

Redakční rada:

Doc. Ing. Dr. L. Oppl, CSc. (vedoucí redaktor) – Ing. V. Bašus (výkonný redaktor) –
Doc. Ing. Dr. J. Cihelka – V. Fridrich – Prof. Ing. L. Hrdina – Ing. arch. L. Chalupský – Doc. Ing. J. Chyský, CSc. – Ing. B. Jelen – Ing. L. Kubíček – Ing. Dr. M. Láznovský – F. Máca – Doc. Ing. Dr. J. Mikula, CSc. – Ing. Dr. J. Němec, CSc. – Doc. Ing. J. Valchář, CSc.

Adresa redakce: Dvorecká 3, 147 00 Praha 4

OBSAH

K. Ouředník:	25 let výroby vzduchotechnických zařízení v Dolním Bousově	1
Doc. Ing. J. Chyský, CSc.:	Tepelná a vlhkostní bilance v zemědělských objektech	5
Doc. Ing. Dr. J. Cihelka, Ing. T. Mudra, Ing. F. Rysl:	Tepelná bilance zastřešených měst v oblastech s nepříznivými klimatickými podmínkami	13
Ing. K. Hemzal:	Měření lopatkovým anemometrem v nerovnoměrném rychlostním poli	33
Doc. Ing. Dr. J. Mikula, CSc.:	Určení tloušťky tepelné izolace potrubí	41
Kartonové přílohy 102/10–13.		

CONTENTS

K. Ouředník:	25 years of production of air engineering plants in Dolní Bousov	1
Doc. Ing. J. Chyský, CSc.:	The balance of heat and humidity in farm buildings.	5
Doc. Ing. Dr. J. Cihelka, Ing. T. Mudra, Ing. F. Rysl:	The thermal balance of a city under a common roof in areas with unfavourable weather conditions	13
Ing. K. Hemzal, CSc.:	Velocity measurements by rotating-vane anemometers in non-uniform velocity fields	33
Doc. Ing. Dr. J. Mikula, CSc.:	Calculating the thickness of heat insulation on tubes	41
Cardboard supplement 102/10–13.		

СОДЕРЖАНИЕ

К. Оуредник:	25 лет производства воздухотехнических оборудований в городе Долни Боусов	1
Доц. инж. Я. Хыски, к. т. н.:	Тепловой баланс и баланс влажности в сельскохозяйственных объектах	5
Доц. инж. доктор Я. Цигелька, инж. Т. Мудра, инж. Ф. Рысль:	Тепловой баланс перекрытых городов с неблагоприятными климатическими условиями	13
Инж. К. Гемзал:	Измерение при помощи лопастного анемометра в неравномерном скоростном поле	33
Доц. инж. д-р. Ю. Микула, к. т. н.:	Определение толщины теплоизоляции трубопроводов	41

Картонное приложение 102/10—13.

SOMMAIRE

K. Ouředník:	25 années de la production des installations aerauliques à Dolní Bousov	1
Doc. Ing. J. Chyský, CSc.:	Bilan calorifique et de l'humidité dans les bâtiments agricoles	5
Doc. Ing. Dr. J. Cihelka, Ing. T. Mudra, Ing. F. Rysl:	Bilan thermique des villes couvertes dans les régions avec le climat défavorable	13
Ing. K. Hemzal, CSc.:	Mesure par un ailetage-anémomètre dans le champ de vitesse illinéaire	33
Doc. Ing. Dr. J. Mikula, CSc.:	Détermination de l'épaisseur d'une isolation calorifique.	41

Annexe de carton 102/10—13.

INHALT

K. Ouředník:	25 Jahre der Herstellung der lufttechnischen Anlagen in Dolní Bousov	1
Doc. Ing. J. Chyský, CSc.:	Die Wärmebilanz der überdachten Städten in Gebieten von ungünstigen klimatischen Bedingungen	5
Doc. Ing. Dr. J. Cihelka, Ing. T. Mudra, Ing. F. Rysl:	Wärme- und Feuchtigkeitsbilanz in landwirtschaftlichen Objekten	13
Ing. K. Hemzal, CSc.:	Geschwindigkeitsmessungen mittels Schaufelanemometer in einem ungleichmässigen Geschwindigkeitsfeld	33
Doc. Ing. Dr. J. Mikula, CSc.:	Bestimmung der Abmessungen der Wärmeisolierung für Rohrleitungen	41

Kartonbeilage 102/10—13

strojtex



25 LET VÝROBY VZDUCHOTECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ V DOLNÍM BOUSOVĚ

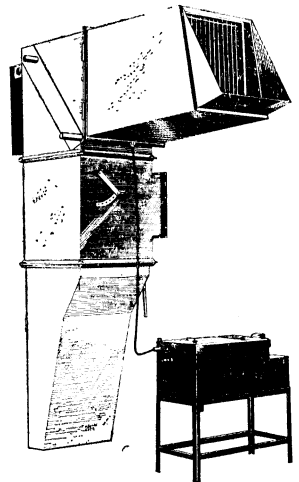
KAREL OUŘEDNÍK

Strojtex, n. p., Dolní Bousov

Čtvrt století existence výrobce je výročí, při kterém je vhodné ukázat výsledky jeho práce. Závod Strojtex Dolní Bousov oslavil v lednu letošního roku 25 let od svého vzniku. Tímto článkem chceme představit odborné veřejnosti výrobce, který patří mezi nejvýznamnější v oboru vzduchotechniky.

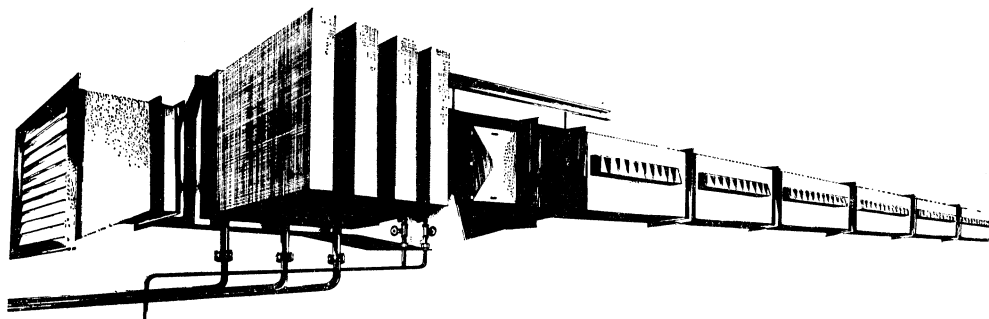
Závod vznikl v roce 1950 v období znárodnování závodů i drobnějších provozů a dílen. Z dílny bratří Ottomanských se stal závod národního podniku Sklářské strojírny. V původním programu výroby byly ventilátory, ohřívače, potrubí a jiné díly, dodávané tehdejšími výrobci vzduchotechnických zařízení. Nový závod začleněný do resortu ministerstva lehkého průmyslu se začal zabývat hlavně výrobou jednoduchých ale již kompletních vzduchotechnických zařízení. Dodnes jsou instalovány v mnoha podnicích sklářského, keramického a textilního průmyslu. Program výroby však nebyl zaměřen jen na tuto oblast. V závodě se vyráběly i senometry, zrnometry a jiné zemědělské stroje, sortiment výrobků byl velice rozmanitý.

Velké změny pro další vývoj závodu přinesl rok 1958. Stává se provozem ve skupině závodů, začleněných do národního podniku Strojtex. S tím souvisí i změna výrobní náplně. Výroba se postupně orientuje na vzduchotechnická zařízení pro provozy textilní, hlavně bavlnářské a lnářské. Závod se podílí na mohutném rozvoji spotřebního průmyslu dodávkami speciálních klimatizačních, větracích, filtračních a transportních zařízení. Význam závodu pro textilní průmysl dokumentuje nejlépe rostoucí poptávka. Zatímco v roce 1965 vyrobil náš závod zařízení za 17 miliónů Kčs, v posledních letech vzrostla výroba na trojnásobek. Takový růst nebylo možno zajistit jen dosavadními výrobními prostředky a progresivní technologií. Proto vzrostl i o třetinu počet zaměstnanců, z nichž část byla vychována ve vlastním

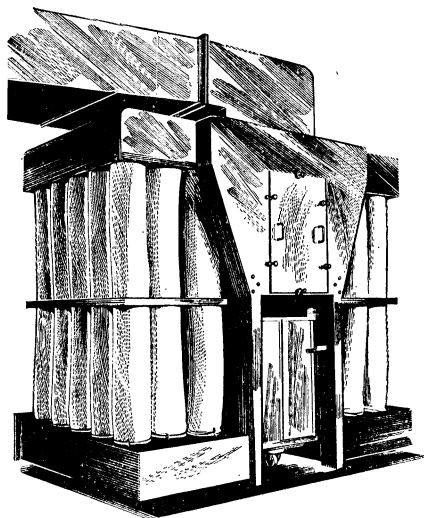


Obr. 1. Klimatizér K 5—28

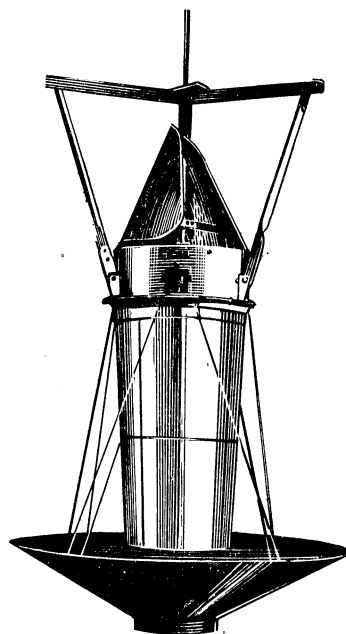
učňovském středisku. V roce 1966 byla převzata část zaměstnanců a celé výrobní prostory zrušeného sousedního závodu Technolen v Dolním Bousově. Náročná strojírenská výroba vyžaduje kvalifikovanou práci, která poskytuje možnost dobrých výdělků. Statistika říká, že průměrné mzdy vzrostly v závodě za posledních deset let o 39 %.



Obr. 2. Klimatizační jednotka K-25



Obr. 3. Rotační bubnový filtr RBF 12



Obr. 4. Prostorový filtr vzduchu

Začlenění do trustu podniků bavlnářského průmyslu má vliv i na technický trend. Tvorba nových výrobků je podřízena nové textilní technologii a náročným normám hygieny pracovního prostředí. Do výroby jsou zařazovány klimatizační jednotky (*obr. 1 a 2*), speciální filtry (*obr. 3 a 4*) a jiné výrobky. Další, ještě důslednější specializace výroby nastává v současné době. Zastaralé výrobky jsou z programu

výroby vyřazeny a nahrazeny moderními, částečně i z produkce jiných výrobců. Vzrůstá sériovost typových dílů a připravuje se velkosériová výroba vyústek pro vzduchotechniku. K plánu rozvoje závodu patří i výstavba nových skladovacích prostorů a rozšíření strojního vybavení.

Od svého počátku před 25 lety zůstal výrobní program bez zásadních změn. Je vybrán tak, aby umožňoval dodávat vzduchotechnická zařízení pro oblast spotřebního lehkého průmyslu. Zařízení jsou reprezentována těmito druhy: Průmyslová klimatizace, větrání a teplovzdušné vytápění, odsávání škodlivých plynů a prašných směsí, pneumatické transporty. Výroba je diferencována podle profesí do skupin: výroba kruhového a čtyřhranného potrubí, výroba typových dílů — klimatizérů, klimatizačních jednotek, regulačních klapek, protidešťových žaluzií, přestavitelných odboček a filtrů vzduchu, výroba zámečnických výrobků — odlučovačů ALDEN a SPIN, zásobníků, nosných konstrukcí, ventilátorů a základových ráků. Vlastní sortiment je doplňován při kompletaci zařízení výrobky podniků z trustu GR ČSVZ, kterým jsou protihodnotou dodávány některé výrobky jako vyústky, regulační klapky a filtry.

V mnoha oborech je STROJTEX soběstačný. Má vlastní projekční, montážní a vývojové středisko. To umožňuje poskytovat všechny služby „z jedné ruky“. Při vývoji a zkoušení nových výrobků spolupracujeme s Výzkumným ústavem vzduchotechniky, Katedrou techniky prostředí strojní fakulty ČVUT, odbornou skupinou klimatizace a větrání komitétu techniky prostředí ČVTS a ostatními výrobci. To nám umožňuje zavádět do výroby žádané nové, technicky kvalitní výrobky. Nejlepším oceněním této náročné práce jsou diplomy za vynikající technickou úroveň výrobku, udělené na výstavách PRAGOTHERM 1973 a 1974.

Postavení závodu v příštích letech nejlépe vystihují slova ředitele v jeho úvodním projevu k 25 letům výročí: „Jsem přesvědčen, že při využití vysoké aktivity a iniciativy všech pracovníků, při vzájemném pochopení a spolupráci našich zaměstnanců a za podpory stranické a odborové organizace se náš závod bude dál úspěšně rozvíjet a bude plnit všechny úkoly, které vyžaduje rozvoj naší socialistické společnosti.“

Cena Společnosti pracovního lékařství za rok 1974

Předsednictvo České lékařské společnosti J. E. Purkyně udělilo autorskému kolektivu: J. Chyský, L. Oppl, J. Čermák, K. Hemzal, Z. Kapucián, L. Kubíček, J. Němec a Z. Prousek cenu Společnosti pracovního lékařství

za rok 1974 za spis Větrání a klimatizace. Tato kniha vyšla v SNTL v roce 1973 ve 2. vydání jako 31. svazek knižnice Technický průvodce.

(Op)

● Znovuzískávání tepla u klimatizačních zařízení

Při trvalém růstu počtu vzduchotechnických zařízení, zejména klimatizačních, a vzhledem k rostoucím nárokům na komfort, který tato zařízení mají poskytovat, získávají na významu provozní náklady. Znovuzískání tepla či chladu je proto cílem, který se vyplatí, neboť po většinu provozní doby zařízení v průběhu roku je mezi teplotami a vlhkostmi venkovního a odpadního vzduchu podstatný spád, kterého lze využít k úpravě čerstvého vzduchu.

E. Dreher v článku *Wärmerückgewinnung in der Luft- und Klimatechnik* (Znovuzískávání tepla ve vzduchotechnice a klimatizaci), v časopise *Schweizerische Blätter für Heizung und Lüftung*, 39 (1972), č. 3, str. 92—98 uvádí, že k tomu účelu se používá různých procesů, jejichž účinek odvisí od toho, nakolik se podařilo přiblížit stav čerstvého vzduchu stavu odpadního vzduchu. Podle druhu tohoto procesu může přitom jít o znovuzískání tepla, vlhkosti nebo entalpie (tj. tepla i vlhkosti). V zásadě rozlišujeme rekuperační a regenerační proces. U rekuperačních zařízení jde o čisté výměníky tepla bez výměny vlhkosti, neboť čerstvý a odpadní vzduch jsou od sebe odděleny pevnými stěnami, jimiž prochází teplo od odpadního k čerstvému vzduchu. U regeneračních zařízení přichází obojí vzduch střídavě do styku s akumulací hmotou. Regenerační výměníky mají všeobecně vyšší účinnost a mohou vyměňovat kromě tepla i vlhkost.

Pro znovuzískání tepla či chladu v klimatizačních zařízeních byly vyvinuty různé rekuperační výměníky, z nichž nejznámější jsou deskové a s hladkými trubkami, které pracují v křížovém proudě. U lamelových výměníků, s přirozeně cirkulujícím zprostředkujícím médiem se svislými trubkami jsou trubky omývány v protiproudě z jedné poloviny proudem čerstvého, z druhé proudem odpadního vzduchu, zatím co zprostředkující médium v trubkách v partii odpadního vzduchu se částečně odpařuje a v partii čerstvého vzduchu zase zkondenzuje.

Jsou výměníky tohoto druhu i s vodorovnými teplotonosnými trubkami a lamelové výměníky, v nichž protéká voda, jako zprostředkující médium.

Regenerační zařízení pracují všeobecně na rotačním principu, tj. zatím co přes jednu polovinu akumulací hmoty prochází odpadní vzduch, je druhá polovina promývána čerstvým vzduchem. Tyto výměníky tepla se vyrábějí o otáčkách od rychloběžných (2800 ot/min) po pomaluběžné (20 ot/min). Výměníky entalpie jsou jen pomaluběžné při cca 10 ot/min.

V další části se článek zabývá otázkami výkonů těchto výměníků a jejich případnou regulací, jestliže tepelný zisk překročí potřebu, otázkami dosažitelného a využitelného tepelného zisku, porézními vlastnostmi a významem takových zařízení z hlediska národohospodářského i ochrany životního prostředí.

Pro projektanta jsou cenné i uvedené pokyny pro projektování, jakož i porovnání různých konstrukcí s technickými a ekonomickými údaji.

HLH 5/73

(Ku)

● Podzemní urbanismus

Urbanismus v podzemí velkých měst nabývá rychle na významu. Základní tvořivou složkou je doprava — pro pěší podchody a podzemní dráhy (metro), pro auta tunely a parkoviště. Doprava tvoří nosný prvek, tj. základ podzemního urbanismu, ale vedle ní i s ní se do podzemí stěhují obchody a služby.

Doprava má specifické časové vymezení (určené např. „nutnou dobou zdržení“), s obchodem a službami (a i s parkovišti) přichází problém „bezokenních pracovních prostorů“ se značným množstvím stálých zaměstnanců a tedy i s fyziologickou a psychologickou problematikou světelného mikroklimatu.

Protože v hustě a do hloubky zastavěných městských blocích v centrech žilo a pracovalo mnoho lidí od doby intenzivního stavebního ruchu na konci minulého století, po první světové válce a v období mezi oběma světovými válkami — a to přibližně ve stejných nebo velmi podobných mikroklimatických podmínkách, nestojíme před novou problematikou, ale před jejím dokonalejším vyřešením v rámci péče o životní (zde: pracovní) prostředí podle hygienických parametrů, odpovídajících současnému stavu poznání problematiky, zvl. ve fyziologických a psychologických oblastech.

V podzemních prostorách nutno zajistit určitý komfort celkového mikroklimatu — světelný, teplotní, hlukový, vlhkostní aj., a to nejen po stránce technické. Jedním z nosných problémů je např. biologická chodoba umělého světla — UV záření můžeme poměrně snadno přidávat, problém je ale s ostatními složkami — s dynamikou denního světla a tedy nutnými biorytmy atd.

Podle časopisu *Svetotechnika* 1972/12 se v SSSR všemi otázkami podrobně zabývá komplexní výzkum — podobně široce se pracuje v Japonsku a Švédsku (a dalších státech) — kde se do podzemí stěhuje život z mnoha velmi závažných společenských a hygienických důvodů.

(LCh)

TEPELNÁ A VLHKOSTNÍ BILANCE V ZEMĚDĚLSKÝCH OBJEKTECH

Doc. ING. JAROSLAV CHYSKÝ, CSc.
ČVUT, Praha

V příspěvku je provedeno řešení rovnovážného stavu vzduchu v objektech při produkci tepla a vlhkosti závislé na teplotě. Pro zimní i letní období je závislost, vyjadřující podíl produkce vlhkosti na celkové produkci lineari- zována a tím je umožněno číselné řešení. Výsledky lze přehledně znázornit v i - x diagramu a stanovit optimální podmínky větrání. Dále je hodnoceno ovlivnění orosování stěn intenzitou větrání a vliv tepelných ztrát na rovno- vážnou teplotu v objektu.

Recenzoval: Doc. Ing. Dr. L. Oppl, CSc.

1. ÚVOD

Zemědělské objekty po tepelné stránce představují uzavřený prostor, do něhož se přivádí vzduch (nuceně a částečně infiltrací popřípadě aerací), teplo (prostupem tepla a sluneční radiací) a odvádí vzduch. Ve vnitřní části produkují teplo a vlhkost zvířata a nastává adiabatické odpařování vody z podlahy a vlhkých stěn. Dále spolupůsobí tepelná produkce strojů, osvětlení a v zimě případné vytápění. Cha- rakteristické při tom je, že produkce vlhkosti velmi značně závisí na teplotě, a že teploty se v těchto objektech pohybují v širokých mezích. Kritická situace může nastat v zimě, kdy při nedostatečném větrání nastává kondenzace vodních par ze vzduchu a při nadměrném větrání značné snížení vnitřních teplot. V tomto pří- spěvku je proveden rozbor tohoto procesu a naznačen způsob výpočtu optimálního větrání.

2. ZIMNÍ TEPELNÁ BILANCE

Změna stavu vzduchu v důsledku produkce tepla a vlhkosti v prostoru je charak- terizována směrovým měřítkem $\delta = \Delta i / \Delta x$ (změna entalpie Δi připadající na jednot- kový přírůstek měrné vlhkosti vzduchu Δx). Změna entalpie vzduchu je dána vzta- hem

$$M_L \Delta i = Q, \quad (1)$$

kde M_L je hmotnost vzduchu vnikajícího do prostoru [kg/s],

Q — celková produkce tepla (produkce tepla zvířaty, vytápění, tepelné ztráty nebo zátěž, osvětlení apod.) [W].

Dále je

$$M_L \Delta x = M_w, \quad (2)$$

kde M_w je hmotnost vodní páry produkované zvířaty a odpařované ze země, stěn a vlhkých předmětů.

Po dosazení tedy dostaneme

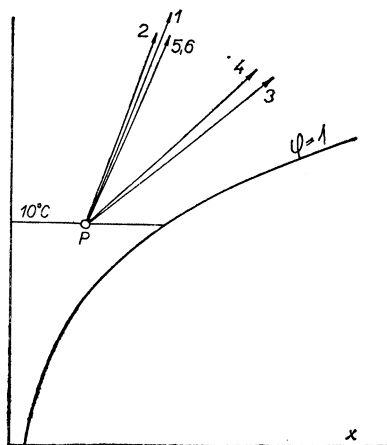
$$\delta = \frac{\Delta i}{\Delta x} = \frac{Q}{M_w} \quad (3)$$

Výpočet komplikuje okolnost, že tepelné ztráty, produkce tepla a produkce vlhkosti závisejí na teplotě v objektu, která opět závisí na intenzitě větrání. Na obr. 1 jsou znázorněny změny stavu vzduchu plynoucí z produkce tepla a vlhkosti zvířat při teplotě 10 °C. Je uvedeno několik příkladů za předpokladu těchto produkcí (podle ON 73 4502):

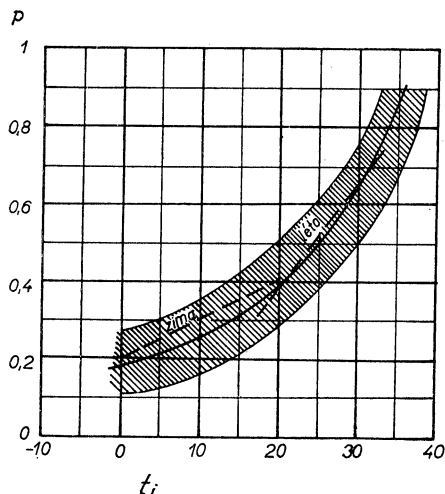
Číslo v obr.1	Druh zvířat	Hodnoty vztaženy na	Produkce tepla (W)	Produkce vodní páry (mg/s)	δ (J/mg)
1	telata 6 měs. stará	100 kg	332	35	9,5
2	dojnice—dojivost 10 kg/den	100 kg	198	20	9,9
3	slepice 52 týdnů staré	1 kg	7,6	1,6	4,75
4	kuřata do 2 týdnů	1 kg	14,6	2,9	5,03
5	selata o váze 15 kg	kus	116	13	8,9
6	vepří o váze 100 kg na výkrm	kus	304	34	8,9

Stanovené hodnoty δ jsou celkem příznivé, kromě hodnot pro slepice (3) a kuřata (4), kdy nastává značné zvětšování vlhkosti vzduchu. Bod *P* je stav přiváděného vzduchu, stav v hale by byl na příslušných přímkách ve vzdálenosti, závisící na intenzitě větrání.

Tyto idealizované průběhy platí bez uvážení tepelných ztrát případně tepelné zátěže budovy. Ve skutečnosti jsou tyto směry odkloněny, a to v zimě k nižším teplotám, v létě k vyšším. Pro určení skutečného (idealizovaného) průběhu změny stavu vzduchu je zpracován další rozbor. Všechny rozhodující veličiny budou vzta-



Obr. 1. Změna stavu vzduchu při produkci tepla a vlhkosti různých zvířat



Obr. 2. Podíl vázaného tepla v % z celkové produkce tepla zvířat (včetně odparu v objektu)

hovány na jedno zvíře, mohou být však vztahovány i na jednotku 500 nebo 100 kg, resp. i na 1 m² půdorysné plochy.

Celkovou produkci tepla zvířete (metabolismus) q budeme v úzkém rozmezí teplot 5 až 15 °C v zimě pokládat za stálou. Část tohoto tepla připadá na odpařování, a to jednak z povrchu zvířete, na dýchání a jednak na odpařování z vlhkých povrchů v místnosti. Nejsnadnější podchycení těchto podílů je při použití diagramu obr. 2, v němž je udán podíl vázaného tepla v procentech celkové produkce tepla v závislosti na teplotách. Křivka představuje průměrný průběh pro všechny druhy zvířat. V hodnotách jsou zahrnuty i podíly produkovaného tepla, připadající na odpařování z vlhkých povrchů v objektech. Podíl vázaného tepla na celkové produkci p může být přibližně v uvažovaném rozmezí teplot vyjádřen lineárně

$$p = at_1 + b. \quad (4)$$

Celková tepelná bilance pro jedno zvíře je:

$$Q = q_1 + \frac{Q_2}{n} - \frac{Q_z(t_i - t_e)}{35n} = q_1 + q_2 - q_z(t_i - t_e). \quad (5)$$

kde q_1 — produkce tepla jednoho zvířete [W],
 Q_2, q_2 — celková produkce tepla v hale (el. stroje, osvětlení, vytápění) a její podíl připadající na jedno zvíře [W],
 Q_z, q_z — tepelná ztráta objektu, vypočtená pro rozdíl 35 K [W] a měrná tepelná ztráta vztahovaná na 1 K a jedno zvíře [W/K],
 n — počet zvířat v objektu.

Ze vztahu (5) vyplývá, že pro určení Q je třeba znát vnitřní teplotu t_i , která závisí na výměně vzduchu:

$$W_L(t_i - t_e) = q_1 \text{ cit} + q_2 - q_z(t_i - t_e), \quad (6)$$

kde $W_L = M_{Lc_L}$ je tepelná kapacita proudu vzduchu (součin hmotnostního průtoku vzduchu a jeho měrného tepla) [W/K].

Citelné teplo $q_1 \text{ cit}$ produkované jedním zvířetem se určí z jeho celkové produkce odečtením podílu, připadajícího na vázané teplo:

$$q_1 \text{ cit} = q_1(1 - p) = q_1(1 - b - at_i).$$

Dosazením do vztahu (6) a úpravou se určí vztah pro vnitřní teplotu t_i při tepelné rovnováze:

$$t_i = \frac{q_1(1 - b) + q_2 + (q_z + W_L)t_e}{W_L + q_z + aq_1} \quad (7)$$

a dosazením do (5) dostaneme pro celkový tepelný tok do haly

$$Q = q_1 + q_2 - q_z \frac{q_1(1 - at_e - b) + q_2}{W_L + q_z + aq_1}. \quad (8)$$

Produkce páry, připadající na jedno zvíře, je

$$M_W = \frac{q_1 \text{ váz}}{l} = \frac{p q_1}{l} = \frac{q_1}{l} (at_1 + b) \quad [\text{kg/s}], \quad (9)$$

kde $q_1 \text{ váz}$ — produkce vázaného tepla, připadajícího na jedno zvíře [W],
 l — výparné teplo vody při střední teplotě vypařování.

Jako střední hodnota bude dále použito 2 500 kJ/kg.

Do vztahu (9) lze opět dosadit podle (7) neznámou teplotu t_i :

$$M_W = \frac{1000q_1}{l} \left[a \frac{q_1(1-b) + q_2 + (q_z + W_L) t_e}{W_L + q_z + aq_1} + b \right] \quad [\text{g/s}] \quad (10)$$

Dosazením vztahů (8) a (10) do (3) dostaneme:

$$\delta = \frac{Q}{M_W} = \frac{(q_1 + q_2)(W_L + q_z + aq_1) - q_z[q_1(1 - at_e - b) + q_2]}{a[q_1(1 - b) + q_2 + (q_z + W_L)t_e] + b(W_L + q_z + aq_1)} \cdot \frac{l}{1000q_1} \quad [\text{J/g}] \quad (11)$$

To je obecný vztah, z něhož lze určit směr změny stavu přiváděného větracího vzduchu. Při znázornění v $i-x$ diagramu je to směr spojnice počátečního a konečného stavu vzduchu. Ze vztahu (7) se určí teplota t_i v prostoru. Pomocí těchto dvou hodnot lze stanovit při zvolené intenzitě větrání stav vzduchu odcházejícího z haly (v rovnovážném stavu). Aby se teploty v celé hale shodovaly s vypočtenými, je nutné dokonalé provětrání celého prostoru bez mrtvých koutů.

Pro porozumění použití vztahů je dále vypočten typický příklad. Z určených hodnot pro různou výměnu vzduchu lze pak stanovit, jaký přívod vzduchu je účelný. Při tom se kontroluje, jak je vzdálen rosný bod vzduchu od povrchové teploty stěny, aby se vyloučila možnost kondenzace par.

Příklad

Určete rovnovážný stav vzduchu ve vepřině za těchto podmínek:

$q_z = 1 \text{ W/K ks}$ — měrná tepelná ztráta, vztažená na rozdíl teplot 1 K a jedno zvíře,
 $t_e = -5 \text{ °C}$ ($\varphi_e = 50 \text{ %}$),
 $q_1 = 260 \text{ W}$, $q_2 = 0$.

Přibližně je (linearizováno a zaokrouhleno mezi 0 a 20 °C podle obr. 2):

$$p = 0,01t_i + 0,2,$$

tedy $a = 0,01$, $b = 0,2$. Dosazením do (11) dostaneme

$$\begin{aligned} \delta &= \frac{260(W_L + 1 + 0,01 \cdot 260) - 1[260(1 - 0,01 \cdot 5 - 0,2)]}{0,01(260 \cdot 0,8 - 5 - 5W_L) + 0,2(W_L + 1 + 0,01 \cdot 260)} \cdot \frac{2500}{260} = \\ &= 16\,700 \frac{W_L + 2,85}{W_L + 18,3} \quad [\text{J/g}]. \end{aligned}$$

Přívod vzduchu pro jednoho vepře je volen 10, 20, 40 a 80 kg/h, tedy $W_L = 2,8$; 5,6; 11,1; 22,2 W/K. Po dosazení za W_L bude $\delta_1 = 4,47$; $\delta_2 = 5,90$; $\delta_3 = 7,92$; $\delta_4 = 10,3$ [kJ/g]. Pro teploty podle (7) dostaneme

$$t_i = \frac{260 \cdot 0,8 - 5(1 + W_L)}{W_L + 1 + 0,01 \cdot 260} = \frac{203 - 5W_L}{W_L + 3,6}$$

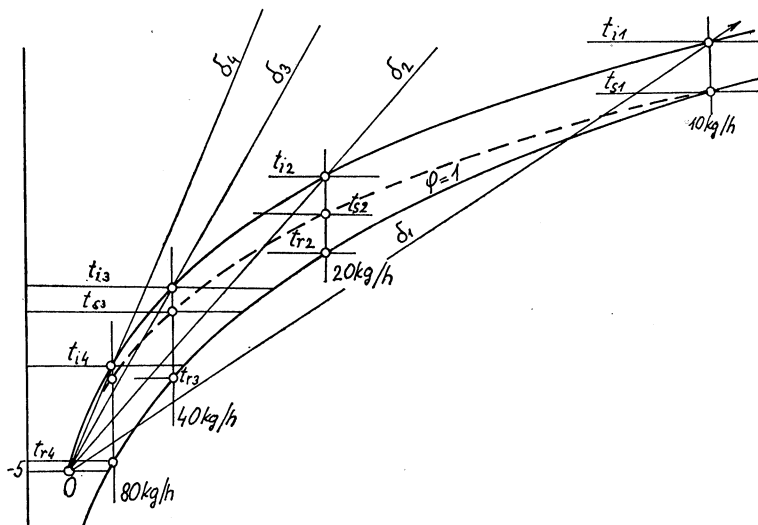
a tedy

$$t_{i1} = 29,5; \quad t_{i2} = 19,0; \quad t_{i3} = 10,0; \quad t_{i4} = 3,6 \text{ °C}.$$

Tyto čtyři stavy vzduchu jsou zakresleny v $i-x$ diagramu na obr. 3. K teplotám t_i lze přiřadit teplotu stěny na vnitřním povrchu t_s při známém součiniteli prostupu tepla k . Je-li $k = 1 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ jsou to teploty

$$t_{s1} = 25,5; \quad t_{s2} = 16,0; \quad t_{s3} = 8,0; \quad t_{s4} = 2,6 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Velmi názorné je zakreslení těchto výsledků do $i-x$ diagramu v obr. 3. Získá se tím křivka (plná čára), vycházející ze stavu venkovního vzduchu O , jejíž každý bod odpovídá určitému přívodu větracího vzduchu. Této křivce odpovídá další křivka povrchových teplot stěny (je zakreslena křivka pro $k = 1$). Z diagramu lze např.



Obr. 3. Rovnovážné stavy vzduchu pro vypočtený příklad při různých přívodech vzduchu

určit, že při předpokládaném stavu venkovního vzduchu bude při přívodu vzduchu 40 kg/h na jedno zvíře teplota v hale 10,0 °C, teplota povrchu stěny 8,0 °C a teplota rosného bodu 2,5 °C (všechny tyto stavy leží na svislici $x = \text{konst.}$). Při vyšší nebo nižší vlhkosti venkovního vzduchu by se všechny body posunuly po izotermách o stejné úseky jako počáteční bod O .

Pro tento sledovaný případ vychází, že nejpříznivější podmínky by byly při přívodu cca 40 kg/h vzduchu na jedno zvíře. Protože hmotnosti 100 kg odpovídá objem haly přibližně 3 m³, představuje vypočtená optimální hodnota jedenáctinásobnou výměnu vzduchu. Tato výměna se v praxi pokládá za nutnou, což potvrzuje oprávněnost výpočtu. Při tom jsou splněny jak tepelné podmínky, tak podmínky povrchových teplot, aby nenastávala kondenzace. Z průběhu též vyplývá, že tyto podmínky jsou bez vytápění již nedosažitelné při teplotě -10 °C.

Další zajímavé použití vztahů (7) a (11) je zhodnocení vlivu měrné tepelné ztráty budovy (jež je úměrná střednímu součiniteli prostupu tepla) na stav vzduchu v objektu.

Derivací $d\delta/dq_z$ a zavedením konečných rozdílů $\Delta\delta/\Delta q_z$ při $q_z = 1$ podle příkladu určíme $\Delta\delta = -0,096 \Delta q_z$. Tato změna je velmi malá. Např. při dvojnásobné tepelné

ztrátě je $\Delta\delta = -0,1$. Ze směrového měřítka v $i-x$ diagramu je zřejmé, že tato změna je nepodstatná. Podobně pro teplotu t_i dostaneme

$$t_i = \frac{153 - 5q_z}{13,7 + q_z}$$

a derivací

$$\frac{\Delta t_i}{\Delta q_z} = \frac{dt_i}{dq_z} = - \frac{222}{(q_z + 13,7)^2}$$

Pro $q_z = 1$ při konečných rozdílech je

$$\Delta t_i = -1,03 \Delta q_z.$$

Při dvojnásobné tepelné ztrátě ($\Delta q_z = +1$) je pokles teploty pouze o $\Delta t_i = -1$ K. Z tohoto příkladu je zřejmé, že tepelná ztráta větráním ovlivňuje teplotu v objektu podstatně více než tepelná ztráta konvekci.

3. LETNÍ TEPELNÁ BILANCE

Odvození rovnice platí obecně, tedy i pro letní provoz. Výpočet však musí být zaměřen jinak než pro zimu. Zatímco v zimě se určovalo stoupanutí teploty vzduchu a vlhkosti při určité výměně vzduchu, je třeba pro léto stanovit výměnu vzduchu, jež by odpovídala přípustnému zvýšení teploty. Další výpočet je proveden tak, aby nejvyšší stoupanutí teploty v objektu bylo 5 K (běžný požadavek bývá 3 K, protože je však počítán rovnovážný ustálený stav, který prakticky nemůže nastat, ani zvýšení o 5 K ve skutečnosti nenastane).

Pro určení teploty vzduchu je určena opět rovnice tepelné rovnováhy:

$$W_L(t_i - t_e) = q_1 \text{ cit} + q_2 + q_3, \quad (12)$$

kde q_3 je tepelná zátěž objektu, tvořená převážně sluneční radiací, vztažená na jedno zvíře

Pro $q_1 \text{ cit}$ platí vztah uvedený dříve. Součinitelé a a b mají však jinou velikost, odpovídající průběhu křivky v obr. 2 při vyšších teplotách. Pro přívod vzduchu, potřebný pro jedno zvíře dostaneme:

$$M_L = \frac{q_1(1 - b - at_i) + q_2 + q_3}{c_L(t_i - t_e)}$$

Je-li $t_i - t_e = 5$ K, jak bylo předpokládáno, bude

$$M_L = \frac{q_1[1 - b - a(t_e + 5)] + q_2 + q_3}{5c_L}. \quad (13)$$

V rozmezí teplot 20 až 30 °C je $a = 0,028$, $b = -0,18$. Dále $c_L = 1000$ J/kg K. Po dosazení dostaneme

$$M_L = \frac{q_1 [1,18 - 0,028(t_e + 5)] + q_2 + q_3}{5} \quad [\text{g/s}]. \quad (14)$$

Pro předchozí příklad vypočteme pro letní provoz (za předpokladu, že $q_1 = 260 \text{ W}$, $q_2 = 0$, $q_3 = 20 \text{ W}$, $t_e = 25 \text{ }^\circ\text{C}$):

$$M_L = \frac{260(1,18 - 0,028 \cdot 30) + 20}{5} = 21,7 \text{ g/s} = 78,2 \text{ kg/h} = 65 \text{ m}^3/\text{h}.$$

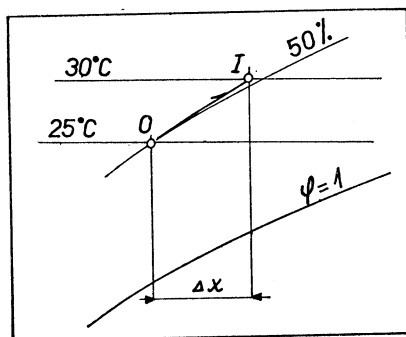
Zvýšení vlhkosti v objektu při této výměně by bylo

$$M_L \Delta x < M_D = \frac{q_1 \cdot p}{l} \quad (15)$$

kde l je výparné teplo vody. Pro počítaný příklad je

$$\Delta x = \frac{q_1 p}{l M_L} = \frac{260 \cdot 0,66}{2500 \cdot 0,0217} = 3,16 \text{ g/kg}.$$

Tento proces je opět znázorněn v diagramu obr. 4.



Obr. 4. Změna stavu vzduchu v létě podle vypočteného příkladu

4. ZÁVĚRY

Z uvedeného příkladu vyplývá: při podobných případech má součinitel prostupu tepla stěn na tepelnou bilanci a teplotu v hale v zimě při chodu větracího zařízení poměrně malý vliv. V létě však může mít hodnota q_3 vliv značný. Její hodnota závisí převážně na sluneční radiaci, v menší míře na prostupu tepla stěnami, ale hlavně stropem. Zmenšování součinitele prostupu tepla stěn nemá v těchto případech za cíl zvýšení teploty vzduchu, ale zvýšení povrchové teploty stěn (kvůli orosování) a zmenšování ochlazovacího účinku na zvířata „chladným“ sáláním.

Touto metodikou lze hodnotit kterýkoli případ (i při vytápění) a pro konkrétní řešení se vždy oba výrazy (7) a (11) značně zjednoduší. Pomocí $i-x$ diagramu je možno sledovat vliv jednotlivých parametrů na kvalitu větrání.

Z rozboru uvedeného případu vyplývá obecnější závěr: podmínky pro orosování budou tím příznivější, čím menší bude přívod vzduchu. Čím je však přívod čerstvého vzduchu větší, tím nižší bude teplota v hale. Optimální řešení se určí konstrukcí. Samozřejmě je nutné při takto určené výměně vzduchu ještě kontrolovat koncentraci ostatních škodlivin, hlavně kyslíčnicku uhličitého. Nejčastěji jsou však splněny podmínky přípustných koncentrací ostatních škodlivin při dimenzování větrání podle produkce vodních par.

Samostatnou problematikou je letní provoz. Jak vyplývá z příkladu, jsou potřebné výměny značně větší, než v zimě. Proti vypočtenému příkladu budou skutečné poměry poněkud příznivější, protože hmotnost podlahy tvoří určitý akumulátor tepla a část produkce tepla připadá na sálání. I tak z uvedeného rozboru vyplývá, že vzduchotechnické zařízení by mělo být regulovatelné v rozmezí dvou extrémů: letního a zimního provozu.

LITERATURA

- [1] ON 73 4502 Tepelná bilance, větrání a osvětlení stájových prostorů.
- [2] Maczkasy A., Zöld, A.: Entwurfsfragen der Heizungs- und Lüftungsanlagen von Stallbauten. 4. Fachtagung Lüftungs- und Klimatechnik 1971, Dresden.
- [3] Kirscher, K.: Lüftungstechnische Anlagen zur Klimagegestaltung in Tierproduktionsanlagen. 5. Fachtagung Lüftungs- und Klimatechnik 1974, Dresden.

ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС И БАЛАНС ВЛАЖНОСТИ В СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ОБЪЕКТАХ

Доц. Инж. Ярослав Хыски, к.м.н.

В статье выполнено решение состояния баланса воздуха в объектах за продукции тепла и влажности, которая зависит от температуры. Для летнее и зимнее время зависимость, которая выражает участие продукции влажности в общей продукции линейная, и это значит возможность численного решения. Результаты возможно наглядно изобразить $i-g$ диаграммой и установить оптимальные условия вентиляции. Дальше обсуждается влияние орошения стены интенсивностью вентиляции и влияние тепловых потерь на равновесную температуру внутри объекта.

THE BALANCE OF HEAT AND HUMIDITY IN FARM BUILDINGS

Doc. Ing. Jaroslav Chyský, CSc.

The author presents a solution of counterbalanced air conditions in buildings where the production of heat and humidity depends on temperature. The interdependence between humidity production and total production has been linearised for summer as well as for winter conditions and therefore a numerical solution has been made possible. The respective results may be clearly illustrated on a psychrometric chart and optimal ventilating conditions may be ascertained. The article further mentions the influence of ventilation intensity on humidity condensation on walls and the influence of heat losses on stabilised temperature in the buildings.

WÄRME- UND FEUCHTIGKEITSBILANZ IN LANDWIRTSCHAFTLICHEN OBJEKTEN

Doc. Ing. Jaroslav Chyský, CSc.

Im Artikel ist eine Lösung des Beharrungszustandes der Luft in Objekten, wo Wärme und Feuchtigkeit in Temperaturabhängigkeit erzeugt werden, durchgeführt worden. Für Sommer- und Winterbedingungen wird die Abhängigkeit des produzierten Feuchtigkeitsanteils von der Gesamtproduktion linearisiert und dadurch eine numerische Lösung ermöglicht. Die Resultate davon kann man im $i-x$ Diagramm übersichtlich veranschaulichen und optimale Lüftungsbedingungen feststellen. Weiter beurteilt der Verfasser, wie die Lüftungsintensität die Benetzung der Wände mit der niedergeschlagenen Feuchtigkeit beeinflusst und den Einfluss der Wärmeverluste auf die Gleichgewichtstemperatur im Objekt.

TEPELNÁ BILANCE ZASTŘEŠENÝCH MĚST V OBLASTECH S NEPŘÍZNIVÝMI KLIMATICKÝMI PODMÍNKAMI

DOC. ING. DR. JAROMÍR CIHELKA,
ING. TOMÁŠ MUDRA,
ING. FRANTIŠEK RYSL

ČVUT — fakulta strojní, Praha

V článku je uveden rozbor tepelné bilance při klimatizaci zastřešených měst a jsou připojeny vypočítané hodnoty tepelných ztrát a tepelných zisků pro zastřešené město v konkrétním místě za polárním kruhem.

Recenzoval: Doc. Ing. Dr. J. Mikula, CSc.

ÚVOD

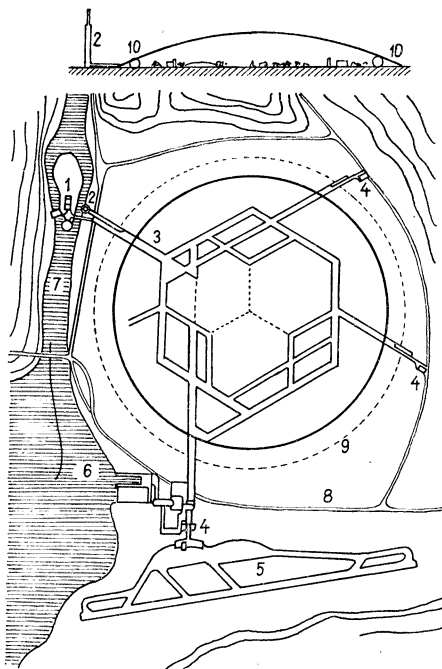
Úspěchy, kterých bylo v poslední době dosaženo při stavbě lehkých konstrukcí pro zastřešení obrovských hal a sportovních stadiónů, vedly odvážné architekty k návrhům na zastřešení celých měst pro desítky tisíc obyvatel. V zastřešených městech (tj. v městech pod kopulí) by pak bylo možno po celý rok uměle vytvářet příznivé klima nezávisle na vnějších povětrnostních poměrech. Výstavba takto chráněných měst s umělým klimatem by umožnila osídlení drsných arktických oblastí a tím i využití támního velkého bohatství surovin, které zatím leží ladem. Význam těchto smělejších projektů je v dnešní době začínajících surovinových krizí jistě nesporný, a proto lze očekávat, že nebude dlouho trvat a od utopistických návrhů se přejde k realizaci.

1. POPIS ZASTŘEŠENÉHO MĚSTA

Zatím nejpodrobnější návrh na stavbu zastřešeného města podali německý profesor *Otto Frey* a japonský architekt *Osuna*, autoři obdivuhodných konstrukcí výstavních hal pro světové výstavy v Montrealu (1967) a Ósace (1970). Podle jejich návrhu by bylo celé město na kruhové ploše o průměru 2 km zakryto obrovskou kopulí tvaru kulového vrchlíku o výšce 240 m. Dvojitý plášť kopule by byl z průhledné PVC-fólie vyztužené sítí z polyesterových lan. Kopule by byla nesena vnitřním přetlakem vzduchu 343 Pa (35 kp/m²).

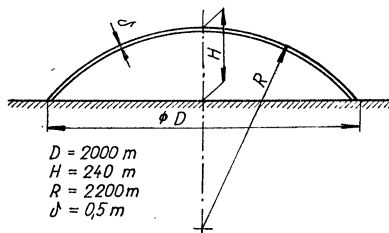
Pod kopulí by bylo kompletně vybavené město pro 15 000 až 45 000 obyvatel s obytnými budovami a s veškerým vybavením, tj. se správními budovami, obchody, středisky služeb, hotely, školami, nemocnicemi, kulturními a sportovními středisky, a dokonce i s rozsáhlým parkem a se zoologickou a botanickou zahradou. Mimo kopuli, v těsné její blízkosti, by byla jaderná elektrárna pro výrobu energie pro zastřešené město a jeho okolí, dále letiště a přístav¹⁾ pro spojení města se světem a konečně i průmyslová výroba a těžba surovin. S vnějším prostředím by bylo zastřešené město spojeno podzemním tunelem. Pro přívod čerstvého vzduchu pod

¹⁾ Přístav by byl rozmrazován odpadním teplem z jaderné elektrárny.



Obr. 1. Celková dispozice zastřešeného města podle návrhu O. Freye:

1 — jaderná elektrárna, 2 — věž pro přívod a odvod vzduchu, 3 — systém vzduchovodů a vnitřních komunikací, 4 — zakončení vzduchovodů a vnitřních komunikací, 5 — letiště, 6 — námořní přístav, 7 — řeka, 8 — vnější komunikace, 9 — protizávějová hradba, 10 — pomocné balóny pro nafukování kopule



Obr. 2. Tvar a rozměry kopule pro zastřešení města

kopuli a současně i pro odvod vzduchu zkaženého by sloužil komín s dvojitým průřezem, vysoký 400 m. Celková dispozice zastřešeného města je zřejmá z obr. 1.

Autoři projektu zastřešeného města věnovali pozornost především urbanistickým a konstrukčním otázkám. Otázky úpravy vnitřního klimatu pod kopulí však zatím nebyly dostatečně objasněny.²⁾ Při tom však je jisté, že zejména otázka spotřeby energie má pro úpravu umělého klimatu zásadní význam. Projekt zastřešeného města se může uskutečnit jedině tehdy, bude-li možné realizovat konstrukci kopule pro zastřešení a dále, bude-li ekonomicky únosné vytvářet v obrovském prostoru pod kopulí umělé klima. Abychom přispěli k objasnění této druhé otázky, pokusili jsme se o sestavení tepelné bilance pro klimatizaci zastřešeného města pro 45 000 obyvatel v podmínkách konkrétního místa za severním polárním kruhem.

2. KLIMATICKÉ PODMÍNKY MÍSTA PRO ZASTŘEŠENÉ MĚSTO

Pro sestavení tepelné bilance bylo předpokládáno, že zastřešené město by bylo postaveno za severním polárním kruhem v místě s klimatickými podmínkami typickými pro tuto oblast. Konkrétně bylo vybráno místo *Barrow Point* na severním pobřeží Aljašky ($71^{\circ} 18' \text{ s. š.}$ a $156^{\circ} 47' \text{ z. d.}$), pro které jsou průměrné měsíční hodnoty hlavních klimatických prvků uvedeny v tab. 1.

²⁾ První a zatím jediný příspěvek k úpravě umělého klimatu v zastřešeném městě podali němečtí autoři *Kühn a Frühauf* [1], kteří způsobem obvyklým ve vytápění a klimatizaci vypočetali maximální potřebu tepla a chladu a podle toho pak navrhli zásadní řešení klimatického zařízení s centrálním přívodem vzduchu a s regeneračními ohříváky.

Průměrná měsíční teplota je nejnižší v únoru $-28,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ (v lednu $-26,4\text{ }^{\circ}\text{C}$) a nejvyšší v červenci $+4,1\text{ }^{\circ}\text{C}$. Nízké teplotě vzduchu odpovídá poměrně vysoká relativní vlhkost, přibližně 70 % v zimě a 90 % v létě. Rychlost větru je značná a poměrně stálá, po celý rok přibližně 10 m/s. Během polární noci zůstává slunce zcela pod obzorem po tři měsíce. Při vytváření umělého klimatu je tedy nutno počítat také s umělým celkovým osvětlením pro zajištění pravidelného 24hodinového cyklu se střídáním světla a tmy. Příkon tohoto „umělého slunce“ bude hrát významnou roli v celkové tepelné bilanci zastřešeného města.

Pod kopulí, jejíž tvar a rozměry jsou zřejmé z *obr. 2*, by bylo uměle vytvářeno mírné klima s ročním kolísáním teploty od $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$ v lednu do $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$ v červenci. Budovy pod kopulí by byly vytápěny po celý rok na stálou teplotu $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Ostatní údaje o vnitřním klimatu pod kopulí budou uvedeny v následující kapitole v souvislosti s výpočtem jednotlivých složek tepelné bilance zastřešeného města.

Tabulka 1. Klimatické údaje pro *BARROW POINT* na severním pobřeží Aljašky ($71^{\circ} 18'$ s. š. a $156^{\circ} 47'$ z. d.)

Měsíc	Průměrné hodnoty klimatických prvků				
	Teplota vzduchu t_e [$^{\circ}\text{C}$]	Relativní vlhkost vzduchu φ_e [%]	Rychlost větru w_m [m/s]	Teoreticky možná doba slunečního svitu za den $\tau_{\text{teor.}}$ [h] ¹⁾	Skutečná doba slunečního svitu za měsíc $\tau_{\text{skut.}}$ [h] ²⁾
I.	-26,4	67	9,6	—	—
II.	-28,1	66	9,9	7,5	32
III.	-26,1	69	9,7	12,4	109
IV.	-18,3	75	10,0	17,9	178
V.	-7,5	86	10,2	24	211
VI.	+1,1	92	10,0	24	241
VII.	+4,1	88	10,1	24	237
VIII.	+3,6	89	10,1	17,7	166
IX.	-0,9	90	11,3	12,3	82
X.	-8,3	87	12,0	7,3	34
XI.	-17,5	77	10,9	—	—
XII.	-23,6	70	10,0	—	—

1) Uvedené hodnoty $\tau_{\text{teor.}}$ platí pro dny 21. I., 19. II., 21. III., 21. IV., 22. V., 22. VI., 23. VII., 24. VIII., 23. IX., 24. X., 22. XI. a 22. XII. V dalších výpočtech se pak předpokládá, že hodnoty veličin vztahujících se ke slunečnímu záření, vypočítané pro vpředu uvedené dny, jsou průměrnými hodnotami pro celý příslušný měsíc.

2) Pro Barrow Point nejsou známy údaje o slunečním záření. Proto bylo počítáno s hodnotami skutečné doby slunečního svitu pro jiné místo ležící přibližně na stejné rovnoběžce.

3. TEPELNÁ BILANCE ZASTŘEŠENÉHO MĚSTA

Tepelný nebo chladič příkon, potřebný pro zajištění požadované teploty pod kopulí zastřešeného města, se určí jako rozdíl mezi celkovou tepelnou ztrátou a celkovým tepelným ziskem, tj.

$$Q = Q_{\text{ztr.}} - Q_{\text{zisk.}} \quad (1)$$

Jednotlivé složky tepelné ztráty $Q_{ztr.}$ pak jsou:

Q_K — tepelná ztráta prostupem pláštěm kopule,

Q_Z — tepelná ztráta vedením do země,

Q_V — tepelná ztráta výměnou vzduchu (větráním) v prostoru pod kopulí,

a tepelného zisku $Q_{zisk.}$ jsou:

Q_S — tepelný zisk od slunečního záření,

Q_B — tepelný zisk od vytápěných budov pod kopulí,

Q_O — tepelný zisk od celkového osvětlení města (od „umělého slunce“),

Q_D — tepelný zisk od vnitřní dopravy (s elektrickým pohonem), místního osvětlení a elektrických spotřebičů,

Q_L — tepelný zisk od lidí a zvířat.

Je tedy

$$Q_{ztr.} = Q_K + Q_Z + Q_V \quad (2)$$

a

$$Q_{zisk.} = Q_S + Q_B + Q_D + Q_L \quad (3a)$$

pro dobu, kdy svítí slunce a

$$Q_{zisk.} = Q_O + Q_B + Q_D + Q_L \quad (3b)$$

pro dobu, kdy se uměle přisvětluje. V žádném případě se oba tepelné zisky Q_S a Q_O nemohou vyskytovat současně.

3.1. Tepelná ztráta prostupem pláštěm kopule

Tepelná ztráta prostupem pláštěm kopule se vypočítá ze vztahu

$$Q_K = k \cdot S(t_{ie} - t_e), \quad (4)$$

ve kterém

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta}{\lambda_{ekv.}} + \frac{1}{\alpha_e}}$$

je součinitel prostupu tepla pláštěm (α_i a α_e jsou součinitele přestupu tepla na vnitřním a vnějším povrchu pláště, δ — tloušťka vzduchové mezery mezi fóliemi pláště, $\lambda_{ekv.}$ — ekvivalentní tepelná vodivost vzduchu v mezeře),
 S — plocha povrchu pláště ($S = 3,32 \cdot 10^6 \text{ m}^2$),
 t_{ie} — teplota pod kopulí,
 t_e — venkovní teplota.

Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně α_i se skládá ze složky konvekce

$$\alpha_{ki} = 5,6 + 4w = 5,6 + 4 \cdot 1 = 9,6 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

(předpokládá se, že rychlost proudění vzduchu pod kopulí je v průměru $w = 1,0 \text{ m/s}$) a ze složky sálání $\alpha_{si} = 5,2 \text{ W/m}^2 \text{ K}$. Celková hodnota pak je

$$\alpha_i = \alpha_{ki} + \alpha_{si} = 9,6 + 5,2 = 14,8 \approx 15 \text{ W/m}^2 \text{ K}.$$

U součinitele přestupu tepla na vnější straně α_e je nutno počítat podíl konvekce α_{ke} s ohledem na rychlost větru, která je v daném místě po celý rok přibližně $w_m = 10 \text{ m/s}$ (w_m je rychlost měřená na meteorologickém stanovišti ve výšce $h_m = 10 \text{ m}$ nad terénem). Protože rychlost větru se s výškou nad terénem zvětšuje podle vztahu

$$\frac{w_x}{w_m} = \left(\frac{h_x}{h_m} \right)^{1/7},$$

je průměrná rychlost pro celý povrch kopule tvaru kulového vrchlíku o výšce 240 m

$$w \approx 1,4w_m = 14 \text{ m/s},$$

a součinitel přestupu tepla konvekcí

$$\alpha_{ke} = 7,12w^{0,78} = 7,12 \cdot 14^{0,78} = 55,5 \text{ W/m}^2 \text{ K.}$$

Za předpokladu, že součinitel přestupu tepla sáláním je opět $\alpha_{se} = 5,2 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ (ve skutečnosti by měla být hodnota α_{se} poněkud větší s ohledem na vyzařování tepla proti obloze, jejíž teplota je poněkud nižší než teplota venkovního vzduchu), je celkový součinitel přestupu tepla na vnější straně

$$\alpha_e = \alpha_{ke} + \alpha_{se} = 55,5 + 5,2 = 60,7 \approx 60 \text{ W/m}^2 \text{ K.}$$

Ekvivalentní tepelná vodivost vzduchu $\lambda_{ekv.}$ v mezeře mezi fóliemi je podle práce [2] dána vztahem

$$\lambda_{ekv.} = \varepsilon_k \cdot \lambda_m,$$

kde λ_m je tepelná vodivost klidného vzduchu při střední teplotě v mezeře t_m (přibližně lze počítat

$$s \ t_m = \frac{t_{ie} + t_e}{2}),$$

ε_k — součinitel vyjadřující vliv cirkulace vzduchu v mezeře na zvětšení tepelné vodivosti vzduchu.

Součinitel ε_k závisí na součinu Grashofova a Prandtlova čísla podle vztahu

$$\varepsilon_k = 0,105(Gr \cdot Pr)^{0,3} \text{ při } (Gr \cdot Pr) = 10^3 \text{ až } 10^6$$

a

$$\varepsilon_k = 0,400(Gr \cdot Pr)^{0,2} \text{ při } (Gr \cdot Pr) = 10^6 \text{ až } 10^{10}.$$

Hodnoty tepelné ztráty prostupem pláštěm kopule Q_K podle rovnice (4) jsou uvedeny v tab. 2 pro jednotlivé měsíce, tj. pro různé teploty t_{ie} a t_e .

Tabulka 2. Tepelná ztráta prostupem pláštěm kopule Q_K (plocha povrchu pláště je $S = 3,32 \cdot 10^6 \text{ m}^2$)

Měsíc	Teplota vzduchu pod kopulí t_{ie} [°C]	Rozdíl teplot $t_{ie} - t_e$ [°C]	Součinitel přestupu tepla k [W/m ² K]	Tepelná ztráta prostupem Q_K 10 ⁶ W
I.	5	31,4	1,01	105,2
II.	6	34,1	1,01	114,3
III.	9	35,1	1,00	116,5
IV.	12	30,3	0,96	96,5
V.	16	23,5	0,905	70,5
VI.	19	17,9	0,883	52,5
VII.	20	15,9	0,803	42,4
VIII.	19	15,4	0,813	41,6
IX.	16	16,9	0,864	48,5
X.	12	20,3	0,845	57,0
XI.	9	26,5	0,963	84,8
XII.	6	29,6	0,990	97,2

3.2. Tepelná ztráta vedením do země

Tepelnou ztrátu do země³⁾ lze při ustáleném vedení tepla do polomasivu pod kruhovým povrchem zakrytým kopulí (obr. 3) počítat ze vztahu

$$Q'_z = 2\lambda \cdot \Delta t \cdot R_0 \cdot \ln \frac{R_0^2}{R^2 - R^2}, \quad (5)$$

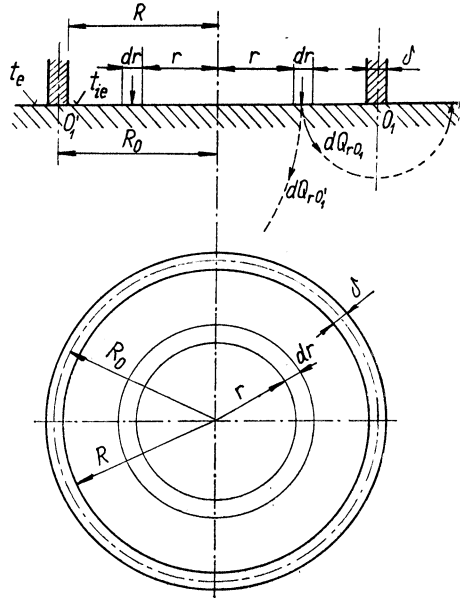
kde λ je tepelná vodivost materiálu polomasivu pod zahříváním povrchem,

Δt — rozdíl povrchových teplot na obou stranách přepážky (v daném případě je $\Delta t = t_{ie} - t_e$),

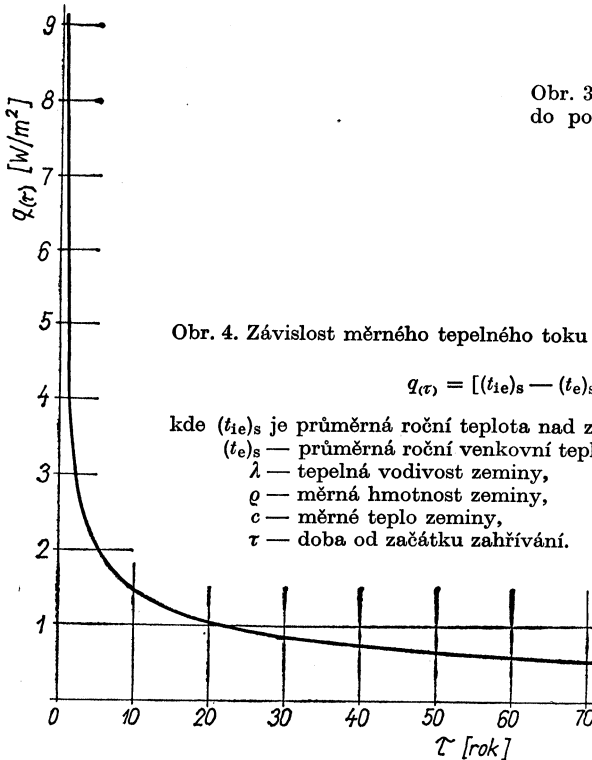
R, R_0 — poloměr zahřívajícího povrchu.

Dosadí-li se za $R = 1\,000$ m a $R_0 = R + \frac{\delta}{2} = 1\,000,25$ m, je

$$Q'_z = 15,207 \cdot 10^3 \lambda \cdot \Delta t \quad [\text{W}].$$



Obr. 3. Schéma pro výpočet vedení tepla do polomasivu pod kruhovým povrchem zakrytým kopulí



Obr. 4. Závislost měrného tepelného toku do země $q(\tau)$ na čase τ podle vztahu

$$q(\tau) = [(t_{ie})_s - (t_e)_s] \sqrt{\frac{\lambda \cdot \rho \cdot c}{\pi \cdot \tau}},$$

kde $(t_{ie})_s$ je průměrná roční teplota nad zahříváním povrchem (pod kopulí),

$(t_e)_s$ — průměrná roční venkovní teplota,

λ — tepelná vodivost zeminy,

ρ — měrná hmotnost zeminy,

c — měrné teplo zeminy,

τ — doba od začátku zahřívání.

Diagram platí pro tepelné technické vlastnosti kompaktní skály, tj. pro $\lambda = 3,4$ W/m K, $\rho = 2\,600$ kg/m³ a $c = 880$ J/kg K

³⁾ Tepelná ztráta do země je počítána způsobem popsaným v knize S. N. Šorina [4] na str. 152 a dalších.

K tepelnému toku Q'_z , procházejícímu zemí především na obvodě zahřívané plochy, je nutno ještě přičíst tepelný tok potřebný k zahřívání polomasivu před dosažením skutečného ustáleného stavu

$$Q''_z = \pi \cdot R^2 \cdot q_{(\tau)} \quad (6)$$

Z diagramu na obr. 4, kde je znázorněna závislost měrného tepelného toku do země $q_{(\tau)}$ na čase τ , je zřejmé, že přibližně se ustálí tok tepla do země asi za 20 roků od začátku zahřívání a úplné ustálení nastane za 100 až 150 roků. Po 20 letech provozu lze předpokládat, že měrný tepelný tok do země má průměrnou hodnotu $q_{(\tau)} = 0,8 \text{ W/m}^2$, takže

$$Q''_z = \pi \cdot 1\,000^2 \cdot 0,8 = 2,5 \cdot 10^6 \text{ W} \cdot 4)$$

Celková tepelná ztráta do země pak je

$$Q_z = Q'_z + Q''_z = 15,027 \cdot 10^3 \lambda (t_{ie} - t_e) + 2,5 \cdot 10^6 \quad [\text{W}].$$

Při $\lambda = 3,4 \text{ W/m K}$ (kompaktní skála) je

$$Q_z = 51,7 \cdot 10^3 (t_{ie} - t_e) + 2,5 \cdot 10^6 \quad [\text{W}].$$

Hodnoty tepelné ztráty Q'_z a Q_z pro jednotlivé měsíce jsou uvedeny v tab. 3. Z tabulky je zřejmé, že po 20 letech provozu je tepelná ztráta do země poměrně malá a zanedbatelná proti tepelné ztrátě prostupem pláštěm kopule.

Tabulka 3. Tepelná ztráta vedením do země Q_z (tepelný tok k zahřívání polomasivu před dosažením ustáleného stavu $Q''_z = 2,5 \cdot 10^6 \text{ W}$)

Měsíc	Tepelná ztráta do země v ustáleném stavu Q'_z 10^6 W	Celková tepelná ztráta do země $Q_z = Q'_z + Q''_z$ 10^6 W	Měsíc	Tepelná ztráta do země v ustáleném stavu Q'_z 10^6 W	Celková tepelná ztráta do země $Q_z = Q'_z + Q''_z$ 10^6 W
I.	1,62	4,12	VII.	0,82	3,32
II.	1,76	4,26	VIII.	0,80	3,30
III.	1,81	4,31	IX.	0,87	3,37
IV.	1,56	4,06	X.	1,05	3,55
V.	1,21	3,71	XI.	1,37	3,87
VI.	0,93	3,43	XII.	1,53	4,03

3.3. Tepelná ztráta větráním

Tepelnou ztrátu větráním lze za předpokladu, že není třeba upravovat vlhkost vzduchu, počítat ze vztahu

$$Q_v = c_v \cdot M_v (t_{ie} - t_e) + M_w \cdot r, \quad (7)$$

kde c_v je měrné teplo vzduchu ($c_v = 1\,010 \text{ J/kg K}$),

M_v — hmotnostní průtok větracího vzduchu v kg/s ,

M_w — vlhkost produkovaná vnitřními zdroji v kg/s ,

r — měrné výparné teplo vody ($r = 2,47 \cdot 10^6 \text{ J/kg}$).

4) Uvedená hodnota Q''_z platí za předpokladu, že zastřešené město je postaveno na kompaktní skále (viz také diagram na obr. 4), tj. na podkladě, který neobsahuje vlhkost. Tím také odpadá problém změny skupenství vody při rozmrzání země pod kopuli.

Výměnu vzduchu (průtok M_V) je třeba určit tak, aby odvodem vznikajících škodlivin byla zajištěna uspokojivá čistota vzduchu pod kopulí. Lze předpokládat, že hlavní škodlivinou, kterou je třeba větráním odvádět, je kyslíčník uhličitý CO_2 produkovaný při dýchání lidmi, zvířaty a rostlinami (rostliny „vydechují“ CO_2 jen v noci) a popřípadě i vodní pára H_2O ze stejných zdrojů.

Předpokládá-li se, že průměrná tepelná produkce lidí je 130 W (z toho je do okolí odváděn tepelný tok 82 W jako teplo citelné a 48 W jako teplo vázané), je produkce CO_2 asi 32 g/h na osobu. Pro celé město se 45 000 obyvateli je pak celková produkce CO_2 od lidí $45\,000 \cdot 0,032 = 1,44 \cdot 10^3$ kg/h.

U zvířat vážících průměrně 16 kg (v zastřešeném městě by byla chována většinou jen menší zvířata) lze počítat s produkcí 18 g/h CO_2 a při počtu 4 500 zvířat je celková produkce $4\,500 \cdot 0,018 = 81$ kg/h CO_2 (to je zanedbatelná hodnota).

Rostliny přijímají ve dne (za světla) ze vzduchu CO_2 a uvolňují O_2 , v noci (za tmy) naopak přijímají O_2 a uvolňují CO_2 . Za celé vegetační období (tj. za 6 měsíců = 4 320 h) vyprodukuje travní porost na ploše 1 m² celkem 11,3 kg CO_2 a stromy nad plochou 1 m² půdorysného průmětu koruny 68,8 kg CO_2 . Za předpokladu, že v zastřešeném městě by byla trávníkem pokryta plocha 1 km² = 10^6 m² a na této ploše by bylo celkem 10 000 stromů a keřů o průměrné ploše půdorysného průmětu koruny 20 m² (celková půdorysná plocha pokrytá stromy a keři je 0,2 km² = $0,2 \cdot 10^6$ m²), je celková produkce CO_2 za celé vegetační období 11,3 · 10⁶ kg od travin a 13,76 · 10⁶ kg od stromů, tj. celkem 25 · 10⁶ kg. V nočních hodinách vegetačního období, tj. přibližně v době $8 \cdot 4320/24 = 1\,430$ h, je pak průměrná hodinová produkce od rostlin

$$17,5 \cdot 10^3 \text{ kg/h } \text{CO}_2.$$

Celkem je do ovzduší pod kopulí přiváděno $(1,44 + 17,5) 10^3 \approx 19 \cdot 10^3$ kg/h CO_2 . Nemá-li v noci (při disimilaci rostlin) přestoupit koncentrace CO_2 ve vzduchu pod kopulí hodnotu $k_{ie} = 0,002\,25$ kg/kg (tj. 0,15 obj. %), je při $k_e = 0,000\,45$ kg/kg (tj. 0,03 obj. %, což je koncentrace CO_2 ve venkovním vzduchu) nutná výměna vzduchu

$$M_V = \frac{19 \cdot 10^3}{0,002\,25 - 0,000\,45} = 10,55 \cdot 10^6 \text{ kg/h (tj. } 8,8 \cdot 10^6 \text{ m}^3\text{/h)}.$$

Tato hodnota odpovídá průměrné dávce větracího vzduchu

$$\frac{8,8 \cdot 10^6}{4,5 \cdot 10^4} = 196 \approx 200 \text{ m}^3\text{/h na osobu.}$$

To je celkem přiměřená hodnota výměny vzduchu, a proto s ní lze počítat jako se stálou hodnotou po celý rok.

Pro vztah (7) je nutno určit také produkci vlhkosti od vnitřních zdrojů. Zdroji vlhkosti jsou opět lidé, zvířata a rostliny (včetně vlhké půdy pod rostlinami).

Při podílu vázaného tepla $q_w = 48$ W z celkové produkce tepla produkuje jeden člověk $m_w = 1,49 q_w = 1,49 \cdot 48 = 71,5$ g/h H_2O . Pro celé město pak je celková produkce vlhkosti od lidí $45\,000 \cdot 0,071\,5 = 3,22 \cdot 10^3$ kg/h. Produkci vlhkosti od zvířat lze opět zanedbat.

U rostlin je produkce vlhkosti kontinuální (stejná ve dne i v noci) a závisí především na teplotě vzduchu a na vydatnosti závlivky. Pro teploty v rozmezí 5 až 20 °C a pro normální závlivku lze počítat s 340 kg odpařené vody za rok na ploše 1 m². Pro osázenou plochu 1 km² pak vychází hodinová produkce vlhkosti

$$\frac{340 \cdot 10^6}{365 \cdot 24} = 38,8 \cdot 10^3 \text{ kg/h } \text{H}_2\text{O}.$$

Celková hodinová produkce vlhkosti od lidí, zvířat a rostlin je tedy

$$M_W = (3,22 + 38,8) 10^3 \approx 42 \cdot 10^3 \text{ kg/h.}$$

Teplo potřebné k odpaření této vlhkosti se odebrává vzduchu pod kopulí (viz rovnice 7) a dále se přívodem této vlhkosti zvětší měrná vlhkost vzduchu podle rovnice

$$x_{ie} = x_e + \frac{M_W}{M_V} \quad [\text{kg/kg s. v.}], \quad (8)$$

kde x_e je měrná vlhkost přiváděného vzduchu a x_{ie} — měrná vlhkost vzduchu pod kopulí.

Hodnoty tepelné ztráty větráním Q_V podle rovnice (7) pro jednotlivé měsíce jsou uvedeny v tab. 4 spolu s hlavními parametry venkovního vzduchu a vzduchu pod kopulí. Z tabulky je zřejmé, že přívodem vlhkosti od vnitřních zdrojů je po celý rok udržována relativní vlhkost vzduchu na příznivé hodnotě, takže není nutná umělá úprava vlhkosti.

Tabulka 4. Tepelná ztráta větráním Q_V (platí pro výměnu vzduchu $M_V = 10,55 \cdot 10^6 \text{ kg/h}$ a pro produkci vlhkosti $M_W = 42 \cdot 10^3 \text{ kg/h}$) a hlavní parametry vzduchu venkovního a vzduchu pod kopulí

Měsíc	Hlavní parametry vzduchu						Tepelná ztráta větráním Q_V 10^6 W
	venkovního			pod kopulí			
	t_e [°C]	$10^3 x_e$ [kg/kg s. v.]	φ_e [%]	t_{ie} [°C]	$10^3 x_{ie}$ [kg/kg s. v.]	φ_{ie} [%]	
I.	-26,4	0,231	67	5	4,211	75	121,8
II.	-28,1	0,188	66	6	4,168	70	129,8
III.	-26,1	0,244	69	9	4,224	57	132,8
IV.	-18,3	0,577	75	12	4,557	51	118,5
V.	-7,5	1,770	86	16	5,750	49	98,3
VI.	+1,1	3,880	92	19	7,870	55	81,8
VII.	+4,1	4,160	88	20	8,590	57	76,0
VIII.	+3,6	4,480	89	19	8,460	59	74,5
IX.	-0,9	3,260	90	16	7,240	62	78,8
X.	-8,3	1,690	87	12	5,670	63	89,0
XI.	-17,5	0,640	77	9	4,620	62	107,3
XII.	-23,6	0,319	70	6	4,299	72	116,5

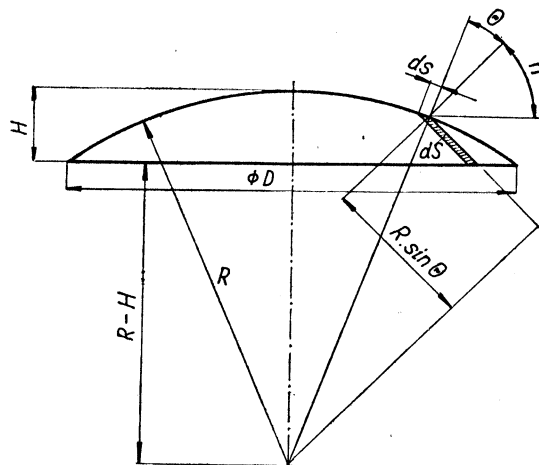
3.4. Tepelný zisk od slunečního záření

Tepelný zisk od přímého slunečního záření je za předpokladu, že poměrná pohltivost a a poměrná propustnost p fólie jsou konstantní, tj. nezávislé na úhlu dopadu slunečních paprsků, dán rovnicí

$$Q_{pS} = \frac{R_e}{\Sigma R} a \iint_s I_p \cdot dS + \frac{0,5R_{vzd.m.}}{\Sigma R} a \cdot p \iint_s I_p \cdot dS + \frac{R_e + 0,5R_{vzd.m.}}{\Sigma R} p \iint_s I_p \cdot dS + \frac{R_i + 0,5R_{vzd.m.}}{\Sigma R} p^2 \iint_s I_p \cdot dS, \quad (9)$$

kde $R_e = 1/\alpha_e$ je tepelný odpor při přestupu na vnější straně pláště,
 $R_{\text{vzd.m}} = \delta/\lambda_{\text{ekv.}}$ — tepelný odpor vzduchové mezery mezi fóliemi,
 $R_1 = 1/\alpha_1$ — tepelný odpor při přestupu na vnitřní straně pláště,
 ΣR — celkový tepelný odpor pláště,
 I_p — intenzita přímého slunečního záření.

Pro PVC-fólie lze volit hodnotu poměrné pohltivosti $a = 0,2$ a poměrné propustnosti $p = 0,7$ (poměrná odraznost pak je $r = 1 - a - p = 0,1$).



Obr. 5. Schéma pro vyjádření součinu $I_p \cdot dS$ pro kopuli tvaru kulového vrchlíku

Součin $I_p \cdot dS$ v rovnici (9) lze pro kopuli tvaru kulového vrchlíku (obr. 5) vyjádřit rovnicí

$$I_p \cdot dS = I_n \cdot R^2 \cdot \sin 2\theta \cdot \arccos \frac{(1 - H/R) - \cos \theta \cdot \sin h}{\sin \theta \cdot \cos h} d\theta, \quad (10)$$

kde I_n je intenzita přímého slunečního záření na plochu kolmou ke slunečním paprskům,
 R — poloměr kulového vrchlíku,
 H — výška vrchlíku,
 θ — úhel dopadu slunečních paprsků,
 h — výška slunce nad obzorem.

Tepelný zisk od difúzního slunečního záření je dán rovnicí

$$Q_{\text{ds}} = \pi \cdot R^2 \cdot d^2 \left\{ \left[1 - \cos \arcsin D/2R + \frac{D^2}{8R^2} \right] I_{\text{dn}} + \left[1 - \cos \arcsin D/2R - \frac{D^2}{8R^2} \right] r (I_{\text{dn}} + I_{\text{ph}}) \right\}, \quad (11)$$

kde I_{dn} je intenzita difúzního záření na vodorovnou plochu,
 I_{ph} — intenzita přímého slunečního záření na vodorovnou plochu,
 R, D — rozměry kopule podle obr. 5,
 d — součinitel difúzního záření (lze volit $d = 0,6$),
 r — poměrná odraznost okolních ploch, tzv. albedo (lze volit $r = 0,15$ až $0,25$).

Celkový tepelný zisk od slunečního záření je

$$Q_S = Q_{ps} + Q_{ds} \quad [W]. \quad (12)$$

Podle rovnic (9a), (11) a (12) lze vypočítat okamžitý tepelný zisk (tj. zisk v určitém hodině určitého dne) pro kopuli zastřešeného města v dané geografické poloze.⁵⁾ Z denního průběhu tohoto zisku lze určit průměrný denní zisk za předpokladu, že obloha je stále jasná. Hodnoty průměrného tepelného zisku od slunečního záření pro jednotlivé měsíce jsou uvedeny v tab. 5.

Tabulka 5. Tepelný zisk od slunečního záření Q_S

Měsíc	Průměrný tepelný zisk od slunečního záření Q_S $10^6 W$	Skutečná doba slunečního svitu za měsíc $\tau_{skut.}$ [h]	Měsíc	Průměrný tepelný zisk od slunečního záření Q_S $10^6 W$	Skutečná doba slunečního svitu za měsíc $\tau_{skut.}$ [h]
I.	—	—	VII.	518	237
II.	58	32	VIII.	354	166
III.	173	109	IX.	173	82
IV.	354	178	X.	58	34
V.	518	211	XI.	—	—
VI.	640	241	XII.	—	—

3.5. Tepelný zisk od vytápěných budov pod kopuli

Všechny budovy pod kopulí jsou po celý rok vytápěny na teplotu $t_i = 20 \text{ }^\circ\text{C}$. Předpokládá-li se, že na jednoho člověka připadá prostor 120 m^3 (včetně sídlištní vybavenosti), je pro celé město obestavěný prostor

$$O = 45\,000 \cdot 120 = 5,4 \cdot 10^6 \text{ m}^3.$$

Je-li dále poměr mezi ochlazenou plochou a obestavěným prostorem $S_{ochl.}/O = 0,25$ a průměrný součinitel prostupu tepla obvodového pláště $k = 2,5 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ (pod kopulí lze stavět lehké budovy s velkými zasklenými plochami, a proto je tepelný odpor obvodového pláště poměrně malý), je tepelná ztráta prostupem

$$\begin{aligned} Q_{tB} &= k \cdot S_{ochl.}(t_i - t_{ie}) = 2,5 \cdot 0,25 \cdot 5,4 \cdot 10^6(t_i - t_{ie}) = \\ &= 3,375 \cdot 10^6(t_i - t_{ie}) \quad [W]. \end{aligned}$$

Za předpokladu, že výměna vzduchu větráním je 0,5násobná za hodinu, je tepelná ztráta větráním

$$Q_{vB} = c_v \cdot \rho_v \cdot 0,5 \frac{5,4 \cdot 10^6}{3,6 \cdot 10^3} (t_i - t_{ie})$$

a dosadí-li se za $c_v \cdot \rho_v = 1\,200 \text{ J/m}^3 \text{ K}$

$$Q_{vB} = 0,9 \cdot 10^6(t_i - t_{ie}) \quad [W].$$

⁵⁾ Rovnici (9a) je nutno integrovat pro plochu kulového vrchlíku, viz práce [3]. Konečná rovnice je velmi komplikovaná a lze ji řešit jen s pomocí výpočetní techniky.

Celková tepelná ztráta budov pod kopulí, tj. tepelný zisk pro prostor pod kopulí, je

$$Q_B = Q_{tB} + Q_{vB} = (4,375 + 0,9) 10^6 (t_i - t_{ie}) = 4,275 \cdot 10^6 (t_i - t_{ie}) \quad [\text{W}].$$

Pro jednotlivé měsíce jsou hodnoty tepelného zisku Q_B uvedeny v tab. 6.

Tabulka 6. Tepelný zisk od vytápěných budov pod kopulí Q_B (platí pro $t_i = 20^\circ\text{C}$ a $k = 2,5 \text{ W/m}^2 \text{ K}$)

Měsíc	Rozdíl teplot $t_i - t_{ie}$ [$^\circ\text{C}$]	Tepelný zisk od vytápěných budov Q_B 10^6 W	Měsíc	Rozdíl teplot $t_i - t_{ie}$ [$^\circ\text{C}$]	Tepelný zisk od vytápěných budov Q_B 10^6 W
I.	15	64,2	VII.	0	—
II.	14	59,8	VIII.	1	4,3
III.	11	47,1	IX.	4	17,1
IV.	8	34,2	X.	8	34,2
V.	4	17,1	XI.	11	47,1
VI.	1	4,3	XII.	14	59,8

3.6. Tepelný zisk od celkového osvětlení města

V zastřešeném městě za polárním kruhem je třeba uměle vytvořit denní režim se střídáním světla a tmy v době polární noci a v době příliš krátkých dnů s přirozeným světlem. Pro toto umělé celkové osvětlení se počítá s intenzitou osvětlení 1 000 lx (luxů), tj. přibližně s měrným příkonem 60 W/m^2 . Celkový příkon světelných zářičů, tj. okamžitý tepelný zisk od celkového osvětlení, je tedy

$$Q_O = 60 \cdot 3,14 \cdot 10^6 = 188,4 \cdot 10^6 \text{ W}.$$

Počítá-li se pro denní režim se střídáním 16 hodin světla a 8 hodin tmy, je denní doba umělého přisvětlování $(16 - \tau_{\text{teor}})$ [h]; τ_{teor} je doba, po kterou je v daném měsíci slunce nad obzorem, viz tab. 1.

3.7. Tepelný zisk od vnitřní dopravy, místního osvětlení a elektrických spotřebičů

Jako jediné formy energie pro všechny motory a spotřebiče v zastřešeném městě se použije elektriny. Příkon těchto motorů a spotřebičů je pak tepelným ziskem, se kterým je nutno počítat v celkové tepelné bilanci. Počítá-li se pro jednoho člověka s roční spotřebou energie

pro vnitřní dopravu 800 kWh,

pro místní osvětlení a různé elektrické spotřebiče 200 kWh,

a pro vaření a ohřev užitkové vody 100 kWh,

tj. celkem 1 100 kWh, je pro celé zastřešené město okamžitý tepelný zisk

$$Q_D = 4,5 \cdot 10^4 \frac{1,1 \cdot 10^6}{24 \cdot 365} = 5,65 \cdot 10^6 \text{ W}.$$

S touto hodnotou se počítá jako se stálou hodnotou po celý rok⁶⁾.

3.8. Tepelný zisk od lidí a zvířat

Počítá-li se, že u lidí je z tepelné produkce 130 W odváděn jako citelné teplo tepelný tok 82 W a u zvířat vážících 16 kg z produkce 30 W tepelný tok 17,4 W, je pro celé zastřešené město okamžitý tepelný zisk

$$\begin{array}{ll} \text{od lidí} & 45\,000 \cdot 82 = 3,68 \cdot 10^6 \text{ W} \\ \text{a od zvířat} & 4\,500 \cdot 17,4 = 0,078 \cdot 10^6 \text{ W,} \end{array}$$

tj. celkem

$$Q_L = 3,758 \cdot 10^6 \text{ W.}$$

Tato hodnota je opět stálá po celý rok.⁷⁾

3.9. Celkový tepelný nebo chladicí výkon pro klimatizaci haly pro zastřešení města

Tepelné ztráty Q_K , Q_V a Q_Z a tepelné zisky Q_B , Q_D a Q_L trvají nepřetržitě po celý den a v podmínkách arktického klimatu je v průběhu dne (24 hodin) jejich hodnota poměrně stálá. Je tedy možno přímo sčítat a odčítat jejich průměrné denní (popřípadě měsíční) hodnoty. Rozdílem celkové tepelné ztráty $Q_{ztr.} = Q_K + Q_V + Q_Z$ a celkového tepelného zisku $Q_{zisk.} = Q_B + Q_D + Q_L$ je pak také dán maximální tepelný výkon pro vytápění haly v noci

$$Q_{vyt.} = Q_{ztr.} - Q_{zisk.} = (Q_K + Q_V + Q_Z) - (Q_B + Q_D + Q_L). \quad (13)$$

Tepelné zisky od celkového umělého osvětlení Q_O a od slunečního záření Q_S trvají jen po určitém denní dobu a zpravidla jsou tak velké, že v součtu s ostatními tepelnými zisky Q_B , Q_D a Q_L převažují nad tepelnými ztrátami. Halu je pak nutno chladit, tj. je nutno odvádět nadbytečné teplo například tak, že se zvětší výměna větracího vzduchu. V době umělého přisvětlování je maximální chladicí výkon (přebytek tepla) dán rovnicí

$$Q_{chl.1} = (Q_K + Q_V + Q_Z) - (Q_O + Q_B + Q_D + Q_L) \quad (14)$$

a v době slunečního záření (při jasné obloze) rovnicí

$$Q_{chl.2} = (Q_K + Q_V + Q_Z) - (Q_S + Q_B + Q_D + Q_L).^8) \quad (15)$$

⁶⁾ Tepelným ziskem by zčásti také byl výkon potřebný pro dopravu větracího vzduchu (pro pohon ventilátorů). Za předpokladu, že celkový tlak je $\Delta p = 2\,200 \text{ N/m}^2$ (podle údajů Kühna a Frühaufa) a $V = 8,8 \cdot 10^6 \text{ m}^3/\text{h} = 2,44 \cdot 10^3 \text{ m}^3/\text{s}$ je teoretický výkon ventilátorů

$$P_{teor.} = 2,2 \cdot 2,44 \cdot 10^6 = 5,5 \cdot 10^6 \text{ W.}$$

Při účinnosti ventilátorů $\eta = 0,85$ je jejich skutečný příkon

$$P_{skut.} = 6,5 \cdot 10^6 \text{ W.}$$

⁷⁾ Tepelný zisk Q_L se zde počítá tak, jako by všichni obyvatelé byli současně venku mimo budovy. Ve skutečnosti bude však vždy část obyvatel pobývat v budovách a svojí tepelnou produkcí přispívat k jejich vytápění. Totéž platí o tepelném zisku Q_D (viz odst. 3.7), jehož část také připadá na budovy pod kopulí.

⁸⁾ Dosazují-li se tepelné ztráty Q_K , Q_V a Q_Z a tepelné zisky Q_O , Q_S , Q_B , Q_D a Q_L jako kladné hodnoty (+), vychází z rovnic (14) a (15) pro chladicí výkony $Q_{chl.1}$ nebo $Q_{chl.2}$ hodnota záporná (—). Pouze výjimečně může nastat v zimním období, kdy jsou velké tepelné ztráty, případ, že pro $Q_{chl.1}$ nebo $Q_{chl.2}$ vychází kladná hodnota, takže potom jde o minimální tepelný výkon ve dne.

Tabulka 7. Přehled jednotlivých složek tepelné bilance při klimatizaci haly pro zastřešení města

Měsíc	Rozdíl teplot $t_{ie} - t_e$ [°C]	Stálé tepelné ztráty $Q_{zr.} = Q_K + Q_V + Q_Z$ 10^6 W	Stálé tepelné zisky $Q_B + Q_D + Q_L$ 10^6 W	Nestálé tepelné zisky			Max. potřeba tepla v noci (bez umělého přisvětlování) $Q_{ztr.} - Q_{zisk.}$ 10^6 W	Min. potřeba tepla (+) nebo max. potřeba chladu (-) ve dne $Q_{ztr.} - (Q_{zisk.} + Q_S)$ nebo $Q_{ztr.} - (Q_{zisk.} + Q_O)$ 10^6 W
				od umělého osvětlení Q_O 10^6 W	od slunečního záření po dobu hodin denně $\frac{Q_S}{\tau_{skut.}} \cdot 30$ 10^6 W	od umělého osvětlení po dobu hodin denně $16 - \tau_{teor.}$ 10^6 W		
I.	31,4	231,1	77,7	188	—	—	157,4	—30,6
II.	34,1	248,4	69,3	188	58	1,07	179,1	—0,9
III.	35,1	253,6	56,5	188	173	3,64	197	+9,0
IV.	30,3	219,1	43,7	188	354	5,93	175,1	—178,9
V.	23,5	172,5	26,6	—	—	7,04	145,9	—372,1
VI.	17,9	137,7	13,8	—	—	8,05	123,9	—516,1
VII.	15,9	121,7	9,5	—	—	7,90	112,2	—405,8
VIII.	15,4	119,4	13,8	188	354	5,54	105,6	—248,4
IX.	16,9	130,8	26,6	188	173	2,73	104,1	—83,9
X.	20,3	149,6	43,7	188	58	1,13	105,9	—82,1
XI.	25,6	196,0	56,6	188	—	—	139,4	—48,6
XII.	29,6	217,7	69,3	188	—	—	148,4	—39,6

Hodnoty tepelného výkonu $Q_{vyt.}$ (tj. maximální potřeby tepla v noci) a chladicího výkonu $Q_{chl.1}$ nebo $Q_{chl.2}$ (tj. maximální potřeby chladu nebo minimální potřeby tepla ve dne) jsou pro jednotlivé měsíce uvedeny v tab. 7. Z tabulky je zřejmé, že největší hodnoty dosahuje tepelný výkon v březnu, kdy je největší rozdíl teplot ($t_{ie} - t_e$); potřeba tepla pro vytápění je

$$Q_{vyt.} = 196 \cdot 10^6 \text{ W.}$$

Největší potřeba chladu pak je v červnu

$$Q_{chl.} (= Q_{chl.2}) = -516,1 \cdot 10^6 \text{ W.}^9$$

Podle těchto hodnot by bylo možno dimenzovat ohříváky vzduchu pro vytápění a zařízení pro zvětšenou výměnu vzduchu pro chlazení. Pro odvedení nadbytečného tepelného toku $516,1 \cdot 10^6 \text{ W}$ v červnu by bylo nutno zvětšit výměnu vzduchu v hale (pod kopuli) o $516,1/81,8 = 6,3$ násobek původní hodnoty, tj. z $8,8 \cdot 10^6 \text{ m}^3/\text{h}$ na $8,8(1 + 6,3) \cdot 10^6 = 64,64 \cdot 10^6 \text{ m}^3/\text{h}$.

4. CELKOVÁ SPOTŘEBA ENERGIE PRO KLIMATIZACI ZASTŘEŠENÉHO MĚSTA

Pro určení spotřeby tepla nebo chladu pro klimatizaci haly pro zastřešení města je nutno přihlížet k 24hodinovému cyklu se střídáním doby s převahou tepelných ztrát a doby s převahou tepelných zisků buď od umělého osvětlení, nebo od slunečního záření. Při tom mohou nastat tyto tři typické případy:

a) zimní den v období úplné polární noci (v listopadu, prosinci a lednu), kdy musí být plyných 16 hodin denně zapnuto umělé osvětlení, nebo den bez slunečního záření (obr. 6a),

b) letní den v období s přirozeným světlem více než 16 hodin denně (v dubnu, květnu, červnu, červenci a srpnu), kdy není nutno uměle přisvětlovat, kdy však je poměrně intenzivní sluneční záření (obr. 6b),

c) den v přechodném období (v únoru a březnu a potom v září a říjnu), kdy ráno a navečer je nutno uměle přisvětlovat, zatímco v hodinách kolem poledne svítí slunce (obr. 6c).

V případě podle obr. 6a (den bez slunečního záření) je denní spotřeba tepla pro vytápění

$$\dot{Q}_{vyt.} = 10^{-3}(8 + \tau_{teor.}) [(Q_K + Q_V + Q_Z) - (Q_B + Q_D + Q_L)] \quad [\text{kWh}] \quad (16)$$

a denní spotřeba chladu (přebytek tepla od umělého osvětlení)

$$\dot{Q}_{chl.1} = 10^{-3}(16 - \tau_{teor.}) [(Q_K + Q_V + Q_Z) - (Q_O + Q_B + Q_D + Q_L)] \quad [\text{kWh}]; \quad (17)$$

$\tau_{teor.}$ je teoreticky možná doba slunečního svitu za den, tj. doba, kdy je slunce nad obzorem (viz tab. 1).

⁹⁾ Němečtí autoři Kühn a Frühauf [1] dospěli za podobných předpokladů, za jakých byl proveden i náš výpočet, k hodnotám

$$Q_{vyt.} = 123 \cdot 10^6 \text{ W v lednu}$$

a

$$Q_{chl.} = -441 \cdot 10^6 \text{ W v červenci.}$$

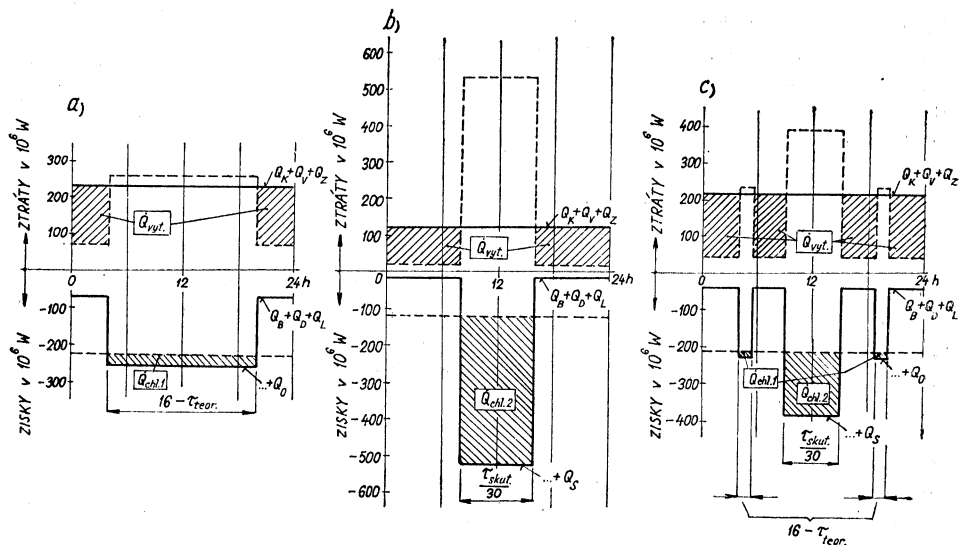
V případě podle obr. 6b (letní den) je spotřeba tepla pro vytápění

$$\dot{Q}_{vyt.} = 10^{-3} \left(24 - \frac{\tau_{skut.}}{30} \right) [(Q_K + Q_V + Q_Z) - (Q_B + Q_D + Q_L)] \quad [\text{kWh}] \quad (18)$$

a přebytek tepla od slunečního záření

$$\dot{Q}_{chl.2} = 10^{-3} \frac{\tau_{skut.}}{30} [(Q_K + Q_V + Q_Z) - (Q_S + Q_B + Q_D + Q_L)] \quad [\text{kWh}]; \quad (19)$$

$\tau_{skut.}$ je skutečná doba slunečního svitu za měsíc (viz tab. 1).



Obr. 6. Znázornění spotřeby tepla a chladu pro klimatizaci haly pro zastřešení města:

- zimní den (leden),
- letní den (červenec),
- den v přechodném období (duben)

V diagramu značí $\dot{Q}_{vyt.}$ spotřebu tepla pro vytápění haly, $\dot{Q}_{chl.1}$ nadbytečné teplo od umělého osvětlení, $\dot{Q}_{chl.2}$ nadbytečné teplo od slunečního záření

V případě podle obr. 6c (den v přechodném období) je spotřeba tepla pro vytápění dána rovnicí

$$\dot{Q}_{vyt.} = 10^{-3} \left(8 + \tau_{teor.} - \frac{\tau_{skut.}}{30} \right) [(Q_K + Q_V + Q_Z) - (Q_B + Q_D + Q_L)] \quad [\text{kWh}], \quad (20)$$

přebytek tepla od umělého osvětlení $\dot{Q}_{chl.1}$ rovnicí (17) a přebytek tepla od slunečního záření $\dot{Q}_{chl.2}$ rovnicí (19).

Dosazují-li se tepelné ztráty Q_K , Q_V a Q_Z a tepelné zisky Q_O , Q_S , Q_B , Q_D a Q_L jako kladné hodnoty (+), vychází z rovnic (17) a (19) pro přebytek chladu $\dot{Q}_{chl.1}$ nebo $\dot{Q}_{chl.2}$ hodnota záporná (-). Pouze výjimečně může nastat případ, že pro $\dot{Q}_{chl.1}$ nebo $\dot{Q}_{chl.2}$ vychází kladná hodnota, takže potom jde o spotřebu tepla, která se při-

čítá k hodnotě \dot{Q}_{vyt} . Hodnoty spotřeby tepla pro vytápění a přebytku tepla od slunečního záření nebo od umělého osvětlení, vypočítané podle vpředu uvedených rovnic pro jednotlivé měsíce (počítá se pro všechny měsíce se 30 dny), jsou uvedeny v tab. 8.

Tabulka 8. Celková spotřeba tepla a chladu pro klimatizaci haly pro zastřešení města

Měsíc	Spotřeba tepla 10 ⁶ kWh	Nadbytečný přívod tepla od slunečního záření nebo od umělého osvětlení ¹⁾ 10 ⁶ kWh	Měsíc	Spotřeba tepla 10 ⁶ kWh	Nadbytečný přívod tepla od slunečního záření nebo od umělého osvětlení ¹⁾ 10 ⁶ kWh
I.	37,8	-14,7	VII.	54,2	-96,2
II.	81,6	-0,2	VIII.	58,5	-41,3
III.	102,5	—	IX.	54,8	-14,9
IV.	94,8	-31,6	X.	45,0	-29,2
V.	74,2	-78,5	XI.	33,5	-23,3
VI.	59,4	-124,5	XII.	35,6	-19,0
			za rok	731,9	-473,4

1) Odvede se zvětšením výměny vzduchu v prostoru pod kopulí.

Tabulka 9. Celková spotřeba energie pro klimatizaci celého zastřešeného města

Měsíc	Spotřeba tepla (energie) v 10 ⁶ kWh				Úspora dosažená regeneračním předehříváním větracího vzduchu ¹⁾ 10 ⁶ kWh
	pro vytápění haly pro zastřešení	pro vytápění vnitřních budov	pro celkové osvětlení	celkem	
I.	37,8	46,2	90,3	176,3	56,2
II.	81,6	43,1	47,9	172,6	62,0
III.	102,5	33,9	20,3	156,7	64,2
IV.	94,8	24,6	—	119,4	54,6
V.	74,2	12,3	—	86,5	39,5
VI.	59,4	3,1	—	62,5	27,5
VII.	54,2	—	—	54,2	24,0
VIII.	58,5	3,1	—	61,6	22,1
IX.	54,8	12,3	20,9	88,0	31,1
X.	45,0	24,6	49,0	118,6	32,6
XI.	33,5	33,9	90,3	157,7	45,8
XII.	35,6	43,1	90,3	169,0	52,5
za rok	731,9	280,2	408,0	1 423,1	512,1

1) Předpokládá se předehřívání větracího vzduchu z teploty t_e na teplotu $t'_{ic} = t_{ic} - 5$ °C. Průtok vzduchu je $M_v = 10,55 \cdot 10^6$ kg/h, viz odst. 3.3.

Z tabulky vyplývá, že roční spotřeba tepla pro vytápění haly pro zastřešení města je $731,9 \cdot 10^6$ kWh, tj. $16,26 \cdot 10^3$ kWh na osobu.

Denní spotřeba energie pro klimatizaci celého zastřešeného města je dána součtem

spotřeby tepla pro vytápění haly $\dot{Q}_{\text{vyt.}}$, spotřeby tepla pro vytápění vnitřních budov

$$\dot{Q}_B = 24 \cdot 10^{-3} Q_B \quad [\text{kWh}]$$

a spotřeby energie pro umělé osvětlení

$$\dot{Q}_O = 10^{-3}(16 - \tau_{\text{teor.}}) Q_O \quad [\text{kWh}].$$

Stejným způsobem pak lze vypočítat měsíční hodnoty $\dot{Q}_{\text{vyt.}}$, \dot{Q}_B a \dot{Q}_O . Hodnoty těchto jednotlivých složek, jakož i celkové spotřeby energie, jsou pro jednotlivé měsíce uvedeny v *tab. 9*. Celková roční spotřeba energie pro klimatizaci celého zastřešeného města je podle této tabulky $1\,423,1 \cdot 10^6$ kWh.

Spotřebu tepla pro vytápění haly a vnitřních budov, a tím i spotřebu energie pro klimatizaci celého zastřešeného města je možno zmenšit využitím citelného tepla odváděného větracího vzduchu $c_V \cdot M_V(t_{ie} - t_e)$ k předehřívání přiváděného vzduchu v regeneračním ohříváku. Za předpokladu, že v regeneračním ohříváku by se přiváděný čerstvý vzduch ohřál na teplotu o 5°C nižší než je teplota odváděného vzduchu t_{ie} , využil by se tepelný výkon

$$\begin{aligned} c_V \cdot M_V[(t_{ie} - 5) - t_e] &= 1\,010 \frac{10,55 \cdot 10^6}{3,6 \cdot 10^3} (t_{ie} - t_e - 5) = \\ &= 2,96 \cdot 10 \cdot (t_{ie} - t_e) - 14,8 \cdot 10^6 \quad [\text{W}]. \end{aligned}$$

Hodnoty měsíčních úspor spotřeby energie dosažených touto regenerací jsou uvedeny v posledním sloupci *tab. 9*. Celková roční úspora energie je $512,1 \cdot 10^6$ kWh, takže roční spotřeba tepla pro vytápění haly a vnitřních budov potom je

$$(731,9 + 280,2 - 512,1) 10^6 = 500 \cdot 10^6 \text{ kWh}$$

a roční spotřeba energie pro klimatizaci celého zastřešeného města

$$(1\,423,1 - 512,1) 10^6 = 911 \cdot 10^6 \text{ kWh}^{10)},$$

tj. $20,2 \cdot 10^3$ kWh na osobu. Tuto hodnotu lze považovat za ekonomicky únosnou za předpokladu, že také efektivnost práce lidí bydlících v zastřešeném městě bude vysoká. Zajistit tuto podmínku by musilo být základním předpokladem při rozhodování o stavbě zastřešeného města.

5. SPOTŘEBA TEPLA PRO VYTÁPĚNÍ NORMÁLNÍHO NEZASTŘEŠENÉHO MĚSTA

Pro porovnání byla vypočítána také spotřeba tepla pro vytápění normálního nezastřešeného města v místě se stejnými klimatickými podmínkami. Bylo při tom opět předpokládáno, že obestavěný prostor pro 1 osobu je 120 m^3 (tj. $5,4 \cdot 10^6 \text{ m}^3$ pro celé město se 45 000 obyvateli), poměr mezi plochou ochlazovaných stěn a obestavě-

¹⁰⁾ K této spotřebě energie by bylo nutno ještě připočítat spotřebu pro pohon větracích ventilátorů, která za předpokladů uvedených v poznámce 6 je

$$365 \cdot 24 \cdot 6,5 \cdot 10^3 = 57 \cdot 10^6 \text{ kWh}.$$

Část této energie by se ovšem přeměnila v teplo, které by pomáhalo vytápět zastřešené město nebo by zvětšovalo přebytek tepla.

ným prostorem $S_{\text{ochl.}}/O = 0,25$, vnitřní teplota $t_i = 20\text{ }^\circ\text{C}$ a výměna vzduchu větráním 0,5násobná za hodinu. Pro budovy za polárním kruhem bylo však počítáno s velmi malým součinitelem prostupu tepla obvodového pláště $k = 0,5\text{ W/m}^2\text{ K}$. Celková tepelná ztráta potom je

$$Q = Q_t + Q_v = k \cdot S_{\text{ochl.}}(t_i - t_e) + c_v \cdot \rho_v \cdot V(t_i - t_e) = \\ = (0,675 + 0,9) 10^6(t_i - t_e) = 1,575 \cdot 10^6 (t_i - t_e) \quad [\text{W}].$$

Pro jednotlivé měsíce je tepelná ztráta uvedena v *tab. 10* spolu s měsíční spotřebou tepla

$$\dot{Q} = 30 \cdot 24 \cdot 10^{-3}Q = 0,72Q \quad [\text{kWh}].$$

Tabulka 10. Spotřeba tepla pro vytápění normálního (nezastřešeného) města pro 45 000 obyvatel (platí pro $t_i = 20\text{ }^\circ\text{C}$ a $k = 0,5\text{ W/m}^2\text{ K}$)

Měsíc	Rozdíl teplot $(t_i - t_e)$ [$^\circ\text{C}$]	Tepelná ztráta Q [10^6 W]	Spotřeba tepla za měsíc \dot{Q} [10^6 kWh]
I.	46,4	73,2	52,7
II.	48,1	75,8	54,6
III.	46,1	72,6	52,3
IV.	38,3	60,3	43,4
V.	27,5	43,3	31,2
VI.	18,9	29,8	21,5
VII.	15,9	25,1	18,1
VIII.	16,4	25,8	18,6
IX.	20,9	32,9	23,7
X.	28,3	44,6	20,3
XI.	37,5	59,0	42,4
XII.	43,6	68,7	49,5
celkem za rok			428,3

Celková roční spotřeba tepla pro vytápění nezastřešeného města je $428,3 \cdot 10^6\text{ kWh}$, tj. jen 47 % spotřeby energie pro klimatizaci zastřešeného města.

Spotřeba energie pro klimatizaci zastřešeného města (tj. pro vytápění vnitřních budov a haly pro zastřešení a dále pro umělé osvětlení) by byla sice přibližně 2násobná než spotřeba pro normální nezastřešené město, avšak za to by byly v arktické oblasti vytvořeny pro obyvatele zastřešeného města podmínky mírného klimatu s trvale nadnulovými teplotami a se 16 hodinami světla denně.

6. SOUHRN

V článku je uveden rozbor tepelné bilance při klimatizaci zastřešených měst a jsou připojeny vypočítané hodnoty tepelných ztrát a tepelných zisků pro zastřešené město v konkrétním místě za polárním kruhem. Z výpočtu vyplývá, že pro klimatizaci zastřešených měst by bylo nutno počítat s celkovou roční spotřebou energie vyjádřenou ve stovkách miliónů kWh. V konkrétním případě vychází spotřeba energie

911 . 10⁶ kWh ročně pro celé město se 45 000 obyvateli, tj. 20,2 . 10³ kWh na osobu. Tato obrovská spotřeba energie by však jistě byla únosná za předpokladu, že činnost lidí, pro něž by bylo vytvářeno umělé klima, by byla vysoce efektivní pro celou společnost.

LITERATURA

- [1] *Kühn, M.—Frühaufl, J.*: Klimatisierung von lufttragenen Hallen für Städte in Zonen mit extremen Witterungsverhältnissen. Heiz.—Lüft.—Haustechn. 24 (1973), č. 7, s. 227—230, č. 8, s. 255—257 a č. 9, s. 301—307.
- [2] *Michejev, M. A.*: Osnovy teploperedaci. Moskva, 1956.
- [3] *Rysl, F.*: Výpočet celkového tepelného toku od slunečního záření dopadajícího na nerovinné střechy a stěny. Zdrav. technika a vzduchotechn. 17 (1974), č. 2, s. 87—98.
- [4] *Šorin, S. N.*: Sdílení tepla. SNTL Praha, 1968.

THE THERMAL BALANCE OF A CITY UNDER A COMMON ROOF IN AREAS WITH UNFAVORABLE WEATHER CONDITIONS

Doc. Ing. Dr. Jaromír Cihelka, Ing. Tomáš Mudra, Ing. František Rysl

The article analyses a thermal balance of a city air-conditioned as a whole under a common roof. The calculated values of thermal losses and thermal gains for such a city in a defined area behind Polar circle have been added.

ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ПЕРЕКРЫТЫХ ГОРОДОВ С НЕБЛАГОПРИЯТНЫМИ КЛИМАТИЧЕСКИМИ УСЛОВИЯМИ

Доц. Инж. Др. Яромир Цигелька, Инж. Томаш Мудра, Инж. Франтишек Рысл

Статья приносит анализ теплового баланса при кондиционировании перекрытых городов и здесь также приведены вычисленные значения убытков и приращений тепла в перекрытом городе в конкретном месте за полярным кругом.

BILAN THERMIQUE DES VILLES COUVERTES DANS LES RÉGIONS AVEC LE CLIMAT DÉFAVORABLE

Doc. Ing. Dr. Jaromír Cihelka, Ing. Tomáš Mudra, Ing. František Rysl

Dans l'article présenté, on fait savoir une analyse du bilan thermique au conditionnement des villes couvertes et on ajoute les valeurs calculées des pertes calorifiques et des gains calorifiques pour une ville couverte en place concrète derrière le cercle polaire.

DIE WÄRMEBILANZ DER ÜBERDACHTEN STÄDTEN IN GEBIETEN VON UNGÜNSTIGEN KLIMATISCHEN BEDINGUNGEN

Doc. Ing. Dr. Jaromír Cihelka, Ing. Tomáš Mudra, Ing. František Rysl

Der Artikel bearbeitet eine Analyse der Wärmebilanz bei Klimatisierung von überdachten Städten. Berechnete Werte der Wärmeverluste und Wärmegewinne für eine überdachte Stadt zu einem konkreten Ort hinter dem Polarkreis werden vorgelegt.

MĚŘENÍ LOPATKOVÝM ANEMOMETREM V NEROVNOMĚRNÉM RYCHLOSTNÍM POLI

ING. KAREL HEMZAL, CSc.

ČVUT — fakulta strojní Praha

V příspěvku je pojednáno o vlivu nerovnoměrnosti rychlostního pole na rychlost zjištěnou lopatkovým anemometrem. Z dynamiky působení proudu vzduchu na přístroj je odvozena kvalitativní závislost odchylek naměřených rychlostí na poměru průměrných rychlostí podle hybnosti a podle průřezu. Dále jsou uvedeny výsledky experimentů, které měřením na mřížkové vyústce předpokládanou závislost potvrzují.

Recenzoval: Doc. Ing. Dr. L. Oppl, CSc.

0. ÚVOD

V klimatizačních a větracích zařízeních se průtok většími průřezy často stanovuje z průměrné hodnoty rychlosti zjištěné lopatkovým anemometrem. Přístroj se zvolna přesouvá v meandrovité dráze napříč zvoleným průřezem tak, aby byla měřena rychlost v každém místě průřezu přibližně stejnou dobu.

Obliba tohoto typu anemometru u nás je dána jeho poměrně dobrou dostupností (dovozem z NDR), snadnou manipulací, jednoduchou údržbou, malou poruchovostí a hlavně vhodným rozsahem měřitelných rychlostí. Používané přístroje mají průměr pláště 150 a 108 mm. Větší anemometr je citlivější (práh citlivosti je 0,2 až 0,3 m/s), menší přístroj lze použít pro větší rychlosti (15 až 20 m/s). Lopatkovými anemometry je tedy možné dobře měřit rychlosti i v rozmezí od 0,5 do 3 m/s, kdy nelze použít Prandtlovy sondy nebo jiného dynamického přístroje, neboť indikovaný rozdíl tlaků je příliš malý.

Lopatkové anemometry se cejchují v rovnoměrném rychlostním poli (rotující ramena, aerodynamický tunel apod.). Při měření je však většinou rychlost časově ustálená, avšak nerovnoměrná, a to jak velikostí, tak směrem vektorů. V předloženém příspěvku je analyzován vliv nerovnoměrnosti velikostí vektorů rychlosti při stacionárním a paralelním rychlostním poli. Anemometr je vystaven takovému poli např. při měření za lamelovým výměňkem nebo za příváděcí mřížkovou vyústkou.

1. PRŮMĚRNÉ RYCHLOSTI

Akčním prvem lopatkových anemometrů je kolo z pružně uchycených lopatek skloněných k ose přístroje. Otáčení kola způsobuje síla, vyvozená dynamickým účinkem vzduchu. Změnou hybnosti vzduchu při obtékání lopatky vznikne síla. Rotaci kola vyvolává obvodová složka této síly (viz obr. 1).

Průtok je úměrný rychlosti: $V = S \cdot w$, průtoková hybnost je však úměrná druhé mocnině rychlosti: $H = \rho S w^2$.

V nerovnoměrném rychlostním poli je nutno pro stanovení průtoku a hybnosti provést integrální součty po průřezu proudu, případně vyjádřit obě veličiny pomocí průměrných rychlostí podle průřezu w_s a podle hybnosti u :

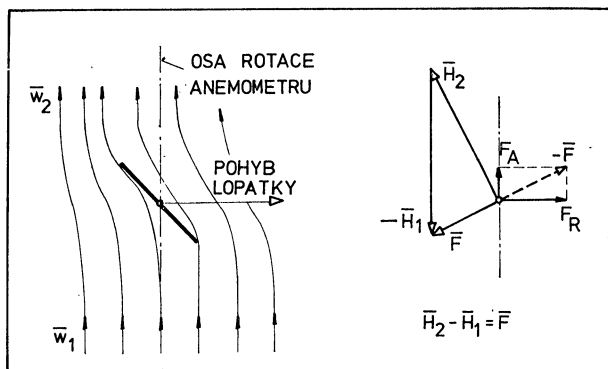
$$V = \int_s w \, dS = S \cdot w_s, \quad (1)$$

$$H = \int_s \rho w^2 \, dS = \rho w_s S \cdot u = \rho V u. \quad (2)$$

V rovnoměrném rychlostním poli je $w_s = u$. Ve dvou nerovnoměrných prouděch vzduchu může být stejná průměrná rychlost podle průřezu w_s , avšak hybnost může být rozdílná (různé budou proto i hodnoty u). Dynamické účinky proudu s větší hybností na anemometr jsou větší a rychlost naměřená přístrojem bude proto větší, než je hodnota rychlosti, zjištěná v proudu s menší hybností.

Při stejných hodnotách rychlosti u u dvou polí s různými rychlostmi w_s lze očekávat shodné výsledky měření. Odchylka od skutečné průměrné rychlosti podle průřezu bude však větší u rychlostního profilu s menší hodnotou w_s .

Z těchto úvah vyplývá, že lze očekávat, že odchylky anemometrem naměřených hodnot od skutečných průměrných rychlostí budou závislé na poměru $\beta = u/w_s$, který charakterizuje nerovnoměrnost rychlostního pole z hlediska jeho dynamického působení. Čím větší bude tento poměr, tím větší bude naměřená rychlost v porovnání se skutečnou.



Obr. 1. Schéma obtékání lopatky anemometru vzduchem a rozbor silového působení

2. VYJÁDRĚNÍ SOUČINITELE NEROVNOUČERNOSTI

Průměrné rychlosti v příčném normálovém řezu S rychlostním polem s rovnoběžnými vektory rychlostí a stejnoměrnou (homogenní) měrnou hmotností jsou

$$w_s = \frac{1}{S} \int \int_S w(y, z) dy dz, \quad (3)$$

$$u = \frac{1}{w_s S} \int \int_S w^2(y, z) dy dz. \quad (4)$$

Při praktickém zjištění součinitele nerovnoměrnosti lze vyjít z rychlostních profilů naměřených sondážmi Prandtlovou trubicí. Integraci v rovnicích (3) a (4) je možné provést jen při dostatečně přesném analytickém vyjádření rychlostního pole. Při grafickém zobrazení výsledků měření je možné integraci nahradit planimetrováním. Je-li indikován dynamický tlak měřený sondou pomocí mikromanometru, jsou rychlosti úměrné výchytkám kapalinového sloupce

$$w \sim \sqrt{\Delta l}, \quad w^2 \sim \Delta l.$$

Planimetrováním grafů výchylek a odmocnin z výchylek lze stanovit jejich střední hodnoty, které jsou úměrné průměrným rychlostem

$$(\sqrt{\Delta l})_s \sim w_s \quad \text{a} \quad \frac{(\Delta l)_u}{(\sqrt{\Delta l})_s} \sim u. \quad (5)$$

Hledaný opravný součinitel na hybnost je pak dán poměrem výchylek

$$\beta = \frac{u}{w_s} = \frac{(\Delta l)_u}{(\sqrt{\Delta l})_s^2}. \quad (6)$$

Předložené úvahy byly experimentálně ověřeny na vyústkách. Výsledkům je věnován další odstavec.

3. CHYBY MĚŘENÍ RYCHLOSTI PROUDU Z VYÚSTKY

Mřížkové vyústky používané k přívodu vzduchu bývají zpravidla dvouřadé. Úpravou divergence vystupujícího proudu vzduchu lze přizpůsobit intenzitu poklesu rychlosti v proudu požadavkům v místě dosahu proudu. K regulaci průtoku bývají za mříž vestavěny protiběžné klapky, naváděcí plechy, naváděcí lopatky, příp. jiná regulační zařízení.

Jak mříž, tak také zařízení k regulaci průtoku, jsou hlavními příčinami nerovnoměrnosti rychlostního profilu. Na celkovou konfiguraci profilu má také vliv dynamický tlak v potrubí i změna statického tlaku po délce vyústky.

Davies [1] doporučuje pro měření na příváděcí vyústce závislost

$$\sigma_o = \frac{1 + \sigma_v}{2} C, \quad (7)$$

kde C je opravný součinitel, závislý na rychlosti naměřené anemometrem podle tabulky

w_o [m/s]	0,75	1,00	1,50	2,00	3,00	4,00
C	0,95	0,96	0,97	0,98	0,99	1,00

Podle měření *Tuveho a Wrighta* [2] je $C = 1,03$ pro rychlosti větší jak 2 m/s.

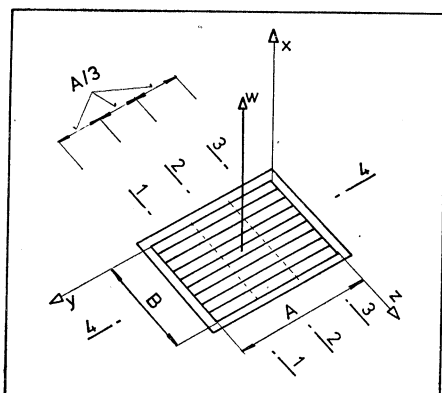
K ověření chyb měření objemového průtoku vyústkou pomocí anemometru byla provedena na katedře techniky prostředí série experimentů s koncovou vyústkou.

Průtok byl měřen dýzovou komorou v potrubí před vyústkou, takže bylo možné výpočtem určit rychlost v obrysovém průřezu vyústky

$$w_c = \frac{V}{S_c} = \frac{V}{A \cdot B}. \quad (8)$$

Anemometrem byla při tom měřena průměrná výtoková rychlost w_o . Z těchto hodnot bylo možné vypočítat výtokový průřez

$$S_o = \frac{V}{w_o} = \frac{w_c}{w_o} S_c \quad (9)$$



Obr. 2. Schéma měření na vyústce

i poměr rychlostí (průřezů)

$$\sigma_o = \frac{w_c}{w_o} = \left(\frac{S_o}{S_c} \right) \leq 1. \quad (10)$$

Současně byly sondáží Prandtlovou trubici zjištěny detailní rychlostní profily v řezech 1 až 4 (viz obr. 2). Podle postupu uvedeného v předchozím odstavci byl stanoven součinitel β . K jeho vyčíslení byly použity střední geometricky úměrné výchylky

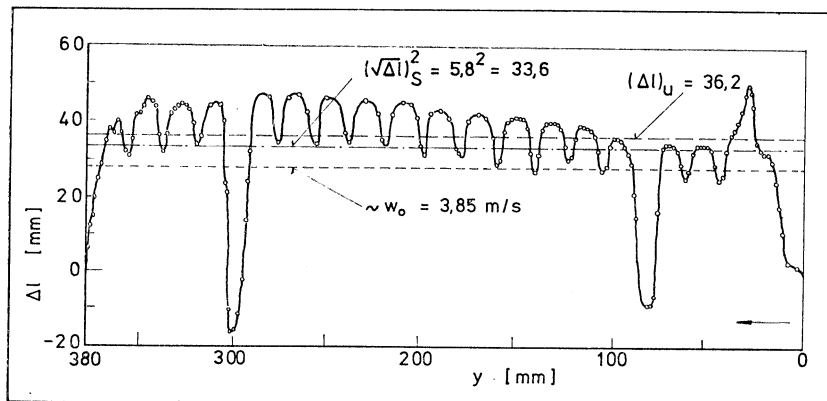
$$(\Delta l)_u = \sqrt{\frac{1}{3} [(\Delta l)_{u1} + (\Delta l)_{u2} + (\Delta l)_{u3} + (\Delta l)_{u4}]}, \quad (11)$$

$$(\sqrt{\Delta l})_s = \sqrt{\frac{1}{3} [(\sqrt{\Delta l})_{s1} + (\sqrt{\Delta l})_{s2} + (\sqrt{\Delta l})_{s3} + (\sqrt{\Delta l})_{s4}]}, \quad (12)$$

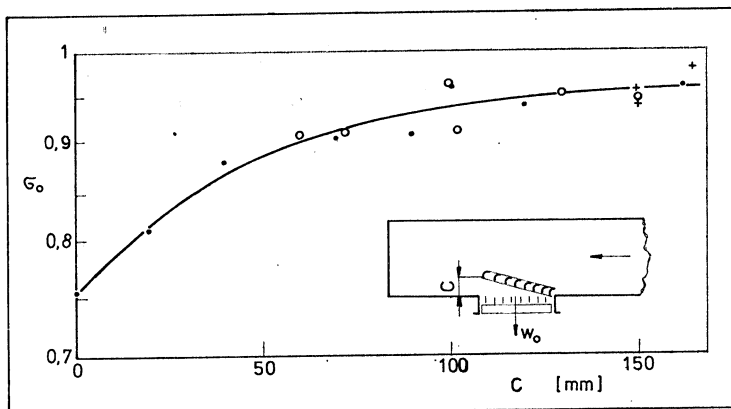
z hodnot $(\Delta l)_{ui}$ a $(\sqrt{\Delta l})_{si}$ stanovených planimetrováním.

Ukázka jednoho profilu výchylek mikromanometru je v obr. 3. Planimetrováním zjištěné hodnoty středních výchylek jsou $(\sqrt{\Delta l})_s = 5,8$, $(\Delta l)_u = 36,2$ mm. Poměrná výtoková rychlost $w_c/w_o = \sigma_o = 0,96$. Bez přihlídnutí k příčné nerovnoměrnosti rychlostního profilu by hodnota součinitele $\beta = 36,2/(5,8)^2 = 1,09$.

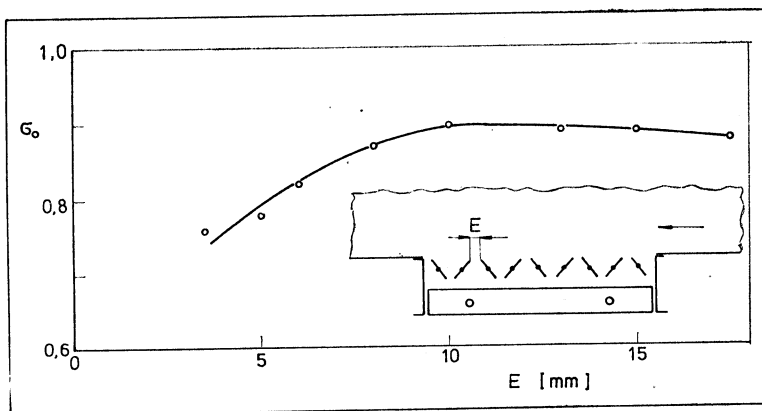
Závislosti poměrného výtokového průřezu na otevření regulačních orgánů jsou v obr. 4 a 5. V obou případech se nerovnoměrnost rychlostního profilu zvětšuje s uza-



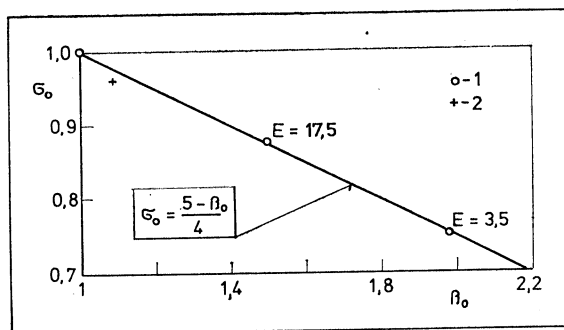
Obr. 3. Rychlostní profil (vyneseny jsou výchylky mikromanometru) v podélné ose vyústky Strojtex D. Bousov 400/200 ($S_c = A \times B = 0,38 \times 0,18$). Měřeno Prandtlovou sondou $\varnothing 3$ mm těsně u vyústky. Otevření regulačních lopatek $C = 150$ mm, všechny vzduch přiváděný potrubím protéká vyústkou. Výtoková rychlost změřená lopátkovým anemometrem $\varnothing 108$ mm byla $w_o = 3,85$ m/s.



Obr. 4. Poměrný výtokový průřez dvouřadé vyústky Strojtex 400 × 200, $\sigma_0 = S_0/(0,38 \times 0,18)$ v závislosti na otevření regulačních lopatek C . Výtoková rychlost $w_0 = 3,8$ až $4,3$ m/s



Obr. 5. Závislost poměrného výtokového průřezu na otevření regulačních klapek E u jednořadé vyústky Strojtex 400 × 200 ($S_c = 0,0684$ m²); $w_0 = 4,0$ m/s



Obr. 6. Poměrný výtokový průřez v závislosti na opravném součiniteli na hybnost (1 — pro jednořadou vyústku s regulační klapkou, 2 — pro rychlostní profil podle obr. 3)

víráním regulačních orgánů. Odchylna anemometrem zjištěné rychlosti od průměrné rychlosti je při částečném uzavření vyústky větší, než v otevřené poloze regulačních klapek a lopatek.

Stejná, avšak obecnější závislost je na obr. 6. Shora uvedeným postupem byly vyčísleny hodnoty součinitele β_0 pro téměř uzavřené a pro zcela otevřené regulační klapky. K potvrzení univerzálnosti závislosti σ_0 na β_0 jsou připravena měření v poli rychlostí s různorodou, avšak jednoduše (geometricky) definovanou nerovnoměrností. Předpokládá se měření na přestavitelné mříži, v mezikruhovém proudu a v proudu z přestavitelných kruhových výsečí. U těchto vyústek bude měněn poměr $S_v/S_c = \sigma_v$. Při rovnoměrném rychlostním poli ve volném průřezu vyústek určuje tento poměr jednoznačně součinitel $\beta_0 = 1/\sigma_v$.

4. ZÁVĚRY

Při měření lopatkovým anemometrem v nerovnoměrném rychlostním poli, např. za mřížkou přiváděcí vyústky je anemometrem zjištěná rychlost w_0 větší, než je hodnota průměrné rychlosti w_s v daném průřezu.

Odchylny w_0 od w_s (u vyústek $w_s = w_c$) jsou tím větší, čím větší je hybnost vystupujícího proudu (při stejném průtoku). Tyto odchylny rychlosti jednoznačně závisejí na opravném součiniteli na hybnost $\beta = u/w_s$. Jen při rovnoměrném rychlostním poli ve volném průřezu mříže lze očekávat jednoznačnou závislost σ_0 na σ_v .

PŮUŽITÁ SYMBOLIKA

C	[mm]	— otevření regulačních lopatek
E	[mm]	— otevření regulačních klapek
F	[N]	— síla
H	[N]	— průtoková hybnost
Δl	[mm]	— výchylka mikromanometru
S_c	[m ²]	— obrysový průřez vyústky, $S_c = A \times B$
S_o	[m ²]	— výtokový průřez definovaný poměrem V/w_0
S_v	[m ²]	— volný průřez vyústky (obrysový průřez zmenšený o plochu mříže)
u	[m/s]	— průměrná rychlost podle hybnosti
V	[m ³ /s]	— objemový průtok vyústkou
w_c	[m/s]	— průměrná rychlost v obrysovém průřezu vyústky, $w_c = V/S_c$
w_0	[m/s]	— výtoková rychlost (zjištěná anemometrem)
w_s	[m/s]	— průměrná rychlost podle průřezu
x	[m]	— souřadnice
y	[m]	— souřadnice
z	[m]	— souřadnice
β	[—]	— opravný součinitel na hybnost $\beta = u/w_s$ (u vyústek $\beta_0 = u/w_0$)
ρ	[kg/m ³]	— měrná hmotnost
$\sigma_0 = \frac{S_o}{S_c}$		— poměrný výtokový průřez
$\sigma_v = \frac{S_v}{S_c}$		— poměrný volný průřez

LITERATURA

- [1] Davies, L. E.: Measurement of the Flow of Air through Registers and Grilles. Journ. ASHVE, Jan. 1930, Apr. 1931.
- [2] Tuve, G. L.—Wright, D. K.: Air Flow Measurements of Intake and Discharge Openings and Grilles. ASHVE Transactions 1940, s. 351.

VELOCITY MEASUREMENTS BY ROTATING-VANE ANEMOMETERS IN NON-UNIFORM VELOCITY FIELDS

Ing. Karel Hemzal, CSc.

The paper discusses the influence of large variations in velocity distribution upon measurements of velocity by means of a rotating-vane type anemometer. From the dynamics of the air-flow acting on the measuring instrument the author derives the dependence of measuring-faults on the relation between average velocities and respective impulses and cross-sections. The author further publishes some results of measurements on an outlet grid; the results are in accordance with the assumed dependence.

GESCHWINDIGKEITSMESSUNGEN MITTELS SCHAUFELANEMOMETER IN EINEM UNGLEICHMÄSSIGEN GESCHWINDIGKEITSFELD

Ing. Karel Hemzal, CSc.

Der Artikel behandelt den Einfluss der Ungleichmässigkeit des Geschwindigkeitsfeldes auf mittels Schaufelanemometer gemessene Geschwindigkeit. Aus der Dynamik des Luftströmungseinflusses auf den Messapparat wird eine qualitative Abhängigkeit der Messfehler der gemessenen Geschwindigkeiten von dem Verhältnis der Durchschnittsgeschwindigkeiten nach denen Impulsen und nach Querschnitten abgeleitet. Resultate von Messungen auf einem Auslassgitter bestätigen die vorausgesetzte Abhängigkeit.

ИЗМЕРЕНИЕ ПРИ ПОМОЩИ ЛОПАСТНОГО АНЕМОМЕТРА В НЕРАВНОМЕРНОМ СКОРОСТНОМ ПОЛЕ

Инж. К. Гемзал, к.т.н.

Статья занимается влиянием неравномерности скоростного поля на скорость, определенной лопастным анемометром. Из динамики воздействия потока воздуха на прибор выведена качественная зависимость отклонения измеренных скоростей от отношения средних скоростей по подвижности и по сечению. Дальше приводятся результаты опытов, которые — на основе измерений на решетке — подтверждают предполагаемую зависимость.

MESURE PAR UN AILETTAGE-ANÉMOMÈTRE DANS LE CHAMP DE VITESSE ILLINÉAIRE

Ing. Karel Hemzal, CSc.

Dans l'article présenté, on traite de l'influence de l'illinéarité du champ de vitesse sur une vitesse constatée par un ailettage-anémomètre. On déduit de la dynamique d'une action du courant d'air sur un appareil la dépendance qualitative des écarts des vitesses mesurées sur un rapport des vitesses moyennes d'après la cinétique et d'après la section. Plus loin, on cite les résultats des expériences qui attestent une dépendance supposée par la mesure sur un orifice de grille.

Tvorba a ochrana životního prostředí jako součást komunistické výchovy

Současný prudký rozvoj vědy, techniky a ekonomiky přináší společnosti na jedné straně růst hmotné životní úrovně, na druhé straně však vyvolává záporné jevy, zejména znehodnocování životního prostředí vedlejšími účinky výrobních procesů. Negativní důsledky moderní civilizace se projevují zvláště intenzivně v silně průmyslových státech, mezi které patří i naše republika. Má-li společnost zajišťovat neustále stoupající rozvoj životní úrovně pracujících, musí být jejím cílem nejen zvyšování materiální spotřeby, ale mimo jiné i vhodné užívání životního prostředí. Mezi významnými úkoly našeho školství po XIV. sjezdu KSČ a zvláště pak po červencovém plénu ÚV KSČ stojí na jednom z předních míst zvyšování efektivity komplexního výchovného působení školy, rodiny a společnosti na naši mladou generaci. Jednou ze základních složek vzdělání člověka by se již v blízké budoucnosti měla stát také výchova k ochraně a tvorbě životního prostředí, kterou je nutno zahrnout do všeobecného vzdělání a věnovat se jí od předškolní výchovy až po různé formy postgraduálního studia. Ve školách 1. a 2. cyklu je nutno aplikovat tuto problematiku vhodnou formou do výuky jednotlivým předmětům, především občanské nauky a všech přírodovědných předmětů a zajistit také koordinovaný přístup k této problematice — vazbu na téže věkové úrovni mládeže, mimoškolní a mimoškolní činnost, zájmovou práci mládeže v rámci pionýrské organizace, SSM, společenských organizací NF, apod. Žáci ZDŠ by měli získat informace o významu ochrany životního prostředí z hlediska biologického, studenti gymnázií z pohledu architektonického a technickoekonomického, studenti odborných škol a učňové z hlediska problematiky ochrany a tvorby životního prostředí v okruhu své příští odborné působnosti v jednotlivých odvětvích národního hospodářství.

Jednou z cest, jak postupně naplňovat tento významný výchovný úkol, je i vývoj a postupné vydávání vhodných moderních pomůcek. První krok v této oblasti učinil n. p. Komenium v Praze, který připravuje vydání souboru nástěnných obrazů o základech problematiky ochrany a tvorby životního prostředí. Soubor obsahuje čtyři obrazy s těmito názvy: „Faktory životního prostředí“, „Vliv člověka na prostředí“, „Co chráníme pro životní prostředí“ a „Tvorba životního prostředí“; k souboru bude vydána brožura

obsahující metodický úvod, způsob využití obrazů ve vyučovacím procesu a podrobný výklad ke každému jednotlivému obrazu.

Obrazový soubor je určen nejen všem školám druhého cyklu, které jej obdrží ještě v letošním roce formou ústřední rozesílky, ale i pro potřeby podnikových institutů a různých forem školení. Případní zájemci z řad mimoškolních odběratelů si jej mohou objednat v odbytovém oddělení n. p. Komenium, Františská 4, 600 00 Brno.

(tes)

Fyzikální základy a výpočet procesů sušení dřeva

Šubín G. S.: Fyzikálne osnovy i rysčet processov suški drevesiny

„Lesnaja promyšlennost“, 1973, 248 str., 5 tab., 123 obr., 222 lit. odkazů, cena 1 r. 68 k (21,— Kčs),

V knize jsou probrány otázky sušení dřeva, jeho kinetiky a dynamiky, výsledky zkoumání charakteristik, spojených s přenosem tepla a vlhkosti uvnitř dřeva a jeho vzájemná vazba s okolním prostředím, zvláštěnosti různých druhů procesů sušení dřeva, analytické, inženýrské a výrobní metody výpočtů těchto procesů. Základ monografie tvoří výsledky výzkumu získané autorem v moskevském lesnicko-technickém ústavu. V řadě otázek je využito také prací jiných výzkumníků.

Řehánek

Měření vlhkosti

Berliner M. A.: Izmerenie vlažnosti. 2. vyd. přepracované a dopl., M. Enerģija, 1973, 400 str. s obr., cena 1 r 32 k (17,— Kčs).

V knize se probírají teoretické základy elektrických a jiných fyzikálních metod měření vlhkosti pevných látek, kapalin a plynů, charakteristiky a konstrukce indikátorů a měřicích zařízení vlhkoměrů a hygrometrů a také jejich metrologické zabezpečení.

Knihy je určena inženýrsko-technickým a vědeckým pracovníkům, zabývajících se navrhováním vlhkoměrů a hygrometrů a měřením vlhkosti v různých odvětvích vědy a techniky a také aspirantům a studentům vyšších ročníků vysokých škol, specializujících se na oblast měřicí techniky a automatizací výrobních procesů.

Řehánek

URČENÍ TLOUŠŤKY TEPELNÉ IZOLACE POTRUBÍ

DOC. ING. DR. JULIUS MIKULA, CSc.

V článku jsou popsány způsoby výpočtu tloušťky tepelné izolace potrubí z provozních požadavků, a to buď z nejvyšší přípustné teploty povrchu izolace nebo z přípustného ochlazení tekutiny proudící potrubím.

Výpočet podle nejvyšší přípustné teploty povrchu izolace je založen na podmínce, že množství tepla procházející tepelnou izolací je ze setrvačného stavu toku shodné s množstvím tepla, které přestupuje z povrchu izolace do okolí.

Výpočet z přípustného ochlazení proudící látky potrubím je založen na poklesu teploty vlivem tepelných ztrát.

Článek jednoduchou formou popisuje obě metody a uvádí praktický příklad řešení numericky i graficky.

Recenzoval: Vladimír Fridrich, dipl. tech

Tloušťka tepelné izolace potrubí se určuje buď

- technicko-ekonomickým výpočtem jako tloušťka hospodářsky nejvýhodnější,
- technickým výpočtem z provozních požadavků, například z přípustného ochlazení tekutiny proudící potrubím, nebo z nejvyšší přípustné teploty povrchu izolace.

Pro určení hospodářsky nejvýhodnější tloušťky tepelné izolace potrubí tepelných sítí obsahuje ČSN 38 3350 [1] v článcích 88 a 90 ČSN 38 3360 [2] v oddíle IV (články 40 a 52) výchozí podklady, které lze s výhodou uplatnit i u jiných tepelné izolovaných potrubí. Způsoby určování hospodářsky nejvýhodnější tloušťky tepelné izolace potrubí vedených ve volných prostorách, jejichž pořizovací náklady tloušťka izolace potrubí neovlivňuje, jsou v odborné literatuře [3] a [4]. Pro potrubí uložená v podzemních průlezných a neprůlezných kanálech, u nichž práce na tloušťce izolace potrubí a zemní práce na tloušťce izolace potrubí značně závisejí, je výpočet hospodářsky nejvýhodnější tloušťky tepelné izolace složitý a časově náročný a proto se svěřuje samočinným počítačům.

Pro výpočet tloušťky tepelné izolace potrubí tepelných sítí se v článku 42 ČSN 38 3360 [2] uvádí: „Teplota povrchu tepelné izolace potrubí v průchozích kanálech a jímkách nesmí být vyšší než 50 °C při okolní teplotě vzduchu 25 °C; v ostatních případech se nenormuje.“

V článku 51c) a 51d) téže čs. normy je směrnice pro volbu teploty okolí potrubí „pro výpočet tloušťky tepelné izolace podle daného úbytku teploty páry.“

Výpočet tloušťky tepelné izolace potrubí, u níž je teplota povrchu izolace předepsána

Výpočet je založen na podmínce, že množství tepla procházející tepelnou izolací je za setrvačného stavu toku tepla shodné s množstvím tepla, které přestupuje s povrchu tepelné izolace do okolí:

$$q_{iz\lambda} = q_{iz\alpha}$$

Je-li t teplota potrubí*), t_{iz} teplota povrchu izolace a t_0 teplota okolí a $r_{iz\lambda}$ odpor proti vedení tepla tepelnou izolací a $r_{iz\alpha}$ odpor proti přestupu tepla s povrchu tepelné izolace do okolí je podle [4] a [5]:

$$\frac{t - t_{iz}}{r_{iz\lambda}} = \frac{t_{iz} - t_0}{r_{iz\alpha}}; \quad r_{iz\lambda} = r_{iz\alpha} \frac{t - t_{iz}}{t_{iz} - t_0}$$

Pro válcové tepelné izolace je

$$r_{iz\lambda} = \frac{\ln D_{iz}/D}{2\pi\lambda_{iz}}$$

$$r_{iz\alpha} = \frac{1}{\pi D_{iz} \alpha_{iz}}$$

takže

$$\frac{\ln D_{iz}/D}{2\pi\lambda_{iz}} = \frac{1}{\pi D_{iz} \alpha_{iz}} \frac{t - t_{iz}}{t_{iz} - t_0}$$

*) Teplota vnitřního povrchu izolace, například válcové, který těsně přiléhá k povrchu potrubí, je prakticky shodná s teplotou tekutiny protékající potrubím, protože tepelné odpory proti sdílení tepla mezi obsahem potrubí a tepelnou izolací jsou zpravidla tak malé, že je lze zanedbat.

z čehož

$$\ln \frac{D_{iz}}{D} = \frac{2\lambda_{iz}}{\alpha_{iz}} \frac{t - t_{iz}}{t_{iz} - t_0} \frac{1}{D_{iz}} = \frac{\varphi}{D_{iz}}$$

kde λ_{iz} je měrná tepelná vodivost provedené tepelné izolace v provozním stavu, α_{iz} součinitel přestupu tepla s povrchu tepelné izolace do okolního vzduchu, D_{iz} vnější průměr tepelné izolace: $D_{iz} = D + 2s$, D vnější průměr tepelně izolovaného potrubí, resp. trubek a s tloušťka tepelné izolace.

$$\varphi = \frac{2\lambda_{iz}}{\alpha_{iz}} \frac{t - t_{iz}}{t_{iz} - t_0} = \text{konst.}$$

ježto číselná hodnota této veličiny je určena danými hodnotami.

Rovnici $\ln D_{iz}/D = \varphi/D_{iz}$ je v technické praxi účelné řešit graficky. Výsledek je dán průsečíkem čar $A = \ln D_{iz}/D$ a $B_1 = \varphi/D_{iz}$, které se sestrojí z vypočítaných hodnot pro příslušnou veličinu φ a daný vnější průměr potrubí D a pro vhodný rozsah tloušťky izolace s a tím i vnějšího průměru tepelné izolace D_{iz} . Postup výpočtu i grafického řešení je patrný z následujícího příkladu:

Má se určit tloušťka tepelné izolace o měrné tepelné vodivosti $\lambda_{iz} = 0,10$ kcal/hm °C (0,12 W/m K) potrubí o jmenovité světlosti $J_s 150$ s pracovní teplotou 180 °C v průchozím kanále tak, aby podle článku 42 ČSN 38 3360 [2] nebyla teplota povrchu izolace vyšší než 50 °C při teplotě vzduchu v průchozím kanále 25 °C. Ze zadání vyplývá: $t = 180$ °C, $t_{iz} = 50$ °C, $t_0 = 25$ °C $D = 159$ mm = 0,159 m $\lambda_{iz} = 0,1$ kcal/mh °C (0,12 W/m K) Podle tabulky 10 ČSN 38 3360 [2]: $\alpha_{iz} = 9$ kcal/m²h °C (10,5 W/m² K)

$$\varphi = \frac{20,1}{9} \frac{180 - 50}{50 - 25} \doteq 0,1155$$

s [cm]	2	4	6
D_{iz} [m]	0,199	0,239	0,279
D_{iz}/D	1,252	1,504	1,755
$\ln D_{iz}/D = A$	0,225	0,408	0,562
$\varphi/D_{iz} = B_1$	0,5805	0,483	0,414

Z diagramu na obr. 1 vyplývá řešení:

$$s \doteq 4,6 \text{ cm}$$

Teplota povrchu tepelné izolace o nejbližší větší dodávané a prováděné tloušťce 5 cm:

$$D_{iz} = 0,159 + 2 \cdot 0,05 = 0,259 \text{ m}$$

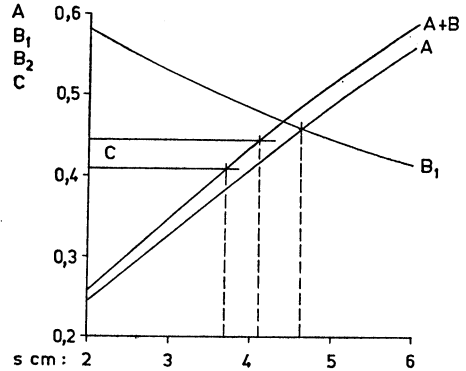
$$r_{iz\lambda} = \frac{\ln 0,259/0,159}{2\pi \cdot 0,1} = \frac{\ln 1,63}{0,628} \doteq \frac{0,4886}{0,628} \doteq 0,778 \text{ mh } ^\circ\text{C/kcal (0,668 m K/W)}$$

$$r_{iz\alpha} = \frac{1}{\pi \cdot 0,259 \cdot 9} \doteq \frac{1}{7,32} \doteq 0,1366 \text{ mh } ^\circ\text{C/kcal (0,1145 m K/W)}$$

$$\frac{180 - t_{iz}}{0,778} = \frac{t_{iz} - 25}{0,1366}$$

$$231,3 + 183,0 \doteq t_{iz} (1,286 + 7,32)$$

$$t_{iz} = \frac{414,3}{8,606} \doteq 48,15 \text{ } ^\circ\text{C}$$



Obr. 1. Grafické řešení rovnic: $\ln \frac{D_{iz}}{D} = \frac{0,1155}{D_{iz}} \equiv A = B_1; A + B_2 = C$

Teplota povrchu tepelné izolace o nejbližší menší dodávané tloušťce 4 cm:

$$r_{iz\lambda} = \frac{\ln 0,239/0,159}{2\pi \cdot 0,1} = \frac{\ln 1,504}{0,628} \doteq \frac{0,4085}{0,628} \doteq 0,650 \text{ mh } ^\circ\text{C/kcal (0,558 m K/W)}$$

$$r_{iz\alpha} = \frac{1}{\pi \cdot 0,239 \cdot 9} \doteq \frac{1}{6,76} \doteq 0,148 \text{ mh } ^\circ\text{C/kcal (0,127 mK/W)}$$

$$\frac{180 - t_{iz}}{0,650} = \frac{t_{iz} - 25}{0,148}$$

$$277,0 + 169,0 \doteq t_{iz}(1,538 + 6,76)$$

$$t_{iz} = \frac{446}{8,3} \doteq 53,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Z výsledků předechozích výpočtů vyplývá, že by se potrubí opatřilo tepelnou izolací o tloušťce 5 cm, není-li tloušťka hospodářsky nejjvhodnější větší. Je-li hospodářsky nejjvhodnější tloušťka větší, použije se tato tloušťka.

Výpočet tloušťky tepelné izolace potrubí podle daného úbytku teploty páry

Pokles teploty tekutiny, která při průtoku potrubím nemění své skupenství, například pára nekondenzuje ale zůstává přehřátá, lze určit z jednoduchého vztahu, který je sice přibližný, avšak pro technickou praxi plně vyhovuje. Při odvozování tohoto vztahu se vychází z těchto předpokladů:

— Množství tekutiny proudící úsekem potrubí 1—2 (obr. 2), se podle zákona o zachování hmoty nemění:

$$G_1 = G_2 = G$$

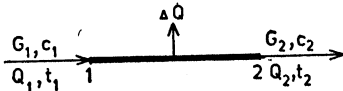
— Množství tepla dopravované proudící tekutinou se podle zákona o zachování energie zmenšuje o tepelné ztráty ΔQ úseku potrubí 1—2:

$$Q_2 = Q_1 - \Delta Q$$

$$G_2 c_2 t_2 = G_1 c_1 t_1 - \Delta Q$$

— Měrné teplo proudící tekutiny se mění zpravidla jen v malém rozsahu, takže jeho číselnou hodnotu lze nahradit hodnotou střední:

$$c_1 = c_2 = c_{\text{stř}}$$



Obr. 2. Schéma úseku parovodu s tepelnými ztrátami ΔQ

Pokles teploty $t_1 - t_2$ lze z předchozích vztahů vypočítat

$$t_1 - t_2 = \frac{\Delta Q}{G c_{\text{stř}}}$$

Tepelnou ztrátu úseku potrubí 1—2 lze určit podle [4] nebo [5] pomocí vzorce

$$\Delta Q = q l_{iz} (1 + 0,01 \%) = \frac{t - t_0}{\Sigma r_{iz}} l_{iz} (1 + 0,01 \%)$$

kde t je teplota potrubí, resp. jeho obsahu, která v důsledku úbytku teploty klesá z t_1 na t_2 , a proto se počítá s její střední hodnotou $t = \frac{t_1 + t_2}{2}$,

t_0 teplota okolí tepelné izolace,
 l_{iz} délka tepelné izolovaného potrubí,
 $\%$ zvýšení tepelných ztrát tepelnou izolací potrubí vlivem neizolovaných nebo méně účinně izolovaných částí potrubí (uložení, armatury apod.) v %,
 Σr_{iz} tepelný odpor tepelné izolace, který lze pro válcovou tepelnou izolaci vypočítat [4] nebo [5] pomocí vzorce

$$\Sigma r_{iz} = r_{izl} + r_{iza} = \frac{\ln D_{iz}/D}{2\pi\lambda_{iz}} + \frac{1}{\pi D_{iz}\alpha_{iz}}$$

D_{iz} je vnější průměr válcové tepelné izolace: $D_{iz} = D + 2s$,
 s tloušťka tepelné izolace,
 D vnější průměr potrubí, resp. trubek,
 λ_{iz} měrná tepelná vodivost tepelné izolace v provozním stavu,
 α_{iz} součinitel přestupu tepla s povrchu tepelné izolace do okolního vzduchu,
 q jednotková ztráta tepla tepelnou izolací, tj. tepelná ztráta izolované trubky o délce 1 metr, kterou lze pro válcové tepelné izolace určit též pomocí čs. norem [6] a [4].

Z předcházejících vztahů vyplývá

$$\Delta Q = \frac{[0,5(t_1 + t_2) - t_0] l_{iz} (1 + 0,01 \%) = G c_{\text{stř}} (t_1 - t_2) =$$

a výsledný vzorec má tvar:

$$\Sigma r_{iz} = \frac{[0,5(t_1 + t_2) - t_0] l_{iz} (1 + 0,01 \%) = \frac{\ln D_{iz}/D}{2\pi\lambda_{iz}} + \frac{1}{\pi D_{iz}\alpha_{iz}} = \ln \frac{D_{iz}}{D} + \frac{2\lambda_{iz}}{\alpha_{iz}} \frac{1}{D_{iz}} = \frac{2\pi\lambda_{iz} l_{iz} (1 + 0,01 \%) [0,5(t_1 + t_2) - t_0]}{G c_{\text{stř}} (t_1 - t_2)}$$

Tuto rovnici ve tvaru $A + B_2 = C$ je v technické praxi účelné řešit — obdobně jako v předcházejícím případě — graficky. Výsledek je dán průsečíkem součtu čar $A + B_2$, tj. čáry $A = \ln D_{iz}/D$ a čáry $B_2 = 2\lambda_{iz}/\alpha_{iz} D_{iz}$, a přímkou C . Čáry A a B_2 se sestrojí z vypočítaných hodnot pro dané λ_{iz} a α_{iz} a vnější průměr trubek D a pro vhodný rozsah tloušťky tepelné izolace s a tím i vnějšího průměru válcové izolace D_{iz} . Hodnota C se vypočítá z daných veličin, které na průměru tepelné izolace D_{iz} nezávisí a proto z hlediska D_{iz} je $C = \text{konst.}$ Postup výpočtu i grafického řešení je patrný z následujícího příkladu:

Příklad

Parovodem Js 150 se má dopravovat 10 t/h páry o přetlaku 9 kp/cm² (900 k Pa) a o teplotě 250 °C. Délka trasy parovodu je 200 metrů a do parovodu je vložen 1 ventil, který není tepelně izolován, a 2 kompenzátory U o vyloužení 3,2 metru tepelně izolované tak, jako přímé potrubí. Parovod v délce 15 metrů prochází uzavřenými místnostmi s teplotou vzduchu asi +20 °C a ve zbývajícím délce je veden nad zemí v území s výpočtovou teplotou ovzduší $t_0 = -15$ °C [1]. Má se navrhnout tloušťka tepelné izolace o měrné tepelné vodivosti v provozním stavu 0,1 kcal/mh °C (0,12 W/m K) tak, aby teplota páry poklesla nejvýše o 20 °C, tj. na 230 °C na konci parovodu.

Dáno: $t_1 = 250$ °C, $t_2 = 230$ °C, $t_0 = -15$ °C = t_z podle ČSN 38 3350 [1] (viz článek 51c) ČSN 38 3360 [2]).

$D = 159$ mm = 0,159 m, $G = 10\,000$ kg/h, $\lambda_{iz} = 0,1$ kcal/mh °C (0,12 W/m K)

Zjistí se:

$c_{\text{stř}} = 0,532$ kcal/kg °C z parních tabulek pro 10 kp/cm² (1000 k Pa)

$t_{\text{stř}} = 240$ °C.

Délka izolovaného potrubí se zvětší o 2×2 vyloužení kompenzátory U , tj. celkem o 4,3,2 = = 12,8 m a o rovnocennou délku neizolovaného ventilu s neizolovanými přírubovými spoji, kterou lze odhadnout podle [5] asi na $13 + 1 = 14$ m, takže

$$l_{iz} = 200 + 12,8 + 14 = 227 \text{ (zaokrouhleně).}$$

$z = 20$ až 30% pro nadzemní potrubí podle tabulky 12 ČSN 38 3360 [2]. Odhadne se $\alpha_{iz} \sim 30$ kcal/m²h °C (35W/mK) pro nadzemní potrubí podle tabulky 11 ČSN 38 3360 [2] pro předběžně odhadnutý průměr izolace $D_{iz} \sim 300$ mm a pro rychlost větru 10 m/s, neboť tato rychlost v zadání není.

Vypočítá se $2\lambda_{iz}/\alpha_{iz} \cong 2 \cdot 0,1/30 = 0,00667$

$$C = \frac{6,28 \cdot 0,1 \cdot 227 (1,2 \text{ až } 1,3) \times [0,5(250 + 230) - (-15)]}{10000 \cdot 0,532 (250 - 230)} = 0,410 \text{ až } 0,444$$

s [cm]	2	4	6
D_{iz} [m]	0,199	0,239	0,279
D_{iz}/D	1,152	1,504	1,755
$\ln D_{iz}/D = A$	0,225	0,408	0,562
$0,00667/D_{iz} = B_2$	0,0334	0,0278	0,0238
$A + B_2$	0,2584	0,4358	0,5858

Z diagramu v obr. 1 vyplývá pro zjednodušené řešení, při němž byl uvažován nepříznivější případ (jako by celý parovod byl veden nad zemí), řešení: $s = 3,7$ až $4,1$ cm.

Pokles teploty páry v parovodu J_s 150 s tepelnou izolací o tloušťce 4 cm: $D = 0,159$ m

$$D_{iz} = 0,239 \text{ m}, \lambda_{iz} = 0,1 \text{ kcal/mh } ^\circ\text{C} (0,12 \text{ W/m K}),$$

a) Vnitřní potrubí:

$$t_{iz} = 15 + 14 = 29 \text{ m}$$

$\alpha_{iz} = 9$ kcal/m²h °C (10,5 W/m² K) (podle tabulky 10 ČSN 38 3360)

$z = 15$ až 25% (podle tabulky 12 ČSN 38 3360)

$$\Sigma r_{iz} = \frac{\ln 1,504}{2\pi \cdot 0,1} + \frac{1}{\pi \cdot 0,239 \cdot 9} \cong 0,650 + 0,148 \cong 0,798 \text{ mh } ^\circ\text{C/kcal} (0,685 \text{ m K/W})$$

Odhad:

$$t_1 + t_{1-2} = 2^\circ\text{C}$$

$$t_{str} = 0,5(250 + 248) = 249^\circ\text{C}$$

$$\Delta Q_1 \cong \frac{249 - 20}{0,798} \cdot 29 (1,15 \text{ až } 1,25) \cong 9570 \text{ až } 10400 \text{ kcal/h}$$

$$(11\,150 \text{ až } 12\,100 \text{ W})$$

$$t_1 - t_{1-2} = \frac{9570 \text{ až } 10400}{10000 \cdot 0,532} \cong 1,80 \text{ až } 1,96^\circ\text{C},$$

což se prakticky shoduje s odhadem.

b) Nadzemní potrubí:

$$t_{iz} = 227 - 29 = 198 \text{ m}$$

$z = 20$ až 30% (podle tabulky 12 ČSN 38 3360)

Zaokrouhleně $\alpha_{iz} = 35$ kcal/m²h °C (41 W/m²K) (podle tabulky 11 ČSN 38 3360 pro $D_{iz} = 240$ mm, a rychlost větru 10 m/s).

$$\Sigma r_{iz} = 0,650 + \frac{1}{0,239 \cdot 35} \cong 0,650 +$$

$$+ 0,038 \cong 0,688 \text{ mh } ^\circ\text{C/kcal} (0,591 \text{ m K/W})$$

$$t_{str} = 0,5(248 + 230) = 239^\circ\text{C}$$

$$t_0 = t_z = -15^\circ\text{C}$$

$$\Delta Q_2 = \frac{239 - (-15)}{0,688} \cdot 198 (1,2 \text{ až } 1,3) \cong$$

$$87700 \text{ až } 95000 \text{ kcal/h} (102\,000 \text{ až } 111\,000 \text{ W})$$

$$\Delta Q = \Delta Q_1 + \Delta Q_2 \cong 97270 \text{ až } 105400 \text{ kcal/h} (113\,500 \text{ až } 123\,000 \text{ W})$$

$$t_1 - t_2 \cong \frac{97270 \text{ až } 105400}{10000 \cdot 0,532} \cong 18,3 \text{ až } 19,8^\circ\text{C}.$$

Pro přípustný pokles teploty by dostačilo potrubí opatřit tepelnou izolací o tloušťce 4 cm, v případě, že by hospodářsky nejvýhodnější tloušťka tepelné izolace byla větší, použila by se tato „hospodárná“ tloušťka.

Z výchozích vztahů je patrné, že pokles teploty proudící tekutiny je přímo úměrný tepelné ztrátě a tím rozdílu střední teploty potrubí a jeho okolí $\Delta t = 0,5(t_1 + t_2) - t_0$ a nepřímo množství proudící tekutiny, takže za předpokladu, že ostatní veličiny, zejména měrné teploty, se nemění, je zjednodušeně

$$t_1 - t_2 = \text{konst.} \cdot \frac{\Delta Q}{G} = K \cdot \frac{\Delta t}{G}$$

Z těchto vztahů je patrné, že například při polovičním nebo čtvrtinovém průtočném množství byl by pokles teploty dvojnásobně nebo čtyřnásobně. Skutečný pokles teploty je však menší, protože se současně zmenšuje i rozdíl teplot. Pro uvedený číselný příklad je

$$\Delta t_0 = 0,5(250 + 230) - (-15) = 240 + 15 = 255^\circ\text{C}$$

$$G = 10000 \text{ kg/h}$$

takže

$$t_1 - t_2 = 20^\circ\text{C} = K \cdot \frac{255}{10000}$$

$$K = \frac{20 \cdot 10000}{255} \cong 78,4$$

$$t_1 - t_2 \cong 78,4 \Delta t G$$

Pro $G_x = 0,5 G_0$ a $\Delta t_x = \Delta t_0$ by bylo

$$t_1 - t'_2 \cong 78,4 \frac{255}{5000} \cong 40^\circ\text{C}$$

protože však $\Delta t_x = 0,5(250 + 210) + 15 = 245^\circ\text{C}$ je v prvním přiblížení $t_1 - t_2 \cong 78,4 \frac{245}{5000} \cong 38,4^\circ\text{C}$ a $t_2 \cong 211,6^\circ\text{C}$.

Obdobně pro $G_x = 0,25 G_0$ by bylo

$$t_1 - t'_2 \cong 78,4 \frac{255}{2500} \cong 80^\circ\text{C}$$

a po opravách

$$t_1 - t_2 \cong 78,4 \frac{229}{2500} \cong 72^\circ\text{C} \text{ a } t_2 \cong 178^\circ\text{C}.$$

Protože teplota syté vodní páry o tlaku 10 kp/cm² (100 kPa) je zaokrouhleně 179 °C, došlo by při snížení průtoku páry v uvažovaném příkladě pod čtvrtinu největšího průtočného množství ke kondenzaci páry (pokud by tloušťka uvažované tepelné izolace zůstala

4 cm a nebyla by z důvodů ekonomických zvětšena) a pak by teplota páry na konci parovodu nezávisela na tepelných ztrátách, neboť teplota sytých par je dána jejich tlakem, který závisí na ztrátách tlakových.

LITERATURA

- [1] ČSN 38 3350 Zásobování teplem. Všeobecné zásady — navrhování, platná od 1. 3. 1972.
- [2] ČSN 38 3360 Tepelné sítě. Strojní a stavební část — projektování, platná od 1. 3. 1972.
- [3] Helán B.: Zjednodušený výpočet hospodárné tloušťky tepelné izolace potrubí. Zdravotní technika a vzduchotechnika, ročník 12 (1969), č. 5—6. Praha, Akademia — nakladatelství ČSAV.
Mikula J.: Hospodárná tloušťka izolace. Zdravotní technika a vzduchotechnika, ročník 13 (1970), č. 6, příloha č. 90.
- [4] Mikula J. a kolektiv: Technický průvodce 49: Potrubí a armatury. SNTL Praha 1974, 2. vydání.
- [5] Mikula J.: Ztráty tepla nebo chladu potrubí vedeného nad zemí nebo uloženého v zemi. Zdravotní technika a vzduchotechnika, ročník 12 (1969), příloha k č. 5—6. Akademia Praha.
- [6] ON 73 0542 Směrnice pro výpočet tepelných ztrát izolovaných zařízení, ČSN 72 7005 Směrnice pro navrhování izolací proti ztrátám tepla, ČSN 72 7006 Směrnice pro navrhování izolací proti ztrátám tepla. Způsoby výpočtu tepelných ztrát pro průmyslové izolace.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТОЛЩИНЫ ТЕПЛОИЗОЛЯЦИИ ТРУБОПРОВОДОВ

Доц. Инж. доктор Юлиус Микула, к.т.н.

В статье описываются способы расчёта толщины теплоизоляции, исходящие из промышленных требований, а то из самой большой допустимой температуры поверхности изоляции, или из допустимого охлаждения жидкости, протекающей трубопроводом. Расчёт, исходящий из самой большой допустимой температуры поверхности изоляции, основан на условии, что количество тепла проходящее теплоизоляцией равняется при пирционном состоянии количеству тепла, поступающего из теплоизоляции в окружающую среду.

Расчёт из допустимого охлаждения жидкости, протекающей трубопроводом, основан на падении температуры под влиянием термических затрат.

Статья простым способом описывает оба метода и приводит практический пример, решенный аналитическим и графическим методом.

CALCULATING THE THICKNESS OF HEAT INSULATION ON TUBES

Doc. Ing. Dr. Julius Mikula, CSc.

The article describes two methods for computing the thickness of an insulating layer on tubes, according to the operational needs, either based on maximal permissible temperature of the insulation surface or on maximal permissible temperature drop of the media in the tubes. The first method assumes that the heat-flow through the insulating layer is equal to the heat-flow at stabilised conditions from the insulation surface to the air, the second method is based on the temperature drop caused by heat-losses. The author describes in a simple way both these methods and presents a practical example of both graphical and numerical solution of such a problem.

BESTIMMUNG DER ABMESSUNGEN DER WÄRMEISOLIERUNG FÜR ROHRLEITUNGEN

Doc. Ing. Dr. Julius Mikula, CSc.

Im Artikel werden Berechnungsmethoden für Auslegung der Wärme Isolierungsschicht einer Rohrleitung beschrieben, die von den Betriebsfordernissen ausgehen, und zwar entweder von der höchsten zulässigen Oberflächentemperatur der Isolierungsschicht oder von der höchsten zulässigen Abkühlung des in Rohrleitung fließenden Mediums. Die erste Methode verwendet die Bedingung der Gleichheit der durch Wärmeisolierung fließenden und von der Isolationsoberfläche austretenden Wärmemengen, Beharrungszustände vorausgesetzt. Die zweite Methode geht von der Abkühlung durch Wärmeverluste aus. Der Verfasser beschreibt in einfacher Form beide Berechnungsmethoden und liegt einen praktischen Beispiel der numerischen und graphischen Lösung vor.

DÉTERMINATION DE L'ÉPAISSEUR D'UNE ISOLATION CALORIFIQUE

Doc. Ing. Dr. Julius Mikula, CSc.

Dans l'article présenté, on décrit les méthodes de calcul de l'épaisseur d'une isolation calorifique de la tuyauterie en considération des demandes d'exploitation, c'est en vertu de la température maxima admissible de la surface d'une isolation ou du refroidissement admissible d'un liquide circulant dans la tuyauterie.

Le calcul suivant la température maxima admissible de la surface d'une isolation est fondé sur une condition que la quantité de chaleur passant à travers une isolation calorifique pendant l'état inerte d'un flux est conforme à la quantité de chaleur qui transmet de la surface d'une isolation au milieu ambiant.

Le calcul suivant le refroidissement admissible d'une substance qui circule dans la tuyauterie est fondé sur l'abaissement de la température par suite des pertes calorifiques.

L'article présenté décrit toutes les deux méthodes simplement et il cite un exemple pratique avec une solution numérique et graphique.

● Nové řešení oken pro klimatizované místnosti

Na výstavě CONSTRUCTA '74 v Hannoveru předvedla fa Viessmann tzv. „klimaokno“. Je to okno s trojím zasklením — vnější zasklení je dvojitě, bez reflexní vrstvy, vnitřní jednoduché — s větrným meziprostorem, v němž je uspořádána protisluneční žaluzie, sestávající z lamel otočných kolem svislé osy.

Na vnitřní straně okna nahoře je šterbina pro vstup vzduchu do okenního meziprostoru, na vnější straně okna dole je druhá šterbina pro výstup vzduchu z tohoto meziprostoru ven.

Odpadní vzduch z místnosti zásobované s mírným přetlakem vzduchem z větracího či klimatizačního zařízení odchází horní šterbinou, proudí meziprostorem dolů a vystupuje spodní šterbinou do volné atmosféry. Zpětná klapka na dolní šterbině zabraňuje vnikání vzduchu při náporu větru.

V zimě ohřívá odpadní vzduch okenní meziprostor a snižuje nebezpečí tvoření kondenzátu na vnějším (dvojitém) zasklení. Přitom povrchové teploty vnitřního zasklení leží jen o něco málo níže pod teplotou vzduchu v místnosti. Tím se docílí nízký součinitel prostupu tepla, který činí podle udání výrobce asi $0,3 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$, tj. $0,35 \text{ W/m}^2 \text{ K}$. Vzduch vystupující vnější šterbinou stoupá, tvoří teplou vzduchovou clonu, která mírně ohřívá fasádu, což podle údajů výrobce vede ke snížení spotřeby tepla až o 25 %.

V létě se nastavují protisluneční žaluzie podle postavení slunce, přičemž prostorem mezi lamelami proudící odpadní vzduch se ohřívá a odvádí teplo ven. Po výstupu z vnější šterbiny padá dolů, protože bývá chladnější než venkovní vzduch a mírně ochlazuje fasádu, což vše, jak tvrdí výrobce, vede ke snížení spotřeby chladu až o 40 %.

Další výhodou tohoto okna je okolnost, že odpadá potrubí pro odpadní vzduch. Útlum hluku těchto oken má být až 40 dB.

CCI 4/74.

(Ku)

● Dvouplášťové vzduchovody odolné proti požáru

V normě DIN 4102 jsou uvedeny požadavky a podmínky zkoušení vzduchovodů, instalačních šachet a kanálů, u nichž není možný přenos ohně a kouře, jakož jsou i specifikovány nové třídy požární odolnosti.

Pokud nová ustanovení nemají vést k ne-

hospodárným řešením, musí mít vzduchotechnika na zřeteli otázku požární ochrany již při projektování. Není rozumné uvažovat protipožární izolaci jako dodatečné opatření. Také potřeba prostoru pro dodatečnou izolaci přináší často problémy.

Na základě takových úvah vyvinula firma PROMAT v NSR systém čtyřhranného potrubí z nových hmot.

Z velkoformátových desek Promabest, které tlumí hluk a mají i nízkou tepelnou vodivost, se zhotovují podle zákonem chráněné konstrukce dvouplášťové kanály se vzduchovým meziprostorem šířky 25 mm. Vnitřní strany vnějšího i vnitřního pláště jsou pokryty hliníkovou fólií, která slouží jako tepelný reflektor v případě požáru a omezuje sdílení tepla. Fólie uvnitř kanálu současně vytváří povrch příznivý z hlediska proudění. Dvouplášťová konstrukce je stabilní a samonosná. Zvláštní řešení rohů a podélné spojování na pero a drážku zajišťují účinné těsnění pro provoz i pro případ požáru.

Konstrukční princip je týž pro všechny třídy požární odolnosti — tj. vzduchová mezera 25 mm a dvojitá hliníková fólie, mění se podle potřebné odolnosti jen tloušťka používaných desek, a to od 5—12 mm. Podle článku *Zweischalige Luftkanäle zur Feuer-schutz-Isolation*, z časopisu CLIMA COMMERCE INTERNATIONAL, roč. 7 (1973), č. 2, str. 15.

(Ku)

● Bezhlukné střešní větrací jednotky

Západoněmecká firma GEBHARDT uvedla na trh nástřešní větrací (sací) jednotky čtvercového půdorysného profilu. Jednotka sestává ze základového rámu k upevnění na střešní podstavec, skříň ventilátoru a protidešťové stříšky. Ve ventilátorové skříni je umístěn radiální nízkotlaký oboustranně sací ventilátor s mnoholopátkovým kolem, poháněným vestavěným elektromotorem s vnějším rotorem a s možností plynulé regulace otáček. Skříň ventilátoru a stříška jsou vyloučeny zvukovou a tepelnou izolací, motor je od ventilátoru odtlumen prostřednictvím gumy.

Podle ujištění výrobce se tyto jednotky hodí především tam, kde jsou kladeny vysoké nároky na tichost chodu, jako např. pro větrání kuchyní, koupelen či záchodů v uzavřených domovních blocích.

CCI 6/73

(Ku)

KOLEKTOR V KARLOVÝCH VARECH

Vladimír Waldman

V návaznosti na výstavbu hotelu Thermal a nového rozvodu tepla v K. Varech, byly inženýrské sítě v oblasti výstavby hotelu Thermal sdruženy do průchozího kolektoru, jehož reálnost prověřila studie z prosince 1965. Tato studie byla všemi uživateli a správci poduličních zařízení i příslušnými orgány a investory schválena.

Jednostupňová dokumentace z června 1966 dodržuje zásady studie a projekt je v souladu s generálním řešením teplofikace, který zpracoval Energoprojekt Praha i s projektem rekonstrukce vodovodní sítě podle řešení KVRIS Plzeň. Generálním projektantem kolektoru byl KPÚ Praha, který též projektoval hotel Thermal.

Stavební část

Situování kolektoru bylo dáno původní trasou pro horkovod v neprůlezném kanále, neboť musela být dodržena podmínka snadného plynulého přechodu z klasické části do kolektoru a zpět. Kolektor začíná od mostu u Hlavní pošty a v koncové šachtě opět přechází do neprůlezného kanálu. Délka průchozího kanálu je 365 m. Vstupní a montážní objekt je řešen ve zlomu trasy kolektoru jako monolit a je rozdělen na několik samostatných částí. Ve stropní části je pro dopravu trubek otvor, velikosti 10×1 m, zakrytý prefabrikovanými deskami. Kromě montážního prostoru je zřízena strojovna vzduchotechniky, signalizační zařízení, jímka s čerpacím zařízením užitkové vody pro účely chlazení klimatizačního zařízení hotelu. Vchod do montážního otvoru je dveřmi.

Také vstupní prostory na začátku a na konci kolektoru jsou monolitické, opatřené vstupními otvory. Trasa kolektoru od vstupní šachty po montážní objekt je pod terémem, druhá část kolektoru od montážního prostoru ke koncové šachtě je z poloviny nad terémem a bude po dokončení hotelu zasypána.

Kolektor mezi monolitickými objekty je ze železobetonových prefabrikovaných rámu o světlosti 200/220 cm, dlouhých 1 m v tloušťce stěny 20 cm. Prefabrikáty byly pokládány do rýhy na betonové desce 20 cm silné na šterkopískovém podsypu 5 cm silném. Na podkladní betonové desce byl proveden litý asfalt jako izolace proti spodní vlhkosti. Vnější stěny a strop jsou izolovány lepenkou a asfaltovým nátěrem. Svislá izolace stěn je chráněna cihelnou stěnou 8 cm silnou, stropní izolace cementovým potěrem. Spoje jednotlivých dílů jsou vyspárovány. Pro rozmístění vedení v kolektoru jsou do prefabrikovaných rámu osazeny ocelové rámy z válcovaných profilů upnutých mezi vnitřní stěny kolektoru.

Vnitřní uspořádání

Vnitřní šíře kanálu je 200 cm a výška 220 cm. Dno má příčný spád 1 % a je opatřeno odvodňovacím žlábkem. Po obou stranách kanálu jsou konzoly, na kterých jsou uloženy inženýrské sítě. V rohu přímo na dně kanálu jsou uloženy vedle sebe 3 kabelářská korýtka TK 1, ve kterých je uložen primární kabel 10 kV ANKOYD 3×150 mm². Zakrytí je provedeno deskami TP 1. Nad primárním kabelem je uloženo horkovodní potrubí $2 \times$ Js 350. Střed výtlačného potrubí je 700 mm a vratného potrubí 1500 mm ode dna. Nad horkovodním potrubím je 20 cm od stropu osazena kabelová lávka, na které jsou uloženy následující kabely: impulsní kabel veřejného osvětlení AYKY 4×6 mm², kabel veřejného osvětlení AYKY 4×25 mm², sekundární kabel ANKOYP $3 \times 120 \times 70$ mm², vodič AGYCP $4 \times 2,5$ mm² pro ovládání osvětlení a vodič 2×4 mm² pro těsně zavěšené zásuvky vzor B—2+2.

Na druhé stěně kanálu je při dně uloženo potrubí užitkové vody Js 125, nad ním potrubí pitného vodovodu Js 300, jehož osa je 670 mm od podlahy. Plynovodní potrubí Js 300 mělo být uloženo ve výši 1470 mm. Úřad pro normalizaci a měření povolil výjimku č. 66—201 v tomto znění:

„Inženýrské sítě na nábřeží I. P. Pavlova v K. Varech (horkovod $2 \times$ Js 350, vodovod pitné vody Js 300, nízkotlaký plynovod Js 300, rozvod termální vody Js 300, vodovod užitkové vody Js 125, silnoproudé kabely primární 10 kV, sekundární, vedení veřejného osvětlení, slaboproudé kabely, světelná instalace kolektoru, signální a ovládací kabely pro vlastní potřebu kolektoru) se povoluje uložit v délce 350 m do společného kolektoru rozměrů $2,00 \times 2,20$ m za podmínky, že bude zajištěna bezpečnost díla současnou realizací signalizace a automatického ovládání, které zabrání při poruše na plynovém potrubí možnosti vytvoření větší koncentrace plynu ve vzduchu než 2,6 %. Dále musí být dodrženy podmínky obsažené ve vyjádření jednotlivých dotčených organizací a veškerá instalace musí být provedena podle ČSN 34 1440.“

Přestože byla udělena tato výjimka a technický projekt řešil bezpečnost díla, nedošlo k realizaci z důvodů, které nevyplývaly z technických příčin. Do uvolněného prostoru za plynové potrubí bylo uloženo potrubí Js 300 s termální vřídelní vodou. Prostor kolektoru je osvětlen stropními svídky.

Situování kolektoru umožnilo jen nepatrné využití přirozených lomů trasy pro kompenzaci potrubí, a to pouze u vstupního a výstupního objektu. Jinak muselo být zvoleno řešení, umožňující kompenzaci potrubí v ne-

úplně přímé trase. Pro pitnou vodu, užítkovou i vřídelní, byly použity gumové vlnovcové kompenzátory, pro horkovodní tepelnou síť kloubové vlnovcové kompenzátory západoněmecké firmy Industrie-Werke Karlsruhe typu R5a, Js 350 s počtem 3,5 a 9 vln. Návrh uspořádání a osazení kompenzátorů pracovala firma IWK. Na prvním úseku dlouhém 116 m provádělo se předpětí 132 mm a deformační síly na pevné body jsou 3700 kp a 16500 kp, na druhém úseku dlouhém 114 m provádělo se předpětí 13 mm a 69 mm a deformační síly na pevné body vychází 11400 kp a 8800 kp. Třetí úsek je nejdelší, měří 135 m, předpětí bylo 205 mm a síly na pevné body 23800 kp a 7600 kp. Uvedená předpětí platila pro montážní teplotu $+10^{\circ}\text{C}$. S ohledem na značný posuv potrubí bylo uložení atypické. Uzavírací armatury pro kolektor byly s ohledem na velké síly namontovány do odbočných jímek v klasické části horkovodu. Mimo jeden z úseků jsou kloubové vlnovcové kompenzátory situovány vždy poblíž pevného bodu a proto vychází tak velké předpětí. Nezvyklost tohoto uspořádání se nepříznivě projevila i nesprávnou montáží jezdců u smykového a axiálního uložení a při najíždění potrubí došlo v třetím úseku poblíž kompenzátorů ke sjetí jezdců z uložení a k poškození nosné konstrukce. Po opravě a správné montáži pracuje zařízení v kolektoru bez závad.

Bezpečnost kolektoru

Uzavěry, které jsou na zaplombovaném zařízení v kolektoru, jsou opatřeny elektropohonem, které možno ovládat nejen z místa, ale i dálkově ze vstupního prostoru. Prostor je signalizací i automatikou chráněn proti stoupnutí teploty nebo vody v kolektoru. Větrání kolektoru zabezpečují větrací otvory směrem k říčce Teplé a při zvýšené teplotě nebo při práci se zapojuje klimatizační jednotka, která měla původně zabezpečovat provoz kolektoru při předpokládaném uložení plynového potrubí.

Výstavba

Jak bylo již uvedeno, byla v druhé polovině roku 1965 vypracována studie a do června 1966 byl odevzdán jednostupňový projekt. Budoucí uživatelé kolektoru se ve finančním zajištění sduzili smluvní formou a ZČE převzaly na sebe závazek sduzeného investora. K uvolnění staveniště pro kolektor bylo nutno nejprve provést přeložku původního horkovodu $2 \times \text{Js } 150$ v délce 320 m. Stavba provizoria byla zahájena 20. 9. 1966 a dána

do provozu 11. listopadu 1966. Současně se zahájením práce na provizorní přeložce byly zahájeny práce na kolektoru a přejímací řízení bylo provedeno 8. září 1967. Odbor výstavby Měst. NV v K. Varech vydal povolení k trvalému provozu 27. listopadu 1967.

V průběhu výstavby převzala funkci sduzeného investora Krajská inženýrská organizace K. Vary.

Náklady na výstavbu

Sdužená investice se týkala stavební části a společného zabezpečovacího a signalizačního zařízení. Partneři výstavby byly:

Západočeské energetické závody, n. p., Plzeň

Okresní vodohospodářská správa, K. Vary

Čs. státní lázně, K. Vary

Interhotel, K. Vary

Správa spojů, K. Vary

Technická služba města K. Var

Západočeská zřídla, n. p., K. Vary

Vzhledem k tomu, že původní rozpočet byl vypracován v roce 1965 a potom docházelo k různým úpravám cen, není dobře možné porovnání investičních nákladů na srovnatelné základně. Přesto stojí za uvedení, že ve studii se předpokládal náklad 1,518000 Kčs, souhrnný rozpočet po přepočtu na cenovou hladinu 1967 činil 3,422,000 Kčs a skutečný náklad 3,074000 Kčs, takže náklad na stavební část kolektoru byl 7 252 Kčs/m.

Provozní řád

Po dokončení stavby byl kolektor jako společné zařízení sloužící k uložení podzemních vedení předán Technické službě města Karlových Var, která obhospodařuje vlastní těleso kolektoru včetně ocelových konstrukcí a zárubní zdí, vnitřní elektrický rozvod — osvětlení, zásuvky, rozvaděče, odvodnění (čerpání), vzduchotechniku, automatickou regulaci a je současně hlavním správcem, který dbá o celkovou bezpečnost provozu kolektoru a udržuje jeho stavební část a společná zařízení, sloužící provozu všech uvedených zařízení.

Pro provoz kolektoru byl vypracován provozní řád, kterým se řídí všichni uživatelé kolektoru.

Náklady vynaložené správcem kolektoru na údržbu, opravy a provoz se ročně pohybují kolem 55000 Kčs a podle procentuálního rozdělení je platí uživatelé správci kolektoru.

Vlastní „technologické“ zařízení zůstává v majetku každého uživatele, který je udržuje a provozuje na svůj náklad.

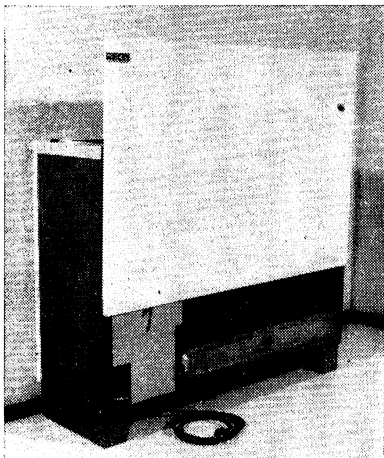
OCENĚNÍ VZDUCHOTECHNICKÝCH VÝROBKŮ NA VÝSTAVĚ PRAGOTHERM 74

ÚV komitétu techniky prostředí ČVTS na své chůzi dne 14. října 1974 ocenil udělením diplomu některé výrobky vystavené na 7. mezinárodní výstavě techniky vytápění a klimatizace Pragotherm '74.

Na základě návrhu hodnotitelské komise byly z oboru vzduchotechniky oceněny:

Filtr cirkulačního vzduchu REON 3 (obr.1)

Výrobce: Liberecké vzduchotechnické závody,
n. p., Liberec.



Obr. 1. Filtr cirkulačního vzduchu REON 3

REON 3 je určen k čištění vzduchu v uzavřeném prostoru. Tento sériově vyráběný typ zajišťuje odlučování prachu a mikroorganismů, elektrické přitápění a jímání pachů. Instalace spočívá v připojení na zásuvku jako u běžného elektrického spotřebiče:

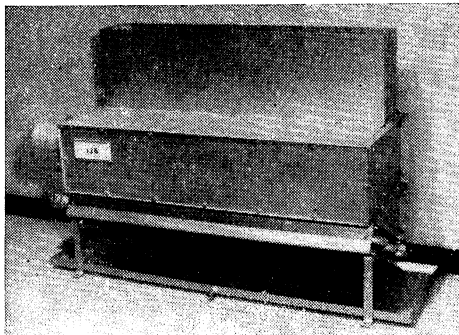
Základní technické parametry:

průtočné množství vzduchu	250—450 m ³ /h
odlučivost pro atmosférický prach o velikosti částic 0,5 μm a větších 95 %	
odlučivost pro biologický aerosol B. prodigiosum	99 %
kyslíčník dusíku NO ₂ na výstupu	0,035 mg/m ³
ozón O ₃ na výstupu	0,002 mg/m ³
elektrický příkon ventilátoru a filtru	120 W
elektr. příkon topného tělesa (max)	1000 W
ohřátí vzduchu o	11,8—6,7 K
hladina akustického tlaku ve vzdál. 1 m	40—50 dB(A)

O účinnosti cirkulačního filtru vzduchu svědčí např. měření koncentrace ozónu a vliv dezodorizační vložky. Před dezodorizační vložkou byla naměřena koncentrace O₃ vzniklého v elektrofiltru 0,01 ppm. Za dezodorizační vložkou, tedy na výstupu z REONu, byla naměřena koncentrace O₃ pouze 0,00023 ppm. Další měření bylo prováděno umělým zvýšením O₃ před dezodorizační vložkou na 0,13 ppm. Výstupní koncentrace za vložkou byla 0,009 ppm. Obdobně bylo měřením prokázáno, že v místnosti o obsahu 80 m³ byl odstraněn cigaretový kouř z 18 cigaret za 1,5 hodiny od zapojení REONu (při stálém kouření).

Indukční jednotka IJB 560 (obr.2)

Výrobce: Liberecké vzduchotechnické závody,
n. p., Liberec.



Obr. 2. Indukční jednotka IJB 560

Indukční jednotky IJB jsou určeny pro jednonábové vysokotlaké klimatizační systémy dvou, tří a čtyřtrubkové s regulací výkonu na straně vody.

Základní technické parametry:

primární vzduch pro trysky B,C	40—120 m ³ h
max. tepelný výkon — ohřívání	2790 W
— chlazení	350 W
hmotnost	12 kg
hladina akustického tlaku ve vzdálenosti 1 m	35—42 dB(A)

Indukční jednotka IJB 560 je součástí řady indukčních jednotek IJB. Další velikosti jsou IJB 880 a IJB 1040.

Podlahové mříže (obr.3)

Výrobce: Strojtex, n. p., Dolní Bousov.



Obr. 3. Podlahové mříže

Jedná se o nový výrobek, který je určen hlavně pro komfortní vzduchotechnická zařízení administrativních, zdravotnických a společenských budov. Zvláště vhodný je pro klimatizaci strojné-početních středisek.

Základní technické parametry:

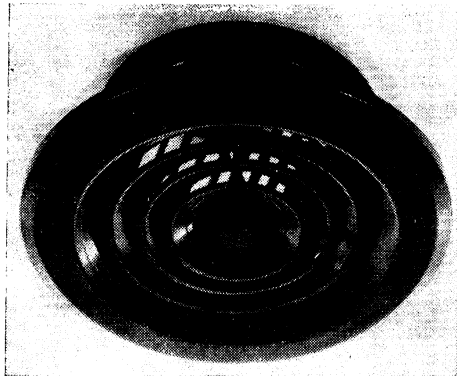
rozměrová řada 100, 140, 200, 280 × 280, 500, 710, 1000, 1400, 2000.

Podlahové mříže jsou řešeny s příčným roštem jako nášlapné a s podélným roštem. Nášlapné mají únosnost 100 kg. Skládají se z rámu, ke kterému je připojena regulace průtoku a z volně vloženého roštu s rovnoběžnými profilovými listy. Listy mohou být přímé nebo vychýlené o 15 nebo 30°. Jsou navrženy z hliníkových profilů s matovým povrchem.

Jedná se o úplně nový výrobek, který bylo nutno doposud dovážet z KS.

Difuzorové anemostaty (obr. 4)

Výrobce: Inklemo, v. d., Praha.



Obr. 4. Difuzorové anemostaty

Difuzorové anemostaty slouží ke stropnímu přívodu vzduchu při větrání nebo klimatizaci. Umožňují regulaci průtoku vzduchu plynulým nastavováním různé vzdálenosti kruhových talířů.

Základní technické parametry:

rozměrová řada ø 160, ø 225, ø 315, ø 355, ø 450

celková výška anemostatů 120—250 mm
převýšení vůči podhledu stropu 20 mm.

Difuzorové anemostaty se vyrábějí z ocelového nebo hliníkového plechu. Jednotlivé talíře jsou navlečené na kruhové vodičtyčky, dilatované od sebe ocelovými pružinami. Regulace pohyblivé části se provádí pomocí centrálně uloženého šroubu z vnější strany anemostatu.

Údaje o součiniteli odporu, konstantě vyústky a hladině hlukového tlaku jsou uvedeny v podnikové normě PN 120840 (platnost od 1. 8. 1974).

Jedná se o výrobek, který vyplňuje citelnou mezeru vzniklou zúžením výrobního programu ČSVZ.

Filtrační vláknité rohože FIRON

Výrobce: MITOP, n. p., Mimoň.

Filtrační rohože FIRON slouží k čištění vzduchu pro větrací, teplovzdušná a klimatizační zařízení všech druhů.

Základní řada výrobků pozůstává z těchto typů:

FIRON B 400 — vzájemně vystřídáné a spojené vrstvy syntetických vláken Td 18 a Td 10 o plošné hmotnosti rohože 400 g/m².

FIRON A ROLL — pozůstává z vláken Td 18 a Td 4 o plošné hmotnosti rohože 385 g/m².

FIRON C 380 — pozůstává z vláken Td 10 a Td 4 o plošné hmotnosti rohože 380 g/m².

FIRON D 390 — pozůstává z vláken Td 10 a Td 15 o plošné hmotnosti rohože 390 g/m².

Filtrační rohože lze použít pro čištění vzduchu v rozsahu teplot od —50 °C do cca 100 °C. Nárazové zvýšení teploty může např. u rohože FIRON B 400 dosáhnout 150 °C bez podstatného vlivu na filtrační parametry.

Filtrační rohože FIRON mají samozhášetelnou úpravu, klasifikovanou stupněm nehořlavosti 1, podle ČSN 80 084.

Průběh tlakových ztrát a docílené odlišivosti včetně dalších údajů jsou obsaženy v technických podmínkách výrobce.

Kopřiva

NOSNOST ULOŽENÍ POTRUBÍ

Ing. Dr. Julius Mikula, CSc.

Nosnost uložení potrubí je jednou z důležitých hodnot, které jsou zapotřebí při navrhování potrubí, neboť je například jedním z kritérií při určování vzdálenosti, tj. rozteče uložení potrubí. Rozteč uložení dlouhých vodorovných potrubí o jednotkové hmotnosti q [kg/m] je podle odborné literatury [1] a čs. norem [2] přímo úměrná nosnosti uložení Q [kg] podle vztahu $l = \frac{Q}{q \cdot q}$ [m], neboť toto potrubí lze považovat za spojitý, rovnoměrně zatížený nosník o velkém počtu stejně dlouhých polí.

Číselná hodnota součinitele q závisí na umístění uložení a na možnosti poklesu jednoho z použitých uložení:

— U potrubí, u nichž není nebezpečí poklesu některého z uložení je pro uložení konce potrubí

$$q \approx 0,40$$

— Pro uložení sousední, tj. pro druhé uložení počítáno od konce potrubí

$$q \approx 1,12$$

a doporučuje se [1] počítat s hodnotou $q = 1,00$ až $1,20$

— U potrubí, u nichž může dojít k poklesu jednoho z uložení, se doporučuje [1] počítat s hodnotou

$$q = 1,50 \text{ až } 2,00.$$

Zjištění nosnosti uložení potrubí — zakotvení, osových vedení nebo opěr, podpěr a závěsů — tj. sil, které způsobí v nejnámáhanějším průřezu nejvíce namáhané součásti napětí shodné s dovoleným namáháním použitého materiálu, je velmi obtížné, protože tvary uložení nejsou jednoduché a některé součásti, například objímky a třmeny, jsou při montáži zpravidla tak deformovány, že jejich namáhání v ohybu přesahuje nejen dovolené namáhání, ale i mez kluzu použité oceli v tahu. Kromě toho není snadné zjistit nejneprůzračnější spolupůsobení všech vnějších sil, působících ve směru osy potrubí a ve směrech k ní kolmých a případných momentů, například momentů zatěžujících zakotvení — pevné body kompenzačních útvarů potrubí (L, Z aj.).

Nosnost normalizovaných uložení podle ON 13 05... až ON 13 08..., která měla být uvedena též v příslušných oborových normách, byla zjišťována výpočty a přezkušována měřeními. Výsledky výpočtů nebyly však považovány za tak spolehlivé, aby mohly být obsaženy v čs. normách a nebyly ani jinak zveřejněny. Jsou obsaženy jen v interní publikaci

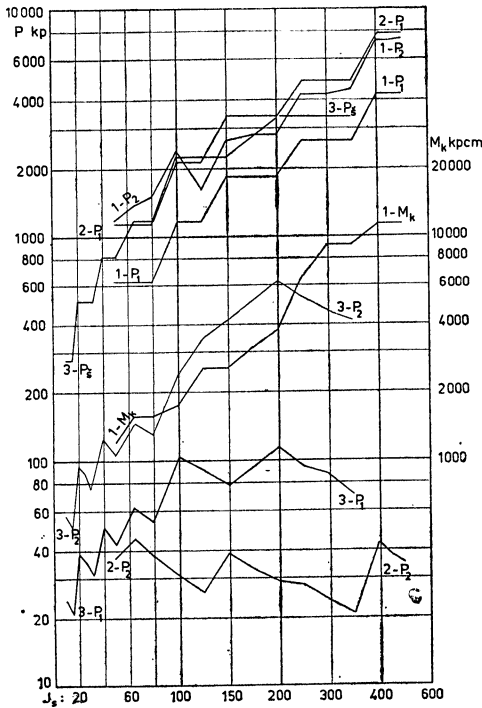


Diagram 1. Pravděpodobná únosnost pevných bodů — zakotvení potrubí se 3 třmeny a 6 kotevními šrouby podle ON 13 0851 a —52 a třmenů podle ON 13 0860 a ON 13 0625.

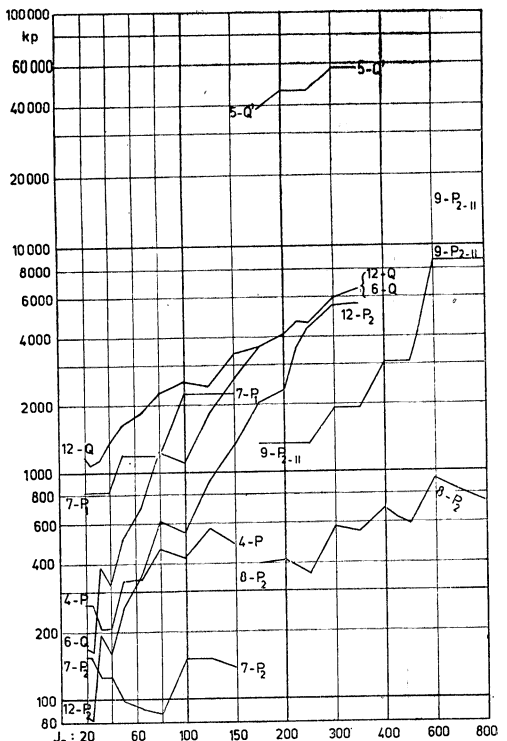


Diagram 2. Pravděpodobná únosnost podpěr potrubí podle ON 13 0800, —02 a —10 a osových vedení podle ON 13 0801, —03 a —11.

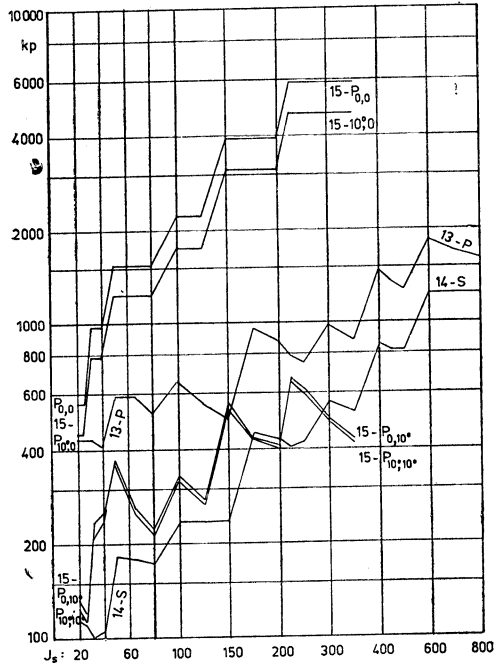
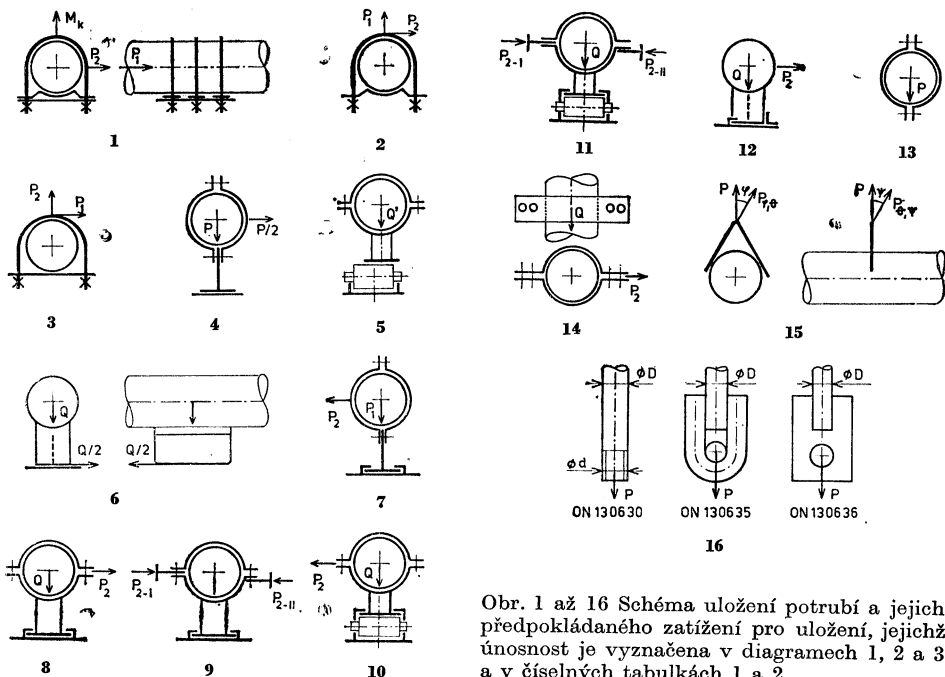


Diagram 3. Pravděpodobná únosnost dvoudílných objímek závěsů potrubí podle ON 13 0600, —02 a —04 a přivařovacích závěsných třmenů podle ON 13 0610.



Obr. 1 až 16 Schéma uložení potrubí a jejich předpokládaného zatížení pro uložení, jejichž únosnost je vyznačena v diagramech 1, 2 a 3 a v číselných tabulkách 1 a 2.

Tab. 1. Únosnost válečkových podložek podle ON 13 0695 (obr. 5 a 10)

Průměr válečku [mm]	Dovolené zatížení v kp při		Poznámky
	stranovém vysunutí Q' (obr. 5) ¹⁾	soustředné poloze Q (obr. 10) ²⁾	
40	570	930	1) u podpěr podle ON 13 0825
50	900	1400	
60	778	1180	2) u osových vedení podle ON 13 0826
80	1115	1650	
100	1865	2670	
120	2600	3680	

Tab. 2. Únosnost závěsných tyčí a ok závěsů podle ON 13 0630, —0635 a —0636 (obr. 16)

ON 13	d D mm	M 8 8	M 10 10	M 12 12	M 16 16	M 20 20	M 24 24	M 30 30
0630	P kp	384	612	890	1690	2540	3650	5850
0635	P kp	606	940	1350	2400	3600	5200	—
0636	P kp	378	378	624	935	1300	1750	2800

[3], která není projektantům a provozovatelům potrubí obvykle přístupná. V měřeních a výpočtech únosnosti uložení potrubí se sice má po delší přestávce snad pokračovat za zpřesněných podmínek, protože však závěr těchto prací nelze očekávat v dohledné době

a údaje o nosnosti uložení potrubí jsou pro technickou praxi potřebné, jsou v diagramech 1 až 3 vyznačeny únosnosti hlavních druhů normalizovaných uložení potrubí, uvedené ve zmíněné publikaci [3]. Tyto diagramech jsou doplněny číselnými tabulkami 1 a 2 a v obrázcích

Přehled normalizovaných uložení potrubí, jejich schematických náčrtků a předpokládaného zatížení a označení čar znázorňujících jejich únosnost v diagramech 1 až 3.

Označení:	Druh uložení:	ON 13	Schéma na obr.	Bezpečnost k mezi kluzůž:	Poznámka:
1 — P_1 P_2 M_k	Zakotvení se 3 třmeny (a 6 kotevními šrouby)	0851 0852	1	3,0	P_1 při dodržení přítláčné síly třmenů P_1 podle čáry 2- P_1
2 — P_1 P_2	Třmeny kotevní	0860	2	3,0	P_1 z pevnosti šroubů v tahu
3 — P_1 P_2 P_3	Třmeny z ocelových tyčí kruhového průřezu	0625	3	2,0 3,0	bezpečnost pro zatížení silami P_1 a P_2 bezpečnost pro zatížení silou P_3 , určenu z pevnosti jádra šroubu v tahu, přičemž se připouští plastizace půlkruhové části třmenu
4 — P	Podpěry kluzné do Js 150	0800	4	2,0	Síly P a $P/2$ působí současně, $P/2$ při součiniteli smykového tření 0,5
5 — Q	Podpěry kluzné (>Js 150)	0803	5	2,5	
	Podložky válečkové	0695	5	2,0	Číselné hodnoty Q při stranovém vysunutí podpěry jsou v tabulce 1
6 — Q	Podpěry kluzné přivařovací	0810	6	2,5	Síly Q a $Q/2$ působí současně, síly $Q/2$ při součiniteli smykového tření 0,5
7 — P_1 P_2	Podpěry kluzné do Js 150 s osovým vedením	0801.1	7	2,0	
8	Podpěry kluzné	0803.1	8	2,5	
9	s osovým vedením	0803.2	9	2,5	P_2 pro postraní vedení v úpravě II, při úpravě I může být P_2 až dvojnásobné
	Podpěry válečkové s osovým vedením	0825 0826	10 11	2,0	Únosnost podpěr podle 5 — Q (viz tab. 1) a podle 9 — P_{2-II} (viz obr. 11), P_2 podle obr. 10 je pro Js 100 až Js 800 jen 61 až 250 kp. Únosnost válečkových podložek podle Q v tabulce 1.
	Podložky válečkové	0695	10 a 11	2,0	Číselné hodnoty Q při soustředné poloze podpěry a válečku jsou v tab. 1
12 — Q P_2	Podpěra kluzná přivařovací s osovým vedením	0811	12	2,5	
13 — P	Objímky dvoudílné se 2 nebo 3 šrouby	0600 0602	13	2,5	
14 — S	Objímky dvojdílné se 4 šrouby	0604	14	2,0	Síla P je stejně velká jako u dvojdílných objímek se 2 nebo 3 šrouby
15 — $P_{\varphi, \sigma}$ $P_{\sigma, \psi}$	Závěsný třmen přivařovací	0610	15	2,0	
	Závěsné tyče a oka závěsů	0630 0635 0636	16	2,0 2,0 2,5	Číselné hodnoty P jsou v tabulce 2

1 až 16 jsou schematicky nakreslena uvažovaná uložení s vyznačenými silami, s nimiž bylo při výpočtech únosnosti počítáno. Uvedené nosnosti uložení je nutné považovat jen za přibližné orientační hodnoty a při jejich používání je třeba pamatovat na to, že byly odvo-

zeny za zjednodušených, často velmi zjednodušených předpokladů, a to:

Jednotlivé síly Q , P_1 a P_2 a moment (krouticí M_k) působí samostatně, takže v případě současného působení je nutné použít hodnoty přiměřeně menší; nejvíce namáhané místo

se zároveň posouvá v závislosti na poměru těchto sil a případně spolupůsobícího momentu. Nejmenší mez kluzu použité oceli třídy 11 a 12 je 23 až 24 kp/mm². Další předpoklady jsou v poznámkách v přehledu sledovaných uložení, v němž je uvedeno též označení jednotlivých čar v diagramech 1 až 3 a jeho souvislost ze schématy v obrázcích 1 až 15.

Literatura

[1] Mikula J.: Rozteč uložení potrubí, Strojářství 7 (1957), č. 6, str. 415 až 423.

Mikula J.: Rozteč uložení dlouhých potrubí, Strojářství 8 (1958), č. 4, Tabulky pro konstruktéry III/56a až III/56b. Mikula a kol.: Technický průvodce 49: Potrubí a armatury, SNTL Praha, 1. vydání 1969, 2. vydání 1974.

[2] ON 13 0530 Vzdálenost uložení potrubí. Výpočtová směrnice.

[3] Pevnostní výpočet uložení potrubí. Interní publikace normalizačních oddělení výrobců a dodavatelů potrubí.

POZNÁMKY K ČSN 28 1345 — VYTÁPĚNÍ A VĚTRÁNÍ TRAMVAJOVÝCH VOZIDEL

Ing. Oldřich Vondrák

Úvod

Vytápění a větrání tramvajových vozidel představuje jednu z důležitých složek cestovního komfortu, který je denně pod kontrolou a kritikou téměř každého občana velkoměsta. Rovněž tak provozovatelé tramvajové dopravy i projektanti nových vozidel věnují v poslední době zvýšenou pozornost vytápěcímu a větracímu zařízení.

Konkrétním činem je nedávné vydání ČSN 28 1345 — Vytápění a větrání tramvajových vozidel, kterou zpracoval Výzkumný ústav kolejových vozidel za úzké spolupráce s výrobcem tramvajových vozidel ČKD Tatra Smíchov a s řadou dalších podniků a ústavů.

Tato norma, zveřejněná jako návrh s modrým pruhem, určuje zásady navrhování a zkoušení. Je členěna na tři základní kapitoly. V prvé jsou podrobně definovány technické požadavky a podmínky, jako jsou okolní klimatické poměry, tepelné optimum ve vozidle, obsazení a způsob jízdy vozidla, výměna

a rychlost vzduchu ve vozidle, tepelné izolační vlastnosti skříně vozidla apod. Další kapitola se zabývá problematikou zkoušení a hodnocení. V poslední kapitole jsou uvedeny podrobné pokyny a směrnice pro praktické provádění projektu.

Další část článku je věnována podrobnějšímu rozboru zmíněných kapitol, neboť řeší řadu nových poznatků z výzkumu i praxe, které mají všeobecnou platnost.

Technické požadavky a podmínky

Z principiálního hlediska pro navrhování, zkoušení a provoz vytápěcího zařízení se rozlišují dvě klimatická období:

— zimní, kdy je potřeba vozidlo vytápět (obvykle od poloviny září do poloviny května);

— letní, kdy není potřeba vozidlo vytápět. Velikost jednotlivých klimatických činitelů je uvedena v tab. I.

Tab. 1. Klimatické poměry

Klimatický činitel	Období	
	zimní	letní
teplota venkovního vzduchu [°C]	min. —15	max. 32
rel. vlhkost venkovního vzduchu	min. 30 % při —15 °C max. 90 % při 0 °C	max. 40 % při 32 °C
rychlost větru [m/s]	1,4	
barometrický tlak [mb]	min. 930 prům. 980 max. 1013	

Poznámka: Velikost větru odpovídá vánku, tzn. asi rychlosti 5 km/h. Směr proudění vzduchu se předpokládá v podélné ose vozidla, přičemž z hlediska vytápění působí proti směru jízdy a z hlediska větrání ve směru jízdy.

Tab. II. Teploty uvnitř vozidla v zimním období (při vytápění)

Vztažené místo	Průměrná výsledná teplota v prostoru vozidla určeného pro		
	cestující [°C]	řidiče [°C]	průvodčího [°C]
hlava sedící či stojící osoby	min. 1	min. 10	min. 1
kotníky sedící či stojící osoby	min. 1 max. 35	min. 10 max. 35	min. 10 max. 35

Poznámka:

- Uvedené hodnoty platí za těchto předpokladů:
 - povětrnostní poměry jsou v rozmezí hodnot uvedených v tab. I,
 - vozidlo stojí nebo jede cestovní rychlostí 22 km/h,
 - na vozidle jsou využity všechny zdroje vytápění,
 - okna, dveře, větrací otvory a větrací zařízení je zavřené.
- Předpokládá se, že při dosažení průměrné výsledné teploty 10 °C ve výšce hlav (v prostoru cestujících a průvodčího) bude vytápění ručně nebo automaticky přerušeno.

Tab. III. Výměna a rychlost vzduchu ve vozidle

Teplota venkovního vzduchu [°C]	Min. dávka venkovního vzduchu na osobu		Rychlost vzduchu uvnitř vozidla	
	stojící vozidlo [m³/h]	jedoucí vozidlo [m³/h]	stojící vozidlo [m³/h]	jedoucí vozidlo [m³/h]
menší než 0	6	10	0,2	0,5
0 až 10	20	10	0,5	0,5
10 až 20	20	20	0,5	1,0
20 až 26	20	25	0,5	1,5
vyšší než 26	25	25	2,0	2,0

Poznámka:

- Uvedené hodnoty platí za těchto předpokladů:
 - vozidlo jede cestovní rychlostí 15 km/h,
 - na vozidle jsou využity všechny možnosti větrání (např. i otevřená okna).
- Do uvedených dávek se nezapočítává zpětný vzduch ani výměna vzduchu infiltrací.
- Při potřebě intenzivnějšího větrání v letním období se doporučuje zvýšit min. dávky venkovního vzduchu alespoň o 100 %.

Jelikož počet osob ve vozidle má značný vliv na vnitřní teplotní poměry, rozlišuje se:

- normálně obsazené vozidlo (všechna místa k sezení jsou obsazená a na každém 1 m² užítkové plochy stojí 5 osob),
- neobsazené vozidlo (ve vozidle je přítomno maximálně 10 sob).

Každá osoba je charakterizována těmito vztažnými místy:

- hlava ve výšce 1,7 m od podlahy a nejméně 0,6 m od stěny vozidla u stojící postavy,
- hlava ve výšce 1,2 m od podlahy a nejméně 0,3 m od stěny vozidla u vzpřímeně sedící postavy,
- kotníky ve výšce 0,15 m od podlahy a nejméně 0,15 m od stěny vozidla u sedící postavy a 0,25 m u stojící osoby.

Norma rovněž přesně definuje pohyb vozidla, který výrazně ovlivňuje ochlazování skříně vozidla, infiltraci vzduchu a intenzitu přirozeného větrání. Proto se předpokládá, že se vozidlo pohybuje tzv. cestovní rychlostí, která je dána podílem vzdálenosti projeté při jednom cyklickém oběhu linky a oběžné doby zmenšené o obrátové doby.

Tepelně technický a vzduchotechnický stav uvnitř vozidla je charakterizován jednotlivými činiteli tepelného optima¹⁾, z nichž zejména výsledná teplota, povrchové teploty, výměna vzduchu se považuje za rozhodující.

Požadované průměrné výsledné teploty v ustáleném teplotním stavu vozidla²⁾ jsou uvedeny v tab. II.

Zvláštní pozornost je věnována přípustným povrchovým teplotám krytů vytápěcího zaří-

zení. Požaduje se, aby podle druhu krytu, součinitele tepelné jímavosti použitého materiálu a možnosti způsobu styku lidského těla (krátkodobě či trvale) nepřestoupily hodnotu 33 až 60 °C.

Větrání vozidla je možné přirozené, nucené nebo kombinované. V *tab. III* jsou uvedeny minimální dávky venkovního vzduchu na jednu osobu ve vozidle v závislosti na výši venkovní teploty. V téže tabulce jsou uvedeny i přípustné rychlosti tohoto větracího vzduchu.

Současně s uvedenými rozhodujícími činiteli tepelného optima bere norma zřetel i na hlučnost uvnitř a vně vozidla od vytápěcího a větracího zařízení a na ekonomická hlediska provedení tepelné izolace skříně vozidla.

Zkoušení a hodnocení

Norma je zaměřena na typové zkoušky, které jsou rozhodující pro vývoj nových vozidel a jsou východiskem pro ostatní druhy zkoušek. Podařilo se vypracovat jednotnou zkušební metodiku, která určuje postup při měření, definuje měřená místa na vozidle, doporučuje potřebné měřicí přístroje a stanovuje způsob zápisů měřených hodnot a jejich vyhodnocování.

Pro vozidlo, které představuje pohyblivý objekt, se typové zkoušky rozdělují na: — zkoušku teplotních poměrů uvnitř vozidla, — zkoušku vytápěcího výkonu, — zkoušku větracího výkonu, — zkoušku proudění vzduchu uvnitř vozidla, — zkoušku hlučnosti vytápěcího a větracího zařízení, — zkoušku tepelné technických vlastností skříně vozidla.

Většina těchto zkoušek se provádí nejprve u stojícího vozidla a pak teprve u jedoucího cestovní rychlostí. Přitom se požaduje dokonalý stav vozidla, určitý charakter zkušební tratě a způsob jízdy. Rovněž jsou vymezeny přípustné povětrnostní poměry pro zimní a letní klimatické období.

Pro hodnocení zkoušek slouží naměřené veličiny (aritmetický nebo vážený průměr) přepočítané na jmenovité hodnoty umožňující srovnání s technickými požadavky a podmínkami. Přitom se bere zřetel i na přesnost měření.

Zajímavý je poznatek o souvislosti výsledné teploty s teplotou vzduchu uvnitř vozidla. Měření kulovými teploměry Vernon—Jokl na čs. standardním tramvajovém vozidle ukázalo, že při vytápění je výsledná teplota na téže místě vozidla maximálně o 6 °C nižší než teplota vzduchu. Norma proto připouští u vozidel, jejichž provedení se blíží standardu, nahradit výsledné teploty teplotami vzduchu s příslušnou korekcí. Tato korekce se obvykle volí 6 °C, což podstatně zjednodušuje výpočty tepelných ztrát a hodnocení tepelné technických zkoušek.

Konstrukční pokyny a směrnice

Aby norma vyhovovala nejširšímu okruhu projektantů, obsahuje samostatnou kapitolu

s praktickými konstrukčními pokyny a směrnici. Z nich možno upozornit na následující.

Potřebný příkon vytápěcího zařízení (tzv. dimenze) se volí za podmíněk, že vozidlo je neobsazené, jede cestovní rychlostí 22 km/h a venkovní teplota je —15 °C. Naopak potřebný příkon větracího zařízení se vyznačuje u normálně obsazeného stojícího vozidla při venkovní teplotě 32 °C.

Větrání vozidla se doporučuje přetlakové. Přitom nasávací otvory venkovního vzduchu musí být alespoň 0,9 m od temene kolejnice, aby se poněkud snížilo nebezpečí vnikání škodlivin z automobilového okolního provozu.

Abý při závadě na větracím zařízení byla zabezpečena nejnntnější výměna vzduchu ve vozidle, musí být část oken otevíratelná. Doporučuje se, aby pro zasklení se použilo skel snižujících tepelnou zátěž uvnitř vozidla v letním období.

Pro udržování tepelného optima se v normě doporučuje, aby předepsané ruční ovládání vytápěcího a větracího zařízení bylo doplněno automatickou regulací.

Několik pokynů je věnováno tepelné izolačním materiálům a konstrukčnímu řešení styku mezi kovovou kstrou a obložním skříně s ohledem na tepelné můstky.

Závěr

Vypracování a vydání návrhu ČSN 28 1345 dává předpoklady, aby vytápění a větrání tramvajových vozidel se dostalo na vyšší technickou úroveň, umožňující podstatné zlepšení každodenního cestovního komfortu. Přitom přináší několik nových tepelné technických a vduchotechnických zásad, jako je zavedení pojmu tepelného optima, výsledné teploty, minimálních dávek větracího vzduchu, maximálních povrchových teplot v závislosti na tepelné jímavosti materiálu atd. V oblasti zkušebnictví pak předkládá nové metodiky a způsob jednoduchého hodnocení. Konstrukční pokyny a směrnice jsou praktickou pomůckou projektantům nových vozidel.

Náplň návrhu normy se v současné době ověřuje na prototypch tramvajových vozidel. Podle dosavadních zkušeností je možno očekávat, že konečné projednání normy v druhé polovině roku 1975 nepřinese podstatné změny.

Poznámky

1. Tepelným optimem uvnitř vozidla se rozumí stav ve vozidle, při kterém se cestující a obsluha cítí příjemně z hlediska tepelného režimu s přihlédnutím k délce jejich pobytu ve vozidle a k venkovní teplotě.

2. Ustáleným teplotním stavem ve vozidle se rozumí stav ve vozidle, kdy se všechny teploty během delšího časového úseku podstatně nemění, přičemž i ostatní působící vlivy na vozidlo jsou neměnné. Není-li dohodnuto jinak, považuje se za ustálený teplotní stav takový stav, při němž se průměrná výsledná teplota ve vozidle při neměnných ostatních působících vlivech nemění o více jak 1 °C během jedné hodiny.

VĚTRÁNÍ ZEMĚDĚLSKÝCH OBJEKTŮ

Ve dnech 3. a 4. září 1974 se konal v Českých Budějovicích celostátní seminář „Větrání zemědělských objektů“. Tuto akci pořádala ČVTS-komiték techniky prostředí a zajišťoval ji Dům techniky ČVTS Praha. Garantem semináře byl doc. Ing. J. Chyský, CSc.

Seminář byl věnován problémům stavebního řešení zemědělských objektů a projektovému zajištění otopných a větracích zařízení v nich. Byl vzorně připraven a účastníci dostali předem sborník, obsahující tyto přednášky:

Sýkora: Perspektivní řešení zemědělských farem.

Šlajs: Současný stav vývoje a perspektivy stavebních konstrukcí v zemědělství.

Chyský: Dimenzování a provoz větracích zařízení v zemědělských objektech.

Melníkov: Využití samočinného počítače pro výpočet mikroklima ve stájovém prostředí.

Pergler: Provětrávání — chlazení obilí ve velkokapacitních silech.

Hemzal: Větrání velkoobjemových zemědělských hal.

Galeta: Větrání a vytápění stájových objektů.

Šubert: Zkušenosti s dodávkami a provozem větracích zařízení, dodávaných Technickým rozvojem Tachov.

Brouček: Informace o výrobcích a dodávkách n. p. AGRA Přelouč.

Sládek: Větrání hal pro drůbež na hluboké podestýlce na závodě Xaverov.

Říchter: Automatizace vzduchotechnického zařízení v zemědělství.

Z přednesených referátů a diskuse, v níž se uplatnili jak specialisté stavaři a strojaři, tak i zemědělci, veterináři a hygienici, vyplynuly následující závěry.

Závěry

Zkušenosti z provozu v zemědělských objektech ukazují, že je nezbytné problémy živo-

čišné výroby řešit komplexně. Navrhuje se proto vytvoření poradní komise, například u ministerstva zemědělství a výživy, schopné komplexně posoudit objekty i větrací a vytápěcí soustavy těchto objektů a uplatnit zejména stanoviska:

- veterinární,
- hygienická,
- urbanistické stavby farem a jejich architektury,
- krajinného bioinženýrství,
- technologie provozu farem,
- stavebního řešení,
- technického zajištění mikroklimatu z hlediska letního a zimního provozu.

Za nejnaléhavější úkoly účastníci semináře považují:

- Přepřepočování ON 73 4502, zejména upřesnění výchozích parametrů pro dimenzování větracích a otopných zařízení.
- Komplexní zhodnocení současně vyráběných stájových hal a objektů včetně jejich technického a technologického vybavení.
- Vytvoření koncepce technického zajištění mikroklimatu v nových velkofarmách a jejich jednotlivých objektech.
- Zajištění jednotné součástkové základny (vývoje, výroby a distribuce) pro požadované konceptní řešení staveb a jejich technického vybavení.
- Zhodnocovat provoz v zemědělských objektech z hlediska ekonomického a energetického.
- Zabezpečovat správný provoz a kvalifikovanou obsluhu vzduchotechnických zařízení.
- Zařadit do plánu výzkumu řešení větracích a otopných zařízení pro zemědělství.
- Organizačně začlenit tato zařízení do soustavy zemědělských strojů.

Bašus

ZÁKONNÉ MĚROVÉ JEDNOTKY V TECHNICE PROSTŘEDÍ

Nové znění ČSN 01 1300 „Zákonné měrové jednotky“ schválené dne 2. 5. 1974 s účinností od 1. 8. 1974 nahrazuje starší normu stejného názvu ze 3. 1. 1963. Nová norma vychází opět z Mezinárodní soustavy jednotek (SI) a z doporučení RVHP pro postup a způsoby přechodu na tuto soustavu jednotek.

Zákonnými měrovými jednotkami jsou pouze:

- Jednotky SI**, které tvoří koherentní soubor dělený v normě na jednotky

a) základní:

délka (metr — m), hmotnost (kilogram — kg), čas (sekunda — s), elektrický proud (ampér — A), teplota (kelvin — K), látkové množství (mol — mol), svítivost (kandela — cd),

b) odvozené:

— pro geometrické a kinematické veličiny: plocha m², objem m³, kmitočet Hz,

rychlost m · s⁻¹, úhlová rychlost rad · s⁻¹, zrychlení m · s⁻², úhlové zrychlení rad · s⁻², — pro mechanické veličiny: hustota (měrná hmotnost) kg · m⁻³, měrný objem m³ · kg⁻¹, síla N (newton), tlak a mechanické napětí Pa (pascal), dynamická viskozita Pa · s, kinematická viskozita m² · s⁻¹, energie, práce a teplo J (joule), výkon W (watt), moment síly N · m, povrchové napětí N · m⁻¹, — pro termodynamické veličiny: měrné teplo J · kg⁻¹ · K⁻¹, tepelná kapacita J · K⁻¹, molární teplo J · mol⁻¹ · K⁻¹, hustota tepelného toku W · m⁻², měrná tepelná vodivost W · m⁻¹ · K⁻¹, — pro světelnou techniku: zářivost W · sr⁻¹ (watt na steradián), světelný tok lm lumen, osvětlení lx (lux), jas cd · m⁻², — dále jednotky elektrických veličin a jiných vědních oborů, uvedených v příslušných státních normách,

c) *doplňkové*, které jsou dvě — pro rovinný úhel (radián — rad) a prostorový úhel (sterradián — sr),

d) *násobky a díly* jednotek ad a až c, které se tvoří předponami SI danými násobky třetí mocniny deseti, např. giga G (10^9), mega M (10^6), kilo k (10^3), mili m (10^{-3}), mikro μ (10^{-6}), nebo s odstupňováním v jednom dekadickém řádu, hekto h (10^2), deka da (10^1), deci d (10^{-1}), centi c (10^{-2}).

2. Vedlejší jednotky, které je z praktických důvodů povoleno trvale používat: čas min, h, d (den), rovinný úhel $^\circ$ (stupeň úhlový), objem l (litr), hmotnost t (tuna), teplota $^\circ\text{C}$ (Celsiův stupeň).

Je možné tvořit násobky a díly u vedlejší jednotky objemu: hl, cl, ml. Také lze používat vedlejší jednotky kombinované s jednotkami SI, např. $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$, $\text{kW} \cdot \text{h}$ apod.

Pro teplotu se tedy již nepoužívá Kelvinův stupeň. Alternativní název hmota byl také vypuštěn. Pro tlak nelze používat bar, který není koherentní se soustavou dílů a násobků ($1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa}$) ani tlak vyjadřovat výškou sloupce kapaliny (mm vody, mm Hg).

Norma podrobně uvádí podmínky pro přechod na zákonné měrové jednotky. Některé stávající měrové jednotky — pro techniku prostředí jsou to: kilopond (kp) pro sílu (tíhu),

kalorie (cal) pro teplo, (bar), (kp/m²) a (Torr) pro tlak, poise (P) a stok (St) pro dynamickou a kinematickou viskozitu — a jen tyto vyjmenované jednotky se povoluje používat do 31. 12. 1979 v těchto případech:

1. U měřidel používaných před 1. 1. 1975 — údaje se však musí přepočítávat na zákonné jednotky.
2. V předvýrobní (výpočtové), výrobní i povýrobní dokumentaci dříve zhotovené jen pro archivní účely.
3. V typových podkladech s dlouhodobou realizací.

Důležitým termínem je 1. leden 1975. Po tomto datu musí být zásadně použity zákonné jednotky:

1. V nové dokumentaci pro výrobu i k výrobkům.
2. Ve veškeré nově vydávané literatuře a publikacích.
3. V technických normách, které vstoupí v platnost po tomto datu.

Formou poznámek lze uvést v závorkách některé významné hodnoty na druhém místě v jednotkách nahrazovaných.

Po 1. lednu 1980 musí být veškerá technická dokumentace již upravena v zákonných jednotkách. Důsledné zavedení nové měrové soustavy, ve kterém není ČSSR osamocena, povede ke zjednodušení a zrychlení výměny technických informací.

Hemzal

APLIKACE TEORIE PODOBNOSTI VE VÝZKUMU PROCESŮ SDÍLENÍ TEPLA A HMOTY

Guchman A. A.:

(Primenenie teorii podobnija k issledovaniju processov teplo-massoobmena)

2. vyd., přepracované a dopl., M., „Vysšaja škola“, 1974, 328 str.; cena 79 k (10,— Kčs).

V předložené knize se probírají aplikace teorie podobnosti při výzkumu procesů přenosu tepla a hmoty. Ve druhém vydání je zachován obsah knih — „Úvod do teorie podobnosti“ a „Aplikace teorie podobnosti k výzkumu procesů přenosu tepla a hmoty“, které jsou spojeny v jednu knihu. Obsah knihy je převážně věnován výzkumu procesů přenosu v homogenních prostředích. Výjimku tvoří malá část, ve které se probírá přenos tepla při vypařování a sublimaci. Konečně, procesy přenosu ve vícefázových prostředích, včetně procesů zahrnujících fázové změny, zaslouží si rozsáhlejšího rozboru. Těmto problémům bude věnována samostatná kniha. Text knihy je nejen obohacen mnoha doplňky proti prvnímu vydání, ale zejména rozšířen o novou ideu — ideu univerzálního výzkumu, založeného na použití metody charakteristických měřítek. Tato idea vychází z poznatku, že proměnná veličina může být převedena na bezrozměrnou veličinu buď tak, že se dělí příslušnou jednotkovou veličinou, nebo měřítkem charakteristických hodnot (krátee: charakteristickým měřítkem). Např. hodnotu součinitele přestupu

tepla lze převést na bezrozměrnou veličinu tím, že ji dělíme podílem součinitele tepelné vodivosti a tloušťky stěny, čímž dostaneme bezrozměrné Biotovo číslo ($Bi = \alpha / (\lambda : d)$); totéž obdržíme, dělíme-li součinitele přestupu tepla tepelnou propustností Λ (což je λ/d), tj. $Bi = \alpha/\Lambda$. Druhý způsob vyjádření Biotova čísla lze označit za způsob, využívající charakteristického měřítka k získání bezrozměrné veličiny. I když z uvedeného příkladu by bylo možno usoudit, že jde pouze o formální rozdíl mezi oběma způsoby vyjádření bezrozměrné veličiny. Podstatné je to, že v prvním případě byla bezrozměrnost vyjádřena prostřednictvím λ/d , tj. dvěma veličinami, kdežto ve druhém případě prostřednictvím jedné veličiny, tj. Λ . Využití metody charakteristického měřítka vede tedy obecně ke zmenšení počtu zobecněných parametrů při vyjádření bezrozměrného čísla.

Knihy A. A. Guchmana je určena studentům vyšších ročníků vysokých škol a také pro ty, kteří pracují ve výzkumu přenosu tepla a hmoty.

Řehánek

Épületgépészet 23 (1974), č. 1.

— Könnyszerkezetes épületek kalorikus gépészeti igénye (Nárok stavieb z ľahkých konštrukcií na tepelné zriadenia), *V. Barcs*, 1—4.

— Földalatti acélszerkezetek korrózióvédelme II. rész (Protikorrózna ochrana podzemných oceľových konštrukcií II. diel), *M. Györgyi*, 5—7.

— Szivattyútelepek vezérlése vízfogyasztás alapján (Riadenie čerpacích staníc podľa spotreby vody), *A. Paulovics*, 8—11.

— Hűtőegységek közvetlen elpárolgatású klíberendezések makészülékekben, (Chladiace jednotky s priamym výparníkom v klimatizačných zariadeniach), *D. Várjon*, 11—16.

— A távhőszolgáltatás tarifális és gazdasági ösztönzői a Német Demokratikus Köztársaságban (Tarify a hospodárske stimuly pri diaľkovom zásobovaní teplom v NDR), *J. Pap a Gyi Sarbó*, 17—22.

— Hőtranszformáció a vízgazdálkodásban (Tepelná transformácia vo vodnom hospodárstve), *Dr. F. Simon*, 23—27.

— Svédországi tapasztalatok (Skúsenosti zo Švédska), *Dr. Z. Molnár*, 28—32.

— Az 1973. évi diplomaterv pályázat (Súťaž diplomových projektov r. 1973), *I. Csoknyay*, 35—37.

— Beszámoló a 17. Országos Gázkonferenciáról (Referát zo 17-tej národnej plynárskej konferencii), 37—38.

— Klimatherm '73., 38.

— Magyarország 19 helységének 1970/71. és 1971/72 évi meteorológiai adatai (Meteorologické údaje z rokov 1970/71 a 1971/72 v 19-tich miestach Maďarska), *F. Farkas*, 39—43.

Épületgépészet 23 (1974), č. 2.

— A forróvíz lehűlése távvezetékben, periodikus hőmérsékletváltozás esetén (Ochladenie horúcej vody v diaľkových rozvodoch v prípade periodických teplotných zmien), *Dr. Gy. Homonnay a A. Hoffmann*, 49—55.

— Árnyékolt és árnyékolás nélküli üvegezések energiaátteresztése (Tepelná priepustnosť tieniených a netieniených zasklenených plôch), *Dr. Gy. Szabó*, 56—63.

— Mérsékelt hőstresszhatás vizsgálata iskolai tantermekben (Vyšetrovanie zmierneného tepelného stresu v učebniach), *I. Holmberg a Dr. D. P. Wyon*, 64—69.

— Klimatechnika az NDK-ban (Klimatechnika v NDR), *W. Reinke*, 70—79.

— Korszerű építőelemes klímaközpontok műszaki jellemzői (Technické ukazovatele moderných stavebnicových klimatizačných centrál), *Gy. Dévényi*, 80—86.

— Könnyszerkezetű állattenyésztési épületek határoló szerkezetének hőszigetelése (Tepelný útlm ľahkých obvodových konštrukcií ustajňovacích budov), *Dr. I. Pajer*, 87—89.

Gesundheits-Ingenieur 95 (1974), č. 7

— Aufbau, Funktion und Einsatz von lüftungstechnischen Anlagen mit variablem Volumenstrom, Teil 1 (Konstrukce, funkce a použití vzduchotechnických zařízení s proměnným objemovým průtokem; Díl 1.) — *Rakoczy T.*, 185—194.

— Das Einregeln eines Zentralheizungssystems (Seržení systému ústředního vytápění) — *Mandorff S.*, 195—199.

— Heizungs- und Klimatechnik im Jahre 1974 — Rückschau und Ausblick (Vytápění a klimatizační technika v r. 1974 — Retrospektiva a perspektiva) — *Esdorn H.*, 200—201.

— Betrachtungen zur Neubearbeitung des DIN 1946, Blatt 4 (Krankenhauslüftung) (Připomínky k novému přepracování normy DIN 1946, list 4 (Větrání nemocnic)) — *Roedler F.*, 202.

Heating, Piping, Air Conditioning, 46, (1974), č. 5

— Experimental solar heating for school (Experimentální systém vytápění škol sluneční energií), 33.

— Getting to know your "psyche chart" (Prozumět psychometrickému diagramu) — *Mason H. F.*, 51—55.

— Estimating heat transfer performance for laminar flow in circular tubes (Hodnocení účinnosti přestupu tepla pro laminární proud v kruhových trubkách) — *Wright R. J.*, 56—59.

— Social unrest, labor problems worry Italian HVAC industry (Sociální neklid a pracovní problémy, které způsobují obavy v italském průmyslu vytápění, větrání a klimatizace) — *Field A. A.*, 69—73.

— The heat pump: performance factor, possible improvements (Tepelné čerpadlo: faktor účinnosti, možnosti zlepšení) — *Ambrose E. R.*, 77—82.

Heating, Piping, Air Conditioning, 46 (1974), č. 6

— A new approach to factory air conditioning (Nový pohled na klimatizaci továren) — *Dean F. J.*, 45—49.

— Energy conservation in commercial buildings (Uchovávaní energie v obchodních budovách) — *Stubblefield R. R.*, 50—55.

— Those frozen, freeze-proof coil and systems (Nezamrzající vytápění hady a systémy) — *Adair R. D.*, 56—57.

— Thermal fluid heating: how to design a one-pipe loop system (Vytápění pomocí kapalín: jak projektovat jednopotrubní uzavřený systém) — *Agnon S.*, 58—64.

— Nomograph yields comparative costs of heating fuels (Porovnání cen paliv na topení pomocí nomogramu) — *Hallanger E. C.*, 65—68.

Heating, piping, air conditioning, 46 (1974), č. 7

- Smoke control for high rise life safety (Kontrola kouře v budovách zvyšuje bezpečnost) — *Shavit G.*, 43—48.
- Operating costs for air conditioned office buildings (Provozní náklady na klimatizované kancelářské budovy) — *Wiggs R. C.*, 55
- Nomograph calculates film coefficients for extended surfaces (Nomogram vypočítává koeficienty tenkých vrstev pro zvětšující se povrchy) — *Zanker A.*, 57—58.
- The domed city (Zastřešené město) — *Field A. A.*, 61—62, 64.
- Pump energy savings for hydronic systems (Úspora energie pro čerpadla ve vodních systémech) — *Carlsson G. F.*, 67—74.

Heizung Lüftung Haustechnik 25 (1974), č. 7

- Energiebedarf und Schallerzeugung bei verschiedenen Methoden der Volumenstromvariation in Ventilatoranlagen (Spotřeba energie a vznik hluku u různých metod variace objemového proudu ve ventilátorových zařízeních) — *Piltz E.*, 207—214.
- Berechnung mittelbarer rekuperativer Wärmerückgewinnungsanlagen in der Lüftungs- und Klimatechnik (Výpočet nepřímého rekuperativních řízení na zpětné získávání tepla ve větrací a klimatizační technice) — *Hausmann H.*, *Richarts F.*, 215—220.
- Pflicht des Öllieferanten zur Prüfung des Ölstandes (Povinnost dodavatelů olejů zkoušet stav oleje) — *Glaser H.*, 220.
- Gesichtspunkte für die Auswahl von Ventilatoren (Hlediska pro volbu ventilátorů) — *Ossenkopp Th.*, 221—225.
- Dissipation inkompressibler Medien in Rohrleitungen (Disipace nestlačitelných médií v potrubích) — *Kauder K.*, 226.

Klima-Kälte-Technik 16 (1974), č. 5

- Betrieb und Wartung von Elektro-Luftfiltern (Provoz a údržba elektrických filtrů na vzduch) — 69 — 71.
- Normung der Prüfung von Kältemaschinen und Kälteverdichtern (Stanovení norem na zkoušení chladicích strojů a chladicích kompresorů) — *Lieding F.*, 75—77.
- Hygienische Bedenken gegen „econovent“ ausgeräumt (Rozptýlení pochyb o regenerativním výměníku tepla z hlediska hygienického) — *Vicktor H.*, 77.
- Tagung der Kommissionen D1, D2 und D3 des Internationalen Kälteinstituts (II F) in Barcelona 1973 (II) (Zasedání komisí D1, D2 a D3 mezinárodního ústavu chlazení (II F) v Barceloně v r. 1973 (II)) — *Heinze K.*, 79—80.

Klima-Kälte-Technik 16 (1974), č. 6

- Klimaschränke in Kompaktbauweise (Klimatizační skříně v kompaktní konstrukci) — *Döhlinger M.*, 83—89.

— Synthetische Öle für Kältemaschinen (Synthetické oleje pro chladicí stroje) — *Jaeger H. P.*, 91—93.

Light and Lighting 67(1974), č. 5/6 May/June

- Lighting for sport (Osvětlení pro sportovní účely) — 98—100.
- Trends in design for sport and leisure (Osvětlení pro sport a volné chvíle — směry vývoje) — *Stonor W. F.*, 101—104.
- Lighting Bletchley Leisure Centre (Osvětlení střediska pro oddech v B.) — *Hogg R.*, 104—107.
- Winchester Recreation Centre (Rekreační středisko ve W.) — 108.
- Singapore stadium (Sportovní stadión v S.) — *Nestmann A.*, 109—111.
- IES National Lighting Conference, University of Sussex, March 25—28 (IES Národní konference — souborný referát) — 116—125.
- Ceiling systems reviewed (2) (Přehled svítících stropů — díl 2) — *Clark M. B.*, 126—128, 131—134.
- 1973 City and guilds examinations: specimen answers (4) (Vzorové odpovědi na speciální otázky ze světelné techniky) — díl 4, *Lumsden W. K.*, 141—143.

Lighting design and application 4(1974), č. 4

- „Mini“ park brightens downtown area (Ozářený minipark uvnitř městských bloků) — *Heintzelman P.*, *Resves R.*, 7—8.
- Optimizing outdoor recreational lighting design (Optimizace návrhu venkovního osvětlení oddechových prostorů) — *Lemons T. P.*, 9—11.
- Winners and sinners in the energy crunch (Vítězové a viníci v energetické krizi) — *Der Scutt.*, 12—18.
- Urban lighting by franchise — pro and con (Osvětlení města je právem občanů — pro a proti) — 19—22.
- Facade lighting for nighttime security surveillance (Bezpečnostní význam nočního osvětlení průčelí) — *La Guisa F. F.*, 23—25.
- The New England Aquarium — Boston's newest waterfront attraction (Osvětlení budovy akvária v Bostonu) — 28—31.
- Security lighting — an aid to community protection (Bezpečnostní osvětlení — pomocník k ochraně společnosti) — *Finn J. F.*, 32—34.
- Exterior security fence lighting (Větší bezpečnostní ohrazení prostoru pomocí světla) — *Jennings R. E.*, 35—37.
- Factors to be considered in lighting design (Činitelé nutné do návrhu osvětlení) — 38—39.
- Energy-saving tips for home lighting (Jak spořit energii při bytovém osvětlení) — 40—42.
- Norfolk's convention and cultural center (Shromažďovací a kulturní středisko v N.) — 43—46.
- Austin's moon-towers (Osvětlení středu města z jediného vysokého stožáru) — *Jansky D. J.*, 47—49.

Lighting design and application 4 (1974), č. 5

- A new code — a new ballgame (Porovnání dvou světelných technických norem) — *Kilkelly B. H.*, 4—5.
— What's available (Co je třeba — bezpečnostní osvětlení) — *Cusano A. J.*, 6—8.
— The unit approach (Bezpečnostní jednotka) — *Peterson W.*, 9—14.
— Interior lighting based on resource optimization (Interiérové osvětlení založené na optimu možnosti) — *Dorsey R. T.*, 36—42.
— Tennis court lighting with a view (Osvětlení tenisových hřišť) — *Pecci R.*, 43—44.
— Applying veiling reflection factors to practical field use and measurement (Použití činitelů závojevého odrazu pro praktické aplikace a měření) — *Goodbar J.*, *Buttolph L. J.*, *Breneman*, *Crouch C. L.*, 45—53.
— A new angle on the ice (Nové způsoby osvětlování ledových ploch) — *De Brosse C.*, 54—55.
— Rules thumb for mental lighting calculations, Part 2 (Přibližné odhady při výpočtech psychologického osvětlení, část 2) — *Amick Ch. L.*, 56—59.

Lighting design and application 4 (1974), č. 6

- Str. 1—47 věnovány konferenci v New Orleans — krátké anotace.
— How to answer the criteria questions (Jak odpovědět na otázky kritérií pro moderní tenisový klub) — *Romano P.*, *Sipple J.*, 48—50.
— Department store drab (Jednotvárnost obchodních prostorů) — *Ladymon S.*, 51.
— A modern tennis club (Moderní tenisový klub) — *Romano P.*, *Sipple J.*, 57—58.
— A new home for the Miami Philharmonic Orchestra (Nová budova filharmonie v Miami) — *Gill G.*, 60—63.
— Finnish illuminating engineering (Osvětlení ve Finsku) — *Lampi E.*, 64—68.
— Charles River Park Synagogue — a sculptural memorial to Boston's West End (Osvětlení památníkův Bostonu) — *Tseckares Ch. B.*, 69—70.

Lichttechnik 26 (1974), č. 5

- Hannover-Messe im Wandel (Proměny hannoverského veletrhu — nabídka svítidel) — *Muth W.*, 227—230.
— Neumusterung der Wohnraumleuchten (Nové vzory bytových svítidel) — *Welk R.*, 231—234.
— Ein neues Verfahren zur Kennzeichnung der Reflexionseigenschaften von Fahrbanddecken (Nový způsob určování odrazných vlastností povrchů vozovek) — *Erbay A.*, 239—244.
— Über lichttechnische Daten der extraterrestrischen Solarstrahlung (Světelné technická data mimozemského slunečního záření) — *Dovan P.*, *Krochmann J.*, 245.

Lichttechnik 26 (1974), č. 6

- Zweckleuchten (I) (Účelová svítidla — díl 1. — nabídka) — *Scholtyssek D.*, 267—270.

— Glasleuchten und Beleuchtungsglas auf der Hannover-Messe 74 (Skleněná svítidla a svítidlové sklo na veletrhu v H.) — *Welk R.*, 272—273.

— Strassenleuchten für eine Fussgänger-Zone in Köln (Svítidla pro pěší komunikace v K.) — 276.

— Spektralphotometrische Untersuchungen an Weissstandards (Spektrofotometrický výzkum standardu bílé) — *Terstiege H.*, 277—282.
— Der Einfluss der Leuchtdichtestruktur von Lichtquellen auf die Blendempfindung (Vliv struktury jasů od zdrojů světla na stavy osvětlení) — *Eberbach K.*, 283—286.

RAS — Rohr-Armatur-Sanitär-Heizung 29 (1974) č. 5

- Einblick in 2000 Jahre Zentralheizungstechnik (Pohled do 2000 leté historie ústředního vytápění) — 262.
— Bemühung um Energie-Ersparnis zeichnet sich in allen Bereichen ab (Snahy po úspoře energie se ukazují ve všech oblastech) — 269—273 (Intherm 1974 Stuttgart).
— Küchentechnik 3 (Příloha Technika v kuchyni, 3. část) — K145 — K180.
— Küchen nach Gutsherrenart (Kuchyně v exkluzivním provedení) — K148—K150.

RAS — Rohr-Armatur-Sanitär-Heizung 29 (1974) č. 6

- Spezialausstattung für moderne Krankenhäuser (Zařízení pro vybavení nemocnic od fy. Zimmer a Kellermann, Düsseldorf) — 331.
— Sanitärfachhandel mit projektbezogener Modellpräsentation (Zařízení pro nemocnice, předváděná sanitárním velkoobchodem, v modelovém prostředí jako navrhovaná) — 332—333.
— Krankenhäuser und Pflegeheime sind ein beachtliches Betätigungsfeld für die Sanitärtechnik (Nemocnice a ústavy pro престárlé jsou pozoruhodným polem působnosti pro zdravotní techniku) — 333—343.

Sanitär-und Heizungstechnik 39 (1974), č. 5

- Intherm 74 — Ansatzlösungen zu höheren Wirkungsgraden (Intherm 74 — Řešením osazení k vyšší účinnosti) — 311—315.
— Einführung wiederkehren — der Prüfungen bei Druckausdehnungsgefässen? (Diskuse k problému opakování zkoušek u tlakových expanzních nádob) — 316—218.
— Muffenloses Entwässerungssystem im Verwaltungsneubau der Oberpostdirektion Düsseldorf (Bezhrdlvé spoje na odvodňovací soustavě v budově ředitel. pošt v D.) — *Seiwert G.*, 321—323.
— Brandschutztechnische Anforderungen an Lüftungsleitungen (Požadavky ochrany proti šíření požáru na vzduchovody) — *Weise E.*, 324—331.
— Prüfung und Registrierung von Raumheizkörpern nach DIN 4704 (Zkoušení a registrace topných těles pro místnosti) — *Kast W.*, 332—333.

— Computerprogramme für die Heizungs- und Klimatechnik (Programy do počítačů pro vytápění a klimatizaci) — 334—337.
 — Angebotserstellung für Heizungsanlagen (Sestavení nabídky počítačem pro otopná zařízení) — *Born. O., Milius P. M.*, 337—339.
 — Gewinderohre für Hausinstallationen (Závitové trubky pro domovní instalace) — diskuse — *Kinzler F.*, 340—341.
 — Wärmeschutz und wirtschaftliche Raumbeheizung mit Gas (Tepelná ochrana a hospodárné vytápění bytů plynem) — *Ferencik V.*, 342—343.
 — Bessere Kooperation zwischen Architekt und haustechnischem Ingenieur gewünscht (Je žádána lepší spolupráce mezi architektem a specialistou pro domovní instalace) — 344—347.
 — Garantievertrag zwischen Herstellern und weiterverarbeitenden Unternehmen der Heizungs- und Klimatechnik (Garanční smlouva mezi výrobcem a montážními závody v oboru vytápění a klimatizace) — 348—349.
 — WILO-Fertigbecken (Venkovní bazény zn. WILO) — 367.
 — Küchentechnik (Příloha „Technika v kuchyni“) — 3. díl. K145—K180.

Sanitär- und Heizungstechnik 39 (1974), č. 6

— Die wichtigsten Bestimmungen des Immissionsschutzgesetzes (Nejdůležitější ustanovení zákona na ochranu proti imisi) — 382—383.
 — Korrosionsschäden an Rohrleitungen durch Einwirkung von Baustoffen und Isoliermaterialien (Korozivní poškození potrubí působením stavebních hmot a izolačních materiálů) — *Kruse C. L.*, 384—388.
 — Elementierte Fussbodenheizungen (Skaladebné prvky podlahového vytápění) — 389—391.
 — Unsicherheit bei Werkstoff-Fragen (Nejistoty při používání různých materiálů při výstavbě plaveckých bazénů — diskuse) — 392—393.
 — KOK-Richtlinien: Normen für das Schwimmbadwasser (Společná práce koordinační skupiny — normy pro vodu do koupacích zařízení) — *Reichelt P.*, 394—397.
 — Die Industrie erwartet qualifizierte Planungsarbeit (Výrobní závody očekávají — při výstavbě plaveckých zařízení — dobrou projektovou přípravu) — *Hoelscher W. B.*, 398—400.
 — Schwimmbäder nichts für das Volk? (Plavecké bazény nejsou pro lid?) — 405.
 — Entfeuchten und Beheizen von Schwimmbädern mit Wärmepumpen (Zbavování nadbytečné vlhkosti a vytápění prostorů s plaveckými bazény tepelnými čerpadly) — 406+408.
 — Warum Holz und welches für die Sauna? (Proč dřevo a jaké pro sauny?) — 408.
 — Wärmepumpen-Verbundanlage für ein Hallenbad (Blok tepelných čerpadel pro halové lázně) — *Berg G.*, 411—413.
 — Klimatisierungssystem für die Schwimm-

halle (Klimatizační soustava pro plaveckou halu) — *Stieper K.*, 414—415.
 — Hygiene im Hallenbad (Hygiene v prostoru halových lázní) — *Kannewischer B.*, 416—420.

Stadt- und Gebäudetechnik 28 (1974), č. 5

— Aufgaben zur Erhöhung der Materialökonomie im Industriezweig Technische Gebäudeausrüstung (Úkoly pro zvěřování úspory na materiálech ve výrobě technických zařízení budov) — 129.
 — Lagerwirtschaft-Materialökonomie (Úspory materiálu a skladové hospodářství) — *Köhler R.*, 130—131.
 — Betrachtungen zur erforderlichen Genauigkeit bei der automatisierten Projektierung von Gebäudeheizungsanlagen (Úvaha o potřebné přesnosti při strojním navrhování otopných zařízení pro budovy) — *Gluck B.*, 131—136.
 — Materialökonomie bei der Projektierung von Anlagen der technischen Gebäudeausrüstung (Úspory materiálu při navrhování technických zařízení budov) — *Barleben G.*, 137—139.
 — Palettierung und Container Versand von Plattenheizkörpern (Paletizace a kontejnerizace deskových topných těles) — *Berger H.*, 140—141.
 — Hilfsmittel für die Auswahl von Schalldämpfern (Pomocný nomenclatur pro volbu tlumičů hluku) — 141—142.
 — Plastrohre für den Transport von Erdgas (Potrubí z plastických hmot pro dopravu zemního plynu) — *Gruner H.*, 142—143.
 — Untergrundvorbehandlung von Schadstellen in Anstrichsystemen (Základní výhrady k místům poškození nátěrů) — *Fuchs M.*, 144—145.
 — Berechnung der Wanddicke von Rohren und Behältern mit unrundem Querschnitt gegen äusseren Überdruck (Výpočet tloušťky stěn u potrubí a zásobníků s neoblym průřezem proti vnějšímu přetlaku) — *Schindler H.*, 146—150.
 — Materialökonomie — ein Schwerpunkt im Bereich der ortsfesten Raumheizung (Úspora materiálu je středem zájmu při místním vytápění bytů) — *Nahs H.*, 151.
 — Ergebnisse der Gebrauchswert-Kosten-Analyse bei Kohleraumheizern (Výsledky rozboru nákladů spojených s užžitnou hodnotou topidel na uhlí pro místnosti) — *Belling D.*,
 — Pragotharm 73 (Informace o výstavě) — 154—158.

Stadt- und Gebäudetechnik 28 (1974), č. 6

— Übergang zur neuen Kräfteinheit Newton (N) nach dem SI-Einheitensystem (Přechod k nové jednotce síly Newton (N) podle mezinárodní Měrové soustavy) — *Knobloch W.*, 161—162.
 — Ein Vorschlag zur Berücksichtigung der Empfindungstemperatur in Räumen des Wohnungs- und Gesellschaftsbaus (Návrh na zohlednění vnímané teploty v obytných a společenských budovách) — *Gluck B.*, 162—164.

— Der Einfluss des thermischen Auftriebes auf den Lüftungswärmebedarf von mehrgeschossigen Gebäuden (Vliv tepelného zvýšení na spotřebu tepla pro větrání ve vícepodlažních budovách) — *Richter W., Kraft G.*, 165—170.

— Geräte für die Untergrundvorbehandlung bitumenisolierter Rohre und Fomstücke (Zařízení na základní zpracování asfaltovaných trub a tvarovek) — *Frohne K.*, 171—173.

— Leipziger Frühjahrsmesse 1974 (Novinky lipského veletrhu 1974) — *Sperling S., Tischendorf K., Thieme W.*, 174—177.

— Verbrennungsgeregelter Kachelofen zur Minderung des Bedienungsaufwandes (Kachelová kamna s regulací spalování snižují náklady na obsluhu) — *Prestorf K. H., Schulze W.*, 178—179.

— Verbesserung des Wohnkomforts durch Kachelofen-Luftheizungen (Zvyšování komfortu bydlení teplovzdušným vytápěním pomocí kachlových kamen) — *Keller K.*, 179—180.

— Die Ausbildung von Ingenieuren für Gasversorgungstechnik (Výchova inženýrů pro obor „technika zásobování plyny“) — *Kurth K.*, 181—183.

— Die Aufgaben des Meisters im Gesundheits-, Arbeits- und Brandschutz (Úkoly mistra při ochraně zdraví a při pracovní a požární ochraně) — *Haase H.*, 183—184.

Staub Reinhaltung der Luft 34 (1974), č. 6

— Kommentar: Das Bundes-Immissionsschutzgesetz (Komentář: Zákon NSR o ochraně proti imisím) — *Feldhaus G.*, 203—206.

— Beurteilung der lufthygienischen Bedingungen in der Region Untermain mittels niederer und höherer Pflanzen (Posouzení hygienických podmínek vzduchu v oblasti pod Mohanem podle nižších a vyšších rostlin) — *Steubing L., Klee R., Kirschbaum U.*, 206—209.

— Beziehungen zwischen der Korrosionsrate von Stahl und den Immissionsraten verschiedener Schadstoffe (Vztahy mezi druhem koroze ocele a druhy imisí různých škodlivých látek) — *Luckat S.*, 209—213.

— Nachweis schwermetallhaltiger Immissionen durch ausgewählte pflanzliche Indikatoren (Důkaz imisí obsahujících těžké kovy vybranými rostlinnými indikátory) — *Schönbeck H.*, 214—224.

— Langfristige Immissionswirkungen an ungeschütztem Nutzholz (Dlouhodobé účinky imisí na nechráněném užitkovém dřevě) — *Arndt U., Gross U.*, 225—227.

— Kolloquium: „Natursteinkorrosion am Kölner Dom“ am 25. Oktober 1973 in Aachen (Koloquium konané 25. října 1973 v Cáchách: „Koroze přírodního kamene na kolínském dómu“) — 228—229.

Staub Reinhaltung der Luft 34 (1974), č. 7

— Das Fallverhalten nicht-kugelförmiger Teilchen (Průběh pádu částic nekulového tvaru) — *Horvath H.*, 251—256.

— Zur Morphologie feinteiliger Mangan (IV) oxide (Braunsteingruppe) (K morfologii jemně

rozdělených kysličníků manganových (skupina burelová) — *Newesely H., Meldau R.*, 256—260.

— Die röntgenographische Quarzgehaltsbestimmung in dünnen Schichten auf Filtern abgeschiedener Feinstaubproben (Rentgenografické stanovení obsahu křemene v tenkých vrstvách na filtrech odloučených zkušebních vzorků jemného prachu) — *Heidermanns G.*, 260—364.

— Ein neuer Präparatträger zur Röntgenbeugungsanalyse von auf Filtern abgeschiedenen Staubproben (Nový preparační nosič k rentgenové difrakční analýze odloučených vzorků prachu na filtrech) — *Hasen M., Dengler F.*, 264—266.

Svetotechnika 43 (1974), č. 5

— Typové řešení osvetitelných ustanovok mechanických i instrumentálnych cechov (Typová řešení osvětlovacích zařízení v mechanických dílnách a nástrojárnách) — *Varsanofeva G. D., Guseva L. S.*, 1—4.

— Povyšenie efektivity luminescentnych lamp s pomocou zaštitných plienok na skle (Zvýšení účinnosti zářivek pomocí krycích mřížek na skle) — *Gorjunov V. A., Lavrenko L. M., Skvorcova L. I.*, 5—6.

— Techniko-ekonomické ukazatele ustanovok ultrafioletovogo obľučenia selskochozajstvennych životnych (Technickoekonomické ukazatele pro UV zářiče, používané pro hospodářská zvířata) — *Osetrov P. A.*, 6—9.

— Ustanovka dlja fotometrirovanija podvodnyh priborov (Zařízení na fotometriování svítidel umístěných pod vodou) — *Suvorova I. G., Chazanov V. S., Černyšova N. V.*, 9—10.

— Ob ekonomickéj celosoobraznosti razrabotki lamp-svetilnikov (O ekonomické účelnosti rozpracování tvarovaných žárovek) — *Matveev A. B.*, 14—15.

— O nekotorych naučno-organizacionnyh voprosach razvitija svetotechniki na sovremennom etape (O některých vědecko-organizačních otázkách rozvoje světelné techniky na současném vývojovém stupni) — *Jurov S. G.*, 15—17.

— Rešenija svetotechničeskoj sekcii Techničeskogo sověta instituta Tjažpromelektroproekt (Otázky a odpovědi na problémy ze světelné techniky vypracované v T.) — *Kljuev S. A.*, 18—19.

— Osnovnye normativnye dokumenty po proektirovaniju, ustrojstvu, montažu a eksploatacii osvetitelných ustanovok (Základní normy pro navrhování, zřizování, montáž a používání osvětlovacích zařízení) — 20—21.

— Pervye demonstracii električeskogo osveščeniya lampami nakalivanija (Prvé předvedení elektrického žárovkového osvětlení) — *Lazarev D. N., Čebotareva G. N.*, 22—23.

Svetotechnika 43 (1974), č. 6

— Matematičeskoe planirovanie svetotechničeskogo eksperimenta (Matematické rozpracování světelné technického pokusu) — *Motrenko E. I.*, 1—3.

— O serii luminescentnyh lamp možnosťju

20 Vt (O sérii zářivek příkonu 20 W) — *Ivanov V. N., Kirsanov R. F., Nesenenko G. V., Rodionov P. M.*, 3—4.

— Povyšenie jarkosti i stabilnosti elektroljuminiscentnyh panelej (Zvýšení jasů a stálosti u luminescenčních panelů) — *Beloglovskaja T. I., Dolgopolova L. H.*, 11—12.

— Razrabotka i vnedrenie lamp-svetilnikov — odno iz važnejšich napravlenij razvitija svetotekničeskich izdelij (Rozpracování a zavedení tvarovaných žárovek je jedním z vážných směrů rozvoje světelné techniky) — *Ajzenberg Ju. B., Saryčev G. S.*, 12—14.

— O nekotorych aspektach problemy sozdanija naučnogo zadela v oblasti svetotekniky (O některých pohledech na problémy vytváření vědeckého základu v oblasti světelné techniky) — *Zusman A. S.* 14—15.

— Rešenija svetotekničeskoi sekcii Techničeskogo soveta instituta Tjažpromelektroproekt (Otázky a odpovědi na problémy ze světelné techniky vypracované v T.) — *Ključev S. A.*, 16—18 pokrač. a dokonč.

— Primenenie EVM dlja postroeniya uslovyh izoljuks osvetitelnyh priborov (Použití počítače k sestavení předpokládaných izolux osvětlovacího zařízení) — *Vajněstev N. A.*, 18—21.

— Tablicy ordinat izoljuks gorizontальной osveščennosti dlja prožektorov tipa PES-45 (Tabulky souřadnic izolux pro horizontální osvětlení od reflektoru typu PES-45) — *Serenko N. I.*, 22—25.

Vodosnabženie i sanitarnaja technika (1974), č. 7

— Metodika približennogo rasčeta social'no-ekonomičeskoi effektivnosti primenenija kondicionirovanija vozducha (Metodika přibližného výpočtu sociálně ekonomické efektivity využití klimatizace vzduchu) — *Pavlučhin L. V.*, 20—23.

— Novyj avtomatizirovannyj otopitel'nyj kotloagregat GAZ-900 (Nový automatizovaný vytápěcí agregát GAZ-900) — *Gorškova G. F.*, 24—25.

— Panel'no-konvektornoe otoplenie v dcmach povyšennoi etažnosti (Panelové konvektorové vytápění ve vícepodlažních domech) — *Nikitin V. M.*, 26.

— Issledovanie električeskich sistem obogreva novogo tipa (Výzkum elektrických ohřívacích systémů nového typu) — *Chudenko A. A.*, 28—30.

— Sistemy otoplenija s kotel'nymi na kryše (Vytápěcí systémy s kotelnami na střeše) — *Basin G. L.*, 32—35.

— Naučno-techničeskaja konferencija po teplosnabženiju žilyh i obščestvennyh zdanij (Vědeckotechnická konference o zásobování obytných a veřejných budov teplem), 35—37.

— Naučno-techničeskaja konferencija „Ochra-na okružajuščej srody ot zagražnenij (Vědeckotechnická konference „Ochrana životního prostředí před nečistotami), 37—38.

Vodosnabženie i sanitarnaja technika (1974), č. 8

— Novoe v regulirovanii dvuchventiljatornyh sistem kondicionirovanija vozducha i ventiljacii (Novinky v regulaci dvouventilátorových systémů klimatizace vzduchu a větrání) — *Mekler V. Ja., Ovčinnikov P. A., Agafonova L. I., Šavkin V. A.*, 18—20.

— Podbor rukavnyh fil'trov (Výběr rukávo-vých filtrů) — *Panov S. V.*, 20—25.

— O vnedrenii programmnogo otpuska tepla (O zavádění programovaného pouštění tepla) — *Čistovič S. A., Melent'ev A. N., Šagan I. B.*, 25—28.

— Novye eksperimental'nye proekty ventiljatornyh gradiren (Nové projekty ventilátorových chladicích věží) — *Ivanov T. P.*, 31—32.

— Issledovanie na modeli charaktera rasprostraneniya gartovoj pyli v pomeščennii (Studium charakteru šíření prachu v tiskárnách na modelu) — *Il'ič V. P., Božkarev V. N.*, 33—34.

— Vmesto četyrehrjadnogo konvektora — otopitel'naja panel' (Místo čtyřřadého konvektoru — vytápěcí panel) — *Osokin N. P.*, 36.

ztv

1

Zdravotní technika a vдуchotechnika. Ročník 18, číslo 1, 1975. Vydává Česká vědeckotechnická společnost, komitét pro techniku prostředí, v Akademii, nakladatelství Československé akademie věd, Vodičkova 40, 112 29 Praha 1. Adresa redakce: Dvorecká 3, 147 000 Praha 4. — Tiskne Tisk, knižní výroba, n. p., 656 01 Brno, závod 1. — Vychází šestkrát ročně. Objednávky a předplatné přijímá PNS, admin. odbor. tisku, Jindřišská 14, 125 05 Praha 1. Lze také objednat u každého poštovního úřadu nebo doručovatele. Cena jednoho čísla Kčs 8,—, roční předplatné 48,—. (Tyto ceny jsou platné pouze pro Československo.)

Sole agents for all western countries with the exception of the German Federal Republic and West Berlin JOHN BENJAMINS B. V., Amstel-dijk 44, Amsterdam (Z.), Holland. Orders from the G.F.R. and West Berlin should be sent to Kubon & Sagner, P.O. Box 68, 8000 München 34 or to any other subscription agency in the G.F.R.

Annual subscription: Vol. 18, 1975 (6 issues) Dutch Glds. 48,—.

Toto číslo vyšlo v dubnu 1975.

© Academia, Praha 1975.