

NÁVRH POTRUBÍ CHLADICÍHO OKRUHU

Ing. Luděk Pospíšil

JDK, spol. s r.o., Pražská 2161, Nymburk, Česká republika

ABSTRAKT

Příspěvek se zabývá technickými aspekty správného návrhu chladivového potrubí z pohledu spolehlivosti a ekonomiky provozu. Podrobně jsou popsány důvody a kritéria pro správný výběr a rozhodování při návrhu potrubního systému chladicího okruhu. Příspěvek však není podrobnou příručkou pro výpočet potrubní soustavy chladicího systému.

Úvod

Spolehlivost a ekonomika provozu kompresorového chladicího zařízení je závislá na správném dimenzování a provedení potrubního systému. Nesprávně navržené a provedené potrubí chladicího okruhu může působit opakované provozní potíže. Optimální dimenzování potrubí okruhu je pak výsledkem řady kompromisů. Je žádoucí dosáhnout maximálního výkonu a spolehlivého provozu při minimálních nákladech.

Častým úkolem je navrhnout a propojit chladivovým potrubím kondenzační jednotku a příslušně dimenzovaný výparník nebo výparníky. Někdy bývá také požadavek na propojení odděleného kondenzátoru s kompresorovou jednotkou.

Zásady dimenzování potrubí

Úspěšný návrh chladivového potrubí vyžaduje dobré znalosti funkce chladicího okruhu a jeho jednotlivých komponent. Mimo určení správné dimenze potrubí je také důležité uplatňovat a dodržovat zásady správného vedení propojovacího potrubí.

Z pohledu maximalizace výkonu chladicího systému se požaduje navrhnout sací a výtlačné potrubí tak, aby tlakové ztráty zbytečně nesnižovaly účinnost kompresoru. Splnění tohoto požadavku vede k volbě nižších rychlostí proudění tj. větších dimenzí potrubí. Současně je však třeba mít na mysli, že spolu s obíhajícím chladivem vždy cirkuluje také malé množství oleje. Je nutné dbát na to, aby za všech provozních stavů bylo dosaženo plynulé vrácení oleje. Pro spolehlivý transport oleje ve výtlačném, sacím potrubí a ve výparníku je nutné udržovat minimální rychlost proudících par chladiva. Pouze při dostatečně vysoké rychlosti proudění par chladiva je olej unášen po stěně trubky. Volba průměru sacího a výtlačného potrubí je pak vždy z tohoto pohledu kompromisem.

V kapalinovém potrubí tvoří olej s HFC chladivem homogenní směs a je spolehlivě unášen. Kapalinové potrubí od sběrače ke vstřikovacímu ventilu musí vždy spolehlivě zásobovat vstřikovací ventil kapalnou fází chladiva bez obsahu parní složky. Dovolená tlaková ztráta je závislá na velikosti pracovního podchlazení kapaliny. Vzniklá tlaková ztráta na kapalinovém potrubí pak nijak neomezuje výkon chladicího systému. Při volbě vyšších rychlostí v kapalinovém potrubí může v případě použití ON/OFF solenoid ventilu docházet k nebezpečným kapalným rázům. Naopak při volbě nízkých rychlostí (použití větších průměrů potrubí) velký vnitřní objem kapalinové soustavy zvyšuje celkovou potřebnou náplň chladiva v systému a navyšuje investiční náklady. Správná volba je tedy opět kompromisem.

Základní pravidla návrhu

Při dimenzování potrubního systému chladicího okruhu mějte vždy na paměti:

1. Dobré zásobování vstřikovacího ventilu(ů) kapalným chladivem bez parní složky.
2. Volbou průměru potrubí dosáhnout přiměřené tlakové ztráty.
3. Zajistit plynulé vrácení oleje při všech pracovních režimech. Ochraňte kompresor před ztrátou mazacího oleje nadměrným shromažďováním oleje v komponentech chladicího okruhu.
4. Zamezit pozvolnému stékání chladiva nebo oleje z potrubního systému do kompresoru během jeho doby stání.

Poznámka: Při návrhu potrubí pro chladicí okruhy které pracují pouze sezónně (2000 až 4000 hodin za rok) například split systémy A/C se z důvodu nižších investičních nákladů používají vyšší rychlosti (menší průměry potrubí). Průmyslové a komerční systémy, které jsou provozovány nepřetržitě by měly být navrženy s ohledem na maximálně efektivní provoz kompresoru, tedy s nižšími rychlostmi proudění.

Návrh propojovacího potrubí především ovlivňuje:

- Druh použitého chladiva
- Chladicí výkon a rozsah regulace chladicího výkonu
- Provozní podmínky (vypařovací a kondenzační teplota, podchlazení chladiva)
- Délka potrubí a výškový rozdíl

Pozor: Při dimenzování potrubí nepoužívejte jako vodítka připojovacích rozměrů chladicích komponent! Potřebná velikost propojovacího potrubí může být větší nebo menší!

Ekvivalent tlakové ztráty

Měřítkem pro určení přípustné tlakové ztráty v potrubí je přípustná změna teploty sytosti vypařujícího se nebo kondenzujícího chladiva. Rozdíl teploty se udává v Kelvinech (K). Vlivem přídatných tlakových ztrát potrubí na sání a výtlačku kompresoru dochází ke změně tlakového poměru na kompresoru. To má za následek změnu výkonu a účinnosti kompresoru a tedy celého chladicího okruhu viz tabulku 1.

Ztráta (K)	$T_E = -10^\circ\text{C}^{(1)}$		$T_E = -35^\circ\text{C}^{(2)}$	
	Chl. výkon Q_o (%)	P_{el}/Q_o (%)	Chl. výkon Q_o (%)	P_{el}/Q_o (%)
Sací potrubí				
0	100	100	100	100
1	96.0	104.3	95.2	104.9
2	92.0	109.0	90.7	108.6
3	88.3	113.7	86.2	114.0
Výtlačné potrubí				
0	100	100	100	100
1	98.1	104.2	97.9	103.7
2	96.1	108.5	96.1	109.0
3	94.2	113.7	94.0	112.6

⁽¹⁾ Data pro kompresor ZB45, R404A, vypařovací teplota $T_E = -10^\circ\text{C}$, kondenzační teplota $+43^\circ\text{C}$ [3]

⁽²⁾ Data pro kompresor ZF18, R404A, vypařovací teplota $T_E = -35^\circ\text{C}$, kondenzační teplota $+43^\circ\text{C}$ [3]

Tabulka 1

Sací potrubí

Jedná se o nejdůležitější část potrubního systému, která je nejvíce citlivá na správné dimenzování. Tlaková ztráta v sacím potrubí způsobuje pokles výkonu chladicího systému. Kompresor pak musí pracovat s nižším vypařovacím tlakem, aby na výparníku udržel potřebnou vypařovací teplotu. Potrubí je tedy nutné dimenzovat s ohledem na minimalizaci tlakových ztrát, ale rychlost proudění musí být ještě dostatečná k bezpečnému návratu oleje do kompresoru.

Doporučená rychlost v sacím potrubí je 4.5 ... 20m/s. Tlaková ztráta se doporučuje do 1.2K [1] a [2]. Pokles výkonu a zhoršení chladicího faktoru COP je při ekvivalentní tlakové ztrátě 1K cca 4 až 5%.

Výtlačné potrubí

Olej je unášen po stěnách trubky parami chladiva, rychlost bývá vyšší a není tak kritická. Vyšší rychlosti však mohou způsobovat hluk.

Doporučená rychlost ve výtlačném potrubí je 10 ... 18m/s. Tlaková ztráta se doporučuje volit do 1.2K [1] a [2]. Při ekvivalentní tlakové ztrátě 1K je pokles výkonu o 2% a zhoršení chladicího faktoru COP o cca 4%.

Pro bezpečné zajištění vracení oleje je nutné dodržovat alespoň minimální doporučené rychlosti proudění plynu dle tabulky 2.

Doporučené minimální rychlosti pro vracení oleje				
Potrubí Cu(mm)	Sání Rychlost (m/s)		Výtlač Rychlost (m/s)	
	Vertikální	Horizontální	Vertikální	Horizontální
22	3.2	2.5	1.9	1.4
28	3.5	2.7	2.2	1.6
35	4.0	3.0	2.4	1.8
42	4.3	3.2	2.6	2.0
54	4.9	3.7	3.0	2.3
64	5.5	4.1	3.3	2.6

Tabulka 2 [4]

Kapalinové potrubí

Rychlost je třeba volit s ohledem na tlakové ztráty a možný vznik kapalných rázů při použití ON/OFF solenoid ventilu. Ekvivalentní tlaková ztráta vyjádřená v Kelvinech nesmí být větší než je podchlazení kapalného chladiva. Při návrhu je nutné také uvažovat výškový rozdíl a tlakové ztráty jednotlivých komponent v kapalinovém vedení jako je např. průhledítko, filtrdehydrátor a solenoid ventil.

Pro vedení kapalného chladiva se doporučuje volit rychlosti do 1.5m/s. Tlaková ztráta způsobená třením by neměla překročit 0.5 až 1K [1] a [2].

Kapalinové potrubní propojení z kondenzátoru do sběrače chladiva často obsahuje velký podíl bublin, které mohou zvyšovat tlakovou ztrátu. Z tohoto důvodu se doporučuje volit pro tuto část potrubí rychlost do 0.5m/s [1] a [2].

Výpočet tlakových ztrát

Pro stanovení průměrů potrubní soustavy chladicího okruhu lze s výhodou využít některý výpočtový SW například SOLKANE® nebo CoolPack. Program umí, pro zadaný typ chladiva, pracovní podmínky a výkon, vypočítat rychlosti proudění v jednotlivých sekcích (sání, výtlač, kapalina). K dispozici je také hodnota tlakových ztrát respektive ekvivalentní hodnota ztrát K/1m délky potrubí.

Pro praktickou práci při návrhu chladicího okruhu je užitečná tabulka 3 s hodnotami ekvivalentních délek běžně používaných Cu tvarovek.

Tlakové ztráty – ekvivalentní délka potrubí															
Tubing Size (O.D.) mm	Hladká kolena					T-kusy				Enlargement *			Contraction *		
															
	90° STD.	90° Long Radius	90° Street	45° STD.	45° Street	Flow Through Branch	No Reduction	1/4 Reduction	1/2 Reduction	1/4	1/2	3/4	3/4	1/2	1/4
12	0.43	0.27	0.7	0.21	0.34	0.82	0.27	0.37	0.43	0.43	0.24	0.09	0.21	0.15	0.09
16	0.49	0.3	0.76	0.24	0.4	0.91	0.3	0.43	0.49	0.55	0.34	0.12	0.27	0.21	0.12
22	0.6	0.43	0.98	0.27	0.49	1.2	0.42	0.56	0.6	0.76	0.46	0.15	0.37	0.3	0.15
28	0.8	0.52	1.25	0.4	0.64	1.5	0.52	0.7	0.8	0.98	0.6	0.21	0.49	0.37	0.21
35	1.0	0.7	1.7	0.52	0.91	2.1	0.7	0.94	1.0	1.4	0.91	0.3	0.7	0.55	0.3
42	1.2	0.79	1.9	0.64	1.0	2.4	0.79	1.1	1.2	1.8	1.1	0.37	0.88	0.67	0.37
54	1.5	1.0	2.5	0.79	1.4	3.0	1.0	1.4	1.5	2.4	1.46	0.49	1.2	0.91	0.49

* Use smallest diameter "d".

Use long radius elbows only on refrigeration

Tabulka 3 [5]

Závěr

Správný návrh potrubí chladivového okruhu je komplexní úloha vyžadující dobré znalosti a zkušenosti. Návrh a provedení chladivového potrubí nesmí být podceňováno. Pro každou aplikaci by měl být zpracován a zdokumentován příslušný projekt potrubního propojení respektující výše uvedené požadavky a kritéria. Výsledkem pak bude spolehlivě a ekonomicky pracující chladicí systém.

Seznam literatury:

- [1] ASHRAE 2010, Chapter 1- Halocarbon refrigeration systems.
- [2] DUPONT Refrigerant Piping Handbook, Gert Denison
- [3] Copeland Selection software 7.6 / 41075 (06/12)
- [4] SOLKANE® Refrigerant Software Ver. 7.0.0.10
- [5] Refrigeration Piping & Charging Residential AirConditioning R-22 Roger D. Holder, CM, MSME