

Ing. Petr KADRLE
KADRLE Engineering s.r.o.

Problematika „pumpáže“ a „antipumpážní regulace“ turbokompresorů

The Issue of “Surge” and “Antisurge Control” of Turbo Compressors

Recenzent
Ing. Jiří Oldřich, CSc.

Příspěvek se zabývá problematikou turbokompresorů, zaměřuje se na princip, modelování a prevenci tzv. „pumpáže“. První část obsahuje popis principu stlačování plynu v turbokompresorech a rozbor nejdůležitějších charakteristik – tlakových, příkonových a účinnostních. Dále je pozornost věnována „pumpáži“ – negativnímu jevu, který se vyskytuje při provozu turbokompresorů. V poslední části jsou uvedeny regulační způsoby potlačení „pumpáže“ a princip standardního řízení turbokompresoru s „antipumpážní“ regulací.

Klíčová slova: antipumpážní regulace, pumpáž, radiální kompresor

The paper deals with the issue of turbo compressors. It focuses on the principle, modelling and prevention of so-called “surge”. The first part describes the principle of gas compression in turbo compressors and analyses the most important characteristics – of pressure, power and efficiency. Furthermore, the attention is paid to the “surge” – a negative phenomenon that occurs during the operation of turbo compressors. The last part presents the control methods of the “surge” suppression and the principle of standard control of the turbo compressor with “antisurge” regulation.

Keywords: antisurge control, surge, centrifugal compressor

ÚVOD

Turbokompresory mají proti např. pístovým kompresorům řadu výhod. K nim patří zejména velmi klidný provoz bez vibrací, tzn. poměrně malé stavební základy, velká spolehlivost provozu, malé opotřebení a dlouhá životnost činných částí, bezmazné provedení (kompresory bez vstříku oleje do pracovního prostoru) atd.

Na druhou stranu se však u tohoto typu kompresorů vyskytují určité nedostatky: vysoká hladina hluku (pokud není instalován protihlukový kryt), velmi vysoké otáčky rotorů, vysoká spodní hranice výkonnosti, velká citlivost na změnu tlaku (nebezpečí pumpování), pro dosažení vyšších tlaků je nutný větší počet oběžných kol atd.

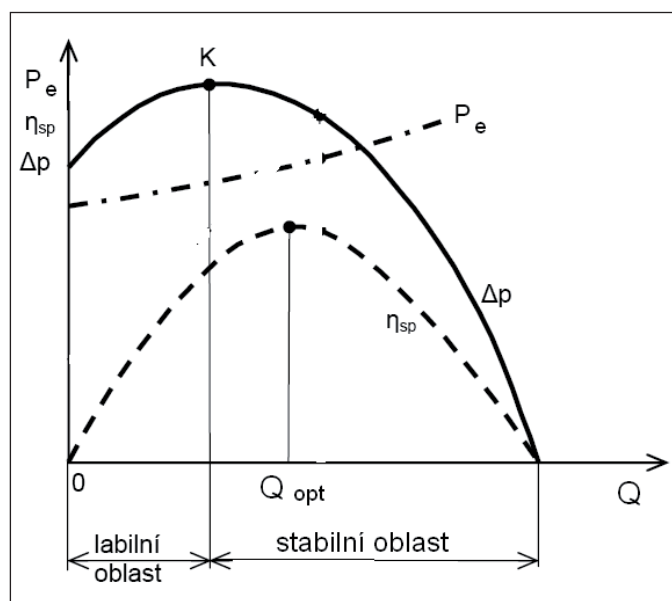
TURBOKOMPRESORY

Turbokompresory spadají do kategorie rychlostních kompresorů. U těchto kompresorů se dosahuje stlačení plynu jeho zrychlováním (kontinuální změna hybnosti proudů) a následnou přeměnou kinetické energie plynu na energii tlakovou. U turbokompresorů se tato přeměna děje při průtoku činnou částí stroje a dle provedení těchto částí se stroje dělí na radiální a axiální. U radiálních kompresorů dochází k přeměně při průtoku plynu oběžným kolem a za ním zařazeným difuzorem (tzn. při proudění převážně odstředivým směrem), u axiálních kompresorů v rotorové a statorové lopatkové části (tzn. při proudění převážně axiálním směrem) [3].

Charakteristiky turbokompresorů

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

Charakteristika kompresoru vyjadřuje závislost sledovaných veličin (přetlak, příkon a účinnost) nejčastěji na výkonnosti. Průběh těchto



Obr. 1 Průběh charakteristik pro radiální turbokompresor [4]

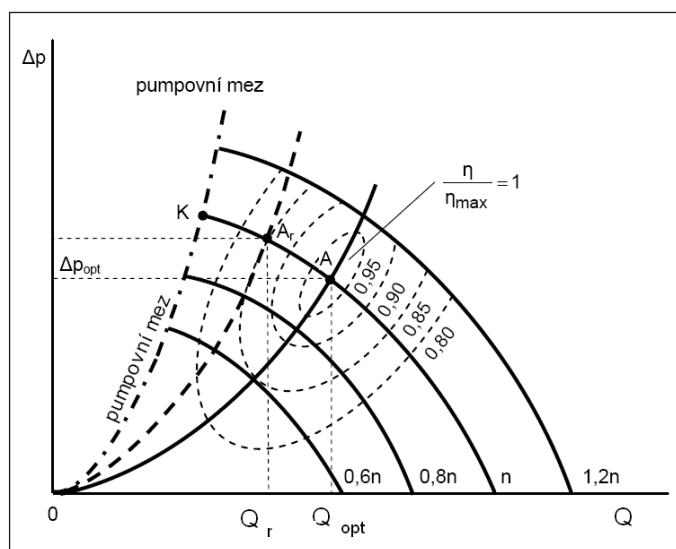
Fig. 1 Characteristics of the centrifugal turbo compressor [4]

charakteristik pro radiální turbokompresor je znázorněn na obr. 1.

Tlaková charakteristika má u radiálního kompresoru maximum v kritickém bodě **K** na pumpovní hranici, který ji rozděluje na větev stabilní a labilní. Provoz ve stabilní části se vyznačuje schopností stroje přizpůsobit se kolísající spotřebě. V labilní oblasti tato schopnost chybí [1].

Správný chod turbokompresoru

Správný chod turbokompresoru je při dané charakteristice sítě (obr. 2) možný jen při ustálených podmínkách odpovídajících bodu A, tj. při výkonnosti Q_{opt} a výtlačném přetlaku Δp_{opt} . Sníží-li se odběr stlačeného plynu, potom dojde ke snížení výkonnosti na hodnotu Q_r a ke zvýšení výtlačného přetlaku plynu na hodnotu Δp_r .



Obr. 2 Charakteristika radiálního turbokompresoru [2]

Fig. 2 Characteristic of the centrifugal turbo compressor [2]

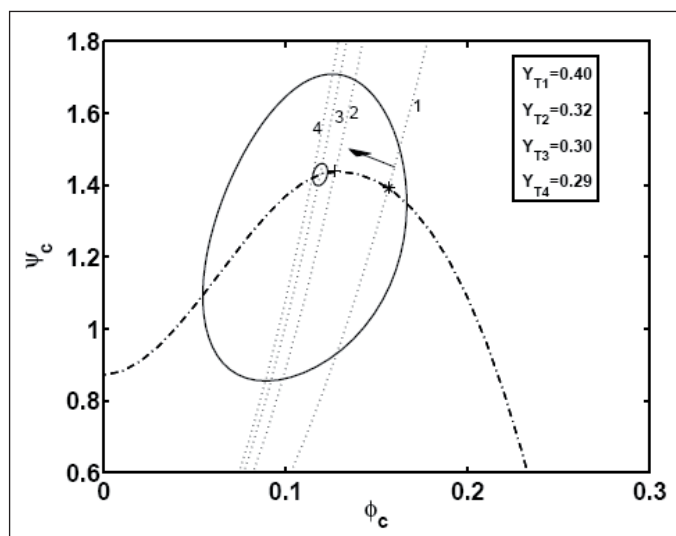
„PUMPÁŽ“ TURBOKOMPRESORŮ

„Pumpáž“ je stav (viz bod K na obr. 2), při kterém dojde k takovému snížení objemu plynu v celém kompresním systému, že odstředivé síly jsou překonány přetlakem ve výtlačné síti a nastává zpětné proudění do sání kompresoru.

Tím poklesne tlak na výtlačku kompresoru, průtočný objem vzroste a děj se opakuje, kompresor „pumpuje“. Oscilující zatížení při pumpáži namáhá ložiska rotoru i některých částí statoru kompresoru a v případě, že se neupraví provoz kompresoru, může být fatální pro celý kompresní systém. Pumpáž také produkuje mechanické vibrace a je poměrně hlučná.

Vznik pumpáže

Vznik pumpáže je vysvětlen pomocí kompresní charakteristiky turbokompresoru na obr. 3. Zpočátku jsou hmotnostní průtok kompresoru φ_c a tlakové číslo ψ_c stabilní a odpovídají hmotnostnímu průtoku a stlačení na škrtkicím ventilu na výstupu (poloha ventilu YT1). V tomto bodě (*) je průtok bezpečně stabilní. To znamená, že při malém snížení hmotnostního průtoku nastane navýšení hodnoty stlačení kompresoru a snížení stlačení na škrtkicím ventilu.



Obr. 3 Kompresní charakteristika při různých polohách ventilu [1]

Fig. 3 Compression characteristic for different valve positions [1]

Tok se v tomto případě urychluje, dokud nenastane původní rovnováha. Jakmile je škrtkicí ventil na výstupu uzavřen na hodnoty mezi YT2 a YT3, začínají se objevovat nestability. Za předpokladu, že kompresor pracuje při hodnotě YT3, kdy se vyskytne malý pokles hmotnostního průtoku, stlačení kompresoru poklesne mírně. Avšak na škrtkicím ventilu je pokles stlačení značný.

Mezi kompresorem a škrtkicím ventilem je určitý objem, ve kterém se akumuluje část toku. Stlačení zmenšeného průtoku v kompresoru je nižší než stlačení předtím, kdy se pokles toku vyskytl. Kompresor již poté není schopen zpracovat plyn, který se nachází v objemu mezi kompresorem a škrtkicím ventilem. Plyn v celém kompresoru sníží svou rychlost, nebo ještě hůře – změni směr průtoku na druhou stranu. To dále vede k redukci hmotnostního průtoku a nestabilní situaci [1].

Modelování pumpáže

Pro popis dynamického chování kompresního systému jsou zavedeny následující bezrozměrné veličiny [5].

Polytropické tlakové číslo:

$$\psi_p = \frac{2\Delta h_p}{u_2^2} \quad [-] \quad (1)$$

Izoentropické tlakové číslo:

$$\psi_s = \frac{2\Delta h_s}{u_2^2} \quad [-] \quad (2)$$

kde je:

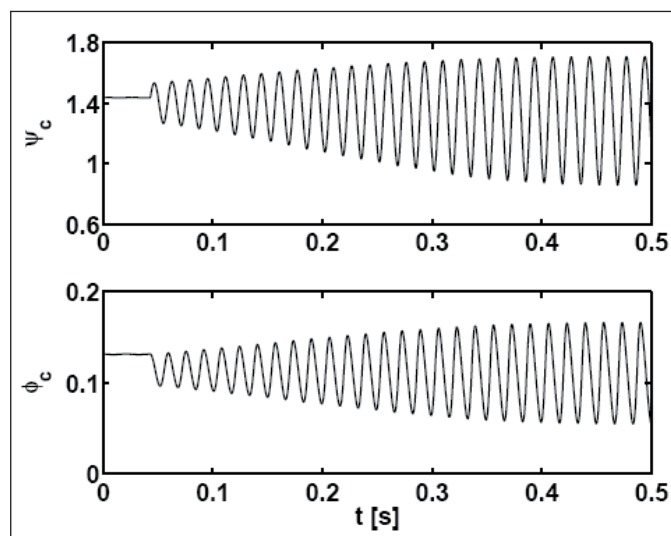
u_2 obvodová rychlost na výstupu z oběžného kola [m.s⁻¹],
 Δh_p měrná polytropická práce (energie) [J.kg⁻¹],
 Δh_s měrná izoentropická práce (energie) [J.kg⁻¹].

Průtokové číslo (index 2 označuje výstup z oběžného kola):

$$\varphi_2 = \frac{\dot{m}}{\rho_2 A_2 u_2} = \frac{\dot{V}_2}{A_2 u_2} \quad [-] \quad (3)$$

kde je:

$\dot{m}$ hmotnostní průtok [kg.s⁻¹],
 ρ_2 hustota stlačovaného plynu [kg.m⁻³],



Obr. 4 Průběh koeficientu toku a stlačení v závislosti na čase [1]

Fig. 4 Time course of flow coefficient and compression [1]

u_2 obvodová rychlost na výstupu z oběžného kola [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$],
 V_2 objemový průtok na výtlaku z oběžného kola [$\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$],
 A_2 výstupní plocha oběžného kola [m^2].

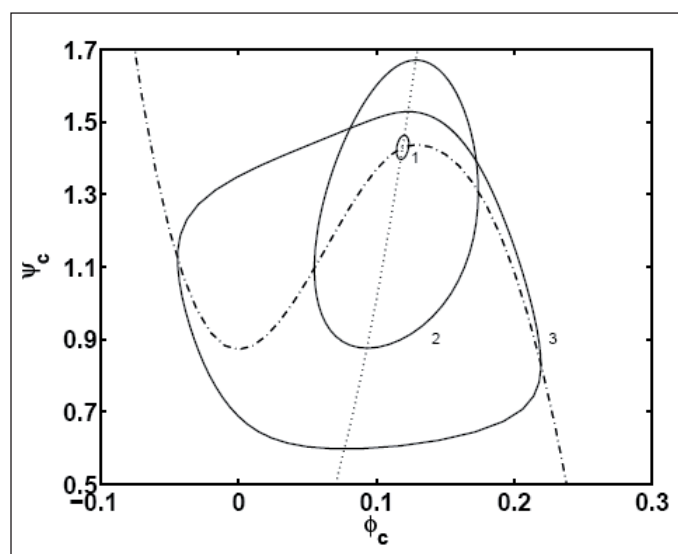
Cyklus pumpáže

Vývoj cyklu pumpáže při poloze ventilu YT4 je znázorněn na obr. 4. Po určitém čase je dosažen limitní cyklus pumpáže, jehož frekvence a průběh závisí na konfiguraci kompresního systému. Cyklus pumpáže začíná na hodnotě maximálního stlačení a v kompresní charakteristice se pohybuje proti směru hodinových ručiček. V důsledku snížení hmotnostního průtoku poklesne stlačení v kompresoru.

Když stlačení poklesne na určitou hodnotu, kompresor je opět schopný tlak a hmotnostní průtok obnovit. Poté stlačení v kompresním systému vzrůstá na maximální hodnotu a cyklus se opakuje [1].

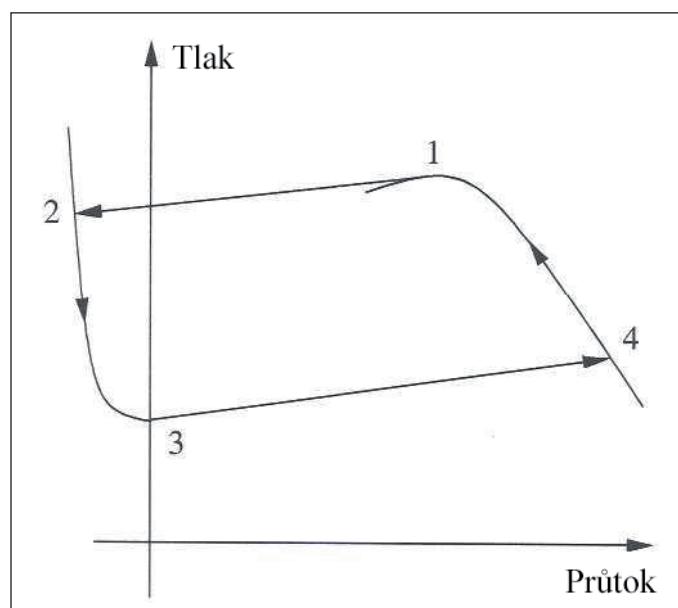
Typy pumpáže

Rozlišujeme různé kategorie fluktuací hmotnostního průtoku a tlaku, v závislosti na kompresním systému a provozních podmínkách.



Obr. 5 Mírná a klasická pumpáž [1]

Fig. 5 Mild and classic surge [1]



Obr. 6 Hluboká pumpáž [1]

Fig. 6 Deep surge [1]

Během **mírné pumpáže** je frekvence oscilací blízká rezonanční frekvenci potrubí a objemu stlačeného plynu v rozvodné síti. Neobjevují se žádné známky zpětného průtoku. Frekvence mírné pumpáže závisí na otáčkách a provozních podmínkách. Na obr. 5 je cyklus mírné pumpáže označen číslem 1.

Klasická pumpáž 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. 5 je cyklus klasické pumpáže označen pro tlakovzdušné systémy s malým objemem číslem 2. Pro tlakovzdušné systémy s velkým objemem jsou vyšší harmonické kmitů mnohem více zřejmé a tok se na krátkou dobu stává protisměrným. Cyklus je označen číslem 3.

Hluboká pumpáž (viz obr. 6) je charakterizována velkými oscilacemi tlaku a hmotnostního průtoku, který se v určité části cyklu stává protisměrným. Při negativním průtoku se okamžitý provozní bod posouvá dolů po křivce známé jako charakteristika negativního průtoku. Tato křivka definuje odpor, který kladou lopatky při záporném průtoku. Při pozitivním směru hmotnostního průtoku se okamžitý provozní bod posouvá po křivce blízké charakteristice ustáleného stavu. Frekvence hluboké pumpáže je určena plněním a vyprazdňováním objemu tlakovzdušné rozvodné sítě připojené na kompresor, a tudíž závisí na konfiguraci systému [1].

„ANTIPUMPÁŽNÍ“ REGULACE TURBOKOMPRESORŮ

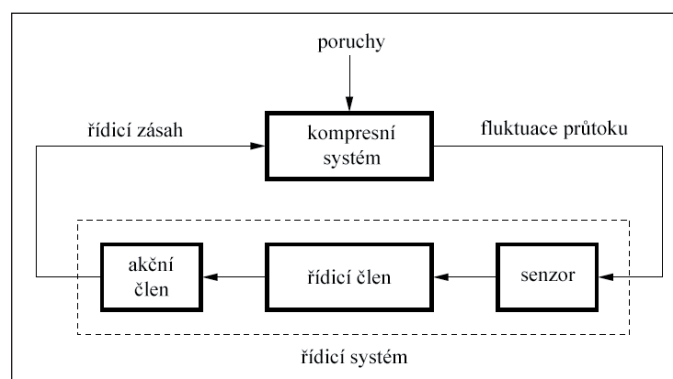
Detekce a potlačení pumpáže

Stabilita turbokompresoru může být zajištěna určitou vzdáleností provozního bodu od nestabilní oblasti v kompresní charakteristice. Na tomto principu jsou založeny řídicí systémy turbokompresorů používaných v průmyslu. 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 přepouštěcího ventilu.

Stlačovaný plyn je vypuštěn do atmosféry (v případě stlačování vzduchu), nebo je veden zpět do turbokompresoru (v případě stlačování plynů). Tento typ regulace omezuje výkon kompresoru, protože maximální stlačení se nachází v blízkosti meze stability. Odpouštění, příp. přepouštění stlačovaného plynu je jednoznačně velmi neekonomický proces, který způsobuje pokles účinnosti celého kompresního systému [1].

Aktivní řízení pumpáže

Tato metoda snižuje rozsah mezi hranicí pumpáže a hranicí zásahu řídicího systému. Nestabilní pracovní bod je stabilizován pomocí řídicího členu a zpětné vazby. Schéma tohoto řízení je zobrazeno na obr. 7.



Obr. 7 Schéma aktivního řízení [1]

Fig. 7 Diagram of active control [1]

Senzor, detekující fluktuace průtoku, předává informace řídicímu členu. Řídicí člen na základě obdržených 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 (viz obr. 8).

Rozdíl mezi potlačením pumpáže a aktivním řízením je znázorněn na obr. 8. Požadovaný provozní bod je zobrazen jako bod A. V případě potlačení pumpáže je přepouštěcí 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 [1].

Řízení turbokompresoru

Schéma standardního řízení turbokompresoru je zobrazeno na obr. 9. V místě sání (suction E1) jsou umístěny senzory, které snímají tlak (P_s), průtok (F_s) a teplotu (T_s) plynu. Plyn je stlačen v kompresoru (compressor) a pokračuje dále do potrubí. Na výtlaku (discharge E2) z kompresoru je umístěn další snímač tlaku (P_d). Všechny uvedené snímače předá-

vají informace řídicímu členu (ASC), který je vyhodnocuje. Na výstupu z kompresoru je umístěn přepouštěcí ventil. Pokud řídicí člen zjistí nebezpečí pumpáže, předá signál ventilu, který se otevře. Plyn na výstupu poté uniká do atmosféry, nebo je veden zpět do sání.

Přepouštěcí ventily

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

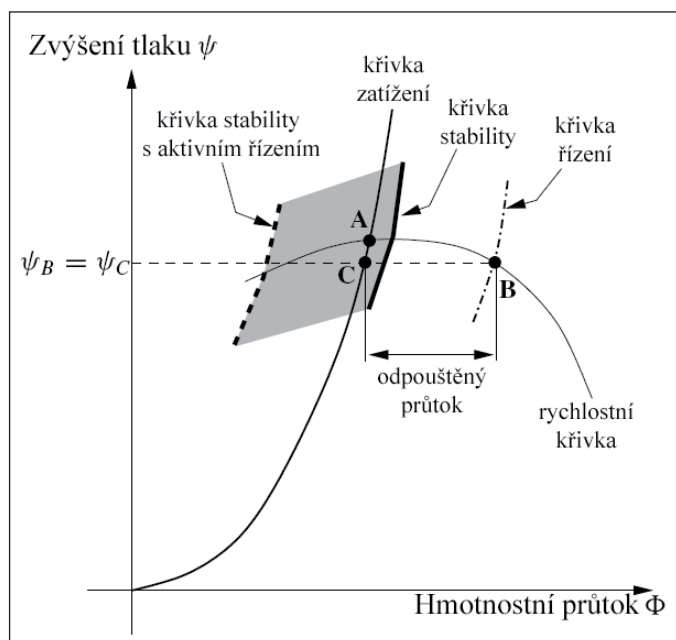
Požadavky kladené na přepouštěcí ventily:

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

Protože je pumpáž velmi rychlý jev, musí být možnost ovládat ventil velkou rychlostí. Pozornost je zaměřena hlavně 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 [1].

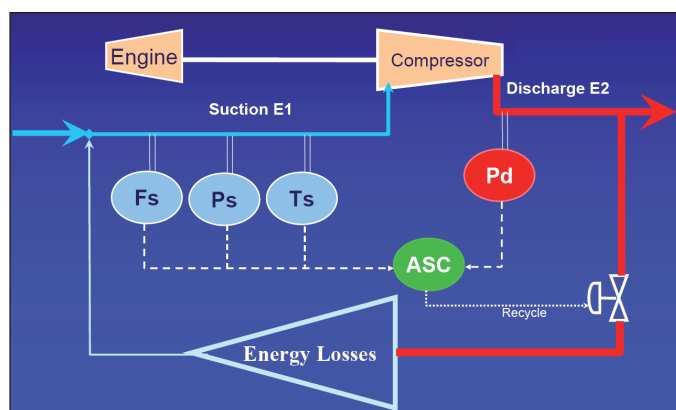
Funkce **antipumpážní regulace** je graficky znázorněna na obr. 10. Při snižování výkonnosti vzhledem ke snížení spotřeby (odběru) provázaném zvyšováním výtlačného tlaku p_v se přivírá regulační klapka RK, tlak v sání poklesne (viz obr. 10, křivka p_{s1}) a regulace škrcením v sání pokračuje tak dlouho, až se bod 2 dostane do bodu 3 na „pumpovní“ hranici k a kompresor začne „pumpovat“. Aby k tomu nedošlo, musí už dříve (např. v bodě 4) zasáhnout antipumpážní regulace. Senzory tlaku na sání p_s , na výtlaku p_v , průtoku na sání Q_s a teploty na sání T_s vyšlou do antipumpážního regulátoru impuls, který začne přepouštět plyn z výtlaku do sání (v případě stlačování plynů), nebo (v případě stlačování vzduchu) do atmosféry, a tím zabráni procesu pumpáže.

Má-li kompresor pracovat s výkonností Q_5 menší, než odpovídá začátku pumpování Q_3 , nechá se stroj pracovat s výkonností Q_4 . Provozní bod 4 leží na křivce antipumpážní regulace r . Přebytké množství vzduchu



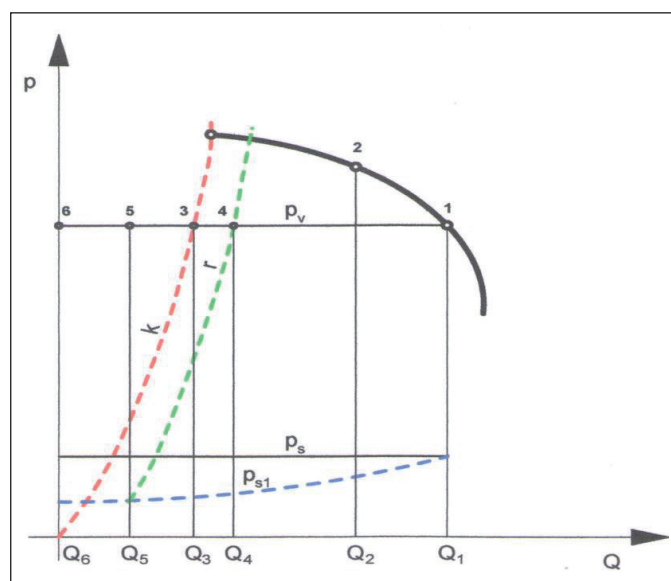
Obr. 8 Rozdíl mezi potlačením a aktivním řízením pumpáže [1]

Fig. 8 Difference between suppression and active control of surge [1]



Obr. 9 Schéma řízení turbokompresoru [1]

Fig. 9 Diagram of turbo compressor control [1]



Obr. 10 Graf funkce antipumpážní regulace [3]

Fig. 10 Antisurge control chart [3]

$Q_4 - Q_5$ se vypustí přepouštěcím ventilem do atmosféry. Takto může kompresor pracovat i s nulovou výkonností Q_6 . Regulační rozsah $Q_1 - Q_4$ se u radiálních turbokompresorů pohybuje v rozmezí 70 až 100 % [3].

Kontakt na autora: info@kadrle.cz

Použité zdroje:

- [1] KOPÁČEK, P. *Současná konstrukční řešení rotačních kompresorů, prevence jejich pompáže*. Bakalářská práce. VUT Brno 2009.
- [2] KAMINSKÝ, J., KOLARČÍK, K. *Kompresory*. Skriptum. VŠB – TU Ostrava 2008.
- [3] LIŠKA, A., NOVÁK, P. *Technika stlačeného vzduchu*. Nakladatelství ČVUT 1999.
- [4] LIŠKA, A., NOVÁK, P. *Kompresory*. VŠ skriptum. Nakladatelství ČVUT. 1999.
- [5] MEULEMAN Corina, H. J. *Measurement and Unsteady Flow Modeling of Centrifugal Compressor Surge* [Online]. 2002.

Smartphony v technice budov

Ať se jedná o obsluhu v technice budov na místě, konfiguraci zařízení nebo identifikaci uživatele, nachází smartphony stále vyšší využití. Tento trend se nezastavil ani u automatiky pro nebytové budovy v oblasti IoT (internet věcí) a cloudových funkcionalit. Roste užití u výrobců přístrojové techniky budov, ovládání přístrojů v místnostech, větracích zařízení, senzorů jakosti vzduchu, hlásičů požáru, lokálních WLAN nebo přístupů přes internet, obsluhy osvětlení pomocí QR kódu a mnoha dalších. Ve fázi uvádění do provozu zařízení techniky budov se jedná o zkušební procesy a vyhledávání vad a poruch v drátových schématech, kdy se může kontrolor volně pohybovat v budově. Při parametrování na místě lze nastavit na smartphonu velikosti měřených dat, výstupy, firmware zařízení. Konfiguraci lze nahrát, uložit a přenést na jiný smartphon. Ve fázi provozu může smartphon sloužit jako přijímač hlášení závad a jejich vyhledání, opravení, vystavení protokolu, archivace a odeslání.

Pramen: CCI 02/2018, s. 17

(AB)

Koroze v instalacích z různých kovů

Instalace z různých kovů se jeví jako problematické, protože mohou spouštět galvanickou korozi:

- ❑ koroze oceli v kontaktu s mědí a jejími slitinami: vzniká nebezpečí kontaktní koroze ve vodním roztoku a vylučování ušlechtilějšího kovu na povrchu oceli;
- ❑ kontaktní koroze různých kovů: přímým kontaktem různých kovů dochází k elektrickému spojení, při němž se porušuje oxidická vrstva, dále jsou malé plochy neušlechtilého kovu proti velké ploše ušlechtilého kovu silněji korozně poškozovány; přitom jsou mosazné fitinky v ocelových instalacích méně problematické než pozinkované díly nebo menší ocelové plochy;
- ❑ ocel a difuzi otevřené materiály (nepovlakované plasty nebo pryžové hadice): plasty jsou obvykle považovány za otevřené vůči kyslíku, výjimkou jsou určité materiály v dostatečné tloušťce (např. butylkaučuk); přístup kyslíku vytváří u ocelových systémů významné korozní riziko.

Pramen: CCI 02/2018, s. 28

(AB)

Vzduchový superfiltr vyvíjený Technickou univerzitou v Kaunasu

Osmičlenný tým vědců Technické univerzity v litevském Kaunasu se věnuje vývoji nové techniky filtrace vzduchu, která ze vzduchu zachycuje nanočástice i plynné substance. Podobné filtry jsou naléhavě potřeba, neboť mnoho světových měst a regionů trpí značným znečištěním vzduchu. Podle vedoucího vývoje Edvinase Kruglyho, z chemické fakulty univerzity, má velká část dnes užívaných vzduchových filtrů pouze nepatrnou účinnost a příliš malou schopnost zachycovat nanočástice. Vědecký tým zatím nezveřejňuje žádné informace, týkající se např. užití přídavných substancí, příp. odpadů užitých filtrů, účinnosti a ztrát tlaku. Státem podporovaný projekt má dobu náběhu 2 roky a počítá se vznikem start-upu pro celosvětovou výrobu a prodej. Další informace jsou na portálu: www.eurekalert.org

Pramen: CCI 03/2018, s. 4

(AB)



**FAKULTA
ŠTROJNÍ
ČVUT V PRAZE**



Fakulta strojní ČVUT v Praze, Ústav techniky prostředí,
ve spolupráci se Společností pro techniku prostředí,
odbornou sekci O2 Vytápění, uspořádá
v rámci programu celoživotního vzdělávání

dvousemestrální kurz

Vytápění

Účastnický poplatek činí 25 000 Kč

Uzávěrka přihlášek je 22. 8. 2019

**Bližší informace včetně přihlášky
obdrží zájemci na adrese:**

<http://utp.fs.cvut.cz/pro-praxi/vytapeni2019>

Odborný garant kurzu:

Prof. Ing. Jiří Bašta, Ph.D.

Organizační garant kurzu:

Ing. Roman Vavříčka, Ph.D.

Kontakt:

Roman.Vavricka@fs.cvut.cz

tel.: +420 224 352 739



Kurz poskytne účastníkům průřezovou znalost v oboru vytápění. Je určen zájemcům s úplným středním (středním odborným) nebo vysokoškolským vzděláním. Studium je orientováno na výkon povolání kombinovanou rozšiřující formou (přednášky, cvičení, experimentální měření, samostatné studium).

Kurz je dvousemestrální a začíná 9. 9. 2019. Bude probíhat od září 2019 do května 2020 na Fakultě strojní, ČVUT v Praze. Účastníci kurzu získají osvědčení o absolvování kurzu v rámci programu celoživotního vzdělávání.