



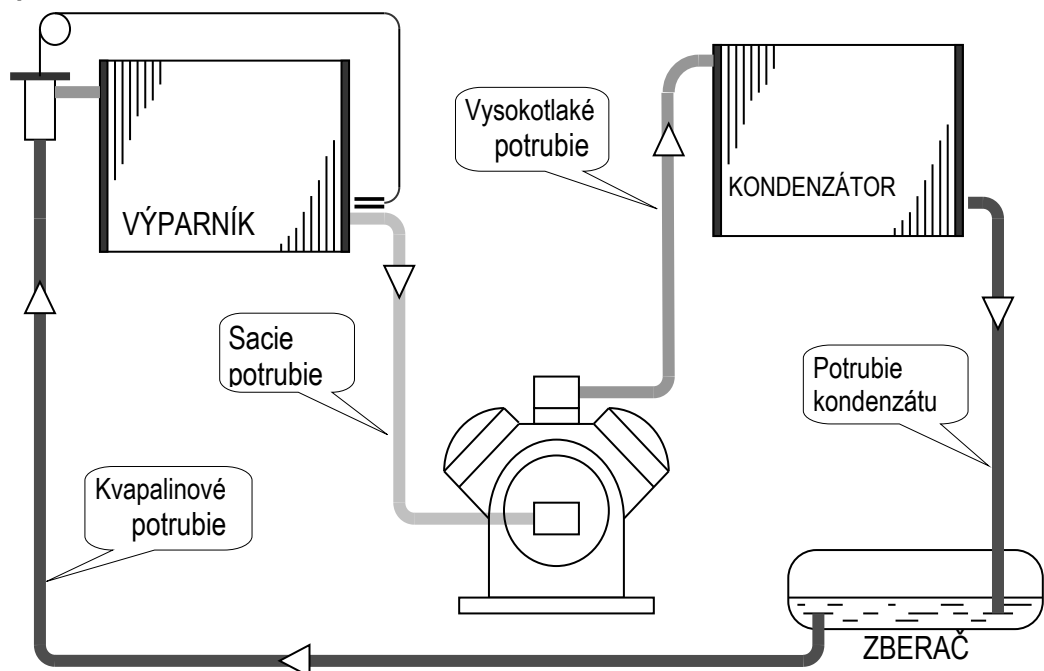
Štyri požiadavky na správnu inštaláciu chladivového potrubia:

1. Hlavná úloha chladivového potrubia spočíva v tom, aby sa zabezpečila cesta pre prúdenie chladiva od jednej časti chladiaceho celku k druhej.
2. Prúdenie chladiva sa musí uskutočniť bez veľkých strát tlaku - napr. trením, veľkým výškovým rozdielom, mnohými odbočeniami, zúženiami alebo nesprávnym dimenzovaním.
3. Časť oleja, ktorým je naplnený kompresor, cirkuluje v celom trubkovom systéme. Chladivové rúrky musia byť tak inštalované, aby sa olej vracal späť do olejovej vane kompresora.
4. Kvapalné chladivo alebo olej, ktorý sa dostane do valca kompresora, môže spôsobiť jeho poškodenie. Táto situácia môže nastať vtedy, keď je kompresor v kľude - spätnou kondenzáciou chladiva alebo stečením oleja.

Názov funkcie	Funkcia
Výtlačné potrubie	<ul style="list-style-type: none"> <li>♦ privádza stlačené pary chladiva a obiehajúce množstvo oleja zo združenej jednotky do kondenzátora. Patria k nemu aj časti spojujúce výtlač s rekuperačnou jednotkou a rekuperačnú jednotku s kondenzátorom</li> <li>♦ tlmí kmitanie a plynových pulzácií vznikajúcich pri stláčaní</li> <li>♦ tlmí vplyvy vysokého tepelného namáhania</li> <li>♦ odstraňuje kvapalinové rázy pri rozbehu kompresorov spôsobované vracaním olejom a kvapalným chladivom</li> </ul>
Potrubie kondenzátu	<ul style="list-style-type: none"> <li>♦ privádza kvapalné chladivo (<i>kondenzát</i>) z kondenzátora do zberača</li> <li>♦ umožňuje spätné prúdenie pár zo zberača do kondenzátora (<i>takzvané dvojfázové prúdenie</i>)</li> </ul>
Kvapalinové potrubie	<ul style="list-style-type: none"> <li>♦ privádza zmes kvapalného chladiva oleja zo zberača k expanznému ventilu (<i>k expanzným ventilom</i>)</li> </ul>
Rúrky expandovaného chladiva	<ul style="list-style-type: none"> <li>♦ privádza expandované chladivo z expanzného ventilu do výparníka/kov</li> </ul>
Sacie potrubie	<ul style="list-style-type: none"> <li>♦ privádza prehriate pary a obiehajúci olej z výparníka do satia združenej jednotky</li> </ul>
Potrubie odmrazovania horúcimi parami chladiva ( <i>stlačenými</i> )	<ul style="list-style-type: none"> <li>♦ privádza stlačené horúce pary chladiva z výtlaču jednotky do odmrazovacích výparníkov</li> </ul>
Potrubie odmrazovania chladnými parami stlačeného chladiva	<ul style="list-style-type: none"> <li>♦ privádza stlačené chladné (sýte) pary chladiva z parného priestoru zberača kvapalného chladiva do odmrazovacích výparníkov</li> </ul>

Správna inštalácia chladivových rúrok znižuje tieto riziká na minimum.

Obrázok 1 Chladivové potrubia

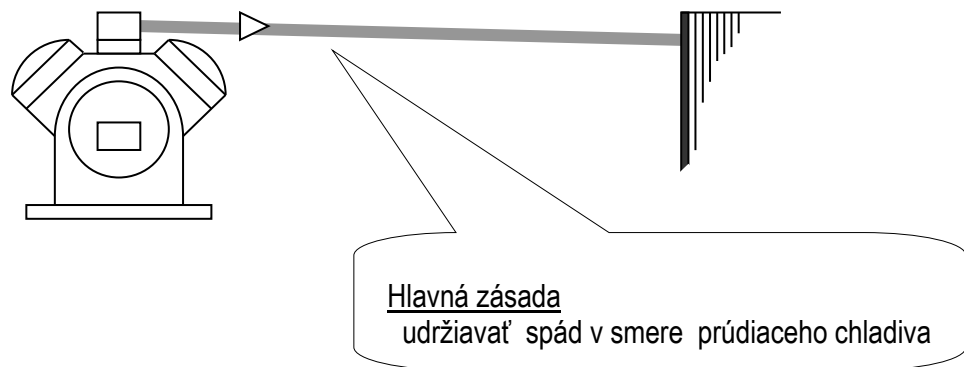


**8.2 Chladiaci okruh** (obrázok 1)

Na tomto obrázku sú znázornené hlavné časti chladiaceho okruhu.

- Sacie potrubie - spája výparník s kompresorom, je v ňom tlak zodpovedajúci výparnej teplote.
- Vysokotlaké potrubie (*výtlač*) - vedie horúce, prehriate chladivo pri tlaku zodpovedajúcom kondenzačnej teplote od kompresora ku kondenzátoru.
- Kvapalinové potrubie - vedie skvapalnené chladivo pri tlaku zodpovedajúcom kondenzačnej teplote z kondenzátora - prípadne zo zberača k vstrekovému orgánu.
- Tam kde sa používajú separátne zberače, používa sa potrubie kondenzátu, ktoré dopravuje skvapalnené chladivo z kondenzátora do zberača. Okrem toho umožňuje chladivovej pare dostať sa do kondenzátora.

Obrázok 2



Všetky chladivové potrubia (obrázok 2)

*Hlavná zásada - udržiavať spád v smere prúdiaceho chladiva.*

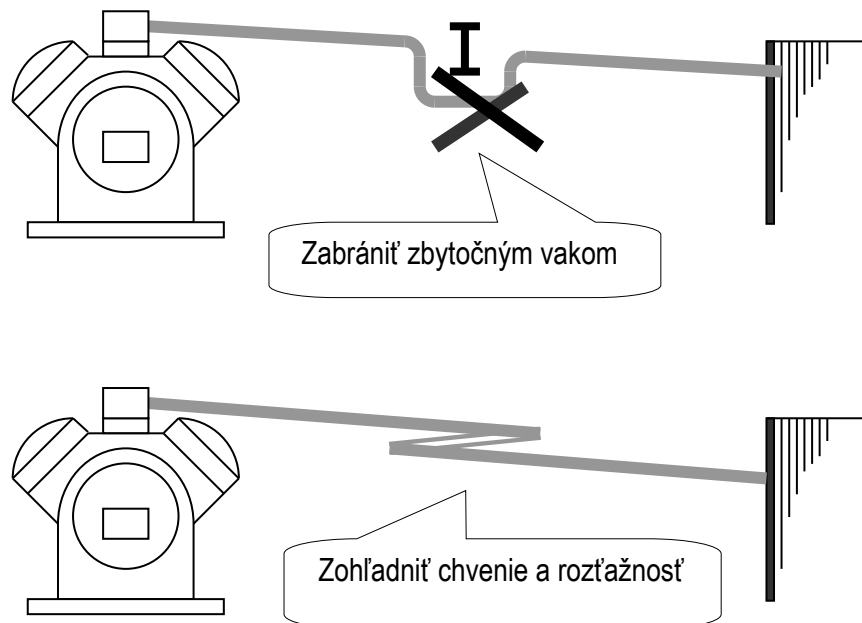
Niektoré základné princípy platia pre všetky chladivové potrubia: potrubiu treba vždy podľa možnosti nájsť najkratšiu cestu. Všetky zbytočné skomplikovania trasy nezvyšujú iba náklady na inštaláciu, ale aj prevádzkové náklady a nebezpečie vzniku netesností systému.

*Horizontálne potrubia sa kladú s malým klesaním v smere prúdenia chladiva.*

*Odporúča sa pomer 1 : 100. Toto uľahčuje prúdenie oleja počas kľudu zariadenia.*

Uchytenia trubiek musia byť dostatočné, ale musia zabezpečovať určitý pohyb rúrky z dôvodu jej tepelnej rozťažnosti a vibrácií, aby na nich nevznikali odreniny, prípadne trhliny.

Obrázok 3



Všetky chladivové potrubia (obrázok 1)

Ďalej uvedené dodatočné princípy sa týkajú všetkých chladivových potrubí.

- Je treba zabrániť tvorbe zbytočných olejových vakov. Nesprávna inštalácia alebo komplikované vedenie trubiek môže viesť k neželaným prípadom, kde sa hlavne pri prevádzke na čiastočný výkon nazbiera olej.
- Okrem toho je potrebné vkladať do potrubia slučky z dôvodu pohlcovania zmien dĺžky potrubia a jeho chvenia.
- Všetky potrubia pri zmene teploty menia svoju dĺžku. Všetky kompresory viac alebo menej vibrujú najmä pri štarte a vypnutí. Kompresory sa preto často montujú na tlmiče chvenia z pružinovej ocele alebo gumy.
- Napriek tomu musia byť potrubia flexibilné. Preto je treba vytvoriť v trase na vhodnom mieste slučku alebo odbočenie, aby sa zachytili a znížili pohyby potrubia vyvolané kompresorom.

### 8.3 Sacie potrubie

Je najháklivejšie!

Zvlášť je treba zohľadniť: pokles tlaku,  
návratnosť oleja,  
kvapalinové rázy.

Saciemu potrubiu sa venuje pozornosť ako prvému a to čo najväčšia, pretože je to najkritickejší bod trasy. Je treba zohľadniť tri základné body:

1. Tlaková strata pri plnom zaťažení musí zostať v prijateľných medziach.
2. Musí byť zabezpečený návrat oleja aj pri čiastočnom (*minimálnom*) zaťažení.
3. Ak je kompresor v klude, nesmie sa dostať do sacieho potrubia kvapalné chladivo jeho presunom. Okrem toho sa musí zabrániť olejovým alebo kvapalinovým rázom počas prevádzky, to značí, že pri opätovnom štarte nesmie kompresor nasať zmes oleja a kvapalného chladiva.

Odporúčané hospodárne rýchlosti prúdenia pár chladív sú :

R12	4 až 9	m/s
R22 a R502	7 až 12	m/s
R134a	8 až 11	m/s

pričom vyššie uvádzané rýchlosti sú platné najmä pre zvislé časti potrubia, s vedomím väčšej tlakovej straty v týchto sekciách.

#### 8.3.1 Pokles tlaku v sacom potrubí

Údaje v tabuľke platia pre chladivo R22 pri +5,5°C výparnej teploty a + 40,6°C kondenzačnej teploty. Tlaková strata v sacom potrubí znamená stratu výkonu toho istého systému, kde kompresor musí pracovať pri nižšom výparnom tlaku, aby udržal želanú výparnú teplotu.

Pokles teploty nasýteného plynu (K)	Kompresor		Pokles tlaku v sacom potrubí (bar)
	Výkon (%)	Spotreba energie (%)	
0	100	100	žiadna strata
1	96	104	0,18
2	92	107	0,36

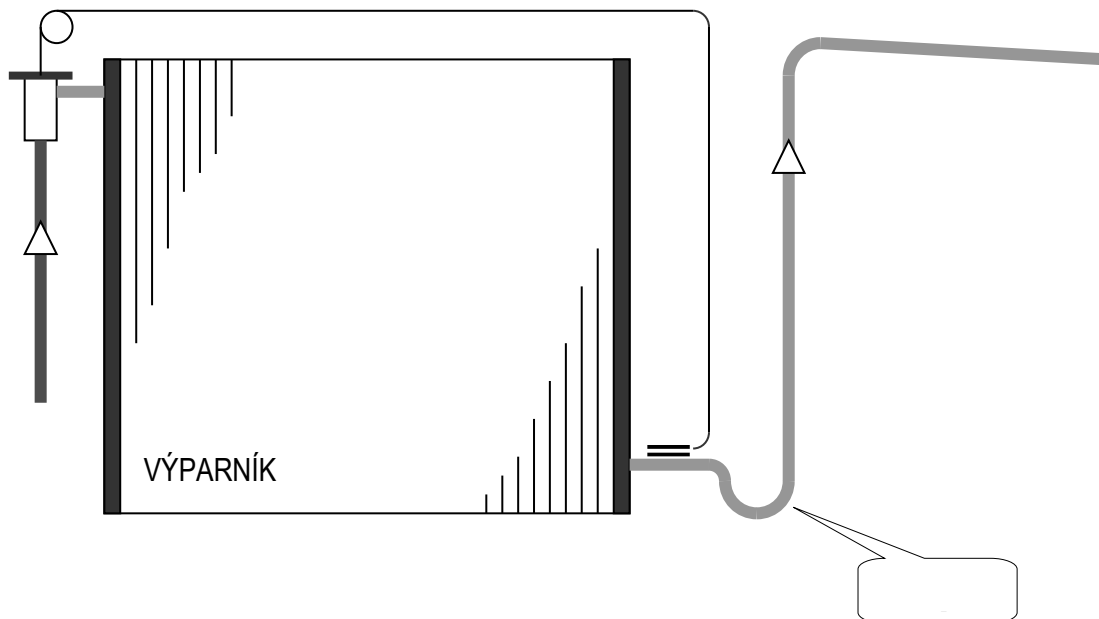
Prvý riadok tabuľky s číslami opisuje teoretický prípad, kedy pokles tlaku vzťahovaný na teplotu nasýtenia plynu je rovný nule, a tým aj tlaková strata v sacom potrubí je nulová a kde pri týchto podmienkach je výkon kompresora a spotreba energie 100 %.

Druhý riadok udáva, že pri poklese teploty nasýteného plynu na kompresore o 1 K, klesne výkon kompresora na 96 % a spotreba energie stúpne na 104 %. Pokles teploty o 1 K zodpovedá tlakovej strate v sacom potrubí 0,18 bar.

Posledný riadok tabuľky popisuje pokles teploty nasýteného plynu o 2 K.

V praxi sa uvažuje so sacími potrubiami navrhnutými pre stratu tlaku zodpovedajúcu poklesu teploty nasýteného plynu o 1,1 K.

Obrázok 4



### 8.3.2 Stúpajúce sacie potrubie (obrázok 4)

Pri zvisle stúpajúcich sacích potrubiach bude dopravovaný olej do kompresora pomocou prúdiaceho chladiva. Musí byť pritom dodržaná určitá minimálna rýchlosť prúdenia chladiva, aby ním bol olej strhávaný. Minimálna rýchlosť prúdenia chladiva závisí od hustoty plynu a od vnútorného priemeru rúrky.

Sifón pri päte stúpajúceho potrubia má ten význam, aby prípadné kvapalné chladivo alebo olej mal kam stiecť, a aby ich prítomnosť neovplyvňovala tykavku termostatického expanzného ventilu.

Ak je zvisle stúpajúce potrubie vyššie ako 4 m umiestňujeme do potrubia olejové sifóny (obrázok 4b).

Obrázok 4b

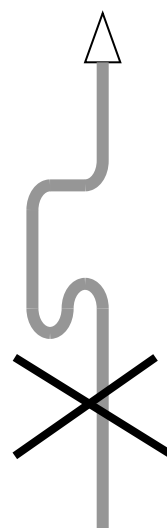
Správne



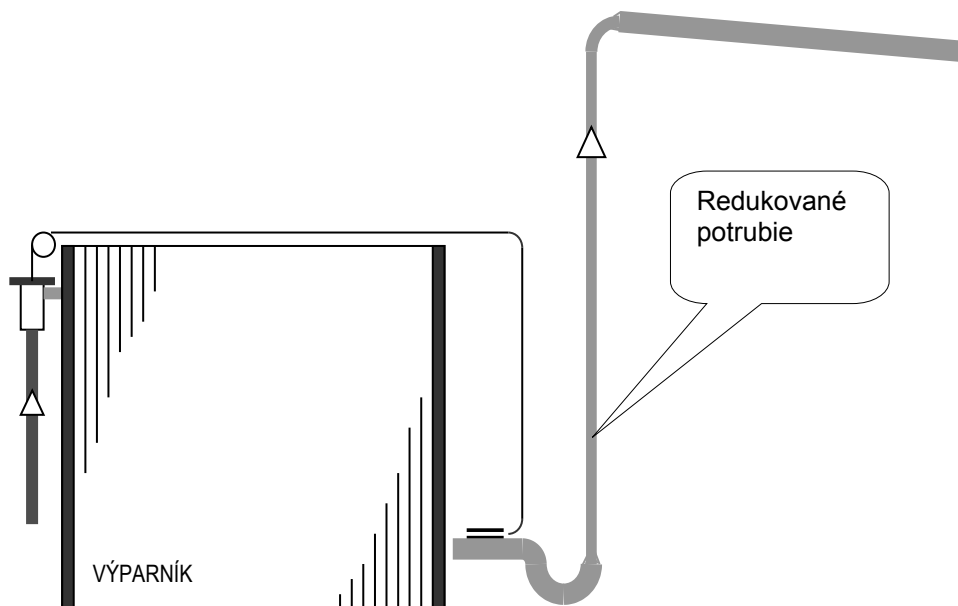
Správne



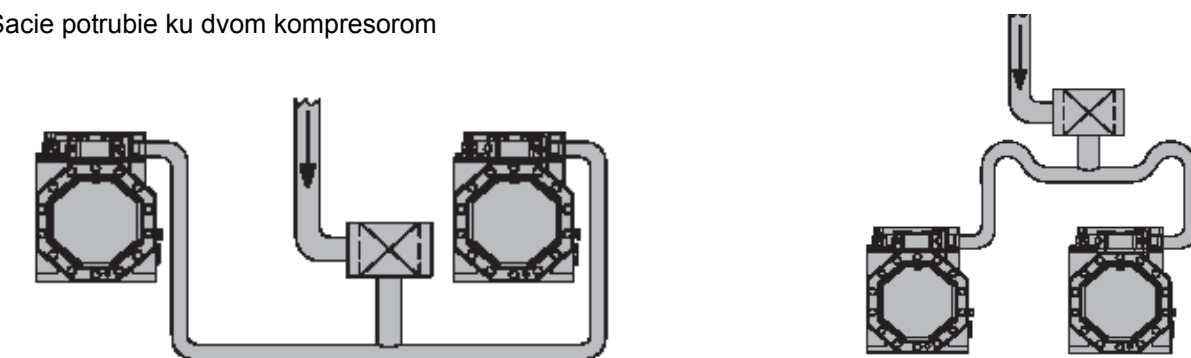
Zle



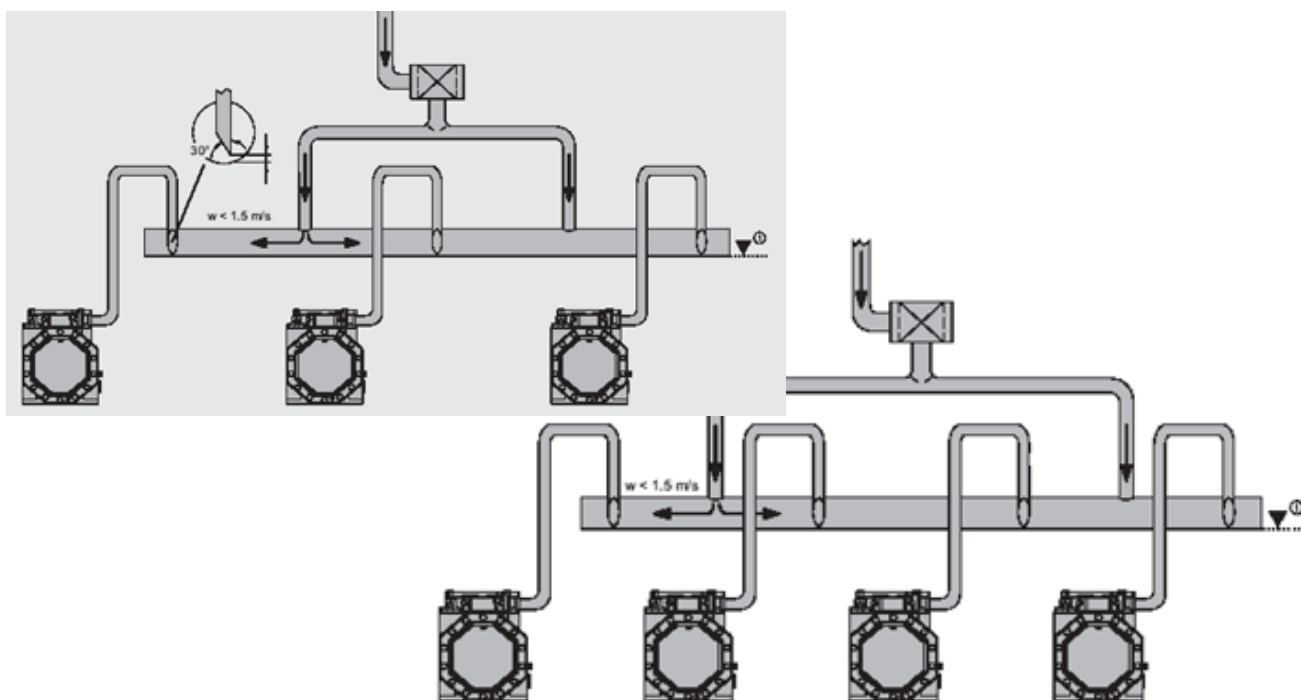
Obrázok 5



Sacie potrubie ku dvom kompresorom



Sacie potrubie ku trom a štyrom kompresorom



### 8.3.3 Redukované stúpajúce sacie potrubie (obrázok 5)

V systémoch, v ktorých sa pomocou automatickej regulácie mení výkon zariadenia, volia sa kratšie stúpajúce potrubia zvyčajne s menším priemerom ako ostatné, aby sa zabezpečilo plnohodnotné vracanie oleja.

Napriek tomu, že stúpajúce potrubie s menším prierezom vykazuje vyššie trenie, pomocou jeho redukovanej dĺžky sa celková strata trením zvýši len málo.

Ak je potrebné udržať celkovú stratu v sacom potrubí zodpovedajúcu približne 1,1 K, volí sa prípadne ostatné sacie potrubie s väčším priemerom ako zvyčajne.

### 8.3.4 Dvojité stúpajúce sacie potrubie (obrázok 6)

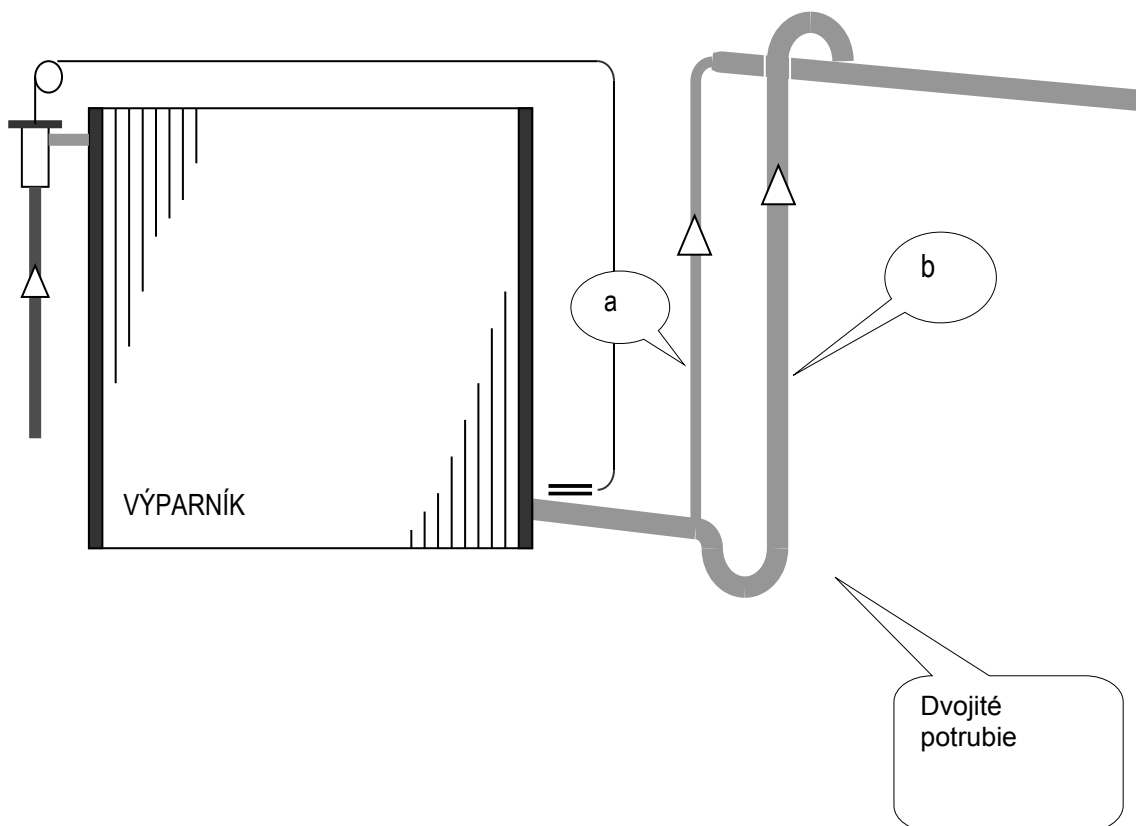
V prípadoch, kde má výkonová regulácia veľký rozsah, nie je možné určiť priemer stúpajúceho potrubia, ktoré by zabezpečilo ako návratnosť oleja, tak aj nízku tlakovú stratu. Olej sa musí vracajť aj pri najnižšom výkone kompresora, a tlaková strata nesmie pri veľkom výkone prekročiť určitú hodnotu. V takýchto prípadoch sa používa dvojité stúpajúce potrubie, ako je znázornené na obrázku 6.

Pri tomto systéme tenšie potrubie označené „a“ slúži na návrat oleja pri najnižších výkonoch zariadenia. Druhé potrubie označené ako „b“ má zvyčajne väčší priemer - ale nemusí. Je zvolené tak, aby tlaková strata pri použití oboch potrubí a plnom výkone zariadenia nebola príliš veľká.

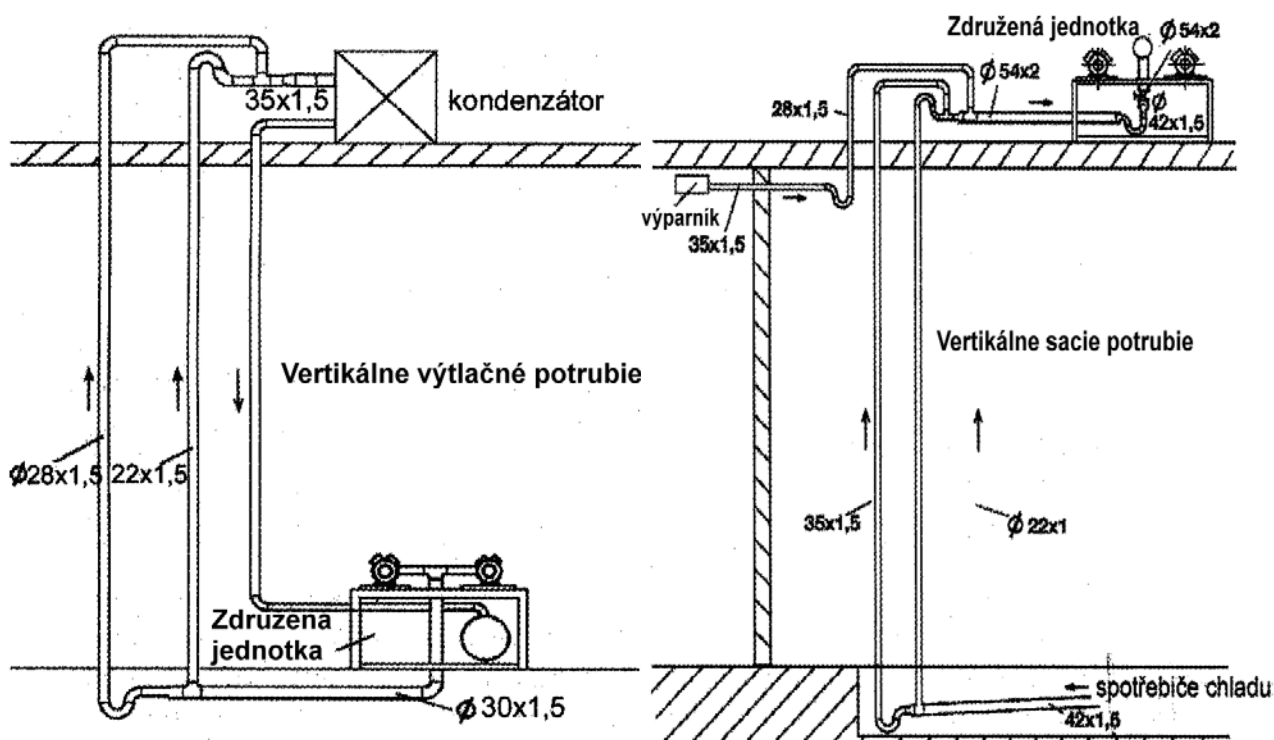
Medzi oboma stúpajúcimi potrubiami sa nachádza sifón. Jeho úlohou je, že pri prevádzke na čiastočný výkon, teda nižšej rýchlosti prúdenia sa úplne naplní olejom a v podstate sa uzatvorí potrubie „b“. Plyn potom musí prúdiť cez potrubie „a“. Pretože sa tým zmenší celkový prierez stúpajúceho potrubia, bude rýchlosť prúdenia chladiva dostatočná na to, aby bol olej strhávaný. Tento olejový sifón sa realizuje obyčajne z oblúka 180° s malým priemerom, aby množstvo oleja nebolo príliš veľké.

Obe stúpajúce potrubia sú pripojené na horizontálne potrubie s určitým prevýšením (oblúkom), aby olej nemohol stekať späť.

Obrázok 6



Pri výkonovej regulácii kompresorov deliť „stúpačky“ obdobne ako v sacom potrubí (podľa počtov regulačných stupňov)

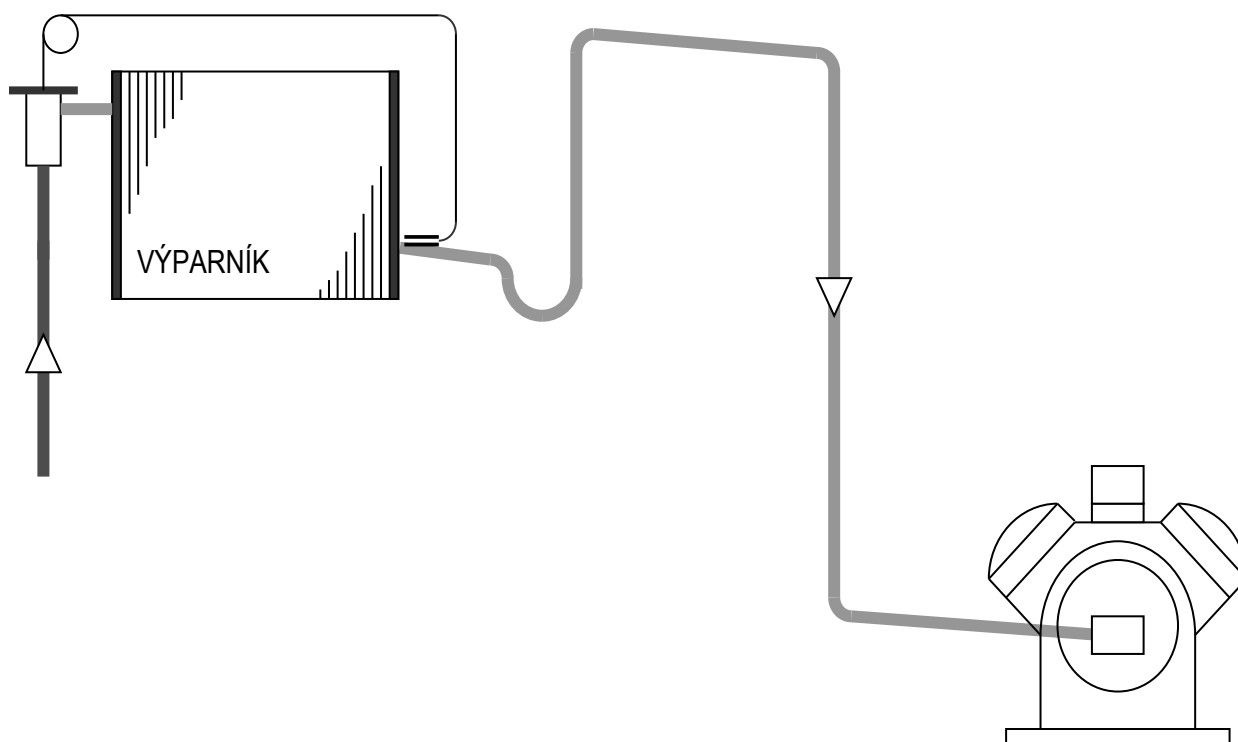


Vertikálne výtlačné a vertikálne sacie potrubie pri výkonovej regulácii kompresorov

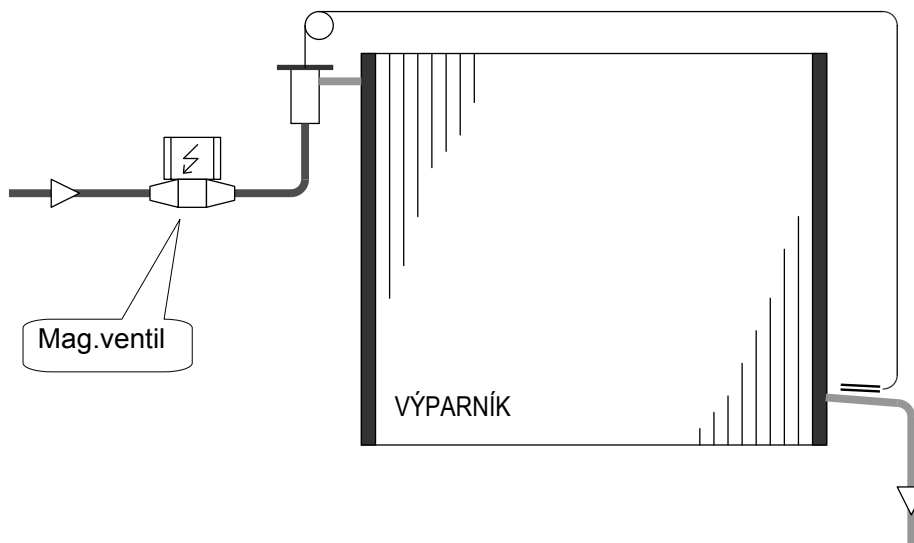
### 8.3.5 Sifóny a prevýšenia v sacom potrubí (obrázok 7)

Ak je kompresor umiestnený nižšie, alebo na rovnakej úrovni ako výparník (ako na obrázku), musí sacie potrubie pri výstupe z výparníka viesť najprv hore, minimálne na úroveň jeho hornej hrany. Toto zabraňuje stekaniu kvapalného chladiva alebo oleja z výparníka pri kľude zariadenia, čo zabraňuje poškodeniu kompresora možným kvapalinovým rázom pri jeho zapnutí.

Obrázok 7



Obrázok 8



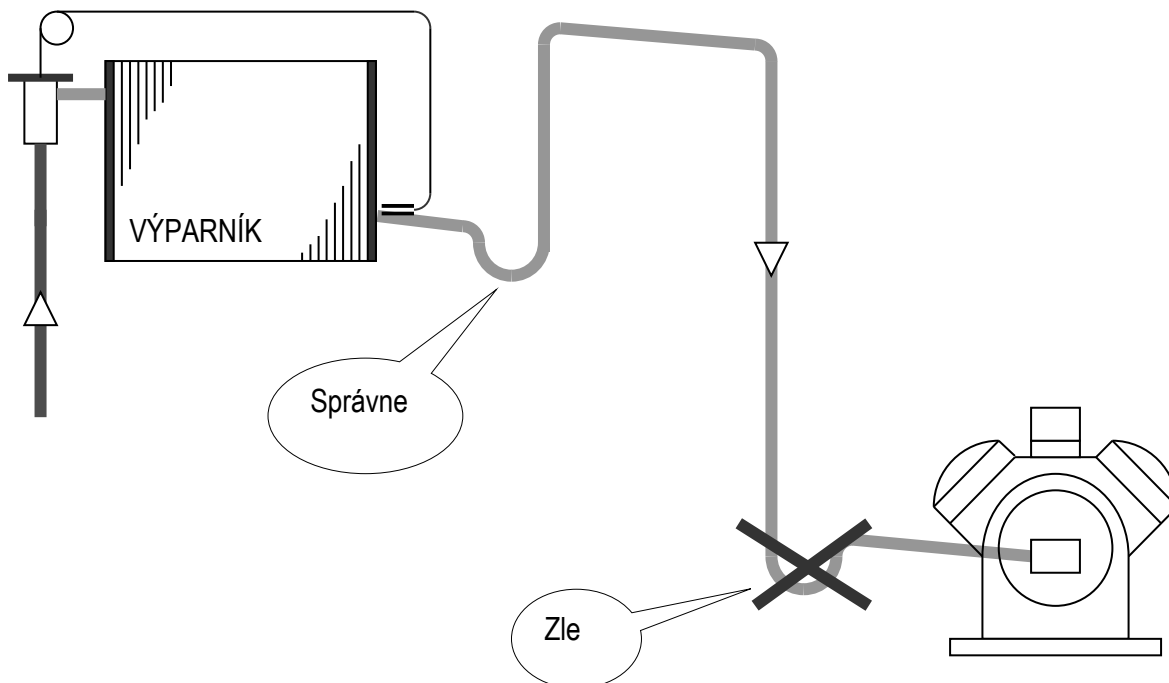
### 8.3.6 Metóda odčerpania chladiva - „pump down“ (obrázok 8)

Sifón v sacom potrubí pri výstupe z výparníka môže byť vynechaný a celý trubkový systém sa tým môže zjednodušiť, ak sa použije tzv. „pump down“ riadenie činnosti kompresora.

Ako je zjavné z obrázku, k takémuto riadeniu patrí aj magnetický ventil, ktorý sa montuje do kvapalinového potrubia tesne pred expanzný ventil. Samotný kompresor bude potom riadený pomocou nízkotlakého spínača (*presostatu*). Odhliadnuc od iných predností, zabraňuje tento systém prúdeniu kvapalného chladiva do kompresora pri zariadení v kľude.

V tomto prípade je prípustné sacie potrubie vedúce priamo ku kompresoru.

Obrázok 9



### 8.3.7 Zabrániť nepotrebným vakom v sacom potrubí (obrázok 9)

Tak ako je dôležité zabrániť presunu kvapalného chladiva pri kľude zariadenia ku kompresoru, tak isto je dôležité zabrániť vytvoreniu kvapalinových alebo olejových vakov v sacom potrubí blízko pred kompresorom. V takýchto vakoch sa zbiera olej, a pri nábehu ho kompresor nasaje - následkom môže byť poškodenie kompresora.

**8.4 Vysokotlaké potrubie (výtlak)**

Treba zohľadniť najmä:

pokles tlaku,  
cirkulácia a návrat oleja,  
nežiaduci návrat kvapalného chladiva pri kľude kompresora.

Úvahy, ktoré treba zohľadniť pri návrhu vysokotlakého potrubia sú podobné ako pri sacom potrubí.  
Treba dbať na 3 body:

1. Tlaková strata pri plnom zaťažení musí byť v prijateľných medziach.
2. Návrat oleja alebo jeho cirkulácia musí byť zabezpečená aj pri čiastočnom zaťažení zariadenia.
3. Treba zabrániť tomu, aby sa chladivo alebo olej pri zariadení v kľude nedostalo k hlave valcov kompresora.

Odporúčané rýchlosti prúdenia stlačených pár chladív sú :

R12	8 až 11	m/s
R22 a R502	10 až 15	m/s
R134a	10 až 14	m/s

**8.4.1 Pokles tlaku vo vysokotlakom potrubí**

Pokles teploty nasýteného plynu (K)	Kompresor		Pokles tlaku v sacom potrubí (bar)
	Výkon (%)	Spotreba energie (%)	
0	100	100	žiadna strata
1	98	103	0,37
2	97	106	0,73

Údaje v tabuľke platia pre chladivo R22 pri +5,5 °C výparnej teploty a +40,6 °C kondenzačnej teploty.

Aj tlaková strata vo vysokotlakom potrubí má vplyv na celkovú výkonovú stratu systému, pretože kompresor musí pracovať s vyšším vysokým tlakom, aby bola dosiahnutá rovnaká kondenzačná teplota.

Prvý riadok tabuľky s číslami opisuje teoretický prípad, kedy pokles tlaku vzťahovaný na teplotu nasýtenia plynu je rovný nule, tým aj tlaková strata vo vysokotlakom potrubí je nulová a kde pri týchto podmienkach je výkon kompresora a spotreba energie je 100%.

Druhý riadok udáva, že pokles tlaku zodpovedajúci poklesu teploty nasýteného plynu o 1 K vo vysokotlakom potrubí zníži výkon kompresora na 98% a spotreba energie stúpne na 103%. Tomu zodpovedá strata tlaku 0,37 bar.

Posledný riadok tabuľky popisuje pokles teploty nasýteného plynu o 2 K.

V praxi sa navrhujú vysokotlaké potrubia pre pokles tlaku zodpovedajúci zmene teploty nasýteného plynu 1,1 K.

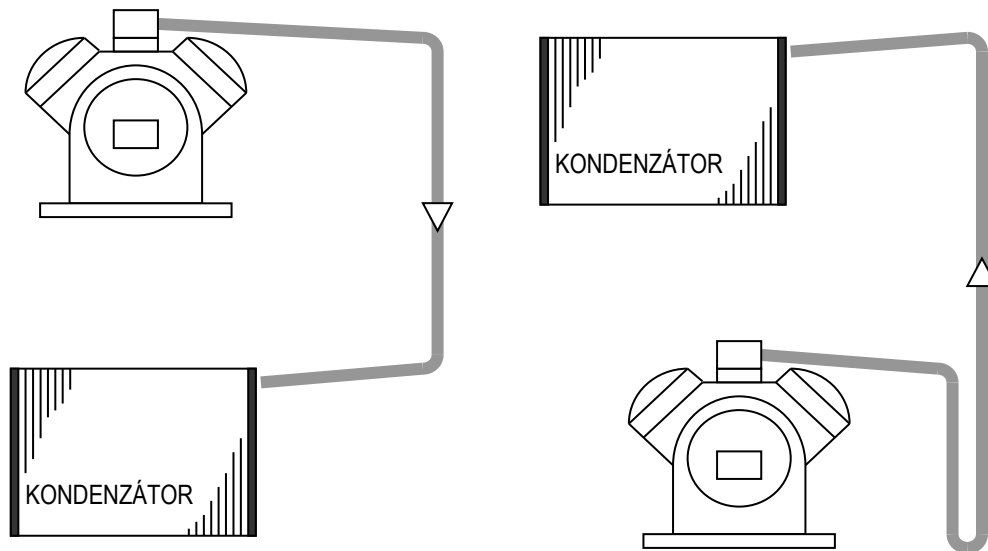
**Vysokotlaké potrubie (obrázok 10)**

Na obrázku je znázornené vysokotlaké potrubie v najjednoduchšej forme. Môže viesť priamo dolu ku kondenzátoru. Minimálna rýchlosť prúdenia tu nie je doporučená, olej sám steká do kondenzátora. Treba len zohľadniť tlakovú stratu pri najvyššom výkone zariadenia.

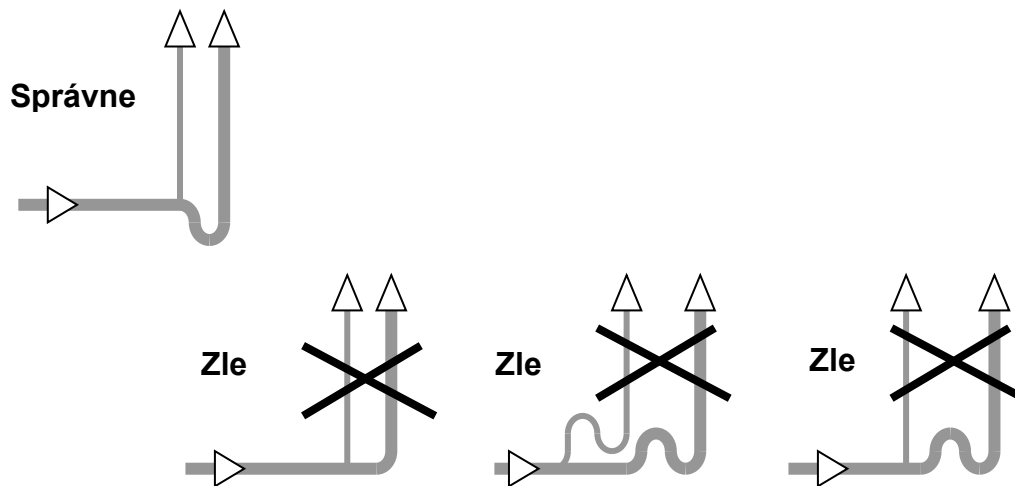
Obrázok napravo znázorňuje stúpajúce vysokotlaké potrubie. Tak ako pri sacom potrubí, bude olej pomocou plynného chladiva dopravovaný smerom hore do kondenzátora. Rýchlosť prúdenia v tomto potrubí nie je taká kritická ako u sacieho potrubia, pretože olej je dopravovaný horúcim chladivovým plynom pri vysokom tlaku.

Tak ako pri sacích potrubíach sa musí pri zariadeniach pracujúcich na čiastočný výkon v určitých prípadoch použiť dvojité stúpajúce potrubie na vysokotlakej strane. V ostatnom platia zásady návrhu ako pri sacích potrubíach.

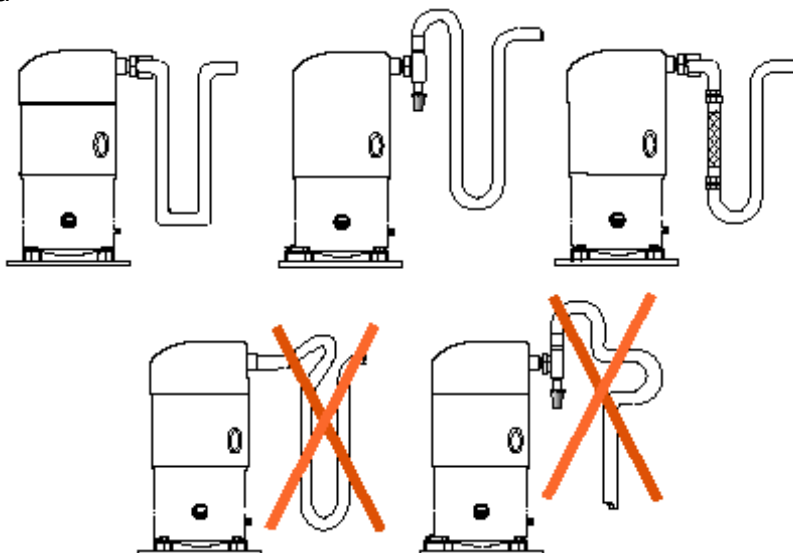
Obrázok 10



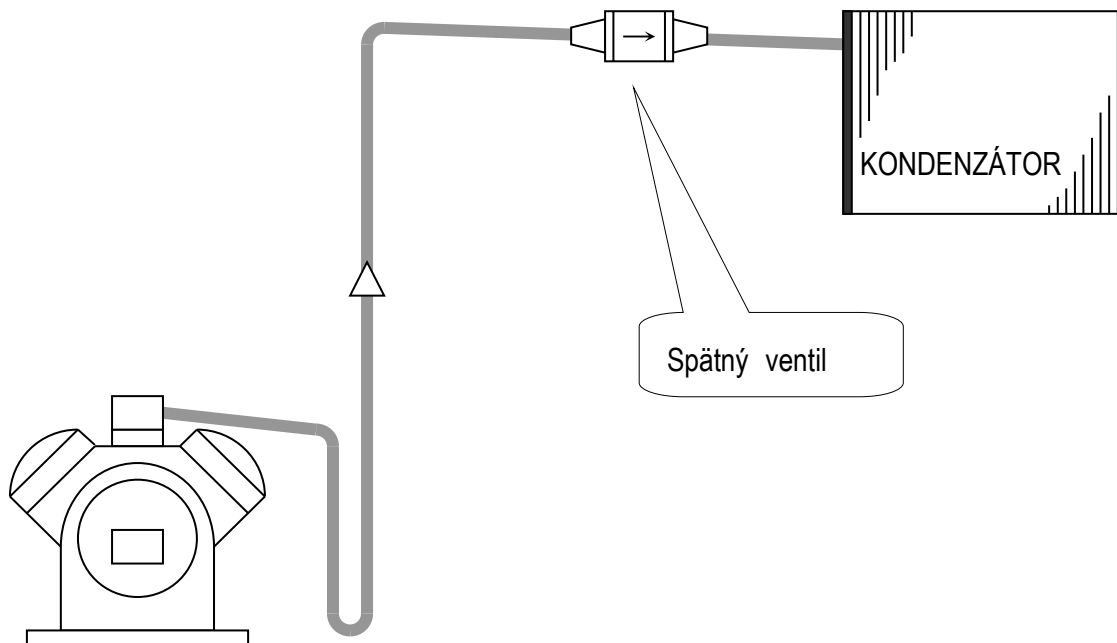
Obrázok 10b



Výstup z kompresora



Obrázok 11



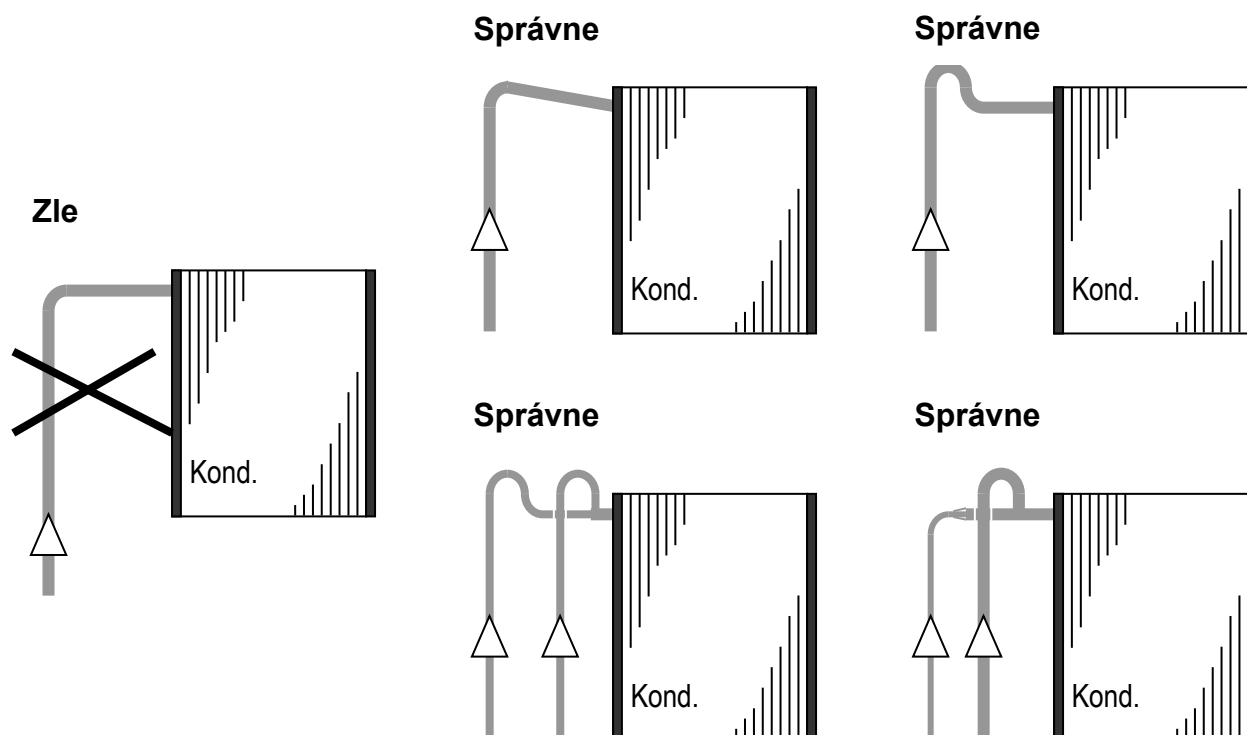
#### 8.4.2 Ochrana kompresora pri zariadení v kľude (obrázok 11)

Pretože vysokotlaké potrubie je pripojené priamo na hlavu valcov kompresora, musia sa dodržať určité opatrenia, ktoré zabránia návratu skonde nazvaného chladiva a oleja ku kompresoru pri jeho kľude.

Sifón z rúrky medzi kompresorom a stúpajúcim potrubím, ktorá je znížená až po spodnú úroveň kompresora v normálnych prípadoch zachytí chladivo alebo olej prúdiaci späť ku kompresoru.

Ak je kompresor umiestený na mieste, kde je chladnejšie ako v blízkosti kondenzátora, musí sa do vysokotlakového potrubia v blízkosti kondenzátora zabudovať spätný ventil, ktorý zabráni presunu chladiva ku kompresoru.

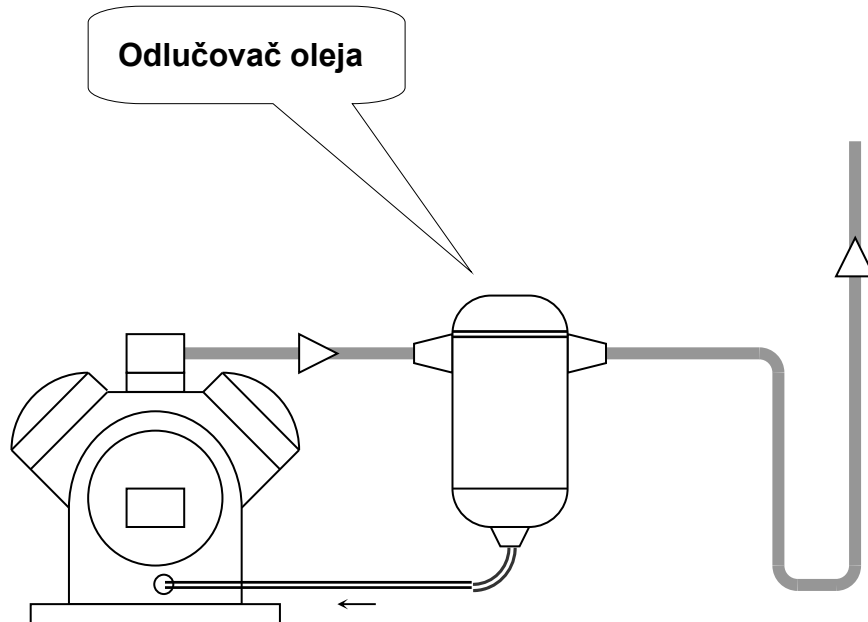
Obrázok 11b



#### 8.4.3 Zabudovanie odlučovača oleja do vysokotlakového potrubia (obrázok 12)

Ak sa použije odlučovač oleja, umiestňuje sa medzi kompresor a sifón vo vysokotlakom potrubí. V sifóne sa zachytí prípadné chladivo, aby sa nemohlo dostať do odlučovača oleja. Pretože z odlučovača oleja sa olej vedie priamo späť do olejovej vane kompresora, musí byť tento prepoj vytvorený tak, aby sa v ňom nemohlo vytvoriť tekuté chladivo (prípadne ho izolovať).

Obrázok 12

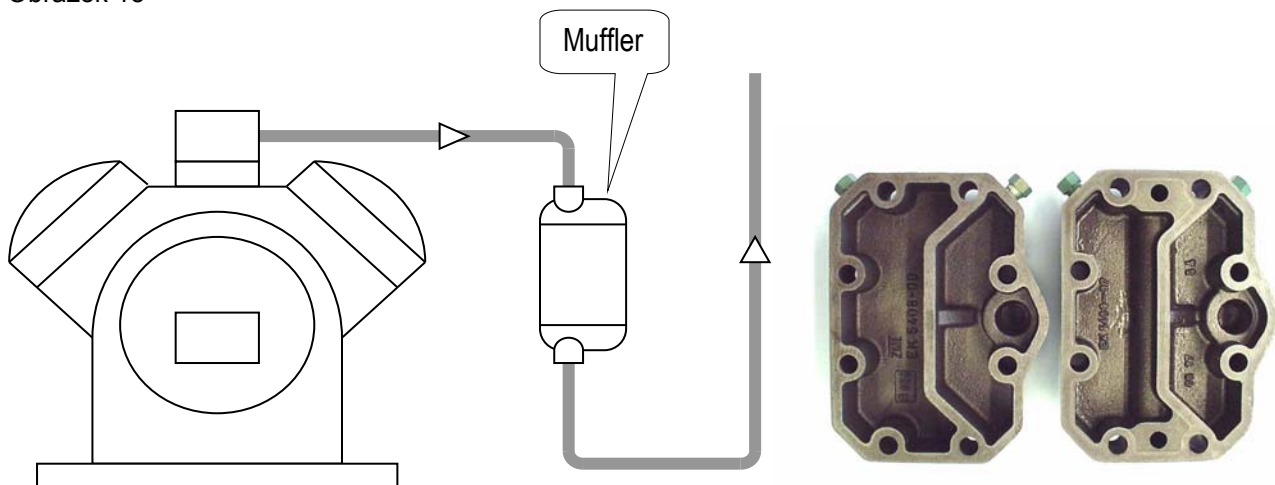


#### 8.4.4 Zabudovanie „mufflera - tlmiča“ do vysokotlakového potrubia (obrázok 13)

Miesto predurčené na montáž mufflera je klesajúca časť vysokotlakového potrubia do sifónu pri kompresore. Pri tomto umiestnení nie je možné, aby sa v ňom zbieral olej, alebo kondenzovalo chladivo. Muffler je pre svoju funkciu dobre skonštruovaný a veľmi málo vadí pri opravách alebo údržbe zariadenia.

Muffler sa môže inštalovať aj do horizontálnej časti vysokotlakového potrubia, treba však dať pozor, aby jeho excentrická časť nebola otočená smerom dolu, aby sa v ňom nemohol zbierať olej. Muffler sa inštaluje čo možno najbližšie ku kompresoru.

Obrázok 13



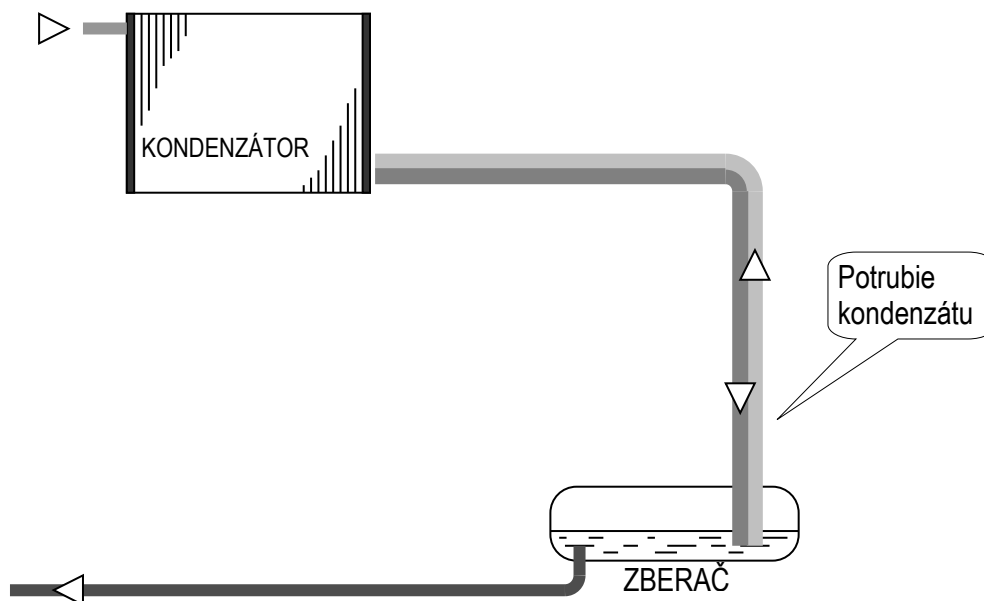
#### 8.4.5 Potrubie kondenzátu (obrázok 14)

Rúrkové prepojenie medzi kondenzátorom a zberačom musí byť také, aby mohlo prúdiť skondenzované chladivo z kondenzátora do zberača a naopak, aby sa chladivové pary mohli dostať zo zberača do kondenzátora.

Obrázok znázorňuje krátky úsek medzi kondenzátorom a zberačom, kde sú obe funkcie tohto potrubia znázornené.

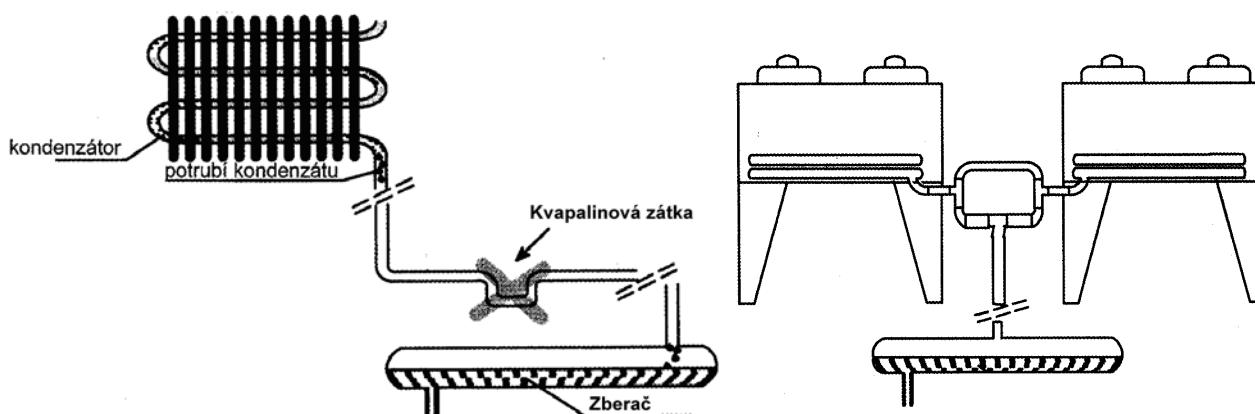
Toto potrubie musí byť dimenzované tak, aby spĺňalo obe tieto funkcie.

Obrázok 14



#### Zásady platné pre potrubie kondenzátu

- nezabúdať, že max. rýchlosť prúdenia kvapalného chladiva v tomto potrubí nesmie byť väčšia ako **0,5 m/s!!!** – potrubie kondenzátu teda „bohato“ dimenzovať (podľa nepísaného pravidla vždy o jeden stupeň väčšie ako výstup hlavného kvapalinového potrubia zo zberača),
- viesť najkratšou možnou cestou s trvalým dostatočným spádom 2 až 4 % ku zberaču. To pri správnom dimenzovaní zaručuje ako voľný výtok kvapaliny z kondenzátora do zberača, tak aj voľné prúdenie pár chladiva zo zberača späť do kondenzátora – **dvojfázové prúdenie**,
- zameniť tvorbe „vakov“. Platí pravidlo symetrického usporiadania, v dvoch paralelne pracujúcich kondenzátorov rovnakého typu
- pokiaľ je možné neinštalovať po trase potrubia kondenzátu žiadne uzatváracie ventily. Ak je to totiž nevyhnutné, potom **zásadne** s kúžeľkou (vretenom) vo vodorovnej polohe.
- dodržať pokyny výrobcu!

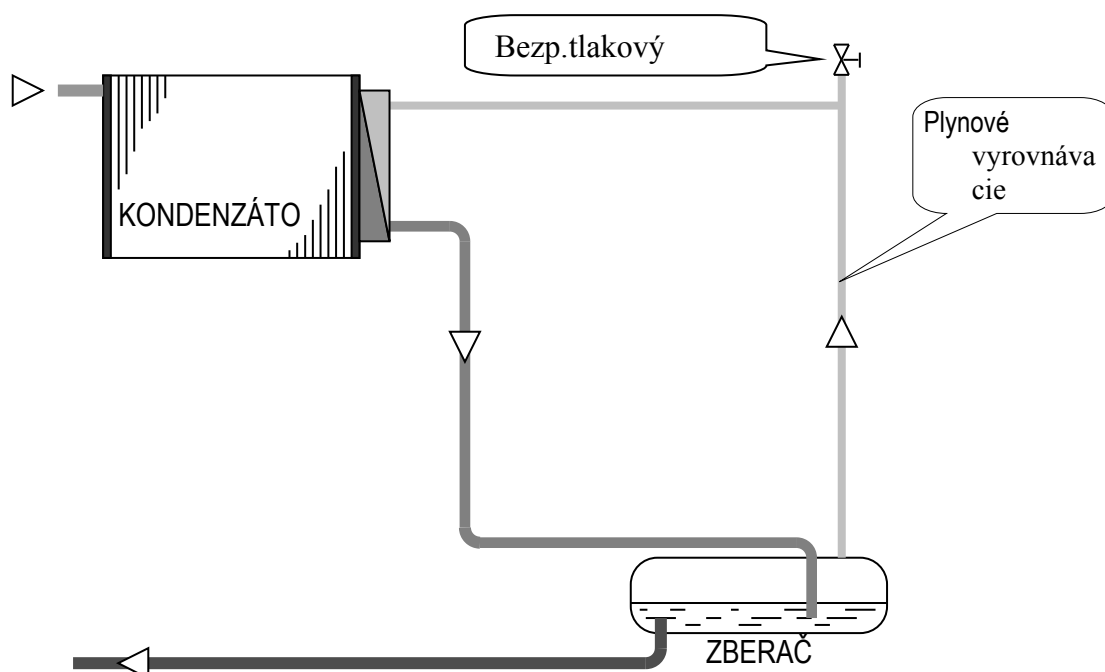


#### 8.4.6 Plynné vyrovnávacie potrubie (obrázok 15)

Keď horizontálna vzdialenosť medzi kondenzátorom a zberačom je viac ako 2 m, musí sa inštalovať separátne vyrovnávacie potrubie pre plynné chladivo.

Obrázok znázorňuje typické usporiadanie pri inštalovaní vyrovnávacieho potrubia. Výškový rozdiel medzi kondenzátorom a zberačom musí byť minimálne taký, aby bolo prekonané vnútorné trenie v trubke a chladivo začalo cirkulovať.

Obrázok 15



#### 8.4.7 Kvapalinové potrubie

- Pokles tlaku.
- Tvorba plynných bublín tzv. „Flash gas“.

Výber kvapalinového potrubia je z určitého pohľadu najmenej kritické. Oleje používané v chladiacich kompresoroch sa poväčšine dobre miešajú s chladivami v kvapalnom stave.

Vysoká rýchlosť prúdenia v kvapalinovom potrubí z dôvodu návratnosti oleja sa preto nemusí zohľadňovať. Taktiež sú zbytočné aj pasce na olej v tomto potrubí.

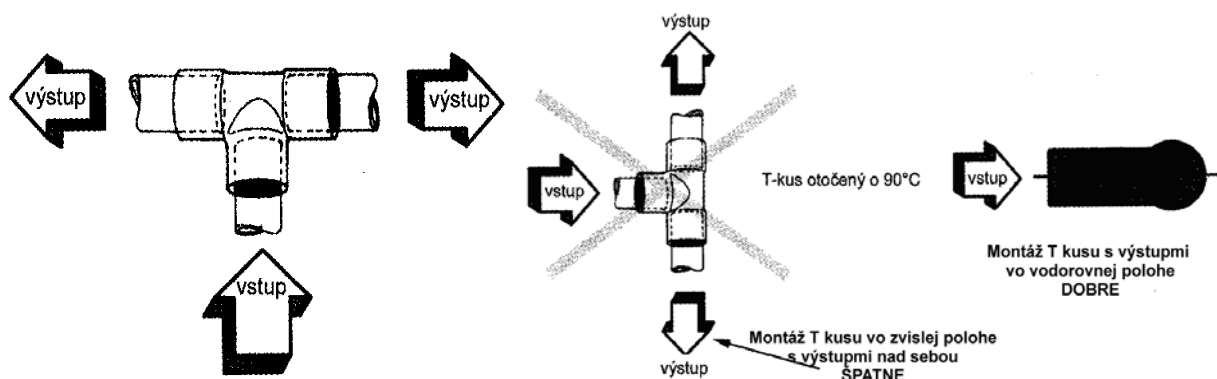
Želaním je mať mierne podchladené kvapalné chladivo s dostatočne vysokým tlakom pred expanzným ventilom, tým je zabezpečená správna funkcia. Je treba sa z dvoch príčin zaujímať tlakovú stratu v kvapalinovom potrubí.

1. Príliš vysoká tlaková strata v kvapalinovom potrubí sa prejaví poklesom výkonu na expanznom ventilu.
2. Tlaková strata bez dostatočného podchladenia kvapalného chladiva môže viesť k predčasnému splyňovaniu chladiva a tvorbe bublín v kvapalinovom potrubí.

Odporúčaná rýchlosť prúdenia kvapalného chladiva je 0,4 až 0,8 m/s.

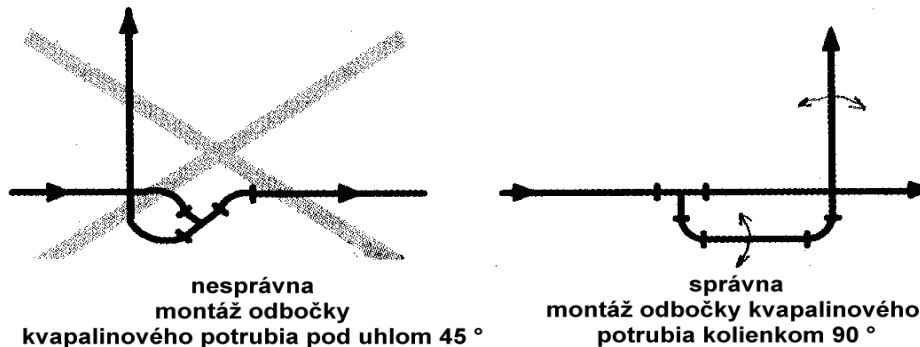
Pri delení kvapalinového potrubia pomocou T – kusov dodržiavať tieto zásady:

- prostrednú vývodku T – kusu vykonávať vždy ako vstup, bočné vývodky ako výstupy
- výstupy T kusov vykonať vždy vodorovne, nikdy nie zvisle nad sebou.



### Odbočky zložitých potrubných sietí s väčším počtom prípojných miest

- odbočky z kvapalinového potrubia vykonávať len zdola a zásadne nepoužívať 45° kolená. Eliminácia teplotných rozťažností oboch sekcií v prípade vertikálnych odbočiek,
- čím dlhšia je vertikálne vedená odbočka odvedená z rovnako dlhého úseku kvapalinového potrubia (*to znamená, že teplotná dilatácia oboch častí bude za prevádzky značná*), tým viac je vlastný spoj medzi hlavným potrubím a odbočkou mechanicky namáhaný (*na krut*). Tým väčšie je potenciálne nebezpečie jeho poškodzovania majúce za následok únik chladiva. Riešenie- spevňovací zvar.
- v prípadoch podchladenia kvapaliny o viac ako 20 K je treba eliminovať pôsobenie eventuálne kvapalinových rázov „klznými“ držiakmi



#### 8.4.8 Tlaková strata v kvapalinovom potrubí

Tlaková strata v kvapalinovom potrubí má tri rôzne príčiny:

1. *Odpor potrubia (trenie).*
2. *Výškový rozdiel.*
3. *Diely príslušenstva.*

Kvapalinové potrubie sa volí za normálnych okolností s ohľadom na vnútorné trenie a príslušenstvo tak, aby bola dodržaná tlaková strata zodpovedajúca teplotnému rozdielu 0,6 K.

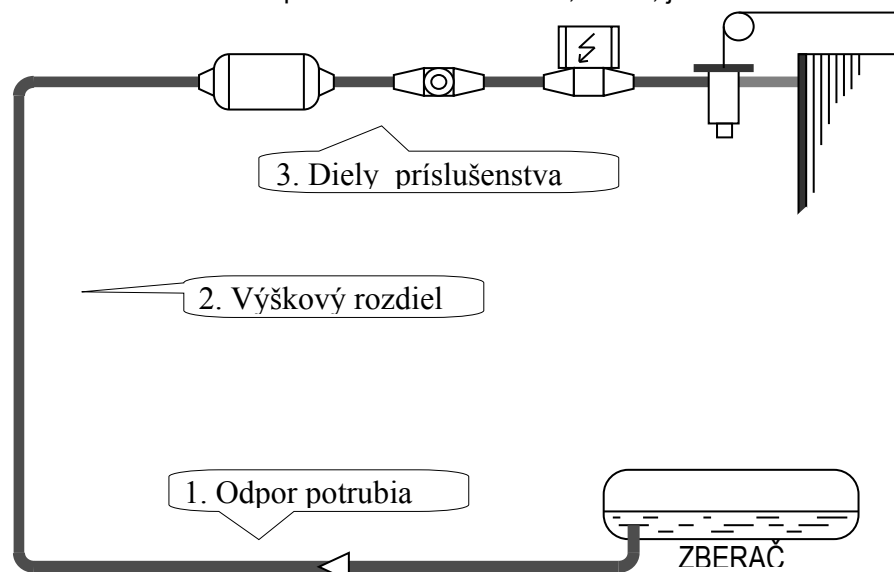
Rozdiel vo výške medzi kondenzátorom a výparníkom je poväčšine závislý od druhu zariadenia. Tlaková strata v takomto potrubí môže byť hlavným faktorom pri návrhu celého chladiaceho systému.

Hmotnosť chladiva R22 napríklad spôsobí na výškovom rozdieli 1 m tlakovú stratu približne 0,115 baru, alebo ináč - strata tlaku pri výškovom rozdieli 1 m je 0,115 baru. Keď má teda chladiaci systém expanzný ventil vo výške približne 6 m od hladiny chladiva v zberači, bude váha chladiva R22 v kvapalinovom potrubí vytvárať stratu 0,69 baru.

Diely príslušenstva, ako napr. uzatváracie ventily, priesorníky, filterdehydrátory atď. sú každopádne zdrojom ďalšej tlakovej straty. Tlaková strata spôsobená dielmi príslušenstva môže nadobudnúť značnú hodnotu. Napr. filterdehydrátory majú za následok svojim poslaním - menovite zabrániť prechodu neželaných častíc, tlakovú stratu, ktorú treba vziať do úvahy.

Ak presiahne celková tlaková strata v dieloch príslušenstva hodnotu 0,28 bar, je treba voliť ďalšiu veľkosť príslušenstva.

Obrázok 16



**Tlakové straty a TEV**

POZOR na minimálne podchladenie:

- V pri tlakovej strate 2 bary v kvapalinovom potrubí je minimálne podchladenie 6 K (*teoretická hodnota*) inak by dochádzalo k varu chladiva k vzniku bublín ešte pred TEV
- *EEV môžu pracovať s menším rozdielom tlakov*

**8.4.9 Zabránenie tvorby plyných bublín „flash gas“**

- Priemer trubiek.
- Veľkosť expanzného ventilu.
- Podchladenia kvapaliny pomocou:
  - kondenzátora,
  - výmenník tepla,
  - podchladzovača.
- Veľkosť dielov príslušenstva.

Z predošlého už vieme, že pokles tlaku pri nasýtenom kvapalnom chladive spôsobuje tzv. vrenie chladiva - značí výskyt plyného chladiva. Keď sa tento plyn (v Amerike nazývaný *flash gas*) objaví v kvapalinovom potrubí, spôsobuje hluk v expanznom ventilu - nevyužíva sa dostatočne dýza expanzného ventilu a znižuje sa chladiaci výkon.

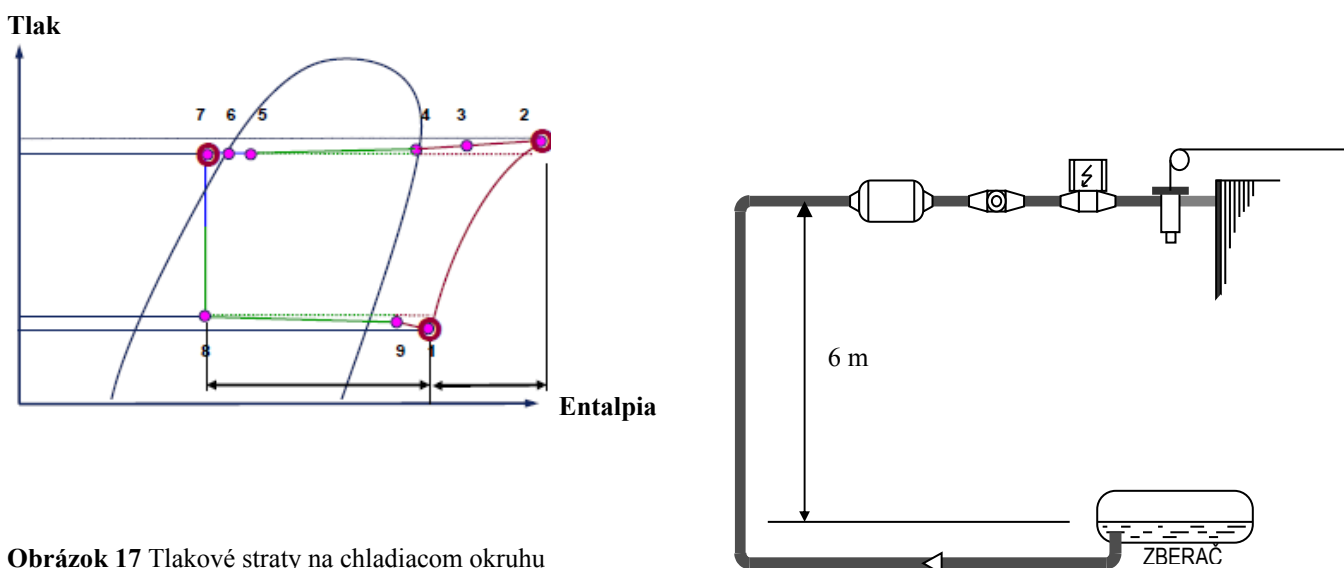
Predčasnej expanzii sa dá zabrániť viacerými spôsobmi. Kvapalinové potrubie sa dá zvoliť tak, že tlaková strata bude zodpovedať poklesu teploty o 0,6 K.

Predimenzovaním expanzného ventilu sa dá určitá časť plynu spracovať, ale pri prevádzke zariadenia na čiastočný výkon sa týmto spôsobom poruší regulácia - nie je to najlepšie riešenie.

Ďalšou metódou, ako zabrániť predčasnej expanzii je podchladenie kvapalného chladiva. Preto sú kondenzátory navrhované tak, aby umožňovali podchladenie kvapalného chladiva cca 2,5 K.

Na podchladenie kvapaliny sa v niektorých prípadoch môže použiť tepelný výmenník medzi sacím a kvapalinovým potrubím. Takéto výmenníky sa používali už dávnejšie, avšak jeho kapacita je ohraničená využitelnou tepelnou energiou satého plynu. Aj separátne chladiče na podchladenie kvapaliny napr. zabudované do kondenzátora alebo mimo neho sa niekedy používajú.

Tlaková strata v príslušenstve, ako napr. vo filterdehydrátore a pod. môže byť značná, čo bude mať za následok, že plyn vznikne krátko pred expanzným ventilom alebo priamo v ňom. Tomu sa dá jednoducho zabrániť použitím príslušenstva pre najbližší väčší priemer.



**Obrázok 17** Tlakové straty na chladiacom okruhu

Tlakové straty na chladiacom okruhu v kvapalinovom potrubí sú hodnotou pre výpočet potrebného podchladenia, aby bol garantovaný vstup kvapalného chladiva do expanzného ventilu.

Tlakové straty v sacom, výtlačnom potrubí zvyšujú energetickú náročnosť kompresora. Ich znižovanie zvyšovaním priemeru rúrok je ohraničené dolnou rýchlosťou prúdenia chladiva potrebnou pre dopravu oleja.

**8.4.10 na výpočet odporučeného podchladenia (obrázok 17)**

	bar
6 m výškový rozdiel	0,7
odpor potrubia	0,2
diely príslušenstva	0,2
	<u>1,1</u>

Aby sme mohli stanoviť želané podchladenie kvapliny, musíme najskôr určiť celkovú tlakovú stratu. Tento príklad opisuje typický systém R22 s výškovým rozdielom medzi zberačom a expanzným ventilom cca 6 m a kondenzačnej teplote +46 °C. Zvoľme tlakovú stratu v potrubí trením 0,2 bar a prídavnú tlakovú stratu v príslušenstve taktiež 0,2 bar.

Pri chladive R22 je tlaková strata spôsobená výškovým rozdielom 0,115 bar/1 m. Pre výškový rozdiel 6 m je to strata na tlaku cca 0,7 baru. Ak sčítame tieto tlakové straty - trením v potrubí, v príslušenstve a výškovým rozdielom, dostaneme spolu 1,1 bar.

Príklad na vypočítanie odporučeného podchladenia:

	Tlak (bar)	Teplota (°C)
V zberači chladiva	17,62	+ 46
Tlaková strata	1,1	
Pri nástreku	16,52	+ 43
Odporučené podchladenie		3 k

Ak je známa tlaková strata v kvapalinovom potrubí, môžeme určiť želané podchladenie. Chladivo R22 má pri kondenzačnej teplote 46°C tlak zodpovedajúci 17,62 bar. Ak odčítame tlakovú stratu 1,1 bar ako je uvedené v príklade, dostaneme tlak 17,62 - 1,10 = 16,52 bar, čomu zodpovedá teplota 43°C. Doporučené podchladenie kvapalného chladiva vypočítame odčítaním teplôt 46°C - 43°C = 3 K..

Aby nenastala predčasná expanzia chladiva, je ho teda nutné podchladiť o 3 K.

**8.5 Tlakové straty pri dimenzovaní potrubí**

Pri prúdení reálnych tekutín vznikajú následkom viskozity hydraulické odpory, t.j. sily, ktoré pôsobia proti pohybu častíc tekutiny. Hydraulický odpor pri prúdení vzniká v dôsledku vzájomného trenia častíc prúdiacej tekutiny a trením častíc tekutiny o steny zariadenia. Mechanizmus pôsobenia hydraulických odporov je veľmi zložitý jav, na riešenie ktorého sa doteraz nepodarilo nájsť všeobecnú exaktnú metódu. V praktických výpočtoch sa preto používajú rôzne empirické a poloempirické metódy.

Pri dimenzovaní zariadení, kanálov a potrubí zohráva významnú úlohu tlaková strata prúdiaceho média. Celkovú tlakovú stratu pri prúdení tvoria dĺžkové straty trením  $\Delta p_l$  a miestne straty  $\Delta p_m$ , ktoré vznikajú v ohyboch, ventiloch, zúženiach, rozšíreniach atď. Celkovú tlakovú stratu môžeme vyjadriť nasledovným vzťahom:

$$\Delta p_c = \sum \Delta p_l + \sum \Delta p_m \quad \text{Pa) } 1)$$

Hydraulické odpory môžeme rozdeliť do dvoch základných skupín, a to dĺžkové a miestne hydraulické odpory. Tlakové straty sú závislé od:

- Mernej hmotnosti, viskozity média,
- Rýchlosti média,
- Dĺžky a výškového rozdielu potrubia
- Prekážok, ohybov v potrubí

Všeobecne tlakové straty by nemali prekročiť:

- V sacom potrubí: 0,15-0,3 bar
- Kvapalinové potrubie: 0,35 bar
- Výtlačné potrubie: 0,3 bar

**Hydraulický výpočet**

- Prietochné odpory majú vplyv na dimenzovanie potrubí, voľbu TEV a kompresora.
- Pri  $n$ -násobnom zvýšení prietoku sa:
  - $n$ -násobne zvýši prietochná rýchlosť,
  - ale len  $n^{0,5}$  až  $n^{0,8}$  zvýšenie súčiniteľa  $a$ ,
  - prietokové odpory sa zvýšia  $n^2$  a
  - príkony čerpadiel, ventilátorov  $n^3$  krát.

**Dĺžkové (trebie) hydraulické odpory**

Do tejto skupiny môžeme zaradiť odpory, ktoré vznikajú v dôsledku viskozity, t.j. vzájomného trenia častíc a trenia o povrch potrubia. Sú rovnomerne rozložené po dĺžke skúmaného potrubia, ktorým prúdi kvapalina konštantnou rýchlosťou a ich pôsobenie má za následok vznik trecej (dĺžkovej) straty špecifickej energie. Veľkosť trecích odporov v potrubiach a kanáloch sa teda vyjadruje rozptýlenou (stratovou) energiou, ktorá závisí od druhu prúdenia tekutiny a od geometrických charakteristík potrubia. Z predošlých súvislostí vyplýva, že dĺžkové straty je možné vyjadriť ako funkciu Reynoldsovoho čísla (druh prúdenia tekutiny), dĺžky potrubia, priemeru potrubia a drsnosti (charakteristiky potrubia), teda :

$$p_t = f(Re, l, d, k) \quad (2)$$

Reynoldsovo kritérium  $Re$  vyjadruje pomer zotrvačných a trecích síl pôsobiacich pri prúdení tekutín, je to bezrozmerná veličina a podľa jej hodnoty možno určiť, či je tok tekutiny laminárny alebo turbulentný. Jeho veľkosť sa určuje podľa vzťahu :

$$Re = \frac{d \cdot v}{\vartheta} \quad (3)$$

kde  $v$  je rýchlosť prúdenia tekutiny v potrubí,  $d$  je priemer potrubia a  $\vartheta$  je kinematická viskozita.

Drsnosť potrubia  $k$  závisí od druhu použitého materiálu potrubia, ale aj od opotrebovania rúrky.

Ďalšou dôležitou veličinou vplyvajúcou na dĺžkové odpory je koeficient dĺžkových strát  $\lambda$ , ktorý vyjadruje vzájomný vzťah medzi  $Re, k, d$ , teda :

$$\lambda = f\left(Re, \frac{k}{d}\right) \quad (4)$$

pričom pomer hydraulickej (absolútnej) drsnosti  $k$  ku priemeru potrubia  $d$  je relatívna drsnosť potrubia  $k_r$ .

Pri určovaní koeficientu dĺžkových strát  $\lambda$  je potrebné vychádzať z Nikuradzeho diagramu, ktorý sa skladá zo štyroch oblastí (ako je zobrazené na obrázku 18), a to:

1. *oblasť laminárneho prúdenia* [ $\lambda = f(Re)$ ], kde  $\lambda$  závisí len na hodnote Reynoldsovoho čísla a možno použiť vzťah (1.27).
2. *oblasť hydraulicky hladkého potrubia* [ $\lambda = f(Re)$ ]. Za hydraulicky hladké potrubie považujeme potrubie, kde hrúbka laminárnej podvrstvy je väčšia ako výstupky drsnosti potrubia. V tejto oblasti súčiniteľ  $\lambda$  závisí tiež len na Reynoldsovom čísle.
3. *prechodová oblasť (oblasť predkvadratickeho odporu)* [ $\lambda = f\left(Re, \frac{k}{d}\right)$ ]. V tejto oblasti je už  $\lambda$  závislá aj od drsnosti potrubia.
4. *automodelová oblasť (oblasť kvadratickeho odporu)* [ $\lambda = f\left(\frac{k}{d}\right)$ ]. V tejto oblasti je  $\lambda$  podobne ako v prechodovej oblasti závislá už aj od drsnosti potrubia.

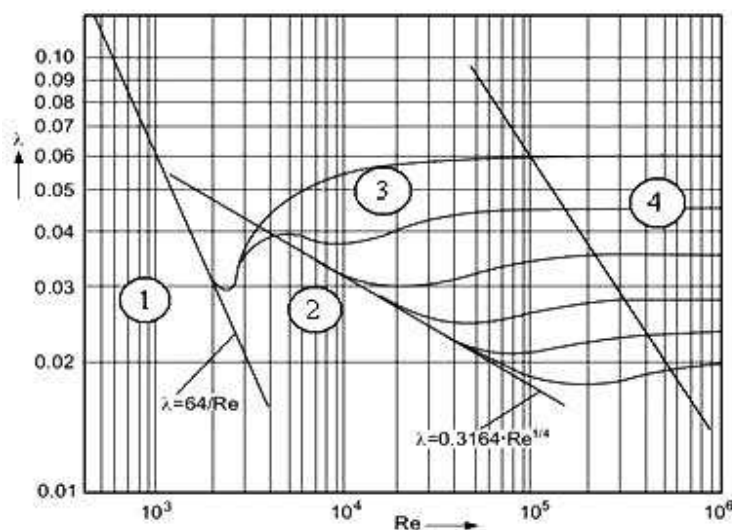
Pri laminárnom prúdení je možné exaktnou cestou určiť závislosť súčiniteľa dĺžkových odporov  $\lambda$  od Reynoldsovoho čísla  $Re$ , pričom dostávame lineárnu závislosť medzi týmito dvoma veličinami, ktorá vyplýva aj z Nikuradzeho diagramu a vzťah má nasledovný tvar:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (5)$$

Pri turbulentnom prúdeení je situácia ale komplikovanejšia, nakoľko súčiniteľ dĺžkových odporov nezávisí iba od Reynoldsovho čísla, ale aj od drsnosti potrubia a priemeru potrubia, teda je to už spomínaná závislosť :

$$\lambda = f\left(Re, \frac{k}{d}\right), \text{ resp. } \lambda = f(Re, k_r) \quad (6)$$

Na základe mnohých experimentálnych meraní je potom známych niekoľko vzťahov vyjadrujúcich súčiniteľ dĺžkových odporov  $\lambda$ , ktorých platnosť je obmedzená pre určité oblasti. Tieto vzťahy sú uvedené v tabuľkách nižšie.



Obrázok 18 Nikuradzeho diagram. Pri turbulentnom prúdeení v potrubí s drsným povrchom je súčiniteľ strát  $\lambda$  v prechodnej oblasti závislý od Reynoldsovho čísla a drsnosti potrubia. Pri veľkých hodnotách  $Re$  (v kvadratickej oblasti)  $\lambda$  závisí iba od drsnosti potrubia.

Tabuľka 1.2 Výpočtové vzťahy pre  $\lambda$  pri hydraulicky hladkom potrubí

autor	výpočtový vzťah	Platnosť
Blasius	$\lambda = 0,3164 \cdot Re^{-0,25}$	$Re < 10^5$
Lees	$\lambda = 0,00714 + 0,61 \cdot Re^{-0,35}$	$Re < 15 \cdot 10^6$
Drew	$\lambda = 0,0056 + 0,5 \cdot Re^{-0,32}$	$Re < 10^6$
Herman	$\lambda = 0,0054 + 0,395 \cdot Re^{-0,3}$	$Re < 10^8$
Konakov	$\lambda = 0,309 \cdot \left[ \log\left(\frac{Re}{7}\right) \right]^2$	
Nikuradze	$\lambda = 0,0032 + 0,221 \cdot Re^{-0,237}$	

Tabuľka 1.3 Výpočtové vzťahy pre  $\lambda$  v prechodovej oblasti

autor	výpočtový vzťah	platnosť
Frenkel	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left[ \frac{k}{d \cdot 3,7} + \left( \frac{6,81}{Re} \right)^{0,9} \right]$	
Altšul	$\lambda = 0,11 \left( \frac{k}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$	$Re > 400 \cdot \frac{d}{k}$
Colebrook – White	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left( \frac{2,51 \cdot \sqrt{\lambda}}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} + \frac{k}{d \cdot 3,715} \right)$	$Re \leq \frac{200 \cdot d}{k \cdot \sqrt{\lambda}}$

Tabuľka 1.4 Výpočtové vzťahy pre  $\lambda$  v automodelovej oblasti

autor	výpočtový vzťah	platnosť
Colebrook – White	$\lambda = 0,25 \left( \log 3,715 \frac{d}{k} \right)^{-2}$	$Re > 10^3 \cdot \frac{d}{k}$
Schifirson	$\lambda = 0,11 \left( \frac{d}{k} \right)^{0,25}$	$Re > 1,25 \cdot \frac{d}{k}$
Nikuradze	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \frac{k}{3,71 \cdot d}$	$Re \leq \frac{200 \cdot d}{k \cdot \sqrt{\lambda}}$

Pokiaľ teda sú známe hodnoty súčiniteľa dĺžkových strát  $\lambda$ , dĺžky skúmaného potrubia  $l$ , priemeru potrubia  $d$ , hustoty tekutiny prúdiacej v potrubí  $\rho$  a rýchlosti tekutiny  $v$ , môžeme pre dĺžkové straty použiť nasledovný vzťah :

$$\Delta p_t = \lambda \frac{l}{d} \rho \frac{v^2}{2} \quad (7)$$

### Miestne hydraulické straty

Vzhľadom na to, že v potrubných systémoch bývajú okrem rovných úsekov tiež rôzne kolená, odbočky, armatúry, meracie zariadenia, čističe, chladiče, zúženia prierezu potrubia, rozšírenia prierezu potrubia, atď., v týchto častiach dochádza ku zmene veľkosti aj smeru rýchlosti prúdenia, čo vyvoláva zvrátenie tekutiny, poprípade odtrhnutie prúdu spojené s rozptylom energie. Táto energia prúdiacej kvapaliny sa rozptyľuje v mieste potrubia, kde dochádza ku zmene vektoru rýchlosti, preto sa rozptyľ nazýva miestnymi stratami. Miestne tlakové straty vznikajú pri prúdení tekutín všade tam, kde dochádza k zmene veľkosti alebo smeru rýchlosti. Teda miestny odpor vzniká pri rozšírení a zúžení potrubia, pri prietoku kolenami, uzatváracími, regulačnými a meracími zariadeniami a pod. V týchto miestach dochádza k odtrhnutiu prúdu tekutiny od steny a vytvárajú sa víry. Pokles tlaku je závislý od dynamického tlaku.

Skúmanie a vyhodnocovanie miestnych strát jednotlivých prvkov potrubia je zásadné pre správny návrh samotného potrubného systému v chladiacom systéme. Teoretické stanovenie miestnych strát na prvku je ťažké a nepresné, preto je nevyhnutné stanovenie odporu uskutočniť experimentálne. Na základe týchto pokusov sa stanovil nasledovný Weisbachov vzťah pre výpočet miestnych strát v potrubí :

$$\Delta p_m = \xi \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} \quad (8)$$

pričom  $\rho$  je hustota tekutiny prúdiacej v potrubí,  $v$  je rýchlosť tekutiny a  $\xi$  je súčiniteľ miestnych tlakových strát, ktorý závisí od druhu odporu, od jeho geometrie, od drsnosti stien, od tvaru rýchlostného poľa pred odporom a od Reynoldsovho čísla. Jeho hodnota závisí len málo od  $Re$ , je závislá predovšetkým od typu príslušného potrubného elementu. Vplyvom viskozity s klesajúcim  $Re$  rastie  $\xi$ . To znamená, že vplyv Reynoldsovho čísla sa prejavuje najmä pri jeho malých hodnotách ( $Re < 104$ ). Pri väčších hodnotách  $Re > 104$  (kvadratická oblasť) považujeme súčiniteľ  $\xi$  za konštantný v závislosti na  $Re$ . Základné hodnoty  $\xi$  pre rôzne typy prvkov sú uvedené v tabuľke 1.5.

Tabuľka 1.5 Veľkosť miestnych odporov pri rôznych elementoch potrubia [18]

Potrubný element	$\xi$	Potrubný element	$\xi$
uzatvárací ventil	4 - 7	oblúk ( $R=0,5 \cdot d$ )	2
výtlačný ventil kompresoru	5 - 7	koleno $20^\circ$	0,03
sací ventil kompresoru	12 - 15	koleno $60^\circ$	0,37
oblúk ( $R=2,5 \cdot d$ )	0,14	koleno $90^\circ$	1
oblúk ( $R=1 \cdot d$ )	0,3	vtok z nádrže do trubky	1,7

## 8.6 Projektovanie potrubí

Pri projektovaní potrubí sa väčšinou dostávame k otázke či je z ekonomického hľadiska dôležitejšie šetrenie investičných nákladov na realizáciu potrubia alebo prevádzkových nákladov, ak toto potrubie dokonale spĺňa svoju funkciu. V tomto príspevku sa pokúsime urobiť jednoduchú teoretickú kalkuláciu investičných a prevádzkových nákladov pre sacie a výtlačné potrubie chladiaceho okruhu pri rôznych dimenziách tohto potrubia.

Z hľadiska správneho fungovania musí byť v prípade sacieho potrubia zabezpečený návrat oleja aj pri čiastočnom (minimálnom) zaťažení, tlaková strata pri plnom zaťažení musí byť v prijateľných medziach a kompresor musí byť dostatočne chránený, teda v potrubí nesmie dochádzať ku kvapalinovým rázom. Prípustná tlaková strata v sacom potrubí je 0,15 – 0,30 bar. V prípade výtlačného potrubia má tlaková strata vplyv na celkovú výkonovú stratu systému, pretože kompresor musí pracovať s vyšším vysokým tlakom, aby bola dosiahnutá rovnaká kondenzačná teplota.

Pre dimenzovanie jednotlivých úsekov je rozhodujúce:

- optimálna rýchlosť prúdenia daného chladiva príslušnou sekciou
- chladiaci výkon (*množstvo pretekajúceho chladiva*)
- smer prúdenia (*horizontálny či vertikálny*)
- členitosť siete a dĺžka jednotlivých častí
- priamy vstrek expandovaného chladiva do výparníka, alebo použitie rozdelovača.

### Dimenzovanie potrubia

- Nie je správne dimenzovať spojovacie potrubie podľa pripojovacích rozmerov kompresora.
- Príliš malé priemery rúrok vedú k príliš veľkým tlakovým stratám a tým ku stratám chladiaceho výkonu.
- Príliš veľké priemery rúrok predstavujú vyššie investičné náklady.
- Rozhodujúce pre vracanie sa oleja v sacom potrubí je dosiahnutie určitej rýchlosti chladiva.
- Podiel oleja v chladive v okruhu je 3-5 %. Olej sa v tesnom okruhu nestráca, ale premiestňuje.

$Q_o$  závisí od hmotnostného prietoku chladiva  $m$  a mernej chladivosti  $q_o$ :

$$Q_o = \frac{m \cdot q_o}{3,6} \quad (9)$$

$\dot{Q}_o$  - chladiaci výkon [W]  
 $\dot{m}$  - hmotnostný prietok chladiva [kg/h]  
 $q_o$  - merná chladivosť [kJ/kg]  
 3,6 kJ/Wh ..... prepočítavací súčiniteľ

Pritom je  $q_o$  rozdiel merných entalpií. Potom hmotnostný prietok chladiva:

$$m = \frac{Q_o \cdot 3,6}{q_o} \quad (10)$$

Hmotnostný prietok chladiva zostáva v celom chladiacom okruhu konštantný, vo forme pary i kvapaliny. Avšak podľa stavu, teploty a tlaku chladiva sa mení merný objem (*hustota*) a tým tiež objemový prietok chladiva. Hodnoty merných objemov sa dajú odpočítať pre jednotlivé stavy chladiva z diagramu  $h - p$  alebo z parných tabuliek.

### Objemový prietok $V$

- Vyplyva z hmotnostného prietoku  $\dot{m}$  a mernej objemovej hmotnosti  $v$ :

$$V = \dot{m} \cdot v = \text{kg/h} \cdot \text{m}^3/\text{kg} = \text{m}^3/\text{h} \quad (11)$$

- Dá sa podľa rovnice kontinuity vyjadriť v závislosti od prierezu  $S$  a rýchlosti  $w$ :

$$V = S \cdot w \cdot 3600 \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (12)$$

- $S$  - prierez potrubia [m<sup>2</sup>]
- $w$  - rýchlosť prietoku [m/s]

Z objemového prietoku vyjadríme prierez  $S$  a z neho priemer potrubia  $\varnothing$ . Pre zdvojené potrubia pri regulovanom výkone vypočítaný prierez percentuálne prepočítame na dve potrubia.

V praxi sa navrhujú vysokotlakové potrubia pre pokles tlaku zodpovedajúci zmene teploty nasýteného plynu do 1,1 K. Uvažujme jednoduchý chladiaci okruh s bežne používaným chladivom R410A s nasledovnými vstupnými parametrami: výparná teplota  $T_o = -10$  °C, prehriatie  $\Delta T_{prsh} = 10$  K, chladiaci

výkon  $\dot{Q}_0 = 20$  kW, kondenzačná teplota  $T_k = 47$  °C, podchladenie  $\Delta T_{podchl} = 7$  K, dĺžka sacieho potrubia  $l = 10$  m, dĺžka výtlačného potrubia  $l = 10$  m. Vnútorňý priemer kruhového potrubia v ľubovoľnom úseku vieme určiť podľa rovnice odvodenej zo vzťahov 9-12:

$$d_i = \sqrt{\frac{4 \cdot S_i}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{Q}_0 \cdot v_i}{\pi \cdot w_i \cdot (\Delta h)}} \quad \text{m)} \quad (13)$$

Kde:

- $\dot{Q}_0$  je chladiaci výkon (kW),
- $\Delta h$  je rozdiel entalpií medzi vstupom a výstupom z výparníka,
- $S_i$  je lokálna prierezová plocha potrubia,
- $w_i$  je lokálna rýchlosť prúdenia chladiva a
- $v_i$  je špecifický objem chladiva v danom bode.

### Odporučené rýchlosti prúdenia

Chladiva v sacom potrubí pre R410A sa pohybujú v rozmedzí 4 až 18 m/s a vo výtlačnom potrubí 10 až 16 m/s, pričom horná hranica sa uvažuje hlavne pre vertikálne potrubia. Pre dané dimenzie sacieho potrubia sa rýchlosti prúdenia chladiva pri čiastočnom zaťažení pohybujú v rozmedzí 4 až 6 m/s, pričom vyššie uvádzané rýchlosti sú platné najmä pre zvislé časti potrubia, s vedomím väčšej tlakovej straty v týchto sekciách.

V komerčnom programe Solkane je pre dané podmienky možné urobiť výpočet samostatne len pre sacie, resp. len výtlačné potrubie.

Odporučené hospodárne rýchlosti prúdenia pár chladív sú :

Hospodárne rýchlosti prúdenia v potrubíach m/s

Úsek potrubia	Optimálna rýchlosť prúdenia chladiva			
	NH3	R22	R134a	R404A
Výtlačné potrubie	16-25 m/s	10-15 m/s	10-14 m/s	10-15 m/s
Potrubie kondenzátu	< 0,3-0,5 m/s pre všetky chladivá			
Kvapalinové potrubie	< 0,4-0,8 m/s pre všetky chladivá			
Sacie potrubie	15-20 m/s	7-11 m/s	8-11 m/s	8-15 m/s

### Tlakové straty a príkon kompresora

V nasledovnom príklade boli počítané v programe Solkane. Ceny medeného potrubia sú orientačné a môžu sa líšiť v závislosti od dodávateľa a od aktuálneho vývoja cien medi na komoditných trhoch. V tabuľke 1 a 2 sú uvedené najbližšie vyššie a najbližšie nižšie dimenzie, ktoré program Solkane ponúkol v závislosti od zadaných parametrov, spolu s rešpektovaním odporučených rýchlosti prúdenia chladiva.

Tabuľka 1 Porovnanie investičných a prevádzkových nákladov pri rôznych dimenziách potrubia

R410A Sacie potrubie	Rýchlosť prúdenia $w$ (m/s)	Investičné náklady v €	Dĺžková tlaková strata $\Delta p_t$ (bar)	Celková tlaková strata $\Delta p_c$ (K)	Príkon kompresora $P$ (kW)	Prevádzkové náklady v € za 10 rokov (1000 h/rok)	Prevádzkové náklady v € za 10 rokov (5000 h/rok)
Ø 28x1,5	12,22	163,7	0,085	0,4	7,5537	5718,20	28591,00
Ø 35x1,5	7,46	217,2	0,025	0,1	7,4868	5667,50	28337,50
Rozdiel:		53,5	0,060	0,3	0,0669	50,70	253,50

Tabuľka 2 Porovnanie investičných a prevádzkových nákladov pri rôznych dimenziách potrubia

R410A Výtlačné potrubie	Rýchlosť prúdenia $w$ (m/s)	Investičné náklady v €	Dĺžková tlaková strata $\Delta p_l$ (bar)	Celková tlaková strata $\Delta p_c$ (K)	Príkon kompresora $P$ (kW)	Prevádzkové náklady v € za 10 rokov (1000 h/rok)	Prevádzkové náklady v € za 10 rokov (5000 h/rok)
Ø 15x1	11,01	55,4	0,55	0,8	7,5537	5718,15	28590,75
Ø 18x1	9,49	70,1	0,38	0,6	7,5352	5704,15	28520,75
Rozdiel:		14,7	0,17	0,2	0,0185	14	70

### Vplyv na ekológiu

Z ekologického hľadiska má najväčší vplyv faktor TEWI (Total Equivalent Warming Impact), teda celkový ekvivalent dopadu na oteplenie. Určuje skutočný prínos ku skleníkovému efektu konkrétneho chladiaceho alebo iného zariadenia pracujúceho s daným chladivom, ako súčet priameho prínosu chladiva na základe úniku do atmosféry a nepriameho prínosu daného spotrebou pohonnej energie zariadenia, čo je možné vyjadriť v prípade pohonu zariadenia elektrickou energiou vzťahom:

$$TEWI = GWP[L \cdot n + m \cdot (1 - f)] + n \cdot E \cdot e \quad (\text{kgCO}_2/\text{životnosť}) \quad (14)$$

kde

- $GWP$  je skleníkový potenciál chladiva vzťahovaný na 1 kg CO<sub>2</sub> (pre R410A je to 1890),
- $L$  je únik chladiva do atmosféry netesnosťami [kg] (uvažujeme 1% z náplne chladiva),
- $n$  je prevádzkový čas zariadenia do konca životnosti [rok] (uvažujeme 10 rokov),
- $m$  je množstvo náplne chladiva v zariadení [kg] (pri neznámom okruhu uvažujeme 1 kg náplne chladiva na 1kW príkonu kompresora),
- $f$  je faktor spätného získania chladiva [-] (v našom prípade  $f=0,7$ ),
- $E$  je ročná spotreba pohonnej elektrickej energie [kWh/rok],
- $e$  je emisia CO<sub>2</sub> na kWh spotreby pohonnej energie [kgCO<sub>2</sub>/kWh] (pre chladiace zariadenia uvažujeme hodnotu  $e = 0,382$  kgCO<sub>2</sub>/kWh).

V tabuľkách 3 a 4 sú uvedené vypočítané hodnoty TEWI pre jednotlivé dimenzie sacieho a výtlačného potrubia s rôznym prevádzkovým časom, navyše je v tabuľkách vypočítaná aj pomerná hodnota TEWI a pomerná hodnota celkových nákladov vzťahovaná na 1kWh vyrobeného chladu počas celej životnosti zariadenia.

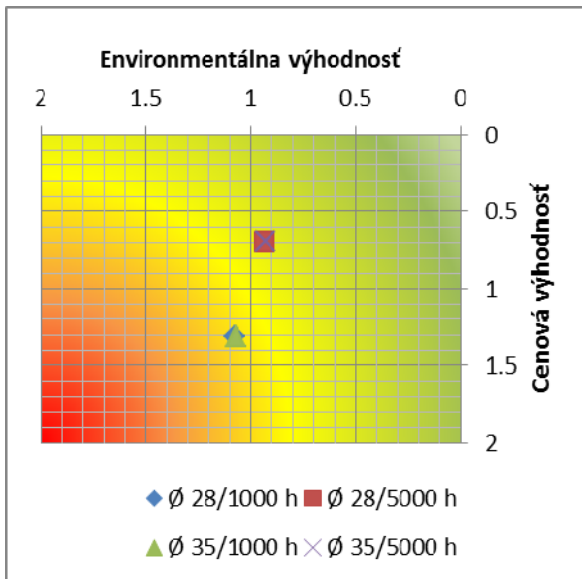
Tabuľka 3 Vypočítané hodnoty TEWI a pomerných hodnôt vzťahovaných na 1kWh chladu pre sanie

Priemer potrubia/prevádzkový čas za rok	Celkové náklady v € po dobu životnosti zariadenia	TEWI	Pomerná hodnota TEWI na vyrobenú kWh chladu	Pomerná hodnota celkových nákladov v €/kWh vyrobeného chladu
Ø 28/1000 h	13881,9	34525,134	0,17262567	0,0694095
Ø 28/5000 h	36754,7	149945,67	0,14994567	0,0367547
Ø 35/1000 h	13884,7	34269,576	0,17134788	0,0694235
Ø 35/5000 h	36554,7	148667,88	0,14866788	0,0365547

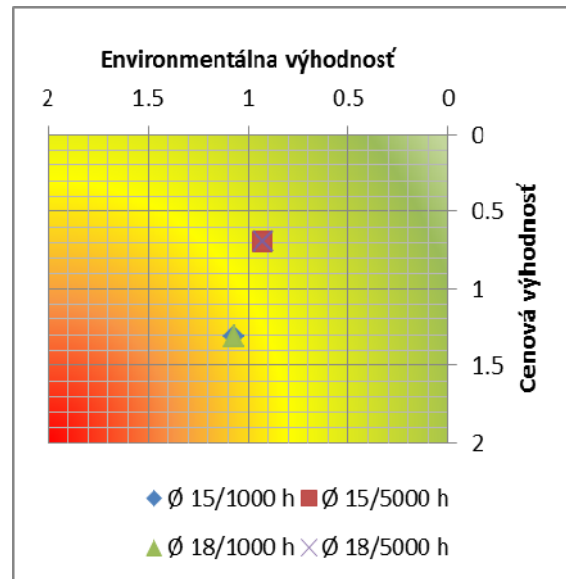
Tabuľka 4 Vypočítané hodnoty TEWI a pomerných hodnôt vzťahovaných na 1kWh chladu pre výtlač

Priemer potrubia/prevádzkový čas za rok	Celkové náklady v € po dobu životnosti zariadenia	TEWI	Pomerná hodnota TEWI na vyrobenú kWh chladu	Pomerná hodnota celkových nákladov v €/kWh vyrobeného chladu
Ø 15/1000 h	13773,55	34525,134	0,17262567	0,06886775
Ø 15/5000 h	36646,15	149945,67	0,14994567	0,03664615
Ø 18/1000 h	13774,25	34416,264	0,17207132	0,06887125
Ø 18/5000 h	36590,85	149401,32	0,14940132	0,03659085

Na Obr. 1 a 2 sú výsledky zobrazené v pomerných hodnotách v grafe, v ktorom sa určí ekonomická a ekologická efektívnosť systémov s rôznymi dimenziami potrubia. Na základe toho možno určiť výhodnejší systém z hľadiska nákladov a emisií CO<sub>2</sub> na vyrobenú kWh chladu.



Obr.19 Graf ECO – efektívnosť pre sacie potrubie



Obr.20 Graf ECO – efektívnosť pre výtlačné potrubie

### Záver z projektovania potrubí

#### Prevádzkové versus Investičné náklady pri realizácii chladivového potrubia

Z tabuliek a obrázkov 19, 20 vyplýva, že v prípade sacieho, resp. výtlačného potrubia pri prevádzke do 1000 h ročne počas celej doby životnosti zariadenia, mierne prevažuje cenová výhodnosť pri použití nižšej dimenzie potrubia. Pri nižšej dimenzii však mierne klesá environmentálna výhodnosť v dôsledku vyššej rýchlosti prúdenia a tým aj vyšších tlakových strát, čo sa prejaví vyšším príkonom kompresora. Pri prevádzke zariadenia nad 1000h/rok pri použití nižšej dimenzie potrubia výrazne vzrastie rozdiel prevádzkových nákladov oproti investičným, preto je výhodnejšie voliť väčšie dimenzie potrubia, ak je zabezpečený návrat oleja aj pri minimálnom zaťažení. Teda pri prevádzke nad 1000h/rok pri použití vyššej dimenzie potrubia prevažuje cenová aj environmentálna výhodnosť.

## 8.7 Montáž a výroba chladivového okruhu

### Izolácia

- Kvapalinové potrubie - len na horúcich miestach
- Vysokotlaké potrubie neizolovať
- Sacie potrubie - na zabránenie orosovania a nadmerného prenosu tepla

Kvapalinové potrubia sa za normálnych okolností neizolujú, s výnimkou tých miest kde je teplota okolia vyššia ako teplota kvapalného chladiva. To môže byť ten prípad, kedy je potrubie vystavené priamemu slnečnému žiareniu, alebo ak je potrubie vedené cez kotolňu alebo popri tepelnom výmenníku.

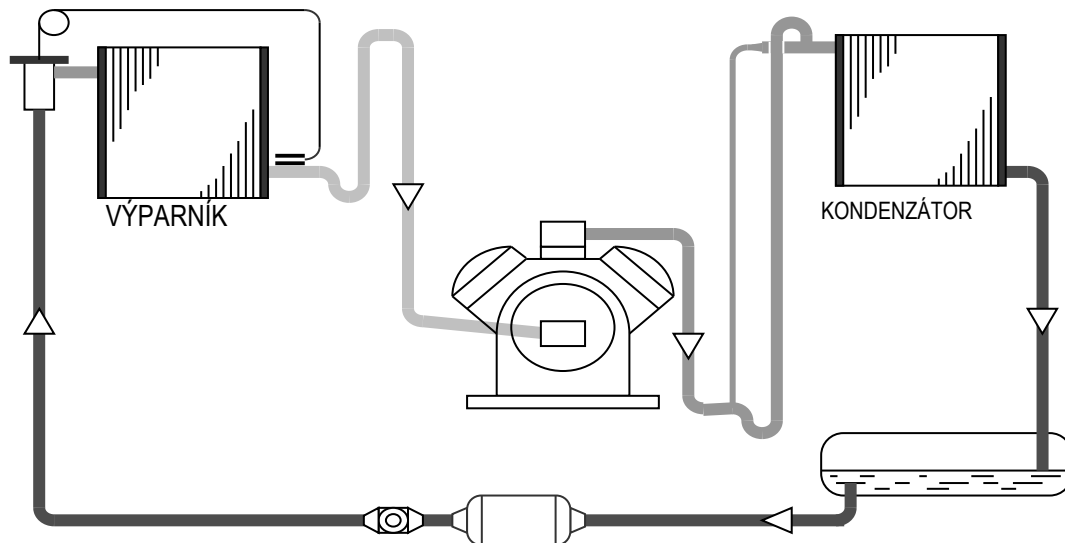
Vysokotlaké potrubia nie sú závislé od okolitej teploty a preto nepotrebujú žiadnu izoláciu.

Sacie potrubia majú byť izolované, aby sa zabránilo ich orosovaniu. Niekedy je predsa len dobré ohriatie sacieho potrubia, aby bolo odparené prípadne zbytkové kvapalné chladivo. Napriek tomu je treba zabrániť nadmernému ohriatiu sacieho potrubia. Izolácia sacieho potrubia má byť parotesná, a ak je potrubie vo vonkajšom prostredí, tak by mala byť odolná aj voči poveternostným vplyvom.

V skutočnosti bude návrh chladivových potrubí závisieť na troch hlavných činiteľoch:

- pokles tlaku,
- návrat oleja a
- ochrana kompresora.

Obrázok 21



### Celkový chladiaci okruh (obrázok 21)

Obrázok znázorňuje niekoľko pravidiel, pomocou ktorých je možné potrubia navrhnuť.

V sacom potrubí sa nachádza tzv. olejový sifón, kvapalnú chladivo a olej stečú čo možno najrýchlejšie od čidla termostatického exp. ventilu do toho vaku. Potrubie vedené až po hornú hranu výparníka zabraňuje tomu, aby pri zariadení v kľude nestekalo kvapalnú chladivo ku kompresoru.

Aby sa zabránilo kvapalinovým rázom, nesmú byť vytvorené v ďalšej trase v sacom potrubí smerom ku kompresoru žiadne olejové vaky. Návratnosť oleja a tlaková strata sa môže regulovať správnym výberom priemeru rúrky.

Vo vysokotlakom potrubí sa nachádza sifón, ktorý zabraňuje počas zariadenia v kľude zaplaveniu hlavy valcov kompresora.

Dvojité stúpajúce potrubie na vysokotlaka strane má za úlohu:

- *dopraviť ďalej olej pri minimálnom výkone kompresora a*
- *umožniť prúdenie plynného chladiva bez výraznej tlakovej straty pri plnom výkone kompresora.*

Kondenzačné potrubie je zvolené v takom priemere, aby mohlo skvapalné chladivo prúdiť do zberača aj pri prúdení chladivových pár zo zberača do kondenzátora.

V kvapalinovom potrubí sú znázornené miesta inštalácie filtra a priezorníka.

Návratu oleja cez kvapalinové potrubie poväčšine nič nebráni. Pokles tlaku je možné udržať v rozumných medziach správnym dimenzovaním potrubia a príslušenstva.

### Zásady pre vedenie a upevňovanie potrubia

V zásade je možné potrubie viesť tromi základnými spôsobmi:

- pod podlahou:
  - *v pomocných rúrach*
  - *v kanáloch*
- po stenách,
- pod stropmi.

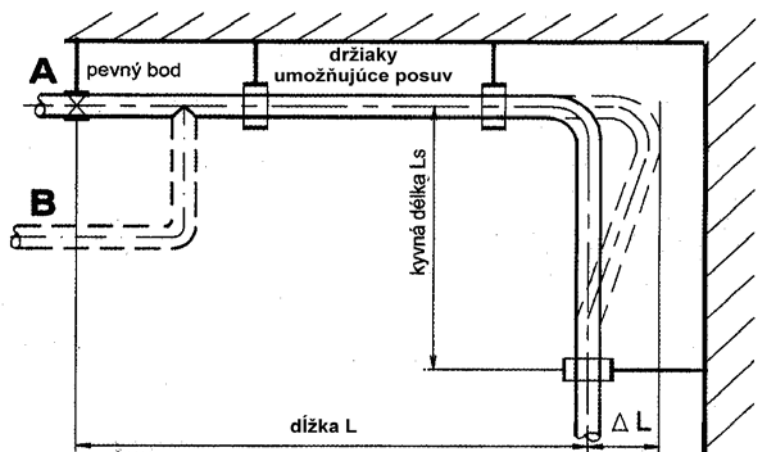
### Dĺžková rozťažnosť

$$\Delta L = \lambda \cdot L \cdot \Delta T \quad (15)$$

Pri súčiniteli dĺžkovej rozťažnosti medi 0,0165 mm/m/K a dĺžke potrubia 30m pri teplotnom rozdieli 50 °C pri reverzácii okruhu bude ?

$$\Delta L = 0,0165 \cdot 20 \cdot 50 = 16,5 \text{ mm}$$

To znamená, že potrubie sa predĺži o 1,65 cm.



Obrázok 22

### Upevňovanie rúrok

- Sponami s gumenou vložkou
- Zamedziť kontaktu pozinkovaných spojov a medených rúriek
- Pozor na koróziu a rozťažnosť
- $\Delta L = \lambda L \Delta t$

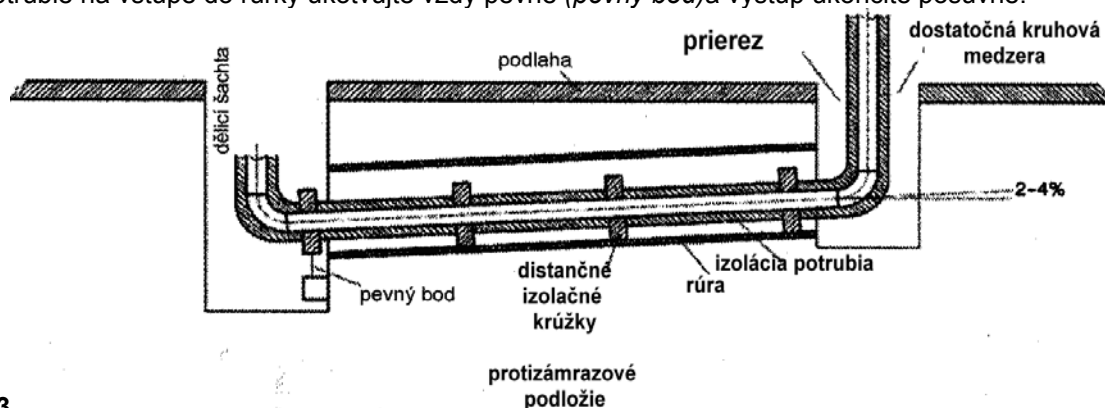
### Vzdialenosti držiakov (platí pre podpery pri vodorovnom skladovaní rúrok) podľa EN 378-2

- Určovanie správnych miest pre pevné držiaky potrubia (pevné body) aj držiaky umožňujúce pozdĺžny posuv potrubia (dilatáciu) je rozhodujúce pre kompenzáciu teplotnej rozťažnosti príslušných úsekov potrubia,
- Pri rozmiestňovaní držiakov, umožňujúcich pozdĺžny posuv potrubia, zásadne dodržiavajte dostatočnú „kývnu“ dĺžku

Vonkajší priemer (mm)	Vzdialenosť držiakov a podpier
15-22 mm mäkké	2 m
22-54 mm polotvrdé	3 m
54-64 mm polotvrdé	4 m

### Chladivové rúrky pod podlahami

- pomocné rúry kladte vždy so sklonom (v smere prúdenie chladiva) 2 až 4 %. To väčšinou postačuje aj k dostatočnému odvetrávaniu vnútorného priestoru,
- pokiaľ aj cez tieto opatrenia dôjde v pomocnej rúre k tvorbe kondenzátu, je nutné vnútorný priestor rúry odvetrávať prídavným ventilátorom,
- aby sa potrubie v rúrach neprehýbalo a nedochádzalo k poškodeniu izolácie už pri nasúvaní, používajte distančné izolačné krúžky z tvrdej peny vzdialenými:
  - pre potrubie do priemeru 28 mm vzdialenými 2 m,
  - pre potrubie do priemeru 35 mm vzdialenými 4 m,
- potrubie na vstupe do rúry ukotvujte vždy pevne (pevný bod) a výstup ukončíte posuvne.



Obr.23

## Zníženie hluku šíiaceho sa z kompresora chvením a pulzáciou

### Amortizátory chvenia

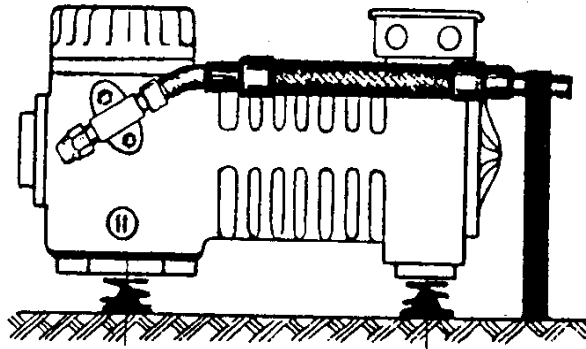
Amortizátory chvenia (sú známe obchodné názvy ako eliminátory vibrácií, Anacondy, atď) sú vhodné pre väčšinu chladív. Pri chladive amoniak sa nedajú použiť amortizátory chvenia, ktoré majú materiály z medi. Hodia sa pre tlaky až do 35 bar (pretlak). Tlmia mechanické kmity tak, že sa chvenie neprenáša v neúnosnej miere na ďalší člen v okruhu.

Zabudovávajú sa do potrubí medzi pružne uložený kompresor a obklopujúce časti budovy. Pri normálnej prevádzke chladiaceho zariadenia sa neočakávajú väčšie amplitúdy amortizátora ako 200  $\mu\text{m}$ , tieto hodnoty by sa mohli dosiahnuť len pri rezonancii. V každom prípade je potrebné urobiť tesne za výstupom plynu z amortizátora úchyt rúrky s jej odtlmením pomocou gummy. Medené potrubia do priemeru  $\square$  10 mm sa robia bez amortizátorov chvenia.

Vlnovce sú zvarované (vlnovec, vyrobený z medeného bronzu alebo z nehrdzavejúcej ocele, objímky, tkanina a nástavce) pri teplote asi 1000 °C. Preto je ho možné prispájať k rúrke tvrdou striebornou spájkou pri teplote asi 610 °C. Napriek tomu sa odporúča ovinúť tkaninu vlhkou handrou.

Amortizátory chvenia (vlnovcové amortizátory) môžu prenášať pravouhlé pohyby k jeho pozdĺžnej osi. Axiálne pohyby sú možné len v minimálnej miere. Uprednostniť je potrebné len osvedčené výrobky známych výrobcov - prasknutie vlnovca môže mať pri väčších zariadeniach ťažké následky z reklamovanej opravy pre servisnú organizáciu, resp. pre toho pracovníka, ktorý robil montáž.

Pretože pri piestových kompresoroch pohyby chvenia sú vo vertikálnom a horizontálnom smere (nie v axiálnom smere), vlnovcový amortizátor chvenia sa zabudováva vždy rovnobežne s osou hriadeľa, obrázok 8-31.

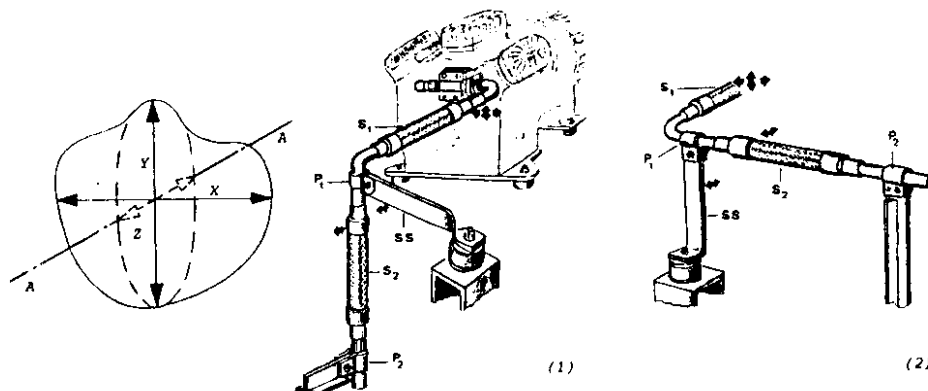


Obrázok 24 Amortizátor chvenia sa montuje v smere rovnobežnom s osou kompresora

Upevňovací bod je tesne za amortizátorom.

Používajú sa aj kompenzátory, ale len pri málo častých prípadoch (ak ide o príliš dlhé potrubia).

Ak sa použije amortizátor chvenia na saciu rúrku s teplotou pod 0 °C, potom je potrebné amortizátor zaizolovať parotesne a inštalovať ho len v horizontálnom smere. V smere zvislom za uvedených podmienok nie je dovolená inštalácia vlnovcového amortizátora. Pri zvislej montáži by dochádzalo pri spodnej manžete ku kondenzovaniu vody a k jej zamrznutiu so všetkými dôsledkami na životnosť zariadenia.

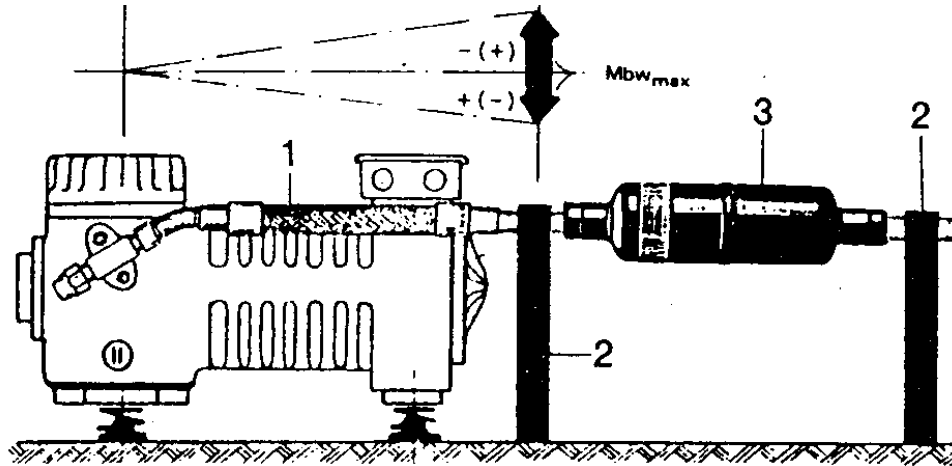


Obrázok 25 Eliminovanie chvenia pomocou dvoch amortizátorov chvenia

V prípade (1) tlmí druhý amortizátor aj axiálne kmity. Úchyty amortizátorov sú nevyhnutné.

**Tlmiče pulzácií**

Potrebné si uvedomiť, že tlmiče pulzácií znižujú pulzácie, ale nie chvenie. Najčastejšie sa dávajú tlmiče pulzácií do výtláčného potrubia. Ak je zaradený aj amortizátor chvenia, potom tlmič pulzácií sa dáva tesne za amortizátor chvenia a podopre sa, pozri obrázok 8-33.



**Obrázok 26** Polohermetický piestový kompresor uložený na pružinách s amortizátorom chvenia a tlmičom pulzácií plynu. Amortizátor a tlmič sú podopreté.

Legenda : 1 – amortizátor chvenia , 2 – podpery ( šírka = 2 x priemer výtláč. potrubia),  
3 – tlmič pulzácií.

Sú známe horizontálne a vertikálne prevedenia. Ak sa použijú horizontálne, potom je možné smer toku plynu pripojiť z ľubovoľnej strany, ak vo vertikálnom smere, je potrebné zapojiť tlmič tak, aby plyn ním pretekal v smere šípky.

Používajú sa pri :

- ◆ výkonovo regulovaných kompresoroch,
- ◆ pri veľkých rozsahoch vyparovacích teplôt (pri veľkých tlakových pomeroch),
- ◆ už pri nainštalovaných kompresoroch, ktoré sú hlučné.

Najčastejšie sa však používajú pri piestových kompresoroch. Ako povinná výbava sa vyskytujú už od výrobcu pri rotačných kompresoroch s valivým pohybom piestu. To preto, lebo v tomto prípade nasávaný plyn vstupuje priamo do valca rotačného kompresoru. Inštaláciu tlmiča hluku na chladiacom stroji v prevádzke si často vynucuje sám zákazník. Tlmiče pulzácií sú na trhu k dispozícii pre všetky chladivá. K dispozícii sú tlmiče:

- ◆ s pevným útlmom hluku, bez regulácie hluku,
- ◆ s nastaviteľným útlmom hluku.

Volia sa podľa priemeru otvoru na uzatváracom ventile. Ak použijeme tlmič hluku pre teploty nižšie ako  $t_0 = -25\text{ °C}$ , potom volíme z katalógu tlmič výkonovo o jeden stupeň nižšie, alebo použijeme tlmič s nastaviteľným útlmom hluku.

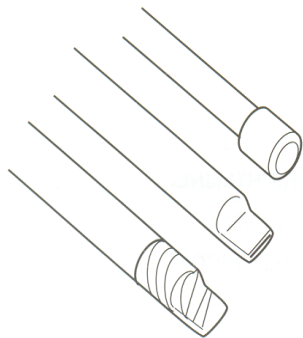
**Montáž a výroba chladiaceho okruhu**

Montáž sa zásadne líši, keď chladiaci okruh je zhotovený:

- z **nerozoberateľných spojov** (používajú sa vtedy len hermetické kompresory):
  - zvaraných,
  - spájkovaných
- z **rozoberateľných spojov** (používajú sa vtedy hermetické a polohermetické kompresory):
  - kalíškových spojov v kombinácii s
  - nerozoberateľnými spojmi.
- z **prírubových, kalíškových spojov, prípadne nerozoberateľných spojov**: Používajú sa vtedy polohermetické a otvorené kompresory.

**Chladivové rúrky**

- V kotúčoch (aj s izoláciou) – mäkké do priemeru 22/1 mm, PS<sub>max</sub> =54 bar
- Rovné – tvrdé dĺžka do 5 m do f =108/2,5 mm, PS<sub>max</sub> =27 bar
- Požiadavky:
  - Ohýbanie, delenie, flérovanie, spájkovanie,
  - Čistota,
  - Odkyslíčené (vodíková nemoc – krehnutie pri spájkovaní)
- Po odrezaní rúrky sa zbytok musí znovu uzatvoriť!!!



Obrázok 27 Dodávané a skladované Cu - rúrky s uzavretými koncami

Legenda /zhora dolu/: rúrky uzavreté zátkami z plastickej látky, rúrky zalisované a zospájkované, rúrky zalisované a zapáskované.

Tabuľka Najčastejšie používané priemery Cu rúrok v chladiacej technike

Vonkajší priemer x hrúbka steny mm	Vnútorný priemer mm	Voľný svetlý prierez m <sup>2</sup>	Vnútorná povrchová plocha m <sup>2</sup> / m	Vonkajšia povrchová plocha m <sup>2</sup> / m	Pomer vonkajšej povrchovej plochy ku vnútornej povrchovej ploche	Objem na bežný meter dm <sup>3</sup> / m	Hmotnosť na bežný meter kg / m
6 x 1	4	0,0000126	0,0126	0,0188	1,5	0,0126	0,14
10 x 1	8	0,0000503	0,0251	0,0314	1,25	0,0503	0,252
12 x 1	10	0,0000785	0,0314	0,0377	1,2	0,0785	0,31
16 x 1	14	0,0001539	0,044	0,0503	1,14	0,1539	0,412
22 x 1	20	0,0003142	0,0628	0,0691	1,1	0,3142	0,59
28 x 1,5	25	0,0004909	0,0785	0,088	1,12	0,4909	1,12
35 x 1,5	32	0,0008042	0,1005	0,11	1,09	0,8042	1,42
42 x 1,5	39	0,0011946	0,1225	0,1319	1,08	1,1946	1,71
54 x 2	50	0,0019635	0,1571	0,1696	1,08	1,946	2,94
64 x 2	60	0,0028274	0,1885	0,2011	1,07	2,8274	3,467
76 x 2	72	0,0040715	0,2262	0,2388	1,06	4,0715	4,14

V rúrkach so zaklepnutými koncami nesmie byť viac vody, ako 50 mg/m<sup>2</sup> vnútornej plochy, obsahovať žiaden kondenzát. Cu rúrky sa prefukujú suchým dusíkom, alebo suchým vzduchom. Nikdy sa neprefukujú stlačeným vzduchom alebo ústami – lebo v oboch prípadoch je veľké množstvo vlhkosti.

**Zásady pre vedenie rúrok**

- pre montáž chladiacich okruhov používajte len dehydrovaných medených trubiek s pevne uzatvorenými koncami. Pri preberaní preto vždy skontrolujte, že konce trubiek sú uzatvorené (*zátkami alebo záklepmi*). Nikdy nie rúrky kúrenárske alebo vodovodné!!!
- vždy dodržiavajte zásadu, že konce trubiek majú zostať uzatvorené až do okamihu ich bezprostredného použitia. Je to prvý predpoklad minimalizovania prístupu vzduchu a vlhkosti k vnútorným povrchom trubiek,
- pre vykonanie dĺžkových úprav, ohybov lebo pred nasadením armatúr odstráňte všetky nečistoty (*odery, triesky a ostatné pevné nečistoty*),
- zabráňte oxidácii vnútorných povrchov trubiek pri spájkovaní.
- pre delenie (*skracovanie*) trubiek používajte zásadne rezačky,
- mimo rezu nikdy nepotierajte mazadlom.
- Špony, otrepy odstraňujte prednostne odhrotovačom, v krajných prípadoch škrabákom, zásadne však vždy v polohe rúrky rezom dolu,
- izolačné hadice navliekajte ešte pred montážou

**8.9 Spoje rozoberateľné a nerozoberateľné - zváranie a spájkovanie**

Oproti zváraniu, pri ktorom sa základné materiály roztavia, pri spájkovaní sa roztaví len spájka, ktorá pokryje spojené časti, leguje ich, preniká medzi spojované časti s kapilárnym účinkom. Spájkovanie:

- Na mätko – 200-300°C bez okují, pri menšom namáhaní do f 35/1mm,
- Na tvrdo – 600-800°C. Pri teplote 700 °C med' v styku s O<sub>2</sub> tvorí okuje a preto je nutný preplach dusíkom

**Výhradne pod ochrannou atmosférou**

- Pri spájkovaní bez ochrannej atmosféry dochádza vždy k opalu medi a vzniku oksylichenej vrstvy aj na vnútornom povrchu rúrky.
- Táto je polyesterovými olejmi ľahko rozpúšťaná a roznášaná po okruhu. Následne potom zanáša filtre, trysky expanzných ventilov, usadzuje sa na sedlách priamo činných elektromagnetických ventilov alebo vo vodičkach ich jadier.
- To negatívne ovplyvňuje ich funkciu, jadra zostávajú „visieť“ a ventil sa neuzatvára.

**Ochranná atmosféra**

- Ako ochrannej atmosféry je možné používať:
  - *technicky čistého dusíku*
  - *zmesi dusíku a vodíku s podielom vodíka v rozmedzí od 5 do 10 %*
  - *liehu.*
- Ako ideálna ochranná atmosféra je pre tieto prípady v poslednej dobe odporúčaná zmes dusíka a vodíka, najmä pre svoju schopnosť chemicky meniť oksylichenu med' späť na med' čistú,

**Spájky**

- Fosforečné: nie pre oceľové diely a potrubia vystavené chveniu, lámavé.
- Strieborné: odolávajú namáhaniu. S obsahom Ag stúpa cena.
- Kadmiové nie – spôsobujú rakovinu!!

**Zásady pre spájkovanie**

- používanie mäkkých spájok je pre spoje chladiaceho potrubia neprípustné,
- nikdy nepoužívajte spájok obsahujúcich zinok, alebo olovo. Tieto sú zakázané vo všetkých zariadeniach prichádzajúcich do styku s potravinami,
- prípustné sú len tvrdé spájky s obsahom striebra. Obsah striebra rozhodujúcim spôsobom ovplyvňuje taviace teplo spájky, schopnosť jej zatekania a samozrejme ovplyvňuje aj statickú a dynamickú pevnosť spájkovaného spoja. Spájky s obsahom striebra nižším ako 15 % sú pre tieto účely nevhodné,
- pre spoj vykonávaný tvrdým spájkovaním by špára medzi nasúvanými koncami mala byť cca 0,04 mm. Menšia špára nezaručuje dokonalé zatekanie spájky (*je nedostatočná pre kapilárne zatekanie*) a časom sa spoj stáva netesným. Pri väčšej špáre môžu naopak v spoji vzniknúť bublinky (*bunkre*),

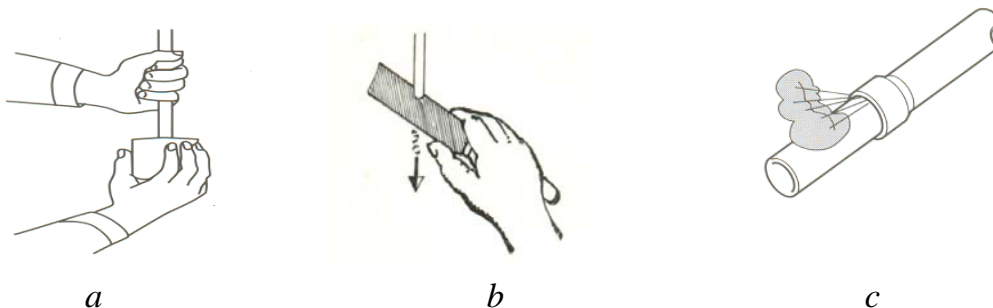
**Spájky obsahujúce fosfor**

Nepoužívajú sa na spoje potrubia kladeného:

- do kanálikov
- do rúr
- pod obslužné vitríny a pre jej vnútorné rúrkovanie

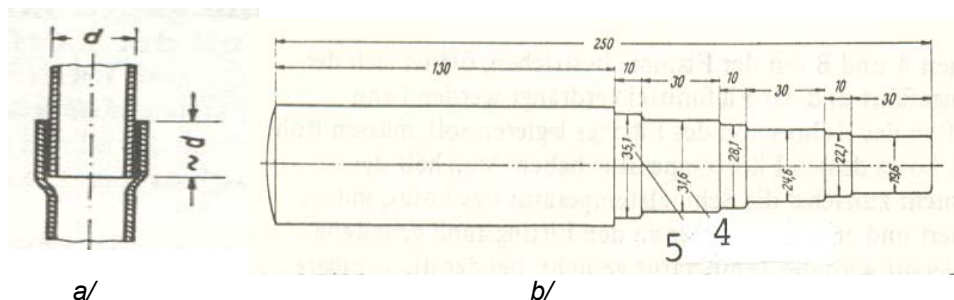
(V týchto priestoroch sa postupne hromadí atmosféra obsahujúca mimo iného aj sírne zlúčeniny, obsiahnuté v prostriedkoch používaných pre čistenie vnútorných priestorov týchto vitrín. Síra sa z týchto zlúčenín postupne uvoľňuje a rozpúšťa fosfor obsiahnutý v spájkach (takzvaná selektívna korózia). Skôr či neskôr potom dochádza k úniku chladiva. Pre tieto účely je napríklad vhodná spájka L-AG45 Sn)

Na spoje potrubia vedeného po stenách je možné používať aj strieborných spájok obsahujúcich fosfor. Avšak ani pre tieto prípady nie sú vhodné spájky s obsahom striebra menším ako 15 %,



Obrázok 27 **Príprava a spájkovanie medených rúrok.** Legenda: a - odhrotovanie rúrok pred zváraním pomocou odhrotovačky, b - odhrotovanie pomocou pilníka, pričom poloha rúrky je zvislá, takže piliny nezostávajú v rúrke, c - kvalitným spájkovaním sa vyhneme netesným spojom

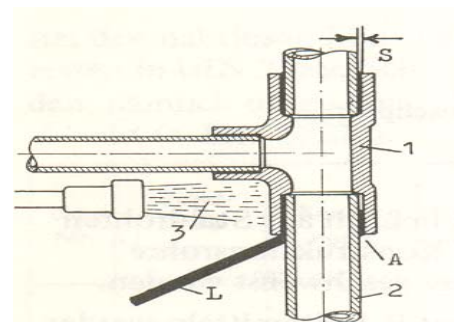
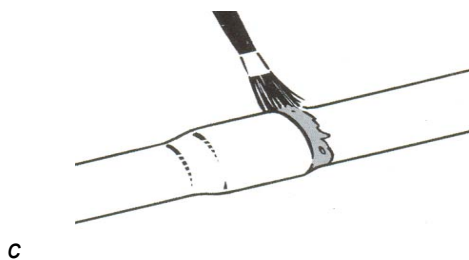
Pri identifikácii chýb z hľadiska možných netesností, únikov chladiva a prisatia okolitého vzduchu do chladiaceho systému, hlavne, keď sací tlak je nižší ako atmosférický tlak, sa pristupuje k hodnoteniu, oprave a odstraňovaniu vlhkosti a iných nečistôt z chladiaceho okruhu.



Obrázok 28a **Spájkovanie medených rúrok rovnakého priemeru** rozháňaním priemeru jednej rúrky a spájkovanie rúrok rôzneho priemeru do uzla pomocou fittingu. Spájkuje sa na čisté, nezoxidované spájkovacie plochy. Vnútrovné a vonkajšie plochy Cu rúrok sa čistia špeciálnymi kartáčmi. Spájkou s množstvom striebra 30% sa spájkujú materiály Cu-Cu a oceľ-med'. Legenda:

a - minimálny priemer zasunutia rúrky s priemerom d,

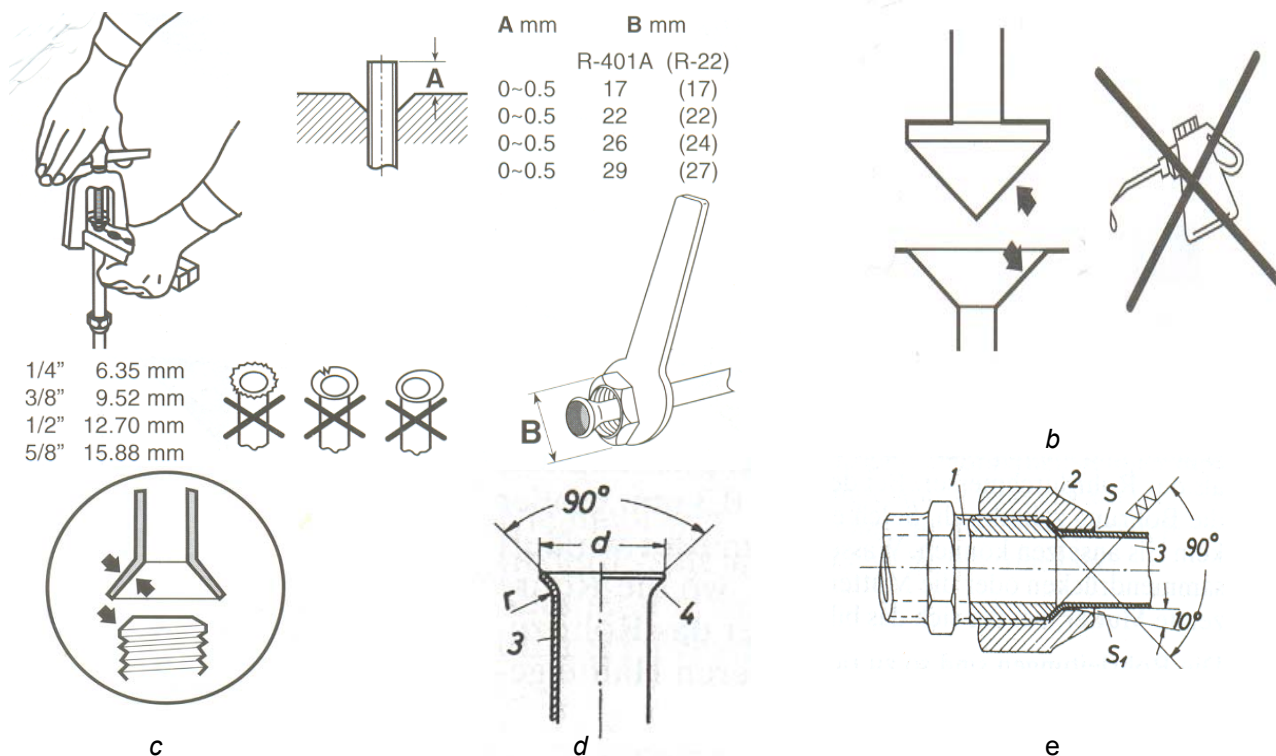
b - rozháňací trň pre priemery medených rúrok  $\varphi=22 \times 1,5$ ,  $\varphi=28 \times 1,5$  a  $\varphi=35 \times 1,5$  mm, 4 - strediaci priemer, 5 - rozháňací priemer.



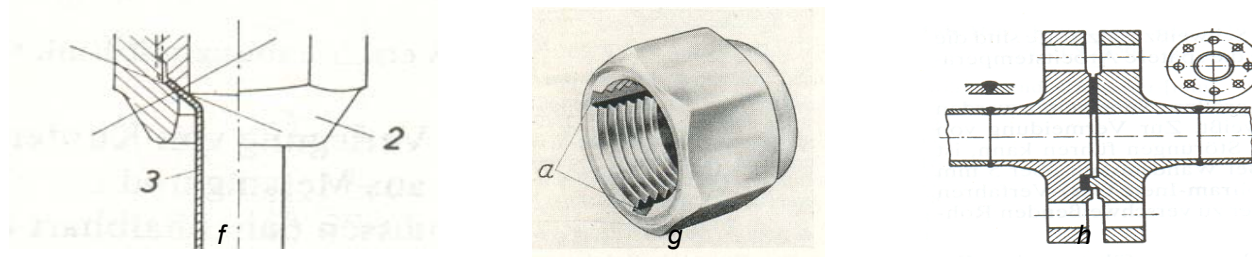
Obrázok 29 c **Tavidlo a rozbočovací fitting**

c - nanášanie tavidla v tenkej vrstve pred spájkovaním okolo spájkovacieho miesta. Pre striebornú spájkú je to špiritus, alebo destilovaná /nevodivá/ voda

d: 1 - rozbočovací fitting, 2 - Cu rúrka, 3 - plameň horáka, S - spájkovacia medzera, L - spájka,

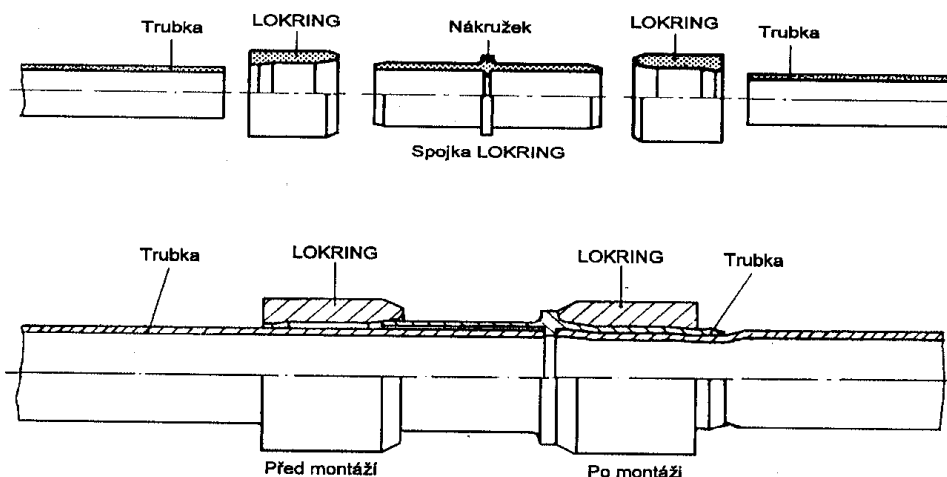


Obrázok 30a Rozoberateľné kalíškové /pertlovacie/ a prírubové spoje v chladiacich okruhoch. Legenda: a-zhotovenie kalíška /pertlu/ na medenej rúrke pomocou pertlovačky, b-pre zhotovenie pertlu sa na plochách pertlovačky nepoužíje minerálny olej, c-plochy pertlu na rúrke musia byť čisté, d-rúrkový kalíšok 4 /pertel/ na rúrke 3, e-skrutkový kalíškový rozoberateľný spoj s fittingom, ktorý má závit 1 a s prevlečnou maticou 2 /výkovok/, ktorá má 10°odľahčenie pre podnulové teploty s výskytom ľadu,



Obrázok 31b f-detail podobného spoja ako na obrázku e, g-prevlečná matica /výkovok/ pre podnulové teploty s drážkami rovnobežnými s osou matice pre možný výskyt ľadu, h-prírubový spoj /používa sa pre ocelové rúry/ s tesnením - v hornej časti: pre nadnulové teploty, v spodnej časti: pre podnulové teploty.

### Lokring spojenie



Obrázok 32

## 8.9 Stručné zhrnutie

Všetky chladivové potrubia

- udržiavať spád v smere prúdenia (*min. 1 : 100*),
- zabrániť zbytočným vakom,
- zohľadniť chvenie a rozťažnosť.

Sacie potrubie

- tlaková strata v prijateľných medziach (*do 1,1K*),
- dodržať rýchlosť prúdenia potrebnú pre vracanie oleja,
- spád v smere prúdenia (*pomer 1 : 100*),
- sifón pred každým stúpaním,
- u stupačkových potrubí nad 4 m umiestňovať sifóny každé 3 m,
- výškové rozdiely prekonávať zásadne zvislo (*nikdy šikmo!*),
- zabrániť styku s vodovodným potrubím,
- u zariadenia s výkonovou reguláciou stupačkové potrubia deliť.

Výtlačné potrubie

- z výtlačku kompresora najprv ohyb dole (*sifon – za kludu vracajúci olej nesteká do hlavy*),
- tlaková strata v prijateľných medziach (*do 1,1K*),
- u zariadenia s výkonovou reguláciou stupačkové potrubia deliť,
- vstup do kondenzátora zhotoviť zhora.

Kvapalinové potrubia

- realizovať s minimálnymi prietokovými odpormi,
- tlakovú stratu stupačiek eliminovať výmenníkom kvapalina – plynné chladivo,
- pozor na tvorbu plynových bublín tzv. „Flash gas“,
- správne dimenzovať príslušenstvo (*filter, priezorník atď.*).

Potrubie kondenzátu

- bohaté dimenzovať (*dvojfázové prúdenie*),
- viesť najkratšou možnou cestou s trvalým spádom ku zberaču,
- maximálna rýchlosť prúdenia do 0,5 m/s .

## 8.10 Automatizácia cirkulácie oleja

### Zmes chladiva a oleja

Účelom oleja v chladiacom okruhu je mazanie kompresoru. S chladivom kompresor čerpá i určité množstvo oleja, a preto je olej rozptýlený po celom chladiacom okruhu. V každom mieste tvorí s kvapalným chladivom binárny systém, ktorého vlastnosti môžu byť veľmi rozmanité.

Niektoré chladivá sa s olejom miešajú v akomkoľvek pomere. Vo väčšine prípadov koncentrácie oleja v zmesi s chladivom závisia od teploty a tlaku. Sú chladivá, napr. R22 sa s olejom miešajú len v určitom rozpätí koncentrácie, a konečne chladivá, napr. amoniak, pohlcujú olej len úplne nepatrne.

Obecne je možné povedať, že s výnimkou rozpätia koncentrácií, v ktorých sa olej s chladivom nemieša, rastie vyparovací tlak zmesi koncentráciou chladiva a s teplotou v zmesi. V každom prípade pri určitom tlaku sa chladivo z tejto zmesi s olejom vyparuje pri vyššej teplote než chladivo samotné.

Každému ustálenému stavu chladiaceho okruhu zodpovedá určitá koncentrácia oleja v zmesi s kvapalným chladivom v kvapalinovej nádrži, vo výparníku a v skrini kompresoru.

### Olej vo výparníku

O koncentracii oleja vo výparníku rozhoduje, okrem množstva oleja čerpaného kompresorom i konštrukcia výparníku. Jedným extrémom je suchý výparník, druhým výparník kotlový.

Pri prietoku chladiva suchým výparníkom koncentrácia oleja závisí od koncentrácie oleja v chladive prichádzajúcom zo zberača. Pri stálom vyparovacom tlaku rastie s koncentráciou oleja v zmesi s kvapalným chladivom vyparovacia teplota, takže z výparníku potom môže okrem pary, odchádzať i zmes kvapalného chladiva s olejom o nižšej teplote, než zodpovedá teplote chladeného priestoru.

Výparné teplo tejto zmesi chladiva a oleja je možné využiť vo výmenníku tepla k podchladeniu kvapalného chladiva pred expanzným ventilom. Cieľom však je, aby toto množstvo tepla a teda i koncentrácie oleja v chladive, ktoré vstupuje do výparníku, bola čo najnižšie.

S koncentráciou oleja v zmesi s chladivom sa nielen zvyšuje vyparovací teplota, ale zhoršuje sa súčiniteľ prestupu tepla z chladiva do steny výparníka, a preto je treba, aby vo výparníkoch bola koncentrácia oleja v chladive nízka.

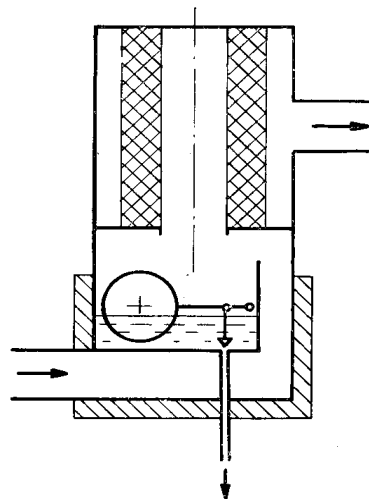
Z rúrkových zaplavených výparníkov odchádza olej do sacieho potrubia vo forme peny. Schopnosť vytvárať penu je funkciou fyzikálnych vlastností zmesi oleja s chladivom, priemeru rúrok a rýchlosti prúdenia. V každom konštrukčnom usporiadaní výparníku, v každých prevádzkových pomeroch sa vytvorí špecifický ustálený stav koncentrácie oleja v chladive, pri ktorom z výparníku odchádza práve množstvo oleja, ktoré sa do neho privádza zo zberača.

To isté však platí i pre kotlový výparník avšak medzi podmienky pre vznik peny patrí i dostatočná rýchlosť, s ktorou pary chladiva prechádzajú hladinou. Takže vhodných podmienok pre vznik peny v kotlových výparníkoch sa dosahuje aj pri prijateľnej koncentrácii oleja v chladive neľahko a preto sa olej odporúča odlúčiť za kompresorom.

### Odlučovač oleja

Ako vyplýva z toho, čo bolo uvedené, základnou podmienkou pre udržiavanie nízkej koncentrácie oleja vo výparníku je malé množstvo oleja cirkulujúceho s chladivom v chladiacom okruhu. Pokiaľ nezaistuje prijateľné podmienky kompresor, je možné prečerpávaný olej vracať do skrine kompresoru odlučovačom oleja.

Schéma veľmi účinného odlučovača oleja je na nasledujúcom obrázku. Chladivo sa pri kompresii značne prehreje, takže vo výtlačnom hrdle kompresoru je prečerpávaný olej v podstate bez chladiva a je rozptýlený vo forme hmly a kvapiek rôznej veľkosti v prúde prehriatych pár chladiva.



Obrázok 33  
Schéma odlučovača oleja

Táto zmes je vedená do priestoru dvojitého dna nádoby s odlúčeným olejom, ktorú tak udržuje na pomerne vysokej teplote. Spodná časť odlučovača je preto tepelne izolovaná. Odtiaľto zmes pary a oleja prúdi do odlučovacieho priestoru, ktorý je vybavený vrstvou vlákien v tvare medzikruhového valca. Sklenené vlákna pre tieto účely majú priemer rádovo  $\mu\text{m}$ , alebo sú i tenšie. Olej, ktorý sa v tejto vrstve zachytí, steká do nádoby, z ktorej je automaticky vypúšťaný plavákovým ventilom do skrine kompresoru. Aby z odlučovača odchádzala zmes oleja s čo najmenším množstvom chladiva, musí byť jeho teplota čo najvyššia. Preto odlučovač oleja musí byť umiestnený čo najbližšie za kompresorom. Ak je však prehriatie pár zvlášť vysoké, zvýši sa i množstvo oleja vo forme pary a to opäť účinnosť odlučovača znižuje.

Ak obsahuje olej vypúšťaný z odlučovača do skrine kompresoru nízkoteplotného zariadenia väčšie množstvo chladiva, jeho chladiaci výkon sa tým značne zníži. Ak sú periódy dlhé, kedy kompresor nebeží, môže teplota odlučovača klesnúť a olej, ktorý je v odlučovači, sa nasýti väčším množstvom chladiva. Do skrine kompresoru potom dosť dlho odchádza olej nasýtený chladivom. Preto sa odlučovače oleja niekedy vybavujú ohrevným telesom, do ktorého sa privádza elektrický prúd v čase, kedy kompresor nebeží, alebo sa do potrubia medzi odlučovač oleja a kondenzátor vkladá spätný ventil.

Priestor odlučovania menej náročných odlučovačov je miesto vláknitej vrstvy vybavený sústavou deflegmačných plechov. Chýba ohrievací priestor nádoby na zhromažďovaný olej, jeho tepelná izolácia i elektrické ohrevné teleso. Mimo uvedeného účelu má odlučovač oleja význam i pre tlmenie hluku a tlakových pulzov, vyvolaných kompresorom.

### **Pump down a odvádzanie podielu kvapalného chladiva z výparníku**

Vo výparníkoch, v ktorých chladivo môže vytvoriť hladinu, najmä ak pracuje s nízkymi teplotami, dochádza k hromadeniu oleja, i keď jeho množstvo, prichádzajúce s kvapalným chladivom je malé. Tomu je možné zabrániť tzv. systém pump-down:

Podiel zmesi a oleja, ktorý je vpúšťaný do výparníka v kvapalnom stave, preteká elektromagnetickým ventilom a termostatickým expanzným ventilom. Elektromagnetický ventil dostáva prúd súčasne s elektromotorom kompresoru a znemožňuje zaplavenie výparníka a sacieho potrubia kvapalným chladivom v období, kedy kompresor nebeží.

Na odvádzanie podielu kvapalného chladiva z výparníku sa zväčšuje tlakový rozdiel, s ktorým pracuje termostatický expanzný ventil, ktorý je veľmi malý. Je daný hydrostatickou výškou chladiva vo výparníku, prietokovým odporom sacieho potrubia medzi výparníkom a zaústením potrubia od výmenníku tepla. Tento tlakový rozdiel je možné zväčšiť ejektorom umiestneným v sacom potrubí.

Aby sa z výparníka odvieďlo čo najviac oleja, chladivo sa odvádzá z miest, kde je koncentrácia oleja najväčšia. Vo výparníkoch amoniakových je to najnižšie miesto, vo výparníkoch na R22 z miesta v blízkosti hladiny chladiva.

### **Olej v skrini kompresora**

Ustálený stav koncentrácie chladiva v olej v skrini kompresora však zodpovedá teplote a tlaku. S reguláciou výkonu kompresoru sú však spojené prechodové zmeny koncentrácie oleja v skrini kompresoru.

Ak prudko klesne po spustení kompresoru behom niekoľkých sekúnd tlak v skrini kompresoru koncentrácia chladiva v oleji behom tejto doby tiež prudko klesne. Množstvo chladiva, zodpovedajúceho zmene koncentrácie sa v tejto krátkej dobe vylúči vo forme pary a s olejom vytvorí penu. Objem zmesi mnohokrát vzrastie a pena nielen vyplní celý priestor skrine kompresoru, ale je i prečerpávaná na výtlačnú stranu. Nezriedka sú sprievodným javom i kvapalinové razy vo valcoch kompresoru.

Ak je kompresor vybavený tlakovým mazaním, olejové čerpadlo nemôže nasávať zmes oleja s veľkým obsahom pary potom kompresor nie je mazaný. Po určitej dobe dôjde k vylúčeniu bublín pary z oleja a tlakové mazanie sa môže obnoviť. Ak nie je kompresor opatrený istením tlakového mazania, môže sa zatiaľ poškodiť. Množstvo oleja v skrini kompresoru sa však značne zmenšilo a doba, než sa olej kompresorom zo skrine odčerpaný vráti z chladiaceho okruhu späť, môže byť veľmi dlhá.

Koncentrácia oleja v kvapalinovej nádrži zatiaľ totiž vzrástla a do výparníku bude prichádzať chladivo s vyššou koncentráciou oleja. Čím väčšie množstvo chladiva bude v zberači a vo výparníku, tým dlhšie bude trvať, než nastane pôvodný ustálený stav množstva oleja v skrini kompresoru. Ak má kompresor rozstrekovacie mazanie, môže sa zatiaľ pre nedostatok oleja v skrini zadrieť.

### **Udržovanie stavu oleja v skrini kompresoru**

Uvedený príklad ukázal, že príčinou rýchleho vývinu peny v skrini kompresoru bol pokles teploty, kedy kompresor nebežal, a rýchla zmena tlaku po jeho rozbehu. Zabrániť vývinu peny je možné tak, že sa neumožní nasýtenie oleja v skrini kompresoru v období kľudu zvýšenou teplotou oleja, tak aby množstvo peny kompresor neohrozilo. To je možné nasledujúcimi spôsobmi:

1. Udržaním dostatočnej teploty oleja v skrini kompresoru elektrickým ohrevným telesom, ktoré je zasunuté do objímky v olejovej vane, alebo je pripnuté k jej dnu. Do tohto ohrevného telesa sa vedie prúd cez kontakty termostatu, ktorého senzor je na skrini alebo k olejovej vane kompresoru.
2. Tam, kde kompresor nie je vystavený extrémnym teplotným rozdielom, dobre vyhovie jednoduchšie usporiadanie. Do ohrevného telesa sa zavádza prúd po celú dobu, kedy kompresor nebeží. Ohrevné teleso sa v letnom období, kedy nehrozí presýtenie oleja chladivom v skrini kompresoru, odpojí.
3. Iné riešenie spočíva v tom, že sa odstráni zdroj, z ktorého by sa mohol olej v skrini kompresoru sýtiť chladivom v období, kedy kompresor nebeží. Ak je teplota chladeného priestoru riadená priestorovým termostatom, tento termostat uzatvára elektromagnetický ventil umiestnený medzi zberačom na chladivo a výparníkom. Beh kompresoru sa zastaví presostatom, nastavením na pomerne nízky tlak. Tým sa z výparníku odsaje chladivo, ktoré by mohlo kondenzovať v skrini kompresoru a zvýšiť koncentráciu chladiva v oleji. Ak prenikne chladivo netesnosťou ventilov kompresoru alebo netesnosťou elektromagnetického ventilu na nízkotlakovej strane, presostat spustí beh kompresoru na dobu nutnú k odsatiu tohto chladiva. V prípade, že priestorový termostat otvorí elektromagnetický ventil, do výparníku prenikne expanzným ventilom chladivo, tlak na nízkotlakovej strane okruhu stúpne a presostat spustí beh kompresoru.

Netesné výtlačné ventily, najmä viacvalcového kompresoru môžu spôsobiť, že cykly spustenia a zastavovania kompresoru môžu byť veľmi krátke. Potom pomôže montáž spätného ventilu do výtlačného potrubia.

Úplné odsatie výparníku môže mať za následok zväčšenie teplotnej diferencie chladeného priestoru. Je to tým, že vyparovanie vo výparníku pri takto riadenom behu kompresoru nekončí s vypnutím priestorového termostatu a ani sa s jeho zapnutím nezačína. Preto tento spôsob ochrany kompresoru je možné použiť len tam, kde tepelná kapacita výparníku je v porovnaní s tepelnou kapacitou chladeného priestoru malá, alebo tam, kde sa na veľkosť teplotnej diferencie chladeného prostredia nekladú veľké nároky.

**Použitá literatúra :**

1. Vilém Polák: Automatizace chladících zařízení. SNTL 1983
2. Ivan Kaluža, Jozef Vančo, Peter Tomlein: Potrubia, SZ CHKT, 1999.
3. Kolektív Carrier: Základy chladiacej techniky. Školiace texty.
4. Kolektív Aero Tech: Inštalácia - inštalačný manuál.
5. Ing. Zdeněk Fencl: Medené potrubie v chladiacej technike. Správy SZ CHKT 2/1996
6. Učebné texty „ Späť k základom “
7. Dvořák : Základy chladicí techniky, SNTL, Praha 1986.
8. Lehrbuch der Kältetechnik, Band 1, Band 2, 1975, 1997.
9. Breidenbach: Der Kälteanlagenbauer, Band 1, Karlsruhe 1990.
10. Havelský: Chladenie, SVŠT, Bratislava 1990.
11. Materiály firmy Danfoss – Montage, firmy Bock, firmy Schultze
12. Blaha: Kandidátska dizertáčná práca „Príspevok k dynamike hermetického kompresora“, 1986.
13. Tichomirov: Šum i vibrácii malých chladidlých mašin, Moskva 1962.
14. Bishop: Kmitaní, STNL, Praha 1979.
15. SPRÁVY SZCHKT
16. Multi - Circuito negli scambiatori a piastre saldobrasati, ZERO marec 1998.
17. Carrier: Schullungskurs.
18. Materiály firmy Bitzer.
19. Copeland: Technologische Überlegungen zur FCKW – Problematik, C9.5.2.
20. Tomlein, P. – Dančo, M.: Tepelné čerpadlo či plynový kotol so solárnym kolektorom a klimatizačnou jednotkou, TZB – Haustechnik, 2011, číslo 5, strany 24 – 25.
21. Tomlein, P.: Chladivové potrubia, Učebné texty SZCHKT, 2012, 29 s. Dostupné na internete: <http://www.szchkt.org>
22. Ruman, R, Šustek, J. Tomlein, P.: Prevádzkové versus investičné náklady pri projektovaní potrubí chladiaceho okruhu. SZCHKT, Správy 8/2012 s. 28-31.
23. Ruman, R, Šustek, J.: Projekty dizertačných prác. STU, Sjf, február 2012.