

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGY INSTITUTE

SUŠENÍ MOKRÝCH POVRCHŮ VZDUCHOVÝMI PROUDY

WET SURFACES DRYING USING AIR STREAMS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

BC. HANA GUSNAROVÁ

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

DOC. ING. MICHAL JAROŠ, DR.

BRNO 2010

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2009/10

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Gusnarová Hana, Bc.

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Technika prostředí (2301T024)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Sušení mokrých povrchů vzduchovými proudy

v anglickém jazyce:

Wet surfaces drying using air streams

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Sušení mokrých povrchů je součástí mnoha technologických procesů. Dokonale suchý povrch je např. podmínkou správného lepení etiket na nejrůznější výrobky (lahve, kelímky apod.). Povrch je přitom nutno nejen vysušit, ale vyloučit i možnost opětovné kondenzace během jeho přesunu mezi vysoušecím a etiketovacím zařízením. Zde se jedná o typický problém úpravy vzduchu, např. snížením jeho rosného bodu.

Cíle diplomové práce:

Cílem diplomové práce je vyhodnotit měření., prováděná v Dept. of Aerospace, Automotive & Design Engng. na Univ. of Hertfortshire, a na základě dosažených výsledků posoudit účinnost jednotlivých způsobů sušení povrchů a omezení opětovné kondenzace na nich. Dále posoudit hodnocené postupy z hlediska minimalizace spotřeby energie, resp. provozních nákladů, případně navrhnout další možná opatření ke zvýšení efektivity sušicího procesu.

ABSTRAKT

Diplomová práce předkládá zpracování a vyhodnocení experimentu provedeného na University of Hertfordshire, jehož cílem bylo prakticky ověřit a porovnat účinnost vysoušení lahví pomocí ventilátoru a kompresoru. Dále navrhnout řešení pro omezení vzniku zpětné kondenzace na jejich povrchu. Součástí řešení je ekonomický výpočet.

V rámci diplomové práce byla popsána problematika vysoušení a kondenzace, proveden rozbor vysoušecího zařízení a způsobů úprav vzduchu.

Na základě výsledků z experimentu a ekonomického zhodnocení byl jako nejvhodnější a nejeekonomičtější způsob vysoušení zvolen testovaný Turbo ventilátor 587. Pro zamezení vzniku zpětné kondenzace byl navržen antikondenzační tunel. Jako nejvhodnější způsob úpravy rosného bodu uvnitř tunelu na požadovanou hodnotu byl zvolen sorpční rotor Munters.

KLÍČOVÁ SLOVA

Kondenzace, vysoušení, odvlhčování, rosný bod, vlhkost

ABSTRACT

Diploma thesis submit processing and evaluation of experiment which was made at University of Hertfordshire. Aim of this experiment was practically confirm and compare efficiency of drying bottles with blower and compressor. The next purpose was to suggest solution against recondensation on dry surface of bottles. Diploma thesis involves also economy calculation.

In the diploma thesis was described issues of drying and condensation, realized analysis of drying equipment and methods of air conditioning.

As the most suitable and the most cost effective way of drying was at the base on experiment and energy and economy calculation chosen tested turbo blower 587. As the solution, against recondensation was created anticondensation tunnel. As the most suitable way for condition the dew point inside the tunnel for require value was chosen desiccant rotor Munters.

KEY WORDS

Condensation, drying, dehumidification, dew point, moisture

Bibliografická citace

Gusnarová Hana, *Sušení mokrých povrchů vzduchovými proudy*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 82 s., 7 příloh. Vedoucí práce: doc. Ing. Michal Jaroš, Dr.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Sušení mokrých povrchů vypracoval (a) samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

Datum 28.5. 2010

Podpis diplomanta

.....

Hana Gusnarová

Poděkování

Děkuji tímto panu doc. Ing. Michalu Jarošovi, Dr. a panu Ing. Jiřímu Hejčíkovi, Ph.D. za cenné připomínky a rady při vypracování diplomové práce.

Obsah

ÚVOD.....	9
1. PROBLEMATIKA VYPAŘOVÁNÍ A KONDENZACE	10
2. SUŠICÍ SYSTÉMY	13
2.1 Koncové prvky.....	15
2.1.1 Hydrodynamická úvaha.....	15
2.1.2 Přenos tepla a látky konvekcí.....	16
2.1.3 Příklady koncových prvků.....	19
2.2 Doprava a stlačování vzdušin	25
2.2.1 Ventilátory	25
2.2.2 Kompresory	26
3. ZAŘÍZENÍ URČENÁ K ÚPRAVĚ VZDUCHU ZA ÚČELEM ZAMEZENÍ VZNIKU ZPĚTNÉ KONDENZACE.....	27
3.1 Mísení dvou nebo více proudů vzduchu	28
3.2 Odvlhčovací zařízení	29
3.2.1 Odvlhčování atmosférického vzduchu – Munters.....	29
3.2.2 Odvlhčování stlačeného vzduchu	30
4. PRAKTICKÁ ČÁST – TESTOVÁNÍ V LABORATOŘI UNIVERSITY OF HERTFORDSHIRE	32
4.1 Nejistoty měření.....	32
2.3 Test sušení.....	33
2.3.3 Popis experimentu	33
2.3.4 Popis sušicího zařízení	34
2.3.5 Použitá měřicí zařízení	36
4.2.4 Výsledky měření v UH laboratoři	37
4.2.5 Teoretický výpočet	38
4.3 Test kondenzace v UH laboratoři	43
4.3.1 Test podmínky v tunelu	49
4.3.2 Test vysoušení	57
4.3.3 Teoretický výpočet – návrh řešení pro UK	60
5. POROVNÁNÍ EKONOMICKÉ A ENERGETICKÉ NÁROČNOSTI	64
5.1 Test sušení.....	65
5.2 Test kondenzace.....	66
5.2.1 Experiment	66
5.2.2 Teoretický výpočet	67

6.	DISKUSE VÝSLEDKŮ	69
6.1	Test sušení.....	69
6.2	Test kondenzace.....	69
7.	ZÁVĚR.....	72
8.	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	74
9.	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	75
10.	SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ.....	78
11.	SEZNAM TABULEK	80
12.	SEZNAM PŘÍLOH	82

ÚVOD

Diplomová práce se zabývá sušením předmětů vzduchovými proudy a nebezpečím zpětné kondenzace na jejich povrchu. Sušení mokrých povrchů je součástí mnoha technologických procesů. Mezi běžné aplikace patří např. vysoušení spotřebního zboží, ovoce a zeleniny, kabelů, barev, plastů, částí automobilů, plechovek, zavařovacích sklenic, lahví atd. Suchý povrch je např. v nápojovém průmyslu podmínkou pro správné lepení etiket, v automobilovém průmyslu je nutno vysušit povrch součástí z důvodu možného vzniku koroze a tím ovlivnění funkce a životnosti, v zemědělství musí být povrch plodů suchý z důvodu zamezení vzniku plísní a tím znehodnocení produktů. Sušení povrchů je velice energeticky náročný proces. Vhodně zvolený způsob vysoušení je důležitým krokem ke snížení spotřeby elektrické energie a provozních nákladů. Zásadním faktorem znehodnocujícím výsledky sušení je vznik zpětné kondenzace na povrchu již vysušeného předmětu, pro zvýšení efektivity sušicího procesu je proto nezbytné tomuto jevu zabránit.

Diplomová práce se soustředí především na vysoušení a zamezení zpětné kondenzace na povrchu lahví. Výzkum byl proveden ve spolupráci se společností Secomak, která se zabývá průmyslovým vysoušením a dodává široký rozsah specifických zařízení, která jsou energeticky nenáročná, efektivní a nezatěžují životní prostředí. Konkrétním cílem diplomové práce je vyhodnotit měření provedená na University of Hertfordshire, Department of Aerospace, Automotive and Design. Na základě dosažených výsledků má posoudit účinnost jednotlivých způsobů vysoušení povrchů a navrhnout řešení pro omezení vzniku zpětné kondenzace.

1. PROBLEMATIKA VYPAŘOVÁNÍ A KONDENZACE

Procesy, které se při sušení odehrávají, jsou kombinací přenosu tepla (přívod tepla sušenému materiálu) a přenosu hmoty (odvádění vlhkosti).

Přenos tepla mezi vzduchem a mokrým povrchem nastává konvekcí. Bez ohledu na povahu konvekce platí pro přenášený měrný tepelný tok vztah nazývaný Newtonův ochlazovací zákon:

$$q = \alpha \cdot (T_w - T_\infty) \quad [W/m^2] \quad (1.1)$$

kde α [$W/(m^2 \cdot K)$] je součinitel přestupu tepla, T_w [$^\circ C$] je teplota povrchu, T_∞ [$^\circ C$] je teplota okolí.

Pokud koncentrace vodních par na povrchu ρ_w není v rovnováze s koncentrací vodních par ve vzduchu ρ_∞ , dojde k přenosu hmoty a to ve směru klesající koncentrace. Přenášený tok na rozhraní povrch-tekutina lze zapsat jako tok přenášený difuzí pomocí Fickova zákona. Jeho tvar pro celkové množství látky předané z dané plochy S za jednotku času je:

$$\dot{m}_A = -D_{AB} \cdot S \cdot \frac{\partial \rho_A}{\partial y} \quad [kg/s] \quad (1.2)$$

kde D_{AB} [m^2/s] je binární koeficient difuze látky A do látky B.

K vypařování dochází při teplotě hladiny vyšší, než je teplota rosného bodu vzduchu. Při této změně se teplo dodané kapalině spotřebuje na vykonání objemové práce a zvýšení vnitřní potenciální energie. Změna vnitřní energie je dána spotřebou energie na uvolnění molekul kapaliny, působících na sebe přitažlivými silami [1].

Teplo potřebné k přeměně 1 kg syté kapaliny na sytou páru (a naopak) při stálém tlaku se nazývá výparné teplo a značí se l_{23} . Jeho velikost je závislá na tlaku, při kterém změna skupenství probíhá. S rostoucím tlakem (teplotou) hodnota měrného výparného tepla obvykle klesá. V kritickém bodě je měrné výparné teplo rovno nule. Výparné teplo potřebné pro uvolnění hmotnostního množství $d\bar{m}$ je pak možno zapsat ve tvaru [1]:

$$d\bar{Q} = l_{23} \cdot d\bar{m} \quad (1.3)$$

kde l_{23} [kJ/kg] je výparné teplo pro přeměnu kapalina-pára.

Pokud dochází ke styku vlhkého vzduchu s povrchem, jehož teplota je nižší než teplota rosného bodu vzduchu, dojde, na povrchu ke kondenzaci vodních par ze vzduchu. Při kondenzaci se uvolňuje latentní teplo (kondenzační) a dochází k fázové přeměně. Latentní teplo uvolňované hmotnostním množstvím $d\bar{m}$ je možno zapsat rovnicí 1.3. Tepelný tok na povrchu, jehož teplota je nižší, než rosný bod je dán součtem tepla přecházejícího konvekcí a tepla uvolňovaného při kondenzaci.

Průběh kondenzace závisí na schopnostech kapaliny smáčet chladnější povrch, kdy při smáčení povrchu dochází k tvorbě tenkého filmu zkondenzovaného média. Na obr. 1.1 a) je znázorněna nejjednodušší forma blánové kondenzace. Vertikální stěna s konstantní teplotou T_w , ochlazuje páru, která je s ní ve styku, ta kondenzuje a tvoří kapalnou stékačící po stěně dolů.

Nesmáčí-li zkondenzované médium povrch, dochází k tvorbě mikroskopických kapiček. Doroste-li kapka kondenzátu na dostatečnou velikost, steče vlivem gravitace a přitom se

Pro jednoznačné určení stavu vlhkého vzduchu je nutné znát dvě základní stavové veličiny např. celkový tlak a teplotu a jednu veličinu určující vlhkost vzduchu. K nejčastěji používaným veličinám určujícím vlhkost vzduchu patří:

Absolutní vlhkost Φ

Absolutní vlhkost je hmotnost vodní páry, popř. vody a ledu obsažená v objemové jednotce vlhkého vzduchu.

$$\Phi = \frac{m_p + m_k + m_t}{V} \quad [kg/m^3] \quad (1.4)$$

V nenasyčeném a nasyceném vlhkém vzduchu, kdy $m_k = m_t = 0$, je absolutní vlhkost rovna hustotě vodní páry ρ_p , neboť $V = V_p$.

$$\Phi = \frac{m_p}{V} = \frac{m_p}{V_p} = \rho_p \quad [kg/m^3] \quad (1.5)$$

Relativní vlhkost φ

Je definovaná jako poměr hmotnosti vodní páry obsažené v objemové jednotce vlhkého vzduchu a hmotností vodní páry, která by byla obsažena v objemové jednotce nasyceného vlhkého vzduchu při téže teplotě a tlaku.

$$\varphi = \frac{\rho_p}{\rho_p''} = \frac{\frac{p_p}{r_p \cdot T}}{\frac{p_p''}{r_p \cdot T}} = \frac{p_p}{p_p''} \quad [\%] \quad (1.6)$$

Měrná vlhkost x

Měrná vlhkost udává hmotnost vlhkosti (vodní páry, případně i vody ve skupenství kapalném a tuhém) připadající na 1 kg suchého vzduchu.

$$x = \frac{m_p + m_k + m_t}{m_v} \quad [kg/kg_{s.v.}] \quad (1.7)$$

Teplota rosného bodu t_r

Je teplota, při níž je vzduch při dané teplotě a tlaku právě nasycen parami.

Důležitým požadavkem při návrhu sušícího celku je zamezení vzniku zpětné kondenzace vzdušné vlhkosti na povrchu již vysušeného předmětu. Nezbytným opatřením proti výskytu tohoto jevu je udržení rosného bodu okolního prostředí pod teplotou vysušeného předmětu.

2. SUŠICÍ SYSTÉMY

V současnosti jsou k dispozici dvě hlavní technologie vysoušení povrchů. Tyto technologie jsou rozděleny podle zdroje vzduchu, který je k vysoušení používán. Prvním způsobem je vysoušení pomocí stlačeného vzduchu, jehož zdrojem je kompresor, další možností je použití ventilátoru/dmyhadla, jako zdroje vysoušecího vzduchu. Hlavním rozdílem mezi těmito dvěma způsoby je výstupní rychlost z koncového prvku vysoušecího zařízení. Se zvyšující se rychlostí dochází ke zvýšení součinitele přenosu látky β v důsledku zvýšení Reynoldsova a Sherwoodova čísla a tím k zintenzivnění přenosu látky. Rychlost vysoušení (přenosu látky) stoupá také se zvyšující se teplotou vysoušecího vzduchu, jelikož s teplotou klesá jeho relativní vlhkost. Z tohoto důvodu se v některých případech do vysoušecího okruhu instalují ohřívače vzduchu.

Reynoldsovo číslo

$$Re = \frac{w \cdot D}{\nu} \quad [-] \quad (2.1)$$

Kde w [m/s] rychlost, D [m] je charakteristický rozměr, ν [m^2/s] je kinematická viskozita.

Sherwoodovo číslo

$$Sh = \frac{\beta \cdot L}{D_{AB}} \quad [-] \quad (2.2)$$

Kde β je součinitel přenosu látky, L , [m] je charakteristický rozměr, D_{AB} [m^2/s] je binární koeficient difuze látky A do látky B.

Pomocí zařízení využívajících k vysoušení stlačený vzduch je možno dodávat proud vzduchu o vysoké rychlosti, tlaku a malém objemovém průtoku. Vzhledem k malému objemu dodávaného vzduchu není ve většině případů kompresor schopen pokrýt aktuální spotřebu tlakového vzduchu, proto je nezbytné tlakový vzduch skladovat v zásobnících. Zařízení využívající k vysoušení nestlačeného vzduchu je schopno dodat k vysoušenému předmětu vzduch o nižší rychlosti a vyšším objemovém průtoku než zařízení, jehož zdrojem je kompresor. Výtokovou rychlost lze zvyšovat pouze do určité hodnoty, jež je dána kritickým tlakovým poměrem. Tento poměr je dán hodnotou tlaku vzduchu v prostoru koncového prvku a tlaku okolního prostředí.

Kritický tlakový poměr [1]

$$\beta_{kr} = \frac{p_{kr}}{p_o} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} = 0,528 \quad (2.3)$$

Kde κ je Poissonova konstanta pro dvouatomové plyny $\kappa = 1,4$, p_{kr} [Pa] je kritický tlak, p_o [Pa] je počáteční tlak.

Pokud $\beta \geq \beta_{kr} \rightarrow p \neq p_{kr} \rightarrow \omega \neq \omega_{kr}$

Výtoková rychlost [1]

$$\omega = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot p_o \cdot v_o \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_o}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right]} = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot r \cdot T_o \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_o}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right]} \quad [m/s] \quad (2.4)$$

Kde v_o je měrný objem [m^3/kg], r je měrná plynová konstanta [$J/(kg \cdot K)$], T_o je teplota tlakového vzduchu [K], p_2 je tlak okolí [Pa], p_o je tlak v tlakovém prostoru [Pa].

Pokud $\beta \leq \beta_{kr} \rightarrow p = p_{kr} \rightarrow \omega = \omega_{kr}$

Kritická výtoková rychlost [1]

$$\omega_{kr} = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa+1} \cdot r \cdot T_o} = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa+1} \cdot p_o \cdot v_o} \quad [m/s] \quad (2.5)$$

Pokud nastane situace $\beta \leq \beta_{kr}$ při dalším zvyšování tlaku již nedojde ke zvýšení výtokové rychlosti.

Při návrhu vysoušecího zařízení je nezbytné zvážit, jaké množství vzduchu je potřeba v závislosti na množství tekutiny přítomné na povrchu vysoušeného předmětu. K volbě druhu koncového prvku dochází také v závislosti na tvaru, velikosti a členitosti vysoušeného předmětu, na materiálu vysoušeného předmětu atd. Dále na vlastnostech materiálu, který je nezbytné z předmětu odstranit, těmito vlastnostmi jsou hustota, množství aj.

Současně je nutné navrhnout vhodnou technologii zdroje vysoušecího vzduchu. Při vysokých požadavcích na rychlost vysoušecího vzduchu je vhodným zdrojem kompresor. Vyšší vysoušecí rychlosti jsou požadovány, především pokud je nezbytné vysušit členité součásti, malé dutiny, při odstraňování viskózních tekutin, velkého množství vlhkosti atd. Vyšší rychlost je nutné volit také se zvyšující se rychlostí výrobní linky, aby byl zaručen kontakt vysoušecího vzduchu s vysoušeným předmětem. Se vzdáleností dochází k poklesu výtokové rychlosti, proto je výhodné umísťovat koncové prvky co nejbližší k vysoušenému předmětu. Nevýhodou vysoušení pomocí stlačeného vzduchu je jeho finančně náročná výroba. Pokud je úkolem vysoušení méně členitých, pravidelných povrchů jako např. těla lahví, plechovek, plechů atd. je možno použít nižší výtokové rychlosti. Jako zdroj vysoušecího vzduchu je možno volit ventilátor popř. dmychadlo. Výhodou této metody jsou nižší provozní náklady, proto mnoho společností působících v nápojovém i jiném průmyslu přechází na vysoušení pomocí ventilátorů.

Vybavení zkompletovaného sušícího zařízení musí co nejlépe vyhovovat konkrétním požadavkům zákazníka. Skládá se ze zdroje vysoušecího vzduchu, koncových prvků, rozvodů vzduchu, pásu, upevňovacích klecí popř. regulace spotřeby vzduchu. Sušící sestavy jsou vyráběny v provedení otevřeném či uzavřeném. Uzavřenou variantu je nezbytné volit, pokud je z hygienických důvodů nutné zabránit úniku vodních kapek do okolí, popřípadě pokud vysoušeným médiem není čistá voda, ale např. olej, voda s příměsí chemických látek atd. Komponenty vysoušecích systémů jsou vyrobeny převážně z koroziivzdorné oceli. Níže jsou uvedeny příklady vysoušecích sestav od výrobců Secomak, Solvair.



Obr. 2.1 Sušící sestava, [4]

2.1 Koncové prvky

V kapitole je popsáno impaktní proudění a uvedeny příklady koncových prvků používaných ve vysoušecím zařízení.

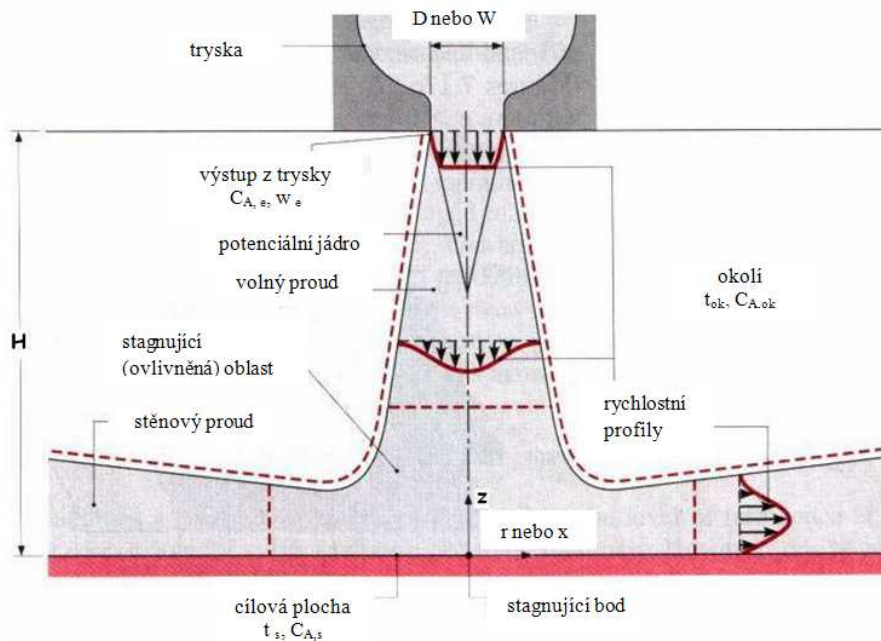
2.1.1 Hydrodynamická úvaha

Impaktní proud nebo skupina takových proudů, namířených na plochu mohou být užity k dosažení zvětšení konvektivního zahřívání, chlazení nebo sušení.

Jak je ukázáno na obr. 2.2 proud vzduchu typicky vytéká do klidového okolí z kruhové trysky o průměru D nebo ze štěrbinové trysky o šířce W . Proudění na výstupu z trysky je charakteristické rovnoměrným rychlostním profilem. Se zvětšující se vzdáleností od výstupu způsobuje výměna hybnosti mezi proudem a okolím rozšíření volné hranice proudu a potenciální jádro, ve kterém je udržována rovnoměrná výstupní rychlost, se zužuje. Po proudu potenciálního jádra je rychlostní profil nerovnoměrný přes celý příčný řez proudu a maximální (osová) rychlost klesá se vzrůstající vzdáleností od výstupu trysky. Oblast proudu, která je neovlivněna působením cílové plochy, se nazývá volný proud [2].

Ve stagnující nebo ovlivněné oblasti ovlivňuje cílová plocha proud, a ten je zpomalován ve směru normály z a zrychlován v příčném směru r nebo x . Proud nadále strhává vzduch z okolí a zrychlující proud ve stagnující oblasti se přeměňuje na zpomalovaný stěnový proud [2].

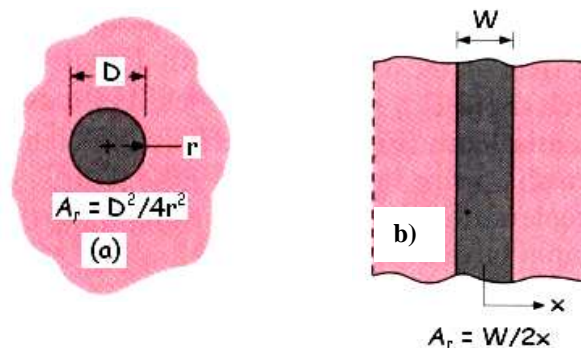
Se zvětšující se hodnotou r nebo x - z dochází ke zvětšování složek rychlosti souběžných s plochou z nulové hodnoty do určitého maxima a následně k poklesu na nulovou hodnotu. Rychlostní profily stěnového proudu jsou charakterizovány nulovou rychlostí na hranicích proudu s ovlivněnou plochou a s okolím. Pokud je $t_s \neq t_e$ a/nebo $C_{A,s} \neq C_{A,e}$, dochází k přenosu tepla a látky ve stagnující oblasti i v oblasti stěnového proudu [2].



Obr. 2.2 Působení jednoduché kruhové nebo štěrbinové trysky na plochu, [2]

Geometrické uspořádání trysek

Půdorys jednoduché kruhové a štěrbinové trysky je znázorněn na obr. 2.3. Pro osamocené trysky je lokální a střední součinitel přestupu tepla konvekcí nezávislý na r a x .



Obr. 2.3 a) Kruhová tryska, b) Štěrbinová tryska, [2]

2.1.2 Přenos tepla a látky konvekcí

V závěrech, které následují, je předpokládáno, že proud vzduchu vystupuje z trysky s rovnoměrnou rychlostí w_e , teplotou t_e a koncentrací $C_{A,e}$. Tepelná a složková rovnováha s okolím se předpokládá při $t_s = t_e$ a $C_{A,s} = C_{A,e}$, zatímco přenos tepla a látky konvekcí nastává při rozdílné teplotě $t_s \neq t_e$ a/nebo koncentraci $C_{A,s} \neq C_{A,e}$. Newtonův ochlazovací zákon a jeho analogický přestup látky je pak [2]:

$$\dot{q} = \alpha \cdot (t_s - t_e) \quad [W/m^2] \quad (2.6)$$

$$\dot{m}_A = \beta \cdot (C_{A,s} - C_{A,e}) \quad [kmol/(s \cdot m^2)] \quad (2.7)$$

kde \dot{q} [W/m^2] je tepelný tok, α [$W/(m^2 \cdot K)$] je součinitel přestupu tepla, t_s [$^{\circ}C$] je teplota povrchu, t_e [$^{\circ}C$] je teplota proudu vzduchu z trysky, m_A [$kmol/(s \cdot m^2)$] je přenos látky A, β [m/s] je součinitel přenosu látky, $C_{A,s}$ [$kmol/m^3$] je molární koncentrace látky A na povrchu a $C_{A,e}$ [$kmol/m^3$] je molární koncentrace látky A v proudu vzduchu.

Je předpokládáno, že podmínky nejsou ovlivněny úrovní turbulence na výstupu z trysky, dále je předpokládán stacionární povrch. Tento požadavek může být zmírněn pro rychlosti povrchu, které jsou mnohem menší než rychlosti nárazu proudu. Rozsáhlé přezkoumání dostupných údajů součinitelů přenosu tepla pro dopadající proud vzduchu na povrch provedl Martin [17]. Pro jednoduchou kruhovou nebo štěrbinovou trysku má rozložení lokálního Nusseltova čísla charakteristické tvary zobrazené na obr. 2.4. Charakteristický rozměr je hydraulický průměr trysky D_h definovaný jako [2]:

$$D_h = \frac{4A_{c,e}}{O} \quad [m] \quad (2.8)$$

kde O je smáčený obvod. Odtud je charakteristický rozměr pro kruhovou trysku $D_h = D$ a pro štěrbinovou trysku při předpokladu $L \gg W$ je $D_h = 2W$. Z toho vyplývá, že pro kruhovou trysku je [2]:

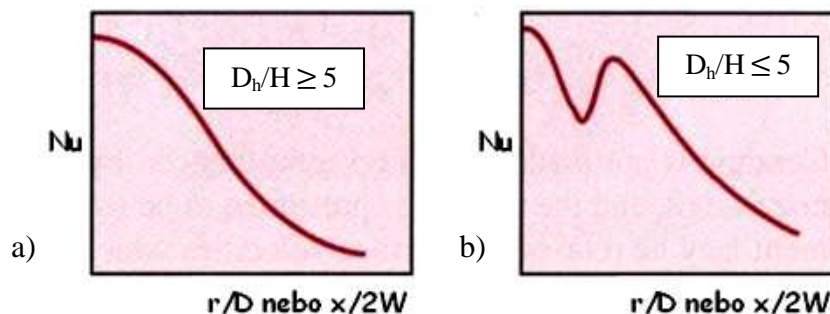
$$Nu = \frac{\alpha \cdot D}{\lambda} \quad [-] \quad (2.9)$$

a pro štěrbinovou trysku je [2]:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot 2W}{\lambda} \quad [-] \quad (2.10)$$

Pro velký poměr H/D_h (velká vzdálenost povrchu od trysky), obr. 2.4 a) je rozložení charakterizováno křivkou zvonovitého tvaru, pro které Nu monotónně klesá z maximální hodnoty, kterou má ve stagnujícím bodě $r/D(x/2W) = 0$.

Pro malý poměr H/D_h , obr. 2.4 b) je rozložení charakteristické druhým maximem, jehož hodnota vzrůstá se zvětšujícím se Reynoldsovým číslem a může přesáhnout první maximum. Prahový poměr $H/D_h \approx 5$, pod kterým se objevuje druhé maximum, je neurčitě spojován s délkou potenciálního jádra. Výskyt druhého maxima je přisuzován prudkému zvýšení úrovně turbulence, které je doprovázeno přechodem ze zrychlující stagnující oblasti proudu na zpomalený stěnový proud. Sekundární maxima jsou rovněž přiřazena vzájemnému působení stěnového proudu na soustavu [2].



Obr. 2.4 Rozložení lokálního Nusseltova čísla jednoduché kruhové popř. štěrbinové trysky pro a) velkou, b) malou relativní vzdálenost od plochy, [2]

Střední Nusseltova (Sherwoodova) čísla mohou být dosažena integrací lokálních výsledků přes příslušnou plochu povrchu. Pro jednoduché trysky se předpokládá odpovídající vztah přenosu tepla ve tvaru [2]:

$$\overline{Nu} = f(Re, Pr, r \text{ (nebo } x)/D_h, H/D_h) \quad (2.11)$$

kde

$$Nu = \frac{\alpha \cdot D_h}{\lambda} [-] \quad (2.12)$$

$$Re = \frac{w_e \cdot D_h}{\nu} [-] \quad (2.13)$$

a $D_h = D$ pro kruhovou trysku nebo $D_h = 2W$ pro štěrbinovou trysku.

Doporučené vztahy pro osamocenou kruhovou trysku [2]

$$\frac{\overline{Nu}}{Pr^{0,42}} = G \cdot \left(\frac{r}{D} \cdot \frac{H}{D}\right) \cdot F_1(Re) \quad (2.14)$$

$$F_1 = 2 \cdot Re^{1/2} \cdot (1 + 0,005 \cdot Re^{0,55})^{1/2} \quad (2.15)$$

$$G = \frac{D}{r} \cdot \frac{1 - 1,1 \cdot D/r}{1 + 0,1 \cdot (H/D - 6) \cdot D/r} \quad (2.16)$$

nebo po nahrazení D/r s $2A_r^{1/2}$

$$G = 2A_r^{1/2} \cdot \frac{1 - 2,2 \cdot A_r^{1/2}}{1 + 0,2 \cdot (H/D - 6) \cdot A_r^{1/2}} \quad (2.17)$$

Tyto vztahy platí za podmínek [2]

$$\left[\begin{array}{l} 2000 \leq Re \leq 400\,000 \\ 2 \leq \frac{H}{D} \leq 12 \\ 2,5 \leq \frac{r}{D} \leq 7,5 \\ \text{nebo} \\ 0,04 \geq Ar \geq 0,004 \end{array} \right] \quad (2.18)$$

Doporučené vztahy pro osamocenou štěrbinovou trysku [2]

$$\frac{Nu}{Pr^{0,42}} = \frac{3,06}{x/W + H/W + 2,78} \cdot Re^m \quad (2.19)$$

$$m = 0,695 - \left[\left(\frac{x}{2W}\right) + \left(\frac{H}{2W}\right)^{1,33} + 3,06 \right]^{-1} \quad (2.20)$$

Uvedené vztahy platí za následujících podmínek [2]

$$\left[\begin{array}{l} 3000 \leq Re \leq 90\,000 \\ 2 \leq \frac{H}{W} \leq 10 \\ 4 \leq \frac{x}{W} \leq 20 \end{array} \right] \quad (2.21)$$

2.1.3 Příklady koncových prvků

2.1.3.1. Vzduchové nože

Vzduchové nože jsou navrženy pro vytvoření vysoce koncentrovaného proudu vzduchu, který je vyfukován z úzké štěrbiny. Nůž je schopen dodávat kontinuální, přesně kontrolovaný proud vzduchu o vysoké rychlosti, který odstraňuje z předmětu vlhkost. Vzduchové nože mohou být použity v širokém rozsahu aplikací, jako například vysoušení, čištění, chlazení či ohřev téměř každého typu povrchu. Materiálem vzduchových nožů je ve většině případů korozivzdorná ocel.



Obr. 2.5 Vzduchový nůž, [10]

a) Rozdělení vzduchových nožů podle zdroje vysoušecího vzduchu

Vzduchový nůž – nestlačený vzduch

Zdrojem vzduchu jsou ventilátory popř. dmyhadla. Hodnota přetlaku uvnitř vzduchového nože na nestlačený vzduch se pohybuje okolo 12 000 Pa. Šířka mezery, kterou opouští vzduch, vzduchový nůž se pohybuje v řádech mm. Průřez komory nože určeného pro distribuci nestlačeného vzduchu má v porovnání s nožem na stlačený vzduch větší rozměry. Připojení ke zdroji vzduchu je zajišťováno pomocí flexibilních hadic. Jelikož tyto nože pracují s nízkým tlakem, je nezbytné zajistit snížení tlakových ztrát na minimum.

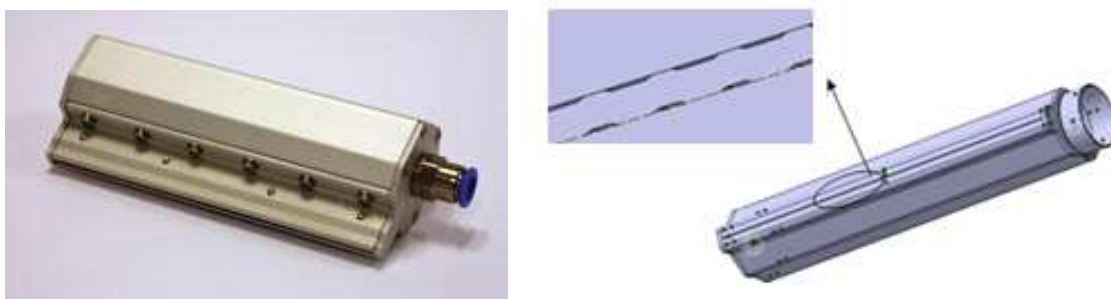


Obr. 2.6 Vzduchový nůž – nestlačený vzduch, [4]

Vzduchový nůž – stlačený vzduch

Provozní tlak se pohybuje ve stovkách tisíc pascalů. S rostoucím tlakem se zvyšují požadavky na spojování jednotlivých částí nože. Ke spojování jsou používána speciální epoxidová lepidla v kombinaci s upevňovacími závity a šrouby. Mezera, kterou opouští vzduch vzduchový nůž se pohybuje v řádech mm popř. desetinách mm. Připojení ke zdroji vzduchu je u nožů na stlačený vzduch zajišťováno pomocí úzkých trubic. Není účelné zvyšovat hodnotu tlaku uvnitř vzduchového nože nad kritický tlakový poměr.

Obr. 2.7 zobrazuje vzduchový nůž na stlačený vzduch Secomak neublade, který využívá inovační technologii zvanou “rovnání proudu vzduchu”. Mezi koncová ostří nože je vložen úzký, vlnitý, hliníkový plech. Vzduch vycházející z nože je nucen procházet skrz malé otvory vytvořené vlnitým plechem. Touto úpravou je dosaženo zvýšení rychlosti a proud vzduchu je přeměněn na laminární. Díky snížení podílu turbulentního proudění dojde ke snížení hlučnosti nože.



Obr. 2.7 Vzduchový nůž neublade, [4]

b) Připojení vzduchových nožů

Pro dopravu nestlačeného vzduchu jsou používány flexibilní hadice. Tyto hadice jsou vyráběny z pvc, pokryté skleněnou tkaninou, vyztužené pružnými dráty. Mají vysokou odolnost proti protržení popřípadě porušení. Jsou ohni vzdorné a použitelné v rozsahu teplot -20 °C až $+70\text{ °C}$. Dopravu stlačeného vzduchu zajišťují úzké trubice, jejichž materiál je pvc, popřípadě hliník, jsou odolné proti většině chemikálií obsažených v atmosféře.



Obr. 2.8 Připojovací hadice, [4]

c) Dělení vzduchových nožů podle rychlosti vysoušecího vzduchu [3]

Vzduchové nože mohou být zařazeny do tří kategorií rozdělených podle rychlosti, která je požadována pro vykonání úkolu. Je zde značný rozdíl mezi rychlostí potřebnou pro odstranění prachu a rychlostí pro odstranění např. chladiva na olejové bázi.

Nízkorychlostní aplikace: $w_{out} = 25$ až 80 m/s

- odstraňování prachu a kapek vody z hladkého povrchu
- ohřev nebo chlazení povrchu
- pomalé výrobní linky

Středně rychlé aplikace: $w_{out} = 80$ až 160 m/s

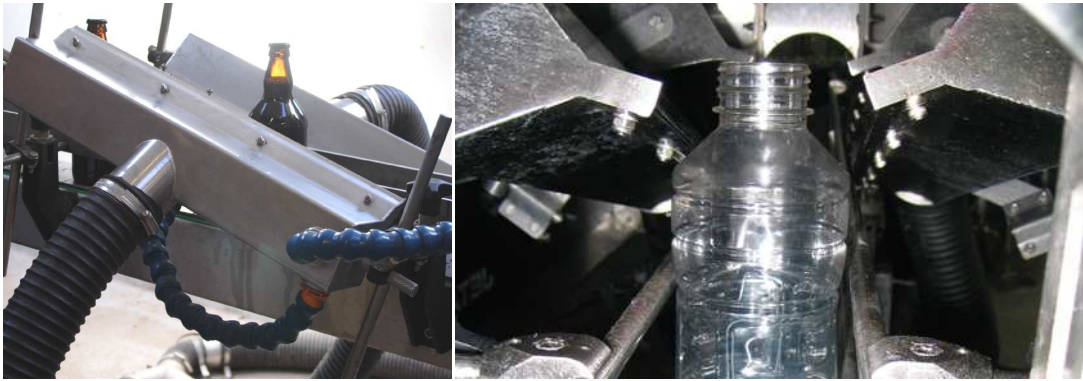
- odstraňování vody z lahví, plechovek na běžných výrobních linkách
- sušení inkoustu na štítcích
- odstraňování nadbytečného chladiva
- nejpoužívanější kategorie pro současné rychlosti výrobních linek

Vysokorychlostní aplikace: $w_{out} = 160$ až 200 m/s

- pro vysokorychlostní linky je požadováno rozmanité nastavení vzduchových nožů
- složitě tvarované součásti
- vysoušení vlhkosti v malých otvorech
- odstraňování vlhkosti z obroběných součástí, např. z bloků motorů

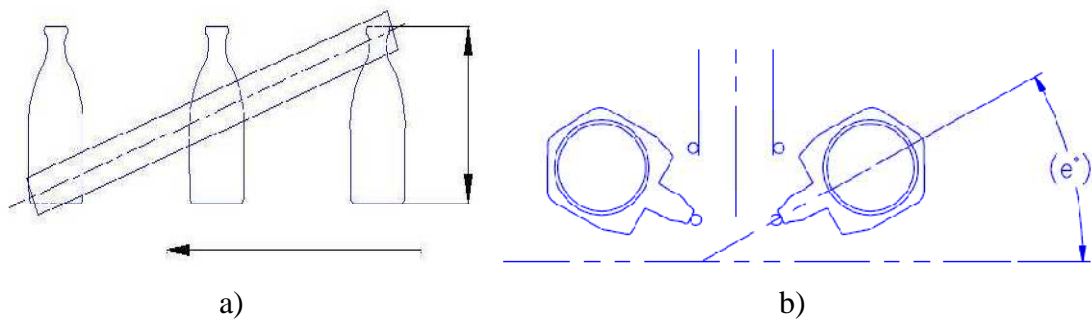
d) Vlastnosti vzduchových nožů

Mezi nevýhody vzduchových nožů patří obtížné nastavení, seřizování a upevňování k výrobní lince. Pro upevnění dvojice vzduchových nožů k pásu je nezbytné přerušování vodičů lišty, což může být příčinou padání předmětů na pásu. Vzduchové nože musí být nastaveny symetricky, aby nevznikal nepravidelný proud vzduchu a potenciální narušení dráhy vysoušených předmětů. Pro optimální výsledky je potřebné nastavit štěrby vzduchových nožů co nejbližší vysoušeným předmětům a do stejných vzdáleností od nich.



Obr. 2.9 Nastavení vzduchových nožů, [10]

Podélný sklon, svíraný vzduchovými noži s osou dopravníku musí být takový, aby byla proudy vzduchu vystavena celá výška vysoušeného předmětu. Seřízení tohoto úhlu se provádí povolováním stavěcího šroubu, který podpírá vzduchové nože. Sklon směrem dolů by měl být snížen na minimum dle obrázku 2.10 b).



Obr. 2.10 Nastavení úhlu vzduchových nožů, [4]

Způsob umístění vzduchových nožů je volen dle části nádoby, která je určena k vysušení. Pokud je požadováno vysušení vrchní části předmětu, nejvhodnější poloha vzduchového nože je nad pásem. Pro vysušení boční části předmětu je optimální umístit dva vzduchové nože proti sobě po obou stranách pásu viz obr. 2.11.

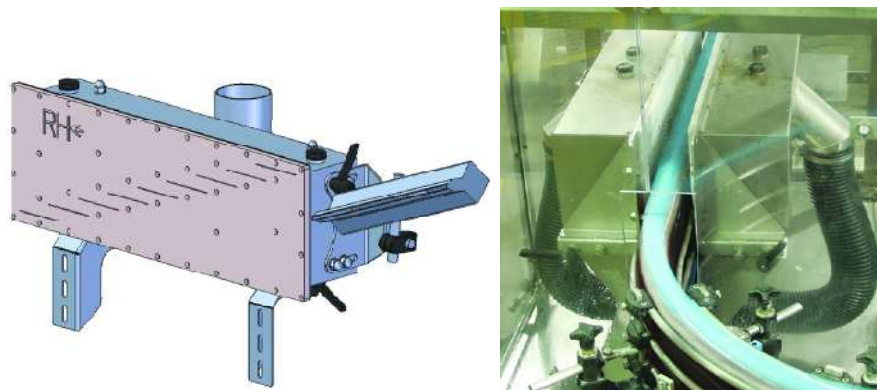


Obr. 2.11 Umístění vzduchových nožů, [10]

2.1.3.2 Jet plate

Jet plate byl vyvinut z technologie vzduchových nožů pro zvýšení efektivity vysoušení, zjednodušení instalace a údržby. Je využíván často u předmětů, u nichž hrozí vlivem ne-

pravidelného, nesymetrického proudu vzduchu spadnutí. Jet plate je umístován do těsné blízkosti předmětů, kopíruje obrys pásu a v daném místě nahrazuje vodící lišty. Tato pozice zabezpečuje průchod jednotlivých předmětů bez nebezpečí spadnutí. Mezi výhody jet plate patří snadná nastavitelnost. Jet plate je tvořen komorou a štítem se stupňovitými otvory, kterými je distribuován vzduch. Díky této konfiguraci je z předmětu efektivně odstraňována vlhkost. Jet plate jsou k dispozici v různých variantách závisících převážně na tvaru a velikosti vysoušených předmětů. Mohou být také používány v kombinaci se vzduchovými noži.

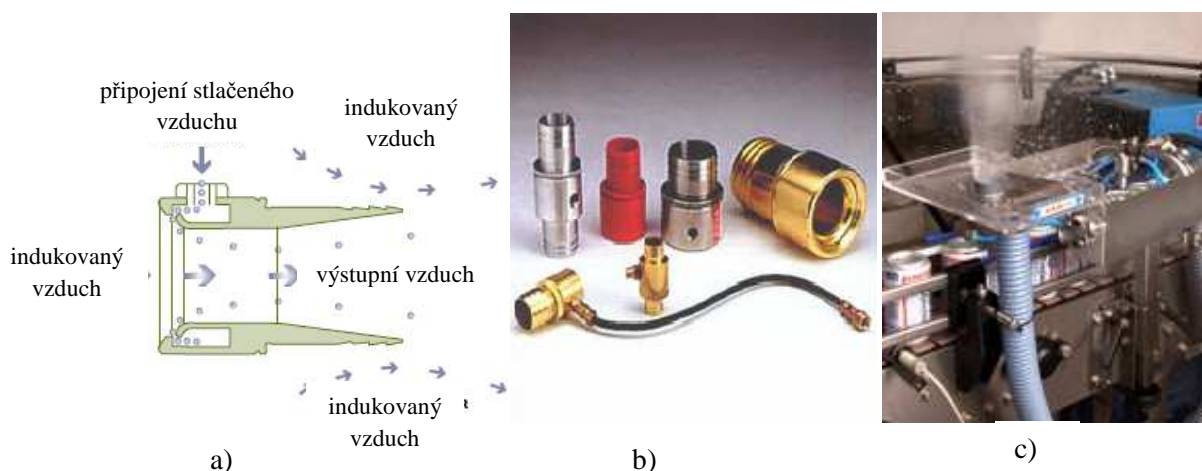


Obr. 2.12 Jet plate, [4]

2.1.3.3 Trysky

Kruhová tryska (ring jet)

Pracuje s malým objemem stlačeného vzduchu, který vlivem Coandova jevu (účinkem tlakových sil) strhává okolní vzduch a tím zvyšuje objem proudu vzduchu kruhovou tryskou. Dochází k zesílení proudu vzduchu až 25×. Trysky mohou být použity pro chlazení, čištění a sušení v potravinářském i výrobním průmyslu.

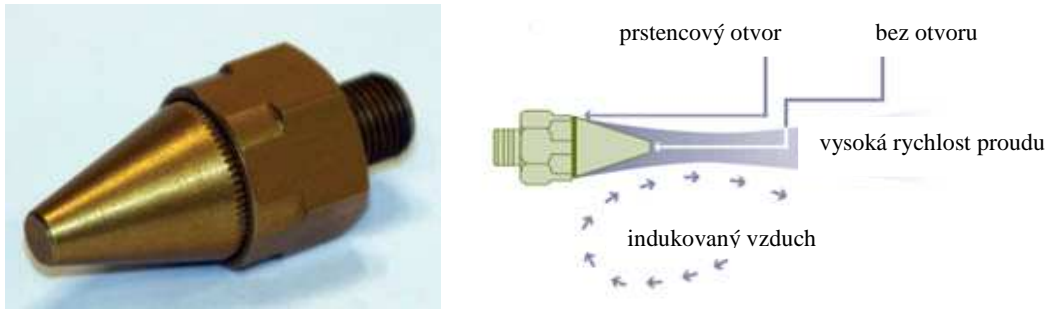


Obr. 2.13 a) Proudění vzduchu kruhovou tryskou, b) Provedení kruhových trysek, c) Vysoušení pomocí kruhové trysky, [4]

Prstencová tryska

Na obrázku 2.14 je zobrazena prstencová tryska Secomak, otvor ve středu trysky je nahrazen prstencovou mezerou pro vytvoření bezpečnější, efektivnější a tišší alternativy.

Tryska pracuje s malým objemem stlačeného vzduchu, který je vlivem Coanda efektu zvýšen až 25×.



a)

b)

Obr. 2.14 a) Prstencová tryska, b) Proudění vzduchu v okolí vzduchové trysky, [4]

Hřebenová tryska

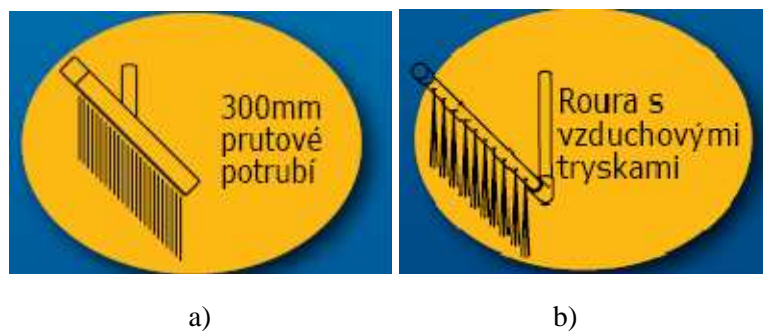
Tato tryska pracuje se stlačeným vzduchem a vyznačuje se jeho vysokou spotřebou. Jelikož, vzduch prochází skrz úzkou štěrbinu, je její chod poměrně hlučný.



Obr. 2.15 Hřebenová tryska, [11]

2.1.3.4 Jiné

Mezi další koncové prvky se řadí například prutové potrubí s kruhovými otvory, roura se vzduchovými tryskami aj.



a)

b)

Obr. 2.16 a) Prutové potrubí, b) Roura se vzduchovými tryskami, [11]

2.2 Doprava a stlačování vzdušín

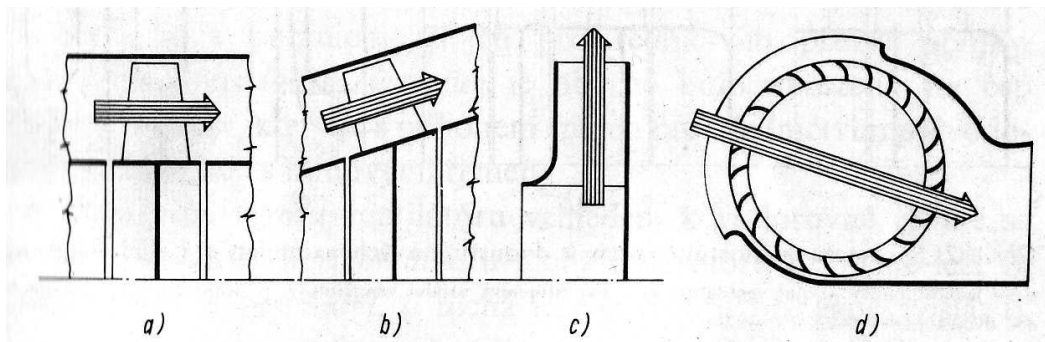
Ve strojírenství zauímají stroje pro dopravu a stlačování vzdušín význačné místo, jak z hlediska výroby, tak použití. Tyto stroje je možno rozdělit do skupin podle velikosti kompresního poměru, tj. poměru absolutního tlaku na výtlaku k absolutnímu tlaku na sání stroje. Stroje s kompresním poměrem blízkým 1 se nazývají ventilátory, 1,5 až 3 dmychadla a stroje s kompresním poměrem větším než 3 kompresory. Všeobecně platí, že ventilátory se používají spíše pro dopravu vzdušín, zatímco kompresory spíše pro jejich stlačování. Dmychadla a kompresory je možno dělit na objemové a lopatkové stroje, ventilátory jsou výhradně lopatkovými stroji [5].

2.2.1 Ventilátory

Ventilátory jsou rotační lopatkové stroje, které jsou určeny ke kontinuální dopravě vzdušín při malých kompresních poměrech. Hodnota tohoto poměru je obvykle v rozmezí 1,01 až 1,1, zřídka až 1,3 a zcela výjimečně u vícestupňových ventilátorů až 1,5. V průtočné části ventilátoru předává oběžné kolo vzdušíně mechanickou energii, jejímž zdrojem je pohon ventilátoru. Přírůstek energie jednotkového objemu vzdušiny, vyjádřený zvýšením celkového tlaku vzdušiny při průchodu ventilátorem se nazývá celkový tlak ventilátoru. Protože ventilátorem dopravovaná vzdušina je stlačitelná, a protože se při průchodu ventilátorem zvyšuje její tlak, mění se měrná hmotnost vzdušiny. Pro kompresní poměry menší než 1,03 se obvykle změna měrné hmotnosti zanedbává a změna stavu vzdušiny se uvažuje jako izochorická. Při větších kompresních poměrech se obvykle tato změna stavu vzdušiny uvažuje jako adiabatická. Hodnota celkového tlaku ventilátoru Δp_{cv} , který je charakterizovaný velikostí, tj. průměrem d_2 , otáčkami n a hustotou vzdušiny ρ závisí na průtoku vzdušiny ventilátorem \dot{V} [5].

Základní rozdělení ventilátorů

Při klasifikaci ventilátorů je základním hlediskem směr průtoku vzdušiny oběžným kolem. Podle toho je možno ventilátory rozdělit na axiální, diagonální, radiální a diametrální. Ventilátory lze dále dělit podle počtu stupňů na jednostupňové a vícestupňové.



Obr. 2.17 Schéma průtoku oběžným kolem ventilátoru a) Axiální ventilátor, b) Diagonální ventilátor, c) Radiální ventilátor, d) Diametrální ventilátor, [5]

Volba ventilátoru

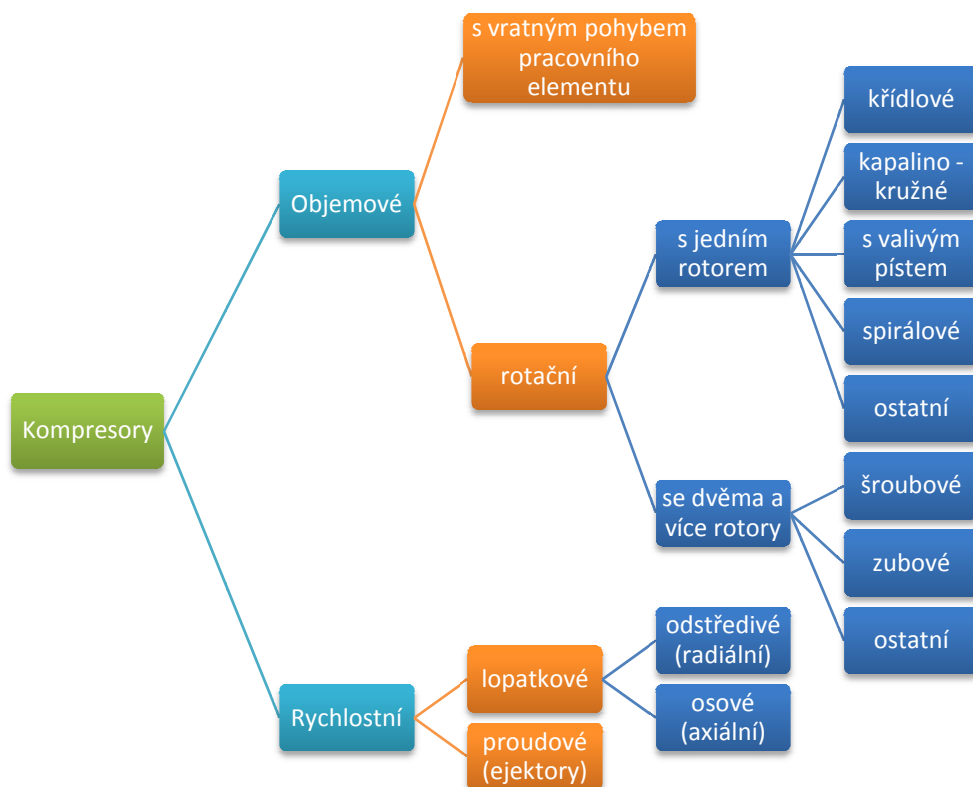
Hlavním požadavkem při volbě ventilátoru/dmychadla určeného k instalaci do vysoušecího zařízení je potřebný objemový průtok vysoušecího vzduchu. Při volbě ventilátoru je také nutno vzít v úvahu vedle požadovaných aerodynamických parametrů řadu dalších hledisek, jako například hluk, omezení vnějších rozměrů ventilátoru, cenu, provozní náklady, regulační vlastnosti atd.



Obr. 2.18 Ventilátor, [4]

2.2.2 Kompresory

Kritériem pro volbu kompresoru určeného k instalaci do vysoušecího zařízení je potřebný objemový průtok a tlak daného koncového prvku. Koncový prvek je volen s ohledem na vlastnosti vysoušeného předmětu (velikost, členitost, materiál, množství látky určené k odstranění, vlastnosti odstraňované látky jako například hustota atd.).



Obr. 2.19 Rozdělení kompresorů dle způsobu stlačování

3.1 Mísení dvou nebo více proudů vzduchu

Vhodné mikroklima je tvořeno mísením vzduchu upraveného odvlhčením a dále vzduchu přítomného v pracovním prostoru. Výsledný stav vzduchu po mísení se stanoví jako průměrná hodnota zadaných parametrů [1].

Hmotnostní tok vzduchu

$$\dot{m}_{v_s} = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 \quad [kg/s] \quad (3.1)$$

kde $\dot{m}_{v_s} [kg/s]$ je hmotnostní tok směsi, kde \dot{m}_1 a $\dot{m}_2 [kg/s]$ jsou celkové hmotnostní toky vzduchu složek 1 a 2.

Za předpokladu izobarického směřování probíhajícího v otevřené termodynamické soustavě, v níž nedochází k výměně tepla s okolím, nekoná se práce na hřídeli stroje a změnu kinetické a potenciální energie lze zanedbat můžeme psát:

$$I_s = I_1 + I_2 \quad [kJ/kg_{s.v.}] \quad (3.2)$$

můžeme také psát

$$\dot{m}_{v_s} \cdot i_s = \dot{m}_{v_1} \cdot i_1 + \dot{m}_{v_2} \cdot i_2 \quad (3.3)$$

kde $\dot{m}_{v_s} [kg/s]$ je hmotnostní tok směsi, x_s měrná vlhkost směsi, $x_1, x_2 [kg/kg_{sv}]$ jsou měrné vlhkosti složek 1 a 2, $\dot{m}_{v_1}, \dot{m}_{v_2} [kg/s]$ jsou hmotností toky suchého vzduchu složek 1 a 2.

Hmotnostní tok suchého vzduchu:

$$\dot{m}_{v_1} = \frac{\dot{m}_1}{1 + x_1} \quad a \quad \dot{m}_{v_2} = \frac{\dot{m}_2}{1 + x_2} \quad [kg/s] \quad (3.4)$$

kde \dot{m}_1 a $\dot{m}_2 [kg/s]$ jsou celkové hmotnostní toky vzduchu složek 1 a 2.

z rovnice (3.3) obdržíme:

$$\frac{\dot{m}_{v_1}}{\dot{m}_{v_2}} = \frac{i_2 - i_s}{i_s - i_1} \quad (3.5)$$

kde $i_1, i_2, i_s [kJ/(kg \cdot K)]$ jsou entalpie složek 1, 2 a směsi.

Množství vlhkosti obsažené ve směsi:

$$\dot{m}_{v_s} \cdot x_s = \dot{m}_{v_1} \cdot x_1 + \dot{m}_{v_2} \cdot x_2 \quad (3.6)$$

odtud

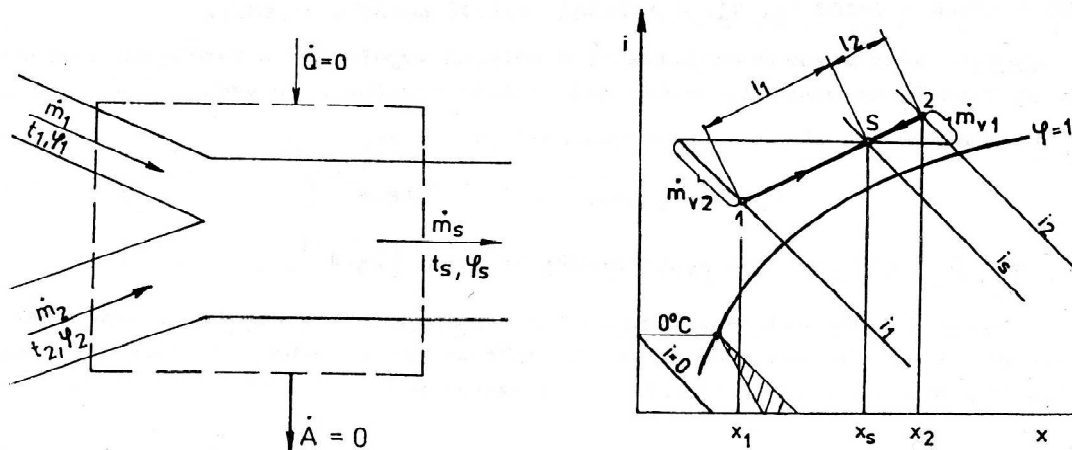
$$\frac{\dot{m}_{v_1}}{\dot{m}_{v_2}} = \frac{x_2 - x_s}{x_s - x_1} \quad (3.7)$$

z rovnic (3.5) a (3.7) obdržíme:

$$\frac{i_2 - i_s}{x_2 - x_s} = \frac{i_s - i_1}{x_s - x_1} = \delta \quad (3.8)$$

kde δ je směrové měřítko.

Z grafického zhodnocení na obr. 3.2 je zřejmé, že směšovací úsečka 12 je bodem S rozdělena v nepřímém poměru obou hmotnostních toků suchého vzduchu. Bod S značící stav směsi leží v i - x diagramu na směšovací úsečce, a to ve vzdálenosti nepřímo úměrné hmotnostním tokům \dot{m}_{v1} a \dot{m}_{v2} [1].



Obr. 3.2 Adiabatické mísení dvou proudů vzduchu, [1]

3.2 Odvlhčovací zařízení

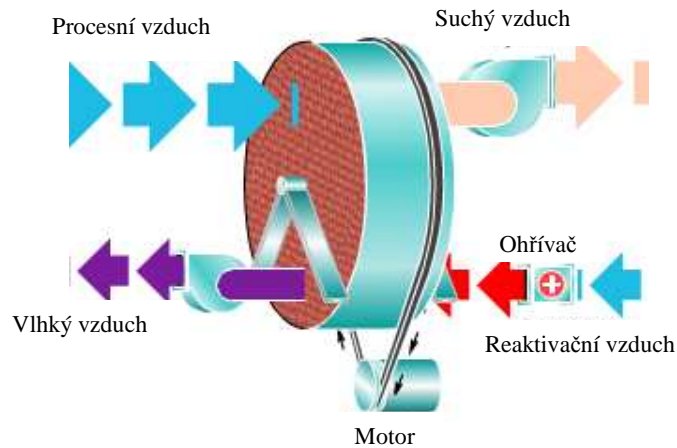
3.2.1 Odvlhčování atmosférického vzduchu – Munters

Munters nabízí kompletní sortiment přístrojů, systémů a zařízení pro odvlhčování atmosférického vzduchu ve standardním nebo speciálním provedení s objemovým proudem vzduchu $50 - 57\,000\text{ m}^3/\text{h}$ a velkým množstvím volitelných variant a příslušenství pro použití ve výrobních provozech a skladech ve všech odvětvích. Účelem sorpčních rotorů Munters je zamezení vzniku kondenzace, tvoření plísní a mikrobů, koroze, zhoršování stavu stavebních konstrukcí atd.

Jednotky Munters jsou dimenzovány na nejnepříznivější podmínky pro danou lokalitu. Při návrhu zařízení pro ČR jsou za tyto podmínky brány hodnoty $t = 30\text{ °C}$, $\varphi = 40\%$, $x = 10\text{ g/kg}$ [6]. Jelikož plný výkon není zapotřebí po celé funkční období, je nezbytné výkon zařízení regulovat. Prostřednictvím snímače vlhkosti na vstupu procesního a výstupu suchého vzduchu je regulován výkon ohříváče reaktivačního vzduchu.

Adsorpční jednotka

Základní princip sorpčního rotoru Munters je velmi jednoduchý. Odvlhčovaný vzduch prochází rotorem a při tom předává vlhkost sorbentu. Vzduch opouští rotor jako suchý vzduch. Rotor je pomalu otáčen hnacím motorem (6 – 10× za hodinu). Tímto otáčením se rotor dostává do odděleného prostoru, ve kterém rotorem proudí horký vzduch (nutný k reaktivaci), který z rotoru opět odstraní nahromaděnou vlhkost. Tento vlhký vzduch se vypouští do venkovního ovzduší. Rotor se skládá z vlnité sklolaminátové struktury, která obsahuje sorbent (silikagel). Systém má pouze několik pohyblivých dílů, což jsou jeden nebo dva ventilátory a hnací motor [6].



Obr. 3.3 Sorpční rotor Munters, [6]

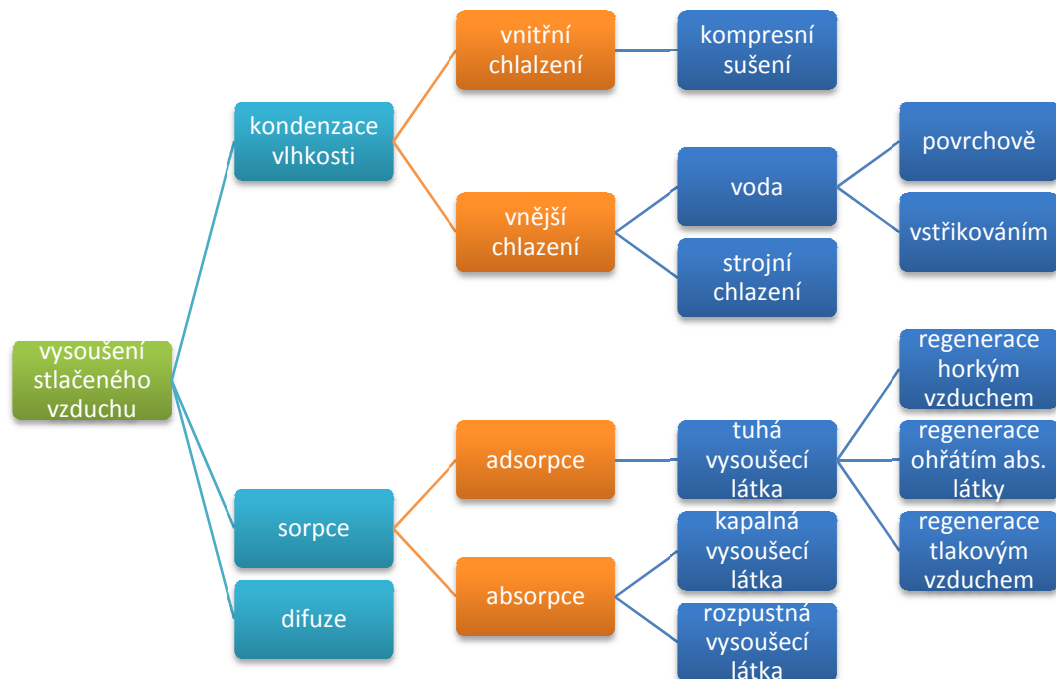
3.2.2 Odvlhčování stlačeného vzduchu

Kvalita stlačeného vzduchu

Stlačený vzduch obsahuje jako znečišťující příměsi pevné částice (prach), vodu, olej. Předmětem zájmu pro oblast diplomové práce je obsah vlhkosti ve stlačeném vzduchu.

Voda

Vodu obsahuje atmosférický vzduch jako vodní páru. Při kompresi vzduchu převládá nad účinkem zmenšování objemu vliv vzrůstu teploty, vlhkost ve stroji nekondenzuje, ale naopak relativní vlhkost klesá. Ke kondenzaci vodní páry dochází, po jeho ochlazení v mezistupňovém chladiči, v dochlazovači, v rozvodném potrubí nebo při expanzi vzduchu. Kondenzát ve stlačeném vzduchu je příčinou vzniku koroze, zmenšuje průtočné průřezy a ovlivňuje konečný produkt. Obsah vlhkosti ve stlačeném vzduchu je závislý pouze na teplotě a objemu plynu [7].



Obr. 3.4 Metody odvlhčování stlačeného vzduchu

Adsorpční sušení

Aktivní látkou (desikantem) je silikagel, alumogel nebo tzv. molekulové síto. Na svém velkém vnitřním povrchu ($700 - 800 \text{ m}^2/\text{g}$ tj. cca 20 m^2 v jednom zrníčku o velikosti $2 - 3 \text{ mm}$) váží tyto látky vlhkost. Protože je to proces ryze fyzikální, je možné obráceným pochodem, desorpcí, vlhkost zase vypudit a vysoušecí látku desikant reaktivovat. Dosažitelný tlakový rosný bod je až $-90 \text{ }^\circ\text{C}$. Pro kontinuální provoz je třeba dvou nádob s aktivní látkou. V jedné nádobě se vysouší stlačený vzduch, v druhé probíhá reaktivace adsorpční látky. Reaktivace se provádí teplem, nebo za studena (tzv. tlakovým šokem) [7].



1. Předřazený filtr
2. Vstupní ventil
3. Zásobník adsorpčních prostředků
4. Sušící prostředek
5. Zpětný ventil, regulační ventil (není viditelný)
6. Zásobník adsorpčních prostředků
7. Prachový filtr

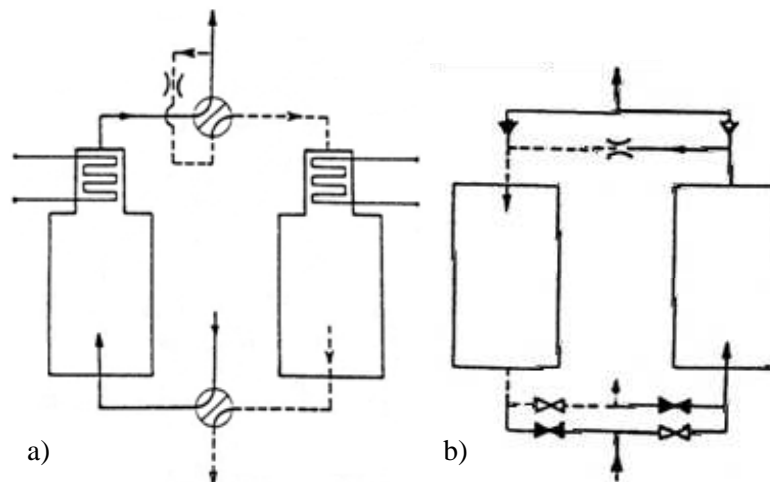
Obr. 3.5 Adsorpční sušička, [11]

Reaktivace teplem

Desikant se vyhřívá přímo, nebo se jeho vrstvou prohání horký vzduch. Tento způsob je naznačen na obr. 3.6 a). Teplota vzduchu se volí podle druhu desikantu $120 - 350 \text{ }^\circ\text{C}$. Pracovní interval trvá $4 - 8$ hodin. Náplň se běžně mění po tříletém provozu.

Reaktivace tlakovým šokem

Je znázorněna na obr. 3.6 b). Pracovní cyklus trvá $4 - 10$ min. Princip této metody spočívá ve skutečnosti, že se adsorpční látka snaží být vždy v tlakové rovnováze s okolím. Při poklesu tlaků se pohlcená vlhkost z desikantu vypuzuje do vysoušecího vzduchu. Pro reaktivaci se používá malého množství vysoušeného vzduchu, které se po redukci tlaku nechá proudit v protisměru vysoušenou náplní. Nasycený, reaktivací vzduch se vyfukuje přes tlumič vzduchu do okolí.



Obr. 3.6 a) Reaktivace teplem, b) Reaktivace tlakovým šokem, [7]

4. PRAKTICKÁ ČÁST – TESTOVÁNÍ V LABORATOŘI UNIVERSITY OF HERTFORDSHIRE

Záměrem provedených testů bylo navrhnout a experimentálně ověřit, jaký je nejvhodnější způsob vysoušení lahví určených k etiketování, a jakým způsobem lze dosáhnout vyloučení zpětné kondenzace ze sušícího procesu. Tyto cíle byly prakticky ověřeny na vysoušecí lince simulující linku v nápojovém průmyslu. Jelikož praktická část diplomové práce byla zpracovávána ve spolupráci se společností Secomak, byla použita zařízení dodána touto firmou. Pro objektivní vyhodnocení získaných výsledků bylo nezbytné uvažovat s chybami při měření.

4.1 Nejistoty měření

Při každém měření je třeba počítat s tím, že naměřené údaje jsou zatíženy chybami. Patří k nim chyby čidel, přístrojů, převodníků signálu, obsluhy, zvolené metody, umístění čidel, chyby způsobené okolním prostředím, zpracování měření atd.

Z hlediska možnosti odstranění chyb můžeme dělit chyby na hrubé způsobené především lidským faktorem, lze je odhalit a hodnoty upravit nebo vyloučit, systematické chyby jsou způsobeny především nevhodně zvolenou měřicí metodou atd., lze je korigovat a nahodilé chyby, které vznikají nekontrolovatelným působením celé řady vlivů, těmto chybám nelze obvykle vzhledem k jejich charakteru čelit, ani je nelze korigovat.

Parametr charakterizující rozsah (interval) hodnot okolo výsledku měření, které lze odůvodněně přiřadit hodnotě měřené veličiny se nazývá nejistota měření. Tímto parametrem je např. směrodatná odchylka nebo její násobky. Nejistoty opakovaných měření se označují jako nejistoty typu A (u_A), nejistoty přístrojů se označují jako nejistoty typu B (u_B). Výsledná kombinovaná nejistota typu C (u_C) je pak dána odmocninou ze součtu čtverců nejistot A a B . V praxi je upřednostňována charakteristika nejistoty dána intervalem, který má malou pravděpodobnost překročení, nazývá se rozšířená nejistota U .

Nejistota typu A [16]

$$u_A = \sqrt{\frac{1}{n \cdot (n - 1)} \cdot \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad (4.1)$$

Kde n je počet provedených měření, x jsou jednotlivé známé naměřené hodnoty, \bar{x} je střední hodnota naměřených hodnot.

Nejistota typu B [16]

$$u_B = \frac{z}{k} \quad (4.2)$$

kde z je přesnost měřicího přístroje, k je koeficient rozšíření, ve strojírenství je za nejvhodnější hodnotu koeficientu volen $k = 2$ což odpovídá pravděpodobnosti 95,4 %.

Nejistota typu C [16]

$$u_C = \sqrt{(u_A)^2 + (u_B)^2} \quad (4.3)$$

Rozšíření nejistota U [16]

$$U = k \cdot u_c \cdot K_1 \quad (4.4)$$

kde k je koeficient rozšíření $k = 2$, K_1 je konstanta závislá na počtu měření viz příloha 7., $K_1 = 2,09$ pro nejbližší vyšší počet měření.

2.3 Test sušení

V UH centru byl proveden experiment s cílem zjistit, a porovnat účinnost dvou hlavních dostupných technologií vysoušení, kterými jsou vysoušení prostřednictvím stlačeného vzduchu, jehož zdrojem je kompresor a nestlačeného vzduchu, jehož zdrojem je ventilátor popř. dmyhadlo. Prvním testovaným způsobem bylo použití turbo ventilátoru 587, jako zdroje vysoušecího vzduchu, dále byl k dodávce vysoušecího vzduchu použit kompresor Comp Air Cyclon 218. Volba vhodného zdroje vzduchu je důležitým krokem ke snížení spotřeby elektrické energie a provozních nákladů. Cílem experimentu bylo potvrdit popřípadě vyvrátit názor, že vysoušení pomocí nestlačeného vzduchu je dostatečně účinné pro vysoušení lahví a lze jím nahradit vysoušení pomocí stlačeného vzduchu. Účinnost byla porovnávána z hlediska množství odstraněné vlhkosti, provozních a investičních nákladů.

2.3.3 Popis experimentu

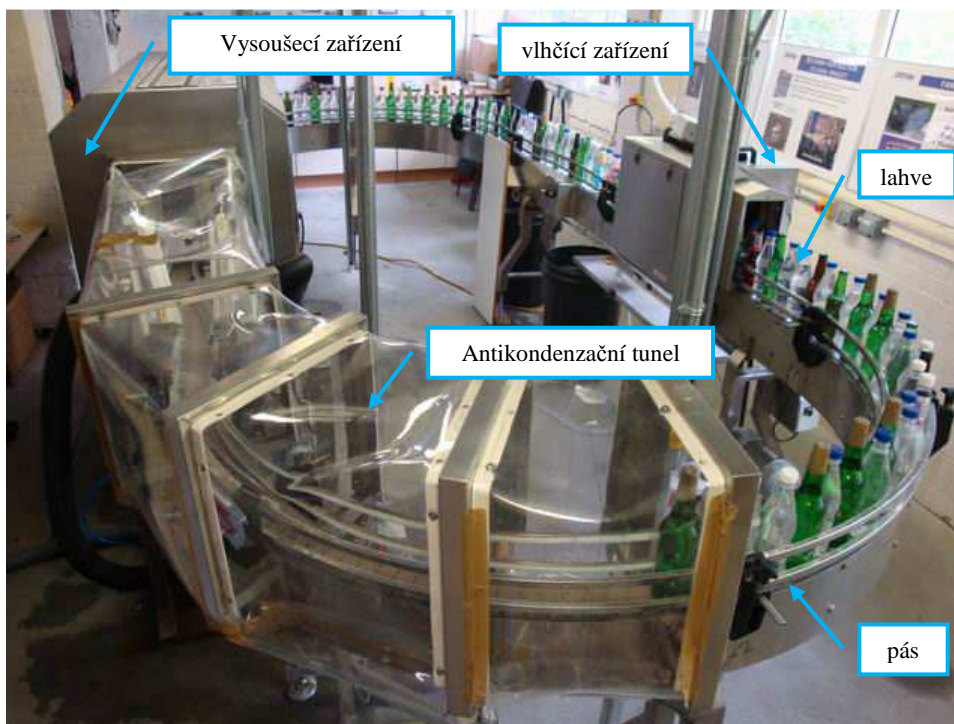
Experiment byl proveden na vysokorychlostní lince. Rychlost pásu byla nastavena pomocí zařízení stroboskop na 1 m/s. Z konstrukčních důvodů nebylo možné nastavit vyšší rychlost pásu (padání lahví). Při experimentu docházelo k sušení hladkého těla lahví. Lahve unášené na pásu byly nejprve vedeny skrz vlhčící zařízení, které zajistilo vytvoření stejného množství vody na každé lahvi. Toto zařízení bylo určeno k simulaci mycího procesu v reálných podmínkách. Dále lahve pokračovaly do vysoušecího zařízení Powerstrip, kde byla pomocí vzduchových nožů umístěných na obou stranách pásu odstraněna vlhkost. Nejprve bylo zjištěno, jaké množství vody bylo aplikováno na lahev pomocí vlhčícího zařízení. Vlhkost byla z lahve setřena pomocí ubrousku, který byl umístěn do uzavíratelné plastové nádoby, aby bylo zabráněno odpaření části vlhkosti, a následně zvážen. Oblast lahve ze, které byla stírána vlhkost je označena na obr. 4.1 c), tuto část lahve je vysoušecí zařízení schopno vysušit. Následně byla stejným způsobem odebírána vlhkost z lahví po průchodu sušicím zařízením. Lahve byly odebírány z běžícího pásu v náhodném pořadí. Testy byly provedeny na lahvích viz obr. 4.1 c), jelikož jejich parametry nejvíce vyhovují danému nastavení vysoušecího zařízení Powerstrip.



Obr. 4.1 a) Lahev uvnitř vysoušecího zařízení Powerstrip, b) Použité váhy, c) Použitá lahev, (fotografie v kapitole 4. jsou mé vlastní)

2.3.4 Popis sušícího zařízení

Sušicí linka umístěná v UH laboratoři byla tvořena následujícími komponenty:



Obr. 4.2 Sušicí sestava na University of Hertfordshire

Vlhčící zařízení

Tento prvek byl instalován za účelem aplikace stejného množství vody na každou testovanou lahev. Skládá se z trysek, ve kterých dochází k mísení stlačeného vzduchu o tlaku 50 000 Pa a vody o tlaku 100 000 Pa, k vytvoření jemné směsi vody a vzduchu.



Obr. 4.3 Vlhčící zařízení

Vysoušecí zařízení – Powerstrip

Jednotka zajišťuje vysoušení prostřednictvím vzduchových nožů. Zdrojem vzduchu je podle potřeby ventilátor (dmychadlo) umístěný ve spodní části zařízení popřípadě kompresor. Spojení zdroje vzduchu a vzduchového nože je zajištěno pomocí pružných hadic.



Obr. 4.4 Powerstrip

Koncové prvky

Vzduchové nože byly ve vysoušecím zařízení umístěny šikmo tak, aby docházelo k postupnému odstraňování vlhkosti od horní části lahve po spodní. Údaje o tlaku vzduchu v komoře nože byly obdrženy dodatečně od pracovníků University of Hertfordshire.

Tab. 4.1 Parametry koncových prvků

	délka l [m]	šířka mezery W [m]	počet n [-]	tlak v komoře nože p_0 [Pa]
vzduchový nůž - stlačený vzduch	0,75	0,001	2	150 000
vzduchový nůž - nestlačený vzduch	0,75	0,002	2	113 825



a)



b)

Obr. 4.5 a) Vzduchový nůž – nestlačený vzduch [4], b) Vzduchový nůž neublade – stlačený vzduch

Zdroj vysoušecího vzduchu

Zdrojem vzduchu byl při prvním testu Secomak turbo ventilátor 587, dodávka stlačeného vzduchu byla zajištěna kompresorem Comp Air, model Cyclon 218. Tlakový vzduch byl ze zásobníku rozváděn pod tlakem $p = 400\,000$ Pa plastovým potrubím o vnitřním průměru $d = 6$ mm. Jelikož při rozvodu tlakového vzduchu a při částečné expanzi vzduchu v prostoru vzduchového nože dochází k poklesu tlaku (ztrátám), bylo nezbytné volit vyšší hodnotu počátečního tlaku. Pokles tlaku v komoře vzduchového nože se zvyšuje s jeho délkou. Rychlost vzduchu naměřena na výtoku ze vzduchového nože, jehož zdrojem byl turbo ventilátor, byla $v = 100$ m/s (údaj o výtokové rychlosti byl dodatečně obdržen od pracovníka UH), výtoková rychlost vzduchu jehož zdrojem byl kompresor byla vypočtena dle vzorce 2.4 na $v \doteq 250$ m/s.

Tab. 4.2 Parametry použitých zařízení

	tlak p [Pa]	objemový průtok V_1 [m^3/s]	příkon P [kW]
turbo ventilátor 587	113 825	0,416	15
Cyclon 218	750 000	0,055	18,5



Obr. 4.6 a) Turbo ventilátor 587, b) Kompresor Cyclon 218

2.3.5 Použitá měřicí zařízení

Laboratorní váhy model ADP 360L 360g 0,001g

Váhy jsou distribuovány společností BT. TECHNOLOGY INC. Celkové rozměry jsou výška 90 mm, šířka 170 mm, hloubka 260 mm, průměr pánve z nerezové oceli 100 mm, rozsah měření 0 – 360 g, přesnost 0,001 g. Váhy se připojují do externího zdroje elektrické energie.



Obr. 4.7 Laboratorní váhy

Stroboskop

Základem stroboskopu je výkonná halogenová výbojka (v některých bateriových přístrojích nahrazená výkonnou LED lampou), která vysílá intenzivní velmi krátké záblesky přerušovaného světla. Frekvenci těchto záblesků lze řídit, obvykle se pomalu postupně zvyšuje. Tzv. stroboskopický jev způsobuje, že díky setrvačnosti lidského oka se při blízkosti frekvence záblesků a rychlosti otáčení pozorovaného objektu jeho pohyb zdánlivě zpomaluje, až při úplném vyrovnání frekvence a otáček se zcela zastaví. V tomto okamžiku je možné odečíst přesnou rychlost otáčení na displeji přístroje, na kterém se zobrazuje frekvence záblesků. Tato přesnost je vzhledem k použití krystalem řízeného oscilátoru vysoká [8].



Obr. 4.8 Stroboskop

4.2.4 Výsledky měření v UH laboratoři

Podmínky v laboratoři

$$\varphi = 58,1 \%$$

$$t = 24,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_r = 15,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Naměřené hodnoty

Tab. 4.3 Naměřené hodnoty – film aplikovaný vlhčícím zařízením

film aplikovaný vlhčícím zařízením			
č.	ubrousek [g]	ubrousek + film [g]	rozdíl [g]
1	16,098	16,505	0,407
2	16,266	16,704	0,438
3	16,298	16,737	0,439
4	16,188	16,647	0,459
\bar{x}			0,436

Tab. 4.4 Naměřené hodnoty – ventilátor

ventilátor			
č.	ubrousek [g]	ubrousek + film [g]	rozdíl [g]
1	15,278	15,356	0,078
2	15,209	15,298	0,089
3	15,276	15,372	0,096
4	15,285	15,345	0,060
5	15,234	15,321	0,087
\bar{x}			0,082

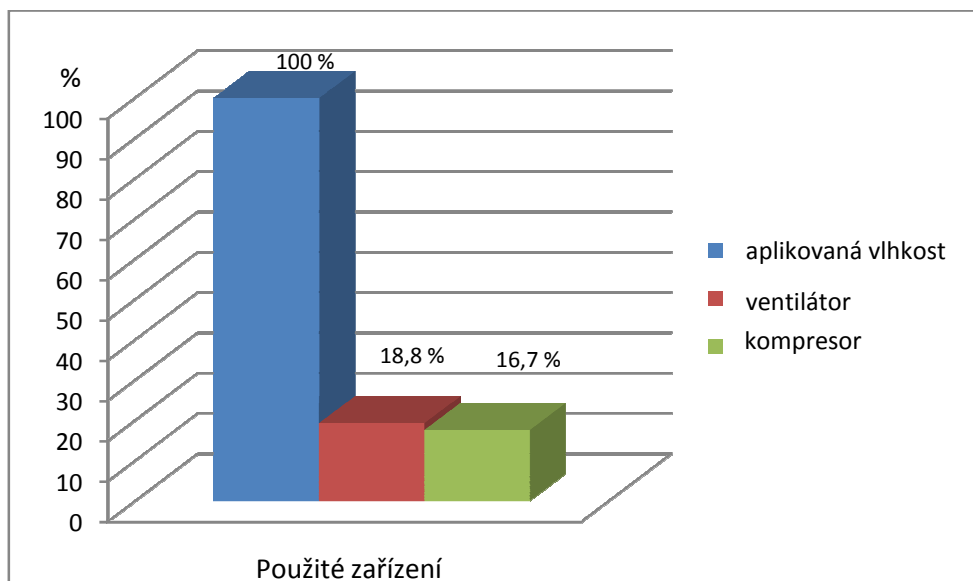
Tab. 4.5 Naměřené hodnoty – kompresor

kompresor			
č.	ubrousek [g]	ubrousek + film [g]	Rozdíl [g]
1	15,268	15,341	0,073
2	15,342	15,409	0,067
3	15,243	15,319	0,076
4	15,306	15,378	0,072
5	15,298	15,376	0,078
\bar{x}			0,073

Tab. 4.6 Nejistoty měření

	aritmetický průměr \bar{x}	nejistota u_a	k	nejistota u_b	nejistota u_c	K_1 konstanta	rozšířená nejistota U	výsledek $\bar{x} \pm U$
voda	0,436	0,011	2	0,0005	0,011	2,1	0,045	(0,436 ± 0,045)
ventilátor	0,082	0,006	2	0,0005	0,006	2,1	0,026	(0,082 ± 0,026)
kompresor	0,073	0,002	2	0,0005	0,002	2,1	0,008	(0,073 ± 0,008)

Grafické zhodnocení



Graf 4.1 Procentuální míra vlhkosti, přítomná na lahvi po vysušení

Z provedeného experimentu vysoušení vyplývá, že rozdíl v úspěšnosti obou použitých zařízení je zanedbatelný. Jelikož ke kompletnímu zhodnocení je nutné znát výsledky ekonomického a energetického zhodnocení, jež je uvedeno v kapitole 5. je podrobné zhodnocení výsledků experimentu zpracováno v kapitole 6. Diskuse výsledků.

4.2.5 Teoretický výpočet

Aby bylo možné ověřit, jaký má rychlost vysoušecího vzduchu vliv na množství odstraněné vlhkosti byl, proveden teoretický výpočet dle kapitoly 2.1.2. Rychlost pásu byla nastavena na $v = 1$ m/s, délka nože $l = 0,75$ m, doba působení vysoušecího vzduchu na lahev byla $t = 0,75$ s. Rychlost vzduchu naměřena na výtoku ze vzduchového nože, jehož zdrojem byl turbo ventilátor byla $v = 100$ m/s, výtoková rychlost vzduchu, jehož zdrojem byl kompresor, byla vypočtena dle vzorce 2.4.

Hustota vodních par ve vzduchu [1]

$$\rho_v = \frac{p_p}{r_p \cdot T} \quad [\text{kg}/\text{m}^3] \quad (4.5)$$

Kde p_p je tlak vodních par ve vzduchu, $r_p = 462$ [J/(kg · K)] je měrná plynová konstanta páry, T [K] je termodynamická teplota.

Pro výpočet kritériálních čísel je nutno znát vlastnosti rozhraní mezi hladinou a okolím (filmu).

Teplota filmu [12]

$$t_f = \frac{t_{vzduch} + t_{voda}}{2} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (4.6)$$

Relativní vlhkost filmu [12]

$$\varphi_f = \frac{\varphi_{vzduch} + \varphi_{voda}}{2} \quad [\%] \quad (4.7)$$

Kinematická viskozita filmu (viz graf 1.) pro t_f , $p = 98,1$ kPa a poměru parciálního tlaku vodní páry ve filmu ku barometrickému tlaku p_p/p [12]:

$$\frac{p_{ptf}}{p} = \frac{\varphi_{t_f} \cdot p_{ptf}''}{p} \rightarrow \text{z grafu } \nu_f \quad [\text{m}^2/\text{s}] \quad (4.8)$$

kde p_{ptf}'' [Pa] je parciální tlak sytých vodních par ve filmu, p_{ptf} [Pa] parciální tlak vodních par ve filmu.

Reynoldsovo číslo

$$Re = \frac{w \cdot 2W}{\nu_f} \quad [-] \quad (4.9)$$

kde w [m/s] je rychlost, W [m] je velikost štěrby, ν_f [m²/s] je kinematická viskozita.

Součinitel difuze [13]

$$D_c = \frac{2,19}{p} \cdot \left(\frac{T}{273}\right)^{1,8} \quad [\text{m}^2/\text{s}] \quad (4.10)$$

kde p [Pa] je atmosférický tlak, T [°C] je termodynamická teplota

Schmidtovo číslo

$$Sc = \frac{\nu_f}{D_c} \quad [-] \quad (4.11)$$

Kde ν_f [m²/s] je kinematická viskozita filmu, D_c [m²/s] je binární koeficient difuze.

Sherwoodovo číslo [2]

$$\frac{\overline{Sh}}{\overline{Sc}^{0,42}} = \frac{3,06}{x/W + H/W + 2,78} \cdot Re^m \quad [-] \quad (4.12)$$

kde x [m] je šířka dosahu proudu, W [m] je velikost štěrby, H [m] je vzdálenost od povrchu, m [-] je mocnitel, Sc [-] je Schmidtovo číslo, Re [-] je Reynoldsovo číslo.

Mocnitel m [2]

$$m = 0,695 - \left[\left(\frac{x}{2W} \right) + \left(\frac{H}{2W} \right)^{1,33} + 3,06 \right]^{-1} \quad [-] \quad (4.13)$$

kde x [m] je šířka dosahu proudu, W [m] je velikost štěrby, H [m] je vzdálenost od povrchu.

Součinitel přenosu látky [14]

$$\beta = \frac{Sh \cdot D_c}{2W} \quad [m/s] \quad (4.14)$$

kde Sh [-] je Sherwoodovo číslo, D_c [m^2/s] je binární koeficient difuze, W [m] je šířka štěrby.

Množství přenesené látky [14]

$$\dot{m} = \beta \cdot S \cdot (\rho_w - \rho_v) \quad [kg/s] \quad (4.15)$$

kde S [m^2] je plocha, ρ_w [kg/m^3] hustota vodních par na povrchu, ρ_v [kg/m^3] hustota vodních par ve vzduchu.

Tab. 4.7 Zadané hodnoty

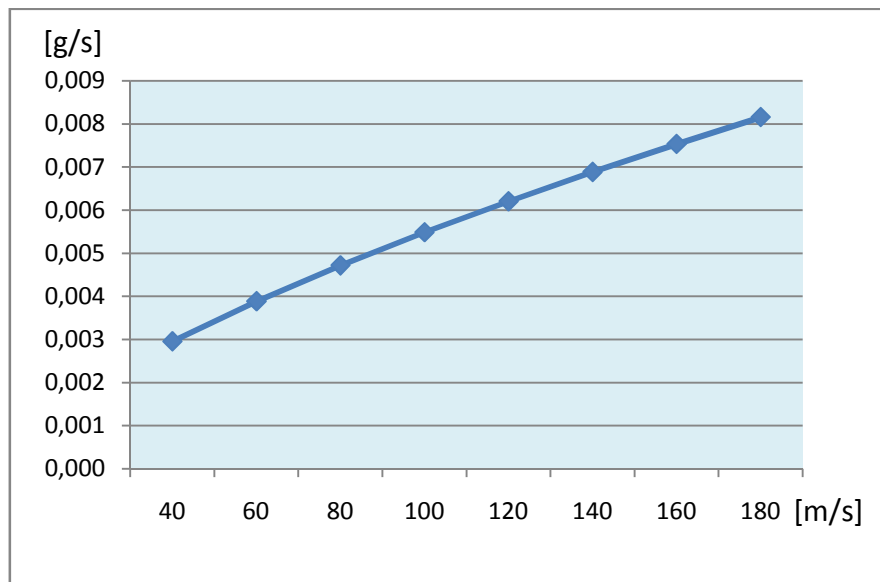
turbo ventilátor 587										
č.	W [m/s]	t [°C]	φ [%]	D_h [m]	η [Nm/s]	r [J/(kg · K)]	x [m]	W [m]	H [m]	S [m ²]
1	40	30	41	0,004	$18,73 \cdot 10^{-6}$	278	0,025	0,002	0,01	$7,1 \cdot 10^{-4}$
2	60									
3	80									
4	100									
5	120									
6	140									
7	160									
8	180									

Tab. 4.8 Vypočtené hodnoty

turbo ventilátor 587									
č.	t_f [°C]	p_f [Pa]	φ_f [%]	$\frac{p_p}{p}$	v [m ² /s]	Re [-]	D_c [m ² /s]	S_c [-]	m [-]
1	27,5	3673	0,6	0,0224	$1,5E-5$	10667	2,32E-05	0,65	0,67
2						16000	2,32E-05	0,65	0,67
3						21333	2,32E-05	0,65	0,67
4						26667	2,32E-05	0,65	0,67
5						32000	2,32E-05	0,65	0,67
6						37333	2,32E-05	0,65	0,67
7						42667	2,32E-05	0,65	0,67
8						48000	2,32E-05	0,65	0,67

Tab. 4.9 Vypočtené hodnoty

turbo ventilátor 587								
č.	S_h [-]	β [m/s]	ρ_w [kg/m ³]	ρ_v [kg/m ³]	m [g/s]	m [g/0,75 s]	m aplyko ná [g]	odstraněná vlhkost [%]
1	65,59	0,381	0,02304	0,012	0,005	0,003	0,436	0,7
2	86,23	0,501	0,02304	0,012	0,007	0,004		0,9
3	104,71	0,608	0,02304	0,012	0,008	0,005		1,1
4	121,72	0,707	0,02304	0,012	0,009	0,005		1,3
5	137,66	0,800	0,02304	0,012	0,011	0,006		1,4
6	152,75	0,887	0,02304	0,012	0,012	0,007		1,6
7	167,15	0,971	0,02304	0,012	0,0128	0,0075		1,7
8	180,98	1,051	0,02304	0,012	0,0138	0,0082		1,9



Graf 4.2 Množství odstraněné vlhkosti v závislosti na rychlosti vzduchu jehož zdrojem je ventilátor

Tab. 4.10 Zadané hodnoty

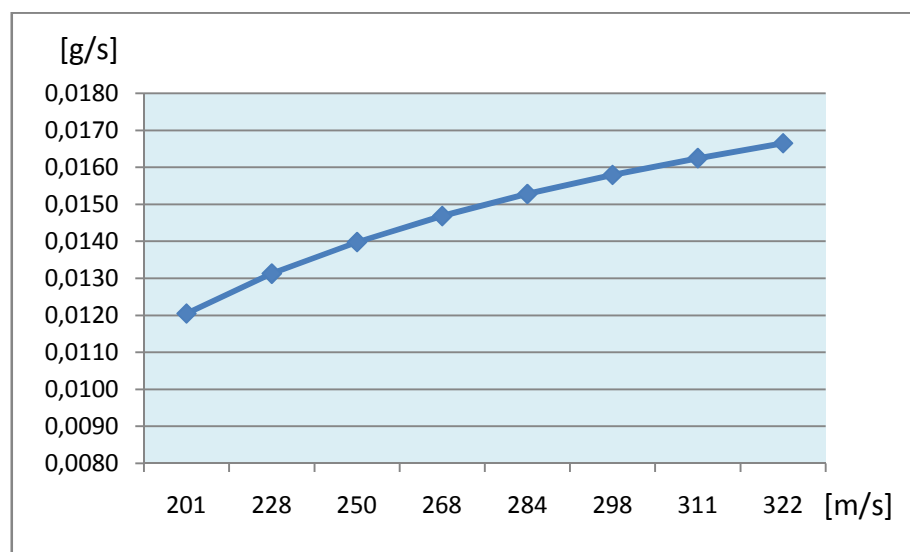
kompressor Cyclon 218										
č.	w [m/s]	t [°C]	φ [%]	D_h [m]	η [Nm/s]	r [J/(kg · K)]	x [m]	W [m]	H [m]	S [m ²]
1	200,94	20	20	0,002	$18,24 \cdot 10^{-6}$	278	0,025	0,002	0,01	$7,1 \cdot 10^{-4}$
2	227,69									
3	249,60									
4	268,14									
5	284,17									
6	298,27									
7	310,82									
8	322,11									

Tab. 4.11 Vypočtené hodnoty

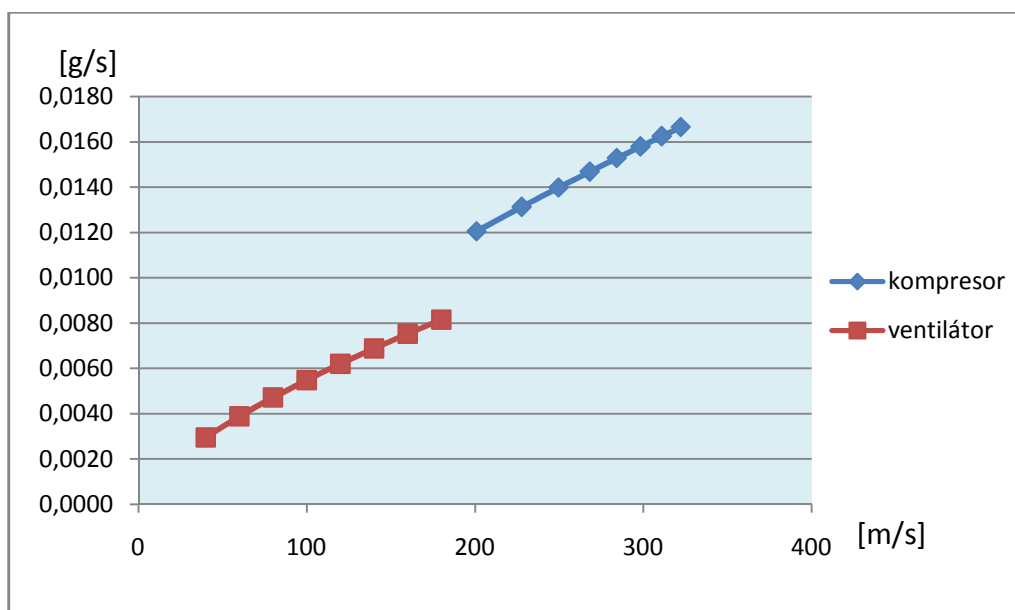
kompresor Cyclon 218									
č.	t_f [°C]	p_f [Pa]	φ_f [%]	$\frac{p_p}{p}$	v [m ² /s]	R_e [-]	D_c [m ² /s]	S_c [-]	m [-]
1	22,5	2339	0,6	0,0143	1,58E-5	25387	2,46E-05	0,64	0,69
2						28767	2,46E-05	0,64	0,69
3						31535	2,46E-05	0,64	0,69
4						33877	2,46E-05	0,64	0,69
5						35903	2,46E-05	0,64	0,69
6						37684	2,46E-05	0,64	0,69
7						39270	2,46E-05	0,64	0,69
8						40696	2,46E-05	0,64	0,69

Tab. 4.12 Vypočtené hodnoty

kompresor Cyclon 218								
č.	S_h [-]	β [m/s]	ρ_w [kg/m ³]	ρ_v [kg/m ³]	m [g/s]	m [g/0,75 s]	m aplikovaná [g]	odstraněná vlhkost [%]
1	70,51	0,866	0,02304	0,00345	0,0120	0,0090	0,436	2,8
2	76,82	0,944	0,02304	0,00345	0,0131	0,0098		3,0
3	81,81	1,005	0,02304	0,00345	0,0140	0,0105		3,2
4	85,93	1,056	0,02304	0,00345	0,0147	0,0110		3,4
5	89,42	1,099	0,02304	0,00345	0,0153	0,0115		3,5
6	92,44	1,136	0,02304	0,00345	0,0158	0,0118		3,6
7	95,09	1,168	0,02304	0,00345	0,0162	0,0122		3,7
8	97,44	1,197	0,02304	0,00345	0,0166	0,0125		3,8



Graf 4.3 Množství odstraněné vlhkosti v závislosti na rychlosti vzduchu jehož zdrojem je kompresor



Graf 4.4 Srovnání množství odstraněné vlhkosti pomocí kompresoru a ventilátoru

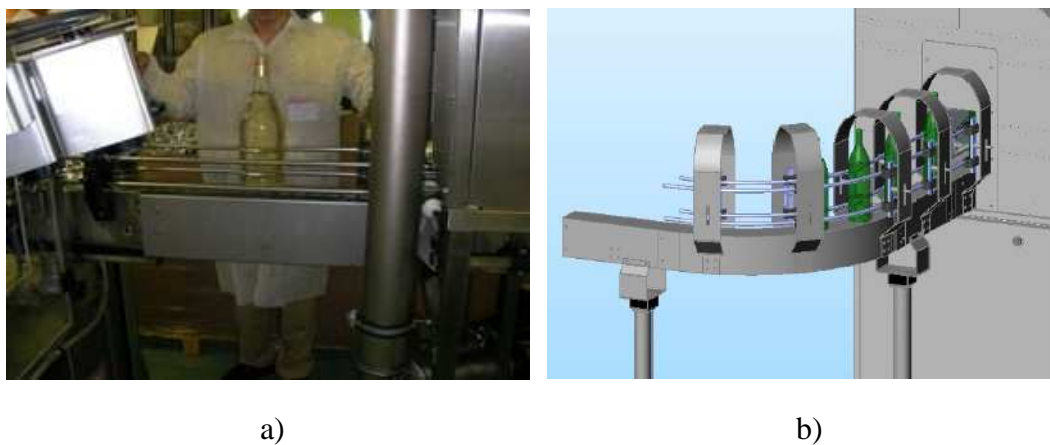
Z uvedených výsledků vyplývá, že se zvyšující se rychlostí dochází ke zintenzivnění přenosu látky u obou testovaných zařízení. Tato skutečnost je způsobena zvyšováním Reynoldsova a Sherwoodova čísla a dále součinitele přenosu látky β . Jelikož při použití kompresoru, jako zdroje vysoušecího vzduchu byla výtoková rychlost vyšší, došlo také k výraznějšímu odběru vlhkosti.

Vlhkost odstraněná z povrchu lahve vypařováním byla poměrně malou částí z celkového množství vlhkosti přítomného na lahvy. Příčinou byl především malý rozdíl koncentrací vodních par ve vzduchu a na povrchu lahve. Rozdíl koncentrací je možno zvýšit, snížením koncentrace vodních par ve vysoušecím vzduchu, čehož lze dosáhnout zvýšením jeho teploty, popř. odvlhčením. Dalším důvodem byla krátká doba působení vysoušecího vzduchu na mokrý povrch.

Pro návrh zdroje vysoušecího vzduchu je nezbytné znát množství vlhkosti přítomné na předmětu a dále požadavek na míru vysušení. Akceptovatelné množství vlhkosti je dáno technologií.

4.3 Test kondenzace v UH laboratoři

Cílem experimentu bylo navrhnout zlepšení vedoucí ke zvýšení efektivity sušicího procesu, což je přímo spojeno se zamezením vzniku zpětné kondenzace. Pokud nastane zpětná kondenzace na povrchu již vysušeného předmětu, je sušicí proces zcela znehodnocen. Tento problém je možno řešit vytvořením vhodného mikroklimatu (vyhovující teplota, relativní vlhkost a rosný bod) v blízkosti vysušeného předmětu a tímto prostředím vyplnit vzdálenost mezi sušicím a etiketovacím zařízením. Vysušený předmět nepřichází do styku s okolním prostředím, čímž je zabráněno ohrožení zpětnou kondenzací.



Obr. 4.9 a) Mikroklima, b) Prostor s nebezpečím kondenzace, [4]

a) Popis experimentu

Myšlenka vytvoření mikroklimatu byla experimentálně ověřena v UH laboratoři. Za vysoušecí jednotku byl navržen tunel (antikondenzační jednotka) ve, kterém byly upravovány podmínky (teplota, relativní vlhkost, rosný bod), s cílem snížit hodnotu rosného bodu vzduchu v tunelu pod teplotu vysoušených lahví, aby bylo možno předejít zpětné kondenzaci na jejich povrchu. Jelikož lahve vycházející z vysoušecího zařízení nebyly zcela vysušeny, byl proveden test, s cílem zjistit, zda je možno prostřednictvím úpravy vzduchu v antikondenzačním tunelu dosáhnout odstranění části zbytkové vlhkosti z povrchu lahví. Měření bylo provedeno ve zidealizovaných podmínkách v prostředí bez hrozby zpětné kondenzace, jelikož z technických důvodů byly použity lahve o teplotě okolního vzduchu.



Obr. 4.10 Antikondenzační tunel

V UH laboratoři byla umístěna vysokorychlostní sušící linka sestavena z prvků, jež jsou běžně používány v reálných podmínkách. Rychlost pásu byla nastavena pomocí zařízení

stroboskop na 1 m/s. Z konstrukčních důvodů nebylo možné nastavit vyšší rychlost pásu (padání lahví). Předměty určené k ochraně před zpětnou kondenzací byly hladké lahve. Lahve unášené na pásu byly nejprve vedeny skrz vlhčící zařízení, které zajistilo aplikaci stejnoměrného množství vody na každou lahev. Toto zařízení bylo určeno k simulaci mycího procesu v reálných podmínkách. Dále byly lahve směřovány do vysoušecího zařízení Powerstrip, kde byla pomocí vzduchových nožů umístěných na obou stranách pásu odstraněna vlhkost. Zdrojem vysoušecího vzduchu byl turbo ventilátor 587. Z vysoušecího zařízení byly lahve vedeny do antikondenzačního tunelu. V tomto prostoru byly postupně upravovány podmínky nejprve pomocí zařízení Munters MSC 300, dále pomocí kompresoru z UH kompresorové stanice a následně pomocí nastavení hybrid což je kombinace vysoušecího vzduchu, jehož zdrojem byl kompresor a vzduchu, jehož zdrojem byl sorpční rotor Munters MSC 300. Pro monitorování celé oblasti antikondenzačního tunelu, byly podmínky uvnitř měřeny ve třech bodech. Aby bylo možno říci, jak jsou jednotlivá zařízení schopna snížit rosný bod a zlepšit vysoušení, byly provedeny dva testy:

Test – podmínky v tunelu

Pomocí zařízení Kimo byly měřeny podmínky v tunelu (teplota, relativní vlhkost, rosný bod) při použití jednotlivých zařízení. Experiment byl proveden nejprve na suchých lahvích, pro vytvoření představy, jak jsou jednotlivá zařízení schopna snížit rosný bod v antikondenzačním tunelu bez přítomnosti vlhkosti a následně na lahvích potažených vodním filmem. Přidáním vodního filmu byly simulovány reálné podmínky. Cílem bylo na základě měření zvolit zařízení, které je schopno vytvořit nejvhodnější podmínky proti vzniku zpětné kondenzace.

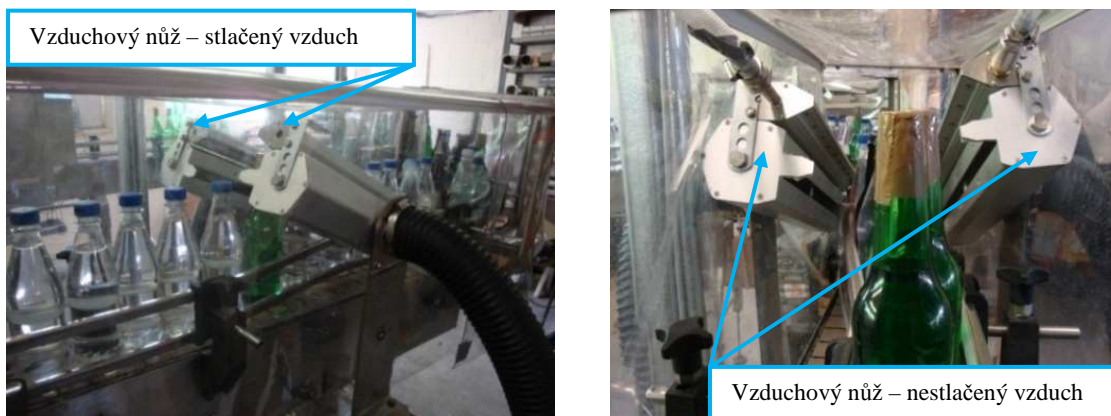
Test – vysoušení

Účelem tohoto testu bylo zjistit, zda je možné úpravou vzduchu v antikondenzačním tunelu dosáhnout odstranění části zbylé vlhkosti z povrchu lahve, která nebyla odstraněna ve vysoušecím zařízení.

Upravený vzduch byl do prostoru antikondenzačního tunelu distribuován pomocí vzduchových nožů. U obou výše zmíněných testů byly testovány dvě varianty nastavení hodnot a rozmístění vzduchových nožů v prostoru antikondenzačního tunelu.

Nastavení 1.

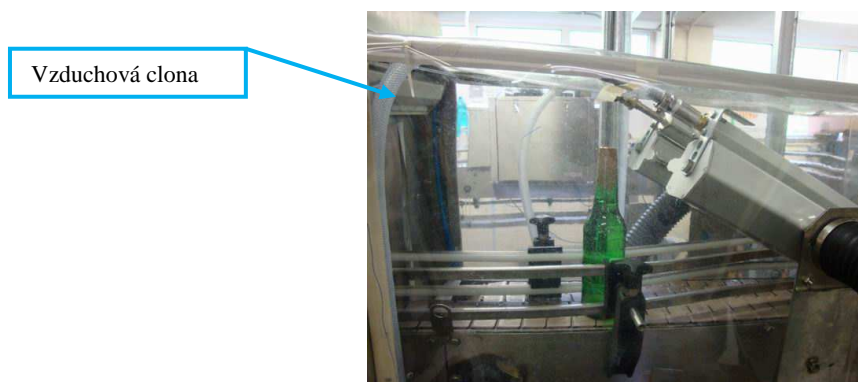
Stlačený vzduch byl do antikondenzačního tunelu distribuován pomocí vzduchových nožů neblade $l = 0,45$ m. Tlak na výstupu ze zásobníku byl nastaven na $p = 300\ 000$ Pa, tlak změřen v komoře nože $p = 150\ 000$ Pa. Údaj o tlaku v komoře nože byl získán dodatečně od pracovníka UH. Běžná hodnota tlaku dodávaného kompresorem je pro vysoušení vzduchovými noži neblade $p = 400\ 000$ Pa. Při experimentu byl zvolen nižší tlak se záměrem snížit provozní náklady. Cílem bylo zjistit, zda je tato hodnota dostačující pro snížení rosného bodu v antikondenzačním tunelu. Nestlačený vzduch dodávaný pomocí zařízení Munters MSC 300 byl distribuován opět pomocí vzduchových nožů o dostupném statickém tlaku $p = 200$ Pa. Oba typy vzduchových nožů byly spojeny pomocí úchytek v jeden celek a umístěny na obou stranách pásu. Podmínky v tunelu byly nepříznivě ovlivněny horkým, vlhkým vzduchem vycházejícím z vysoušecí jednotky Powerstrip.



Obr. 4.11 Umístění vzduchových nožů v antikondenzačním tunelu při nastavení 1.

Nastavení 2.

Upravený vzduch byl do prostoru antikondenzačního tunelu distribuován ze vzduchových nožů umístěných na obou stranách pásu. Hodnota tlaku vzduchu na výstupu ze zásobníku byla zvýšena na $p = 700\,000$ Pa, tlak změřen v komoře nože $p = 400\,000$ Pa. Údaj o tlaku v komoře nože byl získán dodatečně od pracovníka UH. Při této hodnotě tlaku dochází k výtoku vzduchu štěrbinou vzduchového nože o kritické rychlosti, tlaku a hmotnostním průtoku. Účelem bylo vyšetřit, zda má zvýšení tlaku vliv na snížení rosného bodu v prostoru antikondenzačního tunelu v důsledku zvýšení hmotnostního průtoku nožem. K tomuto uspořádání byla na začátek tunelu přidána vzduchová clona tvořená vzduchovým nožem neublade o délce $l = 0,45$ m, zdrojem vzduchu byl kompresor, tlak vzduchu na výstupu ze zásobníku byl nastaven na $p = 700\,000$ Pa. Vzduchová clona měla za úkol zabránit vniknutí horkého, vlhkého vzduchu z vysoušecího zařízení do antikondenzačního tunelu, a tím zlepšit počáteční podmínky v tunelu.



Obr. 4.12 Umístění vzduchových nožů v antikondenzačním tunelu při nastavení 2.

b) Popis sušícího zařízení

Vlhčící zařízení

Bylo použito vlhčící zařízení popsané v odstavci 4.2.2

Vysoušecí zařízení Powerstrip

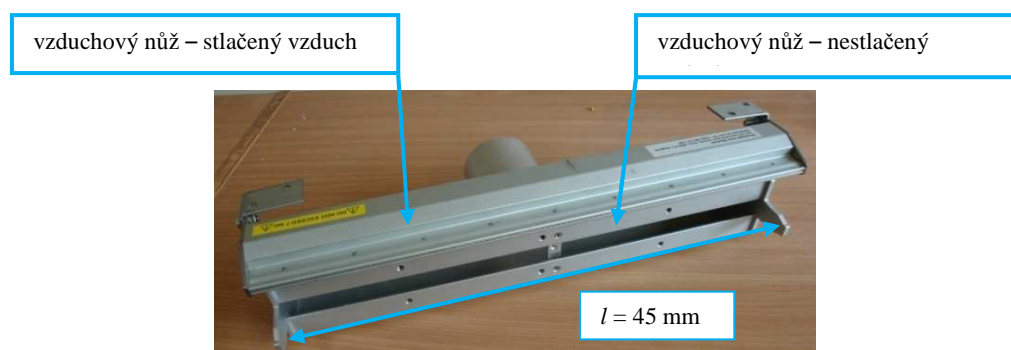
Jednotka zajišťuje vysoušení prostřednictvím vzduchových nožů. Zdrojem vzduchu byl turbo ventilátor 587 umístěný ve spodní části vysoušecího zařízení Powerstrip.

Antikondenzační tunel

Tunel byl sestaven ze čtyř klecí, jejichž materiálem byla nerezová ocel. Klece byly pokryty plastovými pásy přišroubovanými ke konstrukci. Rozměry tunelu 0,45x0,4x2,5 m.

Koncové prvky

Dva vzduchové nože, zobrazené na obr. 4.13, byly pomocí úchytek spojeny v jeden celek. Vždy byla v činnosti pouze jedna dvojice vzduchových nožů potřebná k distribuci vzduchu upraveného pomocí konkrétního zařízení. Při testování nastavení hybrid byl vzduch dodáván pomocí všech čtyř vzduchových nožů. Jelikož zařízení Munters MSC 300 dodávalo proud vzduchu o nízkém tlaku byla ze vzduchových nožů na nestlačený vzduch odstraněna ostří. Touto úpravou byla vytvořena větší plocha pro průchod upraveného vzduchu.



Obr. 4.13 Spojení dvou vzduchových nožů

c) Použitá zařízení pro úpravu vzduchu v tunelu

1. Kompresor – stlačený vzduch upravený pomocí adsorpční sušičky

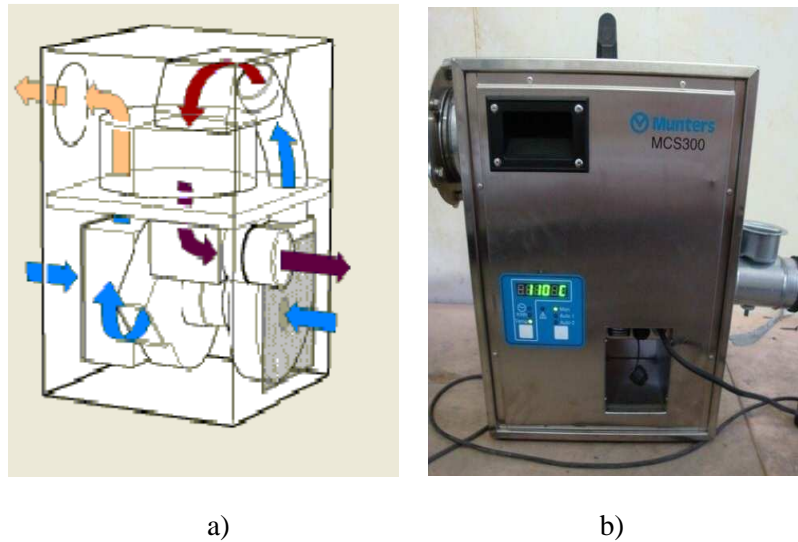
Zdrojem stlačeného vzduchu byla kompresorová stanice na University of Hertfordshire. Tato stanice je vybavena dvěma kompresory $P = 55 \text{ kW}$, $\dot{V} = 0,0233 \text{ m}^3/\text{s}$. Kompresory stlačují vzduch do čtyř zásobníků, kde je skladován pod tlakem $p = 2 \cdot 10^6 \text{ Pa}$. Z těchto nádob je dále stlačený vzduch rozváděn přes regulační ventily Norgren do laboratoří pod tlakem $p_{\text{max}} = 700 \cdot 10^3 \text{ Pa}$. Stlačený vzduch je upravován pomocí adsorpční sušičky viz obr. 4.14.



Obr. 4.14 Adsorpční sušička stlačeného vzduchu

2. Munters MSC 300 E – sorpční rotor

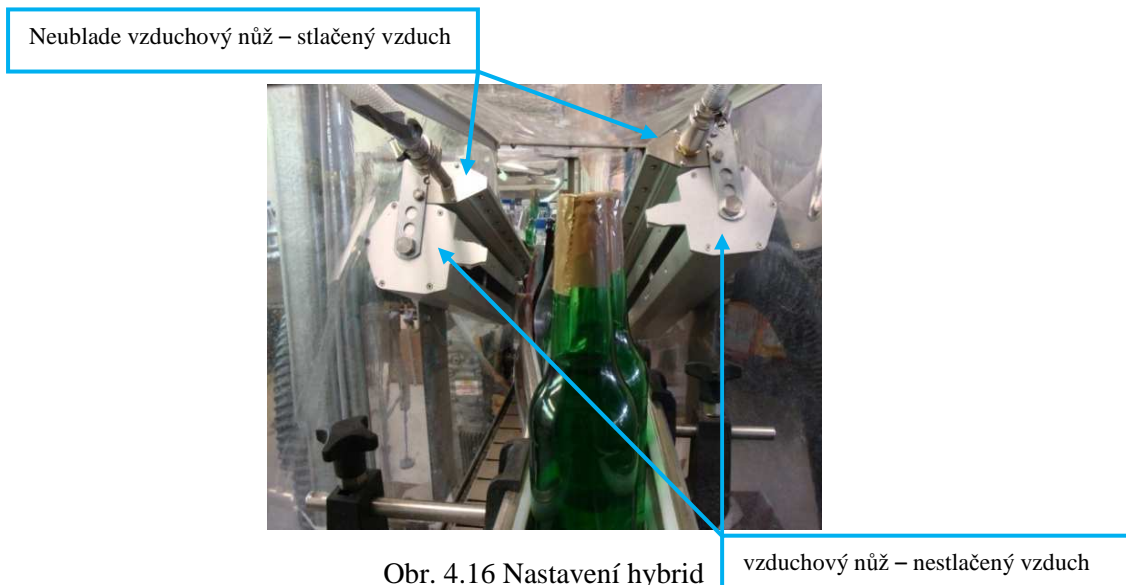
Je odvlhčovací systém navrženy pro efektivní vysoušení vzduchu v otevřených i uzavřených aplikacích. Zařízení je schopno pracovat v rozsahu teplot -20 až $+40$ °C. Maximální hladina hluku je 70 dB. Maximální objemový průtok nasávaného procesního vzduchu je $\dot{V} = 300$ m³/h, dostupný statický tlak $p = 200$ Pa, maximální objemový průtok reaktivačního vzduchu je $\dot{V} = 60$ m³/h, dostupný statický tlak $p = 200$ Pa.



Obr. 4.15 a) Schéma proudění Munters MSC 300, [6], b) Munters MSC 300

3. Hybrid – kombinace vzduchu, jehož zdrojem je kompresor a vzduchu ze zařízení Munters MSC 300

Z obou typů vzduchových nožů byl současně dodáván stlačený i nestlačený vzduch. Zdroj stlačeného i nestlačeného vzduchu je zmíněn výše.



Obr. 4.16 Nastavení hybrid

vzduchový nůž – nestlačený vzduch

d) Použitá měřicí zařízeníKimo AMI 300 – digitální multifunkční přístroj

Pomocí tohoto zařízení je možno měřit teplotu, diferenční tlak, rychlost proudění plynu, objemový průtok, relativní vlhkosti plynu, teplotu rosného bodu a otáčky. Parametry přístroje jsou 185x100x40, váha 450 g, rozmezí pracovních teplot 0 až 50 °C.

K měření byla použita sonda pro měření vlhkosti, teploty a teploty rosného bodu viz obr. 4.17.

Tab. 4.13 Přesnost sondy pro měření vlhkosti Kimo AMI 300

	rozsah	přesnost
relativní vlhkost ϕ [%]	3 až 98 %	0,1 %
absolutní vlhkost/entalpie [g/kg], [kJ/kg]	dle teploty a rozsahu vlhkoměrných měření	0,1 g/kg
rosný bod [°C],[°F]	-50 až +80 °C	0,1 °C
teplota okolí [°C],[°F]	-20	0,1 °C



a)



b)

Obr. 4.17 a) Kimo AMI 300 + sonda pro měření vlhkosti, b) Kimo AMI 300 + měřicí sondy [15]

Laboratorní váhy – model ADP 360L 360g 0,001g

Byly použity laboratorní váhy popsané v odstavci 4.2.3

Stroboskop

Byl použit stroboskop popsaný v odstavci 4.2.3

4.3.1 Test podmínky v tunelu

V antikondenzačním tunelu byly upravovány podmínky prostřednictvím jednotlivých výše zmíněných zařízení. Měření bylo započato po uplynutí 5 minut potřeby k ustálení hodnot v antikondenzačním tunelu. První test byl proveden pouze s vysoušecím zařízením Powerstrip v chodu, aby bylo možno říci, jak toto zařízení ovlivňuje podmínky v tunelu. Test byl proveden nejprve na suchých lahvích a následně na lahvích potažených vrstvou vody. Parametry vzduchu byly zaznamenávány pomocí zařízení Kimo AMI 300. Rychlost pásu byla

nastavena na 1 m/s, pomocí zařízení stroboskop. Měření podmínek bylo provedeno ve třech bodech pro monitorování celého prostoru antikondenzační jednotky.



Obr. 4.18 Antikondenzační tunel

a) Nastavení 1.Podmínky v laboratoři

$$\varphi = 57,6 \%$$

$$t = 18,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_r = 10,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Tab. 4.14 Podmínky v tunelu Powerstrip

					\bar{x}
Powerstrip	φ [%]	42,1	45,3	45,9	44,4
	t [°C]	26,3	25	24,9	25,4
	t_r [°C]	12,4	12,3	12,2	12,3
Pow. + voda	φ [%]	58,2	55,1	57,5	56,9
	t [°C]	25,8	26,9	26,6	26,4
	t_r [°C]	17,0	17,1	17,4	17,2

Tab. 4.15 Podmínky v tunelu kompresor

					\bar{x}
Pow. + stlačený vzduch	φ [%]	22,3	25,9	26,3	25,2
	t [°C]	28,6	27,6	27,2	27,8
	t_r [°C]	4,8	5,9	6,0	5,6
Pow. + stlačený vzduch + voda	φ [%]	46	52,7	53,4	50,7
	t [°C]	24,7	23,8	23,5	24,0
	t_r [°C]	12,1	13,4	13,5	13,0

Tab. 4.16 Podmínky v tunelu Munters MSC 300

					\bar{x}
Powerstrip + Munters MSC 300	φ [%]	15,4	16,5	17,8	16,6
	t [°C]	31,8	31,2	30,7	31,2
	t_r [°C]	2,0	2,4	3,0	2,5
Powerstrip + Munters MSC 300 + voda	φ [%]	22,9	24,2	27,9	25,0
	t [°C]	29,6	30,5	29,2	29,8
	t_r [°C]	5,7	7,7	8,3	7,2

Tab. 4.17 Podmínky v tunelu hybrid

					\bar{x}
Powerstrip + hybrid	φ [%]	12,8	16,3	16,5	15,2
	t [°C]	30,7	29,5	29,3	29,8
	t_r [°C]	-1,8	1,0	1,0	0,1
Powerstrip + hybrid + voda	φ [%]	24,7	30,7	31,9	29,1
	t [°C]	28,6	27,3	26,7	27,5
	t_r [°C]	6,1	8,3	8,2	7,5

Tab. 4.18 Nejistoty měření Powerstrip

		aritmetický průměr \bar{x}	nejistota u_a	k	nejistota u_b	nejistota u_c	K_1	rozšířená nejistota U	výsledek $\bar{x} \pm U$
Powerstrip	φ [%]	44,4	1,179	2	0,0005	1,179	2,1	2,359	(44,4 ± 4,930)
	t [°C]	25,4	0,451	2	0,05	0,454	2,1	0,907	(25,4 ± 1,896)
	t_r [°C]	12,3	0,058	2	0,05	0,076	2,1	0,153	(12,3 ± 0,319)
Powerstrip + voda	φ [%]	56,9	0,939	2	0,0005	0,939	2,1	1,877	(56,9 ± 3,923)
	t [°C]	26,4	0,328	2	0,05	0,322	2,1	0,664	(26,4 ± 1,388)
	t_r [°C]	17,2	0,120	2	0,05	0,130	2,1	0,260	(17,2 ± 0,544)

Tab. 4.19 Nejistoty měření stlačený vzduch

		aritmetický průměr \bar{x}	nejistota u_a	k	nejistota u_b	nejistota u_c	K_1	rozšířená nejistota U	výsledek $\bar{x} \pm U$
stlačený vzduch	φ [%]	24,8	1,272	2	0,0005	1,272	2,1	2,544	(24,8 ± 5,316)
	t [°C]	27,8	0,416	2	0,05	0,419	2,1	0,839	(27,8 ± 1,752)
	t_r [°C]	5,6	0,384	2	0,05	0,388	2,1	0,775	(5,6 ± 1,620)
stlačený vzduch + voda	φ [%]	50,7	2,359	2	0,0005	2,359	2,1	4,717	(50,7 ± 9,859)
	t [°C]	24,0	0,361	2	0,05	0,364	2,1	0,728	(24,0 ± 1,521)
	t_r [°C]	13,0	0,451	2	0,05	0,454	2,1	0,907	(13,0 ± 1,896)

Tab. 4.20 Nejistoty měření Munters MSC 300

		aritmetický průměr \bar{x}	nejistota u_a	k	nejistota u_b	nejistota u_c	K_1	rozšířená nejistota U	výsledek $\bar{x} \pm U$
Munters MSC 300	φ [%]	16,6	0,694	2	0,0005	0,693	2,1	1,387	(16,6 ± 2,899)
	t [°C]	31,2	0,318	2	0,05	0,322	2,1	0,644	(31,2 ± 1,345)
	t_r [°C]	2,5	0,291	2	0,05	0,295	2,1	0,590	(2,5 ± 1,232)
Munters MSC 300 + voda	φ [%]	25,0	1,498	2	0,0005	1,498	2,1	2,996	(25,0 ± 6,260)
	t [°C]	29,8	0,384	2	0,05	0,388	2,1	0,775	(29,8 ± 1,620)
	t_r [°C]	7,2	0,786	2	0,05	0,788	2,1	1,575	(7,2 ± 3,292)

Tab. 4.21 Nejistoty měření hybrid

		aritmetický průměr \bar{x}	nejistota u_a	k	nejistota u_b	nejistota u_c	K_1	rozšířená nejistota U	výsledek $\bar{x} \pm U$
hybrid	φ [%]	15,2	1,201	2	0,0005	1,201	2,1	2,403	(15,2 ± 5,021)
	t [°C]	29,8	0,437	2	0,05	0,440	2,1	0,880	(29,8 ± 1,839)
	t_r [°C]	0,007	0,933	2	0,05	0,935	2,1	1,869	(0,007 ± 3,906)
hybrid + voda	φ [%]	29,1	2,227	2	0,0005	2,227	2,1	4,454	(29,1 ± 9,309)
	t [°C]	27,5	0,561	2	0,05	0,563	2,1	1,126	(27,5 ± 2,353)
	t_r [°C]	7,5	0,717	2	0,05	0,719	2,1	1,438	(7,5 ± 3,005)

b) Nastavení 2.Test vzduchové clony – byly testovány tři varianty umístění vzduchové clony

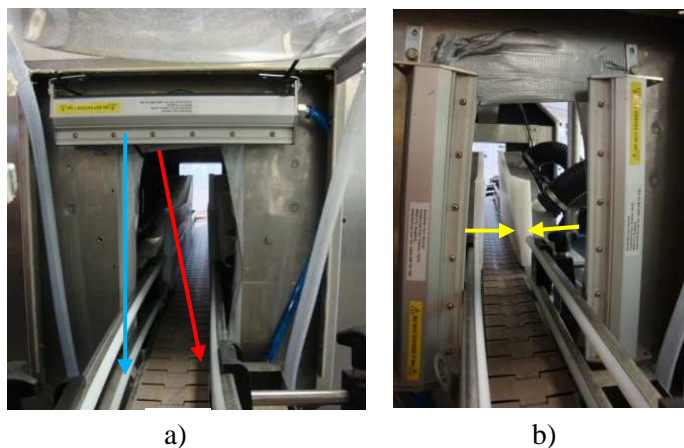
- na obou stranách pásu
- na začátku tunelu proud vzduchu směřovaný kolmo dolů
- na začátku tunelu proud vzduchu směřovaný do sušicího zařízení

Tyto varianty nastavení vzduchové clony byly testovány pouze na mokrých lahvích. Jelikož začátek tunelu je nejvíce ovlivněn vzduchem vycházejícím z vysoušecího zařízení Powerstrip, byly hodnoty pro vyhodnocení účinnosti clony zaznamenávány pouze v bodě 1.

směr proudu vzduchu – test 1.

směr proudu vzduchu – test 2.

směr proudu vzduchu – test 3.



a)

b)

Obr. 4.19 a) Vzduchová clona nad vstupem do tunelu, b) Vzduchová clona na obou stranách tunelu

Tab. 4.22 Test vzduchové clony

		bez clony	clona na stranách	clona nad vstupem – dovnitř	clona nad vstupem – dolů
okolní podmínky	ϕ [%]	60,5	54,0	54,5	54,5
	T [°C]	23,6	23,3	25,2	25,2
	t_r [°C]	15,4	13,2	15,2	15,2
Powerstrip	ϕ [%]	49,7	60,4	46,8	46,8
	T [°C]	32,1	27,5	32,2	32,2
	t_r [°C]	20,1	19,1	19,1	19,1
tunel bod 1.	ϕ [%]	60,6	63,6	65,7	65,0
	T [°C]	32,1	23,7	24,0	24,9
	t_r [°C]	20,1	16,5	17,0	17,9

Největšího snížení rosného bodu v tunelu bylo dosaženo při umístění vzduchových nožů na obou stranách vstupu do tunelu. Vlivem tohoto umístění došlo k hromadění vlhkosti na stěnách antikondenzačního tunelu. Hromadění vlhkosti v prostoru zvyšuje hodnotu relativní vlhkosti i rosného bodu, což znamená zhoršení podmínek v tunelu. Pro provedení dalších testů bylo vybráno nastavení 3. Proud vzduchu nasměrovaný do vysoušecí jednotky Powerstrip zabraňuje průniku horkého, vlhkého vzduchu do antikondenzačního tunelu.

Tab. 4.23 Zhodnocení testu vzduchové clony

		bez clony	clona na stranách	clona nad vstupem - dovnitř	clona nad vstupem - dolů
Powerstrip	t_r [°C]	20,1	19,1	19,1	19,1
bod 1.	t_r [°C]	20,1	16,5	17,0	17,9
rozdíl	t_r [°C]	0	-2,6	-2,1	-1,2

Podmínky v laboratoři:

$$\phi = 58,1 \%$$

$$t = 24,1 \text{ °C}$$

$$t_r = 15,1 \text{ °C}$$

Tab. 4.24 Podmínky v tunelu Powerstrip

					\bar{x}
Powerstrip	ϕ [%]	49,8	48,8	50,9	49,8
	t [°C]	24,3	24,9	24,5	24,6
	t_r [°C]	12,9	13,2	13,4	13,2
Powerstrip + voda	ϕ [%]	59,8	56,1	54,9	56,9
	t [°C]	25,3	24,8	24,7	24,9
	t_r [°C]	16,8	15,4	14,8	15,7

Tab. 4.25 Podmínky v tunelu stlačený vzduch

					\bar{x}
Pow. + stlačený vzduch	φ [%]	21,1	24,1	24,6	23,7
	t [°C]	27,0	26,7	26,5	26,7
	t_r [°C]	2,9	4,5	4,4	3,9
Pow. + stlačený vzduch + voda	φ [%]	46,6	52,6	53,8	51,0
	t [°C]	24,3	24,2	24,3	24,3
	t_r [°C]	11,9	13,7	14,2	13,3

Tab. 4.26 Podmínky v tunelu Munters MSC 300

					\bar{x}
Powerstrip + Munters	φ [%]	22,8	28,7	36,4	28,7
	t [°C]	31,9	28,9	27,2	29,3
	t_r [°C]	7,0	8,7	10,9	8,9
Powerstrip + Munters + voda	φ [%]	25,7	30,2	33,1	29,7
	t [°C]	35,1	32,9	32,6	33,5
	t_r [°C]	10,9	11,5	11,3	11,2

Tab. 4.27 Podmínky v tunelu hybrid

					\bar{x}
Powerstrip + hybrid	φ [%]	13,5	16	16,2	15,2
	t [°C]	31,0	30,1	29,7	30,2
	t_r [°C]	1,4	1,6	1,2	1,4
Powerstrip + hybrid + voda	φ [%]	35	41,4	41,8	39,4
	t [°C]	27,5	26,2	25,9	26,5
	t_r [°C]	10,7	11,9	11,7	11,4

Tab. 4.28 Nejistoty měření Powerstrip

		aritmetický průměr \bar{x}	nejistota u_a	k	nejistota u_b	nejistota u_c	K_1	rozšířená nejistota U	výsledek $\bar{x} \pm U$
Powerstrip	φ [%]	49,8	0,606	2	0,005	0,606	2,1	1,213	(49,8 ± 2,534)
	t [°C]	24,6	0,176	2	0,05	0,183	2,1	0,367	(24,6 ± 0,776)
	t_r [°C]	13,2	0,145	2	0,05	0,154	2,1	0,307	(13,2 ± 0,642)
Powerstrip + voda	φ [%]	56,9	1,475	2	0,0005	1,475	2,1	2,949	(56,9 ± 6,163)
	t [°C]	24,9	0,186	2	0,05	0,192	2,1	0,384	(24,9 ± 0,803)
	t_r [°C]	15,7	0,593	2	0,05	0,595	2,1	1,189	(15,7 ± 2,485)

Tab. 4.29 Nejistoty měření stlačený vzduch

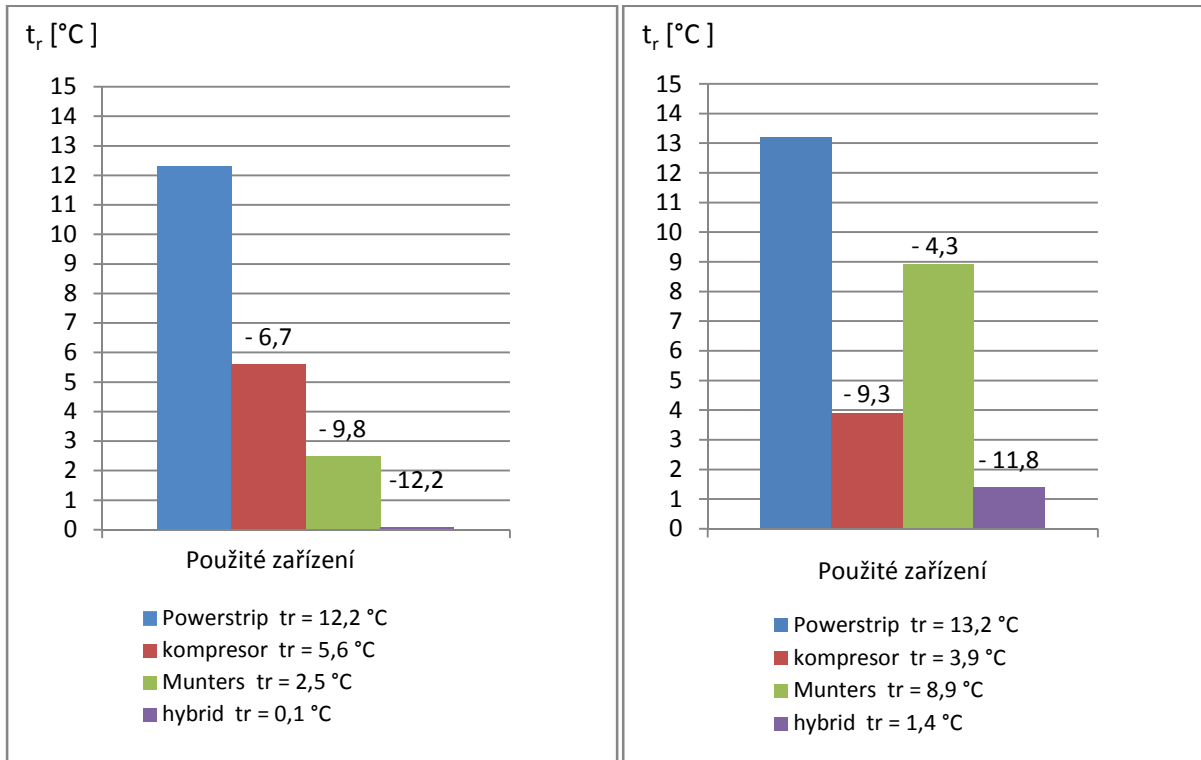
		aritmetický průměr \bar{x}	nejistota u_a	k	nejistota u_b	nejistota u_c	K_1	rozšířená nejistota U	výsledek $\bar{x} \pm U$
kompresor	φ [%]	23,7	1,093	2	0,0005	1,093	2,1	2,186	(23,7±4,568)
	t [°C]	26,7	0,145	2	0,05	0,154	2,1	0,307	(26,7±0,642)
	t_r [°C]	3,9	0,517	2	0,05	0,520	2,1	1,040	(3,9±2,173)
kompresor + voda	φ [%]	51,0	2,227	2	0,0005	2,227	2,1	4,454	(51,0±9,309)
	t [°C]	24,3	0,033	2	0,05	0,060	2,1	0,120	(24,3±0,251)
	t_r [°C]	13,3	0,698	2	0,05	0,700	2,1	1,400	(13,3±2,926)

Tab. 4.30 Nejistoty měření Munters MSC 300

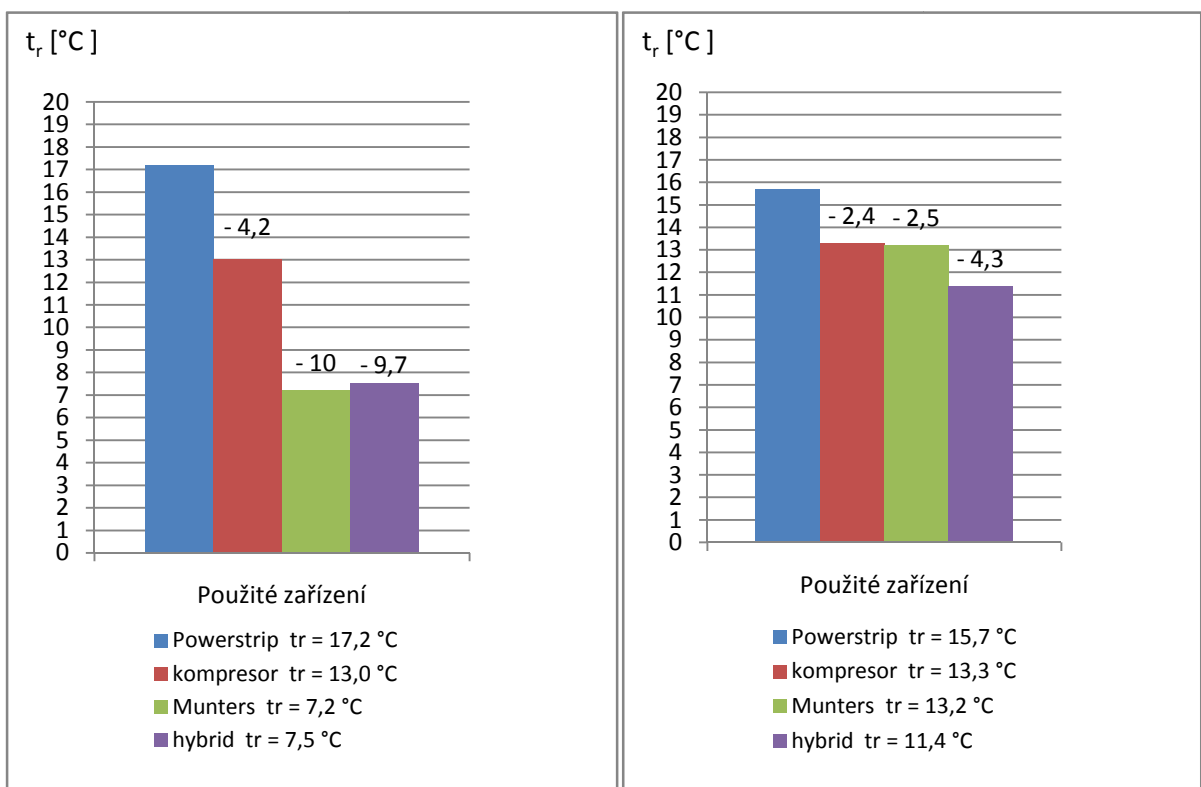
		aritmetický průměr \bar{x}	nejistota u_a	k	nejistota u_b	nejistota u_c	K_1	rozšířená nejistota U	výsledek $\bar{x} \pm U$
Munters MSC 300	φ [%]	28,7	4,446	2	0,005	4,446	2,1	8,891	(28,7±18,582)
	t [°C]	29,3	1,374	2	0,05	1,375	2,1	2,750	(29,3±5,746)
	t_r [°C]	8,9	1,129	2	0,05	1,130	2,1	2,260	(8,9±4,723)
Munters MSC 300 + voda	φ [%]	29,7	2,153	2	0,0005	2,153	2,1	4,306	(29,7±8,998)
	t [°C]	33,5	0,788	2	0,05	0,790	2,1	1,579	(33,5±3,300)
	t_r [°C]	11,2	0,176	2	0,05	0,183	2,1	0,367	(11,2±0,766)

Tab. 4.31 Nejistoty měření hybrid

		aritmetický průměr \bar{x}	nejistota u_a	k	nejistota u_b	nejistota u_c	K_1	rozšířená nejistota U	výsledek $\bar{x} \pm U$
hybrid	φ [%]	15,2	0,869	2	0,005	0,869	2,1	1,737	(15,2±3,630)
	t [°C]	30,2	0,383	2	0,05	0,388	2,1	0,775	(30,2±1,620)
	t_r [°C]	0,8	0,611	2	0,05	0,613	2,1	1,226	(0,8±2,562)
hybrid + voda	φ [%]	39,4	2,203	2	0,0005	2,203	2,1	4,406	(39,4±9,208)
	t [°C]	26,5	0,491	2	0,05	0,494	2,1	0,987	(26,5±2,063)
	t_r [°C]	11,4	0,371	2	0,05	0,375	2,1	0,749	(11,4±1,565)

Grafické zhodnocení:

Graf 4.5 Zhodnocení testu kondenzace, nastavení 1., 2. suché lahve



Graf 4.6 Zhodnocení testu kondenzace, nastavení 1., 2. mokrě lahve

Jelikož ke kompletnímu zhodnocení experimentu kondenzace je nutné znát výsledky ekonomického a energetického zhodnocení, jež je uvedeno v kapitole 5. je podrobné zhodnocení výsledků zpracováno v kapitole 6. Diskuse výsledků.

4.3.2 Test vysoušení

Účelem tohoto testu bylo zjistit, zda je možné úpravou vzduchu v antikondenzačním tunelu dosáhnout odstranění části zbylé vlhkosti z povrchu lahve, která nebyla odstraněna ve vysoušecím zařízení.

Test vysoušení byl proveden stejným způsobem, jako test účinnosti vysoušecího zařízení, jež je popsán v odstavci 4.2.1.

Tab. 4.32 Film aplikovaný vlhčícím zařízením

film aplikovaný vlhčícím zařízením			
č.	váha ubrousku [g]	ubrousek + film [g]	rozdíl [g]
1	16,098	16,505	0,407
2	16,266	16,704	0,438
3	16,298	16,737	0,439
4	16,188	16,647	0,459
\bar{x}			0,436

a) Nastavení 1.

Tab. 4.33 Množství neodstraněné vlhkosti

Powerstrip			
č.	váha ubrousku [g]	ubrousek + film [g]	rozdíl [g]
1	15,344	15,421	0,077
2	15,117	15,216	0,099
3	15,287	15,354	0,067
4	15,244	15,324	0,080
5	15,196	15,296	0,100
\bar{x}			0,085

Tab. 4.34 Množství neodstraněné vlhkosti

kompresor			
č.	váha ubrousku [g]	ubrousek + film [g]	rozdíl [g]
1	15,295	15,357	0,062
2	15,326	15,396	0,070
3	15,179	15,244	0,065
4	15,254	15,327	0,073
5	15,238	15,301	0,063
\bar{x}			0,067

Tab. 4.35 Množství neodstraněné vlhkosti

Munters			
č.	váha ubrousku [g]	ubrousek + film [g]	rozdíl [g]
1	15,180	15,264	0,084
2	15,323	15,397	0,074
3	15,190	15,272	0,082
4	15,268	15,351	0,083
5	15,196	15,287	0,091
\bar{x}			0,083

Tab. 4.36 Množství neodstraněné vlhkosti

hybrid			
č.	váha ubrousku [g]	ubrousek + film [g]	rozdíl [g]
1	15,133	15,189	0,056
2	15,242	15,303	0,061
3	15,243	15,303	0,060
4	15,169	15,215	0,046
5	15,198	15,247	0,049
\bar{x}			0,054

Tab. 4.37 Nejistoty měření nastavení 1.

	aritmetický průměr \bar{x}	nejistota u_a	k	nejistota u_b	nejistota u_c	K_1	rozšířená nejistota U	výsledek $\bar{x} \pm U$
voda	0,436	0,011	2	0,0005	0,011	2,1	0,021	(0,436 ± 0,045)
Powerstrip	0,085	0,006	2	0,0005	0,006	2,1	0,013	(0,085 ± 0,027)
Munters	0,083	0,003	2	0,0005	0,003	2,1	0,006	(0,083 ± 0,012)
kompresor	0,067	0,002	2	0,0005	0,002	2,1	0,004	(0,067 ± 0,009)
hybrid	0,054	0,003	2	0,0005	0,003	2,1	0,006	(0,054 ± 0,013)

b) Nastavení 2.

Tab. 4.38 Množství neodstraněné vlhkosti

Powerstrip			
č.	váha ubrousku [g]	ubrousek + film [g]	rozdíl [g]
1	15,156	15,234	0,078
2	15,059	15,122	0,063
3	15,063	15,144	0,081
4	15,013	15,073	0,060
\bar{x}			0,071

Tab. 4.39 Množství neodstraněné vlhkosti

stlačený vzduch			
č.	váha ubrousku [g]	ubrousek + film [g]	rozdíl [g]
1	15,185	15,241	0,056
2	15,010	15,071	0,061
3	15,056	15,115	0,059
4	15,076	15,139	0,063
\bar{x}			0,060

Tab. 4.40 Množství neodstraněné vlhkosti

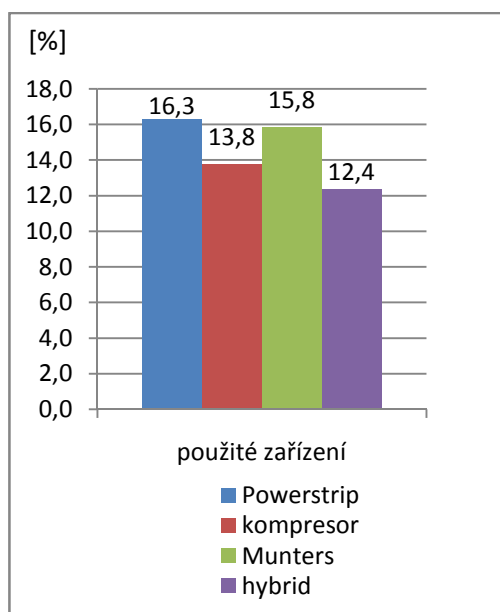
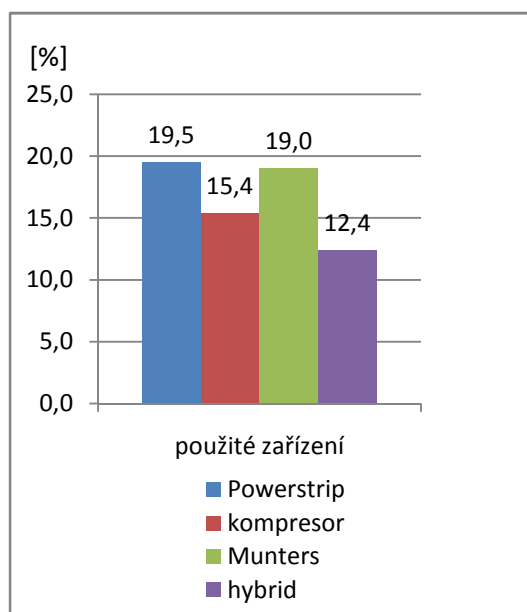
Munters			
č.	váha ubrousku [g]	ubrousek + film [g]	rozdíl [g]
1	14,962	15,016	0,070
2	15,055	15,129	0,074
3	15,061	15,124	0,063
4	15,078	15,148	0,070
\bar{x}			0,069

Tab. 4.41 Množství neodstraněné vlhkosti

hybrid			
č.	váha ubrousku [g]	ubrousek + film [g]	rozdíl [g]
1	15,182	15,240	0,058
2	15,149	15,208	0,059
3	15,015	15,069	0,054
4	15,067	15,113	0,046
\bar{x}			0,054

Tab. 4.42 Nejistoty měření nastavení 2.

	aritmetický průměr \bar{x}	nejistota u_a	k	nejistota u_b	nejistota u_c	K_1 koeficient rozšíření	rozšířená nejistota U	výsledek $\bar{x} \pm U$
voda	0,436	0,011	2	0,0005	0,011	2,1	0,021	(0,436 ± 0,045)
Powerstrip	0,071	0,005	2	0,0005	0,005	2,1	0,011	(0,071 ± 0,022)
Munters	0,060	0,002	2	0,0005	0,002	2,1	0,005	(0,069 ± 0,010)
kompresor	0,069	0,002	2	0,0005	0,002	2,1	0,003	(0,060 ± 0,007)
hybrid	0,054	0,003	2	0,0005	0,003	2,1	0,006	(0,054 ± 0,013)



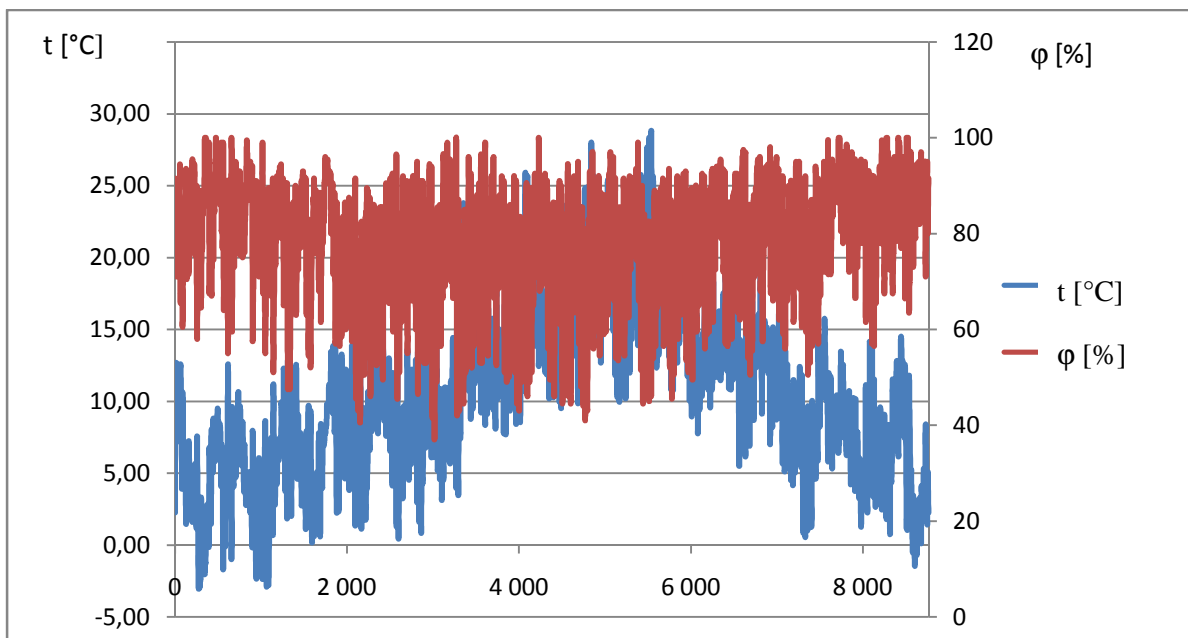
Graf 4.7 Zhodnocení testu vysoušení – množství vlhkosti, které zůstalo na lahvi po vysoušení a) nastavení 1., b) nastavení 2.

Dle grafického zhodnocení lze říci, že úpravou vzduchu v antikondenzačním tunelu je možné dosáhnout odstranění části zbylé vlhkosti z povrchu lahve. Podrobnější zhodnocení je provedeno v kapitole 6. Diskuse výsledků.

4.3.3 Teoretický výpočet – návrh řešení pro UK

Jelikož při experimentu na University of Hertfordshire bylo použito zařízení Munters s nejnižším odvlhčovacím výkonem a test byl proveden z technických důvodů na lahvích o teplotě shodné s teplotou okolí. Byl níže proveden výpočet a návrh výkonnějšího zařízení pro lahve ohrožené zpětnou kondenzací. Jelikož se diplomová práce soustředí na návrh zamezení vzniku zpětné kondenzace u lahví o nízké teplotě, jež se vyskytují zejména v pivovarech a nealkoholickém průmyslu, byla pro výpočet zvolena teplota lahví $t_l = 4 \text{ °C}$. Tato teplota je dána technologií výroby v piva a některých nealkoholických nápojů.

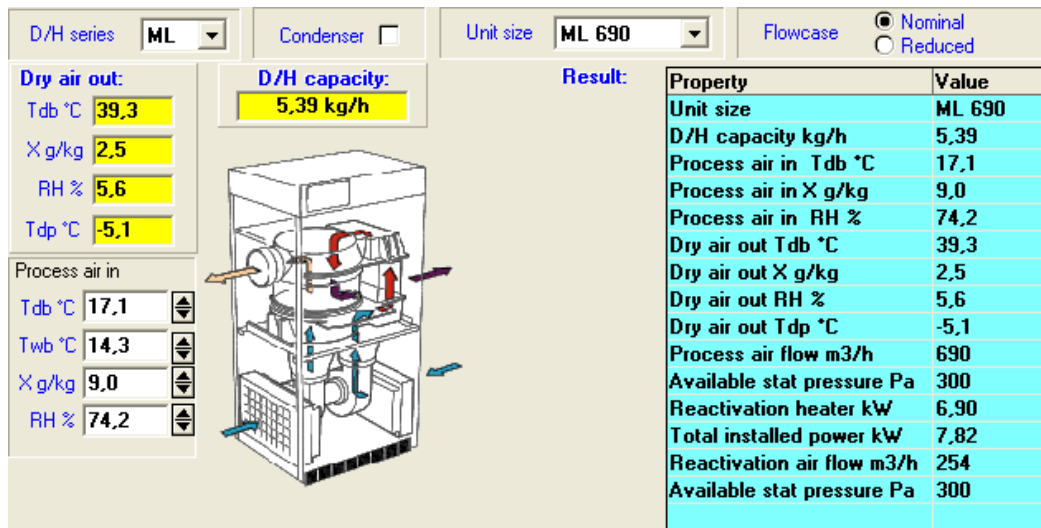
Návrh sorpčního rotoru Munters byl proveden pro letní období, jelikož v tomto období dosahuje teplota rosného bodu nejvyšších hodnot a je zde nejvyšší riziko vzniku zpětné kondenzace. Jelikož praktická část diplomové práce byla provedena v UK, byl také teoretický návrh zpracován pro tuto lokalitu. Výpočet byl proveden pro průměrné hodnoty v letních měsících. Informace o klimatu byly získány z meteorologické stanice London Greenwich, zeměpisné souřadnice: severní šířka $51^\circ 28' 38''$, východní délka $0^\circ 0' 0''$.



Graf 4.8 Záznam meteorologických dat (teplota, relativní vlhkost), ze stanice London Greenwich

Tab. 4.43 Průměrné klimatické podmínky v UK

	jaro	léto	podzim	zima
$t \text{ [°C]}$	11,1	17,1	9,5	5,0
$\varphi \text{ [%]}$	71,9	74,2	81,6	80,9
$t_r \text{ [°C]}$	6,2	12,5	6,5	2,0
$\Phi \text{ [kg/m}^3\text{]}$	7,3	10,8	7,5	5,5



Obr. 4.20 Parametry vzduchu odpovídající průměrným letním teplotám v UK

Výpočet teploty rosného bodu směsi vzniklé po smíšení okolního vzduchu a vzduchu z jednotky Munters ML 690

Ze sortimentu společnosti Munters byla pomocí software Dry cap vybrána výkonnější jednoka ML 690. Parametry vzduchu vycházejícího z jednotky Munters ML 690 jsou uvedeny na obr. 4.20., parametry okolního vzduchu jsou uvedeny v tabulce 4.43. Výpočet byl proveden dle odstavce 3.1 Mísení dvou nebo více proudů vzduchu.

Objemový tok vzduchu v antikondenzačním tunelu

$$\dot{V} = v \cdot S \quad [m^3/s] \quad (4.17)$$

kde v [m/s] je rychlost pásu, S [m^2] je plocha, kterou proudí vzduch do tunelu.

Parciální tlak

$$p_p'' = e^{\left(23,53 - \frac{4044,2}{235,6+t}\right)} \quad [Pa] \quad (4.18)$$

kde t [$^{\circ}C$] je teplota.

Měrná vlhkost

$$x = 0,622 \cdot \frac{\varphi \cdot p_p''}{p - \varphi \cdot p_p''} \quad [kg/kg_{sv}] \quad (4.19)$$

kde φ [%] je relativní vlhkost, p_p'' [Pa] je parciální tlak sytých vodních par, p [Pa] je atmosférický tlak.

Entalpie

$$i = 1,01 \cdot t + x \cdot (2500 + 1,84 \cdot t) \quad [kJ/kg_{sv}] \quad (4.20)$$

kde t [$^{\circ}C$] je teplota, x [kg/kg_{sv}] měrná vlhkost.

Hmotnostní tok suchého vzduchu

$$\dot{m} = \frac{p - \varphi \cdot p_p''}{r_v \cdot (t + 273,15)} \cdot \dot{V} \quad [kg/s] \quad (4.21)$$

kde p [Pa] je atmosférický tlak, φ [%] je relativní vlhkost, p_p'' [Pa] je parciální tlak sytých vodních par, $r_v = 287$ [J/(kg · K)] je měrná plynová konstanta.

Teplota rosného bodu

$$t_r = \frac{1}{\frac{1}{235,6 + t} - \frac{\ln \varphi}{4044,2} - 235,6} \quad [^\circ C] \quad (4.22)$$

kde t [°C] je teplota.

Absolutní vlhkost

$$\Phi = \rho = \varphi \cdot \rho'' = \varphi \cdot \frac{p_p''}{r_p \cdot T} \quad [g/m^3] \quad (4.23)$$

kde ρ [kg/m³] je hustota vodních par, φ [%] je relativní vlhkost, ρ'' [kg/m³] hustota sytých vodních par, p_p'' [Pa] je parciální tlak sytých par, $r_p = 462$ [J/(kg · K)] je měrná plynová konstanta páry, T [°C] je termodynamická teplota.

Měrná vlhkost směsi

$$x_s = \frac{\dot{m}_1 \cdot x_1 + \dot{m}_2 \cdot x_2}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2} \quad [kg/kg_{sv}] \quad (4.24)$$

kde $\dot{m}_{1,2}$ [kg/s] je hmotnostní tok suchého vzduchu, $x_{1,2}$ [kg/kg_{sv}] je měrná vlhkost.

Entalpie směsi

$$i_s = \frac{\dot{m}_1 \cdot i_1 + \dot{m}_2 \cdot i_2}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2} \quad [kJ/kg_{sv}] \quad (4.25)$$

kde $\dot{m}_{1,2}$ [kg/s] je hmotnostní tok suchého vzduchu, $i_{1,2}$ [kJ/kg_{sv}] je entalpie.

Teplota směsi

$$t_s = \frac{i_s - (2500 \cdot x_s)}{(1,01 + 1,84 \cdot x_s)} \quad [^\circ C] \quad (4.26)$$

kde i_s [kJ/kg_{sv}] je entalpie směsi, x_s [kg/kg_{sv}] je měrná vlhkost směsi.

Parciální tlak směsi

$$p_{ps}'' = e^{\left(23,53 - \frac{4044,2}{235,6 + t_s}\right)} \quad [Pa] \quad (4.27)$$

kde t_s [°C] je teplota směsi.

Relativní vlhkost směsi

$$\varphi_s = \frac{p \cdot x_s}{pp_s'' \cdot 0,622 - x_s} \quad [\%] \quad (4.28)$$

kde p [Pa] je atmosférický tlak, x_s [kg/kg_{sv}] je měrná vlhkost směsi, p_s'' [Pa] parciální tlak sytých par směsi.

Objemový tok vzduchu směsi

$$\dot{V}_s = \frac{\dot{V}_1 \cdot x_1 + \dot{V}_2 \cdot x_2}{x_s} \quad [\text{kg/s}] \quad (4.29)$$

kde $\dot{V}_{1,2}$ [kg/s] je objemový tok vzduchu, $x_{1,2}$ [kg/kg_{sv}] je měrná vlhkost.

Tab. 4.44 Výpočet mísení

		vzduch v tunelu	vzduch z Munters ML 690	směs
teplota	t [°C]	17,1	39,3	32,41
relativní vlhkost	φ [%]	74,2	5,6	15
objemový tok vzduchu	\dot{V} [m ³ /s]	0,08	0,21	0,276
parciální tlak	p_p'' [Pa]	1950,9	7104,4	4867,4
měrná vlhkost	x [kg/kg _{sv}]	0,00913	0,00248	0,00453
entalpie	i [kJ/kg _{sv}]	40,39	46,08	44,33
hmotnostní tok suchého vzduchu	\dot{m} [kg/s]	340,9	766,8	1107,7
absolutní vlhkost	Φ [g/m ³]	10,82	2,75	5,17
teplota rosného bodu	t_r [°C]	12,5	-5,7	2,35

Na základě výpočtu bylo zjištěno, že jednotka ML 690 je schopna snížit rosný bod vzduchu v antikondenzačním tunelu pod teplotu lahví a vytvořit prostředí bez nebezpečí zpětné kondenzace.

5. POROVNÁNÍ EKONOMICKÉ A ENERGETICKÉ NÁROČNOSTI

Ekonomické hodnocení je nedílnou a velmi důležitou částí technického řešení. Bez tohoto vyhodnocení nelze navrženou variantu srovnávat se stávajícím, případně jiným řešením a není možné objektivně posoudit vhodnost její realizace.

Výpočet byl proveden pro společnost Secomak, pro provoz na jednu pracovní směnu, 8 hodin denně, pět dní v týdnu. Cena elektrické energie dle sazby D02d – jednotarifová sazba pro střední spotřebu dodávaná společností ČEZ je $1\text{kWh} = 4,3539\text{ Kč}$.

Informace o cenách hodnocených zařízení byly získány od výrobce.

Výpočet

Příkon

$$P = \frac{E}{t} \quad [W] \quad (5.1)$$

kde $E [J]$ je energie, $t [s]$ je čas

Energie

$$E = P \cdot t \quad [J] \quad (5.2)$$

Přepočet na kWh

$$1\text{kWh} = 3\,600\,000 \quad [J] \quad (5.3)$$

Počet kWh za rok

$$n = E \cdot 3\,600\,000 \quad [kWh] \quad (5.4)$$

Cena kWh

$$N = n \cdot \text{cena} \quad [Kč] \quad (5.5)$$

Objemový průtok

$$\dot{V} = w \cdot S \quad [m^3/s] \quad (5.6)$$

kde $w [m/s]$ je rychlost vzduchu, $S [m^2]$ je plocha.

Objemový průtok za rok

$$V_{rok} = \dot{V} \cdot t \quad [m^3/rok] \quad (5.7)$$

Náklady na produkci 1 m^3 vzduchu

$$K = \frac{N}{\dot{V} \cdot t} \quad [Kč/m_n^3] \quad (5.8)$$

kde $N [Kč/rok]$ jsou celkové roční náklady, $\dot{V} [m_n^3/rok]$ je celková roční produkce, $t[s]$ je čas.

Teoretický příkon

$$P_{teor.} = \frac{n}{n-1} \cdot P_s \cdot V_s \cdot \left[\left(\frac{P_v}{P_s} \right)^{\frac{n}{n-1}} - 1 \right] \quad [kW] \quad (5.9)$$

kde n je polytropický exponent, $P_s [Pa]$ je tlak na sání kompresoru, $P_v [Pa]$ tlak na výtlaku, $V_s [m^3/s]$ je objemový tok vzduchu na sání kompresoru.

Zvětšený příkon

$$P = 1,15 \cdot \frac{P_{teor.}}{\eta_{p\check{r}}} \quad [kW] \quad (5.10)$$

kde $P_{teor.}$ [kW] je teoretický příkon kompresoru, $\eta_{p\check{r}}$ je účinnost převodu mezi hnacím elektromotorem a kompresorem.

Exponent polytropy byl pro použitý šroubový mazaný kompresor zvolen $n = 1,35$, účinnost převodu mezi hnacím elektromotorem a kompresorem byla zvolena $\eta_{p\check{r}} = 0,9$.

5.1 Test sušení

Tab. 5.1 Parametry zařízení

	tlak p [Pa]	objemový průtok V_1 [m^3/s]	příkon P [kW]
turbo ventilátor 587	113 825	0,416	15
Cyclon 218	400 000	0,08	17,34

Poznámka: Údaj o objemovém průtoku při daném tlaku byl dodatečně získán od pracovníků UH.

Výpočet spotřeby stlačeného vzduchu při tlaku $p = 400\,000$ Pa a nákladů za rok

$$P = \frac{1,35}{1,35 - 1} \cdot 1 \cdot 10^5 \cdot 0,08 \cdot \left[\left(\frac{4 \cdot 10^5}{1 \cdot 10^5} \right)^{\frac{1,35}{1,35-1}} - 1 \right] = 13,34 \text{ kW}$$

$$P = 1,15 \cdot \frac{13,34}{0,9} = 17,34 \text{ kW}$$

$$E = 17\,340 \cdot 7,632 \cdot 10^6 = 1,323 \cdot 10^{11} \text{ J}$$

$$n = 1,323 \cdot 10^{11} / 3\,600\,000 = 36\,750 \text{ kWh}$$

$$N = 36\,750 \cdot 4,3539 \doteq \boxed{160\,000 \text{ Kč/rok}}$$

Požizovací náklady

Kompresor Cyclon 218: 230 000 Kč

Výpočet ceny 1 m^3 nestlačeného vzduchu

$$E = 15\,000 \cdot 7,632 \cdot 10^6 = 1,144 \cdot 10^{11} \text{ J}$$

$$n = 1,1448 \cdot 10^{11} / 3\,600\,000 = 31\,800 \text{ kWh}$$

$$N = 31\,800 \cdot 4,3539 = 138\,454 \text{ Kč/rok}$$

$$K = \frac{138\,454}{0,416 \cdot 7,632 \cdot 10^6} = 0,0435 \text{ Kč}/m_n^3$$

Výpočet spotřeby nestlačeného vzduchu a nákladů za rok

$$\dot{V} = v \cdot S = 100 \cdot (0,0008 \cdot 0,75) = 0,06 \text{ m}^3/\text{s} = 3,6 \text{ m}^3/\text{min.}$$

$$V_{rok} = V_s \cdot t \text{ [m}^3/\text{rok]}$$

$$V_{rok} = 0,06 \cdot 7,632 \cdot 10^6 = 457\,920 \text{ m}^3/\text{rok}$$

$$k_{cena/m^3} \cdot V_{rok} \cdot n_{prvků} \text{ [Kč/rok]}$$

$$0,0435 \cdot 457\,920 \cdot 2 \doteq \boxed{39\,800 \text{ Kč/rok}}$$

Pořizovací náklady

Turbo ventilátor 587: 150 000 Kč

Tab. 5.2 Zhodnocení

	provozní náklady [Kč/rok]	pořizovací náklady [Kč/rok]	celkem [Kč/rok]
turbo ventilátor 587	39 800	150 000	189 800
kompresor Cyclon 218	160 000	230 000	390 000

5.2 Test kondenzace**5.2.1 Experiment**

Ekonomické zhodnocení bylo provedeno pro kompresor Cyclon 218, jelikož nebyly zjištěny potřebné parametry kompresoru umístěného na UH.

Tab. 5.3 Parametry zařízení

	tlak p [Pa]	objemový prů- tok V_1 [m ³ /s]	příkon P [kW]
Cyclon 218	300 000	0,100	16,51
	700 000	0,054	17,81
Munters MSC 300	200	0,083	2,1

Poznámka: Hodnoty objemových průtoků při daném tlaku byly dodatečně získány od pracovníků UH

VýpočetVýpočet spotřeby stlačeného vzduchu při tlaku $p = 300\,000$ Pa a nákladů za rok

$$P = \frac{1,35}{1,35 - 1} \cdot 1 \cdot 10^5 \cdot 0,1 \cdot \left[\left(\frac{3 \cdot 10^5}{1 \cdot 10^5} \right)^{\frac{1,35}{1,35-1}} - 1 \right] = 12,7 \text{ kW}$$

$$P = 1,15 \cdot \frac{12,7}{0,9} = 16,51 \text{ kW}$$

$$E = 16\,510 \cdot 7,632 \cdot 10^6 = 1,26 \cdot 10^{11} J$$

$$n = 1,26 \cdot 10^{11} / 3\,600\,000 = 35\,001 \text{ kWh}$$

$$N = 35\,001 \cdot 4,3539 = \boxed{152\,391 \text{ Kč/rok}}$$

Výpočet spotřeby stlačeného vzduchu při tlaku $p = 700\,000$ Pa a nákladů za rok

$$P = \frac{1,35}{1,35 - 1} \cdot 1 \cdot 10^5 \cdot 0,054 \cdot \left[\left(\frac{7 \cdot 10^5}{1 \cdot 10^5} \right)^{\frac{1,35}{1,35-1}} - 1 \right] = 13,7 \text{ kW}$$

$$P = 1,15 \cdot \frac{13,7}{0,9} = 17,81 \text{ kW}$$

$$E = 17\,810 \cdot 7,632 \cdot 10^6 = 1,359 \cdot 10^{11} J$$

$$n = 1,359 \cdot 10^{11} / 3\,600\,000 = 37\,750 \text{ kWh}$$

$$N = 37\,750 \cdot 4,3539 = \boxed{164\,359 \text{ Kč/rok}}$$

Pořizovací náklady

Kompresor Cyclon 218: 230 000 Kč

Výpočet provozních nákladů jednotky Munters MSC 300

Vzhledem k nízké maximální kapacitě zařízení $\Phi = 1,8$ kg/h byl proveden výpočet pro plné zatížení jednotky po celý rok.

$$E = 2100 \cdot 7,632 \cdot 10^6 = 1,6 \cdot 10^{10} J$$

$$n = 1,6 \cdot 10^{10} / 3\,600\,000 = 4452 \text{ kWh}$$

$$N = 4452 \cdot 4,3539 = \boxed{19\,400 \text{ Kč/rok}}$$

Pořizovací náklady

Munters MSC 300: 100 000 Kč

Výpočet provozních a pořizovacích nákladů pro metodu hybrid

Náklady na tuto metodu jsou součtem nákladů předešlých dvou zařízení.

5.2.2 Teoretický výpočet

Zařízení Munters ML 690 bylo navrženo na nejnejpříznivější podmínky, jež nastávají během letních měsíců. Během této periody pracuje zařízení na maximální výkon, jelikož je nezbytné odstranit ze vzduchu maximální množství absolutní vlhkosti $\Phi = 10,8$ g/m³. Pro ostatní roční období je potřebný výkon a spotřeba elektrické energie v závislosti na absolutní vlhkosti přímou úměrou přepočítána. Výpočet absolutní vlhkosti Φ [g/m³] byl proveden dle vzorce (4.23).

Tab. 5.4 Energetické a ekonomické zhodnocení Munters ML 690

		jaro	léto	podzim	zima	celkem [Kč]
dáno	t [°C]	11,1	17,1	9,5	5,0	56 776
	φ [%]	71,9	74,2	81,6	80,9	
	t_r [°C]	6,2	12,5	6,5	2,0	
	t [s]	$8,1 \cdot 10^6$	$8,12 \cdot 10^6$	$7,69 \cdot 10^6$	$7,69 \cdot 10^6$	
výpočet	Φ [g/m^3]	7,25	10,82	7,44	5,50	
	P [W]	5546	7820	5664	4430	
	E [J]	$1,16 \cdot 10^{10}$	$1,64 \cdot 10^{10}$	$1,1 \cdot 10^{10}$	$8,28 \cdot 10^9$	
	n [kWh]	3235	4025	2942	2301	
	N [Kč]	14 086	19 861	12 810	10 020	

Požizovací náklady: 250 000 Kč

Zhodnocení

Tab. 5.5. Zhodnocení

	provozní náklady [Kč/rok]	pořizovací náklady [Kč/rok]	celkem [Kč/rok]
kompresor Cyclon 218, $p = 700\ 000$ Pa	164 359	230 000	394 359
kompresor Cyclon 218, $p = 300\ 000$ Pa	152 391	230 000	382 391
Munters MSC 300	19 400	100 000	119 400
Munters ML 690	56 776	250 000	306 776
hybrid ($p = 700\ 000$ Pa)	179 400	300 000	479 400
hybrid ($p = 300\ 000$ Pa)	171 791	300 000	471 791

6. DISKUSE VÝSLEDKŮ

Diplomová práce obsahuje experimentální ověření nejvhodnějšího způsobu vysoušení lahví určených k etiketování a dále návrh řešení pro omezení vzniku zpětné kondenzace na povrchu již vysušeného předmětu.

6.1 Test sušení

Z provedeného experimentu vysoušení vyplývá, že rozdíl v úspěšnosti obou použitých zařízení je zanedbatelný. Větší část vlhkosti byla odstraněna mechanicky vlivem nastavení vzduchových nožů. Dále došlo k odpaření části vlhkosti, v důsledku rozdílu koncentrací vlhkosti ve vysoušecím vzduchu a na povrchu lahve. Stlačený vzduch byl k povrchu lahví distribuován větší rychlostí, proto by dle teoretických poznatků výsledky dosažené tímto způsobem měly být příznivější. Po vysoušení oběma způsoby, však zůstala vlhkost především v místě styku dvou lahví tzn. v prostoru nepřístupném oběma zařízením. Z provedeného experimentu je zřejmé, že množství vody přítomné na lahvi po mytí je snadno odstranitelná pomocí kompresoru Cyclon 218 i pomocí turbo ventilátoru 587.

Pro návrh zdroje vysoušecího vzduchu je nezbytné znát množství vlhkosti přítomné na předmětu a dále požadavek na míru vysoušení. Akceptovatelné množství vlhkosti je dáno technologií. Jelikož cílem provedeného experimentu bylo navrhnout nejvhodnější způsob vysoušení lahví určených k etiketování, bylo rozhodujícím faktem množství akceptovatelné vlhkosti na lahvi při, které lze zajistit optimální funkci etiketovače. 0,082 g vlhkosti, která zůstala na lahvi po vysoušení ventilátorem je akceptovatelné množství pro bezproblémové nalepení etikety. Tato informace byla získána z pivovaru Starobrno a dále ze společnosti Secomak. Jelikož bylo testováno pouze jedno nastavení turbo ventilátoru 587 lze obecně říci, že pokud rychlost a teplota vysoušecího vzduchu dosáhne hodnoty $v = 100 \text{ m/s}$, $t = 30 \text{ °C}$, bude zařízení dle poznatků z experimentu schopno odstranit vlhkost $m = 0,436 \text{ g}$ přítomnou na lahvi po mytí.

Na závěr bylo provedeno energetické a ekonomické zhodnocení provedených experimentů. Ze získaných výsledků je zřejmé, že nejvhodnějším a nejekonomičtějším řešením pro sušení lahví určených k etiketováním použitím turbo ventilátoru 587. Tento výsledek je důležitým krokem ke snížení nákladů na vysoušení lahví.

6.2 Test kondenzace

Z výsledků experimentu kondenzace vyplývá, že po spuštění vysoušecího zařízení dochází k nárůstu teploty a relativní vlhkosti v prostoru tohoto zařízení a současně v prostoru antikondenzačního tunelu. Zvýšení teploty je způsobeno distribucí vzduchu ohřátého ve ventilátoru vysoušecího zařízení, k nárůstu vlhkosti dochází v důsledku rozprašování odstraněné vody. Vlivem pohybu pásu je vzduch z vysoušecího zařízení unášen do antikondenzačního tunelu, kde vytváří podmínky pro vznik kondenzace. Tomuto jevu bylo zabráněno přidáním vzduchové clony u nastavení 2. Spuštěné vysoušecí zařízení zvyšuje hodnotu rosného bodu v porovnání s rosným bodem okolního prostředí u nastavení 1. při testování se suchými lahvemi o $t = 2,1 \text{ °C}$ s mokřými lahvemi o $t = 7 \text{ °C}$ naproti tomu u nastavení 2. došlo při testování se suchými lahvemi ke snížení rosného bodu v tunelu o $t = 1,9 \text{ °C}$ v důsledku distribuce upraveného stlačeného vzduchu ze vzduchové clony. Při testu s mokřými lahvemi se hodnota rosného bodu zvýšila pouze o $t = 0,6 \text{ °C}$.

Jelikož vysoušecí zařízení zhoršuje podmínky v tunelu v porovnání s podmínkami v laboratoři. Byla úspěšnost níže hodnocených zařízení vztažena na počáteční podmínky v tunelu při spuštěném vysoušecím zařízení.

Kompresor – stlačený vzduch

Při distribuci stlačeného vzduchu ze zásobníku o tlaku $p = 300\,000$ Pa došlo v antikondenzačním tunelu ke snížení hodnoty rosného bodu oproti počátečnímu stavu v tunelu při testu se suchými lahvemi o $t = 6,7$ °C, s mokřými lahvemi o $t = 4,2$ °C. Při druhém nastavení byl tlakový vzduch rozváděn ze zásobníku pod tlakem $p = 700\,000$ Pa a dále distribuován do antikondenzačního tunelu. Dle teoretických poznatků, by mělo dojít k výraznějšímu snížení rosného bodu v porovnání s prvním nastavením, v důsledku zvýšení hmotnostního toku nožem. Hodnota rosného bodu byla při testu se suchými lahvemi snížena výrazněji o $t = 9,3$ °C, při testování s mokřými lahvemi však byla snížena pouze o $t = 2,4$ °C. Tato skutečnost byla pravděpodobně způsobena nedostatečnou dobou setrvání před započítáním měření, tunel nebyl dostatečně naplněn upraveným stlačeným vzduchem. Další příčinou je možné nesprávné umístění měřicí sondy v antikondenzačním tunelu.

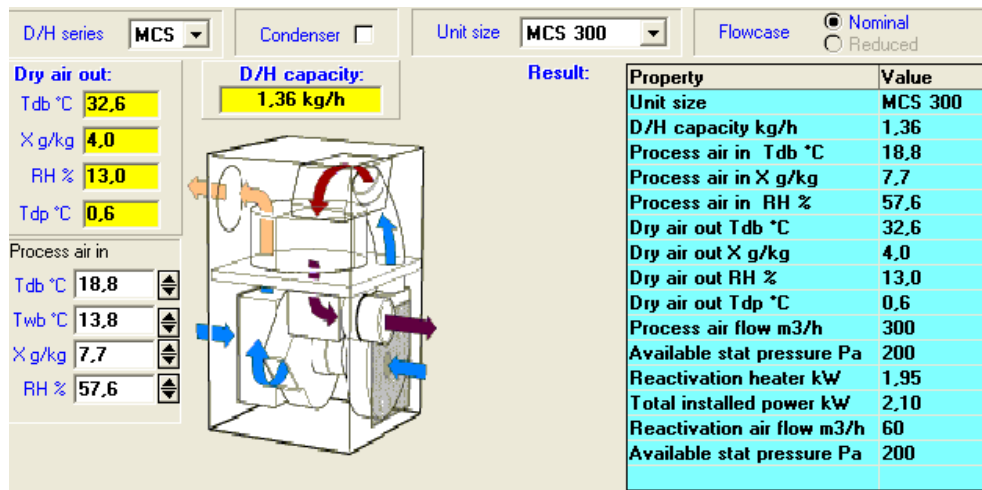
Hybrid

Do prostoru antikondenzačního tunelu byl současně dodáván stlačený vzduch spolu se vzduchem ze sorpčního rotoru Munters MSC 300. Při prvním nastavení byla kombinací těchto zařízení snížena hodnota rosného bodu v tunelu při testu se suchými lahvemi o $t = 12,2$ °C, s mokřými lahvemi o $t = 9,7$ °C. U druhého nastavení bylo dosaženo snížení rosného bodu při testování na suchých lahvích o $t = 11,8$ °C, na mokřých lahvích pouze o $t = 4,3$ °C v důsledku zvýšení rosného bodu dodávaného zařízením Munters MSC 300.

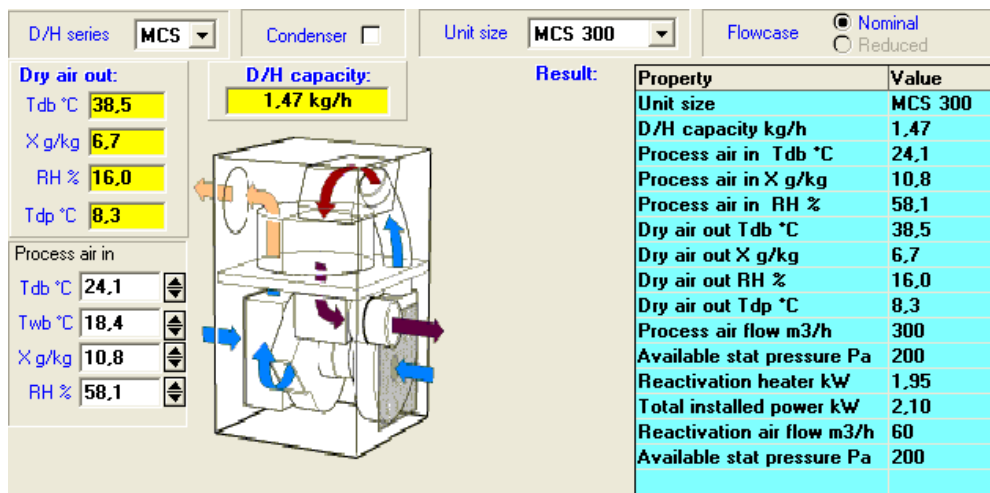
Munters MSC 300

Schopnost tohoto zařízení snižovat hodnotu rosného bodu vzduchu je závislá na jeho teplotě a relativní vlhkosti. Se zvyšující se teplotou a relativní vlhkostí stoupá hodnota rosného bodu dodávaného zařízením. Jelikož, při prvním testu byly příznivější vstupní hodnoty procesního vzduchu bylo dosaženo výraznějšího snížení rosného bodu v tunelu. Na obr. 6.1 a 6.2 níže jsou znázorněny parametry vzduchu dodávaného zařízením Munters MSC 300 při vstupních podmínkách odpovídajících nastavení 1. a 2. Po smíšení vzduchu ze zařízení Munters MSC 300 a vzduchu z okolního prostředí bylo dosaženo při prvním nastavení a testování se suchými lahvemi, snížení rosného bodu o $t = 9,8$ °C, s mokřými lahvemi o $t = 10$ °C, při nastavení druhém bylo při testování suchých lahví dosaženo snížení rosného bodu o $t = 4,3$ °C na mokřých lahvích o $t = 2,5$ °C. Pro zajištění požadované spolehlivosti po celou dobu provozního období je nutno zařízení Munters dimenzovat na nejnepříznivější podmínky. Pokud není jednotka Munters MSC 300 schopna snížit hodnotu rosného bodu v tunelu na požadovanou hodnotu je možno použít pro dodávku vzduchu více těchto jednotek popřípadě zvolit jiný typ sorpčního rotoru Munters.

V rámci diplomové práce byl proveden návrh a teoretický výpočet výkonnějšího zařízení Munters ML 690. Na základě výpočtu bylo zjištěno, že jednotka ML 690 je schopna snížit rosný bod vzduchu v antikondenzačním tunelu pod teplotu lahví a vytvořit prostředí bez nebezpečí zpětné kondenzace.



Obr. 6.1 Parametry vzduchu odpovídající vstupním podmínkám při nastavení 1.



Obr. 6.2 Parametry vzduchu odpovídající vstupním podmínkám při nastavení 2.

Součástí provedených experimentů bylo také posoudit, zda je prostřednictvím úpravy vzduchu v antikondenzačním tunelu možno dosáhnout odstranění části zbylé vlhkosti z povrchu lahve, která nebyla odstraněna ve vysoušecím zařízení. Dle dosažených výsledků lze říci, že úpravou vzduchu v antikondenzačním tunelu je možné dosáhnout odstranění části zbylé vlhkosti z povrchu lahve. Prostřednictvím upraveného vzduchu, který byl vháněn do prostoru tunelu docházelo k dodatečnému přenosu látky. Příznivých výsledků bylo dosaženo při aplikaci stlačeného vzduchu, který díky vysoké rychlosti přispěl k vyššímu přenosu látky. Nejpriznivější výsledky byly prokázány při uspořádání hybrid. Tímto nastavením byly spojeny výhody vyšší teploty vzduchu, který byl dodáván zařízením Munters MSC 300 a vyšší rychlosti stlačeného vzduchu což jsou činitelé zintenzivňující přenos látky.

Na závěr bylo provedeno energetické a ekonomické zhodnocení použitých zařízení. Ze získaných výsledků je zřejmé, že úpravu rosného bodu v antikondenzačním tunelu zajišťuje nejefektivněji a nejekonomičtěji sorpční rotor Munters v testovaném i výkonnějším provedení.

7. ZÁVĚR

Předložená diplomová práce se zabývá problematikou sušení mokrých povrchů pomocí vzduchových proudů. Základem práce jsou výsledky experimentu, provedeného na University of Hertfordshire, Faculty of Aerospace, Automotive and Design ve Velké Británii. Cílem experimentu bylo prakticky ověřit a porovnat účinnost vysoušení lahví pomocí ventilátoru a kompresoru a na základě dosažených výsledků navrhnout řešení pro omezení vzniku zpětné kondenzace na jejich povrchu. Součástí diplomové práce je zpracování teoretického rozboru problematiky vysoušení a kondenzace, na jehož základě je proveden rozbor vysoušecího zařízení a způsobů úprav vzduchu.

V rámci diplomové práce byla sestavena vysoušecí linka, na níž byly nejprve provedeny testy vysoušení umytých lahví pomocí vzduchového proudu, přičemž byly porovnávány dvě rozdílné technologie sušícího zařízení, tzv. sušícího nože. Z výsledků experimentů vyplývá, že rozdíl v úspěšnosti obou použitých zařízení je minimální. Při porovnání získaných výsledků s teoreticky stanoveným množstvím odstranitelné vlhkosti se navíc ukázalo, že podíl odpařené vlhkosti je velice malý a většina vlhkosti z povrchu láhve je odstraněna mechanicky (odfouknuta).

Pro nalezení vhodného způsobu vysoušení lahví bylo tedy provedeno energetické a ekonomické zhodnocení obou použitých technologií. Ze získaných výsledků je zřejmé, že nejvhodnějším a nejekonomičtějším řešením pro sušení lahví určených k etiketování je použití turbo ventilátoru 587. Tento výsledek je důležitým krokem ke snížení nákladů na vysoušení lahví.

Následně byl proveden test zařízení pro zamezení zpětné kondenzace, tzv. antikondenzačního tunelu, ve kterém je snižována hodnota rosného bodu vzduchu pod teplotu vysoušených lahví. Úprava teploty rosného bodu uvnitř antikondenzačního tunelu byla prakticky realizována prostřednictvím stlačeného vzduchu, jehož zdrojem byl kompresor, sorpčního rotoru Munters MSC 300 a dále pomocí nastavení hybrid, což je kombinace vzduchu, jehož zdrojem byl kompresor a sorpční rotor Munters MSC 300. Jelikož při experimentu na University of Hertfordshire bylo použito zařízení Munters s nejnižším odvlhčovacím výkonem a test kondenzace byl proveden z technických důvodů na lahvích o teplotě shodné s teplotou okolí. Byl proveden návrh a teoretický výpočet výkonnějšího zařízení Munters ML 690. Jelikož se diplomová práce soustředí na návrh zamezení vzniku zpětné kondenzace u lahví o nízké teplotě, jež se vyskytují zejména v pivovarech a nealkoholickém průmyslu, byla pro výpočet zvolena teplota lahví $t_l = 4 \text{ }^\circ\text{C}$. Tato teplota je dána technologií výroby v piva a některých nealkoholických nápojů. Z teoretického výpočtu je zřejmé, že jednotka ML 690 je schopna snížit rosný bod vzduchu v antikondenzačním tunelu pod teplotu lahví a vytvořit prostředí bez nebezpečí zpětné kondenzace.

Na základě provedených experimentů a energetického a ekonomického zhodnocení byl ze tří testovaných zařízení pro úpravu rosného bodu vzduchu v antikondenzačním tunelu zvolen, jako nejvhodnější a nejméně finančně náročné řešení pro úpravu vzduchu v antikondenzačním tunelu sorpční rotor Munters v testovaném i výkonnějším provedení.

Po celkovém zhodnocení provedených prací lze za nejvhodnější zařízení k sušení umytých lahví se zabráněním zpětné kondenzace označit, takové, kde je k sušení použita technologie sušení s dodávkou vzduchu pomocí turboventilátoru, která je doplněna antikondenzačním tunelem s úpravou vlhkosti vzduchu pomocí odvlhčovacího rotoru Munters.

Přínos diplomové práce spočívá zejména v předložení důkazu, že pro vysoušení lahví je finančně výhodnější a dostačující použití ventilátoru a dále v myšlence vytvoření antikondenzačního tunelu a návrhu způsobu úpravy vzduchu uvnitř. Výhodou tohoto řešení je jeho univerzálnost, jednoduchost, originalita, možnost přetržitého provozu, snížení zmetkovitosti (např. poškozené etikety), spokojenost zákazníka a úspora nákladů.

8. SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] Pavelek a kolektiv, *Termomechanika*, Akademické nakladatelství CERM, s.r.o. Brno, 2003
- [2] John Wiley & Sons, *Incropera, DeWitt: Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, třetí vydání, New York, 1990
- [3] *Air knives velocity* [online]. c 2010 [cit. 2010-03-23]. Turbotech, hvlp air knives. Dostupné z WWW: <www.air-knives.com>.
- [4] *Drying-solution* [online]. c 2010 [cit. 2010-02-20]. Secomak. Dostupné z WWW: <www.secomak.com>.
- [5] Jan Čermák a kolektiv, *Ventilátory*, SNTL – Nakladatelství technické literatury, Praha, 1971
- [6] *Technologie odvlhčování vzduchu* [online]. c 2010 [cit. 2010-03-15]. Munters. Dostupné z WWW: <www.munters.cz>.
- [7] Antonín Liška, Pavel Novák, *Technika stlačeného vzduchu*, Vydavatelství ČVUT, Praha, 1999
- [8] *Stroboskop* [online]. c 2009 [cit. 2010-03-10]. Měřicí a přístrojová technika. Dostupné z WWW: <www.qtest.cz>.
- [9] *Studis* [online]. c 2009 [cit. 2009-04-03]. www.fme.vutbr.cz. Dostupné z WWW: <www.vutbr.cz/elearning>.
- [10] *Air knives* [online]. c 2010 [cit. 2010-03-16]. Air knife drying. Dostupné z WWW: <www.aircontrolindustries.com>.
- [11] *Paxton products* [online]. c 2009 [cit. 2010-02-05]. Air knife drying systems and centrifugal blowers. Dostupné z WWW: <www.solvair.co.uk>.
- [12] *Výuka - informace* [online]. c 2010 [cit. 2010-04-23]. Vladimír Krejčí - osobní stránky. Dostupné z WWW: <<http://dt.fme.vutbr.cz/users/krejci/index.htm>>.
- [13] J. Chylský, K. Hemzal a kol., *Technický průvodce, Větrání a klimatizace*, třetí vydání, Praha 1993
- [14] M. Jícha, *Přenos tepla a látky*, Akademické nakladatelství CERM, s.r.o. Brno, 2001
- [15] *Jsp měření a regulace* [online]. c 2010 [cit. 2010-03-17]. www.jsp.cz. Dostupné z WWW: <<http://www.jsp.cz/showdoc.do?docid=1879>>.
- [16] M. Pavelek, J. Štětina, *Experimentální metody v technice prostředí*, Akademické nakladatelství CERM, s.r.o. Brno, 2007
- [17] MARTIN, H.: *Heat and mass transfer between impinging gas jets and solid surfaces. Advances in heat transfer*, Vol. 13, Academic Press, New York, 1977.

9. SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Zkratka/symbol	Jednotka	Popis
A	$[m^2]$	příčný průřez výstupní
a	$[m^2/s]$	teplotní vodivost
C	$[kmol/m^3]$	molární koncentrace látky
D	$[m^2/s]$	binární koeficient difuze
D	$[m]$	průměr
E	$[J]$	energie
H	$[m]$	vzdálenost trysky od po-
i	$[kJ/kg_{sv}]$	entalpie
k	$[-]$	koeficient rozšíření
K	$[Kč]$	cena
L	$[m]$	délka
l	$[kJ/kg]$	měrné výparné teplo
m	$[kg]$	hmotnost
m	$[-]$	konstanta
\dot{m}	$[kg/s]$	hmotnostní tok látky
n	$[-]$	počet měření
n	$[kWh]$	počet kWh
n	$[-]$	exponent polytropy
N	$[Kč]$	cena za kWh
O	$[m]$	smáčený obvod
p_p''	$[Pa]$	parciální tlak sytých par
p_p	$[Pa]$	parciální tlak
p	$[Pa]$	tlak
Δp_{cv}	$[Pa]$	celkový tlak ventilátoru
P	$[kW]$	příkon
Q	$[W]$	teplo
\dot{q}	$[W/m^2]$	hustota tepelného toku
r	$[J/(kg \cdot K)]$	měrná plynová konstanta
r	$[m]$	poloměr
S	$[m^2]$	obsah
t	$[s]$	čas
t	$[°C]$	teplota
T	$[K]$	termodynamická teplota
u	$[-]$	nejistota
U	$[-]$	rozšířená nejistota
V	$[m^3]$	objem
\dot{V}	$[m^3/s]$	objemový průtok
v	$[m^3/kg]$	měrný objem

Zkratka/symbol	Jednotka	Popis
w	$[m/s]$	výtoková rychlost
W	$[m]$	šířka mezery
x	$[kg/kg_{sv}]$	měrná vlhkost
x	$[m]$	šířka dosahu proudu
x_i	$[-]$	jedno měření
\bar{x}	$[-]$	aritmetický průměr
z	$[-]$	přesnost přístroje

α	$[W/(m^2 \cdot K)]$	součinitel přestupu tepla
β	$[m/s]$	součinitel přenosu hmoty
β	$[-]$	tlakový poměr
δ	$[J/kg]$	směrové měřítko
η	$[Ns/m^2]$	dynamická viskozita
κ	$[-]$	Poissonova konstanta
λ	$[W/(m \cdot K)]$	tepelná vodivost
ν	$[m^2/s]$	kinematická viskozita
ρ	$[kg/m^3]$	hustota
ρ_p	$[kg/m^3]$	hustota sytých par
φ	$[\%]$	relativní vlhkost
Φ	$[kg/m^3]$	absolutní vlhkost

Indexy

Stav	Symbol
nejistota typu A	A
koncentrace látky A v proudu vzduchu	A, c
koncentrace látky A na povrchu	A, s
difuze látky A do B	AB
nejistota typu B	B
nejistota typu C	C
citelné teplo	c
výstupní plocha trysky	C, e
film	f
hydraulický průměr	h
počet měření	i

Stav	Symbol
kapalná složka	k
výstup	out
kritická hodnota	kr
počáteční stav	o
parní složka	p
sytá pára	p''
rosný bod	r
povrch	s
směs	s
stav vzduchu na sání	s
tuhá složka	t
vázané teplo	v
suchý vzduch	v
povrch	w
var	23
okolí	∞

Kritérium	Rovnice
Nusseltovo číslo	$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}$
Prandtlovo číslo	$Pr = \frac{\nu}{a}$
Reynoldsovo číslo	$Re = \frac{w \cdot l}{\nu}$
Schmidtovo číslo	$Sc = \frac{\nu}{D_{AB}}$
Sherwoodovo číslo	$Sh = \frac{\beta \cdot l}{D_{AB}}$

10. SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

Obr. 1.1 Příklad kondenzace,	11
Obr. 1.2 T-s diagram vodní páry	11
Obr. 2.1 Sušicí sestava.....	15
Obr. 2.2 Působení jednoduché kruhové nebo štěrbinové trysky na plochu.....	16
Obr. 2.3 a) Kruhová tryska, b) Štěrbinová tryska,.....	16
Obr. 2.4 Rozložení lokálního Nusseltova čísla jedoduché kruhové popř. štěrbinové trysky pro a) velkou, b) malou relativní vzdálenost od plochy	17
Obr. 2.5 Vzduchový nůž,.....	19
Obr. 2.6 Vzduchový nůž – nestlačený vzduch	20
Obr. 2.7 Vzduchový nůž neublade	20
Obr. 2.8 Připojovací hadice	21
Obr. 2.9 Nastavení vzduchových nožů.....	22
Obr. 2.10 Nastavení úhlu vzduchových nožů.....	22
Obr. 2.11 Umístění vzduchových nožů	22
Obr. 2.12 Jet plate.....	23
Obr. 2.13 a) Proudění vzduchu kruhovou tryskou, b) Provedení kruhových trysek, c) Vysoušení pomocí kruhové trysky	23
Obr. 2.14 a) Prstencová tryska, b) Proudění vzduchu v okolí vzduchové trysky.....	24
Obr. 2.15 Hřebenová tryska.....	24
Obr. 2.16 a) Prutové potrubí, b) Roura se vzduchovými tryskami.....	24
Obr. 2.17 Schéma průtoku oběžným kolem ventilátoru a) Axiální ventilátor, b) Diagonální ventilátor, c) Radiální ventilátor, d) Diametrální ventilátor	25
Obr. 2.18 Ventilátor.....	26
Obr. 3.1 a) Chlazení s kondenzací (klimatizace), b) Vysoušení	27
Obr. 3.2 Adiabatické mísení dvou proudů vzduchu	29
Obr. 3.3 Sorpční rotor Munters	30
Obr. 3.4 Metody odvlhčování stlačeného vzduchu	30
Obr. 3.5 Adsorpční sušička.....	31
Obr. 4.1 a) Lahev uvnitř vysoušecího zařízení Powerstrip, b) Použité váhy, c) Použitá lahev, (fotografie v kapitole 4. jsou mé vlastní).....	33
Obr. 4.2 Sušicí sestava na University of Hertfordshire	34
Obr. 4.3 Vlhčicí zařízení.....	34
Obr. 4.4 Powerstrip.....	35
Obr. 4.5 a) Vzduchový nůž – nestlačený vzduch, b) Vzduchový nůž neublade – stlačený vzduch.....	35
Obr. 4.6 a) Turbo ventilátor 587, b) Kompresor Cyclon 218.....	36
Obr. 4.7 Laboratorní váhy	36
Obr. 4.8 Stroboskop.....	37
Obr. 4.9 a) Mikroklima, b) Prostor s nebezpečím kondenzace	44
Obr. 4.10 Antikondenzační tunel.....	44
Obr. 4.11 Umístění vzduchových nožů v antikondenzačním tunelu při nastavení 1.	46
Obr. 4.12 Umístění vzduchových nožů v antikondenzačním tunelu při nastavení 2.	46
Obr. 4.13 Spojení dvou vzduchových nožů.....	47

Obr. 4.14 Adsorpční sušička stlačeného vzduchu	47
Obr. 4.16 Nastavení hybrid	48
Obr. 4.15 a) Schéma proudění Munters MSC 300, [6], b) Munters MSC 300	48
Obr. 4.17 a) Kimo AMI 300 + sonda pro měření vlhkosti, b) Kimo AMI 300 + měřicí sondy [15]	49
Obr. 4.18 Antikondenzační tunel.....	50
Obr. 4.19 a) Vzduchová clona nad vstupem do tunelu, b) Vzduchová clona na obou stranách tunelu	52
Obr. 4.20 Parametry vzduchu odpovídající průměrným letním teplotám v UK	61
Obr. 6.1 Parametry vzduchu odpovídající vstupním podmínkám při nastavení 1.	71
Obr. 6.2 Parametry vzduchu odpovídající vstupním podmínkám při nastavení 2.	71
Graf 4.1 Procentuelní míra vlhkosti, přítomná na lahvi po vysušení	38
Graf 4.2 Množství odstraněné vlhkosti v závislosti na rychlosti vzduchu jehož zdrojem je ventilátor.....	41
Graf 4.3 Množství odstraněné vlhkosti v závislosti na rychlosti vzduchu jehož zdrojem je kompresor	42
Graf 4.4 Srovnání množství odstraněné vlhkosti pomocí kompresoru a ventilátoru	43
Graf 4.5 Zhodnocení testu kondenzace, nastavení 1., 2. suché lahve	56
Graf 4.6 Zhodnocení testu kondenzace, nastavení 1., 2. mokré lahve	56
Graf 4.7 Zhodnocení testu vysoušení – množství vlhkosti, které zůstalo na lahvi po vysoušení a) nastavení 1., b) nastavení 2.....	59
Graf 4.8 Záznam meteorologických dat (teplota, relativní vlhkost), ze stanice London Greenwich.....	60

11. SEZNAM TABULEK

Tab. 4.1 Parametry koncových prvků.....	35
Tab. 4.2 Parametry použitých zařízení	36
Tab. 4.3 Naměřené hodnoty – film aplikovaný vlhčícím zařízením	37
Tab. 4.4 Naměřené hodnoty – ventilátor	37
Tab. 4.5 Naměřené hodnoty – kompresor	37
Tab. 4.6 Nejistoty měření	38
Tab. 4.7 Zadané hodnoty	40
Tab. 4.8 Vypočtené hodnoty	40
Tab. 4.9 Vypočtené hodnoty	41
Tab. 4.10 Zadané hodnoty	41
Tab. 4.11 Vypočtené hodnoty	42
Tab. 4.12 Vypočtené hodnoty	42
Tab. 4.13 Přesnost sondy pro měření vlhkosti Kimo AMI 300.....	49
Tab. 4.14 Podmínky v tunelu Powerstrip	50
Tab. 4.15 Podmínky v tunelu kompresor	50
Tab. 4.16 Podmínky v tunelu Munters MSC 300.....	51
Tab. 4.17 Podmínky v tunelu hybrid	51
Tab. 4.18 Nejistoty měření Powerstrip.....	51
Tab. 4.19 Nejistoty měření stlačený vzduch.....	51
Tab. 4.20 Nejistoty měření Munters MSC 300	52
Tab. 4.21 Nejistoty měření hybrid.....	52
Tab. 4.22 Test vzduchové clony	53
Tab. 4.23 Zhodnocení testu vzduchové clony	53
Tab. 4.24 Podmínky v tunelu Powerstrip	53
Tab. 4.25 Podmínky v tunelu stlačený vzduch.....	54
Tab. 4.26 Podmínky v tunelu Munters MSC 300.....	54
Tab. 4.27 Podmínky v tunelu hybrid	54
Tab. 4.28 Nejistoty měření Powerstrip.....	54
Tab. 4.29 Nejistoty měření stlačený vzduch.....	55
Tab. 4.30 Nejistoty měření Munters MSC 300	55
Tab. 4.31 Nejistoty měření hybrid.....	55
Tab. 4.32 Film aplikovaný vlhčícím zařízením.....	57
Tab. 4.33 Množství neodstraněné vlhkosti	57
Tab. 4.34 Množství neodstraněné vlhkosti	57
Tab. 4.35 Množství neodstraněné vlhkosti	58
Tab. 4.36 Množství neodstraněné vlhkosti	58
Tab. 4.37 Nejistoty měření nastavení 1.	58
Tab. 4.38 Množství neodstraněné vlhkosti	58
Tab. 4.39 Množství neodstraněné vlhkosti.....	58
Tab. 4.40 Množství neodstraněné vlhkosti.....	59
Tab. 4.41 Množství neodstraněné vlhkosti.....	59
Tab. 4.42 Nejistoty měření nastavení 2.	59
Tab. 4.43 Průměrné klimatické podmínky v UK	60

Tab. 4.44 Výpočet mísení.....	63
Tab. 5.1 Parametry zařízení.....	65
Tab. 5.2 Zhodnocení.....	66
Tab. 5.3 Parametry zařízení.....	66
Tab. 5.4 Energetické a ekonomické zhodnocení Munters ML 690.....	68
Tab. 5.5. Zhodnocení.....	68

12. SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – Výrobní program odvlhčování 1.

Příloha 2 – Výrobní program odvlhčování 2.

Příloha 3 – Munters MSC 300

Příloha 4 – Psychrometrický diagram dle Molliera – nastavení 1., 2., suché lahve

Příloha 5 – Psychrometrický diagram dle Molliera – nastavení 1., 2., mokré lahve

Příloha 6 – Graf – kinematická viskozita vlhkého vzduchu

Příloha 7 – Tabulka – Konstanty k_1 a k_2 k určení meze spolehlivosti s počtem n jednotlivých měření