

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

SOUČASNÁ KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ ROTAČNÍCH KOMPRESORŮ, PREVENCE JEJICH POMPÁŽE

CONTEMPORARY DESIGN OF ROTARY COMPRESSORS, PREVENTION OF
THEIR SURGE

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

PETR KOPÁČEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

prof. RNDr. Ing. JOSEF NEVRLÝ, CSc.

Brno 2009

ZADÁNÍ ZÁVĚREČNÉ PRÁCE

Cílem bakalářské práce je podat přehled o současném stavu poznání v oblasti konstrukce rotačních kompresorů s analýzou prevence nežádoucího “pumpování“ kompresorů-pompáže s přihlédnutím k jejímu fyzikálně-matematickému Greitzerovu modelu, doplněný vymezením trendů budoucího vývoje.

Bakalářská práce obsahuje:

1. definici základních pojmů
2. přehled a rozbor existující literatury v dané oblasti
3. analýzu a zhodnocení získaných poznatků
4. vymezení trendů budoucího vývoje
5. souhrnnou bibliografii.

Forma bakalářské práce: průvodní zpráva.

Účel zadání: pro VaV a tvůrčí činnost ÚK.

Typ bakalářské práce: rešeršní

ANOTACE

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukcí rotačních kompresorů s analýzou prevence nežádoucí pompáže. První část se věnuje popisu základních pojmů potřebných k pochopení zkoumaného problému. Dále je pozornost věnována literatuře, z které jsou čerpána potřebná data. Následuje popis konstrukcí turbokompresorů zaměřený na prevenci pumpování. Práce se poté zabývá antipompážním řízením turbokompresorů, s přihlédnutím ke Greitzerovu modelu pompáže.

Klíčová slova: rotační kompresor, konstrukce, antipompážní řízení

ANNOTATION

The bachelor's thesis deals with design of rotary compressors with analyse prevention of their surge. The first part is concerned with description of basic terms, which are important to understanding studied problem. Then, attention is given to literature, from which are gathered needed data. A description of design of rotary compressors aimed at prevention of surge follows. After that, the thesis is focused at antisurge control of rotary compressors, with consideration to Greitzers model.

Key words: rotary compressor, design, antisurge control

Bibliografická citace: KOPÁČEK, P. *Současná konstrukční řešení rotačních kompresorů, prevence jejich pompáže*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 35 s. Vedoucí bakalářské práce prof. RNDr. Ing. Josef Nevrlý, CSc.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval zcela samostatně, pod vedením vedoucího bakalářské práce prof. RNDr. Ing. Josefa Nevrlého, CSc. Současně prohlašuji, že jsem v příloženém seznamu uvedl všechny použité zdroje.

Petr Kopáček

V Brně dne 15. května 2009

OBSAH

ÚVOD	12
1 ZÁKLADNÍ POJMY	13
1.1 Rozdělení kompresorů podle způsobu stlačování	13
1.2 Turbokompresory	13
1.2.1 Charakteristiky turbokompresorů	14
1.2.2 Pole charakteristik	15
1.2.3 Pompáž turbokompresorů	15
2 PŘEHLED A ROZBOR LITERATURY	19
3 ANALÝZA A ZHODNOCENÍ ZÍSKANÝCH POZNATKŮ	22
3.1 Konstrukce turbokompresorů	22
3.1.1 Konstrukční prvky zlepšující odolnost vůči pompáži	23
3.1.2 Užití proměnné geometrie	24
3.2 Regulace turbokompresorů	25
3.2.1 Detekce a potlačení pompáže	25
3.2.2 Aktivní řízení pompáže	26
3.2.3 Modelování pompáže	27
3.2.4 Konfigurace softwaru pro řízení pompáže	29
3.2.5 Řízení turbokompresoru	31
3.2.6 Odpouštěcí ventily	31
4 ZÁVĚR A VYMEZENÍ TRENDŮ BUDOUCÍHO VÝVOJE	32
5 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	33
6 SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ	34
7 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ	35

ÚVOD

Kompresor je zařízení, které se používá ke stlačování plynů různých vlastností. Jde vlastně o přeměnu kinetické nebo mechanické energie na tlakovou. Jak už bylo naznačeno, stlačovaná média mohou být rozmanitá. Od čistých plynů jako je třeba vodík, kyslík, vzácné plyny, až po směsi plynů jako je například vzduch, směsi vodíku a uhlovodíků a jiné. Složení stlačovaného plynu je velmi důležité, protože se od jeho chemických a fyzikálních vlastností odvíjí mnoho důležitých parametrů pro návrh kompresoru.

Oblast využití těchto zařízení je velká. Používají se při výrobě plynů, jejich skladování a dopravě, v chladírenské technice, letecké dopravě, chemickém průmyslu, atd. Pouze orientačně uvádím, že až kolem 30% celkové spotřeby elektrické energie se vynakládá na jejich pohon. To nám umožňuje si uvědomit význam a rozsah použití těchto strojů.

Kompresory bývají ve většině případů součástí větších celků a proto musí být velmi spolehlivé. To může být zajištěno vysoce vyspělou konstrukcí za použití kvalitních materiálů. Nicméně nároky na výkony a účinnost neustále rostou a proto vývoj konstrukce těchto strojů nadále pokračuje. Při provozu kompresoru se mohou za jistých podmínek projevat různé nestability, snižující spolehlivost. Tyto nežádoucí jevy jsou ve většině případů způsobeny provozními podmínkami, na které kompresor nebyl konstruován a které nastávají nečekaně. Nestability způsobují zvýšené namáhání konstrukce, omezení životnosti a v horším případě nastává zničení stroje. Následky mohou být zcela katastrofální. Kompresor je drahé zařízení a jeho poškození se i v méně rizikových oblastech může projevit jako citelná finanční zátěž. Předějit těmto událostem se dá pomocí různých prvků, které závisejí na druhu nestability. V této bakalářské práci si v pozdějších kapitolách ukážeme, jak se dá odstranit riziko vzniku pompáže, která je jedním z nežádoucích jevů.

1 ZÁKLADNÍ POJMY

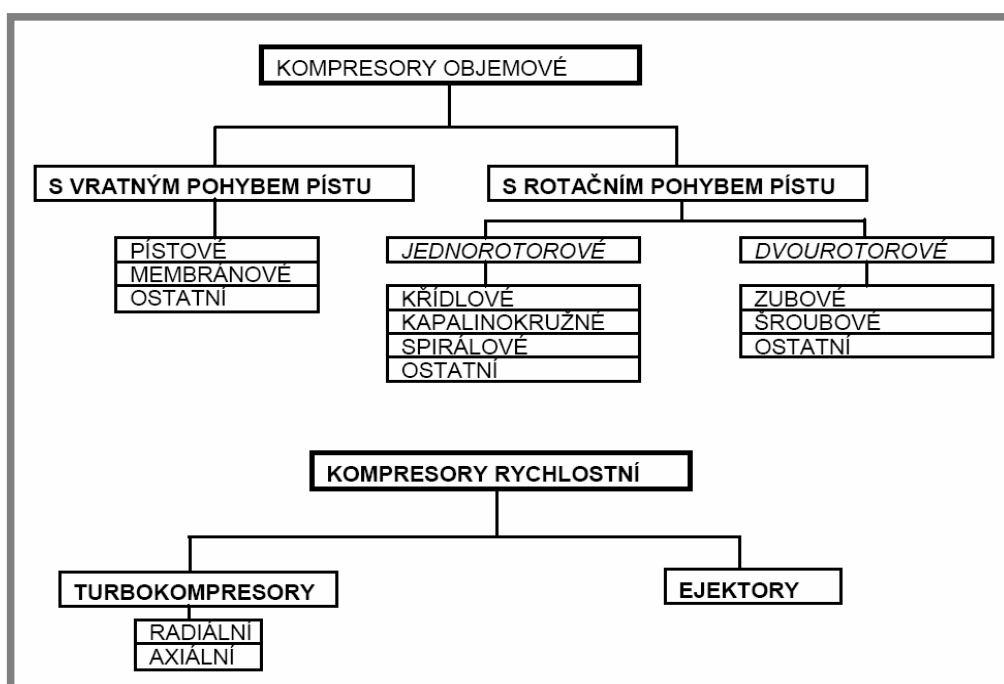
1

1.1 Rozdělení kompresorů podle způsobu stlačování

1.1

Podle tohoto kritéria se kompresory dělí na dva základní typy. První typ využívá principu zmenšování objemu uzavřeného pracovního prostoru, do kterého byl nasát plyn. Jedná se o kompresory objemové. Druhý typ pracuje na základě urychlení plynu, kdy kinetická energie je později přeměněna na energii tlakovou pomocí difuzoru. Jedná se o kompresory rychlostní.

Další rozdělení je podle provedení konstrukce, nicméně jednotlivé typy stále spadají do oblasti objemových, nebo rychlostních kompresorů (obr. 1-1).



Obr. 1-1 Rozdělení kompresorů podle principu činnosti a provedení

Stroje, které využívají princip zmenšování objemu, se dělí podle charakteru pohybu pracovního elementu na kompresory s vratným nebo rotačním pohybem pístu. Naopak stroje pracující podle rychlostního principu, se dělí na turbokompresory a ejektory.

1.2 Turbokompresory

1.2

U těchto kompresorů se dosahuje stlačení plynu jeho zrychlováním a následnou přeměnou kinetické energie plynu na energii tlakovou. U turbokompresorů se tato přeměna děje při průtoku činnou částí stroje, u radiálních kompresorů oběžným kolem a za ním zařazeným difuzorem. U axiálních kompresorů v rotorové a statorové lopátkové části.

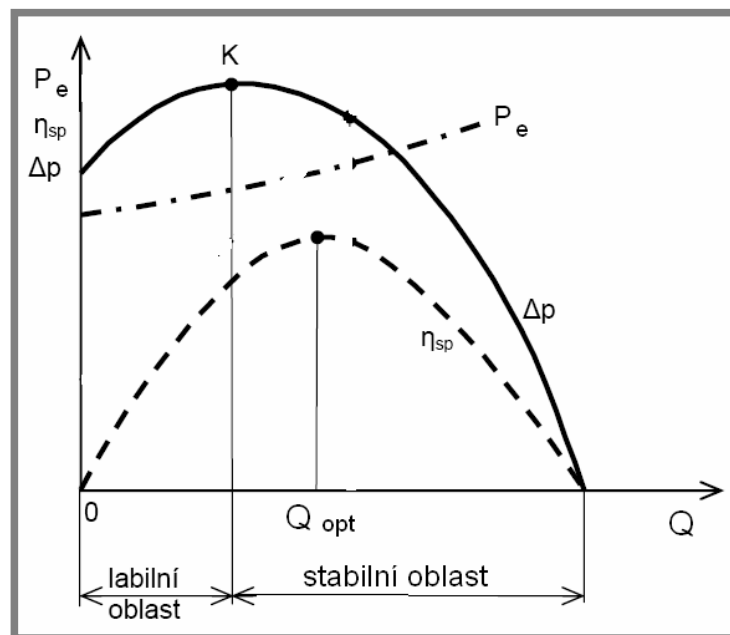
Turbokompresory mají proti pístovým kompresorům tyto výhody: velmi klidný chod, malé základy (žádné vratné hmoty), jednodušší obsluha a údržba, vysoká spolehlivost provozu (dlouhá životnost, malé opotřebení činných částí, delší intervaly revizí a plánovaných oprav), bezmaznost (olej nepřichází do styku s plynem).

Nevýhody: vysoká hladina hluku, vysoké otáčky (většinou nutná převodovka), dolní hranice výkonnosti je vysoká, pro dosažení vyšších tlaků je nutný větší počet oběžných kol, velká citlivost na změnu tlaku (nebezpečí pumpování).

1.2.1 Charakteristiky turbokompresorů

Kompresor zpravidla nepracuje jen za podmínek, pro které byl navržen, nýbrž v určitém rozsahu pracovních režimů, které se liší od režimu výpočtového (změna otáček, změna průtoku, jiné podmínky na vstupu). V závislosti na těchto faktorech se mění parametry, které charakterizují práci kompresoru, především stlačení a účinnost. Závislost, ukazující jakým způsobem se mění tyto parametry při změně režimu kompresoru, se nazývá charakteristika kompresoru.

Charakteristika kompresoru vyjadřuje závislost sledované veličiny nejčastěji na výkonnosti. Nejdůležitější jsou charakteristiky tlaková, příkonová a účinnostní. Sestavují se z vyhodnocených experimentálních údajů. Průběh těchto charakteristik pro radiální turbokompresor je na obr. 1-2.



Obr. 1-2 Průběh charakteristik pro radiální turbokompresor

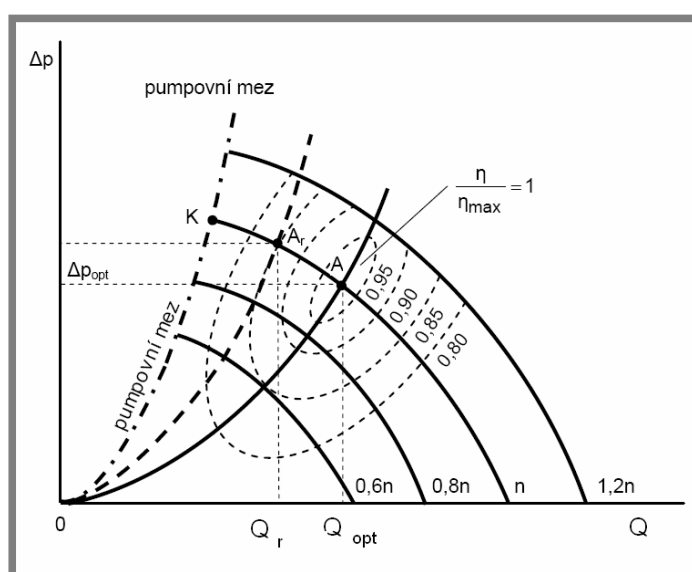
Tlaková charakteristika má u radiálního kompresoru maximum v kritickém bodě K na pumpovní hranici, který ji rozděluje na větev stabilní a na větev labilní. Provoz ve stabilní části se vyznačuje schopností stroje přizpůsobit se kolísající spotřebě. V labilní oblasti tato schopnost chybí.

1.2.2 Pole charakteristik

Pro stanovení optimálních provozních podmínek stroje, tj. pro provoz při požadované výkonnosti a při nejlepší účinnosti, se sestavují jeho tlakové charakteristiky pro různé otáčky do společného diagramu s křivkami konstantních poměrných účinností.

Na obr. 1-3 je pole charakteristik pro radiální kompresor. Do tohoto grafu je zakreslena závislost tlaku v síti na výkonnosti, tj. charakteristika spotřebiče. Je to vlastně průběh součtů tlaku plynu před spotřebičem a hydraulických tlaků v potrubí. Protože tyto odpory jsou závislé na čtverci rychlosti, je charakteristika sítě znázorněna parabolou.

Tlaková charakteristika pro konstantní otáčky protíná charakteristiku sítě v provozním bodě A, který by měl být vždy ve stabilní části diagramu.



Obr. 1-3 Pole charakteristik radiálního turbokompresoru

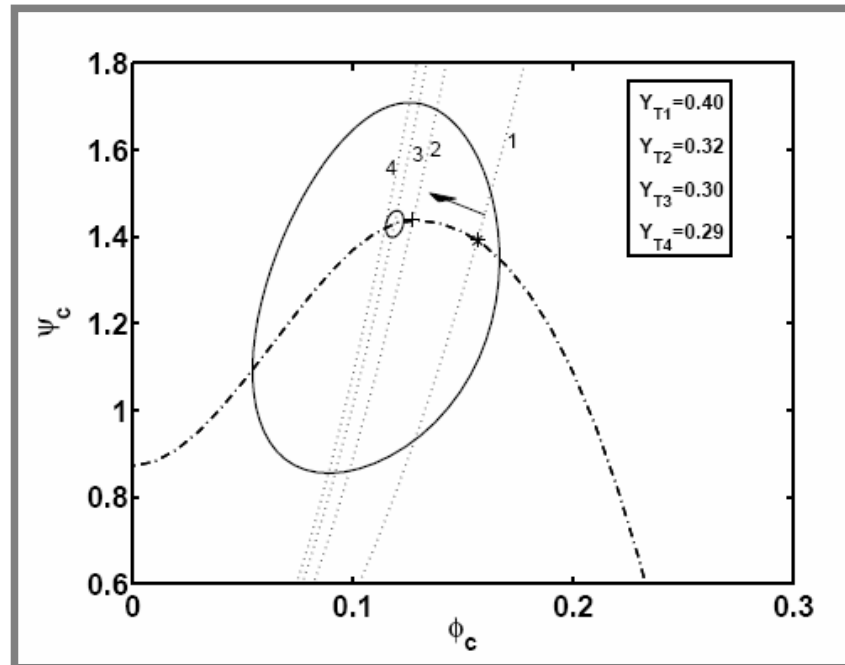
1.2.3 Pompáž turbokompresorů

Pompáž je stav, při kterém se vyskytují fluktuace toku v celém kompresním systému. Fluktuace mohou být tak velké, že během krátké části cyklu pompáže může dojít k změně směru toku. Oscilující zatížení při pompáži namáhá ložiska rotoru kompresoru a může být fatální pro celý kompresní systém. Pompáž také produkuje mechanické vibrace a je poměrně hlučná.

Iniciace pompáže

Iniciace pompáže je vysvětlena pomocí kompresní charakteristiky na obr. 1-4. Zpočátku uvažujeme tok, který je zcela stabilní. Hmotnostní tok kompresoru Φ_c a stlačení ψ_c jsou stabilní a odpovídají hmotnostnímu toku a stlačení na škrticím ventilu na výstupu (poloha ventilu Y_{T1}). V tomto bodě (*) je tok bezpodmínečně stabilní. To znamená, že při malém snížení hmotnostního toku nastane navýšení hodnoty stlačení kompresoru a snížení stlačení na škrticím ventilu. Tok se v tomto případě urychluje, dokud nenastane původní rovnováha.

Jakmile je škrticí ventil na výstupu uzavřen na hodnoty mezi Y_{T2} a Y_{T3} , začínají se objevovat nestability. Za předpokladu, že kompresor pracuje při hodnotě Y_{T3} , kdy se vyskytne malý pokles hmotnostního toku, stlačení kompresoru poklesne mírně. Avšak na škrticím ventilu je pokles stlačení značný.

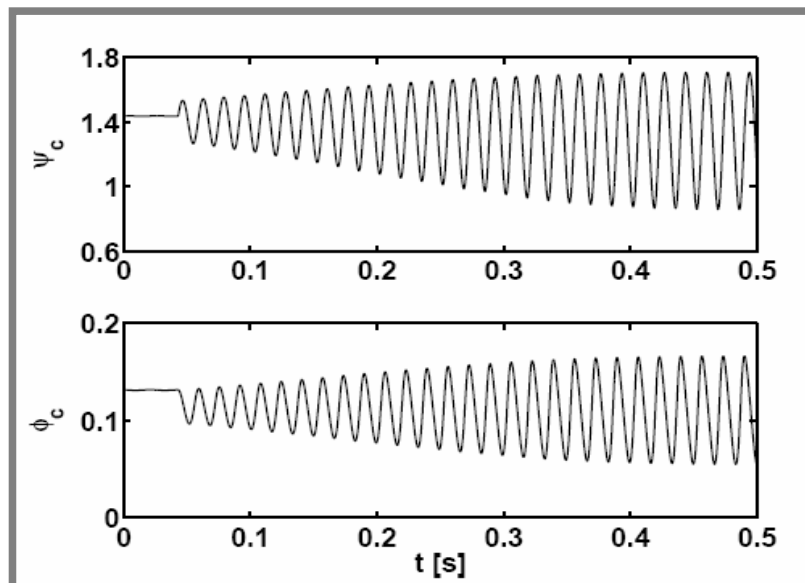


Obr. 1-4 Kompresní charakteristika při různých polohách ventilu [1]

Mezi kompresorem a škrticím ventilem je určitý objem ve kterém se akumuluje část toku. Stlačení zmenšeného toku v kompresoru je nižší než stlačení před tím, co se pokles toku vyskytl. Kompresor již poté není schopen zpracovat plyn, který se nachází v objemu mezi kompresorem a škrticím ventilem. Plyn v celém kompresoru sníží svou rychlost, nebo ještě hůře změni směr toku na druhou stranu. Toto dále vede k redukci hmotnostního toku a nestabilní situaci.

Cyklus pompáže

Vývoj cyklu pompáže při poloze ventilu Y_{T4} je ukázán na obr. 1-5. Po určitém čase je dosažen limitní cyklus pompáže, jehož frekvence a průběh závisí na konfiguraci kompresního systému. Cyklus pompáže začíná na hodnotě maximálního stlačení a v kompresní charakteristice se pohybuje proti směru hodinových ručiček. V důsledku snížení hmotnostního toku, stlačení v kompresoru poklesne. Když stlačení poklesne na určitou hodnotu, kompresor je opět schopný tlak a hmotnostní tok obnovit. Poté stlačení v kompresním systému vzrůstá na maximální hodnotu a cyklus se opakuje.



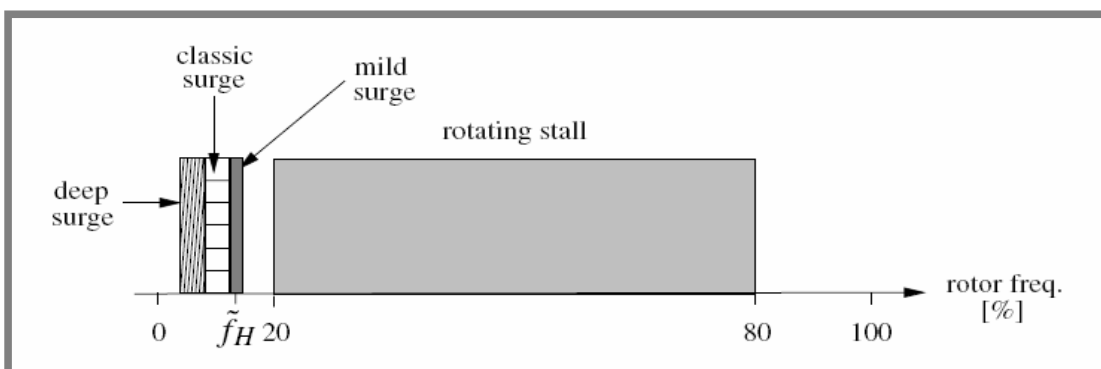
Obr. 1-5 Průběh koeficientu toku a stlačení v závislosti na čase [1]

Hmotnostní tok a stlačení na obr. 1-5 jsou popsány rovnicemi 3.1 a 3.2 v následujících kapitolách.

Typy pompáže

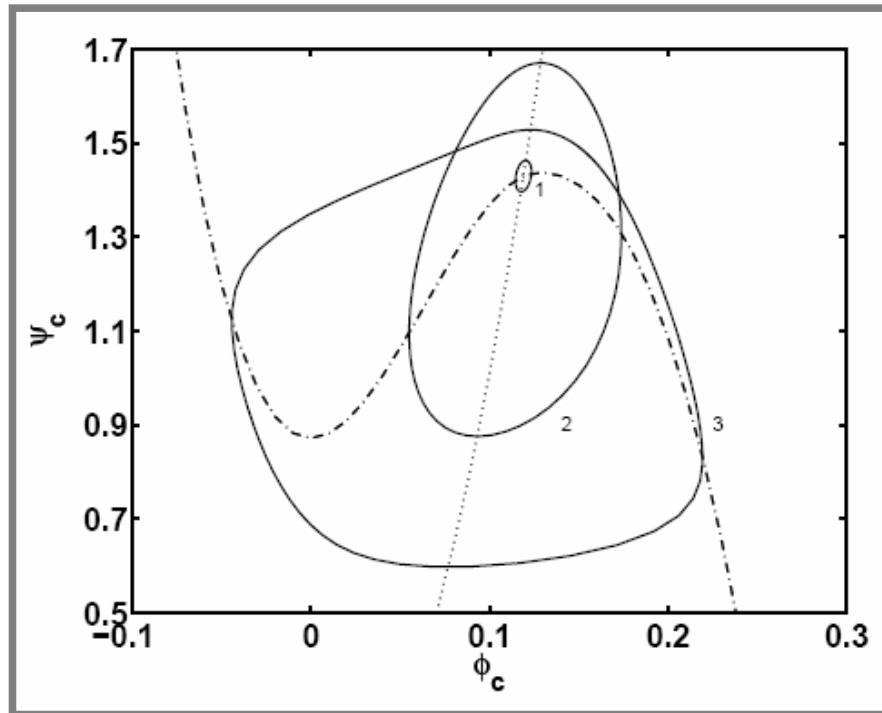
Mohou být rozlišeny různé kategorie fluktuací hmotnostního toku a tlaku, v závislosti na kompresním systému a provozních podmínkách (obr. 1-6).

Během mírné pompáže je frekvence oscilací blízká Helmholtzově frekvenci, tj. rezonanční frekvenci potrubí a objemu připojeným ke kompresoru. Neobjevují se žádné známky zpětného toku. Frekvence mírné pompáže závisí na otáčkách a provozních podmínkách. Na obr. 1-7 je cyklus mírné pompáže označen číslem 1.



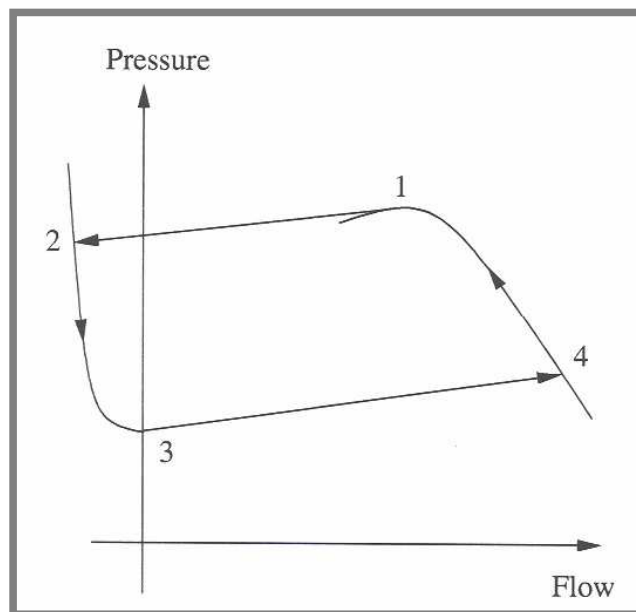
Obr. 1-6 Frekvence nestabilit toku [2]

Klasická pompáž je charakterizována většími oscilacemi tlaku s nižší frekvencí, což závisí na otáčkách a provozních podmínkách. Pro tyto podmínky se dynamika systému stává nelineární, což se projevuje výskytem vyšších harmonických kmitů. Na obr. 1-7 je cyklus klasické pompáže označen pro systémy s malým objemem číslem 2. Pro systémy s velkým objemem jsou vyšší harmonické kmity mnohem více zřejmé a tok se na krátkou dobu stává negativním. Cyklus je označen číslem 3.



Obr. 1-7 Mírná a klasická pompáž [1]

Hluboká pompáž (obr. 1-8) je charakterizována velkými oscilacemi tlaku a hmotnostního toku, který se v určité části cyklu stává záporným. Při negativním toku se okamžitý provozní bod posouvá dolů po křivce známé jako charakteristika negativního toku. Tato křivka definuje odpor, který kladou lopatky při záporném toku. Při pozitivním směru hmotnostního toku se okamžitý provozní bod posouvá po křivce blízké charakteristice ustáleného stavu. Frekvence hluboké pompáže je určena plněním a vyprazdňováním objemu připojeného na kompresor a tudíž závisí na konfiguraci systému [1].



Obr. 1-8 Hluboká pompáž [2]

2 PŘEHLED A ROZBOR LITERATURY

- [1] MEULEMAN, Corina, H., J. *Measurement and Unsteady Flow Modeling of Centrifugal Compressor Surge* [On-line]. Vydáno: 2002.

Výše uvedená práce je napsána v elektronické podobě. Zabývá se měřením a modelováním pompáže odstředivých kompresorů. Měření byla provedena pomocí zařízení, které obsahovalo plynovou turbínu pohánějící zkoumaný kompresor. Kompresní systém byl modelován pro různé délky potrubí a objemy míst s přetlakem. Při modelování byla použita geometrická data kompresního systému. Pozornost je také věnována plně vyvinutému nestabilnímu proudu a chybám při jeho modelování. Poté je modelován a měřen tok ve vodním kanále. Na závěr autor uvádí vylepšený model kompresního systému.

Práce obsahuje přehledný popis pompáže, potřebný k pochopení základních pojmů. Byl využit hlavně popis iniciace, a druhů pompáže. Také jsou zde obsaženy informace, které napomáhají k pochopení popisu nestabilního chování pomocí Greitzerova modelu.

- [2] WILLEMS, Franciscus, P., T. *Modeling and Bounded Feedback Stabilization of Centrifugal Compressor Surge* [On-line]. Vydáno: 2000.

Rovněž tato práce je napsána v elektronické podobě. Zabývá se aktivním řízením pompáže v experimentálním kompresním systému. Pro modelování pompáže byl použit Greitzerův model, který byl použit pro výběr senzorů a akčních členů navrhnutého řídicího systému. Poté autor popisuje aktivní řízení pompáže se zpětnou vazbou a její pozitivní vliv na stabilní chod kompresoru.

Jsou zde obsaženy zásadní informace, potřebné k pochopení zadaného tématu. Pro bakalářskou práci byl využit popis prevence pompáže pomocí konstrukce a proměnné geometrie. Klíčová byla část o antipompážním řízení.

- [3] LIŠKA, Antonín, NOVÁK, Pavel. *Technika stlačeného vzduchu*. 1. vyd. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1999.

Tato publikace obsahuje přehled problematiky výroby a rozvodu stlačeného vzduchu. Obsahuje také poznatky pro základní výpočty a volbu vhodného typu kompresoru, pro projektování kompresorových stanic, pro úpravu stlačeného vzduchu na požadovanou kvalitu a řešení jeho hospodárného rozvodu. Pozornost je věnována i otázkám provozních měření kompresoru a rozvodů, bezpečnosti a ekologii provozu těchto zařízení.

Autor se o pompáži zmiňuje pouze okrajově. Je zde vysvětlena antipompážní regulace ve velmi malém rozsahu. Pro bakalářskou práci byl hlavně využit popis charakteristik turbokompresorů.

- [4] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. 1. vyd. Brno: CERM, 2004.

Publikace navazuje na knihu Lopatkové stroje vydanou v roce 2003.

Jsou zde rozvíjeny a prohlubovány teoretické i praktické poznatky, nezbytné pro studium procesů probíhajících ve stupních tepelných turbín a turbokompresorů a pro jejich navrhování. Autor se zabývá teoretickými výpočty jednostupňových axiálních i radiálních strojů, se ztrátami a se sdílením tepla, aerodynamickými a energetickými vlastnostmi lopatkových mříží.

Důležité pro zadané téma jsou uvedené vzorce pro výpočet bezrozměrných koeficientů, potřebné k vytvoření bezrozměrných rovnic modelu pompáže. Autor věnuje pozornost nestabilitám pouze okrajově.

- [5] KOCÁB, Jindřich, ADAMEC, Josef. *Letadlové motory*. 1. vyd. Praha: KANT, 2000.

Uvedená kniha rozvíjí teoretické základy pracovních pochodů v motorech pístových, proudových i turbovrtulových, se základy konstrukce jednotlivých detailů motorů, jejich soustav i celých motorů. Autor navíc uvádí druhy příslušenství motorů na letadle. Na závěr popisuje provoz, údržbu a materiály ze kterých se motory vyrábějí.

Publikace poskytuje názorný příklad využití turbokompresorů. Obsahuje podrobný popis konstrukce spolu se základy antipompážní regulace. Z hlediska zadání je zajímavá část o proměnné geometrii, která se v letadlových motorech často vyskytuje.

- [6] KAMINSKÝ, Jaroslav, KOLARČÍK, Kamil. *Kompresory* [On-line]. Vydáno: 15.1.2008.

Tato vysokoškolská skripta jsou napsána v elektronické podobě. Poskytují nejdůležitější informace o strojích sloužících ke stlačování plynu. Zabývají se základními technickými údaji kompresorů, rozdělením kompresorů a podrobným popisem každého typu. Jsou zde vysvětleny jejich konstrukce, způsoby regulace, příklady použití. Autoři také popisují kompresorové stanice a energetické bilance. Na závěr je pozornost věnována chvění a nežádoucí hlučnosti kompresorů.

Pro bakalářskou práci bylo využito rozdělení kompresorů, popis funkce a konstrukčních prvků turbokompresoru s více stupni. Autoři se zmiňují o antipompáži zcela okrajově v rámci regulace radiálních turbokompresorů.

- [7] NEVRLÝ, Josef, MAREK, Jiří. *Centrifugal compressor dynamics and software system for surge control*. Příspěvek ve sborníku konference hydraulika a pneumatika, Praha 2008.

Autor na úvod zmiňuje základní vzorce pro výpočet turbokompresorů. Dále je uveden krátký popis rotujícího odtržení proudu a pompáže. Následuje Greitzerův model pompáže s uvedením bezrozměrných rovnic. Na závěr je vysvětlen software pro řízení pompáže turbokompresoru, který byl vytvořen na základě zmíněného modelu.

Významná je zejména část zabývající se softwarem. V bakalářské práci byl tento software uveden spolu s popisem jednotlivých funkcí jeho komponent.

- [8] NEZYM, Vitaliy. *Parametric investigation of entitě annular recess casing treatment on compressor stable operation*. [On-line]. Vydáno: 15.12.2002.

Tato práce se zabývá vlivem zahloubení lopatek do drážek ve skříní na stabilní pracovní oblast turbokompresoru. Autor zkoumá vliv několika různých tvarů konců lopatek s různými hloubkami zapuštění do drážek. Na závěr je ukázáno srovnání vlivů rozdílných geometrií na účinnost a kompresní charakteristiku turbokompresoru.

Práce ukazuje možnost omezení nestability pomocí vhodných konstrukčních úprav. Tato metoda je také uvedena v této bakalářské práci.

- [9] IWAKIRI, Yuji, UCHIDA, Hiroshi. *Numerical fluid analysis of a variable geometry compressor for use in turbocharger*. [On-line]. Vydáno: 21.6.2006.

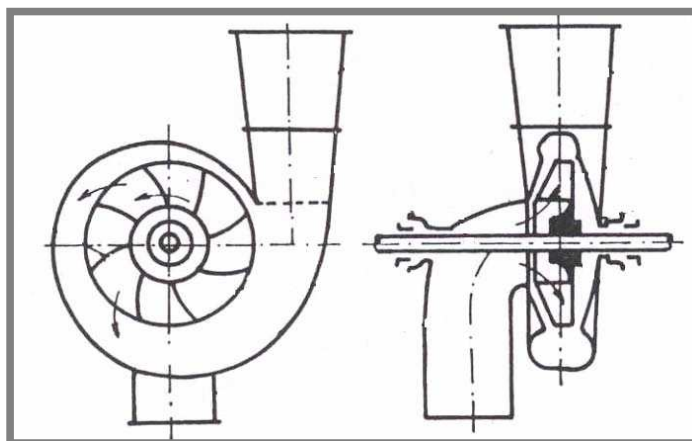
Autoři zkoumají natáčecí lopatky na vstupu do radiálního turbokompresoru spolu s cirkulací toku plynu. Zkoumaný systém byl modelován pomocí CFD metod. Je sledován vliv na kompresní charakteristiku při použití cirkulujícího proudu plynu samostatně nebo ve spojení s natáčecími lopatkami.

Pro bakalářskou práci je důležitá informace o pozitivním vlivu na kompresní charakteristiku, pokud je použita cirkulace plynu. Také je zajímavá kombinace uvedené metody s natáčecími lopatkami.

3 ANALÝZA A ZHODNOCENÍ ZÍSKANÝCH POZNATKŮ

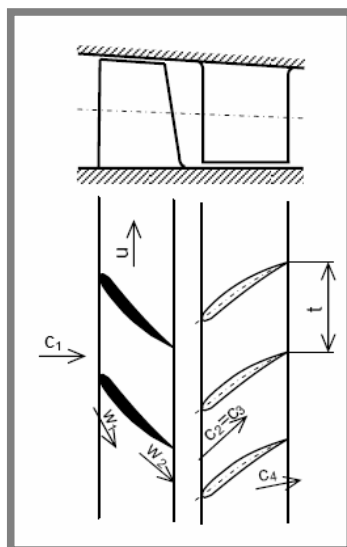
3.1 Konstrukce turbokompresorů

Podle způsobu práce dělíme turbokompresory na osově (axiální) a odstředivé (radiální). Mohou se vyskytnout také kompresory smíšené, tj. kompresor s několika stupni axiálními a posledním stupněm radiálním. Radiální turbokompresor (obr. 3-9) se skládá ze skříně, sacího hrdla, hřídele, oběžného kola s lopatkami, difuzoru a výstupního hrdla napojeného na výstupní potrubí.



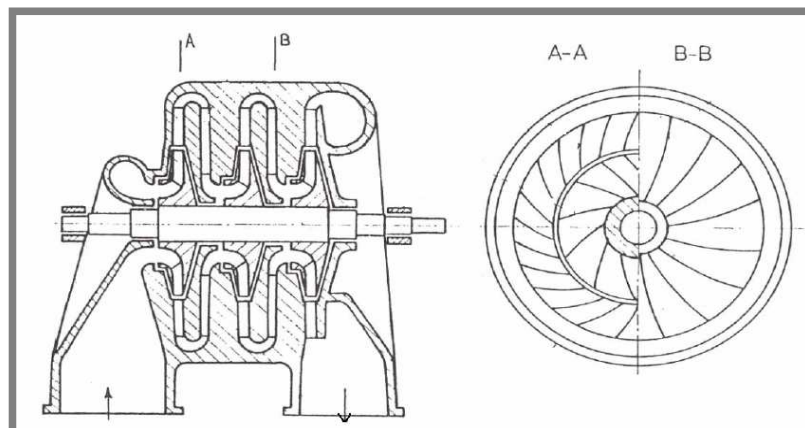
Obr. 3-9 Schéma radiálního turbokompresoru [6]

Základem axiálního turbokompresoru je stupeň (obr. 3-10), tvořený řadou rotujících lopatek (rotorem) a řadou lopatek nepohyblivých (stator). Rotor, který zajišťuje přívod energie potřebné ke stlačení média, je v podstatě disk, na jehož obvodě jsou uchyceny lopatky. Stator tvoří nehybné, se skříní turbokompresoru pevně spojené lopatkování. Plocha mezilopatkových kanálů statoru se rozšiřuje, jde tedy o difuzorní mříž.



Obr. 3-10 Stupeň axiálního turbokompresoru [6]

Požaduje-li se vyšší stlačení, zařadí se více stupňů turbokompresoru za sebou. U radiálního turbokompresoru je za každým oběžným kolem umístěn difuzor s vratným kanálem. Vratné kanály přivádí stlačované médium do sání dalšího stupně.



Obr. 3-11 Řez třístupňovým turbokompresorem [6]

Lopátková mříž může správně pracovat pouze v určitém rozsahu úhlů náběhu. Úhel náběhu závisí především na objemovém průtoku a otáčkách. Je-li úhel náběhu příliš velký, dojde k odtržení proudu na vypuklé straně lopatky. K tomu dojde buď při změně průtoku stupněm, nebo při zvětšení otáček. K odtržení proudění nemusí dojít na celém obvodu stupně. Toto odtržení může být pouze lokální, kdy se oblast nestability postupně přesouvá proti směru obvodové rychlosti. Podstatně složitější změny vznikají při změně průtoku nebo otáček u vícestupňového kompresoru, neboť jednotlivé stupně se navzájem ovlivňují [4].

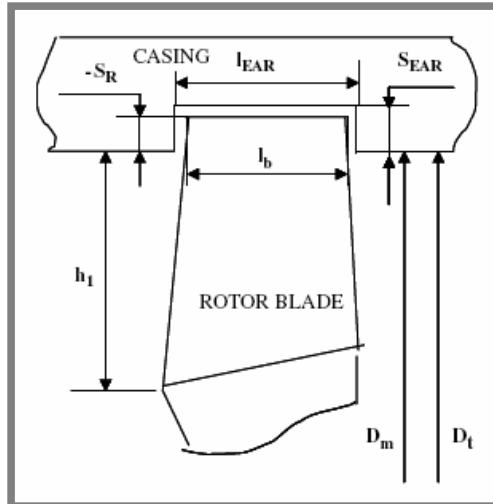
3.1.1 Konstruktivní prvky zlepšující odolnost vůči pompáži

3.1.1

Kvalitní návrh a konstrukce turbokompresoru může zlepšit odolnost stroje vůči nestabilnímu chování. Pompáž může být například potlačena použitím difuzoru s nízkým počtem lopatek nebo bezlopatkového difuzoru. Toto zabraňuje jakémukoli škrcení.

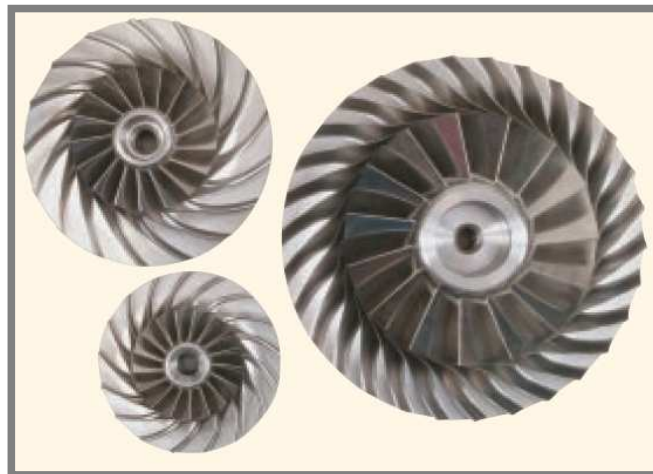
Oblast stabilního chování může být také rozšířena za pomoci vhodného konstrukčního řešení skříně axiálního turbokompresoru. Mezi konci lopatek a vnitřním povrchem skříně se nachází vůle. Tato vůle je samozřejmě pro správnou funkci kompresoru nezbytná, nicméně z hlediska nestabilit je nežádoucí. Odstranění nežádoucích účinků je možné za použití konstrukčního řešení, podobnému na obr. 3-12. Zvětšení stabilní oblasti kompresní charakteristiky je dosaženo přesahem konců oběžných lopatek do drážky ve skříně. Tato drážka je vytvořena po celém obvodu skříně. Čím větší je hloubka drážky, tím rozsáhlejší je stabilní oblast kompresoru. Zejména lopatky na vstupu kompresoru jsou citlivé na toto provedení. Avšak při zapuštění lopatek do drážek kompresor vykazuje ztrátu účinnosti. Pouze určité tvary a rozměry zahroubení dávají přijatelné výsledky [8].

Další možností, jak předejít nestabilitám u radiálního turbokompresoru, je použití dozadu zahnutých lopatek.



Obr. 3-12 Zahloubení konců lopatek [8]

Oběžné kolo s těmito lopatkami zajišťuje, ve srovnání s jinými typy oběžných kol, větší nárůst tlaku v celé pracovní oblasti kompresoru. Větší stlačení umožňuje tolerantnější provoz, zejména při chodu za podmínek, na které nebyl turbokompresor konstruován. Výhodou je také vyšší účinnost a nižší spotřeba energie.



Obr. 3-13 Oběžná kola s dozadu zahnutými lopatkami

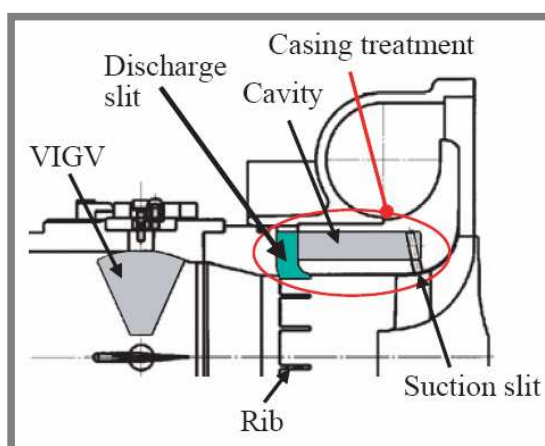
Jiným způsobem, jak omezit riziko pompáže, je použití zesílených lopatek nebo zvětšení počtu lopatek rotoru.

3.1.2 Užití proměnné geometrie

Pozitivní změny charakteristiky turbokompresoru může být dosaženo užitím prvků proměnné geometrie. Mezi tyto prvky se řadí otočné rozváděcí lopatky na vstupu do turbokompresoru a otočné lopatky v difuzoru. Zejména u moderních leteckých motorů s axiálními turbokompresory se používají natáčecí statorové lopatky. Natáčení lopatek se děje v ložiskách, v nichž jsou uloženy čepy lopatek. Pohyb se na lopatku přenáší pomocí páky pevně spojené s lopatkou, na jejíž druhý konec působí natáčecí prstenec.

Jiný způsob je použití ozubených segmentů nalisovaných na čepu lopatky a zabírajících ozubením s ozubením natáčecího prstence. Natáčení lopatek se děje plynule nebo skokově [5].

Užití natáčecích lopatek na vstupu do turbokompresoru ve spojení s cirkulujícím proudem stlačovaného média může pozitivně ovlivnit pompážní mez. Konstrukční řešení je ukázáno na obr. 3-14. Natáčecí lopatky se nacházejí před oběžným kolem turbokompresoru. Cirkulace plynu probíhá pomocí sacích drážek, které se nacházejí v místech vstupu do oběžného kola. Sací drážky ústí do dutiny. V dutině pokračuje stlačovaný plyn proti směru hlavního proudu a zároveň se mění jeho kinetická energie na tlakovou energii. Poté pokračuje přes vypouštěcí drážky zpět do hlavního proudu [9].



Obr. 3-14 Natáčecí lopatky ve spojení s cirkulací plynu [9]

Všechna uvedená konstrukční řešení zlepšují stabilitu kompresního systému. Mají však také nevýhody. Pokles účinnosti, náročnost na výrobu nebo zdlouhavý a nákladný vývoj jsou jedněmi z nich. Proto se pro předcházení nestabilitám používá regulace. Tato metoda je použitelná pro široký rozsah typů turbokompresorů a ve srovnání s již popsány metodami poskytuje značnou míru stability. Uvedená metoda je popsána v dalších kapitolách.

3.2 Regulace turbokompresorů

3.2

3.2.1 Detekce a potlačení pompáže

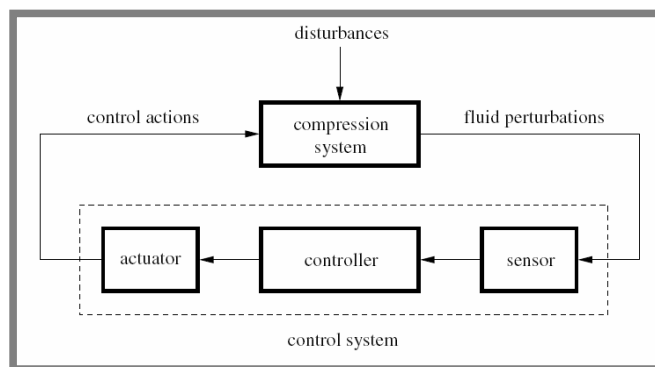
3.2.1

Stabilita turbokompresoru může být zajištěna určitou vzdáleností provozního bodu od nestabilní oblasti v kompresní charakteristice. Řídicí systémy turbokompresorů používaných v průmyslu jsou založeny na tomto principu. Hranice zásahu řídicího systému je dána limity senzorů a akčních členů, nejistotou v určení polohy nestabilní oblasti a vzruchy způsobenými odběrem. Jestliže má pracovní bod tendenci překročit stanovenou hranici, je zastaven otevřením odpouštěcího ventilu. Stlačovaný plyn je vypuštěn do atmosféry nebo je veden zpět do turbokompresoru. Tento typ regulace omezuje výkon kompresoru, poněvadž maximální stlačení se nachází v blízkosti meze stability.

Odpouštění stlačovaného plynu zjevně způsobuje pokles účinnosti celého kompresního systému.

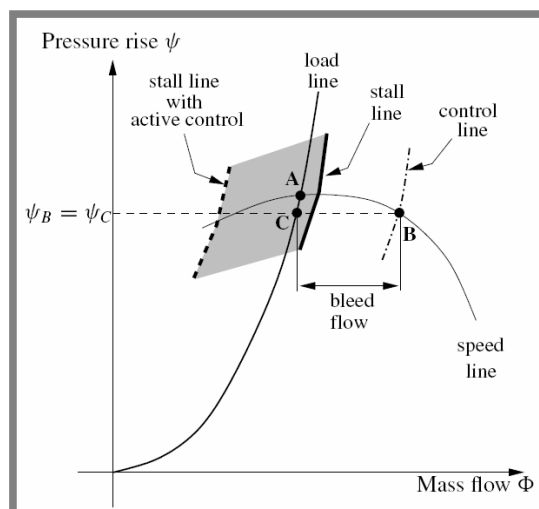
3.2.2 Aktivní řízení pompáže

Tato metoda snižuje rozsah mezi hranicí pompáže a hranicí zásahu řídicího systému. Nestabilní pracovní bod je stabilizován pomocí řídicího členu a zpětné vazby. Schéma tohoto řízení je na obr. 3-15. Senzor, detekující fluktuace toku, předává informace řídicímu členu. Řídicí člen na základě obdržení informací vyhodnocuje požadované odchylky, které jsou předávány zpět do kompresního systému akčním členem. Použitím zpětné vazby je modifikována dynamika kompresního systému. Stabilní oblast přesahuje přes původní mez nestability (obr. 3-16).



Obr. 3-15 Schéma aktivního řízení [2]

Rozdíl mezi potlačením pompáže a aktivním řízením je ukázán na obr. 3-16. Požadovaný provozní bod je zobrazen jako bod A. V případě potlačení pompáže je odpouštěcí ventil otevřen, jakmile je aktuální provozní bod zobrazen jako bod B. V tomto případě ale není dosaženo požadovaných hodnot stlačení a průtoku (bod C). V případě aktivního řízení je rozšířena stabilní oblast, takže turbokompresor stabilně pracuje při požadovaném stlačení a průtoku.



Obr. 3-16 Schéma ukazující rozdíl mezi potlačením a aktivním řízením pompáže [2]

3.2.3 Modelování pompáže

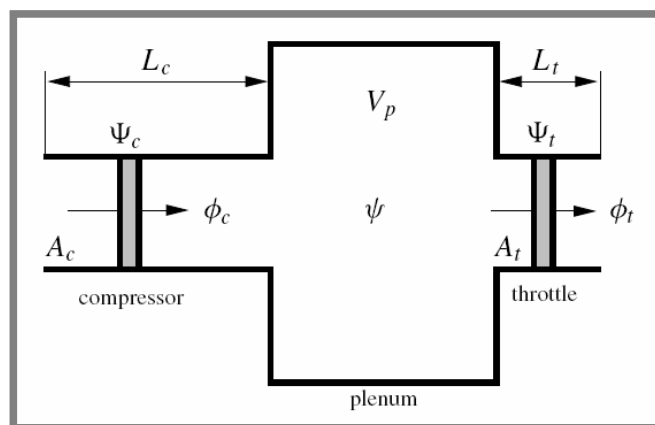
Základem řídicího systému je pochopení fyzikálních jevů v kompresním systému a vytvoření matematického modelu, který popisuje dynamiku důležitých jevů. Takových modelů bylo vytvořeno velké množství. V závislosti na aplikaci můžeme rozlišit dva důležité typy modelů pompáže. Řídicí model a simulační model. Řídicí model předpovídá časový průběh pompáže a řídí akční člen. Simulační modely se používají pro více detailní analýzu dynamiky systému.

Greitzerův model

Pro popis dynamického chování kompresního systému se využívá Greitzerův model (obr. 3-17). Tento model je založen na modelu Helmholtzova rezonátoru. Kompresní systém je zde zastoupený potrubím, ve kterém pracuje kompresor a které se rozšiřuje do velkého objemu. Toto rozšíření se často nazývá plenum. Stlačený plyn proudí skrze plenum a odpouštěcí ventil (nebo také škrticí ventil) do atmosféry.

Pro tento model platí několik předpokladů. Proudění plynu v potrubí je jednorozměrné a nestlačitelné. V plénu je tlak považován za rovnoměrný v celém objemu a rychlost plynu je zanedbatelná. Poměr teplot v systému je považován za rovný jedné, takže není potřeba energetická bilance. Vliv změn rychlosti rotoru na chování systému je zanedbatelný.

Do potrubí je umístěn disk nahrazující kompresor. Tento disk nahrazuje řadu lopatek příčnou rovinou. Touto rovinou protéká hmotnostní tok rovnoměrně, ale změny tlaku mohou být nerovnoměrné. Podobným způsobem je řešen i odpouštěcí ventil.



Obr. 3-17 Greitzerův model [2]

Pro popis dynamického chování kompresního systému je aplikována rovnice hybnosti na potrubí s kompresorem a škrticím ventilem. Pro plenum je použit zákon zachování hmotnosti. Pro další výpočty se zavádí bezrozměrný hmotnostní tok a bezrozměrné stlačení.

Bezrozměrný hmotnostní tok (průtokový součinitel)

$$\Phi = \frac{\dot{m}}{\rho_a \cdot A_c \cdot U_t} \quad [-] \quad (3.1)$$

kde

- \dot{m} [kg.s⁻¹] - hmotnostní tok
 ρ_a [kg.m⁻³] - hustota stlačeného plynu
 A_c [m²] - plocha průřezu potrubím kompresoru
 U_t [m.s⁻¹] - obvodová rychlost

Bezrozměrné stlačení (tlakový součinitel)

$$\psi = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \cdot \rho_a \cdot U_t^2} \quad [-] \quad (3.2)$$

kde

- Δp [Pa] - tlaková diference

Pro odvození bezrozměrných rovnic je nutné znát Helmholtzovu frekvenci

$$\omega_H = a \cdot \sqrt{\frac{A_c}{V_p \cdot L_c}} \quad [\text{rad.s}^{-1}]$$

kde

- a [m.s⁻¹] - rychlost zvuku
 V_p [m³] - objem pléna
 L_c [m] - ekvivalentní délka potrubí kompresoru

Potom

$$\tilde{t} = t \cdot \omega_H \quad [-]$$

kde

- t [s] - čas

Bezrozměrné rovnice popisující dynamické chování kompresoru jsou

$$\frac{d\Phi_c}{d\tilde{t}} = B \cdot [\psi_c - \psi] \quad (3.3)$$

$$\frac{d\Phi_t}{d\tilde{t}} = \frac{B}{G} \cdot [\psi - \psi_t] \quad (3.4)$$

$$\frac{d\psi}{d\tilde{t}} = \frac{1}{B} \cdot [\Phi_c - \Phi_t] \quad (3.5)$$

$$\frac{d\psi_c}{d\tilde{t}} = \frac{1}{\tau} \cdot [\psi_{c,ss} - \psi_c] \quad (3.6)$$

kde

- Φ_c [-] - bezrozměrný hmotnostní tok kompresoru
 ψ [-] - bezrozměrné stlačení v plénu
 $\psi_{c,ss}$ [-] - bezrozměrné stlačení při ustáleném stavu
 ψ_c [-] - bezrozměrné stlačení kompresoru
 ψ_t [-] - bezrozměrný pokles tlaku na škrticím ventilu
 Φ_t [-] - bezrozměrný hmotnostní tok na škrticím ventilu

Rovnice (3.3) a (3.4) jsou jednorozměrné rovnice hybnosti pro potrubí kompresoru a škrticího ventilu. Rovnice (3.5) vyjadřuje zachování hmotnosti v plénu. Dynamické chování kompresoru je popsáno rovnicí (3.6). Popis toku v Greitzerově modelu je pouze jednorozměrný, takže může být popsána pouze změna hmotnostního toku Φ_c a stlačení ψ . Řešením bezrozměrných rovnic dostaneme tři parametry systému.

Greitzerův parametr stability

$$B = \frac{U_t}{2 \cdot \omega_H \cdot L_c} [-]$$

Tento parametr je kvantitativní mírou predikce počátku nestability kompresního systému. Systémy s hodnotou parametru B nad hodnotou kritickou B_{krit} podléhají pompáži, zatímco s malou hodnotou B mají tendenci k rotujícímu odtržení proudu (rotující odtržení proudu je další typ nestability).

Parametr

$$G = \frac{L_t \cdot A_c}{L_c \cdot A_t} [-]$$

kde

L_t [m]	- ekvivalentní délka potrubí škrticího ventilu
L_c [m]	- ekvivalentní délka potrubí kompresoru
A_c [m ²]	- plocha průřezu potrubí kompresoru
A_t [m ²]	- plocha průřezu potrubí škrticího ventilu

Tento parametr interpretuje míru významu setrvačných účinků v potrubí škrticího ventilu ve srovnání s těmi v potrubí kompresoru.

Časová konstanta

$$\tilde{\tau} = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_t \cdot N_\tau}{U_t} \cdot \omega_H [-]$$

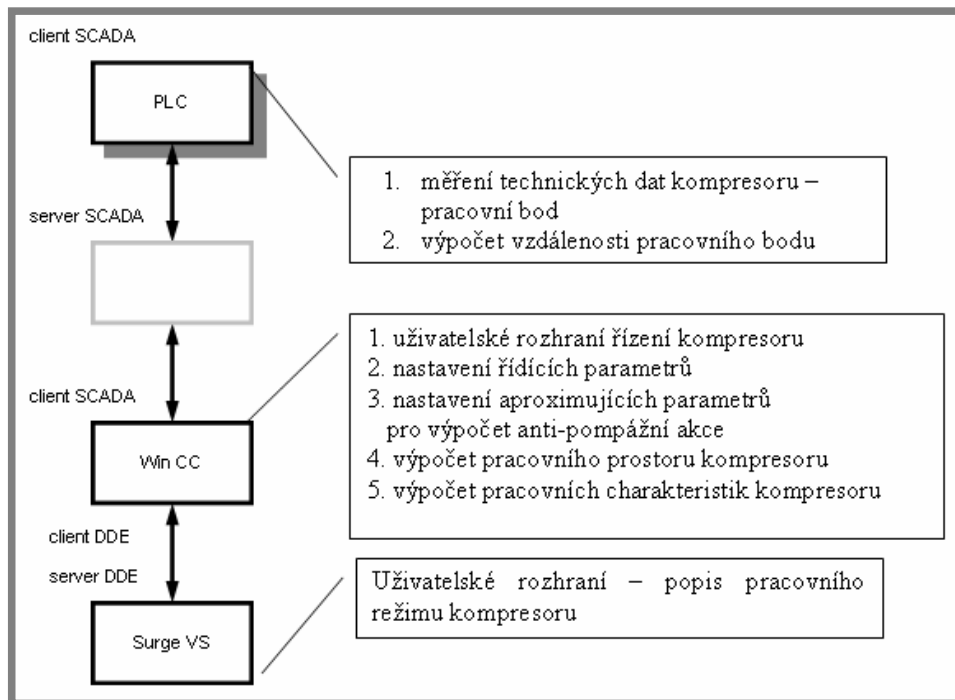
kde

R_t [m]	- poloměr oběžného kola
N_τ [s ⁻¹]	- zpoždění v asociaci s formováním buněk rotujícího odtržení proudu
U_t [m.s ⁻¹]	- obvodová rychlost

Časová konstanta vyjadřuje čas potřebný k plnému rozvoji rotujícího odtržení proudu po iniciaci. Tato konstanta je odlišná od předchozích parametrů B a G , protože závisí na odezvě systému a nemůže být nastavena předem [2].

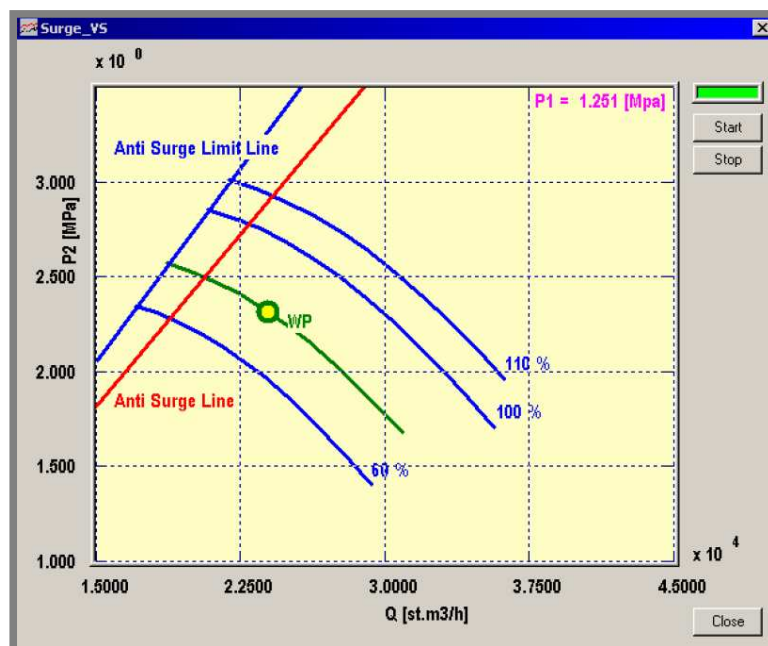
3.2.4 Konfigurace softwaru pro řízení pompáže

Software pro řízení pompáže sestává z programu pro přímé řízení implementovaného do programovatelného kontroléru PLC (client SCADA) a z aplikace zabezpečující uživatelské rozhraní. Vzájemné propojení komponent programu a popis jejich funkcí je na obr. 3-18.



Obr. 3-18 Programové komponenty softwaru [7]

Uživatelské rozhraní (obr. 3-19) zobrazuje závislost výstupního tlaku na objemovém průtoku. Pracovní oblast je vymezená dolní provozní charakteristikou a horní provozní charakteristikou. Provozní bod (WP) nesmí překročit hranici antipompáže. Charakteristika kompresoru je transformována do bezrozměrných souřadnic. Hodnoty korekčních parametrů závisí na složení stlačovaného plynu a na výtokovém součiniteli [7].

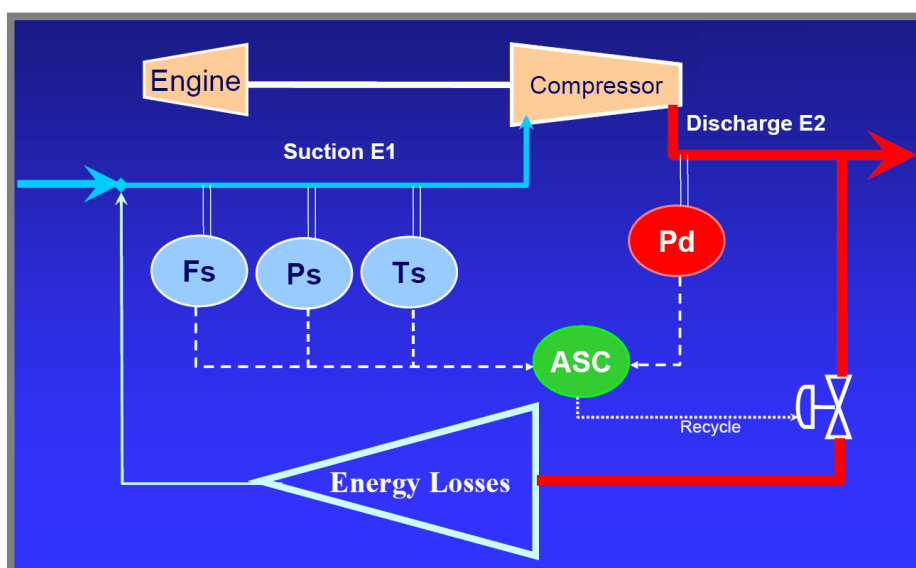


Obr. 3-19 Uživatelské rozhraní [7]

3.2.5 Řízení turbokompresoru

Schéma standardního řízení turbokompresoru je na obr. 3-20. V místě sání jsou umístěny senzory, které snímají tlak (P_s), tok (F_s) a teplotu (T_s) plynu. Plyn je stlačen v kompresoru a pokračuje dále do potrubí. Na výstupu z kompresoru je umístěn další snímač tlaku (P_d). Všechny uvedené snímače předávají informace řídicímu členu (ASC), který je vyhodnocuje. Na výstupu z kompresoru je umístěn odpouštěcí ventil. Pokud řídicí člen zjistí nebezpečí pompáže, předá signál ventilu, který se otevře. Plyn na výstupu poté uniká do atmosféry nebo je veden zpět do sání.

Velmi důležitým procesem v návrhu řídicího systému je výběr odpovídajícího počtu, místa a typu senzorů a akčních členů. Kromě aspektů jako jsou náklady na hardware a složitost systému, použitá souprava senzorů a akčních členů má také vliv na dosažitelnou účinnost řízení.



Obr. 3-20 Řídicí systém [15]

3.2.6 Odpouštěcí ventily

Stabilizace pomocí odpouštěcích ventilů je nejvíce rozšířená. Tato metoda je sice energeticky nevýhodná, ale konstrukčně nejjednodušší. Ventil musí zajistit, aby pracovní bod turbokompresoru nepřekročil hranici pompáže.

Požadavky kladené na odpouštěcí ventily jsou:

- vysoká spolehlivost
- rychlá odezva
- přesnost
- malá hlučnost
- těsnost.

Protože je pompáž velmi rychlý jev, musí být možnost ovládat ventil velkou rychlostí. Pozornost je hlavně zaměřena na dobu potřebnou k plnému otevření. Tato doba je relevantním kritériem pro posouzení rychlosti odezvy ventilu za extrémních podmínek. Plně otevřený ventil však způsobuje příliš velké ztráty. V mnoha případech se požaduje, aby doba otevření ventilu byla menší než dvě sekundy. Na dobu, potřebnou k uzavření ventilu, nejsou kladeny příliš velké nároky a proto může být podstatně delší.

4 ZÁVĚR A VYMEZENÍ TRENDŮ BUDOUCÍHO VÝVOJE

Tato bakalářská práce obsahuje přehled o konstrukci turbokompresorů s analýzou prevence nežádoucí pompáže. Pompáž je nestabilita, která je doprovázena fluktuacemi toku. Následné mechanické vibrace a oscilující zatížení mají nepříznivý vliv na celý kompresní systém.

Rozšíření stabilní pracovní oblasti lze dosáhnout konstrukčními prvky potlačující pompáž, proměnnou geometrií a regulací turbokompresorů. Mezi konstrukční prvky se řadí například bezlopatkový difuzor, zvýšení počtu lopatek, dozadu zahnuté lopatky u oběžného kola nebo přesah konců lopatek do drážek ve skříni. Většina uvedených konstrukčních prvků má své nevýhody, jako je třeba pokles účinnosti nebo nákladná výroba. Proměnná geometrie je energeticky výhodná, ale také konstrukčně velmi náročná. Jedná se zejména o natáčecí statorové lopatky.

Regulace turbokompresorů pomocí odpouštěcího ventilu snižuje účinnost turbokompresoru, nicméně tato nevýhoda je eliminována konstrukční jednoduchostí. Poklesu účinnosti lze zabránit použitím aktivního řízení pompáže se zpětnou vazbou. Aktivní řízení sestává ze senzorů, řídicího členu a akčního členu. Pro popis dynamického chování je aplikován Greitzerův model. Jednotlivé protipompážní systémy se liší v použitém softwaru, umístění a druhu senzorů nebo konstrukci odpouštěcích ventilů.

Je zřejmé, že budoucí vývoj konstrukce turbokompresorů bude směřovat k intenzivnímu používání CFD metod, zlepšení výroby jednotlivých komponent a kombinaci jednotlivých konstrukčních řešení zlepšujících stabilitu. Vývoj aktivního řízení pompáže směřuje k lepšímu pochopení nestabilit a jejich modelování. Cílem je vyvinout model, který popisuje nestability toku v 3D prostoru. Také je snahou získat model, který popisuje nestabilní chování v místě lopatek. Dalšími požadavky na vývoj jsou realizace aktivního řízení na stávajících kompresních systémech nebo aplikace Greitzerova modelu pro více koexistujících druhů nestabilit v kompresním systému.

5 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] MEULEMAN, Corina, H., J. *Measurement and Unsteady Flow Modeling of Centrifugal Compressor Surge* [On-line]. Vydáno: 2002, [citováno 2009_4_12]. Dostupné z: <http://alexandria.tue.nl/extra2/200213364.pdf>
- [2] WILLEMS, Franciscus, P., T. *Modeling and Bounded Feedback Stabilization of Centrifugal Compressor Surge* [On-line]. Vydáno: 2000, [citováno 2009_4_12]. Dostupné z: <http://www.wtb.tue.nl/yp/default.htm?http://yp.wtb.tue.nl/showabstract.php/1564~wtbmain>
- [3] LIŠKA, Antonín, NOVÁK, Pavel. *Technika stlačeného vzduchu*. 1. vyd. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1999. 361 s. ISBN 80-01-01947-0
- [4] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. 1. vyd. Brno: CERM, 2004. 308 s. ISBN 80-7204-346-3
- [5] KOCÁB, Jindřich, ADAMEC, Josef. *Letadlové motory*. 1. vyd. Praha: KANT, 2000. 176 s. ISBN 80-902914-0-6
- [6] KAMINSKÝ, Jaroslav, KOLARČÍK, Kamil. *Kompresory* [On-line]. Vydáno: 15.1.2008, [citováno 2009_4_12]. Dostupné z: <http://www1.vsb.cz/ke/vyuka/PS/kompresory-skripta.pdf>
- [7] NEVRLÝ, Josef, MAREK, Jiří. Centrifugal compressor dynamics and software system for surge control. Příspěvek ve sborníku konference hydraulika a pneumatika, Praha 2008. s. 33-39.
- [8] NEZYM, Vitaliy. *Parametric investigation of entité annular recess casing treatment on compressor stable operation*. [On-line]. Vydáno: 15.12.2002, [citováno 2009_4_12]. Dostupné z: <http://www.sciencedirect.com>
- [9] IWAKIRI, Yuji, UCHIDA, Hiroshi. *Numerical fluid analysis of a variable geometry compressor for use in turbocharger*. [On-line]. Vydáno: 21.6.2006, [citováno 2009_4_10]. Dostupné z: http://www.tytlabs.co.jp/english/review/rev413epdf/e413_015iwakiri.pdf
- [10] VENTAS, Dimitrios, PETROPOULOS, Georgie. *Industrial compressor anti-surge computer control*. [On-line]. Vydáno: 23.8.2007, [citováno 2009_4_12]. Dostupné z: <http://www.waset.org/pwaset/v23/v23-62.pdf>
- [11] OLDŘICH, Jiří. *Air centrifugal compressors and antisurge control*. Příspěvek ve sborníku konference hydraulika a pneumatika, Praha 2008. s. 160-166.
- [12] *Plant air package centrifugal compressors for oil-free engineered air*. [On-line]. Vydáno: 2004, [citováno 2009_4_8]. Dostupné z: http://www.fushengmalaysia.com/06Centrifugal_Air_Compressor/Centrifagal_Air_Compressor.pdf
- [13] WILSON, John, SHELDON, Al. *Matching antisurge control valve performance with integrated turbomachinery control system*. [On-line]. Vydáno: 2006, [citováno 2009_4_12]. Dostupné z: http://www.documentation.emersonprocess.com/groups/public/documents/articles_articlesreprints/ag366324.pdf
- [14] *Fisher optimized antisurge control valves*. [On-line]. Vydáno: 2006, [citováno 2009_4_12]. Dostupné z: <http://www.documentation.emersonprocess.com/groups/public/documents/brochures/d351146x012.pdf>
- [15] NEVRLÝ, Josef. *Termodynamické, konstrukční a softwarové aspekty řízení antipompáže rotačních kompresorů*. [On-line]. Vydáno: 29.10.2008, [citováno 2009_4_12]. Dostupné z: http://dl.uk.fme.vutbr.cz/zobraz_soubor.php?id=827

6 SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

Φ	- průtokový součinitel
Ψ	- tlakový součinitel
\dot{m} [kg.s ⁻¹]	- hmotnostní tok
ρ_a [kg.m ⁻³]	- hustota stlačeného plynu
A_c [m ²]	- plocha průřezu potrubím kompresoru
U_t [m.s ⁻¹]	- obvodová rychlost
Δp [Pa]	- tlaková diference
ω_H [rad.s ⁻¹]	- Helmholtzova frekvence
a [m.s ⁻¹]	- rychlost zvuku
V_p [m ³]	- objem pléna
L_c [m]	- ekvivalentní délka potrubí kompresoru
t [s]	- čas
\tilde{t}	- bezrozměrné vyjádření času
Φ_c	- bezrozměrný hmotnostní tok kompresoru
$\psi_{c,ss}$	- bezrozměrné stlačení při ustáleném stavu
ψ_c	- bezrozměrné stlačení kompresoru
ψ_t	- bezrozměrný pokles tlaku na škrticím ventilu
Φ_t	- bezrozměrný hmotnostní tok na škrticím ventilu
B	- Greitzerův parametr stability
L_t [m]	- ekvivalentní délka potrubí škrticího ventilu
A_c [m ²]	- plocha průřezu potrubím kompresoru
A_t [m ²]	- plocha průřezu potrubím škrticího ventilu
$\tilde{\tau}$	- časová konstanta
G	- bezrozměrný parametr
R_t [m]	- poloměr oběžného kola
N_τ [s ⁻¹]	- zpoždění v asociaci s formováním buněk rotujícího odtržení proudu
U_t [m.s ⁻¹]	- obvodová rychlost

7 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

Obr. 1-1 Rozdělení kompresorů podle principu činnosti a provedení	13
Obr. 1-2 Průběh charakteristik pro radiální turbokompresor	14
Obr. 1-3 Pole charakteristik radiálního turbokompresoru	15
Obr. 1-4 Kompresní charakteristika při různých polohách ventilu [1]	16
Obr. 1-5 Průběh koeficientu toku a stlačení v závislosti na čase [1]	17
Obr. 1-6 Frekvence nestabilit toku [2]	17
Obr. 1-7 Mírná a klasická pompáž [1]	18
Obr. 1-8 Hluboká pompáž [2]	18
Obr. 3-9 Schéma radiálního turbokompresoru [6]	22
Obr. 3-10 Stupeň axiálního turbokompresoru [6]	22
Obr. 3-11 Řez třístupňovým turbokompresorem [6]	23
Obr. 3-12 Zahloubení konců lopatek [8]	24
Obr. 3-13 Oběžná kola s dozadu zahnutými lopatkami	24
Obr. 3-14 Natáčecí lopatky ve spojení s cirkulací plynu [9]	25
Obr. 3-15 Schéma aktivního řízení [2]	26
Obr. 3-16 Schéma ukazující rozdíl mezi potlačením a aktivním řízením pompáže [2]	26
Obr. 3-17 Greitzerův model [2]	27
Obr. 3-18 Programové komponenty softwaru [7]	30
Obr. 3-19 Uživatelské rozhraní [7]	30
Obr. 3-20 Řídicí systém [15]	31