

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ V LIBERCI

NOSTELKA ŘÁDU PRÁCE

Fakulta strojní

obor 23-40-8

Automatizované systémy řízení výrobních procesů
ve strojírenství

zaměření:

Automatizované systémy řízení výrobních procesů
ve strojírenství

Katedra technické kybernetiky

KTK ASŘ-SF 077

název:

Elektrická analogie dvoutrubkových soustav

Jméno:

Jiří Šimon

Vedoucí diplomové práce: Ing. Josef Patočka, KEZ

Konzultant:

Ing. Zdeněk Vítámvás

Rozsah práce a příloh:

Počet stran	68
Počet příloh	2
Počet obrázků	6
Počet výkresů	4
Počet modelů	0

M í s t o p ř í s e ž n é p r o h l á š e n í

Místopřísežně prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury.

V Liberci 25.5.1984.

Vysoká škola: **VŠST Liberec** Fakulta: **strojní**
Katedra: **technické kybernetiky** Školní rok: **1983/84**

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

pro **s. Jiřího Š i m o n a**
obor **23-40-8 ASŘ výrobních procesů ve strojírenství**

Vedoucí katedry Vám ve smyslu nařízení vlády ČSSR č. 90/1980 Sb., o státních závěrečných zkouškách a státních rigorózních zkouškách, určuje tuto diplomovou práci:

Název tématu: **Elektrická analogie dvoutrubkových soustav**

Zásady pro vypracování:

- 1) Elektrická analogie dvoutrubkového hydraulického systému ústředního vytápění
- 2) Aplikace el. analogie na sekundární rozvody centralizovaného zásobování teplem
- 3) Studie hydraulické stability vertikálního rozvodu s nuceným oběhem

Autorské právo se řídí směrnicemi
MŠK pro státní záv. zkoušky / č.j. 31
727/62-III/2 ze dne 13. července
1962-Věstník MŠK XVII, sešit 24 ze
dne 31. 8. 1962-1963, část. z. č. 115/53 Sb.

V 18/84.S
VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
Ústřední knihovna
LIBEREC 1, STUDENTSKÁ 8
PSČ 461 17

Rozsah grafických prací:

Rozsah průvodní zprávy:

40 - 50 stran

Seznam odborné literatury:

- /1/ Hydraulická stabilita potrubních soustav - sborník;
Dům techniky ČSVTS Praha, 1982.
- /2/ Urbánek, M.: Návrh analogonu Praha - sever; výzkumná zpráva
EGÚ Praha, 1982.
- /3/ Kratochvíl, P.: Výzkumná zpráva o pracovní etapě EGÚ
č. 052304 12; EGÚ Praha, 1974.

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Josef Patočka - KEZ VŠST Liberec

Datum zadání diplomové práce:

30.9.1983

Termín odevzdání diplomové práce:

25.5.1984



Alaxin
Doc. Ing. Ján Alaxin, CSc.

Vedoucí katedry

Stříž
Doc. RNDr. Bohuslav Stříž, CSc.

Děkan

v Liberci dne 27.9. 1983

Děkuji vedoucímu diplomové práce,
řediteli státního zkušebního střediska Ing. Josefu Patočkovi,
za odborné vedení a poskytnuté informace, potřebné pro vypra-
cování této diplomové práce.

Zároveň děkuji konzultantovi Ing. Zdeňku Vitamvásovi, CSc.
za cennou pomoc a připomínky k danému tématu.

Obsah:

Použité značky a označení

1. Úvod

2. Popis hydraulického systému CZT

3. Regulace soustavy

4. Výpočet parametrů hydraulického obvodu

5. Elektrická analogie hydraulického obvodu

6. Studie hydraulické stability vertikálního rozvodu
s nuceným oběhem

7. Návrh a realizace modelu

8. Závěr

Seznam použité literatury

Použité značky a označení

- Q - množství tepla $[J]$
tepelný výkon $[W]$
- α_1 - součinitel přestupu tepla na venkovní straně stěny $[W m^{-2} K^{-1}]$
 α_2 - součinitel přestupu tepla na vnitřní straně stěny $[W m^{-2} K^{-1}]$
- s - síla vrstvy stěny $[m]$
- λ - součinitel tepelné vodivosti $[W m^{-1} K^{-1}]$
součinitel ztrát třením $[-]$
- q - měrný tepelný výkon $[W m^{-2}]$
- p - absolutní tlak $[Pa]$
- Δp - tlakový rozdíl $[Pa]$
- H_c - dopravní výška čerpadla $[Pa]$
- Δp_z - tlaková ztráta ve zdroji tepla $[Pa]$
- Δp_p - tlaková ztráta v přívodním potrubí $[Pa]$
- Δp_s - tlaková ztráta v nejvzdálenějším spotřebiči $[Pa]$
- Δp_v - tlaková ztráta vratného potrubí $[Pa]$
- w - střední rychlost proudění $[m s^{-1}]$
- d - průměr potrubí $[m]$
- ν - kinematická viskozita $[m^2 s^{-1}]$
- g - tíhové zrychlení $[m s^{-2}]$
- ρ - měrná hmotnost $[kg m^{-3}]$
- ξ - součinitel místních ztrát $[-]$
- $\dot{M}$ - průtočné množství $[kg s^{-1}]$
- l - délka $[m]$
- c - měrné teplo $[J kg^{-1} K^{-1}]$
- t - teplota $[K], [^{\circ}C]$
- k - součinitel prostupu tepla $[W m^{-2} K^{-1}]$
- K - hydraulický odpor $[m^{-4}]$
- U - elektrické napětí $[V]$
- R - ohmický odpor $[\Omega]$
- I - elektrický proud $[A]$
- Y - činitel hydraulické stability $[-]$

1. Úvod

Zásobování sídlišť i průmyslových závodů teplem je velmi závažný technicko-ekonomický problém, jehož význam roste se stoupající materiální i kulturní úrovní na straně jedné a s nedostatkem ušlechtilých paliv na straně druhé.

Ve smyslu norem je soustava centralizovaného zásobování teplem vytvářena ústředními zdroji, tepelnými sítěmi, předávacími stanicemi a spotřebitelským zařízením.

Se zřetelem na komplikovanější schemata rozvodu tepla se stále ve větší míře uplatňuje navrhování tepelných sítí pomocí moderní výpočetní techniky. Velká pozornost se věnuje otázkám měření, regulace a automatizace provozu. Napjatá energetická situace ve většině zemí světa si přímo vynucuje rychlé a co nejdokonalejší řešení hospodárného provozu soustav CZT. V ČSSR se spotřebuje více než polovina všeho paliva pro účely vytápění, větrání a ohřevu užitkové vody. Zatímco ve zdrojích tepla se uplatňuje snaha o zvýšení účinnosti základního zařízení o desetiny procent, plýtvá se často u spotřebitelů teplem tak, že by bylo možno při správném hospodaření ušetřit několik procent energie. V současné době je proto výzkum v oblasti CZT zařazen do pětiletého plánu koordinovaného výzkumu členských států RVHP.

Za poslední topné období se odhaduje, že bylo spotřebováno k vytápění 40 % paliv a energie z celkové palivoenergetické bilance ČSSR. Podíl CZT na celkové spotřebě paliv pro vytápění je nejméně 20 %, tedy 8 % celostátní bilance. Protože se v celém státě spotřebovalo asi $900 \cdot 10^6$ MWh v palivech a energii, spotřeba soustav CZT činila nejméně $72 \cdot 10^6$ MWh.

Z tohoto množství bylo nejméně 20 % vynaloženo na vyrovnávací nestability dvoutrubkových vytápěcích soustav, t.j.

$14,4 \cdot 10^6$ MWh, což představuje 3,7 miliónu tun energetického uhlí. O toto velké množství by při dodržení podmínek hydraulické stability potrubních soustav mohla být naše každoroční těžba uhlí menší.

Proto se nyní dostává do popředí zájmu odborníků pracujících v oboru vytápěcích zařízení problém hydraulické stability topných sítí. Tato problematika byla v minulosti zanedbávána a problém nerovnoměrného rozdílení tepla se řešil přetápěním budov, což vedlo ke značně neekonomickému provozu. Někdy s problematikou nestability sítě vznikají i nepříznivé funkční závady a je vykazován nespolehlivý provoz.

Úkolem mé diplomové práce je vytvoření modelu sekundárního rozvodu CZT, ve kterém by bylo možno zkoumat technologii akčních zásahů při regulaci nestabilního stavu vertikálního rozvodu CZT tak, aby se zabránilo nebo v co největší míře omezilo nerovnoměrné rozdílení tepla a z toho plynoucího přetápění obytných místností, vedoucí k ne hospodárnému provozu systémů CZT.

Ve složitých soustavách centralizovaného zásobování teplem je nutno řešit množství problémů rozvodu tepla, je nutno určit řadu provozních variant a stavů, aby bylo možno provozovat tepelné sítě hospodárně. Také bývá třeba řešit stavy úseků při haváriích a v sekundárním obvodu přibývá problém hydraulické stability sítě při proměnné venkovní teplotě. Analogový model má umožnit sledování provozních změn a zásahů do potrubní sítě a měl by být nastaven na provozní parametr.sítě. Analogový model umožňuje přímé sledování průtočných a tlako-

vých poměrů v potrubní síti a poskytuje téměř okamžitě, po jakémkoliv zásahu do sítě, výsledky. Vzhledem k linearizaci systému nelze tyto výsledky určit kvantitativně, ale pouze kvalitativně, to znamená co se týče znaménka nebo rozhodnutí stoupá, klesá.

2. Popis hydraulického systému CZT

Soustavu centralizovaného zásobování teplem tvoří ústřední zdroje tepla, tepelné sítě, předávací stanice a odběratelská zařízení (spotřebiče). Vyšší formou CZT je teplárenská soustava, v níž je alespoň jedním ze základních zdrojů tepla teplárna. Soustavy se dělí na uzavřené a otevřené.

V uzavřených soustavách obíhá téměř stálé množství teplonosné látky (nepřihlížíme-li ke ztrátám), která předává teplo k nepřímému využití.

V otevřených soustavách se počítá s odběrem teplonosné látky z potrubí tepelné sítě odběrateli k přímému využití (kondenzát, užitková voda).

Ústředním zdrojem tepla jsou teplárny, v nichž se vyrábí ve společném parním oběhu teplo a elektřina nebo jiný druh energie (tlakový vzduch). Výtopy, které vyrábějí pouze teplo, tvoří samostatný objekt a teplo dodávají pro celou obytnou oblast nebo průmyslový závod a to prostřednictvím tepelných sítí předávacími stanicemi do spotřebičů tepla.

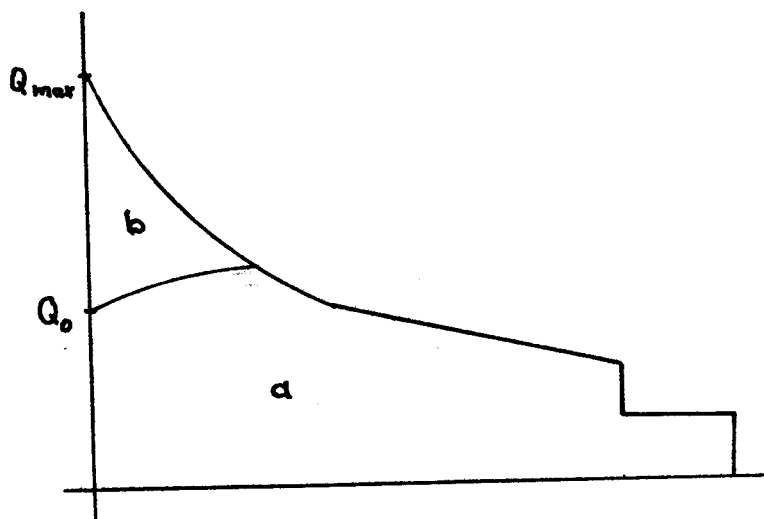
Zdroje tepla se rozlišují na :

- základní
- špičkové

Základními zdroji tepla jsou teplárny a výtopy, které dodávají teplo ke krytí základní části diagramu ročního průběhu potřeby tepla (obr. 1). Kromě tepláren a výtopen, spalujících tuhá, kapalná nebo plynná paliva, se začíná používat jaderných elektráren s teplárenskou částí.

Špičkovým zdrojem tepla se rozumí zařízení, určené ke krytí špičkové části diagramu ročního průběhu potřeby tepla.

Pracuje s poměrně malým ročním využitím instalovaného výkonu a bývá umístěno buď u základního zdroje tepla nebo i samostatně mimo něj. Nejčastěji se používá kotelní zařízení; pro krytí krátkodobých špiček lze použít i zásobníku tepla.



obr. 1

Diagram ročního průběhu potřeby tepla :

- a - teplo ke krytí základní potřeby
- b - teplo ke krytí špičkové potřeby

Zdroj tepla se připojuje k tepelné síti přes parní redukční a chladicí stanice. Snižují tlak a teplotu páry. Pracují obvykle samočinně, ruční obsluha se uplatňuje jen při nouzovém provozu pomocí obtoku. Tlak páry se snižuje redukčními ventily - regulátory tlaku se samočinným zařízením, které udržuje tlak za ventilem na stálé výši. Velikost tlaku před ventilem a velikost průtoku páry nemají mít na tlak za ventilem znatelný vliv. K samočinnému řízení redukčních ventilů se používá buď přímo tlak redukované páry, nebo pro velké rozdíly tlaku před ventilem a za ním a pro velké průtoky ovládání servomotorem s tlakovým olejem nebo elektromotorem s převodem. Potrubí pro redukovanou páru za redukčním ventilem je

nutné opatřit pojistným ventilem nebo jiným vhodným pojistným zařízením přiměřené velikosti, obdobně jako parní kotle a tlakové nádoby. Výfukové potrubí pojistných ventilů je třeba trvale odvodňovat, bezpečně vyústit a vhodně upravit jeho ukončení do ovzduší.

Teplota páry se po redukci sníží poměrně málo. Snížením teploty redukované páry se sníží její objem, čímž se zmenší potřebný průtočný průřez potrubí a jeho průměr a potrubí pro redukovanou páru se tím zlevní (např. při snížení teploty páry o tlaku 1,96 MPa ze 460 °C na 220 °C se zmenší měrný objem páry z 0,169 m³/kg na 0,104 m³/kg, t.j. o 62 % objemu syté páry). Z těchto důvodů se pára chladí a to obvykle rozprašováním chladicí vody do proudu páry v redukčním ventilu nebo do proudu páry za redukčním ventilem (užívané v ČSSR). Chladicí voda se rozprašuje přímo do potrubí nebo se používá chladičů páry.

Pro dopravu tepla potrubím z ústředních zdrojů tepla k odběratelům nebo pro spojení jednotlivých zdrojů tepla mezi sebou se používá tepelných sítí. Tepelné sítě jsou vodní a parní a dělí se na :

- tepelné napaječe
- rozvodné tepelné sítě
- přípojky k tepelným sítím

Dále bývají členěny předávacími stanicemi na primární (rozvod od zdroje tepla^k předávacím stanicím) a sekundární (od předávací stanice ke spotřebiči tepla).

Podle počtu potrubí se tepelné sítě dělí na jednotrubkové, dvoutrubkové a třítrubkové, podle půdorysného uspořádání na sítě s jednotlivým napaječím a na okružní sítě (zkruhované)

a podle umístění na sítě nadzemní a podzemní. Parní tepelné sítě rozvádějí vodní páru sytou nebo mírně přehřátou o přetlaku vyšším než 0,05 MPa, kterým je omezena oblast nízkých tlaků pro otopné soustavy.

Vodní tepelné sítě dopravují teplo pomocí vody o teplotě 110°C (teplovodní) nebo o teplotě vyšší (horkovodní) asi do 180°C. Sítě nadzemní se používají na území průmyslových závodů a na území nezastavěná. Jsou jediným spolehlivým řešením tepelných sítí v území s vysokou hladinou spodní vody. Nadzemní tepelné sítě jsou značně levnější než podzemní potrubí (nadzemní potrubí o Js 300 mm představuje 40 % pořizovacích nákladů podzemního potrubí). Nadzemní sítě jsou provozně náročnější, protože v zimě jsou při přerušení provozu na delší dobu ohrožovány mrazem. V případech, v nichž není vedení tepelné sítě nad zemí možné (ve městech), ukládá se potrubí do podzemních kanálů průchozích, průlezných nebo neprůlezných nebo se používá bezkanálové konstrukce.

Tepelná síť jednotrubková má jen přívodní potrubí a tepelně využitý nositel tepla se buď zužitkuje přímo ve spotřebičích nebo jiným vhodným způsobem nebo se vypouští do stok a vodních toků. Množství nositele tepla je ve vodních tepelných sítích asi 6 až 10 krát větší než u sítí parních a proto se tepelné sítě vodní jednotrubkové nepoužívají, kdežto jednotrubkové sítě parní se mohou za vhodných okolností prakticky uplatnit. Při odstraňování tepelně využitého nositele tepla je třeba pamatovat na to, že do stokových sítí a vodních toků lze podle normy vypouštět kapalinu o teplotě nejvýše 40°C. Jednotrubková síť je jednodušší, zabírá méně místa a je investičně i provozně výhodnější než síť dvoutrubková. Náklady

potřebné na úpravu a na ohřívání studené přípravné vody s náklady na odstraňování tepelně využitého nositele musí být uhrazeny úsporami na pořizovacích nákladech, tepelných ztrátách, obsluze a udržování sítě.

Dvoutrubková tepelná síť se skládá ze dvou souběžných potrubí - přívodního a vratného nebo kondenzátního, které tvoří okruh pro oběh nositele tepla mezi zdrojem a spotřebiči. Obě potrubí mají stejný průměr a jsou většinou tepelně izolována. Změnou velikosti průměru jednoho z potrubí lze ovlivnit tlakové poměry v potrubí tepelných sítí i v odběratelských předávacích stanicích a při tlakově závislém připojení předávacích stanic též ve spotřebičích tepla. Tloušťka tepelné izolace vratného potrubí je menší nebo se užívá potrubí neizolované, protože teplota vratného nosiče tepla je nižší než teplota přívodního a navíc neizolované vratné potrubí zvyšuje teplotu v kanále a tím se zmenší tepelné ztráty přívodního potrubí. Kondenzátní potrubí parních tepelných sítí se obvykle neizoluje a jeho průměr je poloviční nebo poněkud menší než průměr souběžného parovodu. V uzavřeném okruhu je kondenzát chráněn před stykem se vzduchem, což se příznivě uplatní při ochraně proti vnitřním koroziím. Přítomnost kyslíku a dalších agresivních plynů obsažených ve vzduchu má při korozi rozhodující vliv. Otevřený okruh s přečerpáváním kondenzátu je nenáročný na požadavky výškového uspořádání (spád), je však nevhodný z důvodů ochrany proti korozi.

Třítrubková tepelná síť se používá pro dodávku tepla dvěma druhům spotřebičů (pro výrobní účely s požadovanou tlakovou úrovní a pro otopné soustavy s nižší úrovní tlaku) nebo jednoho druhu spotřebičů s velmi rozdílnou potřebou te-

pla, měnící se v dlouhodobých obdobích. Při dodávce dvěma druhům spotřebičů má třítrubková síť dvě samostatná přívodní potrubí a společné potrubí vratné. Tepelné ztráty jsou menší než u dvoutrubkové sítě, protože přívodní potrubí dvoutrubkové tepelné sítě by mělo vyšší pracovní teplotu a větší průměr než první přívodní potrubí sítě třítrubkové a druhé přívodní potrubí má teplotu nižší.

Při dodávce tepla jednomu druhu spotřebičů s rozdílnou potřebnou tepla se používá třítrubkové sítě dvěma způsoby :

- 1/ v době velké potřeby tepla (zima) je v provozu přívodní potrubí o velkém průměru a v době malé spotřeby přívodní potrubí o malém průměru
- 2/ v době velké spotřeby tepla jsou v provozu obě přívodní potrubí, v době střední potřeby potrubí o velkém průměru, v době malé spotřeby druhé z přívodních potrubí.

U vodních tepelných sítí je třeba dodržovat potřebné poměry tlaků, hlavně dodatečně velký rozdíl tlaků mezi každým z přívodních potrubí a společným potrubím vratným.

Výhodou třítrubkové soustavy je možnost oprav a preventivních prohlídek v době odstavení jedné větve z provozu bez přerušování dodávky tepla. Nevýhodou jsou nepříznivé korozní účinky v odstaveném potrubí. Má-li být výstavba třítrubkové sítě hospodárná, musí roční úspora na tepelných ztrátách vyrovnat nebo překročit rozdíl ročních podílů pořizovacích nákladů, přičemž je třeba uvažovat i rozdíl výdajů za obsluhu a udržování a výdaje za pohon oběhových čerpadel.

U parních tepelných sítí je třítrubkové uspořádání

výhodné, neboť lze dvoutrubkovou tepelnou síť doplnit kondenzátním potrubím pro letní provoz.

Nejčastějším provedením vodních i parních sítí je síť s jednotlivými napáječi. Tak vzniká rozvětvená tepelná síť. Z napáječů odbočují jednotlivé větve rozvodné tepelné sítě a z větví přípojky odběratelských předávacích stanic. Někdy se vytváří spojením konců blízkých větví sítě vzájemně spojených jednotlivých napáječů. Při odstavení jednoho z napáječů je možno zásobovat celou síť. Dalším typem uspořádání tepelných sítí jsou sítě okružní. Na napájecí okruh jsou napojeny jednotlivé větve, které mohou být rovněž spojeny do okruhů. U vodních sítí se toto řešení používá jen ojediněle, protože se špatně udržují tlakové poměry, především rozdíl tlaků mezi přívodním a vratným potrubím.

Jedním z hlavních problémů při navrhování tepelných sítí bývá volba teplonosné látky. V soustavách CZT se používá voda nebo vodní pára. Voda o teplotě do 110°C se označuje jako teplá, nad 110°C jako horká. Teplota vody dosahuje maximálně 200°C . Součinitelé přestupu tepla z vody i páry do stěny trubky jsou přibližně stejné. Z energetického hlediska je voda výhodnější než pára, lze u ní centrálně regulovat potřebu tepla změnou teplotních nebo hydraulických stavů, odpadájí ztráty kondenzátu, voda má vyšší akumulární schopnosti.

Nevýhodou vody je potřeba většího množství energie na čerpání, větší sklon k poruchám, větší hmotnost teplonosné látky.

Pro krytí sezónní spotřeby tepla (vytápění) se používá jako teplonosná látka voda. pro průmyslovou potřebu tepla,

pro technologii vodní pára.

Teplonosná látka potřebných parametrů vycházející z teplárny a vedená soustavou tepelných sítí se dále upravuje v předávacích stanicích.

V předávací stanici se upraví teplonosná látka na stav požadovaný spotřebičem tepla, je místem, kde jsou instalovány přístroje pro měření, ovládání a regulaci dodávky tepla. Předávací stanice se dělí na tlakově závislé a nezávislé.

Tlakově závislé předávací stanice připojují spotřebiče tepla k tepelným sítím směšovacími ejektory, směšovacími čerpadly, redukčními ventily nebo přímo. Spotřebiče tepla jsou hydraulicky spojeny s potrubím tepelných sítí a tím jsou ovlivňovány jejich hydraulické stavy.

Tlakově nezávislé předávací stanice připojují spotřebiče tepla k tepelným sítím povrchovými výměníky tepla a tím jsou spotřebiče tepla zcela hydraulicky odděleny od potrubí tepelné sítě. Voda z vratného potrubí tepelné sítě prochází kalníkem a vodoměrem do oběhového čerpadla. Čerpadlo tlačí vodu výměníkovou stanicí do přívodního potrubí tepelného napáječe tepelné sítě. Výměníková stanice se skládá ze tří seriově zapojených tepelných výměníků : chladič kondenzátu, základní ohřívák (výměník) a špičkový ohřívák. Chladič kondenzátu má zajistit stabilní práci kondenzátního čerpadla.

U moderních teplárenských turbín se používá třístupňového ohřevu oběhové vody. Vratná oběhová voda prochází kondenzátorem turbíny a potom dvěma seriově zapojenými teplárenskými ohříváky vytápěnými parou o tlaku 0,05 až 0,2 MPa.

Ohříváky jsou buď vertikální nebo horizontální. Z kon-

strukčního hlediska se dělí na :

- ohříváky s přímými trubkami
- ohříváky s trubkami U

První je tvořen svazkem přímých trubek malého průměru zaválcovaných na koncích do trubkovnice a umístěných ve válcovém tělese. Součinitel přestupu tepla je 2 500 až 3000 W/m²K. Voda vstupuje do ohříváku předním čelem, protéká osmi tahy v ohříváku a vystupuje z hrdla umístěného vedle vstupního hrdla. Pára vstupuje do ohříváku bočním hrdlem. Nestejné tepelné zatížení jednotlivých trubek vytváří dodatkové teplotní napětí, protože trubky, jejichž stěny mají rozdílné teploty, jsou zaválcovány do jedné trubkovnice. Předností přímého ohříváku je snadné mechanické čištění vnitřního povrchu trubek od kotelního kamene a usazenin. Nedostatkem je komplikovaná konstrukce při odstraňování tepelné deformace.

Tento nedostatek nemají ohříváky s trubkami U. Konce trubek jsou uchyceny v jednom čele ohříváku, ohnutý konec je volně uložen ve válci pláště. Z provozního hlediska jsou ohříváky s U trubkami méně výhodné z důvodů nesnadného čištění. Tomu se dá předejít dobrou chemickou úpravou vody a chemickým čištěním trubek od kotelního kamene.

Z předávací stanice se teplonosná látka vede do sekundárního rozvodu, který zajišťuje rovnoměrné rozdělení teplosné látky pro všechna odběratelská zařízení (spotřebiče).

Odběratelská zařízení se dělí na zařízení pro obytné objekty a pro průmyslové závody.

Obytné objekty mají soustavu ústředního vytápění, soustavu větrací a klimatizační a soustavu teplé užitkové vody.

Průmyslové závody mají spotřebiče jako obytné objekty a dále spotřebiče tepla pro výrobní účely.

Potrubní sítě (sekundární), které vedou teplonosnou látku ze spotřebitelské předávací stanice k jednotlivým spotřebičům se dělí na parní, vodní a teplovzdušné.

Parní se dělí na soustavy podtlakové, nízkotlakové a vysokotlakové. Podtlakové soustavy se příliš nepoužívají a využívají tlaku nižšího než je atmosferický.

Nízkotlakové parní soustavy používají páry o tlaku do 150 kPa. Vysokotlaké soustavy páry o tlaku vyšším.

Vodní soustavy se dělí na teplovodní a horkovodní. K vytápění obytných budov se používá výhradně teplovodních otopných soustav o výpočtové teplotě vody do 110°C.

Horkovodních otopných soustav se používá téměř výhradně pro vytápění průmyslových hal. K těmto účelům se používá vody o teplotě 130 až 180°C. Vodní otopné soustavy je možno rozdělit i podle toho, jakým způsobem se voda prohání otopnou soustavou. Podle toho existují soustavy :

- s nuceným oběhem vody
- se samotížným oběhem vody

Oběh vody v samotížném oběhu je zajišťován rozdílnou měrnou tíhou vody v přívodním a vratném potrubí. Soustavy s nuceným oběhem používají většinou oběhových čerpadel, která jsou poháněna elektromotory. Nucený oběh mají také soustavy připojené k tepelné síti přímo nebo pomocí směšovacího ejektoru. Tyto případy vnější přívod energie nevyžadují. Dalším dělítkem pro vodní soustavy je způsob vyrovnávání objemových změn vody v soustavě.

Rozeznáváme soustavy :

- s otevřenou expanzní nádrží
- s uzavřenou expanzní nádrží
- bez expanzní nádrže

Soustav s uzavřenou expanzní nádrží se používá u soustav CZT s většími předávacími stanicemi. Expanzní nádoba je tlaková s přívodem stlačeného vzduchu nad vodní hladinou.

Nové otopné soustavy jsou již bez expanzní nádoby. V soustavě se udržuje jistý předepsaný tlak a úniky vody se doplňují přímo upravenou primární vodou z tepelné sítě.

Podle způsobu využití sekundární topné vody se soustavy dělí na uzavřené a otevřené. Uzavřené soustavy používají vratného potrubí k novému využití teplonosné látky. Jestliže se voda z otopné soustavy využívá dále jako užitková pro mytí, koupání, mluvíme o soustavách otevřených. Spotřebovaná voda se doplňuje ve zdroji tepla.

Podle uspořádání sekundárního rozvodu rozlišujeme soustavy jednotrubkové a dvoutrubkové.

Spotřebiče tepla užívané v systémech CZT jsou otopná tělesa a technologické spotřebiče (lisy, buchary, pračky, pece).

Otopná tělesa se dělí podle způsobu, jakým těleso odevzdává teplo do okolí na konvekční a sálavá. Konvekční otopná tělesa se dále dělí na tělesa s přirozeným pohybem vzduchu a otopná tělesa s nuceným pohybem vzduchu.

Teplo, které předává otopné těleso s přirozeným pohybem vzduchu se sdílí konvekcí a sáláním.

Tepelné poměry v místnosti jsou závislé na umístění otopného tělesa. Rovnoměrnější rozdělení teploty je vždy při

~~při~~ umístění těles pod okny místnosti. Důležitým parametrem otopného tělesa je součinitel prostupu tepla k , který závisí na druhu, rozměrech otopného tělesa a na jeho nátěru.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad [\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}]$$

α_1 - součinitel přestupu tepla na venkovní straně stěny

α_2 - součinitel přestupu tepla na vnitřní straně stěny

s - síla vrstvy stěny

λ - součinitel tepelné vodivosti materiálu

U článkovaných otopných těles se dále udává měrný tepelný výkon q $[\text{Wm}^{-2}]$ v závislosti na charakteristických rozměrech a tepelný výkon jednoho článku $q_{1\text{čl.}}$ $[\text{W}]$. Pro otopná tělesa z jednotlivých hladkých trubek se uvádí měrný tepelný výkon na 1 m^2 otopné plochy, pro žebrované trubky se obvykle v tabulkách udává měrný tepelný výkon na 1 m délky. U otopných těles s nuceným pohybem vzduchu je rozhodující složkou sdílení tepla konvekce; sálavá složka je nepatrná. Topná část těles bývá tvořena žebrovanými trubkami nebo lamelovými topnými plochami.

Součinitel přestupu tepla u těchto těles závisí na Pécletově čísle Pe $[-]$, které závisí na rychlosti proudění vzduchu, výšce topného tělesa a na součiniteli teplotní vodivosti $[\text{m}^2\text{s}^{-1}]$. Sálavé otopné plochy jsou keramické nebo kovové desky zahříváné trubkami, kterými protéká teplotonosná látka. Při výpočtech se užívá hodnot střední povrchové teploty a měrný tepelný výkon $[\text{Wm}^{-2}]$.

Nejrozšířenějšími typy sálavých otopných ploch jsou velkoplošné sálavé otopné plochy se zazděnými trubkami, volně zavěšené sálavé panely a lamelové sálavé otopné panely.

3. Regulace soustavy CZT

Hospodárný provoz celé soustavy centralizovaného zásobování teplem vyžaduje řízení provozu od zdroje tepla až ke spotřebiči. Proto se musí regulovat ve třech na sebe navazujících stupních :

- a/ ve zdroji tepla - vstupu do teplotní sítě
- b/ ve spotřebitelské předávací stanici
- c/ ve spotřebitelské soustavě

U vodních tepelných sítí mluvíme v souvislosti s řízením dodávky tepla ve zdroji o regulaci :

- a/ kvalitativním
- b/ kvantitativním
- c/ kvalitativně-kvantitativním

V Československu se zatím nejčastěji používá kvalitativní regulace, což znamená, že se v teplotě mění teplota vody na vstupu do tepelné sítě podle venkovní teploty. Průtočné množství vody v tepelné síti se nemění nebo se mění skokem pouze při přechodu na letní provoz po skončení topného období, kdy se síť používá dále jen pro ohřev užitkové vody. Je možno vypočítat teplotní diagram v závislosti na výšce venkovní teploty. Přitom je nutno respektovat kromě výpočtových teplot vody a oblastní teploty i způsob připojení sekundární otopné soustavy k tepelné síti. Jiný bude teplotní diagram pro připojení tlakově nezávislé (protiproudovými výměníky) a jiný pro připojení tlakově závislé (ejektory, směšovací čerpadla, přímé připojení).

Někteří odběratelé vyžadují pro provoz svého zařízení konstantní teplotu topné vody. Aby bylo možno vyhovět požadavku těchto spotřebitelů a zároveň neplýtvat teplem u spotřebi-

telů s proměnným odběrem tepla, reguluje se tepelná síť kvantitativně. Při tomto způsobu řízení tepelné sítě se mění průtočné množství vody, ale její teplota v přívodním potrubí tepelné sítě zůstává stálá.

Při kvalitativně-quantitativní regulaci dochází podle předem stanoveného diagramu ke změně průtočného množství i teploty vody v přívodním potrubí tepelné sítě.

Teplota vody se řídí ve výrobě tepla v podstatě dvojím způsobem :

- a/ škrcením přívodu topné páry do teplotěnských výměníků
- b/ přimícháním vratné vody z tepelné sítě do vody ohřáté v teplotěnských ohřívácích na přiměřeně vysokou teplotu.

Množství oběhové vody se řídí trojím způsobem :

- a/ škrcením výtlaku oběhových čerpadel
- b/ změnou počtu oběhových čerpadel, která jsou současně v paralelním provozu
- c/ změnou otáček oběhových čerpadel

Regulací ve zdroji tepla se rozumí u parní sítě především řízení tlaku páry při vstupu do parního potrubí, u horkovodní tepelné sítě pak dodržování odpovídajícího oběhového množství vody v tepelné síti a přiměřené teploty této vody. Kromě regulace teploty, popřípadě regulace oběhového množství vody, je nutno počítat u vodních tepelných sítí i s regulací tlaku ve zdroji tepla. Zatímco regulace teploty vody a jejího oběhového množství je prostředkem, který slouží k řízení hospodárného výkonu přenášeného tepelnou sítí, je regulace tlaku ve zdroji tepla opatřením zajišťujícím bezpečnost provozu celé soustavy centralizovaného zásobování teplem. K zajištění bezporuchového provozu tepelné sítě je nut-

no zaručit udržení tlakových poměrů, stanovených tlakovým diagramem sítě.

Tlakový diagram musí být sestrojen tak, aby byly splněny tyto požadavky :

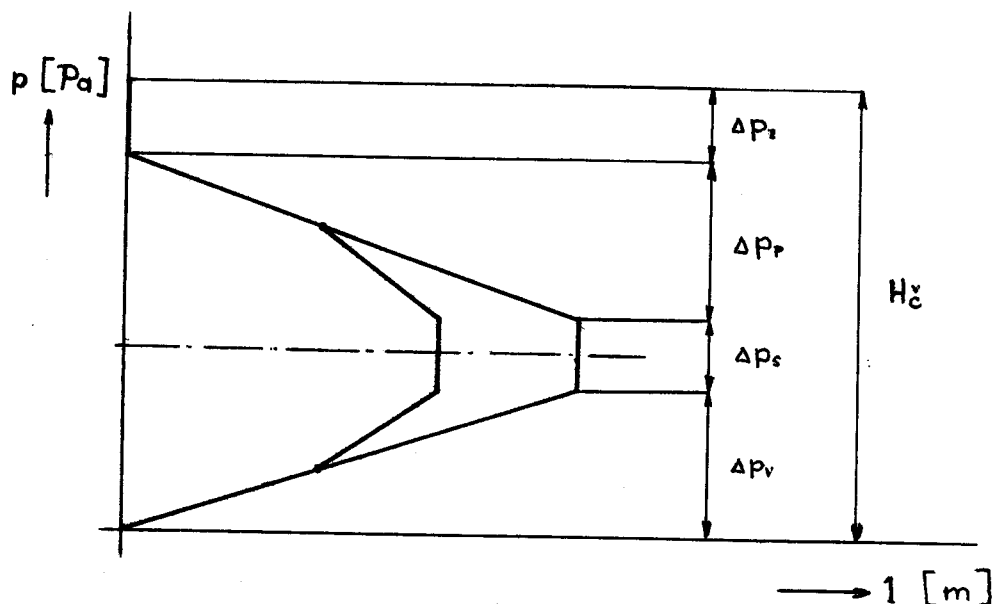
a/ v žádném místě tepelné sítě nesmí být tlak nižší, než je tlak na mezi sytosti, příslušný nejvyšší teplotě v daném místě

b/ v žádném připojeném místě nesmějí být tlakové poměry vyšší, než jsou příslušné nejvyšší pracovní přetlaky připojovaných předávacích stanic nebo odběratelských zařízení

c/ ve všech místech tepelné sítě, v nichž jsou připojeny předávací stanice, musí být dostatečné dispoziční tlakové spády (rozdíly tlaků v přívodním a vratném potrubí) přípojky do předávací stanice musí být dostatečné pro normální provoz příslušné předávací stanice

d/ tlakové poměry v tepelné síti a u tlakově závislých předávacích stanic i v odběratelských zařízeních musí zaručovat, aby v žádaném provozním případě nedošlo k jejich i jen částečnému vyprázdnění a nasátí vzduchu (přerušeni dodávky tepla, vznik koroze)

e/ tlak při sání oběhových čerpadel musí být nižší, než je tlak přípustný



obr. 2

Tlakový diagram vodní tepelné sítě

H_c - dopravní výška oběhových čerpadel

p_z - tlaková ztráta ve zdroji tepla

p_p - tlaková ztráta v přívodním potrubí

p_s - tlaková ztráta v nejvzdálenějším spotřebiči

p_v - tlaková ztráta vratného potrubí

-.-.-. hladina konstantního statického tlaku tepelné sítě

Neutrálním bodem soustavy nazýváme místo v soustavě, v němž je tlak konstantní za všech provozních stavů soustavy i při zastavení chodu oběhových čerpadel. Bývá označován výškou v metrech nad mořem vzhledem k závislosti na výškových poměrech zásobované oblasti, udávaných v nadmořských výškách. V tepelné síti většího rozsahu, zvláště ve větvené síti, existuje hodně neutrálních bodů při jedné nebo více hladinách konstantního statického tlaku a neutrální body se dále dělí na základní a doplňkové.

Dříve se konstantní statický tlak udržovat pomocí expanzní nádrže většinou zapojené do potrubí vratné vody. Neutrální bod byl v tomto případě v místě před sáním oběhových čerpadel v místě napojení expanzní nádrže. Nejsou-li v provozu oběhová čerpadla, je v soustavě pouze konstantní statický tlak, který se zjistí odečtením nadmořské výšky daného místa od nadmořské výšky hladiny konstantního tlaku.

Výhodnějším řešením je nahrazení expanzní nádrže automatickými tlakovými regulátory a trvalým chodem doplňovacího čerpadla, které je totožné s doplňovacím čerpadlem pro doplňování vody do expanzní nádrže. Tento způsob je výhodný z hlediska snížení investičních nákladů vypuštěním expanzní nádrže s příslušenstvím a úsporou značného prostoru. Nevýhodou je rozložení tlakových poměrů při neutrálním bodě umístěném ve zdroji tepla.

Tyto nedostatky odstraňuje a umožňuje značné tlakové snížení zařízení pro udržování konstantního statického tlaku pomocí regulace doplňovací vody do soustavy s impulsem z propojení přívodního a vratného potrubí tepelné sítě.

Regulací ve spotřebitelské soustavě rozumíme v případě vytápění bytů především individuální zásahy spotřebitelů na otopných tělesech. Regulační zařízení ve spotřebitelských předávacích stanicích má dvojí funkci :

- a/ přizpůsobit odběr tepla z tepelné sítě okamžitým objektivním podmínkám a požadavkům odběratelů
- b/ vyloučit nekvalitní a drahou obsluhu předávacích stanic tím, že umožní hospodárný a spolehlivý automatický provoz zařízení.

Mezi regulační zařízení používaná v minulosti řadíme

poloautomatická zařízení, např. plovákové omezovače regulující tepelný výkon protiproudového výměníku tím, že podle ovládní solenoidového ventilu se střídavě otevírá a uzavírá odtok kondenzátu z protiproudého výměníku. Při dosažení požadované teploty sekundární vody se odtok kondenzátu uzavře a teploměrná plocha se zaplaví kondenzátem a tím se vyřadí z činnosti.

U teplovodních otopných soustav vzniká požadavek úplné automatizace regulačního pochodu a jako měřené veličiny se používá teplota vytápěné místnosti, modelu vytápěné místnosti, venkovního vzduchu.

Vlastní regulovanou veličinou bývá teplota otopné vody na vstupu do otopné soustavy, střední teplota vody v otopné soustavě, teplota vratné vody z otopné soustavy.

Pro regulaci v předávací stanici se bere impuls z jedné nebo několika zvolených vytápěných místností. Tato metoda však nebyla objektivní pro celou soustavu a proto se přešlo na regulaci v závislosti na venkovní teplotě. Podle venkovní teploty se automaticky reguluje velikost teploty vstupní vody systému podle teplotní křivky.

Regulace soustavy CZT má v současné době velký význam. Trvalé přetápění místností o 1°C znamená nadměrnou spotřebu o 1/17 paliva.

Příčinou přetápění jsou nestejně tepelné technické vlastnosti obvodového pláště různých budov, nevyregulovanost soustavy ústředního vytápění po montáži a nedodržování předpokládaného teplotního rozdílu u vody v přívodním a vratném potrubí (dimenzováno na $\Delta t = 20^{\circ}\text{C}$, t.j. 90/70 $^{\circ}\text{C}$).

Regulaci je možno provádět také přímo u jednotlivých těles v místnostech. Manipulace s nimi je však ztížena špatným

technickým stavem a netěsností ventilů. Uzavřením některých otopných těles se zvyšuje topný výkon těles, která zůstala v provozu a zvyšuje se teplota vratné vody, zvýší se teplota vstupní vody a dále se zvyšuje topný výkon těles. Proto se musí v závislosti na vlastnostech vratné vody regulovat množství teplonosné látky.

Nejvýhodnější regulace soustavy CZT zajišťuje zařízení, které bude schopno řídit střední teplotu otopných těles v závislosti na venkovní teplotě. Tuto střední teplotu lze vyjádřit pomocí teplot^v přívodním a vratném potrubí velmi jednoduše vztahem

$$t_s = \frac{t_1 + t_2}{2} \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Chceme-li zachovat stejný tepelný výkon otopného tělesa i při stoupaní vratné teploty t_2 , stačí k tomu odpovídajícím způsobem snížit hodnotu teploty t_1 . Této regulace bude výhodné používat tam, kde lze očekávat individuální zásahy spotřebitelů omezováním vlastního odběru tepla (v bytech), v budovách se stejnoměrným odběrem (továrny, obchody) by tento způsob regulace mohl odstranit nedostatky vyplývající z nedodržení výpočtového teplotního rozdílu.

O tepelných ztrátách vytápěných budov nerozhoduje však pouze venkovní teplota, ale do značné míry také směr a síla větru a sluneční záření. Někteří výrobci regulačních zařízení proto vyrábějí čidla, která snímají venkovní teplotu, ale regulují též na sílu větru a sluneční záření. Značné problémy nastávají konstruktérům teplovodních rozvodů výškových budov při řešení rovnoměrného rozdělení tepla ve všech patrech. Vlivem gravitační složky tlaku ve stoupačce výškové budovy dochá-

zí k přetápění horních pater a nedotápění spodních pater při nízkých venkovních teplotách.

4. Výpočet parametrů hydraulického obvodu

Výpočet parametrů hydraulického obvodu se týká zkoumání pohybu vody pod tlakem v uzavřeném potrubí. Jestliže voda potrubím proudí tak, že se jednotlivé vrstvy kapaliny mezi sebou nemísí, nazýváme ho prouděním lineárním. Častější u konkrétních potrubích sítí je proudění turbulentní, vyznačující se nepravidelnou pulsací podélné složky rychlosti kolem její střední hodnoty a vznikem nepravidelně pulsujících příčných složek rychlosti ve směru kolmém k ose potrubí. Hranice mezi laminárním a turbulentním prouděním je dána Reynoldsovým číslem, které je definováno vztahem

$$Re = \frac{wd}{\nu} \quad [-]$$

přičemž w je střední rychlost proudění, d je průměr potrubí, ν je kinematická viskozita tekutiny [m^2s^{-1}]. Ve skutečném potrubí vzniká ztráta třením, takže tlak ve směru proudění klesá. Velikost tohoto tření je vyjádřena součinitelem ztrát třením λ . Tento součinitel závisí na drsnosti potrubí a na Reynoldsově čísle, tedy na průměru potrubí, rychlosti kapaliny a vazkosti kapaliny.

Ztráty mechanické vznikají nejen třením po délce potrubí, ale i výřením u různých změn profilů a překážek. Proud se odtrhuje od stěn a víří, což přemění část mechanické energie v teplo. Velikost těchto místních ztrát se vyjadřuje bezrozměrným koeficientem místních ztrát, který se pro jednotlivé profily překážek určuje z tabulek. Při vytápění horkou vodou je nutno dbát tíhy vody za příslušné teploty, udané v tabulkách. Rozdíl tíhy vody proudící k topným tělesům a ochlazené vody bývá jedinou hnací silou, která působí

proudění. Horká voda má také menší vazkost. Ke stanovení těchto parametrů se užívá tabulek a grafů.

Při výpočtech hydraulických poměrů vycházíme z Bernoulliho rovnice v tlakovém tvaru :

$$p_1 + \frac{W_1^2 \cdot \rho}{2} + Z_1 \cdot \rho \cdot g = p_2 + \frac{W_2^2 \cdot \rho}{2} + Z_2 \cdot \rho \cdot g + \Delta p$$

W - rychlost proudící kapaliny [ms^{-1}]

g - tíhové zrychlení [ms^{-2}]

p - tlak kapaliny v potrubí [Pa]

ρ - měrná hmotnost kapaliny [kg/m^3]

Při stanovení tlakových poměrů v úsecích potrubí s neproměnným průřezem jsou změny kinetické a vnitřní energie proudící tekutiny zanedbatelně malé. Při vodorovném potrubí jsou změny potenciální energie nulové nebo téměř nulové. Za těchto okolností způsobuje změnu tlakové energie pouze práce spotřebovaná k překonání hydraulických odporů v potrubí.

Dále je nutno pro hydraulické systémy uvažovat vliv místních ztrát, vznikajících při deformaci rychlostního pole, k čemuž dochází na zakřivených částech potrubí, v místech, kde je změna tvaru, armatury, odbočky. Velikosti místních ztrát počítáme většinou podle Weissbachova vztahu pro místní ztráty :

$$h_z = \xi \cdot \frac{w^2}{2g}$$

odkud dostáváme

$$\Delta p_f = \xi \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho = \frac{8}{\pi^2} \cdot \frac{\xi}{d^5} \cdot \dot{M}^2 = 0,811 \cdot \frac{\xi}{d^5 \cdot \rho} \cdot \dot{M}^2$$

Součinitel místních ztrát - ξ závisí na druhu odporu, na geometrickém tvaru, drsnosti stěn, tvaru rychlostního pole

a na Reynoldsově čísla. Hodnoty součinitele pro jednotlivé armatury jsou :

koleno 1,0

odbočka 1,5

ventil 9,0

těleso 3,0

kotel 2,5

Tlakové poměry v potrubí jsou vyjádřeny vzorcem :

$$p_2 = p_1 - \Delta p_{12}$$

Δp_{12} je tlaková ztráta mezi úseky 1 a 2.

Jestliže není potrubí vodorovné, je třeba vzorec doplnit na tvar :

$$p_2 = p_1 - \Delta p_{12} \pm \rho \cdot h \cdot g$$

Z Weissbachova vzorce pro určení ztrát :

$$h_z = \lambda \cdot \frac{1}{d} \cdot \frac{w^2}{2g}$$

dostáváme :

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{1}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho$$

po dosazení

$$w = \frac{\dot{M}}{S \rho} = \frac{4 \dot{M}}{\pi d^2 \rho}$$

dostáváme :

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{1}{2d} \cdot \rho \cdot \frac{16 \dot{M}^2}{\pi^2 d^4 \rho^2} = \frac{8}{\pi^2} \cdot \lambda \cdot \frac{1}{d^5 \rho} \cdot \dot{M}^2$$

součinitel tření při turbulentním proudění :

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt{Re}}$$

Pro náš případ uvažujeme $R_e = 3\ 000$

$$\lambda = 4,24 \cdot 10^{-2} \quad / - /$$

$$\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$$

základní závislost lze tedy psát ve tvaru

$$p = 0,34 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{1}{d} \dot{M}^2$$

$$p = K \cdot \dot{M}^2$$

Výsledný hydraulický odpor tlakových i místních ztrát :

$$K = \frac{8}{\pi^2 d^5 \rho} \left(\lambda \frac{1}{d} + \sum \xi \right) = 0,811 \cdot 10^{-4} \cdot d^{-4} \left(\lambda \frac{1}{d} + \sum \xi \right)$$

$$K = \left(0,34 \cdot 10^{-4} \frac{1}{d} + 0,811 \cdot 10^{-3} \cdot \sum \xi \right) d^{-4}$$

Tento vzorec tedy slouží jako základní vypočtený vztah pro náš analogový model. Velikost odporu je přímo úměrná délce potrubí a velikosti místních ztrát a nepřímo úměrná průměru potrubí. Na jiných veličinách odpor potrubí nezávisí.

Množství nositele tepla potřebné k dopravě tepla

Q_h se určí ze vztahu :

$$G_h = \frac{Q}{c \cdot \Delta t} \quad [\text{kg s}^{-1}]$$

Q - je množství tepla dodávané tělesy $[J]$,

c - je měrné teplo $[J \text{ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}]$,

Δt - je rozdíl teplot ve vstupním a výstupním hrdle předávacích stanic

Výpočet čerpadla se provádí na překonání třecích a vnitřních odporů potrubní sítě. Celkový statický tlak soustavy H_c

u soustavy s nuceným oběhem otopné vody sestává z účinného vztlaku H , vyvolaného rozdílem měrných tíh otopné vody a z tlaku čerpadla (dopravní výška čerpadla) H_c .

$$H_c = H + H_z \quad [\text{Pa}]$$

Aby čerpadlo dodávalo při daných otáčkách a tlaku předávané množství kapaliny, musí mít sání přídavný tlak, jehož minimální hodnota nesmí klesnout pod kavitační křivku, jež se stanovuje experimentálně ve zkušebně na příslušném zařízení. Výpočet účinného vztlaku ve vertikálním potrubí se stanoví ze vztahu :

$$H = q \cdot (\rho_z - \rho_p) \quad [\text{Pam}^{-1}]$$

kde q je tíhové zrychlení, ρ_z je měrná hmotnost zpětné vody $[\text{kgm}^{-3}]$ a ρ_p je měrná hmotnost přívodní vody $[\text{kgm}^{-3}]$.

Následující tabulka ukazuje jak se mění měrná hmotnost vody a hodnota účinného vztlaku v závislosti na změnách venkovní teploty t_v .

t_v	t_p	t_z	ρ_p	ρ_z	H
$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	kg m^{-3}	kg m^{-3}	Pa m^{-1}
- 12	92,5	67,5	963,5	979,2	155,7
- 6	81,4	61,1	970,96	982,67	117,1
0	69,9	54,3	799,89	986,07	82,0
+ 6	57,7	46,8	984,4	989,48	50,8
+ 12	44,4	38,1	990,5	992,97	24,7

t_p je teplota přívodní vody

t_z je teplota zpětné vody

Množství tepla dodávané topnými tělesy při plném výkonu se vypočte ze vztahu :

$$Q = k \cdot S \cdot (t_m - t_v) \quad [W]$$

příčemž k je součinitel prostupu tepla $[Wm^{-2}K^{-1}]$,

S je povrch otopných těles $[m^2]$, t_m je střední teplota otopného média $[^{\circ}C]$ a t_v je teplota v místnosti $[^{\circ}C]$.

5. Elektrická analogie hydraulického obvodu

Při řešení zadaného úkolu je třeba porovnat nasazení číslicového počítače s analogovým. Výpočet tlakových a průtočných poměrů bývá většinou řešen na číslicových počítačích. Při jeho použití se doba výpočtu proti ručnímu počítání podstatně zkrátí a umožňuje se výpočet různých provozních stavů. U zkrhovaných sítí je však pro každou alternativu i při malé změně třeba jediného parametru, nutno celý výpočet opakovat. To vyžaduje nároky na strojní čas i na programování. V některých případech je výhodnější použití analogového modelu. Příprava úlohy je méně náročná, největší výhodou je možnost přímého sledování provozních změn. Je umožněno měnit jakékoliv parametry : velikost hydraulického odporu, velikost odběru, počáteční tlak a přitom sledovat, jak se tato změna projevuje v kterékoliv části sítě. Velkou výhodou je také přehlednost celého zapojení analogonu. Čelní deska dává dobrý přehled o celé potrubní síti od výměňkové stanice tepla, navazující na primární rozvod tepelné energie, až k jednotlivým tělesům jedné stoupačky dvanáctipodlažního domu. Tento model vlastně zahrnuje deset obytných domů, pro které je proveden rozvod tepla z výměňkové stanice.

Ke stanovení velikosti a hodnot jednotlivých součástek modelu je zapotřebí podrobně určit všechny závislosti proudění tekutin potrubím. Tlakové poměry potrubních sítí jsou ovlivňovány změnou tlakové, kinetické, potenciální a vnitřní energie proudící tekutiny a velikosti práce potřebné na překonání hydraulických odporů při průtoku tekutiny potrubím.

Základní závislosti mezi charakteristickými veličinami hydraulického obvodu byly formulovány v předchozí kapitole. Základní částí analogového modelu potrubních sítí je člen, u kterého je vzájemná závislost dvou veličin (napětí a proud) stejná jako mezi tlakovou ztrátou a průtočným množstvím při proudění potrubím. Tato závislost je ve většině případů nelineární. Základní závislost tlaku na průtočném množství je kvadratická a tomu také odpovídá elektrická analogie závislosti napětí na proudu (obr. 3). Tlaku odpovídá napětí, průtočnému množství elektrický proud.

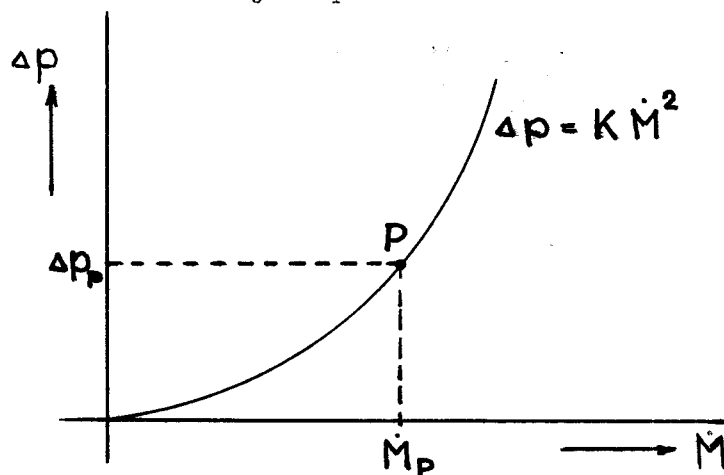
Hydraulická závislost :

$$\Delta p = K \cdot \dot{M}^2$$

Elektrická analogie :

$$U = R \cdot I^2$$

- Kde Δp přírůstek tlaku
 K hydraulický odpor
 $\dot{M}$ průtočné množství
 U napětí měřené v modelu
 I elektrický proud modelu
 R ohmický odpor



obr. 3 - Závislost $\Delta p (U)$ na $\dot{M} (I)$.

Z důvodů lineární závislosti nelze pro modelování potrubních sítí využít analogových počítačů MEDA, AP3, u kterých je dostatečný pouze počet lineárních členů. Nelineární členy, např. kvadrátor, servonásobička, se k těmto počítačům dodávají pouze jako příslušenství. Analogový model z nich vytvořený by pravděpodobně překročil jak cenu, tak i rozměry středního číslicového počítače. Kromě toho analogové počítače jsou určeny pro práci pouze s jednou veličinou a jejími změnami v závislosti na čase vyjádřené napětím. Jejich využití pro modelování proudění potrubím, kdy je nutno měřit i proud, by bylo velmi problematické. Proto pro všechny dosud postavené modely potrubních sítí byly vytvořeny speciální nelineární prvky, které se v technice ostatních analogových počítačů nevyskytují. Dosud známé použité nebo v literatuře uváděné principy nelineárních členů vhodných pro modelování potrubních sítí jsou :

- 1/ Žhavené vlákno - nejpoužívanější prvek, na jehož principu byly postaveny modely např. EGU - Praha, v SSSR, USA i Polsku.
- 2/ Elektronka (trioda) - člen s obrácenou kvadratickou závislostí $I = KU^2$. Při jejím použití je velmi komplikované modelování, protože úseky zapojené v serii je nutno modelovat v paralelním zapojení. Jedná se tedy o nepřímé modelování. I přes tyto nevýhody byly v SSSR tyto modely postaveny.
- 3/ Prvek, který aproximuje kvadratickou závislost několika lineárními odpory zapojovanými v závislosti na protékajícím proudem. Zapojování odporů je možno provádět buď pomocí relé nebo pomocí diod.

- 4/ Ručně nastavovaná kvadratická závislost. Jde vlastně o ručně ovládané potenciometry. Požadovaná křivka závislosti napětí a proudu byla porovnána na obrazovce osciloskopu se skutečnou a potenciometrem bylo ručně posouváno, dokud obě křivky nebyly totožné.
- 5/ Člen s automatickým přesouváním odporu. Elektromechanická modelová jednotka, jejíž návrh není tématem této práce. Tohoto způsobu bylo dosud použito u modelu EGU - Praha a v SSSR. K přestavování odporů v modelové jednotce slouží servomotor. Používá se také nelineárního vinutí potenciometru.
- 6/ Člen na principu indukční cívky s pohyblivým jádrem.
- 7/ Tranzistorový obvod aproximující kvadratickou závislost třemi nelineárními úseky.

Poslední ze způsobů náhrady kvadratické závislosti byl navržen výzkumným ústavem EGU v Běchovicích pro primární rozvod CZT sídliště Jižní Město v Praze. Základem analogového modelu jsou desky tištěných spojů s paticí umožňující jejich vyjímatelné uložení ve skříni analogového modelu. Pomocí jedné desky je možno realizovat 6 úseků potrubní sítě a 4 odběry s kvadratickou charakteristikou. Vzhledem k tomu, že naším úkolem je modelovat sekundární obvod CZT zahrnující v sobě vertikální rozvody stoupaček obytných domů, je nutno doplnit všechna tato řešení analogonů zařízeními pro simulaci gravitačního vztlaku stoupaček. Tento gravitační vztlak je charakterizován zvětšením rychlosti proudění teplotnosné látky. Tím tato složka tlaku napomáhá čerpadlu a lze si ji představit jako výsledek činnosti malých čerpadel zapojených v jednotlivých částech stoupačky vratného potrubí vždy mezi patry.

Tak je také pojímána tato složka při vytváření elektrického modelu. Čerpadla vlastně představují v elektrické analogii zdroje elektrického proudu, které jsou zapojeny v sérii s napájecím zdrojem představujícím vstup do soustavy. Gravitační složka tlaku ve stoupačce je způsobena rozdílnou měrnou hmotností vody v přívodním a vratném potrubí. Teplota vody ve vratném potrubí je dána stupněm ochlazování těles, to znamená, že závisí na velikosti venkovní teploty. Při nízké venkovní teplotě bude i voda ve vratném potrubí mít nižší teplotu a tím také větší měrnou hmotnost. Čím vyšší bude venkovní teplota, tím menší bude měrná hmotnost vratné vody a velikost gravitační složky tlaku. Tyto závislosti je nutno zajistit analogicky na vytvářeném modelu. Zdroj simulující gravitační složku tlaku stoupačky musí být nastavitelné v závislosti na zadané venkovní teplotě. Venkovní teplota bude na modelu zadávána ručně potenciometrem umístěným na čelním panelu analogového modelu. Tento potenciometr zajistí nastavení příslušné velikosti napětí zdrojů ve všech částech stoupačky. S rostoucí venkovní teplotou bude klesat napětí zdrojů, to znamená v hydraulickém obvodu bude klesat velikost gravitační složky tlaku ve vertikálním rozvodu. K opačným stavům dochází v zimním období, kdy při nízké venkovní teplotě vzroste velikost gravitační složky tlaku ve stoupačce na nežádoucí hodnoty. Největší důsledky těchto stavů nastávají u vícepodlažních budov (nad 10 pater), ve kterých gravitační vztlak způsobí nestabilní stav hydraulického obvodu. Průtočné množství teplonosné látky ve spodních patrech se zmenšuje, až se tok tělesem obrátí a dochází ke zpětné cirkulaci vody. Tím klesá tepelný výkon tělesa a spodní patra jsou nedotápěna.

Zdroje pro realizaci těchto stavů nejsou zkonstruovány na deskách EGU a proto se pro realizaci modelu sekundárního rozvodu nehodí. Bylo by možné zakoupit tyto desky a doplnit je zdroji. To by však vyžadovalo zásah do uspořádání desky, což není nikdy jednoduché. Při navrhování jakéhokoliv zařízení je nutno vždy posoudit a optimálně vyhodnotit dva protichůdné požadavky - nároky na zařízení při jeho využití a náklady na jeho vybudování. Požadavky na náš model představují analýzu regulačních zásahů do obvodu pomocí prvků užívaných ve skutečných hydraulických soustavách. Na model není kladen požadavek přesného měření hodnot tlaků a průtočných množství. Tento analogon má být názornou pomůckou s možností simulace nežádoucích nestabilních stavů, znázorňující pouze kvalitativní poměry v hydraulickém systému. Zároveň je požadavkem na toto zařízení měření tlaku a průtočného množství v rozhodujících místech obvodu pro vytvoření představy o změnách těchto hodnot při akčních zásazích do potrubní sítě. Náklady na vybudování modelu sítě tvořené deskami plošných spojů realizujících kvadratické závislosti tlaku na průtočném množství vytvořené v EGU jsou značné, uvážíme-li, že jedna deska se 6 úseky stojí asi 2 000,- Kčs a pro vytvoření celého modelu je zapotřebí 50 úseků potrubí. K tomu je třeba připočítat složité zapojování a oživení celého modelu spolu s konstrukcí mechanické části zařízení a doplňkových zařízení pro ovládání, nastavování a měření. Je třeba najít přijatelnější konstrukci, splňující požadavky kladené na zařízení zadáním a zjednodušující konstrukci celého zařízení. Takovým řešením může být linearizace dané kvadratické závislosti mezi tlakem a průtočným množstvím odvozené v předchozích kapitolách.

Linearizované závislosti zajišťují přibližné zachování poměrů skutečné hydraulické sítě, jestliže se s hodnotami tlaku a průtočného množství pohybujeme v okolí pracovního bodu. Linearizace dané závislosti $\Delta p = K\dot{V}^2$ ($U=R\dot{I}^2$) lze znázornit v grafu na obr. 3 tak, že pracovním bodem P vedeme tečnu ke kvadratické závislosti. Odsud je patrné, že pokud se pohybujeme v okolí pracovního bodu, není chyba v přesnosti měření tak velká, že by touto linearizací vznikly tak závažné odchylky, jež by byly na úkor správnosti měření. Při provádění měření na navrženém analogonu je však nutné mít na paměti, že čím více se vzdalujeme s hodnotami napětí a proudu směrem k nižším i vyšším hodnotám, úměrně k tomu také roste chyba měření. Proto je třeba dodržovat vždy určité meze, mezi kterými je možno se pohybovat při regulaci. Jestliže nevyhovuje stanovené rozmezí, je možno pracovní bod posunout pomocí konstrukčních prvků do požadovaného místa. Prakticky to znamená zvětšit nebo zmenšit odpor v daném úseku potrubí potenciometrem představujícím regulační prvek dané větve nebo doplněním obvodu dalším prvkem (odporem). V našem případě však není třeba tyto úpravy provádět, protože požadovaná přesnost měření není tak velká, aby bylo třeba se tímto problémem zabývat. Lineární závislost mezi tlakem a průtočným množstvím nastává u potrubí s laminárním prouděním. Budeme-li tedy uvažovat ideálně hladké potrubí, ve kterém nedochází k turbulencím, je možno linearizovanou závislost považovat za analogii tomuto stavu. Je to určitá idealizace daného problému, která je však ve výzkumné praxi zcela běžná a v některých případech podmiňuje možnost vyřešení zadaného problému. V našem případě je vzhledem k jednodu-

chému řešení optimálním provedením elektrického obvodu plně vyhovujícího zadání této práce.

Optimálním řešením za daných podmínek je kvalitativní model dvoutrubkové vertikální vytápěcí soustavy. Kvadratická závislost je linearizována v okolí pracovního bodu, což umožňuje použít lineárních systémů pro realizaci modelu. Plně pro tyto účely vyhovuje ohmický odpor. Kvadratickou závislost jednoho úseku realizovanou v modelu EGÚ třemi tranzistory, odpory a kondenzátory v našem modelu nahradíme lineární závislostí, kterou v elektrickém modelu zajišťuje odpor. Odpory jsou realizovány jednotlivé úseky potrubí i společné odběry. Regulace velikosti odběru je provedena pomocí potenciometru. Také kohouty, uzavírající jednotlivé části obvodu, jsou realizovány potenciometry s vypínači. Výměník tepla je tvořen ohmickým odporem, spočítaným podle vzorce pro místní ztráty. Zdrojem oběhu vody v tomto obvodu je hydraulické čerpadlo, které představuje v elektrické analogii zdroj napětí. Elektrický obvod, pracující analogicky s hydraulickým obvodem, je napájen ze zdroje stejnosměrného napětí (čerpadlo). Jednotlivé úseky jsou tvořeny ohmickými odpory a kohouty představují potenciometry. Gravitační složka tlaku ve stoupačkách je realizována zdroji proudu. Odběry, nahrazující společné odběry v odbočkách i jednotlivá tělesa, představují také ohmické odpory. Jak vypadá hydraulické schema rozvodu CZT ukazuje obr. 4. Základem tohoto systému je výměník tepla, ve kterém se uskutečňuje předávka tepla z vytopny dodávaného primárním rozvodem. Připojení na primární okruh je tlakově nezávislé. Do výměníku přichází vratným potrubím voda ze sekundárního okruhu, je jí předána energie médiem primárního okruhu.

Pomocí čerpadla, které je zařazeno před výměníkem tepla, je vytvořen potřebný přetlak, který zajišťuje oběh vody zkruhovanou sítí a rovnoměrné rozdělení teplonosné látky do všech spotřebičů. Potrubím o průměru 0,3 m je horká voda z výměníku tepla vedena do hydraulické sítě. Tato síť je tvořena jedenáctivýškovými budovami, z nich každá v sobě zahrnuje 6 stoupaček, které zajišťují vertikální rozvod teplonosné látky do jednotlivých pater. Pro sledování hydraulických poměrů ve vertikálním rozvodu jsme si vybrali jednu stoupačku, rozvádějící teplonosnou látku do dvanácti pater. V každém patře je vyvedena odbočka k otopnému tělesu, které je hlavním předmětem našeho zkoumání. Cílem této práce je sledovat vliv akčních zásahů v celé soustavě sekundárního rozvodu CZT na stabilitu hydraulického obvodu. Proto elektrický model musí znázornit celou cestu vody od výměníku tepla až ke spotřebiči (otopnému tělesu) a obsahovat všechny regulační prvky vyskytující se na této cestě. Na druhé straně je třeba zahrnout vliv celého hydraulického rozvodu, který se přímo nevyskytuje na této cestě, ale částečně ovlivňuje chování ve sledované stoupačce. Aby se zkoumaná široce rozvětvená soustava dala znázornit na analogovém modelu, bylo nutno některé větve sloučit do společného odběru, který je zařazen do obvodu tepelné soustavy tak, aby ovlivňoval celý obvod stejně, jako by se v místě připojení nacházela rozvětvená soustava. Tento společný odběr je plynule regulovatelný tak, aby bylo možno dosáhnout věrné náhrady vlivů regulace nahrazené rozvětvené sítě. Z výměníkové stanice tedy sledujeme v našem modelu cestu vody k jednomu výškovému domu. Ostatních deset domů je sloučeno do společného odběru s možností společné

regulace množství odebírané látky a dále považováno za celek dále nerozebíraný, ale ovlivňující chování sledované části soustavy. Potrubí vedoucí ke sledovanému domu se dále větví do 6 stoupaček. Pět stoupaček spojíme do společného regulovaného odběru a dále sledujeme v 1 stoupačce. Tato stoupačka je celá namodelována na analogovém modelu. Na ní budeme sledovat chování vertikálního rozvodu dvanáctipodlažní budovy. V každém podlaží dále sledujeme průchod vody odbočkou na otopné těleso a její zpětný průchod vratným potrubím do sítě. Analogový model musí tedy simulovat chování otopných těles ve dvanácti podlažích jedné stoupačky jednoho domu zahrnutého do komplexu 11 budov, vzájemně na sebe působících ve společném okruhu napájeném jedním výměníkem tepla. V celém rozvodu je nutno zajistit regulaci průtočného množství vody tekoucí do jednotlivých odboček. Ve výměníkové stanici se reguluje velikost průtočného množství ventilem zařazeným v obtoku čerpadla. Elektrický obvod, pracující analogicky s hydraulickou soustavou zajišťuje možnost regulace ve všech těchto místech, ve společných odběrech potom společnou regulaci jedním regulačním prvkem pro celou sloučenou oblast. Soustavu je tedy možno regulovat ve zdroji velikostí napětí, což analogicky odpovídá regulaci v hydraulickém obvodu prováděné obtokem čerpadla. Dále jsou regulovány odbočky přívočního potrubí jednotlivých domů, přívodní odbočky jednotlivých stoupaček a vstupy na každém tělesu. Tato regulace je v analogovém modelu zajištěna potenciometry, zařazenými do obvodu v místech odbočky k jednomu domu, jedné stoupačce a dvanácti odběrům. V sérii se společnými odběry je vždy zařazen potenciometr společné regulace odběru.

6. Studie hydraulické stability vertikálního rozvodu s nuceným oběhem

Pro realizaci elektrického obvodu simulujícího činnost sekundárního rozvodu CZT je možné použít pro vytváření úseků potrubí i spotřebičů stejných prvků jako u primárních okruhů s doplněním prvků specifických pro sekundární obvod.

Sekundární obvod představovaný analogovým modelem je tvořen tlakově nezávislým povrchovým výměníkem tepla, oběhovým čerpadlem a dvoutrubkovou odběratelskou soustavou se spotřebiči tepla/otopnými tělesy/. Teplonosnou látkou je voda.

Rozdíl sekundárního obvodu oproti primárnímu je v druhu teplonosné látky, parametrech potrubí a především ve vertikálním uspořádání hydraulické sítě. Rozvod od výměníku tepla je zajištěn horizontálním rozvodem až k patám stoupaček. Odbočky rozvádějící vodu do jednotlivých pater domů ve vertikálním směru jsou charakterizovány stejnými tlakovými poměry jako horizontální rozvod, ale důležitou roli zde hraje gravitační složka tlaku vratného potrubí.

Na působení gravitačního vztlaku jsou závislé soustavy s přirozeným oběhem vody/bez čerpadla/, gravitační vztlak se však rovněž projevuje u soustav s nuceným oběhem vody. Zde však mívá za následek velmi nepříjemné provozní potíže, jejichž rozboru a zhodnocení je třeba se podrobně věnovat.

Změna v rozdělení průtočného množství vody u vytápění s nuceným oběhem vede u dvoutrubkových systémů často k poruchám, které se podle zkušeností projevují nejčastěji:

a/během přechodného období se vlivem malého ochlazení topné vody přidává k dopravní výšce čerpadel jenom malý samotížný vztlak. Proto se dostávají otopná tělesa ve vyšších podlažích méně nebo dokonce příliš málo vody. Tak jsou místnosti v nižších podlažích přetápěny a místnosti ve vyšších podlažích naopak nedotápěny.

b/v zimním chladném období dochází k obrácené situaci-vlivem vyššího samotížného vztlaku se zlepší dodávka vody do radiátorů ve vyšších podlažích na úkor otopných těles v podlažích nižších. Tak jsou v porovnání s místnostmi v nižších podlažích přetápěny místnosti ve vyšších podlažích.

c/u některých otopných těles v nižších podlažích se zmenší průtok vody za okolností uvedených v předchozím bodě až k nule. I v případě, že se uvede v těchto tělesech voda do pohybu uzavřením uzavírek u výše ležících těles, později se proudění znovu zastaví.

d/často se stává, že u některých těles ležících v nižších podlažích dojde k obrácenému proudění vody. Voda proudí do radiátoru jeho spodní přípojkou. Voda ochlazená v otopném tělese se pak míchá s topnou vodou v přívodní stoupačce.

e/poměrně zřídka se stává, že při správném směru proudění v nižších tělesech dochází k obrácenému proudění u topných těles ve vyšších podlažích

Tendence uvedené v prvních dvou bodech jsou nevýhnutelné vlastnosti dvoutrubkových systémů s nuceným oběhem. Správnou regulací jsme jen schopni udržet velikost těchto změn v rozdělení průtočného množství vody v takových mezích,

Ž e je i tak zajištěno dodržení vnitřní teloty ve vytápě-
ných místnostech v předepsaných hranicích.

Tlak čerpadla a samotížný vztlak se při proporcionál-
ním rozdělení průtočného množství vody vzájemně ruší. Do-
pravní výška čerpadla zachovává v některých okruzích kon-
stantní průtok topné vody. Samotížný vztlak, který závisí na
provozním stavu, naproti tomu vyvolává změnu tohoto stavu.

K nestabilnímu stavu dojde, pokud samotížný vztlak do-
minuje ve všech otopných okruzích a jeho působení je ruše-
no dostatečně malou dopravní výškou čerpadla. Použití čer-
padla s malou dopravní výškou v porovnání se samotížným
vztlakem nemá žádný praktický význam. Vážným provozním po-
ruchům uvedeným v posledních třech bodech se dá předejít
správným dimenzováním, pečlivou montáží a hydraulickým vy-
regulováním topné soustavy.

Příčiny poruchy provozu mohou být: příliš malá doprav-
ní výška čerpadla, příliš velká tlaková ztráta v rozvodném
potrubí, příliš velký samotížný vztlak v okruzích horních
těles a tudíž příliš malá tlaková ztráta v okruzích hor-
ních otopných těles. Tyto poruchy lze odstranit obrácením
směru otáček čerpadla, otevřením všech armatur v rozvodném
potrubí a postižené odbočce naplno, přiškrcení horních o-
topných těles, zjištění a odstranění zanesených míst v
rozvodném potrubí a přípojkách, vestavění čerpadla s větší
dopravní výškou, zvětšení průměru rozvodného potrubí. Při
návrhu potrubí není správné zaokrouhlování jejich průměru
nahoru.

Aby se zabránilo provozním potížím, je účelné při
vyregulování soustavy odškrtnout přebytečný tlak čerpadla

maximálním škrcením radiátorových ventilů a pokud by to nestačilo, seškrtit i armatury v místě napojení na stoupačku. Není výhodná regulace škrcením průtočného množství, protože mohou nastat poruchy v rozdělení vody. Tlaková diference tvořená čerpadlem musí tvořit na přípojkách všech otopných těles přinejmenším trojnásobek tlakové difference vzniklé samotížným vztlakem u nejvyššího tělesa.

Hydraulická stabilita potrubních soustav je důležitý jev a pojem, který je nutno respektovat v každém složitějším potrubním rozvodu. S rozvojem CZT, s rostoucími rozměry a výškou staveb se stávají složitějšími jak primární tepelné sítě, tak potrubní rozvody vytápěcích soustav. Problém hydraulické stability vystupuje do popředí ve výškově členitých rozvodech s kapalným teplotonosným médiem, kde se navíc projevuje nepříznivě ještě gravitační vztlak mezi teplejším a chladnějším potrubím. Je třeba se zabývat problematikou dimenzování tlakových ztrát v potrubí, správným návrhem termostatických ventilů a oběhových čerpadel a efektivní regulací celé soustavy CZT za účelem rovnoměrného rozdělení tepla ve všech podlažích obytných budov. Cílem studie hydraulické stability je zachytit vlivy hydraulické stability a stanovit pevná pravidla pro dimenzování příslušných typů potrubních soustav tak, aby za všech provozních stavů byla hydraulická stabilita soustavy dosažena a doržena. Je to cíl významný, uvážíme-li, že až dosud byla hydraulická stabilita u vyšších objektů s dvoutrubkovou vertikální vytápěcí soustavou soustavně porušována. Tyto objekty byly trvale přetápěny, aby bylo eliminováno nedotápění v postižených místnostech, což způsobilo vysoké ztráty paliv na-

šemu národnímu hospodářství. Za poslední topné období se odhaduje, že bylo spotřebováno k vytápění 40% paliv a energie z celkové palivoenergetické bilance ČSSR.

Slovně je hydraulická stabilita definována jako vlastnost potrubní soustavy, která při změnách průtoku v určitém odběrovém místě/od maxima do nuly/ neovlivňuje průtoky v sousedních odběrových místech.

Činitel hydraulické stability potrubní soustavy nebo větve má znázorňovat poměrné změny průtočného množství a proto je definován jako odmocnina z podílu tlakové difference v místě posuzovaného uzlu k tlakovému rozdílu v místě prvního uzlu směrem od zdroje tepla v němž se síť začíná větvit.

$$Y = \sqrt{\frac{\Delta p_p}{\Delta p_s}} \quad [-]$$

Čím se hodnota Y více blíží hodnotě 1, tím je hydraulicky stabilnější. Celé síti přiřazujeme nejmenší zjištěnou hodnotu, která většinou patří hydraulicky nejvzdálenějšímu odběru nebo uzlu.

Podle zkušeností při $Y=0,7$ (odpovídá větvené síti s akčním rádiem 1 km) je možné problém regulace dodávky tepla zvládnout ve dvou stupních: v centrálním zdroji tepla a v předávací stanici. S větším akčním rádiem velmi podstatně klesá hodnota Y. Součinitel hydraulické stability potrubní soustavy lze ovlivňovat jednak dimenzováním průměrů potrubí, jednak použitím různě velkých místních odporů nebo případně aplikací doplňkových oběhových čerpadel.

Při výpočtech hydraulické stability potrubních okruhů je výhodné pracovat s hydraulickými odpory jednotlivých

vých částí. Výraz pro výpočet součinitele hydraulické stability lze dále rozepsat do tvaru:

$$Y = \sqrt{\frac{p_i}{p_1}} = \sqrt{\frac{R_i M_i^2}{R_1 M_1^2}} = \frac{M_i}{M_1} \sqrt{\frac{R_i}{R_1}}$$

Z těchto vztahů je zřejmé, že u potrubních soustav se změnou hydraulickou stabilitou se intenzivněji projeví změny průtočných množství než změny hydraulických odporů.

Při provozu dvoutrubkových soustav dochází často k nerovnoměrnému vytápění jednotlivých místností, případně k poruchám v oběhu vody a to zejména u vícepodlažních budov. Projevuje se zde nepříznivě vliv gravitačního vztlaku, jenž způsobuje pokles teploty v místnostech nejnižších podlaží v době zimní špičky. Provozovateli takovéto soustavy nezbyvá nic jiného než zvyšovat teplotu přívodní vody tak, aby zajistil přijatelnou teplotu v kritických místnostech objektu. To vede k přetápění většiny místností. V silách projektanta je značně potlačit vhodným dimenzováním otopné soustavy vliv gravitačního vztlaku natolik, aby se nerovnoměrnost vytápění dostala do přijatelných mezí. Daná problematika byla řešena pomocí matematického modelování na samočinném počítači. Byla vypočtena řada provozních režimů otopných soustav pro dvanáctipodlažní budovu. Za vyhovující je pokládáno řešení, při kterém v průběhu otopné sezóny nevznikne větší odchylka teploty vzduchu od výpočtové hodnoty než ± 1 K. Rozborem výsledků z počítače byla stanovena kritéria stability otopné soustavy:

1/při dimenzování otopné soustavy je třeba počítat se 75% maximální hodnoty gravitačního vztlaku (pro soustavu

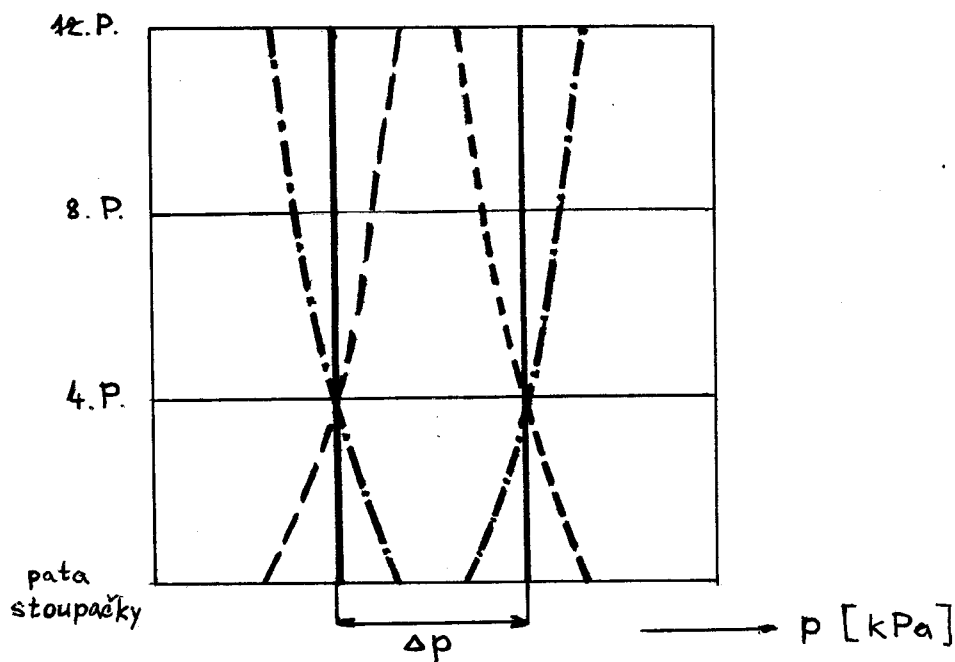
92,5/67,5°C bude gravitační vztlak pro výpočet činit
115 Pa m^{-1})

2/hnací tlak na patě stoupačky a tlakové difference na odbočkách k otopným tělesům musí mít pro výpočtový stav jistou minimální hodnotu (pro dvanáctipodlažní budovu a soustavu 92,5/67,5°C činí minimální tlakový rozdíl 1,6 kPa pro tlakově nezávislé připojené soustavy)

3/přebytek tlaku na otopném tělese musí být seškršen vhodnou armaturou

4 /isprávně navržená otopná soustava nebude stabilní, pokud nebude správně vyregulována

Dvoutrubkové otopné soustavy se zpravidla navrhují a dimenzují tak, že tlaková ztráta ve stoupačce je shodná s výpočtovou hodnotou gravitačního vztlaku (rovnoběžky na obr.5). Při změnách venkovních teplot ($t_z = 12^\circ\text{C}$, $t_z = -12^\circ\text{C}$) se čáry deformují.



obr. 5

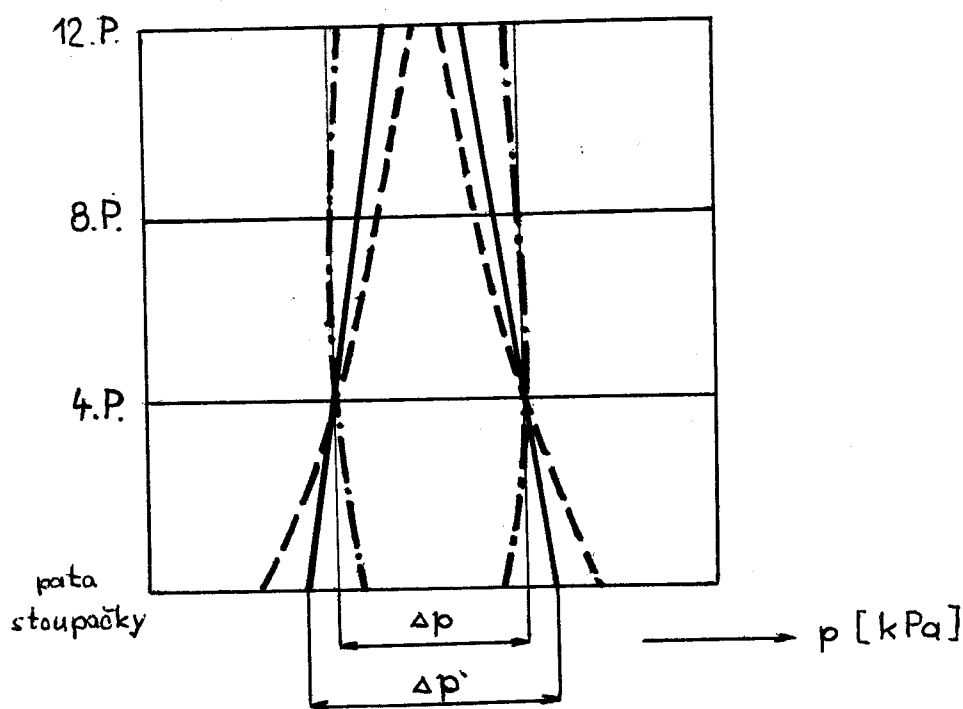
k obr. 5 :

Změna tlakových poměrů při změně venkovní teploty:

- _____ výpočtové hodnoty tlaků
- průběh tlaků při $t_z = 12^{\circ}\text{C}$
- průběh tlaků při $t_z = -12^{\circ}\text{C}$

Je třeba si uvědomit že pro správný chod otopné soustavy nestačí sledovat pouze hydraulickou stabilitu (deformaci tlakového diagramu), ale že rozhodující jsou změny teploty v místnostech vytápěné budovy. Na konci topného období při venkovní teplotě 12°C bude rozdíl touto teplotou a výpočtovou teplotou v místnostech malý (8°C). Naproti tomu v zimní špičce při výpočtové teplotě -12°C bude rozdíl teplot podstatně větší (32°C) a tím je i podstatně větší nebezpečí nepřípustného ochlazení teploty v místnostech spodních podlaží. Právě při nízkých venkovních teplotách dochází k největším provozním potížím. Je proto třeba zajistit, aby při nižší venkovních teplotách byla deformace tlakového diagramu co nejmenší. Toho dosáhneme tím, že samotížný vztlak pro výpočet volíme 75% maximální hodnoty vztlaku.

Otopné soustavy můžeme dimenzovat i jiným způsobem, například tak, že tlakový diagram bude mít tvar podle obr. 6 (plná čára). Deformace během topné sezóny se tolik nepříznivě neprojeví v zimním provozu (-12°C). Zúžení tlakového diagramu v dolní části při této venkovní teplotě je menší. Je proto možné při dimenzování uvažovat s hodnotou pouze 50% maximálního gravitačního vztlaku. Hnací tlak na patě stoupačky $\Delta p'$ musí však být větší než v předchozím případě.



obr.6

Oběma způsoby dimenzování je možno při správné volbě výpočtového vztlaku a dostatečné hodnotě hnacího tlaku na patě stoupačky dosáhnout stabilního chodu otopné soustavy.

K zajištění hydraulické stability ve vertikálním směru je navrhnut všechny vertikální větve soustavy jako hydraulicky nízkoodporové. To znamená dimenzovat otopnou soustavu na co nejmenší hydraulické ztráty ve vertikálních větvích. Dimenzování tímto způsobem se provádí pouze od napojení tělesa v 1. patře až k místům nejvýše položeným ($R_s \approx 10 \div 40 \text{ Pa m}^{-1}$). Dále je třeba navrhnut připojení všech otopných těles, napojených na všechny vertikální větve jako hydraulicky vysokoodporové (mimo těles ležících pod spodním rozvodním potrubím). Dimenzováním přípojek se provede pro všechna tělesa jednotně v závislosti na prů-

točném množství a se zřetelem na minimální výpočtovou tlakovou ztrátu, která je překonávána oběhovým čerpadlem. Nastavení hydraulického odporu na armaturě musí být u jednotlivých těles ve všech podlažích takové, aby se přebytečné tlaky zcela eliminovaly (hydraulické vyregulování ve vertikálním směru). K dosažení maximálního kladného efektu je nutno splnit ještě další požadavky:

- tlaková ztráta ve ventilu nemá být větší než 8 kPa
- před uvedením do provozu je systém třeba zbavit mechanických nečistot promytím, odmaštěním
- nastavení trvalých hydraulických odporů ventilů otopných těles a dalších regulačních ventilů a jejich tepelné a hydraulické vyregulování na optimální hodnoty
- možnost zaplombování armatury otopných těles
- správná montáž podle montážních technických podkladů dodavatele armatur
- kvalita armatury musí zajišťovat nastavený hydraulický odpor podle technických podkladů výrobce.

Obecně platí, že k zajištění hydraulické stability v horizontálním směru má být podíl tlakové ztráty vertikální větve minimálně 80% z celkové tlakové ztráty příslušného cirkulačního okruhu bez zahrnutí tlakové ztráty společného hlavního rozvodného přívodního a zpětného potrubí.

Problematika hydraulické stability úzce souvisí s problematikou zajišťování tepelné stability. To znamená provozní vlastnost charakterizovanou stálostí provozního přenosu a předávání tepla oproti výpočtovému (požadovanému) za všech provozních stavů v souvislosti s účínkem poruchových veličin. Zajištění tepelné stability se zároveň vytváří dobré podmínky pro zajištění hydraulické stability.

7. Návrh a realizace modelu

Návrh elektrického zapojení analogového modelu vychází z požadavků kladených na nás zadáním úkolu. Je to co nejvěrnější analogie hydraulického obvodu s elektrickým obvodem, možnost regulace průtočného množství jednotlivých úseků a odběrů, schopnost simulovat nestabilní stavy, možnost měřit tlaky a průtočná množství v celém obvodu. Analogon nemá sloužit pro přesné měření hodnot, ale jen pro vytvoření rámcové představy o změnách obvodu po provedení akčních zásahů v regulaci. Elektrický obvod napájí stejnosměrný zdroj 25 V, 50 W. Pro náš analogon je použito vnějšího laboratorního zdroje s plynule nastavitelným napětím od 0 do 25 V s vestavěným měřidlem pro sledování úrovně napětí na vstupu do analogonu.

Hodnoty odporů realizujících jednotlivé úseky potrubí jsou spočítány podle vzorců dříve odvozených. Každý úsek potrubí je charakterizován délkou potrubí, průměrem potrubí a místními ztrátami, zahrnujícími všechny armatury (ventily, kolena, odbočky) zapojené v příslušném úseku potrubí. Tyto ztráty jsou dány součinitelem místních ztrát, jehož hodnoty pro jednotlivé armatury byly uvedeny v teoretické části výpočtu parametrů hydraulického obvodu.

Úsek potrubí, jdoucí od čerpadla přes výměník tepla do sítě, je dlouhý 100 m a má průměr 0,3 m. Součinitel místních ztrát zahrnuje v přívodním potrubí výměník tepla, dva ventily a čtyři kolena, ve zpětném potrubí jeden ventil a čtyři kolena. Všechny tyto hodnoty byly dosazeny do vzorce

$$K = 0,34 \cdot 10^{-4} \cdot l \cdot d^{-5} + 0,811 \cdot 10^{-3} \cdot \sum \xi \cdot d^{-4}$$

jenž byl odvozen v předchozích částech diplomové práce. Hydraulický odpor úseku potrubí od čerpadla k odbočkám jednotlivých domů má v přívodním potrubí velikost $3,85 \text{ kg}^{-1} \text{ m}^{-1}$ a ve zpětném potrubí $2,7 \text{ kg}^{-1} \text{ m}^{-1}$.

Úsek potrubí představující odbočku k jednomu domu je dlouhý 50 m a jeho průměr je 0,2 m. Součinitel místních ztrát vyjadřuje hydraulické ztráty způsobené jednou odbočkou, jedním ventilem a dvěma koleny v přívodním potrubí a jednou odbočkou a dvěma koleny ve zpětném potrubí. Po dosazení těchto hodnot do vzorce pro výpočet hydraulického odporu vychází jeho velikost v přívodním potrubí $11,9 \text{ kg}^{-1} \text{ m}^{-1}$ a ve zpětném potrubí $7,34 \text{ kg}^{-1} \text{ m}^{-1}$.

Odbočka k jedné stoupačce je dlouhá 5 metrů o průměru 0,07 metru. Součinitel místních ztrát je stejný jako u odbočky k jednomu domu.

Hydraulický odpor přívodního potrubí odbočky k jedné stoupačce je $540,3 \text{ kg}^{-1} \text{ m}^{-1}$, zpětného potrubí $236,3 \text{ kg}^{-1} \text{ m}^{-1}$. Výpočet hydraulického odporu stoupačky je složen z úseků dvanácti pater, pro něž platí tyto hodnoty. V úseku stoupačky prvního až čtvrtého patra je průměr potrubí 0,03 m, pátého až osmého 0,02 m a devátého až dvanáctého 0,01 m. Délka potrubí mezi jednotlivými tělesy v patrech je 3 metry, součinitel místních ztrát zahrnuje pouze odbočku ze stoupačky k topnému tělesu, jenom v patě stoupačky je třeba počítat do součinitele místních ztrát vliv ventilu uzavírajícího celou větev stoupačky. Hydraulický odpor úseku mezi 1. a 4. patrem vyšel po dosazení příslušných hodnot $5 198,8 \text{ kg}^{-1} \text{ m}^{-1}$, v úseku mezi 5. až 8. patrem $36,9 \cdot 10^3 \text{ kg}^{-1} \text{ m}^{-1}$, mezi 9. až 12. patrem $1,1 \cdot 10^6 \text{ kg}^{-1} \text{ m}^{-1}$ a na patě stoupačky

v přívodním potrubí $14,2 \cdot 10^3 \text{ kg}^{-1} \text{ m}^{-1}$, ve zpětném potrubí $5 \cdot 198,8 \text{ kg}^{-1} \text{ m}^{-1}$. Tyto hodnoty jsou výchozí pro výpočet ostatních parametrů hydraulické sítě. Hydraulický odpor společného odběru deseti domů má velikost $1/11$ hydraulického odporu odbočky k jednomu domu, což je přibližně $1 \text{ kg}^{-1} \text{ m}^{-1}$. Společný odběr 5 stoupaček představuje hydraulický odpor o velikosti $1/6$ hydraulického odporu odbočky k 1 stoupačce a jeho hodnota je $90 \text{ kg}^{-1} \text{ m}^{-1}$. Tak se také postupně počítají hodnoty všech těles ve stoupačce. V opačném poměru požadovaného rozdělení průtočného množství vody (v elektrické analogii velikosti elektrického proudu) se provádí výpočet hydraulických odporů těles v jednotlivých patrech. Při převodu hodnot hydraulických odporů do elektrické analogie bylo použito převodu: $1 \text{ kg}^{-1} \text{ m}^{-1}$ odpovídá v elektrické analogii 1Ω . Hodnoty hydraulických odporů výše spočítaných je tedy možno přímo použít jako hodnoty elektrických odporů použitých ve schématu elektrického obvodu analogového modelu (příloha 1).

Dále je třeba při realizaci elektrického obvodu znát hodnoty potenciometrů představujících hydraulické ventily. Privíráním ventilu se v hydraulickém obvodu zvětšuje hydraulický odpor a zmenšuje se tím průtočné množství dané větve. Stejně je tomu v elektrické analogii. Do série se zařazeným hydraulickým odporem potrubí, který představuje elektrický odpor, je zařazen potenciometr. Tento potenciometr musí mít takovou velikost, aby pomocí něho byl ovlivňován elektrický proud tekoucí větví. Velikost potenciometru je stanoven vzhledem ke konstantnímu odporu v regulované větvi a to tak, že hodnota konstantního vypočteného odporu má velikost 10% maximální hodnoty nastavitelné potenciometrem.

Požadavkem zadání na elektrický analogon je možnost měření tlaku a průtočného množství v kterémkoliv místě obvodu. U elektrické analogie tento požadavek znamená možnost měřit napětí a proud v kterémkoliv místě elektrického obvodu. Pro měření napětí (rozdílu tlaků) jsou v jednotlivých uzlech elektrického obvodu vyvedeny na desku analogonu měřicí zdířky, které umožňují připojení měřidla mezi libovolné dva body obvodu. Tímto způsobem je možno měřit rozdíl napětí v přírodním i vratném potrubí a také potenciální spád mezi vstupem a výstupem spotřebičů. Pro měření napětí jsou na čelní desce umístěny dva ručkové měřicí přístroje. Je tedy umožněno měřit napětí ve dvou místech elektrického obvodu připojením vodičů propojujícího měřidla s měřenými úseky sítě. Tato měřidla nejsou cejchována v přesných hodnotách, jejich účelem je stanovit zda napětí klesá či stoupá nebo určit údaj o směru tlakového spádu, to znamená určit znaménko.

Měření proudu není tak snadné jako měření napětí. Jestliže chceme změřit proud, tekoucí danou větví, je nutno dočasně přerušit obvod a do série zařadit měřidlo. Navíc hodnoty proudu jsou velice malé (řádově mikroampéry) a nelze ho proto měřit klasickými metodami. Z těchto důvodů jsou do obvodů zařazeny měřicí odpory, jejichž velikost nesmí ovlivňovat elektrickou analogii. Tyto odpory mají velikost 10% hodnoty konstantního odporu vyjadřujícího odpor úseku potrubí. Tato hodnota neovlivní původní poměry v elektrickém obvodu, ale zároveň je postačující pro změření elektrického proudu. Měřicí odpor je zapojen do série s konstantním odporem ve všech větvích, ve kterých chceme mě-

řít proud. Měření je potom prováděno jako měření napětí na známém odporu, z čehož je možno podle Ohmova zákona stanovit velikost proudu. Vývody obou konců měřicího odporu zapojeného do obvodu jsou vyvedeny na desku znázorňující schematicky měřený obvod. Mezi tyto zdířky se zapojí vodiči měřidlo určující velikost proudu. Také toto měřidlo udává výsledky pouze po kvalitativní stránce co se týče znaménka a směru odchylky. Pro měření proudu (průtočného množství) slouží na našem analogonu dva ručkové měřicí přístroje.

K vytvoření elektrického obvodu jsou tedy zapotřebí tyto odpory a potenciometry:

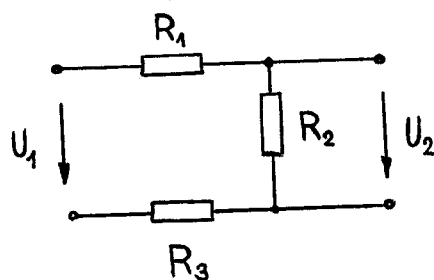
Odpory typu TR 153 :-----

10 Ω		220k		2 x
12 Ω		270k		
27 Ω		1M1		13 x
82 Ω		1M5		
100 Ω		2M2		
220 Ω		3M3		
560 Ω		3M9		
1k				
2k2				
3 k9				
4k7				
6k8				
10k				
12k				
27k				
33k				
39k				
47k				2 x
56k				2 x
100k				9 x
180k				2 x

Potenciometry typu TP 281b N:

15 Ω	(typ WN 69170)	
470 Ω		
330 Ω		
2k2		
220k		3 x
330k		
1M		
1M5		4 x
5M		4 x

Malé hodnoty odporů hodnot 3,8; 1 ; 2,7 ; 7,3 Ω je nutno vinout odporovým drátem na odpor hodnoty 1M. Velikosti napětí zdrojů představujících gravitační složku vztlaku je nutno určit ze zákonů, platících pro elektrické obvody. Nejdříve je nutno spočítat velikost potenciálního rozdílu mezi vstupem a výstupem spotřebiče. Velikost tohoto napětí se počítá za známého vztahu pro odporový dělič:



$$U_2 = \frac{R_2}{R_1 + R_2 + R_3} \cdot U_1$$

Odpor R_2 zde představuje spotřebič, odpory R_1 a R_3

jsou hodnoty přívedního a zpětného potrubí. Z požadavku na vytvoření nestabilního stavu plyne, že při poklesu venkovní teploty na -12°C se obrací směr průtoku vody ve spodních tělesech, to znamená, že u těchto těles potenciál na výstupu spotřebiče převyší potenciál na vstupu. Elektrický proud protékající odporem R_2 musí tedy změnit svůj směr. Toho se dosáhne vřazením zdrojů do stoupaček, představujících gravitační složku tlaku a způsobujících nestabilní stav.

Velikost tohoto zdroje spodních těles musí převýšit hodnotu napěťového rozdílu mezi vstupem a výstupem otopného tělesa při venkovní teplotě -12°C . Při vzrůstu venkovní teploty klesá vliv gravitační složky a nestabilita obvodu se snižuje. Má-li tuto vlastnost splňovat i elektrický analog, je nutno regulovat velikost napětí zdrojů představujících gravitační vztlak. Prakticky jsou zdroje ve stoupačkách realizovány jako odbočky sekundárního vinutí transformátoru. Velikosti napětí jednotlivých odboček lze nastavit samostatně a společná regulace je prováděna na primárním vinutí transformátoru. Velikost jednotlivých zdrojů se tedy nastaví při nestabilním stavu ve všech podlažích individuálně a pokles venkovní teploty je simulován regulací na primární vinutí, jež ovlivňuje všechny zdroje najednou. Na čelní desce modelu je tedy vyveden potenciometr regulující napětí primárního vinutí, který bude ocejchován v hodnotách venkovní teploty. Tímto potenciometrem se tedy může ručně nastavit velikost venkovní teploty a tím také přivést obvod do nestabilního stavu. Velikosti zdrojů jsou označeny v elektrickém schématu na příloze 1. Vlastní konstrukční provedení analogového modelu bude tvořit základní rám. Použitý materiál je nosník tvaru L, jehož rozměry jsou uvedeny na výkresech. Na tento rám se přišroubuje pertinaxová deska, sloužící jako čelní deska, na které je znázorněno schéma celého hydraulického obvodu, u něhož jsou vyvedeny jednotlivé zdířky pro měření napětí a proudu (příloha 2). Ve všech místech regulačních ventilů jsou na čelní desce vyvedeny potenciometry. Měřicí přístroje jsou umístěny v levém horním rohu čelní desky. Pod těmito měřicími přístroji jsou zdířky pro připojení pro-

pojovacích kabelů a potenciometr, kterým se nastavuje velikost venkovní teploty. Celé schéma analogonu je na desce přehledně uspořádáno tak, aby dávalo dobrý přehled o stavu celého obvodu. Ovládací prvky jsou umístěny v místech znázornění ventilů v hydraulickém schématu. Výkresová dokumentace konstrukčního provedení analogového modelu je přiložena k diplomové práci.

8. Závěr

Se zřetelem na technickou úroveň a ekonomickou optimalizaci vytápění budov je nezbytné, aby návrh otopných systémů, určený pro vícepodlažní budovu, byl technicky správný. Je proto třeba jej provést i z hlediska zajištění hydraulické a tepelné stability otopného systému ve smyslu zásad a požadavků uvedených v předchozích kapitolách. V současné době je problém gravitačního vztlaku ve stoupacích větvích dvoutrubkových vertikálních otopných soustav stěžejní a aktuální. Do budoucna se plánuje přechod na širší používání nízkotepeelných otopných soustav, což by částečně řešilo problém hydraulické i tepelné stability. Zkušenosti, které doposud jsou s klasickým řešením hydraulických soustav však zatím využívají konstruktéři i nadále a je proto třeba se ještě v současné době zabývat touto problematikou. Navíc musíme vzít v úvahu, že asi 20 % všech hydraulických soustav, pracujících v ČSSR, využívá vertikálního rozvodu v klasickém řešení soustavy a nepočítá se v blízké budoucnosti s jejich přebudováním. Většina těchto soustav je předimenzována, a proto jsou provozovány s nižšími teplotními parametry, než předpokládal projekt. To vede ke změně hydraulických poměrů, kde gravitační vztlak klesne na 55 až 80 % předpokládaných hodnot. Nerovnoměrné vytápění je nutno odstranit zvýšením tlakového rozdílu nuceného oběhu a přestavením regulace u armatur otopných těles. Zároveň je třeba si všimnout dané problematiky při využívání termoregulačních ventilů. Termoregulační ventil svojí funkcí a zařazením do soustavy je prvkem, který reguluje vydávané množství tepla kvantitativně.

Jedná se o změnu dodávky tepla množstvím otopného media. Za předpokladu, že základní regulace celého systému je kvalitativní, může dojít při zařazení termoregulačních ventilů do soustavy k vytvoření podmínek, které znemožní funkci této armatury a přivedou soustavu do nestabilního stavu. Proto je třeba mít také na zřeteli správné dimenzování oběhových čerpadel a jejich regulaci.

Cílem diplomové práce bylo vytvoření elektrické analogie hydraulické soustavy CZT a prozkoumání způsobů regulace vertikální nestability hydraulického obvodu s nuceným oběhem. Prvním bodem zadání diplomové práce bylo vytvoření analogie dvoutrubkového hydraulického systému ústředního vytápění. K tomuto bodu bylo nutno prostudovat daný hydraulický obvod od zdroje tepla až ke spotřebiči, seznámit se se všemi způsoby řešení těchto obvodů, jejich výhodami a nevýhodami jak po stránce konstrukční, tak po stránce provozní a energetické náročnosti. Zároveň bylo nutno se seznámit se vztahy, které platí pro charakteristické veličiny hydraulických obvodů a podmínky platnosti. Na základě těchto poznatků a dříve navržených konstrukcí byly sestaveny závislosti mezi elektrickými veličinami analogicky platící v hydraulickém obvodu a navržen způsob převedení tohoto obvodu na desku analogonu. Druhým bodem zadání je aplikace elektrické analogie na sekundární rozvody CZT. Tento bod tedy představoval podrobně se zabývat strukturou a provozními stavy sekundárního rozvodu. Především bylo nutno se zabývat problematikou vertikálního rozvodu ve výškových budovách, jež v současnosti je dosti diskutovaným a dosud zcela neprobádaným problémem hydraulického rozvodu. Nestabilita soustavy zvyšuje energie-

tickou náročnost na provozování této soustavy, což je v dnešní době nedostatku energetických zdrojů závažná věc. V tomto bodě diplomové práce bylo navrženo funkční schema konkrétního hydraulického obvodu sekundární části s vertikálním rozvodem pro dvanáctipodlažní obytný dům. Elektrická analogie tohoto systému vycházela z poznatků získaných v předešlém bodu a byla doplněna o nové prvky specifické pro sekundární rozvod. Bylo navrženo elektrické schema obvodu a spočítány hodnoty prvků, ze kterých tento obvod sestává. Byla vyhotovena výkresová dokumentace pro výrobu analogového modelu. Třetím bodem zadání byla studie hydraulické stability vertikálního rozvodu. Jelikož do odevzdání diplomové práce nebyl model zhotoven z důvodů nedostatku jak konstrukčního, tak elektronického materiálu (pertinaxové desky, potenciometry), nebylo možno stanovit výsledky měření na tomto modelu sekundárního rozvodu CZT. Tato kapitola se tedy zabývá teoretickými možnostmi způsobů a technologií akčních zásahů k vyregulování nestabilit ve vertikálních rozvodech. Analogový model popsany v této práci má sloužit pro demonstraci poměrů hydraulické sítě CZT, lze ho také využít jako simulačního zařízení nežádoucích stavů potrubní sítě.

Seznam použité literatury :

- URBÁNEK, M. : Návrh analogonu Praha - sever,
výzkumná zpráva EGÚ - Praha, 1982
- PATOČKA, C. : Základy hydrauliky a hydrologie,
SNTL, 1966
- MAYER, J. : Základy energetických zařízení,
skripta VŠST, 1982
- JUKL, A. : Vytápěcí zařízení pro byty a domky,
SNTL 1974
- CIKHART, J. : Soustavy centralizovaného zásobování
teplem, SNTL 1977
- Sborník : Hydraulická stabilita potrubních
soustav,
Dům techniky ČSVTS Praha, 1982

Seznam příloh :

PŘÍLOHA 1

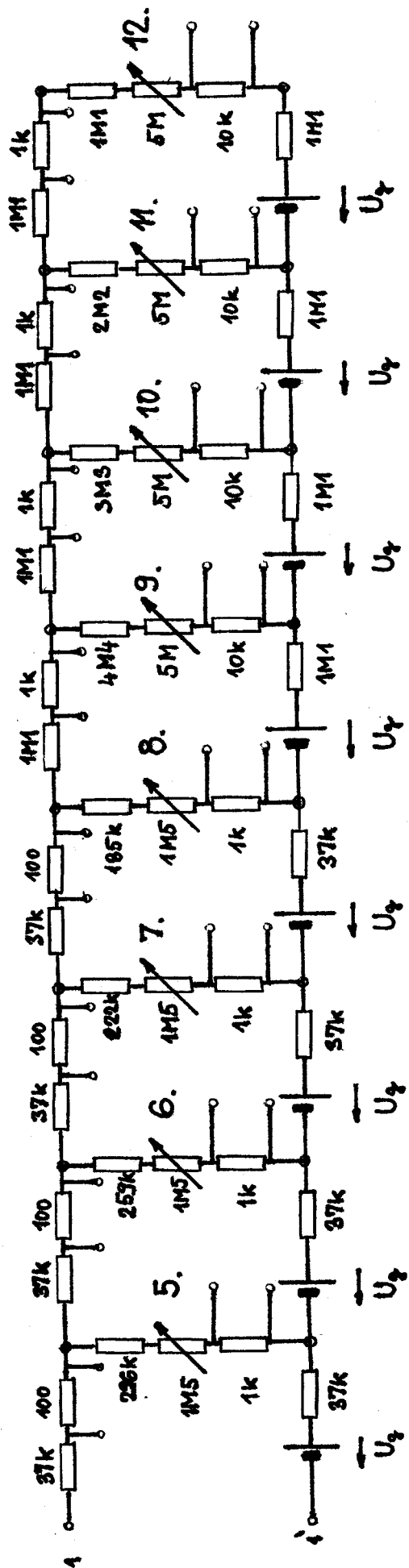
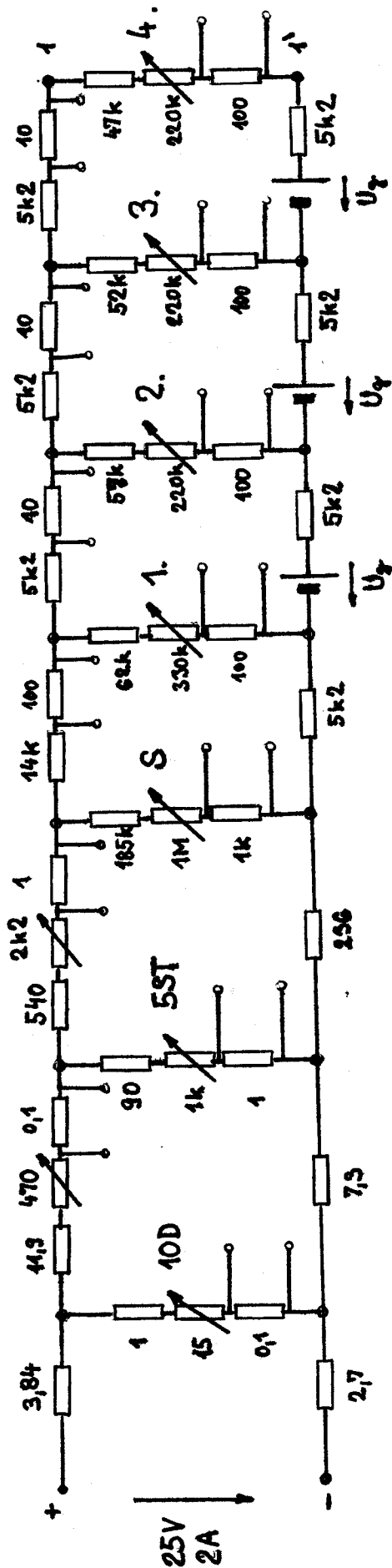
Schema elektrického obvodu analogového modelu

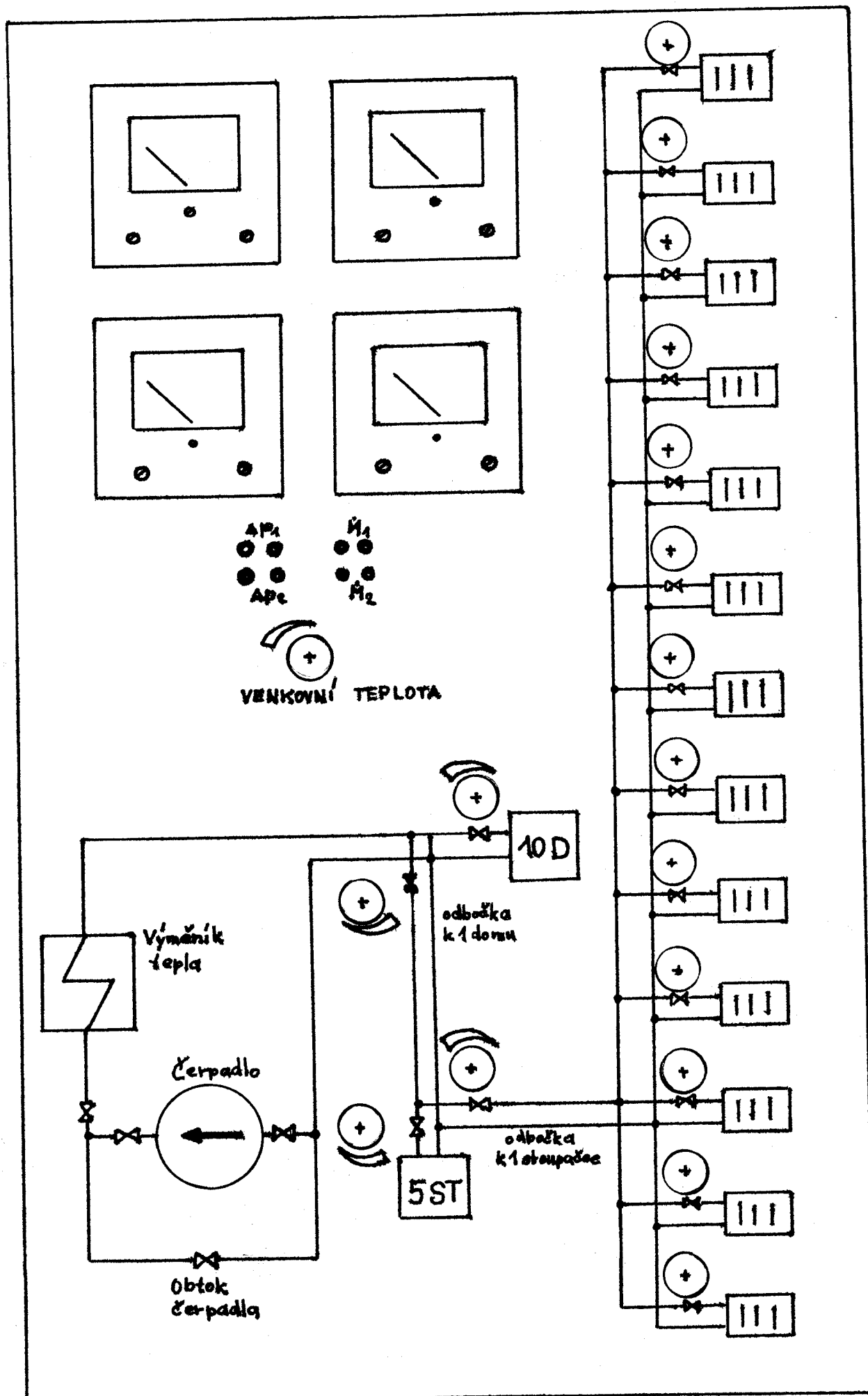
PŘÍLOHA 2

Čelní deska analogového modelu

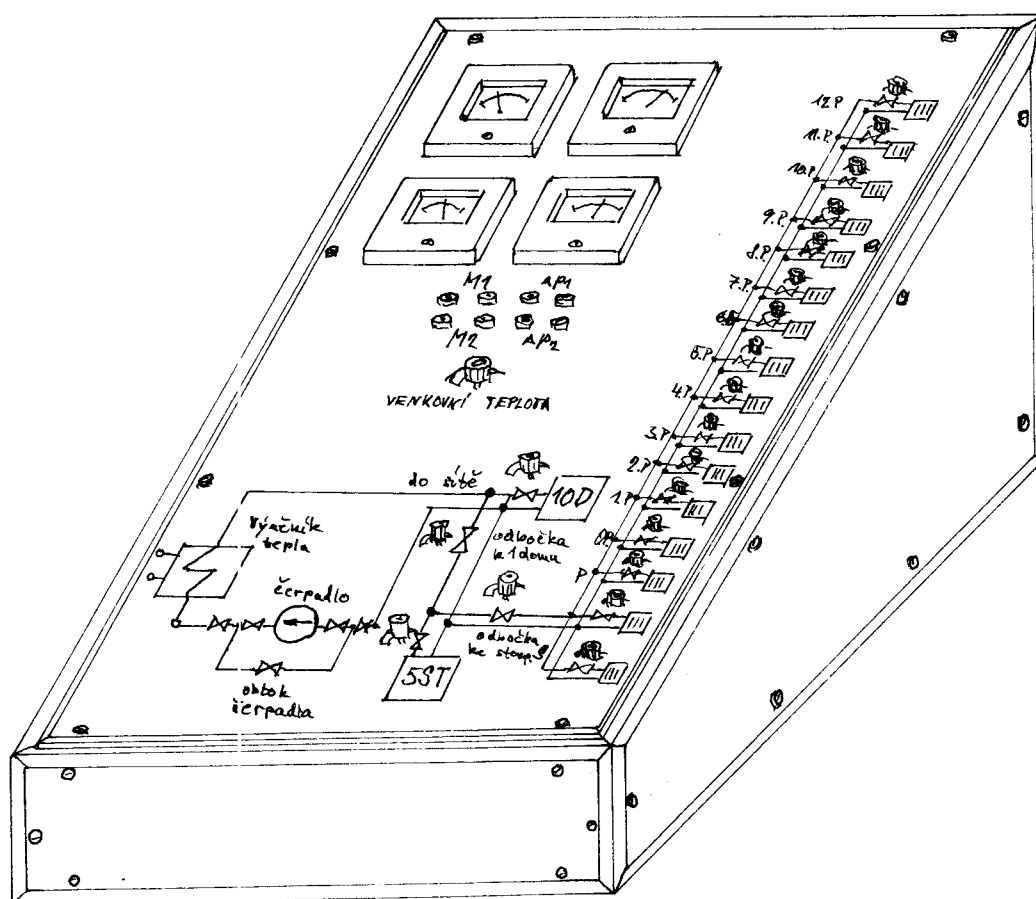
PŘÍLOHA 1

$$U_g = 0,04 \div 0,25 \text{ V}$$

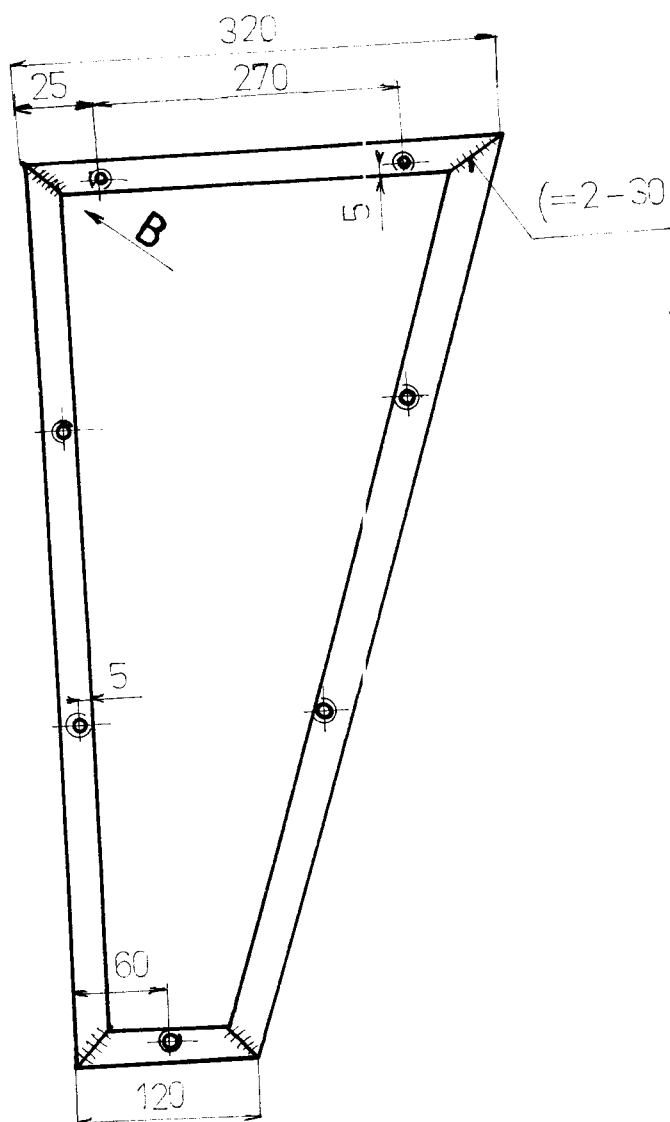




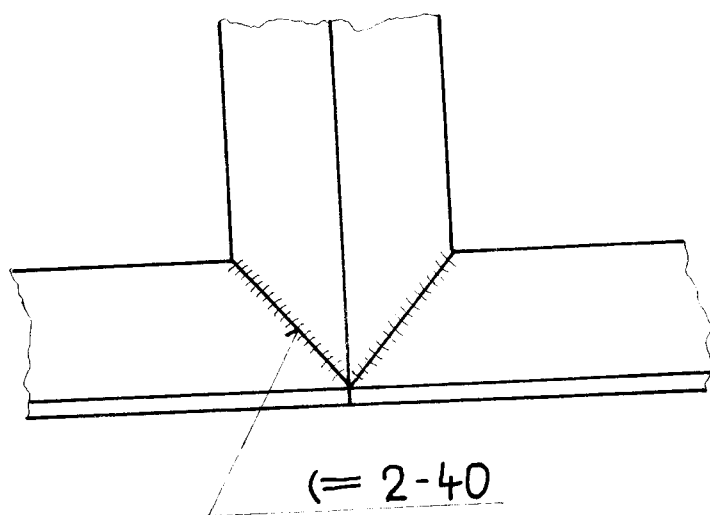
PROJEKT ANALOGOVÉHO MODELU CZT



ČZ A-A:



POHLED B:
(M 1:1)



NÁTĚR VNĚJŠÍ C 2008/1100
VNĚJŠÍ HRANY ZAOKLIT R2

1 TYČ L 20x20x2 ČSN 425541 10370

2 2,2

Šimon

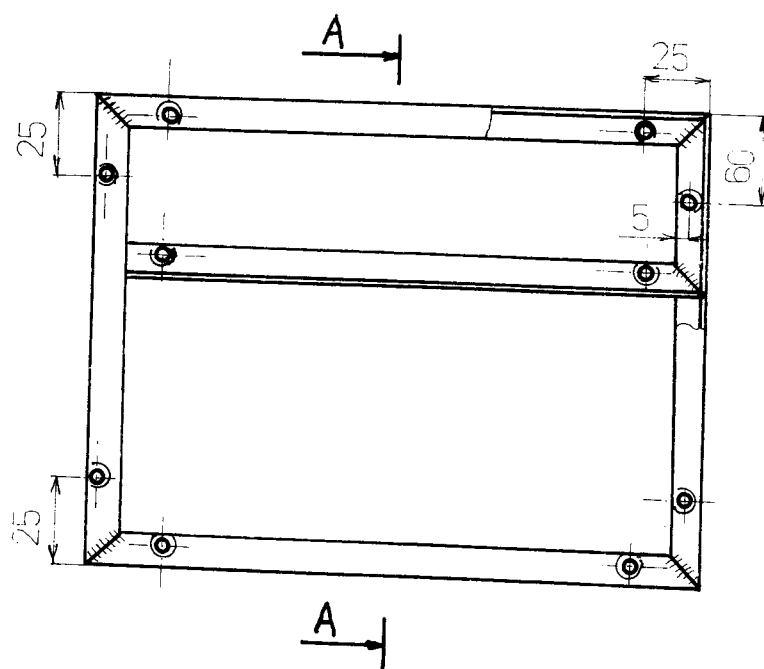
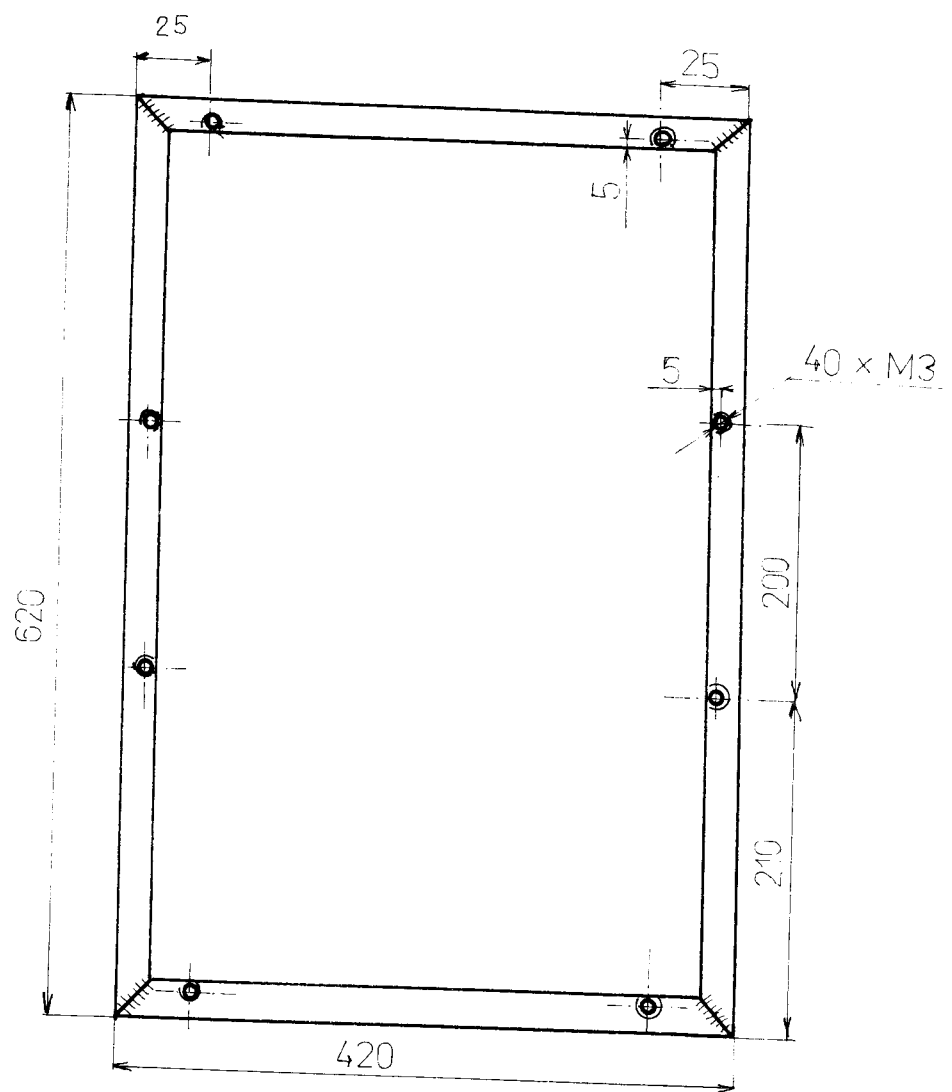
1:5

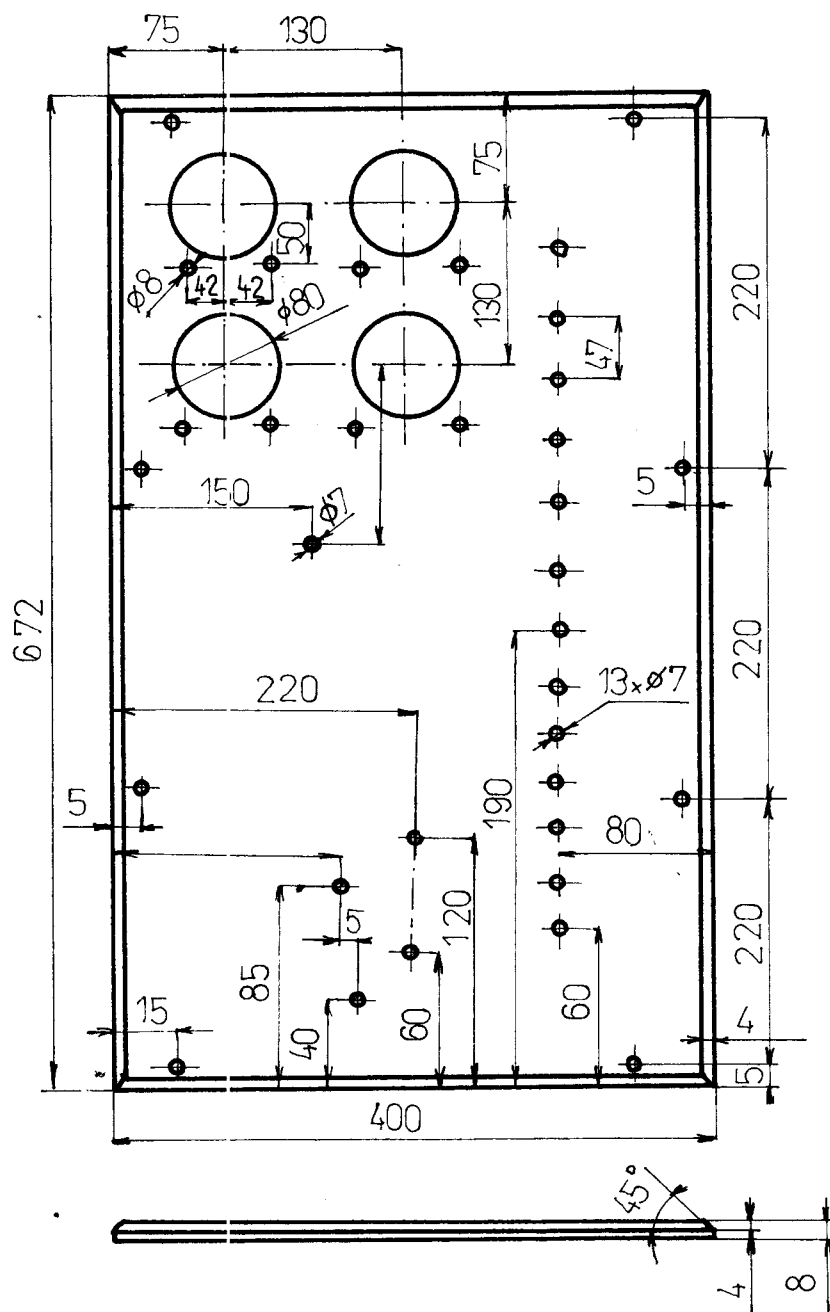
(1:1)

15.5.1984

RÁM

DP 1





1 PERTINAX 8x672x400 ČSN 642001 642400.502

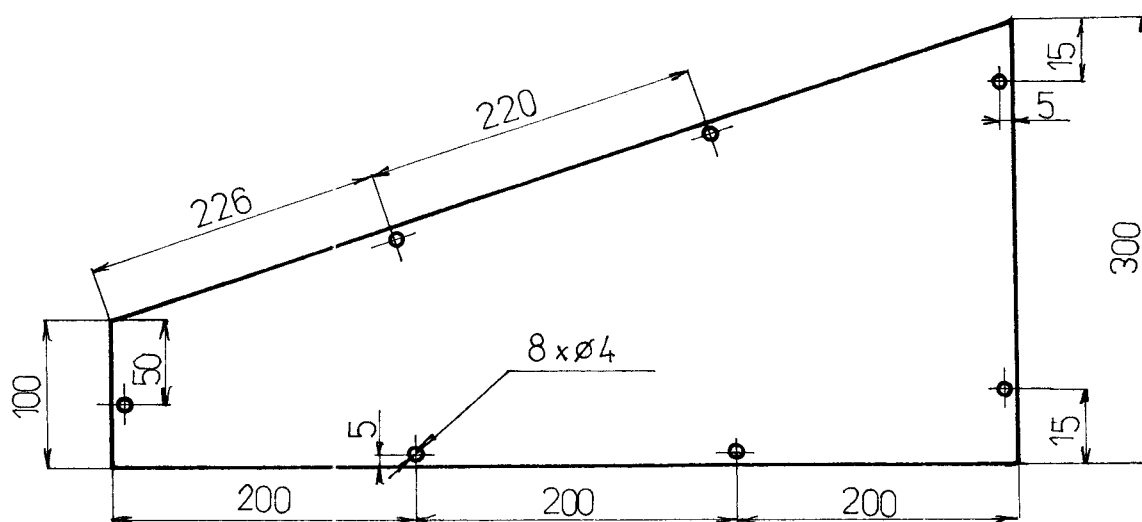
0,5 04

1:5

15.5.1984

ČELNÍ DESKA

DP-2



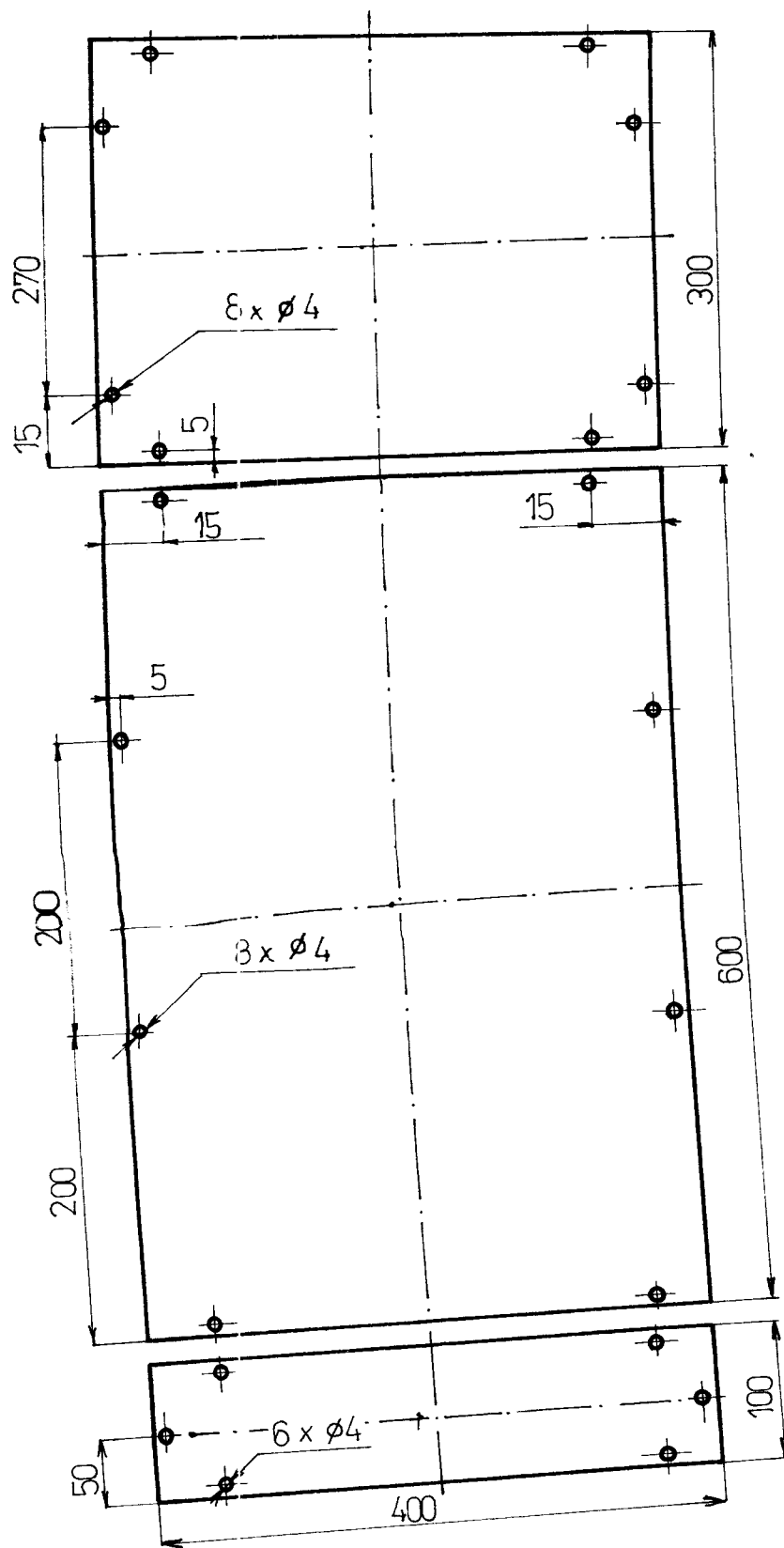
NÁTĚR VNĚJŠÍ C 2008/1100

2	PLECH 0,5	ČSN 425350	10 004.0		0,2	0,22
---	-----------	------------	----------	--	-----	------

1:5

BOČNÍ KRYT

DP 3



1 PLECH 0,5 ČSN 425350 10 004.0

Přimon

1:5

15. 5. 1984

ZADNÍ, SPODNÍ,
PŘEDNÍ KRYT

DP-4

NÁTĚR VNĚJŠÍ C 2008/1100
0,4 0,42