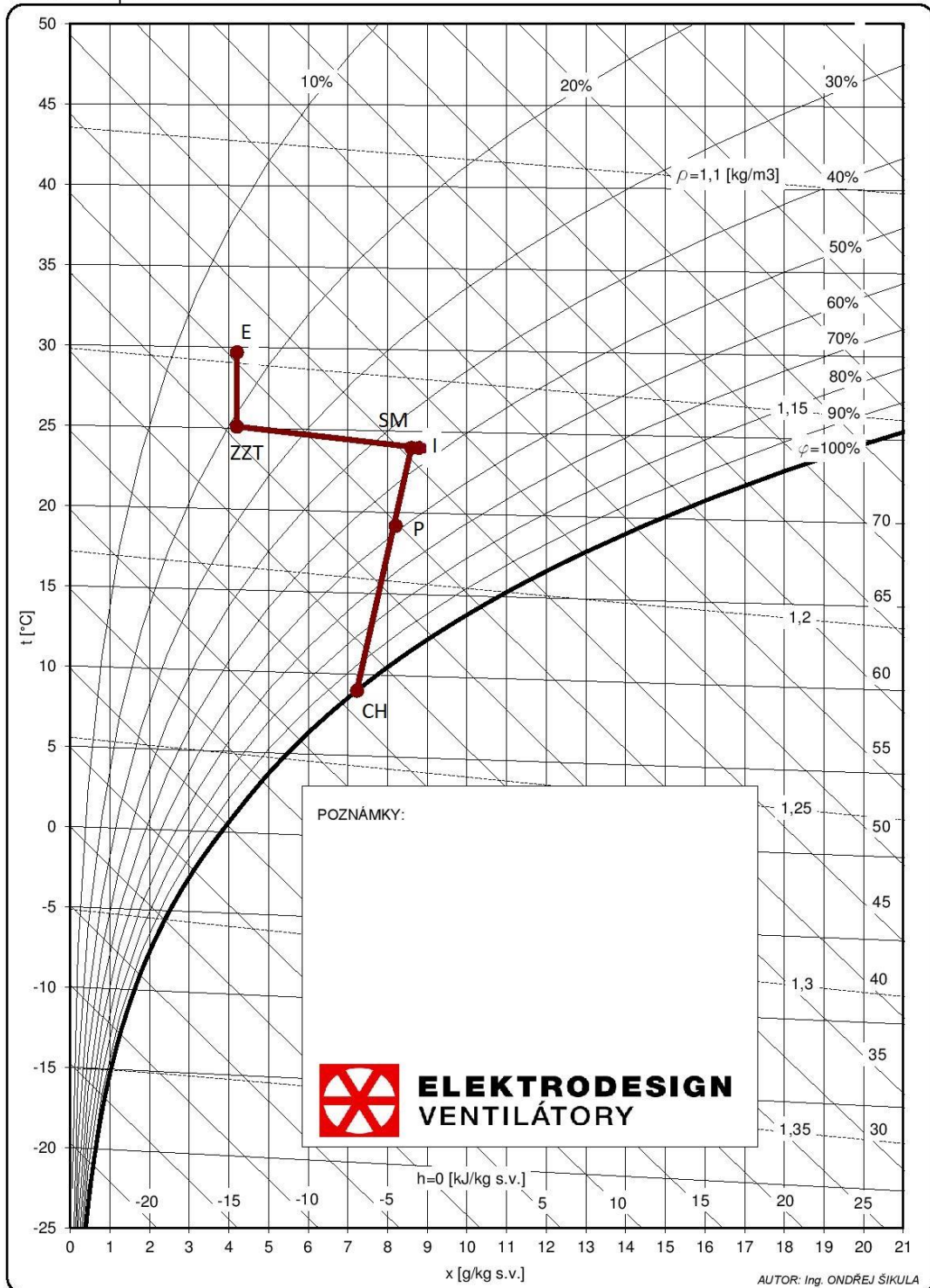
Název: Teplota +20 °C max x_e

Příloha 32: Teplota +30 °C min x_e při stávajícím využití výrobní haly

Ramzin - Mollierův psychrometrický diagram

Tlak vzduchu: 100 kPa

Název: Teplota +30 °C min x_e

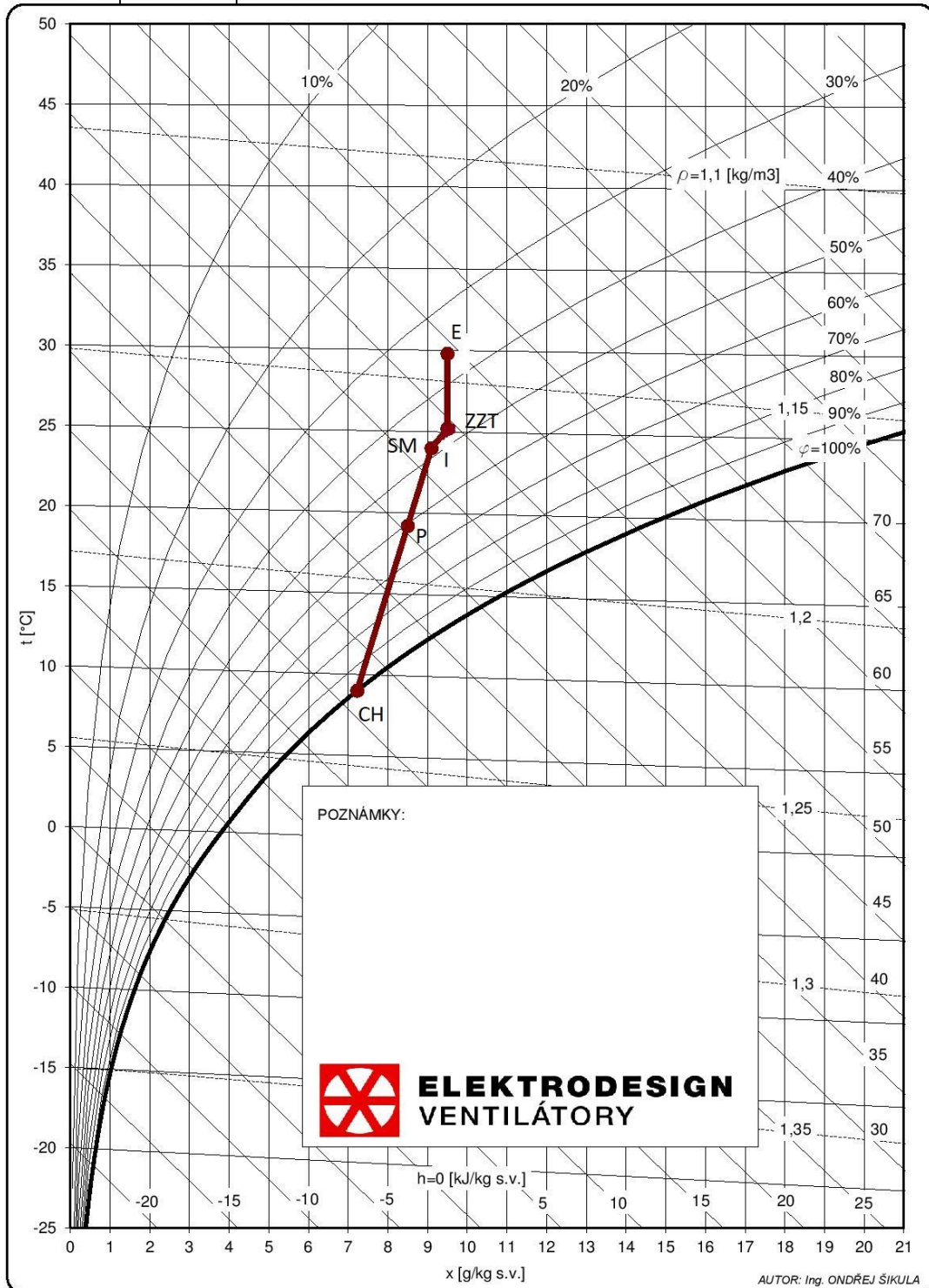


Příloha 33: Teplota +30 °C průměr x_e při stávajícím využití výrobní haly

Ramzin - Mollierův psychrometrický diagram

Tlak vzduchu: 100 kPa

Název: Teplota +30 °C průměr x_e



Příloha 34: Teplota +30 °C max x_e při stávajícím využití výrobní haly

Ramzin - Mollierův psychrometrický diagram

Tlak vzduchu: 100 kPa

Název: Teplota +30 °C max x_e

