



České vysoké učení technické v Praze

---

Fakulta strojní  
Ústav letadlové techniky

## BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

**Prediktivní model regulace vzduchového systému turbopropového motoru**

**Predictive Model of the Turboprop Air System Regulation**

**Veronika Maloušková**

2017

**Studijní program:** B2342 Teoretický základ strojního inženýrství

**Studijní obor:** 2301R000 Bezoborový studijní program

**Vedoucí práce:** Ing. Jan Klesa Ph.D.

---

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Maloušková** Jméno: **Veronika** Osobní číslo: **419946**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav letadlové techniky**  
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**  
Studijní obor: **bez oboru**

## II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Prediktivní model regulace vzduchového systému turbopropového motoru**

Název bakalářské práce anglicky:

**Predictive Model of the Turboprop Air System Regulation**

Pokyny pro vypracování:

Pro vypracování proveďte:

- 1) Popis kompresoru turbopropového motoru
- 2) Popis spolupráce axiálních a radiálního stupně kompresoru
- 3) Hodnocení funkce vzduchového systému při závěrečné zkoušce
- 4) Statistický rozbor měřených dat regulace
- 5) Rozměrová a technologická analýza trysek regulace
- 6) Tvorba modelu pro predikci výkonnosti vzduchového systému

Seznam doporučené literatury:

Dle doporučení vedoucího BP

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

**Ing. Jan Klesa Ph.D., ústav letadlové techniky FS**


Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **28.04.2017**

Termín odevzdání bakalářské práce: **07.08.2017**

Platnost zadání bakalářské práce:

  
Podpis vedoucí(ho) práce


  
Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

  
Podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Studentka bere na vědomí, že je povinna vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

**28.4.2017**  
Datum převzetí zadání

  
Podpis studentky

## **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem svou bakalářskou práci vypracovala samostatně a použila jsem pouze podklady uvedené v příloženém seznamu.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č.121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne .....

.....

podpis

## **Poděkování**

Tímto bych chtěla poděkovat za odborné vedení, trpělivost, ochotu a poskytnuté konzultace panu Ing. Janu Klesovi při zpracovávání této práce. Dále bych chtěla poděkovat kolegovi Ing. Milanu Zapachovi za cenné rady, které jsem zužitkovala v praktické části práce. Můj vděk si zaslouží moje rodina za nejen morální podporu v průběhu celého mého studia, a především můj pejsek Matýsek, který mi byl vždy na blízku, aby podal pomocnou packu a zvedl mi náladu i v těch nejtěžších chvílích, kdy jsem měla chuť vše vzdát.

# Obsah

|  |    |
|--|----|
| Seznam obrázků.....  | 6  |
| Seznam tabulek.....  | 7  |
| Seznam grafů .....   | 8  |
| Seznam použitých programů .....                                    | 9  |
| Anotace.....   | 10 |
| Úvod .....   | 11 |
| 1. Popis kompresoru turbovrtulového motoru.....                    | 12 |
| 3.1 Radiální (odstředivý) kompresor .....                          | 12 |
| 1.1.1 Vstupní soustava.....  | 13 |
| 1.1.2 Oběžné kolo.....   | 13 |
| 1.1.3 Bezlopatkový difuzor .....                                   | 14 |
| 1.1.4 Lopatkový difuzor .....                                      | 14 |
| 1.1.5 Výstupní soustava.....                                       | 14 |
| 1.2 Axiální (osový) kompresor .....                                | 14 |
| 1.2.1 Stator.....  | 15 |
| 1.2.2 Rotor .....  | 16 |
| 2. Spolupráce axiálních a radiálního stupně kompresoru.....        | 18 |
| 2.1 Parametry radiálního kompresoru.....                           | 18 |
| 2.2 Parametry axiálního kompresoru .....                           | 18 |
| 3. Hodnocení funkce vzduchového systému při závěrečné zkoušce..... | 20 |
| 3.1 Odpouštění vzduchu .....                                       | 20 |
| 3.2 Natáčení lopatek statoru.....                                  | 21 |
| 3.3 VíceroTORové uspořádání .....                                  | 21 |
| 4. Statistický rozbor měřených dat regulace .....                  | 22 |
| 4.1 Analýza dat z dynamometrické zkušebny.....                     | 22 |
| 4.2 Analýza dat z vrtulové zkušebny .....                          | 23 |
| 5. Rozměrová a technologická analýza trysek regulace.....          | 24 |
| 6. Tvorba modelu pro predikci výkonnosti vzduchového systému.....  | 28 |
| 6.1 Vyhodnocení správného tlakového spádu .....                    | 28 |
| 6.2 Ideální páry trysek .....                                      | 29 |
| Závěr.....   | 33 |
| Bibliografie.....  | 34 |

## Seznam obrázků

|   |    |
|---|----|
| Obrázek 1 Radiální kolo [4] .....   | 14 |
| Obrázek 2 Axiální kompresor [5].....  | 15 |
| Obrázek 3 Skříň statoru axiálního kompresoru s lopatkami [6].....             | 15 |
| Obrázek 4 Kombinace radiálního a axiálního kompresoru malého motoru [1] ..... | 19 |
| Obrázek 5 Způsoby odpouštění vzduchu z kompresoru [3].....                    | 21 |
| Obrázek 6 Tryska OVV výstupní [7].....  | 24 |
| Obrázek 7 Sestava trysky OVV vstupní [7] .....                                | 24 |

## Seznam tabulek

|   |    |
|---|----|
| Tabulka 1 Naměřené hodnoty funkčních rozměrů a kruhovitostí výstupních trysek typu A ...  | 24 |
| Tabulka 2 Naměřené hodnoty funkčních rozměrů a kruhovitostí výstupních trysek typu B ...  | 25 |
| Tabulka 3 Naměřené hodnoty funkčních rozměrů a kruhovitostí výstupních trysek typu C ...  | 25 |
| Tabulka 4 Naměřené hodnoty funkčních rozměrů a kruhovitostí výstupních trysek typu D ...  | 25 |
| Tabulka 5 Naměřené hodnoty funkčních rozměrů a kruhovitostí vstupních trysek typu X.....  | 26 |
| Tabulka 6 Naměřené hodnoty funkčních rozměrů a kruhovitostí vstupních trysek typu Y ..... | 26 |
| Tabulka 7 Úspěšnost výroby .....  | 26 |

## Seznam grafů

|   |    |
|---|----|
| Graf 1 Otáčky generátoru pro první zavření ventilu OVV – dynamometr.....            | 22 |
| Graf 2 Otáčky generátoru pro první zavření ventilu OVV – vrtule.....                | 23 |
| Graf 3 Závislost otáček generátoru na tlakovém spádu – dynamometrická zkušebna..... | 28 |
| Graf 4 Závislost otáček generátoru na tlakovém spádu – vrtulová zkušebna .....      | 29 |
| Graf 5 Určení tlakového spádu podle koeficientu k .....                             | 30 |
| Graf 6 Závislost tlakového spádu na průměru trysek – vrstevnicově.....              | 31 |
| Graf 7 Závislost tlakového spádu na průměru trysek .....                            | 32 |



# Seznam použitých programů

Microsoft Word 2016

Microsoft Excel 2016

Minitab 17

Matlab

## Anotace

Práce pojednává o problematice kompresorů leteckých motorů, a to zejména o ochraně motoru před pumpáží. V rámci výzkumné části je provedena analýza dat ze zkoušek motorů a vytvořen model pro zajištění správné funkce vzduchové regulace. V případě této práce se vzduchovou regulací miní ventil odpouštění vzduchu, jehož správnost chodu závisí na zvolení vhodného páru trysek přiřazených ventilu.

## Annotation

The work is describing a problematic of combustors, particularly about the engine protection against a combustor stall. The research part of the work is based on an analysis of dates gained from engine tests. Following the analysis, a new model was created to ensure the correct function of air regulation. In this case, the air regulation is provided by a surge valve, which correct operation depends on choosing a convenient pair of jets belonging to the valve.

# Úvod

Zadání bakalářské práce bylo navrženo firmou GE Aviation Czech pro dosažení zlepšení, inovaci a ustálení procesu v oblasti regulace vzduchového systému. GE Aviation Czech je společnost zabývající se výrobou a montáží leteckých motorů s více než stoletou tradicí. Původně se se jednalo o český závod Walter Engines založený roku 1911, jež byl po válce znárodněn a přejmenován na Motorlet. Nyní se v Praze vyrábí sériově motory typu H80, pracuje se na vývoji a následné výrobě nového typu řady ATP a provádí se zde generální opravy motorů M601.

Jedna z hlavních částí každého turbovrtulového motoru je kompresor, který může být radiální, axiální nebo kombinovaný. V případě varianty axiálního nebo kombinovaného kompresoru je pro bezproblémový chod zapotřebí zajistit správnou regulaci vzduchového systému. Funkčnost regulace se projeví při závěrečné zkoušce.

Regulací vzduchového systému je zde především odpouštěcí ventil vzduchu, jehož funkce je založena na vypouštění přebytečného vzduchu v axiálním stupni kompresoru, aby se zabránilo nežádoucímu a velmi nebezpečnému jevu, který by mohl mít fatální následky na bezpečnost letounu. Správný chod činnosti ventilu je zajištěn výběrem vhodného páru vstupní a výstupní trysky. Různé kombinace trysek jsou v práci statisticky zpracovány a následně vyhodnoceny podle parametrů žádoucích pro řadu motorů Hxx.

První, teoretická část práce, popisuje problematiku kompresorů leteckých motorů od dělení na různé typy včetně podrobného popisu celku, až po základní měřené veličiny a parametry kompresorů. V rámci této části jsou rozebrány možnosti vzduchové regulace, které se běžně používají.

Druhá polovina bakalářské práce se věnuje výzkumu. Je založena na podrobném analytickém zpracování dat získaných z protokolů o zkoušce motorů série Hxx a následném náměru tlaků udávaných mezi tryskami regulace. Výsledkem měření je model, dle kterého lze předvídat správnou funkčnost ventilu.

V současnosti není proces volby páru trysek pro odpouštěcí ventil příliš efektivní. Volba trysek je zajišťována metodou „pokus – omyl“, často tedy dojde k situaci, kdy se ventil nezavře v požadovaném intervalu a je třeba zkoušku pozastavit a trysky vyměnit za jiné. Práce by měla nastavit metodu, která na základě získaných dat zajistí eliminaci montáže párů trysek udávajících nevyhovující tlakový spád, a tím zefektivní proces zkoušky.

# 1. Popis kompresoru turbovrtulového motoru

Kapitola 1. Popis kompresoru turbovrtulového motoru vychází z [1-3]. Kompresor je část motoru, která slouží ke stlačení vzduchu a jeho následné dopravě do spalovací komory. Kompresor silně ovlivňuje vlastnosti celého motoru. Díky své náročnosti na výrobu a vysokým požadavkům na přesnost patří mezi nejdražší a nejcitlivější část motoru. Podle způsobu konstrukce lze kompresory dělit na následující typy:

- radiální (odstředivé)
- axiální (osové)
- diagonální
- kombinované (jeden nebo více axiálních stupňů, na které navazuje radiální stupeň)

Na provedení kompresoru závisí způsob vykonání práce. Základními prvky axiálních kompresorů jsou olopatkovaný stator a rotor, radiálních pak radiální kolo s lopatkovým nebo bezlopatkovým difuzorem.

Kompresory jsou hodnoceny několika důležitými parametry, mezi které patří hodnota stlačení ve stupni, hltnost a účinnost (isoentropická nebo polytropická). Hodnotou stlačení ve stupni se rozumí poměr tlaku na výstupu kompresoru k tlaku na vstupu do kompresoru. Hltnost je množství vzduchu, které proteče kompresorem v průběhu 1 s. Kompresor by měl mít co nejmenší možné rozměry a minimální hmotnost. Při návrhu kompresoru je brán zřetel na co nejnižší náklady spojené s výrobou a provozem a měl by splňovat požadavek na nízkou náročnost montáže či demontáže. Velmi důležitým kritériem je také spolehlivost celého kompresoru s co nejmenší potřebou následného servisu a údržby.

Odolnost proti pumpování a udržení stability chodu motoru zaručuje protipumpážní zařízení. K pumpáži dochází v nenávrhových režimech v případě, když se na výstupu objeví protitlak nebo dojde k přiškrcení průtočného množství vzduchu, což zapříčiní pokles absolutní rychlosti a změnu úhlu, pod kterým vzduch nabíhá na lopatky. Tak se proud vzduchu odtrhne a kompresor přestane správně pracovat až do chvíle, kde protitlak klesne a proud vzduchu k lopatkám znovu přilne, jak je uvedeno v [1]. Tento děj se cyklicky opakuje (*více o této problematice viz kapitola 3. Hodnocení funkce vzduchového systému při závěrečné zkoušce*).

## 3.1 Radiální (odstředivý) kompresor

Radiální kompresory jsou v letectví používány nejdéle, avšak především u motorů o malém hmotnostním průtoku ([2]). Hlavní komponentou radiálního kompresoru je oběžné kolo, které může mít buďto jednostranný nebo oboustranný vstup. Kolo může mít zahnuté lopatky – dopředu nebo dozadu, či jeho lopatky mohou být přímé, což zajišťuje jednodušší výrobu. Většinou je radiální stupeň v motoru pouze jeden, dvoustupňové provedení není příliš běžné. Dalším důležitým prvkem kompresoru je difuzor, který může být v lopatkové i bezlopatkové variantě.

Kroutící moment se dle [3] z hřídele na kolo přednáší:

- Třením zapříčiněnému dotykem stykových ploch stažených šrouby
- Pomocí drážek
- Kolíky namáhanými na střih

Pro zajištění vzájemného vystředění s hřídelí je nutné kolo nalisovat. V místě nalisování však vznikají přídatná namáhání, a pokud je moment přenášen drážkami, dochází v drážkách ke koncentraci napětí.

Na základě informací z [3] je jeden stupeň radiálního kompresoru je složen ze:

- Vstupní soustavy
- Oběžného kola
- Bezlopatkového difuzoru
- Lopatkového difuzoru
- Výstupní soustavy
- Skříně
- Hřídele

### 1.1.1 Vstupní soustava

Vstupní soustava přivádí vzduch do stupně kompresoru a jejím úkolem je zajistit rovnoměrnost rychlosti proudu vzduchu na vstupu a určenou velikost a směr proudu. Správnou funkčnost vstupní soustavy zaručují rozdělovací prstence, které mají za úkol změnit směr proudu vzduchu a zajistit jeho rovnoměrnou distribuci a současně rozvířující lopatky, které proud vzduchu usměrňují na požadovaný úhel ([3]).

### 1.1.2 Oběžné kolo

Radiální kolo předává pomocí unášivého rotačního pohybu v mezilopatkových kanálech energii proudu vzduchu. Kolo je složeno ze záběrníku a lopatkové části, jež mohou být vyrobeny z jednoho nebo více kusů. Lopatky záběrníku jsou velice tenké a mají malou tuhost, což zapříčiňuje jejich náchylnost k vibracím. Hřbet a koryto záběrníku má tvar křivky postupně klesající až k připojení na radiální lopatky kola. Počet lopatek se navyšuje vložením mezilopatek do kanálu mezi ostatní lopatky.

Základní rozměry kola a lopatek jako jsou tloušťka u kořene a na vrcholu lopatky a úhel naklonění, jsou určeny na základě pevnostního výpočtu. Lopatky, které mají nestálou tloušťku u kořene s rozdílným poloměrem, mají větší odolnost vůči vibracím.

Kolo může být buď jednostranné, nebo oboustranné. V případě jednostranného řešení, je boční stěna opatřena labyrintovým těsněním. Oboustranné kolo má vyšší hltlost kompresoru, a proto se používá pro menší motory vyššího výkonu. Dále lze kola rozdělit z hlediska konstrukce na jednostranná zakrytá, polozakrytá a odkrytá (používané pro malé hmotnostní průtoky) a dvoustranná polozakrytá kola pro hmotnostní průtoky vyšších hodnot ([2]).



Obrázek 1 Radiální kolo ( [4] )

### 1.1.3 Bezlopatkový difuzor

Stejně jako lopatkového, tak i úloha bezlopatkového difuzoru je přeměna energie kinetické v energii tlakovou. Bezlopatkový difuzor snižuje rychlost vzduchu na podzvukovou, při zachování vysoké účinnosti a s minimálními ztrátami na rázových vlnách. Podle [3] se rychlost snižuje zvětšením poloměru kanálu, přičemž výška difuzoru by měla být cca  $10 \div 30$  mm. Bezlopatkový difuzor se u radiálních kompresorů předřazuje před lopatkový difuzor.

### 1.1.4 Lopatkový difuzor

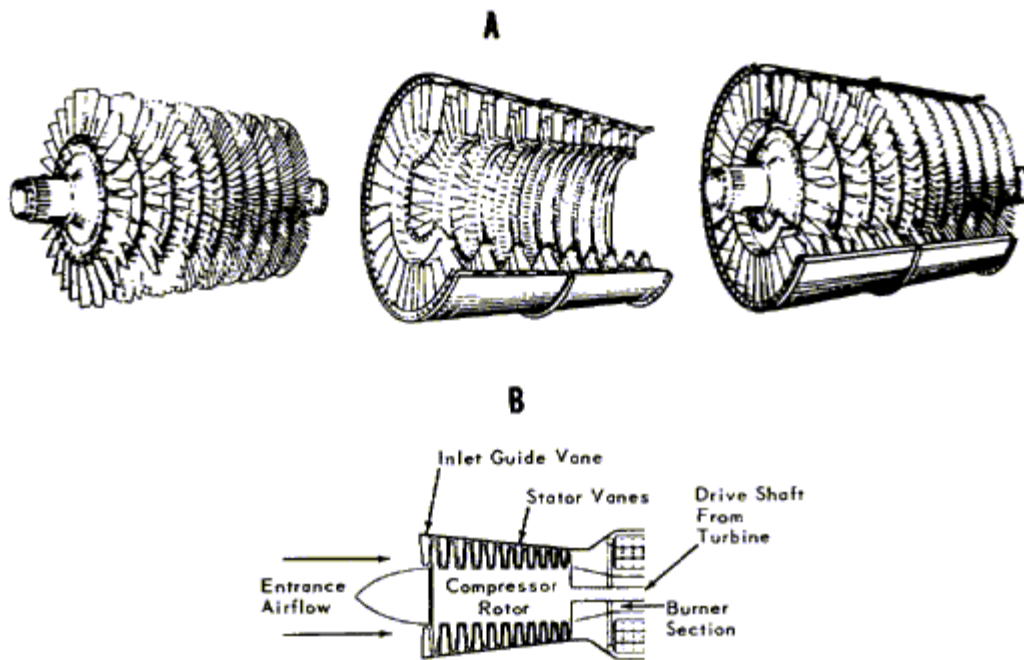
Věncem lopatkového difuzoru je tvořen prstencem, ve kterém jsou vyfrézovány lopatky ( $9 \div 31$  ks) a je přišroubován ke skříni šrouby, které procházejí skrz některé lopatky, tak aby šířka hlavy šroubu nikdy nevystupovala z lopatky. Ideální je navrhnout difuzor tak, aby počet lopatek byl prvočíslem. Lopatky mohou být pevné nebo nastavitelné. Stejně jako bezlopatkový difuzor, i lopatkový mění kinetickou energii vzduchu na energii tlakovou, snižuje rychlost vzduchu a zvyšuje se zde statický tlak a statická teplota, má však větší účinnost a difuzornost kanálu než bezlopatkový ( [2] ).

### 1.1.5 Výstupní soustava

Výstupní soustava odvádí vzduch dále do spalovací komory, a to s co nejmenšími ztrátami, které jsou způsobeny především změnou směru proudu vzduchu a distribucí do jednotlivých komor. Působením tření a víry proudu vzduchu, klesá celkový tlak ( [2] ). Návrh soustavy je úzce spojen s návrhem spalovací komory.

## 1.2 Axiální (osový) kompresor

Stupeň axiálního kompresoru se skládá z rotoru a statoru. Většinou jsou řazeny se za sebou a tvoří vícestupňový kompresor. Před první stupeň se většinou ještě umísťuje tzv. předstator, který je tvořen statorovými lopatkami a jehož úkolem je zajistit správný úhel náběhu vzduchu na lopatky rotoru prvního stupně.



Obrázek 2 Axiální kompresor ( [5] )

Na obrázku 1 je v pohledu A zleva zobrazen nejprve rotor, poté stator, a nakonec kombinace rotoru i statoru ve finální verzi kompresoru.

### 1.2.1 Stator

Stator je nepohyblivá část kompresoru umístěná za rotorem. Úkolem statoru je přeměna kinetické energie v energii tlakovou, ke které dochází v mezilopátkových kanálech a zajištění správného směru proudu vzduchu nabíhajícího na rotor dalšího stupně. Ve statoru dochází ke snížení rychlosti vzduchu za současného nárůstu statické teploty a statického tlaku.



Obrázek 3 Skříň statoru axiálního kompresoru s lopatkami ( [6] )

## Statorové lopatky

Na statorové lopatky je kladen nárok na jejich nízké ztráty, které jsou ovlivněny několika parametry, jako jsou délka, třetina, rozteč a maximální tloušťka lopatek. Tyto parametry se určí termodynamickým výpočtem. Délka se odvíjí od velikosti hmotnostního toku  $Q_m$  a je nežádoucí, aby byla menší než 25 mm. Lopatky mohou mít rozdílný průřez nebo může být průřez stejný po celé délce každé lopatky (konstrukčně a výrobně jednodušší, proto i častější řešení u krátkých lopatek).

Uchycení je možné dvojím způsobem – buď je každá jedna lopatka uchycena zvlášť, nebo jsou všechny lopatky upevněny v prstenci společně, a to jednostranně (pomocí vnější bandáže) nebo oboustranně (vnější i vnitřní bandáží), čímž vznikne tzv. věnec statorových lopatek. Při použití jednostranného upevnění dochází k větším ztrátám přetékáním vzduchu radiální vůlí a riziku zvýšených vibrací. Proto je vhodné jej použít pro lopatky kratší délky a vyšší tuhosti. Delší lopatky jsou v radiálním směru na jednom konci uvolněny, kvůli dilataci materiálu zapříčiněné nerovnoměrností teplotního pole. Pro upevnění v prstenci je výhodnou méně náročná montáž, avšak díky přidání dalšího tělesa dochází k nárůstu hmotnosti celku. Prstenec však zároveň vytváří labyrintovou ucpávku, která snižuje ztráty v radiální vůli. Dalším dělením uchycení je hledisko (de)montáže. Lopatky se mohou přivařit, naletovat nebo přinýtovat – v tom případě se jedná o nedemontovatelné uchycení. Druhou možností je zvolit uchycení rozebíratelné, jak vychází z [2].

Před první stupeň podzvukových kompresorů se umísťuje předstator, který dokáže zvýšit obvodovou rychlost a tím i stlačení ve stupni. U posledního stupně se někdy objevuje použití dvou věnců statoru za sebou z důvodu narovnání proudu vzduchu do požadovaného axiálního směru ([3]).

### 1.2.2 Rotor

Rotor je otáčející se část kompresoru, která se skládá z nosné části a lopatek. Rotor plní funkci přenášení momentů a pomocí vnitřních pnutí, která jsou závislá především na obvodové rychlosti a materiálu, ze kterého jsou lopatky vyrobeny, k přenosu sil (odstředivé, síly vnějšího zatížení atd.) působící na každou z částí jednotek lopatek. Lopatky předávají práci proudu vzduchu, zatímco nosná část přenáší síly a momenty z hřídele do lopatek.

Konstrukčně se rotory podle [3] dělí na:

- Bubnové
- Diskové
- Diskobubnové

#### Bubnové rotory

Velikou výhodou bubnových rotorů je jejich velká tuhost v ohybu a technologická jednoduchost, která současně zajišťuje i malou vůli mezi skříní a lopatkami, jež lze připevnit pomocí obvodových nebo podélných drážek. Nevýhodou je dosažení nízkého stlačení ve stupni díky malé obvodové rychlosti, což je příčinou velkých rozměrů, které je třeba použít pro dosažení větší (běžně vyžadované) obvodové rychlosti, z důvodu výskytu velkých odstředivých sil. Tento typ rotoru se v dnešní době vyskytuje jen zřídka ([1], [3]).



## Diskové rotory

Diskové rotory se sestávají z disků, jejichž hmotnost je sice poněkud vyšší, ale díky uložení na poměrně pružné hřídeli s malou plochou mezikruží, lze vyvinout vyšší obvodovou rychlost na konci lopatek. Pružná hřídel je současně přenašeč krouticího momentu z turbíny do kompresoru. Tuhost celého rotoru je poměrně vysoká, ale jeho výroba je náročnější. Aby se zamezilo přídření lopatek do statoru zapříčiněné nedostatečnou tuhostí diskových rotorů, a tedy výskytem kritických otáček za provozních podmínek, je radiální vůle výrazně větší než u rotorů bubnových. Průměr ucpávky je menší, z čehož plyne, že ztráty jsou srovnatelné ([1], [3]).

## Diskobubnové rotory

Jak název napovídá, jde o kombinaci obou předchozích typů rotorů, a to především pro získání výhod obou z nich. V dnešní době se jedná o nejběžnější stavbu rotoru. Konstrukčně jsou vyřešeny disky upevněnými spojovacími částmi bubnu, jakožto pevnými přírubami disků nebo samostatnými komponenty. Vysoká tuhost disků, a přitom nízká hmotnost, zapříčiňuje možnost dosažení vysoké obvodové rychlosti a otáček, a tedy i vyššího stlačení ve stupni ([3]). Materiálem hlavních částí jsou titanové nebo hliníkové slitiny, u hřídeli pak oceli.

Dnes je tendence vyrábět BLISKy, neboli integrálně olopatkované disky, které jsou navarovány nebo se frézují a tvoří tak jeden kus. Velikou výhodou je snížení počtu dílů a hmotnosti rotoru o cca 30 % a eliminace úniku vzduchu ve stupni a zvýšení účinnosti rotoru ([1]).

## Rotorové lopatky

Lopatky přenáší práci potřebnou ke kompresi vzduchu. Lopatka se dělí na dvě základní části – list a závěs, který zajišťuje spojení s nosnou částí rotoru, a při prvním stupni tzv. přechodovou část. Délky lopatek jsou rozdílné stejně jako jejich profil, délka lopatek by však neměla dosáhnout hodnot menších než  $25 \div 30$  mm. V případě delších lopatek vzrůstá jejich zkroucení, jakožto i stupeň reakce lopatky. V závislosti na Machově čísle mohou být buď nadzvukového, nebo podzvukového charakteru. Lopatky jsou uloženy v drážkách, které musí zaručit jednoduchou výměnu lopatky v případě potřeby a tlumení jejich kmitů. Podle [1] jsou zajištěny většinou čepy nebo kolíky (každá lopatka zvlášť) nebo krycím prstencem (všechny lopatky zaráz).

Pro správnou a efektivní činnost lopatek, je dle [3] zapotřebí, aby splňovaly tyto podmínky:

- Vysoké požadavky na aerodynamiku – dosažení požadovaného úhlu ohybu proudu, malé ztráty a schopnost práce v širokém rozsahu úhlů náběhu bez odtržení proudu
- Vysoká mechanická pevnost materiálu a součástí z důvodu výskytu velkých napětí od odstředivých sil, krutu a ohybovému momentu
- Dodržení velmi přísných výrobních tolerancí a nastavení úhlu  $\pm 15'$
- Vysoká kvalita leštění povrchu ovlivňující pevnost lopatek bez jakýchkoliv mikrotrhlin a lomů
- Shodnost vlastních frekvencí a nízká amplituda kmitu v pracovním režimu

## 2. Spolupráce axiálních a radiálního stupně kompresoru

Kombinace radiálního a axiálního kompresoru se užívá u motorů menších výkonů, a to proto, aby využila výhod obou typů, potlačila jejich nevýhody a zvýšila účinnost a stlačení na vstupu do spalovací komory. Většinou radiální stupeň navazuje na minimálně dvou stupňový kompresor axiální. Kombinace obou typů kompresorů je výhodná z hlediska vyššího stlačení ve stupni radiálního kompresoru, kterému předchází maximální velikost stlačení dosažená v kompresoru axiálním. Pro získání stejné hodnoty stlačení u axiálního kompresoru by bylo tedy potřeba více stupňů, což by mělo za následek prodloužení kompresoru a zvýšení hmotnosti ([2]).

### 2.1 Parametry radiálního kompresoru

Stlačení jednostupňového radiálního kompresoru se pohybuje v rozmezí  $6 \div 7$ , pro zvýšení se však v současnosti používá dvoustupňového kompresoru (zejména u turbohřídelových motorů). Stupně mohou být rozmístěny na společné hřídeli, ale z hlediska zvýšení účinnosti a stlačení je lepší umístění na dvou hřídelích. Aby bylo dosaženo vyšší účinnosti, volí se co nejmenší vůle mezi lopatkami radiálního kola a skříní. Pro zabránění zpětnému proudění z bezlopatkového difuzoru do kola dochází k úpravám vstupních hran lopatkového difuzoru konstrukčně tak, aby byly v minimální vzdálenosti od kola, čímž se zvyšuje účinnost o  $1 \div 3$  %, minimálních ztrát a zvýšením účinnosti lze dosáhnout i konstrukcí tzv. trubkového difuzoru. Nejmenší ztráty v lopatkovém difuzoru jsou při úhlu rozšíření difuzoru  $5^\circ \div 8^\circ$ . Výstupní soustava je zodpovědná za velké ztráty třením a vířením vzduchu ([2]).

Výhody radiálního kompresoru jsou:

- Jednoduchost výroby
- Dosažení vysokého stlačení ve stupni
- Velká spolehlivost
- Malá citlivost na nasátí cizího tělesa

V leteckém průmyslu, kde je tendence získávat komponenty co nejlehčí, je poměrně značnou nevýhodou velký čelní průřez motoru průřez motoru potřebný pro získání většího hmotnostního průtoku, což je spojeno s navýšením hmotnosti jednotky. Porovnájí-li se účinnosti kompresorů radiálního a axiálního o stejné hodnotě stlačení, účinnost radiálního je výrazně nižší. Účinnost závisí na počtu stupňů (s rostoucím počtem stupňů se snižuje), proto se zavádí polytropická účinnost, aby se zamezilo závislosti na stlačení kompresoru.

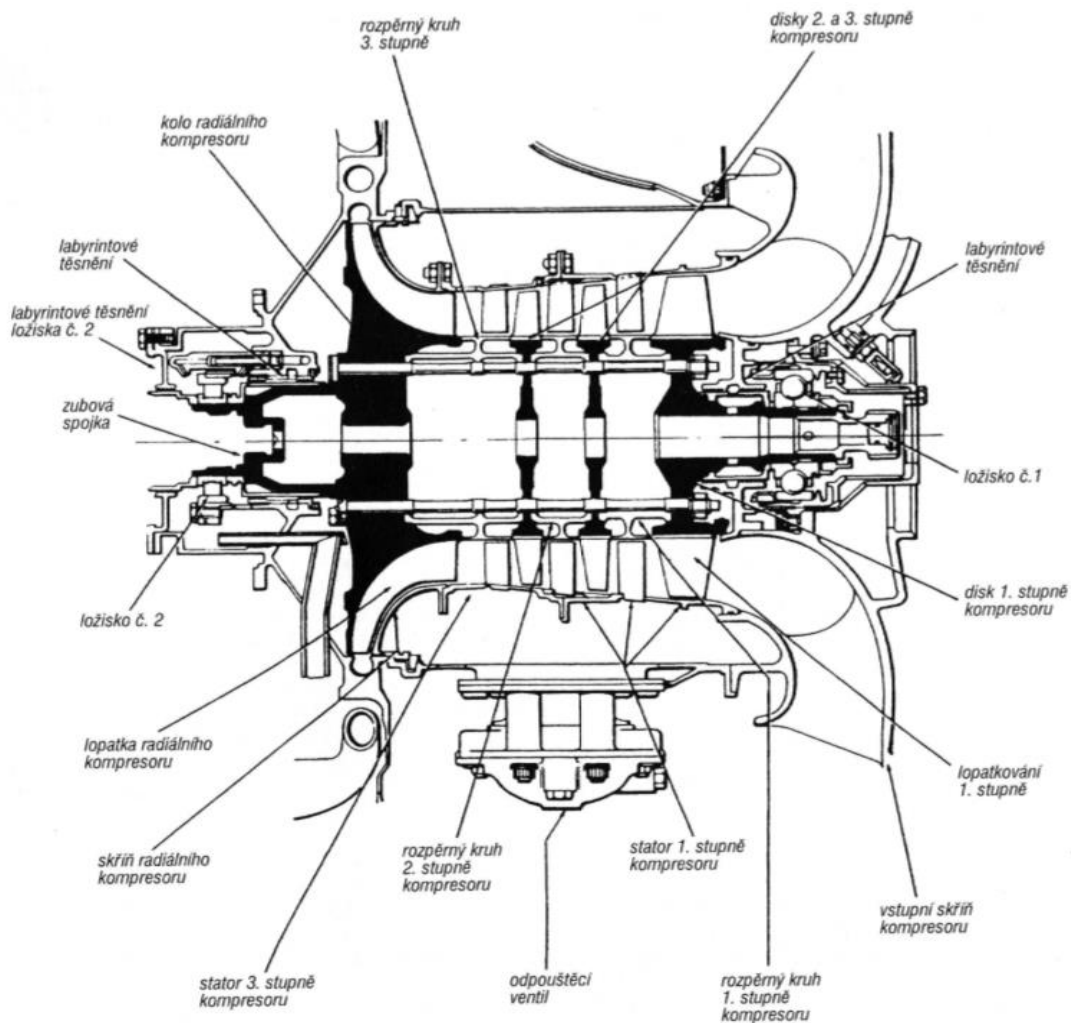
### 2.2 Parametry axiálního kompresoru

Nejlepších parametrů, jak z hlediska hmotnostního, tak rozměrového, lze dosáhnout zvolením maximálních vstupních rychlostí a využitím maximální možné plochy na vstupu do kompresoru. Pokud by se měl snižovat počet stupňů kompresoru, a tedy i hmotnost celé jednotky, je zapotřebí zvýšit stlačení vyvinutím vyšší obvodové rychlosti na lopatkách. Když je stlačení správně rozděleno do všech stupňů a lopatky jsou vhodně navrženy, jsou minimalizovány ztráty. Podle informací z [3], lze zvýšení účinnosti také dosáhnout snížením obvodové vůle mezi statorem a lopatkami rotoru. Účinnost stupně je v asi 88 až 91 %, při použití nadzvukových aplikací se účinnost sníží díky ztrátám rázovou vlnou o 2 až 4 %.

Mezi hlavní výhody axiálního kompresoru patří:

- Velká účinnost ve stupni, a tedy i ve více stupních
- Pro vícestupňový kompresor možnost vysokého stlačení při malých čelních rozměrech
- Vysoký hmotnostní tok

Pro zajištění velkého stlačení je za potřebí, aby měl kompresor více stupňů s větším počtem lopatek, což zapříčiňuje poměrně vysokou hmotnost a větší průřez. Dalším nedostatkem axiálního kompresoru je podle [2] vysoká náročnost počínaje samotným návrhem, přes konstrukci a technologii. Tento typ kompresoru je navíc velmi citlivý na nasátí cizího tělesa (ptáka atd.).



Obrázek 4 Kombinace radiálního a axiálního kompresoru malého motoru ([1])

### 3. Hodnocení funkce vzduchového systému při závěrečné zkoušce

Při závěrečné zkoušce je třeba vždy ověřit správnou funkčnost systému regulace, který zabraňuje pumpování kompresoru. Na zkoušce musí být prokázáno, že se lopatky natáčí správně a ventily se zavírají právě při dosažení kritické hodnoty tlaku před kompresorem, která závisí na otáčkách rotoru. Stav pumpáže se při zkoušce iniciuje vstříknutím vyššího množství paliva, které se zvyšuje až do dosažení pumpážní hranice. Jak je uvedeno v [7], tento jev se pro ověření správné funkce opakuje, přičemž každá změřená hodnota musí být zanesena do zkouškového protokolu. Bez správné funkce regulace není motor schopen závěrečnou zkoušku složit a nemůže být uveden do provozu. Z [7] také plyne, že pokud motor nesplňuje požadavky a zavření ventilu neproběhne v mezích daných otáček, je třeba jej seřídít, popř. odstranit nedostatky při demontáži před závěrečnou zkouškou, není-li překročena teplota mezi turbínami.

Pokud se přetlak chybně vytvoří v prostoru před místo za kompresorem, začne motor pumpovat (v kapitole 1 byl termín pumpáž vysvětlen). U axiálních kompresorů dochází k pumpáži z důvodu rozdílných hlností ve stupních, podobně jako v případě kombinovaného kompresoru. Tento nežádoucí a velmi nebezpečný jev nastává i v případě ucpání některého ze stupňů úplavem. Stupeň tak nedokáže propustit požadované množství vzduchu, zatímco předcházející stupně stlačují beze změn. Axiální stupeň poskytuje větší průtok než stupeň radiální, proto je potřeba vzduch regulovat.

Regulace probíhá z důvodu zajištění stability práce a zvýšení účinnosti kompresoru ve všech nevýpočtových režimech, a to na prvních i posledních stupních a za účelem snížení zatížení lopatek, na které působí vibrace způsobené velkými úhly náběhu.

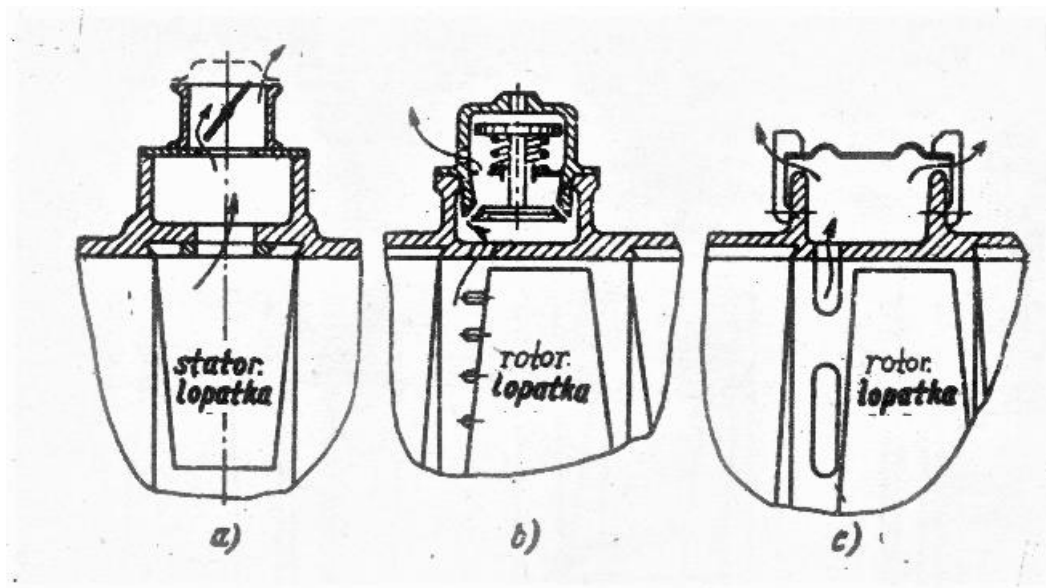
Možnosti vzduchové regulace:

- Odpouštění vzduchu ze středních stupňů
- Natáčení prvních stupňů statorových lopatek
- Použití více rotorů

Pumpáži lze zabránit i kombinací výše uvedených možností, podrobněji bude však rozebrána pouze použití každé možnost zvlášť.

#### 3.1 Odpouštění vzduchu

Jedná se o konstrukčně nejjednodušší řešení, které však není příliš energeticky výhodné, protože je část stlačeného vzduchu odpuštěna do atmosféry a vznikají ztráty. Výhodou je nízká cena a vysoká spolehlivost zařízení. Přebytný vzduch se odpouští z jímky, která se vytvoří po obvodě stupně, ven z motoru pomocí ventilu nebo pásu. Do jímky vtéká vzduch otvory vytvořenými ve věnci mezi statorovými lopatkami. Vzduch je možné odpouštět v jednom i více stupních, pokud je potřeba, zvětší se tak průtok předních stupňů a obtékání lopatek. Vytvořením otvorů pro ventily se však nesmí snížit tuhost a pevnost skříně a za žádnou cenu nesmí dojít k rezonanci jakékoliv z lopatek. Užití odpouštěcího zařízení zvyšuje vzdálenost mezi rotorem a statorem a v důsledku nerovnoměrné rychlosti vzduchu dochází ke zvýšení vibrací lopatek, proto se otvory pro ventily nikdy nevytváří do skříně v místě výskytu rotorových lopatek. Regulace, ke které dochází automaticky, se odvíjí se od otáček generátoru nebo poměru tlaků v kompresoru ([1]).



Obrázek 5 Způsoby odpouštění vzduchu z kompresoru ([3])

Na obrázku 5 jsou uvedeny možné způsoby odpouštění vzduchu z kompresoru motoru:

- a) Škrticí klapkou
- b) Talířovým ventilem
- c) Ocelovým pásem

### 3.2 Natáčení lopatek statoru

Metoda velmi složitá, jak z výrobního, tak z konstrukčního hlediska, energeticky ale velice výhodná, a to i přes nárůst hmotnosti kompresoru. Natočením předstatorových lopatek lze změnit úhel náběhu prvních stupňů, který je poklesem otáček navýšen ([2]). Pokud jsou lopatky vyrobeny z hliníkových slitin, nalisovávají se na čepy ocelová pouzdra, která jsou proti zadírání, v případě deformace nosného tělesa, chráněna kulovým nebo válcovými povrchy. Čepy lopatek jsou uloženy v ložiscích, které umožňují pohyb přenášený páčkou spojenou na jednom konci s lopatkou a na druhém s natáčecím prstencem a dochází ke skokovému, nebo plynulému natáčení. V současné době je tendence vyvinout i natáčivé lopatky rotoru, jež by mohly přinést vyšší účinnost v nevýpočtových režimech a zvýšit oblast stabilní práce kompresoru. Tato inovace ovšem naráží na konstrukční i pevnostní komplikace ([1], [3]).

### 3.3 Víceroťorové uspořádání

Jedná se o energeticky výhodné a účinné řešení, kde není nutné vytvářet žádné otvory do skříně pro ventil či čepy lopatek. Stlačení se rozdělí mezi dvě až tři části, tj. dva až tři kompresory, jež mají každá jiné otáčky, potřebné pro dosažení požadovaného stlačení. Se vzrůstajícím počtem rotorů se zvyšuje složitost z konstrukčního hlediska a náročnosti pro uložení rotorů – počet ložisek vzrůstá zhruba dvojnásobně. To způsobuje zvýšení nároků na mazání ložisek a jejich utěsnění. Vysokotlaké rotory jsou většinou regulované, zatímco nízkotlaké obvykle nemají žádnou regulaci otáček.

## 4. Statistický rozbor měřených dat regulace

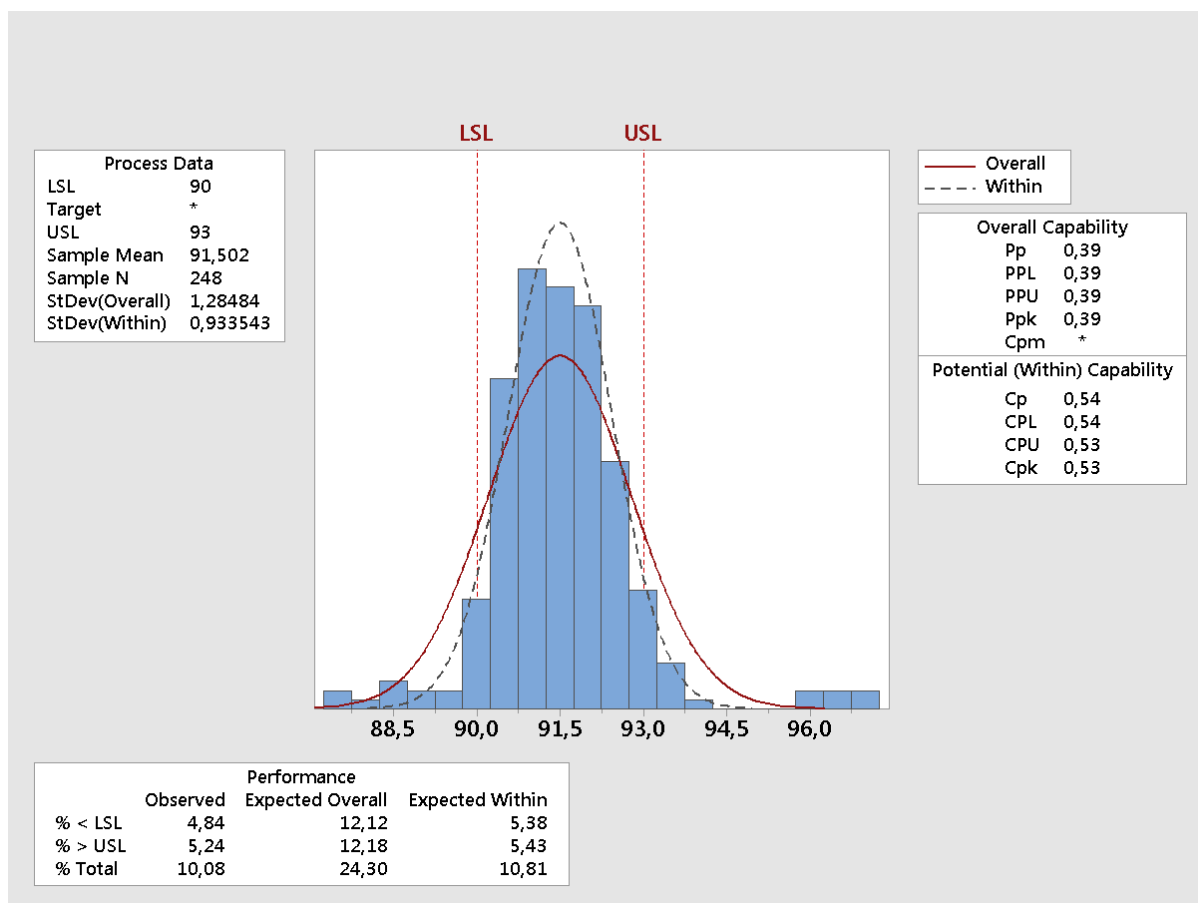
Pro vypracování praktické části bakalářské práce byla získána data ze zkoušek motorů řady Hxx z dynamometrických a vrtulových zkušeben od začátku roku 2014 až po polovinu roku 2017. Vznikl tak relevantní vzorek zahrnující poměrně velký objem dat.

Zkoumaná data zahrnují:

- Otáčky generátoru pro zavření ventilu odpouštění vzduchu [%]
- Záznam o výměně trysek
- Konečný stav trysek OVV [kPa]
- Číslo motoru
- Datum zkoušky

Hranice zavření ventilu odpouštění vzduchu jsou ze spodní 90 % otáček generátoru a z vrchu 93 % včetně. Tyto limity musí každý motor bezpodmínečně splňovat, aby se předešlo pumpování a poškození motoru za letu.

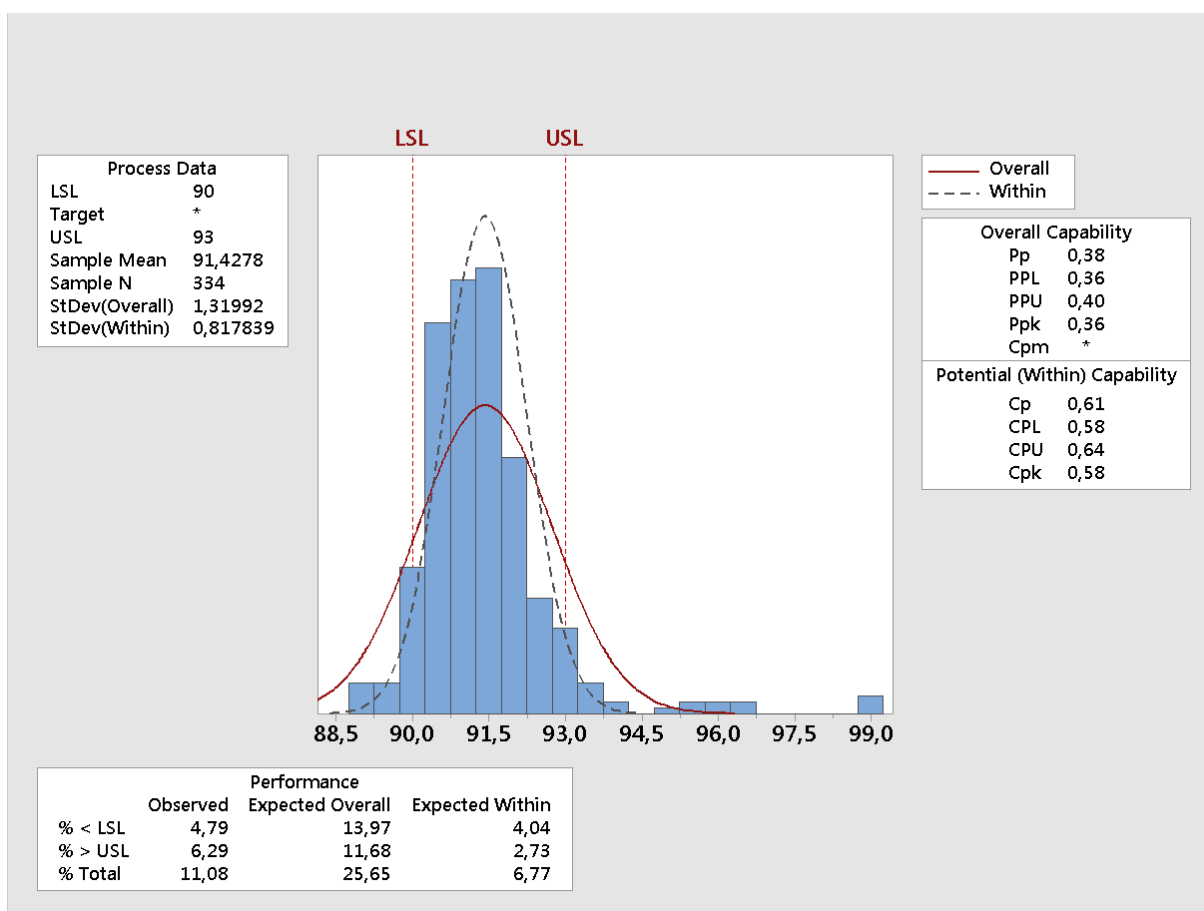
### 4.1 Analýza dat z dynamometrické zkušebny



Graf 1 Otáčky generátoru pro první zavření ventilu OVV – dynamometr

Ze zkoumaného vzorku 248 zkoušek motorů byla v 10,8 % – tedy zhruba ve 23 případech překročena limitní hranice daná předpisem. Pro tyto zkoušky bylo 4,84 % otáček generátoru pod a 5,24 % nad stanoveným limitem. Dle výpočtů programu se předpokládá, že se dlouhodobého hlediska bude množství překročení limitu zvyšovat až na 24,3 %, oběma směry zhruba ve stejném poměru.

## 4.2 Analýza dat z vrtulové zkušebny



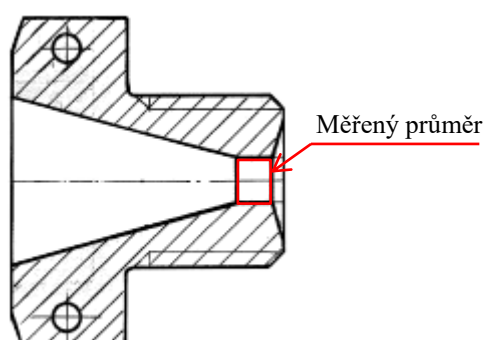
Graf 2 Otáčky generátoru pro první zavření ventilu OVV – vrtule

V případě vrtulové zkušebny se podařilo získat vzorek ze 334 zkoušek. Odpouštěcí ventil zavřelo brzy 4,79 % motorů a 6,29 % zavřelo ventil pozdě nebo vůbec, tedy překročilo horní hranici 93 % otáček generátoru, z čehož plyne, že 11,08 % zavření bylo neúspěšných. Dlouhodobě je tendence vzrůstu špatného zavření ventilu, a to 13,97:11,68 % překročení spodního vs. vrchního limitu.

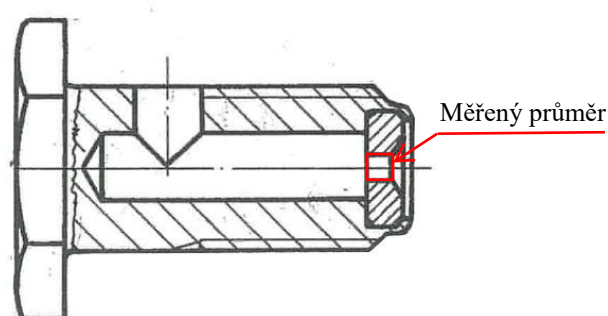
## 5. Rozměrová a technologická analýza trysek regulace

V této kapitole budou rozebrány vlastnosti trysek odpouštěcího ventilu používaných v GEAC na základě empirických poznatků a dat z měření. Pro správnou činnost ventilu je nutno použít sadu trysek (vstupní a výstupní) ve správném poměru daném funkčními rozměry, díky kterému vznikne požadovaný tlakový spád.

V současné době se v GEAC používají dva druhy trysek vstupních a až čtyři druhy trysek výstupních. Materiálem je nerezová ocel. Funkční rozměr vstupní trysky, jakožto rotačního dílu, je soustružen. Tryska vstupní je do šroubení, které slouží k připevnění do ventilu nalisována.



Obrázek 6 Tryska OVV výstupní ([7])



Obrázek 7 Sestava trysky OVV vstupní ([7])

V rámci hledání příčin nepřesného párování trysek odpouštěcího ventilu byly zkoumány a přeměřeny velikosti funkčních průměrů a kruhovitost, a to po deseti kusech od většiny druhů trysek vstupních i výstupních, u dvou druhů trysek výstupních nebylo díky nedostatku materiálu možné dosáhnout stejného vzorku, a tak u trysky A a C byla ověřena výrobní přesnost pouze šesti kusů. Výsledky měření jsou uvedeny v tab. 1 a 2. Rozměry, které jsou mimo toleranční pole o velikosti  $\pm 0,00$  a  $+ 0,25 \mu\text{m}$ , jsou zažluceny.<sup>1</sup>

| Pořadové číslo trysky | Odchylka od jmenovitého rozměru [mm] | Kruhovitost [mm] |
|-----------------------|--------------------------------------|------------------|
| 1                     | 0,08                                 | 0,04             |
| 2                     | 0,07                                 | 0,01             |
| 3                     | 0,08                                 | 0,01             |
| 4                     | 0,09                                 | 0,01             |
| 5                     | 0,08                                 | 0,01             |
| 6                     | 0,03                                 | 0,01             |

Tabulka 1 Naměřené hodnoty funkčních rozměrů a kruhovitostí výstupních trysek typu A

<sup>1</sup> Hodnota rozměru trysek uvedená v tabulce je změřená hodnota odečtená od předepsaného rozměru bez tolerance. Z důvodu duševního vlastnictví GEAC nejsou poskytnuty reálné rozměry a označení, ale pouze jejich koeficienty.



| Pořadové číslo trysky | Odchylka od jmenovitého rozměru [mm] | Kruhovitost [mm] |
|-----------------------|--------------------------------------|------------------|
| 1                     | 0,02                                 | 0,01             |
| 2                     | 0,04                                 | 0,00             |
| 3                     | 0,03                                 | 0,00             |
| 4                     | 0,04                                 | 0,00             |
| 5                     | 0,03                                 | 0,00             |
| 6                     | 0,04                                 | 0,01             |
| 7                     | 0,03                                 | 0,00             |
| 8                     | 0,03                                 | 0,00             |
| 9                     | 0,03                                 | 0,00             |
| 10                    | 0,02                                 | 0,01             |

Tabulka 2 Naměřené hodnoty funkčních rozměrů a kruhovitostí výstupních trysek typu B

| Pořadové číslo trysky | Odchylka od jmenovitého rozměru [mm] | Kruhovitost [mm] |
|-----------------------|--------------------------------------|------------------|
| 1                     | 0,02                                 | 0,00             |
| 2                     | 0,02                                 | 0,01             |
| 3                     | 0,02                                 | 0,01             |
| 4                     | 0,03                                 | 0,01             |
| 5                     | 0,02                                 | 0,01             |
| 6                     | 0,03                                 | 0,01             |

Tabulka 3 Naměřené hodnoty funkčních rozměrů a kruhovitostí výstupních trysek typu C

| Pořadové číslo trysky | Odchylka od jmenovitého rozměru [mm] | Kruhovitost [mm] |
|-----------------------|--------------------------------------|------------------|
| 1                     | 0,00                                 | 0,00             |
| 2                     | 0,02                                 | 0,00             |
| 3                     | 0,02                                 | 0,01             |
| 4                     | 0,01                                 | 0,01             |
| 5                     | 0,05                                 | 0,00             |
| 6                     | 0,02                                 | 0,01             |
| 7                     | 0,03                                 | 0,01             |
| 8                     | 0,04                                 | 0,01             |
| 9                     | 0,03                                 | 0,01             |
| 10                    | 0,04                                 | 0,00             |

Tabulka 4 Naměřené hodnoty funkčních rozměrů a kruhovitostí výstupních trysek typu D

| Pořadové číslo trysky | Odchylka od jmenovitého rozměru [mm] | Kruhovitost [mm] |
|-----------------------|--------------------------------------|------------------|
| 1                     | 0,03                                 | 0,04             |
| 2                     | 0,02                                 | 0,02             |
| 3                     | 0,03                                 | 0,01             |
| 4                     | 0,02                                 | 0,03             |
| 5                     | 0,03                                 | 0,05             |
| 6                     | 0,03                                 | 0,05             |
| 7                     | 0,03                                 | 0,04             |
| 8                     | 0,03                                 | 0,03             |
| 9                     | 0,02                                 | 0,01             |
| 10                    | 0,03                                 | 0,05             |

Tabulka 5 Naměřené hodnoty funkčních rozměrů a kruhovitostí vstupních trysek typu X

| Pořadové číslo trysky | Odchylka od jmenovitého rozměru [mm] | Kruhovitost [mm] |
|-----------------------|--------------------------------------|------------------|
| 1                     | 0,02                                 | 0,02             |
| 2                     | 0,01                                 | 0,03             |
| 3                     | 0,01                                 | 0,02             |
| 4                     | 0,03                                 | 0,04             |
| 5                     | 0,02                                 | 0,04             |
| 6                     | 0,02                                 | 0,05             |
| 7                     | 0,01                                 | 0,01             |
| 8                     | 0,03                                 | 0,05             |
| 9                     | 0,03                                 | 0,03             |
| 10                    | 0,03                                 | 0,03             |

Tabulka 6 Naměřené hodnoty funkčních rozměrů a kruhovitostí vstupních trysek typu Y

Z měření vyplývají následující poznatky:

| Typ trysek | V toleranci [-] | Přesnost výroby [%] |
|------------|-----------------|---------------------|
| A          | 0/6             | 0,0                 |
| B          | 2/10            | 20,0                |
| C          | 4/6             | 66,7                |
| D          | 5/10            | 50,0                |
| X          | 3/10            | 30,0                |
| Y          | 6/10            | 60,0                |

Tabulka 7 Úspěšnost výroby

Pokud by byl zvolený vzorek brán jako dostatečně velký, z celkového množství 52 kusů bylo pouze 20 vyrobeno v mezích tolerance. Nejhorších výsledků dosahuje vzorek A se svou nulou procentní úspěšností. Přestože naměřené velikosti ostatních vzorků byly

příznivější, většinou se pohybovaly na horní hranici povolených hodnot. Kruhovitost, s požadavky na přesnost třídy K – tedy 0,2 mm, se měřila na souřadnicovém stroji a v dalším měření neprojevila jako faktor, který by tlakový spád ovlivňoval, proto není potřeba se jí dále zaobírat.

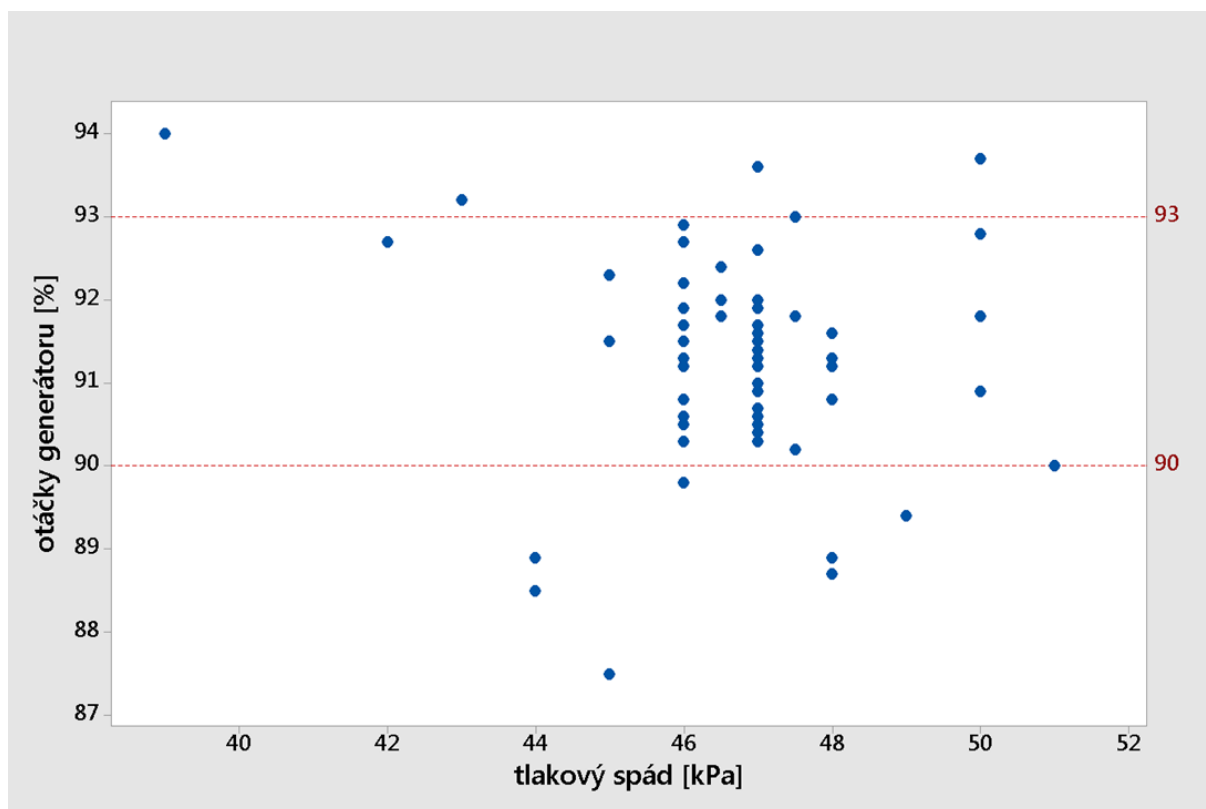
Pro správné nastavení systému párování trysek je třeba zajistit výrobní přesnost každého jednoho kusu. Je třeba ověřit přesnost chodu strojů, nabroušení nástrojů, popř. změnit stroj, na kterém jsou vyráběny za přesnější – např. za CNC soustružnické centrum, a to pro veškeré operace obrábění. Další možnost, jak výrobu zpřesnit, by mohlo být zmenšení tolerančního pole již u operace hrubování. Pokud není výrobní přesnost zajištěna a mechanik se nemůže spolehnout na hodnotu udanou na trysce, bylo by vhodné funkční průměr každého kusu před použitím přeměřit. Toto řešení je však z dlouhodobého hlediska neefektivní a ekonomicky nevýhodné.

## 6. Tvorba modelu pro predikci výkonnosti vzduchového systému

Model, který by měl zajistit zavírání ventilu odpouštění vzduchu v daném rozmezí, je založen na vytvoření páru vstupní a výstupní trysky tak, aby vznikl správný tlakový spád a ventil se zavřel za požadovaných otáček generátoru. Proto bylo potřeba zjistit, v jaké závislosti je zavírání ventilu, resp. otáčky generátoru, na tlaku ventilu vzniklým mezi vstupní a výstupní tryskou. Grafy 3, 4, 5 byly vytvořeny programem Minitab. Grafy 6, 7 byly vygenerovány Matlabem a jelikož bylo pro jednu kombinaci průměrů trysek naměřeno více hodnot, byly tyto hodnoty pro použití v grafech zprůměrovány.

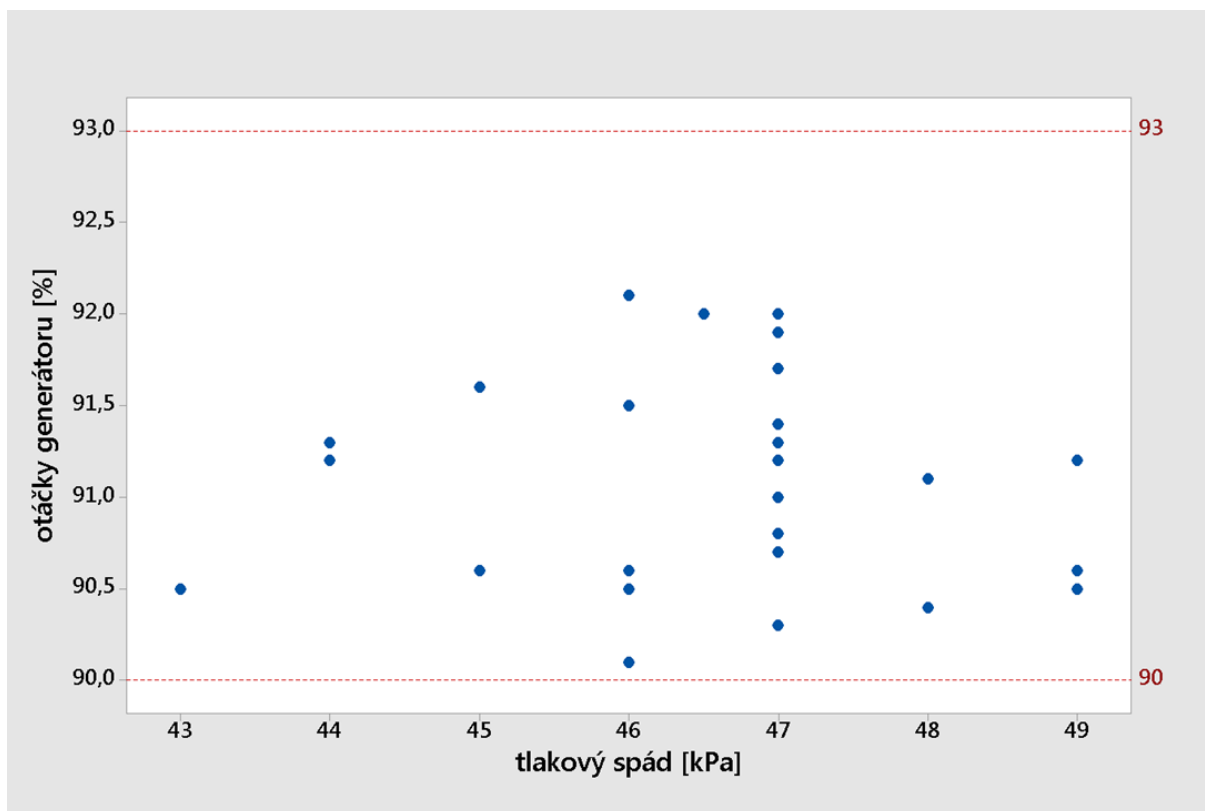
### 6.1 Vyhodnocení správného tlakového spádu

Pro případ dynamometrické zkušebny, kde bylo od počátku roku 2014 do poloviny roku 2017 provedeno celkově 246 zkoušek motorů, bylo pouze u méně než poloviny z nich možné zjistit, jaká kombinace trysek byla pro daný motor použita.



Graf 3 Závislost otáček generátoru na tlakovém spádu – dynamometrická zkušebna

Z grafu 3 je patrné, že na dynamometrické zkušebně ventil ze sto sedmi zkoušek čtyřikrát zavřel pozdě a sedmkrát brzo, tedy pod hranicí 90 % otáček generátoru. Na první pohled je jasné, že většina úspěšných uzavření ventilu byla dosažena při použití kombinace trysek dávajících tlakový spád v intervalu  $\leq 46; 50 >$  kPa. Pro tlakový spád 46 kPa a 47 kPa byl u každé varianty jeden vzorek mimo požadované hranice, což v tomto konkrétním případě znamená 4,7 % chybu pro 46 kPa trysky a 2,0 % chybu pro trysky dávající tlak 47 kPa.



Graf 4 Závislost otáček generátoru na tlakovém spádu – vrtulová zkušebna

Z vrtulové zkušebny byla získána data o tlakovém spádu použitých trysek pouze u dvaceti šesti případů. Všechny zkoušky obsahující zmínku o použitých tryskách byly z hlediska zavírání ventilu úspěšné. Při použití těchto párů v rozmezí od 43 do 49 kPa se otáčky generátoru pohybovaly ve spodních dvou třetinách škály.

## 6.2 Ideální páry trysek

Za použití programu MS Excel byla data z měření konkrétních trysek (viz. kapitola č. 3) zanesena do povrchového grafu. Hledané páry, které by měly zajistit správnou funkci ventilu odpuštění vzduchu, jsou pod modrou barvou v rozmezí 40 až 50 kPa.

Dle grafu č. 6 se dá předpokládat, že se jedná o výstupní trysky se jmenovitými průměry od 2,32 mm po 2,43 mm v kombinaci s tryskami vstupními o průměrech 1,41 mm až 1,43 mm. V případě potřeby dosažitelnosti většího tlakového spádu pohybující se na horní hranici testovaných vzorků s kladným výsledkem je možné použít kombinaci výstupních trysek průměrů 2,43-2,47 mm a průměru 1,47 mm trysky vstupní.<sup>2</sup>

Pro zjednodušení orientace je zvolen koeficient  $k$ , který je podílem průměru trysky vstupní a funkčního průměru výstupní.

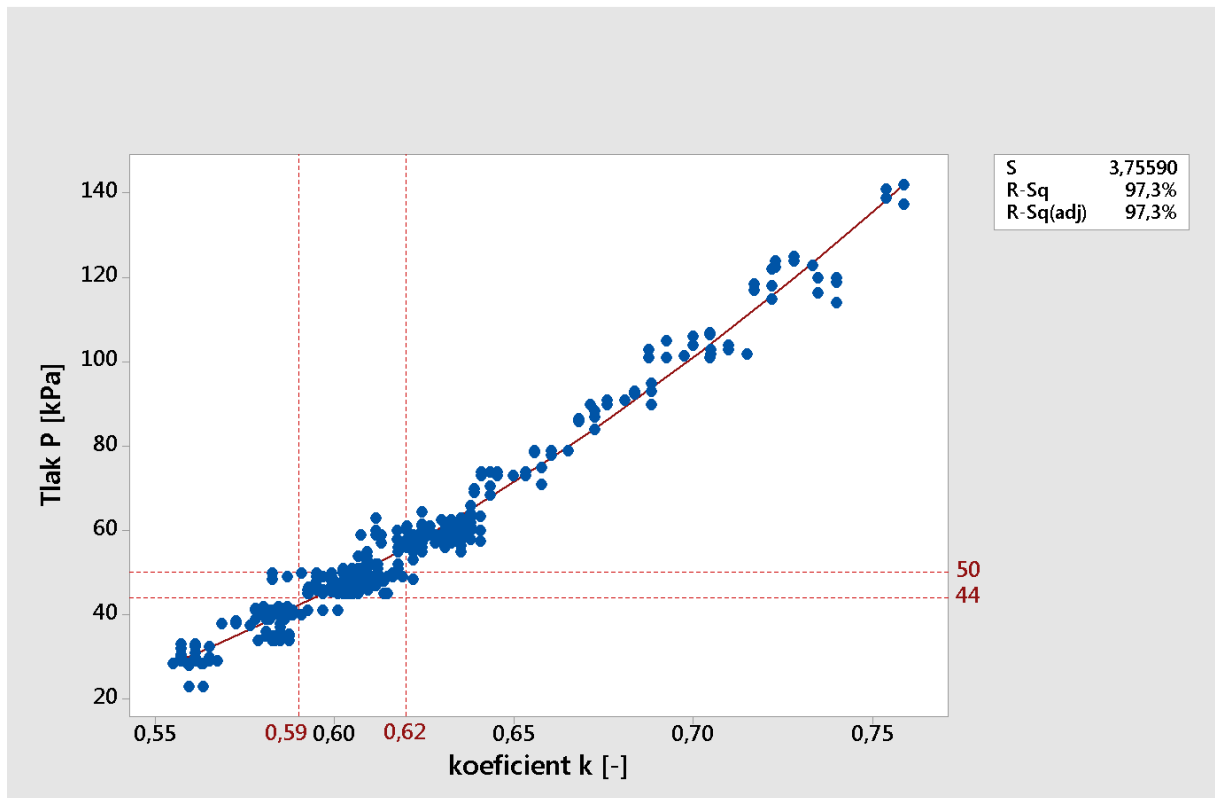
$$k = \frac{\varnothing \text{ vstupní trysky}}{\varnothing \text{ vstupní trysky}} [-] \quad (1)$$

<sup>2</sup> Rozmezí hodnot průměrů trysek namísto přesného typového označení jsou uvedena záměrně z důvodu dodržení interních pravidel GEAC.

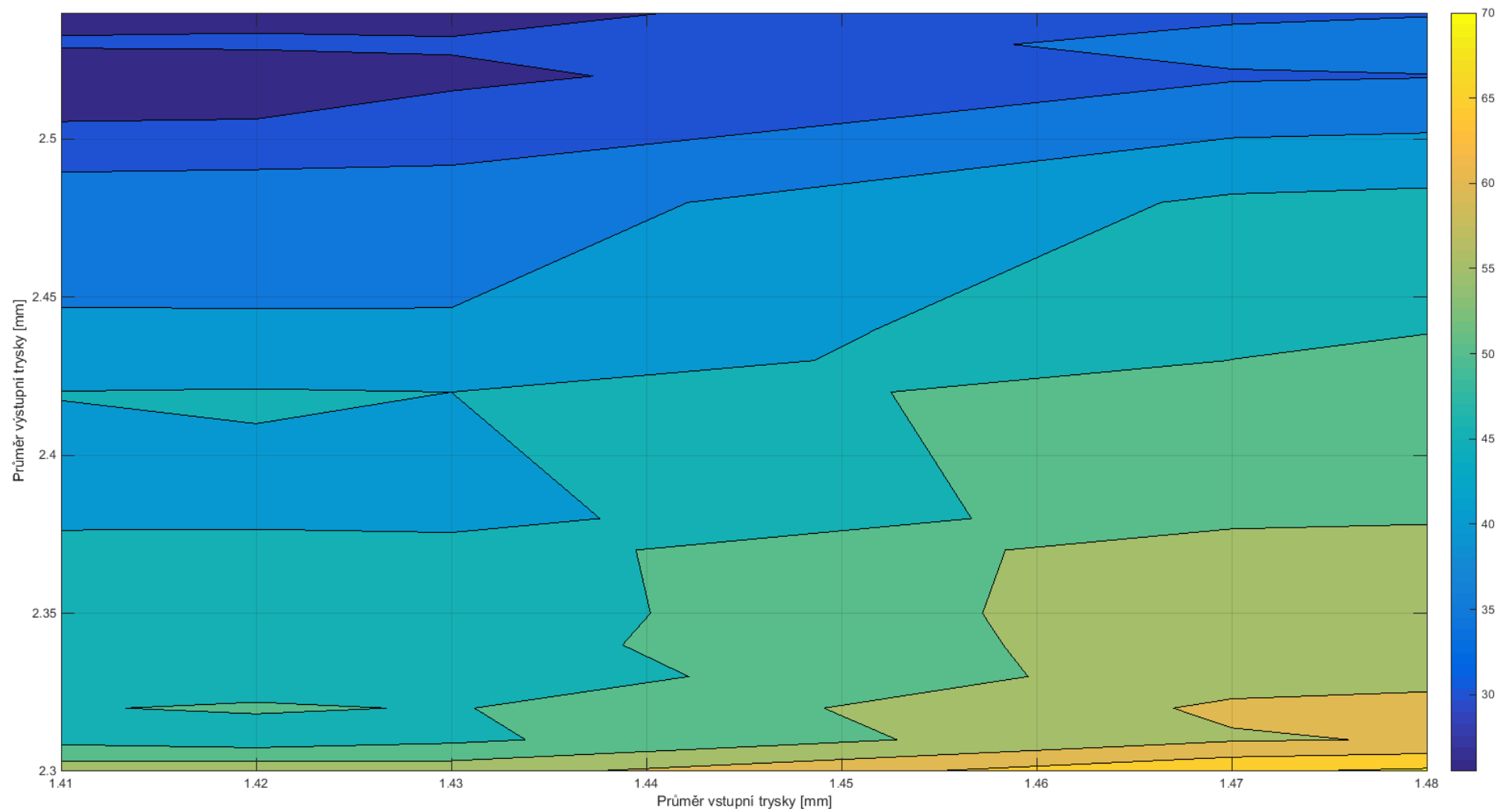
Po vložení závislosti získaného tlakového spádu na vypočteném koeficientu  $k$  lze usoudit, že pro získání tlaku  $P$  v rozmezí 44 až 50 kPa, je podle grafu č. 5 ideální hodnota koeficientu  $k$  v intervalu  $\leq 0,59; 0,62 \geq$ .

Rovnice pro určení tlaku je:

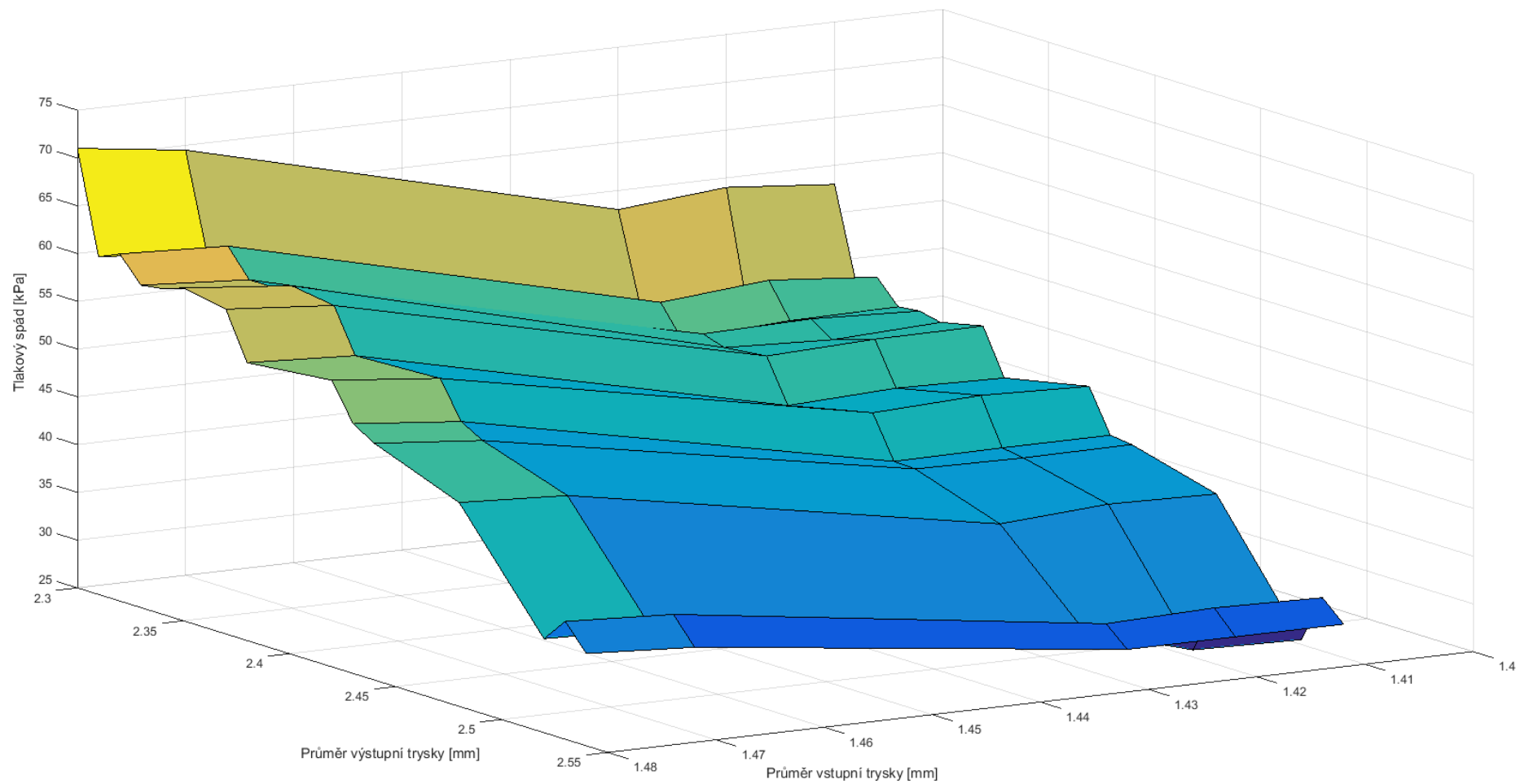
$$P = 124,9 - 708,7 k + 963,7 k^2 \text{ [kPa]} \quad (2)$$



Graf 5 Určení tlakového spádu podle koeficientu  $k$



Graf 6 Závislost tlakového spádu na průměru trysek – vrstevnicově



Graf 7 Závislost tlakového spádu na průměru trysek



## Závěr

Cílem práce bylo nastavit proces správného párování trysek ventilu odpouštění vzduchu. Teoretická část se zabývá problematikou kompresorů leteckých motorů, zatímco v rámci praktické části práce byla provedena rozsáhlá měření zahrnující kombinace různých velikostí funkčních průměrů vstupní i výstupní trysky, na nichž vznikl model, který by měl předvídat vhodnost použití. Zpracování práce bylo obtížnější z důvodu nedostatečně vyplněných protokolů zkoušek, ze kterých byla většina dat čerpána, a malého množství skladových zásob trysek potřebných pro měření.

Po přeměření funkčních průměrů vybraného vzorku trysek byla zjištěna velká nepřesnost výroby, z čehož vyplynulo, že se bez kontroly průměru trysek nelze spoléhat na to, jaký tlakový spád bude udávat jakákoliv kombinace stejného typu trysky výstupní s jakoukoliv tryskou vstupní, taktéž jednoho druhu. V podstatě nelze věřit tomu, že například kombinace trysek A a X zajistí tlakový spád 45 kPa. Z tohoto důvodu je nutné zlepšení procesu výroby – přehodnocení a kontrola přesnosti použitého výrobního stroje a postupu.

Pro požadovanou hranice otáček generátoru při zavření ventilu dané předpisem bylo určeno rozmezí tlakového spádu. V grafu závislost tlakového spádu na otáčkách generátoru se vyskytuje malé množství bodů (zkoušek), které jsou mimo požadované hranice, přestože několik dalších párů trysek stejného tlakového spádu bylo v limitu. Tato chyba může být zapříčiněna působením ostatních vlivů, jako jsou například hlnost, průtok vzduchu, stlačení a další, které jsou specifické pro každý kompresor. Zkoumání ostatních vlivů však přesahuje rozsah bakalářské práce a ponechává prostor pro další výzkum.

# Bibliografie

- [1] ADAMEC, Josef a Jindřich KOCÁB. *Letadlové motory*. Praha: Corona spol. s. r. o., 2008, s. 87-98.
- [2] KMOCH, Petr. *Teorie leteckých motorů*. Brno: VA Brno, 2002.
- [3] LINHART, Zdeněk a Ján KAMENICKÝ. *Konstrukce leteckých motorů I*. Praha: Ediční středisko ČVUT, 1983, s. 48-136.
- [4] STL finder. *Radial compressor UFD Mk.2* [online]. b.r. [cit. 2017]. Dostupné z: <https://www.stlfinder.com/model/radial-compressor-ufd-mk2/4046264>
- [5] SweetHaven publishing services. *Fundamentals of Aircraft Gas Turbine Engines* [online]. b.r. [cit. 2017]. Dostupné z: <http://www.waybuilder.net/free-ed/Resources/Trades/aero/AvEngines01/lessonMain.asp?iNum=0219>
- [6] Wikipedia. *Compressor case from turbofan* [online]. 2013 [cit. 2017]. Dostupné z: [https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Compressor\\_case\\_from\\_turbofan.jpg](https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Compressor_case_from_turbofan.jpg)
- [7] *Interní dokumentace GEAC*. 2013.