



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

CFD SIMULACE PROUDĚNÍ ROZVÁDĚCÍM
MECHANIZMEM TURBODMYCHADLA
CFD SIMULATION OF TURBOCHARGER REGULATING MECHANISM

DIPLOMOVÁ PRÁCE
DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. ADAM DRDLA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. DAVID SVÍDA

BRNO 2010

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Akademický rok: 2009/2010

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Adam Drdla

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním program**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

CFD simulace proudění rozváděcím mechanismem turbodmychadla

v anglickém jazyce:

CFD Simulation of Turbocharger Regulating Mechanism

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

S využitím počítačové simulace sestavte výpočtový model proudění v rozváděcím VNT mechanismu daného turbodmychadla (je vhodné uvést některé základní parametry turbodmychadla) a určete síly na lopatky rozváděcího mechanismu při zadaném pracovním režimu.

Cíle diplomové práce:

1. Proveďte rešerši současného stavu konstrukce turbodmychadel spalovacích motorů se zaměřením na způsoby jejich regulace a konstrukční provedení regulačních mechanismů.
2. S pomocí zadaných podkladů sestavte výpočtový model proudění výfukových plynů regulačním VNT mechanismem turbodmychadla.
3. Proveďte simulaci proudění pro zadaný režim práce turbodmychadla a určete silové zatížení jeho statorových lopatek. Proveďte analýzu s použitím dvou různých výpočtových sítí.
4. Zhodnoťte získané výsledky a vyslovte se k možnostem jejich dalšího zpřesnění.

Seznam odborné literatury:

- [1] Hofmann, Karel. Turbodmychadla, vozidlové turbíny a ventilátory. :Přepřehování spalovacích motorů. / 2. vyd. Brno : VUT Brno, 1985. 134 s.
- [2] Anderson, J.D. Fundamentals of Aerodynamics / 1 ed. New York : McGraw-Hill Book Company, 1984. 563 s.

Vedoucí diplomové práce: Ing. David Svída

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2009/2010.

V Brně, dne 19.11.2009

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Abstrakt

Cílem této diplomové práce je zpracovat rešerži na téma regulace turbodmychadel a za pomoci CFD simulace analyzovat silové zatížení lopatek VNT mechanismu turbodmychadla Garrett při uvažování dvou totožných modelů s rozdílnou hustotou výpočetní sítě. Úvod se zabývá významem přeplňování u vozidlových motorů a druhy plnicích agregátů.

Vlastní text práce se skládá ze dvou částí. V první části je zpracována rešerše, kde je popsán základní princip přeplňování, konstrukce turbodmychadla a možnosti regulace plnicího vzduchu. Praktická část diplomové práce řeší silové zatížení VNT mechanismu, kdy bylo zapotřebí optimalizovat 3D model turbodmychadla Garrett, vytvořit dvě výpočetní sítě s různou velikostí elementů, zadat okrajové podmínky výpočtu a analyzovat získané výsledky obou případů.

Závěr obsahuje celkový popis problematiky řešené v této diplomové práci, porovnání výsledků silového zatížení lopatek VNT mechanismu a navrnutí zjednodušení a ověření celého CFD výpočtu.

Abstract

The aim of this thesis is to provide research into turbocharger regulation, and analyze the force load of vanes in the VNT mechanism of Garrett turbocharger by CFD simulation. In the thesis there is one model with two different mesh densities. It describes the relevance of supercharging vehicle engines and the kinds of supercharging aggregates in the introduction.

Then, the thesis is divided into two chapters. The first chapter provides research, describing primary principle of supercharging, turbocharger construction and kinds of air regulation. The practical part of the thesis solves the force load of VNT mechanisms. It was necessary to optimize the 3D Garrett turbocharger model, create two meshes with different element densities, specify boundary conditions and analyse the results of both cases.

A general description of solved problems, comparison of results of force load vanes and propose simplifying and verifying the CFD calculation are included in the conclusion.

Klíčová slova

Turbodmychadlo, CFD simulace, VNT mechanismus, turbína, lopatka.

Key words

Turbocharger, CFD simulation, VNT mechanism, turbine, vane.

Bibliografická citace VŠKP dle ČSN ISO 690

DRDLA, A. *CFD simulace proudění rozváděcím mechanismem turbodmychadla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství. Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 2010. 72 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že tato diplomová práce byla zhotovena pouze mojí osobou bez cizí pomoci. Potřebné informace jsem zpracoval pouze z osobních znalostí, z literatury uvedené v seznamu a z odborných konzultací.

V Brně dne:

Podpis:

Poděkování

Děkuji Ing. Janu Vančurovi a vedoucímu diplomové práce Ing. Davidu Svídovi, za odbornou pomoc a cenné rady při řešení a zpracovávání této diplomové práce.

V Brně dne:

Obsah

0	Úvod.....	11
1	Princip přeplňování	13
2	Funkce turbodmychadla	15
2.1	Základní parametry turbodmychadla.....	16
2.2	Analýza dmychadlové části	19
2.3	Analýza turbínové části	20
3	Regulace plnicího tlaku turbodmychadel vozidlových motorů	21
3.1	Základní charakteristika kompresoru	21
3.2	Akceleraceschopnost přeplňovaného motoru	22
3.3	Princip regulace turbodmychadla	22
3.4	Systém Wastegate.....	23
3.5	Systémy změny geometrie rozváděcího ústrojí turbíny	26
3.5.1	VGT a VNT mechanismy.....	26
3.5.2	Mechanismus zajišťující změnu šířky statoru	27
3.5.3	Mechanismus s natáčecí klapkou	28
3.6	Regulace turbodmychadla pomocným elektrickým pohonem	28
3.7	Regulované dvoustupňové turbopřeplňování	30
4	Analýza silového zatížení VNT mechanismu turbodmychadla.....	33
4.1	Úprava 3D modelu.....	33
4.2	Vytvoření výpočetních sítí.....	37
4.2.1	Volba velikosti elementů sítě.....	37
4.2.2	Volba typu sítě	38
4.2.3	Změna hustoty sítě	39
4.2.4	Spojení sítí	41
4.2.5	Vytvoření prizmat	42
4.2.6	Optimalizace kvality sítě	45
4.3	Zadání okrajových podmínek	46
4.3.1	Nastavení domén	47
4.3.2	Volba Interface ploch	49
4.3.3	Nastavení okrajových podmínek na mezní plochy modelu.....	51
4.3.4	Nastavení hmotnostního toku a momentů na lopatky statoru.....	54

4.4	Analýza výsledků řešených případů.....	56
4.4.1	Porovnání vypočtených a reálných hmotnostních průtoků	56
4.4.2	Analýza silového zatížení lopatek VNT mechanismu	56
5	Závěr	67
	Seznam použitých zdrojů	69
	Seznam použitých zkratek a symbolů	71

0 Úvod

Jednou z nejlepších možností, jak získat větší výkon motoru, je zvýšit množství vzduchu a paliva, které se může spálit ve spalovacím prostoru. Můžeme toho docílit několika způsoby. Buď zvýšením počtu nebo objemu válců či zvětšením rychloběžnosti u atmosférického motoru. Tyto změny ovšem nemusí být vždy realizovatelné. Proto se v současné době v automobilním odvětví čím dál více rozvíjejí přeplňované motory, což je mnohem jednodušší a kompaktnější cesta ke zvýšení výkonu motoru. Přeplňují se hlavně čtyřdobé motory, a to jak zážehové, tak vznětové, pomocí kompresorů nebo turbodmychadel, díky nimž vzroste výkon bez potřebného rozšíření spektra otáček a hmotnosti motoru. To je velice výhodné, na druhou stranu se zde ale potýkáme s problémy zasahujícími do konstrukce, chlazení či zatěžování ať už turbodmychadel nebo kompresorů [1].

Největším rozdílem mezi kompresorem a turbodmychadlem je, že kompresor je poháněn mechanicky od klikové hřídele buď ozubenými koly, řemenem nebo řetězem, zatímco turbodmychadlo je přišroubováno k výfukovému potrubí a pohání jej výfukové plyny proudící ze spalovacího prostoru, čímž na rozdíl od kompresoru neodebírá při svém pohonu část výkonu motoru.

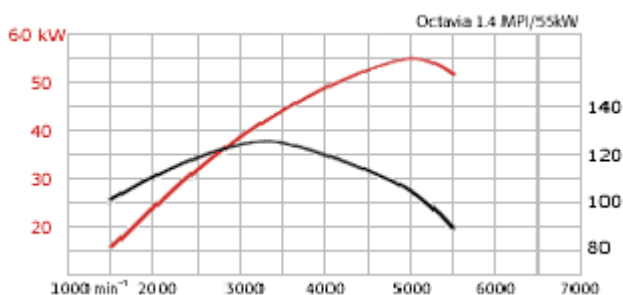
Existuje široká škála využití kompresorů a turbodmychadel v pohonných jednotkách jednotlivých výrobců motorových vozidel. Nejběžněji bývá použit buď jeden kompresor (Mercedes-Benz, Jaguar) nebo turbodmychadlo (VW TDI). U výkonnějších verzí je možno uplatnit také spojení dvou turbodmychadel, např. Audi A6 2,7 Biturbo, Opel Vectra 1.9 CDTI Twin Turbo. V současnosti je novinkou systém TSI společnosti VW, kde se využívá jak účinek kompresoru, tak turbodmychadla [3].

1 Princip přeplňování

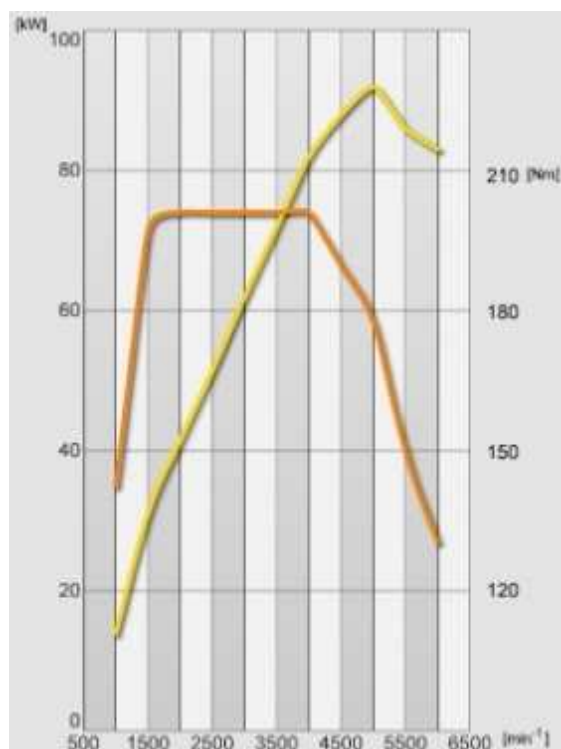
Hlavním požadavkem na zvýšení efektivního výkonu P_e přeplňovaných vozidlových motorů je nárůst středního efektivního tlaku p_e na píst motoru, jak udává vztah (1).

$$P_e = i \cdot V_H \cdot p_e \cdot \frac{n}{\tau} \quad (1)$$

kde: P_e [W] efektivní výkon motoru
 p_e [Pa] střední efektivní tlak
 i [-] počet válců
 n [ot/min] otáčky motoru
 V_H [m³] zdvihový objem válce motoru
 τ [-] taktnost motoru, pro dvoudobý $\tau = 1$, čtyřdobý $\tau = 2$



Obr. 1 Škoda Octavia 1,4 MPI 55 kW. [4]



Obr. 2 Škoda Octavia 1,4 TSI 90 kW. [5]

Na obr. 1 a 2 je názorný rozdíl mezi atmosférickou a přeplňovanou verzí Škody Octavia o stejném obsahu 1400 cm³. Na první pohled je znatelný nárůst P_e (90 kW při 5000 ot/min oproti 55 kW) a M_t (200 N/m při 1500- 4000 ot/min vůči 126 N/m 3800 ot/min) u přeplňovaného motoru.

Hlavní podmínkou pro zvýšení středního efektivního tlaku p_e působícího na dno pístu ve spalovacím prostoru je dodání většího množství plnicího vzduchu do válce motoru, čímž dojde ke spálení většího množství směsi a motor využije více energie ve svůj prospěch.

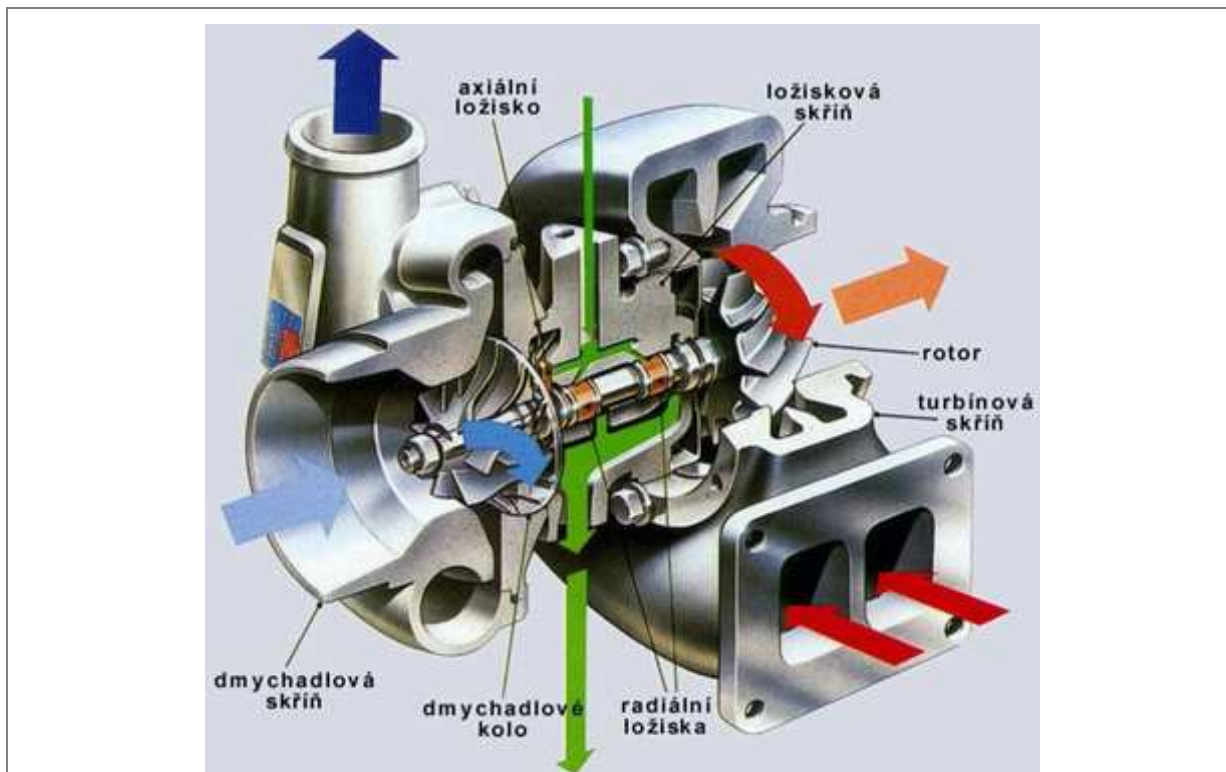
$$P_e = \frac{H_u}{\sigma_t \cdot \lambda_z} \cdot \rho_{pl} \cdot \eta_d \cdot \eta_i \cdot \eta_m \quad (2)$$

kde:	η_m [-]	mechanická účinnost spalovacího motoru
	η_i [-]	indikovaná účinnost spalovacího motoru
	η_d [-]	dopravní účinnost spalovacího motoru
	ρ_{pl} [kg.m ⁻³]	hustota plnicího vzduchu
	σ_t [-]	teoretický směšovací poměr směsi ve válci
	λ_z [-]	spalovací součinitel přebytku vzduchu
	H_u [J.Kg ⁻¹]	výhřevnost paliva

Jak lze vyčíst ze vztahu (2), největší vliv na velikost p_e a tím i na množství dodávaného plnicího vzduchu mají parametry ρ_{pl} , η_d , η_i , η_m , λ_z . Poměr H_u/σ_t je konstantní, a proto neovlivňuje hodnotu p_e . U přeplňovaných motorů jsou tyto závislé hodnoty nejvíce ovlivňovány velikostí plnicího tlaku p_{pl} a teplotou plnicího vzduchu T_{pl} . Zvýšením p_{pl} turbodmychadlem nebo kompresorem a snížením T_{pl} chladičem vzduchu dojde k změně těchto parametrů tak, že se ve výsledku zvýší p_e [1].

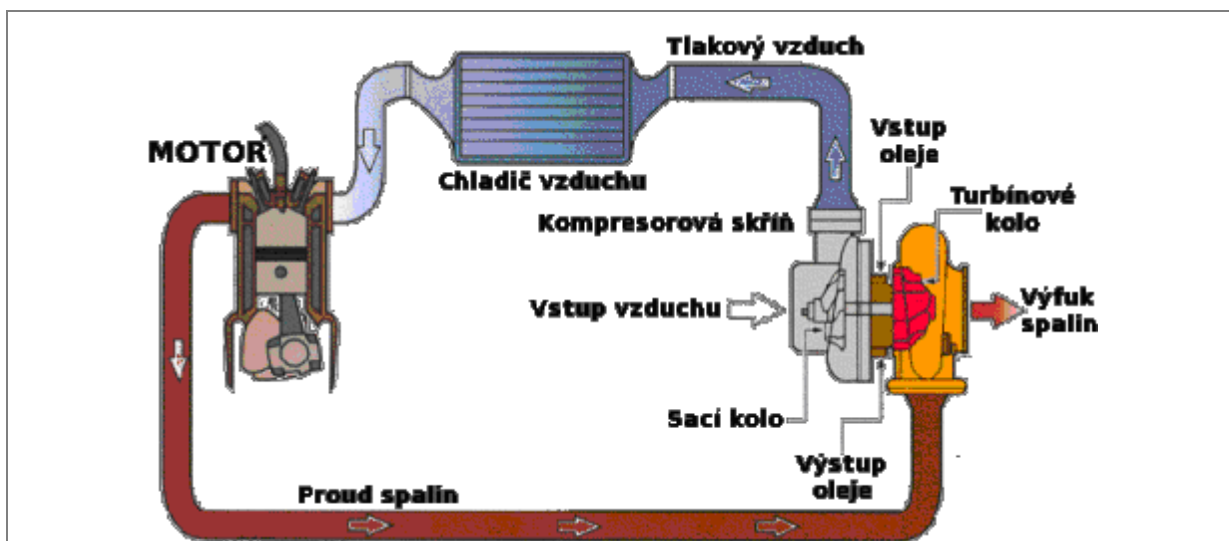
2 Funkce turbodmychadla

Turbodmychadlo, viz obr. 3, je složeno ze tří primárních částí, dmychadlové, turbínové a ložiskové. Dmychadlové a turbínové části obsahují rotující kola, která jsou uložena ve skříních s kanály sloužícími k průtoku vzduchu, resp. výfukových plynů. Ložisková část se skládá ze skříně, spojovací hřídele a ložisek.

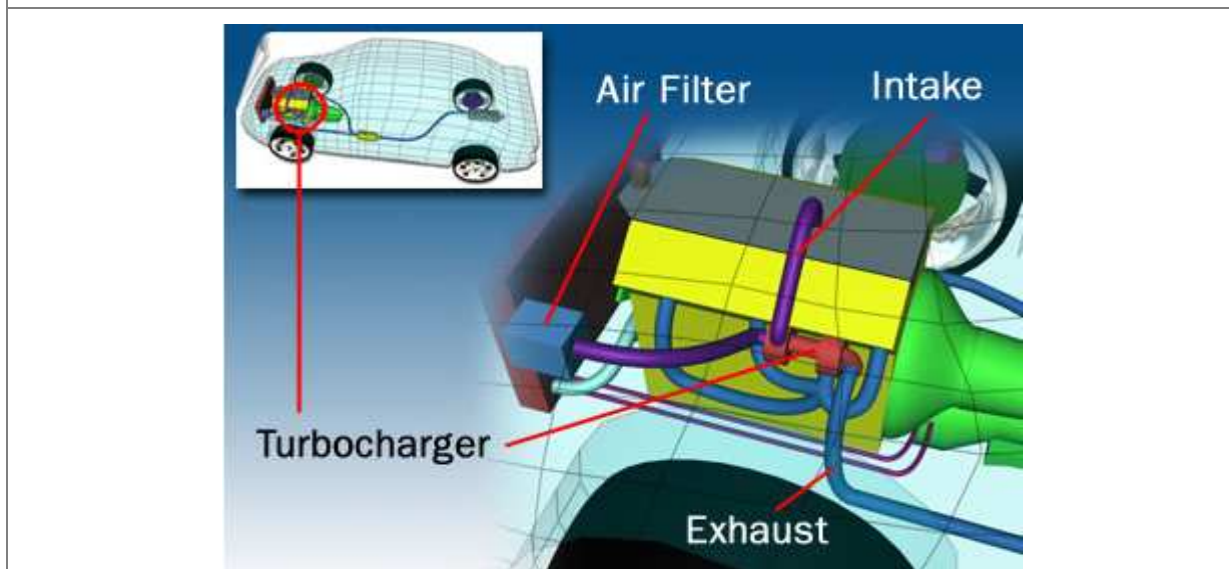


Obr. 3 Schéma konstrukce turbodmychadla. [6]

U vozidlových motorů se používají nejčastěji turbodmychadla s jednostupňovým radiálním kompresorem (dmychadlem) a turbínou. Rotační součásti jsou schopny vyvinout otáčky až nad 150 000 ot/min, což je asi 30krát rychleji než rychloběžnost atmosférických spalovacích motorů. Z tohoto důvodu bývá spojovací hřídel uložena na kluzných ložiskách, protože by obyčejná valivá ložiska takovou rychlostní zátěží nevydržela a došlo by k jejich zhavarování. Z kluzných ložisek se nejčastěji používají fluidní ložiska, která využívají oleje čerpaného na funkční plochy spojovací hřídele. Olej je dodáván kanálky ložiskové skříně z mazací soustavy spalovacího motoru a vedle mazací funkce, kdy dochází k snížení tření, slouží i k chlazení hřídele. Materiál ložiskové skříně je většinou šedá litina a u současných turbodmychadel se chladí vodou [7].



Obr. 4 Popis funkce turbodmychadla při spalování. [8]

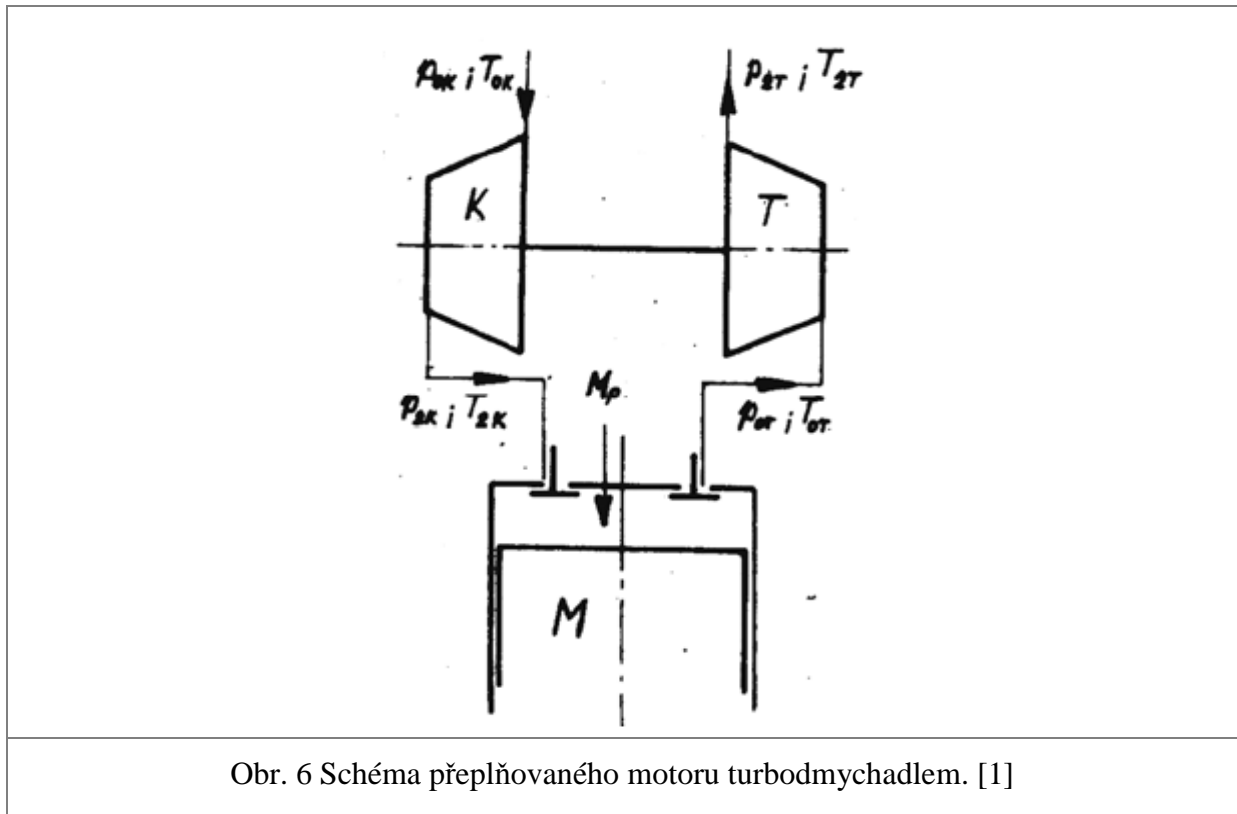


Obr. 5 Umístění turbodmychadla v motoru. [7]

Na obr. 4 a 5 je umístění turbodmychadla a jeho popis funkce při spalování. Nasávaný vzduch proudí přes vzduchový filtr do dmychadlové části. Zde rotačním pohybem dmychadlového kola dojde k jeho urychlení a posléze stlačení. Vlivem stlačení se zvýší tlak a teplota nasávaného vzduchu, proto se většinou musí ochladit po výstupu z dmychadla v chladiči. Poté vstupuje do spalovacího prostoru, kde po promíslení s palivem dojde ke spálení směsi. Vzniklé spaliny proudí do výfukového potrubí a vstupují na oběžné kolo turbíny, kterou svou energií roztočí. Turbína tento točivý moment přenáší přes společnou hřídel na dmychadlové kolo, čímž dojde k jeho pohonu.

2.1 Základní parametry turbodmychadla

Hlavními parametry jsou výkon kompresoru P_K a turbíny P_T , stlačení Γ_K a průtok plicního vzduchu kompresorem turbodmychadla m_K [1].



Obr. 6 Schéma přeplňovaného motoru turbodmychadlem. [1]

Na obr. 6 je schématicky vyznačeno spojení turbodmychadla (K- kompresor, T- turbína) a motoru (M). Jsou zde ukázány změny tlaku a teploty vzduchu po průchodu kompresorem z P_{0K} na P_{7K} a z T_{0K} na T_{7K} . M_p znázorňuje hmotnostní spotřebu paliva vstříkovaného do spalovacího prostoru. Dále dochází ke změně tlaku a teploty po průchodu výfukových plynů turbínou z P_{0T} na P_{2T} a z T_{0T} na T_{2T} .

$$\Gamma_K = \frac{P_{7K}}{P_{0K}} \quad (3)$$

$$\Gamma_K = \sqrt[n]{\frac{T_{7K}}{T_{0K}}} \quad (4)$$

- kde: Γ_K [-] stlačení plnicího vzduchu kompresoru
 p_{0K} [Pa] tlak plnicího vzduchu na vstupu do kompresoru turbodmychadla
 p_{7K} [Pa] tlak plnicího vzduchu na výstupu z kompresoru turbodmychadla
 T_{0K} [K] teplota plnicího vzduchu na vstupu do kompresoru
 T_{7K} [K] teplota plnicího vzduchu na výstupu z kompresoru
 n [-] exponent polytropy plnicího vzduchu

Dle vztahů (3) a (4) je Γ_K vyjádřeno buď poměrem p_{7K}/p_{0K} nebo teplotami T_{7K} a T_{0K} .

$$p_{7K} = p_{pl} \quad (5)$$

$$T_{7K} = T_{pl} \quad (6)$$

kde: p_{pl} [Pa] plnicí tlak vzduchu
 T_{pl} [K] teplota plnicího vzduchu

Z rovnic (5) a (6) vyplývá, že tlak p_{7K} a teplota T_{7K} jsou výslednými plnicími hodnotami, které hrají hlavní roli při dosahování požadovaného p_e . Tlak p_{7K} bývá kvůli velké výstupní teplotě T_{7K} snížen v chladiči vzduchu, který je umístěn v sacím potrubí za kompresorem turbodmyhadla.

$$\rho_{pl} = \frac{p_{pl}}{r \cdot T_{pl}} = \frac{p_{7K}}{r \cdot T_{7K}} = \frac{p_{0K}}{r \cdot T_{0K}} \cdot \Gamma_K^{\frac{1}{n}} \quad (7)$$

kde: r [J.kg⁻¹.K⁻¹] měrná plynová konstanta pro plnicí vzduch

Vztah (7) popisuje, že střední efektivní tlak p_e , který určuje rovnice (2) z kapitoly 1, je ovlivněn hodnotami p_{7K} a T_{7K} nejvíce skrze hustotu plnicího vzduchu ρ_{pl} . Je tedy zřejmé, že čím více se bude zvyšovat p_{7K} stlačením kompresoru Γ_K a čím bude T_{7K} menší, tím je možné dosáhnout vyšších hodnot p_e .

$$\dot{m}_K = \dot{M}_P \cdot \sigma = \dot{M}_P \cdot \lambda \cdot \sigma_t \quad (8)$$

kde: \dot{m}_K [kg.s⁻¹] průtok plnicího vzduchu kompresorem
 \dot{M}_P [kg.s⁻¹] hmotnostní spotřeba paliva
 σ [-] skutečný směšovací poměr
 σ_t [-] teoretický směšovací poměr
 λ [-] součinitel přebytku vzduchu

Průtok plnicího vzduchu \dot{m}_K radiálním kompresorem, viz vztah (8), vyjadřuje celkové množství plnicího vzduchu v kilogramech dodávaného kompresorem turbodmyhadla do spalovacího prostoru za časovou jednotku.

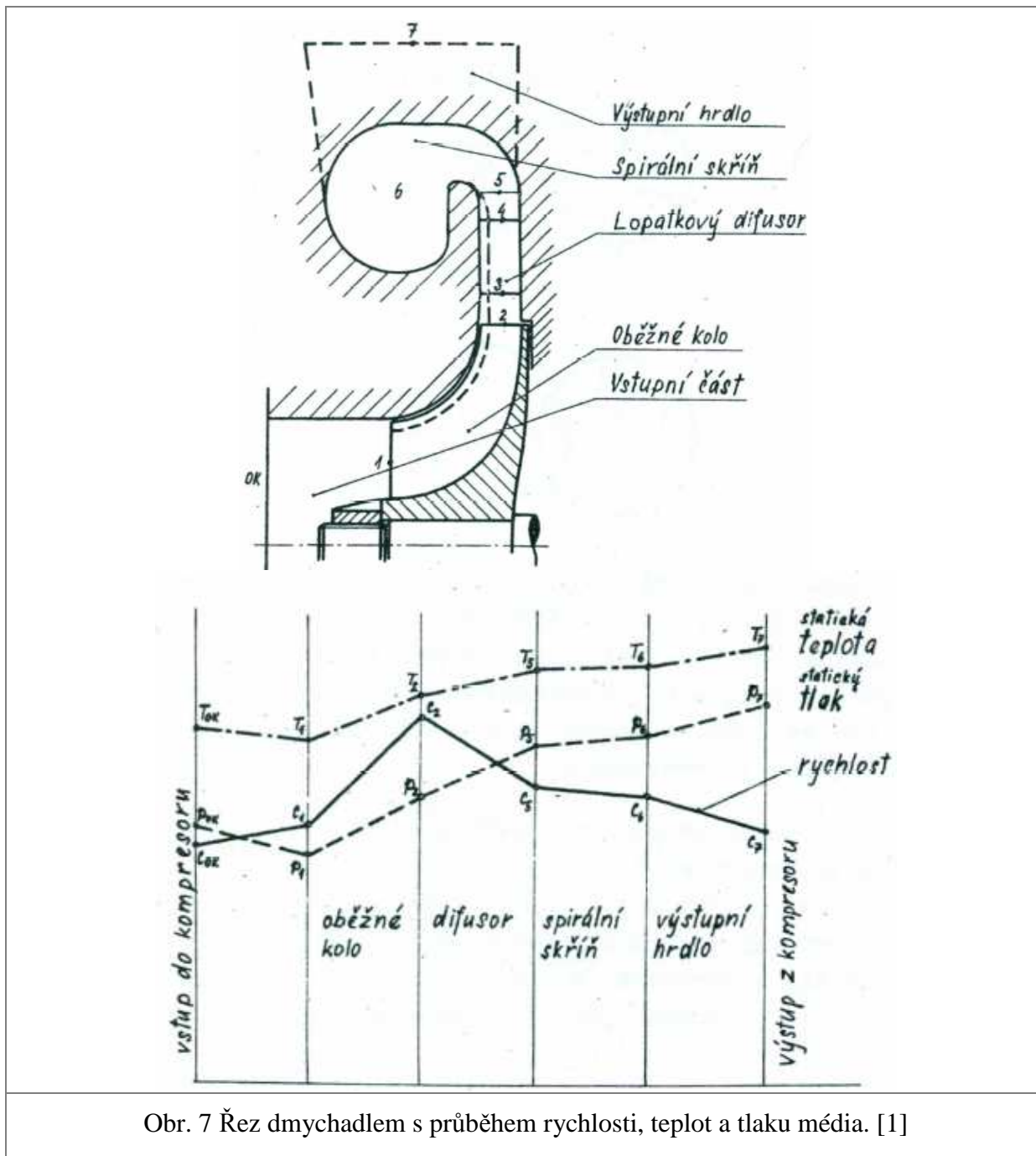
$$P_K = P_T \quad (9)$$

kde: P_K [W] příkon kompresoru
 P_T [W] výkon turbíny

Ze vztahu (9) plyne, že pro správnou funkci turbodmyhadla, tedy dosáhnutí požadovaných parametrů Γ_K a \dot{m}_K , musí výkon turbíny P_T pokrýt příkon kompresoru P_K .

2.2 Analýza dmyhadlové části

Materiál dmyhadlového kola a jeho skříň musí být z hlediska vysokých tlaků a teplot plnicího vzduchu kvalitní. Proto se zde využívají hlavně hliníkové slitiny [3].



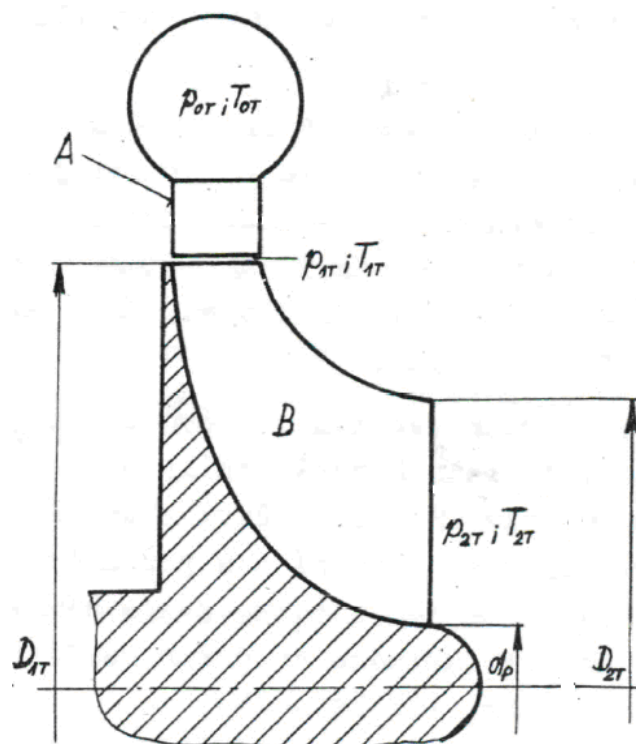
Obr. 7 Řez dmyhadlem s průběhem rychlosti, teplot a tlaku média. [1]

Obr. 7 popisuje průtočné části radiálního kompresoru a průběh rychlosti, tlaku a teploty prouděného média. Vzduch vstupuje do dmyhadla vstupním otvorem a proudí do vstupní (sací) části dmyhadla. Zde dojde k mírnému urychlení proudu a k poklesu teploty a tlaku. Rotační pohyb oběžného kola způsobí velké zvýšení kinetické energie media a v difusoru se tato energie přemění na tlakovou. Spirální skříň pak odvádí vzduch k výstupnímu hrdlu kompresoru, kde dojde ještě k lehkému navýšení tlaku a teploty a k poklesu rychlosti vzduchu.

2.3 Analýza turbínové části

V této kapitole bude nejdříve popsán způsob proudění výfukových plynů na turbínové kolo. Ty sem mohou proudit buď s tlakovými a teplotními impulsy vznikajícími při otevření výfukového ventilu nebo s konstantním tlakem a teplotou. Podle toho je rozlišováno přeplňování impulsní nebo rovnotlaké. Pro vytvoření impulsního přeplňování je zapotřebí konstruovat výfukové potrubí tak, aby byl jeho průměr, objem a délka mezi válcem a turbínou co nejmenší. Výfukové plyny musí k turbíně z jednotlivých válců proudit v oddělených sekcích. Jinak by mohlo dojít k vzájemnému narušení tlakových vln. Impulsní přeplňování se využívá hlavně u vysokotlacc přeplňovaných motorů, které se vyskytují u silničních vozidel nebo v železniční dopravě. Výfukové potrubí se pro rovnotlaké přeplňování vyznačuje velkým objemem a průřezem, do kterého se připojují výfuky od každého válce motoru. Stejně jako u impulsního přeplňování se zde mohou vytvářet tlakové vlny, které jsou však vlivem velikosti potrubí nepatrné a navzájem se vyruší z důvodu neděleného přívodu spalin k turbíně od jednotlivých válců. Uplatnění tohoto typu přeplňování najdeme u stacionárních a lodních motorů [1].

Stejně jako u dmyhadlové části musí být prvky turbínové části vyrobeny z kvalitních materiálů. Skříň se většinou vyrábí z temperované šedé litiny a turbínové kolo ze žárovevné niklové slitiny [3].



Obr. 8 Řez turbínovou částí turbodmyhadla. [1]

Na obr. 8 je pomocí řezu vysvětlen princip činnosti turbínové části turbodmyhadla. Výfukové plyny proudí z výfukového potrubí do skříňe turbíny, kde následně vstupují na rozváděcí ústrojí obr. 8 část A, které je většinou opatřeno statorovými lopatkami. Statorové lopatky rozvádí tok výfukových plynů na oběžné kolo turbíny, viz obr. 8 část B, čímž dojde k roztočení turbíny a následně přenosu mechanické energie na dmyhadlo.

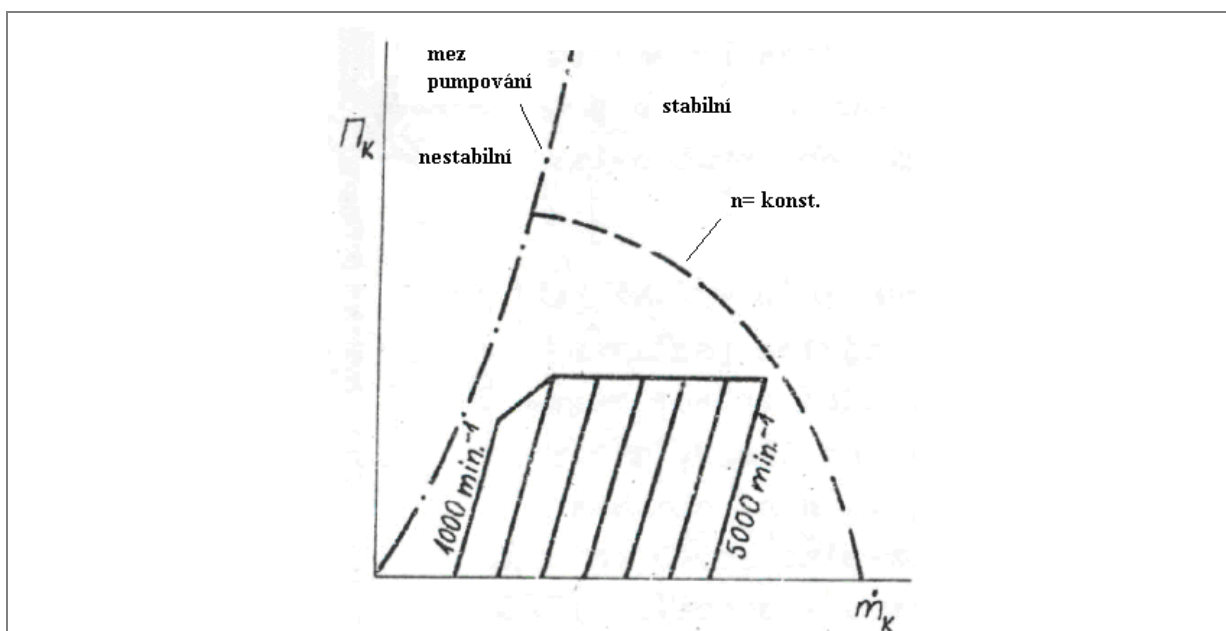
3 Regulace plnicího tlaku turbodmychadel vozidlových motorů

V současnosti jsou spalovací motory čím dál více řízeny elektronikou. Elektronické systémy zabudované do řídicí jednotky vozidla příznivě regulují průběh spalování a u přeplňovaných motorů navíc plnicí tlak p_{pl} , čímž se dosáhne nejen optimálnějšího výkonu P_e , točivého momentu M_t , spotřeby m_p , ale hlavně výraznější pružnosti δ neboli akcelerační schopnosti vozidla [2].

Elektronická regulace bývá v dnešní době nejvíce spojována s jednostupňovým nebo dvoustupňovým turbopřeplňováním. Přední výrobci turbodmychadel (Garrett, Holset, Borg Warner Turbo Systems dříve KKK, atd...) používají v případě jednostupňového pro upravení průběhu plnicího tlaku p_{pl} buď přídavné mechanismy ve výfukovém potrubí (Wastegate) nebo systémy umožňující změnu geometrie statoru. U některých typů turbodmychadel byl při regulaci využit také přídavný elektropohon [3].

Obecný princip regulace je složitý. Závisí na velkém počtu faktorů, které nepříznivě ovlivňují jak ji, tak i zvyšování P_e . Mezi ně patří maximální spalovací tlaky, které jsou např. u zkoušeného přeplňovaného motoru koncernu VW 1.2 HTP okolo 8 MPa. To už je hodnota blízká se pevnostním mezím materiálu pístu, ložisek a klikové hřídele. Proto se zde hledala ideální varianta mezi optimálním kompresním poměrem, předstihem zážehu, složením směsi a regulací plnicího tlaku tak, aby nenastalo klepání motoru. Dalším nebezpečným faktorem, na který u regulace turbodmychadla musíme brát ohled, je teplota výfukových plynů. Ta může velkým stlačením plnicího vzduchu vyvolat nadměrné ohřátí turbínové části. Aby se tomu zamezilo, používají se chladiče plnicího vzduchu v sacím potrubí nebo se směs obohacuje, čímž dojde k odpaření přebytku paliva ve válci a tím se válec ochladí. U zážehových motorů je navíc nezbytné volit regulaci citlivě vůči detonačnímu hoření [9].

3.1 Základní charakteristika kompresoru



Obr. 9 Charakteristika kompresoru. [1]

Tato charakteristika nám znázorňuje stabilní a nestabilní práci kompresoru. Vždy je zapotřebí zvolit vhodné turbodmychadlo (dle velikosti, způsobu regulace p_{pl}) a sladit ho s motorem tak, abychom se pohybovali vpravo od meze pumpování, kde je oblast stabilní práce turbodmychadla. Levá část až po $m_K=0$ totiž vykazuje nežádoucí nestabilní chování turbodmychadla doprovázené buď pumpováním kompresoru, nebo rotujícím odtržením proudu. K odtržení proudu dochází v blízkosti meze pumpování, kdy se směr části proudícího vzduchu změni tak, že je vytlačován zpět vstupním otvorem dmychadla do sacího potrubí. Dál od této meze již dochází k pumpování, kdy je postižen úplný tok vzduchu, který je celý tlačěn před kompresor.

3.2 Akceleraceschopnost přepřlovaného motoru

Tato charakteristika vozidla závisí na dvou parametrech, výkonu P_e a točivém momentu M_t , jejichž průběhy zaznamenává vnější otáčková charakteristika motoru [2].

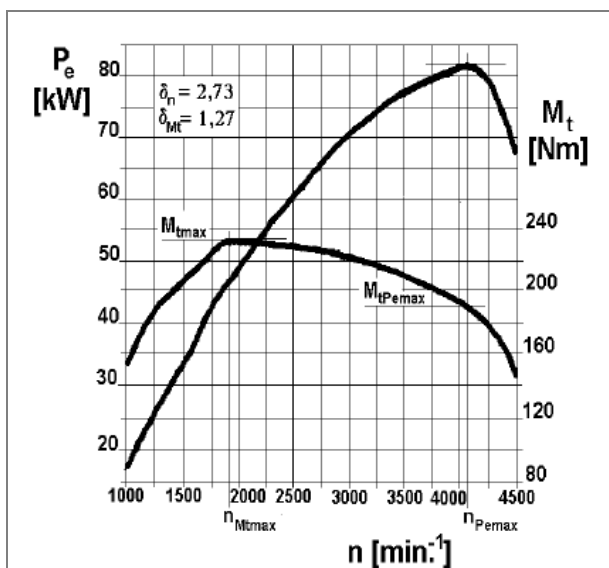
$$\delta = \delta_n \cdot \delta_{Mt} = \frac{n_{P_{e_{max}}} \cdot M_{t_{max}}}{n_{M_{t_{max}}} \cdot M_{t_{P_{e_{max}}}}} \quad (10)$$

kde:	δ [-]	celková pružnost motoru
	δ_n [-]	otáčková pružnost motoru
	δ_{Mt} [-]	momentová pružnost motoru
	$n_{P_{e_{max}}}$ [ot/min]	otáčky při maximálním výkonu motoru
	$n_{M_{t_{max}}}$ [ot/min]	otáčky při maximálním točivém momentu motoru
	$M_{t_{P_{e_{max}}}}$ [N.m]	točivý moment při maximálním výkonu motoru
	$M_{t_{max}}$ [N.m]	maximální točivý moment motoru

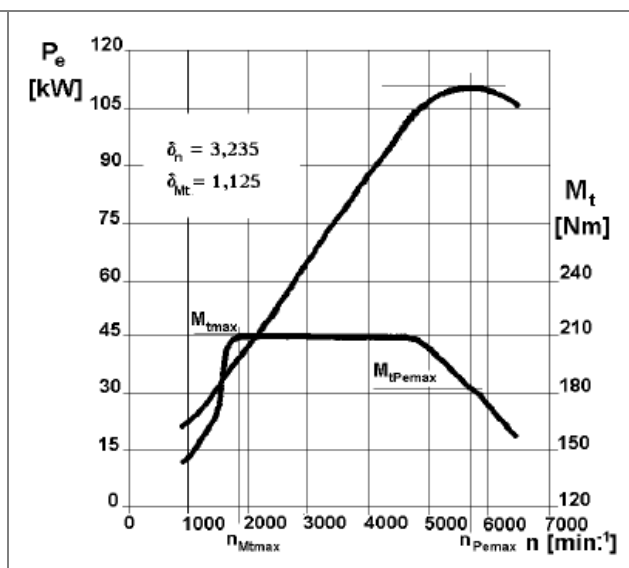
Pro dosažení maximální akceleraceschopnosti vozidla je důležité, aby byla co nejvyšší pružnost motoru δ . K tomu je zapotřebí pokud možno největší otáčkový a momentový přesah mezi maximy točivého momentu a výkonu dle vztahu (10). To znamená, že $M_{t_{max}}$ musí být dosaženo v co nejnižších otáčkách (u přepřlovaných motorů většinou pod 2000 ot/min) a $M_{t_{P_{e_{max}}}}$ naopak v nejvyšších.

3.3 Princip regulace turbodmychadla

Jak již víme z úvodu 3. kapitoly, pro získání optimálního P_e , M_t a hlavně δ musíme p_{pl} vhodně regulovat. V nízkých otáčkách motoru je zapotřebí, aby turbodmychadlo vyvinulo maximální stlačení $\Gamma_{K_{max}}$. To je velice důležité, protože nejen že vzroste $M_{t_{max}}$, ale hlavně je tohoto maxima docíleno již v nízkých otáčkách motoru, kde pak vozidlo při akceleraci mnohem lépe reaguje [2].



Obr. 10 Vnější rychlostní charakteristika vznětového motoru TDI. [2]

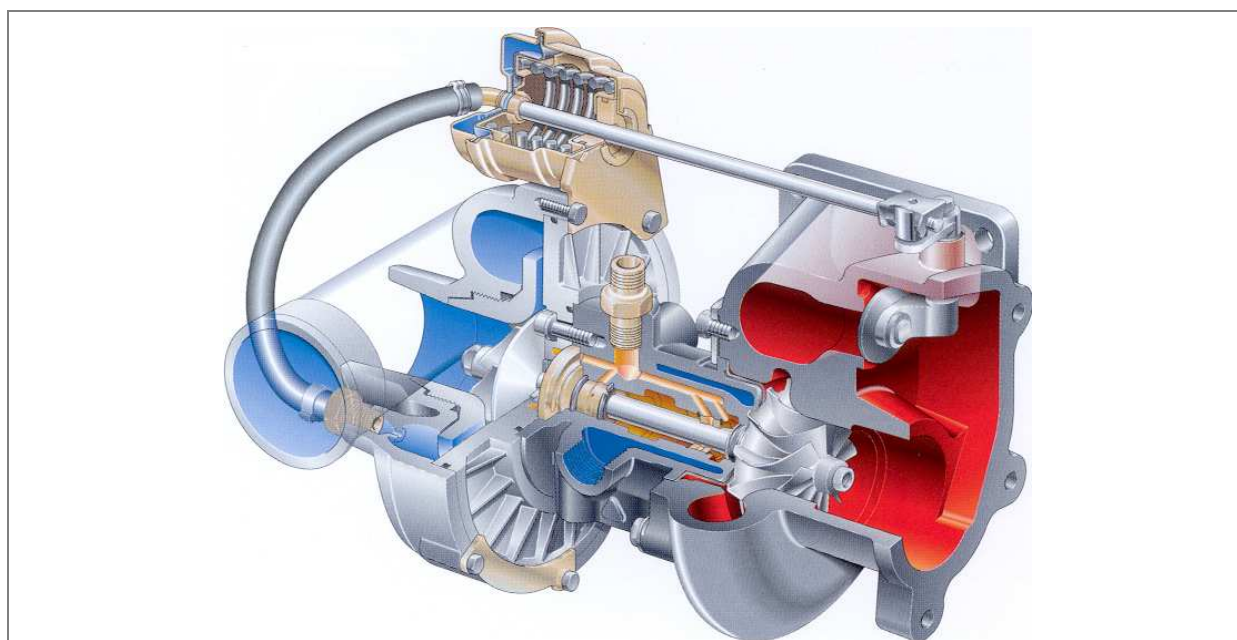


Obr. 11 Vnější rychlostní charakteristika zážehového přeplňovaného motoru. [2]

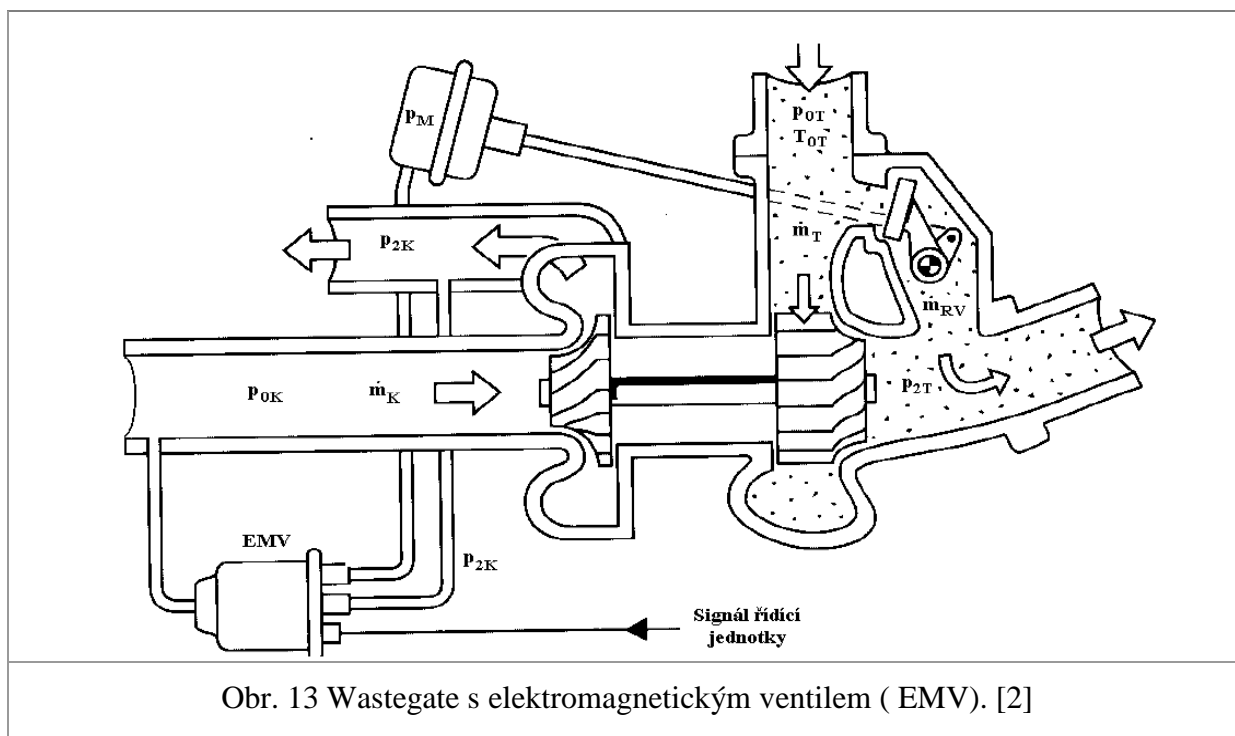
Po dosažení M_{tmax} turbodmychadlo vlivem zvyšující rychloběžnosti motoru zvětšuje své otáčky a tím i p_{pl} , Γ_K a M_t . V současnosti je však důležité, aby byl průběh M_t nad n_{Mtmax} u vznětových dle obr. 10 klesající a zážehových motorů, viz obr. 11, konstantní, čemuž musí odpovídat i charakter p_{pl} . Průběh p_{pl} je tedy zapotřebí ovlivňovat regulačními členy, které zpomalí rychlost toku výfukových plynů a tím i otáčky turbíny.

3.4 Systém Wastegate

Regulace plnicího tlaku p_{pl} pomocí systému Wastegate spočívá v odvodu výfukových plynů před oběžným kolem turbíny pomocí obtokového ventilu zabudovaného do turbínové skříně.



Obr. 12 Systém Wastegate. [3]



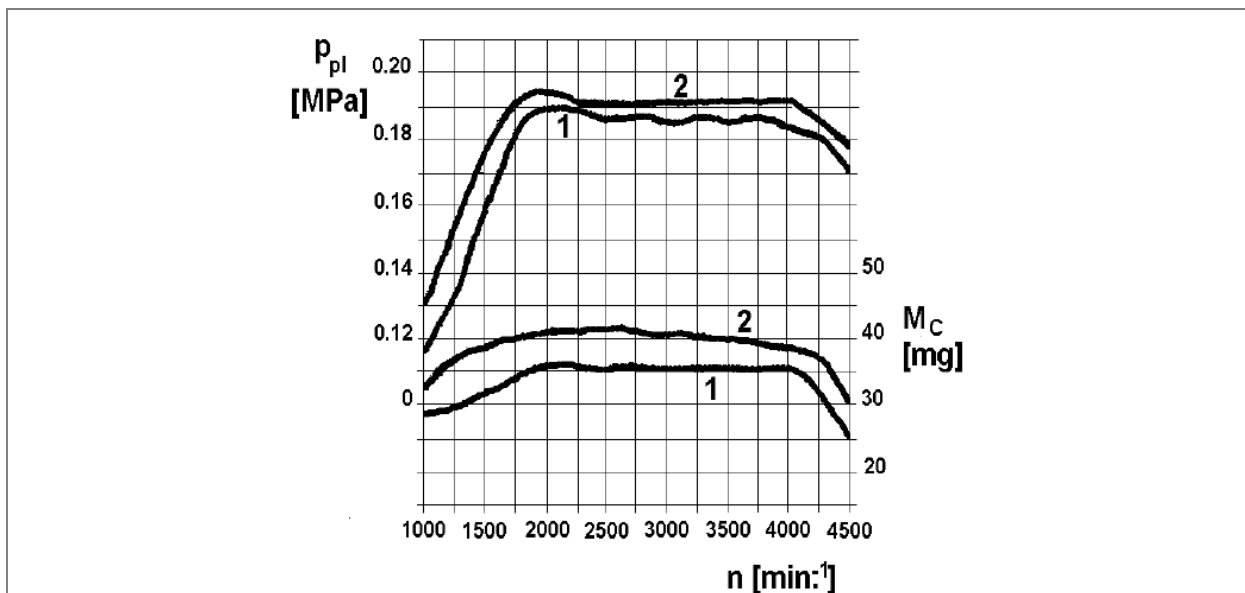
Obr. 13 Wastegate s elektromagnetickým ventilem (EMV). [2]

Pro tento druh regulace p_{pl} se používají turbínová kola výhradně s malými průměry, kde za pomoci menších průtočných kanálů před turbínou a většinou s absencí statorových lopatek docílíme při akceleraci v nízkých otáčkách motoru bez otevření obtokového ventilu požadované roztočení dmyhadla. To zapříčiní v tomto otáčkovém spektru vozidla maximální stlačení vzduchu Γ_{Kmax} a tím i dosažení M_{imax} . Poté, jak již víme dle kapitoly 3.3, z důvodu nežádoucího růstu p_{pl} musíme Γ_K regulovat, což se u Wastegate řídí rovnicí (11) [2].

$$\dot{m}_T + \dot{m}_{RV} = \dot{m}_K + M_P \quad (11)$$

kde: \dot{m}_T [kg.s⁻¹] hmotnostní průtok výfukových plynů na turbíně
 \dot{m}_{RV} [kg.s⁻¹] hmotnostní průtok výfukových plynů v obtokovém kanálu

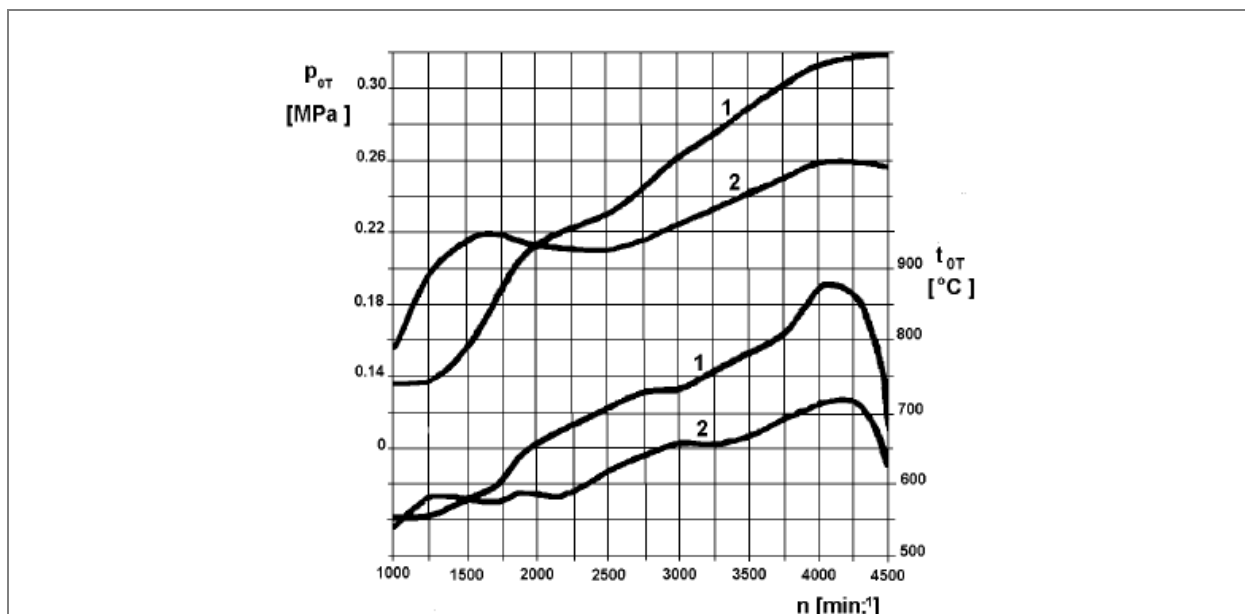
Na výstupu z dmyhadla býval v minulosti v sacím traktu pouze otvor, viz obr. 12, který je spojen průtočným potrubím s pneumatickou jednotkou, v níž je zabudovaná membrána uložená na pružině. Tuhost pružiny musí být stejná jako maximální hodnota p_{pl} odpovídající Γ_{Kmax} a při dalším navýšení p_{pl} dojde ke stlačení pružiny, čímž se obtokový ventil začne otvírat. Před turbínou tak spaliny unikají do obtokového kanálu, sníží se \dot{m}_T putující na turbínu o hodnotu \dot{m}_{RV} , viz vztah (11), a poklesnou tak nejen otáčky dmyhadla, ale i p_{pl} na požadovanou hodnotu. V současnosti bývá v průtočném potrubí před pneumatickým mechanismem umístěn za účelem elektronického řízení motoru elektromagnetický ventil, viz obr. 13. Ten je spojen s řídicí jednotkou vozidla a s tlakem před dmyhadlem p_{OK} . V řídicí jednotce je uložena vnější charakteristika motoru, kde musí p_{pl} odpovídat požadovanému M_t . Takže zde regulace není řízena pouze tuhostí pružiny, ale i signálem řídicí jednotky, což nám umožňuje optimálnější otvírání obtokového ventilu a tím i zabezpečení lepšího průběhu p_{pl} a M_t v regulované oblasti [2].



Obr. 14 Závislost plnicího tlaku na otáčkách motoru u vznětového motoru 1,9 TDI VW. [2]

Křivka 1 na obr. 14 charakterizuje průběh p_{pl} motoru 1,9 TDI VW s turbodmychadlem využívajícím Wastegate, kde dosahuje plnicí tlak p_{pl} maximální hodnoty 1,9 barů okolo 1900 ot/min, přičemž tento typ regulace umožňuje u některých typů motorů dosažení až $p_{plmax} = 2,5$ barů. Střední efektivní tlak p_e naroste u zážehových motorů na rozmezí 11- 16 barů, u vznětových dokonce až na 19 barů [10].

U regulace Wastegate dochází, jak již víme, při zvyšování otáček nad M_{tmax} k zmenšování m_T před turbínou, viz vztah (11), a platí tedy nerovnost mezi toky vzduchu a spalin $m_K > m_T$. Z rovnosti výkonů dle vztahu (9) je proto nutné tento deficit vyrovnat, což se uskuteční zvýšením teploty T_{OT} a tlaku p_{OT} , viz obr. 15 křivka 1.



Obr. 15 Závislost vstupního tlaku a teploty u turbíny na otáčkách motoru u vznětového motoru 1,9 TDI VW. [8]

Vysoká teplota T_{0T} a tlak p_{0T} nepříznivě limituje zvýšení výkonu P_e a nadměrně tepelně namáhá turbínovou část turbodmychadla a Wastegate ventil, a proto tomu musí odpovídat i použitý materiál. Z těchto důvodů se od systému Wastegate u vznětových motorů, kde dochází vlivem nižších spalovacích teplot a tlaků k značnému nárůstu T_{0T} a p_{0T} , v současnosti ustupuje. U zážehových motorů se tato technika využívá dále, protože i bez ovlivnění tímto faktorem je z hlediska spalování T_{0T} (okolo 1000 °C) a p_{0T} vysoké a nemůžeme tuto skutečnost výrazněji ovlivnit.

3.5 Systémy změny geometrie rozváděcího ústrojí turbíny

Regulační mechanismy turbodmychadel se v současnosti u vznětových motorů ubírají směrem proměnlivé geometrie statoru (nejvíce VGT systémy s natáčivými lopatkami statoru). Je to sice poměrně dražší cesta, ale na rozdíl od Wastegate díky zákonu kontinuity proudění prochází přes oběžné kolo turbíny celý hmotnostní tok výfukových plynů m_T . Nedochozí tedy k tak rapidnímu nárůstu T_{0T} a p_{0T} , viz obr. 15 křivka 2, při dosažení stejné hodnoty p_{pl} a p_e , jak je popsáno křivkou 2 obr. 14. U zážehových motorů se s tímto způsobem regulace z hlediska vysokých teplot spalin benzínu, které způsobují nepřiměřené tepelné namáhání aktivních regulačních členů a turbíny, setkáme jen málokdy. Snad jen u několika typů turbodmychadel např. od společnosti Borg Warner Turbo Systems, jehož turbína a statorové lopatky jsou vyrobeny z kvalitnějších materiálů (většinou titan), které snesou teploty až okolo 900 – 1000 °C. Tato skutečnost je pro zážehový motor snesitelná, ale značně se projeví na pořizovací ceně.

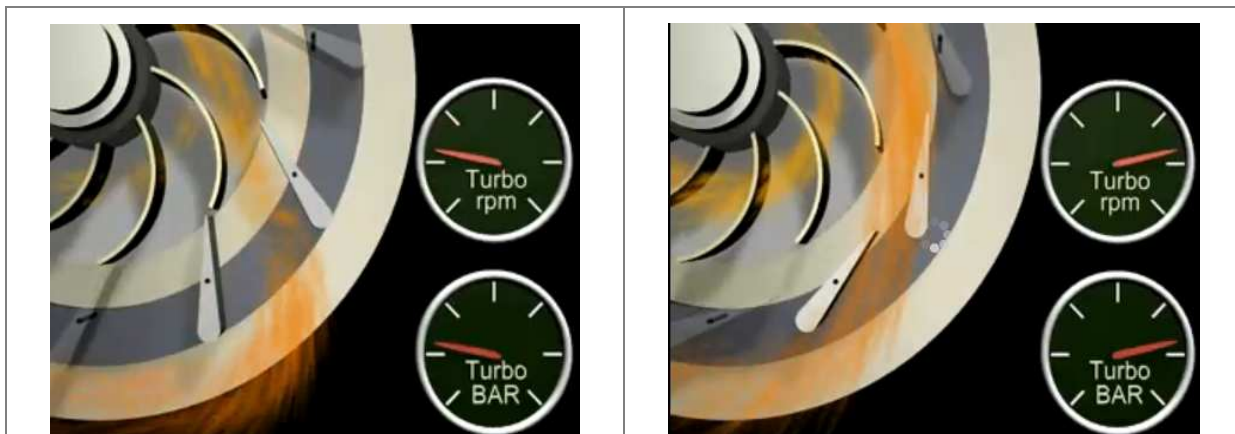
3.5.1 VGT a VNT mechanismy

Z hlediska konstrukce jsou systémy VGT (Variable Geometry Turbocharger) vyvíjené např. společností Borg Warner Turbo Systems a VNT (Variable Nozzle Turbine) od firmy Garrett stejné, přičemž k regulaci p_{pl} dochází vlivem proměnlivého úhlu natočení statorových lopatek.



Obr. 16 Princip funkce turbodmychadla s VGT (resp. VNT) regulací. [3]

V sání za dmyhadlem je, stejně jako u Wastegate, otvor spojený potrubím s pneumatickým mechanismem, kde může být taktéž umístěn EMV zaručující elektronickou regulaci p_{pl} . Zde však stlačením pružiny dochází ke změně polohy regulační vložky a tím k natáčení lopatek statoru, které jsou na ni uchyceny, viz obr. 16.

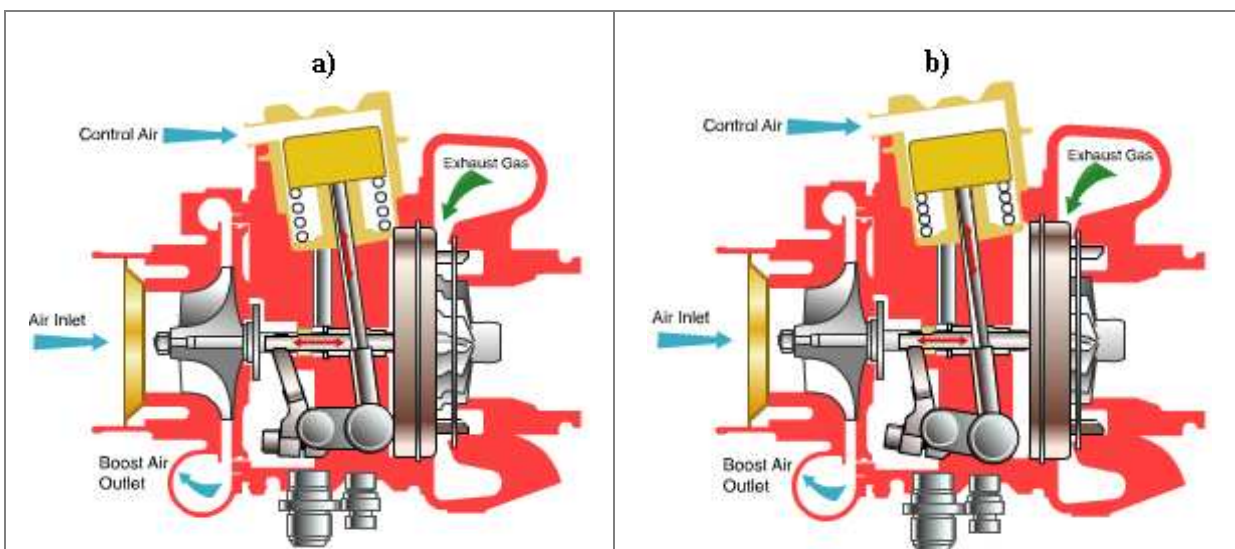


Obr. 17 Rozdíl mezi otevřenými a uzavřenými lopatkami statoru. [11]

Natáčení lopatek mění výstupní plochu ze statoru, absolutní rychlost a úhel proudu výfukových plynů, viz obr. 17. Pro dosažení Γ_{Kmax} při nízkých otáčkách motoru je zapotřebí vysokých otáček dmyhadla. Lopatky statoru se tedy nastaví tak, aby byla průtočná plocha mezi nimi co nejmenší (zavírají se), viz obr. 17 vpravo, čímž dojde k navýšení rychlosti a změně úhlu proudu spalin. S následným zvyšováním rychloběžnosti motoru se lopatky otevírají a otáčky kompresoru tak klesají, viz obr. 17 vlevo.

3.5.2 Mechanismus zajišťující změnu šířky statoru

Anglická společnost Holset přišla koncem devadesátých let s novinkou v oblasti VGT, kterou s úspěchem využívá u svých turbodmyhadel. U tohoto typu VGT nedochází ke změně geometrie statoru natáčením lopatek, nýbrž proměnlivou šířkou celého rozvodového ústrojí [2].

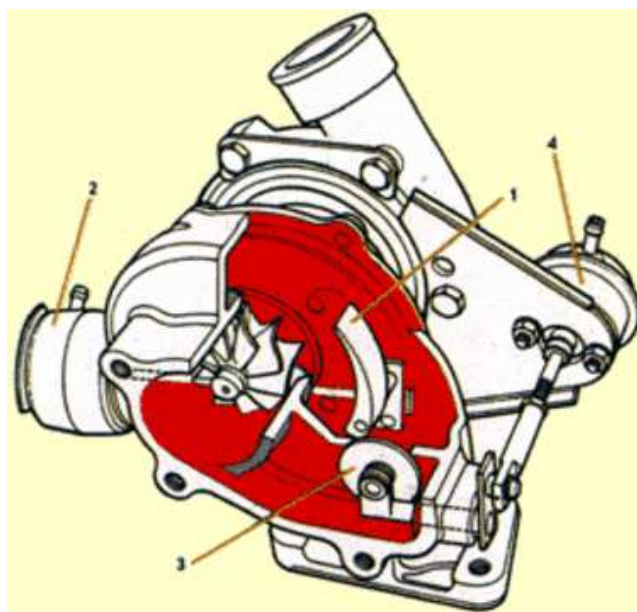


Obr. 18 Princip regulace se změnou šířky statoru. [12]

Výsledek regulace je stejný jako u předchozího typu VGT, princip je však u tohoto systému zcela jiný. První odlišností je analýza hodnoty plnicího tlaku p_{pl} . Ten je vyhodnocován pomocí magnetického snímače otáček oběžného kola turbíny. Také ovládání stlačení pružiny je jiné. To umožňuje píst řízený tlakem z brzdového ústrojí vozidla. Vlivem Γ_{Kmax} v nízkých otáčkách je píst stlačen, což posune rozváděcí ústrojí tak, že se všechny lopatky po obvodu statoru vsunou do otvoru ve skříni turbíny, viz obr. 18 b. Vznikne tak malá průtočná plocha mezi spirálovou skříňí a rotorem, která navýší rychlost proudu spalin a oběžné kolo tak zvýší své otáčky. Po dosažení M_{tmax} se stator posouvá do výchozí polohy dle obr. 18 a. U této regulace navíc nedochází ke změně úhlu natočení lopatek. Při konstrukci turbodmychadla se lopatky statoru nastaví do optimální konstantní polohy, což je výhodné z hlediska zachování vysoké vnitřní účinnosti turbíny.

3.5.3 Mechanismus s natáčečí klapkou

Tento systém regulace plnicího tlaku se nejčastěji využívá ve spojení s Wastegate (typ Garrett VAT 25), což umožní pozitivní snížení p_{OT} a T_{OT} před rotorem turbíny [2].

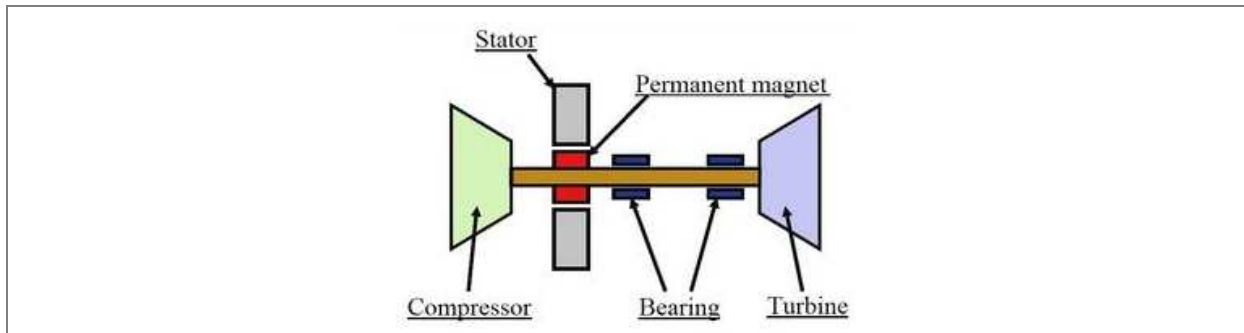


Obr. 19 Princip regulace se změnou šířky statoru. [2]

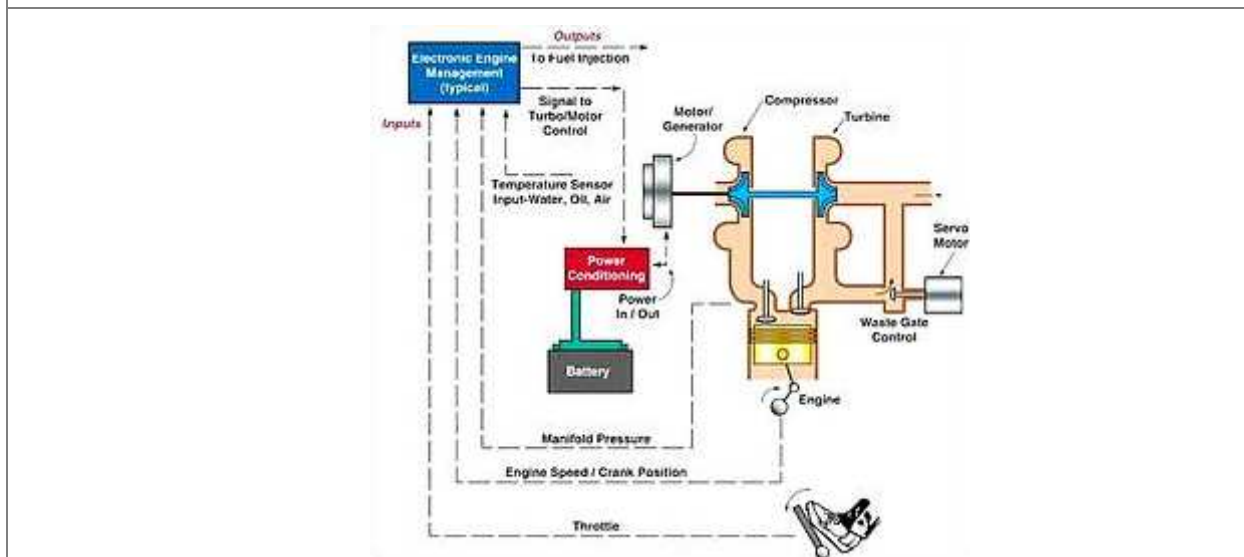
Využívá se zde účinek proměnlivého natočení směrové klapky (1), viz obr. 19, na výstupu ze spirálové skříňe turbíny, přičemž spaliny proudí na turbínové kolo přes bezlopatkové statorové ústrojí. Princip regulace je obdobný jako u VNT mechanismu.

3.6 Regulace turbodmychadla pomocným elektrickým pohonem

Turbodmychadla se systémy Wastegate nebo VGT jsou většinou v okamžiku akcelerace v nízkých otáčkách charakterizovány krátkou časovou prodlevou na zrychlení vozidla doprovázenou turboefektem. Tento jev je způsoben setrvačností rotoru turbíny a pomalým růstem energie výfukových plynů při nízkých otáčkách motoru, kdy spaliny nestačí dostatečně rychle navýšit otáčky turbíny a tím dosáhnou ihned optimálního p_{pl} . Z hlediska odstranění prodlevy turbodmychadla vyvinula firma Garrett začátkem 21. století u některých svých typů turbodmychadel s VGT nebo Wastegate pomocnou regulaci p_{pl} elektropohonem [3].

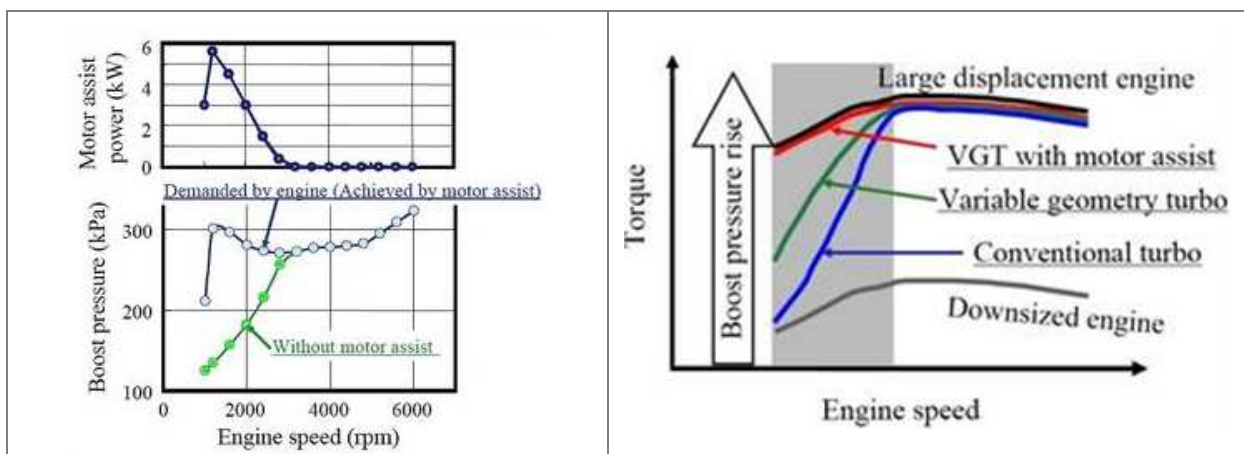


Obr. 20 Turbodmychadlo s elektrickým pohonem. [13]



Obr. 21 Schématický princip funkce pomocného elektropohonu. [14]

Elektrický motor pohání, dle obr. 21, většinou samostatná baterie, přičemž je zapotřebí vyprodukovat poměrně velký výkon až 6 kW, viz obr. 22, a proto musí být baterie dobíjena. Elektromotor tedy může pracovat jako generátor odebírající elektrickou energii zpomalováním turbíny v okamžiku snižování plnicího tlaku p_{pl} .



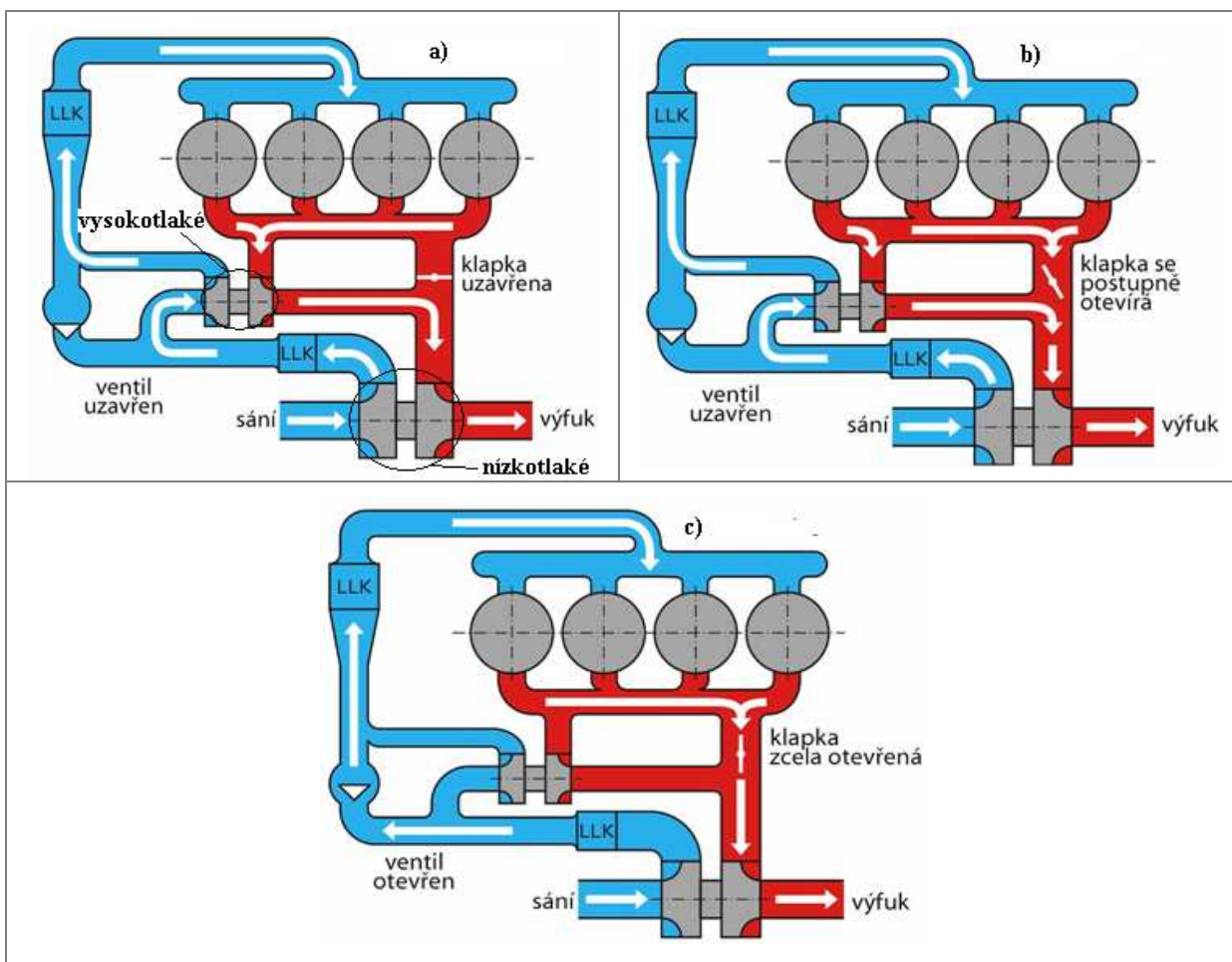
Obr. 22 Průběh p_{pl} s a bez regulace elektromotorem. [13]

Obr. 23 Srovnání průběhu M_t různých typů motorů. [13]

Na obr. 22 je vyjádřen rozdíl mezi rychlostí nárůstu tlaku p_{pl} s (modrá křivka) a bez účinku (zelená křivka) elektromotoru při prudké akceleraci vozidla. Elektromotor má pozitivní vliv na průběh M_t , viz obr. 23. Šedá křivka zde vyjadřuje nízkobjemový atmosférický motor, černá vysokoobjemový atmosférický motor, modrá přeplňovaný s Wastegate, zelená s VGT a červená VGT s přídavným elektromotorem. Tato analýza ukazuje na neoptimálnější průběh M_t u VGT s elektropohonem u jednostupňového turbopřeplňování. Tento systém se však potýká s obtížným sladěním elektropohonu, turbodmychadla a spalovacího motoru.

3.7 Regulované dvoustupňové turbopřeplňování

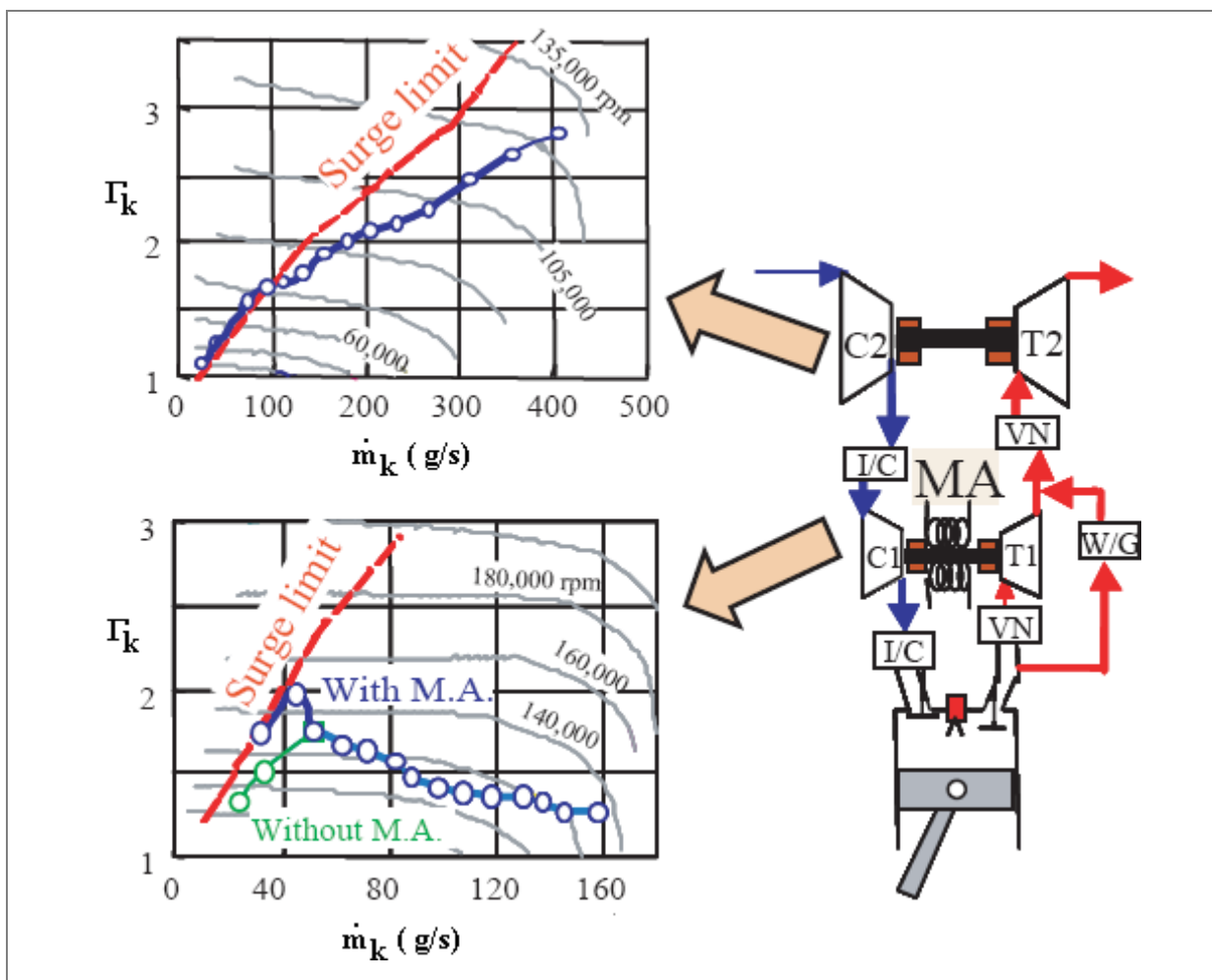
U výkonnějších, dražších zážehových a vznětových motorů se v současnosti využívá zvyšování efektivního tlaku p_e dvojitým turbopřeplňováním. Používá se zde buď společný účinek mechanického kompresoru a turbodmychadla (VW TSI), nebo dvou turbodmychadel. U řadových motorů většinou řídí p_{pl} turbodmychadla společně (Opel Vectra OPC Twin Turbo, BMW 535d Twin Turbo, atd.) a u vidlicových motorů může pracovat každé turbodmychadlo pro jednotlivou řadu válců zvlášť (Audi V6 2,7 Biturbo). Na rozdíl od jednostupňového přeplňování zde dosáhneme značnější akcelerační schopnosti a vyšších maximálních hodnot p_{pl} cca. 3,2 barů, což umožní nárůst p_e až na 26 barů. To je ale doprovázeno problémy v oblasti ladění obou turbodmychadel s pohonnou jednotkou vozidla [10].



Obr. 24 Dvoustupňové turbopřeplňování vozu Opel Vectra OPC Twin Turbo. [10]

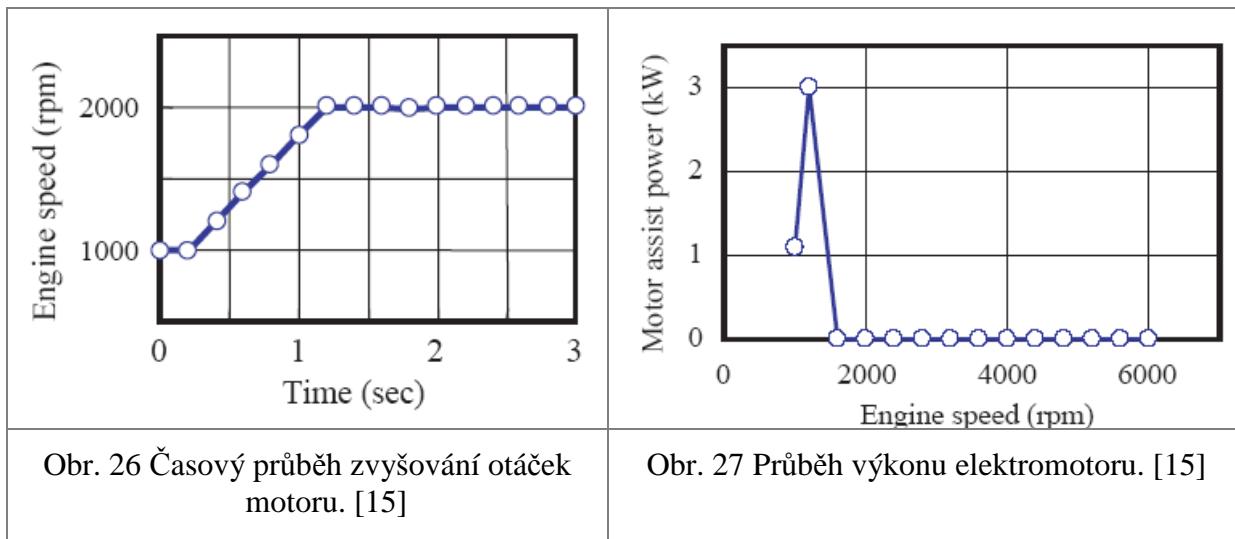
První turbodmychadlo je vysokotlaké (malé) s regulační klapkou (Wastegate) a druhé nízkotlaké (větší). Celý systém je v sacím traktu doplněn zpětným ventilem a chladiči vzduchu, viz obr. 24. Část a) vyjadřuje práci systému v oblasti malých otáček motoru do 1800 ot/min. Klapka je ve výfuku zavřená, proto spaliny proudí nejdříve na menší turbodmychadlo, které se vlivem malých rozměrů rychle roztočí do vysokých otáček a funkce velkého je tak zanedbávající. Vlivem uzavřeného ventilu v sání proudí na malé dmychadlo maximální proud vzduchu a v okamžiku potřebné akcelerace v nízkých otáčkách reaguje vozidlo okamžitým zrychlením. Schéma b) popisuje režim mezi 1800 až 3000 ot/min. Zde už se klapka otvírá a dochází tak k přímému průtoku výfukových plynů i na velké turbodmychadlo. Na regulaci p_{p1} se tedy podílí obě dmychadla, přičemž v malém dochází ke stále většímu stlačení plnicího vzduchu oproti velkému. Proto je zpětný ventil v sání pořád uzavřen. Nad 3000 ot/min c) je už však klapka úplně otevřena a spaliny tak proudí pouze na velkou turbínu, přičemž malá turbína se točí pouze setrvačností a nemá vliv stlačení vzduchu. Velké dmychadlo vyprodukuje tak velký p_{p1} , že se v sání otevře zpětný ventil a vzduch proudí do spalovacího prostoru bez průchodu malým kompresorem [10].

Japonská firma Toyota se nedávno podílela na zkouškách novinky v oblasti dvoustupňového turbopřeplňování, když za použití VNT systémů u obou typů turbodmychadel přidělila menšímu turbodmychadlu kromě Wastegate přídatný regulační elektropohon.



Obr. 25 Studie dvoustupňové turbopřeplňování Toyota. [15]

Funkci tohoto systému můžeme vidět na charakteristikách jednotlivých turbodmychadel, viz obr. 25. Oproti obvyklému dvoustupňovému turbopřepínání je docíleno dalšího zvýšení akceleraceschopnosti v nízkých otáčkách motoru, viz obr. 26, a při dosažení menšího výkonu elektromotoru, než je tomu u jednostupňového turbopřepínání, viz obr. 27. Největší a zásadní nevýhodou je naladění celého systému tak, aby byl schopen optimální funkce.



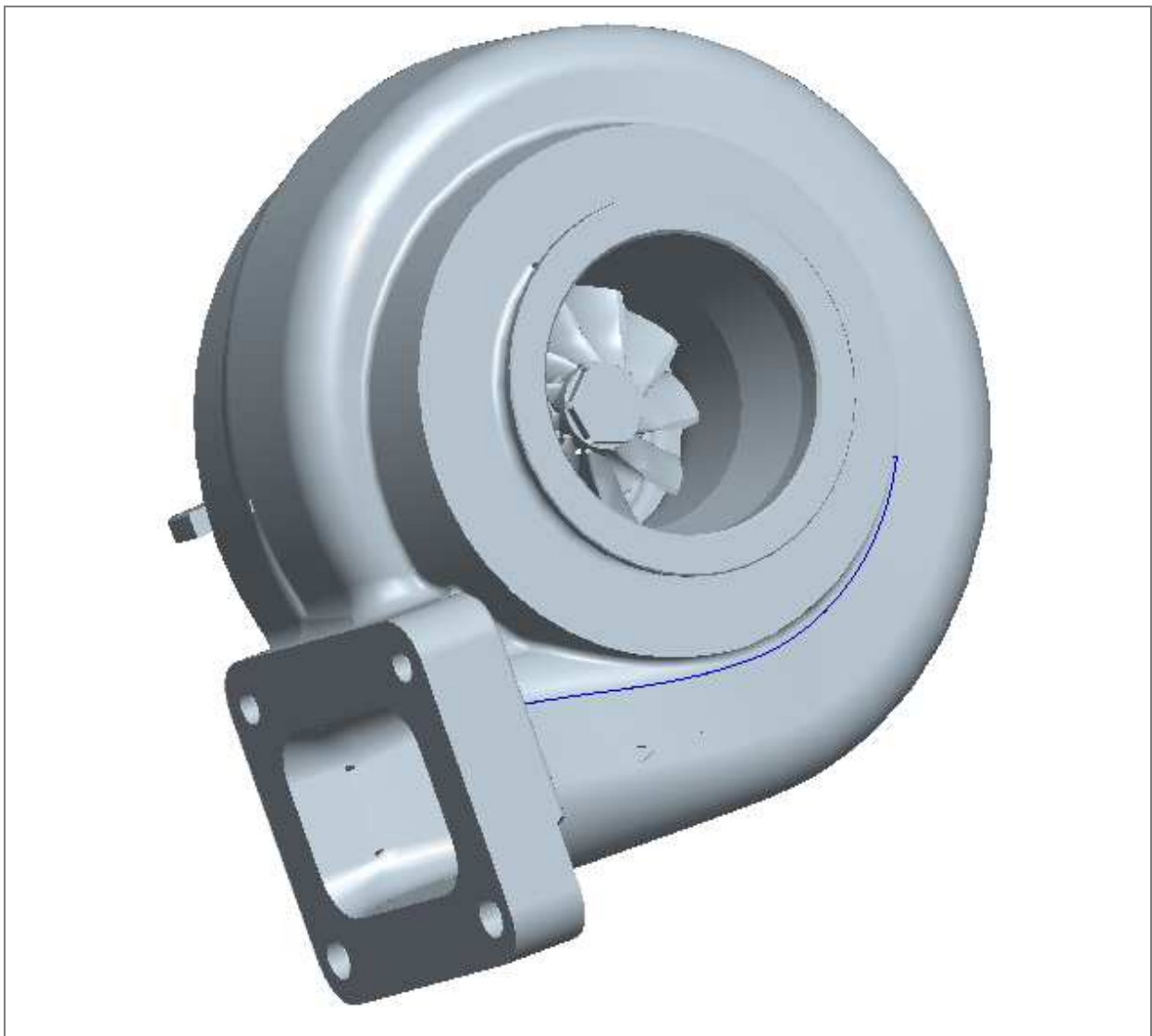
4 Analýza silového zatížení VNT mechanismu turbodmychadla

Hlavním cílem praktické části diplomové práce je řešení silového zatížení lopatek VNT mechanismu turbodmychadla Garrett. Pro simulaci proudění v programu CFX byl od společnosti Honeywell poskytnut 3D model řešené součásti, přičemž analýza výsledků silového zatížení lopatek bude provedena z hlediska působení rozdílné hustoty výpočetní sítě při zvolení identických okrajových podmínek.

Postup řešení:

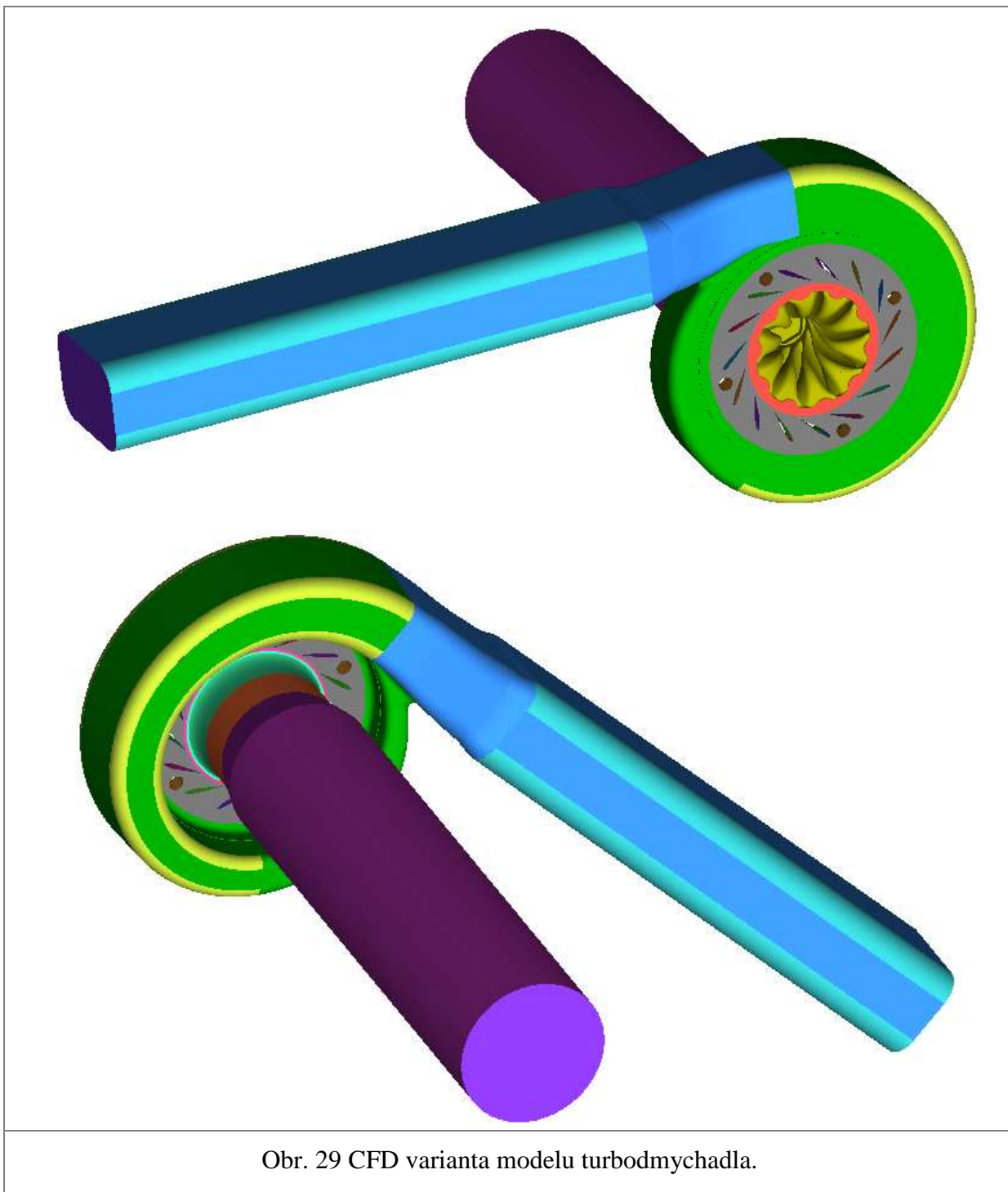
- úprava modelu
- sestavení výpočetních sítí
- zadání okrajových podmínek výpočtu
- analýza výsledků

4.1 Úprava 3D modelu



Obr. 28 3D model turbínové části turbodmychadla.

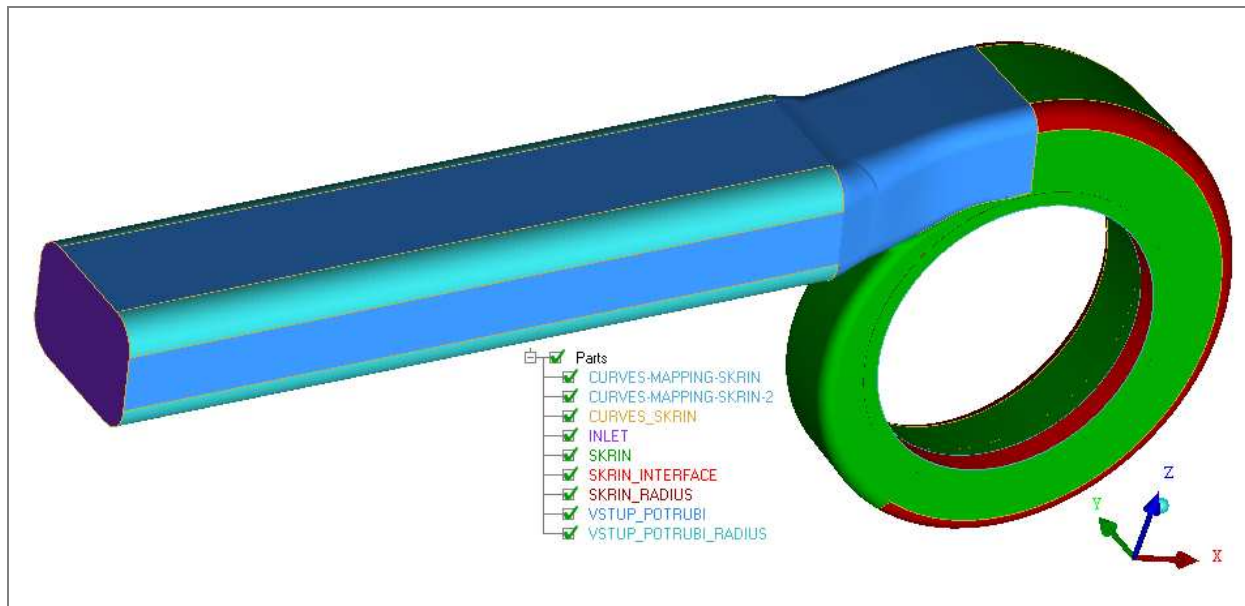
Prvním krokem úpravy 3D modelu v programu ProEngineer je zhotovení zjednodušené varianty řešené součásti, která je pro CFD simulaci postačující.



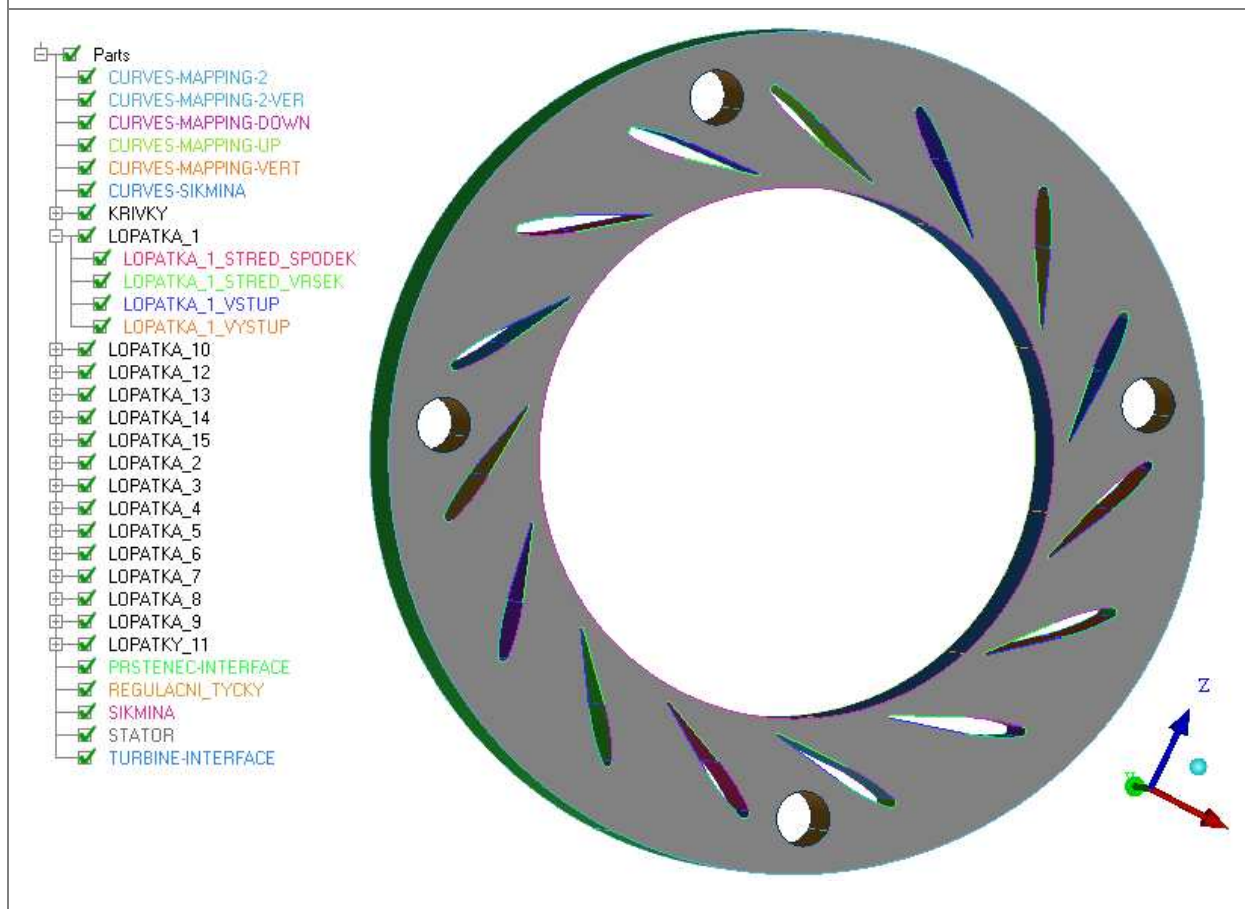
Vstup a výstup z turbínové části byl z důvodu ustálení hodnot průtoku prodloužen na čtyřnásobek výstupního průměru, viz obr. 29. Model byl rozdělen na čtyři primární části:

- Housing
- Stator
- Turbine
- Outlet

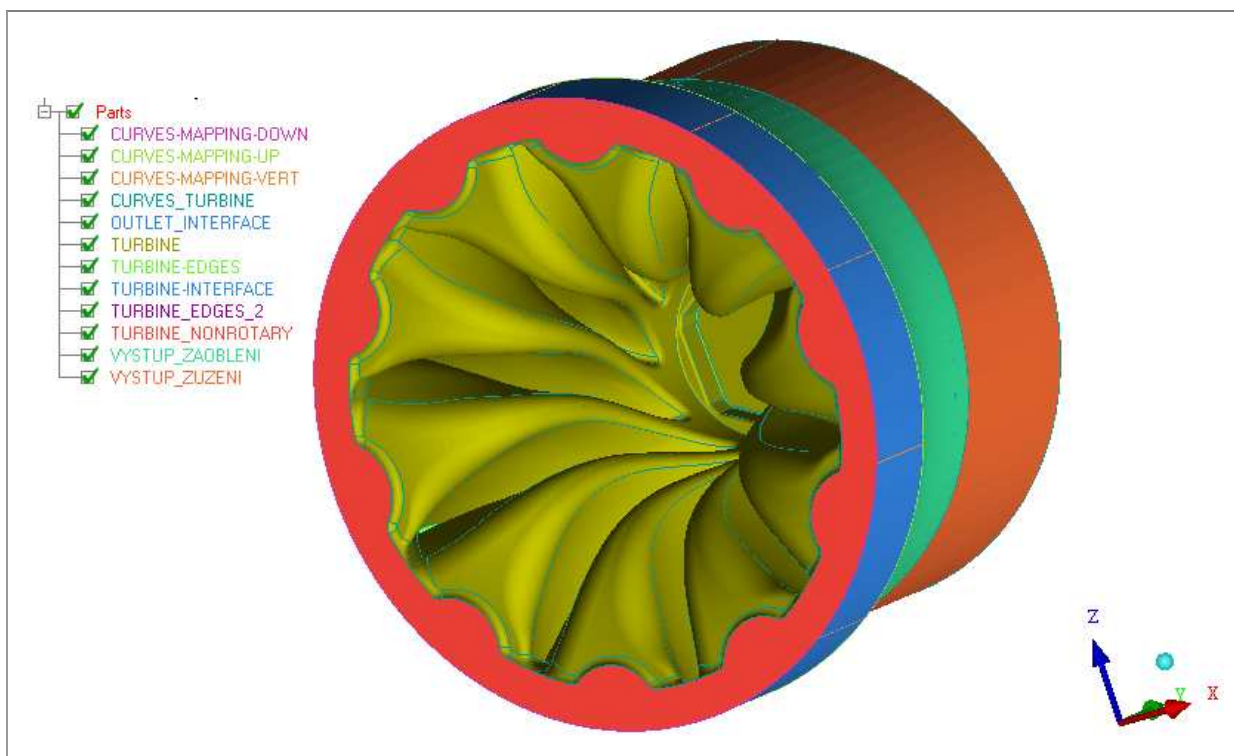
Tyto čtyři turbínové části byly importovány do programu ICEM za předpokladu vytvoření samostatné sítě pro každou součást zvlášť. To je výhodné hlavně z důvodu jednodušší tvorby a časově méně náročné korekce výpočetní sítě.



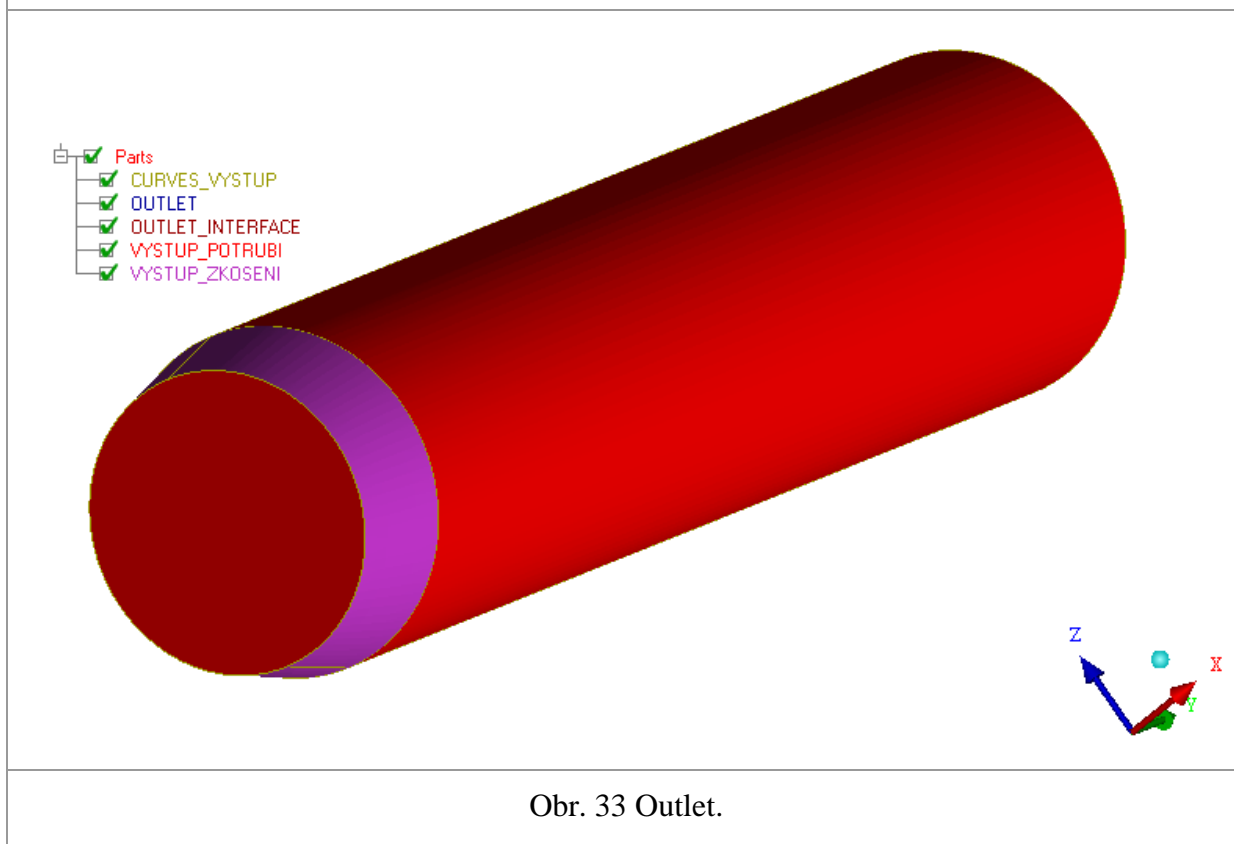
Obr. 30 Housing.



Obr. 31 Stator.



Obr. 32 Turbine.



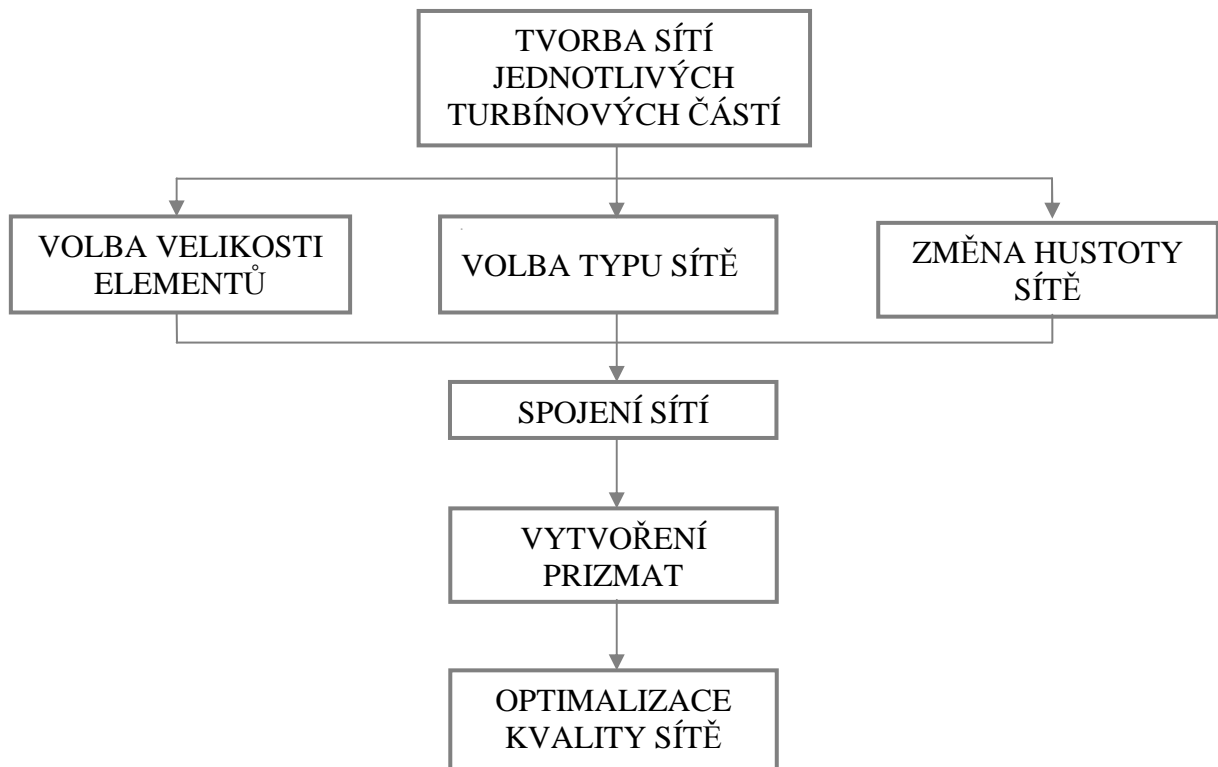
Obr. 33 Outlet.

Z důvodu nerovnosti hustoty sítě u jednotlivých částí modelu byly hraniční plochy rozděleny na samostatné svazky, tzv. **parts**, které jsou v jednotlivých částech barevně odděleny, viz obr. 30 až 33.

4.2 Vytvoření výpočetních sítí

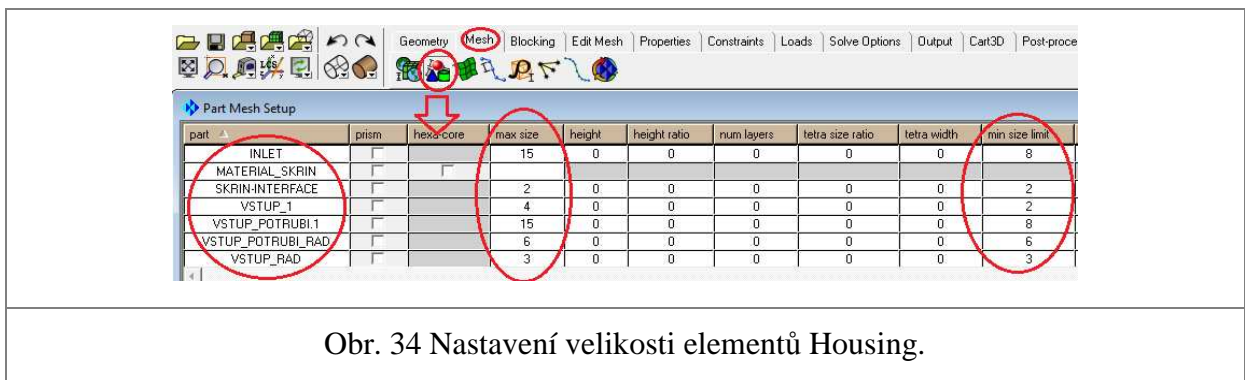
Jak již víme ze zadání práce, je potřeba sestavit model s dvěma rozdílnými případy hustoty výpočetní sítě. Proto bylo nutné zvolit ideální postup tvorby sítě s ohledem na jednoduchou změnu hustoty, co nejmenší časovou náročnost a výpočetní možnosti procesoru, viz schéma č. 1.

Schéma č. 1 Algoritmus tvorby výpočetních sítí.



4.2.1 Volba velikosti elementů sítě

V kapitole 4.1 bylo zmíněno, že bude vytvořena výpočetní síť pro každou turbínovou část zvlášť. To umožní jednodušší volbu odlišné hustoty sítě nejen v jednotlivých částech, ale i u jednotlivých ploch (parts), kde se dá nastavit dle potřeby maximální a minimální velikost elementu sítě. Tento fakt má velký vliv na konečný počet elementů.



Obr. 34 Nastavení velikosti elementů Housing.

Na obr. 34 je tabulka charakterizující nastavení velikosti elementů u jednotlivých ploch části Housing. Např. u plochy **VSTUP_1** budou mít elementy minimální velikost **2 mm** a maximální **4 mm**. Tento postup nastavení byl uplatněn u všech turbínových částí.

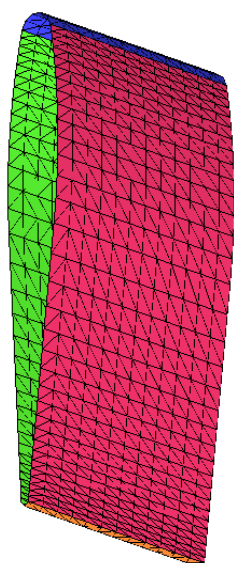
4.2.2 Volba typu sítě

Další vliv, který může ovlivnit konečný počet elementů, kvalitu sítě a časovou náročnost výpočtu je typ povrchové a objemové sítě. Program ICEM nabízí čtyři druhy povrchové sítě, viz tab. č. 1.

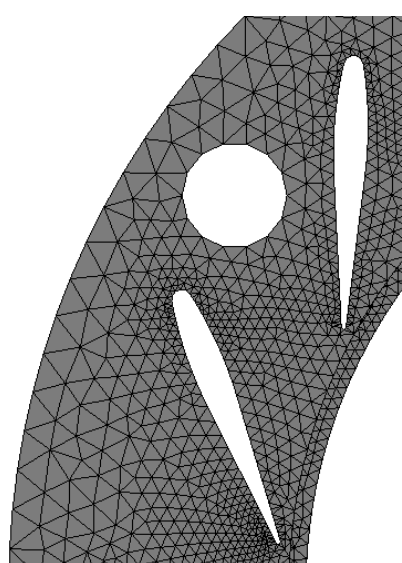
Tab. č. 1 Přehled typů povrchové sítě.			
		Profil elementu	Popis
Typ povrchové sítě	All Tri	Trojúhelník (Tri)	Postačující povrchová síť pro řadu složitých geometrií.
	All Quad	Čtyřúhelník (Quad)	Přesnější povrchová síť než All Tri, u složitých geometrií obtížná nebo nemožná tvorba.
	Quad w/one	Quad+ Tri	Dominance Quad s jedním All Tri, který umožňuje lepší přechod mezi nerovným rozložením Quad elementů na hraně dvou ploch.
	Quad Dominant	Quad+ Tri	Dominance Quad elementů s pár přechodnými All Tri, tato síť je výhodná při sladování složitých geometrií, kde by měla All Quad nízkou kvalitu.

V této práci byla zvolena **All Tri** povrchová síť, která je pro daný výpočet postačující. Dalším důležitým parametrem u povrchové sítě v programu ICEM je metoda síťování (mesh method), přičemž jsme využili tyto dva druhy:

- Autoblock- mapovaný síťovací algoritmus pro geometrie s větším namáháním, zvoleno na všechny **lopatky a regulační činitele** (Spacer)
- Patch Dependent- volný síťovací algoritmus pro méně namáhavé složitější geometrie, zvoleno na ostatní plochy modelu



Obr. 35 All Tri mapovaná síť na lopatkách statoru.



Obr. 36 All Tri Patch Dependent síť na tělese statoru.

Typu povrchové sítě musí odpovídat i charakter objemové sítě. Je tedy zřejmé, že pokud máme trojúhelníkovou povrchovou síť, musíme zvolit objemovou síť s čtyřstěnným (Tetra_4) tvarem elementu **Tetra/Mixed**. Zde je na výběr ze čtyř síťovacích metod, viz tab. č. 2.

Tab. č. 2 Srovnání jednotlivých metod tvorby objemové sítě.						
		Kvalita sítě 1- vysoká 4 – nízká	Hustota sítě 1- jemná 4 – hrubá	Potřeba povrchové sítě	Časová náročnost 1- malá 2- velká	Zatížení výpočetního procesoru 1- malé 4- vysoké
Metoda sítování	Robust Octree	4	4	NE	1	1
	Quick Delaunay	3	3	ANO	2	2
	Smooth Advancing Front	1	1	ANO	4	4
	TGrid	2	2	ANO	3	3

Z hlediska kvality a hustoty sítě, časové náročnosti a dle možností paměti a rychlosti výpočetního procesoru byly použity na jednotlivé turbínové části metody **TGrid** a **Quick (Delaunay)**.

4.2.3 Změna hustoty sítě

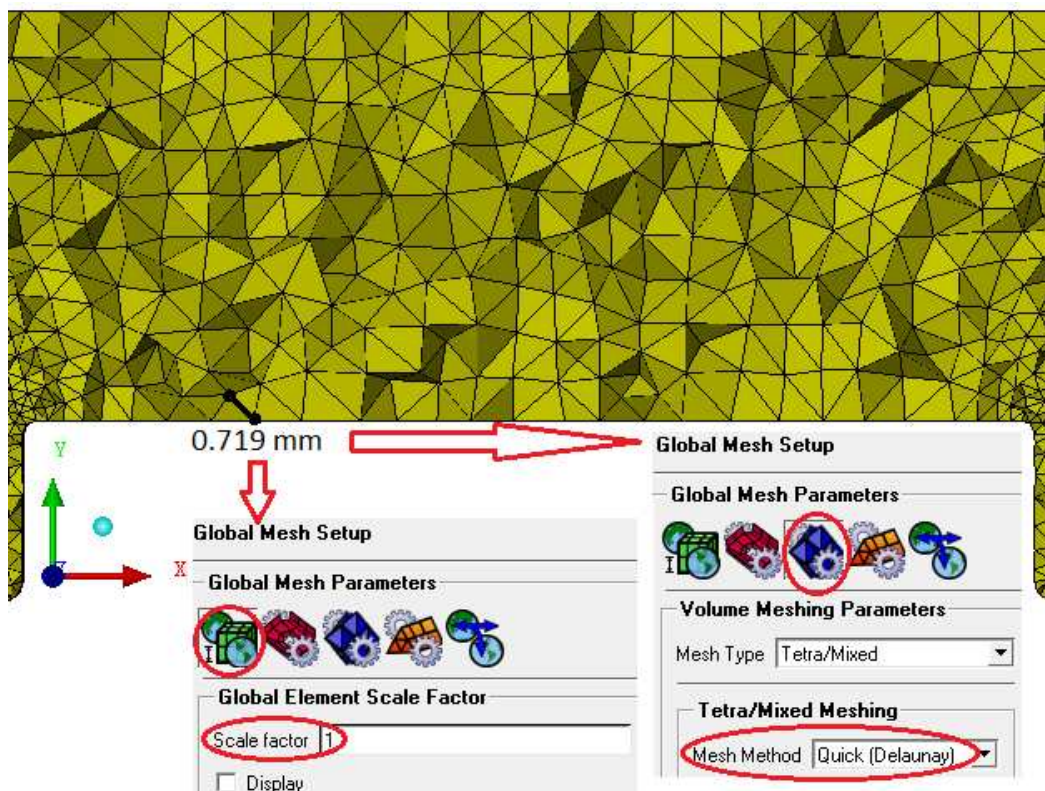
Dle potřeby tvorby modelu turbodmychadla s různou hustotou výpočetní sítě byl řešen problém, jak nejefektivněji tento úkol provést. Nejrychlejším způsobem, jak dosáhnout různorodosti sítě bez pracného přepisování hodnot maximální a minimální velikosti elementu, viz kap. 4.2.1, je v programu ICEM změna parametru **Scale Factor**. Tento parametr automaticky násobí hodnotu velikosti elementu u ploch (parts) všech turbínových částí, viz tab. 3, kdy byl zvolen **Scale Factor 1** a **1,5**.

Tab. č. 3 Velikosti elementů pro Housing při různém Scale Factoru.							
		inlet	skrin interface	vstup1	vstup potrubí	vstup potrubí rad	vstup rad
Scale Factor 1	max size [mm]	15*1= 15	2*1= 2	4*1= 4	15*1= 15	6*1= 6	3*1= 3
	min size [mm]	8*1= 8	2*1= 2	2*1= 2	8*1= 8	6*1= 6	3*1= 3
Scale Factor 1.5	max size [mm]	15*1.5= 22.5	2*1.5= 3	4*1.5= 6	15*1.5= 22.5	6*1.5= 9	3*1.5= 4.5
	min size [mm]	8*1.5= 12	2*1.5= 3	2*1.5= 3	8*1.5= 12	6*1.5= 9	3*1.5= 4.5

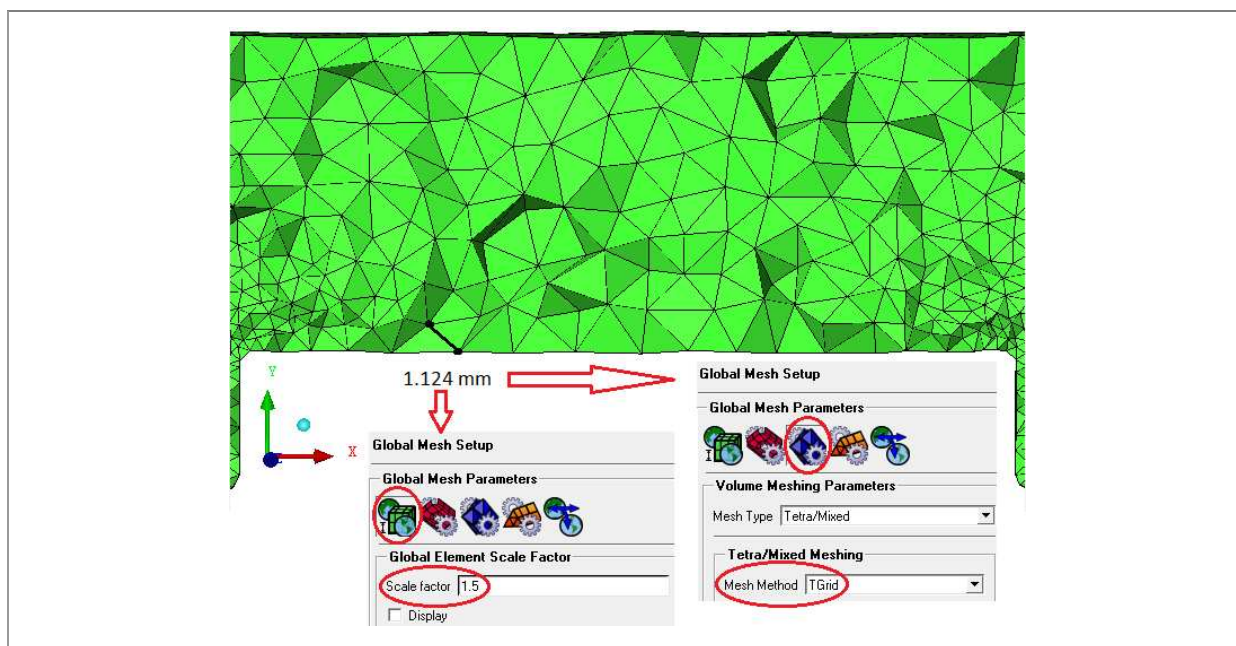
Tab. č. 4 Vliv Scale Factoru a metody tvorby objemové sítě na konečný počet elementů jednotlivých částí modelu.

		Housing	Stator	Turbine	Outlet
Scale Factor 1	metoda tvorby objemové sítě	TGrid	TGrid	Quick	TGrid
	konečný počet elementů objemové sítě bez prizmat	652 544	278 615	3 387 851	287 234
Scale Factor 1.5	metoda tvorby objemové sítě	TGrid	TGrid	TGrid	TGrid
	konečný počet elementů objemové sítě bez prizmat	278 615	762 319	2 701 607	403 970

V tab. č. 4 je přehled metod tvorby objemové sítě a její celkový počet elementů u jednotlivých turbínových částí. U Turbine se Scale Factorem 1 byla zvolena objemová síť Quick. Síť TGrid zde výpočetní procesor z důvodu velkého počtu elementu nebyl schopen vytvořit. Za zmínku také stojí fakt, že u Outletu se Scale Factorem 1,5 byla vygenerovaná síť s větším počtem elementů než u Scale Factoru 1. Příčinou je selekce nadbytečných křivek u Outletu Scale Factor 1, na které se vážou elementy sítě.



Obr. 37 Detail výpočetní sítě Turbine Scale Factor 1.

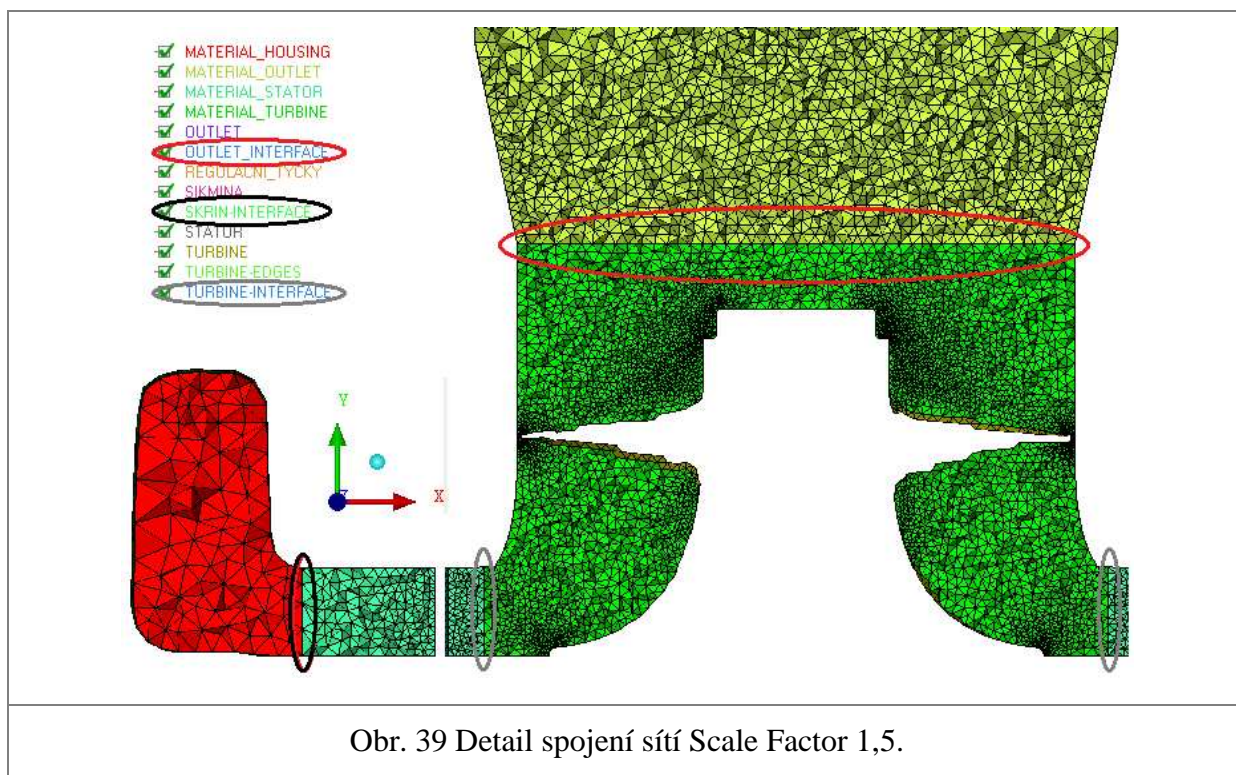


Obr. 38 Detail výpočetní sítě Turbine Scale Factor 1,5.

Na obr. 37 a 38 je možno zhodnotit rozdíl mezi sítěmi Turbine o různém Scale Factoru a s odlišnou síťovací metodou. Je zřejmé, že síť Scale Factor 1,5 TGrid vykazuje menší počet a větší velikost elementů oproti Scale Factor 1 Quick.

4.2.4 Spojení sítí

Po zkonstruování všech sítí se turbínové části se stejným Scale Factorem spojí přes společné plochy nazvané **interfaces**, přičemž materiály jednotlivých sítí zůstanou rozděleny.



Obr. 39 Detail spojení sítí Scale Factor 1,5.

Na obr. 39 je vidět detail sítě, kde je naznačeno spojení všech čtyř turbínových částí se Scale Factorem 1,5. Bylo to způsobeno načtením všech sítí, přičemž program ICEM umožňuje automatické spojení přes interfaces.

Tab. č. 5 Přehled parametrů spojených sítí.		
	Scale Factor 1	Scale Factor 1.5
Počet elementů po spojení sítí	5 626 652	4 129 662

Celkový počet elementů, viz tab. 5, není konečný. Bude ovlivněn tvorbou prizmat a optimalizací kvality sítě.

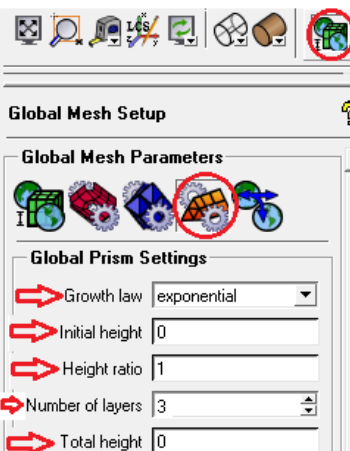
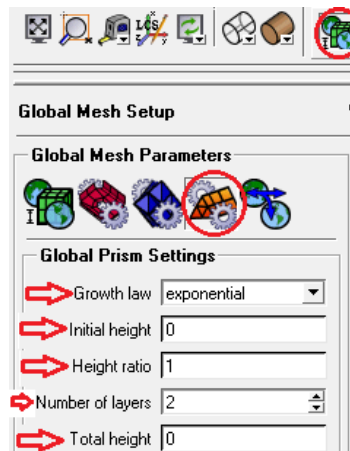
4.2.5 Vytvoření prizmat

U povrchu modelu (první vrstva elementů) by se stávající Tetra/Mixed síť mohlo dojit při simulaci proudění k nepřesnostem nebo nekonvergenci. Proto se zde využívá účinků prizmat, kdy se vytvoří dle potřeby libovolný počet vrstev hranolů (prizmat) tak, že jejich výška od povrchu modelu postupně roste. Při tvorbě prizmat se tedy stávající objemová síť smršťuje směrem ke středu součásti a mohou vzniknout nevýhodné elementy ve tvaru pyramid. Pyramidy zhoršují kvalitu sítě, což může vést k nepřesnému výsledku, proto je dobré se těmto elementům vyvarovat.

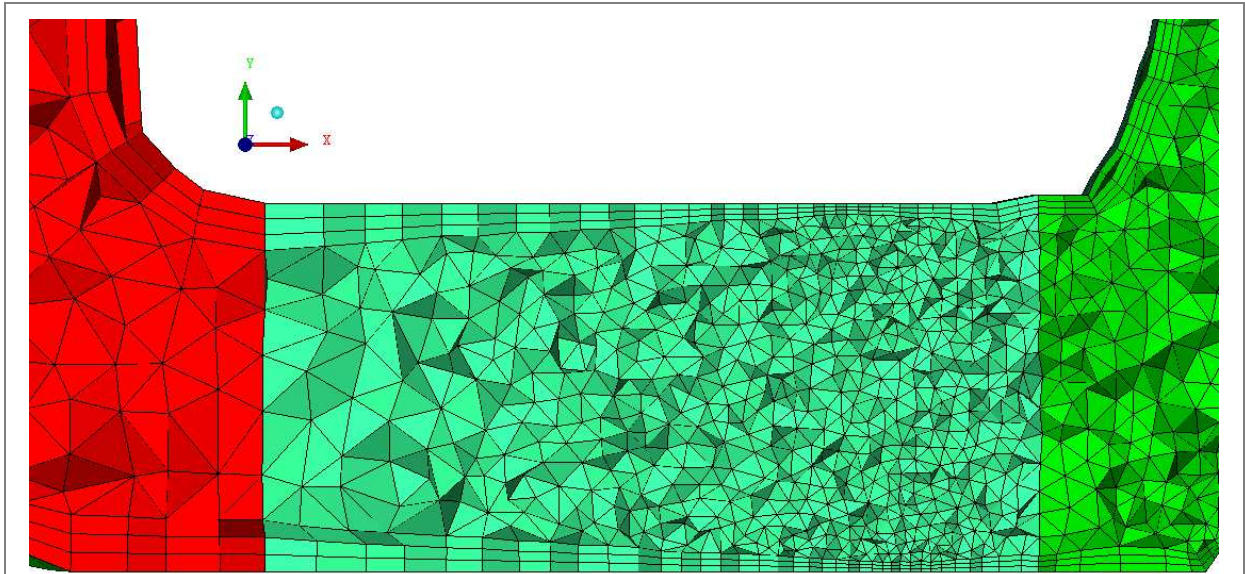
Základní parametry prizmat:

- Growth law- zákon růstu vrstev prizmat
- Initial height- výška první vrstvy prvků
- Height ratio- poměr výšky mezi jednotlivými vrstvami, čímž lze vymezit výšku libovolného prizma elementu
- Number of layers- počet vrstev prizmat
- Total height - celková výška všech vrstev

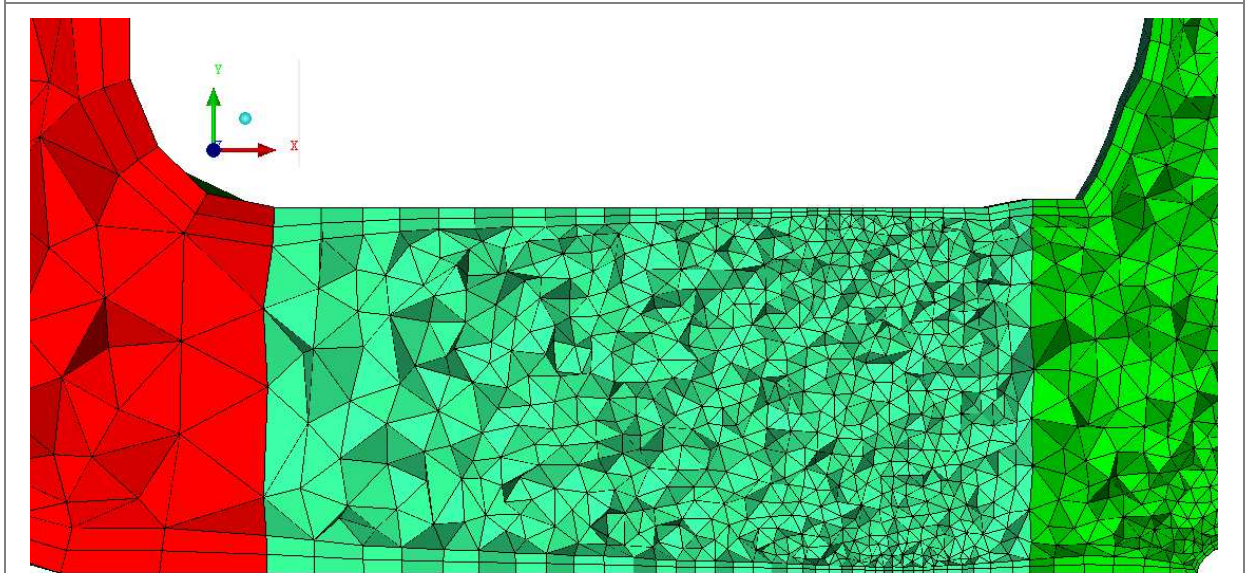
Pomocí Growth law můžeme nastavit výšku libovolné vrstvy prizmat s lineárním nebo exponenciálním charakterem (rozdílný algoritmus tvorby vrstev prizmat).

	
<p>Obr. 40 Nastavení základních parametrů prizmat Scale Factor 1.</p>	<p>Obr. 41 Nastavení základních parametrů prizmat Scale Factor 1,5.</p>

Na obr. 40 a 41 je znát rozdíl v nastavení základních parametrů mezi sestavami s odlišným Scale Factorem. Initial height je u obou případů 0, což znamená, že ICEM si tuto hodnotu automaticky vypočítá z výšky první vrstvy elementů. Tomuto faktu pak bude odpovídat i Total height. Aby nedošlo k tvorbě nežádoucích pyramid, byl ponechán Height ratio= 1 a Number of layers= 3 pro Scale Factor 1 a u Scale Factoru 1,5 number of layers= 2. Obě tyto hodnoty lze po konstrukci prizmat dodatečně upravovat.



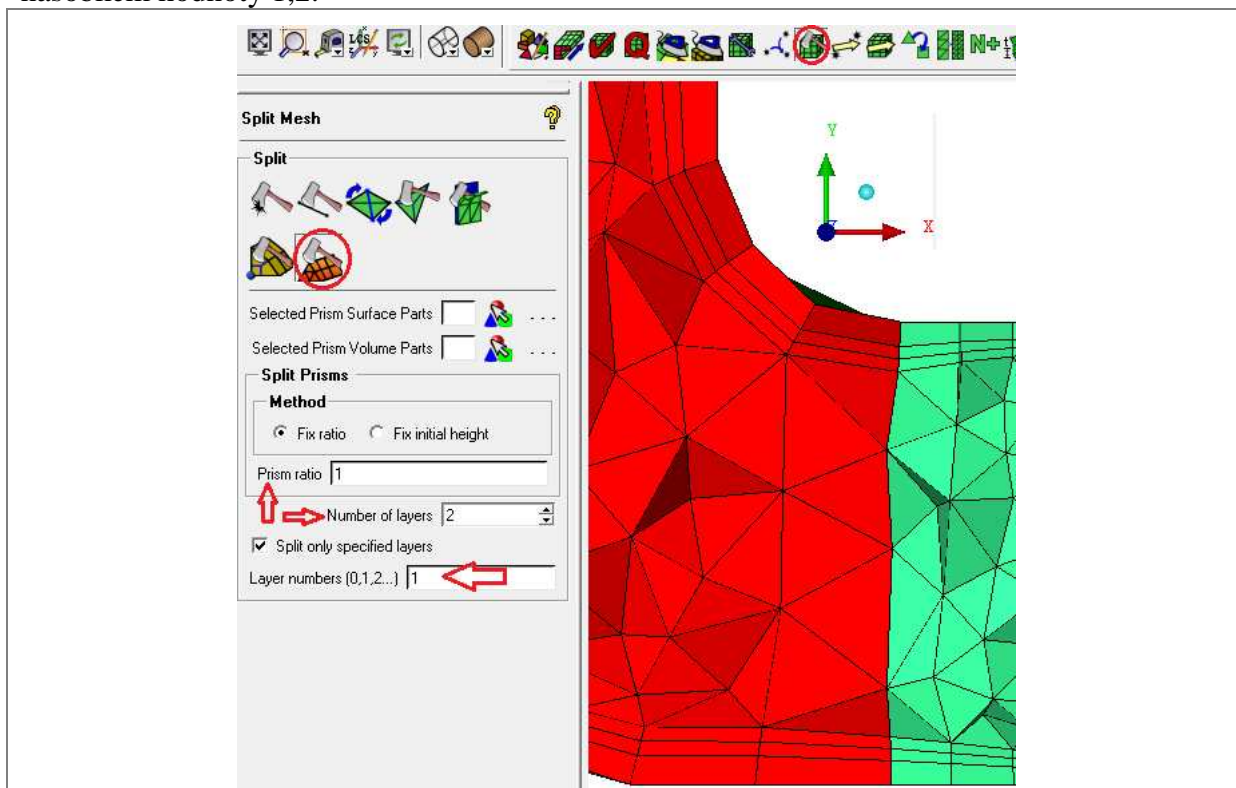
Obr. 42 Základní vrstvy prizmat mezi materiály Housing, Stator a Turbine Scale Factor 1.



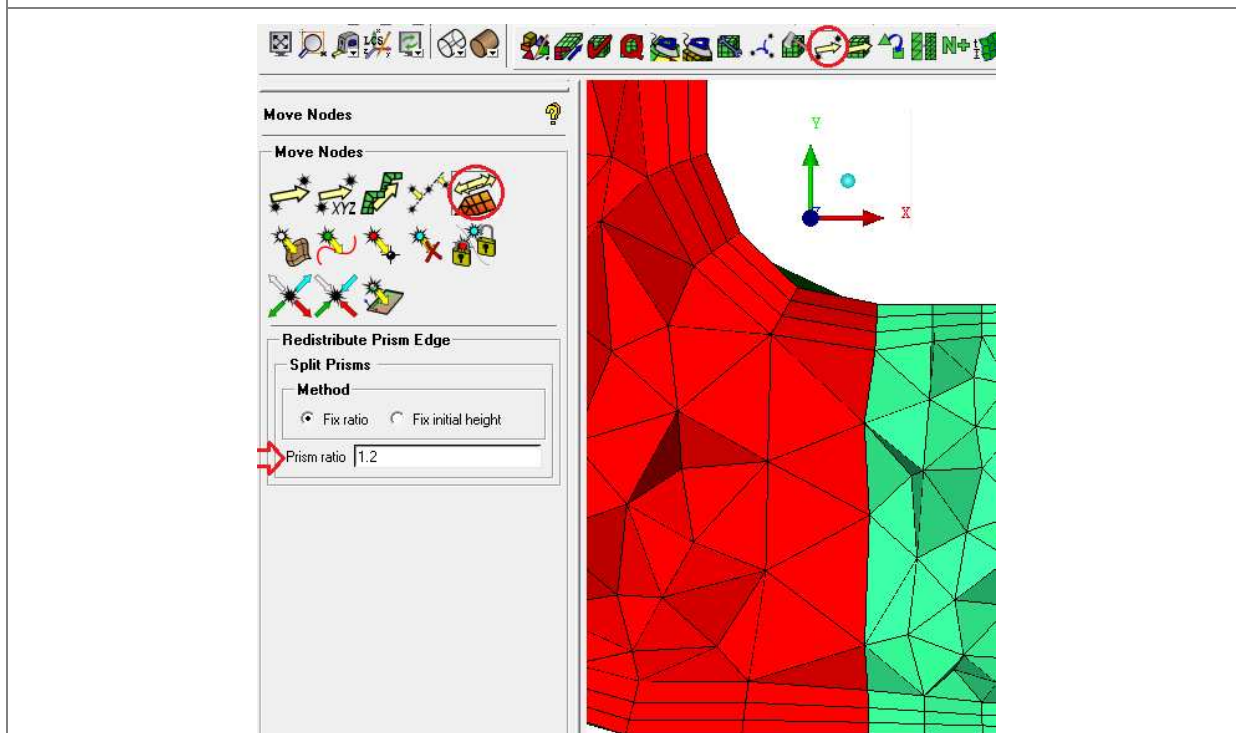
Obr. 43 Základní vrstvy prizmat mezi materiály Housing, Stator a Turbine Scale Factor 1,5.

Aby bylo u sestavy Scale Factor 1,5 dosaženo tří vrstev prizmat, musíme jednu z nich rozseknout. K tomu nám slouží příkaz popsáný na obr. 44. K vytvoření tří vrstev prizmat z předchozích dvou musíme nastavit parametry Prism ratio, Number of layers a Layer numbers. Prism ratio má stejný význam jako Height ratio a zůstává zatím na hodnotě jedna. Number of layers zde udává počet nově vytvořených vrstev. Hodnota u Layer numbers vysvětluje počet vrstev, u kterých dojde k dělení. Hodnoty na obr. 44 tedy vyjadřují, že jedna

vrstva prizmat je rozdělena na dvě. Posledním krokem je úprava Height ratio u obou typů sítí, postup je naznačen na obr. 45. Je zřejmé, že výšky jednotlivých vrstev budou narůstat násobkem hodnoty 1,2.



Obr. 44 Tvorba tří vrstev prizmat u sestavy Scale Factor 1,5.



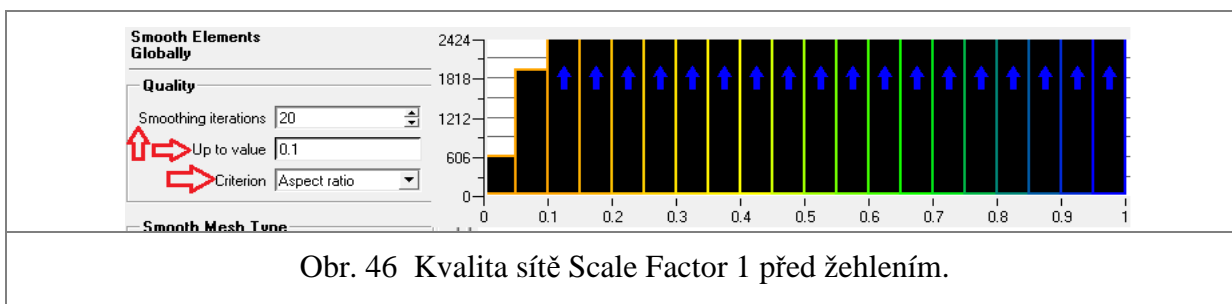
Obr. 45 Změna Height ratio u vrstev prizmat obou Scale Factorů.

4.2.6 Optimalizace kvality sítě

V programu ICEM je možné využít příkaz **Smooth Mesh Globally**, který je schopen automaticky vylepšit kvalitu sítě. Tato funkce pracuje na principu hlazení (žehlení) a podle toho, z jakých elementů je síť složena (tetra, hexa, pyramid, quad, tri), musíme použít vhodné kritérium a počet iterací k dosažení potřebné úrovně kvality.

Nastavení Smoth Mesh Globally:

- Smoothing iterations- počet iteračních kroků
- Up to value- hodnota dosažené kvality
- Criterion- zvolené kritérium žehlení

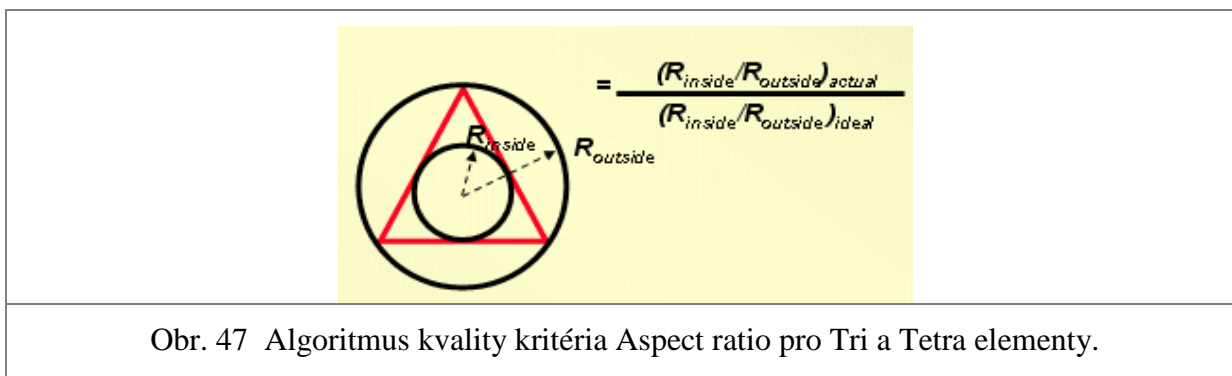


Obr. 46 Kvalita sítě Scale Factor 1 před žehlením.

Na obr. 46 jsou vidět základní parametry příkazu Smooth Mesh Globally. Každý iterační krok se vztahuje na vyhlazení určitého procenta prvků za stanovené kvality Up to value. Čím je zvoleno více iterací, tím je při jednotlivém iteračním kroku vybráno menší procento prvků a v každém dalším se toto procento zvyšuje. Např., pokud je zadáno 5 iterací, první iterace vyhladí 20% elementů, druhá 40%, atd... Při větším počtu iterací dojde k robustnějšímu vyhlazení s menším procentem elementů u jednotlivých kroků, přičemž u menšího počtu iterací je tomu přesně naopak. Nejvýhodnější je tedy postupné žehlení při menších hodnotách Smoothing iterations a od nižších hodnot Up to value k vyšším. Další důležitý parametr při hlazení je Criterion. Zde můžeme vybrat podle typu elementů (tetra, hexa, penta, pyramid, quad, tri) vhodné kritérium, které vede k nejefektivnějšímu zvýšení kvality sítě. Pro náš model byl zvolen Criterion Aspect ratio. Kvalitu sítě charakterizuje **Histogram**, viz obr. 46, kde osa y popisuje počet elementů a osa x jejich hodnotu kvality (0- nejhorší, 1- nejlepší).

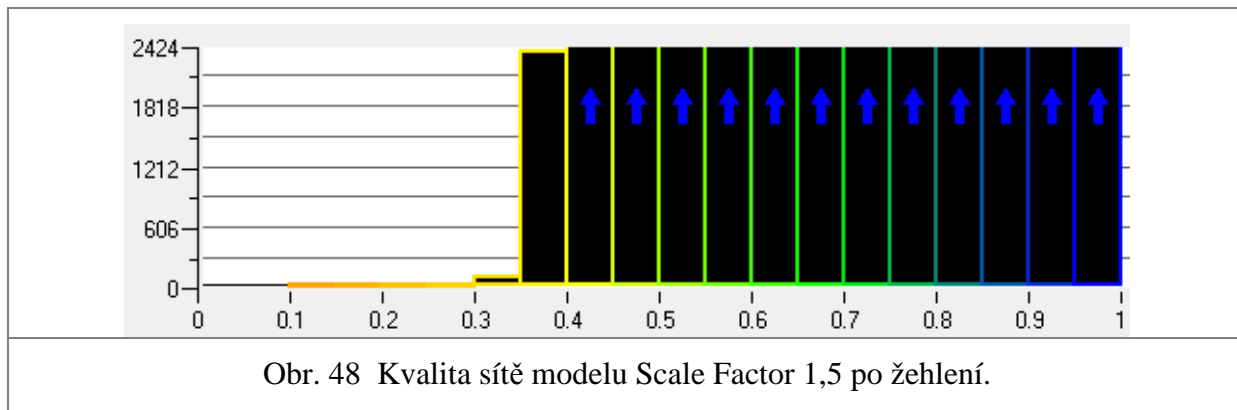
Algoritmus výpočtu kvality sítě kritéria Aspekt ratio:

- Quad- kvalitu sítě udává poměr vzdálenosti úhlopříčně protilehlých vrcholů (kratší/ delší)
- Tri a Tetra- hodnota kvality je dána poměrem aktuální vepsané a opsané kružnice každého elementu k jejich ideálním hodnotám, viz obr. 47.



Obr. 47 Algoritmus kvality kritéria Aspect ratio pro Tri a Tetra elementy.

U jednodušších modelů by neměla být hodnota kvality většiny elementů menší než **0,3**, u složitějších **0,15**. U obou řešených modelů se žehlením dosáhlo kvality **0,35**, viz obr. 48.



V kap. 4.2.4 bylo zmíněno, že tvorbou prizmat a optimalizací kvality se ustálí konečný počet elementů sítě obou případů. Přehled je charakterizován v tab. č. 6.

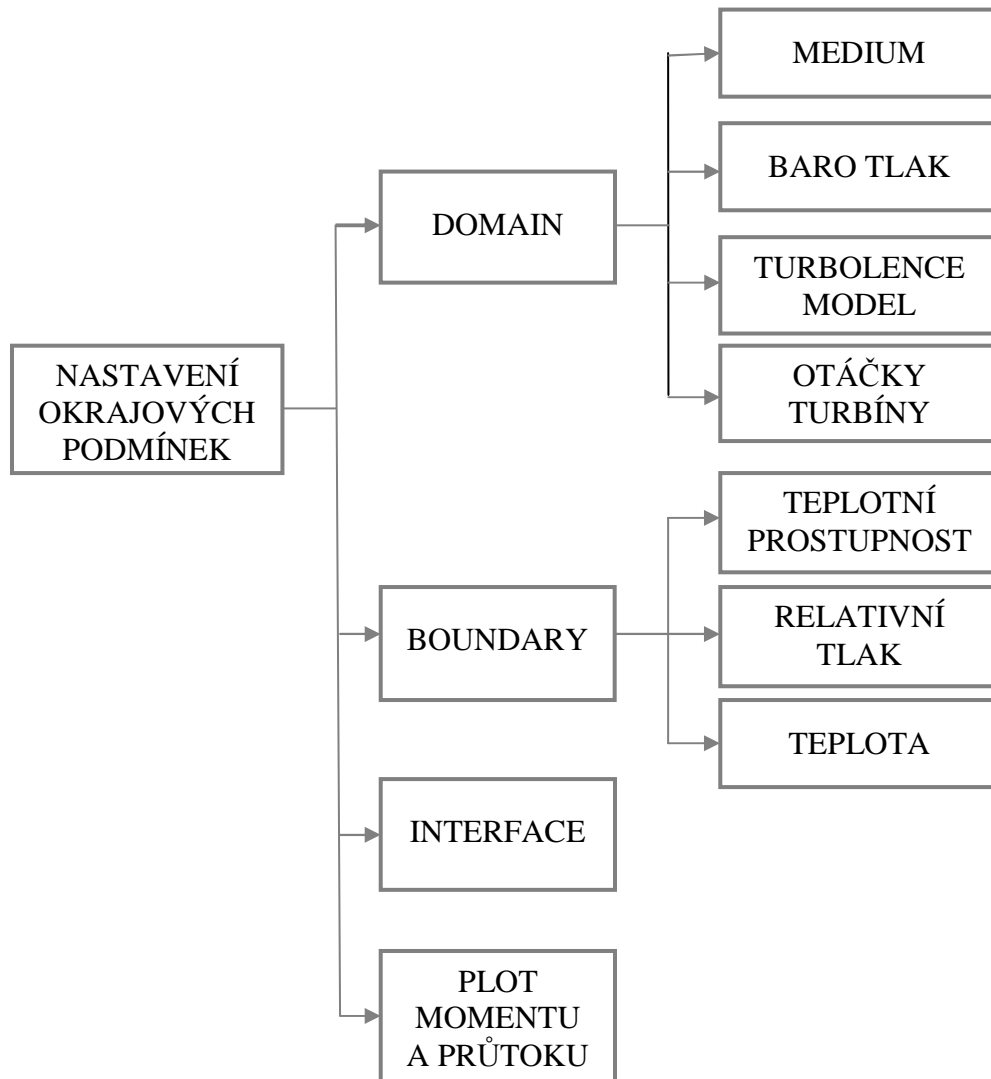
Tab. č. 6 Celkový počet elementů výpočetních sítí.		
	Scale Factor 1	Scale Factor 1.5
Celkový počet elementů	5 852 594	4 517 768

4.3 Zadání okrajových podmínek

Aby bylo možné výpočet realizovat, je zapotřebí stanovit reálné okrajové podmínky. Jejich přehled udává tab. č. 7. Je zřejmé, že okrajové podmínky budou pro oba typy případů identické. Z toho důvodu se budeme zabývat analýzou pouze jednoho z nich.

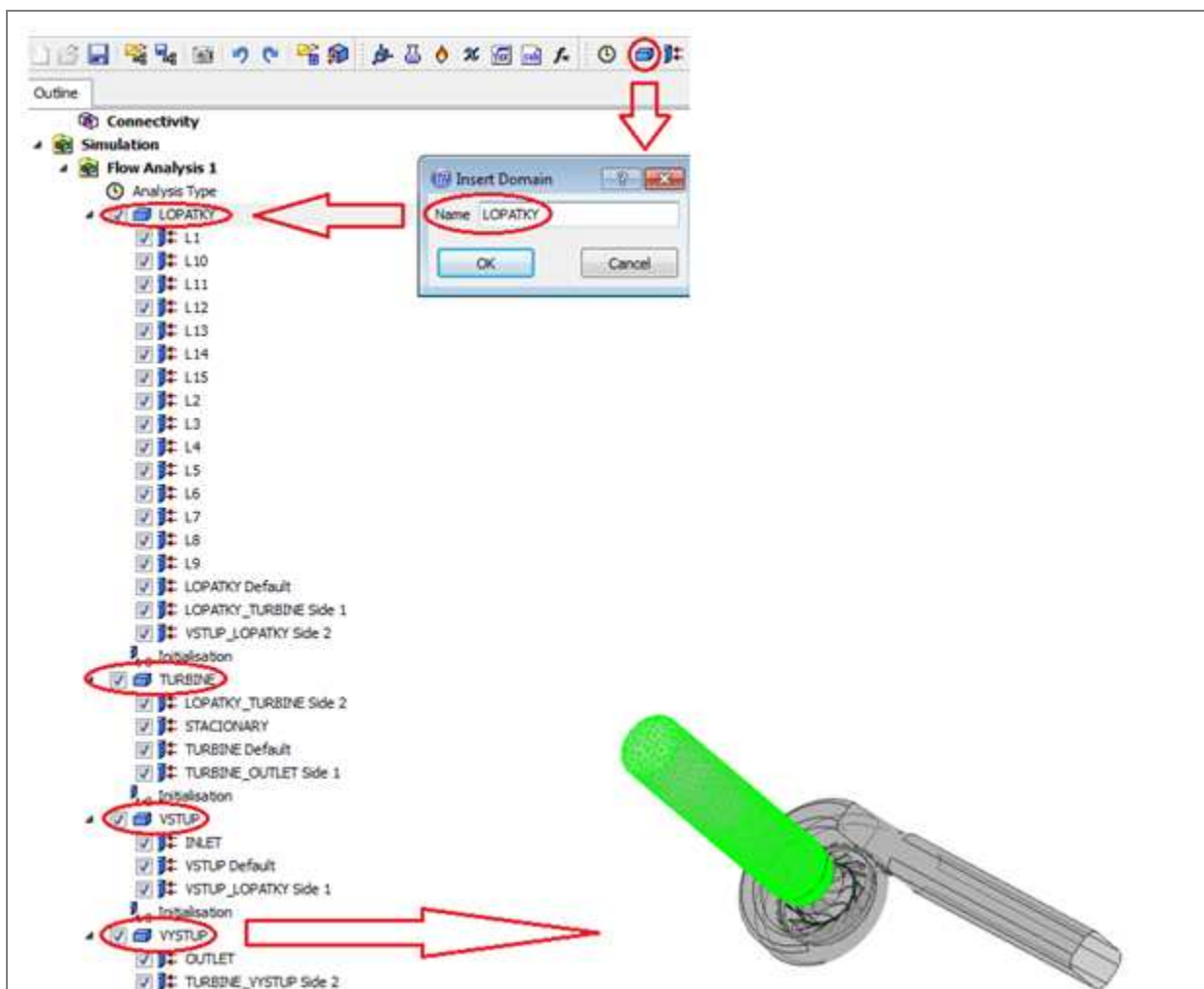
Tab. č. 7 Přehled okrajových dat modelů s natočením lopatek statoru 36,21%.				
	Housing (Inlet)	Stator	Turbine	Outlet
Medium	Ideal Gas	Ideal Gas	Ideal Gas	Ideal Gas
Relativní tlak [kPa]	30.1235			1.14
Barometrický tlak [kPa]	98.13	98.13	98.13	98.13
Teplota [°C]	263.8			
Otáčky [rpm]			45654.7	
Charakter teplotní prostupnosti	Adiabatic	Adiabatic	Adiabatic	Adiabatic
Turbulence model	Shear Stress Transport	Shear Stress Transport	Shear Stress Transport	Shear Stress Transport

Schéma č. 2. Postup zadání jednotlivých vstupních parametrů.

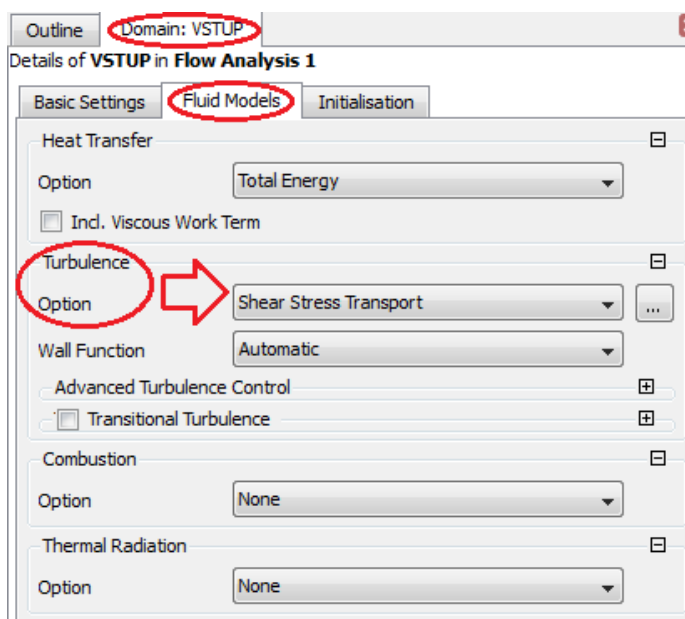


4.3.1 Nastavení domén

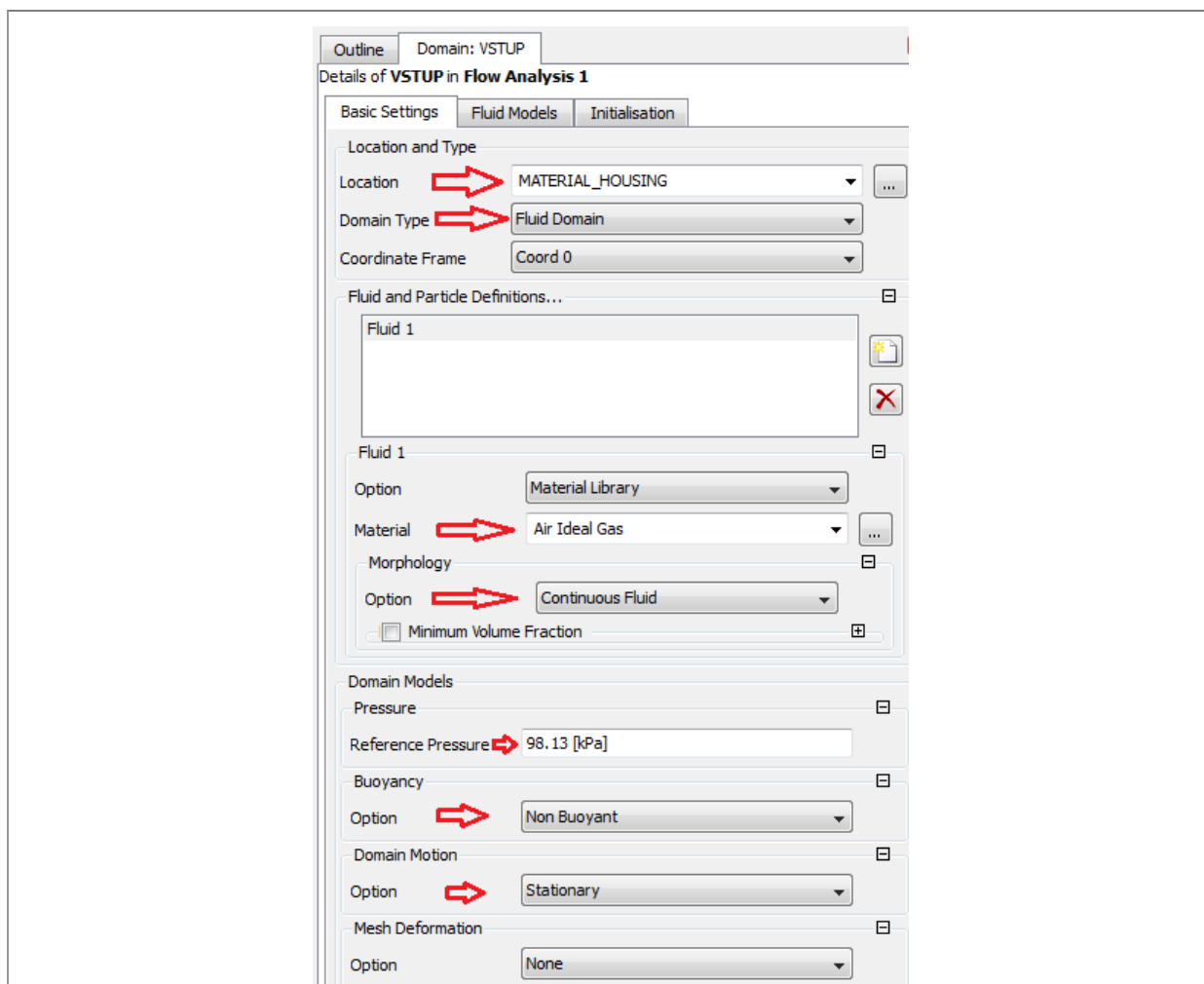
Důležitým krokem před zadáním okrajových podmínek na řešený model je analyzovat, ve kterých částech součásti tyto parametry působí. Proto byl zpočátku model rozdělen na čtyři domény, **VSTUP**, **LOPATKY**, **TURBINE** a **VYSTUP**, které jsou ohraničeny plochami interface, viz obr. 49. Jak již víme ze schématu č. 2, budou zde nastavovány podmínky typu prouděného média, barometrického tlaku, ke kterému se váže pro výpočet důležitý relativní tlak. Dále model turbulence charakterizující algoritmus výpočtu turbulentního proudění a rotace turbíny.



Obr. 49 Postup tvorby domén.



Obr. 50 Nastavení modelu turbulence Shear Stress Transport pro všechny domény.

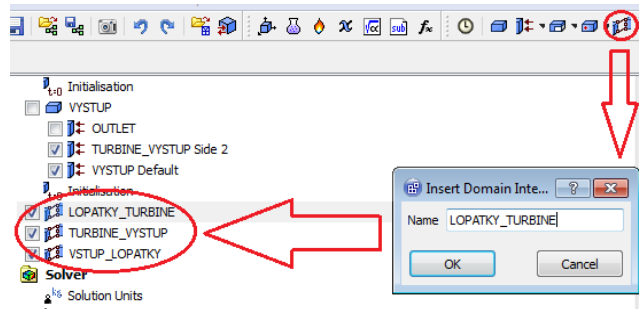


Obr. 51 Základní nastavení domén.

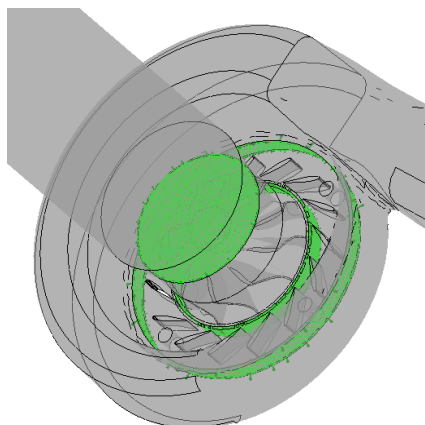
Prvním krokem při nastavení domén, viz obr. 51, je přiřazení vhodného materiálu výpočetní sítě v tzv. Location. Domain Type udává druh látky, která proudí v dané doméně. V tomto případě se jedná o plyn, nastaveno je tedy Fluid Domain. Coordinate Frame umožňuje vztah jednotlivé domény vzhledem ke globálnímu souřadnému systému (Coord 0) nebo k souřadnému systému uměle vytvořenému. Příkaz Material definuje typ plynné látky, tedy Air Ideal Gas. V nastavení Morphology lze stanovit způsob transportu částic, zde se jedná kontinuální tekutinu (Continuous Fluid). V kolonce Reference Pressure se nastavuje absolutní tlak, ke kterému jsou všechny relativní tlaky stanovené pro výpočet měřeny. Nastavení Buoyancy je zahrnuto pro toky, kde je důležitý vliv gravitace na daný výpočet, přičemž se u tohoto modelu s vlivem gravitace a vztlaku nepočítá, proto Non Buoyant. Jediné nastavení domén, co nebudou mít všechny čtyři části stejné, je jejich pohyb Domain Motion. Z důvodu reálného otáčení turbíny se zde musí počítat s Domain Motion Rotating, charakterizovaný úhlovou rychlostí (Angular Velocity) a rotací kolem osy Y (Rotating Axis Global Y).

4.3.2 Volba Interface ploch

Jak již víme z kap. 4.2.4, sítě jednotlivých turbínových částí byly spojeny skrze společné plochy s názvem Interface. Tyto plochy byly modelu ponechány, a proto je nutné, aby se vhodně nastavili a nebránili tak v průchodu toku celým modelem.

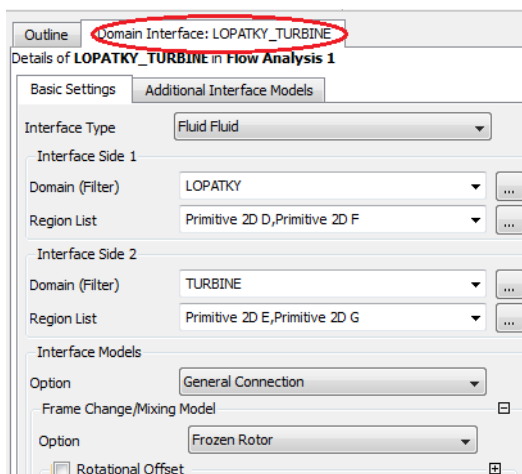


Obr. 52 Zadání Interface ploch.



Obr. 53 Vysvícení Interface ploch na modelu.

Na obr. 52 a 53 je ukázka tvorby a vykreslení Interface ploch na modelu, přičemž bylo nutné vytvořit tři Interface plochy **VSTUP_LOPATKY**, **LOPATKY_TURBINE**, **TURBINE_OUTLET**.



Obr. 54 Nastavení Interface Lopatky_Turbine.

Obr. 54 charakterizuje nastavení Interface plochy Lopatky_Turbine. Interface Type umožňuje zvolit přechod z jedné domény na druhou z hlediska materiálu proudícího v modelu (zde Fluid Fluid). Interface Side 1 a 2 je důležité z důvodu přiřazení vhodných ploch do Interface charakteru u vzájemně navazujících částí. General Connection v příkazu Interface Models

definuje obecné připojení jednotlivých domén přes Interface dle typu jejich pohybu (stejný nebo odlišný). Tuto volbu je možno v oknu Frame Change/ Mixing Model charakterizovat pro nás dvěma použitými příkazy:

- None- vhodné pro spojení příslušných domén se statickým pohybem
- Frozen Rotor- vhodné pro spojení příslušných domén na jedné straně se statickým, na druhé s rotačním pohybem

Tab. č. 8 Nastavení Interface ploch.

	VSTUP_LOPATKY	LOPATKY_TURBINE	TURBINE_OUTLET
INTERFACE TYPE	Fluid Fluid	Fluid Fluid	Fluid Fluid
INTERFACE SIDE 1	Plochy charakterizující part Skrin_Interface	Plochy charakterizující part Turbine_Interface	Plochy charakterizující part Outlet_Interface
INTERFACE SIDE 2	Plochy charakterizující part Skrin_Interface	Plochy charakterizující part Turbine_Interface	Plochy charakterizující part Outlet_Interface
FRAME CHANGE/ MIXING MODEL	None	Frozen Rotor	Frozen Rotor

4.3.3 Nastavení okrajových podmínek na mezní plochy modelu

Boundary je důležitý z hlediska zvolení požadovaných vstupních parametrů na hraniční plochy jednotlivých domén.

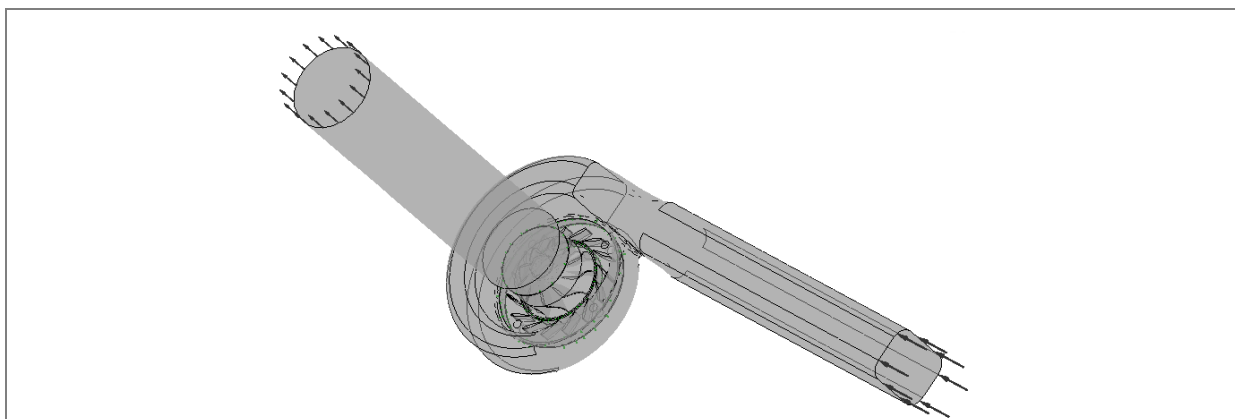
<p>Obr. 55 Tvorba Boundary podmínek.</p>	<p>Obr. 56 Základní nastavení Boundary podmínek.</p>

Prvním krokem, kterým se při nastavení Boundary podmínek zabýváme, je typ hraniční plochy Boundary Type na adekvátních hranicích Location, viz obr. 56:

- Inlet- použití na plochy, kde vstupuje tok do modelu
- Outlet- použití na plochy, kde vystupuje tok do modelu
- Wall- použití na plochy, které ohraničují tok vedený příslušným modelem

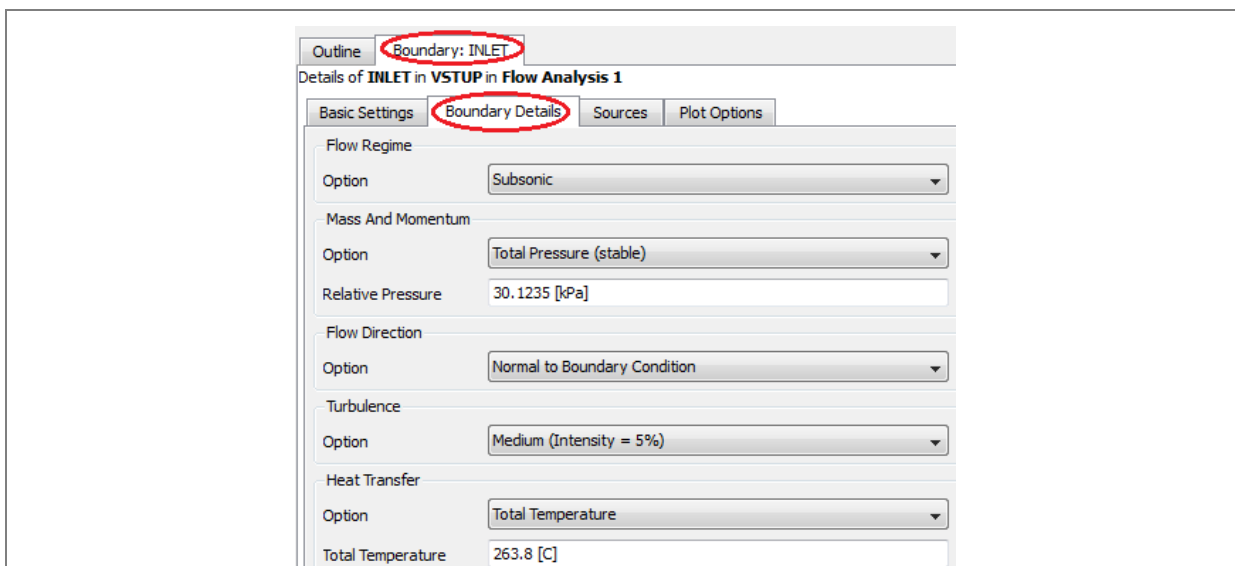
Tab. č. 9 Nastavení Boundary Type a Location v řešeném modelu.

NÁZEV BOUDARY	BOUNDARY TYPE	LOCATION
INLET	Inlet	Inlet
VSTUP Default	Wall	Vstup_1, Vstup_potrubi_1, Vstup_rad, Vstup_potrubi_rad
L1	Wall	Lopatka_1_vstup, Lopatka_1_vystup, Lopatka_1_stred_spodek, Lopatka_1_stred_vrsek
L2	Wall	Lopatka_2_vstup, Lopatka_2_vystup, Lopatka_2_stred_spodek, Lopatka_2_stred_vrsek
L3	Wall	Lopatka_3_vstup, Lopatka_3_vystup, Lopatka_3_stred_spodek, Lopatka_3_stred_vrsek
L4	Wall	Lopatka_4_vstup, Lopatka_4_vystup, Lopatka_4_stred_spodek, Lopatka_4_stred_vrsek
L5	Wall	Lopatka_5_vstup, Lopatka_5_vystup, Lopatka_5_stred_spodek, Lopatka_5_stred_vrsek
L6	Wall	Lopatka_6_vstup, Lopatka_6_vystup, Lopatka_6_stred_spodek, Lopatka_6_stred_vrsek
L7	Wall	Lopatka_7_vstup, Lopatka_7_vystup, Lopatka_7_stred_spodek, Lopatka_7_stred_vrsek
L8	Wall	Lopatka_8_vstup, Lopatka_8_vystup, Lopatka_8_stred_spodek, Lopatka_8_stred_vrsek
L9	Wall	Lopatka_9_vstup, Lopatka_9_vystup, Lopatka_9_stred_spodek, Lopatka_9_stred_vrsek
L10	Wall	Lopatka_10_vstup, Lopatka_10_vystup, Lopatka_10_stred_spodek, Lopatka_10_stred_vrsek
L11	Wall	Lopatka_11_vstup, Lopatka_11_vystup, Lopatka_11_stred_spodek, Lopatka_11_stred_vrsek
L12	Wall	Lopatka_12_vstup, Lopatka_12_vystup, Lopatka_12_stred_spodek, Lopatka_12_stred_vrsek
L13	Wall	Lopatka_13_vstup, Lopatka_13_vystup, Lopatka_13_stred_spodek, Lopatka_13_stred_vrsek
L14	Wall	Lopatka_14_vstup, Lopatka_14_vystup, Lopatka_14_stred_spodek, Lopatka_14_stred_vrsek
L15	Wall	Lopatka_15_vstup, Lopatka_15_vystup, Lopatka_15_stred_spodek, Lopatka_15_stred_vrsek
LOPATKY Default	Wall	Regulacni_tycky, stator, sikmina
TURBINE Default	Wall	Turbine, turbine_nonrotary, turbine_edges, turbine_edges_2
STACIONARY	Wall	Turbine_zaobleni, turbine_zuzeni
OUTLET	Outlet	Outlet
VYSTUP Default	Wall	Vystup_potrubi, vystup_zkoseni

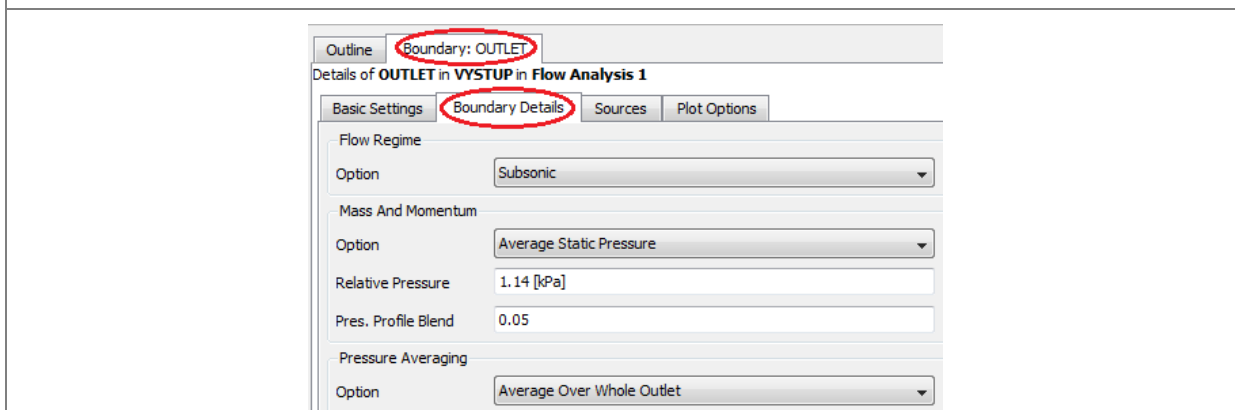


Obr. 57 Nastavení Boundary podmínek Inlet a Outlet.

Šipky vcházející na plochu Inlet a vycházející z plochy Outlet vyjadřují směr toku daným modelem, viz obr. 57. Aby bylo možné vypočítat hmotnostní tok, musí se na Inlet a Outlet nastavit vstupní a výstupní tlak média a pro stanovení adiabatického charakteru přestupu tepla stěnami (wall) i vstupní teplota.

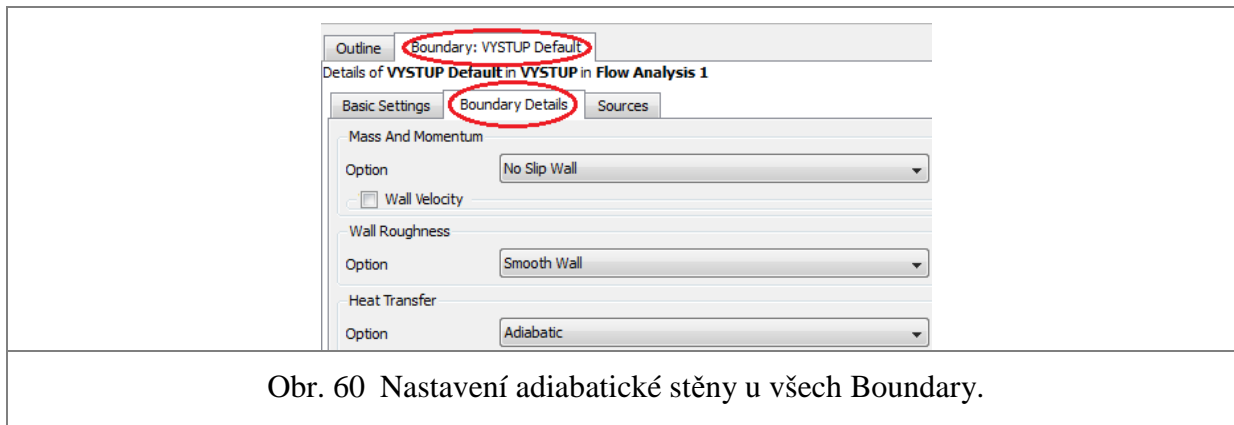


Obr. 58 Nastavení vstupního tlaku a teploty na Boundary Inlet.



Obr. 59 Nastavení výstupního tlaku na Boundary Outlet.

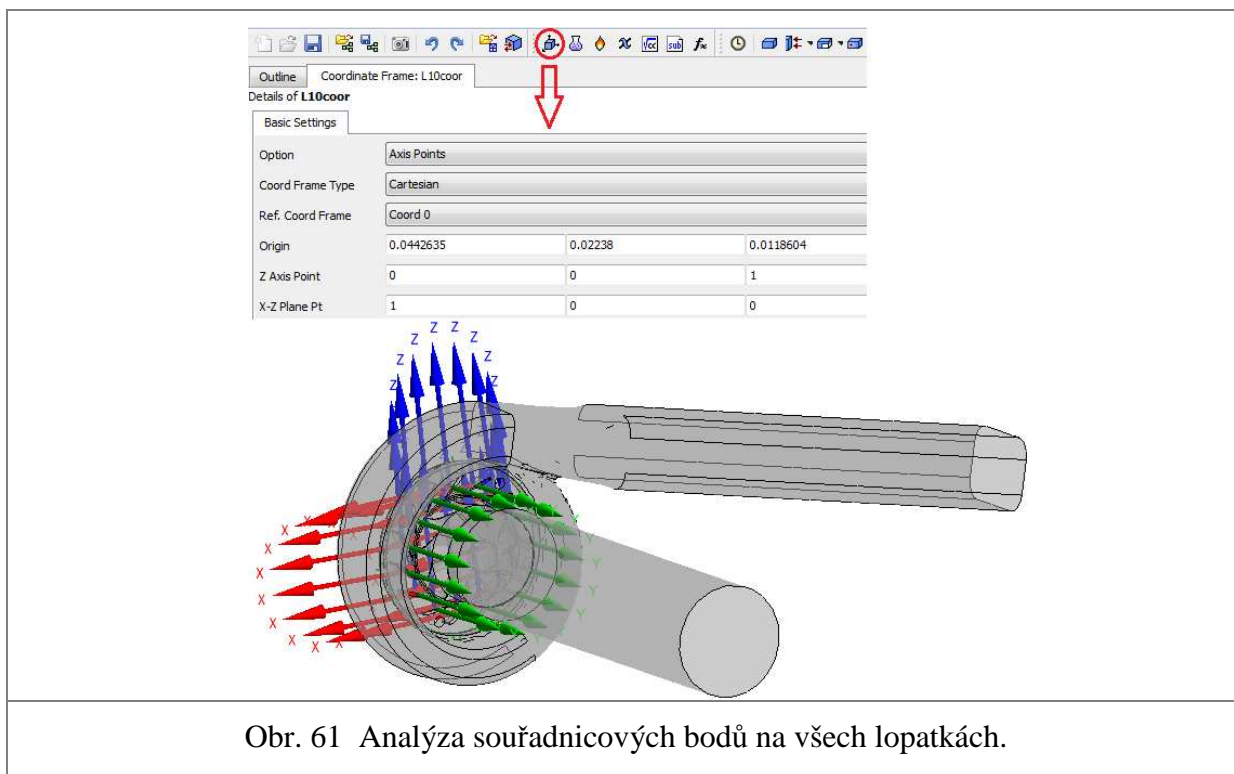
Na obr. 59 je nastavení Boundary Outletu, kde je potřeba zahrnout relativní výstupní tlak. To umožňuje nastavení Average Static Pressure, který není po celé oblasti Outletu stejný. Proto se v tomto místě počítá s jeho průměrnou hodnotou, což umožňuje Average Over Whole Outlet.



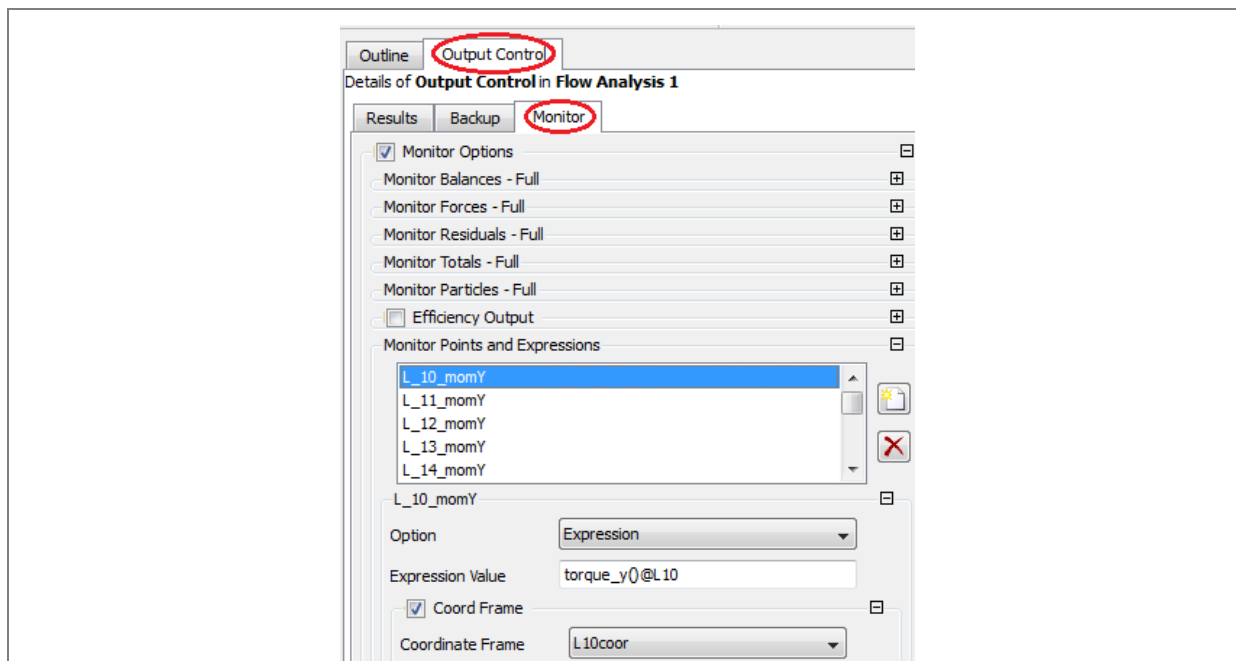
Obr. 60 popisuje Boundary Details u všech částí, kde je definován **Wall** Boundary Type (stěna). Přehled je ukázán v tab. č. 9. Nastavení No Slip Wall vyjadřuje nulovou rychlost proudu media u stěn modelu. Wall Roughness charakterizuje drsnost povrchu stěny, my jsme volili Smooth Wall (hladká stěna). Poslední podmínka je Heat Transfer, tedy přestup tepla, kde je definován adiabatický charakter. Nedochází tedy k prostupu tepla do okolí.

4.3.4 Nastavení hmotnostního toku a momentů na lopatky statoru

Pro kontrolu správného průběhu výpočtu momentů na lopatkách a hmotnostního průtoku na Inlet a Outlet je zapotřebí zadat monitorování těchto dat. Musíme zjistit souřadný systém všech lopatek, kolem kterého se mají lopatky otáčet. To bylo realizováno v programu ProEngineer.

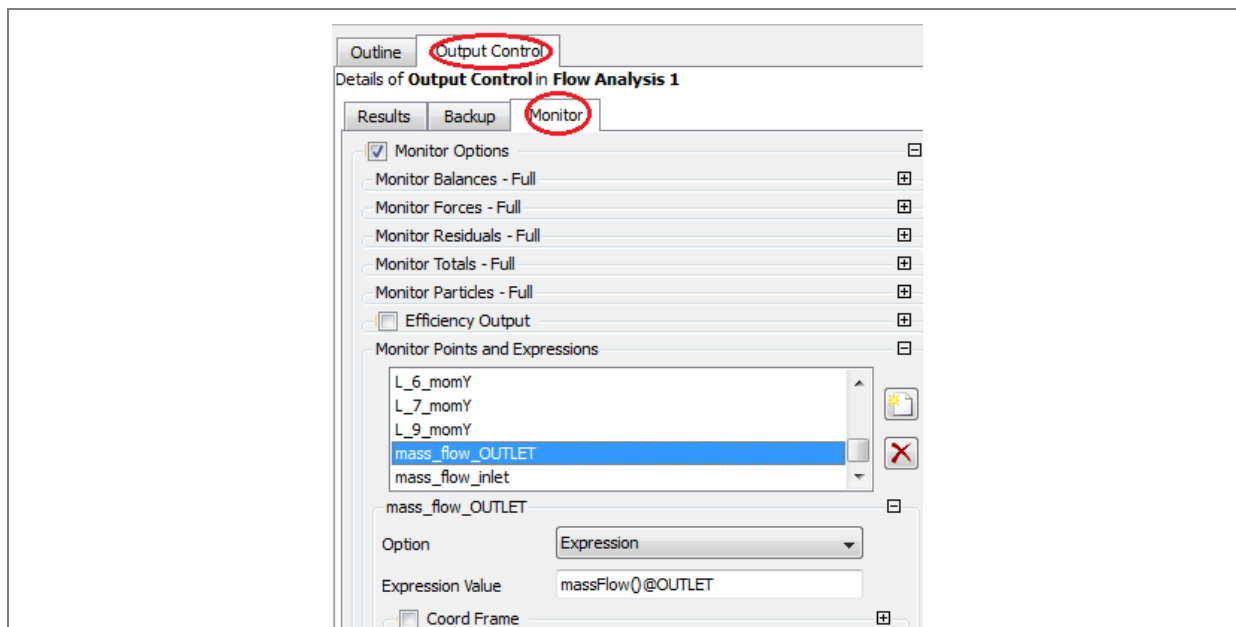


Na obr. 61 je ukázán způsob tvorby všech souřadnicových bodů lopatek v CFX. Je zde popsán bod (Axis Point) na ose kartézského (Cartesian) souřadného systému vztáženého ke globálnímu (Coor 0). Zadání X/Y/Z souřadnic je možno v příkazu Origin.



Obr. 62 Nastavení momentu na lopatky statoru.

Na obr. 62 je definován požadavek na výpočet momentu lopatky L10, který vyžaduje zadání vzorce pro ukládání dat momentu při výpočtu (Expression Value) vzhledem k danému souřadnému systému lopatky (L10coord).



Obr. 63 Nastavení hmotnostního toku.

Výpočet hmotnostního toku vyžaduje stejný princip nastavení jako u momentu na lopatky s rozdílem vazby na globální souřadný systém, viz obr. 63.

4.4 Analýza výsledků řešených případů

Hlavní bodem této kapitoly je porovnat výsledky silového působení média na lopatky statoru u případů s různou výpočetní sítí, přičemž bude model vyhodnocován z hlediska:

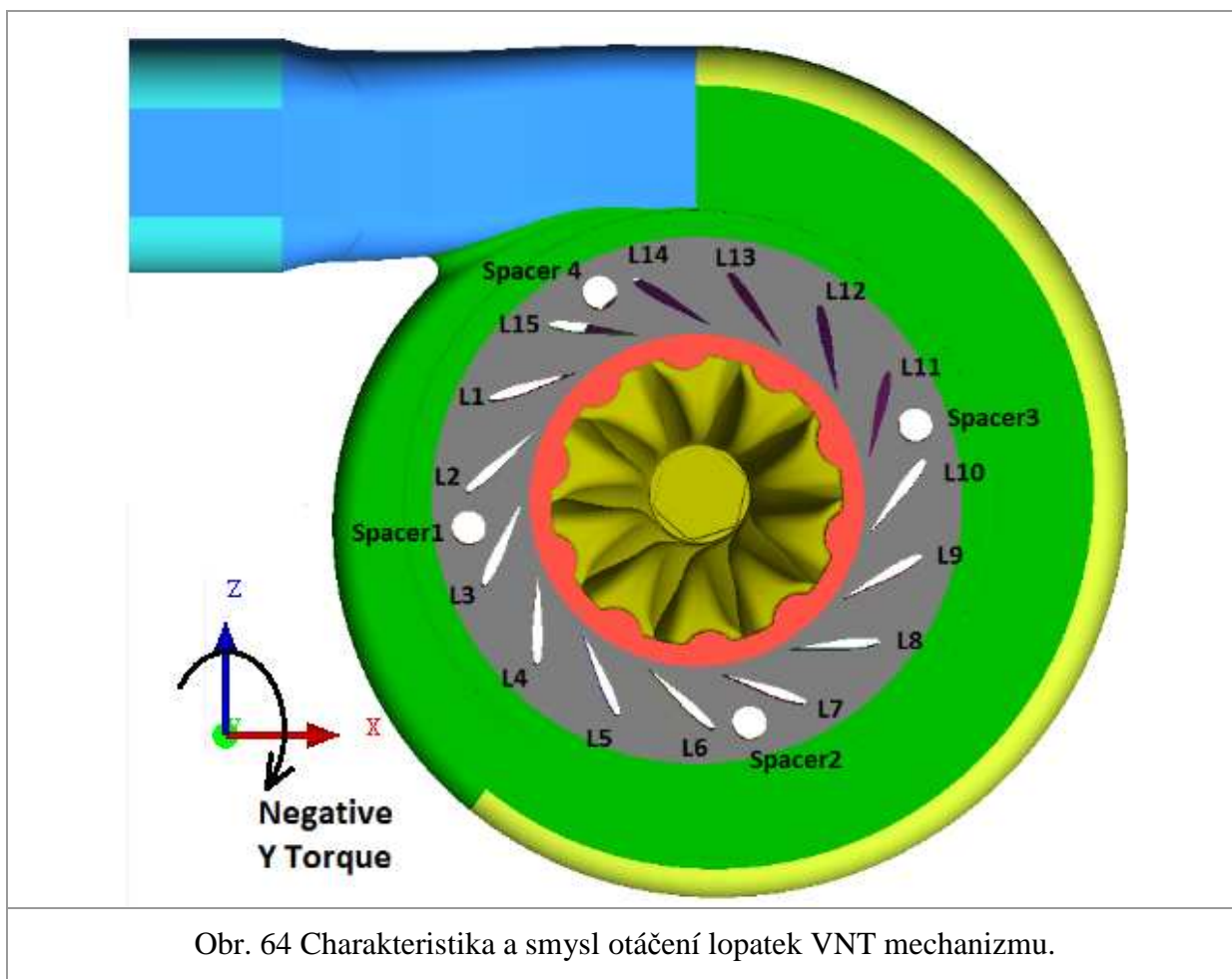
- hmotnostního průtoku celým modelem
- silového zatížení lopatek statoru

4.4.1 Porovnání vypočtených a reálných hmotnostních průtoků

		Inlet	Outlet
Mass Flow [kg/s]	Scale Factor 1	0.18189	-0.18187
	Scale Factor 1.5	0.17847	-0.17777
	Real	0.17	0.17

Důležitou informací o přesnosti výpočtu nám udává získaný hmotnostní průtok daného plynu. Dle tab. č. 10 je zřejmé, že rozdíly mezi vypočtenými a změřenými hodnotami jsou minimální. V tomto ohledu tedy vyhovují oba typy sítí.

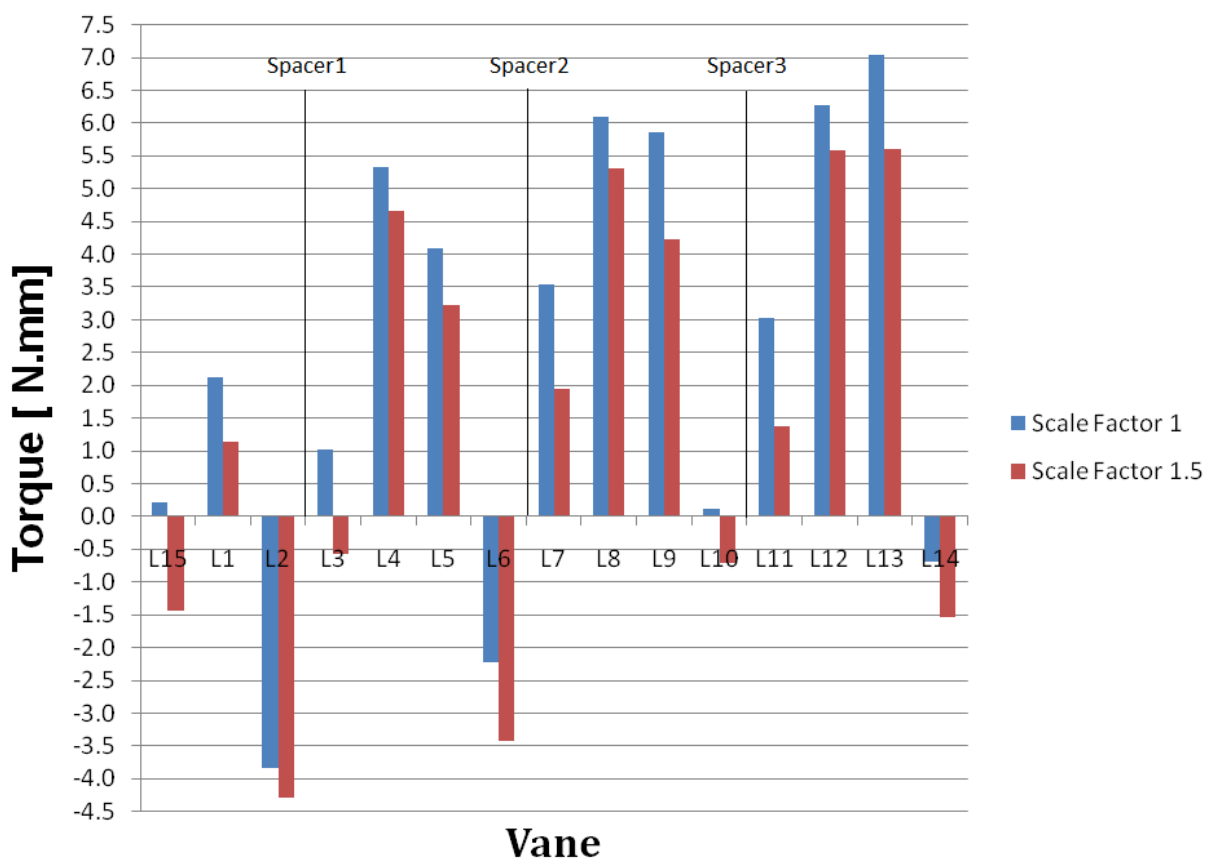
4.4.2 Analýza silového zatížení lopatek VNT mechanismu



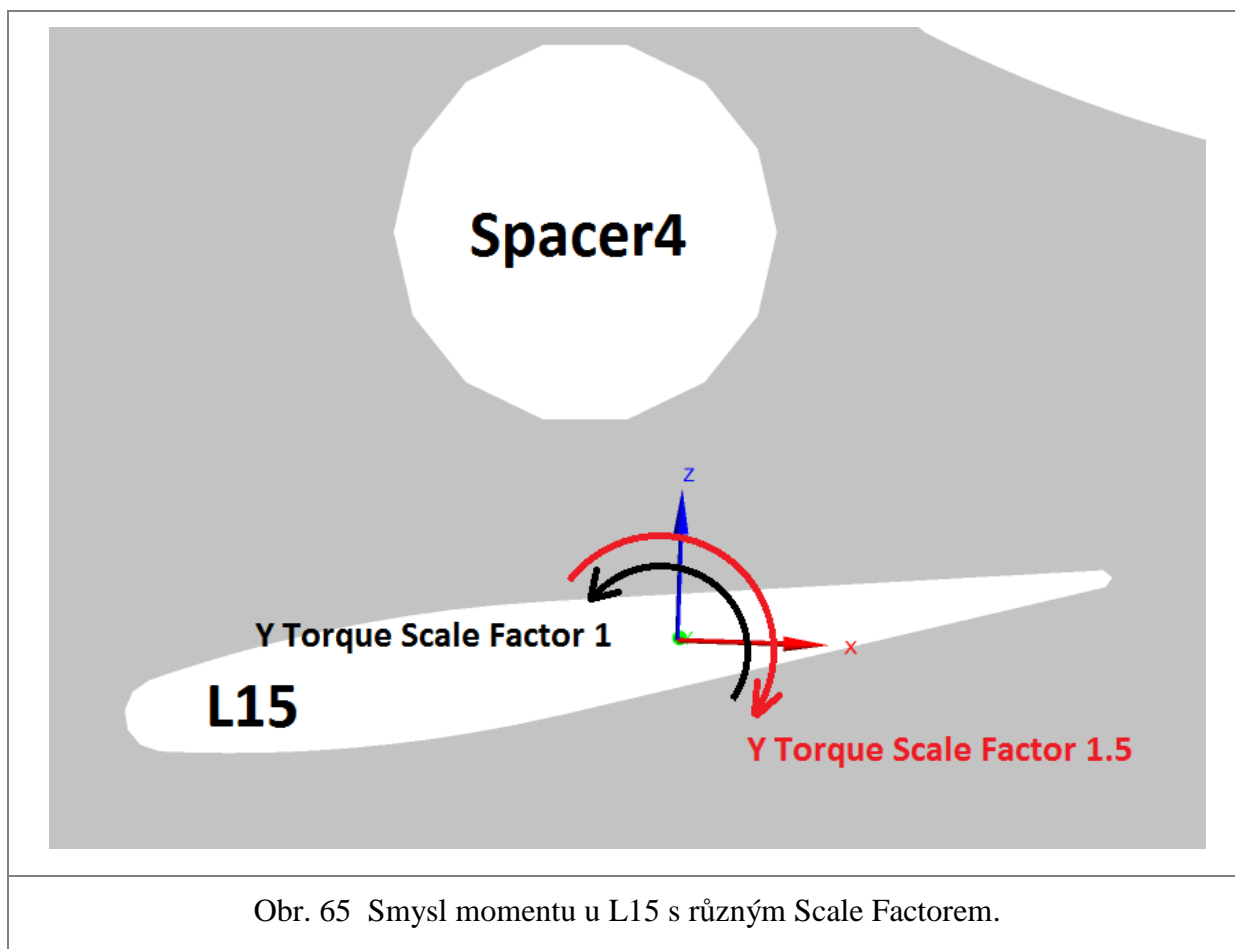
Tab. č. 11 Analýza vypočtených hodnot momentu lopatek.

	Torque Scale Factor 1 [N.mm]	Torque Scale factor 1.5 [N.mm]
L1	2.1297	1.1451
L2	-3.8323	-4.2919
L3	1.0195	-0.5766
L4	5.3382	4.6609
L5	4.0930	3.2226
L6	-2.2183	-3.4288
L7	3.5313	1.9519
L8	6.1000	5.3000
L9	5.8687	4.2328
L10	0.1196	-0.7188
L11	3.0254	1.3753
L12	6.2818	5.5799
L13	7.0444	5.6093
L14	-0.6889	-1.5263
L15	0.2191	-1.4301

Graf č. 1 Momentové zatížení lopatek
statoru

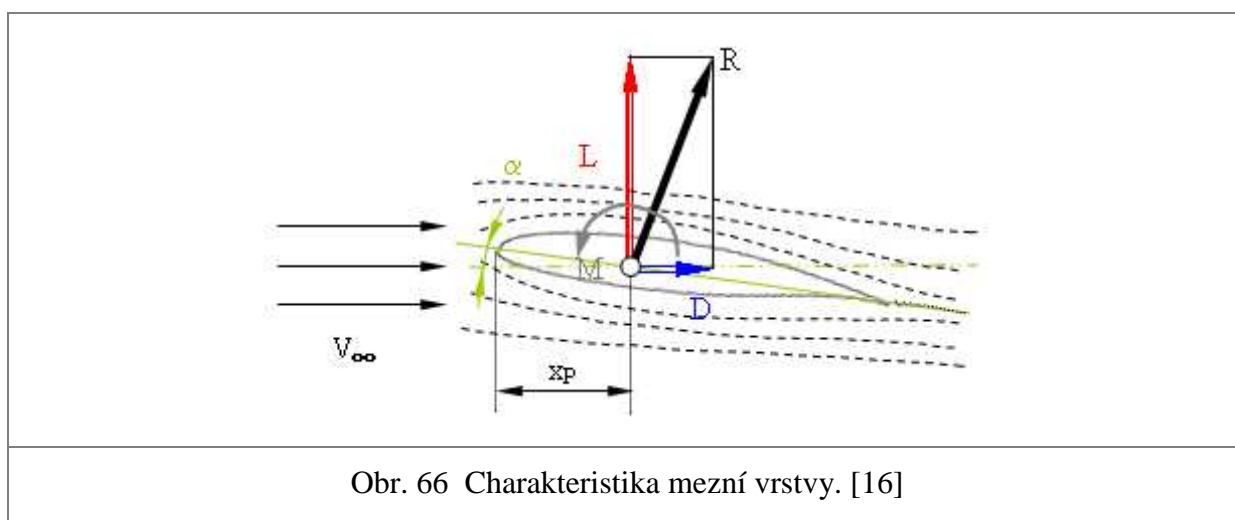


Z tab. č. 11 a dle grafického porovnání je zřejmá neshoda smyslu momentů u lopatek L15, L3 a L10 s odlišnou výpočetní sítí. Příčina bude analyzována na případě L15/Spacer4 dle rychlostního a tlakového porovnání výsledků řešení.



Obr. 65 Smysl momentu u L15 s různým Scale Factorem.

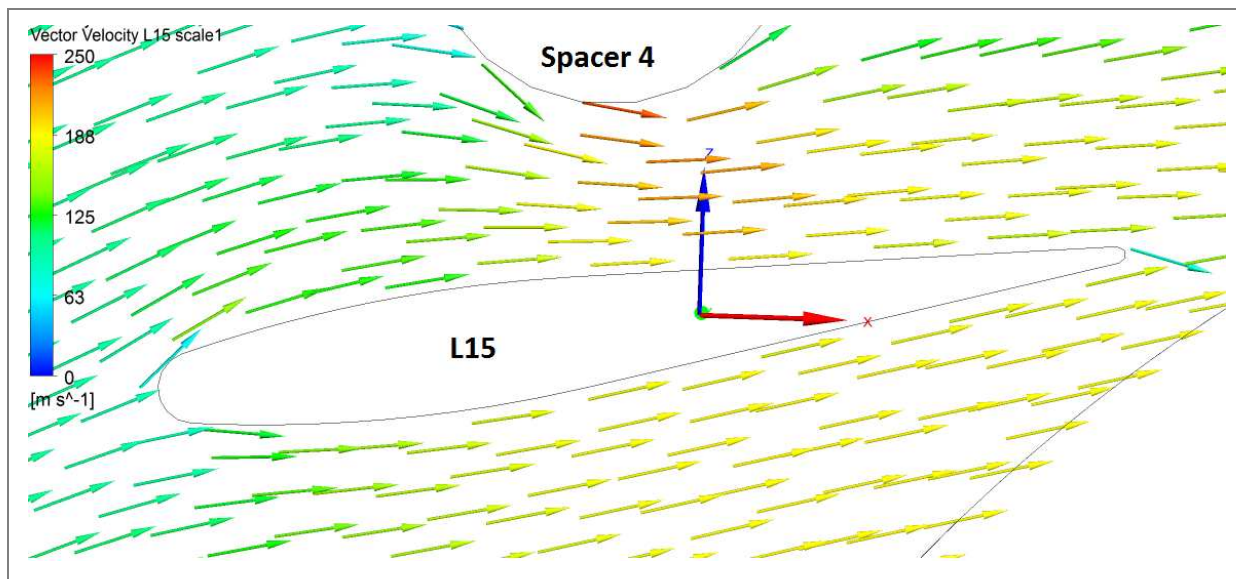
Dle obr. 65 je zjevný odlišný smysl momentu na L15 u sítí s rozdílným Scale Factorem.



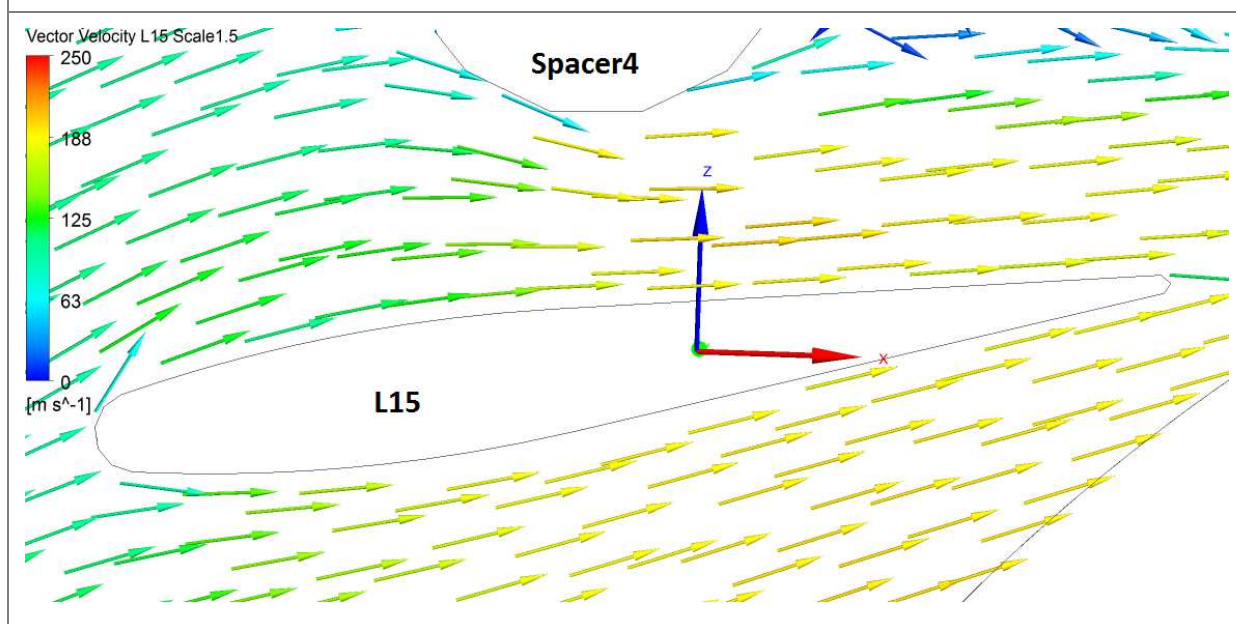
Obr. 66 Charakteristika mezní vrstvy. [16]

Na obr. 66 jsou vyznačeny veličiny, které udávají velikost a smysl síly R (daná složkami L a D) a tím i charakter momentu M na lopatku při turbulentní proudění. V našem případě uvažujeme dvě totožné lopatky L15. To znamená, že profily a osa rotace jsou stejné a tím

považujeme rozměr x_p za konstantní. Nebudeme-li posuzovat vliv hustoty a viskozity média, moment na lopatce L15 je definován rychlostí v_∞ a úhlem náběhu proudu α .

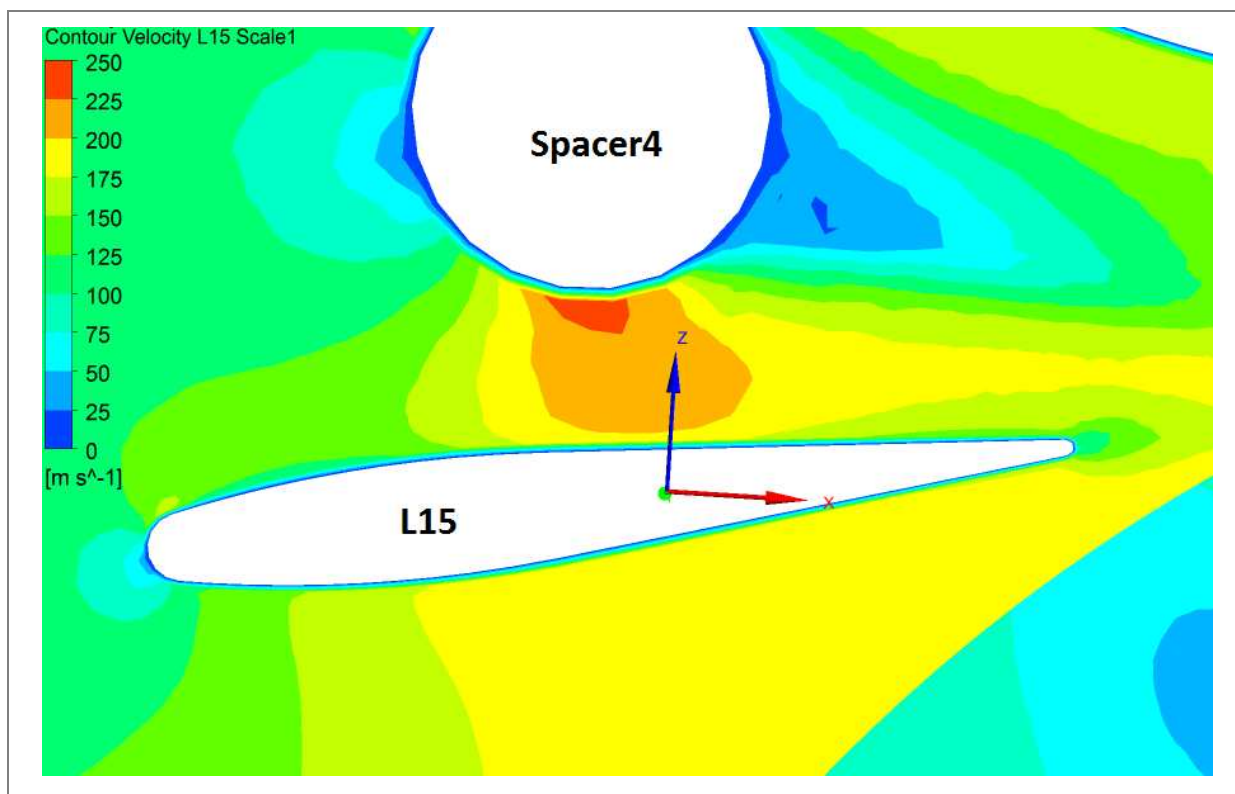


Obr. 67 Vektory rychlosti u L15 a Spacer4 sítě Scale Factor 1.

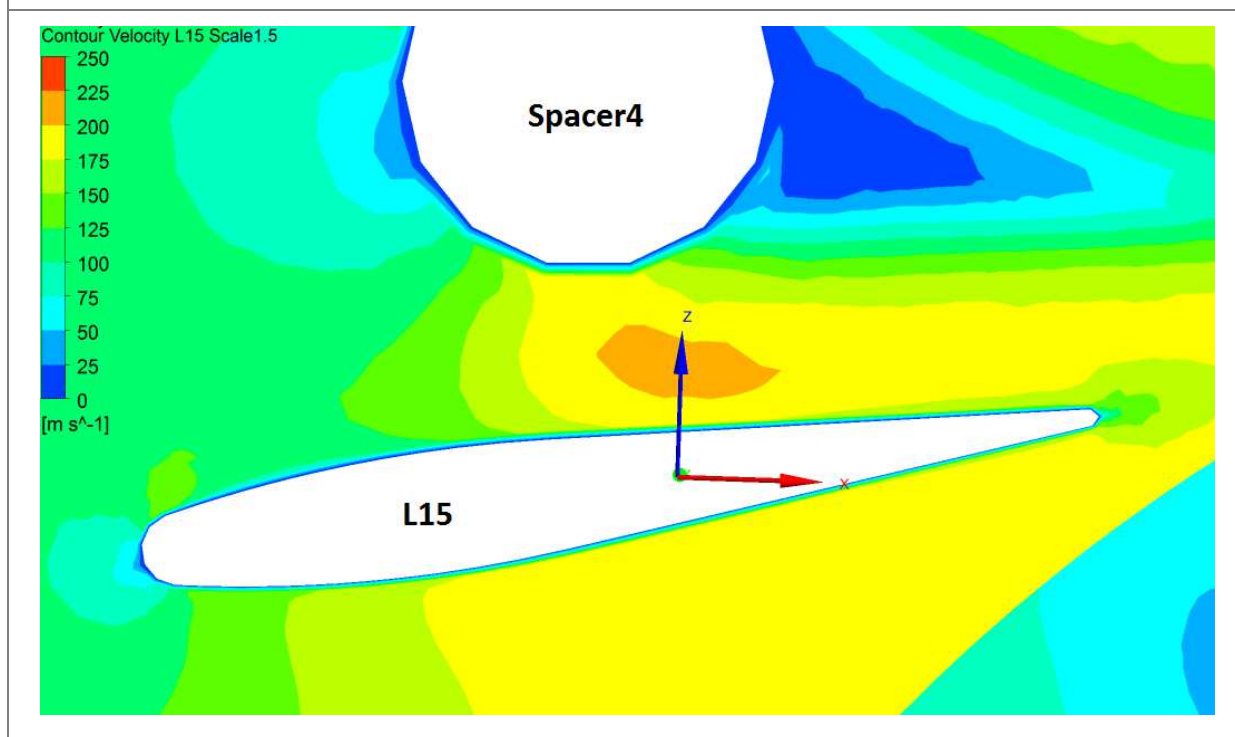


Obr. 68 Vektory rychlosti u L15 a Spacer4 sítě Scale Factor 1,5.

Dle obr. 67 a 68 lze posoudit směr rychlosti a tím i úhel náběhu proudu na L15 u odlišných sítí. Můžeme zde konstatovat, že úhel náběhu je téměř totožný. To znamená, že rozhodující vliv na smysl momentu bude mít velikost rychlosti.

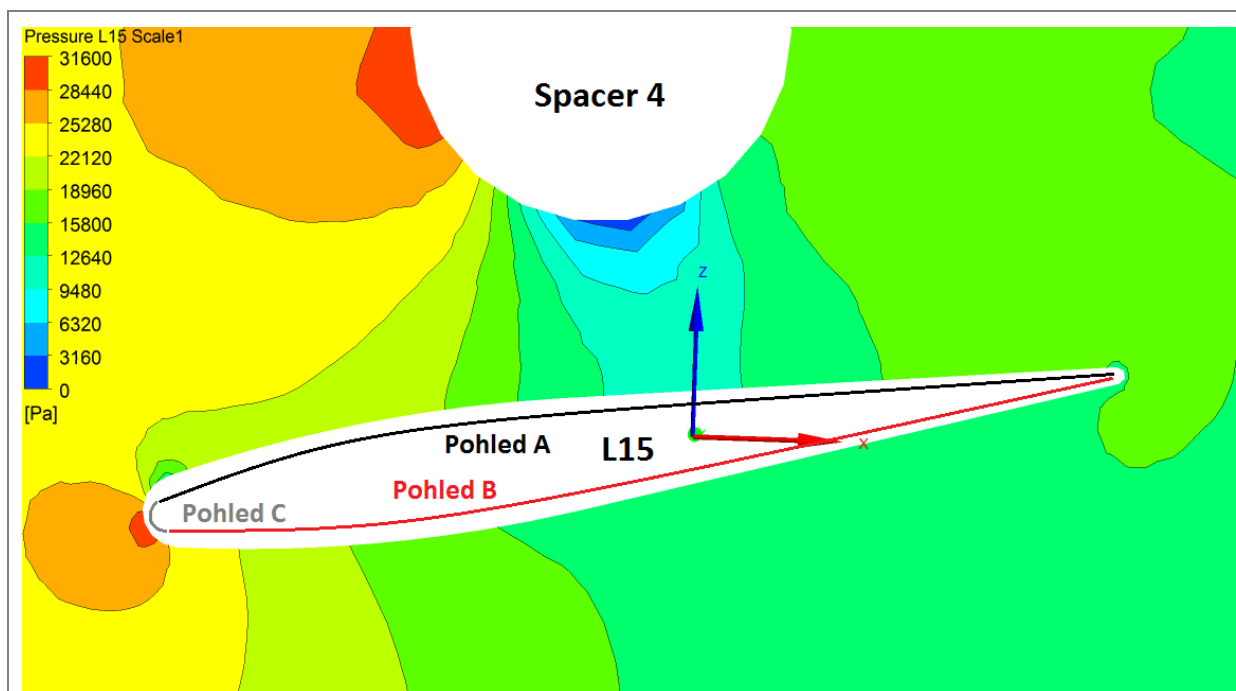


Obr. 69 Analýza rychlosti u L15 a Spacer4 sítě Scale Factor 1.

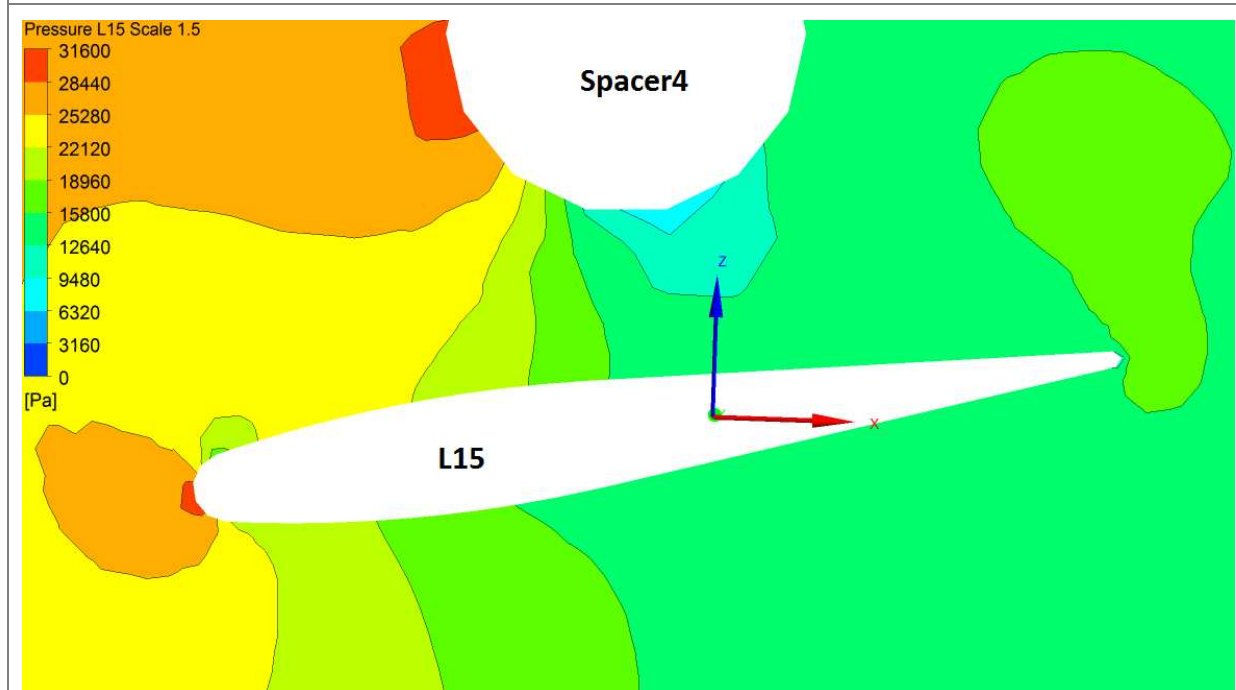


Obr. 70 Analýza rychlosti u L15 a Spacer4 sítě Scale Factor 1,5.

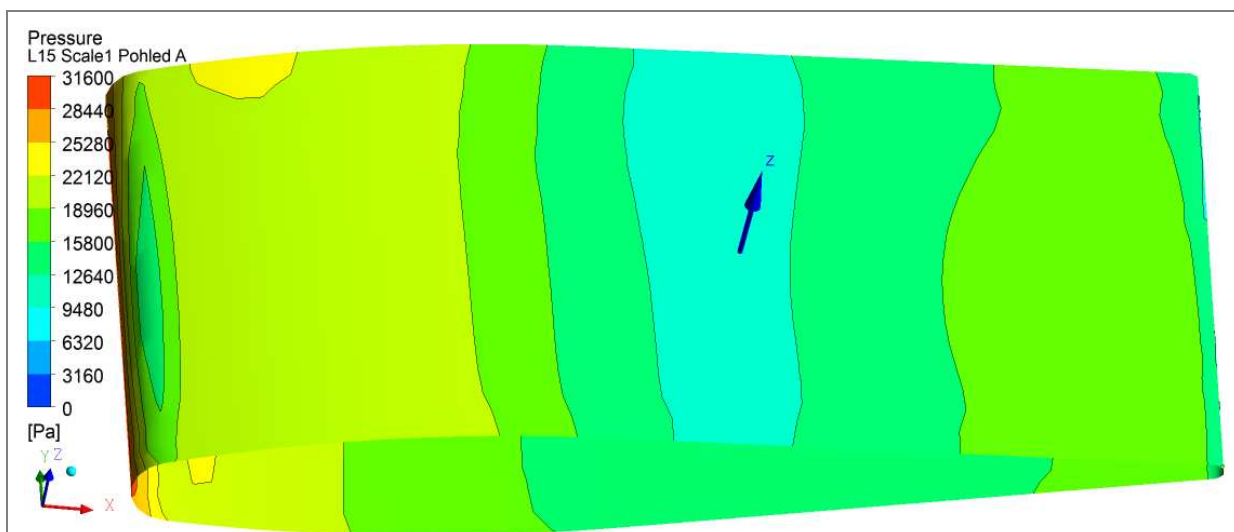
Z rychlostního pole dle obr. 69 a 70 je značný velký rozdíl hodnot rychlosti mezi Scale Factor 1 a 1,5 hlavně v oblasti mezi L15 a Spacer4. U Scale Factoru 1,5 je zde dosaženo menší rychlosti toku média.



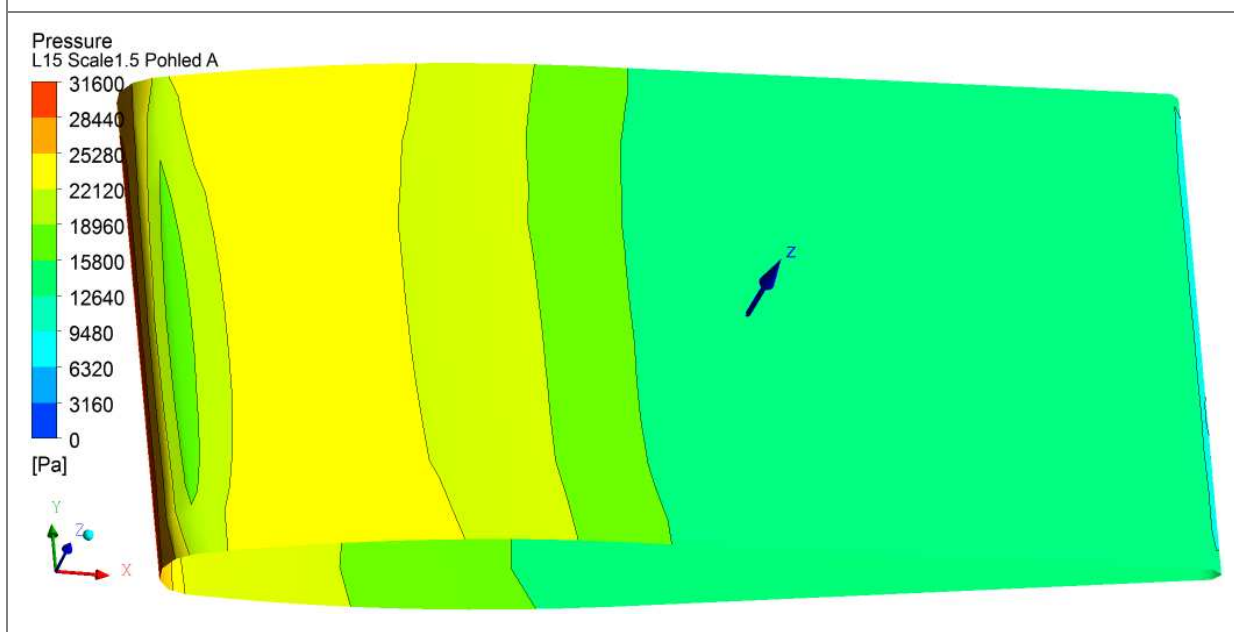
Obr. 71 Analýza tlaku u L15 a Spacer4 sítě Scale Factor 1.



Obr. 72 Analýza tlaku u L15 a Spacer4 sítě Scale Factor 1,5.



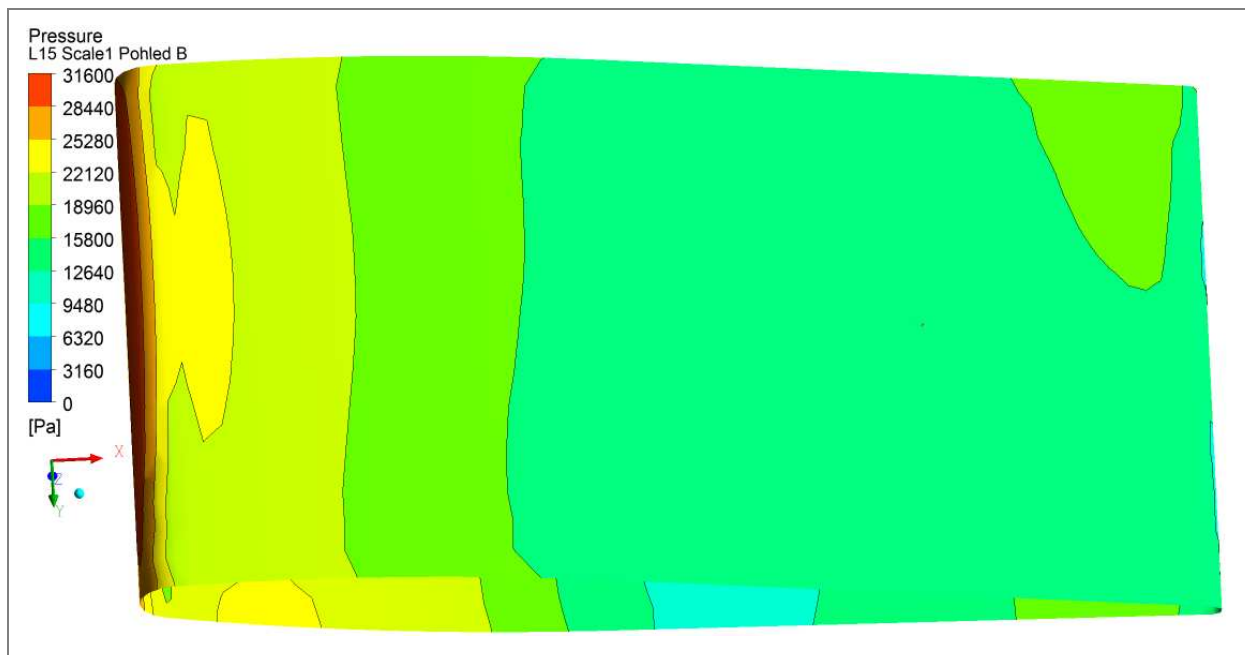
Obr. 73 Analýza tlaku u L15 Scale Factor 1 pohled A.



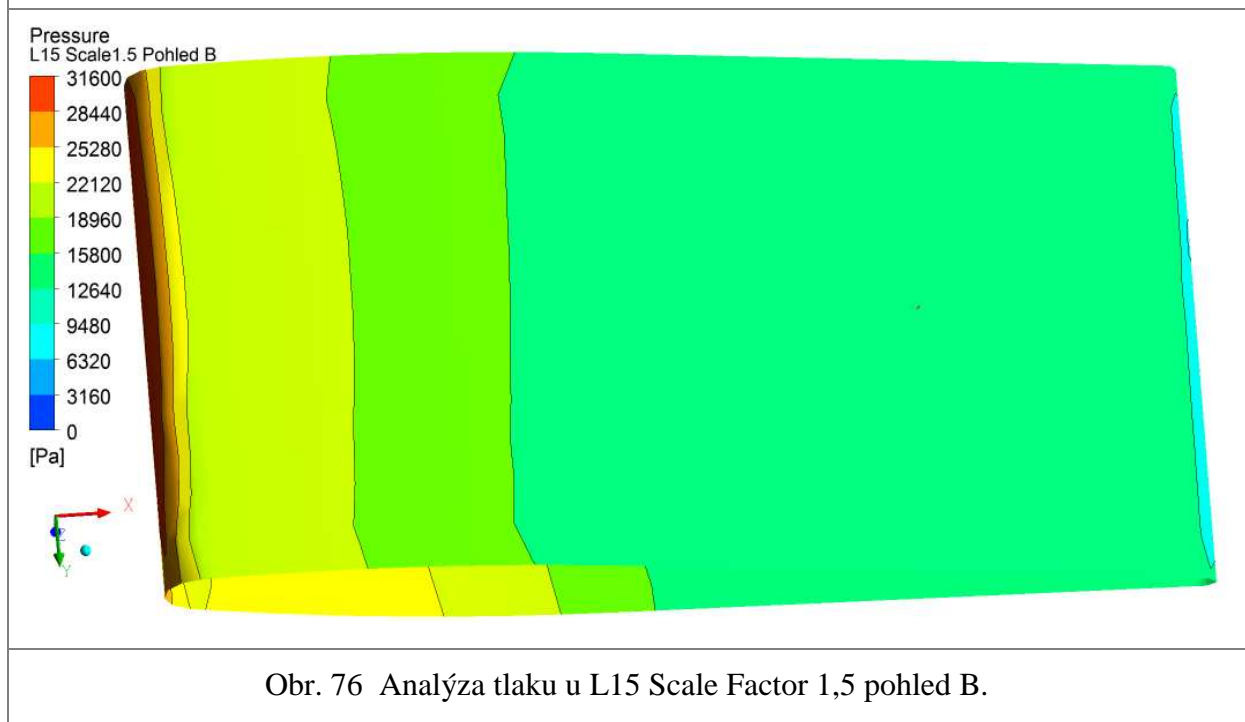
Obr. 74 Analýza tlaku u L15 Scale Factor 1,5 pohled A.

Z tlakového namáhání L15 můžeme na obr. 73 a 74 vidět rozdíl mezi modely Scale Factor 1 a 1,5, přičemž je zřejmé, že na L15 Scale Factor 1 dochází oproti Scale Factoru 1.5 k:

- levá oblast pohledu A- nižší tlak
- střed pohledu A- nižší tlak
- pravá oblast pohledu A- vyšší tlak



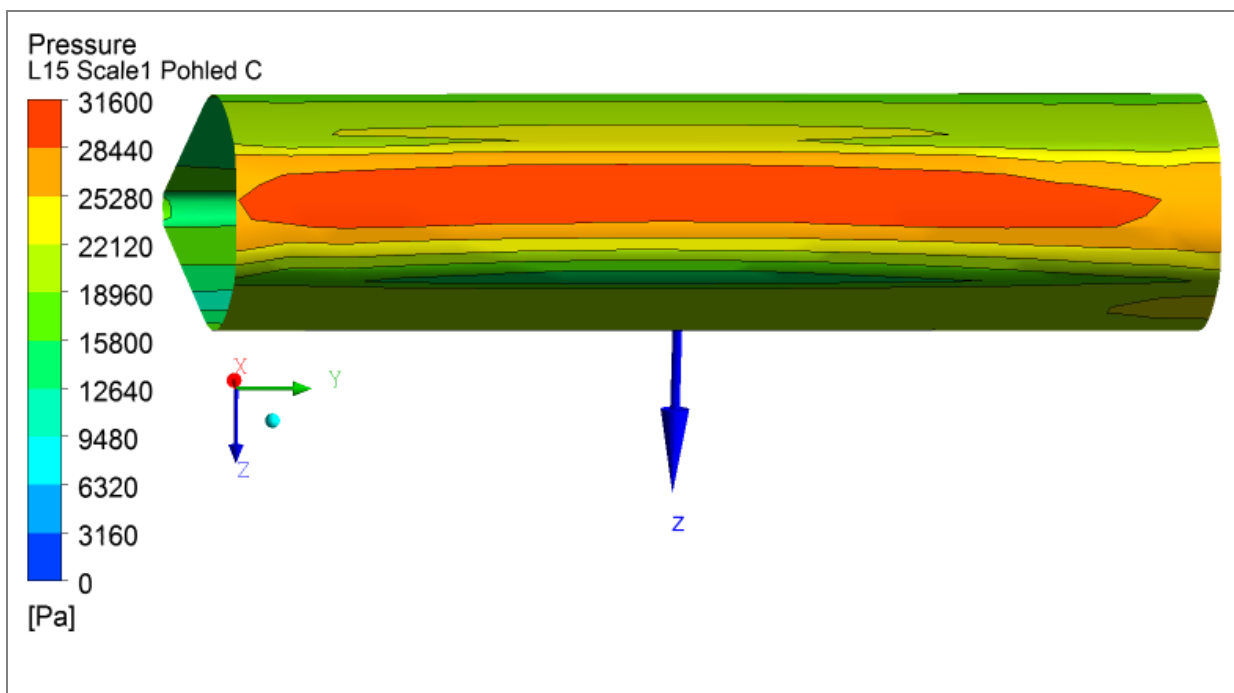
Obr. 75 Analýza tlaku u L15 Scale Factor 1 pohled B.



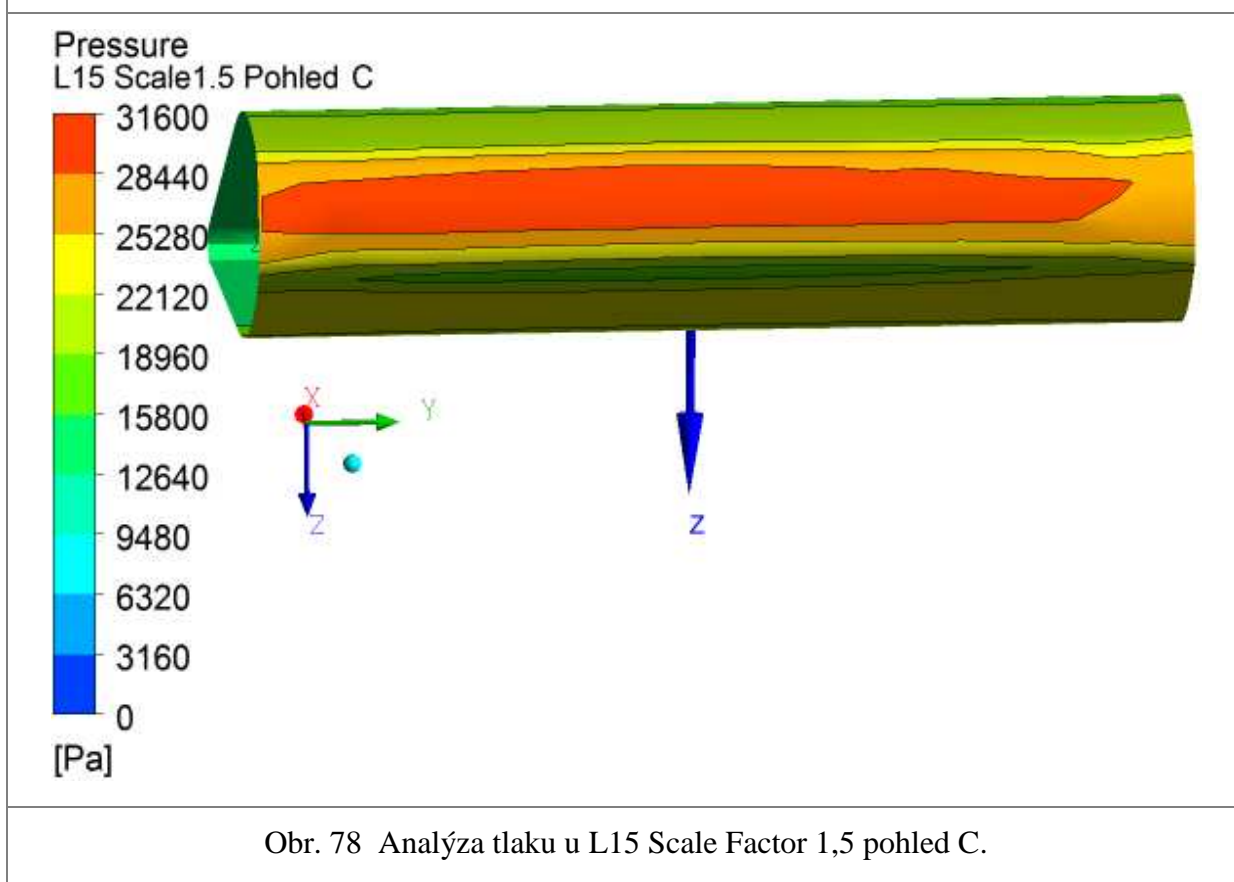
Obr. 76 Analýza tlaku u L15 Scale Factor 1,5 pohled B.

Na obr. 75 a 76 lze srovnat L15 pohled B, kde má Scale Factor 1 oproti Scale Factor 1,5 tyto odchylky:

- levá oblast pohledu A- malé pole o vyšším tlaku
- střed pohledu A- stejný tlak
- pravá oblast pohledu A- malé pole o vyšším tlaku



Obr. 77 Analýza tlaku u L15 Scale Factor 1 pohled C.

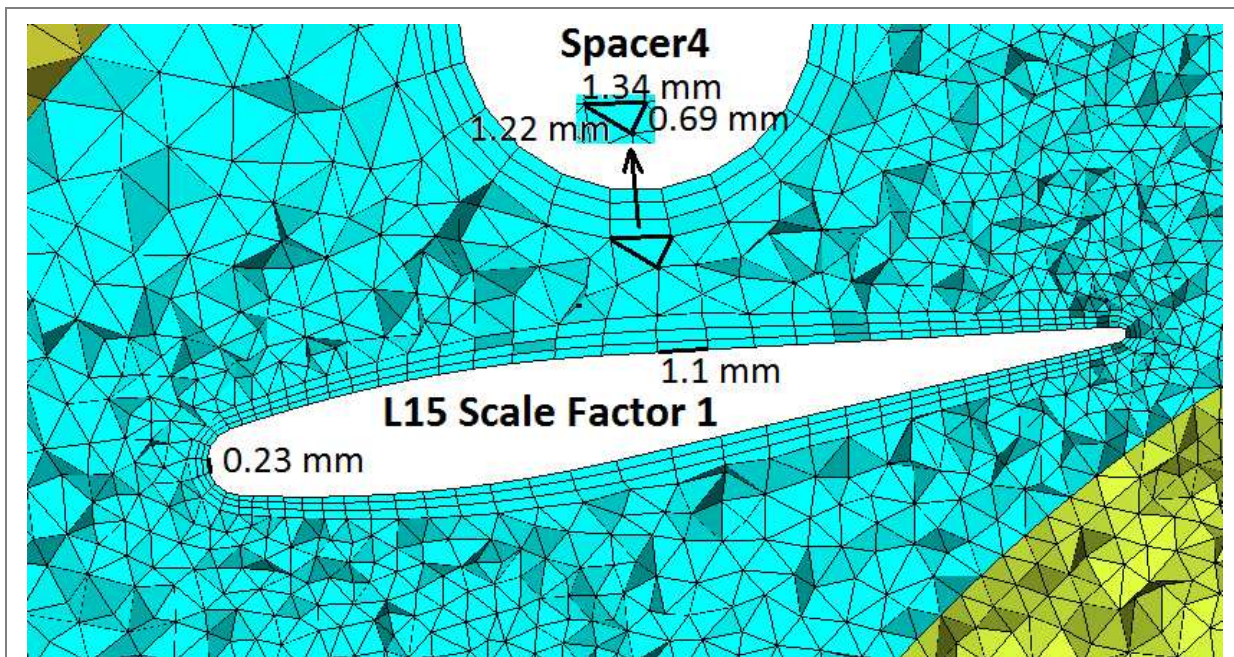


Obr. 78 Analýza tlaku u L15 Scale Factor 1,5 pohled C.

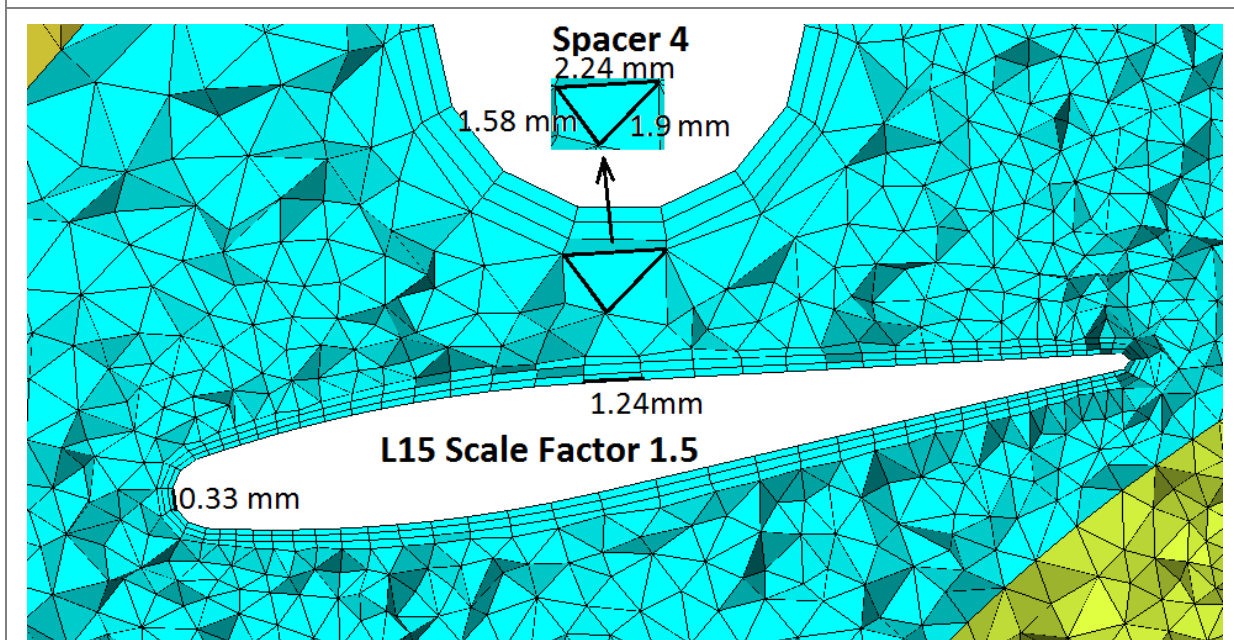
Obr. 77 a 78 je charakteristický pro srovnání L15 pohledů C, kde je zřejmé, že tlakové pole je téměř totožné.

Dle posouzení všech pohledů je tedy očividné, že největší vliv na smysl zatěžovacího

momentu má tlakové pole v oblasti pohledu A, kde je mezi Spacerem4 a L15 zúžený průtočný kanál (tvar difuzoru).



Obr. 79 Velikost elementů výpočtové sítě Scale Factor 1 u L15.



Obr. 80 Velikost elementů výpočtové sítě Scale Factor 1,5 u L15.

Dle obr. 79 a 80 lze porovnat velikosti a počet elementů hlavně mezi L15 a Spacer4 u Scale Factor 1 a Scale Factor 1,5. U Scale Factor 1 jsou v této oblasti elementy menší, síť je zde jemnější.

5 Závěr

Tato diplomová práce, jejíž teoretická část pojednává o možnostech regulace turbodmychadel, vznikla za spolupráce s firmou Honeywell. Hlavním obsahem je problematika silového namáhání lopatek VNT mechanismu turbodmychadla Garrett, kde bylo zapotřebí analyzovat vliv hustoty výpočetní sítě na výsledky silového zatížení lopatek při CFD simulaci. Silové zatížení VNT mechanismu je reprezentováno momentem, který charakterizuje velikost a smysl namáhání lopatek rozváděcího ústrojí a tím míru opotřebení této velmi důležité součásti turbodmychadla.

V prvopočátku praktické části bylo nutné stanovit vhodný algoritmus řešení CFD simulace. Společnost Honeywell poskytla 3D model turbínové části turbodmychadla, kdy byla provedena vhodná úprava modelu tak, aby splňoval všechny podmínky pro uskutečnění požadovaného výpočtu, viz kap. 4.1. Z důvodu vytvoření modelu s rozdílnými výpočetními sítěmi se dlouhou dobu řešila otázka, jak hustotu sítě nejrychleji a nejefektivněji změnit. Tento požadavek umožnil v programu ICEM parametr Scale Factor, který svojí hodnotou přepočítal velikosti jednotlivých elementů, viz kap. 4.2.3. Po zadání identických okrajových podmínek na oba případy bylo možné uskutečnit výpočet v programu CFX, viz kap. 4.3.

Dle mechaniky tekutin je zřejmé, že na velikost a smysl zatěžujícího momentu má vliv rychlost a úhel náběhu proudu, dále poloha osy rotace vzhledem k lopatce, geometrie namáhané součásti, hustota, viskozita a rychlost zvuku v médiu, viz obr. 66. Jelikož se jedná o geometricky totožné modely se stejnými okrajovými podmínkami, tak vliv vlastností média, geometrie, osy rotace a úhlu náběhu proudu na lopatku je zanedbatelný. Při porovnání výsledků těchto případů s rozdílnou hustotou výpočetní sítě (jemnější 5 852 594, hrubší 4 517 768 elementů) bylo zjištěno, že tři lopatky (L3, L10 a L15) vykazují odlišný smysl zatěžovacího momentu, viz graf č. 1. Z podrobné analýzy vyplývá, že tento fakt způsobuje odlišná rychlost a tím i tlak média hlavně v oblasti mezi regulačním činitelem (Spacer) a lopatkou, viz obr. č. 69 a 70. V tomto úzkém kanále, připomínající tvar difuzoru, neumožní nastavení hrubší výpočetní sítě vytvoření potřebného množství a velikosti elementů jako u sítě jemnější, viz obr. 79 a 80. To způsobí nižší hodnotu rychlosti, viz obr. 69 a 70, mírnější pokles tlaku, viz obr. 71 až 78 a odlišný smysl momentu v této rozhodující oblasti VNT mechanismu, viz obr. 65.

Ve společnosti Honeywell byla provedena analýza silového zatížení lopatek VNT mechanismu identického modelu s rozdílem jemnější výpočetní sítě. Dopracovalo se zde ke stejným výsledkům smyslu zatěžujícího momentu jako u námi řešené jemnější sítě. Při srovnání hmotnostních toků s reálně naměřeným podává přesnější hodnoty síť hrubší, avšak rozdíl oproti druhému případu je minimální, viz tab. č. 10. Může být tedy konstatováno, že správné výsledky vzhledem k výpočtu v Honeywellu udává síť jemnější. Pro zkrácení celkové časové náročnosti výpočtu by bylo vhodné provést několik výpočtů identického modelu na jednu stranu s postupným zjemňováním, na druhou hrubnutím sítě, aby byla zjištěna postačující hustota výpočetní sítě s ohledem na správné řešení celé problematiky.

Ani náš ani výpočet společností Honeywell však stoprocentně nemůže potvrdit správnost výsledků momentového zatížení lopatek VNT mechanismu, i když hodnoty reálného hmotnostního toku s vypočteným jsou téměř totožné. Adekvátnost by potvrdilo reálné měření v požadované oblasti, které však z hlediska velké složitosti geometrie a nesnadné přístupnosti

k lopatkám VNT mechanismu není k dispozici. V obsahu této diplomové práce byly splněny všechny body, které jsou zahrnuty v zadání.

Seznam použitých zdrojů

- [1] HOFMANN, Karel. *Turbodmyhadla, vozidlové turbíny a ventilátory : Přepřínování spalovacích motorů*. Praha : SNTL, 1985. 134 s.
- [2] HOFMANN, Karel. *Alternativní pohony* [online]. Brno : VUT Brno, 2004 [cit. 2010-05-08]. Dostupné z WWW: <<http://www.iae.fme.vutbr.cz/cs/studium>>.
- [3] *Motoristický server AUTO.CZ* [online]. 2004-07-26 [cit. 2010-01-22]. Přepřínování (2. díl): turbodmyhadla. Dostupné z WWW: <<http://news.auto.cz/technika/preplnovani-2-dil-turbodmyhadla.html>>.
- [4] *Škoda auto a.s.* [online]. 2004 [cit. 2010-01-20]. Nová Octavia. Dostupné z WWW: <http://www.skoda-auto.com/newoctavia/images/card/card_techdata_0_1.jpg>.
- [5] *Motoristický server ZaVolantem.cz* [online]. 2009-03-19 [cit. 2010-01-15]. [5] Škoda Octavia 1.4 TSI: národní obrození. Dostupné z WWW: <<http://www.zavolantem.cz/testy-aut/skoda-octavia-1-4-tsi-narodni-obrozeni>>.
- [6] *Motoristický server ItalienCar.org* [online]. 2003-03-19 [cit. 2010-01-23]. Turbodmyhadlo výfukových plynů. Dostupné z WWW: <<http://www.italiancars.org/fiat/technika/turbo/turbo01.php>>.
- [7] *Server howstuffworks.com* [online]. 2010 [cit. 2010-01-25]. How Turbochargers Work. Dostupné z WWW: <<http://auto.howstuffworks.com/turbo.htm>>.
- [8] *Server společnosti TurboCar, s.r.o.* [online]. 2010 [cit. 2010-02-01]. Turbodmyhadlo. Dostupné z WWW: <<http://www.turbo-car.cz/cs/turbodmyhadla.html>>.
- [9] *Motoristický server AUTO.CZ* [online]. 2004-08-03 [cit. 2010-02-10]. Přepřínování (3. díl): budoucnost tříválce 1.2 HTP. Dostupné z WWW: <<http://news.auto.cz/technika/preplnovani-3-dil-budoucnost-trivalce-1-2-htp.html>>.
- [10] *Motoristický server AUTO.CZ* [online]. 2003-03-26 [cit. 2010-02-15]. Opel Twin Turbo: dva stupně ke zlatě. Dostupné z WWW: <<http://news.auto.cz/technika/opel-twin-turbo-dva-stupne-ke-zlate.html>>.
- [11] *Server YouTube* [online]. 2010 [cit. 2010-02-17]. Funkce VNT mechanismu turbodmyhadla. Dostupné z WWW: <<http://www.youtube.com/watch?v=1XDFFH3K45g>>.
- [12] *Server Holset.co.uk* [online]. 2010 [cit. 2010-02-23]. VGT. Dostupné z WWW: <http://www.holset.co.uk/mainsite/files/2_5_1_5-VGT.php>.
- [13] *Server Autospeed.com* [online]. 2007-07-29 [cit. 2010-02-26]. New Tech Turbocharging. Dostupné z WWW: <www.autospeed.com/cms/A_108916/article.html>.
- [14] *Server Autospeed.com* [online]. 2009-02-10 [cit. 2010-02-27]. Turbo Revolution- The Coming Technologies Part 2. Dostupné z WWW: <www.autospeed.com/A_1250/article.html>.
- [15] *Server Tytlabs.co.jp* [online]. 2010 [cit. 2010-03-10]. Trend of Turbocharging Technologies. Dostupné z WWW: <www.tytlabs.co.jp/english/review/rev413epdf/e413_001uchida.pdf>.

- [16] *Server Lu.Fme.Vutbr.CZ* [online]. 2010 [cit. 2010-05-08]. Aerodynamické síly působící na těleso v proudu vzduchu a jejich popis. Dostupné z WWW: <<http://lu.fme.vutbr.cz/ucebnice/opory/aerodynamics.php>>.

Seznam použitých zkratk a symbolů

P_e [W]efektivní výkon motoru
p_e [Pa]střední efektivní tlak
i [-]počet válců motoru
n [ot/min]otáčky motoru
V_H [m ³]zdvihový objem válce motoru
τ [-]taktost motoru
η_m [-]mechanická účinnost spalovacího motoru
η_i [-]indikovaná účinnost spalovacího motoru
η_d [-]dopravní účinnost spalovacího motoru
ρ_{pl} [kg.m ⁻³]hustota plnicího vzduchu
σ [-]skutečný směšovací poměr
σ_t [-]teoretický směšovací poměr směsi ve válci
λ [-]součinitel přebytku vzduchu
λ_z [-]spalovací součinitel přebytku vzduchu
H_u [J.Kg ⁻¹]výhřevnost paliva
Γ_K [-]stlačení plnicího vzduchu kompresoru
p_{0K} [Pa]tlak plnicího vzduchu na vstupu do kompresoru turbodmyhadla
p_{7K} [Pa]tlak plnicího vzduchu na výstupu z kompresoru turbodmyhadla
T_{0K} [K]teplota plnicího vzduchu na vstupu do kompresoru
T_{7K} [K]teplota plnicího vzduchu na výstupu z kompresoru
n [-]exponent polytropy plnicího vzduchu
p_{pl} [Pa]plnicí tlak vzduchu
T_{pl} [K]teplota plnicího vzduchu
m_K [kg.s ⁻¹]průtok plnicího vzduchu kompresorem
M_P [kg.s ⁻¹]hmotnostní spotřeba paliva
r [J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]měrná plynová konstanta pro plnicí vzduch
P_K [W]příkon kompresoru
P_T [W]výkon turbíny
δ [-]celková pružnost motoru
δ_n [-]otáčková pružnost motoru
δ_{Mt} [-]momentová pružnost motoru
$n_{P_{max}}$ [ot/min]otáčky při maximálním výkonu motoru

$n_{M_{tmax}}$ [ot/min]	otáčky při maximálním točivém momentu motoru
$M_{tP_{emax}}$ [N.m]	točivý moment při maximálním výkonu motoru
M_{tmax} [N.m]	maximální točivý moment motoru
m_T [kg.s ⁻¹]	hmotnostní průtok výfukových plynů na turbíně
m_{RV} [kg.s ⁻¹]	hmotnostní průtok výfukových plynů v obtokovém kanálu
R [N]	celková síla působící na lopatku VNT mechanismu
L [N]	síla na lopatku VNT mechanismu působící ve směru y
D [N]	síla na lopatku VNT mechanismu působící ve směru x
x_p [m]	délkový rozměr lopatky od osy rotace
α [°]	úhel náběhu proudu na lopatku VNT mechanismu
v_∞ [m/s]	rychlost proudu jdoucího na lopatku VNT mechanismu
M [N.m]	moment zatěžující lopatku VNT mechanismu