

ztv

ZDRAVOTNÍ TECHNIKA A VZDUCHOTECHNIKA

nositel Čestného uznání České vědeckotechnické společnosti

Ročník 18

Číslo 3

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

| | | |
|-------------------------------|---|-----|
| F. Máca: | Vývoj klimatizace v Československu | 133 |
| Doc. Ing. J. Chyský, CSc.: | Ohřívače a chladiče vzduchu při změněných poměrech | 141 |
| Ing. P. Antipovič: | Optimalizace chladicího výkonu a meze hospodárnosti strojního chlazení v klimatizaci textilních pŕádelen . | 149 |
| Ing. V. Špinar: | Klimatizační zařízení pro provozy jemné mechaniky . | 167 |
| J. Křečan: | Klimatizační zařízení hotelu Intercontinental Praha . | 175 |

CONTENTS

| | | |
|-------------------------------|---|-----|
| F. Máca: | The development of air conditioning technology in Cze- choslovakia | 133 |
| Doc. Ing. J. Chyský, CSc.: | Air Heaters and Air Coolers at changing conditions . | 141 |
| Ing. P. Antipovič: | Optimizing the cooling output; economic limits for using refrigeration systems in air-conditioning textile spinning factories | 149 |
| Ing. V. Špinar: | Air conditioning system for fine machinery works . . | 167 |
| J. Křečan: | Air conditioning equipment in Hotel Intercontinental in Prague | 175 |

СОДЕРЖАНИЕ

| | | |
|----------------------------------|--|-----|
| Ф. Маца: | Развитие кондиционирования воздуха в Чехословакии . . . | 133 |
| Доц. инж. Й. Хиски, к. т. н.: | Воздухонагреватели и воздухоохладители при перемен- ных условиях | 141 |
| Инж. П. Антипович: | Оптимизация холоднопроизводительности и пределы экономности механического охлаждения и кондицио- нирования воздуха в текстильных прядильных фабриках | 149 |
| Инж. В. Шпинар: | Установки для кондиционирования воздуха для цехов точной механики | 167 |
| Й. Кржечан: | Установка для кондиционирования воздуха в гостинице „Интерконтинентал“ в Праге | 175 |

SOMMAIRE

| | | |
|-------------------------------|---|-----|
| F. Máca: | Développement du conditionnement d'air en Tchéco- slovaquie | 133 |
| Doc. Ing. J. Chyský, CSc.: | Réchauffeurs et refroidisseurs d'air aux conditions va- riées | 141 |
| Ing. P. Antipovič: | Amélioration du rendement réfrigérant et les limites d'économie du refroidissement à machine dans le con- ditionnement d'air des filatures textiles | 149 |
| Ing. V. Špinar: | Installation de conditionnement d'air pour les exploita- tions de la mécanique de précision | 167 |
| J. Křečan: | Installation de conditionnement d'air dans l'hôtel „In- tercontinental“ à Prague | 175 |

INHALT

| | | |
|-------------------------------|--|-----|
| F. Máca: | Entwicklung der Klimatechnik in der Tschechoslowakei | 133 |
| Doc. Ing. J. Chyský, CSc.: | Luftherwärmer und Luftkühler bei veränderten Ver- hältnissen | 141 |
| Ing. P. Antipovič: | Optimierung der Kühlleistung und ökonomische Gren- zen der maschinellen Kühlung in Klimaanlageanlagen für Spinnereien in der Textilindustrie | 149 |
| Ing. V. Špinar: | Klimaanlagen für Feinmechanikbetriebe | 167 |
| J. Křečan: | Klimaanlagen im Hotel Intercontinental in Prag . . . | 175 |

VÝVOJ KLIMATIZACE V ČESKOSLOVENSKU

FRANTIŠEK MÁČA

1. KLIMATIZACE DO ROKU 1945

Přát o historickém vývoji klimatizace u nás je dosti obtížné, protože máme jen velmi málo písemných podkladů. Musíme se vrátit zpět, do roku 1930, kdy byla u nás instalována první klimatizační zařízení. V té době málokterý architekt uvažoval o klimatizaci budovy. Nebyly praktické zkušenosti s projekcí zařízení a teoretických znalostí bylo také málo.

První klimatizační zařízení pro Státní zdravotní ústav, pro studia a hlasatelny Čs. rozhlasu v Praze, budovu Elektrických podniků hl. m. Prahy a výškovou budovu — nyní ÚRO na Žižkově — projektovaly zahraniční firmy — Carrier, Lufttechnische Gesellschaft Stuttgart — zastoupeny Ing. A. Brožem z Prahy. Pro tato zařízení, která jsou ještě dnes v provozu (některé části byly nahrazeny novými), dodaly vzduchotechnické zařízení včetně sprechových praček tuzemské podniky a dovezla se pouze automatická regulace. Strojní chlazení dodaly Škodovy závody.

Kromě těchto větších zařízení v Praze byla realizována klimatizačních zařízení pro operační sály, biografy, obchodní domy, cejchovny a zkušebny v Holešovicích a pak postupně pro průmyslové účely — textil a umělé hedvábí.

V letech 1934—1937 začínaly projektovat a instalovat klimatizační zařízení bývalé firmy Ing. Robert Müller a Ostrak A. G. v Praze. Ostrak provedla klimatizaci v budově dnešní Státní banky v Praze, dnešní budovy Federálního ministerstva dopravy, bývalé plodinové burzy, v několika textilních továrnách, továrnách viskosového hedvábí a továrnách na punčochy. Firma Ostrak dodala také klimatizační zařízení pro synchronní halu a laboratoře Wienfilmu ve Vídni, protože nebyl v Rakousku podnik zabývající se dodávkou klimatizačních zařízení.

Ostatní naše vzduchotechnické firmy se věnovaly hlavně výrobě elementů a pak větrání, teplovzdušnému vytápění, odsávání prachu, pachů a pilin, sušárnám, po případě pneumatické dopravě různých sypkých hmot.

1.1 Podklady pro projekci

Když jsme po roce 1933 začali samostatně u nás projektovat klimatizační zařízení, měli jsme k dispozici pouze knihy „Heizung und Lüftung“ od Rietschela, „Luftbefeuchtung“ od Silberberga a později brožúrky „Klimattechnik“ od Bradtkeho a Rybky (bývalého rodáka z Prahy, žijícího v Torontu v Kanadě). To byly víceméně všeobecné učebnice, ale nikoliv knihy nebo pojednání o klimatizačních zařízeních jaké jsou dnes. Vývojové zprávy o klimatizaci nebo elementech tehdy vůbec neexistovaly. Od automatické regulace „Sauter nebo „Honeywell“ jsme měli přístrojové katalogy s úplně jednoduchými obvody.

Teorie klimatizace se na žádné škole nepřednášela a odborné přednášky se také nekonalý.

1.2. Výpočet klimatizačních zařízení

Dobře pracující klimatizační zařízení musí mít správný vzduchový, tepelný a chladicí výkon, vhodnou distribuci vzduchu a potřebnou energii pro úpravu vzduchu během dne a celého roku. K tomu je nutno znát změnu stavu vzduchu pro celý garanční rozsah venkovního prostředí.

Na počátku jsme měli potíže s výpočtem tepelné zátěže v místnosti, a to jak vnější, tak od technologického zařízení. Staří projektanti dnes proto mluví o jakési třetí generaci výpočtu tepelné zátěže. Stávalo se, že se teplo od strojů v místnosti vůbec neuvažovalo, nebo se počítal plný výkon bez ohledu na vytížení a současnost technologického zařízení. Mnohdy existovaly ještě centrální transmisní pohony velkého počtu textilních nebo jiných pracovních strojů, které se teprve po roce 1945 urychleně nahrazovaly přímými pohony elektromotory.

Neznali jsme zpočátku ani přibližně vliv akumulace tepla stavebních konstrukcí, třebaže jsme instalovali klimatizační zařízení do těžších budov s poměrně malou okenní plochou.

Učili jsme se v praxi, přímo na stavbě jsme každé zařízení a jejich elementy proměřovali

a porovnávali s výpočtem. Podle výsledků jsme si postupem doby výpočtové podklady upravovali a přitom jsme sledovali dostupnou literaturu o klimatizaci. Praxe nám ukázala, že nelze vše, co je v literatuře napsáno, převzít pro praktické řešení a projekci.

Zpočátku bylo velice málo projektantů ovládajících výpočet tepelné zátěže budovy a úpravy vzduchu s automatickou regulací. Teorie klimatizace se tehdy na ČVUT ještě nepřednášela a praxe měla náskok před výukou. Mnoho projektantů volilo výkon klimatizačních zařízení podle známých hodinových výměn vzduchu nebo podobných projektů, ale výkon vy počítat nedovedli.

1.3. Úprava vzduchu

Strojního chlazení vzduchu (strojně chlazenou vodou) se používalo většinou pouze pro komfortní klimatizační zařízení, kdežto pro průmyslovou klimatizaci, ale i pro komfortní zařízení, se používalo sprchových praček a oběhovou vodu (tzv. odparné chlazení).

Byly velké potíže přesvědčit projektanty a odběratele klimatizačních zařízení, že se ve sprchové pračce pouze oběhovou nechlazenou vodou zejména v létě může vzduch ochladit. Projektantům dělala dlouho potíže volba chlazení vzduchu adiabatickým nebo polytropickým způsobem v pračce nebo v povrchovém výměníku s žebrovanou plochou.

Zpočátku se také neznal ani přibližný průběh změny stavu vzduchu v pračce při různých teplotách vody a v povrchovém chladiči. Později se pak kreslila změna stavu vzduchu při chlazení v povrchovém žebrovém nebo lamelovém chladiči podle přímky, což platí pouze pro holou trubku. Teprve později po válce se přišlo na to, že průběh není přímkový, ale podle rozsahu teplot vzduchu a vody je křivkový. Již před válkou se přešlo v USA na přímé chlazení vzduchu ve výparníku chladičového zařízení a u nás se na tento systém přešlo kolem roku 1943. V USA se již před válkou začínaly používat kompaktní klimatizační skříně v obdenném provedení jako dnes.

1.4. Automatická regulace

Až do roku 1966 klimatizační technik sám navrhoval automatickou regulaci, a to většinou pneumatickou pro průmyslová i komfortní zařízení. V některých případech se použilo elektrické regulace většinou evropské výroby.

Myslím, že to bylo po stránce koncepční správné, když projektant klimatizačního zařízení provedl i návrh regulace, protože znal

z výpočtu průběh tepelné zátěže místnosti a z grafického řešení úpravy vzduchu v $i-x$ diagramu znal i přesné požadavky na automatickou regulaci a provoz zařízení.

Velké potíže byly s určováním průměrů regulačních ventilů, protože jsme tehdy ještě neznali „ k_v “ součinitele jako dnes. Při velkém ventilu byla regulace dvoubodová a zařízení pracovala s velkou tolerancí.

Používali jsme již rozváděče a centrální ovládací panely s mramorovou deskou a tyto rozváděče včetně prosvorkování nebo protrubkování jsme sami navrhli a dodavatel klimatizačních zařízení je vyrobil a namontoval.

Stále jsme se učili v praxi při uvádění zařízení do provozu, při regulování a proměťování. Pro každé zařízení se sepsal protokol o celkové funkci a plnění garančních podmínek a doporučení pro úpravu při projekci dalších podobných zařízení. Vedla se projektová kniha s příslušnými specifickými ukazateli a záznamy o ceně.

1.5. Dosažený stav do roku 1945

Po skončení války v roce 1945 měli naši hlavní dodavatelé klimatizačních zařízení minimálně evropskou úroveň, a to bez licencí. Tak např. fa. Ostrak vyrobila již v roce 1942 první ležatou stavebnicovou jednotku o výkonu asi 5 000 m³/h pro fu. Lorenz A. G. Berlin a stavěla různé další ležaté a stojaté jednotky pro klimatizaci a vlhčení vzduchu. V USA se klimatizační jednotky v kompaktním provedení používaly již kolem roku 1935.

Firma Ostrak jako první použila v roce 1940 axiální ventilátor fy. Schicht z Ústí nad Labem pro klimatizační zařízení v textilce v Humpolci. Tato firma dělala také zařízení pro filmové ateliéry UFAfilm v Berlíně pro velice nízkou hladinu hluku.

Nositelům vývoje byl vždy vedoucí projektant a u všech zaměstnanců byla velká profesionální etičnost. Existovala velká konkurence, která nutila vedoucí projektanty k stále odvážnějším řešením. Zařízení nesplňující garanční podmínky nebylo mnohdy převzato a proplaceno a dodavatel musel hradit škody vzniklé instalací vadného zařízení.

Projektanti si zajišťovali dodávky zařízení od propagace klimatizace až po vyfakturování. Celý průběh zpracování zakázky byl v odborných rukou a montážní personál měl vysokou odbornou úroveň. Vedoucí montér byl před zahájením montáže každého zařízení projektantem odborně instruován, upozorněn na případné obtíže a seznámen s funkcí a účelem zařízení. Vedoucí montér podával projektantovi týdenní hlášení o stavu a pokroku montáže a hlásil všechny potíže vy-

skytující se při montáži. Byla co nejužší spolupráce mezi projektantem a montérem.

Protože bylo více firem, zabývajících se klimatizací, byly některé dodávky, hlavně státní, zadávány přes konkursní řízení. Mnohdy nerozhodovala nejnižší cena, ale odborná kvalifikace dodavatele — uchazeče o dodávku.

Podle článku „Sto let vzduchotechniky na území ČSSR“ od Karla Říhy v časopise Technické informace č. 16 z listopadu 1972, vydaném n. p. Janka ZRL Radotín, můžeme rozvoj vzduchotechniky také rozdělit do tří časově přesně ohraničených vývojových etap:

- období vzniku vzduchotechniky (1872—1918),
- období živelného rozvoje oboru (1918—1945),
- období plánovitého rozvoje oboru (od r. 1945).

Zavádění klimatizace u nás spadá do druhé etapy rozvoje oboru vzduchotechniky, kdy už byly vyráběny na určité úrovni potřebné elementy pro úpravu a distribuci vzduchu a výkonné ventilátory.

Klimatizační zařízení v této etapě se dodávala o vzduchových výkonech 1 000 až 250 000 m³/h se sprchovými pračkami většinou zděnými. Pro menší výkony se používaly ocelové pračky. V době války se muselo šetřit pozinkovaným plechem a proto byl mnohdy celý rozvod vzduchu i velkých zařízení o výkonu kolem 250 000 m³/h v hladkých betonových podstropních kanálech, bez řízení (dnešní nár. podnik TESLA ve Vrehlabí a gumárna Náchod). Nebyl problém dodat velké centrální klimatizační zařízení pro celý víceposchodový objekt s ventilátory Φ 1 600/2 nebo 1 800/2 za dobu 6—8 měsíců včetně projekce a montáže.

V tomto období se již také dodávala klimatizační zařízení s velice úzkou tolerancí pro brusírný čoch, pro měrná střediska a pro speciální výroby a zařízení s nízkou hlukovou hladinou pro film.

Již tehdy měli v USA velký náskok v klimatizaci, protože tam zařízení dodávaly závody, vyrábějící strojní chladič zařízení, kdežto v Evropě, jako ještě dnes, většinou závody čistě vzduchotechnické. V USA vyvinuly velké odborné podniky pro účely klimatizace speciální chladič zařízení v kompaktním provedení se spolehlivým a automatickým provozem. Evropské podniky chladič techniky se klimatizací nevěnovaly, a proto se pro klimatizaci dováží i dnes moderní chladič zařízení s pístovými kompresory nebo trubkokompresory pro účely klimatizace v celé Evropě převážně z USA. Evropské firmy chladič techniky se jen ztěžka prosazují. Firma Carrier zavedla pro účely klimatizace

asi v roce 1922 turbokompresor, který byl vyroben v Lipsku a v USA pak dále upraven a zdokonalen. Chladivo pocházelo z Bavorska.

V USA se v této době začala již používat vysokotlaká klimatizace pro výškové budovy, kdežto v Evropě pouze nízkotlaká, vzhledem k tomu, že se zde ještě nestavěly výškové budovy. Pro administrativní budovy se u nás použil systém „multi-vent“ s centrální úpravou větracího vzduchu pro celou budovu a s podcentrálami (zónami) pro vlastní úpravu vzduchu — dohřívání nebo chlazení — v jednotlivých patrech nebo traktu budov. Mnohdy tento systém s určitou modifikací ještě dnes znovu používáme.

2. KLIMATIZACE PO ROCE 1945

Po ukončení druhé světové války byl na našem území poměrně velký počet vzduchotechnických závodů výrobních i dodavatelských, které byly postaveny v letech 1945 a 1948 znárodněny a začleněny do specializovaného vzduchotechnického národního podniku JANKA Radotín. Bylo to celkem 11 větších nebo středních firem a několik dalších menších. Firma Ostrak s filiálkami v Brně, Ostravě a Bratislavě byla zapojena do instalačních závodů a později do n. p. Potrubí. Mnoho projektantů při likvidaci a v důsledku častých organizačních úprav přešlo pak do státních projektových ústavů.

Byl vybudován nový specializovaný závod, dnešní ZVVZ Milevsko, který začal již v roce 1950 produkovat. V Novém Městě nad Váhom vznikly ze závodu n. p. Agrostroj Vzduchotechnické závody n. p., které vyráběly odsávací a větrací zařízení a později se specializovaly na výrobu sušáren a klimatizačních zařízení.

V roce 1953 byl založen dnešní Výzkumný ústav vzduchotechniky v Praze jako rezortní ústav ministerstva těžkého strojírenství.

Přibližně v této době byly u nás zřízeny státní projektové ústavy, ve kterých se začala projektovat vzduchotechnická zařízení, a všechny další odborné profese pro komplexní výstavbu. Domnívali jsme se, že se tím zvýší technická úroveň zařízení a urychlí zavádění nových systémů do projektů praxe, což se ale v plné míře dodnes nepodařilo uskutečnit.

Dnes se klimatizační a ostatní vzduchotechnická zařízení projektují ve státních projektových ústavech a u dodavatelů zařízení. Dodavatelé zařízení poskytují státním projektovým ústavům poradcenskou a konzultační činnost a provádějí odsouhlasování všech projektů jak z hlediska koncepčního, tak výrobně organizačního (podle druhu a způsobu dodávky — finální nebo kusová).

Mnoho menších závodů se zrušilo a dnes jsou od roku 1972 pod generálním ředitelstvím Československých vzduchotechnických závodů v Praze tyto samostatné specializované podniky-gestofy:

- ZVVZ Milevsko pro těžkou vzduchotechniku a pneumatickou dopravu,
- JANKA ZRL Radotín pro klimatizaci a větrání,
- Liberecké vzduchotechnické závody pro výrobu přístrojů a různých elementů,
- Vzduchotechnika Nové Mesto nad Váhom pro výrobu sušáren, klimatizaci a větrání,
- Výzkumný ústav vzduchotechniky v Praze-Malešicích.

Nyní klimatizační zařízení dodávají, n. p., JANKA ZRL Radotín, Vzduchotechnika, n. p., Nové Mesto nad Váhom, Průmstav, n. p., a další tuzemské organizace, a velký počet zařízení se dováží ze zahraničí.

Montáž klimatizačních a ostatních zařízení a instalací se provádí v samostatných montážních závodech, které podléhají ON a které nemají přímé spojení s projekcí nebo konstruací jako dříve. Většinou se projektant o funkci a montáži zařízení nic nedozví, pokud se nejedná o mimořádné případy nebo když zařízení neplní garanční podmínky. To není správné.

Protože se nyní klimatizační zařízení projektují ve velkém počtu vzájemně nezávislých pracovišť, mnohdy projektanty bez potřebných praktických zkušeností, zpomalil se projektování rozvoj klimatizace. Další brzdou rychlejšího rozvoje je to, že projektant smí používat u zařízení pouze typizovaných elementů a přístrojů. V mnoha případech je doba od vývoje až po typizaci pouze typizování úředních předpisů tak dlouhá, že je typizovaný element a celé zařízení při uvádění zařízení do provozu již zastaralý.

Celková organizace od zpracování studie až po montáž zařízení je těžkopádná. Organizace by měla být individuálně přizpůsobená charakteru konečného výrobku, tj. zařízení, které se skládá z velkého počtu elementů a přístrojů vyráběných v různých závodech. (Jde o organizaci při zpracování vlastního zařízení, nikoliv o výrobu v jednotlivých závodech a dílnách).

Každá konzultace projektanta z ústavu s výrobními závody se provádí na písemnou objednávku a pak ještě podle způsobu dodávky (kusová, kompletovaná nebo finální). Praxe ukazuje, že by měly být dodávky větších klimatizačních zařízení v zájmu dodavatele vždy finální.

Mnoho projektantů raději spolupracuje se zahraničními dodavateli, kteří poskytují zdarma

veškeré technické informace v nejkratší době a předají také mnoho technických podkladů a propagačního materiálu. A to je důvod pro dovoz některých zařízení.

2.1 Dodávky zařízení

Po ukončení druhé světové války jsme klimatizovali všechny továrny na výrobu cigaret a zpracování tabáku. Těžištěm klimatizace bylo však v textilním a spotřebním průmyslu, který se tehdy přednostně reorganizoval a modernizoval. Souběžně jsme klimatizovali nově budované a modernizované a značně rozšiřované továrny na viskozové hedvábi v Lovosicích, v Bratislavě, Senici nad Myjavou, Svitou a jinde.

S rozvojem průmyslu se postupně začínají používat klimatizační zařízení ve všech průmyslových sektorech. Požadavky na jejich dodávku již tehdy neustále stoupaly a nemohly být z kapacitních důvodů splněny.

Pro textilní továrny, které požadovaly vyšší relativní vlhkost, tj. 65 ÷ 70 %, se začaly používat systémy s přesyceným vzduchem, buď centrální s rozstřikováním vody tlakovým vzduchem přes speciální trysky nad vzduchovými výústěmi, nebo klimatizační jednotková přesycovací zařízení typ TURBO-UNIT pro vzduchové výkony od 25 000 do 40 000 m³/h. Dnes takové jednotky s přesycením vzduchem o $\Delta x_v \cong 1 \div 3$ g/kg ve vylepšeném provedení dodává Strojtex Dolní Bousov.

Pro průmyslová klimatizační zařízení se začaly ve velké míře používat rovnotlaké axiální ventilátory s konstantním nebo variabilním množstvím vzduchu. U radiálního ventilátoru se regulovalo množství vzduchu v závislosti na tepelné bilanci škrtkicími klapkami v obtoku zónových dohříváků, které měly velké ztráty tlaku. Pro závod na viskozové hedvábi v Bratislavě se dodal svislý axiální ventilátor Φ 6 300 mm pro odsávací výkon $V = 1,500.000$ m³/h v pogumovaném provedení.

Velký počet speciálních klimatizačních zařízení pro výrobu chemických vláken o velkých výkonech byl dodán pro Chemlon n. p. Humenné a Silon n. p. v Plané u Tábora. Provozní náklady klimatizačních zařízení v Chemlonu činí ročně přes 30 milionů Kčs. V posledních dvou závodech pracují všechna klimatizační zařízení 24 hodin denně. Provoz zařízení se kontroluje z centrálních panelů úsekových vzhledem k tomu, že byla výstavba těchto závodů po etapách.

Dodali jsme kromě velkého počtu jiných zajímavých zařízení také klimatizační zařízení pro sportovní palác v Praze Holešovicích se speciálním ovládacím a signalizačním panelem

a klimatizační zařízení pro státní divadlo v Brně a Gottwaldové a klimatizační zařízení pro Čs. televizi Praha a Bratislava s elektronickými ovládacími panely — selectografy z dovozu včetně tiskacích strojů světové úrovně.

Třebaže nebyla k dispozici dostatečná výrobní kapacita, byl i v dřívější době dodán větší počet klimatizačních zařízení do Polska, Číny, Vietnamu a Egypta, a to hlavně vzduchotechnickou společností Ing. A. Brož a pak n. p. JANKA. Do Polska to byla klimatizační zařízení pro větší počet textilních a tabákových továren a pro tři továrny na viskozové hedvábní. Do Vietnamu jsme dodali pro tkalcovnu asi 30 zařízení s přesycováním vzduchu a pro Egypt klimatizační zařízení běžné a s přesycováním vzduchu pro přádelny, tkalcovny a mlékárny. Do Číny jsme dodali zařízení pro tepelné elektrárny, tiskárnu, krátkovlnnou vysílačku a pro filmové laboratoře, kde jsme u zařízení pro sušení vyvolaného filmu použili tepelného čerpadla. Též pro Koreu jsme dodali klimatizační zařízení s tepelnými čerpadly a v normálním provedení. Tato zařízení dodávaná do roku 1964 využívají mnohdy odpadového tepla z technologického zařízení nebo odpadového vzduchu pro úpravu venkovního vzduchu, takže nebylo nutné v jednom případě instalovat kotelnu pro vytápění budovy.

Největší klimatizační zařízení pro export bylo dodáno pro Zeissový závod v Jeně. Několik zařízení této dodávky udržuje v místnostech teploty vzduchu s tolerancí $\pm 0,1$ až $0,2$ °C. Chladicí výkon s rezervou činí $29 \cdot 10^6$ W ($\approx 25 \cdot 10^6$ kcal/h). Tato zařízení jsou vybavena měřicí ústřednou METRA n. p. Blansko.

Dosud největší tuzemská dodávka klimatizačních zařízení byla pro Chemlon, n. p. Humenné. Některá zařízení musí v místnostech (v tlakovém sprádacím kotli) udržovat např. přetlak 265—345 Pa (27 — 35 kp/m²) s tolerancí ± 10 Pa. Teplota a relativní vlhkost prostředí u všech zařízení musí být udržována s poměrně úzkou tolerancí. Instalovaný výkon chladicí stanice s turbokompresory, pístovými kompresory a nověji se šroubovými kompresory je kolem $35 \cdot 10^6$ W ($\approx 30 \cdot 10^6$ kcal/h). Některá zařízení pracují již nepřetržitě 24 hodin denně od roku 1960 a budou muset být vbrzku inovována. Velká pozornost se zde musí věnovat filtraci vzduchu, která by měla být v budoucnu minimálně dvoustupňová, protože se jinak nedocílí naprosto bílého vlákna.

Od roku 1960 se u nás projektuje vysokotlaká klimatizace všech systémů jedno- a dvoukanálových. Indukční jednotky různých provedení pro svislou a ležatou montáž se vyrábějí v Libereckých vzduchotechnických závodech v Liberci a nemusí se dovážet, kdežto expanzní a směšovací skříně pro vzduchovou

klimatizaci se dosud používají z dovozu. Lze počítat s tím, že skříně tuzemské výroby budou k dispozici v roce 1976.

Dodali jsme vysokotlakou klimatizaci VTK u nás do tří výškových hotelů, pěti administrativních budov, pro Čs. televizi v Bratislavě, v Praze a pro lůžkové části nemocnic, a to vesměs z tuzemských výrobků.

Měli jsme dlouho velké potíže s výrobou vhodných vyústí pro přívod a odvod vzduchu. Moderní vyústě dodává nyní Strojtex, n. p. Dolní Bousov a potřebné projektové podklady jsou k dispozici.

Jsou potíže s dodávkou vzduchovodů jak kruhových, tak obdélníkového profilu. Je u nás několik moderních strojů na výrobu vzduchovodů a o dalších se uvažuje, ale kapacita stále nestačí.

Protože nestačila výrobní kapacita Čs. vzduchotechnických závodů na výrobu vhodných jednotkových — skřínových zařízení pro výpočetní střediska, vyrábí takové jednotky TESLA, n. p. Jejich výrobní kapacita ale také nestačí pokrýt plnou potřebu, a proto se velký počet speciálně řešených klimatizačních zařízení pro spodní výfuk do podlahy musí dovážet.

Nemůžeme vyrábět všechno, to je naprosto jasné, ale můžeme a máme vyrábět taková zařízení, kterých se mnoho potřebuje a která se dají universálně použít pro velkou škálu zařízení a budov. Trend klimatizace přechází do značné míry právě na jednotková nebo skupinová zařízení, aby se omezilo použití vzduchovodů v budovách.

Od roku 1958 u nás používáme pro úpravu vzduchu stavebnicových ležatých jednotek místo dřívějších zděných strojoven s jednotlivými elementy v příčkách. Původně projekci n. p. JANKA navržené celoplechové jednotky v jednoduchém a levném provedení do výkonu 14.000 m³/h byly nahrazeny novou, ale značně drahou řadou SKJ do vzduchového výkonu pro větrání až 40 000 m³/h. Jednotky mají ventilátorové komory pro nízko- a vysokotlaké ventilátory a používají se proto pro všechny systémy klimatizace a větrání. V současné době se provádí inovace a podle možnosti rozšíření o jednu větší a jednu menší jednotku. Tyto jednotky budou vyrábět společně n. p. JANKA ZRL Radotín a Vzduchotechnika Nové Město nad Váhom. Takové jednotky podle zahraniční licence vyrábí též Kovona Karviná.

2.2 Dnešní úroveň a potíže

Obor klimatizace je rozsáhlý, zasahuje do všech oborů a života lidí ať již při práci, odpočinku nebo léčbě, a proto mu bude nutno věnovat čím dále tím větší péči.

Projekce klimatizačních zařízení je nejen komplikovaný a rozsáhlý výpočet tepelné zátěže a výkonů zařízení, komplikovaná konstrukce a koordinace mnoha profesí v budově, ale též umění a někdy i cit. Projektant musí mít rozsáhlé teoretické znalosti z mnoha oborů a rozhoduje o celkové koncepci zařízení, o výši investičního nákladu, spotřebě energie a provozních nákladech. Musí sledovat vývoj nejen vlastní profese, ale i ve stavebnictví a realizovat odvážně a urychleně všechny nové a moderní systémy v praxi. Projektant má být rádcem architekta po stránce tepelné technické a architekt má mít zase pochopení pro potřeby klimatizace, která se stává nedílnou součástí každé lehké budovy.

Projektant klimatizačních zařízení navrhuje celkové řešení klimatizace včetně chlazení a vydává podklady pro návrh zdrojů tepla, rozvodů teple a studené vody, propojení vodních rozvodů s čerpadly, tlumení hluku, a dále pro návrh regulačních systémů, měření, signalizace, ovládání, a ručí za správnou funkci.

Celková koncepce řešení vychází od projektanta klimatizace a všechny jmenované instalace jsou pomocnými zařízeními pro klimatizaci. Je-li třeba pouze jedna část špatná, nemůže zařízení splnit garanční podmínky.

Dnes se teorie klimatizace přednáší na vysoké úrovni na ČVUT, vycházejí dva odborné časopisy, DT Praha koná každoročně školení projektantů a pořádají se postgraduální kurzy. Projektanti mají k dispozici velké množství zahraničních odborných časopisů s překlady a výtahy. Zahraniční podniky předávají zdarma hodnotné projekční podklady. Téměř každý rok se koná buď národní nebo mezinárodní konference se speciálním nebo všeobecným zaměřením, většinou současně s výstavou PRAGOTHERM. Mimo to se konají symposia s užším odborným zaměřením. Jsou k dispozici odborné knihy o klimatizaci a větrání, a to ve větším počtu než v jiných zemích.

Výzkumný ústav vzduchotechniky provádí výzkum a vývoj různých elementů a přístrojů a různé modelové zkoušky proudění a chování zařízení v provozu. Přeměřuje výkony elementů a v akustické laboratoři se proměřují elementy po stránce akustické a navrhují se vhodné úpravy pro útlum hluku.

Ve výrobních závodech jsou vývojové konstrukce, zabývající se vývojem a konstrukcí nových elementů a přístrojů až po přípravu pro výrobu. Tím ale na druhé straně se z nich stala normální konstrukční oddělení, která provádějí mnohdy pouze úpravy nebo změny na typizovaných elementech nebo úpravy pro výrobu těchto elementů.

Projekční útvary výrobních závodů zpracovávají až na výjimky prováděcí projekty

podle ÚP zpracovaných ve státních projektových ústavech a nemají mnohdy vliv na koncepci zařízení.

Studie, PÚ a ÚP se zpracovávají pro mimořádná zařízení v rámci kapacitních možností, a to většinou pro ústavy, které nemají k dispozici vzduchotechnika s potřebnou zkušeností nebo dostatek kapacity.

Lze říci, že klimatizace dosahuje u nás v určitém směru světové úrovně, hlavně po stránce teoretické a projekčně koncepční, má ale i mnoho nedostatků. Je to zejména nedostatek energie pro úpravu vzduchu a provoz zařízení. Dalším příčinou je nedostatečná obsluha a údržba zařízení, protože nejsou mzdové fondy, personál se krátkodobě mění a nemá kvalifikaci a znalost funkce zařízení. Pro provozáře klimatizačních zařízení není příslušná nomenklatura ve sborníku práce. Jsou ale případy se vzornou údržbou a vysokou odbornou kvalifikací, jako v Chemlonu, nakladatelství Albatros, Chemopalu, Národním shromáždění a jinde.

Projektanti mají k dispozici malý sortiment tuzemských elementů a přístrojů, prakticky nemáme kompletní automatickou regulaci elektronickou nebo pneumatickou a moderní spolehlivě automaticky fungující chladicí zařízení. Chceme-li, aby zařízení v provozu bezpečně pracovala a plnila automaticky garanční podmínky, jsme nuceni používat automatickou regulaci a chladicí zařízení z dovozu. Elektronické panely pro centrální ovládání a kontrolu technických zařízení v budově též dovážíme.

Nedostatečnou péči věnují montážní závody ukončovacím pracem jako zaregulování, proměření a zaškolení obsluhy do provozu zařízení. To se provádí pouze u velkých zařízení a na zvláštní objednávky. Mělo by však být provedeno i u malých zařízení a bez zvláštní objednávky, protože každé zařízení musí plnit garanční podmínky, ať je to kusová nebo finální dodávka.

V projekci se mnohdy neprovádí koordinace instalačních prací a každá instalace včetně automatické regulace je řešena podle úvahy příslušného specialisty bez ohledu na požadavky provozu klimatizace.

Máme u nás případy, kdy není možno namontované klimatizační zařízení v plném rozsahu provozovat, protože není možné uvést do provozu chladicí zařízení ČKD nebo regulaci ZPA. V některých případech se proto tyto tuzemské dodávky dodatečně nahrazují zahraničními výrobky.

2.3 Další vývoj a opatření

Klimatizační zařízení potřebují pro provoz mnoho energie, proto je nutné spotřebu energie

snížit na minimum. Úsporou energie se musí začít v projekci budov, ale také v projekci klimatizačních zařízení. Některá doporučená opatření v projekci:

Po stránce stavební

- omezit velikost okenní plochy z dnešních 60—70 % na 30—40 %,
- používat spolehlivých stínících zařízení podle možnosti svislých, která propouštějí více světla,
- používat klimatizovaných oken — fasád, prakticky s trojitým zasklením a mezi-prostory temperovat přetlakovým vzduchem. Tím se zvýší v zimě povrchová teplota okna, zvýší se pohoda lidí sedících blízko oken. Součinitel prostupu tepla je $k = 0,35-0,6 \text{ W/m}^2 \text{ K}$; ($\approx 0,3-0,5 \text{ kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$) oproti $k = 3,3-4,0 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ ($\approx 2,8 \text{ a } 3,5 \text{ kcal/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$) u normálních oken a v létě se sníží tepelná zátěž asi o 20—40 %. V tomto případě se může dokonce upustit od topného tělesa nebo přístroje přímo pod oknem pro zachycování studeného vzduchu klesajícího dolů na psací stoly,
- budovy výhodně orientovat vzhledem k světovým stranám, pokud to situace dovolí,
- podle možnosti použít těžší konstrukce stavby. Při předvěšené kovové fasádě těžší příčky, podlahy a stropy. Používat co nejvíce tepelné izolace,
- reflexní sklo je drahé a má určité nevýhody. Při ekonomické rozvaze bylo zjištěno, že je provoz zařízení v budově s reflexním sklem pouze asi o 1,5 % levnější než při dvojitém zasklení čirým sklem.

Po stránce klimatizační

- pro úpravu primárního vzduchu použít regenerativní výměníky (např. Econoventy). V zimě se může krýt veškeré teplo pro předehřívání vzduchu z -15 na $+8 \text{ } ^\circ\text{C}$ a v létě se sníží entalpie o 4—6 kJ/kg ($\approx 1-1,5 \text{ kcal/kg}$). Investiční náklad je úspora na energii zaplacen za 2—3 roky. První použití je v projektu VTK pro výškovou budovu GR SHD v Mostě. Tyto výměníky se musí dovážet, ačkoliv by se daly vyrábět i u nás. Takové výměníky se dají použít i pro klimatizační zařízení operačních sálů a jiných zařízení pro zdravotnická střediska a všude tam, kde se pracuje pouze s venkovním vzduchem, tedy i u průmyslových zařízení. Je již připraven návrh na použití econoventů pro jednotlivé velikosti stavebnicových jednotek SKJ. Při použití econoventů se ušetří také na páře pro vlhčení vzduchu v zimě,
- používat zařízení s variabilním množstvím vzduchu v závislosti na tepelné zátěži místností nebo budov, popř. regulačních

zón. Ušetří se tak energie pro úpravu vzduchu a pohon ventilátorů.

- kde to poměry dovolí, používat tepelných čerpadel a využívat srážecí teplo hlavně v přechodné době a pak pro vytápění nebo přitápění v zimě, samozřejmě na základě ekonomických rozvah a výpočtů,
- využívat více adiabatického chlazení vzduchu ve sprchových pračkách například až do entalpie venkovního vzduchu 7 až 9 kcal/kg (podle parametrů prostředí). Tím se zkrátí provozní doba strojního chlazení, které bývá jinak i v zimě v provozu, např. u zařízení pro výpočetní střediska a zařízení VTK i jinde. U sprchových praček se provede úprava na odkalování — odsolování a stálý přítok menšího množství vody,
- u chladicích zařízení menších výkonů používat vzduchem chlazené srážníky,
- u zařízení VTK využít chladicí zařízení zvláštní úpravy s bypasem pro chlazení sekundární vody a podle ekonomických výpočtů použít tzv. volné chlazení sekundární vody,
- využívat zvláštní akumulaci tepla nebo chladu, kdy jsou elektrárny málo vytížené,
- používat zařízení s nižší tlakovou úrovní, což vyžaduje větší stavebnicové jednotky (méně vytížené s malou ztrátou tlaku). Taková zařízení jsou pochopitelně dražší a náročnější na místo ve strojozně,
- dát přednost zařízení s menší spotřebou energie a s využitím odpadového tepla, třebaže bude investičně dražší,
- použít kratších a menšího počtu vzduchodů v budově. Tím se sníží tlaková ztráta, ale také ztráty tepla a chladu. Vyžaduje to více strojoven v budově vhodně umístěných. Tím se zjednoduší a z hospodárnější projekce a provoz a odlehčí výrobě, protože je nedostatečná výrobní kapacita pro výrobu potrubií,
- používat vždy nejvhodnější koncepci zařízení — systém vzhledem k účelu zařízení nebo budovy, ale nikoliv na úkor vytvoření optimální pohody pro lidi v klimatizovaných místnostech,
- všeobecně používat ventilátory s největší provozní účinností i při regulaci výkonu dolů na 50—60 % a nezapomenout na to, že se účinnost a účinník elektromotoru od určitého dílčího zatížení prudce zhoršuje. Musí se počítat s účinností celého agregátu, a to platí i pro chladicí zařízení všech druhů až na absorpční,
- ve větší míře používat na přívodu a odvodu dvouotáčkové elektromotory, aby bylo možno pracovat s normálním denním a sníženým nočním provozem, např. v nemocnici a jiných budovách, kdy nejsou technologická zařízení plně v provozu.

To jsou pouze některé náměty pro projekci se zřetělem na zhospodárnění provozu.

Již kolem roku 1960 bylo známo, že stávající kapacita podniků nestačí pokrýt tuzemskou potřebu vzduchotechnických zařízení. Místo aby se se před časem rozšířila výrobní kapacita n. p. JANKA ZRL v Radotíně, převedla se krátkodobě výroba filtrů do n. p. TATRA Smíchov a platilo se za osvojení výroby. Sotva že se výroba filtrů rozjela, převedla se do Liberce a to stálo zase peníze. Když bylo nutno vyrábět klimatizační zařízení pro počítače, zase to nebylo v některém vzduchotechnickém závodě, který podobná zařízení vyráběl, ale v podniku slaboproudé techniky, což bylo zase spojeno s větším nákladem. Dnes výrobní kapacita tohoto podniku už zase nestačí pro pokrytí tuzemské potřeby, a je proto nutné, aby se tato situace řešila.

Dokud nebude zajištěna dostatečná výrobní kapacita, není možné výsledky vědy krátkodobě realizovat; vývoj jde rychle kupředu a my nesmíme ztratit krok. Je nutné se nad tím zamyslet.

3. ZÁVĚR

Snažil jsem se zachytit vývoj oboru klimatizace u nás od počátku a seznámit mladé pracovníky s podmínkami, v kterých jsme tato zařízení prosazovali a uváděli do praxe.

Dnes mají projektanti k dispozici mnoho literatury a knih, popisů zařízení a jiného materiálu a spolupracují s kolegy s delší praxí v tomto oboru. My jsme byli odkázáni úplně na sebe a nemohli se s nikým poradit nebo konzultovat a literatury téměř nebylo.

Tehdy jsme se o dodávky téměř mezi sebou rvali, protože se jednalo o existenci naší a všech našich spolupracovníků až po pomocného dělníka v dílně. Dnes je opačná situace a výrovni závody naopak nemohou zase krýt požadavky zákazníků.

Při této příležitosti bych chtěl všem bývalým spolupracovníkům, začínajícím od roku 1935, srdečně poděkovat za spolupráci.

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

ING. ALOIS JUKL — 70 LET



24. května 1975 se dožil 70 let Ing. Alois Jukl, dlouholetý pracovník Studijního a typizačního ústavu a náš vynikající a známý pracovník z oboru vytápění a zdravotních instalací.

Narodil se v Pamětníku u Chlumce nad Cidlinou. Po studích, absolvovaných většinou při zaměstnání, pracoval u různých podniků jako projektant a později jako vedoucí projektového útvaru. Z jeho působení lze jmenovat zejména firmy Josef Kropáček v Praze, Baťa ve Zlíně, Dynamit-Nobel v Bratislavě a Střeďočeské elektrárny v Praze. Nějaký čas vykonával také technický dozor při stavbě sanatorií ve Vyšných Hágách.

Po válce byl Ing. Jukl od začátku při zrodu Studijního a typizačního ústavu v Praze, kde jako vedoucí oddělení usměrňoval vývoj typi-

zace v oboru technických zařízení budov. Díky svým bohatým praktickým zkušenostem dovedl správně odhadnout potřeby tohoto oboru a pod jeho vedením vznikla řada prací, které se staly všeobecně platnými pomůckami pro praxi. Vychoval také mnoho mladých pracovníků a svým pracovním elánem jim byl vždy příkladem.

Ing. Jukl byl a nadále je intenzivně činný i veřejně, například v rámci Vědecko-technické společnosti, kde byl dlouhou dobu členem výboru odborné skupiny pro vytápění. Významná je také jeho činnost publikační, poradenská, přednášková apod. Je autorem dvoudílné učebnice „Vytápění“ pro střední průmyslové školy stavební, a publikace „Vytápěcí zařízení pro byty a rodinné domky“. Dále napsal řadu kapitol a článků pro různé odborné publikace.

U příležitosti významného životního jubilea Přejeme Ing. Juklovi pevné zdraví a do další činnosti mnoho úspěchů.

Redakční rada

● Filtrace atmosférického vzduchu

Krajský výbor ČVTS — komitétu pro techniku prostředí Severočeského kraje nabízí omezený počet sborníku „Filtrace atmosférického vzduchu“. Cena sborníku je 50,— Kčs, rok vydání 1973 a je k dostání na adrese:

Krajská rada ČVTS, Velká hradební 2,
pošt. schránka 183,
400 27 Ústí n. Labem.

OHŘÍVAČE A CHLADIČE VZDUCHU PŘI ZMĚNĚNÝCH POMĚRECH

DOC. ING. J. CHYSKÝ, CSc.

ČVUT-fakulta strojní, Praha

V příspěvku je podán přehled přepočtů změřených výkonů ohřivačů a chladičů vzduchu na hodnoty nominální a výpočet odchylek jejich tepelných výkonů. Současně je podán přehled nejdůležitějších vztahů v jednoduchém tvaru. V druhé části je návod na přepočet změřených parametrů výměníků na hodnoty při změněných vstupních podmínkách.

Recenzoval: Ing. V Hlavačka, CSc.

Ohřivače a chladiče vzduchu jsou nejběžnějšími součástmi větracích a klimatizačních zařízení. Jejich dimenzování se provádí nejčastěji podle podkladů výrobních závodů, které mají velmi různou kvalitu. V praxi je často třeba řešit tyto úlohy:

- stanovit na základě měření, zda použitý výměník má parametry požadované projektantem nebo udávané výrobcem (příčemž není možné zajistit pro měření stejné parametry, jako jsou požadované),
- při měření byly stanoveny tepelné výkony určitého výměníku a má se stanovit, jaké budou výkony tohoto výměníku při jiných podmínkách.

Početní řešení je třeba s ohledem na pracnost přizpůsobit skutečným poměrům, které více či méně znehodnocují přesné řešení. Proto lze doporučit používání jednoduchých vztahů, i empirických, které umožňují rychlejší výpočet a do jisté míry i omezují číselné chyby. Okolnosti, které je třeba respektovat (zejména tím, že vnášejí do výsledků určitou nejistotu), jsou tyto:

- některé veličiny, které se při výpočtu používají, jsou značně nejisté. Jsou to např. součinitelé přestupu tepla na straně vzduchu i vody. Na straně vzduchu má dále značný vliv jakost spojení lamel s trubicí, zanesení mezer mezi žebry prachem, na straně vody vodní kámen, odvzdušnění, rovnoměrnost proudění v paralelních trubicích aj.,
- rozdíl tepelných výkonů stejných výrobků, způsobené technologií, bývají $\pm 5\%$, ale i více,
- stárnutí výměníku při provozu: zhoršuje se spojení lamel s trubicí, trubky se zanášejí, zmenšuje se průtok vody, mezi lamelami se usazuje prach aj.,
- parametry, požadované projektantem se přizpůsobují vyráběné řadě výměníků. Tím vzniká většinou další jistění, z hlediska regulace nežádoucí.

1. ZÁKLADNÍ PRAVIDLA PRO VÝPOČTY

1.1 Prostup tepla žebrovanou trubicí

Součinitel prostupu tepla se vztahuje na plochu vnějšího povrchu žebrované trubky. Tepelný odpor při vedení tepla trubicí se zanedbává. Volný vnější povrch

trubky mezi žebry je malý proti ploše žeber, takže účinnost žeber lze vztahovat na celý vnější povrch. Za těchto předpokladů má vztah pro součinitel prostupu tepla tvar:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \frac{S_e}{S_i} + \frac{1}{\alpha'_e}} \quad (1)$$

Hodnota α'_e v sobě zahrnuje i účinnost žeber, tedy $\alpha'_e = \eta_z \alpha_e$. Lze psát

$$\alpha'_e = \frac{\alpha_e C}{\alpha_e + C}, \quad (2)$$

kde C je konstanta daná tvarem žebra. Pro kruhová žebra stálé tloušťky je

$$C = \frac{1,56s\lambda}{h^2(1 + 0,35 D/d_e)^2} \quad (3)$$

Žebra čtvercová nebo obdélníková se nahrazují pro výpočet kruhovými o stejném povrchu. Součinitel přestupu tepla na straně vzduchu lze stanovit podle různých kritériálních závislostí, většinou složitých při poměrně značných odchylkách výsledků od skutečnosti (např. $\pm 10\%$). Pro praktické výpočty jsou jednodušší a i spolehlivější jednoduché závislosti, stanovené vždy pro určitý výrobek, ve tvaru

$$\alpha'_e = Av^n \quad (4)$$

Korekce na teplotu se většinou neuvažuje. Při nižší teplotě je vyšší α'_e a naopak. Vztáhne-li se průtočná rychlost vzduchu na měrnou hmotnost $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$, je skutečná rychlost vzduchu při vyšší teplotě vyšší. Tím se vlivy teploty a měrné hmotnosti částečně kompenzují, takže korekci na teplotu není nutné uvažovat.

Součinitel přestupu tepla na straně vody je značně větší než na straně vzduchu. Téměř vždy se jedná o turbulentní průtok při poměrně velkých hydraulických odporech. Lze použít empirického vztahu

$$\alpha_i = 2900w^{0,85} (1 + 0,014t) \quad (5)$$

1.2 Ohřivače a chladiče vzduchu jako výměníky

Pro dimenzování výměníků je třeba stanovit střední rozdíl teplot obou tekutin Δt_m . Nejčastěji se používá běžného vzorce pro střední logaritmický rozdíl teplot Δt_m s příslušnou korekcí na příčný proud. Ve většině případů lze poměry idealizovat tak, že se předpokládá, že topná nebo chladičí voda má stálou teplotu rovnající se aritmetickému průměru teploty na vstupu a výstupu z výměníku $t_2 = (t'_2 + t''_2)/2$. Potom

$$\Delta t_m = \frac{t'_1 - t'_2}{\ln \frac{t'_1 - t_2}{t'_1 - t_2}} \quad (6a)$$

Při větších teplotních rozdílech obou tekutin lze počítat se středním rozdílem teplot stanoveným z rozdílu aritmetických průměrů teplot:

$$\Delta t_m = \frac{t'_2 + t''_2}{2} - \frac{t'_1 + t''_1}{2} \quad (6b)$$

V případě, kdy lze považovat teplotu vody za stálou, shodnou s její průměrnou teplotou $(t'_2 + t''_2)/2$ lze stanovit změnu teploty vzduchu ze vztahu

$$\frac{\Delta t_1}{\Delta t'} = 1 - e^{-\frac{kS}{W_1}}. \quad (7)$$

2. PŘEPOČET ZMĚŘENÉHO TEPELNÉHO VÝKONU NA HODNOTU NOMINÁLNÍ

Jako „nominální“ jsou označovány hodnoty, při nichž jsou výkony zaručovány. Je provedeno řešení tří alternativ, postupně složitějších.

2.1 Počáteční teploty obou médií a příslušné průtoky při měření se shodují s nominálními

$$t'_1 = t'^*_1, \quad t'_2 = t'^*_2, \quad W_1 = W^*_1, \quad W_2 = W^*_2.$$

Hvězdičkou jsou označovány hodnoty změřené. Platí:

$$\frac{Q^*}{Q} = \frac{Q + \Delta Q}{Q} = \frac{W_1(t''_1 - t'_1)}{W_1(t''_1 - t'_1)} = \frac{W_2(t'_2 - t''_2)}{W_2(t'_2 - t''_2)} = \frac{\Delta t^*_1}{\Delta t_1} = \frac{\Delta t^*_2}{\Delta t_2}.$$

Poměrná odchylka skutečného tepelného výkonu od výkonu nominálního

$$\frac{\Delta Q}{Q} = \frac{\Delta t^*_1 - \Delta t_1}{\Delta t_1} = \frac{t''_1 - t'_1}{t''_1 - t'_1} = \frac{t'_2 - t''_2}{t'_2 - t''_2}. \quad (8)$$

Relativní odchylka tepelného výkonu od nominálního je zde dána relativní odchylkou změny teploty vzduchu (nebo vody).

2.2 Teploty obou médií na vstupu do výměníku se liší od nominálních, průtoky odpovídají průtokům nominálním

$$W_1 = W^*_1, \quad W_2 = W^*_2.$$

Je třeba provést přepočty změřených teplot na vstupní teploty odpovídající nominálním, stanovit tepelný výkon a ten srovnat s výkonem nominálním, udávaným v podkladech.

Pro tyto podmínky budeme předpokládat v obou případech stejný součinitel prostupu tepla k . Protože měřené průtoky se shodují s nominálními, jsou zachovány hodnoty bezrozměrných komplexů kS/W_1 a kS/W_2 shodné v obou případech. Tím je zachována i podobnost teplotních polí. Změřené hodnoty je třeba podle pravidel podobnosti převést na hodnoty teplot, odpovídající nominálním vstupním teplotám vzduchu i vody. Konečné redukované teploty se však budou lišit od nominálních: $t'_{1\text{red}} \neq t'_1$. Z těchto odchylek se pak určí odchylky tepelného výkonu:

$$t'_{1\text{red}} = (t'_2 - t'_1) \frac{t''_1 - t'_1}{t''_2 - t'_2} + t'_1. \quad (9)$$

Tepelný výkon, redukováný ze změřených teplot na hodnotu odpovídající nominálním vstupním teplotám je:

$$Q_{\text{red}}^* = V_{\text{LCL}}(t_1'^* - t_1'^*) \frac{t_2' - t_1'}{t_2'^* - t_1'^*}. \quad (10)$$

Potom je

$$\frac{Q_{\text{red}}^*}{Q} = \frac{\Delta t_1^*/\Delta t'^*}{\Delta t_1/\Delta t'} \quad (11)$$

a dále

$$\frac{\Delta Q}{Q} = \frac{\Delta t_1^*/\Delta t'^*}{\Delta t_1/\Delta t'} - 1, \quad (12)$$

kde $Q_{\text{red}}^* = Q + \Delta Q$.

Poměr tepelných výkonů se v tomto případě rovná poměru poměrných změn teplot vzduchu.

2.3 Teploty obou médií na vstupu do výměníku a jejich průtoky se liší

Je třeba provést přepočítání všech parametrů ze změřených hodnot na hodnoty nominální a provést srovnání.

Tento případ je nejobecnější. Pro další odvozování je předpokládáno, že odchylky od hodnot nominálních jsou jen malé, aby bylo možno použít diferenciálního počtu. Vycházíme z obecného vztahu

$$Q = kS\Delta t_m$$

a stanovíme relativní odchylku tepelného výkonu δ_Q v důsledku jednotlivých změn:

$$\delta_Q = \varepsilon_k \frac{\partial \ln Q}{\partial k} + \varepsilon_{\Delta t_m} \frac{\partial \ln Q}{\partial \Delta t_m} = \frac{\varepsilon_k}{k} + \frac{\varepsilon_{\Delta t_m}}{\Delta t_m} = \delta_k + \delta_{\Delta t_m}, \quad (13)$$

kde δ_k , $\delta_{\Delta t_m}$ jsou relativní odchylky součinitelů prostupu tepla a středního rozdílu teplot od hodnot nominálních,

ε_k , $\varepsilon_{\Delta t_m}$ jsou absolutní odchylky těchto hodnot.

Relativní odchylku δ_k určíme ze vztahu

$$\delta_k = \varepsilon_w \frac{\partial \ln k}{\partial w} + \varepsilon_t \frac{\partial \ln k}{\partial t} + \varepsilon_v \frac{\partial \ln k}{\partial v}. \quad (14)$$

Pro součinitel prostupu tepla je použit vztah

$$k = \frac{1}{\frac{S_e}{S_i} \frac{1}{2900w^{0,85}(1+0,014t)} + \frac{1}{Av^n}}, \quad (15)$$

kde w je průtočná rychlost vody v trubkách,
 v — rychlost vzduchu v zúženém průřezu.

Potom je

$$\delta_k = k \left[\frac{S_e}{S_i} \frac{1}{2900w^{0,85}(1+0,014t)} \left(0,85\delta_w + \frac{0,014}{1+0,014t} \varepsilon_t \right) + \frac{n}{Av^n} \delta_v \right]. \quad (16)$$

Střední rozdíl teplot určíme z rozdílu průměrných teplot (viz vztah 6b):

$$\Delta t_m = \frac{t'_2 + t''_2}{2} - \frac{t'_1 + t''_1}{2}.$$

Potom je

$$\delta_{\Delta t_m} = \frac{1}{2} \frac{\varepsilon_{t'_2} + \varepsilon_{t''_2} - \varepsilon_{t'_1} - \varepsilon_{t''_1}}{\Delta t_m}. \quad (17)$$

Redukovaný tepelný výkon určíme ze změřených hodnot $Q_{\text{měř}}$ vydělením hodnotou $1 + \delta_k + \delta_{\Delta t_m}$:

$$Q_{\text{red}}^* = Q + \Delta Q = \frac{Q_{\text{měř}}}{1 + \delta_k + \delta_{\Delta t_m}} = \frac{V_{LQL}^* (t_1'^* - t_1''^*)}{1 + \delta_k + \delta_{\Delta t_m}}.$$

Poměrná odchylka tepelného výkonu tedy bude

$$\frac{\Delta Q}{Q} = \frac{V_L^*}{V_L(1 + \delta_k + \delta_{\Delta t_m})} \cdot \frac{t_1''^* - t_1'^*}{t_1'' - t_1'} - 1. \quad (18)$$

Příklad. Má se stanovit, jak se liší výkon dodaného výměníku od hodnot požadovaných (nominálních). Všechny potřebné hodnoty (požadované a změřené) jsou obsaženy v následující tabulce:

| | | hodnoty požadované | hodnoty změřené |
|------------------|---------|---------------------|-----------------------|
| průtok vzduchu | V_L | 2 m ³ /s | 2,2 m ³ /s |
| rychlost vzduchu | v | 8 m/s | 8,8 m/s |
| teploty vzduchu | t'_1 | 0 °C | 5 °C |
| | t''_1 | 25 °C | 26 °C |
| teploty vody | t'_2 | 90 °C | 88 °C |
| | t''_2 | 70 °C | 71 °C |
| rychlost vody | w | 1 m/s | 1,08 m/s |

Z podkladů byl určen součinitel prostupu tepla $k = 60 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, dále $S_e/S_1 = 17,7$. Vztah pro součinitel přestupu tepla má tvar $\alpha'_e = 21,5 \text{ v}^{0,41}$.

Ze změřených hodnot vyplývá:

$$\delta_w = (1,08 - 1)/1 = 0,08;$$

$$\delta_v = (2,2 - 2)/2 = 0,1;$$

$$\varepsilon_{t'_1} = +1 \text{ °C};$$

$$\varepsilon_{t_2} = 79,5 - 80 = -0,5 \text{ °C}$$

$$\varepsilon_{t'_2} = -2 \text{ °C};$$

$$\varepsilon_{t''_2} = +1 \text{ °C};$$

$$\varepsilon_{t'_1} = +5 \text{ °C};$$

Potom je podle vztahu (16):

$$\delta_k = 60 \left[\frac{17,7}{2900 \cdot 1,08^{0,85} (1 + 0,014 \cdot 79,5)} \left(0,85 \cdot 0,08 - \frac{0,5 \cdot 0,014}{1 + 0,014 \cdot 79,5} \right) + \frac{0,41 \cdot 0,1}{21,5 \cdot 8,8^{0,41}} \right] = 0,0575,$$

podle vztahu (17):

$$\delta_{\Delta t_m} = \frac{1}{2} \frac{-2 + 1 - 5 - 1}{67,5} = -0,0519.$$

Poměrná odchylka tepelného výkonu tedy je (vztah 18):

$$\frac{\Delta Q}{Q} = \frac{2,2(26 - 5)}{2 \cdot 25(1 + 0,0575 - 0,0519)} - 1 = -0,081.$$

Výkon měřeného výměníku je tedy o 8,1 % menší, než by měl být podle použitých podkladů.

3. PŘEPOČET ZMĚŘENÝCH HODNOT NA HODNOTY JINÉ

3.1 Stanovení poměrů při změněných teplotách při stejných průtocích

Je to vlastně úloha stejná, jako byla řešena v odstavci 2.3. Platí zde opět podobnost teplotních polí.

Příklad. Byly změřeny tyto hodnoty: teplota vody na vstupu do výměníku $t_2^* = 90$ °C, teplota vzduchu $t_1^* = 0$ °C, ohřátí vzduchu na $t_1'^* = 30$ °C. Má se stanovit ohřátí vzduchu při teplotě vody $t_2' = 75$ °C a vzduchu $t_1' = 10$ °C.

Musí platit

$$\frac{t_1' - t_1}{t_1' - t_2'} = \frac{t_1'^* - t_1'^*}{t_1'^* - t_2'^*}$$

$$t_1' = t_1 + \frac{t_1'^* - t_1'^*}{t_1'^* - t_2'^*} (t_1' - t_2') = 10 + \frac{30}{90} 65 = 31,7 \text{ °C.}$$

3.2 Stanovení poměrů při změněných teplotách a různých průtocích

Toto řešení je poměrně komplikované. Za předpokladu, že můžeme počítat se střední teplotou topného média $t_2 = (t_2' + t_2^*)/2$ lze použít vztahu (17). Srovnáním hodnot změřených a při změněných podmínkách dostaneme

$$\frac{t_2 - t_1'}{t_2^* - t_1'^*} \cdot \frac{t_2^* - t_1'^*}{t_2 - t_1'} = e^{\frac{k^* S}{W_1^*}} - \frac{k S}{W_1} \quad (19)$$

Neznámá hodnota v této rovnici je t_1' . Změnu součinitele prostupu tepla lze určit ze vztahu (16): $k = k^*(1 + \delta_k)$. Součinitel k , případně hodnotu kS lze určit podle teplotních parametrů uváděných v podkladech o výměnících. V případě, že by nebylo možné počítat s průměrnou teplotou t_2 , bylo by řešení podstatně složitější a přesahuje rozsah tohoto příspěvku.

4. ZÁVĚR

Z provedeného rozboru je zřejmé, že řešení zcela obecného případu výměníku, pracujícího za změněných podmínek, je záležitost poměrně komplikovaná. V řadě případů je však možné provést řešení jednodušší, zejména, zůstanou-li zachovány průtoky vzduchu a vody. Současně z této situace vyplývá požadavek, aby podklady, které má projektant k dispozici, byly sestaveny obecně, aby přepočty výkonů bylo možno provádět graficky, pomocí nomogramů.

Пřehled použité symboliky:

- A — součinitel,
 c_L — měrné teplo vzduchu [$J/kg\ K$],
 d_e — vnější průměr trubky [m],
 D — vnější průměr žebra [m],
 h — výška žebra [m],
 k — součinitel prostupu tepla [$W/m^2\ K$],
 n — exponent,
 Q — tepelný tok [W],
 Q_{red}^* — tepelný tok získaný měřením, redukováný na nominální poměry,
 ΔQ — odchylka tepelného toku od nominální hodnoty,
 s — tloušťka žebra [m],
 S — vnější povrch [m^2],
 S_e — vnější povrch,
 S_i — vnitřní povrch,
 t — teplota [$^{\circ}C$],
 t'_1, t''_1 — teplota vzduchu na vstupu a výstupu z výměníku,
 t'_2, t''_2 — teplota vody na vstupu a výstupu z výměníku,
 t''_{1red} — teplota vzduchu na výstupu z výměníku získaná z měření a přepočtená na nominální teploty na vstupu,
 $\Delta t_1, \Delta t_2$ — změna teploty vzduchu a vody na výměníku,
 $\Delta t'$ — rozdíl teplot vody a vzduchu na vstupu do výměníku,
 v — rychlost proudění vzduchu [m/s],
 V_L — objemový průtok vzduchu [m^3/s],
 w — rychlost proudění vody [m/s],
 $W_1 = V_L Q_L C_L; W_2 = M_w C_w$ — tepelná kapacita proudu vzduchu a vody [W/K],
 α — součinitel přestupu tepla [$W/m^2\ K$],
 α_1, α_e — souč. přestupu tepla na vnější a vnitřní straně žebrované trubky,
 δ — relativní odchylka příslušné hodnoty,
 δ_k — r. o. součinitele prostupu tepla,
 δ_Q — r. o. tepelného toku,
 $\delta_{\Delta t_m}$ — r. o. středního rozdílu teplot,
 δ_v — r. o. rychlosti vzduchu,
 δ_w — r. o. rychlosti vody,
 ε — absolutní odchylka příslušné hodnoty,
 ε_k — a. o. součinitele prostupu tepla,
 ε_t — a. o. teploty,
 $\varepsilon_{\Delta t_m}$ — a. o. středního rozdílu teplot,
 ε_v — a. o. rychlosti vzduchu,
 ε_w — a. o. rychlosti vody,
 λ — součinitel tepelné vodivosti [$W/m\ K$],
 ρ_L — měrná hmotnost vzduchu [kg/m^3].

Hvězdičkou jsou označeny veličiny, získané měřeními nebo při změněných poměrech.

ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛИ И ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛИ ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ УСЛОВИЯХ

Доц. Инж. Й. Хуски, к. т. н.

Статья содержит обзор пересчетов измеренных мощностей воздухонагревателей и воздухоохлаждавателей на номинальные величины и расчет погрешностей их теплопроизводительности. Статья также содержит обзор самых важных зависимостей в простой форме. Во второй части указание пересчета измеренных параметров теплообменников на величины при переменных входных условиях.

AIR HEATERS AND AIR COOLERS AT CHANGING CONDITIONS

Doc. Ing. J. Chyský, CSc.

The author presents a review of methods for calculating the nominal output parameters of air heaters and air coolers from the measured values as well as for calculating the output changes. A summary of important relations has been given in a simple form and instructions for calculating the new output parameters corresponding to the changed input parameters have been added.

LUFTERWÄRMER UND LUFTKÜHLER BEI VERÄNDERTEN VERHÄLTNISSEN

Doc. Ing. J. Chyský, CSc.

Der Artikel legt eine Übersicht der Umrechnungen der gemessenen Leistungen von Lufterwärmer und Luftkühler auf nominale Werte vor und erwähnt auch die Berechnung der diesbezüglichen Leistungsdifferenzen. Gleichzeitig wird eine Übersicht von wichtigsten Zusammenhängen in einer einfachen Form gegeben. Im zweiten Teil ist eine Anleitung zur Umrechnungen der gemessenen Austauschparameter auf die den veränderten Eintrittsbedingungen entsprechenden Werte vorgelegt worden.

RÉCHAUFFEURS ET REFROIDISSEURS D'AIR AUX CONDITIONS VARIÉES

Doc. Ing. J. Chyský, CSc.

Dans l'article présenté, on introduit un aperçu des recalculs des rendements mesurés des réchauffeurs et refroidisseurs d'air sur les valeurs nominales et un calcul des écarts de leurs rendements thermiques. Simultanément, on introduit un aperçu des relations les plus importantes en forme simple. La deuxième partie comprend une instruction pour le recalcul des paramètres mesurés des échangeurs sur les valeurs aux conditions d'entrée variées.

● Mezinárodní výstava techniky vytápění a klimatizace PRAGOTHERM'75

V letošním roce se bude konat již po osmé mezinárodní výstava PRAGOTHERM, která je největší přehlídkou moderní techniky v oborech vytápění, větrání, klimatizace, chlazení a zdravotních zařízení pořádanou v ZSS. Výstava PRAGOTHERM'75 se uskuteční ve dnech 11. až 18. listopadu 1975 na výstavišti v Brně, v pavilonu B. Výstavu organizuje agentura Made in publicity. Kromě československých vystavovatelů budou v bohaté míře zastoupeny svými expozicemi zahraniční podniky jak z KS, tak i ze ZSS. Jako doprovodnou akci výstavy pořádá ČVTS — komitét techniky prostředí spolu s Domem techniky Praha ve dnech 10. až 12. 11. 1975 v Praze

v Domě kultury strojírenství III. konferenci s mezinárodní účastí „Vytápění, větrání a klimatizace“.

(Op)

● Žádnou pitnou vodu pro WC

Při projektování nového osmipodlažního obytného domu v Norimberku bylo vzato v úvahu, že pitná voda ke splachování klozetů je drahá. Odpadní voda z koupacích van, sprch a umyvadel je vedena zvláštním potrubím do nádrže ve sklepě, kde se chemicky upravuje a je pak čerpána do splachovačů ve 24 bytech domu.

HLH 5/74

(Ku)

OPTIMALIZACE CHLADICÍHO VÝKONU A MEZE HOSPODÁRNOSTI STROJNÍHO CHLAZENÍ V KLIMATIZACI TEXTILNÍCH PŘÁDELEN

ING. PETR ANTIPOVIČ

Strojtex, Středisko technické pomoci MP ČSSR Praha

Pomocí samočinného počítače bylo provedeno porovnání adiabatického chlazení a sedmi variant systémů se strojním chlazením (resp. s tepelným čerpadlem) pro klimatizaci textilních přádelen, a to z hlediska nákladů a spotřeby energie. U systémů s přichlazováním byla provedena optimalizace obtokového součinitele chladiče a chladicího výkonu z ekonomického hlediska pro tuzemské (ČKD) a zahraniční (BBC-YORK) blokové chladičí jednotky. V závěru byly pro zvolené podmínky a zadané vstupní hodnoty graficky vymezeny oblasti výhodnosti obou systémů z hlediska hospodárnosti.

Recenzoval: Doc. Ing. J. Chyský, CSc.

1. ÚVOD

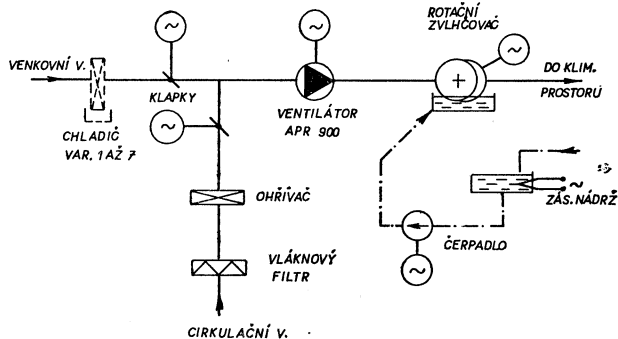
Se stále rostoucím výkonem technologických strojů vzrůstají náklady a spotřeba energie na odvádění tepelné zátěže z textilních provozů. V současné době, kdy jsou energetické zdroje omezeny a v mnoha případech limitují výrobu, je rostoucí trend spotřeby energie (zejména elektrické) pro klimatizaci závažným jevem. Problémem je rovněž udržení parametrů vnitřního vzduchu na přijatelné úrovni s ohledem na tepelnou pohodu pracovníků, zejména u textilních přádelen. Je otázkou, jakým optimálním směrem se má ubírat volba vhodných koncepcí klimatizačních zařízení a není-li výhodné využít strojního chlazení, popřípadě tepelných čerpadel i tam, kde by vzhledem k parametrům vnitřního vzduchu bylo možné navrhnout zařízení s adiabatickým procesem. Za tím účelem bylo provedeno srovnání adiabatického chlazení a sedmi variant systému s přichlazováním. Vzhledem k výpočtové náročnosti problematiky bylo pro řešení využito samočinného počítače Odra 1204.

2. PODMÍNKY A POSTUP ŘEŠENÍ

2.1 Porovnávané systémy

a) *Adiabatický*

Zařízení bylo sestaveno z podstrojních klimatizačních jednotek K-35, n. p. Strojtex, Dolní Bousov. Funkční schéma je na *obr. 1* (pro tento systém provedení bez chladiče). Průběh úpravy vzduchu jednotkou v období letního teplotního extrému je na *obr. 2* ohraničen body *E*, *P_o*, *I*. V zimním období se uvažuje snížení vzduchového výkonu v mezích daných nastavením lopatek ventilátoru APR 900 (z cca 11 na 9 m³/s).

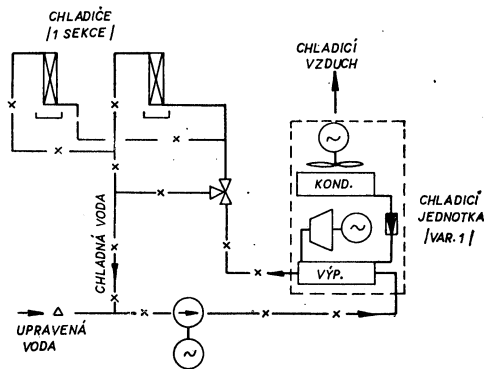


Obr. 1. Funkční schéma podstropní klimatizační jednotky K-35.

b) S přichlazováním

Systém byl sestaven z popsanych klimatizačních jednotek K-35 (zde uspořádání navíc s chladicem podle obr. 1), pracujících s konstantním vzduchovým výkonem během roku. Zdrojem chladu je bloková chladicí jednotka, typu podle příslušné varianty (obr. 3, 4, 5).

Průběh úpravy vzduchu v jednotce K-35 s chladicem je na obr. 2 ohraničen body E, CH, P, I. Pro malé časové využití v průběhu roku není u strojního chlazení uvažována výkonová rezerva; při krátké provozní době se předpokládá dostatečná časová kapacita k údržbě a přípravě na letní provoz. Chladicí jednotka je volena pokud možno jedna, s minimálními požadavky na obestavěný prostor. Pouze v určitých případech, vzhledem k odstupňování výkonové řady, bylo pro některou oblast chladicích výkonů použito jednotek více (např. u výrobků ČKD a YORK se vzduchem chlazeným kondenzátorem). Totéž platí o chladicích věžích, čerpadlech, akumulacích nádržích apod. U variant s tepelným čerpadlem je uvažováno s využitím oteplené chladicí vody v kondenzátoru z 20 na 40 °C a použití běžných typových chladicích jednotek (zachování přibližně shodných středních hodnot tlaku a teploty kondenzace). Uvažované varianty strojního chlazení byly označeny podle tab. 1 [2], [3].



Obr. 3. Schéma systému s kompresorovou chladicí jednotkou a vzduchem ochlazovaným kondenzátorem.

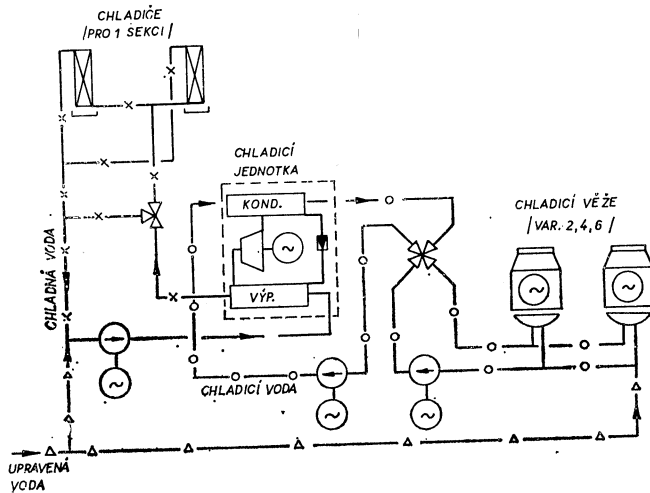
Umístění jednotek typu LCHAX se uvažovalo venku, popřípadě na střeše budovy (rovněž tak u chladicích věží), u ostatních v samostatné strojovně. Akumulační nádrže pro oteplenou vodu se předpokládaly venku, tepelně izolovány. Jejich velikost byla určena z nerovnoměrnosti odběru teplé technologické vody u typického textilního provozu, v závislosti na průměrném hodinovém odběru. Dodávka změkčené

vody pro chladicí okruhy byla předpokládána z úpravny napájecí vody pro kotelnu, popřípadě z úpravny technologické vody. V prostoru strojovny se počítá pouze s konečnou úpravou dávkováním ochranné látky, např. typu Oxan.

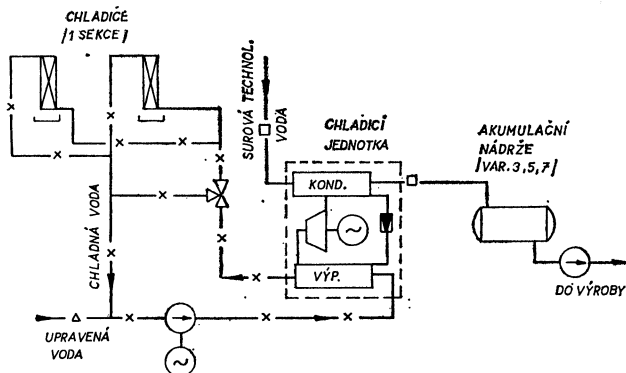
Oba systémy jsou pro zjednodušení uvažovány bez nuceného odvodu vzduchu (výfuk přetlakem), v případě nuceného odsávání se zvyšuje výhodnost systému pracujícího s menším množstvím vzduchu, tedy s přichlazováním.

Tab. 1.

| Chlazení kondenzátoru | Označení varianty | Typ jednotky | Rozsah chladicího výkonu [kW] | Pozn. | |
|-----------------------|--|------------------|-------------------------------|---------------|-----------|
| vzduch | 1 | YORK-LCHAX 20—45 | 60—290 | kompre-sorové | |
| voda | s chladicími věžemi | | | | |
| | s využitím oteplené vody kondensací (tepelná čerpadla) | | | | |
| | 2 | 3 | ČDK-BWW, KBP, OTB | | 50—3600 |
| | 4 | 5 | YORK-LCHXW, HT | 50—3600 | |
| | 6 | 7 | YORK-ER | 350—3600 | absorpční |



Obr. 4. Schéma systému s kompresorovou chladicí jednotkou a vodou ochlazovaným kondenzátorem.



Obr. 5. Schéma systému s kompresorovou chladicí jednotkou zapojenou jako tepelné čerpadlo.

2.2 Sestavení nákladových položek

a) Energie a voda

Pro elektrickou energii bylo použito tarifu daného ceníkem FMPE — obor 117, platného od 1. 1. 1976, který je stanoven tak, že je rozlišena cena energie odebrané v době špičkové, denní a noční, a to v období letním a zimním. Úvahy byly provedeny pro případ většího textilního závodu se střední denní spotřebou min. 70—80 MWh, tj. středním hodinovým výkonem min. 3,25 MW a ročním využitím 1/4 hod. ročního maxima v denní době 6—22 hodin, ve dnech pondělí až pátek, alespoň 3 500 hodin. Bylo proto použito třítarifové sazby A5 a v důsledku toho vychází pro různé dlouhé denní doby chodu klimatizace různá cena elektrické energie.

Pro tepelnou energii byla cena individuálně zadána ve vstupních hodnotách počítači. Textilní závody mají ve většině případů vlastní výrobu tepla a předpokládá se dosažení skutečné kalkulované ceny pro daný případ. Průměrné hodnoty se pohybují v rozmezí 70—120 Kčs/Gcal.

Cena vody je dána vztahem

$$2,35 + c_x \quad [\text{Kčs/m}^3], \quad (1)$$

tedy jako součet stočného a poplatku za odběr.

Hodnota c_x je rovněž podle druhu odběru zadána ve vstupních hodnotách.

b) Pořizovací náklady

Pro klimatizační jednotky jsou brány včetně montáže podle údajů výrobce s připočtením podílu automatické regulace a nákladů na zabudování.

Pro chladicí jednotky, vodní hospodářství a nezbytné příslušenství jednotek, oběhová čerpadla, podíl potrubí, armatur, automat. regulaci a montáž vzaty podle údajů výrobců.

Na chladicí věže byly sestaveny podle cenových údajů n. p. Armabeton, s připočtením podílu nákladů na čerpadla, připojovací potrubí a armatury.

c) *Stavební náklady*

Kalkulovány podle měrné hodnoty s_N [Kčs/m³], která je zadána ve vstupních hodnotách.

d) *Celkové náklady*

Celkové roční náklady byly vypočteny podle vztahu:

$$R = \sum_{i=1}^{n+1} \frac{p_i}{100} I_i + \sum_{i=1}^m P_i \quad [\text{Kčs/r}]. \quad (2)$$

kde p_i — odpisová procenta,
 I_i — položky pořizovacích nákladů,
 P_i — položky provozních nákladů,
 n — počet položek pořizovacích nákladů,
 m — počet položek provozních nákladů,

$I_{n+1} = \sum_{i=1}^n I_i$ jsou celkové pořizovací náklady,

$p_{n+1} = r^z \frac{r-1}{r^z-1}$ je současná hodnota pravidelných nákladů po dobu životnosti, zařízení z ,

$r = 1 + \frac{u}{100}$ je úročitel s úrokovou mírou u .

Pro výpočty byly vzaty: odpisy strojní části 7%,
 odpisy stavební části 2%,
 životnost zařízení $z = 14$ roků,
 úroková míra $u = 10$ %.

2.3 Nástin zpracování problematiky na samočinném počítači

Při porovnávání bylo nutné předem určit, jak velké přichlazování se u příslušného systému uvažovalo. Na obr. 2 je chladicí výkon úměrný úseku \overline{ECH} a je zřejmé, že jej lze v určitých mezích volit. Pro další výpočty byl podle [4] pro určení velikosti chladicího výkonu zaveden obtokový součinitel F , charakterizující proces úpravy vzduchu v chladíči podle vztahu:

$$F = \frac{t_{CH} - t_R}{t_E - t_R} = \frac{x_{CH} - x_R}{x_E - x_R} = \frac{i_{CH} - i_R}{i_E - i_R} = \frac{\overline{CHR}}{\overline{ER}}. \quad (3)$$

Označíme-li celkové měrné náklady pro j -tou variantu systému s přichlazováním c_j , lze pomocí počítače zjistit pro určité podmínky minimum funkce $c_j(F)$ a tomu odpovídající F_{opt} . Jednotlivé varianty s takto optimalisovanou mírou přichlazování jsou pak porovnávány s adiabatickým systémem.

Míra přichlazování je v algoritmu řešení omezena některými podmínkami pro výkonové parametry klimatizačních jednotek:

— dosažitelným přesycením; uvažováno

$$x_P = 1,5 \text{ g/kg.}$$

a musí platit

$$x_I - x_M \leq \Delta x_P. \quad (4)$$

z čehož po řešení získáme hodnotu F_{Pmin} .

— dosažitelným výkonem chladiče; uvažováno

$$\Delta i_{\text{CH}} = 12,3 \text{ kJ/kg}$$

a musí platit

$$\Delta i_{\text{CH max}} = i_{\text{E}} - i_{\text{CH min}}, \quad (5)$$

z čehož po dosazení a řešení vyplývá hodnota $F_{\text{CH min}}$.

— maximálním vlhčícím výkonem; bráno max. 220 kg/h. Tím je dáno měrné zavlhčení

$$\Delta x_{\text{max}} = x_{\text{I}} - x_{\text{CH min}}. \quad (6)$$

a opět po dosazení a řešení dostaneme $F_{\text{X min}}$.

Mezní hodnota F_0 je pak dána výběrem a přiřazením

$$\text{MIN} (F_{\text{P min}}; F_{\text{CH min}}; F_{\text{X min}}) \equiv F_0.$$

Vlastní program byl zpracován podle základního schéma:

I. Kontrola platnosti podmínky $i_{\text{I}} > i_{\text{E}}$

II. Výpočet cyklu:

pro S : = 500; 1 000; 5 000; 10 000; 15 000 se provede
pro q_{I} : = 0,10; 0,15; ...; 0,50 se provede:

1. výpočet systému adiabatického;
2. výpočet variant 1 až 7 systému s přichlazováním;
 - 2a. určení meze F_0 (pro všechny var.),
 - 2b. výpočet $c_j (F)$ pro $F \in \langle F_0; 1 \rangle$ po 0,05 (pro každou variantu),
 - 2c. výpočet ceny chladu (pro optimální variantu).

III. Porovnání optimální varianty systému s přichlazováním s adiabatickou úpravou.

kde uvedené symboly značí:

S — celkem klimatisovanou plochu, přiřazenou jedné chladičí strojovně [m^2],

q_{I} — měrnou tepelnou zátěž klimatisovaného prostoru (produkce vázaného tepla zanedbána) [kW/m^2],

c_j — měrnou hodnotu celkových nákladů zprůměrovaných na dobu životnosti zařízení a vztahovaných na velikost klimatisovaného prostoru [$\text{Kčs/m}^3 \text{ r}$] pro j -tou variantu.

Pro výpočet spotřeby chladu bylo použito hodnot trvání d_i [h] venkovních teplot při 16hodinovém provozu pro i -tou teplotu [1]. Střední venkovní teplota t_{Em} po dobu chodu strojního chlazení d_{CH} byla definována vztahem

$$t_{\text{Em}} = \frac{\sum_{t_{\text{E mez}}}^{t_{\text{E}}} t_{\text{E}i} d_i}{\sum_{t_{\text{E mez}}}^{t_{\text{E}}} d_i} \quad [^\circ\text{C}]. \quad (7)$$

Hodnoty $t_{\text{E mez}}$ jsou dány závislostí $t_{\text{E mez}} (i_{\text{CH}})$ podle četnosti výskytu venkovních entalpií v letním období (křivka Φi_{E} na obr. 2). Provozní doba strojního chlazení je snížena koeficientem, respektujícím 14denní celozávodní dovolenou v letním období a je dána vztahem

$$d_{\text{CH}} = 0,664 \cdot \sum_{t_{\text{E mez}}}^{t_{\text{E}}} d_i \quad [\text{h}]. \quad (8)$$

TAB.2.

KLIMATIS.PLOCHA S = 5000.0M2
M.TEPELNA ZATEZ QI= 0.20 KW/M2
ADIAB.S. VAR 1

| | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
|--------------------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| OPT.ORTOK.SOUČ. | 0.950 | 0.800 | 0.800 | 0.800 | 0.800 | 0.800 |
| ENTAL.SPAD KJ/KG | 7.000 | 12.709 | 12.709 | 12.709 | 12.709 | 12.709 |
| VZDUCH.VYKON M3/S | 119.048 | 65.568 | 65.568 | 65.568 | 65.568 | 65.568 |
| VYMENA 1/HOD | 14.239 | 9.442 | 9.442 | 9.442 | 9.442 | 9.442 |
| VYKON.CHL.KJ/KG | 1.427 | 5.709 | 5.709 | 5.709 | 5.709 | 5.709 |
| CHL.VYKON KM | 169.371 | 449.227 | 449.227 | 449.227 | 449.227 | 449.227 |
| PROVOZ CHL.H/R | 19.022 | 80.968 | 80.968 | 80.968 | 80.968 | 80.968 |
| POČATEK CHL.DEG | 31.000 | 28.000 | 28.000 | 28.000 | 28.000 | 28.000 |
| STR.VFNK.TEPL.DEG | 31.374 | 29.410 | 29.410 | 29.410 | 29.410 | 29.410 |
| CHL.HODSTUPNE | 9.015 | 14.6579 | 14.6579 | 14.6579 | 14.6579 | 14.6579 |
| CHLAD MWH/R | 1.388 | 14.965 | 14.965 | 14.965 | 14.965 | 14.965 |
| VLHCENJ KG/H | 2084.96 | 1482.55 | 1482.55 | 1482.55 | 1482.55 | 1482.55 |
| POČET PKJ | 10.000 | 7.000 | 7.000 | 7.000 | 7.000 | 7.000 |
| MAX.FI.PRIKON KW | 11.000 | 246.486 | 222.665 | 221.912 | 203.901 | 95.752 |
| MAX.TEP.PRIKON GCAL/H | 101.640 | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 0.704 |
| SPOTRERA EL.MWH/R | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 237.526 |
| SPOTRERA TEP.GCAL/R | 322.960 | 241.711 | 241.069 | 241.028 | 240.528 | 236.905 |
| SPOTRERA VODY M3/R | 0.000 | 0.000 | -17.044 | 0.000 | -12.887 | 7.444 |
| VYUZ.OTEPL.V.M3/H | 10288.1 | 8756.83 | 6328.97 | 6304.03 | 6226.71 | 6226.71 |
| PORIZ.N.TIS KCS | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 24.021 |
| PROV.N.TIS KCS/R | 1842.50 | 2392.87 | 2109.47 | 2108.63 | 2031.39 | 2044.49 |
| CELK.N.TIS KCS/R | 142.405 | 189.455 | 145.047 | 144.078 | 142.503 | 145.157 |
| M.PORIZ.N.KCS/M3 | 519.705 | 680.582 | 572.505 | 574.716 | 556.791 | 582.187 |
| M.PORIZ.N.STR.KCS/M3 | 73.700 | 95.715 | 84.379 | 84.345 | 81.256 | 81.779 |
| M.PORIZ.N.STR.KCS/M3 | 66.000 | 86.615 | 71.954 | 74.646 | 71.413 | 71.635 |
| M.PROV.N.KCS/RM3 | 5.696 | 7.578 | 5.802 | 5.761 | 5.700 | 5.731 |
| M.CELP.N.KCS/RM3 | 20.788 | 27.223 | 22.900 | 22.989 | 22.272 | 22.397 |
| M.SPOTR.EL.KWH/RM3 | 12.918 | 13.055 | 9.668 | 9.641 | 9.621 | 9.476 |
| M.SPOTR.EN.KG.M.P./RM3 | 5.942 | 6.005 | 4.447 | 4.435 | 4.323 | 4.558 |
| M.SPOTR.VODY M3/RM3 | 0.412 | 4.096 | 0.350 | 0.249 | 0.253 | 0.249 |
| M.PORIZ.N.CHL.KCS/W | - | 4.096 | 1.938 | 1.710 | 1.764 | 2.007 |
| M.PORIZ.N.STR.CHL.KCS/W | - | 3.786 | 1.281 | 1.469 | 1.489 | 1.725 |
| M.PROV.N.CHL.KCS/MWH | - | 1751.57 | 752.471 | 684.734 | 582.467 | 633.509 |
| M.CELK.N.CHL.KCS/MWH | - | 104814 | 12338.6 | 10754.5 | 11288.6 | 11498.0 |
| M.SPOTR.VODY CHL. M3/MWH | - | 0.000 | 0.000 | 5.167 | 6.417 | 0.000 |
| POMER CELK.N.OMEG | - | 1.310 | 1.102 | 1.106 | 1.071 | 1.077 |
| POMER SPOTR.EN. | - | 1.011 | 0.748 | 0.746 | 0.727 | 0.744 |
| POMER PORIZ.N. | - | 1.299 | 1.145 | 1.144 | 1.103 | 1.110 |
| POMER SPOTR.VODY | - | 0.851 | 0.615 | 0.613 | 0.605 | 0.605 |

TAB. 3.

KLIMATIS. PLOCHA S = 10000 M2
 M. TEPELNA ZATEZ QI = 0.35 KW/M2
 ADIAB. S. VAR 1

| | | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
|------------------------------|-------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| OPT. ORTOK. SOUC. | F | 0.750 | 0.750 | 0.750 | 0.750 | 0.750 | 0.750 |
| ENTAL. SPAD. KJ/KG | D | 14.137 | 14.137 | 14.137 | 14.137 | 14.137 | 14.137 |
| VZDUCH. VYKON M3/S | V | 416.667 | 206.318 | 206.318 | 206.318 | 206.318 | 206.318 |
| VYMENA 1/HOD | EPSTL | 14.855 | 14.855 | 14.855 | 14.855 | 14.855 | 14.855 |
| VYKON CHL. KJ/KG | DICH | 7.137 | 7.137 | 7.137 | 7.137 | 7.137 | 7.137 |
| CHL. VYKON KW | GCH | 1766.93 | 1766.93 | 1766.93 | 1766.93 | 1766.93 | 1766.93 |
| PROV07 CHL. H/R | DCH | 117.728 | 117.728 | 117.728 | 117.728 | 117.728 | 117.728 |
| POCATEK CHL. DEG | TEMEZ | 27.000 | 27.000 | 27.000 | 27.000 | 27.000 | 27.000 |
| STR. VFNK. TEPL. DEG | TEM | 28.658 | 28.658 | 28.658 | 28.658 | 28.658 | 28.658 |
| CHL. HDSTUPNE | HCH | 254.024 | 254.024 | 254.024 | 254.024 | 254.024 | 254.024 |
| CHLAD MWH/R | ORCH | 81.608 | 81.608 | 81.608 | 81.608 | 81.608 | 81.608 |
| VILHCENT KG/H | X | 8573.40 | 4769.96 | 4769.96 | 4769.96 | 4769.96 | 4769.96 |
| POCET PKJ | Z | 39.000 | 22.000 | 22.000 | 22.000 | 22.000 | 22.000 |
| MAX. EL. PRIKON KW | EA | 360.360 | 721.127 | 827.433 | 762.992 | 692.151 | 237.232 |
| MAX. TEPL. PRIKON GCAL/H | T | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 2.738 |
| SPOTRERA EL. MWH/R | FR | 1145.04 | 783.605 | 779.999 | 777.519 | 774.792 | 757.283 |
| SPOTRERA TEPL. GCAL/R | O | 0.000 | -92.942 | 0.000 | -70.272 | 126.463 | 39.188 |
| SPOTPERA VODY M3/R | WR | 36008.3 | 20591.5 | 20033.8 | 20455.5 | 20557.5 | 20033.8 |
| VYUZ. OTEPL. V. M3/H | WT | 0.000 | 100.617 | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 94.482 |
| PORIZ. N. TIS KCS | I | 6532.50 | 7258.32 | 6856.52 | 5801.69 | 6163.76 | 5786.46 |
| PROV. N. TIS KCS/R | P | 504.674 | 466.241 | 455.245 | 459.983 | 466.641 | 456.356 |
| CELK. N. TIS KCS/R | R | 1842.37 | 1948.02 | 1851.71 | 1650.04 | 1577.22 | 1639.46 |
| M. PORIZ. N. KCS/M3 | I | 130.650 | 145.166 | 137.130 | 116.034 | 109.958 | 115.729 |
| M. PORIZ. N. STR. KCS/M3 | IT | 117.000 | 128.179 | 119.769 | 104.715 | 98.356 | 102.910 |
| M. PROV. N. KCS/RM3 | P | 10.093 | 9.325 | 9.105 | 9.200 | 9.334 | 9.127 |
| M. CELK. N. KCS/RM3 | C | 36.847 | 38.960 | 37.034 | 33.001 | 31.544 | 32.789 |
| M. SPOTR. EL. KWH/RM3. | F | 22.901 | 15.672 | 15.600 | 15.550 | 15.496 | 15.146 |
| M. SPOTR. EN. KG. M. P./RM3 | G | 10.534 | 7.209 | 6.804 | 7.153 | 6.847 | 7.124 |
| M. SPOTR. VODY M3/RM3 | NY | 0.720 | 0.412 | 0.401 | 0.409 | 0.401 | 0.401 |
| M. PORIZ. N. CHL. KCS/W | IZ | 0.000 | 1.646 | 1.646 | 1.049 | 0.877 | 0.401 |
| M. PORIZ. N. STR. CHL. KCS/W | ITZ | 0.000 | 1.610 | 1.372 | 0.946 | 0.766 | 1.119 |
| M. PROV. N. CHL. KCS/MWH | PZ | 0.000 | 499.516 | 364.779 | 422.831 | 320.958 | 378.362 |
| M. CELK. N. CHL. KCS/MWH | CZ | 0.000 | 8731.84 | 7551.68 | 5080.47 | 6059.05 | 4950.85 |
| M. SPOTR. VODY CHL. M3/MWH | NYZ | 0.000 | 6.833 | 5.167 | 0.000 | 6.417 | 0.000 |
| POMER CELK. N. OMEG | OMEG | 0.000 | 1.057 | 1.005 | 0.896 | 0.856 | 0.890 |
| POMER SPOTR. FN. | GAMMA | 0.000 | 0.684 | 0.646 | 0.679 | 0.650 | 0.676 |
| POMER PORIZ. N. | KSI | 0.000 | 1.111 | 1.050 | 0.842 | 0.944 | 0.886 |
| POMER SPOTR. VODY | PSI | 0.000 | 0.572 | 0.556 | 0.568 | 0.556 | 0.571 |

3. VYPOČTENÉ HODNOTY

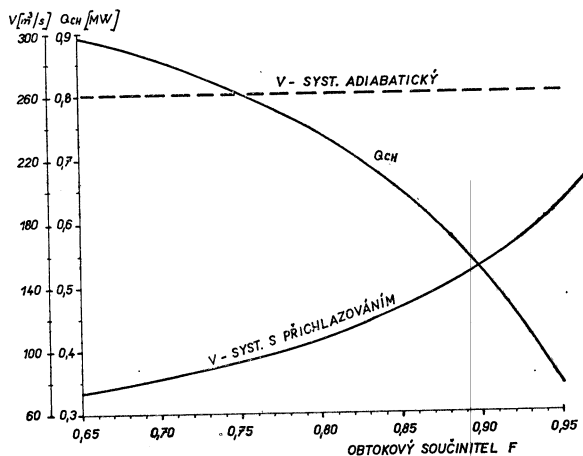
3.1. Výstupní data

Hodnoty byly uspořádány tak, aby bylo možno porovnávat oba systémy a jejich varianty. Příklady tisku výstupu jsou na *tab. 2* a *tab. 3* pro vstupní hodnoty:

| | |
|---|------------------------------------|
| teplotu vnitřního vzduchu | $t_I = 27 \text{ }^\circ\text{C}$ |
| entalpii vnitřního vzduchu | $i_I = 65,5 \text{ kJ/kg}$ |
| teplotu vnějšího vzduchu | $t_E = 32 \text{ }^\circ\text{C}$ |
| entalpii vnějšího vzduchu | $i_E = 58,5 \text{ kJ/kg}$ |
| teplotu rosného bodu chladiče | $t_R = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ |
| výšku klim. prostoru | $h = 5 \text{ m}$ |
| počet pracovních směn | $a = 2 \text{ směny/den}$ |
| měrné náklady staveb. části | $s_N = 700 \text{ Kčs/m}^3$ |
| cenu technol. vody | $c_X = 0,46 \text{ Kčs/m}^3$ |
| cenu tepelné energie | $c_Q = 90 \text{ Kčs/Gcal}$ |
| max. spotřebu teplé technol. vody (pro varianty tepel. čerpadel) | $W_T = 400 \text{ m}^3/\text{h}^*$ |

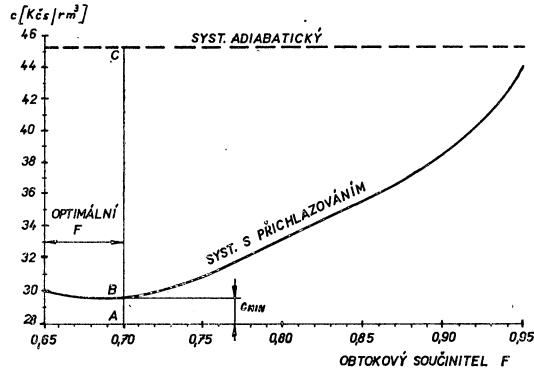
Nahoře nad sloupci je hodnota měrné vnitřní zátěže q_I a klim. plochy S . V sloupci ADIAB. S. jsou hodnoty pro systém adiabatický, v sloupcích VAR. 1 až 7 pro jednotlivé varianty systému s přichlazováním. Označení variant je podle *tab. 1*. Pro celkové porovnání jsou v posledních čtyřech řádcích uvedeny poměrné hodnoty, a to pro přichlazování vztahené k hodnotám systému adiabatického:

- OMEGA — pro celkové náklady,
- GAMMA — pro spotřebu energie (v přepočtu na měrné palivo),
- KSI — pro pořizovací náklady,
- PSI — pro spotřebu vody.

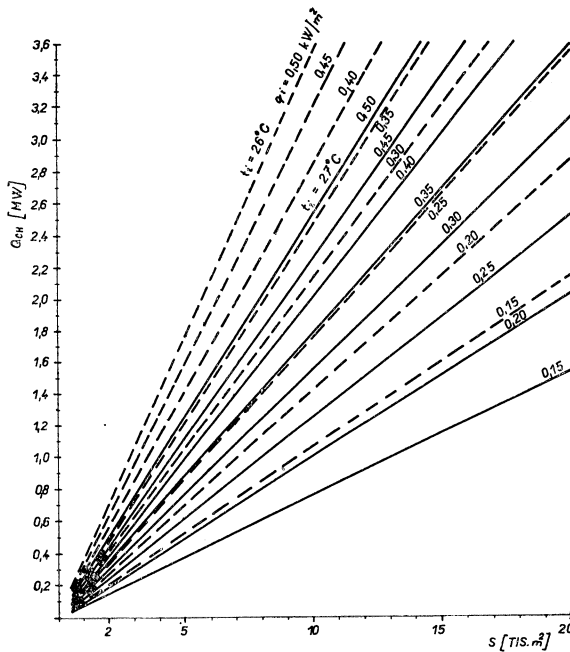


Obr. 6. Průběh chladicího výkonu Q_{CH} a přiváděného množství vzduchu V v závislosti na obtokovém součiniteli F , pro $t_I = 26 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_I = 65 \%$, $q_I = 0,25 \text{ kW/m}^2$ a klimatizovanou plochu $S = 5 \text{ }000 \text{ m}^2$.

*) Při strojním výpočtu se samočinně upravuje na hodnotu přípustnou pro hydraulické a tepelné poměry kondensátoru.



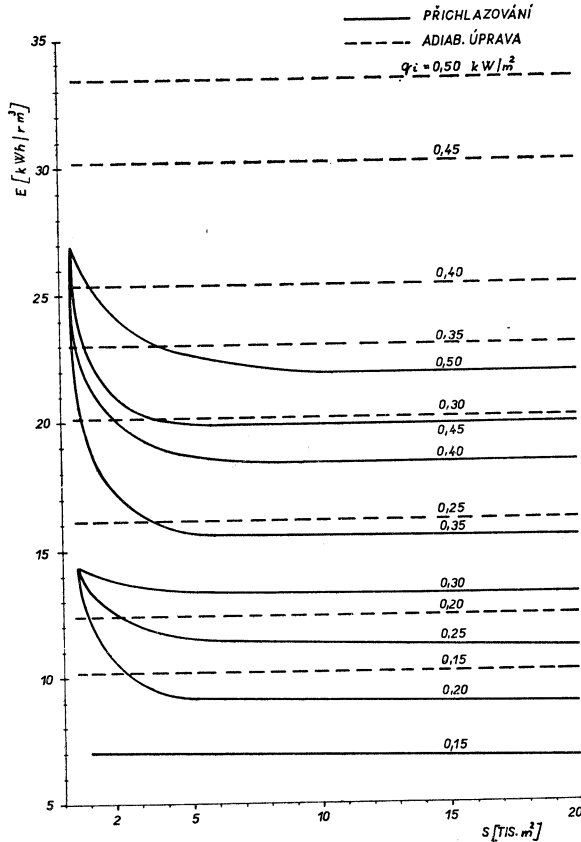
Obr. 7. Průběh celkových nákladů c (včetně odpisů a úroků) v závislosti na obtokovém součiniteli F pro $t_I = 26^\circ\text{C}$, $\varphi_I = 65\%$, $q_I = 0,255\text{ W/m}^2$, klimatizovanou plochu $S = 5\,000\text{ m}^2$ a variantu 4.



Obr. 8. Závislost chladicího výkonu Q_{CH} na velikosti klimatizované plochy S a měrné tepelné zátěži q_I , pro $\varphi_I = 65\%$, $t_I = 26^\circ\text{C}$ (čárkované) a $t_I = 27^\circ\text{C}$ (plně).

K volbě výhodného systému je pak možno použít rozhodujícího z uvedených hledisek. Je tedy pro poměrné hodnoty:

- > 1 výhodnější systém adiabatický,
- < 1 s přichlazováním.

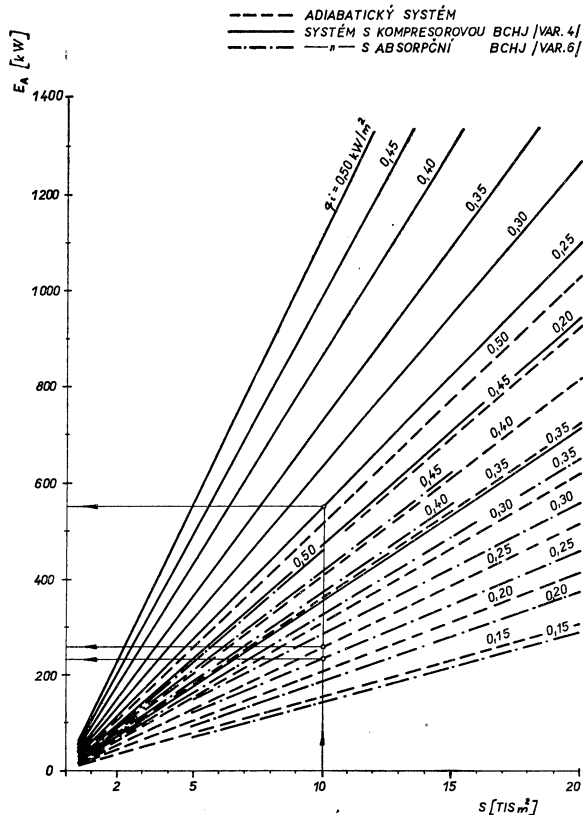


Obr. 9. Závislost měrné roční spotřeby elektrické energie E na klimatizované ploše S a měrné tepelné zátěži q_I , pro $\varphi_I = 65\%$, $t_I < 27^\circ\text{C}$ a variantu 4 (vztazeno na prostor o výšce 5 m).

3.2. Optimalizace obtokového součinitele a chladicího výkonu

Jedná se o určení extrému součtové funkce celkových nákladů na strojní chlazení (úměrné Q_{CH}) a klimatizační jednotky (úměrné V). Pro $t_I = 26^\circ\text{C}$, $\varphi_I = 65\%$, $q_I = 0,25\text{ kW/m}^2$ a var. 4 byl dán v programu příkaz k tisku výstupních dat celého průběhu optimalizace v intervalu $\langle F_{\min}; 0,95 \rangle$. Závislost pro chladicí výkon $Q_{CH}(F)$ a přiváděné množství vzduchu $V(F)$ je na obr. 6, pro měrné celkové náklady $c(F)$ na obr. 7.

Ze získaných hodnot vyplývá, že optimální součinitel F je nejčastěji v rozmezí 0,65 až 0,90 (podle celkové produkce tepla v klimatizovaných prostorech) a je tedy vyšší než je udáváno pro jiné případy klimatizačních zařízení podle zahraničních pramenů např. [4]. Je to dáno malým časovým využitím strojního přichlazování u textilních provozů a z toho plynoucími vysokými náklady na odpisy a úroky, jejichž podíl je patrný ve výstupních hodnotách z porovnání měrných provozních p_z



Obr. 10. Instalovaný elektrický příkon pro uvažované systémy, v závislosti na klimatisované ploše S a měrné tepelné zátěži q_I , pro $\varphi_I = 65\%$ a $t_I = 27\text{ }^\circ\text{C}$.

a celkových c_z nákladů na výrobu chladu. Vliv provozní doby lze znázornit porovnáním optimálních hodnot obtokového součinitele F pro $t_I = 26$ a $27\text{ }^\circ\text{C}$ ($S = 10\,000\text{ m}^2$, $q_I = 0,025\text{ kW/m}^2$, var. 4):

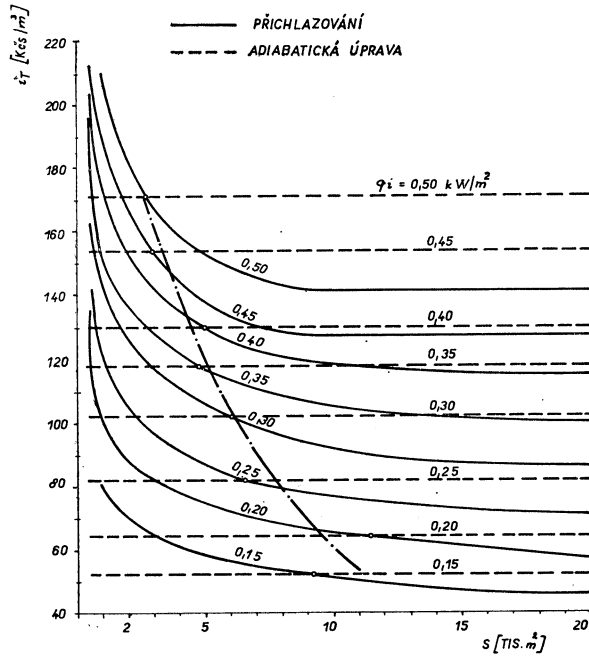
pro $t_I = 26\text{ }^\circ\text{C}$ je $d_{CH} = 226\text{ h/r}$ a $F_{opt} = 0,65$,

pro $t_I = 27\text{ }^\circ\text{C}$ je $d_{CH} = 118\text{ h/r}$ a $F_{opt} = 0,75$.

Ze získaných hodnot F_{opt} vyplývají optimální chladičové výkony pro určitou velikost klimatisovaného prostoru, tepelnou zátěž a požadovanou vnitřní teplotu (pro variantu 4, $\varphi_I = 65\%$, jsou průběhy na obr. 8).

3.3 Spotřeba energie a vody

Pro získané výstupní hodnoty je zřejmé, že z hlediska celkové roční potřeby energie (v přepočtu na měrné palivo) je u vyšších tepelných zátěží výhodnější systém s přichlazováním. Kompressorová chladičová zařízení mají spotřebu nižší než absorpční,

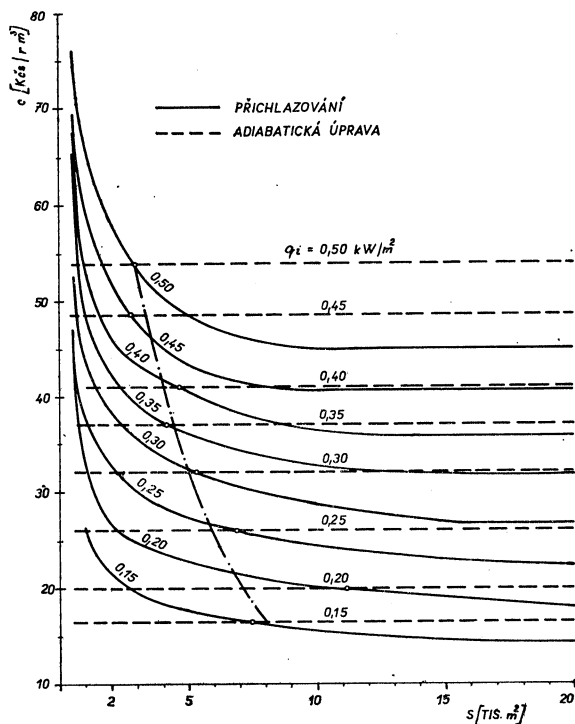


Obr. 11. Měrné investiční náklady na strojní část v závislosti na klimatizované ploše S a měrné tepelné zátěži q_I , pro $\varphi_I = 65\%$, $t_I = 27^\circ\text{C}$ a variantu 4 (vztaženo na prostor o výšce 5 m).

u variant s tepelnými čerpadly se spotřeba dále snižuje využitím odpadního tepla. Úspora z hlediska spotřeby energie je dána tím, že při nízkém časovém využití strojního chlazení převažuje vliv snížení celkového výkonu ventilátorů klimatizačních jednotek při celoročním provozu. Použitím strojního chlazení vzrůstá však celkový instalovaný příkon. Znázornění průběhu spotřeby elektrické energie (vztaženo na m^3 prostoru) ve tvaru $E(S, q_I)$ je pro variantu 4 a $t_I = 27^\circ\text{C}$ na obr. 9.

Je zřejmé, že již pro poměrně nízké tepelné zátěže je výhodnější systém s příchlazováním. Lze však namítnout, že s ohledem na současné potíže se zajištěním špičkového elektrického příkonu bude obtížně řešitelný požadavek na jeho zvýšení z důvodu instalace strojního chlazení, i když se jedná pouze o odběr v letním období. Pak se nabízí možnost použití absorpčního zařízení, vyžadujícího pouze nízkopotenciální tepelnou energii (sytá pára do 0,2 MPa). S jejím zajištěním v letním období nejsou problémy a naopak lze hovořit o kladném vlivu zrovnoměření ročního provozu vytopny, popřípadě odběru z protitlaké parní turbíny. Někdy lze uvažovat o využití odpadní páry např. z tlakových kondenzačních nádrží. Porovnání požadavků na instalovaný příkon elektrické energie je na obr. 10. Absorpční zařízení mají celkovou roční spotřebu energie sice vyšší než kompresorová, systémy s nimi však byly podle provedených výpočtů z hlediska spotřeby energie v mnoha případech, zejména u vyšších tepelných zátěží, výhodnější než adiabatické.

Spotřeba vody pro odkal, odpar a ostatní ztráty chladicích věží není vzhledem k roční provozní době strojního chlazení podstatná.



Obr. 12. Měrné celkové náklady (včetně stavebních, odpisů a úroků) v závislosti na klimatizované ploše S a měrné tepelné zátěži q_I , pro $\varphi_I = 65\%$, $t_I = 27^\circ\text{C}$ a var. 4 (vztaženo na prostor o výšce 5 m).

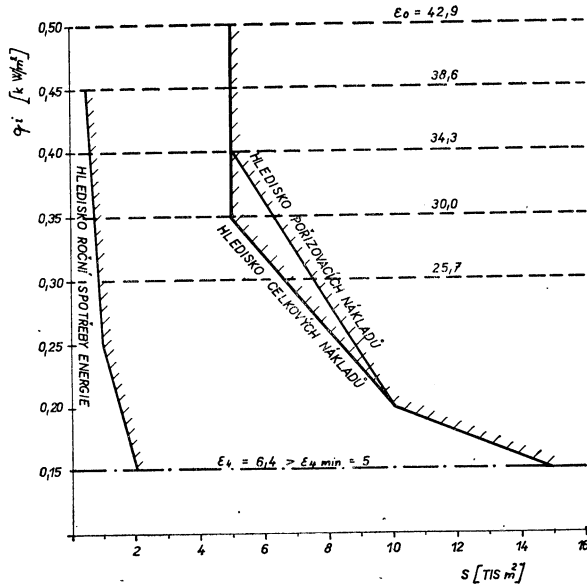
3.4. Pořizovací a celkové náklady

Pořizovací náklady vyšly u větších, tepelně exponovaných zařízení, výhodněji pro systém s přichlazováním, u menších pro adiabatický. Průběhy měrných hodnot (vztaženo na m^3 prostoru) byly pro $t_I = 27^\circ\text{C}$, $\varphi_I = 65\%$, pro přichlazování (var. 4) a adiabatickou úpravu znázorněny na obr. 11. Čerchovaně je vyznačen vyrovnaný průběh mezi rovnocennosti obou systémů.

Pro stejné podmínky je na obr. 12 průběh celkových nákladů, kde je zřejmé, že čím byla větší klimatizovaná plocha, tím již pro nižší tepelnou zátěž byl výhodnější systém s přichlazováním.

4. ZÁVĚR

V závislosti na odváděné tepelné produkci byly pro požadované vnitřní podmínky $t_I = 27^\circ\text{C}$ a $\varphi_I = 65\%$, zvolené s ohledem na prostředí textilních přádelen a únosnost nákladů na klimatizaci, na obr. 13 zakresleny oblasti použití systému jednak s přichlazováním (pro var. 4 — šrafovaná strana), jednak adiabatického, a to z hle-



Obr. 13. Meze výhodnosti systémů adiabatického a s přichlazováním (čárkovaná strana) z různých hledisek, pro $\varphi_I = 65\%$, $t_I = 27^\circ\text{C}$ a variantu 4.

diska spotřeby energie, pořizovacích a celkových nákladů. Na obrázku jsou vyznačeny čárkovaně výměny vzduchu ε_0 pro adiabatickou úpravu (vzhledem k omezení max. přípustné hodnoty) a ε_4 pro přichlazování (vzhledem k omezení min. výměny pro větrání).

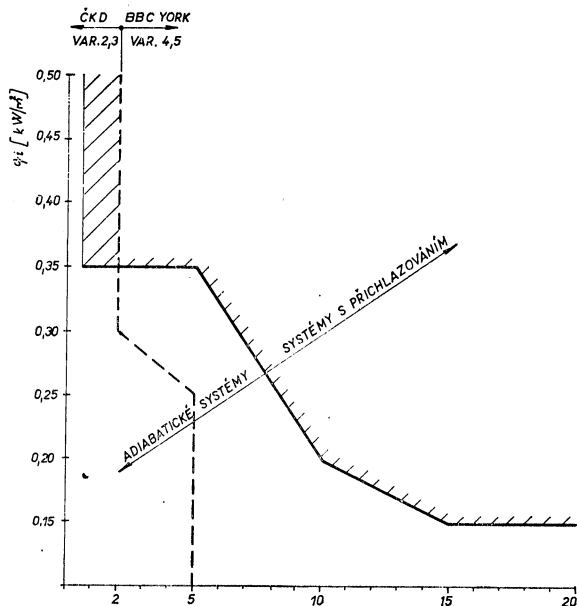
Zvolíme-li např.: $\varepsilon_{\max} = \varepsilon_0 = 30$,
 $\varepsilon_{\min} = \varepsilon_4 > 5$,

lze podle obr. 13 stanovit rozmezí obou oblastí (z hlediska celkových nákladů), jak je uvedeno na obr. 14. Čárkovaně byly na tomto obrázku ohraničeny oblasti hospodárné volby pro chladičí jednotky tuzemské (ČKD) a zahraniční (YORK) výroby, z čehož vyšla výhodnost použití tuzemských výrobků pro menší chladičí výkony (poměrně malá šrafovaná oblast). Otázka jejich provozní spolehlivosti zde není rozebírána a bylo o ní pojednáno např. v [2].

Z uvedeného příkladu znázornění mezi pro hospodárnou volbu koncepce klimatického systému textilní přádelny vyplývá, že pro dnes běžné hodnoty vnitřní tepelné zátěže $q_I > 0,2\text{ kW/m}^2$ by měl být volen při požadovaných vnitřních podmínkách $\varphi_I = 65\%$ a $t_I = 27^\circ\text{C}$ systém s přichlazováním pro velikost klimatizované plochy $S > 10\,000\text{ m}^2$.

Pro tyto podmínky u nás se v současné době převážně projektují adiabatické systémy, což má v řadě případů za následek nevhodnost ve spotřebě energie (někdy značnou) a v nákladech.

Uvedená práce se zabývala širokou a poměrně komplikovanou problematikou, s použitím různých cenových údajů více či méně správně stanovených. Snahou bylo



Obr. 14. Vyznačení oblasti výhodnosti systémů adiabatického a s přichlazováním (čárkovaná strana) ohraničených hlediskem celkových nákladů, max. 30 a min. 5 násobnou výměnou vzduchu. Platí pro $\varphi_I = 65\%$, $t_I = 27^\circ\text{C}$ a variantu 4.

tyto údaje získat co nejobektivněji, pokud možno přímo od výrobců. Získané závěry platí sice omezeně pro podmínky dané volbou srovnávaných systémů, jejich provozních podmínek a zadanými vstupními hodnotami, algoritmus řešení je však sestaven tak, že jej lze na počítači provést i pro jiné vstupní hodnoty. V rámci práce bylo provedeno podrobné řešení pro požadované vnitřní podmínky $t_I = 26$ a 27°C , $\varphi_I = 65\%$. Při hodnotě $t_I = 25^\circ\text{C}$, požadované výrobcem např. pro bezvřetenové automaty BD 200, je již nutnost užití strojního ochlazení zřejmá. Získané hodnoty jsou k dispozici u zpracovatele.

LITERATURA

- [1] Chyský, Oppl a kol.; Větrání a klimatizace (SNTL Praha 1973).
- [2] Čermák; Chladicí zařízení v klimatizaci (Klimatizace č. 4/73).
- [3] Klazar; Blokové chladicí jednotky v klimatizaci (Zdravotní technika a vzduchotechnika č. 4/73).
- [4] Chyský; Psychrometrie (Pracovní podklad ČVTS Praha 1972).
- [5] Firemní materiály ČKD.
- [6] Firemní materiály Brown Boveri — York.
- [7] Bobinski, Komsta, Lorenz; Větrání a klimatizace ve spotřebním průmyslu (Alfa Bratislava 1973).

ОПТИМИЗАЦИЯ ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ И ПРЕДЕЛЫ ЭКОНОМНОСТИ МЕХАНИЧЕСКОГО ОХЛАЖДЕНИЯ В КОНДИЦИОНИРОВАНИИ ВОЗДУХА В ТЕКСТИЛЬНЫХ ПРЯДИЛЬНЫХ ФАБРИКАХ

Инж. П. Антипович

С помощью автоматической вычислительной машины осуществилось сравнение адиабатического охлаждения и механического охлаждения (или с тепловым насосом) для кондиционирования воздуха в текстильных прядильных фабриках именно с точки зрения затрат и расхода энергии. В системах с захолаживанием осуществилась оптимизация обходного коэффициента холодильника и холодопроизводительности с экономической точки зрения для отечественных (СКД) и иностранных (BBC — YORK) комплексных холодильных агрегатов. Для избранных условий и заданных входных значений были в заключении графически определены области выгоды обеих систем с точки зрения экономности.

OPTIMIZING THE COOLING OUTPUT; ECONOMIC LIMITS FOR USING REFRIGERATION SYSTEMS IN AIR-CONDITIONING TEXTILE SPINNING FACTORIES

Ing. P. Antipovič

An adiabatic cooling system and seven various other refrigerating or heat-pump systems have been compared on a computer as to their respective costs and energy inputs in spinning factories air-conditioning operation. For systems with an additional cooling the by-pass factor of the cooler as well as the cooling output have been optimized economically for СКД units and for BBC-YORK units. In a summary a chart showing economically favourable ranges of both systems in various operation conditions and input parameters has been published.

OPTIMIERUNG DER KÜHLLLEISTUNG UND ÖKONOMISCHE GRENZEN DER MASCHINELLEN KÜHLUNG IN KLIMAAANLAGEN FÜR SPINNEREIEN IN DER TEXTILINDUSTRIE

Ing. P. Antipovič

Мittels einer Dataverarbeitungsmaschine wurde ein Vergleich zwischen einem adiabatischen Kühlsystem und sieben verschiedenen maschinellen Kühlsystemen durchgeführt, um die Kosten und Energiebedarf beurteilen zu können. Bei Systemen mit Nachkühlung wurden Nebenflusskoeffizient und Kühlleistung der inländischen (СКД) und ausländischen BBC-YORK) Kühlsätze ökonomisch optimiert. Zum Schluss wurden die Arbeitsgebiete einer vorteilhaften Verwendung beider Systeme bei ausgewählten Bedingungen und Eintrittsparametern graphisch dargestellt.

AMÉLIORATIONS DU RENDEMENT RÉFRIGÉRANT ET LES LIMITES D'ÉCONOMIE DU REFROIDISSEMENT À MACHINE DANS LE CONDITIONNEMENT D'AIR DES FILATURES TEXTILES

[*Ing. P. Antipovič*]

Dans l'article présenté, on décrit une comparaison du refroidissement adiabatique et de sept variantes des systèmes de refroidissement à machine (éventuellement à pompe thermique) pour le conditionnement d'air des filatures textiles à l'aide d'un compteur automatique c'est-à-dire au point de vue des frais et de la consommation d'énergie. Dans les systèmes de refroidissement, on réalisa une amélioration du coefficient de by-pass d'un refroidisseur et du rendement réfrigérant pour les unités réfrigérantes en bloc indigènes (СКД) et étrangères (BBC-YORK) au point de vue économique. En conclusion pour les conditions choisies et les valeurs d'entrée définies, on détermina graphiquement les domaines de l'avantage de tous deux systèmes au point de vue économique.

KLIMATIZAČNÍ ZAŘÍZENÍ PRO PROVOZY JEMNÉ MECHANIKY

ING. BOHUMIL ŠPINAR

Janka ZRL, n. p. Radotín

V příspěvku jsou popisována speciální klimatizační zařízení pro náročné prostory jemné mechaniky. Písnné požadavky jsou motivovány technologickou náročností výroby. Zařízení jsou rozdělena do tří kategorií, z nichž třetí musí zajišťovat teplotní tolerance $20 \pm 0,02$ °C. Tyto laboratorní objekty jsou řešeny jako systém „místnost v místnosti“. Popisovaná zařízení byla realizována, měření a dvouletý provoz prokázaly správnost řešení.

Recenzoval: Doc. Ing. J. Chyský, CSc.

V roce 1966 byla projekce Janka (dříve ZVVZ) postavena před obtížný úkol. Bylo třeba navrhnout klimatizační zařízení pro mamutí výrobní kombinát v NDR s mimořádnými požadavky na teplotní tolerance a rychlosti proudění vzduchu v pracovních pásmech. Budova sama je o rozměrech 200×100 m, výška 42 m. V této budově je celkem cca 120 provozních místností s různými požadavky na parametry vnitřního ovzduší. Prakticky nebylo možné jednotlivé provozní místnosti vzájemně propojovat vzduchotechnickým zařízením. Mimo kanceláři, které byly na obvodě budovy, neměly ostatní provozní místnosti přímé spojení s venkovním ovzduším. Šlo prakticky o provozy s charakterem bezokenních hal, tj. v halách se trvale muselo svítit a bylo nutné zajistit bezporuchový provoz.

Podle požadavků na parametry vnitřního ovzduší lze provozní místnosti dělit do několika skupin:

- a) běžná větrací zařízení,
- b) klimatizační zařízení s udržováním $21 \pm 2,5$ °C a $\pm 1,0$ °C,
- c) klimatizační zařízení s udržováním $20 \pm 0,5$ °C a $\pm 0,2$ °C,
- d) klimatizační zařízení s udržováním $20 \pm 0,02$ °C,
- e) vysokotlaká klimatizační zařízení pro kanceláře.

Relativní vlhkost u zařízení ad a) až d) se udržovala v mezích 50 ± 5 %.

Požadované parametry vnitřního ovzduší bylo nutné bezpodmínečně dodržet, neboť šlo o speciální výrobu v oblasti jemné mechaniky.

Rychlost vzduchu v pracovním pásmu nesměla překročit hodnotu 0,2 m/s. Dodržení uvedených parametrů nezáleželo jen na vzduchotechnických zařízeních, ale rozhodujícím činitelem byla i vlastní stavební koncepce a technologická zařízení. Bylo výhodou u této akce, že jsme od počátku mohli do značné míry ovlivnit stavební dispozici celé budovy a i vlastní technologii a tak si vytvořit předpoklady k tomu, aby bůbec bylo možné požadované parametry udržovat.

Přesto, že jsme dosud nerealizovali zařízení, které by udržovalo $20 \pm 0,2$ °C nebo $20 \pm 0,02$ °C, bylo nám naprosto jasné, že tyto teplotní tolerance nelze udržet:

- a) v místnostech, které jsou propojeny okny s vnější atmosférou,
- b) velkými vnitřními tepelnými zdroji nebo s proměnlivými vnitřními zdroji vůbec,
- c) v celém objemu provozní místnosti, nýbrž pouze v předem vymezeném pracovním pásmu.

Při zpracování prvního návrhu projektu nebyly k dispozici ani zkušenosti z obdobných zařízení ze zahraničí. Proto ve spolupráci s VÚV Praha jsme hledali všechny základní činitele, které mohou ovlivnit výsledné parametry vnitřního ovzduší.

Jsou to:

- a) vhodné stavební koncepce, jako umístění provozní místnosti ve vlastní budově, součinitel prostupu tepla stěn, podlah a stropu; umístění dveří včetně zádveří, tepelná kapacita stěn a podlah, tvar místností, jejich výška atd.,
- b) vlastní technologie, jako vnitřní tepelné zdroje a zdroje proudění vzduchu. Rozhodující je její rozmístění na půdorysné ploše. Ideální řešení je rozdělení rovnoměrné. Velké bodové tepelné zdroje znemožňují udržovat přísné teplotní tolerance, neboť dochází k nežádoucímu pohybu vzduchu, který narušuje obraz proudění a tím v konečné fázi rozložení teplot,
- c) osvětlení místností,
- d) pohyb lidí,
- e) vlastní klimatizační zařízení včetně regulace at už svou stabilitou, výkonem (výměna vzduchu za hodinu), systémem umístění přívodních (i odsávacích) výtústí.

Každý z uvedených činitelů byl podrobně zkoumán. Pokud by šlo o malé provozní místnosti nebo o malý počet zařízení, byly by problémy jednodušší. Ale v našem případě šlo o objem budovy asi 840.000 m³ se 120 různými provozními místnostmi, pro které bylo navr-

Je přirozené, že udržovat teplotu $20 \pm 0,2 \text{ }^\circ\text{C}$ v malém prostoru s minimálními vnitřními tepelnými zdroji je spojeno s menšími technickými problémy, než když jsme nuceni udržet uvedené teploty udržovat např. v provozní místnosti s objemem 3 600 m³ a s vnitřní tepelnou zátěží více než 230 W/m² 200 kcal/m²h. Ve všech bodech pracovního pásma musela být stejná teplota. Čím větší byla tepelná zátěž, tím bylo nutné pracovat s větším pracovním rozdílem teplot Δt_{pr} , což má zase vliv na rozložení teplot v pracovním pásmu.

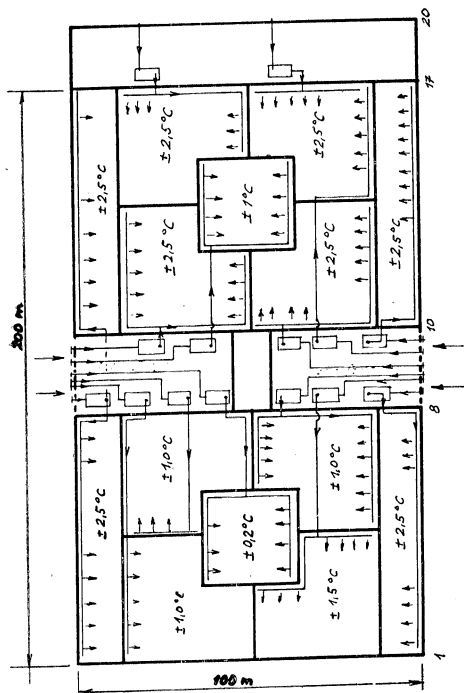
Z celkového počtu 180 klimatizačních zařízení bylo 12 speciálních pro udržování teploty $20 \pm 0,02 \text{ }^\circ\text{C}$, 19 zařízení pro udržování teploty $20 \pm 0,5$ nebo $\pm 0,2 \text{ }^\circ\text{C}$, 30 zařízení pro udržování teploty $21 \pm 1,0 \text{ }^\circ\text{C}$ a zbytek bylo zařízení s tolerancemi $22 \pm 2,5 \text{ }^\circ\text{C}$ a systémy VTK.

V zásadě jsme ovlivnili stavební koncepci tak, že kanceláře jsou na obvodu budovy. Oddělují vnitřní důležité provozy od vnější atmosféry. Pro tyto kanceláře byla navržena dvoutrubková vysokotlaká klimatizace přepínacím systémem. Uvnitř budovy jsou nejprve provozy, pro které je nutné udržovat teplotu $20 \pm 0,5$ nebo $\pm 0,2 \text{ }^\circ\text{C}$ a mezi nimi jsou nejdůležitější provozy, kde je nutné udržovat $20 \pm 0,02 \text{ }^\circ\text{C}$. Použili jsme systém „prostor v prostoru“.

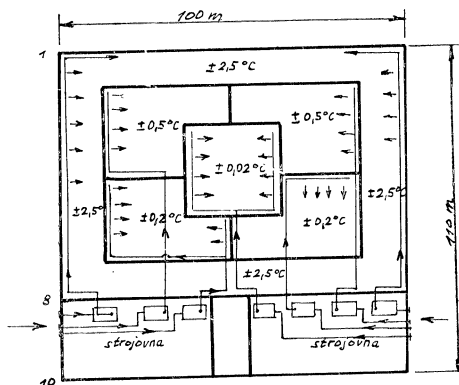
Na obr. 1, 2, 3 je schematicky navržena stavební situace této budovy. Jak je patrné z obrázků, soustředily se strojovny klimatizace do středu budovy, aby byly rozvody co nejkratší. Přesto vycházejí v některých případech delší než 150 m. Strojovny jsou podle obr. 1 umístěny mezi sloupy 8 až 10 a 17 až 20. Téměř veškerá klimatizační zařízení pracují pouze s určitým podílem venkovního vzduchu, a to podle venkovní teploty. Při nejvyšších a nejnižších venkovních teplotách se používá minimální (10 %) podíl venkovního vzduchu a při teplotách okolo $17 \text{ }^\circ\text{C}$ téměř 100 %. Z hospodárně se tím provoz zařízení. Pouze u zařízení, která mají udržovat teploty $20 \pm 0,5$ nebo $\pm 0,2 \text{ }^\circ\text{C}$ a samozřejmě $\pm 0,02 \text{ }^\circ\text{C}$ pracuje se s trvalým podílem venkovního vzduchu.

Venkovní vzduch se nejprve čistí v elektrofiltru, pak se v klimatizační jednotce směšuje se vzduchem cirkulačním a podle potřeby se chladí, vlhčí, dohřívá a přivádí do místnosti. Aby se dosáhlo pro tak náročné provozy, mnohdy s velkou vnitřní tepelnou zátěží, bezprůvanové větrání, jsou navrženy pro přívod vzduchu speciálně upravené šterbiny o šířce 5 mm, umístěné v mezistropu. Odsávání se děje opět v mezistropu přes osvětlovačí tělesa (obr. 4).

Jak je v obr. 4 vyznačeno, garantují se předepsané parametry pouze v předem dohodnutém pracovním pásmu. V našem případě je to pásmo 0,8 m až 1,2 m nad podlahou a asi 1 m od stěn. Je přirozené, že pracuje-li se s většími pracovními rozdíly teplot, např. $6 \text{ }^\circ\text{C}$, není možné přímo pod šterbinou nebo v její blízkosti udržovat požadované parametry. Veškeré parametry vzduchu se mění od šter-



Obr. 1. Půdorys typického podlaží budovy v NDR



Obr. 2. Půdorys druhého suterénu budovy.

ženo 180 klimatizačních zařízení s celkovým rozvodem vzduchu asi 4 000 000 m³/h. Celkový chladicí výkon byl téměř 26 MW (22 000 000 kcal/h). Spotřeba tepla 29 MW (25 000 000 kcal/h). Celková spotřeba elektrického proudu je asi 7 000 kW. Délka všech potrubí je asi 12 600 m.

biny směrem k pracovnímu pásmu. Např. ve štěrbině je vzduch o teplotě např. 15 °C a v pracovním pásmu musí být již teplota 21 °C. Bylo nutné znát průběh změny teplot v závislosti na vzdálenosti od štěrbin. Rovněž tak bylo nutné znát průběh změny rychlosti vzduchu od štěrbin směrem k pracovnímu pásmu. Ve štěrbině byla rychlost např. 3,5 m/s a v pracovním pásmu nesměla být větší než 0,2 m/s. Proto byly ve VÚV prováděny modelové zkoušky tohoto řešení jedné typické prostorové buňky v měřítku 1 : 1.

Pro speciální klimatizační zařízení s vysokými nároky na udržování stálé teploty v pracovním pásmu bylo použito pro výměnky tepla topné médium o konstantní teplotě. U těchto zařízení je velmi důležité, aby jejich výkon nebyl závislý na běžném kolísání teplot topného média. Jde hlavně o přívod z teplot, kde se teplota vody mění podle venkovní teploty. Proto se dosti často používá jako druhý stupeň dohřívání elektrický ohřívák, který má malé zpoždění a dobrou regulační schopnost.

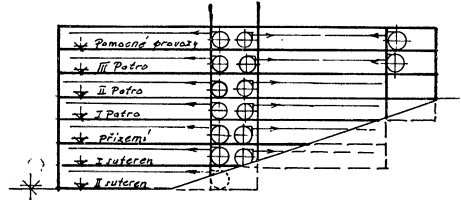
Další požadavek u velmi přesných klimatizačních zařízení byla čistota vzduchu přiváděného do speciálních provozních místností. Bylo použito trojí filtrace. Jako první stupeň byl zařazen elektrofiltr pro část vzduchu nasávaného z vnější atmosféry. Po smíchání s cirkulačním vzduchem byla tato směs čistěna ve složkovém filtru s rohoží NEFI II a za klimajednotkou byl umístěn třetí, speciální filtr vložkový se speciálním papírem vyvinutým pro tento případ. Označení tohoto papíru je „Harmil“. Účinnost tohoto filtru je 99,9 % pro prachové částice pod 1 μm.

Každé zařízení bylo opatřeno tlumiči hluku, které byly instalovány v potrubí. Použily se tlumiče systém „Greif“ — výroba Stavosolace Kolín. V žádném prostoru nebyla překročena předepsaná hluková hladina.

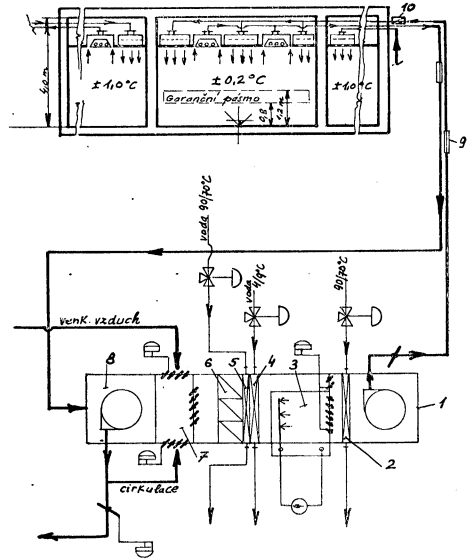
Jak bylo již uvedeno, odsávání bylo provedeno přes osvětlovací tělesa umístěná v meziprostoru. Měření prokázalo, že se tím odvedlo až 70 % tepla z osvětlovacích těles. V našem případě jde o sedmipodlažní budovu s celkovou půdorysnou plochou asi 100.000 m². Vnitřní prostory jsou prakticky bezokenné. To znamená, že osvětlení je v trvalém provozu. Celkový výkon tepla z osvětlovacích těles, vztážen na 1 m² plochy, činí 70 W/m² (≈ 60 kcal/m²h). Odsáváním se ušetřilo 49 W/m² (≈ 42 kcal/m²h). Celková úspora je tedy 4,2 MW (≈ 4.200.000 kcal/h). Tato úspora tepla má velký vliv na dimenzování klimatizačních zařízení. Zpětný vzduch se tím ohřál až o 4 °C.

V diagramu *z*—*x* na obr. 5 jsou zanešeny změny stavu vzduchu jak v letním, tak i v zimním období. Z diagramu je patrné, že v zimním období slouží předehříváč pouze jako rezerva. Požadovaný stav vzduchu před pračkou je pomocí klapky získáván vhodným mísením venkovního a cirkulačního vzduchu. Poměr mísení se mění podle teploty venkovního vzduchu. Hygienický požadavek, aby minimální přívod venkovního vzduchu byl alespoň 10 %, je dodržen vhodným nastavením listů klapky venkovního vzduchu. Úsečka 6—5 představuje

oteplení vzduchu v potrubí a přívodním ventilátoru. Často se na tuto skutečnost zapomíná. Toto oteplení činí podle velikosti elektromotoru 1 až 2 °C. Potrubí je tepelně izolováno. Úsečka 4—3 představuje oteplení v osvětlovacích tělesech a odsávacím ventilátoru. V na-



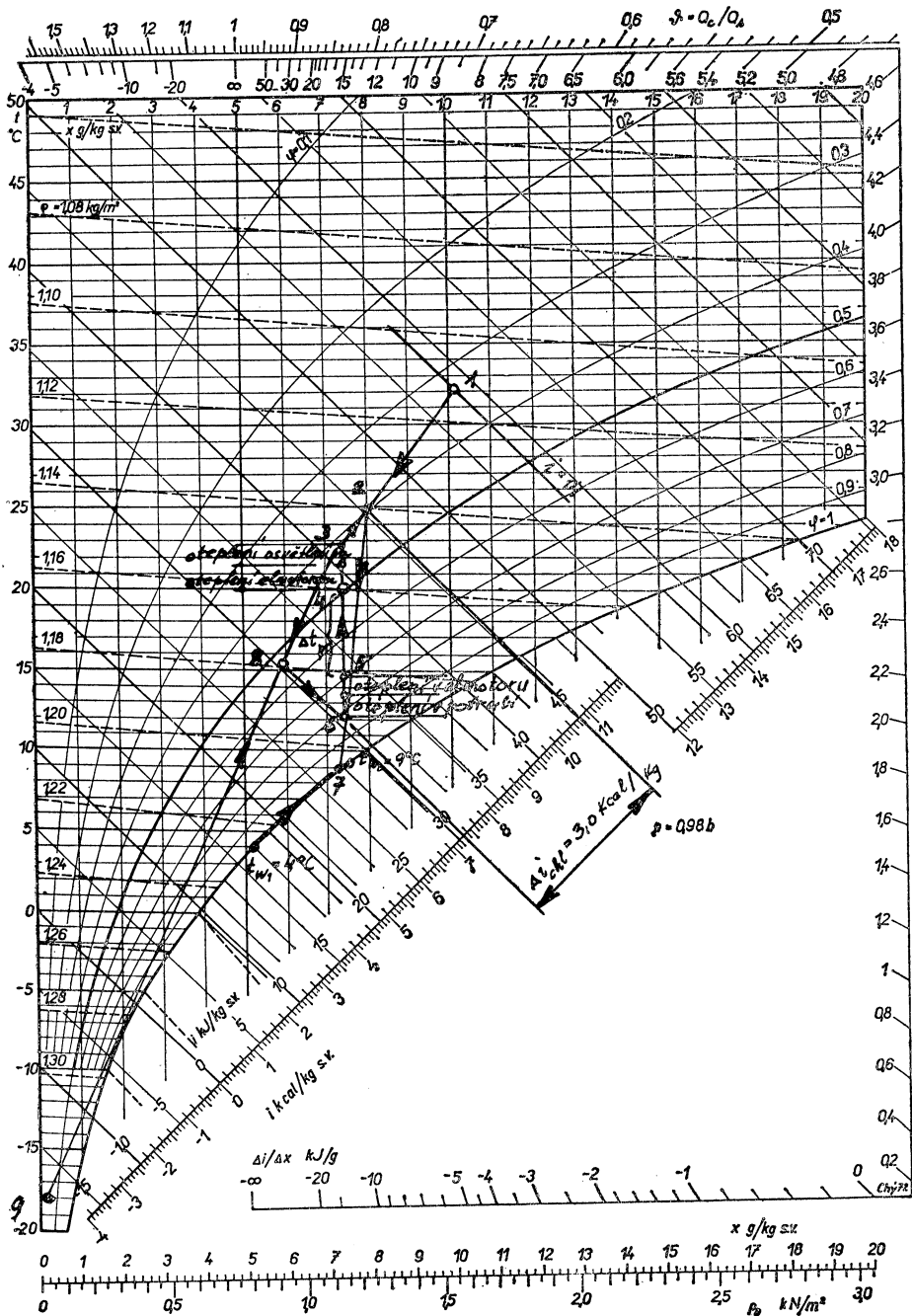
Obr. 3. Řez budovou.



Obr. 4. Celkové schéma jednoho klimatizačního zařízení budovy v NDR.

1 — ventilátorová komora pro přívod vzduchu, 2 — ohřívák, 3 — pračka vzduchu s obchodem, 4 — chladič vzduchu, 5 — předehřívák, 6 — filtr vzduchu, 7 — směšovací komora, 8 — ventilátorová komora pro odvod vzduchu, 9 — tlumič hluku, 10 — elektrický ohřívák).

šem případech toto oteplení bylo 3 až 5 °C. S tímto oteplením není nutno počítat, když se nepoužije zpětného vzduchu a zařízení pracuje pouze s venkovním vzduchem. K dispozici byla chlazená voda 4 °C a její ohřátí v klimatizační jednotce bylo 5 °C. V případě, že se zmenšily vnitřní tepelné zdroje (vypnutím některých elektromotorů), bylo nutné u přesných klimatizací vzduch mírně dohřát a u ostatních zařízení snížením výkonu chladiče se při stálé teplotě mírně změnila relativní vlhkost. Klimatizační jednotky pro tento objekt byly vyrobeny v ZVVZ. Jsou v těžším provedení, téměř bezhlučné a mají u pračky insta-



Obr. 5. Průběh změn stavu vzduchu v $i - x$ diagramu pro přesnou klimatizaci (1 — venkovní letní stav vzduchu, 2 — směs venkovního a cirkulačního vzduchu, 3 — stav zpětného vzduchu, 4 — stav vzduchu v klimatizované místnosti, 5 — stav vzduchu ve šterbinách, 6 — stav vzduchu za chladičem, 7 — střední povrchová teplota chladiče, 8 — stav změn v zimním období, 9 — venkovní zimní stav vzduchu).

lovány botok pro dosažení plynulé regulace vlhkosti. Jak ukázaly garanční zkoušky a příslušná měření, bylo u všech zařízení dosaženo předepsaných parametrů vzduchu.

Požadované přesné parametry nelze zajistit bez odstranění zdroje poruch, a to ve všech bodech garantovaného pásma klimatizovaného prostoru. Do poruch zahrnujeme především:

- a) změny zisků a ztrát tepla způsobené změnou vnější teploty,
- b) změny teploty vnějšího prostředí, které se promítnou v podílu nasávaného venkovního vzduchu,
- c) změny produkce tepla vyvolané vypínáním a zapínáním osvětlení a elektromotorů,
- d) nežádoucí změny teploty přiváděného vzduchu způsobené ohřívacem či chladičem (kolísání teploty vzduchu způsobené nevhodným dimenzováním výměníků a regulačních ventilů),
- e) změny způsobené měněním se počtem lidí (obsluhujícího personálu). Často předepisujeme, že v době měření nesmí být přítomen žádný člověk nebo je mu vyhrazeno pouze určité místo. Pokud se nepřipouští přítomnost člověka v měřící laboratoři lze technologický proces pozorovat přes speciální okénko,
- f) změny teplot způsobené dováženým materiálem, který může mít jinou teplotu než je požadovaný stav vzduchu v klimatizované místnosti. Je vždy nutné navrhnout plán přísunu materiálu, jeho uskladnění a čas k vyrovnání teplot.

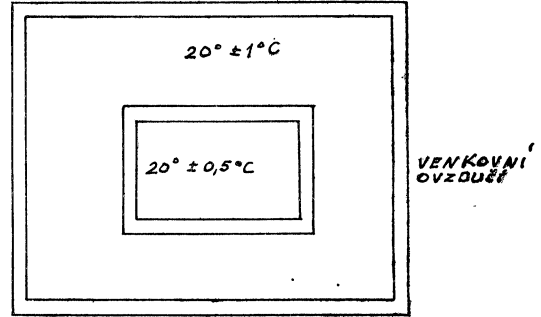
Vliv kolísání, resp. změn teplot vnějšího prostředí redukuje vhodnou tepelnou izolací nebo úpravou stavební koncepce. Někdy nevhodná stavební koncepce či složení zdiva, jak ukazují výpočty, vyžaduje takovou tloušťku izolace, že ji z praktických důvodů nelze provést. Jde hlavně o lehké stavební konstrukce vystavené přímému vlivu vnější atmosféry. Např. v jednom případě výpočtem vyšla izolace o tloušťce 1 m, což nelze provést. Pak zůstává opravdu jen jediná možnost; použít systém „prostor v prostoru“, viz obr. 6. Mimo vlastní přesnou klimatizaci (např. $20 \pm 0,5^\circ\text{C}$) je nutno navrhnout další klimatizaci i pro prostor obklopující místnost s přesnými požadavky na teplotu. Tam se může uvažovat stejná základní teplota, avšak s většími teplotními tolerancemi (např. $20 \pm 1^\circ\text{C}$).

Vliv tepelných změn vnějšího prostředí, které se projeví změnou podílu venkovního vzduchu omezíme tím, že čerstvého vzduchu přivádíme jen minimální množství. Je to nehošpodárné, ale z hlediska udržování konstantních teplot nutné.

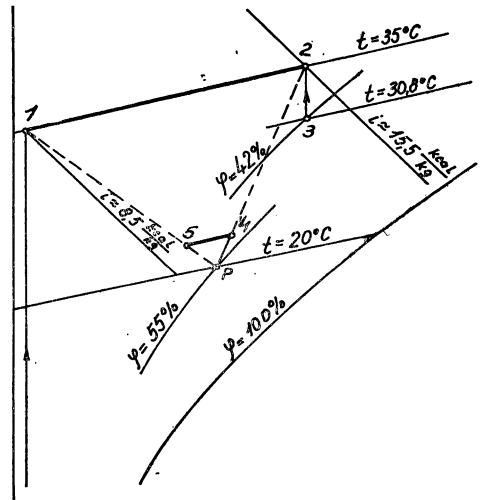
Dosažení stability celého systému spočívá podle zahraniční zkušenosti v trvalém ohřívání venkovního vzduchu na teplotu, která je o 2—3 °C vyšší než je maximální teplota v dané oblasti. Později se na základě měření ukázalo, že ani tento způsob není účinný, neboť při stále venkovní teplotě se může podstatně měnit entalpie vzduchu (viz obr. 7). Realizace této koncepce si vyžádala další ohřívac a re-

gulační okruh. Důsledkem bylo, že chladič byl v činnosti během celého roku a pracoval téměř trvale s maximálním výkonem.

V zimním období je dodržen stav 1, v létě stav 2. Jsou to krajní extrémní stavy. Příímka 1—2 udává průběh změn stavu vzduchu (isoterma 35 °C). Později se ukázalo, že takto získaná stabilita systému je problematická, neboť během roku se mění i jiné parametry, nejen teplota. Např. entalpie se mění z $i =$



Obr. 6. Půdorysné uspořádání klimatizované místnosti



Obr. 7. Udržování konstantní teploty během celého roku ($i-x$ diagramu)

$= 8,5 \text{ kcal/kg}$ až na $i = 15,5 \text{ kcal/kg}$. Jako důsledek těchto zkušeností jsme upustili v dalších projektech od této stabilizace venkovního vzduchu a zaměřili jsme se u speciálních zařízení na stabilizaci rosného bodu.

Na základě našich i cizích zkušeností můžeme rozdělit klimatizační zařízení pro jemnou mechaniku, laboratoře a podobné provozy s přísnými požadavky na teploty do dvou základních systémů.

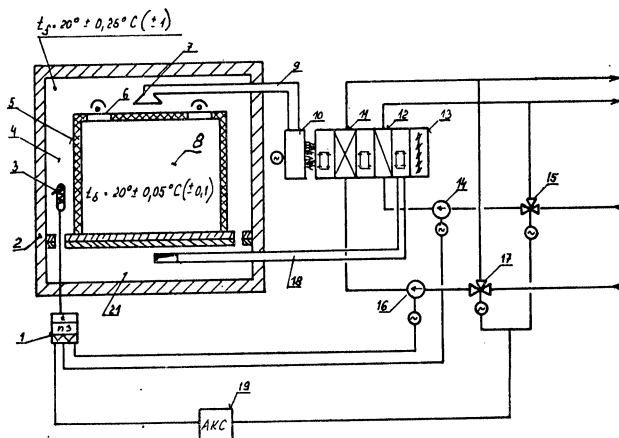
Jsou to:

- a) systémy tzv. „přímočinné“,
- b) systémy tzv. „nepřímočinné“.

Do systémů *přímočinných* patří klimatizační zařízení, ve kterých se vzduch předem upraví na požadované parametry s předepsanou přesností a takto upravený vzduch se přivádí přímo do prostorů, ve kterých se mají udržovat předepsané parametry. Rozvodné potrubí je obvykle v místnosti a vzduch je přiváděn buď děrovaným stropem neb anemostaty. Je

zkušební. Hlavní místnost nemá přívod upraveného vzduchu. Navržené klimatizační zařízení je běžného provedení bez zvláštních nároků na regulaci. Vhodné musí být provedena dělicí stěna mezi těmito prostory.

Tyto systémy se používají pro laboratoře a podobné provozy, ve kterých není zdroj vnitřního tepla a kde se vyžaduje minimální pohyb vzduchu (méně než 0,1 m/s). Jde např. o laboratoře, ve kterých se provádí dělení stupnic, rytí difrakčních mřížek, výzkum optických soustav apod. Četné z těchto pochodů trvají



Obr. 8. Schéma „nepřímočinného“ systému přesné úpravy vzduchu (1 — regulátor teploty, 2 — vnější ohrazení prostoru, 3 — snímač teplotního regulátoru, 4 — vnější místnost, 5 — ohrazení určené pro útlum tepelných změn, 6 — svítidla, 7 — rozdělovač vzduchu, 8 — klimatizovaný prostor (vnitřní místnost), 9 — potrubí pro přívod vzduchu, 10 — ventilátor, 11 — chladič vzduchu, 12 — ohříváč vzduchu, 13 — klapka, 14 — čerpadlo horké vody, 15 — směšovací ventil pro horkou vodu, 16 — čerpadlo studené vody, 17 — směšovací ventil pro studenou vodu, 18 — potrubí pro zpětný vzduch, 19 — automatický kolektor cyklů (AKC) jde o člen pro postupnou regulaci — viz naše kaskádové relé, 20 — podlaha s tepelnou izolací, 21 — podsklepení).

tedy upravený vzduch z klimatizačního zařízení v přímém styku s klimatizovanou místností. U těchto systémů se musí používat velmi citlivých regulátorů. Pro ně jsou charakteristické dvě význačné okolnosti:

- vysoká výměna vzduchu, 30 až 40násobná za hodinu i větší (je zde snaha po dosažení proudění v prostoru blízké proudění laminárnímu),
- malé pracovní rozdíly teplot (např. 0,5 °C).

U těchto systémů vychází zařízení s velkými výkony a s nároky na velkou přesnost v určování a dimenzování výměníků a dalších prvků. Rovněž distribuce vzduchu je velmi náročná. Tento systém je patrný z obr. 4. Používá se pro ty provozy, kde jsou uvnitř klimatizované místnosti vnitřní tepelné zdroje. Tato klimatizační zařízení jsou velmi náročná a investičně i provozně drahá.

Systémy nepřímočinné se u nás dosud velmi málo použíly. Ukázka je uvedena na obr. 8. Ve zkušebně se má udržovat teplota $20 \pm 0,05$ °C. Dosahuje se toho tím způsobem, že se klimatizuje obklopující prostor kolem

delší dobu a jsou velmi citlivé na změny (odchylky) teploty během celého pochodu. Např. pochod nanášení rysek na difrakční mřížku může trvat bez přerušování od 2 do 11 dnů (à 24 hod.). Pokud by během této doby na kratší dobu byl teplotní režim porušen, pak celá velmi nákladná produkce by byla znehodnocena.

Na základě získaných zkušeností z této velké stavby doporučujeme dodržet pro přesné klimatizační zařízení (např. $20 \pm 0,1$ °C) tyto zásady:

- teplotu rosného bodu udržovat s přesností $\pm 0,6$ až $\pm 0,8$ °C; Vyžaduje to správně navrhnout výměníky tepla a vhodnou regulaci,
- stav vzduchu za ohříváčem (např. 18,5 °C) udržovat s přesností $\pm 0,6$ °C,
- jelikož v běžné praxi nejsou vnitřní tepelné zdroje rovnoměrně rozděleny na půdorysné ploše klimatizované místnosti, doporučujeme rozdělit klimatizovaný prostor na více zón. Každá zóna má svůj vlastní výměník tepla,

- nejvhodnější systém přívodu vzduchu do klimatizovaného prostoru je pomocí štrbin nebo děrovaných stropů,
- v každém případě použít odsávání přeosvětlovací tělesa.

Výsledky přesných měření závisejí do značné míry na dodržení stálé teploty vzduchu v pracovním pásmu. Je známo, že změnil-li se teplota vzduchu o 1 °C, prodlouží se ocelové měřítko dlouhé 1 m o 12 μm. Často se vyžadují měření s přesností i ± 1 μm. Podle mezinárodní normy se mají veškerá přesná měření provádět při teplotě 20 °C. Má-li se měřit s přesností ± 1 μm, dovolují se výchyly teploty vzduchu v prostoru v mezích ± 0,1 °C. Ve zvláštních případech se požadují teplotní výchyly v mezích ± 0,025 °C. Relativní vlhkost vzduchu hraje až druhořadou úlohu. Přípouštějí se výchyly od základní vlhkosti v mezích ± 5 %.

V dalším naznačíme postup výpočtu pro jednu měřicí laboratoř o celkové kubatuře 120 m³. Pro tuto laboratoř bylo předepsáno udržovat teplotu 20 ± 0,1 °C, rel. vlhkost 55 ± 5 %. Počet obsluhujícího personálu byl 5 osob, vnitřní tepelné zdroje činily 0,24 kW. Laboratoř nebyla vestavěna do jiného klimatizovaného prostoru, ale ze dvou stran bylo dělicí zdivo v přímém styku s vnější atmosférou.

V tomto případě byl velký problém jak snížit vliv vnější atmosféry na minimum, neboť technologické měření není ovlivněno jen teplotou vzduchu v laboratoři, ale i povrchovou teplotou zdiva. Chceme proto snížit vliv sálavého účinku stěn na měřicí pochody na minimum.

Analytickou cestou nelze stanovit dovolené teplotní odchylky mezi teplotou vnitřního povrchu stěn a teplotou vzduchu v laboratoři. Proto na základě mnoha měření u nás a v zahraničí doporučujeme:

- při parametrech vnitřního ovzduší 20 ± 0,1 °C připustit odchylku teploty vnitřního povrchu stěn od vnitřní teploty vzduchu nejvýše ± 0,3 °C, při vnitřní teplotě 20 ± 0,3 °C nejvýše ± 0,5 °C,
- na základě známých vztahů pro přestup tepla při volném proudění se vypočte součinitel přestupu tepla α (v našem případě $\alpha = 69,5 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$, tj. 0,83 kcal/m²h °C),
- na základě dříve uvedeného lze stanovit množství tepla q , které za těchto podmínek může projít uvažovanou stěnou (v našem případě je nejvýše 0,29 W/m², tj. 0,249 kcal/m²h),
- Při venkovní teplotě 35 °C se vypočte tepelný odpor stěny

$$R = \frac{\Delta t}{q} = \frac{35 - 20}{0,290} = 51,6 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C/W},$$

tj. 60 m²h°C/kcal.

Podle tepelného odporu stěny je možno posoudit zdivo, které je architektem navrženo pro náš případ. Většinou první návrh nevyhovuje, neboť např. cihelné zdivo o tloušťce 38 cm má tepelný odpor pouze

$$R = 2,58 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}, \text{ tj. } 3 \text{ m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C/kcal}.$$

Z toho je patrné, že je nutno provést stavební opatření ke zvýšení tepelného odporu zdiva. První náš návrh byl opatřit zdivo tepelnou izolací, která musí mít tepelný odpor o hodnotě

$$R = 49 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}, \text{ tj. } 57 \text{ m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C/kcal}.$$

Při použití běžné izolace s hodnotou

$$\lambda = 0,0372 \text{ W/m } ^\circ\text{C}, \text{ tj. } 0,032 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}$$

vychází tloušťka tepelné izolace 1,82 m, což prakticky není možné realizovat.

Uvedený příklad názorně ukazuje, že je nutné použít jinou stavební koncepci. Použili jsme pak dvojité stěny a meziprostor byl větrán zpětným vzduchem.

Potom byl proveden podrobný výpočet tepelných odporů jednotlivých vrstev zdiva, povrchové teploty a oteplení proudícího vzduchu v mezistěně. Jak prokázalo měření během provozu, navržená stěna plně vyhověla.

Z uvedeného je patrné, že je-li zdivo laboratoře vystavěno přímo vlivu vnější atmosféry, nemůže vyhovět zdivo s tepelnou izolací, ale je nutno navrhnout dvojité stěny s větráním meziprostorem.

Závěr

Dvouletý provoz speciálních klimatizačních zařízení, která dodávaly ZVVZ do NDR prokázal, že je možné udržovat v klimatizovaných prostorách teploty 20 ± 0,1 °C a dokonce i 20 ± 0,02 °C za předpokladu splnění podmínek uvedených v tomto článku.

Установки для кондиционирования воздуха для цехов точной механики

Инж. В. Шпинар

V статье описываются специальные установки для кондиционирования воздуха для требовательных пространств точной механики. Строгие требования мотивированы технологической требовательностью производства. Установки разделяются в 3 категории и третья категория должна обеспечивать допуски температуры 20 ± 0,02 °C. Лабораторные пространства решились как „помещение в помещении“. Описываемые установки были реализованы; измерения и двухлетняя работа показали правильность решения.

Air conditioning systems for fine machinery works

Ing. B. Špinar

The author describes special air conditioning systems for use in fine machinery work-rooms with high demands, which are motivated by the production technology. The systems have been classified in three groups, the third

of which must be able to keep the work-room temperature at 20 deg. cent. with tolerances $\pm 0,02$ deg. cent. These laboratories are being built as „a room inside a room“. The air conditioning systems described in the article have been in operation since two years and the respective measurements have proved that the lay-out has been right.

Klimaanlagen für Feinmechanikbetriebe

Ing. B. Špinar

Der Artikel beschreibt spezielle Klimaanlagen für hohe Ansprüche in Betriebsräumen der feinmechanischen Erzeugung. Diese strengen Ansprüche sind durch diesbezügliche Erzeugungstechnologie motiviert. Die Klimaanlagen sind in drei Gruppen geteilt worden; die dritte davon muss die Raumtemperatur von 20 °C mit Toleranzen $\pm 0,02$ °C halten. Diese laborähnlichen Objekte werden als „Raum im Raum“ gebaut. Die in diesem

Artikel beschriebenen Anlagen sind schon seit zwei Jahren in Betrieb und diesbezügliche Messungen haben gezeigt, dass die Lösung richtig war.

Installation de conditionnement d'air pour les exploitations de la mécanique de précision

Ing. B. Špinar

Dans l'article présenté, on décrit les installations de conditionnement d'air spéciales pour les espaces exigeants de la mécanique de précision. Les conditions sévères sont motivées par une exigence technologique de la production. Les installations sont divisées en trois catégories parmi lesquelles la troisième catégorie doit assurer les tolérances de température $20 \pm 0,02$ °C. On trouve la solution de ces espaces de laboratoire comme „le local en local“. Les installations décrites furent réalisées, le mesure et l'exploitation de deux ans montrent la justesse de la solution.

● Okna jako tlumiče hluku

K dosavadním úkolům oken (přístup denního světla, větrání, ochrana proti průvanům, teple, chladu, dešti) přistoupila dnes ještě další funkce — ochrana proti hluku z okolí. Všeobecně je okno nejslabším článkem venkovní stěny budovy, takže na ně musíme klást určité a za některých okolností dosti přísné nároky na tlumení. Požadavky se pohybují podle umístění budovy (venkov, hlavní třída, blízkost letiště) a jejího určení (obytný dům, škola, nemocnice) v rozsahu 20 až 45 dB.

Mezinárodní doporučení nebo normy na měření hluk tlumících vlastností oken dosud neexistují. Přitom si musíme uvědomit, že hodnoty zjištěné na hlukových zkušebnách (dvě oknem oddělené místnosti) mohou proti měřením na skutečných stavbách vykazovat značné rozdíly.

R. Hottinger v článku „Isolace hluku okny“ v časopise Schweizerische Bauzeitung, č. 36/1973, str. 861—865, vyšel z doporučení měření tlumících vlastností oken na skutečných budovách vydaných Švýcarským zkušebním ústavem materiálu a provedl měření pro různé konstrukce oken při různých tloušťkách zasklení i mezerách mezi zasklením. Program měření obsahl okna s jednoduchým zasklením, různé typy běžných oken s dvojitým zasklením, speciální protihluková okna se zvlášť utěsněnými spárami, masivní dvojitá okna s velkým odstupem skel a jejich obvodovým tlumením, speciální hluktlumící dvojitá okna s deštěnou paletou a vestavěným větráním (ventilací) a konečně hluk tlumící účinky skládacích stěn před okny např. k ochraně obyvatel před hlukem z blízkého tanečního sálu.

Autor uvedl pro naměřené hodnoty hluk tlumících schopností různých typů oken doporučené útlumy v závislosti na umístění budovy. Při posuzování hladiny hluku, kterou možno očekávat v místnosti, je třeba si uvědomit, že:

- a) hladina hluku uvnitř místnosti vzrůstá s přibývající okenní plochou,
- b) čím větší je místnost a čím lepší je její absorpce (nábytek, koberce, záclony), tím nižší je vnitřní hladina hluku,
- c) z hladiny venkovního hluku a hluk tlumících schopností oken nemůžeme činit závěry o vnitřní hladině hluku, protože hraje roli též frekvenční složení venkovního hluku. Tak např. pouliční hluk a hluk z letadel mají výrazné nízkofrekvenční složky, které okno tlumí podstatně hůře, než složky vysokofrekvenční. Proto pro přesné posouzení nutno provést výpočet pro všechna oktávová pásma,
- d) hluk tlumící účinky těžkých záclon, rolet nebo žaluziových oknic při zavřených oknech bývají často přeceňovány,
- e) silná skla zvyšují útlum hluku,
- f) příznivé jsou nestejně tloušťky skel a pokud možno velký odstup mezi jednotlivými zaskleními při elastickém uložení skel, více-
stupňová okenní spára s doléhajícím těsněním, dobré utěsnění okenních ráků v plášti budovy, nepoužití nebo alespoň dobré izolování roletových skříní, pečlivé zpracování a lícování oken, dvouplášťové konstrukce oken a umístění obvodového tlumení mezi oběma plášti,
- g) útlumu hluku buď do okna začleněných, nebo zvlášť připojených přívodů čerstvého vzduchu, je třeba věnovat zvláštní pozornost.

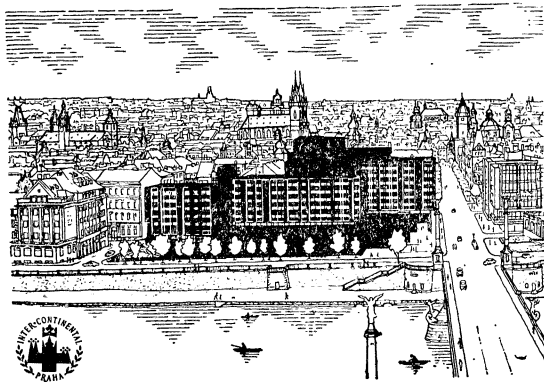
HLH 3/74

(Ku)

KLIMATIZAČNÍ ZAŘÍZENÍ HOTELU INTERCONTINENTAL PRAHA

JAROSLAV KŘEČAN

Janka — ZRL, Radotín



Obr. 1. Hotel Intercontinental Praha.

Příspěvek popisuje řešení klimatizačních zařízení v hotelu Intercontinental Praha. Zařízení bylo navrženo holandskou firmou Van Swaay a většina zařízení jsou výrobky firmy Carrier. Autor ve svém příspěvku popisuje nedostatky zařízení, cesty k jejich odstranění a problémy při uvádění zařízení do chodu. Zvláštní pozornost je věnována ekonomii provozu zařízení a možnostem úspor.

Recenzoval: Doc. Ing. J. Chyský, CSc.

1. ÚVOD

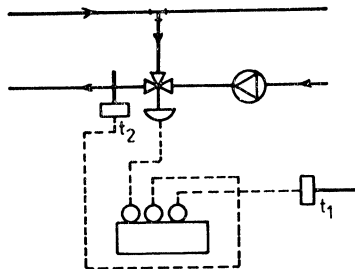
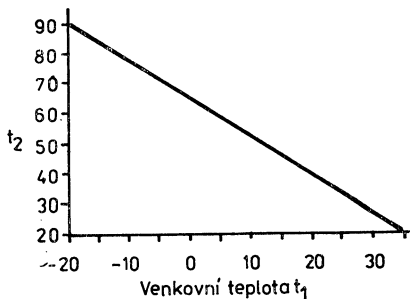
Klimatizační zařízení pro hotel Intercontinental bylo navrženo firmou Van Swaay (Holandsko) ve spolupráci s firmou Carrier a projekčním oddělením ZVVZ Milevsko, projekční skupinou Ostrava. Regulační zařízení pro klimatizaci budovy dodala firma Honeywell (Viedeň), montáž regulačního zařízení, změření a naregulování množství vzduchu provedlo montážní oddělení n. p. ZRL — Janka Radotín.

Klimatizační zařízení je nízkotlaké, společenské prostory, restaurace, vstupní haly a obchod upomínkovými předměty jsou kli-

matizovány pomocí zónových jednotek s komfortní úpravou vzduchu. Pokoje hotelových hostů jsou větrány upraveným vzduchem a tepelné ztráty nebo zisky jsou kryty ventilátorovými jednotkami FCU, výrobek fy. Carrier. Každá tato jednotka má svůj elektrický termostat, který řídí vytápění nebo chlazení pokoje. Ve všech prostorách s komfortní klimatizací se udržuje teplota v rozmezí 20—26 °C a vlhkost vzduchu 40—60 %.

Kuchyně, prádelna, pomocné skladovací prostory a údržbové díly jsou vybaveny teplovzdušným větráním bez chlazení a vlhčení vzduchu.

Pro úpravu vzduchu jsou použity agregáty Carrier, licenční výrobek firmy Marelli. Pro ohřev vzduchu a konvektory umístěné pod velkými zasklenými plochami je k dispozici topná voda o teplotě 90/70 °C ze dvou teplovodních kotlů, každý o výkonu 4,64 MW. Zařízení pracuje s chlazenou vodou o teplotě 5/13 °C. Chlazení vody se provádí pomocí dvou turbokompresorů Carrier o jednotkovém chladicím výkonu 1,2 MW a elektrickém příkonu 0,29 MW (chladicí faktor je tedy 4,14). Pro ochlazování chladicí vody se používají chladicí věže.



Obr. 2. Regulace teploty vody pro tepelné výměníky klimatizačních agregátů v závislosti na venkovní teplotě.

Ohled na vnitřní architekturu prostorů ovlivnil dost nepříznivě jak umístění některých výústek vzduchu, tak čidel automatické regulace. Velké objemy recirkulovaného vzduchu vyžadují velký průřez potrubí a tedy i velké prostory mezistropu, především v přízemí a v 8. patře.

V rozvodu vzduchu nejsou použity tlumiče hluku, částečně je nahrazují absorpční rohože vložené do některých potrubí. Tento způsob tlumení hluku plně nevyhovuje a u některých zařízeních se hluk od agregátů přenáší až do výústek.

2. EKONOMICKÉ ASPEKTY PROJEKČNÍHO ŘEŠENÍ

Klimatizační zařízení bylo navrženo tak, aby splňovalo standard požadovaný pro hotely typu Intercontinental. Při projekci zařízení (zhruba před 10 lety) nebyl vzat dostatečný zřetel ani na pořizování náklady, ani na náklady provozní.

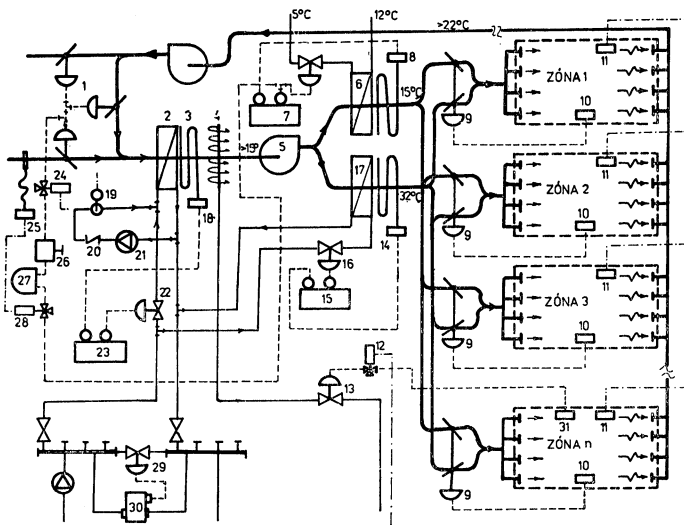
Topná voda se připravuje ve dvou kotlích vytápěných topným olejem o průměrné výhřevnosti asi 36 000 kJ/kg, při ceně 0,6 Kčs/kg. Účinnost kotlů, včetně pomocných zařízení je asi 0,7, cena 1 kWh tepelného výkonu je přibližně 0,085 Kčs/kWh. Připočte-li se dozor, obsluha a údržba, ale bez odpisů zařízení, je cena 1 kWh tepelné energie asi 0,13 Kčs.

Cena proudu pro chladicí zařízení je 0,3 Kčs/kWh. Protože chladicí faktor je 4,14, je čistá chladicí energie asi 0,0724 Kčs/kWh. Pro jednoduchost možno uvažovat, že s obsluhou, dozorem a údržbou, opět bez odpisů, stojí jedna tepelná kWh při chlazení stejně jako při vytápění, tedy 0,13 Kčs/kWh. Tato cena je zhruba srovnatelná s cenou tepelné energie z topnění.

Teplota topné vody je pro zlepšení ekonomie provozu podokenních konvektorů regulována v závislosti na venkovní teplotě. Příslušný regulační okruh je znázorněn na obr. 2. Teplota topné vody, závislá na venkovní teplotě, by měla příznivě ovlivnit i regulaci teploty vzduchu v jednotlivých klimatizačních agregátech, regulační ventily by měly pracovat vždy asi ve 2/3 zdvihu. Tento předpoklad se však u většiny zařízení nesplnil.

Největší vliv na hospodárnost provozu má 5 zónových klimatizačních agregátů pro úpravu vzduchu ve společenských prostorách hotelu, v restauracích, tanečním sále a vstupních halách. Schéma úpravy vzduchu v zónových klimatizačních agregátech je znázorněno na obr. 3. Teplota teplého a studeného proudu vzduchu je konstantní, u teplého proudu 32 °C a u studeného proudu 15 °C. V zimě se směs venkovního a cirkulačního vzduchu předehřívá na 15 °C a dohřívá pro teplý proud na 32 °C. Při venkovní teplotě do 15 °C není proto zapotřebí používat chlazení pomocí chlazené vody. Teplota se reguluje směřováním venkovního vzduchu se vzduchem cirkulačním tak, aby teplota vzduchu byla 15 °C. Při poklesu venkovní teploty pod minimální hodnotu, kdy množství cirkulačního vzduchu dosáhne přípustného maxima (asi 60—75 % celkového množství), které je možno pro každý agregát nezávisle volit, začne se směs cirkulačního a čerstvého vzduchu předehřívá na 15 °C. Dohřev je nutný asi od venkovních teplot 0 °C a nižších (při minimálním přívodu čerstvého vzduchu 25 %). Při teplotách pod 0 °C zůstává množství čerstvého vzduchu konstantní. Při venkovních teplotách od 0 do 15 °C se zvětšuje podíl venkovního vzduchu od asi 25 do 100 %. Při venkovních teplotách od 15 do 24 °C zůstává množství venkovního vzduchu na 100 % a pak se skokem sníží na minimum, tedy asi na 25 %. Při teplotách venkovního vzduchu nad 15 °C se vzduch dochlazuje ve studeném proudu povrchovým výměníkem studenou vodou. Současně se snižuje vlhkost ve studeném proudu na hodnotu úměrnou povrchové teplotě výměníku, tedy asi na hodnotu rosného bodu 13 °C.

Zónová klimatizační jednotka pracuje obdobně jako známý dvoukanálový systém, směřování se ale provádí přímo na klimatizačním agregátu. Vzduch o teplotě nutné ke krytí tepelných ztrát nebo zisků klimatizovaného prostoru se míchá ze studeného a teplého proudu. Teplota teplého proudu musí být proto volena tak, aby vzduch o této teplotě byl schopen krýt tepelné ztráty zóny s největšími tepelnými ztrátami a teplota studeného proudu musí být naopak volena tak, aby vzduch o této teplotě byl schopen krýt



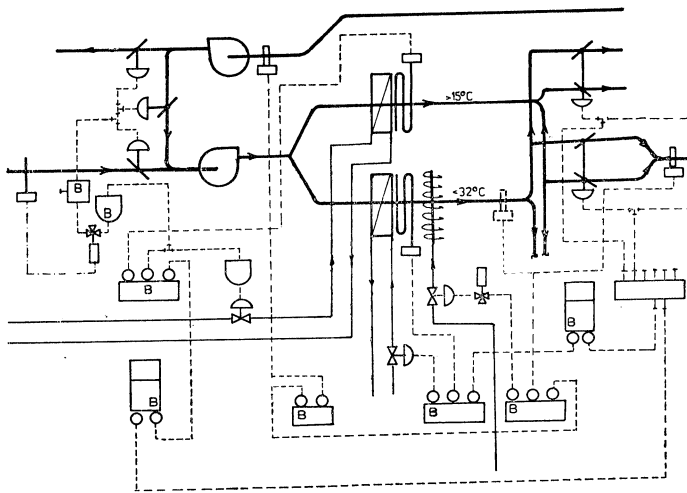
Obr. 3. Typické uspořádání zónového klimatizačního agregátu (1 — regulace poměru čerstvého a cirkulačního vzduchu, 2 — předehříváč vzduchu, 3 — termostat předehříváče vzduchu, 4 — parní zvlhčovač vzduchu, 5 — ventilátor, 6 — chladič vzduchu, 7 — regulátor FAR pro regulaci chlazení vzduchu, 8 — termostat chlazení vzduchu, 9 — zónová regulace poměru chlazeného a ohříváného vzduchu, 10 — zónové termostaty regulace teploty v zónách, 11 — zónové, omezovací humidistaty pro omezení vlhkosti na 75 % RV, 12 — selenoidový ventil pro přerušování vlhčení při překročení přípustné vlhkosti v kterékoliv zóně, 13 — ventil pro regulaci přívodu páry do zvlhčovače vzduchu, 14 — termostat regulace dohřevu vzduchu, 15 — regulátor dohřevu vzduchu, 16 — ventil pro regulaci dohřevu vzduchu, 17 — dohříváč vzduchu, 17 — termostat předehříváče, 19 — indikátor průtoku vody z cirkulačním potrubí předehříváče, 20 — zpětný ventil, 21 — pomocné čerpadlo cirkulace vody v předehříváči, 22 — regulační ventil předehříváče, 23 — regulátor teploty předehříváče vzduchu, 24 — selenoidový ventil pro uzavření vstupních klapek při vypnutí ventilátoru, 25 — termostat pro přepnutí režimu zima — léto při teplotě 23 °C, 26 — Nastavení minimálního množství větracího vzduchu, 27 — zesilovací relé pro nastavení rozsahu regulace vstupních klapek, 28 — selenoidový ventil pro přepínání režimu zima — léto, 29 — regulace tlakového rozdílu topné vody, 30 — regulátor tlakového rozdílu topné vody).

tepelné zisky zóny s největšími tepelnými zisky, a to v obou případech za extrémních podmínek v zimě i v létě.

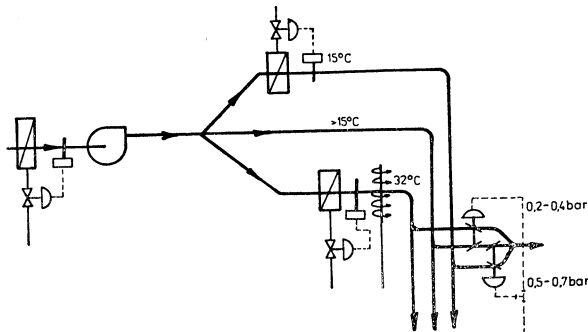
Zařízení pracuje hospodárně pouze tehdy, pokud se vzduch v teplém i studeném proudu pouze ohřívá, tedy u popisovaného zařízení do teploty venkovního vzduchu 15 °C. Při vyšších teplotách, kdy se vzduch studeného proudu chladí strojně chlazenou vodou, dochází ke ztrátám, protože se vzduch současně ohřívá i chladí. Ztráty dosáhnou svého maxima, je-li teplota venkovního vzduchu stejná jako teplota vzduchu, který se má přivádět do klimatizovaných prostorů. Tento případ nastává při venkovních teplotách kolem 20 °C, kdy pro udržení teploty 22 °C ve většině vnitřních klimatizovaných prostorů, je zapotřebí přivádět vzduch o teplotě asi 20 °C \pm 2 °C. Na úpravu 1 kg s. v. je u zónových jednotek použitých v popisovaném případě, zapotřebí přibližně 3,6 kJ/kg s. v. na chlazení a 3,6 kJ/kg s. v. na ohřátí. Při uvažované ceně 0,13 Kčs; kWh tepelného výkonu a hodinovém výkonu všech zónových jednotek 180 000 kg s. v. je denní ztráta přibližně 750 Kčs. Za rok je

v Praze asi 60 dní s průměrnou denní teplotou v intervalu 19—21 °C a roční ztráta činí tedy asi 45 000 Kčs. Protože k popsanému typu ztrát dochází i při teplotách mimo tento teplotní interval, prakticky od teploty 15 °C do teploty asi 24 °C, je možno odhadnout ztrátu způsobenou současným chlazením a ohřevem vzduchu asi na 100 000 Kčs za jeden rok. Pro názornost: Představuje to asi 85 000 kg topného oleje a 170 000 kWh (\pm 30 %) elektrické energie.

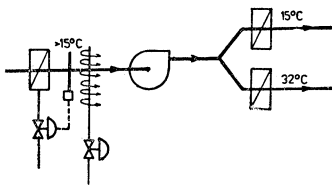
Zvýšení hospodárnosti provozu zónových klimatizačních agregátů je možno dosáhnout změnou regulace teploty studeného a teplého proudu vzduchu. Tato teplota se musí regulovat tak, aby byla kryta pouze okamžitá maximální potřeba tepla a chladu, tedy podle zóny s okamžitým největším a nejmenším tepelným ziskem nebo ztrátou. Potřebný regulační signál je možno odvodit od signálů pro ovládání směšovací klapky jednotlivých zón. Signály od všech zónových klapek se vedou do „počítačového“ členu Honeywell RP 913 A 1008, který vybírá signál s nejmenším a největším tlakem vzduchu. Tyto



Obr. 4. Upravené regulační schéma zónových agregátů.



Obr. 5. Schéma tříkanálového zónového klimatizačního agregátu.



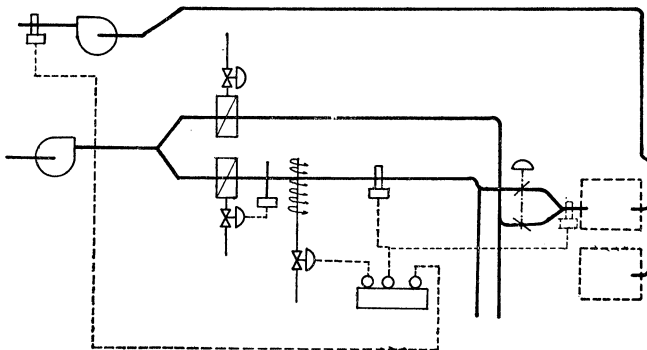
Obr. 6. Dvoukanálový klimatizační agregát.

dva signály se vedou do regulátoru typu PI, které se snaží nastavit jednak minimální signál regulací teploty teplého proudu vzduchu a jednak maximální signál, regulací teploty studeného proudu vzduchu. Minimální signál se udržuje na hodnotě 0,025 MPa (= 0,25 bar) a maximální na hodnotě 0,098 MPa (= 0,98 bar). Uspořádání takové zónové klimatizační jednotky je znázorněno na obr. 4. Při popsaném uspořádání vždy alespoň dvě zóny pracují pouze se vzduchem z teplého a studeného kanálu. Ostatní zóny pracují nadej s míchaným vzduchem, ale míšící poměr

studeného a teplého proudu bude podstatně příznivější, respektive bude se pracovat s mnohem menším rozdílem teplot teplého a studeného proudu vzduchu a tedy i ztráty budou úměrně menší. Ekonomie se podstatně zlepší, i když bude stále horší než u klimatizačních agregátů se samostatným dohřevem a chlazením vzduchu pro každou zónu. Optimální řešení zónové jednotky je použití tříkanálového systému, tak jak je schematicky znázorněno na obr. 5. Vzduch pro každou zónu se míchá ze tří proudů, z teplého, neutrálního a studeného. Neutrální teplota se volí obvykle 18—20 °C, případně může být tato neutrální teplota řízena podle venkovní teploty.

3. VLHČENÍ VZDUCHU

Pro vlhčení vzduchu v zónových jednotkách pomocí parních zvlhčovačů je možné dvojí uspořádání. Buď se vlhčí vzduch za předehřívacem nebo se vlhčí za dohřevem teplého proudu vzduchu. Za předehřívacem je proud vzduchu obvykle nehomogenní, skládá se ze



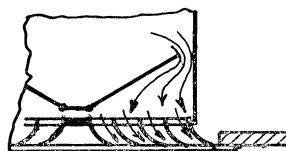
Obr. 7. Upravené schéma regulace vlhkosti vzduchu.

vtudenějších a teplejších proudů vzduchu. Proto může snadno dojít k místnímu poklesu teploty vzduchu pod rosný bod a ke kondenzaci páry použité pro vlhčení vzduchu. Je tedy výhodnější vlhčit vzduch za dohřívacem, tak, jak je znázorněno na obr. 7. Aby se dosáhlo stabilního provozu regulace teploty, je nutné regulovat vlhkost podle signálu, který se snímá s co nejmenším zpožděním. Tuto podmínku nejlépe splňuje čidlo umístěné s proudem zvlhčovaného vzduchu, co nejbliže za parním zvlhčovačem. Protože zónové jednotky neumožňují instalaci čidla absolutní vlhkosti bezprostředně za parní zvlhčovač, je nutné umístit toto čidlo do proudu vzduchu po smísení pro jednu ze zón. Volí se obvykle zóna, která má nejvíce vzduchu nebo je nejdůležitější. Nastavená hodnota se koriguje od signálu, který je snímán buď v proudu recirkulačního vzduchu nebo ve vybraném prostoru. Ve všech zónách jsou umístěny omezovací humidistaty, které přeruší vlhčení vzduchu, když v některé zóně přestoupí vlhkost nastavenou hodnotu, např. 70 %.

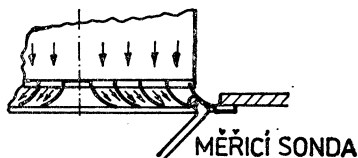
Použité uspořádání vlhčení vzduchu za předeřívacem a čidlo umístěné vždy v jedné ze zón zásobovaných vzduchem z jednoho klimatizačního agregátu, se ukázalo jako nevyhovující. Regulace je vlivem velkého zpoždění regulačního signálu nestabilní a také dochází ke kondenzaci vlhčící páry v lokálních studených prouděch vzduchu za předeřívacem. Použité uspořádání je na obr. 3, navržená úprava je na obr. 4.

4. ROZVOD VZDUCHU

Sít potrubí pro rozvod vzduchu od klimatizačních agregátů k jednotlivým vyústkám a anemostátům byla zřejmě velmi pečlivě spočítána, potřeba korekcí nastavení pomocí regulačních orgánů na vyústkách a anemostatech byla minimální. Většinou postačilo nastavit výkony klimatizačních agregátů pomocí regulačních klapek jednotlivých zón. Horší to bylo se vzduchovým výkonem jednotlivých klimatizačních agregátů. Větši-



Obr. 8. Schéma regulace průtoku vzduchu u anemostátů.

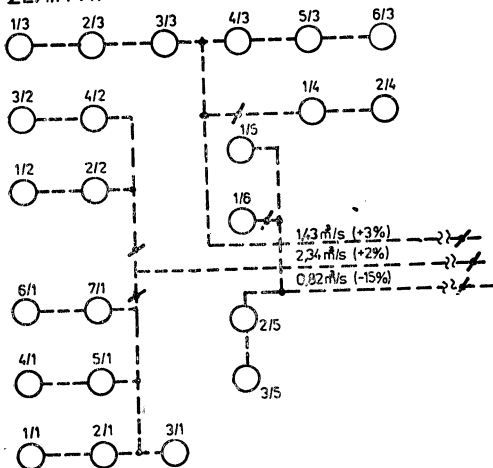


Obr. 9. Způsob měření rychlosti vzduchu z anemostátů.

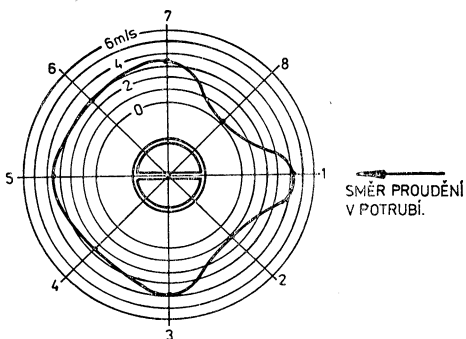
nou byl jejich výkon podstatně větší než bylo uvažováno v projektu, v jednom případě dokonce o 300 %. Bude tedy nutné upravit otáčky ventilátorů a pak znovu nastavit regulační klapky jednotlivých zón. Velmi nepříjemně se projevila „úspora“ vždy jedné regulační klapky pro jednu ze zón každého klimatizačního agregátu. V zóně bez regulační klapky je přirozeně vždy značný přebytek vzduchu, těžko odstranitelný nastavením regulačních orgánů na vyústkách a anemostatech.

Pokud bylo nutné korigovat průtok vzduchu nastavením regulačních orgánů na vyústkách a anemostatech, projevilo se to nepříznivě zvýšením hlučnosti výstupu vzduchu. Minimální hlučnost je vždy při plně otevřeném regulačním ústrojí. Přivření regulačního ústrojí u anemostátů se také nepříznivě projevilo ve tvaru směrové rychlostní charakteristiky. Jako příklad změny směrového rozložení rychlosti je možno uvést anemostaty TROX typ DLR-C-5 (viz schéma obr. 8). Měření bylo provedeno způsobem doporučeným firmou

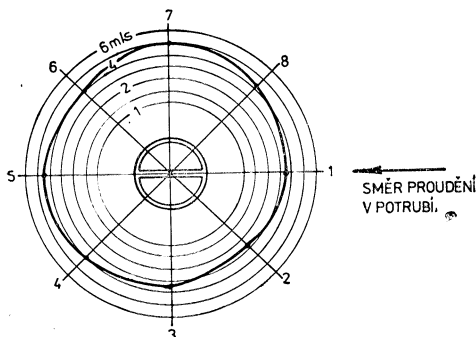
ZLATÁ PRAHA



Obr. 10. Schéma uspořádání anemostatů v restauraci Zlatá Praha.



Obr. 11. Rychlostní profil výtoku vzduchu z anemostatu při částečně uzavřeném regulačním ústrojí.



Obr. 12. Rychlostní profil výtoku vzduchu při plně otevřeném regulačním ústrojí.

TROX, sondou o \varnothing 6 mm. Na obr. 10 je znázorněno rozmištění měřených anemostatů v restauraci Zlatá Praha. Rychlostní profil výtoku vzduchu při celkovém průtoku $0,156 \text{ m}^3/\text{s}$ (tedy s přivřeným regulačním ústrojím) je na obr. 11 a při průtoku $0,216 \text{ m}^3/\text{s}$ s úplně otevřeným regulačním ústrojím) na obr. 12.

Vyrovnaním průtoku vzduchu a výtokových rychlostí bylo dosaženo podstatné snížení hluchnosti, což je v této exkluzivní restauraci zvláště důležité. Je zřejmé, že pečlivé nastavení vzduchotechnického zařízení může podstatně zvýšit účinnost a jeho užitnou hodnotu.

V hotelu Intercontinental bylo celkem změněno a naregulováno 2 887 vyústek nebo anemostatů, regulace se prováděla většinou několikrát. Celá tato práce si vyžádala 3 090 pracovních hodin pro změření naregulování a zpracování změřených údajů. Na jednu vyústku nebo anemostat připadla přibližně 1 pracovní hodina. Rozdíl pracnosti byl značný, největší pracnost byla při nastavování anemostatů. Nastavení a změření celého vzduchotechnického zařízení probíhalo od října 1973 do srpna 1974.

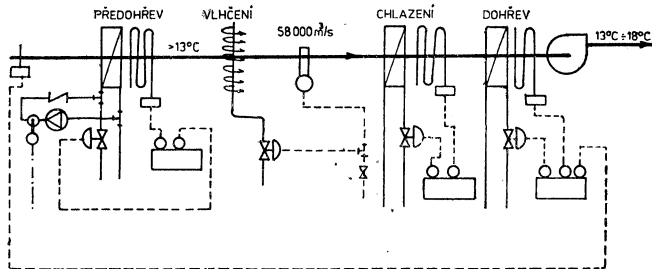
Hlavní potíž při měření a naregulování celého systému vzduchotechniky způsobovaly nedostatky v elektrické instalaci, především chybné zvolené ochrany, které vypínaly již při jmenovitém výkonu ventilátorů. Tato závada je téměř běžná (i když těžko pochopitelná) u všech nových vzduchotechnických zařízení, uváděných do provozu v posledních letech. Prostoje způsobené vypnutím zařízení při vypnutí ochranou a potíže při prosazování odstranění závad stály stovky zbytečně ztracených pracovních hodin.

Rozdělení teploty v jednotlivých klimatizovaných prostorách je v podstatě dobré. Změřené odchylky jsou menší než 1°C . Problém je pouze v prostorách s velkými zasklenými plochami, které působí jako negativní zářič, jehož vliv jen velmi nedostatečně kompenzují použité konvektory, umístěné v podlaze pod okny. Na rozdělení teplot má velký, příznivý vliv, velká hmotnost budovy.

Vlhkost vzduchu v jednotlivých prostorách nebyla zatím měřena, vlhčicí zařízení nebylo dosud uvedeno do spolehlivého provozu.

5. POKOJE HOSTŮ

Klimatizační agregát pro úpravu vzduchu pro větrání pokojů hotelových hostů je schematicky znázorněn na obr. 13. V každém pokoji je ventilátorová jednotka Carrier. Jsou použity 3 velikosti s tímto topným chladičím výkonem: A — 1,6/4,6; B — 2,3/5,7; C — 3,4/5,6 kW/h. Tyto ventilátorové jednotky mají samostatný tepelný výměník pro topení a chlazení. Jsou vybaveny třírychlostním ventilátorem jeho střední otáčky jsou 850 min. Množství vzduchu (při minimálních/maximálních otáčkách): A — 330/190; B — 540/250; C — 600/300 m^3/h . Celkem je instalováno 169 kusů typu A, 152 kusů typu B a 97 kusů typu C.

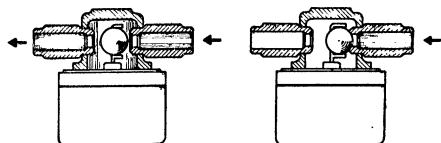


Obr. 13. Schéma klimatizačního agregátu pro přípravu vzduchu pro větrání pokojů hostů.

Při minimálních otáčkách ventilátorů je chod ventilátorových jednotek neslyšitelný. Tepelný i chladicí výkon je při těchto minimálních otáčkách dostatečný, vyšší otáčky je nutné používat jen při extrémních povětrnostních podmínkách nebo když si host přeje rychle změnit teplotu v pokoji. Přepínač otáček je umístěn za nasávací mřížkou cirkulačního vzduchu a je tedy pro hosta, ale bohužel i pro pokojskou) nepřístupný.

Větrací vzduch se přivádí v množství 130 m³/h do každého pokoje z centrálního klimatizačního agregátu. Teplota tohoto vzduchu se mění podle teploty venkovního vzduchu v intervalu 13—18 °C. Chlazená voda o teplotě přibližně 7 °C je k dispozici do venkovních teplot vyšších než 15 °C. Při nižších teplotách má větrací vzduch o teplotě 13 °C krytí tepelné zisky od případného oslunění. K tomuto účelu je tedy k dispozici přibližně 0,4 kW chladicího výkonu, což jistě není přehnaně mnoho.

Regulace teploty se provádí pomocí elektrických termostatů Honeywell typ T 438 D. Těmito termostaty se ovládají elektrické uzavírací ventily, kterými se uzavírá přívod vody do topného a chladicího výměníku tepla. Použité ventily jsou znázorněny na obr. 14. Schéma použitého zařízení pro chlazení a vytápění hostinských pokojů, včetně použití



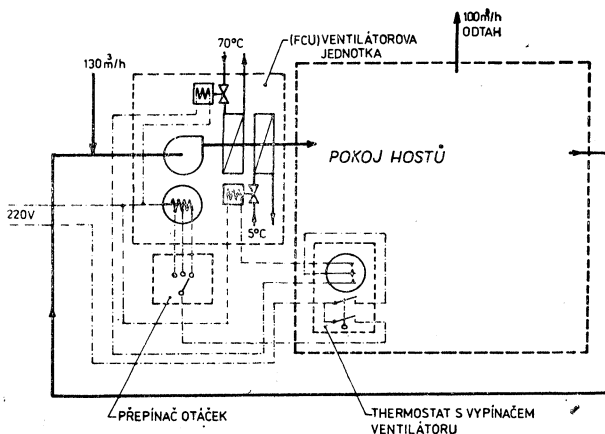
Obr. 14. Ventil.

automatické regulace, je znázorněno na obr. 15.

Použití ventilátorových jednotek pro vytápění a chlazení pokojů hostů je v zahraničí běžné a i zde se dobře osvědčilo. Regulace teploty je jednoduchá, pohotová a přesná. Výkyvy teplot jsou malé, zařízení pohotově reaguje na změnu oslunění i venkovní teploty. Pokud je k dispozici chlazená i topná voda, je možno dosáhnout ve všech pokojích teplotu v rozmezí 18—26 °C, podle přání hosta.

Bylo by výhodné, kdyby nastavení otáček ventilátorových jednotek bylo přístupné alespoň pro pokojské, aby bylo možno rychle dosáhnout teploty podle přání nového hosta.

Současně s vypnutím ventilátorů se automaticky uzavírá přívod topné i chladicí vody do tepelných výměníků ventilátorové jednotky. To je nevýhodné, zapnutý topný výměník je možno použít při vypnutém ventilátoru pro temperování neobsazených pokojů.



Obr. 15. Schéma zařízení pro větrání, vytápění nebo ochlazení pokojů hostů.

V každém pokoji je zajištěno nouzové větrání otevratelným oknem. Bylo by výhodné blokovat přívod tepla a chladu pomocí dveřního kontaktu (mikrovypínače), který by vypnul při otevření okna ventilátorovou jednotku. Znamenalo by to značnou úsporu topné a chladicí energie.

6. ZÁVĚR

Klimatizační zařízení v hotelu Intercontinental v Praze pracuje v podstatě podle předpokladů projektu. Nedosahuje sice hospodárnosti, kterou by bylo možno dosáhnout při vhodnějším uspořádání zařízení, ale maximální hospodárnost nebyla asi ani záměrem původního projektu. Regulace teploty v hostinských pokojích je velmi dobrá, v restauraci a ostatních prostorách je vyhovující. Funkci regulace teploty v některých místnostech nepříznivě ovlivňuje nevhodné umístění termostatů v nucené ohledy na interiéry. Velké potíže působí vysoká prašnost vzduchu, filtry jsou znečištěním během jednoho týdne.

Oproti jiným realizovaným klimatizačním zařízením velkých budov je možno realizaci v hotelu Intercontinental považovat za úspěšnou. Problémy, které se při uvedení hotelu do provozu vyskytly na vzduchotechnickém zařízení, byly jen okrajové a nepodstatné. Ukázaly se vynikající vlastnosti ventilátorových jednotek pro klimatizaci jednotlivých malých a středních místností (ve srovnání např. s indukčními jednotkami), i když zde nejsou využity všechny jejich možnosti.

V budoucích projektech obdobných klimatizačních zařízení by se měl klást mnohem větší důraz na ekonomii provozu, ale i na pořizovací náklady zařízení.

Při klimatizaci jak velkých prostorů, tak jednotlivých místností, by se měly častěji než dosud používat ventilátorové jednotky (ovšem provozně spolehlivé a nehlukné alespoň tak, jako výrobky Carrier). Také bude nutné věnovat větší pozornost problému oslunění prostorů s velkou zasklenou plochou v době, kdy není k dispozici chlazená voda. U dvoukanálových systémů, nebo podobně pracujících zónových agregátů by se mělo vždy používat přečerpávání tepla a rekuperace tepla ze znehodnoceného vzduchu. U hotelových provozů s velkou spotřebou teplé vody by se mělo využívat odpadní teplo z chladicích zařízení pro předehřátí teplé užitkové vody.

Technologické hotelové provozy, kuchyně a prádelny je nutné v našich klimatických podmínkách v létě chladit. Na to by se nemělo v budoucích projektech zapomínat.

Установка для кондиционирования воздуха в гостинице „Интерконтинентал“ в Праге

И. Кржечан

Статья описывает решение установок для кондиционирования воздуха в гости-

нице „Интерконтинентал“ в Праге. Установки проектировала голландская фирма Van Swaay и большинство установок изделия фирмы Carrier. В статье автор описывает недостатки установок, способы удаления недостатков и проблемы во время приведения установок в действие. Особенное внимание обращено на экономность работы установок и на возможности экономии.

Air conditioning equipment in Hotel Intercontinental in Praguea

J. Křečan

The author describes the lay-out of air conditioning system in Hotel Intercontinental in Prague. The system has been projected by a Dutch company Van Swaay. Most of the system parts have been produced by Messrs Carrier. The author describes some deficiencies of the air conditioning system, the ways and means to repair the deficiencies and mention the difficulties in commissioning the equipment. Special regard has been given to operational economics and to cost saving possibilities.

Klimaanlagen im Hotel Intercontinental in Prague

J. Křečan

Der Verfasser beschreibt die Klimaanlagen im Hotel Intercontinental in Prag. Diese Anlagen sind von der niederländischen Firma Van Swaay projektiert und hauptsächlich mit Erzeugnissen der Firma Carrier ausgerüstet worden. Der Verfasser beschreibt weiter einige Mängel der Anlage, die Wege und Mittel zur Beseitigung der Fehler und erwähnt Probleme bei Inbetriebsetzung der Anlage. Eine besondere Aufmerksamkeit wird der Betriebsökonomie und Ersparnismöglichkeiten gewidmet.

Installation de conditionnement d'air dans l'hôtel „Intercontinental“ à Prague

J. Křečan

L'article présenté décrit une solution des installations de conditionnement d'air dans l'hôtel „Intercontinental“ à Prague. La firme hollandaise Van Swaay élabore un projet des installations et la plupart des installations sont les produits de la firme Carrier. Dans son article, l'auteur décrit les défauts des installations, les manières de la suppression de ces défauts et les problèmes à l'introduction des installations en marche. On applique son attention spéciale à l'économie d'exploitation des installations et aux possibilités économiques.

NOVÝ DYNAMICKÝ PRŮTOKOMĚR

Pozoruhodným měřidlem průtoku plynů nebo kyselin je dynamické měřidlo *ANNUBAR* americké firmy Ellison Instrument Div. (Dietrich Standard Corporation), které nabízel na výstavě Pragotharm 74 firma Honeywell — Austria, zastupující výrobce v ČSSR, SSSR, Polsku, Rumunsku a Maďarsku.

Přístroj indikuje rozdíl celkového a statického tlaku v potrubí. Celkový tlak je snímán čtyřtvarovou sondou ve tvaru trubky — *obr. 1*, která je určena vždy pro určitou velikost rozměru potrubí. Poloha odběrových otvorů je fixována dorazem na stěnu potrubí. Průřez potrubí je rozdělen na čtyři stejné plochy — *obr. 2*. Čtyřmi otvory se snímá celkový tlak proudící tekutiny v referenčních místech stanovených s přihlédnutím ke tvaru rychlostního profilu.

Výsledný tlak uvnitř trubice je odebrán vyrovnávací (interpolační) trubicí. Účelem této trubky je vyrovnat odběr tak, aby průměrná rychlost odpovídala aritmetickému součtu v místech odběrů.

Odběrem tlaku v úplavu za trubicí se snímá tlak úměrný statickému. Rozdíl celkového a statického tlaku udává dynamický tlak. Dynamický tlak lze indikovat běžnými typy manometrů, výrobce měřidla dodává přímoukazuující přístroje cejchované pro danou tekutinu a pracovní nomogramy ke stanovení průtoku.

K přednostem průtokoměru patří jeho jednoduchost, možnost montáže do potrubí za provozu, velký rozsah typů (pro JS 15 až 4 500, pro kruhové i obdélníkové potrubí), možnost zabudovat do potrubí v libovolné poloze, malá trvalá tlaková ztráta (v porovnání např. s clonami je nepatrná (méně než 1 % působícího dynamického tlaku při $Js > 300$, 7 % pro $Js > 50$ a 20 % při $Js = 15$), velká přesnost (± 1 %). Trubice jsou vyráběny z nerezové oceli, monelova kovu nebo z titanu a jsou proto chemicky dobře odolné.

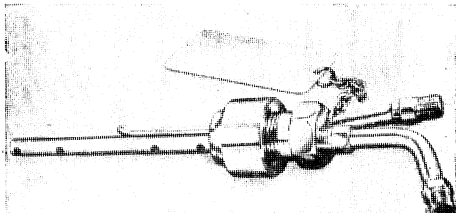
Trubicí celkového tlaku protéká část tekutiny (od středních otvorů k obvodovým) a může se proto zanášet příměsemi z proudící tekutiny. Trubice je však možno profouknout, popřípadě mechanicky čistit měkkým drátem.

K potrubí se sondy přivařují návarkem s vnitřním závitem, v provedení Hot — Tap (s těsněním teflonem — do 200 °C — nebo asbestem) je možné je připojit k přístrojům

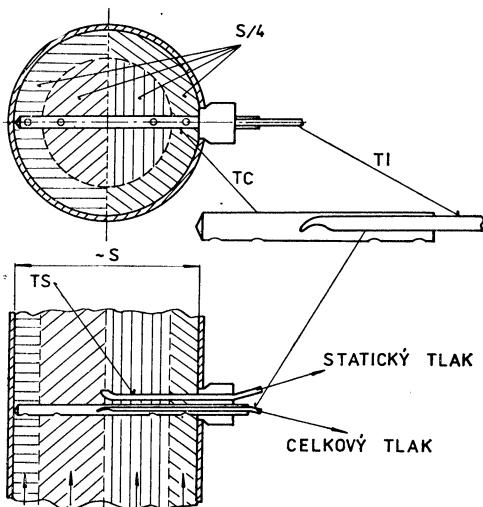
za provozu. Na stěny vzduchovodů se připevňují plechovou přírubou. Při montáži čidla je třeba pamatovat na to, že rychlostní profil musí být symetrický.

Přístroje jsou dobrou pomůckou při zaregulování vodních rozvodů vytápění, klimatizace, chlazení i rozvodů vzduchu. Výstupní signál lze také použít k regulaci.

Hemzal



Obr. 1. Sonda průtokoměru *ANNUBAR*.



Obr. 2. Princip stanovení průměrné rychlosti v potrubí přístrojem *ANNUBAR* (TC — trubka celkového tlaku, TI — trubka interpolační, TS — trubka statického tlaku).

VĚTRÁNÍ A VYTÁPĚNÍ STÁJOVÝCH OBJEKTŮ

Ing. Vladimír Galeta

Živočišná výroba se v posledních letech stává vysoce produktivní velkovýrobou. Mo-

derní velkokapacitní objekty vyžadují také daleko větší péči o stájové prostředí.

Stájové prostředí značně ovlivňuje funkci objektu a jeho úpravě je nutno věnovat maximální pozornost. Větrací a vytápěcí zařízení se tak stává nedílnou součástí stájových objektů.

Instalované větrací i vytápěcí zařízení musí být vysoce účinné a v požadovaném rozsahu automaticky regulovatelné s minimálními nároky na obsluhu a údržbu.

Větracímu a vytápěcímu zařízení nebyla vždy věnována dostatečná pozornost, nebyly k dispozici vhodné ventilátory ani zkušenosti s provozem. Požadavky na vzduchotechniku, jako samostatnou část projektu stáje, vznikly postupně v letech 1962—64, kdy se začaly projevovat nedostatky špatně tepelně izolovaných a nedostatečně větraných stájí. Urychleně byla zpracována první ON 73 4502 „Tepelná bilance a větrání stájí“. Podle této normy se začaly provádět výpočty, které prokázaly značné podhodnocení tepelné bilance stájí a hlavně to, že kvalitně větrat se dá pouze dobrá, dobře tepelně izolovaná stavba, kterou je v případě potřeby nutno i vytápět.

V uplynulých deseti letech se řada problémů vyřešila, řada nových problémů však vznikla. Bouřlivý vývoj koncentrace, specializace a nové technologie jdou daleko rychleji vpřed než možnosti praktického ověření navrhovaných systémů. Předpokládáme-li, že od návrhu stavby po její dokončení uplynou 2—3 roky a že 1 rok provozu nebývá vždy dostačující k ověření navržených zařízení v praxi, jsou stále nejméně 3 roky rozdílu mezi tím, co je v praxi ověřeno a v čem je nutno experimentovat.

Práce projektanta vzduchotechniky stájového objektu musí začínat již při stavebním návrhu objektu. Již na základních stavebních výkresech je nutné posuzovat jaké možnosti dává vzduchotechnikovi dané stavební řešení, jaké systémy větrání jsou pro objekt a zastájený druh zvířat vhodné a jaké stavební úpravy budou nutné.

Provedením potřebných výpočtů se zjistí rozsah požadované výměny vzduchu a případná potřeba vytápění. Pro vlastní výpočty a návrh vzduchotechnických a vytápěcích zařízení je velmi důležitý průběh využití objektu. Rozdělujeme proto stáje do dvou skupin.

1. Stáje s kontinuálním provozem

V těchto stájích je průběžně stejné nebo jen velmi málo kolísající obsazení s přibližně stejnou hmotností. Požadavky na mikroklima jsou pro všechna zvířata v objektu stejná. Výkon větrání pro danou venkovní teplotu se nemění.

V této skupině, z hlediska vzduchotechniky jednodušších stájích, jsou stáje pro dojnice, výkrmny skotu, některá oddělení poroden prasnice a haly pro nosnice.

2. Stáje s turnusovým provozem

Do této skupiny patří všechny objekty, do kterých je jednorázově ustájena skupina zvířat a zůstává zde až do dosažení požado-

vané hmotnosti. V těchto objektech se pak průběžně mění požadavky na teplotu, relativní vlhkost i obsah CO₂. Současně se však také mění produkce tepla vodních par a CO₂. V těchto objektech je větrací i vytápěcí zařízení podstatně složitější a náročnější, neboť musí obsáhnout jak zimní minima, tak letní maxima. Pro zimní období tak musí zařízení vyhovovat pro nejmladší, nejchoulostivější skupinu. Naopak v letním období musí výkon zařízení postačovat i pro nejvyšší váhové kategorie.

Výkon větracího zařízení musí obsáhnout např. u výkrmu broilerů minimální větrání 0,1 m³/h ks pro kuřata v prvním týdnu po naskladnění, po po 8—10 m³/h ks v letním období pro broilery před vyskladněním.

Větrání stájových objektů

Přirozené větrání se u dnes navrhovaných objektů pro trvalý provoz nepoužívá. Zůstává však jeho potřeba pro případy poruchy v dodávce elektrického proudu nebo poškození zařízení pro nucené větrání, kdy jedině přirozeným způsobem můžeme zajistit alespoň přiměřené podmínky a zabránit úhynu ustájených zvířat.

Nucené větrání je součástí každého dnes navrhovaného moderního stájového objektu. Umožňuje regulovat výměnu podle skutečné potřeby nezávisle na vnějších podmínkách. Dělíme je na centrální a jednotkové. V současné době převládá použití jednotkových systémů, které se zdá pro stájové objekty výhodnější. Má minimální nároky na prostor, potřebné zařízení je v dostatečném množství i kvalitě k dispozici. Pro jednotkové systémy je také vyvinuto a dodáváno potřebné regulační zařízení. Pro všechny jednotkové systémy jsou u nás k dispozici automatické regulace, ať již systém AROV, SPAROV, Bios nebo dovážená n. p. Teroz Tachov z NDR. Všechny pracují na principu změny otáček ventilátorů a tím změny výkonu ventilátorů podle nastavených hodnot na termostatech nebo kontaktních teploměrech ve stáji. Centrální systémy se zatím v praxi příliš neosvědčily.

Podle stavebního řešení (šířky, výšky, zda je hala s okny nebo bez oken), druhu a kategorie zvířat, technologie provozu atd. se používá nucené větrání podtlakové, přetlakové nebo rovnotlaké. U některých typů objektů se pak používá kombinací dvou nebo všech uvedených způsobů podle ročního období nebo stáří zvířat.

Podtlakový systém větrání

Podtlakové větrání dělíme podle proudění vzduchu ne jednostranné a oboustranné.

Jednostranným větráním rozumíme takové, kdy ventilátory jsou umístěny v jedné podélné stěně stáje a v protější stěně jsou přívaděcí otvory. Optimální výškové osazení ventilátorů závisí na druhu zastájených zvířat a ročním období.

Ideální by bylo osazení ventilátorů v regulačních skříních, které by měly možnost

odsávat vzduch ze všech výškových úrovní stáje. Ve většině případů však nelze tyto skříně z provozních důvodů do objektů osadit (zabírají prostor v uličkách). Volí se proto obvykle kompromis a ventilátory se osazují 1,5 až 2 m nad podlahu, dolní hrana asi do 2/3 výšky stáje. Přírodní otvory v protější stěně však musí být pro zimu vždy co nejvýše, pokud se v objektu vytápí vždy až nad topnými tělesy. Pro letní období by měly být přívody vzduchu co nejnižší. Tento systém větrání je vhodný pro stáje skotu, mimo profylaktorií až do šířky stáje 12 m, výjimečně 15 m. Vyráběné reverzní ventilátory umožňují u těchto objektů snadný přechod na přetlakové větrání v létě.

Tento systém větrání je nejméně náročný na stavební úpravy, je zde dobrý přístup pro obsluhu a údržbu. Je samozřejmě také nelevnější. U bezokenních hal by se neměl používat tam, kde není k dispozici náhradní zdroj el. energie.

Dalším systémem je oboustranné větrání podtlakové, které má dvě varianty. První s osazením ventilátorů do stropů (střechy, světlíku) v jedné řadě v podélné ose stáje. Přívody vzduchu jsou pak v obou podélných stěnách stáje v obdobném provedení jako u předcházejícího systému. U tohoto systému je odsávání obvykle jen v nejvyšším místě stáje. Pokud to však je možné, hlavně u vytápěných stájí v zimním období, měl by se odsávat vzduch od podlahy, popřípadě ze zóny pobytu zvířat.

Tento způsob patří k nejpoužívanějším a vznikl jako jeden z prvních, vsazením ventilátorů do tradičních výparníků. Po většinu roku může tento systém pracovat nouzově, jako přirozené větrání. Podle výšky stáje, způsobu zakrytí a druhu zvířat je možno ho používat až do šířek 18 m u stájí s rovným podhledem, do šířky 24 m s šikmým podhledem a světlíkem, pro všechny druhy zvířat. Méně vhodný je pro vysoké koncentrace zvířat ve výkrmnách.

U stájí širších, až do 30 m, je možno použít druhou variantu tohoto systému s osazením ventilátorů do obvodových stěn a přívodem vzduchu stropem (světlíkem) ve středu stáje. Tento systém pracuje dobře v zimním období, není však dobrý pro léto, kdy se přivádí horký vzduch ze střechy do středu stáje. S výhodou lze použít tohoto systému při osazení reverzních ventilátorů. Systém pak funguje 7—8 měsíců jako podtlakový, přes léto jako přetlakový. Objekt však musí mít dostatečnou výšku u obvodových stěn, aby bylo možno osadit ventilátory nad zónu zvířat. U prasat má být dolní hrana ventilátoru min. 1,5 m, u skotu 2,0 m nad podlahou. Pro regulaci je vhodné mít každou podélnou stěnu (skupinu ventilátorů) zapojenu na samostatná čidla. Zabrání se tak jednostrannému prochlazení stáje.

Přetlakový systém větrání

Tento systém se používá obvykle pouze v kombinaci s některým jiným způsobem. Je výhodný pro letní období, kdy vysoká rychlost

proudícího vzduchu ochlazuje organismus zvířat a zajišťuje daleko lépe tepelnou pohodu než vzduch klidný.

V kombinaci s větráním podtlakovým v zimě je velmi výhodný. Je však nutné umístit ventilátory nad zónu zvířat. Odváděcí otvory musí mít nejméně dvojnásobnou plochu než profily ventilátorů, a přiváděný vzduch nesmí vířit prach a součásti krmiva.

Dále se přetlakový způsob používá při teplovzdušném vytápění, většinou však mimo nejhladnější období je doplňován na rovnotlaký.

Rovnotlaký systém větrání

Rovnotlaký systém a systémy kombinované se používají u objektů širších než 30 m. Do nich se vzduch nuceně přivádí i odsává. U tohoto systému, který není zatím v praxi dostatečně ověřen, se ventilátory umísťují do střechy, střídavě přiváděcí a odváděcí ve vzájemné vzdálenosti 6—12 m, podle tvaru použité konstrukce.

Rovnotlaký systém je možno použít i u objektů užších než 30 m. Je však náročnější investičně. Na stejný stav obytky je třeba dvojnásobný počet ventilátorů.

Kombinovaný systém větrání

Kombinovaný systém větrání využívá výhod všech jmenovaných systémů. Na příklad v zimě při teplovzdušném vytápění pracuje zařízení jako rovnotlaké, v přechodném období jako podtlakové, v létě jako přetlakové.

Pro všechny systémy větrání platí ještě některé všeobecné poznatky:

- Při příčném větrání s použitím reverzních ventilátorů je nutné osazovat ventilátory na studenější (severní) stranu objektu. V zimě při podtlaku tak nasáváme vzduch z osluněné strany, naopak v létě při přetlaku chladnější vzduch ze stínu.
- Při spodním odsávání by měly vždy být otvory nad podlahou, nikdy pod rošty. Odsáváním pod rošty se neuměrně zvyšuje odpar z výkalů a zápach zbytečně zamořuje široké okolí stavby.
- Při všech typech stájí s podroštovými kanály je naopak nutné proudění vzduchu pod rošty omezit na minimum a oddělit je od venkovních jímek vodním uzávěrem. Otevřené spojení jímek s podroštovými kanály, oběžných škrabáků a lopat s hnojšti, je při podtlakovém větrání největším zdrojem zápachu ve stáji.
- U objektů s okny, hlavně u stájí pro skot, by se při vlastním provozu nemělo zapomínat na přirozené větrání. V určitých obdobích, jaro—podzim postačí v některých objektech otevřít okna a dosáhne se stejného účinku jako při větrání nuceném, a to při značné úspoře el. energie.
- U objektu s okny by mělo být používáno společně ovládaných kyvných oken. Tato okna je možno během několika minut otevřít nebo nastavit na potřebné polohy.

Vytápění stájí

Požadavky na vytápění stájí vznikají v různém rozsahu a ne vždy je nutné stájové objekty vytápět. Z hlediska požadavků na vytápění je možno stájové objekty rozdělit do tří skupin.

1. Objekty, ve kterých by se zásadně nemělo vytápět. Patří sem všechny stáje pro skot mimo profylaktoria a stáje pro telata do 3—6 měs., popřípadě porodny, dále prasata ve výkrmu nad 50—60 kg. Obdobně také není nutno vytápět v halách s klecovým chovem nosnic.
2. Objekty, ve kterých je vhodné, ale ne vždy nutné vytápět. Patří sem u skotu porodny a teletníky, prasata ve výkrmu o váze 35—60 kg, porodny prasníc, oddělení jalových a březích, dále haly pro nosnice na hluboké podestýlce.
3. Objekty, které je nutno vytápět, tj. u skotu sem patří profylaktoria, u prasat porodny, dochov, předvýkrm a výkrm do 35 kg a všechny druhy odchoven drůbeže a výkrmů broilerů.

Otázka vytápění stájí není vždy otázkou pouze vzhledově technickou a topenářskou, ale také ekonomickou. Je otázkou, zda určité krátkodobé snížení užitkovosti nepřijde uživatele levněji, než nákladná investice na otopné zařízení, používané pouze několik týdnů nebo jen dnů v roce a k tomu samozřejmě náklady na palivo a obsluhu.

Objekty, u kterých je nutné vytápět, musí instalované zařízení při normálním obsazení stáje zajistit požadovanou optimální teplotu, a to v celém prostoru zóny zvířat.

Musí mít možnost plynulé regulace s vazbou na větrací zařízení. Jeho provoz musí být úsporný a mít minimální nároky na obsluhu.

Ve stájích používáme v podstatě tři druhy vytápění. Teplovzdušné centrální, teplovodní a sálavé. Parní vytápění není vhodné pro vysokou povrchovou teplotu a špatnou regulovatelnost ve stájích používat.

Teplovzdušné vytápění by mělo být součástí přetlakového nebo rovnotlakého větrání stáje a má splňovat tyto požadavky:

- Ohřívát pouze čerstvý vzduch (cirkulační jen před zastájením).
- Ohřátý vzduch rovnoměrně rozptylovat do vytápěcího prostoru tak, aby výsledná teplota v zóně zvířat byla v rozmezí požadovaného optima.
- Výkon teplovzdušného zařízení musí být regulovatelný jak ve vzhledově, tak i tepelném výkonu. Výstupní teplota přiváděného vzduchu nemá být vyšší než 60—80 °C. Provoz musí být v topném období nepřetržitý.

Těmto podmínkám většina provozovaných teplovzdušných zařízení ve stájích nevyhovuje. Vyráběné a používané teplovzdušné agregáty mají velmi omezenou možnost regulace vzhledově výkonu, a to v podstatě pouze ručním přivíráním (škrcením) na sání ventilátoru.

Tepelný výkon u agregátů na kapalná i plynná paliva má regulaci zapnuto—vypnuto a při nízkých akumulacích schopnostech teplovzdušných agregátů nastává nepřijatelné kolísání výstupní teploty přiváděného vzduchu. Jejich tepelný výkon v poměru k výkonu vzhledově výkonu je obvykle několikanásobně větší než je třeba a nedostatky v regulaci způsobují přetápění objektů a plýtvání palivy.

Výhodnější se zdá ohřívání vzduchu na teplovodních, popřípadě parních výměníků. Zde je možno podstatně lépe regulovat výstupní teplotu ohřívávaného vzduchu a tím máme možnost plynulé regulace výkonu zařízení v požadovaném rozsahu. Výměníky se však rychle zanášejí a při nedostatečné obsluze (čištění) se značně jejich výkon snižuje.

K problémům se zdroji přistupují navíc problémy s rozvody vzduchu. Pro značné množství různých technologických zařízení není často prostor pro umístění potřebných rozvodů, ve vyráběných montovaných halách není na co je upevnit, většinou je nelze izolovat a mezi začátkem a koncem vzhledově výkonu jsou vysoké teplotní rozdíly. Při dlouhých halách (až 90 m) nelze vždy rovnoměrně rozvádět ohřátý vzduch.

Výroba vzhledově technických zařízení pro rozvod vzduchu se obtížně zajišťuje a často neodborně instalované zařízení pak nemá potřebnou úroveň.

Všechny tyto nedostatky u vyráběných i instalovaných zařízení a navíc nutnost šetřit ušlechtilými palivy snižují význam a praktické využití teplovzdušného vytápění.

Vytápění ústřední, teplovodní — konvekční se pro své nesporné výhody stává opět nejčastěji používaným. Jeho hlavní výhodou je možnost zcela plynulé regulace a dodávka tepla nezávisle na výměně vzduchu. Tento typ vytápění je možno využít jak pro vytápění celých objektů, tak pro místní sálavé vytápění, na příklad podlah v kotelích pro selata apod. Navíc tento systém vytápění umožňuje z jednoho zdroje vytápět také pomocné provozy a příslušenství. Jako topná tělesa se používají většinou registry z hladkých trubek, vhodné jsou také desková tělesa. Zcela nevhodné jsou žebrované trubky a jakékoliv typy článkových radiátorů. Regulace se provádí pro samostatný stájový prostor nebo oddělení, buď se společnou automatikou se vzhledově technickým zařízením nebo samostatnými termostaty.

Vysoká akumulací schopnost vody umožňuje i při velmi jednoduché regulaci udržovat teplotu v objektu v požadovaném rozsahu. U malých kotelů na ušlechtilá paliva (pro 1 objekt) postačí obvykle ovládat termostatem oběhové čerpadlo.

Pro větší kotelny sloužící pro více objektů s rozdílnými požadavky na odběr tepla se používá centrální regulace výstupní teploty vody v kotelně v kombinaci s místní regulací v jednotlivých objektech nebo odděleních.

Pro místní regulaci se používají regulační nebo uzavírací ventily ovládané termostaty instalovanými v příslušném oddělení, pro menší oddělení lze použít termostaty přímo u těles.

Elektrické sálavé vytápění infrazářící lze používat pouze omezeně pro kuřata a selata v prvních týdnech po narození. Celkem výhodné je elektrické akumulární vytápění s akumulací tepla do vody. Je však možné pouze pro menší výkony, řádově do 100 000 W.

Závěrem bych chtěl upozornit na některé specifické vlastnosti stájových objektů z hlediska vytápění.

- Pokud je tepelná bilance záporná a nelze dodržet požadované parametry stájového prostředí, je nutno vytápět nepřetržitě, v noci více než ve dne.
- Při malých akumulárních schopnostech dnešních montovaných staveb již několika-hodinové přerušení vytápění může způsobit snížení teploty ve stáji pod přípustné minimum. Pokud není provoz kotelny automatický, je proto nutné zajistit nepřetržitou obsluhu.
- Při turnusovém zastávování v odchovných a výkrmnách prasat a drůbeže se s přibývajícím vahou a stářím rychle zmenšují požadavky na dodané teplo. Při výkrmu brojlerů z 32 °C v prvním týdnu na 12—18 °C v osmém týdnu stárí nezávisle na vnější teplotě. Plná kapacita instalovaného zařízení se v těchto objektech využívá velmi omezeně. Jen málo dní v roce nastává si-

tuace, kdy maximální požadavky na teplo ve stáji korespondují s minimálními venkovními teplotami. Při nedostatečné regulaci pak dochází velmi často k přetápění a značnému plýtvání palivem.

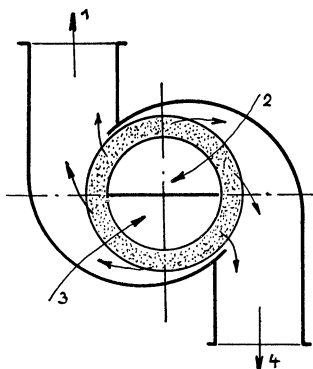
- Dále je nutno sledovat problém využití dodaného tepla. Otopné zařízení musí být instalováno vždy tak, aby dodané teplo bylo využito k vyhřátí zóny zvířat, aby ohřátý vzduch neodcházel nevhodně umístěnými větracími otvory ze stáje.
- Na stájové prostředí působí řada faktorů, které je mohou jednou příznivě, podruhé nepříznivě ovlivnit. Vnější faktory jako teplotu a vlhkost vzduchu, vítr a oslunění můžeme v určitém rozsahu předpokládat. Velmi špatné je však postizitelná řada vnitřních faktorů ovlivňujících produkci tepla a vodních par ve stáji. Patří mezi ně kvalita a kvantita dodaného krmiva, stav ustájených zvířat, pohoda zvířat, čistota, způsob odklizení výkalů a další. Ne vždy se dosáhne ideálního stavu předpokládaného projektem.

Je proto nutné, aby obsluhující byli s funkcí větracího a vytápěcího zařízení dostatečně seznámeni, aby byli schopni podle návodu k obsluze potřebné úkony provádět a rychle v případě potřeby zasáhnout.

● Regenerativní výměník tepla s kapilárním ventilátorem

Fa. Emmerling a Weyl, NSR uvedla na trh přístroj „Push-Pull výměník tepla“, který v sobě slučuje funkci ventilátoru, filtru a regenerativního výměníku tepla.

Provedení systému „Push-Pull“ se vyznačuje tím, že uvnitř rotujícího prstence je pevná dělicí stěna, která dělí vnitřní plochu kola na dvě ploviny. Na toto rozdělení navazují dva difusory (obr. 1). Tím je možné současně dopravovat dva proudy vzduchu a tak jedním ventilátorem této konstrukce mohou



Obr. 1. 1 — ochlazený odpadní vzduch, 2 — chlazený přiváděný vzduch, 3 — teplý odpadní vzduch, 4 — ohřátý přiváděný vzduch

Kapilární ventilátor používá rotujícího prstence z plastické pěnové hmoty s radiálními průchody póry. Tento rotující prstenec dopravuje vzduch obdobně jako kolo radiálního ventilátoru, tj. vzduch se nasává axiálně a vyfukuje radiálně.

být místnosti současně zavětrávány i odvětrávány. Protože celkové množství vzduchu musí projít prstencem z pórzní hmoty, je doprava vzduchu spojena současně i s hrubou filtračí.

Hlavní funkcí přístroje je však výměna tepla mezi oběma proudy vzduchu. Pórzní

prstenec slouží totiž i jako výměník tepla, jehož povrch během otáčky odnímá teplo ohřátému vzduchu a odevzdává je chladnému vzduchu.

Jak uvádí výrobce, byl vývoj proveden na základě úvahy, že výkon rotačních výměníků může být zvýšen, je-li použito látek s vyšším měrným teplem, které při styku s teplým vzduchem dosáhnou rychle vysoké teploty v tenké vrstvě na povrchu, a které se také rychle ochladí, jsou-li omývány chladnějším vzduchem. Jádro materiálu se nesmí na procesu výměny tepla podílet vůbec, nebo jen málo. Tyto vlastnosti mají tepelně izolační látky.

Při ohřátí tenkých povrchových vrstev (12—18 μm) může být doba působení teplého vzduchu krátká, takže takovýto výměník tepla může pracovat s podstatně vyššími otáčkami než regenerativní výměníky tepla jiných konstrukcí. Tepelná výměna může být stupňována použitím materiálů s velkým povrchem.

Popsaný výměník používá pro rotující prsteneц polyuretanové pěny, pro níž udává výrobce měrné teplo 1,34 kJ/kg $^{\circ}\text{C}$ (0,32 kcal/kg $^{\circ}\text{C}$) a vnitřní povrch 1,65 m²/dm³. Z toho odvozuje, že např. z hmoty 35 g tohoto materiálu, při době styku teplého či studeného vzduchu střídavě 11,35 milisekund, při teplotním rozdílu 10 $^{\circ}\text{C}$ se přenáší tepelný výkon v hodnotě 1 kW.

Výměník tepla Push-Pull s kapilárním ventilátorem se vyrábí v 5 velikostech. Dílčí průtoky vzduchu se pohybují mezi 100 až 1 380 m³/h. Pro malé průměry oběžných kol činí otáčky až 2 400 za min, u velkých se pohybují otáčky až do max 950 za min. Výrobce zdůrazňuje zejména malý objem zařízení, který ve srovnání s konvenčními typy regeneračních výměníků činí jen asi 30 až 40 %.

Za připomenutí stojí použití polyuretanové pěny jako funkční látky, přičemž se využívá zejména dvou typických vlastností tohoto materiálu. Pórovitá struktura pěnité formy se jednak hodí pro použití pro kola kapilárních ventilátorů a jednak její izolační vlastnosti umožňují využití pro rotační výměníky tepla s nízkou dobou expozice. Zejména je třeba ocenit to, že se otevřely nové cesty použití plastických hmot ve vzduchotechnice.

LuKT 6/74

(Ku)

● Potřeba energie u velkých klimatizovaných objektů

Spíše než venkovní klimatické podmínky, vedou otázky životního prostředí (ochrana

obyvatel proti hluku a znečištěnému vzduchu), stoupající požadavky na komfort, provedení staveb a vzrůst tepelných zátěží vnitřních zón k tomu, že se čím dále tím více klimatizují velké stavby, především administrativní budovy a obchodní domy.

S ohledem na významnou potřebu energie pro všechna tato klimatizační zařízení a jejich podíl v celkové tepelné zátěži, je nutno dbát na to, udržet jejich energetické nároky pokud možno nízké, tj., aby při technickém vybavení budov byly požadavky na klimatizační techniku optimalizovány a mimo jiné široce využity možnosti zpětného získání tepla či chladu.

L. Rouvel v článku „Potřeba energie klimatizovaných budov“ v časopise Brennstoff-Wärme-Kraft, č. 11/1973, str. 442—447, uvádí, že nutným předpokladem pro správné dimenzování klimatizačních zařízení je spolehlivé stanovení tepelné a chladicí zátěže a uvažování všech rozhodujících veličin při respektování dynamiky pochodů.

Abyste mohly být získány vhodné podklady, byly za pomoci samočinného počítače konány systematické výzkumy o vlivu nejdůležitějších veličin na potřebu energie pro klimatizování prostoru. Výzkum zahrnoval různá provedení staveb (budovy bez oken, budovy prakticky jen s venkovními zónami, budovy s výraznými vnitřními zónami) za venkovních klimatických podmínek pro město Essen. Přitom byly měněny intenzity osvětlení od 300 do 1 000 luxů, podíl okenní plochy na venkovní fasádě od 0 do 80 % a zastínění oken od vnějších po vnitřní žaluzie.

Získané výsledky výpočtů, zanesené do diagramů závislosti potřeby energie na jmenovaných veličinách, zahrnují i různé možnosti zpětného získávání tepla (regenerační výměníky, chladicí stroj jako vytápěcí zařízení nebo tepelné čerpadlo).

Nejzávažnější výsledky výzkumu shrnuje autor takto: Tvar budovy má zejména velký vliv na roční spotřebu energie. Nejpriznivější jsou hluboké budovy s výraznou vnitřní zónou. Skýtají nejlepší předpoklady pro optimální oběh energie v budově, jako např. u klimatizačního zařízení s částečnou recirkulací vzduchu, se zpětným získáváním tepla a chladu, jakož i za použití regenerativního výměníku tepla. Naproti tomu velikost oken a způsob jejich stínění mají jen malý vliv na roční spotřebu tepla, ale ovlivňují silně (zejména způsob stínění) vyložení klimatizačního zařízení, především chladicího stroje. Významné se na roční spotřebě užitečné energie podílí i intenzita osvětlení, i když ani ne tak pro svůj vliv na spotřebu tepla či chladu, jako spíše pro spotřebu proudu pro vlastní osvětlení.

HLH 3/74

(Ku)

Gesundheits-Ingenieur 95 (1974), č. 8

- 14. Berliner Gesundheitstechnische Tagung 1974 (14. Berlínské zasedání zdravotní techniky v r. 1974) — 213.
- Ein neues Diagramm zur feuchtigkeitschutztechnischen Beurteilung von Baukonstruktionen (Nový diagram na posouzení stavebních konstrukcí z hlediska technické ochrany proti vlhkosti) — *Kieper G., Caemmerer W., Wagner A.*, 214—219.
- Überlegungen zur Durchführbarkeit von Emissionsmessungen im Rahmen gesetzlich angeordneter Überprüfungen (Rozvahy o proveditelnosti měření emisí v rámci zákonem nařízených přezkoušení) — *Baum F., Schwegler H.*, 220—222.
- Aufbau, Funktion und Einsatz von lüftungstechnischen Anlagen mit variablem Volumenstrom, Teil II. (Konstrukce, funkce a použití větracích zařízení s proměnným průtokem; díl II.) — *Rakoczy T.*, 225—229.
- Übergabe, Wartung, Instandhaltung und Betriebskosten von Lüftungs- und Klimaanlage (Předání, obsluha, údržba a provozní náklady větracích a klimatizačních zařízení) — *Lenz H.*, 30.
- Nachtstromspeicherkessel mit Zwischenwärmeträger mit zweifacher Phasenumwandlung (Akumulační kotel na noční proud s mezinósným tepelným médiem s dvojitou fázovou přeměnou) — *Gentschew L. N.*, 231—232.

Gesundheits-Ingenieur 95 (1974), č. 10

- Die Simulation des instationären thermischen Verhaltens klimatisierter Räume mit einem elektrischen Analogiemodell nach Beuken (Simulace nestacionárního tepelného chování klimatizovaných místností za použití elektrického analogového počítače podle Beukena) — *Zeller M.*, 281—297.
- Das lufthygienische Landesüberwachungssystem Bayern (LÜB) — (Územní kontrolní systém (LÜB) z hlediska hygieny vzduchu, použitý v Bavorsku) — *Kellner K. H., Landbrecht J.*, 297—301.
- Das Betriebsverhalten von Ventilatoren in seriengefertigten Klimazentralen (Provozní chování ventilátorů v sériově vyráběných klimatizačních ústřednách) — *Hönnman W.*, 302—304.

Gesundheits-Ingenieur 95 (1974), č. 11

- Einfluss von Nährstoffen und Giften auf Größe und zeitlichen Verlauf des biochemischen Sauerstoffbedarfs häuslicher Abwärme (Vliv živných látek a jedů na velikost a časový průběh biochemické spotřeby kyslíku v odpadním teple z domácností) — *Dmaschke K.*, 309—314.

- Stand und Entwicklungstendenzen der Sicherheitstechnik bei Heizungsanlagen aus der Sicht der Hersteller von Anlagen (Stav a vývojové směry bezpečnostní techniky u vytápěcích zařízení z hlediska výrobců zařízení) — *Winkenbach W.*, 315.
- Stand und Entwicklungstendenzen der Sicherheitstechnik bei Heizungsanlagen aus der Sicht der Technischen Überwachung (Stav a vývojové směry bezpečnostní techniky u vytápěcích zařízení z hlediska „Technické kontroly“) — *Mayr F.*, 315—316.
- Die Auswirkungen europäischer Normen und der EG-Richtlinien auf den Kessel- und Brennerbau (Vlivy evropských norem a směrnic evropského společenstva na konstrukci kotlů a hořáků) — *Dittrich A.*, K316— 317.
- Untersuchungen zur Frage des Wachstums abgeschiedener Mikroorganismen auf Glasfaser-Feinstaub- und Glasfaser-Hochleistungswebstoff-Filtern (Šetření k otázce růstu odloučených mikroorganismů na filtrech se skleněným vláknem pro jemný prach a na vysokoúčinných absolutních filtrech se skleněným vláknem) — *Rüden H., Botzenhart K.*, 318—321.
- Dampfbefeuchter oder Luftwäscher unter Berücksichtigung der hygienischen Auswirkungen und der Regelprobleme (Parní zvlhčovač nebo pračka vzduchu s ohledem na hygienické účinky a problémy regulace) — *Hofmann W. M.*, 322
- Klimadaten, Wärmedämmung, Wärmespeicherfähigkeit — Güte der Bauausführung und Raumtemperatur als korrespondierende Sachverhalte (Klimatické údaje, tepelná izolace, schopnost tepelné akumulace — kvalita stavebního provedení a teplota místnosti jako odpovídající stav) — *Künzel H.*, 323.
- Aktuelles aus Haustechnik und Umweltschutz (Aktuality z domovní techniky a ochrany životního prostředí) — 332—335.

Gesundheits-Ingenieur 95 (1974), č. 12

- Heizungssysteme für Altbaumodernisierung (Vytápěcí systémy pro modernizaci starých budov) — *Adler H.*, 338—341.
- Über statistische Analysen von kontrollierten Ölfeurungen (Statistické analýzy kontrolovaných olejových topení) — 342—343.
- Eine Methode zur exakten Bestimmung der Lufttemperatur in Wärmestrahlungsfeldern (Metoda na exaktní stanovení teploty vzduchu v polích vyzářování tepla) — *Heindl W., Koch H. A.*, 344—349.
- Elemente zur Berechnung von Raumströmung (Základy k výpočtu prostorového proudění) — *Regenscheid B.*, 349.
- Spezifischer Wasserverbrauch und Ausstattungsgrad in Büro- und Verwaltungsgebäuden (Specifická spotřeba vody a stupeň vybavení správních budov) — *Asemann K., Wirth H.*, 350—353.

— Sind Wasserenthärtungsanlagen Bakterienherde (Jsou zařízení na změkčování vody zdrojem bakterií?) — *Mauer B., Stadelmann B.*, 354.

Heating, piping, air conditioning, 46 (1974), č. 10

— Air pollution control: how does your plant stack up? (Kontrola čistoty ovzduší: Jak ve vašem závodě pracují komíny?) — *Smith O. F.*, 41—45.

— Energy Conservation: why not go all the way? (Proč nevyužívat energii v plné šíři?) — *Pannkoke, T.*, 46—48.

— Heat wheel testing: carryover of viable material (Testování tepelného kola: průchod mikroorganismů) — *Shabara M. A. N., McLaughlin E. R.*, 49—54.

— A winning combination: heat recovery and evaporative cooling (Vítězná kombinace: akumulace tepla a chlazení vypařováním) — *Ferguson R. K.*, 55—58.

— Nomograph estimates air infiltration due to stack effect (Nomogram stanoví infiltraci vzduchu způsobenou komínovým efektem) — *Caplan F.*, 61—62.

— New plastic piping sets trend in hydronic systems (Nové potrubí z plastické hmoty udává trend v hydronických systémech) — *Field A. A.*, 65—66, 68—69.

— What you should know about flexible ducts (Co máte vědět o ohebném potrubí) — *Hemmond C. J.*, 71—77.

Heating, piping, air conditioning, 46 (1974), č. 11

— Restrains and anchors for breeder reactor sodium coolant piping (Zachycení a zakotvení potrubí sodíkového chladiva množivého reaktoru) — *Reis E., VanMeter W.*, 53—61.

— 100 Summer St. revisited (Dvoustupňové absorpční zařízení v kancelářské budově) — *Marino M. A.*, 62—64.

— Saving air and energy in industrial plants (Úspora vzduchu a energie v průmyslových závodech) — *Hama G. M.*, 65—70.

— Total system corrosion protection (Úplný systém ochrany proti korozi) — *Hallberg E.*, 71—73.

— Self-contained temperature control valve upgrades heating system (Samostatný kontrolní teplotní ventil vylepšuje vytápěcí systém) — *Scripture D. G.*, 74—75.

— Nomograph estimates air infiltration heat removal (Nomogram stanoví infiltraci vzduchu, odvod tepla) — *Caplan F.*, 79—80.

— Reclaiming latent heat in flue gases (Regenerace latentního tepla ze spalin) — *Field A. A.*, 85—86, 88, 90.

Heizung Lüftung Haustechnik 25 (1974), č. 11

— Druckverlust feuchter Sehwebstofffilter (Tlaková ztráta vlhkých vysokoučinných filtrů) — *Hofman W. M.*, 370.

— Ermittlung der Ventilator- und Anlagenkennlinie von Lüftungs- und Klimasystemen (Zjišťování charakteristiky ventilátorů a zařízení větracích a klimatizačních systémů) — *Kizaovi J.*, 371—380.

— Wirtschaftlichkeit drehzahl geregelter Thyristor-Gleichstrompumpenantriebe in Fernheizwerken (Hospodárnost pohonů na stejnosměrný proud čerpadel s tyristorovou regulací otáček v dálkových výtopnách) — *Tinger J.*, 381—387.

— Luftverhältnisse in einem Operationssaal mit vertikaler Kolbenströmung in Operationsfeld (Vzduchové poměry v operačním sále s vertikálním pístovým prouděním v operační zóně) — *Neugart H.*, 389—392.

— Funktion und Systeme sowie Einsatzmöglichkeiten der Elektro-Zentralspeicherheizung (Funkce a systémy jakož možnosti použití elektrického ústředního akumulacího vytápění) — *Hadenfeldt A.*, 393—396.

— Elektro-Zentralspeicherheizung für Eigentumswohnungen (Elektrické ústřední akumulacího vytápění pro byty v osobním vlastnictví) — *Funk H.*, 397—401.

— Früherfassung von Kabelbränden (Včasné zjištění požárů kabelů) — 401.

— Technische und wirtschaftliche Möglichkeiten der Städtefernheizung (Technické a hospodářské možnosti městského dálkového vytápění) — 402.

Heizung Lüftung Haustechnik 25 (1974), č. 12

— Zur Problematik der Kanalnetzberechnung (K problematice výpočtu kanalizační sítě) — *Keser J.*, 415—419.

— Problemlösungen bei der Gestaltung von Radialventilatoren (Řešení problémů při konstrukci radiálních ventilátorů) — *Bommes L.*, 420—425.

— Wasserchemie unter besonderer Berücksichtigung der Wasseraufbereitung für Schwimmbäder (Chemie vody se zvláštním přihlednutím na úpravu vody pro plovárny) — *Sauerermann D.*, 426—432.

— Dehnungsmessungen und Druckversuche an Stahlheizkesseln (Měření roztažnosti a tlakové zkoušky na ocelových topných kotlech) — 432.

— Zentrale Staubsauganlagen für die Fussbodenreinigung (Centrální odsávací zařízení prachu pro čištění podlah) — *Saehn M.*, 433—436.

— Warmwasser-Fussbodenheizungen mit Kunststoffummantelten Kupferrohren (Teplovodní podlahové vytápění za použití měděných trubek s pláštěm z plastické hmoty) — *Stobäus K. H.*, 437—440.

— Untersuchungen zur Frage der bakteriellen Kontamination von Luftwäschern in Klimaanlage (Šetření k otázce zamoření bakteriemi vzduchových praček v klimatizačních zařízeních) — *Reckzeh G., Dontenwill W.*, 441—443.

— Empfehlungen zum energiesparenden Bauen der Länderarbeitsgemeinschaft Hochbau (Do-

poručení zemského pracovního sdružení pro výškové stavby na úsporu energie při stavbě) — 444—445.

— Bauphysikalische Berechnung mittels Rechenanlagen zum Vermeiden von Kondenswasserschäden (Stavebně fyzikální výpočet na počítačích na zamezení škod, způsobených kondenzátem) — 446.

Klima-Kälte-Technik 16 (1974), č. 10

— Die Vorherbestimmung der thermischen Empfindung des Menschen (Stanovení tepelného pocitu člověka) — 137—143.

— Überwachung und Automatisierung in der Haustechnik — Schluss (Kontrola a automatizace v domovní technice — Závěr) — *Schweide W.*, 146—151.

Klima-Kälte-Technik 16 (1974), č. 11

— Einbau von Induktionsgeräten in der Decke (Vestavba indukčních přístrojů ve stropě) — *Wenger P.*, 155—159.

— Bericht über neuere experimentelle und theoretische Arbeiten zur Berechnung von Wirkungsgraden in Tieftemperaturwaskolonnen (Zpráva o novějších experimentálních a teoretických pracích na výpočet účinnosti pracích kolon za nízké teploty) — *Haas U.*, *Knapp H.*, 161—165.

— Energiespeicher der Zukunft (Zásobník energie budoucnosti) — 167.

Klima-Kälte-Technik 16 (1974), č. 12

— Die Auswirkungen der Energiesituation auf die Klimatechnik und die Konsequenzen für die Praxis (Důsledky energetické situace na klimatizační techniku a následky pro praxi) — 169—170.

— Der moderne Schulbau — ein heizungs-lüftungstechnisches Problem (Moderní školní budova — problém techniky vytápění a větrání) — *Merkle E.*, 174—178.

— Wärmeübergang an einem querangeströmten Rohr an R 11 (Přestup tepla na trubce s příčným prouděním na R 11) — *Bitter C.*, 180—185.

— Automatisierung in der Klimatechnik (Automatizace v klimatizační technice) — 186.

Schweizerische Blätter für Heizung

+ Lüftung 41 (1974), č. 4

— Heizsystem für Gebäude — Kombination Ölheizung und Wärmepumpe (Vytápěcí systém pro budovy — kombinace olejového vytápění a tepelného čerpadla) — *Loch E.*, 79—82.

— Hygienische Aspekte der Luftbefeuchtung in Klimaanlage (Hygienická hlediska zvlhčování vzduchu v klimatizačních zařízeních) — *Wanner H. U.*, *Wirz M.*, 82—90.

— Sind Wasserenthärtungsanlagen Bakterien-

herde? (Jsou zařízení na změkčování vody zdrojové bakterie?) — 90—91.

— Sicherheitsventile für geschlossene Heizungsanlagen (Bezpečnostní ventily pro uzavřená vytápěcí zařízení) — *Fravi H.*, 92—95.

Staub, Reinhaltung der Luft 34

(1974), č. 10

— Möglichkeiten zur Feinstaubabscheidung mit trockenarbeitenden Elektroentstaubern (Možnosti odlučování jemného prachu suchými elektrickými odlučovači) — *Maartmann S.*, 353—355.

— Nassarbeitender Elektroentstauber (Mokrý elektrický odlučovač prachu) — *Kautz J.*, 356—357.

— Theorie, Grenzen und Möglichkeiten der Abscheidung von Feinstaub mit nassarbeitenden Abscheidern (Teorie, meze a možnosti odlučování jemného prachu mokrymi odlučovači) — *Büttner H.*, 358—360.

— Erfahrungen mit nassarbeitenden Entstaubern in der chemischen Industrie (Zkušenosti s mokrymi odlučovači prachu v chemickém průmyslu) — *Holzer K.*, 360—365.

— Entstaubungstechnische Massnahmen im Asbest-Faserwerk. Ein Beitrag zum Thema „Filternde Abscheider“ (Opatření z hlediska techniky odprašování v závodech na asbestová vlákna. Příspěvek k tématice „Filtrační odlučovače prachu“) — *Engels L. H.*, *Graeser W.*, 365—368.

Staub Reinhaltung der Luft 34

(1974), č. 11

— Bericht über Untersuchungen zur Frage der Explosionsdruckentlastung brennbarer Stäube in Behältern — Teil I (Zpráva o prováděném šetření k otázce uvolňování výbušného tlaku hořlavých prachů v nádržích — Díl I.) — *Bartknecht W.*, 381—391.

— Temperaturuntersuchungen an Staub—Luft—Gemischen zur Ermittlung der maximalen gefahrlosen Temperatur (Vyšetřování teploty u směsí prach—vzduch pro stanovení maximálně bezpečné teploty) — *Hulanicki S.*, 392—395.

— Der elektrische Wind in staubbeladener Luft (Elektrický vítr ve vzduchu s obsahem prachu) — *Gerthsen P.*, *Hilpert J.*, *Kern J.*, 395—398.

— Abgasomission des Otto- und Schichtlademotors bei Betrieb mit Benzin und Methanol (Emise odpadního plynu z Ottova motoru a z motoru s rozvrstveným nábojem při provozu na benzin a methanol) — *Gruden D.*, *Lange K.*, *Porche F.*, 398—402.

— Getrennte Bestimmung gas- und staubförmiger Fluoride im Immissionsbereich (Oddělené stanovení plynných a prašných fluoridů v oblasti imise) — *Kettner H.*, 402—404.

— Digitale Simulation der Einatmung eines CO—Luftgemisches durch das System Lunge/Körper (Číselné napodobení vdechování

směse CO—vzduch soustavou plíce—částice) — *Schüttke H. J., Zorn H.*, 405—409.
— Die Wirkung von CaNa₂ EDTA auf die Retention von Zinkoxid im Tierorganismus (Účinek CaNa₂ EDTA na zadržování kysličníku zinečnatého v organismus zvířat) — *Rosmanith J.*, 410—413.
— EG-Enquête. Untersuchung der Umweltbelastigung und Umweltschädigung durch den Strassenverkehr in Stadtgebieten — Lärm und Abgase (Anketa evropského společenství. Šetření o obtěžování a poškozování životního prostředí pouliční dopravou v městských oblastech — Hluk a odpadní plyny) — *Weyrauther G.*, 413—414.

Staub Reinhaltung der Luft 34 (1974), č. 12

— Technische Anleitung zur Reinhaltung der Luft (Technický úvod k čistotě vzduchu) — *Dreisigacker H. L., Surendorf F., Weber E.*, 431—433.
— Abgas-Emissionsfaktoren für den Bereich des Kraftfahrzeugverkehrs. Ihre Bedeutung für Bund und Länder (Emisní činitele odpadního plynu pro oblast nákladní dopravy. Jejich význam pro svaz a země) — *Plassmann E.*, 433—435.
— Digitale Integrationsgeräte zur Glättung der Singale von Rauch- und Staubbichtemessgeräten (Číselné integrační přístroje na vyhlazování signálů měřících přístrojů hustoty kouře a prachu) — *Walcher H.*, 436—439.
— Beiträge zum Problem des „Saltzman“ — Faktors bei der Messung von Stickstoffdioxid—Immissionen (Příspěvky k problému „Saltzmanova“ činitele při měření imisí kysličníku dusičitého) — *Martkamp H., Nitz G.*, 439—442.
— Untersuchungen über die Sorption von Fluorverbindungen auf Ionenaustauschern (Vyšetřování sorpce sloučenin fluoru na iontových výměnících) — *Głowiak B., Gostomczyk A.* 442—445.

— Bericht über Untersuchungen zur Frage der Explosionsdruckentlastung brennbarer Stäube in Behältern — Teil II (Zpráva o prováděném šetření k otázce uvolňování výbušného tlaku hořlavých prachů v nádržích — Díl II.) — *Bartknecht W.*, 456—459.
— 4. Internationales Symposium für Raumtechnik „SEECO 74“ (4. mezinárodní symposium o technice čistých prostorů „SEECO 74“) — *Strauss H. J.*
— Ausgeführte Anlagen zur Reinhaltung der Luft. Staubschutzmassnahmen beim Getreideumschlag im Bremer Hafen (Zřízení na čištění vzduchu. Opatření na ochranu proti prachu při překládce obilí v přístavu Bremy) — *Jong E.*, 460—461.

Vodosnabženie i sanitarnaja tehnika (1974), č. 11

— O teplosnabženii mikrorajonov (O zásobování mikrooblastí teplem) — *Baluev E. D., Lukičev V. N.*, 17—21.
— Analiz raboty modernizirovannoj dvuchkanal'noj sistemy kondicionirovanija vozducha (Analýza práce modernizovaného dvoukanalového systému klimatizace vzduchu) — *Nejmark L. I.*, 27—30.
— Povyšenie effektivnosti teploispol'zovanija (Zvýšení effektivnosti využívání tepla) — *Kuklinskij M. I.*, 35.

Vodosnabženie i sanitarnaja tehnika (1974), č. 12

— Kakie teplovyje punkty stroit' — central'nye ili individual'nye? (Jaké stavět výměňkové stanice — centrální nebo individuální?) — *Gromov N. K.*, 17—22.
— Teorija i rasčet lokalizujuščich strujnych ograždenij istočnikov vrednych vydelenij (Teorie a výpočet místních proudových přehrazení zdrojů škodlivých odpadních plynů) — *Kuzmin M. S.*, 22—26.

ztv

3

Zdravotní technika a vzduchotechnika. Ročník 18, číslo 3, 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 N. V., Periodical Trade, Warmoesstraat 54, Amsterdam, Holland. Annual subscription: Vol. 18, 1975 (6 issues) Dutch Glds. 35,—.
Toto číslo vyšlo v říjnu 1975.

© Academia, Praha 1975.