

Technický návrh uspořádání kompresorové stanice

Martin Štěpán

Bakalářská práce
2017



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně

Fakulta technologická

Ústav výrobního inženýrství

akademický rok: 2016/2017

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: Martin Štěpán

Osobní číslo: T140144

Studijní program: B3909 Procesní inženýrství

Studijní obor: Technologická zařízení

Forma studia: kombinovaná

Téma práce: Technický návrh uspořádání kompresorové stanice

Zásady pro vypracování:

- 1. Teoretická část:**
- 2. zdroje tlakového vzduchu**
- 3. tlakové nádoby**
- 4. potrubí a regulační prvky**
- 5. shrnutí teoretické části**
- 6. Praktická část:**
- 7. výpočet potřeby tlakového vzduchu**
- 8. technické návrhy řešení kompresorové stanice**
- 9. ekonomické vyhodnocení návrhu**
- 10. Diskuze a závěr**

Rozsah bakalářské práce:

Rozsah příloh:

Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**

Seznam odborné literatury:

1. Kamenický, J., Kolarčík, K., **Kompresory VŠB – TU Ostrava, skripta**
2. Chlumský, V., Liška, A., **Kompresory, SNTL/ALFA, Praha/Bratislava 1982**
3. Liška, A., **Technika stlačeného vzduchu, výroba a rozvod, SNTL Praha 1988**
4. Liška, A., Novák, P., **Kompresory ČVUT Praha 1999, skripta**
5. Kemka, V., Barták, J., Milčák, P., Žitek, P., **Stavba a provoz strojů – Stroje a zařízení**
6. Roček, J., **Průmyslové armatury**
7. Zelený, J., **Stavba strojů – strojní součásti**

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Zdeněk Dvořák, CSc.

Ústav výrobního inženýrství

Datum zadání bakalářské práce:

2. ledna 2017


Termín odevzdání bakalářské práce:

19. května 2017

Ve Zlíně dne 31. ledna 2017



doc. Ing. František Buňka, Ph.D.
děkan



prof. Ing. Berenika Hausnerová, Ph.D.
ředitel ústavu

Příjmení a jméno:

Obor:

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že

- beru na vědomí, že odevzdáním diplomové/bakalářské práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších právních předpisů, bez ohledu na výsledek obhajoby ¹⁾;
- beru na vědomí, že diplomová/bakalářská práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitním informačním systému dostupná k nahlédnutí, že jeden výtisk diplomové/bakalářské práce bude uložen na příslušném ústavu Fakulty technologické UTB ve Zlíně a jeden výtisk bude uložen u vedoucího práce;
- byl/a jsem seznámen/a s tím, že na moji diplomovou/bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, zejm. § 35 odst. 3 ²⁾;
- beru na vědomí, že podle § 60 ³⁾ odst. 1 autorského zákona má UTB ve Zlíně právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona;
- beru na vědomí, že podle § 60 ³⁾ odst. 2 a 3 mohu užít své dílo – diplomovou/bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití jen s předchozím písemným souhlasem Univerzity Tomáše Bati ve Zlíně, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše);
- beru na vědomí, že pokud bylo k vypracování diplomové/bakalářské práce využito softwaru poskytnutého Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně nebo jinými subjekty pouze ke studijním a výzkumným účelům (tedy pouze k nekomerčnímu využití), nelze výsledky diplomové/bakalářské práce využít ke komerčním účelům;
- beru na vědomí, že pokud je výstupem diplomové/bakalářské práce jakýkoliv softwarový produkt, považují se za součást práce rovněž i zdrojové kódy, popř. soubory, ze kterých se projekt skládá. Neodevzdání této součásti může být důvodem k neobhájení práce.

Ve Zlíně

.....

¹⁾ zákon č. 111/1998 Sb. o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších právních předpisů, § 47 Zveřejňování závěrečných prací:

(1) Vysoká škola nevdělečně zveřejňuje disertační, diplomové, bakalářské a rigorózní práce, u kterých proběhla obhajoba, včetně posudků oponentů a výsledku obhajoby prostřednictvím databáze kvalifikačních prací, kterou spravuje. Způsob zveřejnění stanoví vnitřní předpis vysoké školy.

(2) Disertační, diplomové, bakalářské a rigorózní práce odevzdané uchazečem k obhajobě musí být též nejméně pět pracovních dnů před konáním obhajoby zveřejněny k nahlížení veřejnosti v místě určeném vnitřním předpisem vysoké školy nebo není-li tak určeno, v místě pracoviště vysoké školy, kde se má konat obhajoba práce. Každý si může ze zveřejněné práce pořizovat na své náklady výpisy, opisy nebo rozmnoženiny.

(3) Platí, že odevzdáním práce autor souhlasí se zveřejněním své práce podle tohoto zákona, bez ohledu na výsledek obhajoby.

²⁾ zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, § 35 odst. 3:

(3) Do práva autorského také nezasahuje škola nebo školské či vzdělávací zařízení, užije-li nikoli za účelem přímého nebo nepřímého hospodářského nebo obchodního prospěchu k výuce nebo k vlastní potřebě dílo vytvořené žákem nebo studentem ke splnění školních nebo studijních povinností vyplývajících z jeho právního vztahu ke škole nebo školskému či vzdělávacímu zařízení (školní dílo).

³⁾ zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, § 60 Školní dílo:

(1) Škola nebo školské či vzdělávací zařízení mají za obvyklých podmínek právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla (§ 35 odst. 3). Odpírá-li autor takového díla udělit svolení bez vážného důvodu, mohou se tyto osoby domáhat nahrazení chybějícího projevu jeho vůle u soudu. Ustanovení § 35 odst. 3 zůstává nedotčeno.

(2) Není-li sjednáno jinak, může autor školního díla své dílo užít či poskytnout jinému licenci, není-li to v rozporu s oprávněnými zájmy školy nebo školského či vzdělávacího zařízení.

(3) Škola nebo školské či vzdělávací zařízení jsou oprávněny požadovat, aby jim autor školního díla z výtěžku jím dosaženého v souvislosti s užitím díla či poskytnutím licence podle odstavce 2 přiměřeně přispěl na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložily, a to podle okolností až do jejich skutečné výše; přitom se přihlédne k výši výtěžku dosaženého školou nebo školským či vzdělávacím zařízením z užití školního díla podle odstavce 1.

ABSTRAKT

Předkládaná bakalářská práce se zabývá návrhem kompresorové stanice pro průmyslový podnik. Popisuje funkci a význam jednotlivých součástí této stanice a naznačuje reálný postup od návrhu až po realizaci této technologie v průmyslovém podniku. Cílem práce je vhodně navrhnout kompresorovou stanici a vypočítat náklady na její realizaci a provoz v daném časové úseku.

Klíčová slova:

Kompresor, sušič vzduchu, filtrace, rozvod stlačeného vzduchu, tlak.

ABSTRACT

The submitted bachelors thesis deals with the design of a compressor station for an industrial company. Describes the function and meaning of each part of the station and indicates the real process from design to realization of this technology in an industrial company. The aim of this thesis is properly design a compressor station and calculate the cost of realization and operation in a given time period.

Keywords:

Compressor, air dryer, filtration, compressed air network, pressure

Na tomto místě bych rád poděkoval panu doc. Ing. Zdeňku Dvořákovi CSc. za odborné vedení bakalářské práce.

Nemalý dík patří také panu Ing. Radimu Januškovi za cenné informace a přínosné rady při tvorbě této práce.

Motto: „Duha vzniká, když padne sluneční záře na hustý stlačený vzduch“.

Anaximenés

Prohlašuji, že odevzdaná verze bakalářské práce a verze nahraná do IS/STAG jsou totožné.

Ve Zlíně dne:

OBSAH

ÚVOD	10
I TEORETICKÁ ČÁST	11
1 TEKUTINOVÉ MECHANISMY	12
1.1 PNEUMATICKÉ MECHANISMY	12
1.2 ZDROJ STLAČENÉHO VZDUCHU - KOMPRESORY	13
1.2.1 Pístové kompresory	18
1.2.2 Šroubové kompresory	24
2 VÝBAVA KOMPRESOROVÉ STANICE	27
2.1 TLAKOVÁ NÁDOBA	27
2.1.1 Pojistný ventil.....	31
2.2 ÚPRAVA STLAČENÉHO VZDUCHU	33
2.2.1 Úprava stlačeného vzduchu pro pneumatické obvody	34
2.2.2 Úprava stlačeného vzduchu pro centrální rozvod stlačeného vzduchu	35
2.3 ZPĚTNÝ A ŠKRTICÍ VENTIL	39
2.4 PNEUMATICKÉ VENTILY	40
2.5 SPOTŘEBIČE STLAČENÉHO VZDUCHU	41
2.6 ÚDRŽBA PNEUMATICKÝCH SYSTÉMŮ.....	41
2.7 PNEUMATICKÝ OBVOD	42
2.8 ZHODNOCENÍ TEORETICKÉ ČÁSTI	44
II PRAKTICKÁ ČÁST	45
3 CÍL PRAKTICKÉ ČÁSTI	46
3.1 ZÁKLADNÍ PARAMETRY KOMPRESOROVÉ STANICE	46
3.2 ZÁKLADNÍ POŽADAVKY NA KOMPRESOROVOU STANICI.....	47
3.3 POSTUP PŘI REALIZACI KOMPRESOROVÉ STANICE.....	47
3.4 POSTUP PŘI NAVRŽENÍ VÝKONNOSTI KOMPRESOROVÉ STANICE.....	48
3.4.1 Přibližné stanovení výkonnosti	48
3.4.2 Exaktní stanovení výkonnosti	51
4 NÁVRH KONKRÉTNÍ KOMPRESOROVÉ STANICE	52
4.1 VÝPOČET SPOTŘEBY STLAČENÉHO VZDUCHU POMOCÍ PROVOZNÍCH SOUČINITELŮ.....	53
4.2 POPIS NAVRŽENÉ KOMPRESOROVÉ STANICE	54
4.3 POŘIZOVACÍ CENA KOMPONENTŮ KOMPRESOROVÉ STANICE	60
4.4 FINANČNÍ NÁKLADY NA ÚDRŽBU JEDNOTLIVÝCH KOMPONENTŮ	60
4.4.1 Cena pravidelného servisu šroubového kompresoru.....	60
4.4.2 Náklady na údržbu tlakové nádoby	62
4.4.3 Náklady na údržbu odváděče kondenzátu	62
4.4.4 Náklady na údržbu filtrace stlačeného vzduchu.....	62
4.4.5 Náklady na údržbu separátoru odpadního kondenzátu	62

4.4.6	Mzdové a ostatní náklady na montáž	62
4.4.7	Náklady na spotřebovanou elektrickou energii	63
4.5	SOUHRN CELKOVÝCH NÁKLADŮ NA POŘÍZENÍ, SERVIS A PROVOZ KOMPONENTŮ KOMPRESOROVÉ STANICE	63
4.6	KALKULACE 1 M ³ STLAČENÉHO VZDUCHU	64
4.7	GRAF UKAZUJÍCÍ POMĚR NÁKLADŮ NA VÝROBU STLAČENÉHO VZDUCHU ZA DOBU PROVOZU 5 LET	65
ZÁVĚR.....		66
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY		67
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....		70
SEZNAM OBRÁZKŮ		74
SEZNAM TABULEK.....		75
SEZNAM PŘÍLOH.....		76

ÚVOD

Škála využití stlačeného vzduchu je hodně široká, a proto nachází uplatnění snad ve všech oborech lidské činnosti zejména pak v průmyslové výrobě. Všudypřítomný okolní vzduch je považován za levné médium, protože je všude kolem nás a není nutné ho kupovat. Bohužel se toto povědomí přenáší i na stlačený vzduch přičemž se zapomíná, že stlačení vzduchu je energeticky velmi náročný proces a nedůsledný postoj při řešení otázek jak získávat a jak využívat energii akumulovanou ve stlačeném vzduchu může znamenat velké ztráty.

V průmyslové výrobě plní stlačený vzduch celou řadu funkcí, jako jsou čištění, chlazení, sušení, pohon pneumatických prvků v CNC obráběcích centrech, zdroj pro výrobu dusíku pro kvalitní práci laserových center, atd. K výrobě stlačeného vzduchu slouží kompresory, což jsou tekutinové mechanismy, které za pomoci elektromotoru uvádí do pohybu nejčastěji písty nebo šroubovice, které ve svých útrokách stlačují nasávaný vzduch z okolní atmosféry. Hlavním zdrojem pro výrobu stlačeného vzduchu je však elektrická energie, která nemalou částkou zatěžuje rozpočet každého, kdo energii ze stlačeného vzduchu využívá. Když k nákladům na elektrickou energii připojíme náklady na pořízení a údržbu této technologie, zjistíme, že energie získaná ze stlačeného vzduchu je tou nejdražší energií, která se v průmyslu využívá. Proto je potřeba při návrhu kompresorové stanice vycházet z co nejpřesnějších údajů o spotřebě stlačeného vzduchu v daném podniku, tak abychom byli schopni vybrat pro firmu stroj s vhodnou výkonností, tak aby byl její rozpočet zatížen co nejmenší částkou za elektrickou energii a servis tohoto zařízení.

Cílem této práce je v teoretické části popsat základní rozdělení všech zařízení, která jsou součástí kompresorové stanice a jsou nezbytná pro správný a ekologický chod této technologie. V praktické části je cílem navrhnout vhodnou kompresorovou stanici s příslušenstvím a zjistit náklady na její vybudování a provoz po určitý časový interval.

I. TEORETICKÁ ČÁST

1 TEKUTINOVÉ MECHANISMY

Mechanismus je zařízení, které přenáší pohyb neboli energii od zdroje ke spotřebiči nebo může, pomocí mechanismu, docházet ke změně druhu pohybu např. rotační pohyb se může měnit na přímočarý. U tekutinových mechanismů se k přenosu energie využívá kapalina nebo plyn. Podle druhu média, které tekutinový mechanismus využívá, dělíme tyto zařízení na hydrostatické mechanismy a pneumatické mechanismy. [1]

Při výběru některého z těchto mechanismů si musíme uvědomit rozdíl ve stlačitelnosti média, které využívá. Vzduch, který využívají pneumatické mechanismy je mnohonásobně více stlačitelný než kapalina, a proto je schopen v sobě akumulovat velké množství energie. Energie ukrytá ve stlačeném vzduchu však představuje pro každého, kdo tuto energii využívá, značné riziko z hlediska bezpečnosti. Z těchto důvodů se používá v tlakových rozvodech nízký tlak plynu do 1 MPa (10 bar). Můžeme se však setkat s aplikacemi, které využívají i vyššího tlaku, až 20 MPa (20 bar), například při plnění tlakových láhví plynem pro výčep nápojů nebo dýchatelným vzduchem pro potápěče. U těchto aplikací se musí klást velký důraz na bezpečnost. Naproti tomu jsou kapaliny jen velmi málo stlačitelné a využívají se k přenosu velké tlakové energie, až 40 MPa, i na větší vzdálenosti. Nejsou však schopny tuto velkou tlakovou energii do sebe akumulovat. [1]

Jak kapaliny, tak i plyny jsou stlačitelné. Kdyby kapaliny nebyli stlačitelné, tak by měly vlastnosti jako pevné látky a nemohl by se jimi šířit tlak všemi směry. U kapalin je však stlačitelnost minimální, dochází k úbytku objemu řádově v desetinách procentech. [1]

Jelikož je tato práce zaměřena na výrobu stlačeného vzduchu a jeho následnou úpravu, bude se dále zabývat pouze pneumatickými mechanismy.

1.1 Pneumatické mechanismy

Ve mnoha oblastech národního hospodářství se dnes hojně využívá stlačený vzduch a to především pro své vlastnosti, díky kterým je všestranně použitelný. Stlačený vzduch se využívá, protože výhody použití výrazně převyšují jeho nevýhody. V některých aplikacích je to dokonce jediné řešení, například vyfukování, čištění nebo stříkání barev. Používá se k usnadnění práce a ke zvýšení její efektivity. Hlavní uplatnění nachází stlačený vzduch v mechanizaci a automatizaci kde slouží k vykonávání pracovních pohybů pneumatických mechanismů. Ty stejně jako hydraulické mechanismy slouží ke stejnému účelu a to k přenosu energie od zdroje ke spotřebiči. Rozdílem je použité médium a mnohonásobně vyšší

stlačitelnost tohoto média. Jako médium se v pneumatických mechanismech využívá vzduch, který je všude přítomný, a proto není problém s jeho zásobováním. Dalšími nespornými výhodami je to, že vzduch není hořlavý, horký ani jedovatý. Nehrozí nám nebezpečí požáru jako u mechanismů hydraulických, kde je z hlediska hořlavosti rizikový olej. Stejně tak je vyloučeno i nebezpečí zkratu. Případná netěsnost v pneumatickém obvodu neznamena znečištění okolí pracovní látkou, protože provoz je čistý. Pneumatické systémy pracují s výrazně nižšími tlaky než systémy hydraulické. Díky snadné stlačitelnosti vzduchu v sobě po stlačení toto médium ukrývá mnoho energie, která by při poruše rozvodného systému mohla způsobit destrukci okolí, proto se z bezpečnostních důvodů využívá tlak výhradně kolem 1 MPa. [1,2]

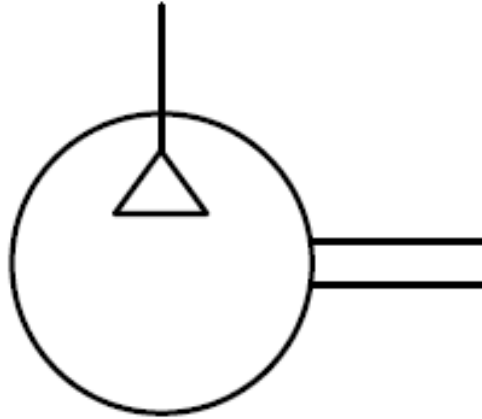
Pneumatický obvod se skládá z celé řady prvků, které v pneumatickém systému plní různé funkce. Mezi hlavní součásti pneumatického systému patří níže uvedené prvky:

1.2 Zdroj stlačeného vzduchu - kompresory

Za první kompresor se dá považovat ručně ovládaný měch z třetího tisíciletí před naším letopočtem. Ke zdokonalení došlo až kolem roku 1500 před naším letopočtem, kdy byl šlapací mech poháněn například vodním kolem. Až stále se rozvíjející výroba železa ve vysokých pecích v 18. a 19. století nastartovala rozvoj kompresorů. V Anglii byl patentován „kovový měch“ v roce 1757. O devatenáct let později, v roce 1776, sestrojil ruský mechanik I. I. Polzunov kompresor, který považujeme za prototyp dnešních kompresorů. První dvojstupňový kompresor postavil v roce 1829 Angličan William Mann a v roce 1849 tuto konstrukci vylepšil o chlazení plynu na mezistupni baron von Rathen. První kompresor vybavený deskovými Hoerbigerovými ventily byl zkonstruován v roce 1894. Protože stále rostla spotřeba stlačeného vzduchu, začaly se počátkem 20. století vyrábět v Anglii a Francii turbokompresory. Švéd Alfréd Lysholm byl první kdo sestrojil šroubový kompresor a tuto konstrukci si nechal patentovat kolem roku 1920. U nás se začaly kompresory vyrábět ve Škodových závodech v roce 1907. Vývoj olejem mazaných kompresorů začal až v roce 1959. [3,4]

Kompresory zasahují snad do všech odvětví lidské činnosti. Ve strojírenství je až 30% z celkově vyrobené elektrické energie spotřebováváno právě kompresory, proto je nutné s elektrickou energií úsporně hospodařit. Vývoj kompresorů jde neustále dopředu. Největší důraz se klade na co nejefektivnější využití elektrické energie a spolehlivost, tak aby náklady na

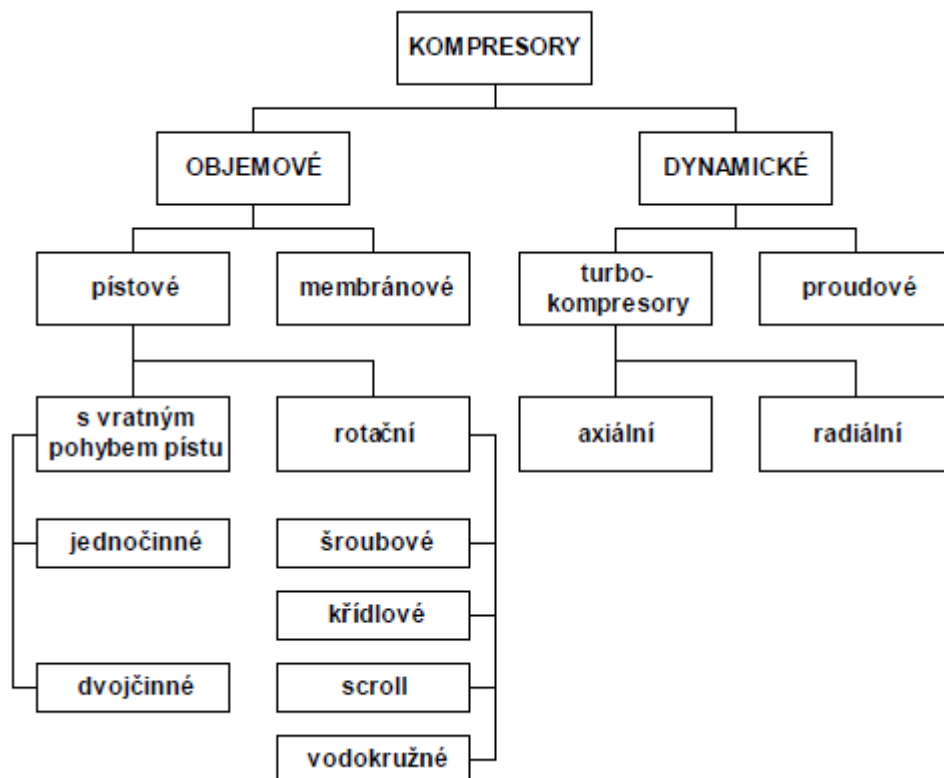
provoz kompresoru zatěžovaly rozpočet provozovatele co nejnižší částkou za elektrickou energii a servis těchto strojů. [3,4]



Obr. 1 - Schématická značka kompresoru [17]

Kompresory rozdělujeme podle způsobu stlačování na objemové a rychlostní (dynamické).

Tab. 1 - Rozdělení kompresorů [6]



Objemové kompresory - dochází ke kompresi vzduchu změnou objemu pracovního prostoru ve válci, ve kterém je vzduch uzavřen. U pístových kompresorů dochází ke změně objemu pracovního prostoru vratným, přímočarým pohybem pístu. Rotační kompresory využívají ke kompresi rotační pohyb pístu. Podrobnější rozdělení můžete vidět v níže uvedené tab. 1.

Rychlostní (dynamické) kompresory - dělíme na lopátkové turbokompresory a proudové ejektory, u kterých při kompresi nedochází ke změně pracovního prostoru těchto kompresorů. Kinetická a částečně tlaková energie média vzniká v oběžném kole neboli v rotoru, za kterým je umístěn stator, kde se kinetická energie mění na tlakovou. Podle směru pohybu média vůči ose stroje se turbokompresory dělí na axiální a radiální. [3,5,6]

Nejdůležitější části proudových ejektorů jsou dýza, směšovací komora a difuzor. V dýze získává hnací látka kinetickou energii. Ve směšovací komoře se mísí hnací látka s médiem a v difuzoru dochází k přeměně kinetické energie na tlakovou. [3,5,6]

Kompresory můžeme dále rozdělit podle celé řady kritérií:

Podle použití oleje:

- *Olejové*
- *Bezolejové*

Podle umístění:

- *Stacionární*
- *Přenosné*
- *Pojízdné*

Podle stlačovaného média:

- *Vzduchové*
- *Plynové*

Podle stupňů stlačování:

- *Jednostupňové*
- *Vícestupňové*

Podle tlakového poměru:

- *Dmyhadla* $\sigma_c < 3$
- *Nízkotlaké kompresory* $\sigma_c = 3$ až 25
- *Středotlaké kompresory* $\sigma_c = 25$ až 100
- *Vysokotlaké kompresory* $\sigma_c = 100$ až 300
- *Hyperkompresory* $\sigma_c > 300$

Vztah pro výpočet tlakového poměru je:

$$\sigma_c = \frac{p_d}{p_{n,l}} [-] \quad (1)$$

Kde je: σ_c ... celkový tlakový poměr

p_d ... tlak na výtlaku kompresoru

$p_{n,l}$... tlak nasávaného média

Podle dosahované výkonnosti \dot{V}_d na:

- kompresory malé, jestliže $\dot{V}_d < 150$ [m³.h⁻¹]
- kompresory střední $\dot{V}_d = 150$ až 5 000 [m³.h⁻¹]
- kompresory velké $\dot{V}_d > 5\,000$ m³.h⁻¹

Základním parametrem kompresoru je *výkon*, která je definován jako objemový průtok média \dot{V}_d od sání kompresoru až po spotřebič. Objemový průtok \dot{V}_d je rozdílem objemu nasávaného vzduchu \dot{V}_n a objemu média, které unikne netěsnostmi \dot{V}_o .

$$\dot{V}_d = \dot{V}_n - \dot{V}_o \text{ [m}^3\text{.s}^{-1}\text{]} \quad (2)$$

Tato veličina se během bezporuchového provozu nemění, protože není ovlivňována změnou atmosférického tlaku a ani změnou teploty. Je závislá na aktuálním stavu stroje, na tlakovém poměru stroje σ_c a hlavně na míře opotřebení částí utěšňující pracovní prostor kompresoru. K určení dopravovaného množství plynu je nejvhodnější využít hmotnostního průtoku \dot{m}_d , v praxi se nevyužívá a bývá podle níže uvedeného vzorce (3) přepočítávána na objemový průtok.

$$\dot{m}_d = \dot{V}_{d,N} \cdot \frac{p_N}{R \cdot T_N} \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (3)$$

Kde je: \dot{m}_d ... hmotnostní průtok

$\dot{V}_{d,N}$... objemový průtok, normální stav technický

R ... plynová konstanta

p_N ... atmosférický tlak 100 kPa

T_N ... teplota, standardně 20 °C

V případě, že je teplota okolí T_N , čili nasávaného vzduchu, 20 °C a tlak okolního vzduchu u sacího hrdla p_N je 100 kPa, tak platí vztah (4):

$$\dot{V}_d = \dot{V}_{d,N} \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (4)$$

Účinnost kompresorů je míra dokonalosti zařízení, která posuzuje využití přivedené energie. U většiny strojů se přímá účinnost η definuje jako poměr užitečné části příkonu $P_{už}$ a celkového příkonu stroje P .

$$\eta = \frac{P_{už}}{P} \text{ [-]} \quad (5)$$

Ztráta energie W_z , převážně tepelná energie, která unikne do okolí je rozdíl mezi přivedenou energií W a využitou energií $W_{už}$. Platí vztah (6):

$$W_z = W - W_{už} \text{ [J]} \quad (6)$$

Přímé účinnosti jsou u kompresorů nahrazovány účinnostmi porovnávacími, což jsou účinnosti nepřímé. Porovnávají příkon ideálního kompresoru (neexistuje) a skutečného kompresoru a tím se zkoumá jeho dokonalost.

Podle zvoleného typu stlačování plynu dělíme porovnávací účinnosti na *izotermickou* a *adiabatickou* (též *izoentropickou*). [5,6,7]

Izotermická účinnost se definuje hlavně u pístových kompresorů a je poměrem mezi příkonem ideálního kompresoru P_{it} a celkovým příkonem skutečného kompresoru P_{sp} . V tomto případě mluvíme o spojkové izotermické účinnosti $\eta_{it,sp}$.

$$\eta_{it,sp} = \frac{P_{it}}{P_{sp}} \text{ [-]} \quad (7)$$

Pro provozovatele kompresorové stanice je z hlediska vyhodnocení nákladů spojených s provozem tohoto zařízení důležitější a snadno vyhodnotitelná izotermická účinnost celého soustrojí, kde je příkon skutečného kompresoru P_{sp} nahrazen elektrickým příkonem P_{el} .

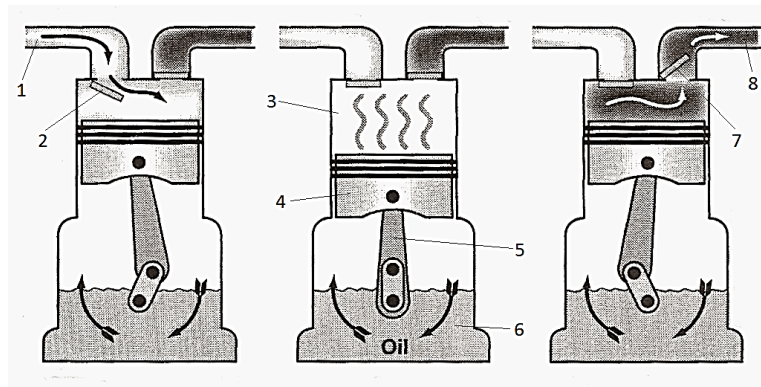
$$\eta_{it,el} = \frac{P_{it}}{P_{el}} [-] \quad (8)$$

U rotačních kompresorů se definuje účinnost *adiabatická (izoentropická)* pomocí ideálního izoentropického příkonu P_{ie} , postupuje se analogicky jako u izotermické účinnosti. [6]

$$\eta_{ie,sp} = \frac{P_{ie}}{P_{sp}}; \eta_{ie,el} = \frac{P_{ie}}{P_{el}} [-] \quad (9)$$

1.2.1 Pístové kompresory

Pístové kompresory jsou řazeny mezi objemové kompresory. Ke stlačování vzduchu dochází zmenšováním objemu prostoru válce přímočarým pohybem pístu. Mechanická energie, která je přivedena do kompresoru se částečně změní na teplo.



1 – sací hrdlo

2 – sací ventil

3 – pracovní prostor

4 – píst

5 – klikový mechanismus

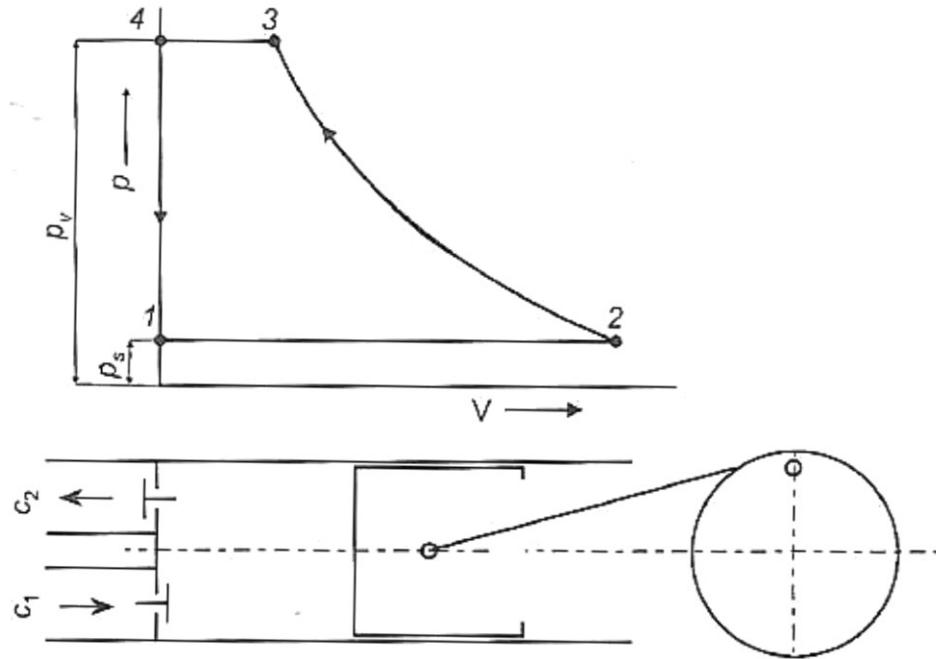
6 – olejová náplň

7 – výtláčkový ventil

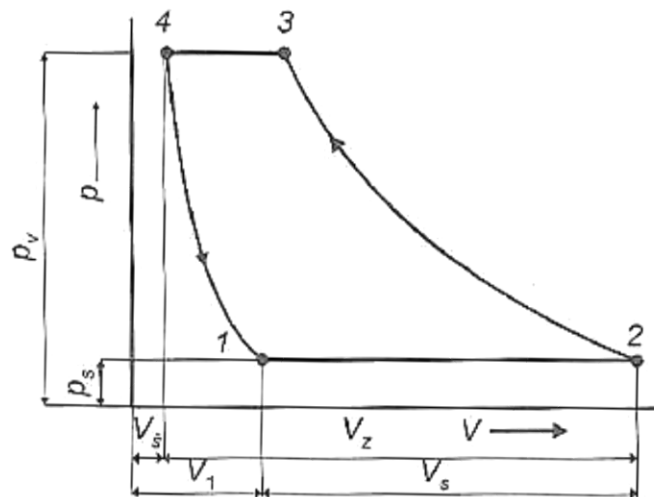
8 – výtláčkové hrdlo

Obr. 2 – Schéma pístového kompresoru [22]

Během vratného pohybu pístu je plyn nasáván, stlačován a vytlačován. Pracovní znázorňují diagramy uvedené na obr. 3 a obr. 4. Je zde znázorněn jak pracovní oběh ideálního kompresoru bez uvažování škodlivého prostoru kompresoru (obr. 3), tak i pracovní oběh skutečného kompresoru včetně uvažování škodlivého prostoru ve válci kompresoru (obr. 4). [8]



Obr. 3 – Pracovní oběh pístového kompresoru bez škodlivého prostoru [8]



Obr. 4 – Pracovní oběh pístového kompresoru
se škodlivým prostorem [8]

Pracovní oběh *ideálního kompresoru* začíná otevřením sacího ventilu v bodě **1**. U stojatých kompresorů je píst v horní úvrati. Při sání, pohyb 1-2, se píst pohybuje směrem k dolní úvrati a zvětšuje se pracovní prostor. Sací ventil je otevřen a dovoluje vniku plynu, který má konstantního tlak a teplotu, do válce. Na konci sacího zdvihu se sací ventil uzavře a zpětný pohyb pístu zajistí zmenšování pracovního prostoru, ve kterém se plyn stlačuje. Výtlačný ventil je uzavřen až do doby, kdy dojde k dosažení tlaku p_2 (bod 3) ve válci a otevře se výtlačný ventil. Během následující části zdvihu pístu je plyn vytlačen z válce. Jeden cyklus je ukončen v bodě 4, kdy je píst zpět v horní úvrati a výtlačný ventil se uzavře. Následně dojde k otevření sacího ventilu a celý děj se opakuje. Píst je obvykle poháněn klikovým mechanismem od hnacího hřídele. [6,8]

U pracovního oběhu *skutečného kompresoru* neplatí ideální podmínky. V pracovním prostoru dochází během zdvihu pístu ke změnám tlaku a na konci výtlačného zdvihu zůstává v prostoru mezi hlavou válce a pístem část plynu. [6]

Výkon pístových kompresorů závisí na zdvihovém objemu válce V_{zl} , který je úměrný hlavním rozměrům:

$$V_{zl} = S \cdot L \text{ [m}^3\text{]} \quad (10)$$

Kde je S ... pracovní plocha pístu [m²]

L ... zdvih pístu [m]

Skutečný výkon Q [m³/s⁻¹] však závisí ještě na otáčkách n [s⁻¹] a dopravní účinnosti η_d . [8]

$$Q = V_{zl} \cdot n \cdot \eta_d \quad (11)$$

Konstrukce pístových kompresorů:

Na konstrukci kompresoru má vliv několik faktorů a to zejména požadovaný výkon, výtlačný tlak, požadavek na kvalitu stlačeného vzduchu, účel použití a v neposlední řadě také schopnosti a zkušenosti konstruktéra.

Kompresory s běžným výkonem do 300 m³/hod jsou konstruovány jako jednostupňové či dvoustupňové a jsou schopné vyrobit stlačený vzduch o tlaku 700 až 1000 kPa. Takové

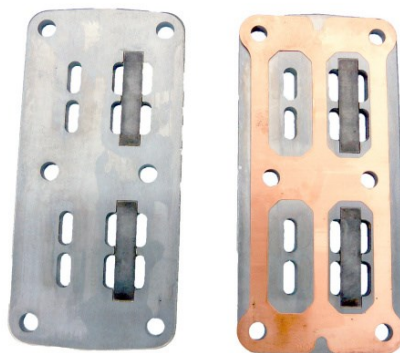
kompresory jsou chlazené vzduchem. U menších jednotek jsou mazány rozstříkem a u větších kompresorů jsou mazány tlakově. Kompresory s větším výkonem se obvykle konstruují jako dvoustupňové s tlakovým mazáním, chladí se vodou.

Spolehlivost kompresoru nejvíce závisí na *ventilech* kompresoru. Je to jedna z nejdůležitějších a zároveň nejvíce namáhaných součástí pístového kompresoru. Funkce ventilů je automatická, otevírání a zavírání ventilů je řízeno rozdílem tlaků nad a pod ventilovou deskou.

Destičkové ventily, kde sací a výtlačný ventil mají shodnou velikost, jsou nejvíce používané. Liší se pouze zapuštěnou hlavou středního spojovacího šroubu, která bývá vždy na straně pracovního prostoru, matice zajišťující šroub je vždy nad ventilem mimo pracovní prostor válce.

Rychloběžné pístové kompresory využívají funkci souosých ventilů, které jsou tvořeny sací střední částí a na vnějších stranách jsou potom mezikruhové kanálky, které tvoří výtlačnou část ventilu.

Nejjednodušší konstrukce je u ventilů jazýčkových, které jsou tvořeny dvěma nárazníkovými deskami se sacími a výtlačnými otvory. Mezi tyto dvě desky je vložen mezikruhový těsnící kroužek, na němž jsou přinýtovány jazýčky vyrobené z tenkého plechu. Jazýčky se otevírají nebo zavírají v závislosti na rozdílu tlaku nad nebo pod ventilem. Výhodou je jejich jednoduchost a snadná výměna. [3]



Obr. 5 – Ventilová deska [23]

Ležaté kompresory

Jedná se o nejstarší konstrukci pístových kompresorů, která vychází ze zkušeností získaných při stavbě parních strojů. Takto zkonstruované kompresory disponují nízkými otáčkami, nevýhodou je nedokonalé vyvážení setrvačných sil a momentů, a proto tyto stroje vyžadují rozměrnou, robustní konstrukci. Tyto stroje mají dlouhou životnost. [6]

Stojaté kompresory

Stojaté kompresory byly konstruovány díky snaze zlevnit výrobu pomocí zvýšení otáček kompresorové jednotky. Vzorem jim k tomu byly spalovací motory. Díky uspořádání s více válci dochází k lepšímu vyvážení setrvačných sil a momentů, narůstá však výška celého soustrojí, takže kompresor musí být umístěn v prostoru, který dovoluje vertikální montáž a demontáž pístů a dlouhých pístnic. I přístup k ventilům je u takto konstruovaných kompresorů složitější. Proto se nejčastěji staví jen jako nízkotlaké a pojízdné.

Tyto stroje dosahují účinnosti $\eta_{it,el} = 0,6$ při celkovém tlakovém poměru $\sigma_c = 9$. [6]



Obr. 6 – Pístový kompresor Orlik typ PKS 51/300 [23]

Mazání pístových kompresorů

Díky mazání kompresorového agregátu dochází ke zmenšení tření, prodlužuje se životnost kompresoru, chrání se povrch mechanismu proti korozi, zvyšuje se těsnost a odvádí se teplo, které vzniklo vlivem tření.

Malé pístové kompresory jsou mazány rozstříkem, kdy kuželový kolík upevněný na ojnicí hlavě rozbíjí hladinu olejové náplně a tím vytváří olejovou mlhu v prostoru klikového mechanismu.

Větší kompresory mají mazání tlakové, kdy olejové čerpadlo tlakuje prostřednictvím kanálků a hadiček mazací olej přímo do ložisek a do válců.

Tak zvané přemazávání nebo naopak nedostatečné mazání je stejně špatné. Musí být použito co nejmenší množství oleje, tak aby stačilo k dostatečnému mazání třecích ploch. U pístových kompresorů přichází vzduch do kontaktu s mazací látkou a její množství ovlivňuje následnou spotřebu oleje strojem a množství oleje, které putuje se stlačeným vzduchem do rozvodné sítě.

Chlazení pístových kompresorů

Je nezbytné pro zvýšení účinnosti a spolehlivosti kompresorů.

Chlazení vzduchem – žebra na válci zvětšují plochu válce a tím lépe odvádí teplo. Používá se v kombinaci s ventilátorem u malých pístových kompresorů.

Chlazení chladicí kapalinou – chladicí kapalina protéká dutinami mezi válcem a pláštěm. Používá se u větších kompresorů.

Regulace pístových kompresorů:

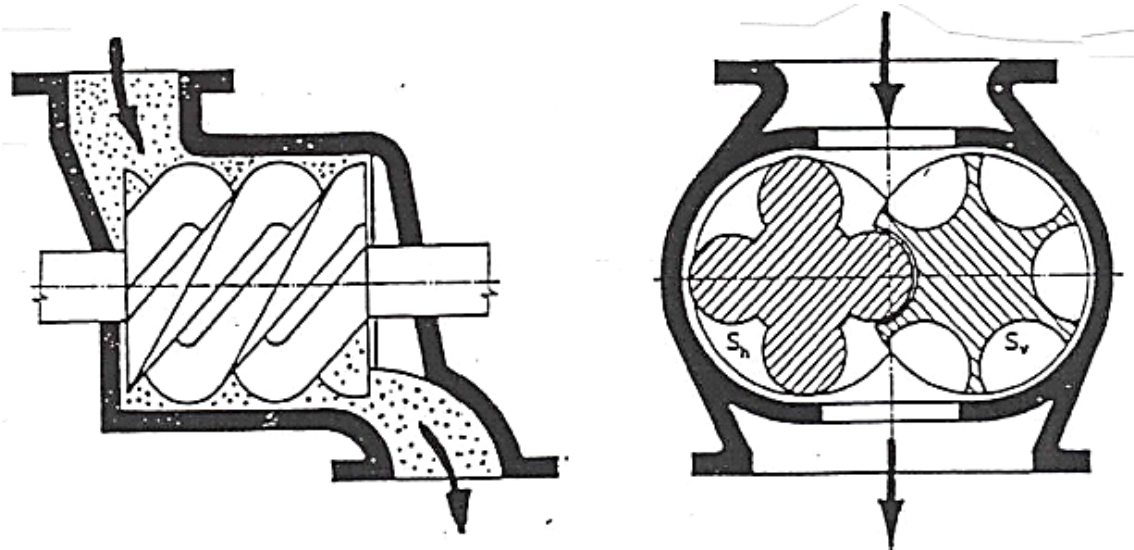
Signálem pro regulaci je změna tlaku vlivem zvýšeného objemového průtoku stlačeného vzduchu. Regulace je *plynulá, přerušovaná nebo stupňovitá*.

Regulace se provádí těmito způsoby:

- Regulace změnou otáček
- Zastavováním a spouštěním motoru, star-stop
- Pomocí tlakového spínače
- Uzavíráním sání
- Škracením sání
- Zvětšováním škodlivého prostoru [8]

1.2.2 Šroubové kompresory

Šroubové kompresory zaujímají v oboru stlačování vzduchu dominantní postavení. V mnohém slučují výhody pístových a rotačních kompresorů. Pomocí šroubových kompresorů se můžou stlačovat různé plyny, například vodík, etan, ale hlavně vzduch. Konstrukcí vycházejí z dvourotorového Rootsova dmyhadla s tím rozdílem, že čelní ozubení je nahrazeno šroubovými elementy, které mají rozdílný počet zubů a velké stoupání. Vzájemně jsou dokonale vyváženy. [6]



Obr. 7 – Schéma šroubového kompresoru [6]

Hlavní částí šroubových kompresorů je šroubový blok, který je tvořen rotory, sacím a výtlačným hrdlem. Dříve se používalo uspořádání se sacím i výtlačným hrdlem nad pracovním prostorem. Tato konstrukce však vedla ke vzniku hydraulických rázů. V současnosti mají šroubové bloky sací hrdlo nad pracovním prostorem a výtlačné hrdlo pod rotory. Blok dále obsahuje ložiska, ucpávky hřídelů, synchronizační a převodová soukolí. Hlavní rotor má vypouklé nesymetrické zuby, vedlejší rotor má profil vydutý. Rotory jsou konstruovány tak, aby při rotaci vytvářely nepřetržitou těsnicí linii s minimální podélnou a příčnou netěsností. Poměr délky a průměru rotoru L/D je optimálně 1,65. Komůrky mezi zuby obou rotorů společně s válcovou plochou skříně tvoří pracovní prostor. Součástí šroubových kompresorů jsou systémy, které zajišťují filtraci nasávaného vzduchu, regulaci výkonnosti, chlazení, mazání, měření provozních parametrů a kontrolu celého soustrojí. [6]

Výkon šroubových kompresorů

Vychází se z teoretických vztahů, které jsou doplněny korekčními faktory, které jsou získány experimentálně. [3]

$$Q = (S_1 + S_2) \cdot L_1 \cdot z_1 \cdot n_1 \cdot \lambda_d \text{ [m}^3\text{/s]} \quad (12)$$

Kde je: S_1 a S_2 ... plocha mezer mezi zuby hlavního a vedlejšího rotoru [m^2]

L_1 ... délka činné části rotorů [m]

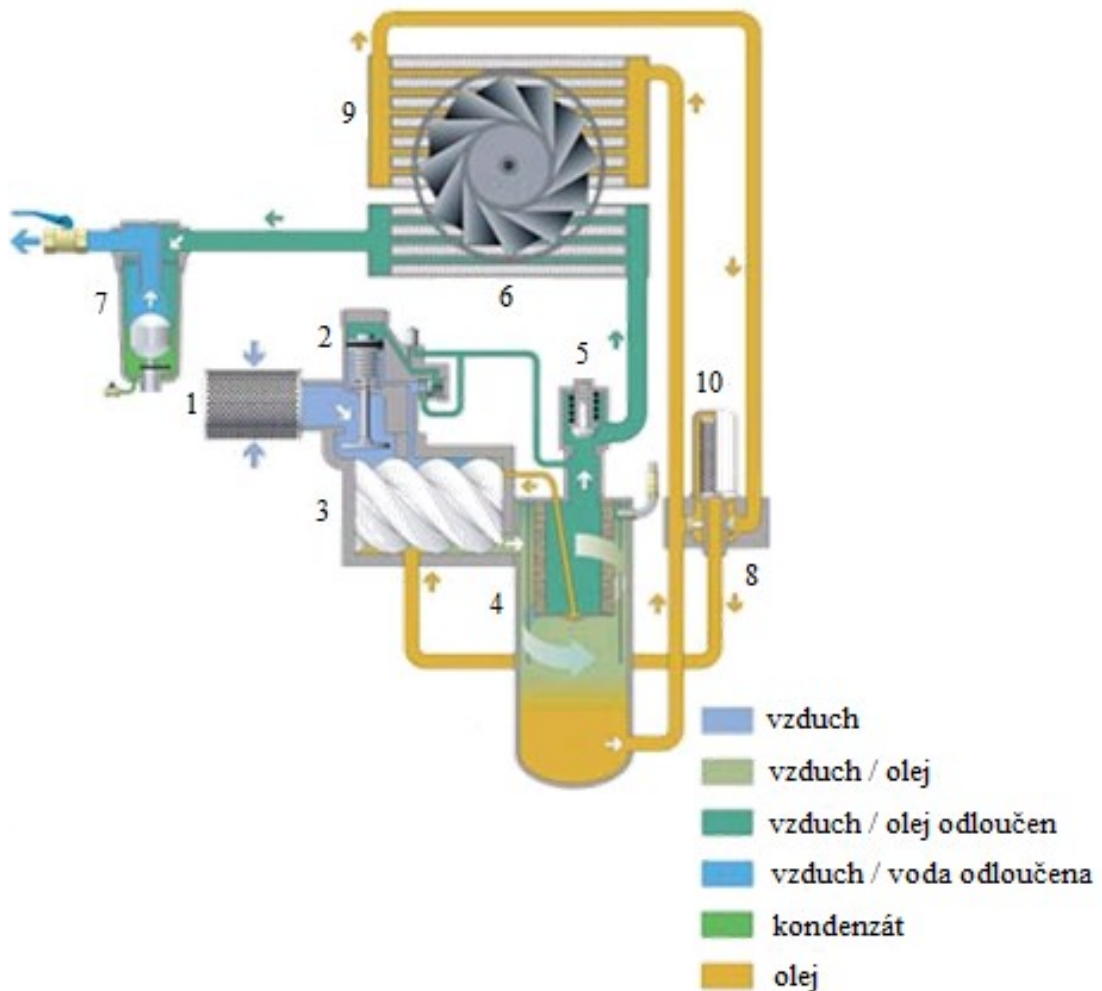
z_1 ... počet zubů hlavního rotoru

n_1 ... otáčky hlavního rotoru [s^{-1}]

λ_d ... dopravní součinitel

Pracovní oběh šroubových kompresorů

Na obr. 7 lze vidět pracovní oběh šroubového kompresoru.



Obr. 8 – Schéma pracovního oběhu šroubových kompresorů [24]

Vzduch je nasáván přes vzduchový filtr (1). Filtr je určen pro ochranu kompresoru před nečistotami z ovzduší. Jeho velikost a kvalita filtračního media má vliv na spolehlivost a životnost kompresoru a spotřebu energie. Regulační klapka (2) pouští vzduch do elementu. Při regulaci START / STOP je buď plně otevřena, nebo plně zavřena, podle nastavení zatěžovacího a odlehčovacího tlaku. U plynulé regulace se klapka otevírá a přivírá tak, aby byl udržen nastavený tlak. Vzduch a olej vstupují do kompresorového elementu (3) kde dojde k jejich stlačení. Směs stlačeného vzduchu s olejem vstupuje do nádoby separátoru (4) zde se olej odlučuje od vzduchu odstředivým efektem, gravitací a konečným zachycením v separační vložce. Kvalita filtrační vložky je určující pro množství oleje, který uniká dále do vzduchové sítě. Když se v separační nádobě vytvoří dostatečný tlak, automaticky se otevře ventil minimálního tlaku (5) a stlačený vzduch je dodáván do sítě. Stlačený vzduch prochází dochlazovačem (6), kde dojde k jeho zchlazení na hodnotu cca 10°C nad okolní teplotu za současného vysrážení kondenzátu. Kapky kondenzátu se odstředivě odloučí v odlučovači kondenzátu (7) a stlačený vzduch vstupuje do rozvodné sítě. Olej je vytlačován z nádoby separátoru do termostatu (8), kde olej o nízké teplotě je veden přímo do olejového filtru a olej o vysoké teplotě je nejdříve veden do chladiče oleje (9), kde je zchlazen za pomoci ventilátoru. Před opětovným vstřikem do elementu je olej filtrován ve filtru oleje (10), kde je zbaven všech nežádoucích nečistot. [3,6]

Regulace šroubových kompresorů

- Uzavřením sání (volnoběh kompresoru)
- Plynulou změnou otáček
- Škracením v sání
- Vypínáním a zapínáním motoru, start-stop
- Přepouštěním z výtlaku do sání
- Zkrácením činné délky rotorů
- Změnou kompresního poměru
- Kombinovaná regulace [6]

2 VÝBAVA KOMPRESOROVÉ STANICE

Základem kompresorové stanice je kompresor, ale aby byly splněny veškeré požadavky na odpovídající parametry je potřeba kompresorovou jednotku doplnit různými zařízeními, které plní důležité funkce při výrobě a zejména pak při úpravě stlačeného vzduchu.

2.1 Tlaková nádoba

Slouží jako zásobník stlačeného vzduchu, jehož schopností je pokrýt výrobní špičky, které mohou dočasně nastat při souběhu více činností, které jsou náročné na spotřebu stlačeného vzduchu. Může sloužit také jako vyrovnávací tlaková nádoba, pro odstranění poklesů tlaku v části rozvodného systému stlačeného vzduchu, která je více vzdálená od kompresorovny. Je také důležitou součástí běžných pístových kompresorů, které nemají dostatečné chlazení. V případě využívání takového kompresoru po delší dobu je nutné, aby byl pístový kompresor vybaven tlakovou nádobou, která je svým objemem správně zvolena k výkonnosti kompresoru, tak aby zásoba vzduchu, kterou kompresor naplní tlakovou nádobou, stačila pro pracovní činnost na takovou dobu, aby se pístový kompresor dokázal přijatelně ochladit okolním, atmosférickým vzduchem.

Bezpečnostní součinitel je závislý na teplotě. Jedná se o součin maximálního pracovního přetlaku p v MPa a objemu tlakové nádoby V , objem udáváme v litrech. Tlakové nádoby rozdělujeme podle bezpečnostního součinitele a maximálního provozního tlaku takto:

- a) skupina A: tlakové nádoby s maximálním pracovním přetlakem větším než 0,2 MPa, bezpečnostní součinitel je větší než 10^3 ,
- b) skupina B: všechny ostatní tlakové nádoby. [9]

Podle ČSN EN 286-1 a ČSN 690010 je tlakovou nádobou každá nádoba o objemu větším než 10 litrů, kruhového průřezu s maximálním provozním přetlakem 0,07 MPa a s bezpečnostním součinem ≥ 10 .

Norma ČSN 690010 říká, že tyto nádoby musí být dodávány s pasportem, který obsahuje prohlášení o shodě, návod k obsluze a rozměrový výkres, informace o výchozí revizi a o následujících provozních revizích. Pasport vystavuje výrobce nebo revizní technik s příslušným oprávněním.

Povinná výbava tlakových nádob stabilních:

Vyhláška Českého úřadu bezpečnosti práce a Českého báňského úřadu č.18/1979 Sb. a zákona č.174/1968 Sb. určuje povinnou výbavu každé tlakové nádoby:

- uzavírací a vypouštěcí armaturou
- tlakoměrem
- pojistným zařízením
- odvětrávacím zařízením
- příslušnou dokumentací prokazující způsobilost tlakové nádoby

Dokumentace – Dle ČSN 690010 musí mít každá nádoba pasport, který obsahuje informace o výchozí a provozní revizi, o tlakových zkouškách, které je nutné v průběhu životnosti tlakové nádoby pravidelně provádět. Vypracované revizní zprávy jsou vypracovány pověřeným revizním technikem a stávají se nedílnou součástí pasportu.

Prohlášení o shodě je součástí výrobní dokumentace a nevyklučuje povinnost provádět pravidelné revizní prohlídky.

Tlakoměry jsou zařízení pro kontrolu tlaku v tlakových nádobách. Dodávány jsou s různým závitovým připojením např. 1/4“, M20x1,5 apod. a se stupnicí v barech či kPa. Norma ČSN 690010-5.2 upřesňuje správný výběr tlakoměru. Tlakoměr musí mít takový rozsah stupnice, aby se měřený pracovní tlak pohyboval ve druhé třetině rozsahu stupnice. Nejvyšší pracovní tlak musí být na stupnici vyznačen červenou značkou.

Pojistné ventily – Otvírací tlak pojistného ventilu musí být totožný s nejvyšším povoleným pracovním tlakem uvedeným na výrobním štítku tlakové nádoby.

U přímočinných pojistných ventilů je povoleno krátkodobé překročení nejvyššího pracovního tlaku, maximálně však o 10%.

Obsluha tlakových nádob

Pouze osoba řádně proškolená a přezkoušena, starší 18-ti let může provozovat tlakovou nádobu. Proškolení a prozkoušení obsluhy zajišťuje revizní technik.

Kontrola tlakoměrů

Kontrola se provádí vynulováním nejméně 1x za tři měsíce. K vynulování slouží zkušební trojcestný ventil. Pokud nádoba není vybavena tímto ventilem, je nutné vypustit tlak z nádoby. Nejpozději 1x za 2 roky se provádí porovnání tlakoměru se zkušebním ocejchovaným manometrem. Pokud rozdíl v naměřeném tlaku mezi zkoušeným a zkušebním tlakoměrem je vyšší než 5% je nutné provozní tlakoměr vyměnit.

Pojistné ventily

Je zkoušen při provozním talku nadlehčením kuželky ventilu. Tato zkouška se provádí 1 x za měsíc.

Zaškolená obsluha je povinna zaznamenávat pravidelné zkoušky do provozního deníku tlakové nádoby.

Druhy revizí a zkoušek

Povinností provozovatele je zajištění pravidelných provozních revizí.

Výchozí revize - Provádí se před uvedením nádoby do provozu. Revizní zpráva se potom stává přílohou pasportu.

Provozní revize – Nejpozději do 14 dní od uvedení do provozu je provozovatel povinen provést 1. provozní revizi. Další revize se provádí vždy po roce. Revizní zpráva se stává přílohou pasportu.

Provozní revize - Zahrnuje kontrolu celkového stavu nádoby, správnou funkci výbavy nádoby tj. tlakoměrů, regulačních a uzavíracích prvků. Je také kontrolována evidence pravidelných kontrol tlakoměrů a pojistných ventilů. Důraz se klade na čistotu a pořádek v okolí tlakové nádoby a bezpečný přístup ke všem kontrolním, pojistným prvkům a výrobním štítkům.

Vnitřní revize – Provádí se po pěti letech a posuzuje se stav vnitřní strany nádoby včetně všech výstupů výstroje. Zohledňuje se také celkový stav, stáří a pracovní médium.

Zkouška těsnosti – Následuje po každé vnitřní revizi a provádí se provozním přetlakem hydraulicky nebo pneumaticky.

Tlaková zkouška - Provádí se 1x za devět let. Zkouška spočívá v napuštění a natlakování nádoby na zkušební tlak nejčastěji vodou. Tato zkouška se provádí po každé opravě, po provozní přestávce delší než 2 roky, pokud revizní technik po vnitřní revizi shledá, že je nutné tuto zkoušku provést. Stejně tak je nutné tuto zkoušku uskutečnit, pokud dojde k přemístění nádoby, nebo pokud došlo k překročení provozního tlaku po dobu, během které mohlo dojít ke zhoršení mechanických vlastností materiálu tlakové nádoby. [10]

Nejdůležitější normy vztahující se k tlakovým nádobám:

- | | |
|----------------|--|
| ČSN-EN 286-1 | Jednoduché tlakové nádoby pro vzduch a dusík.
Obsahuje konstrukci, výrobu a zkoušení tlakových nádob. |
| ČSN 690010-1 | Všeobecná ustanovení a terminologie |
| ČSN 690010-2 | Rozdělení tlakových nádob do kategorií. Tlakové nádoby na vzduch jsou zařazeny do kategorie č. 4 |
| ČSN 690010-3 | Materiál pro výrobu tlakových nádob |
| ČSN 690010-4.1 | Výpočet pevnosti tlakových nádob |
| ČSN 69 0010-5 | Výstroj tlakových nádob [10] |



Obr. 9 - Schématická značka tlakové nádoby [17]

2.1.1 Pojistný ventil

Pojistné ventily plní funkci poslední pojistky před destrukcí tlakové nádoby výbuchem. Je to bezpečnostní prvek, který pracuje automaticky. Pokud dojde k nebezpečnému zvýšení tlaku, plyn se z vnitřního prostoru tlakové nádoby automaticky odpustí. Jakmile tlak klesne pod maximální povolenou hodnotu, pojistný ventil se uzavře, protože každý únik stlačeného vzduchu způsobuje zbytečné ztráty. Hodnota otevíracího tlaku p_o [MPa] se u přímočarých pojistných ventilů nastavuje dimenzováním tuhosti pružiny, s ohledem na maximální pracovní přetlak. České normy, které upřesňují použití a technické požadavky pojistných ventilů jsou velmi obsáhlé a obsahují i základní definice a termíny, protože se v obchodním i technickém styku se často setkáváme s nepřesnými termíny. [11,12]

České normy pro pojistné ventily:

- ČSN 13 4309-1 Pojistné ventily. Část 1. Termíny a definice
- ČSN 13 4309-2 Pojistné ventily. Část 2. Technické požadavky
- ČSN 13 4309-3 Pojistné ventily. Část 3. Výpočet výtoku
- ČSN 13 4309-4 Pojistné ventily. Část 4. Typové zkoušky

Funkční veličiny pojistných ventilů:

Pracovní tlak zařízení p_n [MPa]

Otevírací tlak p_o [MPa]

Nastavený otevírací tlak p_{on} [MPa]

Cizí protitlak p_{pc} [MPa]

Vlastní protitlak p_p [MPa]

Tlak při plném otevření p_{max} [MPa]

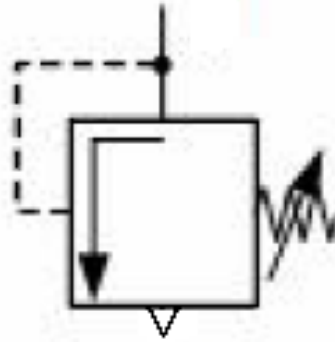
Uzavírací tlak p_u [MPa]

Jmenovitý zdvih z_{max} [mm]

Teoretický výtok Q_t [$kg \cdot h^{-1}$]

Skutečný výtok Q_s [$kg \cdot h^{-1}$]

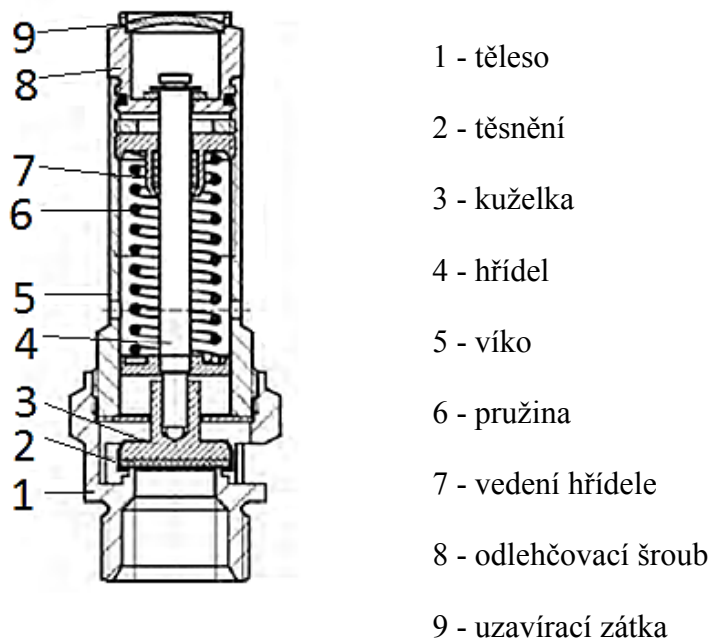
Zaručený výtok Q_z [$kg \cdot h^{-1}$]



Obr. 10 – Schématická značka
pojistného ventilu [17]

Níže uvedený obr. 9 znázorňuje všechny nejdůležitější části přímočinného pojistného ventilu 06205, který slouží hlavně jako bezpečnostní prvek na tlakových nádobách nebo na rozvodných systémech stlačeného vzduchu.

Pokud dosáhne tlak v systému maximální povolené hodnoty, na kterou je dimenzována pružina pojistného ventilu, stlačí tuto pružinu kuželka, která pomocí hřídele uvolní odlehčovací šroub, a tak může vzduch uniknout do okolní atmosféry. [11,12]



Obr. 11 - Pojistný ventil, typ 06205 [25]

2.2 Úprava stlačeného vzduchu

Většina kompresorů v průmyslových firmách jsou kompresory olejem mazané. Stlačený vzduch na výstupu z olejového kompresoru obsahuje jednak stopy oleje, ale také vlhkost. Navíc se můžou ve stlačeném vzduchu objevovat i různé jiné nečistoty, zejména pak stopy rzi, které se mohou uvolňovat například z vnitřního povrchu stěn tlakové nádoby nebo z vnitřních stěn ocelového rozvodu stlačeného vzduchu. Některé aplikace, zejména pak v potravinářství, jsou náchylné na olej a nečistoty obsažené ve stlačeném vzduchu, proto je nutné tyto nečistoty odstranit a stlačený vzduch upravit.

Rozvoj úpravy stlačeného vzduchu nastal až v 70. letech. V této době nastal prudký nárůst využívání energie ze stlačeného vzduchu a tím se i zvýšily nároky na kvalitu stlačeného vzduchu.

Prach se částečně zachytí v sacím filtru kompresoru avšak pouze do velikosti 5 až 10 μm . Menší prachové částice prochází celým kompresorem, kde se k němu postupně připojí kovový ořez, kondenzát a rez. Pokud je kompresor a jeho vnitřní potrubní rozvod v pořádku obsah nečistot na výstupu z kompresoru nepřesáhne 2 – 4 mg/m^3 .

Voda ve formě vodní páry je obsažena v okolním atmosférickém vzduchu. Vlivem stlačování se stlačený vzduch zahřívá. Jakmile se vzduch začne ochlazovat v dochlazovači nebo v rozvodném potrubí kompresoru dochází ke kondenzaci vodní páry. Kondenzát obsažený ve stlačeném vzduchu může způsobovat korozi vnitřních stěn tlakové nádoby nebo potrubního rozvodu stlačeného vzduchu nebo může mít vliv například na kvalitu nástřiku při stříkání barev.

Olej se ve stlačeném vzduchu vyskytuje ve formě kapaliny, aerosolu nebo páry. Celkové množství oleje obsaženého ve stlačeném vzduchu závisí na teplotě stlačeného vzduchu. Oleje se nejúčinněji zbavíme použitím průmyslové filtrace s jemnou filtrační vložkou, nebo vložkou s aktivním uhlím. Vložka s aktivním uhlím zachytí olejovou páru i olejové pachy, takže množství oleje za touto filrací je téměř nulové, avšak životnost filtrační vložky s aktivním uhlím je pouze asi 800 provozních hodin, s rostoucí teplotou stlačeného vzduchu životnost klesá. [3]

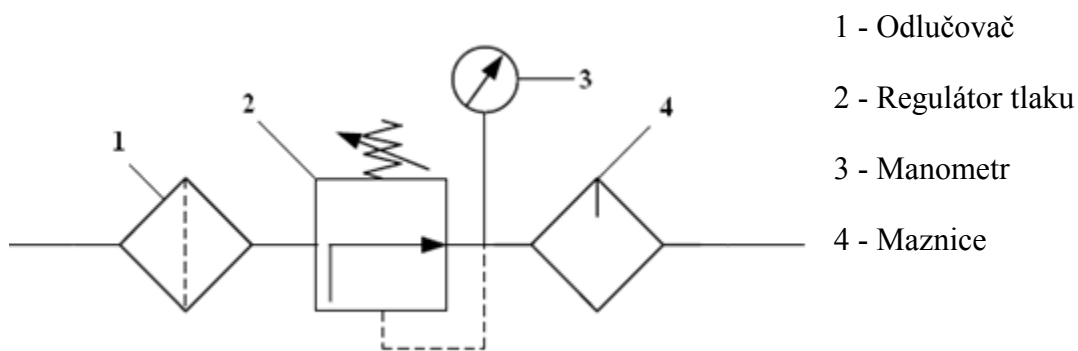
2.2.1 Úprava stlačeného vzduchu pro pneumatické obvody

Úpravná jednotka se skládá z regulátoru tlaku, odlučovače kondenzátu a hrubých nečistot a maznice.

Protože jednotlivá zařízení využívající stlačený vzduch mají předepsanou hodnotu tlaku pro optimální provoz a tyto hodnoty se mohou lišit, využívá se regulátor tlaku s manometrem, který umožňuje regulovat tlak v systému na pracovní tlak pro jednotlivá zařízení. Manometr slouží pro kontrolu nastaveného tlaku v systému stlačeného vzduchu před vstupem do jednotlivých spotřebičů. Může mít různé velikosti, rozsahy stupnice měřených tlaků a způsoby připojení k rozvodnému systému.

Odlučovač kondenzátu a nečistot slouží pro základní vyčištění vzduchu od vody, oleje a hrubých nečistot. Není však vhodný pro náročnější aplikace, jako je lakování, kde je kladen důraz na vysokou kvalitu stlačeného vzduchu. Pro takovou aplikaci je tento typ filtru nedostatečný.

Maznice je naplněna olejem, který automaticky dávkuje do stlačeného vzduchu, což je důležité zejména při používání pneumatického nářadí, které vyžaduje mazání svého vnitřního mechanismu. [13]



Obr. 12 – Schématická značka úpravné jednotky

2.2.2 Úprava stlačeného vzduchu pro centrální rozvod stlačeného vzduchu

Podle charakteristických údajů pevných částic, vlhkosti a oleje stanovuje mezinárodní norma ISO 85731 třídy kvality stlačeného vzduchu. Údaje v tab. 2 se vztahují k atmosférickému tlaku, teplotě 20 °C a relativní vlhkosti 60%.

Rosný bod je teplota, při které je daný objem atmosférického tlaku nasycen. U stlačeného vzduchu hovoříme o *tlakovém rosném bodu*. [3]

Tab. 2 – Třídy kvality stlačeného vzduchu pro všeobecné použití [3]

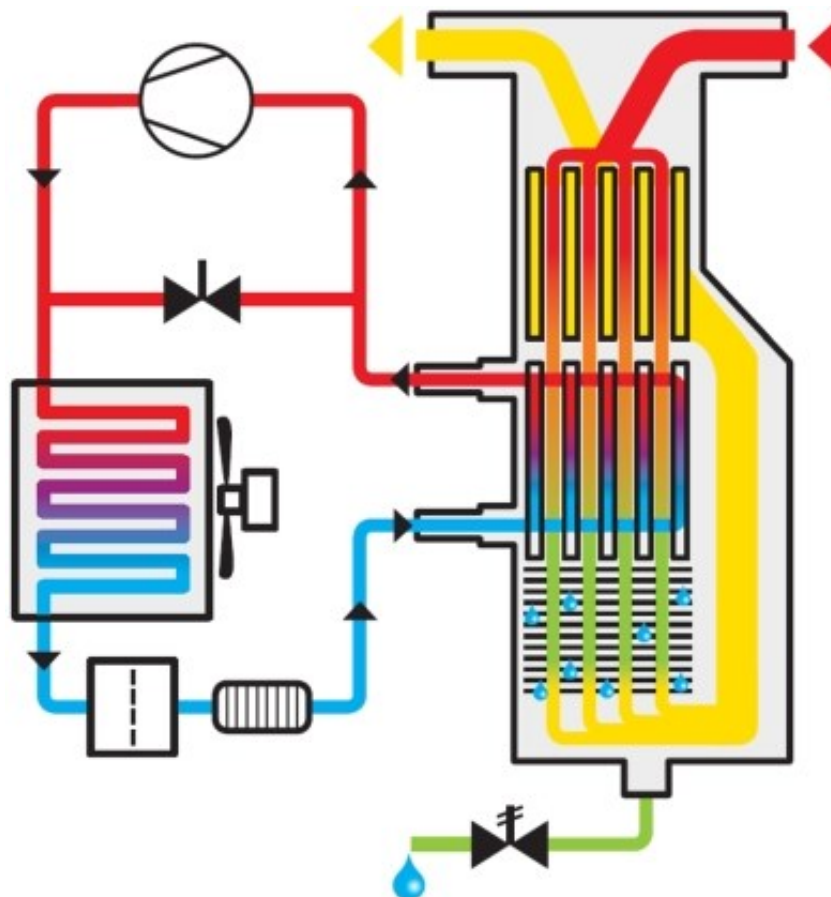
Třída kvality	Pevné částice		Vlhkost	Olej
	Maximální velikost (μm)	Koncentrace (mg/m ³)	Max. tlakový rosný bod (°C)	Koncentrace (mg/m ³)
1	0,1	0,1	-70	0,01
2	1	1	-40	0,1
3	5	5	-20	1
4	15	8	+3	5
5	40	10	+7	25
6	-	-	+10	-
7	-	-	-	-

Tab. 3 ukazuje doporučené třídy kvality stlačeného vzduchu pro některá průmyslová odvětví. [3]

Tab. 3 – Doporučené třídy kvality stlačeného vzduchu [3]

Průmyslové odvětví	Třída kvality		
	pevné částice	voda	olej
Malé pneumatické motory	3	4-2	3
Obuvnické stroje	4	6	5
Sklářské a kamenické stroje	4	6	5
Čištění součástí	5	6	4
Stavebnictví	5	7	5
Pneum. doprava zrnitých materiálů	3	6	3
Licí stroje	5	6	5
Pneum. doprava potravin a nápojů	2	4	1
Ruční průmyslové stroje	4	7-6	5-4
Obráběcí stroje	4	4	5
Hornictví	4	7	5
Zpracování filmů	1	2-1	1
Pneumatické válce	3	4	5
Tryskače písku	7	4	3
Stříkací pistole	3	4-3	3
Dílenský vzduch obecně	5	6	5

Kondenzační sušič je nejčastěji používaný způsob jak se zbavit vlhkosti ve stlačeném vzduchu. Nadbytečná vlhkost může v systému stlačeného vzduchu poškodit zařízení, zničit procesy nebo výrobek. V sušiči se vzduch ochladí nejčastěji na tlakový rosný bod $+3^{\circ}\text{C}$ což vyhovuje většině aplikací v průmyslu. [3,14]



Obr. 13 – Chladicí okruh kondenzačního sušiče [26]

Kondenzační sušič se skládá ze dvou okruhů, z okruhu stlačeného vzduchu a z chladicího okruhu. Nasycený vlhký a teplý stlačený vzduch vstupuje do *okruhu stlačeného vzduchu*. V první stupni vstupuje stlačený vzduch do výměníku tepla vzduch-vzduch, kde je ochlazován výstupním vzduchem. Potom prochází vzduch chladicím výměníkem tepla vzduch-chladivo, kde je vzduch chlazen chladným kapalným chladivem na požadovanou hodnotu rosného bodu. Jak se vzduch ochlazuje, dochází ke kondenzaci vodní páry. Vzduch prochází přes odlučovač, kde se od sebe oddělí kondenzát a vzduch. Kondenzát je následně odveden časovým odváděčem kondenzátu. Vysušený, studený stlačený vzduch se pak znovu zahřívá ve výměníku tepla vzduch-vzduch a tím ochlazuje stlačený vzduch, který do sušiče vstupuje. Vysušený vzduch putuje do sítě stlačeného vzduchu.

Základem *chladicího okruhu* je kompresor a chladivo, což je kapalina s teplotou varu, která se mění v rozsahu několika desítek stupňů kolem 0 °C vlivem změn tlaku. Používá se ekologické chladivo R134A nebo R404A. Kompresor stlačuje chladivo, které je v plynném stavu do výměníku. Ten je tvořen dlouhou tlustostěnnou kovovou trubicí s ventilátorem. Zde se plyn ochladí a zkondenzuje na kapalinu. Vzniklé teplo odevzdává kapalina okolí a dostává se do výparníku, který je tvořen trubicí s větším průřezem, než byl průměr trubice ve výměníku. Prostupem kapaliny do trubice s větším průměrem prudce klesne tlak, tím i teplota varu kapalného chladiva, to se začne odpařovat a tím ochlazovat stlačený vzduch, který je přiváděn do výměníku. Plyn je následně přiváděn zpět do kompresoru a celý cyklus se opakuje. [3,14]

Odstranění kondenzátu pomocí průmyslové filtrace

Cyklonový odlučovač kondenzátu je určen pro vysoce účinné odstraňování kapalin z rozvodu stlačeného vzduchu. Uvnitř tělesa odlučovače je vložka s lopatkami, která vytváří kontrolovanou rotaci vzduchu. Výsledkem odstředivého působení jsou kapaliny (voda, olej) a velké částice přitlačovány ke stěně pouzdra, zpomalovány a nahromaděny ve formě kondenzátu ve spodní části tělesa odlučovače. Pro vypouštění kondenzátu z cyklonového odlučovače je nezbytné instalovat automatický nebo elektronický odváděč kondenzátu. [15]



Obr. 14 – Cyclonový odlučovač kondenzátu [15]

Filtrace stlačeného vzduchu se skládá z tělesa filtru, vyměnitelné filtrační vložky a odváděče kondenzátu. Jsou navrženy pro vysoce účinné odstraňování tuhých částic, vody, olejových aerosolů, uhlovodíků, zápachu a páry ze systémů stlačeného vzduchu. Aby kvalita stlačeného vzduchu vyhovovala normě ISO 85731 je nezbytné do tělesa filtru instalovat odpovídající filtrační vložku. Pro dosažení nejvyšší kvality stlačeného vzduchu je nutné použít více filtrů v sérii s filtračními vložkami od nejhrubější po nejjemnější. [16]



Obr. 15 – Filtr stlačeného vzduchu

[16]

2.3 Zpětný a škrticí ventil

Zpětný ventil v jednom směru umožňuje volný průtok média a v opačném směru je uzavřen. Zabraňuje zpětnému toku média v rozvodech stlačeného vzduchu. Princip funkce je zde podobný jako u pojistného ventilu, s tím rozdílem, že pružina u zpětného ventilu neklade takový odpor jako u pojistného ventilu nebo pružina chybí úplně. [13,17]

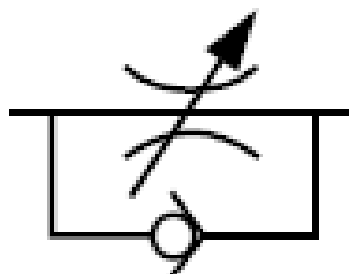


Obr. 16 - Schématická značka zpětného ventilu s pružinou [17]

Díky škrticímu ventilu můžeme regulovat průtok vzduchu, čehož se dá využít zejména pro zpomalování jednotlivých procesů jako je například rychlost zasouvání či vysouvání pístu.

Škrticí ventily se dodávají v provedení jednostranně škrticím a oboustranně škrticím.

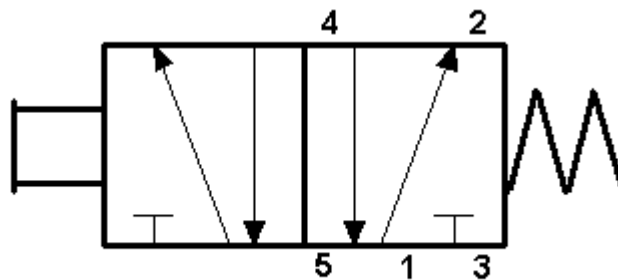
Jednostranně škrticí ventil umožňuje v jednom směru plný průtok a v opačném směru lze regulovat průtok vzduchu. Oboustranně škrtený ventil redukuje (škrťí) průtok v obou směrech. Z níže uvedené pneumatické značky jednostranně škrteného ventilu je funkce ventilu patrná. Pokud vzduch proudí zleva do prava, nemůže projít horní větví, protože kulička je tlačena tlakem vzduchu do sedla a zabraňuje tak průchodu vzduchu touto větví a musí tedy procházet spodní, škrtenou, větví. Při opačném směru proudění vzduch v horní větví odtlačí kuličku od sedla a proudí kolem ní zatím co ve spodní větví by byl škrčen. [13,17]



Obr. 17 - Schématická značka jednostranně škrticího ventilu [17]

2.4 Pneumatické ventily

K ovládní pneumatických pohonů slouží pneumatické ventily, kterých byly vyvinuty různé druhy s rozdílnými, přesně specifikovanými funkcemi, rozměrovým uspořádáním a způsoby ovládní. Stejně jako ostatní pneumatické prvky, tak i ventily mají své schématické pneumatické značky, kterým je třeba porozumět, abychom byli schopni pochopit správnou funkci ventilu. Na pneumatické značce ventilu 5/2, která je uvedena níže na obrázku 4, popíšu základní orientaci ve značkách.



Obr. 18 - Schématická značka ventilu 5/2 [17]

Počet čtvercových polí na schématické značce značí počet poloh ventilu. Podle symbolu pružiny vpravo poznáme, že ventil se do základní polohy vrací pružinou, v levé části značky je symbol pro tlačítko. Na spodní hraně značky se nachází přívod a odvětrávací komora z ventilu. Na horní hraně značky jsou znázorněny výstupy z ventilu. Označení 5/2 potom říká, že ventil má celkem dvě polohy a celkem dohromady pět vstupů, výstupů a odvětrávacích míst. Šipky uvnitř čtverců znázorňují směr průchodu vzduchu. Symbol „T“ značí uzavřenou komoru. [13,17]

2.5 Spotřebiče stlačeného vzduchu

Díky široké škále použití stlačeného vzduchu se s touto energií setkáváme ve většině průmyslového odvětví. Spotřebiče přeměňují energii akumulovanou ve stlačeném vzduchu na pohyb rotační nebo přímočarý. Rotačního pohybu využívají například pneumatické utahovávky, brusky a vrtačky. Mezi přímočaré spotřebiče patří pneumatické sekací kladivo, pneumatické písty, kterými je vybaven každý obráběcí CNC stroj, který využívá tlakovou sílu vzduchu například na výměnu nástrojů.

Stlačený vzduch se dále využívá pro chlazení, čištění a sušení vyrobených dílů a součástek, při pískování dílů, dále se uplatňuje při nanášení barev v lakovnách. Slouží také jako zdroj pro generátory dusíku, které poté pohánějí obráběcí laser centra. Škála využití je opravdu široká. [13]

2.6 Údržba pneumatických systémů

Stejně jako o všechna zařízení, tak i o pneumatický systém je potřeba pečovat. Základem pro dlouhou životnost rozvodu je kvalitní stlačený vzduch, proto by každý pneumatický systém měl obsahovat výše zmíněnou úpravnou jednotku, která zajistí alespoň základní filtraci a odloučení vlhkosti. Díky maznici, která je také součástí úpravné jednotky, je stlačený vzduch přimazáván a tím je zajištěno mazání jednotlivých prvků v systému. K přimazávání vzduchu se používá speciální olej k tomu určený. Ne všechny aplikace však vyžadují přimazávání stlačeného vzduchu.

Nezbytná je rovněž vizuální kontrola hadiček a spojek v systému a případné vypadlé hadičky či netěsnosti napravit. Netěsnosti snadno poznáte poslechem. Pokud uslyšíte byť jen nepatrné syčení, není systém těsný a je třeba zakročit. Úniky stlačeného vzduchu způsobují nejen velké finanční ztráty, ale také mohou způsobit zastavení stroje nebo poruchu celé výrobní linky. Životnost pneumatických obvodů se udává v řádu milionů pracovních cyklů, za předpokladu, že se o celý systém provozovatel poctivě stará podle uvedených zásad. [13]

2.7 Pneumatický obvod

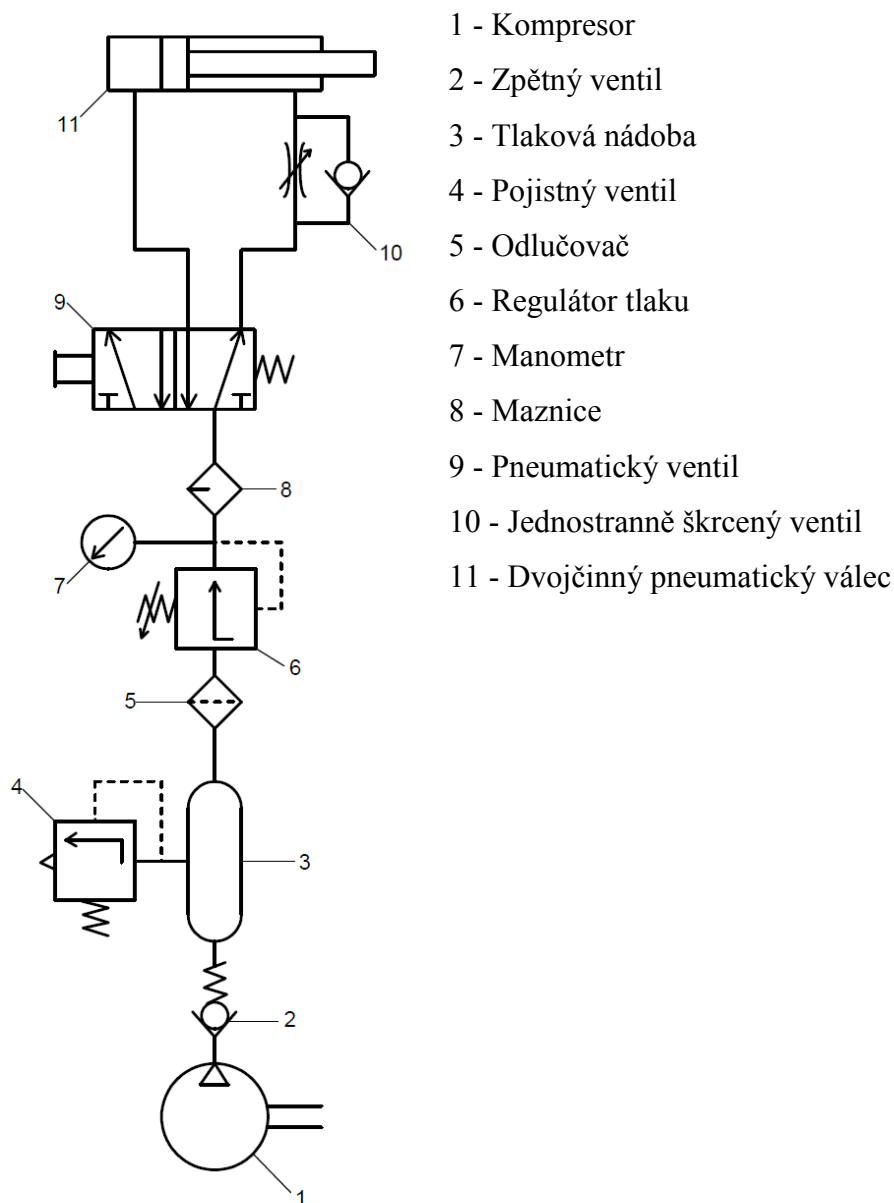
Pneumatický obvod lze definovat jako seskupení pneumatických a jiných prvků, které plní požadované funkce a vyznačují se obvodovým uspořádáním. K jejich velkému rozšíření přispívají velmi výhodné funkce a vlastnosti, ke kterým patří:

- Schopnost přenosu energie do velmi špatně přístupných míst ve stroji i na poměrně velkou vzdálenost.
- Možnost dosažení velkých silových účinků použitím v celku jednoduchých prostředků, které mají malou hmotnost i velikost.
- Jednoduchá kombinace se stroji a snadné napojení do automatických výrobních cyklů zejména v kombinaci s elektronikou.
- Velká variabilita hlavně díky široké nabídce typizovaných prvků s velkým rozsahem parametrů a provedení.
- Nejjednodušší způsob jak přeměnit rotační pohyb na přímočarý a zase zpět.
- Jednoduché řízení důležitých parametrů v systému.
- Možnost využití i v prostředí kde hrozí nebezpečí výbuchu a v provozech, které vyžadují maximální čistotu stlačeného vzduchu, například ve farmaceutickém a potravinářském průmyslu.

Výhody použití pneumatických systémů zcela jednoznačně převyšují jeho nevýhody. Mnohé z uvedených výhod se dají ještě zvýraznit a nevýhody naopak eliminovat. Mezi nevýhody pneumatických rozvodů patří:

- Vyšší hlučnost a nízká účinnost pneumatických mechanismů.
- Citlivost na nečistoty obsažené ve stlačeném vzduchu.
- Choulostivost na změny teploty pracovního média, které se při stlačování zahřívá a v rozvodu naopak chladne, což může způsobit kondenzaci a vznik kondenzátu v rozvodném systému.
- Možnost vzniku netěsností vlivem opotřebení, které je nutno odstranit, pokud možno v co nejkratším čase, protože každý únik stlačeného vzduchu zvyšuje náklady na provoz a hrozí riziko špatné funkce poháněných zařízení. [13]

Níže, na obr. 9, je uvedeno jednoduché schéma pneumatického obvodu sestaveného z výše uvedených a popsaných prvků.



Obr. 19 - Pneumatický obvod [17]

Pneumatický obvod, uvedený na obrázku 9, plní následující funkci.

Zdrojem stlačeného vzduchu je kompresor (1). Vzduch prostupuje přes zpětný ventil (2), který zabraňuje zpětnému toku stlačeného vzduchu z tlakové nádoby do výtlačného potrubí kompresoru. Zejména u pístových kompresorů je zpětný ventil v kombinaci s odlehčením důležitý, zajišťuje totiž vypuštění vzduchu z výtlačného potrubí a tím umožňuje následný bezproblémový rozběh kompresoru. Kdyby stlačený vzduch nebyl z výtlačného potrubí vypuštěn, tak by se kompresor nespustil, protože by nedokázal přetlačit tlak vzduchu ve vý-

tlačném potrubí. Dále vzduch putuje do tlakové nádoby (3), která slouží jako zásobník stlačeného vzduchu. Každá tlaková nádoba musí být vybavena pojistným ventilem (4), který slouží jako bezpečnostní prvek a při překročení povoleného tlaku v tlakové nádobě vypustí vzduch nádoby a tím sníží tlak vzduchu na povolenou hodnotu. Následně prochází vzduch přes odlučovač (5), který částečně zbaví vzduch hrubých nečistot a vlhkosti. Z odlučovače putuje stlačený vzduch do regulátoru tlaku (6), kde se sníží tlak na pracovní tlak koncového spotřebiče. Hodnotu nastaveného tlaku jednoduše odečteme z manometru (7), jež je součástí regulátoru tlaku. Následuje maznice (8), která do vzduchu přimísí olej, tak aby všechny pneumatické prvky dále v systému byly promazány a tím byla zvýšena jejich životnost. Pneumatický ventil 5/2 (9) ovládá vysouvání a zasouvání dvojčinného pneumatického válce (11). V případě, že je ventil v poloze, jak je uvedeno na obrázku, dochází k zasouvání pístu. Stlačený vzduch vstupuje do pneumatického válce (11) do prostoru nad píst a tlakem vzduchu jej zasouvá. Vzduch z prostoru pod válcem uniká přes pneumatický ventil (9) do okolní atmosféry. Regulace rychlosti zasouvání pístu není možná, protože vzduch do pístu prochází přes jednostranně škrticí ventil (10), který při prostupu vzduchu tímto směrem regulaci neumožňuje. Při stisknutí tlačítka na ventilu (9) dojde k přepnutí komor ventilu, vzduch začne proudit pod pneumatický válec (11), který se začne vysouvat a z prostoru nad válcem je vzduch přes ventil (9) vyfukován do okolní atmosféry. Vzduch na výstupu z pneumatického válce prochází přes jednostranně škrticí ventil (10), který při tomto směru prostupu vzduchu umožňuje regulovat průtok vzduchu a tím reguluje rychlost vysouvání pneumatického pístu. [13]

2.8 Zhodnocení teoretické části

Teoretická část popisuje jednotlivé dílčí součásti, které by měla obsahovat každá kompresorová stanice. Z teorie vyplývá, že je potřeba klást důraz na správný a vhodný návrh kompresorové stanice, tak aby byla schopna pokrýt spotřebu stlačeného vzduchu daného podniku a její výkonnost nebyla nízká a naopak zase příliš vysoká, protože zbytečné předimenzování kompresorové stanic vede k vysokým nákladům na elektrickou energii a údržbu celé stanice. V praktické části se budu zabývat správným návrhem kompresorové stanice, která svou výkonností bude vhodná k dané spotřebě v průmyslovém podniku, který při výrobě využívá stlačený vzduch, jednak k pohonu ručního nářadí, ale i k pohonu obráběcích center a také k čištění finálních výrobků.

II. PRAKTICKÁ ČÁST

3 CÍL PRAKTICKÉ ČÁSTI

Cílem praktické části je navrhnout kompresorovou stanici dle požadavků a zadání investora. Následně vypočítat náklady na provoz a údržbu této technologie, stanovit cenu za 1 m³ stlačeného vzduchu vyrobený právě touto stanicí a porovnat celkové náklady na pořízení, provoz a údržbu kompresorové stanice po dobu 5 let.

Pojem kompresorová stanice lze definovat jako vyhrazený technologický prostor, obsahující soubor zařízení, které zajišťují výrobu a skladování stlačeného vzduchu.

Výkonnost kompresorů je závislá na spotřebičích stlačeného vzduchu. Podle charakteristiky spotřebičů se navrhuje jednak kompresory, ale také se dimenzuje potrubní rozvod stlačeného vzduchu. Podle celkového požadovaného množství stlačeného vzduchu, odhadu ztrát rozvodech, požadovaného tlaku a kvality stlačeného vzduchu navrhne zdroj stlačeného vzduchu. [3]

3.1 Základní parametry kompresorové stanice

Pro správný návrh kompresorové stanice si musíme ujasnit základní parametry, které budoucí technologie na výrobu stlačeného vzduchu musí splňovat. Tato část je velmi důležitá a je kladen důraz na co nejpřesnější zadání požadavků. V praxi je zapotřebí, aby si investor ujasnil, jaké spotřebiče stlačeného vzduchu bude používat, jaké bude jejich vytížení a jaké jsou jejich provozní požadavky na stlačený vzduch. Následně bude, dle těchto informací, navrženo optimální řešení. Pokud jsou sdělené požadavky na stlačený vzduch nepřesné, může se stát, že budoucí kompresorová stanice nebude svou výkonností dostačovat nebo že bude stlačený vzduch vyrábět draze a neefektivně.

Základními parametry pro návrh kompresorové stanice jsou:

- Výkonnost neboli množství stlačeného vzduchu, které daný provoz potřebuje pro svůj plynulý a bezproblémový provoz (m³/hod, l/min stlačeného vzduchu)
- Provozní přetlak neboli minimální tlak pro správnou funkci technologií (bar)
- Kvalita stlačeného vzduchu neboli povolený obsah vlhkosti, oleje a pevných částic ve stlačeném vzduchu. [3]

3.2 Základní požadavky na kompresorovou stanici

Kompresorová stanice musí splňovat následující základní požadavky:

- Dodávání stlačeného vzduchu dle požadovaných parametrů
- Bezpečný provoz
- Minimalizace vlivů na okolní prostředí například omezení vibrací, hluku, likvidace nebezpečných odpadů, proudových nárazů do sítě
- Ekonomický provoz [3]

3.3 Postup při realizaci kompresorové stanice

Při výstavbě stanice na výrobu stlačeného vzduchu dochází v krátkém časovém úseku k souběhu několika činností na malém prostoru. Celou výstavbu můžeme rozdělit do tří fází:

- a) Příprava
 - Stanovení výkonnosti, počtu a druhu kompresorů, stanovení výkonnostní rezervy stanice, pracovního přetlaku, kvality stlačeného vzduchu, zamyšlení na možností využití odpadního tepla z kompresorů
 - Výběr vhodného a spolehlivého dodavatele
 - Vypracování projektové dokumentace pro získání stavebního povolení
 - Uzavření smlouvy na dodávku a realizaci celé stavby

- b) Realizace
 - Objednávka jednotlivých komponentů
 - Zahájení potřebných stavebních a instalačních prací
 - Instalace kompresoru a jeho příslušenství
 - Realizace potrubních rozvodů, tlakové zkoušky
 - Realizace a revize elektroinstalace
 - Vybudování vzduchotechniky pro odvod odpadního tepla
 - Uvedení do provozu

- c) Předání díla
 - Ověření správnosti funkce celé technologie
 - Zaškolení obsluhy
 - Dodavatel předá provozovateli celé dílo

- Provozovatel zpracuje dle podkladů od dodavatele *Pracovní deník*, do kterého bude provozovatelem určená a zaškolená osoba provádět záznamy o všech kontrolách a případných poruchách a jejich řešení. [3]

3.4 Postup při návržení výkonnosti kompresorové stanice

K požadované výkonnosti technologie na výrobu stlačeného vzduchu se můžeme dopracovat dvěma způsoby:

- Přibližné stanovení výkonnosti na základě zkušeností to součtu spotřeb stlačeného vzduchu jednotlivých spotřebičů. V tomto případě se nezohledňuje časové zatížení stanice během dne či počet pracovních směn.
- Exaktní stanovení výkonnosti se provádí na základě analýzy spotřeby stlačeného vzduchu v každé pracovní směně. Díky této metodě jsme schopni přesněji stanovit výkonnost kompresorové stanice a tím dosáhnou hospodárnějšího provozu celé technologie. [3]

Volba postupu závisí na charakteru výroby a velikosti průmyslového podniku.

3.4.1 Přibližné stanovení výkonnosti

- a) Stanovení výkonnosti podle výrobních ploch

Měrná spotřeba stlačeného vzduchu je vztažena na výrobní plochu podle charakteru výroby, viz tab. 2. [3]

Tab. 4 – Měrná spotřeba vzduchu na 1m^2 plochy výrobního závodu [3]

Druh výroby	Měrná spotřeba q_i ($\text{m}_n^3 \text{ h}^{-1}/\text{m}^2$)
Montáže, mechanické dílny	0,01 až 0,03
Slévárny	0,09 až 0,12
Kotlární	0,12 až 0,3
Pomocné provozy	0,009 až 0,012
Tkalcovna s tryskovými stavy	1 až 1,5

Spotřebu vzduchu ve výrobním závodě stanovíme použitím vztahu (13):

$$Q_s = \Sigma (S_i \cdot q_i) [\text{m}_n^3/\text{hod}] \quad (13)$$

Kde je $S_i [m^2]$... plocha výrobního závodu bez ploch sociálního zařízení, skladů a kanceláří

$q_i [m_n^3 h^{-1}/m^2]$... měrná spotřeba vzduchu pro plochu S_i

b) Stanovení výkonnosti podle množství produktu

Tuto metodu využíváme pro velké objekty s jednotnou výrobou. Vychází se ze spotřeby vzduchu na výrobu jedné jednotky produktu. [3]

Tab. 5 – Měrná spotřeba vzduchu na vztažnou jednotku výroby [3]

Druh výroby	Jednotka výroby	Měrná spotřeba q_i na vztažnou jednotku výroby (m_n^3/hod)
Rudné doly	1 m ³ vytěžené horniny	Ø 400
Uhelné doly	1 t hrubé těžby	Ø 300
Slévárna	1 t odlitků	Ø 450
Třískové obrábění	1 t výrobků	Ø 100
Sklárna	1 t dutého skla	Ø 2075
Nemocnice	1 lůžko	Ø 0,055
Prádelna	1 t prádla	Ø 14

c) Stanovení výkonnosti pomocí provozních součinitelů

Použití této metody připadá k úvahu pokud nelze přesně stanovit dobu chodu jednotlivých spotřebičů. V tomto případě stanovíme maximální hodinovou spotřebu stlačeného vzduchu pomocí odhadu následujících součinitelů:

- Součinitel využití stroje během jedné pracovní hodiny k_{vi}
- Součinitel současnosti k_s
- Součinitel opotřebení k_t
- Součinitel ztrát v rozvodech k_z [3]

Tab. 6 – Průměrné spotřeby vybraného pneumatického nářadí [3]

Druh pneumatického nářadí	Spotřeba stlačeného vzduchu m ³ /hod
Bruska	15 až 100
Vrtačky	25 až 110
Utahováky	30 až 100
Nýtovací kleště	10 až 50
Sekací kladiva	25 až 30
Sbíjecí kladiva	30 až 80

Pneumatické nářadí nikdy nepracuje nepřetržitě, proto zavádíme součinitel využití stroje během jedné pracovní hodiny k_v . V tab. 5 jsou uvedeny hodnoty pro některé spotřebiče.

Tab. 7 – Součinitel využití v pracovní hodině k_v [3]

Druh pneumatického nářadí	Součinitel k_v
Pneumatické lisy	0,55 až 0,75
Ofukovací trysky	0,1 až 0,2
Stříkací pistole	0,6 až 0,8
Brusky, vrtačky	0,1 až 0,2
Pneumatické zvedáky	0,02 až 0,06

Do výpočtu celkové spotřeby dále zařazujeme součinitel současnosti, který udává procento současně pracujících spotřebičů. Součinitele volíme dle počtu stejného druhu pneumatického nářadí podle tab. 6.

Tab. 8 – Součinitel současnosti k_s [3]

Počet používaných spotřebičů	3	6	12	24
Součinitel současnosti k_s	0,75	0,5	0,35	0,2

Vlivem opotřebení používaného pneumatického nářadí dochází k navýšení spotřeby stlačeného vzduchu. Tuto skutečnost zohledňujeme ve výpočtu přidáním součinitele opotřebení k_t :

- U ručních spotřebičů volíme součinitele takto $k_t = 1,1$ až $1,15$
- U stabilních strojů volíme součinitele takto $k_t = 1,5$ až $1,8$

Dalším součinitelem je součinitel ztrát, který zohledňuje možné tlakové ztráty netěsnostmi v rozvodné síti. Volíme:

- $k_z = 1,2$ až $1,3$

Celkový maximální hodinový výkon Q_s se vypočítá podle vztahu (14):

$$Q_s = \Sigma (Q_{oi} \cdot k_{vi} \cdot k_{si} \cdot k_{ti}) [m_n^3/hod] \quad (14)$$

Q_{oi} ...předepsaná spotřeba stlačeného vzduchu pro daný stroj

k_{vi} ...součinitel využití v pracovní hodině pro daný stroj

k_{si} ...součinitel opotřebení pro daný stroj

k_{ti} ...součinitel opotřebení

V případě zohlednění tlakových ztrát potom výpočet maximální výkonu stanice vypadá následovně: [3]

$$Q_{ssk} = k_z \cdot Q_s [m_n^3/hod] \quad (15)$$

k_z ...součinitel tlakových ztrát

Q_s ...maximální hodinová výkonnost

3.4.2 Exaktní stanovení výkonnosti

Jedná se o rozbor využití spotřebičů v jednotlivých směnách. Tento postup je nejpřesnější. Je důležitá co nejpřesnější znalost všech typů spotřebičů, jejich počty a využití během pracovní směny. Ze získaných dat se sestaví přehledný denní diagram spotřeby stlačeného vzduchu. Z diagramu jsou patrné poklesy spotřeby stlačeného vzduchu během přestávek, při střídání pracovních směn, rozdílné zatížení v jednotlivých směnách i ztráty stlačeného vzduchu v rozvodech. [3]

4 NÁVRH KONKRÉTNÍ KOMPRESOROVÉ STANICE

Investor chce navrhnout kompresorovou stanici, která bude zásobovat stlačeným vzduchem stroje a zařízení v kovoobráběcím podniku. Stlačený vzduch bude dle požadavku investora vysušen a vyfiltrován od hrubých nečistot a olejových stop a svojí kvalitou musí splňovat třídu kvality vzduchu 3.4.5 dle normy ISO 85731. Směs vody a oleje (kondenzát) odloučena filtrací a sušením stlačeného vzduchu bude likvidována dle hygienických předpisů. Přáním investora je také mít rezervu ve výkonnosti kompresoru pro předpokládaný rozvoj.

Jelikož se jedná o podnik menší velikosti, bude pro stanovení výkonnosti celé kompresorové stanice použita metoda *pomocí provozních součinitelů*.

V tab. 7 je uveden seznam spotřebičů stlačeného vzduchu a jejich požadavky na množství stlačeného vzduchu a jeho tlak.

Tab. 9 – Druhy spotřebičů a jejich požadavky na stlačený vzduch

	Druh spotřebiče	Spotřeba stlačeného vzduchu (l/min)	Potřebný tlak Vzduchu (bar)
1.	Portálové CNC obráběcí centrum MCV 1210 (celkem 2 kusy)	200 l/min (2 x 100 l/min)	$6 \cdot 10^5$ [Pa]
2.	CNC obráběcí centrum Manurhin K'MX 632 DUO	330 l/min	$6 \cdot 10^5$ [Pa]
3.	Gravírovací a frézovací stroj IDEA TOP 20.10	300 l/min	$6 \cdot 10^5$ [Pa]
4.	Bruska na vnitřní broušení BE-40H	1100 l/min	$6 \cdot 10^5$ [Pa]
5.	Vysokorychlostní vertikální obráběcí CNC centrum HASS typ VF-4SS	113 l/min	$6,9 \cdot 10^5$ [Pa]
6.	Stříkáč pistole OK 1002	250 l/min	$6 \cdot 10^5$ [Pa]
7.	Stříkáč pistole 250.91 HVLP	200 l/min	$2 \cdot 10^5$ [Pa]
8.	Excentrická bruska MIGHTY SEVEN typ QB-55602	80 l/min	$6,3 \cdot 10^5$ [Pa]
9.	Stopková bruska MIGHTY SEVEN typ QA-315A	283 l/min	$6,3 \cdot 10^5$ [Pa]
10.	Ofukovací pistole CEJN 112080200 (celkem 6 kusů)	3000 l/min (6 x 500 l/min)	$6 \cdot 10^5$ [Pa]

4.1 Výpočet spotřeby stlačeného vzduchu pomocí provozních součinitelů

V tab. 10 byly zvoleny součinitele využití v pracovní hodině, pro stroje uvedené v tab. 9.

Tab. 10 – Volba součinitele využití v pracovní hodině

$k_{v1} = 0,3$	$k_{v6} = 0,8$
$k_{v2} = 0,3$	$k_{v7} = 0,8$
$k_{v3} = 0,3$	$k_{v8} = 0,2$
$k_{v4} = 0,3$	$k_{v9} = 0,2$
$k_{v5} = 0,3$	$k_{v10} = 0,2$

V tab. 11 byly zvoleny součinitele současnosti pro stroje uvedené v tab. 9.

Tab. 11 – Volba součinitele současnosti

$k_{s1} = 0,7$	$k_{s6} = 0,6$
$k_{s2} = 0,7$	$k_{s7} = 0,6$
$k_{s3} = 0,7$	$k_{s8} = 0,5$
$k_{s4} = 0,7$	$k_{s9} = 0,5$
$k_{s5} = 0,7$	$k_{s10} = 0,6$

V tab. 12 byly zvoleny součinitele opotřebení pro stroje uvedené v tab. 9.

Tab. 12 – Volba součinitele opotřebení

$k_{s1} = 1,6$	$k_{s6} = 1,1$
$k_{s2} = 1,6$	$k_{s7} = 1,1$
$k_{s3} = 1,6$	$k_{s8} = 1,15$
$k_{s4} = 1,6$	$k_{s9} = 1,15$
$k_{s5} = 1,6$	$k_{s10} = 1,1$

Dosazení do vztahu (14) pro výpočet maximální hodinové spotřeby:

$$Q_s = \Sigma (Q_{oi} \cdot k_{vi} \cdot k_{si} \cdot k_{ti})$$

$$Q_s = (Q_{o1} \cdot k_{v1} \cdot k_{s1} \cdot k_{t1}) + (Q_{o2} \cdot k_{v2} \cdot k_{s2} \cdot k_{t2}) + (Q_{o3} \cdot k_{v3} \cdot k_{s3} \cdot k_{t3})$$

$$+ (Q_{o4} \cdot k_{v4} \cdot k_{s4} \cdot k_{t4}) + (Q_{o5} \cdot k_{v5} \cdot k_{s5} \cdot k_{t5}) + (Q_{o6} \cdot k_{v6} \cdot k_{s6} \cdot k_{t6})$$

$$+ (Q_{o7} \cdot k_{v7} \cdot k_{s7} \cdot k_{t7}) + (Q_{o8} \cdot k_{v8} \cdot k_{s8} \cdot k_{t8}) + (Q_{o9} \cdot k_{v9} \cdot k_{s9} \cdot k_{t9})$$

$$+ (Q_{o10} \cdot k_{v10} \cdot k_{s10} \cdot k_{t10})$$

$$Q_s = 1361,873 [l/min]$$

$$1361,873 [l/min] = 81,712 [m_n^3/hod]$$

Pokud zohledníme ztráty netěsnostmi v potrubním rozvodu podle vztahu (15), bude požadovaná výkonnost kompresorové stanice následující:

$$Q_{ssk} = k_z \cdot Q_s = 1,3 \cdot 81,712 = \mathbf{106,226 [m_n^3/hod]}$$

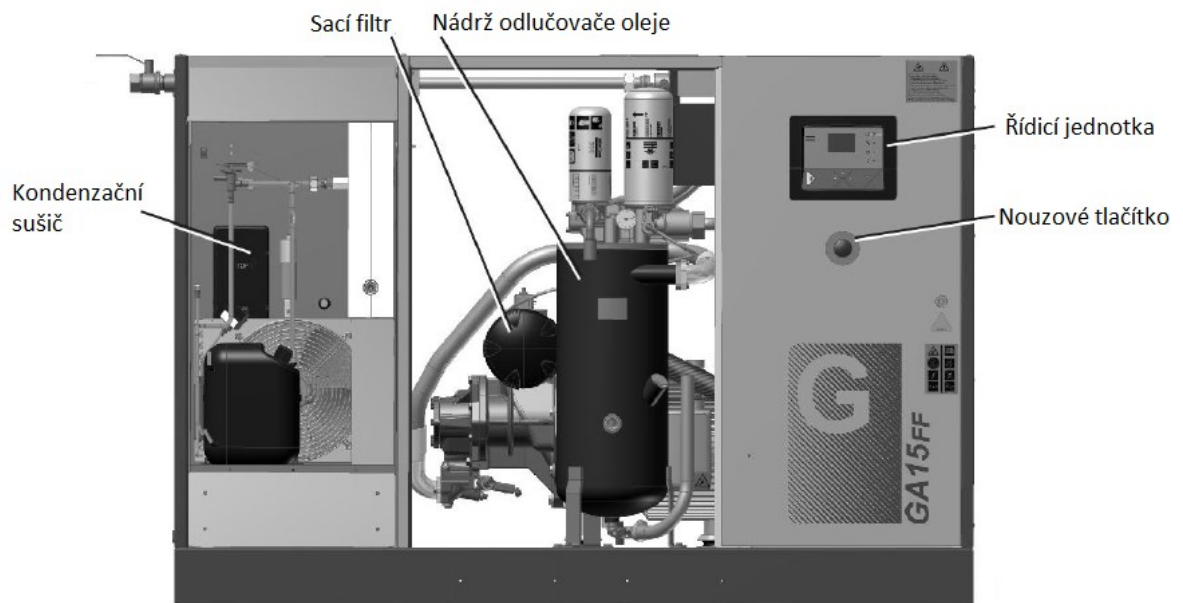
4.2 Popis navržené kompresorové stanice

a) Zdroj stlačeného vzduchu - kompresor

Požadované množství stlačeného vzduchu nám zajistí dvoupolohový šroubový kompresor ATLAS COPCO typ GA 15 FF. Součástí kompresoru je integrovaný kondenzační sušič. Základní technické parametry kompresoru, ze kterých vyplývá, že svým výkonem vyhovuje požadavkům výrobního podniku, jsou uvedeny v tab. 13. [18]

Tab. 13 – Technické parametry kompresoru Atlas Copco typ GA 15 FF [18]

Technické parametry	Atlas Copco typ GA 15 VSD+ FF
Dodávané množství stlačeného vzduchu při tlaku 9,5 bar [m_n^3/hod]	136
Výkon elektromotoru [kW]	15
Maximální tlak [Pa]	$9,75 \cdot 10^5$
Hladina hluku [dB (A)]	64
Rozměr závitu pro připojení potrubí [G]	G 1"
Požadované množství chladicího vzduchu [m^3/s]	0,5
Rozměry [délka x šířka x výška v mm]	985 x 630 x 1420
Hmotnost [kg]	288
Tlakový rosný bod integrovaného sušiče [°C]	3
Chladivo integrovaného kondenzačního sušiče	R134a



Obr. 20 – Šroubový kompresor Atlas Copco
typ GA 15 FF [18]

b) Zásobování stlačeného vzduchu – tlaková nádoba

Výpočet velikosti tlakové nádoby: [3]

Poměr spotřeby a výkonnosti:

$$\frac{Q_s}{Q} = \varphi \quad (16)$$

Q_s ...spotřeba vzduchu [m_n^3/min]

Q ... výkonnost kompresoru [m_n^3/min]

Vzorec pro výpočet velikosti vzdušníku: [3]

$$O = \frac{Q_{hod}(\varphi - \varphi^2)p_o}{n \Delta p} [m^3] \quad (17)$$

Q_{hod} ...výkonnost kompresoru [m_n^3/hod]

p_o ... normální atmosférický tlak [Pa]

n ... maximální povolený počet startů elektromotoru kompresoru za hodinu

Δp ... pokles tlaku ve vzdušníku [Pa]

Dosazení do vztahu (16):

$$\frac{1,770}{2,268} = \varphi$$

$$\varphi = 0,780$$

Dosazení do vztahu (17):

$$O = \frac{136(0,78 - 0,78^2) \cdot 101325}{10 \cdot 200000} = 1,182 \text{ [m}^3\text{]}$$

Z nabídky tlakových nádob společnosti Atlas Copco byla zvolena tlakovou nádobu o objemu 1500 litrů, oboustranně pozinkovaná, max. provozní tlak 11 bar. Nádobu je vybavena pojistným ventilem, manometrem, zkušebním trojcestným ventilem a kulovými kohouty.

Objem ...1,5 [m³] = 1500 [l]

Maximální provozní tlak ... 11 · 10⁵ [Pa]

Maximální provozní teplota ... 50 °C

Minimální provozní teplota ... 0 °C [19]



Obr. 21 – Tlaková nádobu [19]

c) Odvod kondenzátu z tlakové nádoby

Toto zařízení samo odkaluje tlakovou nádobu, elektronicky kontroluje množství kondenzátu v nádobě a ten pravidelně odvádí do nádoby nebo do separátoru olej-voda. Pak nemusí žádný pracovník trávit čas odkalováním nádoby. Prodlužuje se tím životnost vzdušníku.

odváděcí kapacita ... 15-150 [l/hod]

pro max. výkon kompresoru ... do 30 kW

Připojovací závit ... G 1/2" [20]



Obr. 22 – Elektronický odváděč kondenzátu [20]

d) Filtrace stlačeného vzduchu

Filtrace stlačeného vzduchu série AF slouží k vysoce efektivnímu odstranění pevných částic, olejových aerosolů pachů a par ze stlačeného vzduchu. Pro dodržení požadované kvality stlačeného vzduchu volím filtrační vložky typu P a S.

Hrubý filtr AF 0186 s filtrační vložkou typu P, včetně plovákového odváděče kondenzátu

Filtrační schopnost ... pevné částice nad 3 [μm]

Průtok vzduchu ... 198 [m^3/hod] při $7 \cdot 10^5$ [Pa]

Připojovací rozměr ... 1"

Olejový filtr AF 0186 s filtrační vložkou typu S včetně plovákového odváděče kondenzátu

Filtrační schopnost

pevné částice nad ... 0,01 [μm]

Zbytkový obsah oleje ... 0,01 [mg/m^3]

Průtok vzduchu ... 198 [m^3/hod] při $7 \cdot 10^5$ [Pa]

Připojovací rozměr ... 1" [16]



Obr. 23 – Filtr AF 0186 S

[16]

e) Zpracování odpadního kondenzátu

Jde o zařízení, které slouží na ekologické zpracování odpadního kondenzátu. Pracuje na principu gravitačního a filtračního odstranění oleje z odváděného kondenzátu. Kvalita vypouštěné vody vyhovuje požadavkům ČSN a hygienickým předpisům ČR (možnost odvodu vyčištěné vody do odpadové kanalizace).

Pro výkon kompresoru: šroubový – olej syntetický + minerální

pásma střední Evropa ... 3,0 [m³/min] = 180 [m³/hod]

výstupní kvalita vody – zbytkový olej ... méně než 10 [ppm] = 10 [mg/l]

připojení na vstupu (hadice) ... 1 x G^{1/2}" (d = 13 mm)

připojení na výstupu (hadice) ... 1 x G^{1/2}" (d = 25 mm)

počet předfiltrů ... 1 ks

počet vložek aktivního uhlí ... 1 ks

rozměry V x Š x H ... 560x300x437 [mm]

max. tlak ... 16 · 10⁵ [Pa] [21]



Obr. 24 – Separátor odpadního kondenzátu typ Puro CT 3 [21]

4.3 Pořizovací cena komponentů kompresorové stanice

V tab. 14 jsou uvedeny náklady na pořízení jednotlivých komponentů, které tvoří základ kompresorové stanice.

Tab. 14 – Náklady na pořízení kompresorové stanice

Druh zařízení	Pořizovací cena v Kč bez DPH
Šroubový kompresor Atlas Copco typ GA 15 FF, včetně integrovaného kondenzačního sušiče	246900,-
Tlaková nádoba stojatá, objem 1500 litrů, maximální provozní tlak 11 bar, včetně výbavy (pojistný ventil, manometr, trojcestný zkušební ventil, kulové kohouty, ...)	64370,-
Elektronický odváděč kondenzátu ECD 15	4690,-
Hrubý filtr AF 0186 P, včetně plovákového odváděč kondenzátu	4770,-
Olejevý filtr AF 0186 S, včetně plovákového odváděč kondenzátu	4770,-
Separátor odpadního kondenzátu PURO CT3	6090,-
Rozvody stlačeného vzduchu, materiál PPR, DN 40, celková délka včetně svodů ukončených rychlospoj-kou je 150 metrů.	89000,-
Vzduchotechnika, odvod odpadního tepla vyrobeného kompresorovou stanicí mimo prostor	45000,-
Celková cena bez DPH	465590,-

4.4 Finanční náklady na údržbu jednotlivých komponentů

Níže jsou vyčísleny náklady na servis jednotlivých částí kompresorové stanice po dobu 5 let od jejího uvedení do provozu.

4.4.1 Cena pravidelného servisu šroubového kompresoru

Servis kompresoru spočívá ve výměně dílů opotřebitelných během provozu. Výrobce kompresorů Atlas Copco doporučuje pro servis kompresorů několik servisních sad. Servisní sada A se doporučuje při údržbě kompresoru po odpracování 4000 provozních hodin nebo jednou ročně podle toho, která skutečnost nastane dříve. Servisní sada B se doporučuje při údržbě kompresoru po odpracování dalších 4000 provozních hodin, celkem tedy po odpracování

8000 provozních hodin nebo opět po roce podle toho, která skutečnost nastane dříve. V tab. (15) a (16) jsou vyčísleny náklady na servis kompresoru A i B.

Tab. 15 – Náklady na servis A

Servis A – po 4000 motohodin	Cena v Kč bez DPH
Vzduchový filtr	1065,-
Olejový filtr	1727,-
Separátor oleje	5920,-
Servisní sada pro odvaděč kondenzátu	977,-
15 litrů kompresorového oleje	3990,-
Celková cena bez DPH	13679,-

Tab. 16 – Náklady na servis B

Servis B – po 8000 motohodin	Cena v Kč bez DPH
Vzduchový filtr	1065,-
Olejový filtr	1727,-
Separátor oleje	5920,-
Odvaděč kondenzátu	4532,-
Zpětný ventil	1655,-
Servisní sada teplotního čidla	3852,-
Air/oil stop ventil	6277,-
15 litrů kompresorového oleje	3990,-
Celková cena bez DPH	29018,-

V daném podniku pracují každý pracovní den po dobu dvou pracovních směn, čili 16 hodin. V roce 2017 je celkem 250 pracovních dní. Dá se tedy předpokládat, že maximální počet provozních hodin bude 4000. Níže jsou vypočítány náklady na servis kompresoru po dobu 5 let.

$$S_{5let} = \text{Servis A} + \text{Servis B} + \text{Servis A} + \text{Servis B} + \text{Servis A} \quad (18)$$

$$S_{5let} = 13679 + 29018 + 13679 + 29018 + 13679$$

$$S_{5let} = 99073 \text{ [Kč]}$$

4.4.2 Náklady na údržbu tlakové nádoby

Údržba tlakové nádoby spočívá v provádění pravidelných provozních revizí tlakové nádoby. Provozní revize stojí dle ceníku revizního technika 1500,- Kč bez DPH a spočívá v kontrole správnosti funkce manometru, pojistného ventilu a v ultrazvukovém změření tloušťky stěny tlakové nádoby, která se časem vlivem koroze může měnit.

4.4.3 Náklady na údržbu odváděče kondenzátu

Elektronický odvaděč kondenzátu nevyžaduje žádnou zvláštní údržbu, pouze pokud je kondenzát extrémně zanesený, tak je vhodné při servisním zásahu myslet i na preventivní vyčištění odvaděče kondenzátu. Ve finančních nákladech to znamená náklad na práci servisního technika. Průměrně cena práce servisního technika je 550,- Kč bez DPH.

4.4.4 Náklady na údržbu filtrace stlačeného vzduchu

Údržba filtrace stlačeného vzduchu spočívá v pravidelné výměně filtračních vložek. Výrobce Omega Air doporučuje provádět výměnu filtračních vložek 1x ročně. Výše uvedená sestava obsahuje dva filtry, tudíž je vhodné vyměnit dvě filtrační vložky, každá stojí dle platného ceníku Omega Air 1215,- Kč bez DPH.

4.4.5 Náklady na údržbu separátoru odpadního kondenzátu

Výrobce Jorc doporučuje dle manuálu na obsluhu, provádět výměnu filtračních elementů 1x za rok. Finanční náklad na výměnu filtračních elementů je dle platného ceníku 2900,- Kč bez DPH.

4.4.6 Mzdové a ostatní náklady na montáž

Náklady na montáž se obvykle stanoví z investičních nákladů. Montážní náklady představují, dle konzultace s vedoucím práce, obvykle 10–20% z investičních nákladů.

Dále je potřeba do nákladů zahrnout i lidskou práci. Průměrná cena práce servisního technika je 550,- Kč bez DPH za hodinu. Servisní zásah trvá v průměru 2 hodiny a techniků může být při zásahu více, záleží na počtu kompresorů a náročnosti servisního zásahu.

Je také potřeba zohlednit náklady spojené s administrativou.

4.4.7 Náklady na spotřebovanou elektrickou energii

V průmyslovém podniku pracuje kompresor s elektromotorem o příkonu 15 kW, v provozu bude po dobu dvou pracovních směn, tzn. 16 hodin denně. Průměrná cena elektrické energie je 3,50 Kč/kWh. V roce 2017 je mimo státní svátky a víkendy celkem 250 pracovních dnů. Orientační náklady na spotřebovanou elektrickou energii za rok tedy jsou:

$$E_c = P \cdot t \cdot C \cdot n_d \text{ [Kč]} \quad (19)$$

P ... příkon [kW]

t ... počet pracovních hodin za den [hod]

C ... cena elektrické energie [Kč/kWh]

n_d ... počet pracovních dnů

Dosazení do vztahu (15):

$$E_c = 15 \cdot 16 \cdot 3,5 \cdot 250$$

$$E_c = 15 \cdot 16 \cdot 3,5 \cdot 250 = 210000 \text{ Kč}$$

4.5 Souhrn celkových nákladů na pořízení, servis a provoz komponentů kompresorové stanice

V tab. (17) je uveden souhrn celkových nákladů na pořízení a údržbu kompresorové stanice.

Tab. 17 – Náklady na pořízení, provoz a údržbu kompresorové stanice

Druh nákladu	Cena v Kč bez DPH
Pořízení kompresorové stanice	465590,-
Servis kompresoru celkem za 5 let	99073,-
Pravidelná provozní revize tlakové nádoby za 5 let	7500,-
Pravidelné čištění odvaděče kondenzátu za 5 let	2750,-
Pravidelná výměna filtračních vložek za 5 let	12150,-
Pravidelná výměna filtračních vložek separátoru odpadního kondenzátu za 5 let	14500,-
Náklady na montáž kompresorové stanice	46559,-
Odhadnuté mzdové a ostatní náklady za 5 let	30000,-
Náklady na spotřebovanou elektrickou energii za 5 let	1050000,-
Celková náklady na pořízení, provoz a údržbu kompresorové stanice po dobu 5 let bez DPH	1728122,-

4.6 Kalkulace 1 m³ stlačeného vzduchu

Cenu 1 m³ byla vypočítána z podílu ročních nákladů a roční výroby stlačeného vzduchu.

Vzorec potom vypadá následovně:

$$K = \frac{PN + O_k + U + R_k}{Q \cdot H} [K\check{c}/m_n^3] \quad (20)$$

PN ...provozní náklady (energie) [Kč/rok]

O_k ...odpis kompresoru [Kč/rok]

U ...údržba [Kč/rok]

R_k ...odhadnutá režie provozu (osvětlení kompresorovny, větrání, topení, mzdy) [Kč/rok]

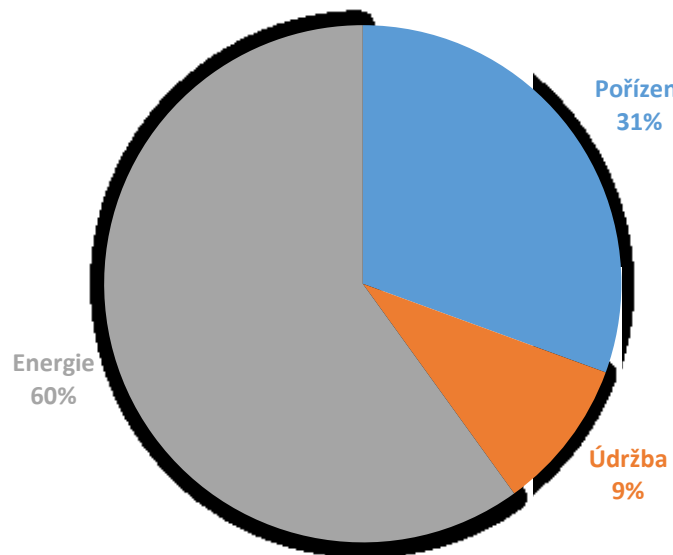
Q ...výkonnost kompresoru [m_n^3/hod]

H ...počet provozních hodin za rok [h/rok]

Dosazení odpovídajících parametrů do vztahu (20):

$$K = \frac{210000 + 93118 + 19815 + 30000}{136 \cdot 4000} = 0,64 [K\check{c}/m_n^3]$$

4.7 Graf ukazující poměr nákladů na výrobu stlačeného vzduchu za dobu provozu 5 let



Obr. 25 – Poměr nákladů na výrobu stlačeného vzduchu

Graf na obr. 25 ukazuje poměr nákladů na provoz kompresorové stanice po dobu 5 let. Z Grafu vyplývá, že největším nákladem na provoz kompresoru a tím i na výrobu stlačeného vzduchu je elektrická energie.

ZÁVĚR

Hlavním přínosem této bakalářské práce je popis postupu při návrhu kompresorové stanice. Celý návrh splňuje požadavky investora na množství stlačeného vzduchu pro bezproblémový provoz kovoobráběcího podniku, splňuje požadavky na tlak a čistotu stlačeného vzduchu.

Kromě návrhu jednotlivých komponentů, které tvoří kompresorovou stanici, se tato práce zabývá také výpočtem nákladů na pořízení, provoz a servis celé technologie

V teoretické části byly popsány základní komponenty kompresorové stanice. Byla vysvětlena jejich funkce a jejich požadavky na provoz a údržbu.

Praktická část je věnována návrhu vhodných komponentů tvořící kompresorovou stanici. Jsou zde popsány různé postupy při návrhu celé technologie. Následně je zvolen vhodný postup pro návrh, podle kterého je navržena kompresorovna, která splňuje požadavky investora. Celý návrh je doplněn výpočtem nákladů na pořízení, servis a provoz celé technologie.

Vypočítané náklady jsou pouze orientační a nedají se přesně aplikovat pro každý obdobný provoz. Může dojít k rozdílu v ceně za elektrickou energii a také k rozdílu v ceně za montážní práce a následný servis celé kompresorové stanice.

Následně byla vypočítána cena za 1 m³ stlačeného vzduchu vyrobený právě touto kompresorovou stanicí.

Poslední kapitola se věnuje porovnání celkových nákladů na pořízení, údržbu a provoz technologie na výrobu stlačeného vzduchu, ze které vyplývá, že největším nákladem na výrobu stlačeného vzduchu je elektrická energie.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] KŘÍŽ, Rudolf a kol. *Stavba a provoz strojů III, Mechanismy*. Praha: SNTL, 1979.
- [2] ZOEBL, Heinz. *Pneumatické stroje a přístroje*. Praha: SNTL, 1965, 257 s. Řada strojírenské literatury.
- [3] LIŠKA, Antonín a Pavel NOVÁK. *Technika stlačeného vzduchu*. Praha: ČVUT, 1999, 361 s, ISBN 8001019470.
- [4] DROZD, A. a kol., *Stlačený vzduch v průmyslu*, 2. vyd.: Praha, SNTL, 1962
- [5] CHLUMSKÝ, Vladimír. *Kompresory*. 2. oprav. vyd. Praha: SNTL, 1982, 195s.
- [6] KAMINSKÝ, Jaroslav, Kamil KOLARČÍK a Oto PUMPRLA, *Kompresory Ostrava*: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2004. ISBN 8024807041.
- [7] KAMINSKÝ, Jaroslav. *Využití pracovního prostoru pístových kompresorů*. Praha: SNTL, 1982, 231 s.
- [8] KEMKA, Vladislav et al. *Stavba a provoz strojů: stroje a zařízení: pro SPŠ strojní*. Vyd. 1. Praha: Informatorium, 2009, 281 s. ISBN 9788073330750.
- [11] ROČEK, Jaroslav. *Průmyslové armatury*. Vyd. 1. Praha: Informatorium, 2002. 253 s. ISBN 8073330008.
- [12] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů*. Sv. 2. 5., přeprac. vyd. (v SNTL 1. vyd.). Praha: SNTL, 1990. 707 s. Technický průvodce, Sv. 6. ISBN 8003004268.

Internetové zdroje literatury a obrázků

- [9] BOZP Profí [online]. [cit. 2017-04-22]
<https://www.bozpprofi.cz/vyhlaska-c-18-1979-sb-kterou-se-urcuji-vyhrazena-tlakova-zarizeni-a-stanovi-nektere-podminky-k-zajisteni-jejich-bezpecnosti-vezneni-pozdejsich-predpisu-uniqueidgOkE4NvrWuOKaQDKuox_Z04JspeDrgM-f3llXS_TvYo/>
- [10] Databáze revizních techniků [online]. [cit. 2017-04-22]
<<http://www.revizaci.cz/revize/tlakova/tlakove-nadoby>>

- [13] Učebnice pro seminář – Automatizační technika [online]. [cit. 2017-04-29]
< <https://www.vskprofí.cz/skoleni/automatizacni-technika> >
- [14] DLS – Technika stlačeného vzduchu [online]. [cit. 2017-04-29]
< <http://www.dls.cz/web/susicky/jak-pracuje-susicka> >
- [15] OMEGA AIR - Condensate separators [online]. [cit. 2017-05-01]
< <http://www.omega-air.si/products/condensate-separators/cklb-series> >
- [16] OMEGA AIR – Compressed air filters [online]. [cit. 2017-05-01]
< <http://www.omega-air.si/products/compressed-air-filters> >
- [17] STRÁNSKÝ A PETRŽÍK – Pneumatické prvky [online]. [cit. 2017-05-03]
< <https://www.stranskyapetrzik.cz/pneu/uvod/menu/> >
- [18] ATLAS COPCO – Kompresory se vstřikem oleje [online]. [cit. 2017-05-03]
< <http://www.atlascopco.cz/cs-cz/compressors/products/Air-compressor/Oil-injected-rotary-screw-air-compressor/ga-oil-lubricated-screw-compressor-series> >
- [19] ATLAS COPCO - Vzdušníky [online]. [cit. 2017-05-03]
< <http://www.atlascopco.cz/cs-cz/compressors/products/Compressed-air-ancillaries> >
- [20] OMEGA AIR – Condensate drains [online]. [cit. 2017-05-04]
< <http://www.omega-air.si/products/condensate-drains/ecdb-series> >
- [21] JORC – Oil/water separators [online]. [cit. 2017-05-04]
< <http://www.jorc.eu/en/products/oilwater-separators> >
- [22] SLIDEPLAYER – Stroje a zařízení pro výrobu a přenos energií [online]. [cit. 2017-02-04]
< <http://slideplayer.cz/slide/11752001/> >
- [23] Prodej-kompresoru [online]. [cit. 2017-02-04]
< <https://www.prodej-kompresoru.cz/pistove-kompresory/prumyslove/pks-51-300-orlik-pistovy-kompresor-detail> >

- [24] ATLAS COPCO [online]. [cit. 2017-04-10]
< <http://www.atlascopco.cz/cs-cz/compressors> >
- [25] ARMATURY VOJNA [online]. [cit. 2017-04-10]
< <http://armatury-vojna.cz/produkty> >
- [26] OMEGA AIR – Online training [online]. [cit. 2017-04-10]
< http://www.omega-air.si/products/compressed-air-dryers/omd-series?utm_medium=email&utm_source=eGlasnik&utm_campaign=OMD+refrigerated+dryers+selection&utm_content=prodejna@kompres.cz >

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

CNC	Computer Numerical Control [-]
MPa	Megapascal [MPa]
σ_c	Tlakový poměr [-]
p_d	Tlak na výtlaku z kompresoru [kPa]
$p_{n,l}$	Tlak nasávaného média [kPa]
\dot{V}_d	Výkon kompresoru [$m^3 \cdot s^{-1}$]
\dot{V}_n	Objem nasávaného vzduchu [$m^3 \cdot s^{-1}$]
\dot{V}_o	Únik netěsnostmi [$m^3 \cdot s^{-1}$]
\dot{m}_d	Hmotnostní průtok [$kg \cdot s^{-1}$]
$\dot{V}_{d,N}$	Objemový průtok [$m^3 \cdot s^{-1}$]
R	Plynová konstanta [R]
p_N	Atmosférický tlak [kPa]
T_N	Teplota okolí [$^{\circ}C$]
η	Přímá účinnost [-]
$P_{u\check{z}}$	Užitečný příkon [W]
P	Celkový příkon [W]
W_z	Ztráta energie [J]
$W_{u\check{z}}$	Využitá energie [J]
W	Přivedená energie [J]
$\eta_{it,sp}$	Izotermická účinnost spojková [-]
P_{it}	Příkon ideálního kompresoru [W]
P_{sp}	Příkon skutečného kompresoru [W]
$\eta_{it,el}$	Izotermická účinnost celková [-]

P_{el}	Elektrický příkon [W]
V_{zl}	Zdvihový objem válce [m ³]
S	Pracovní plocha pístu [m ²]
L	Zdvih pístu [m]
Q	Skutečný výkon [m/s ⁻¹]
n	Otáčky [s ⁻¹]
η_d	Dopravní účinnost [-]
kPa	Kilopascal [kPa]
S_1	Plocha mezer mezi zuby hlavního rotoru [m ²]
S_2	Plocha mezer mezi zuby vedlejšího rotoru [m ²]
L_1	Délka činné části rotorů [m]
z_1	Počet zubů hlavního rotoru [-]
n_1	Otáčky hlavního rotoru [s ⁻¹]
λ_d	Dopravní součinitel [-]
p_o	Hodnota otevíracího tlaku [MPa]
p_{on}	Nastavený otevírací tlak [MPa]
p_{pc}	Cizí protitlak [MPa]
p_p	Vlastní protitlak [MPa]
p_{max}	Tlak při plném otevření [MPa]
p_u	Uzavírací tlak [MPa]
z_{max}	Jmenovitý zdvih [mm]
Q_t	Teoretický výtok [kg · h ⁻¹]
Q_s	Skutečný výtok [kg · h ⁻¹]
Q_z	Zaručený výtok [kg · h ⁻¹]
°C	Stupeň Celsia [°C]

Q_s	Spotřeba stlačeného vzduchu [m_n^3/hod]
S_i	Plocha výrobního závodu [m^2]
q_i	Měrná spotřeba vzduchu [$m_n^3 h^{-1}/m^2$]
k_{vi}	Součinitel využití stroje během jedné pracovní hodiny [-]
k_s	Součinitel současnosti [-]
k_t	Součinitel opotřebení [-]
k_z	Součinitel ztrát v rozvodech [-]
Q_{oi}	Předepsaná spotřeba stlačeného vzduchu pro daný stroj [m_n^3/hod]
Q_{ssk}	Maximální výkon kompresorové stanice [m_n^3/hod]
Pa	Pascal [Pa]
φ	Poměr spotřeby a výkonu [-]
Q_{hod}	Výkon kompresoru za hodinu [m_n^3/hod]
Δp	Pokles tlaku ve vzdušníku [Pa]
O	Velikost vzdušníku [m^3]
n_e	Maximální povolený počet startů elektromotoru kompresoru za hodinu [-]
μm	Mikrometr [μm]
mg	Miligram [mg]
S_{5let}	Náklady na servis kompresoru po dobu 5 let [Kč]
E_c	Spotřebovaná elektrická energie za rok [Kč]
t	Počet pracovních hodin za den [hod]
C	Cena elektrické energie [Kč]
n_d	Počet pracovních dnů za rok [-]
K	Cena za 1 m^3 stlačeného vzduchu [$Kč/m_n^3$]
PN	Provozní náklady [Kč/rok]
O_k	Odpis kompresoru [Kč/rok]

-
- U Náklady na údržbu kompresoru za rok [Kč/rok]
- R_k Odhadnutá režie provozu [Kč/rok]
- H Počet provozních hodin za rok [h/rok]

SEZNAM OBRÁZKŮ

<i>Obr. 1. Schématická značka kompresoru [17]</i>	<i>14</i>
<i>Obr. 2. Schéma pístového kompresoru [22]</i>	<i>18</i>
<i>Obr. 3. Pracovní oběh pístového kompresoru bez škodlivého prostoru [8].....</i>	<i>19</i>
<i>Obr. 4. Pracovní oběh pístového kompresoru se škodlivým prostorem [8]</i>	<i>19</i>
<i>Obr. 5. Ventilová deska [23]</i>	<i>21</i>
<i>Obr. 6. Pístový kompresor Orlik typ PKS 51/300 [23]</i>	<i>22</i>
<i>Obr. 7. Schéma šroubového kompresoru [6].....</i>	<i>24</i>
<i>Obr. 8. Schéma pracovního oběhu šroubových kompresorů [24]</i>	<i>25</i>
<i>Obr. 9. Schématická značka tlakové nádoby [17]</i>	<i>30</i>
<i>Obr. 10. Schématická značka pojistného ventilu [17]</i>	<i>32</i>
<i>Obr. 11. Pojistný ventil, typ 06205 [25]</i>	<i>32</i>
<i>Obr. 12. Schématická značka úpravné jednotky</i>	<i>34</i>
<i>Obr. 13. Chladicí okruh kondenzačního sušiče [26]</i>	<i>36</i>
<i>Obr. 14. Cyklonový odlučovač kondenzátu [15]</i>	<i>37</i>
<i>Obr. 15. Filtr stlačeného vzduchu [16]</i>	<i>38</i>
<i>Obr. 16. Schématická značka zpětného ventilu s pružinou [17].....</i>	<i>39</i>
<i>Obr. 17. Schématická značka jednostranně škrticího ventilu [17].....</i>	<i>39</i>
<i>Obr. 18. Schématická značka ventilu 5/2 [17].....</i>	<i>40</i>
<i>Obr. 19. Pneumatický obvod [17]</i>	<i>43</i>
<i>Obr. 20. Šroubový kompresor Atlas Copco typ GA 15 FF [18]</i>	<i>55</i>
<i>Obr. 21. Tlaková nádoba [19]</i>	<i>56</i>
<i>Obr. 22. Elektronický odváděč kondenzátu [20]</i>	<i>57</i>
<i>Obr. 23. Elektronický odváděč kondenzátu [16]</i>	<i>58</i>
<i>Obr. 24. Separátor odpadního kondenzátu typ Puro CT 3 [21].....</i>	<i>59</i>
<i>Obr. 25 – Poměr nákladů na výrobu stlačeného vzduchu</i>	<i>65</i>

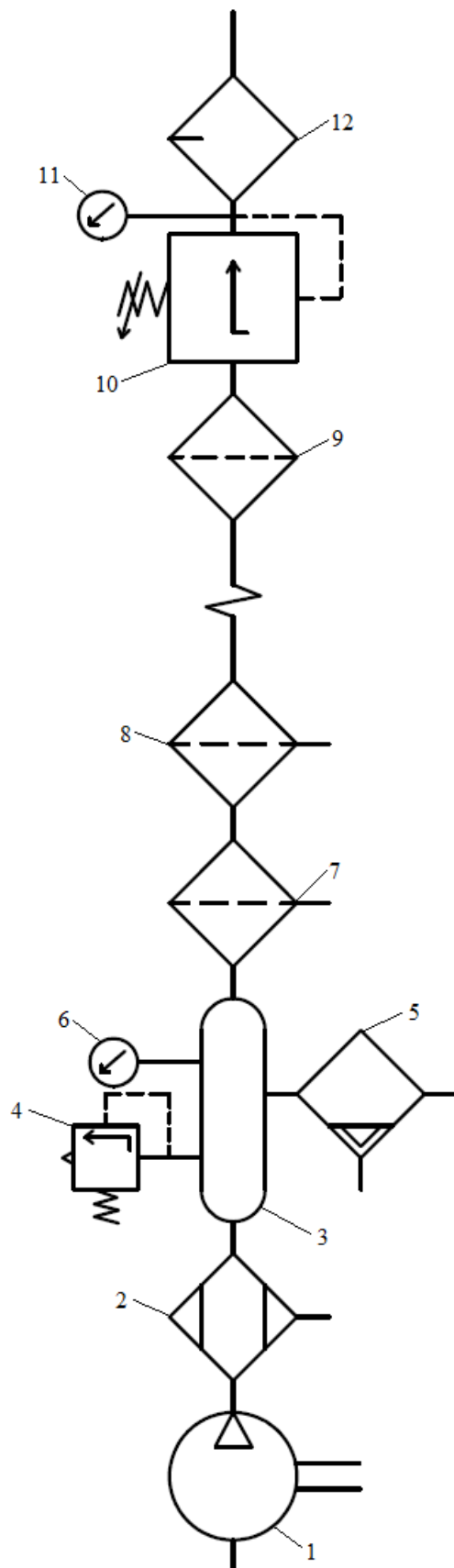
SEZNAM TABULEK

<i>Tab. 1. Rozdělení kompresorů [6]</i>	<i>14</i>
<i>Tab. 2. Třídy kvality stlačeného vzduchu pro všeobecné použití [3]</i>	<i>35</i>
<i>Tab. 3. Doporučené třídy kvality stlačeného vzduchu [3]</i>	<i>35</i>
<i>Tab. 4. Měrná spotřeba vzduchu na 1m² plochy výrobního závodu [3]</i>	<i>48</i>
<i>Tab. 5. Měrná spotřeba vzduchu na vztaznou jednotku výroby [3]</i>	<i>49</i>
<i>Tab. 6. Průměrné spotřeby vybraného pneumatického nářadí [3]</i>	<i>49</i>
<i>Tab. 7. Součinitelé využití v pracovní hodině k_v [3]</i>	<i>50</i>
<i>Tab. 8. Součinitel současnosti k_s [3]</i>	<i>50</i>
<i>Tab. 9. Druhy spotřebičů a jejich požadavky na stlačený vzduch</i>	<i>52</i>
<i>Tab. 10. Volba součinitele využití v pracovní hodině</i>	<i>53</i>
<i>Tab. 11. Volba součinitele současnosti</i>	<i>53</i>
<i>Tab. 12. Volba součinitele opotřebení</i>	<i>53</i>
<i>Tab. 13. Technické parametry kompresoru Atlas Copco typ GA 15 FF [18]</i>	<i>54</i>
<i>Tab. 14. Náklady na pořízení kompresorové stanice</i>	<i>60</i>
<i>Tab. 15. Náklady na servis A</i>	<i>61</i>
<i>Tab. 16. Náklady na servis B</i>	<i>61</i>
<i>Tab. 17. Náklady na pořízení, provoz a údržbu kompresorové stanice</i>	<i>63</i>

SEZNAM PŘÍLOH

P I Schéma navržené kompresorové stanice

PŘÍLOHA P I: SCHÉMA NAVRŽENÉ KOMPRESOROVÉ STANICE



1 – Kompresor

2 – Kondenzační sušič

3 – Tlaková nádoba

4 – Pojistný ventil

5 – Automatický odváděč kondenzátu

6 – Tlakoměr

7 – Hrubý filtr

8 – Olejový filtr

9 – Hrubý filtr

10 – Regulátor tlaku

11 – Tlakoměr

12 – Maznice