



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**TURBÍNOVÁ SKŘÍŇ TURBODMYCHADLA VNT S
ODDĚLENÝMI PULSY VE VÝFUKOVÉM POTRUBÍ**

TURBINE HOUSING OF TURBOCHARGER VNT WITH SEPARATED PULSES IN EXHAUST MANIFOLD

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jan Polášek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.

BRNO 2017

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Jan Polášek
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.
Akademický rok:	2016/17

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:

Turbínová skříň turbodmychadla VNT s oddělenými pulsy ve výfukovém potrubí

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce se zabývá návrhem turbínové skříně turbodmychadla s oddělenými pulsy výfukových plynů před turbínou. Hlavní díly projdou pevnostní kontrolou. Součástí práce je vytvoření 3D modelů skříně a 2D výkresové dokumentace konstrukčního návrhu.

Cíle diplomové práce:

Rešerše dané problematiky

Rešerše vhodných výpočtových a experimentálních metod pro ověření konstrukčního návrhu

Konstrukční návrh skříně

Pevnostní kontrola skříně

Zpracování 2D a 3D technické dokumentace

Seznam literatury:

HEISLER, Heinz. Advanced engine technology. Oxford: Butterworth-Heinemann, 1995. ISBN 156091-734-2.

STONE, Richard. Introduction to internal combustion engines. 3. vyd. Warrendale, Pa.: Society of Automotive Engineers, 1999. ISBN 0768004950.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne 1. 2. 2017

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem turbínové skříně turbodmyhadla VNT pro přívod oddělených tlakových pulzů od výfukového potrubí. Následně práce obsahuje pevnostní kontrolu navržené turbínové skříně. Cílem práce je vytvoření komponentů pro přívod oddělených tlakových pulzů co nejbližší k turbíně. Dále také úprava stávající turbínové skříně a posouzení funkčnosti VNT mechanismu po této úpravě a pevnostní kontrole. Poslední z cílů této práce je vytvoření 2D a 3D technické dokumentace nově navržených a upravovaných dílů.

KLÍČOVÁ SLOVA

VNT, lopatka, turbínová skříň, tlakové pulzace, teplotní roztažnost

ABSTRACT

This master thesis deals with the design of the turbine housing of turbocharger VNT for supplying separated pressure pulses from the exhaust manifold. Subsequently, the work includes strength analysis of the designed turbine housing. The aim of the thesis is to create components for the supply of separate pressure pulses as close as possible to the turbine. Furthermore, the modification of the existing turbine housing and the assessment of the functionality of the VNT mechanism after this modification and strength analysis. The final aim of this thesis is the creation of 2D and 3D technical documentation of newly designed and modified parts.

KEYWORDS

VNT, vane, housing of turbocharger, pressure pulses, thermal expansion

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

POLÁŠEK, J. *Turbinová skříň turbodmyhadla VNT s oddělenými pulzy ve výfukovém potrubí*. Brno, 2017. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 69 s. Vedoucí diplomové práce Pavel Novotný.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Pavla Novotného a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 22. května 2017

.....

Jan Polášek

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji doc. Ing. Pavlu Novotnému, Ph.D. za odborné vedení a cenné rady při zpracování diplomové práce. Dále děkuji Ing. Petru Škarovi společnosti Honeywell, s.r.o. za odbornou pomoc a poskytnutí podkladů, které mi pomohly při tvorbě této práce. Poděkování patří také mým rodičům a přátelům za morální podporu.

OBSAH

Úvod	10
1 Turbodmychadlo.....	11
1.1 Způsoby regulace turbodmychadel	11
1.1.1 Regulace obtokovým ventilem	11
1.1.2 Regulace natačení rozváděcích lopatek turbíny	12
1.1.3 Regulace změnou šířky statoru turbíny	14
1.1.4 Regulace řídicí směrovou klapkou	15
1.1.5 Kombinovaná regulace	16
1.1.6 Dvoustupňové přeplňování	16
1.1.7 Regulace elektrickým pohonem	18
2 Impulsní a rovnotlaké přeplňování	19
2.1 Impulsní přeplňování	19
2.2 Rovnotlaké přeplňování	20
2.3 Energie výfukových plynů při impulsním přeplňování	21
2.4 Energie výfukových plynů při rovnotlakém přeplňování.....	23
2.5 Porovnání impulsního a rovnotlakého přeplňování	24
3 Výpočtové a experimentální metody pro ověření konstrukčního návrhu.....	28
3.1 Metoda konečných prvků.....	28
3.1.1 Pojem konečného prvku	29
3.1.2 Interpolační funkce	31
3.2 Tenzometrie	32
3.2.1 Můstkové zapojení – Wheatstonův můstek.....	34
3.2.2 Způsoby zapojení tenzometrů do můstku.....	36
3.2.3 Další způsoby měření mechanického napětí	37
3.3 Teplotní roztažnost	38
3.3.1 Součinitel teplotní roztažnosti	38
3.4 Měření teplotní délkové roztažnosti.....	39
3.4.1 Mechanometrické metody	39
3.4.2 Optické metody	41
4 Konstrukční návrh skříně	43
4.1 Konstrukční návrh verze 1	43
4.2 Konstrukční návrh verze 2	46
4.3 Konstrukční návrh verze 3	49
5 Pevnostní kontrola turbínové skříně.....	52
5.1 Volba materiálu.....	52

5.2	Mřížka testovaných součástí	53
5.2.1	Mřížka vymezovače vůle.....	53
5.2.2	Mřížka podložky vymezovače.....	54
5.2.3	Mřížka dělicího disku	54
5.2.4	Mřížka rozváděcí lopatky	55
5.3	Teplotní ohřev	55
5.4	Tlakové pulzace	57
5.5	Odebrání stupňů volnosti	58
5.6	Výsledné deformace	58
5.6.1	Deformace Vymezovače vůle.....	58
5.6.2	Deformace podložky vymezovače.....	59
5.6.3	Deformace rozváděcí lopatky	59
5.6.4	Deformace dělicího disku	60
5.6.5	Posouzení funkčnosti VNT lopatek.....	61
	Závěr.....	62
	Seznam použitých zkratk a symbolů	64
	Seznam příloh.....	66
	Seznam obrázků.....	67
	Seznam tabulek.....	69

ÚVOD

Již od počátku mechanizace se člověk snažil u svých strojů zlepšovat jejich výkon, životnost, efektivnost, využití a jiné parametry. Pro tyto účely vymýšlel různá pomocná zařízení, kterými by dané stroje více zdokonaloval.

S rostoucími požadavky na účinnější spalování v pístových motorech bylo do současné doby navrženo a používáno velké množství rozdílných typů turbodmychadel. Jejich rozdíly jsou definované především použitím v různých motorech. Turbodmychadla se v současnosti vyrábějí v různých velikostních variacích podle typu aplikace na daný motor. Mohou být použity pro lodní, stacionární, železniční nebo automobilové motory. Jejich variabilita je také v použitém regulačním mechanismu, díky kterému lze turbodmychadlo ovládat a tím i řídit výkon motoru a jeho jiné parametry. Jedním z nich je technologie použití tzv. VNT mechanismu (Variable Nozzle Turbine) firmy Honeywell Garrett. Její velký pokrok nastal v roce 1990. Díky této technologii bylo možné přesně nastavovat plnicí tlak podle požadavků motoru. Tato technologie využívá natáčení rozváděcích lopatek v turbínové části turbodmychadla. Její velká přednost je v tom, že se nejedná o ztrátovou regulaci, což znamená, že nedochází k přepouštění výfukových plynů před turbínou.

Při konstrukci dnešních automobilů a jejich různých komponentů se stále více používají různé simulační programy. Využitím těchto programů dochází ke zrychlení vývoje a šetření finančních prostředků. Tyto programy dnes dokážou provádět různé druhy analýz. Jedna z těchto analýz byla využita i v této diplomové práci. Jedná se o strukturální simulaci (Static Structure), kde je mimo jiné možné pozorovat deformace různých komponentů v závislosti na jejich materiálu, zatížení a vzájemného uložení.

V úvodní části této diplomové práce jsou uvedeny obecné poznatky ohledně funkce turbodmychadel a hlavně jednotlivé způsoby regulace. Dále jsou zde zmíněny druhy přeplňování a jejich vzájemné porovnání. V další kapitole jsou popsány experimentální a výpočtové metody, které nastiňují např. jak se u namáhaných komponentů dají reálně měřit jejich deformace. V hlavní části této práce je ukázán průběžný postup návrhu turbínové skříně turbodmychadla VNT s oddělenými pulzy ve výfukovém potrubí. Na závěr je uvedena deformační analýza zmíněné turbínové skříně, v závislosti na teplotním a tlakovém namáhání. Zde jsou popsány deformace upravených a nově navrhnutých součástí s ohledem na zvolené tolerance vzájemného uložení a v neposlední řadě posouzení jejich funkčnosti.

1 TURBODMYCHADLO

Jedná se v podstatě o plynový, turbínový motor skládající se z odstředivého kompresoru, zvaném dmychadlo a dostředivé turbíny. Společně jsou pevně spojeny hřídelí. Dmychadlo je roztáčeno přes hřídel do turbíny, čímž saje vzduch a tlačí jej dále po směru proudění do spirální skříně, která slouží jako tzv. bezlopatkový difuzor. Stlačený vzduch je poté nasáván s palivem do spalovacího prostoru motoru, kde se vše spálí. Po vykonání pracovního cyklu motoru se přes výfukový ventil proud spalín dostává na turbínu turbodmychadla, kterou začne pohánět a poté do výfukového potrubí.

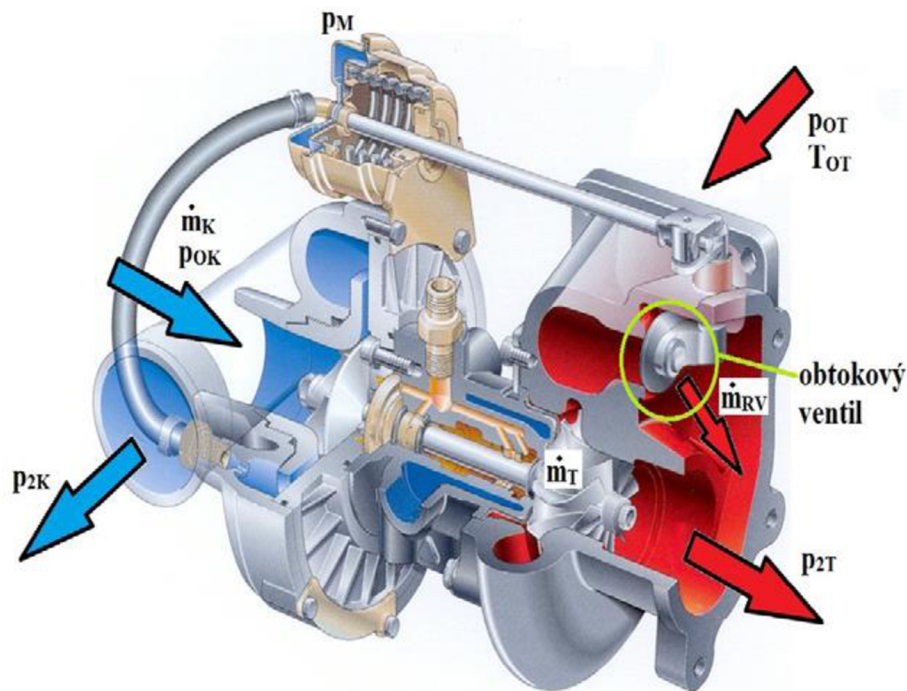
1.1 ZPŮSOBY REGULACE TURBODMYCHADEL

Při přeplňování motorů se zvyšuje množství vzduchu a s ním i množství paliva ve spalovacím prostoru. Dosáhneme tím vyššího točivého momentu a výkonu bez nárůstu objemu motoru. To způsobí snížení měrné spotřeby alepší se i poměr výkonu vůči hmotnosti motoru. Přeplňováním jsme schopni vyřešit problém nízkých hodnot točivého momentu v nízkých otáčkách. V běžném provozu je toto spektrum otáček nejvíce používané. Maximální účinek přeplňování je proto umístěn právě v této oblasti. Pokud se ale zvýší plnicí tlaky, spalovací tlaky také vzrostou, tzn. kliková hřídel i píst jsou více namáhané. Omezením pro stlačení směsi je navíc u zážehových motorů detonační hoření. Teplota výfukových plynů se musí držet v hodnotách přijatelných pro životnost turbíny i pro správnou práci katalyzátoru. Velikost plnicího tlaku je nutné omezovat se vzrůstajícími otáčkami motoru, kdy by se otáčky dmychadla jinak také zvýšily. Motor by byl přetěžován a jeho životnost by se značně snížila. Turbodmychadlo je proto potřeba regulovat, a to nejen z důvodu životnosti motoru, ale také pro získání vyšší otáčkové i momentové pružnosti zážehových a vznětových motorů. [1]

1.1.1 REGULACE OBTOKOVÝM VENTILEM

Odpouštění výfukových plynů před turbínou patří k základním způsobům regulace. Turbína je navržena pro malý hmotnostní průtok výfukových plynů při nízkých otáčkách motoru. Velikost turbíny se proto volí menších rozměrů, což usnadní její rozběh. Kompresor tak může dosahovat maximálního stlačení vzduchu již na počátku regulace v nízkých otáčkách při plném hmotnostním toku \dot{m}_T , tedy v oblasti, která může odpovídat maximálnímu točivému momentu. K membráně regulačního ventilu je přiveden maximální tlak za kompresorem p_{2K} . Tlak vyvolá sílu, která působí proti síle pružiny. Jakmile je tento tlak p_M vyšší, než je dovoleno, obtokový ventil se začne otevírat. Tento ventil je známý jako „Wastegate“. Výfukové plyny, pouze jejich část \dot{m}_{RV} , proudí mimo turbínu přímo do výfuku. Průběh plnicího tlaku p_{2K} je tímto způsobem možné regulovat nastavením tlaku p_M . V případě že hmotnostní tok kompresorem je označen jako \dot{m}_K a hmotnostní spotřeba paliva M_p , lze ze znalosti rovnice kontinuity psát: [1]

$$\dot{m}_T + \dot{m}_{RV} = \dot{m}_K + M_p \quad (1)$$



Obr. 1 Turbodmychadlo s obtokovým ventilem [1]

Otevírání obtokového ventilu je dnes již realizováno elektromagnetickým ventilem, který je propojen s řídicí jednotkou motoru. Ta zasahuje do regulace na základě snímačů natočení škrtkové klapky, předstihu zážehu, klepání motoru, parametrů vzduchu atd. Popsaný druh regulace vyžaduje, aby se turbína točila vysokými otáčkami a to v celém rozsahu otáček motoru. Výkon se reguluje škrtkovou klapkou, obtokový ventil je uzavřen. Se stoupajícími otáčkami motoru se obtokový ventil začíná otevírat. Tento systém má rychlou odezvu na plynový pedál. Turbína však brání vyprazdňování válců a způsobí protitlak ve výfuku. To přináší vyšší mechanické ztráty a spotřebu paliva.

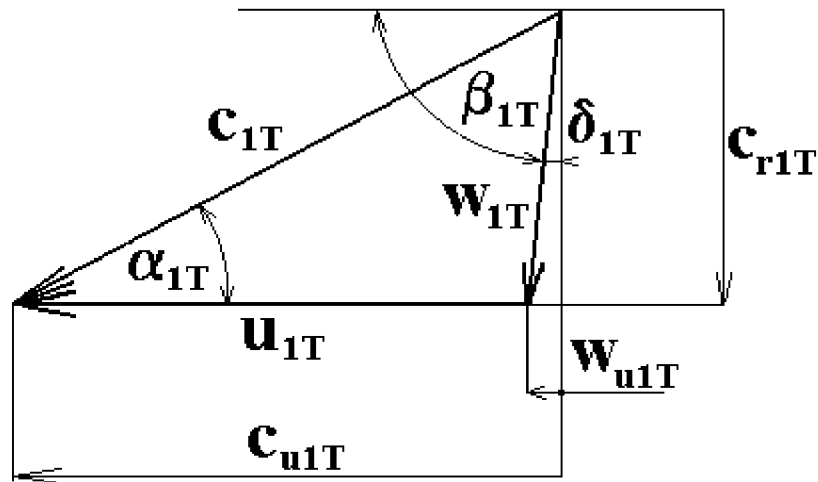
Druhou možností regulace obtokovým ventilem je řešení, kde je obtokový ventil na počátku zcela otevřen a uzavírá se s rostoucími otáčkami motoru. Za této situace je protitlak ve výfuku nižší, stejně tak mechanické ztráty i spotřeba jsou nižší. K roztočení turbodmychadla je ale potřeba delší čas, který zpozdí reakci motoru na sešlápnutý akcelerační pedál, což je nežádoucí pro pružnost motoru, tzv. turbo-efekt.

Při aplikaci turbodmychadla na zážehový motor je nutné, aby se za stavu, kdy je škrtková klapka zavřená, zabránilo dalšímu zvyšování tlaku způsobující pulzace, které by mohly vést až k roztržení potrubí i poškození dmychadla. Pro zamezení tohoto nežádoucího jevu je propojeno potrubí za výstupem z kompresoru, obvykle až za chladičem plnicího vzduchu, se vstupním potrubím do kompresoru. [1]

1.1.2 REGULACE NATÁČENÍ ROZVÁDĚCÍCH LOPATEK TURBÍNY

Na rozdíl od regulace odpuštěním výfukových plynů, proudí při natáčení rozváděcích lopatek přes turbínu neustále celý objem výfukových plynů. Oběžné kolo turbíny je navrženo pro nejvyšší hmotnostní tok a geometrie lopatek na střední oblast regulace. Natočení rozváděcích lopatek způsobí změnu průtočného průřezu statoru. Mění se úhel a velikost absolutní rychlosti výfukových plynů proudící na turbínu, která má však stále stejnou průtočnou plochu. Poměr průtočné plochy statoru a turbíny se mění. Při natáčení rozváděcích lopatek dochází ke změně rychlostního trojúhelníku proudících spalin vstupující na turbínu, viz. obr. 2.

Kompresorové kolo se otáčí stejnou úhlovou rychlostí jako turbína, jelikož jsou pevně spojeny. Velikost plnicího tlaku kompresoru je dána rychlostí protékajících spalin turbínou, kterou lze měnit úhlem α_{1T} a velikostí absolutní rychlosti spalin c_{1T} , tj. natočením lopatek. Při tomto způsobu regulace se výfukové plyny nehromadí před turbínou, čili jejich tlak i teplota mají podstatně nižší hodnotu než při odpouštění výfukových plynů. Z rovnice kontinuity plyne, že protékající objem plynů má tím vyšší rychlost, čím je menší průtočný průřez. [1]



Obr. 2 Rychlostní trojúhelník na vstupu rotoru turbíny [3]

c_{1T}absolutní rychlost

u_{1T}unášivá rychlost (obvodová rychlost turbíny)

w_{1T} ...relativní rychlost

α_{1T}úhel absolutní rychlosti na vstupu do oběžného kola turbíny

c_{u1T} ...složka absolutní rychlosti do směru unášivé rychlosti

c_{r1T} ...složka absolutní rychlosti do směru kolmého na unášivou rychlost (meridiální rychlost)

β_{1T}úhel relativní rychlosti na vstupu do oběžného kola turbíny

w_{u1T} ...složka relativní rychlosti do směru unášivé rychlosti

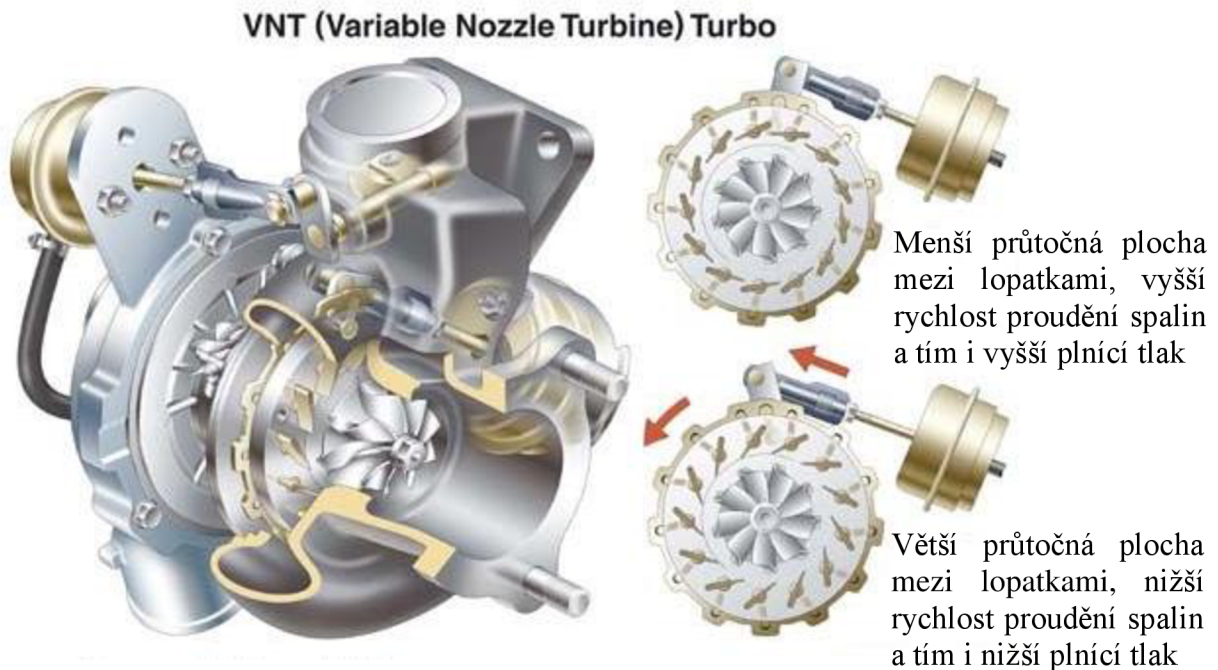
δ_{1T}úhel náběhu proudu

Pokud se motor nachází v nízkých otáčkách, je potřeba pro vysoký točivý moment motoru, vysoký plnicí tlak. Toho je dosaženo zmenšením průtočného průřezu mezi rozváděcími lopatkami, které se tak nachází v poloze, kdy jsou téměř přivřené. Tlak výfukových plynů před lopatkami vzroste a tím se zvýší i rychlost plynů protékající mezi přivřenými lopatkami. Turbodmychadlo se rychleji rotuje a poskytuje vyšší plnicí tlak.

Pro vysoké otáčky motoru je naopak nutné zvyšováním plnicího tlaku zabránit. Rozváděcí lopatky jsou v tomto případě co nejvíce rozevřeny pro dosažení velkého průtočného průřezu. Tlak spalin před lopatkami poklesne, rychlost plynů je nižší a turbodmychadlo se otáčí pomaleji.

Natáčení rozváděcích lopatek se činnost turbodmychadla snadno reguluje a samotné natáčení lopatek je realizováno pneumaticky nebo krokovým, případně lineárním elektromotorem. Používá se prozatím výhradně u vznětových motorů, protože u zážehových jsou teploty výfukových plynů příliš vysoké, a proto jsou kladeny vyšší nároky na použité materiály VNT mechanismu. I přesto však použila firma BorgWarner ve voze Porsche 911

Turbo právě tento způsob regulace, použitím speciálních teplotně odolných materiálů. Firma Honeywell nazývá svá turbodmychadla Garrett s natáčecími rozváděcími lopatkami jako VNT (Variable Nozzle Turbine) a již zmíněná firma BorgWarner jako VGT (Variable Turbine Geometry). [1]



Obr. 3 Turbodmychadlo s natáčecími rozváděcími lopatkami

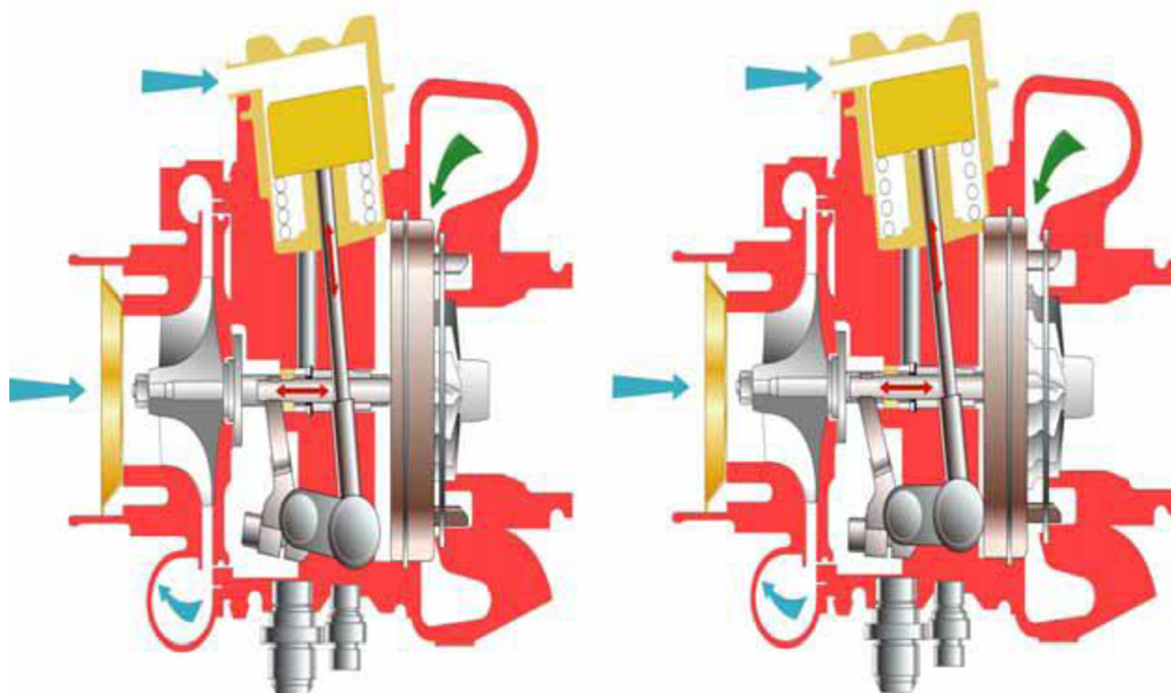
1.1.3 REGULACE ZMĚNOU ŠÍŘKY STATORU TURBÍNY

Při tomto druhu regulace pracuje turbodmychadlo podobně jako u natáčení lopatek s tím rozdílem, že se lopatky nenatáčí. Lopatky umístěné opět po obvodu, jsou s rozváděcím kolem pevně, neotočně spojeny. Celé rozváděcí kolo se axiálně posouvá v prostoru turbíny, a tím se současně lopatky zasouvají do prstence v protilehlé stěně, ve které jsou otvory ve tvaru lopatek. Pro ovládání tohoto axiálního posuvu není použito membrány napojené na výstupní tlak z kompresoru. Místo ní se používá malého pístu, který se pohybuje vlivem tlaku vzduchu z brzdového systému automobilu. Snímání tlaku plnicího vzduchu je realizováno bezdotykovým snímáním otáček turbodmychadla magnetickým snímačem, který je umístěn v ložiskové skříni uprostřed rotoru.

Turbínou proudí celý objem spalin. Lopatky jsou rozestaveny tak, aby bylo dosaženo ideálního úhlu náběhu výfukových plynů na turbínu a její vysoké vnitřní účinnosti. Úhel absolutní rychlosti na vstupu do oběžného kola α_{1T} se nemění, proto lze hodnotu obvodové rychlosti u_{1T} regulovat pouze velikostí absolutní rychlosti c_{1T} . Poté platí v rychlostním trojúhelníku na obr. 4 pro obvodovou rychlost vztah:

$$u_{1T} = c_{u1T} - w_{u1T} \quad (2)$$

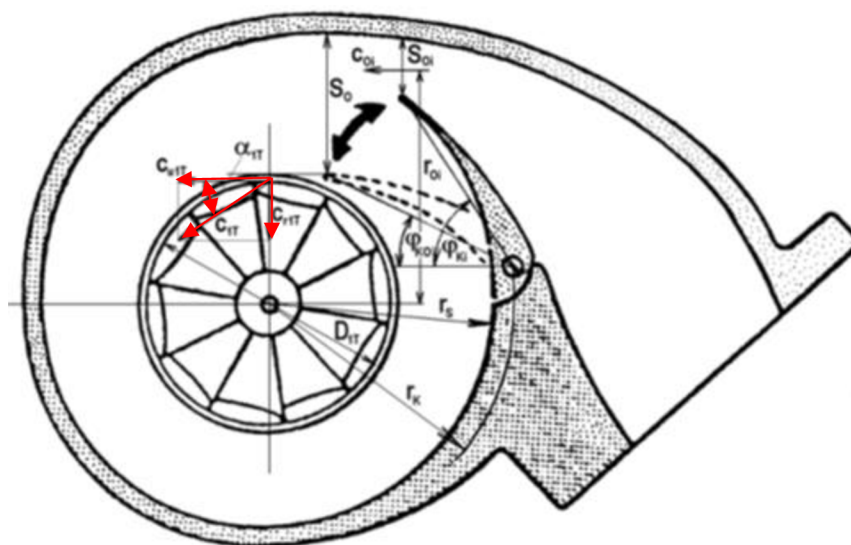
Jako první toto řešení zavedla do výroby firma Holset pod označením VGT (Variable Geometry Turbine). Začalo se používat pro větší turbodmychadla určená pro motory užitkových vozidel, dnes již však i pro osobní automobily. [1]



Obr. 4 Turbodmychadlo se změnou šířky statoru turbíny VGT od firmy Holset [1]

1.1.4 REGULACE ŘÍDÍCÍ SMĚROVOU KLAPKOU

U této regulace je jedinou pohyblivou částí směrová klapka uložená v bezlopatkové rozváděcí skříni turbíny. Je ovládána pneumaticky tlakem regulovaným v elektromagnetickém ventilu pomocí membránové jednotky. Teoretické řešení je v podstatě stejné, jako při regulaci natáčením lopatek statoru turbíny s tím rozdílem, že úhel absolutní rychlosti na vstupu do rotoru α_{IT} se mění změnou úhlu řídicí směrové klapky φ_K [2], která následně ovlivňuje složku absolutní rychlosti do směru unášivé rychlosti c_{uIT} . [1]

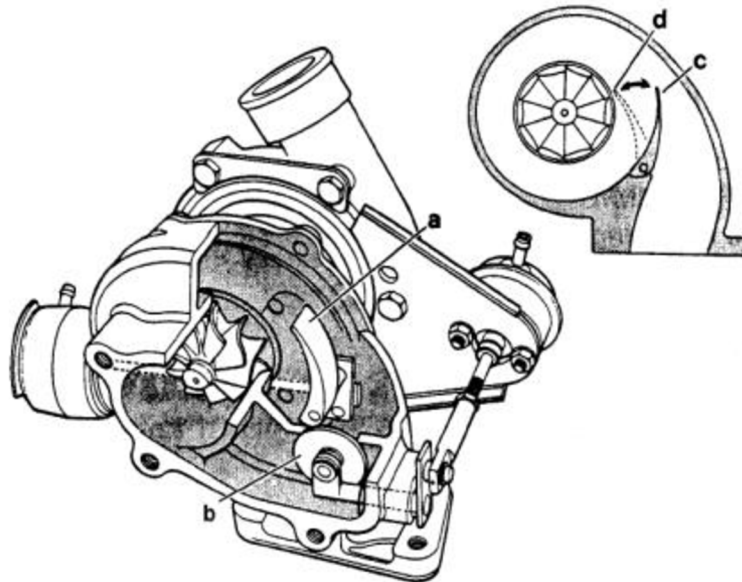


Obr. 5 Stator turbíny s řídicí směrovou klapkou [3]

1.1.5 KOMBINOVANÁ REGULACE

Ve snaze snížit tlaky a teploty výfukových plynů před turbínou, a přitom maximálně zvýšit akcelerační schopnost motoru vyvinula firma Garrett turbodmychadlo s použitím bezlopatkové rozváděcí skříně, která má řídicí směrovou klapku **a**. Pro úpravu víru v rozváděcí skříně a tím i úhlu náběhu na vstupu do rotoru turbíny je doplněna odpouštěcí klapkou **b** [2]. Aby turbodmychadlo rychleji reagovalo na protékající plyny, má oběžné kolo turbíny takové minimální rozměry a hmotnost, že přes něj celý objem spalín není schopen protéct [1]. Tím pádem nemůže turbínou projít celý hmotnostní průtok produkováný motorem. Od polohy **d** do polohy **c** řídicí směrová klapka zvětšuje obvodovou složku rychlosti v bezlopatkové rozváděcí skříně a současně odpouští klapkou **b** přebytečný hmotnostní tok. Tím se docílí stejného efektu, jako při natačení rozváděcích lopatek, ovšem v kombinaci s odpouštěním. [2]

Tato kombinace s odpouštěním a použitím co nejmenších průměrů oběžných kol turbíny se používá u všech druhů regulací plnicího tlaku změnou geometrie turbíny. Uvedený způsob regulace turbodmychadlem Garrett VAT 25 byl poprvé použit při přeplňování motoru XU10J4TE vozu Peugeot 405 T16 s očekávanými výsledky. [2]



Obr. 6 Turbodmychadlo Garrett VAT 25 [2]

1.1.6 DVOUSTUPŇOVÉ PŘEPLŇOVÁNÍ

Dvoustupňovým přeplňováním rozumíme dvě turbodmychadla řazená sériově za sebou, z nichž jedno je menších rozměrů. Aplikací tohoto systému jsme schopni dosahovat vyšších plnicích tlaků než při použití pouze jednoho turbodmychadla. Nespornou výhodou je také velký rozsah regulace za pomoci prepouštěcích obtokových ventilů. [1]

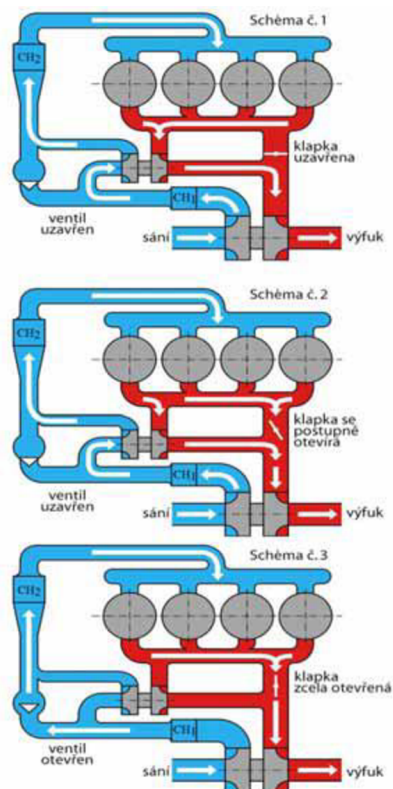
Princip činnosti dvoustupňového přeplňování lze představit na motoru Opel Vectra OPC Twin Turbo. Funkce turbodmychadel se rozděluje na tři regulovatelné režimy:

- 1) První režim probíhá v pásmu nízkých otáček (do 1800 ot./min). V tomto režimu je klapka ve výfukovém potrubí (zvýrazněno červenou barvou) zcela uzavřena a výfukové plyny urychlují malé turbodmychadlo, které se díky menším rozměrům (tj. díky menšímu momentu setrvačnosti) snáze roztočí do pracovních otáček, motor má tedy rychlou odezvu na sešlápnutí pedálu akcelérátoru. Velké (nízkotlaké) turbodmychadlo

se pouze „protáčí“ a nepřispívá k zvyšování tlaku v sání. Ventil v sacím potrubí (označeno modře) tedy zůstává uzavřen a všechny vzduch proudí přes malé dmychadlo. To dosahuje až 180 000 ot./min.

- 2) V přechodovém pásmu od 1800 ot./min. do 3000 ot./min. dochází k postupnému otevírání klapky ve výfukovém potrubí, takže horké plyny teď již urychlují nejen malé (vysokotlaké), ale i velké (nízkotlaké) dmychadlo. V sacím traktu se naplno uplatňuje efekt dvou turbodmychadel. Nejprve je přivedený vzduch stlačen velkým dmychadlem (nižší tlaky) a po průchodu prvním mezichladičem (označen písmeny LLK) vstupuje „předstlačený“ vzduch do druhého-vysokotlakého-turba. Ještě než se vzduch dostane do spalovacího prostoru, projde dalším výměníkem, který dále zlepšuje plnicí účinnost motoru. Z důvodu, že velké turbo dodává stále nižší tlak, než malé turbodmychadlo, zůstává zpětný ventil uzavřen.
- 3) V této oblasti dojde k úplnému otevření klapky ve výfukovém potrubí, takže plyny odcházejí z motoru snazší cestou skrz velké turbodmychadlo, které má nižší zpětný tlak. Vysoké otáčky velkého turbodmychadla a menší otáčky menšího dmychadla změni tlakové poměry v sacím potrubí a zpětný ventil se otevře. Kompresor malého dmychadla je vyřazen z činnosti. Sice se úplně nezastaví, ale jeho otáčky jsou nízké, takže významně nepřispívá k přetlaku v sání.

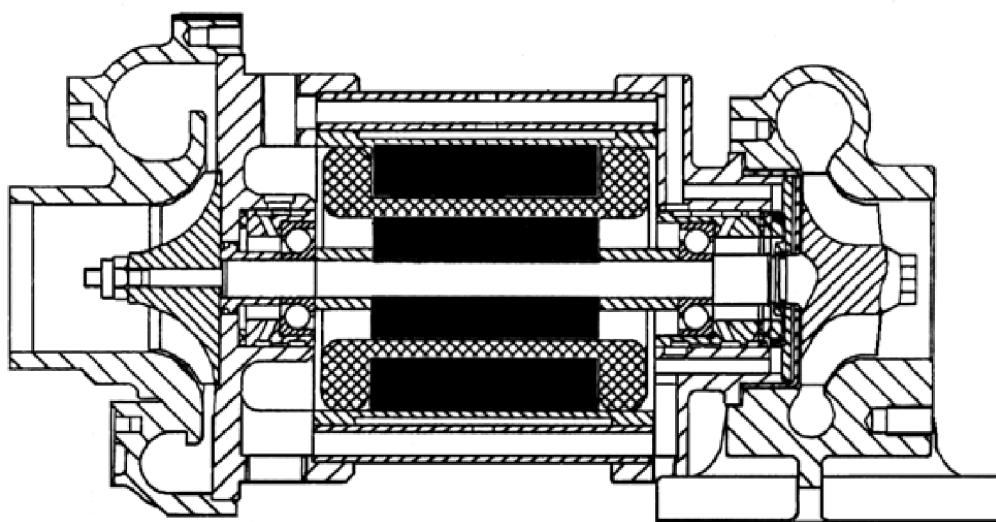
Z technického hlediska je nejobtížnějším úkolem vhodné naladění celého systému. Obzvláště nastavení regulace realizované klapkou ve výfukovém potrubí a ventilem v sacím potrubí. Klapka je právě řízena elektromotorem a neustále obtékána horkými výfukovými plyny pod vysokým tlakem. [4]



Obr. 7 Regulační režimy ve voze Opel Vectra OPC Twin Turbo [4]

1.1.7 REGULACE ELEKTRICKÝM POHONEM

Pro zvýšení akceleračních schopností turbodmychadla vyvinula kalifornská firma Turbodyne ve spolupráci s firmou Garrett odstředivé dmychadlo s elektrickým pohonem přednostně pro vznětové a zážehové motory osobních vozidel [3]. Elektrickým pohonem zajišťuje asynchronní motor, který odebírá energii z alternátoru nebo přídavného akumulátoru. Elektromotor pracuje pouze při nutnosti rychlé akcelerace po dobu několika sekund a může odebrat z elektrické sítě automobilu až 2 kW [1]. Ten by se při ustálené jízdě po dálnici mohl dobíjet i tím, že by elektromotor pracoval jako generátor a přibrzdováním rotoru turbodmychadla zpřesňoval regulaci plnicího tlaku [3].



Obr. 8 Turbodmychadlo s elektrickým pohonem [3]

2 IMPULSNÍ A ROVNOTLAKÉ PŘEPLŇOVÁNÍ

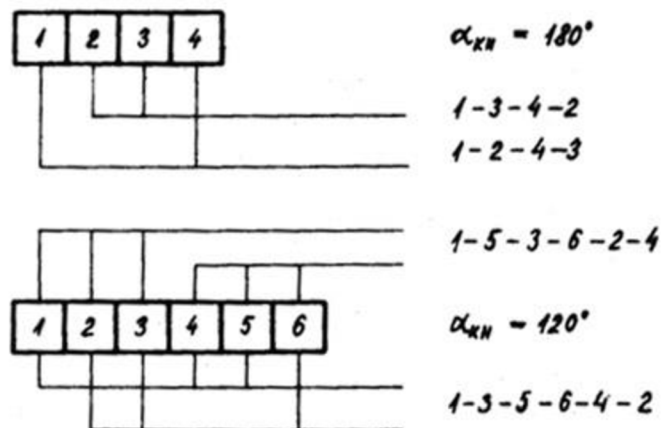
Přeplňování můžeme rozdělit na impulsní a rovnotlaké podle toho, jestli přivádíme výfukové plyny k turbíně ve formě tlakových a teplotních impulsů nebo s konstantním či ustáleným tlakem a teplotou.

2.1 IMPULSNÍ PŘEPLŇOVÁNÍ

Účelem u tohoto typu přeplňování je zachování tlakových a teplotních impulsů, vznikajících při výtoku plynů výfukovým ventilem a přivedení těchto impulsů turbíně turbodmychadla. Pro realizaci tohoto cíle se výfukové potrubí mezi motorem a turbínou konstruuje tak, aby mělo co nejmenší průřez a délku, tedy nejmenší objem. Přitom má turbína oddělené přívody výfukových plynů, tzv. sekce, od jednotlivých válců či skupiny válců tak, aby se tlakové vlny od jednotlivých válců vzájemně interferencí v potrubí nerušily. [3]

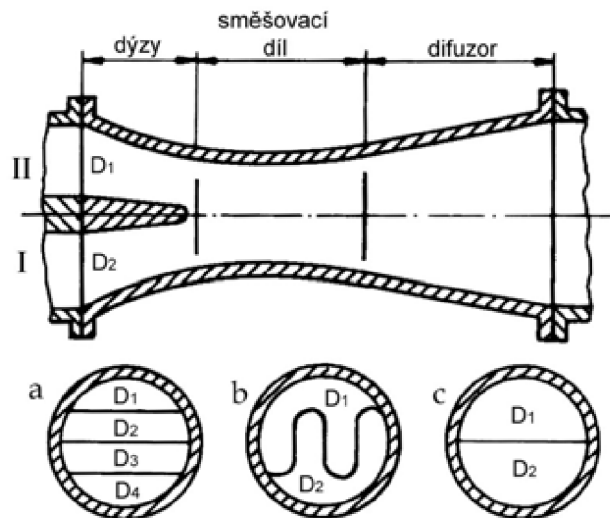
Válce se do společných sekcí výfukového potrubí zapojují dle následujících principů:

- Válce jsou spojeny do společné sekce tak, aby jejich rozestup byl roven nebo vyšší jako 240° otočení klikové hřídele u čtyřdobého motoru, 180° u dvoudobého motoru.
- Ke společné potrubní sekci jsou přivedeny nejvýše 3 válce, pro jednotlivou řadu válců nejvýše 4 větve. Při vyšším počtu válců nebo jejich řad je k motoru připojeno více turbodmychadel. [1]



Obr. 9 Příklad zapojení řad válců [3]

Pro zabránění vzájemné interference tlakových impulsů se před vstupem do turbíny spojují potrubní větve použitím tzv. Pulse-Convertoru na obr. 10. Lze tak sjednotit až tři větve na jeden vstup do turbíny, tím se zmenší počet vstupů turbíny. Sloučení všech větví do jedné je realizováno tzv. Multi-Pulse-Convertorem. [1]

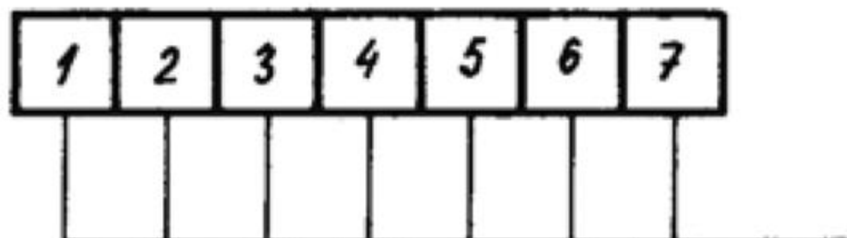


Obr. 10 Schéma řešení Pulse-Convertoru [5]

Impulsního přeplňování se s výhodou používá při nízkých plnicích tlacích. U vysokotlacených přeplňovaných motorů při částečných nebo malých zatíženích, kdy jsou kladeny nároky na rychlou reakci turbíny při změně zatížení, tzn. především vozidlové a železniční motory. [1]

2.2 ROVNOTLAKÉ PŘEPLŇOVÁNÍ

Při rovnotlakém přeplňování se využívá především potenciální a tepelné energie výfukových plynů [5]. Turbína tedy pracuje s neměnným nebo ustáleným tlakem. Výfuky všech válců motoru jsou svedeny do jednoho potrubí, které je charakteristické svým velkým průřezem a objemem, jejichž cílem je potlačení kmitů v potrubí. Výfukové plyny zde mají tedy menší průtokové rychlosti a tím i nižší průtokové ztráty. V takovém potrubí vznikají při výtoku plynů z válce pouze zanedbatelné tlakové vlny, které se navíc interferencí impulsů zbylých válců vyruší [1]. Turbína má v tomto případě jen jeden vstup, takže dochází k rovnoměrnému přívodu výfukových plynů po celém obvodu rozváděcího ústrojí a tedy k plnému ostříku oběžného kola turbíny [3]. Při rovnotlakém přeplňování se mění podstatná část energie neúplné expanze motoru na kinetickou energii a ta se vlivem víření mění na tepelnou. Rovnotlaké přeplňování je určeno zejména pro stacionární a lodní motory. Tyto motory pracují při konstantních nebo málo se měnících otáčkách a zatížení [1].



Obr. 11 Spojení válců při rovnotlakém přeplňování [3]

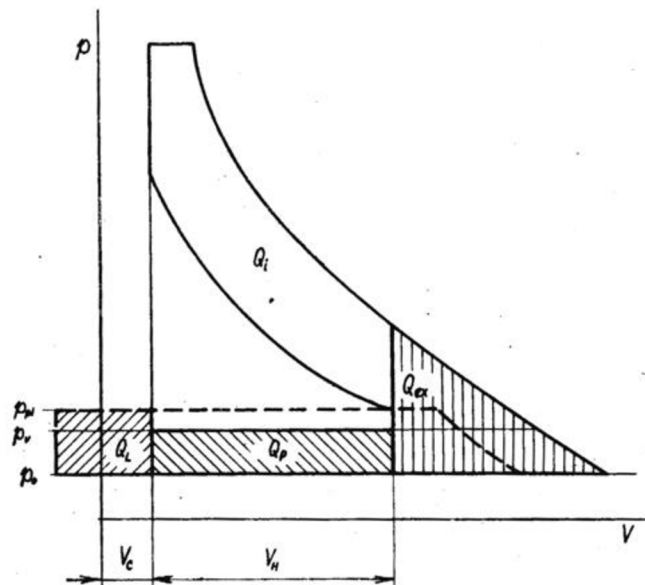
2.3 ENERGIE VÝFUKOVÝCH PLYNŮ PŘI IMPULSNÍM PŘEPLŇOVÁNÍ

Energii, kterou má turbína turbodmychadla k dispozici při impulsním přeplňování je možné vyčíst z teoretického p-V diagramu na obr. 12. Na tomto diagramu je:

p_{pl}plnicí tlak před sacím ventilem motoru

p_vtlak plynů za výfukovým ventilem

p_0 atmosférický tlak



Obr. 12 Energie výfukových plynů při impulsním přeplňování [3]

Celková energie, kterou má turbína při impulsním provozu k dispozici plyne z následující rovnice:

$$Q_{imp} = Q_{ex} + Q_P + Q_L \quad (3)$$

Q_{ex}energie, kterou motor ztrácí neúplnou expanzí

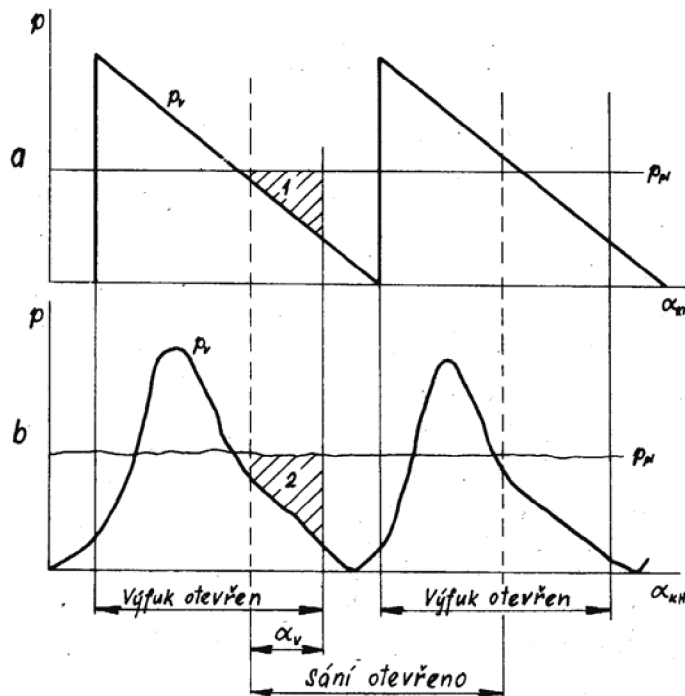
Q_Penergie, kterou vykonává píst při výfukovém zdvihu

Q_Lenergie vyplachovacího vzduchu o tlaku p_{pl} , který proniká v období překřížení ventilů do výfukového traktu

Celkové množství impulsní energie se velmi obtížně přivádí k turbíně, poněvadž je zmenšováno celou řadou ztrát. Jsou to především:

- ztráty průtokem výfukových plynů výfukovým ventilem a vyplachovacího vzduchu sacím i výfukovým ventilem.
- ztráty, vznikající periodickým naplňováním potrubí mezi motorem a turbínou, která má určitý objem.
- ztráty tepla z plynů do okolí.
- ztráty vznikající smíšením výfukových plynů a vyplachovacího vzduchu s velkým rozdílem teplot.

Vznik tlakových vln ve výfukovém potrubí je možné vysvětlit pomocí obr.13, kde je schematicky znázorněn teoretický ideální průběh tlakových vln (obr.13a) a skutečný (obr.13b) v závislosti na úhlu otočení klikového hřídele.



Obr. 13 Tvorba impulzů v potrubí [3]

Pro ideální průběh tlakových vln je nutné zavést určité předpoklady:

1. výfukový ventil otevře naráz
2. nejdříve dojde k vyrovnání tlaků ve válci a výfukovém potrubí a pak teprve budou plyny z potrubí odtékat
3. celý proces bude probíhat beze ztrát

Za předpokladu, že se výfukový ventil otevře naráz, nastane okamžité vyrovnání tlaků a v potrubí vystoupí náhle tlak p_v na maximální hodnotu (obr.13a) a ve válci na tutéž hodnotu klesne. Po vyrovnání tlaků nastává rovnoměrné vyprazdňování celého systému přes turbínu turbodmychadla, tzn. v potrubí bude tlak lineárně klesat. Jestliže je objem výfukového potrubí vůči objemu válce malý, je tlak po vyrovnání vysoký a využití energie výfukových plynů, zvláště Q_{ex} , rovněž vysoké. Poněvadž se potrubí o malém objemu rychle vyprazdňuje, klesne tlak výfukových plynů po plnicí tlak p_{pl} a v období překřížení ventilů α_v nastává intenzivní výplach spalovacího prostoru, viz. plocha 1 na obr.13a.

Skutečný nárůst tlaku ve výfukovém systému je pozvolnější a jeho maximální hodnota nižší, jak ukazuje obr.13b. Je to způsobeno tím, že výše uvedené předpoklady nejsou splněné, tedy:

1. výfukový ventil otvírá postupně
2. při výfuku plynů do výfukového potrubí vznikají tepelné a tlakové ztráty
3. při vtoku plynů do výfukového potrubí z něho současně plyny turbínou odtékají [3]

2.4 ENERGIE VÝFUKOVÝCH PLYNŮ PŘI ROVNOTLAKÉM PŘEPLŇOVÁNÍ

Při rovnotlakém přeplňování se tlak ve výfukovém potrubí ustálí na hladině p_v (obr.14), který se rovná tlaku před turbínou p_{OT} . Celkové množství energie, která je distribuovaná turbíně lze popsat následující rovnicí:

$$Q_{rov} = Q_L + Q_P + Q'_{ex} + Q_r \quad (4)$$

Q_L energie proplachovacího vzduchu ustálená na tlaku p_v

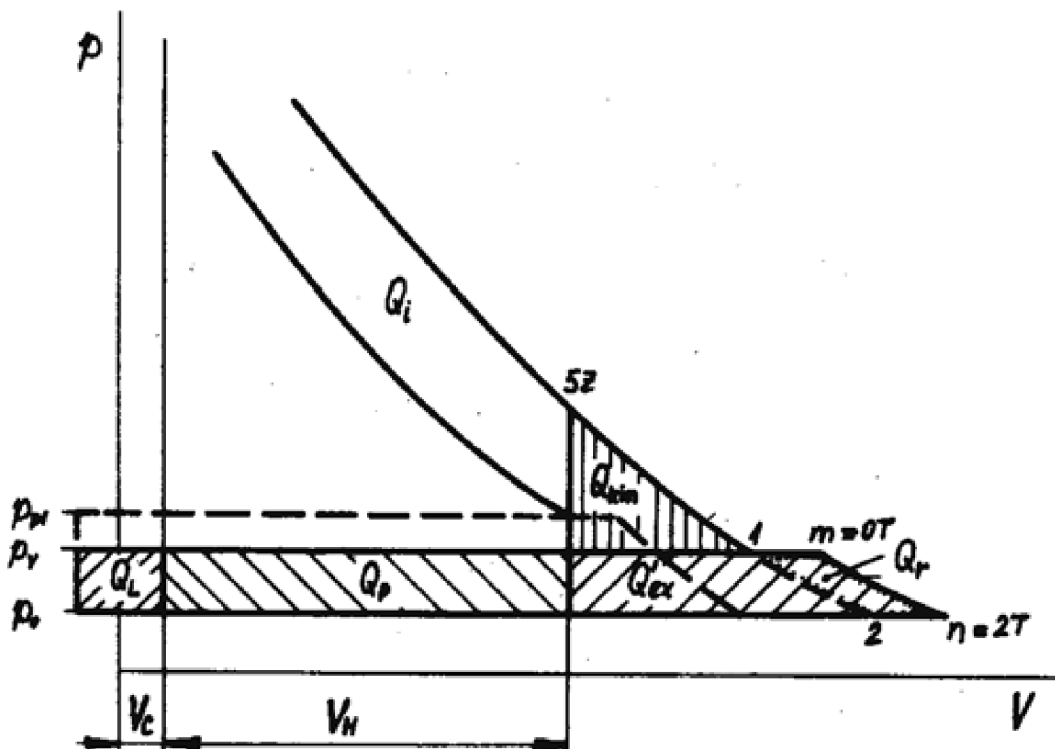
Q_P energie, kterou vykonává píst při výfukovém zdvihu

Q'_{ex} část energie neúplné expanze v motoru pod hladinou tlaku p_v

Q_r rekuperovaná energie.

Celkové množství energie neúplné expanze ve válci motoru Q_{ex} je pro rovnotlaké přeplňování na teoretickém p-V diagramu (viz obr. 15), rozděleno na část ležící pod hladinou p_v a označené Q'_{ex} a na část kinetické energie Q_{kin} , která leží nad tímto tlakem.

Při rovnotlakém přeplňování dochází při výtoku plynů z válce k vyrovnání tlaků ve válci a v potrubí až při dosažení ustáleného tlaku v potrubí p_v . Proto část energie neúplné expanze nad tímto tlakem, Q_{kin} , se vířením celá přemění v energii tepelnou. Tím se zvyšuje teplota plynů a v důsledku toho i objem, který vzroste na obr.15 z bodu **1** do bodu **m**, totožný s bodem na vstupu do turbíny. Tímto způsobem dochází k rekuperaci kinetické energie Q_{kin} na rekuperovanou energii Q_r . Rekuperaci kinetické energie se tedy zvýší teplota plynů z hodnoty T_1 za výfukovým ventilem na hodnotu $T_m = T_{OT}$ před turbínou. Zde je nutné mít na paměti, že tato zvýšená teplota nesmí překročit maximální hodnotu teploty trvale přípustné před turbínou z hlediska tečení materiálu oběžného kola turbíny a tím životnosti rotoru turbodmychadla stanovenou výrobcem turbodmychadel.



Obr. 14 Energie plynů při rovnotlakém přeplňování [3]

U tohoto způsobu přeplňování vznikají značné ztráty v důsledku zvýšené teploty výfukových plynů:

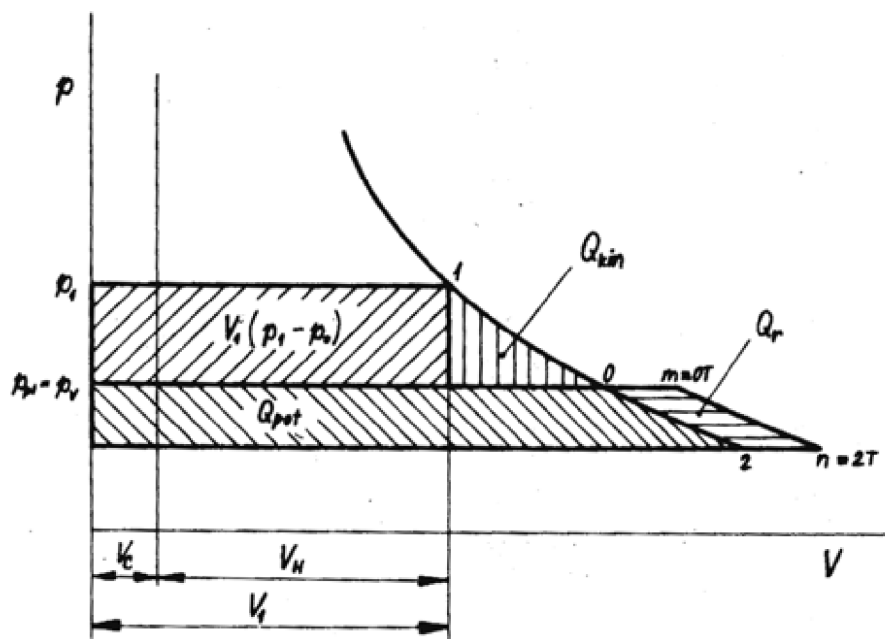
- a) odvodem energie do okolí a
- b) při zvýšení entropie plynů při konstantním tlaku můžeme v turbíně využít jen energetický spád $H_T = Q_{rov}$ mezi tlaky před turbínou p_{0T} a za turbínou p_{2T} , viz obr.16. [3]

2.5 POROVNÁNÍ IMPULSNÍHO A ROVNOTLAKÉHO PŘEPLŇOVÁNÍ

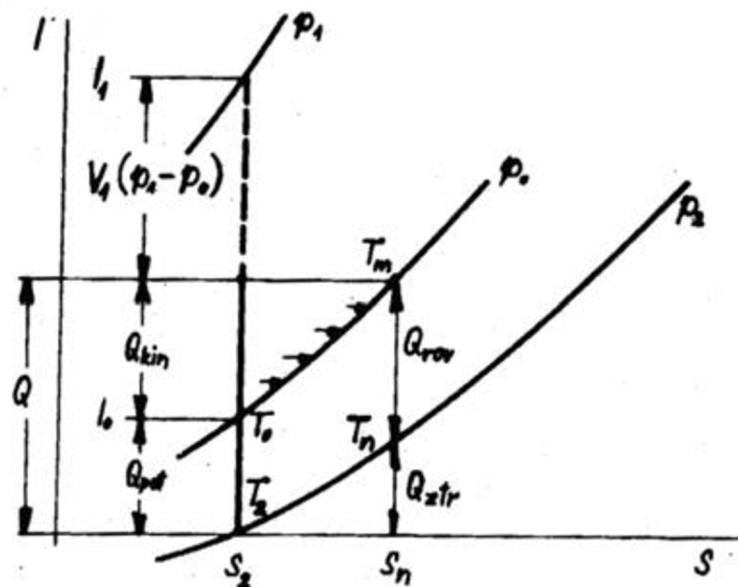
Aby bylo možné posoudit vhodnost obou způsobů přeplňování, provedme porovnání energií, jež jsou k dispozici pro pohon turbíny při ideálním impulsním a ideálním rovnotlakém provozu.

Pro zjednodušení situace je potřebné zavést jisté předpoklady:

1. výfukové ventily otevřou náraz až na konci expanzního zdvihu v bodě 1 (obr.15)
2. zanedbání ztráty odvodem tepla,
3. tlak před plicím ventilem válce motoru p_{pl} bude roven tlaku za výfukovým ventilem v potrubí před turbínou p_v ,
4. ze spalovacího prostoru budou vypláchnuty všechny spaliny a bude naplněn proplachovacím vzduchem, aniž by vzduch pronikl do výfukového potrubí



Obr. 15 Porovnání energií impulsního a rovnotlakého přeplňování [3]



Obr. 16 Energie impulsního a rovnotlakého systému v I-s diagramu [3]

V okamžiku otevření výfukového ventilu v bodě 1 je v prostoru válce energie $V_1(p_1 - p_0)$, která další expanzí na tlak $p_0 = p_v$ vytvoří energii Q_{kin} . energii, jež je mezi tlaky p_0 a p_2 označme souhrnně jako Q_{pot} , tedy potenciální energie. Maximální množství energie by měla turbína k dispozici v případě, že by odpovídala celkové energii při ideálním impulsním provozu, kdy:

$$Q = Q_{imp} = Q_{pot} + Q_{kin} \quad (5)$$

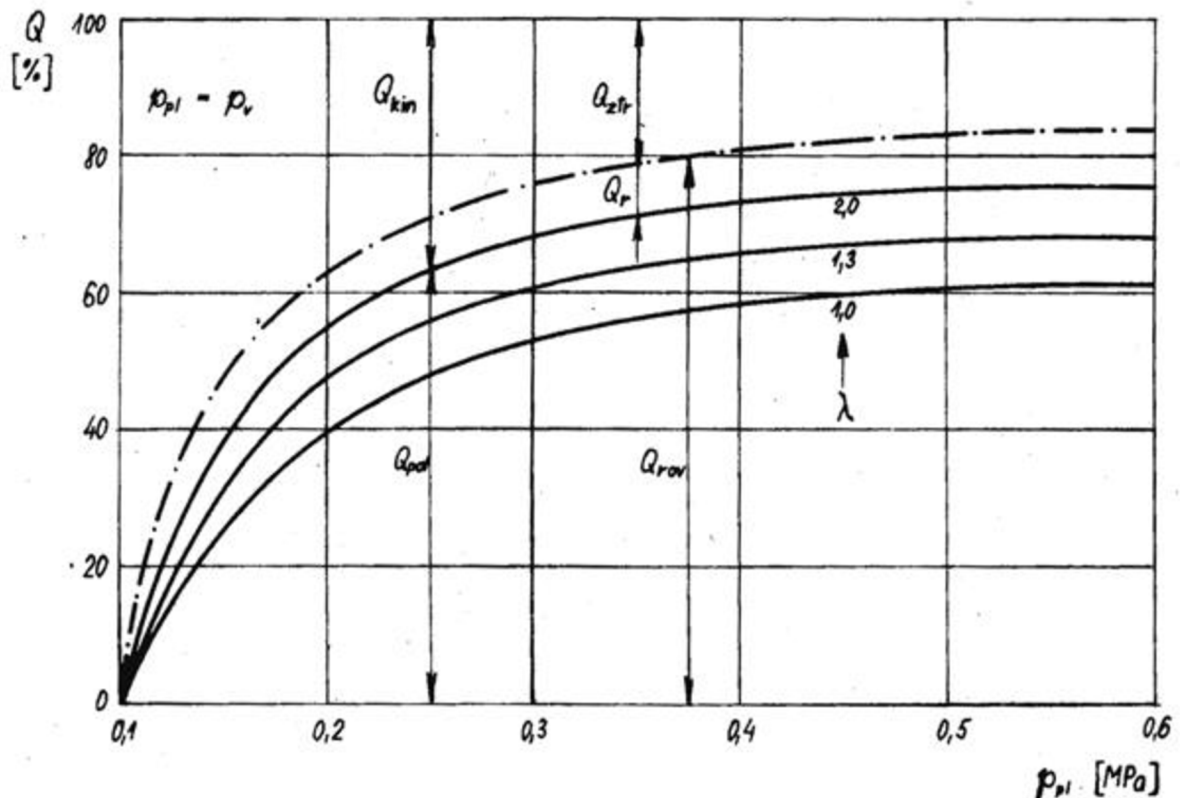
Na obr.16 je dobře vidět, jak energie Q_{kin} je přeměněná v tepelnou energii a přivádí se za stálého tlaku p_0 , čímž se zvýší teplota plynů z T_0 na T_m . V důsledku toho dojde ke zvýšení entropie plynu, kterou nemůžeme využít. Část energie Q_{kin} se rekuperuje na Q_r , takže u ideálního rovnotlakého provozu máme pro turbínu k dispozici energii:

$$Q_{rov} = Q_{pot} + Q_r \quad (6)$$

Poněvadž v turbíně je možné ideálně využít při entropii s_n expanzí mezi tlaky p_0 a p_2 jen energii Q_{rov} a ztrácí se tím energie $Q_{ztr} = I_n - I_2$. To znamená, že rekuperací získáme z kinetické energie jen část, jež je dána:

$$Q_r = Q_{kin} + Q_{ztr} \quad (7)$$

Na obr.17 je provedeno porovnání ideálního impulsního a rovnotlakého přeplňování z hlediska energie, která je k dispozici turbíně podle vztahů (5), (6) a (7) v závislosti na plnicím tlaku p_{pl} . Závislost je získána propočtem celého oběhu přeplňovaného čtyřdobého motoru pro $\varepsilon_Z = 15$, $t_{pl} = 50$ °C. Na následujícím obrázku jsou jednotlivé energie pro každý plnicí tlak vyneseny poměrně v % vůči energii, která je k dispozici při ideálním impulsním provozu a jež představuje vždy 100%. Ze zmíněného obrázku je vidět, že největší nárůst Q_{pot} a pokles Q_{kin} je do plnicího tlaku 0,35 až 0,4 MPa. Do těchto plnicích tlaků má také největší nárůst energie ideálního rovnotlakého provozu Q_{rov} , která se při dalším růstu plnicího tlaku zvyšuje už jen poměrně málo. Dále z obr.17 vyplývá, že s rostoucím součinitelem přebytku vzduchu λ roste Q_{pot} a klesá Q_{kin} .



Obr. 17 Poměrné srovnání energií impulsního a rovnotlakého systému [3]

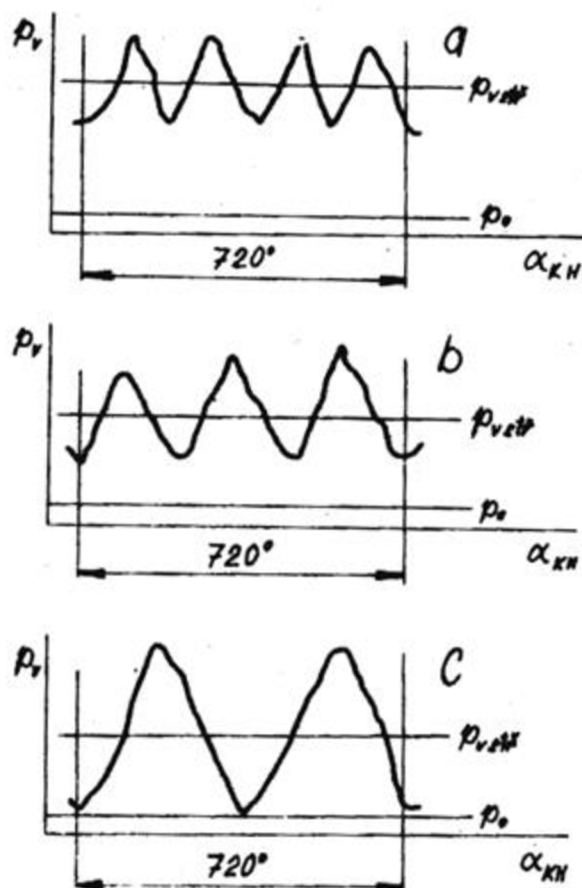
Taktéž je zřejmé, že asi při plnicím tlaku 0,35 až 0,4 MPa jsou obě soustavy rovnocenné, poněvadž malé zlepšení při impulsním provozu lepším využitím energie výfukových plynů, hlavně Q_{kin} , se ztrácí na straně turbíny zhoršením její účinnosti. V důsledku kolísání tlaků a teplot před turbínou při impulsním provozu dochází ke zhoršení její vnitřní účinnosti a rostou rázové ztráty, dále následkem parciálního ostříku oběžného kola turbíny rostou i ztráty ventilační.

Impulsní přeplňování se tedy bude používat v následujících případech:

- a) Při nízkých plnicích tlacích
- b) U vysokotlance přeplňovaných motorů tam, kde
 - motor často pracuje při částečném zatížení, kde by již energie výfukových plynů při rovnotlakém provozu nemohla zajistit potřebný výkon turbíny.
 - se požaduje rychlejší reakce turbíny turbodmychadla na změnu zatížení motoru, poněvadž u rovnotlakého provozu je reakce podstatně pomalejší.
- c) Při přeplňování dvoudobých motorů, kde je energie výfukových plynů nižší než u motorů čtyřdobých.

Při rovnotlakém provozu turbíny je možné naladit turbínu turbodmychadla tak, aby v provozní oblasti dosahovala maximálních hodnot vnitřní účinnosti, kdy rázové ztráty jsou minimální. Poněvadž při rovnotlakém provozu je vždy plný ostřík rotoru turbíny, odpadají i ztráty spojené s parciálním ostříkem. Konečně při vysokotlakém přeplňování se dosáhne téhož výkonu jako u impulsního provozu a to při podstatně jednodušším a levnějším spojení turbíny s výfuky jednotlivých válců motoru.

U impulsního provozu budou ztráty impulsností, tedy kolísáním tlaku a teploty před turbínou závislé na počtu válců zapojených do jedné potrubní větve a přivedených do jedné sekce statoru turbíny. Největší ztráty v turbíně budou při spojení jednoho nebo dvou válců do jedné potrubní větve, viz obr.18c, kdy pokles tlaku mezi impulsy dosahuje hodnoty tlaku za turbínou nebo ještě nižších hodnot. Podstatně menší impulsnost a vyšší střední hodnota tlaku ve výfukovém potrubí $p_{vstř}$ bude při zapojení tří nebo čtyř válců do jedné potrubní větve. Průběhy tlaků v těchto případech jsou znázorněny na obr.18b a 18a. [3]



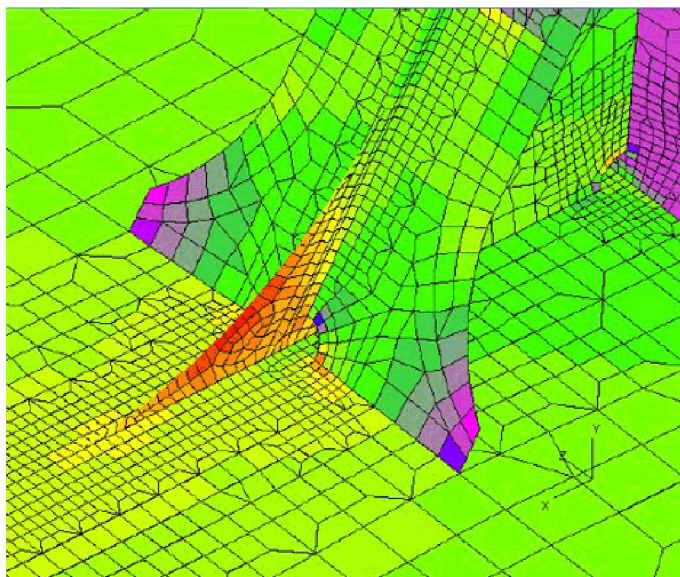
Obr. 18 Tlakové impulzy při zapojení rozdílného počtu válců do jedné sekce [3]

3 VÝPOČTOVÉ A EXPERIMENTÁLNÍ METODY PRO OVĚŘENÍ KONSTRUKČNÍHO NÁVRHU

V dnešním světě navrhování a konstruování různých výrobků, je v drtivé většině doprovázeno i jejich testováním. Než je daný výrobek uveden na trh prochází několika simulacemi, které zajistí je bezpečnost, kvalitu, spolehlivost a trvanlivost. Konstrukční návrhy výrobků se nejprve ověřují pomocí různých výpočtových metod. Díky nim lze snadněji předpovědět jejich chování za daných provozních podmínek, a tedy i předpovědět možné poruchy jednotlivých součástí výrobku a jejich následky. V současnosti existují ve výpočetní technice různé programy jako ANSYS Workbench, Siemens NX, SOLIDWORKS Premium, Autodesk Inventor Professional, Pro/Engineer a další, které dokážou analyzovat chování produktu při definovaných testovacích podmínkách a umožní se tak přiblížit výsledkům jako v reálných situacích. Tyto programy dokážou simulovat velkou spoustu odlišných fyzikálních jevů. Jedná se například o různé pevnostní výpočty, modální analýzy, dynamické a kinematické simulace, proudění kapalin nebo třeba i prostup tepla.

3.1 METODA KONEČNÝCH PRVKŮ

Metoda konečných prvků (MKP) je numerická metoda sloužící k simulaci průběhů napětí, deformací, vlastních frekvencí, proudění tepla, jevů elektromagnetismu, proudění tekutin atd. na vytvořeném fyzikálním modelu. Tato výpočtová metoda je užívána především pro kontrolu již navržených zařízení, nebo pro stanovení kritického místa konstrukce. Ačkoliv jsou principy této metody známy již delší dobu, k jejímu masovému využití došlo teprve s nástupem moderní výpočetní techniky [6]. Základní myšlenkou MKP je rozdělení skutečné konstrukce na konečné prvky, které zcela vyplňují délku, plochu nebo objem. Tyto prvky se stýkají v bodech, v čarách a plochách. Styčné body, průsečíky dvou čar a společné body tří ploch se nazývají uzly. Charakteristickými veličinami prvku jsou uzlové parametry známé jako stupně volnosti. Mezi ně mohou patřit například posuvy těchto uzlů. Výhodou MKP je, že mřížka testovaného modelu nebo sestavy může být pro jednotlivé komponenty nebo plochy jiná. Správná volba velikosti a tvaru prvku dané mřížky je klíčová a rozhodujícím způsobem ovlivňuje pracnost a přesnost řešení. [7].



Obr. 19 2D síť pro MKP analýzu žebra, síť je jemnější v místech u objektu zájmu [8]

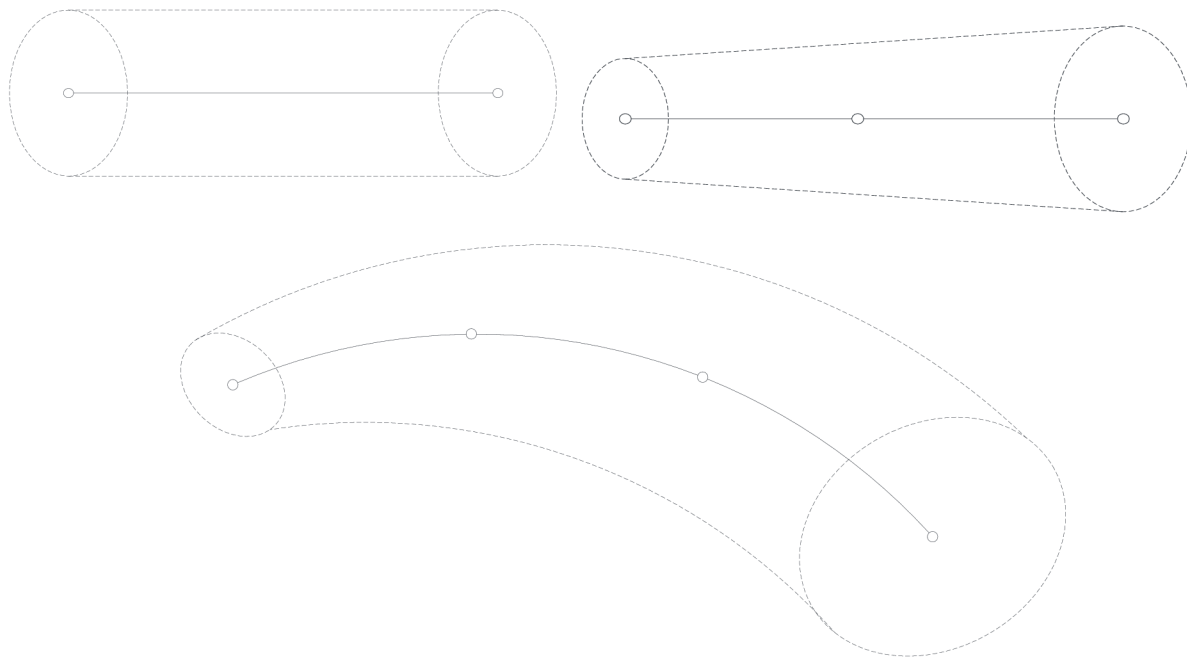
Metoda MKP má mnoho výhod oproti jiným výpočtovým metodám:

- 1) Materiálové konstanty jednotlivých prvků mohou být různé. Metoda je použitelná pro konstrukce obsahující části z různých materiálů.
- 2) Nepravidelné geometrické tvary mohou být snadno aproximovány větším počtem menších prvků a přímými (rovinnými) hranicemi nebo dokonce prvky omezenými křivkami (plochami), které přesně vystihují geometrii součásti.
- 3) Velikost prvků se může měnit podle potřeby, prvky nemusí být stejně velké.
- 4) Snadno lze respektovat nespojitosti v zatížení.
- 5) Nehomogenní okrajové podmínky lze respektovat stejně snadno jako homogenní.
- 6) Vytvoření obecných programů pro MKP je snadné.
- 7) Při dodržení jistých pravidel metoda konverguje.

3.1.1 POJEM KONEČNÉHO PRVKU

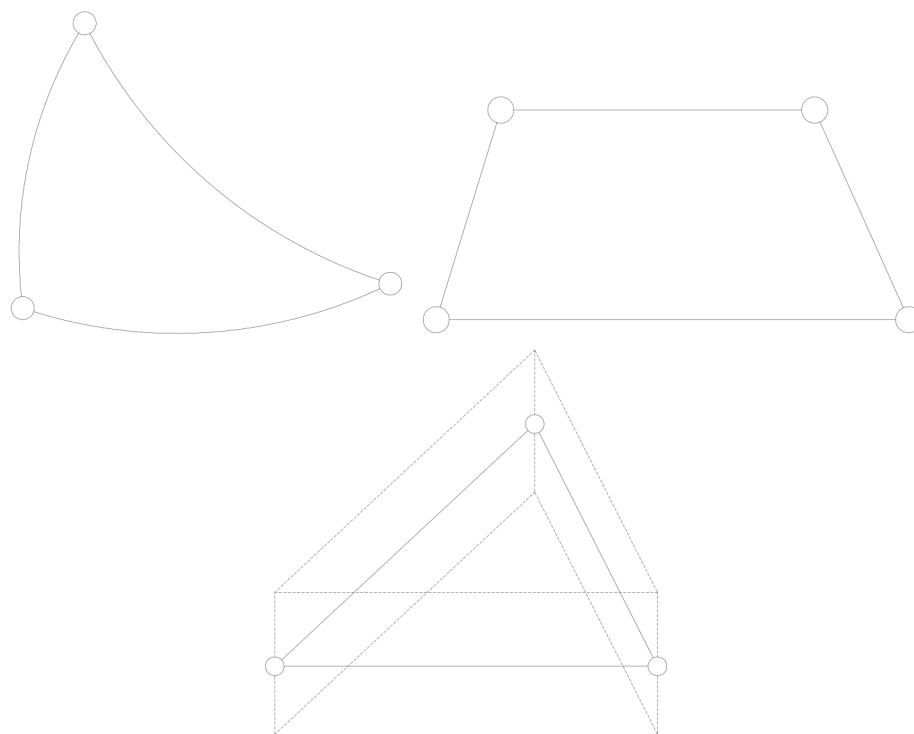
V MKP mohou být užity nejrůznější prvky. Rozdělují se především podle geometrie na jedno, dvoj nebo trojrozměrné.

Jednorozměrný prvek je nejjednodušší. Všechny jeho vlastnosti jsou funkcí jediné souřadnice. Může disponovat dvěma i více uzly, taktéž může reprezentovat člen, který ve skutečné konstrukci má konstantní nebo proměnný průřez, přímou nebo křivou střednici [7].



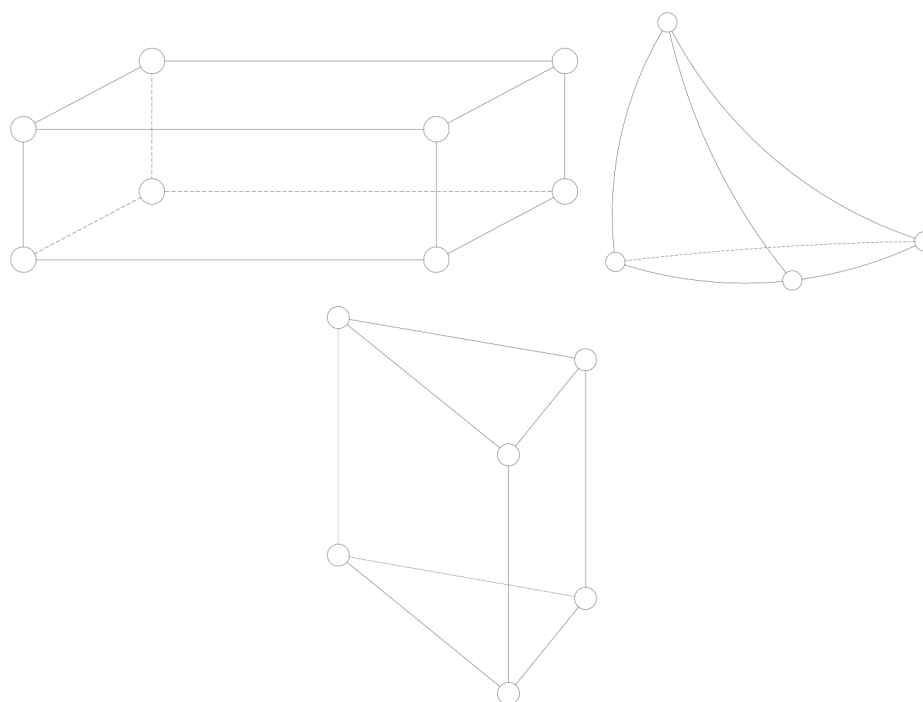
Obr. 20 Typy jednorozměrných prvků [7]

Dvourozměrný prvek je obvykle trojúhelník nebo čtyřúhelník se stranami rovnými nebo zakřivenými, s uzly ve vrcholech, uvnitř stran i uvnitř samotného prvku.



Obr. 21 Typy dvourozměrných prvků [7]

Trojrozměrný prvek je například čtyřstěn, troj nebo čtyřboký hranol omezený rovinami nebo plochami a obsahující počet uzlů ležících ve vrcholech, uvnitř hran i stěn.



Obr. 22 Typy trojrozměrných prvků [7]

3.1.2 INTERPOLAČNÍ FUNKCE

MKP je založena na nahrazení skutečného průběhu spojité veličiny (teplota, napětí, posuv) interpolační funkcí nazývané jako konečný prvek. Interpolační funkce je obvykle polynom, protože je to funkce, která:

- umožňuje snadné provedení početních operací, zejména derivování a integrování
- umožňuje dosáhnout předem zvolené přesnosti

Řada skutečných průběhů hledaných veličin (např. průhyb nosníku) je vyjádřena polynomem.

POŽADAVKY NA INTERPOLAČNÍ FUNKCI Z HLEDISKA KONVERGENCE

V MKP stejně jako v jiných přibližných metodách je požadováno, aby získané řešení konvergovalo ke skutečným hodnotám. Tuto vlastnost řešení nejvíce ovlivňuje použitá interpolační funkce, která musí splňovat následující požadavky:

- 1) Interpolační funkce musí být spojitá uvnitř prvku a musí zaručovat slučitelnost funkčních hodnot a obecně i jejich derivaci na hranicích sousedních prvků. První část požadavku je splněna tím, že jako interpolační funkci použijeme polynom. Druhá část požadavku souvisí s nutností integrace interpolační funkce při sestavování základní rovnice MKP. Aby byl integrál obsahující n -tou derivaci hledané funkce derivován, musí být tato funkce spojitá až do $(n - 1)$ – ní derivace. Bude-li to čtvrtá derivace ($n = 4$), musíme požadovat spojitost funkčních hodnot a všech derivací až do třetí včetně na hranicích prvků.
- 2) Interpolační funkce musí také zahrnovat posuvy konečného prvku jako tuhého tělesa, tj. musí zajistit konstantní hodnoty posuvů všech vnitřních bodů prvku, pokud jsou posuvy jeho uzlů stejné. Tímto požadavkem je zaručeno, že přibližné řešení nebude odporovat základní vlastnosti přesného řešení.
- 3) V úlohách z elastomechaniky se doplňuje předchozí požadavek nutností vyjádřit stav konstantního přetvoření prvku.

Při použití polynomů jako interpolačních funkcí pro splnění posledních dvou požadavků stačí, aby obsahovaly konstantní a lineární členy.

Kromě požadavků konvergence by interpolační funkce neměla záviset na volbě lokálního souřadnicového systému, tak např. při záměně os x , y by se funkce neměla kvantitativně měnit. Pro rovinný model se lze při volbě polynomu řídit následující obdobou Pascalova trojúhelníka (obr. 23) [7].

	1	konstantní polynom			
	x	y	lineární polynom		
	x ²	xy	y ²	kvadratický polynom	
	x ³	x ² y	xy ²	y ³	kubický polynom

Obr. 23 Pascalův trojúhelník [7]

3.2 TENZOMETRIE

Tenzometrie je metoda zjišťování mechanického napětí s využitím jeho závislosti na deformaci materiálu sledované konstrukce. Lineární závislost v tahovém diagramu je dána Hookeovým zákonem.

$$\varepsilon_{\text{pod}} = \frac{\Delta l}{l} = \frac{\sigma_n}{E} \quad (8)$$

ε_{pod} poměrné délkové prodloužení

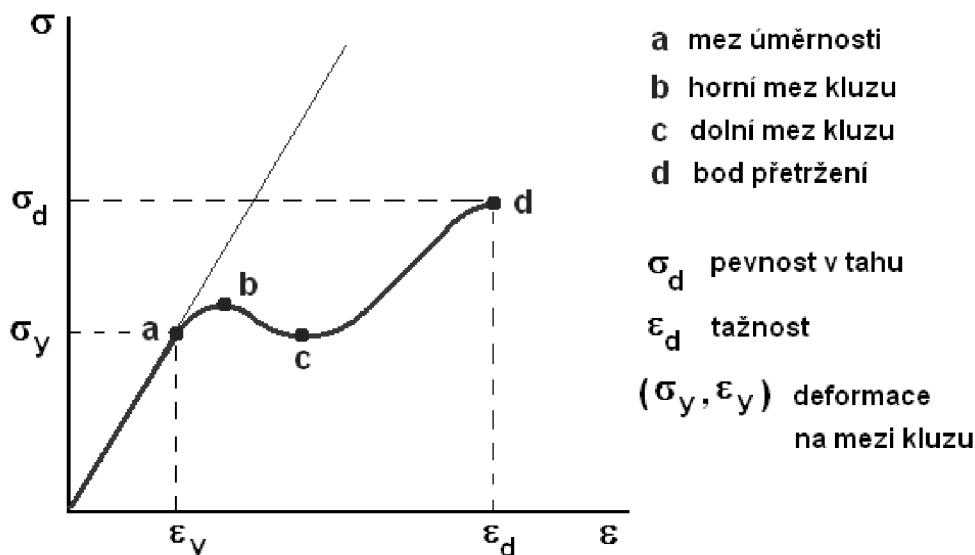
l délka vzorku v metrech

l' prodloužená délka vzorku působení deformující síly

$\Delta l = l' - l$ absolutní prodloužení

σ_n normálové napětí

E modul pružnosti v tahu.



Obr. 24 Tahový diagram [9]

S podélným prodloužením tělesa souvisí také příčné zkrácení (zúžení), které popisuje Poissonův zákon:

$$\varepsilon_{\text{př}} = -\mu \varepsilon_{\text{pod}} \quad (9)$$

$\varepsilon_{\text{př}}$ příčná deformace

μ Poissonovo číslo

K vyhodnocování mechanického napětí se využívají zejména odporové tenzometry. Jejich základní princip je založen na základech znalosti elektrotechniky a pružnosti a lze ukázat na příkladu deformace drátu vlivem síly. Pokud je namáhán vodič o délce l (m) s průřezem S (m^2) v tahu silou F (N), způsobuje tato síla nejen změnu délky a průřezu, ale také mikrostrukturální změnu materiálu, která má za následek změnu měrného elektrického odporu materiálu ρ (Ωm). Celkový odpor vodiče je dán vztahem:

$$R = \frac{l}{S} \rho \quad (10)$$

Celkovou relativní změnu odporu lze potom vyjádřit pomocí totálního diferenciálu:

$$\frac{\Delta R}{R} = \frac{\Delta l}{l} - \frac{\Delta S}{S} + \frac{\Delta \rho}{\rho} \quad (11)$$

Změna plochy průřezu je podle zákonů teorie pružnosti závislá na délkové transformaci:

$$\frac{\Delta S}{S} \approx -2\mu \frac{\Delta l}{l} \quad (12)$$

Na základě uvedených vztahů platí pro relativní změnu odporu (při zanedbání mikrostrukturálních změn měrného elektrického odporu):

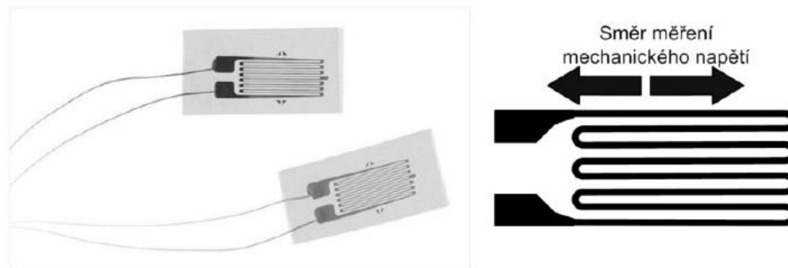
$$\frac{\Delta R}{R} = (1 + 2\mu) \varepsilon_{pod} = k \frac{\Delta l}{l} \quad (13)$$

kde k je součinitel deformační citlivosti (tenzometrická konstanta). U kovových materiálů je Poissonovo číslo blízké hodnotě 0,5 a tenzometrická konstanta 2. Větší deformační citlivost vykazují polovodičové materiály (k v rozmezí od -170 do 200), avšak závislost relativních změn odporu na měřené deformaci je nelineární.

Odpor tenzometru je také teplotně závislý (rozdílné teplotní roztažnosti materiálu tenzometru a měřeného objektu) a tuto závislost charakterizuje teplotní součinitel odporu α_R . Teplotní závislost lze kompenzovat:

- konstrukcí tenzometru na určitý typ materiálu (tzv. samokompensované tenzometry na ocel, dural, hliník atd.)
- charakteristikami tenzometru, kde je teplotní součinitel odporu úměrný součinu tenzometrické konstanty a rozdílu teplotních součinitelů délkové roztažnosti materiálu měřeného objektu a měřicí části tenzometru
- můstkovým zapojením

Tenzometrické odporové senzory se využívají buď k analýze mechanického napětí struktur, nebo jako součást senzorů síly, krouticího momentu, tlaku a parametrů mechanického kmitavého pohybu. Nejčastěji používané kovové tenzometry jsou v současné době lepené fóliové (Obr. 25, maximální měřená deformace do 0,5 %, životnost 10^7 cyklů, odpor typicky 120, 350, 1000 Ω , lepené lepidly dokonale přenášejícími deformaci a s minimálním tečením v tuhém stavu). Dalšími typy mohou být méně používané drátkové a vrstvé (naprašované) tenzometry využívané pro konstrukci senzorů tlaku. Polovodičové tenzometry (typicky křemíkové) lze rozdělit na monokrystalické a polykrystalické (levnější, hromadné aplikace). V řadě aplikací je důležitá směrová citlivost tenzometru (tj. poměr citlivosti při deformaci ve směru hlavní osy a osy kolmé na hlavní). Rozměr odporových vodičů ve směru namáhání je maximalizován, aby bylo dosaženo vysoké citlivosti na namáhání v podélném směru, a naopak potlačen vliv namáhání ve směru kolmém [9].



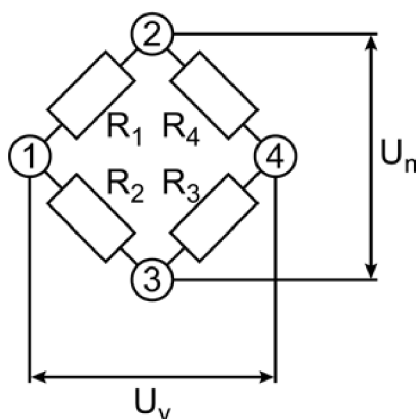
Obr. 25 Odporový tenzometr [9]

3.2.1 MŮSTKOVÉ ZAPOJENÍ – WHEATSTONŮV MŮSTEK

Základem mnoha tenzometrických aparatur je Wheatstonův můstek, který zachycuje velmi malé změny odporu. Napájení tohoto můstku lze rozdělit na napájení s konstantním napětím a konstantním proudem [10].

NAPÁJENÍ S KONSTANTNÍM NAPĚTÍM

Schéma zapojení s napájením konstantním napětím můžete vidět na obr. 26



Obr. 26 Schéma zapojení Wheatstonova můstku s napájením konstantním napětím [10]

Čtyři odpory označené R_1 , R_2 , R_3 a R_4 (ramena můstku - jednotlivé tenzometry nebo jejich náhrady) jsou uspořádány do můstku. Napájecí diagonála mezi uzly 2 a 3 je připojena ke zdroji konstantního napájecího napětí U_n , výstupní napětí můstku U_v mezi uzly 1 a 4 (výstupní diagonála) je připojeno k přístrojovému zesilovači s teoreticky nekonečným vnitřním odporem [10].

Výstupní napětí U_v (rozdíl napětí mezi body 1 a 4) je dáno vztahem:

$$U_v = \frac{R_1 R_3 - R_2 R_4}{(R_1 + R_2) * (R_3 + R_4)} \quad (14)$$

Z uvedené rovnice je patrné, že výstupní signál bude nulový ($U_v = 0$), pokud bude platit:

$$R_1 R_3 = R_2 R_4 \quad (15)$$

nebo

$$R_1 = R_2 = R_3 = R_4 \quad (16)$$

Je-li tato podmínka splněna, nachází se můstek ve vyváženém stavu. Malé napětíové změny způsobené změnou hodnot odporů v můstku budou vztaženy k tomuto klidovému stavu a budou zesilovány k dalšímu zpracování závislého na použité metodě vyhodnocení [10].

Změna výstupního napětí ΔU_v je potom způsobena změnou odporů R_1 , R_2 , R_3 nebo R_4 o ΔR_1 , ΔR_2 , ΔR_3 nebo ΔR_4 . Takováto změna odporu tenzometru vzniká jeho délkovým přetvořením, nebo změnou teploty. Podle rovnice (14) je změna výstupního napětí v závislosti na změnách odporů v můstku dána vztahem [10]:

$$\frac{\Delta U_v}{U_n} = \frac{r}{(1+r)^2} * \left(\frac{\Delta R_1}{R_1} - \frac{\Delta R_2}{R_2} + \frac{\Delta R_3}{R_3} - \frac{\Delta R_4}{R_4} \right) * (1 - \eta) \quad (17)$$

kde

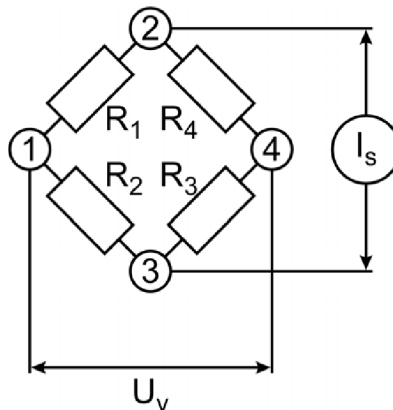
$$r = \frac{R_2}{R_1} = \frac{R_3}{R_4} \quad (18)$$

a nelineární člen η je dán vztahem:

$$\eta = \frac{1}{1+r} \frac{1}{\frac{\Delta R_1}{R_1} + \frac{\Delta R_4}{R_4} + r + \left(\frac{\Delta R_2}{R_2} + \frac{\Delta R_3}{R_3} \right)} \quad (19)$$

NAPÁJENÍ S KONSTANTNÍM PROUDEM

Schéma zapojení Whatstonova můstku s napájením konstantním proudem je uvedeno na obr. 27



Obr. 27 Schéma zapojení Wheatstonova můstku s napájením konstantním proudem [10]

Použití konstantního proudu pro napájení obvodu zvyšuje citlivost a snižuje nelinearitu Wheatstonova můstku. Výstupní napětí je dáno vztahem (20):

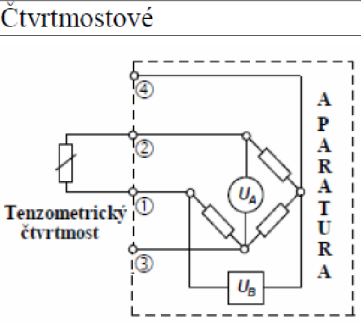
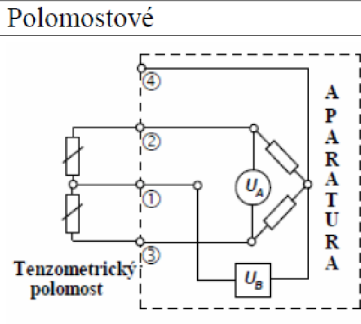
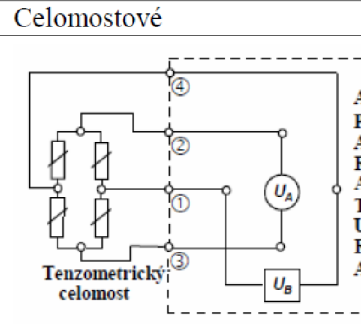
$$U_v = \frac{i_s}{(R_1 + R_2 + R_3 + R_4)} * (R_1 R_3 + R_2 R_4) \quad (20)$$

Pro rovnováhu můstku ($U_v=0$) platí stejné rovnice jako pro rovnováhu můstku napájeno konstantním napětím a to rovnice (15) a (16).

Nelinearita tohoto zapojení je přibližně poloviční v porovnání s můstkem napájeným konstantním napětím [10].

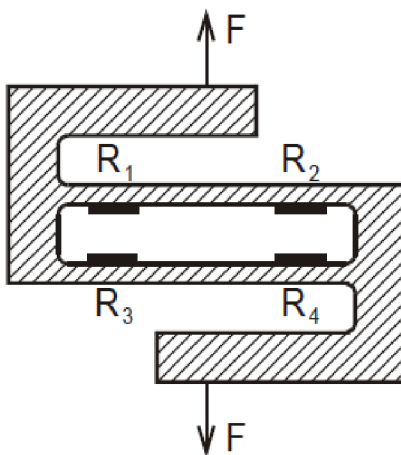
3.2.2 ZPŮSOBY ZAPOJENÍ TENZOMETRŮ DO MŮSTKU

Stejnoseměrné můstkové obvody jsou omezeny nestálostí nuly stejnosměrných zesilovačů a termoelektrickými napětími (vznikají na styku materiálů senzoru – přívod k měřicímu obvodu, lze řešit čtyřvodičovým zapojením, nebo výpočtem rozdílu údajů při komutaci polarit napájecího zdroje). Oba problémy lze odstranit střídavým napájením za cenu komplikací vyvolaných účinky parazitních impedancí vedení a vlastních tenzometrů. Také nejsou vhodné pro měření rychle proměnných mechanických napětí. Možná zapojení jsou pak následující [9]:

Čtvrtmostové	Polomostové	Celomostové
		
<p>Nejjednodušší za stálých okolních podmínek Nemožnost teplotní kompenzace Nutné samokompenzační tenzometry</p>	<p>Možnost teplotní kompenzace Dvojnásobná citlivost Časté zapojení</p>	<p>Úplná teplotní kompenzace (pro identické tenzometry na stejné teplotě) Čtyřnásobná citlivost Prostorově náročné</p>

Obr. 28 Zapojení tenzometrického můstku [9]

Pro měření statických sil, včetně vážení, se ve většině případů využívá deformačního účinku na objekt vhodného tvaru. Základním principem senzorů síly je tedy převod *síla – deformace – fyzikální účinky deformace*. Deformační členy musí mít minimální teplotní roztažnost, dobrou teplotní vodivost, malou hysterezi, malé relaxační jevy a odolnost vůči korozi. Na obr 29. je tenzometrický snímač síly s tenzometry umístěnými uvnitř a chráněnými před vlivem okolí [9].



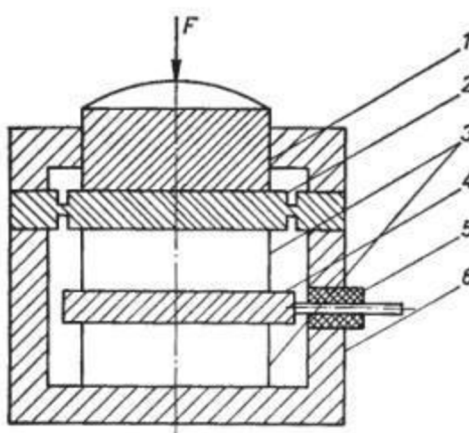
Obr. 29 Tenzometrický snímač síly [9]

3.2.3 DALŠÍ ZPŮSOBY MĚŘENÍ MECHANICKÉHO NAPĚTÍ

Mezi jiné principy měření mechanického napětí jsou například piezoelektrický, magnetoelastický, rezonanční a optický [9].

PIEZOELEKTRICKÉ SENZORY SÍLY

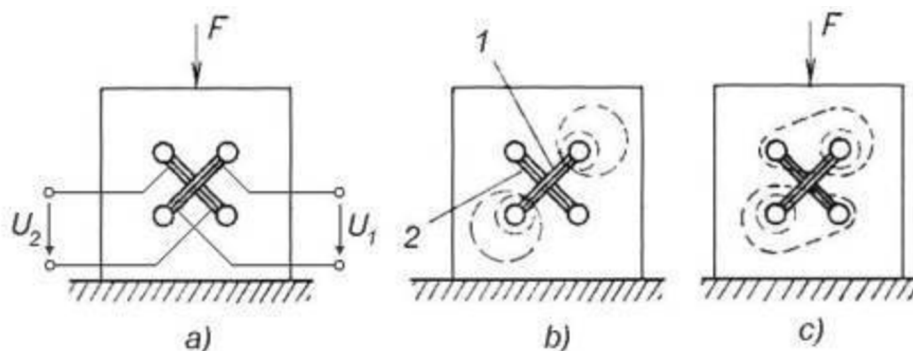
Tyto senzory pracují na principu piezoelektrického jevu. Tento jev spočívá v polarizaci dielektrik, které jsou vystaveny mechanickému napětí. Pro měření výstupního napětí z piezoelektrického členu se v senzorech používají impedanční konvertory, elektrometrické zesilovače, nebo nábojové zesilovače. Pro měření síly pomocí piezoelektrických senzorů musí jejich konstrukce zamezit vzniku ohybových momentů. Typická oblast aplikací těchto senzorů je měření rychle proměnných sil. Příklad piezoelektrického senzoru je na obr. 30, kde je dvojice piezoelektrických krystalů (3) oddělena elektrodou (4) a umístěna v pouzdře (6) [9].



Obr. 30 Piezoelektrický snímač síly [9]

MAGNETOELASTICKÉ SILOVÉ SENZORY

Tyto senzory obsahují feromagnetický obvod z izotropního materiálu, ve kterém je uloženo primární a sekundární vinutí. Působením vnější síly se ve feromagnetickém obvodu vytvoří směr zvýšené permeability pod úhlem α od hlavní úhlopříčky a na sekundárním vinutí se indukují napětí. Tento princip je zobrazen na obr. 31. Magnetoelastické senzory jsou velmi robustní a jednoduché na konstrukci, ale mají omezenou přesnost teplotními vlivy a magneticko-mechanickou hysterezi [9].



Obr. 31 Magnetoelastický snímač síly [9]

REZONANČNÍ SENZOR SÍLY

Rezonanční senzory síly měří působící sílu pomocí změny vlastního kmitočtu mechanického členu. Působením vnějšího tlaku na mechanický rezonátor se mění vlastní frekvence rezonátoru. Tyto senzory mají vysokou přesnost, časovou stabilitu, odolnost vůči rušení. Mezi nevýhody patří závislost na teplotě, omezený rozsah a malé dynamické vlastnosti [9].

OPTICKÉ SILOVÉ SENZORY

Senzory sil s optickými vlákny využívají deformace optického vlákna. Deformace vlákna způsobuje změnu indexu lomu a tím i dobu šíření světelných impulzů [9].

3.3 TEPLOTNÍ ROZTAŽNOST

Teplotní roztažnost je sklon tělesa ke změně svého objemu v závislosti na změně teploty. Zvyšuje-li se teplota tělesa při konstantním tlaku, dochází uvnitř molekul k tomu, že se v důsledku rychlejšího pohybu atomů zvětšují maximální hodnoty jejich vzdáleností a minimální se naopak zmenšují. Kvůli tomu se atomy častěji dostávají do větší blízkosti a více na sebe působí odpuzivými silami. K opačnému jevu (zmenšení objemu se zvyšující se teplotou) dochází jen u několika látek, kde tato kontrakce probíhá pouze v omezeném teplotním intervalu. Nejznámější je anomálie vody, která při zahřívání od 0 °C do 3,98 °C zmenšuje svůj objem. Při dalším zahřívání se už chová jako ostatní kapaliny a svůj objem zvětšuje. Další látkou je například křemík, který má záporný koeficient teplotní roztažnosti při teplotách mezi 18 K a 120 K. Tyto teplotní vlastnosti látek charakterizuje součinitel teplotní roztažnosti, jehož rozměrem je převrácená jednotka teploty, tedy K⁻¹ nebo °C⁻¹ [11].

3.3.1 SOUČINITEL TEPLOTNÍ ROZTAŽNOSTI

Změny objemu těles způsobené zvýšením teploty za konstantního tlaku se vyjadřují objemovou roztažností:

$$\beta = \frac{1}{V} \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_p \quad (21)$$

Z důvodu snadnějšího experimentálního stanovení je výhodnější zavést délkovou roztažnost:

$$\alpha = \frac{1}{l} \left(\frac{\partial l}{\partial T} \right)_p \quad (22)$$

U isotropních materiálů platí:

$$\beta \doteq 3\alpha \quad (23)$$

Celková změna rozměrů tělesa při ohřevu z teploty T_0 na T_1 je:

$$l = l_0 \exp \left(\int_{T_0}^{T_1} \alpha(T) dT \right) \quad (24)$$

Rovnici (24) lze, v případě že $\alpha = \text{konst}$, upravit do tvaru:

$$l = l_0 \exp [\alpha (T_1 - T_0)] \quad (25)$$

Tuto exponenciální funkci lze rozložit do nekonečné řady:

$$l = l_0 \left[1 + \frac{\alpha(T_1 - T_0)}{1!} + \frac{(\alpha(T_1 - T_0))^2}{2!} + \frac{(\alpha(T_1 - T_0))^3}{3!} + \dots \right] \quad (26)$$

Ve většině případů součinitel délkové roztažnosti nabývá nízkých hodnot $\alpha < 10^{-4} \text{ K}^{-1}$, proto se další členy řady v praxi zanedbávají a rovnice se zkracuje pouze na první člen [11]:

$$l \doteq l_0 [\alpha (T_1 - T_0)] \quad (27)$$

3.4 MĚŘENÍ TEPLOTNÍ DÉLKOVÉ ROZTAŽNOSTI

Délkovou roztažnost je možné měřit absolutně i relativně. Absolutně tak, že změnu délky tělesa odečítáme přímo úchylkoměrem nebo opticky. Při relativním stanovení se využívá metody vnitřního standardu, kdy srovnáváme délky dvou tyčí, jedné měřené a druhé o známé teplotní roztažnosti, které jsou umístěny vedle sebe a temperovány na stejnou teplotu [11].

3.4.1 MECHANOMETRICKÉ METODY

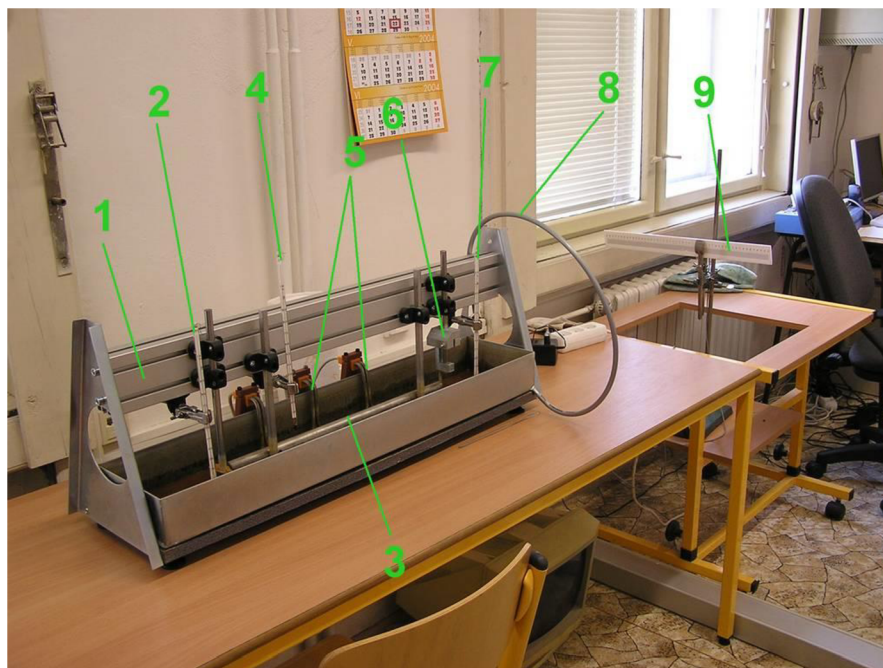
Přístroje pro měření součinitele teplotní délkové roztažnosti se nazývají dilatometry. Liší se navzájem způsobem, kterým se zaznamenává změna délky tělesa. U přístrojů s mechanometrickým odečítáním se dříve používala zrcátková metoda, v dnešní době jsou tyto přístroje vybaveny úchylkoměry, které jsou často digitální a umožňují záznam dat do PC [11].

EDELMANŮV DILATOMETR

Toto měřící zařízení se používá pro absolutní stanovení délkové roztažnosti pevných látek ve tvaru tyčí. Tyto tyče jsou kvůli zvýšení citlivosti měření dlouhé 50-100 cm. Měřená tyč je ponořena v temperované vodní (olejové) lázni se stálou cirkulací kapaliny, aby byla teplota ve všech místech stejná (Obr. 32). Teplota kapaliny bývá měřena obvykle dvěma teploměry umístěnými v lázni poblíž tyče. Tyč je umístěna na dvou válečcích připevněných k nosnému rámu přístroje a jedním koncem se opírá o pevný doraz. Její druhý konec se dotýká hrotu páky otáčivé kolem svislé osy, která je k ní přitlačována pružinou pro zajištění stálého kontaktu. Na druhém konci osy páky je v prostoru nad lázní připevněno zrcátko. Proti zrcátku je ve vzdálenosti R postaven dalekohled se stupnicí. Nezbytným předpokladem pro správnost výsledků je neměnná poloha dalekohledu vzhledem k nosnému rámu dilatometru. Změnou teploty lázně Δt se tyč z původní délky l_0 prodlouží o Δl a páka délky r se spolu se zrcátkem upevněným na jejím horním konci pootočí o úhel φ . Právě toto pootočení je úměrné změně počtu dílů Δn světelného indexu na stupnici z jeho původní (nulové) polohy. Naměřené hodnoty se dosadí do upravené rovnice pro výpočet součinitele teplotní délkové roztažnosti [11]:

$$\alpha = \frac{r}{2Rl_0} \frac{\Delta n}{\Delta t} \quad (28)$$

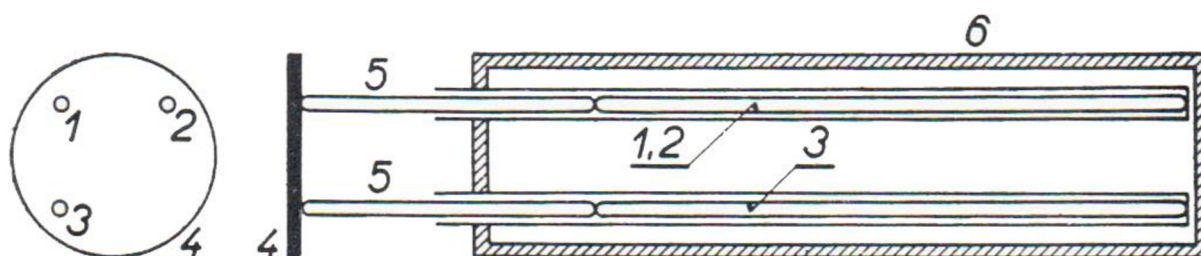
Edelmanovým dilatometrem lze určit α s přesností asi na 4 %. Tato měřící aparatura se však nehodí pro měření součinitele teplotní délkové roztažnosti malých vzorků pevných látek. Dnes bývá obvykle metoda odečítání pomocí zrcátka a stupnice nahrazována digitálními úchylkoměry, jejichž výhodou je kromě vyšší přesnosti i možnost záznamu dat do PC. Ve spojení s počítačově řízeným termostatem vodní lázně je pak možné celé měření zautomatizovat a snížit tak náročnost na obsluhu [11].



Obr. 32 Edelmanův dilatometr (1 - nosný rám, 2+7 - teploměry pro měření teploty lázně, 3 - měřená tyč, 4 - teploměr pro měření teploty okolí, 5 - topné spirály, 6 - pákový převod výchylky, 8 - vypouštěcí hadička, 9 - stupnice) [12]

CHEVENARDŮV DILATOMETR

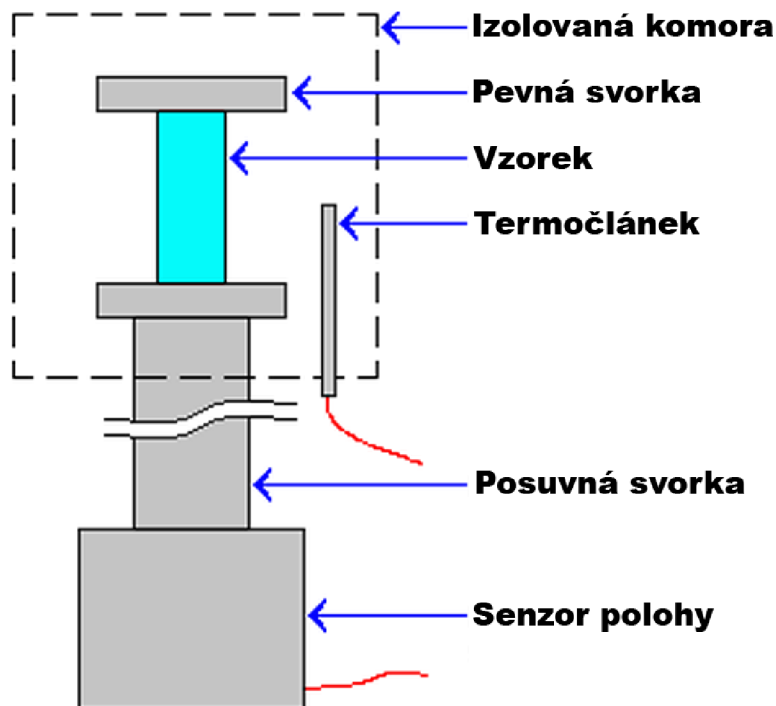
V tomto měřicím zařízení se délková roztažnost stanovuje relativně pomocí vnitřního standardu. Dilatometr je tvořen vytápěnou pískou, uvnitř které jsou uloženy tři tyčinky (křemenná, srovnávací a zkoumaná). Tyčinky leží v křemenných trubicích, a to tak, že jejich konce tvoří pravoúhlý trojúhelník (Obr. 33). Konce tyčinek se prostřednictvím pomocných křemenných tyčinek opírají o malé zrcátko, které je umístěno mimo pec. Na zrcátko je namířen paprsek světla z bodového zdroje, který po odrazu dopadá na fotografický papír. Při zahřívání se roztahují obě porovnávané tyčinky různě, kdežto roztažnost křemenné tyčinky je velmi malá a může se proto zanedbat. Tímto fotografickým zápisem vznikne přímka probíhající pod určitým sklonem, z kterého je možné stanovit poměr součinitelů roztažnosti obou kovů. Z toho pak, je-li znám součinitel teplotní délkové roztažnosti srovnávacího kovu, lze vypočítat součinitel teplotní délkové roztažnosti kovu zkoumaného. Použití této aparatury je možné u malých vzorků pevných látek za nízkých i vysokých teplot. Proto je tato metoda vhodná a v praxi využívána pro měření součinitele teplotní délkové roztažnosti kovů [11].



Obr. 33 Chevenardův dilatometr (1 - křemenná tyčinka, 2 - srovnávací tyčinka, 3 - zkoumaná tyčinka, 4 - zrcátko, 5 - pomocné křemenné tyčinky, 6 - pec) [11]

TERMOMECHANICKÁ ANALÝZA

Termomechanická analýza (dále jen TMA) zkoumá chování materiálu vystaveného současněmu působení řízeného teplotního režimu a mechanického zatížení (statického nebo dynamického). Toto namáhání musí být velmi malé z důvodu co nejmenšího vlivu na koeficient délkové roztažnosti, ale zároveň dostatečně vysoké pro eliminování okolních vibrací, které mohou způsobovat zlomy na termomechanické křivce [11].



Obr. 34 Základní provedení TMA [11]

Měřený vzorek je upevněn mezi horní pevnou a spodní posuvnou svorkou v izolované komoře se zajištěným prouděním vzduchu. Komora je vyhřívána termočlánekem umístěným v bezprostřední blízkosti vzorku, chlazení bývá obvykle zajištěno parami dusíku. Při měření je sledována závislost změny výšky na teplotě při konstantní rychlosti ohřevu a konstantním zatížením vzorku posuvnou svorkou (Obr. 34). Přesná změna polohy je zaznamenávána indukčním snímačem [11].

TMA je dále vhodná k měření mnoha dalších vlastností materiálů, např. teploty tavení, krystalizace nebo skelného přechodu. Výhodou této metody je úplná automatizace měření, díky které má velmi nízké nároky na obsluhu [11].

3.4.2 OPTICKÉ METODY

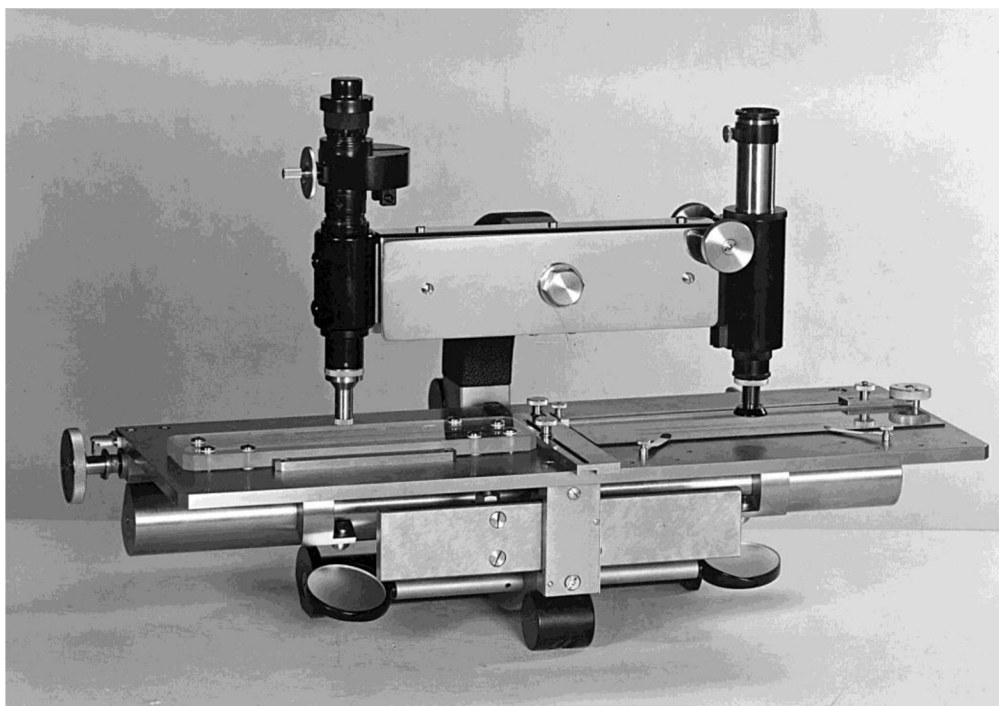
Přímé měření pomocí optického odečítání délkových změn je nejjednodušší metodou měření součinitele teplotní délkové roztažnosti. Průhledovým okénkem v temperované komoře se bezprostředně sleduje změna délky vzorku při jeho zahřívání nebo chlazení [11].

Pomocí dvou mikroskopů spojených s přesným mikrometrickým posunem se měří změna vzdálenosti dvou značek na vzorku, který má obvykle tvar hranolu [11].

Předností této metody je, že vzorek není během měření ovlivňován měřicím zařízením a metoda se dá použít i k měření za vysokých teplot. Nevýhodou metody je neustálé sledování měření vzorku a nemožnost přímé registrace [11].

ABBÉHO KOMPARÁTOR

Abbého komparátor je velmi přesný přístroj určený k měření malých délek bezdotykovou metodou. Přístroj se skládá ze dvou mikroskopů a funguje na klasickém principu komparátoru, kde musí být měřená a srovnávací délka souosa se směrem měření, ve stejné výšce a na společném nosiči. Výhoda tohoto uspořádání je v tom, že malé odchylky od přímého vedení pohybu stolku vzhledem ke srovnávací délce mají jen velmi malý vliv na přesnost měření. Měření délek se provádí změřením posunu stolku pomocí srovnávacího měřítka, který je způsobený přesunutím nitkového kříže z prvního na druhý koncový bod měřeného tělesa. Kvůli zaručení dlouhodobé stability všech proti sobě nastavených a pro přesnost nezbytných dílů je provedení rámu přístroje velmi masivní (Obr. 35). Měřený objekt je umístěn vpravo na ocelové desce stolu, v jejíž levé části se nachází skleněné měřítko s dělením délky 200 mm. Deskou stolku jde po uvolnění svorky posunovat ve směru měření. Deska se lehce pohybuje na kuličkových ložiscích po ocelovém nosiči. Po opětovném utahení svorky se přesné jemné nastavení měřicího místa v celkovém rozsahu 9 mm provádí rýhovaným knoflíkem. Nad pozorovaným objektem se nachází posuvný mikroskop, nad měřítkem měřicí mikroskop, přičemž oba jsou připevněny na nosiči ze stejného materiálu jako deska stolku. Tato ocel má navíc téměř stejnou teplotní roztažnost jako sklo měřítka. Nosič je proti tepelnému záření chráněn ochranným krytem, aby se zabránilo ohřevu od měřeného tělesa [11].

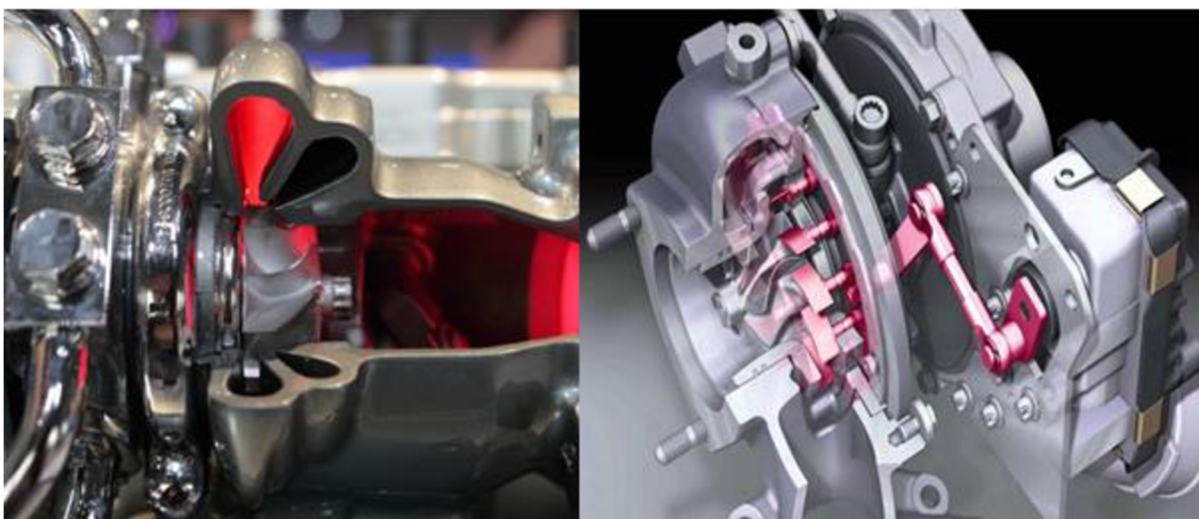


Obr. 35 Abbého komparátor [13]

4 KONSTRUKČNÍ NÁVRH SKŘÍNĚ

Jedním z hlavních cílů této diplomové práce je konstrukční návrh turbínové skříně, která by kombinovala princip pulzního přeplňování tzv. *twin scroll* s regulačním systémem variabilní geometrie lopatek „VNT“ (Obr. 36). Hlavní požadavek na danou konstrukční úpravu je, aby byly tlakové pulzace výfukových plynů z přívodních kanálů dopraveny, pokud možno co nejdříve k turbíně. Důvod tohoto požadavku je zajištění vyšší využitelnosti tlakových pulzů přivedených k turbíně. Kdyby tyto pulzace nebyly oddělené, docházelo by k jejich vzájemnému rušení tzv. *interferenci* a celková účinnost pohonu turbíny by se snížila. Mezi další sledované parametry patří:

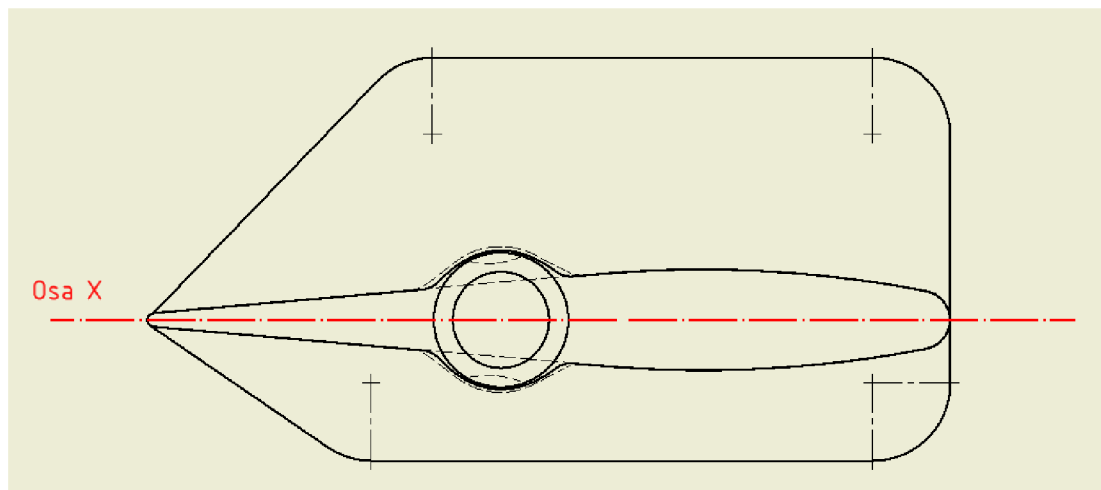
- Vyrobiteľnosť daných komponentů
- Nenáročnosť montáže turbínovej skříně
- Funkčnosť ovládání rozvodových lopatek
- Pevnosť daných komponentů



Obr. 36 Princip pulzního přeplňování (vlevo), variabilní geometrie lopatek „VNT“ (vpravo) [14]

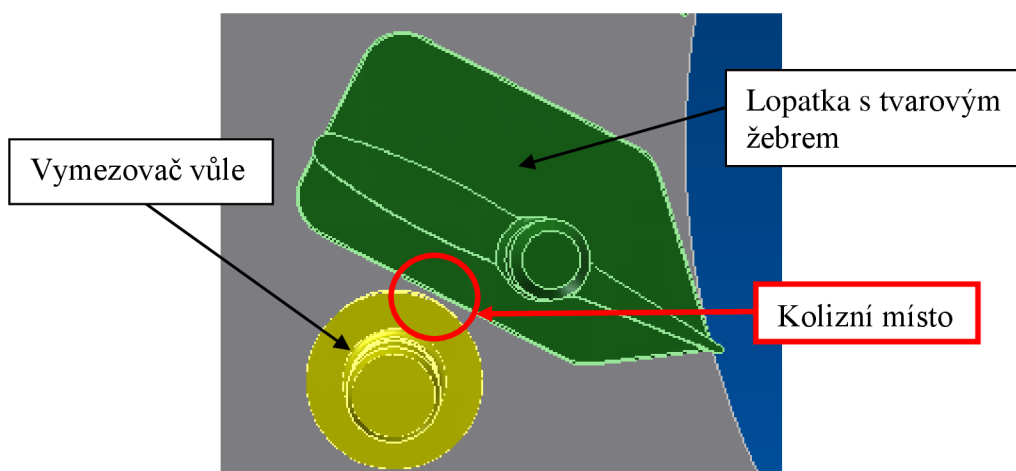
4.1 KONSTRUKČNÍ NÁVRH VERZE 1

První verze konstrukčního návrhu spočívá v úpravě rozváděcích lopatek variabilní geometrie. Na lopatkách byly přidány tzv. *tvárová žebra*, které by zajišťovaly oddělení tlakových pulzů (Obr. 39). Rozměry tvarového žebra lopatky je možné vidět na obr. 37. Hlavní rozměry žebra byly navrženy s ohledem na případná kolizní místa (Obr. 38), které by mohly nastat při pootáčení rozváděcí lopatky, kdy tloušťka žebra byla zvolena na 2 mm a je umístěno přesně uprostřed tloušťky lopatky. Délka žebra je stejná jako délka celé lopatky tedy 20,8 mm. Celková šířka žebra byla navržena o velikosti 10,45 mm. Z již zmíněného důvodu vzniku kolizních míst bylo nutné upravit oblast žebra ústící ke špičce lopatky. Z toho důvodu byly navrženy 2 rozdílné zkosení, a to pod úhlem 46° a 34° . Úhel 46° byl zvolen z důvodu zabránění kolize žebra s turbínou při pootáčení rozváděcí lopatky. Druhý úhel (34°) by naopak zamezil střetu žebra s žebrem sousední lopatky. Důvod volby zmíněného 34° zkosení je stejný jako asymetrická konstrukce žebra vůči x-ové ose lopatky, kdy na jedné straně má žebro šířku 6,8 mm a na druhé 3,65 mm.

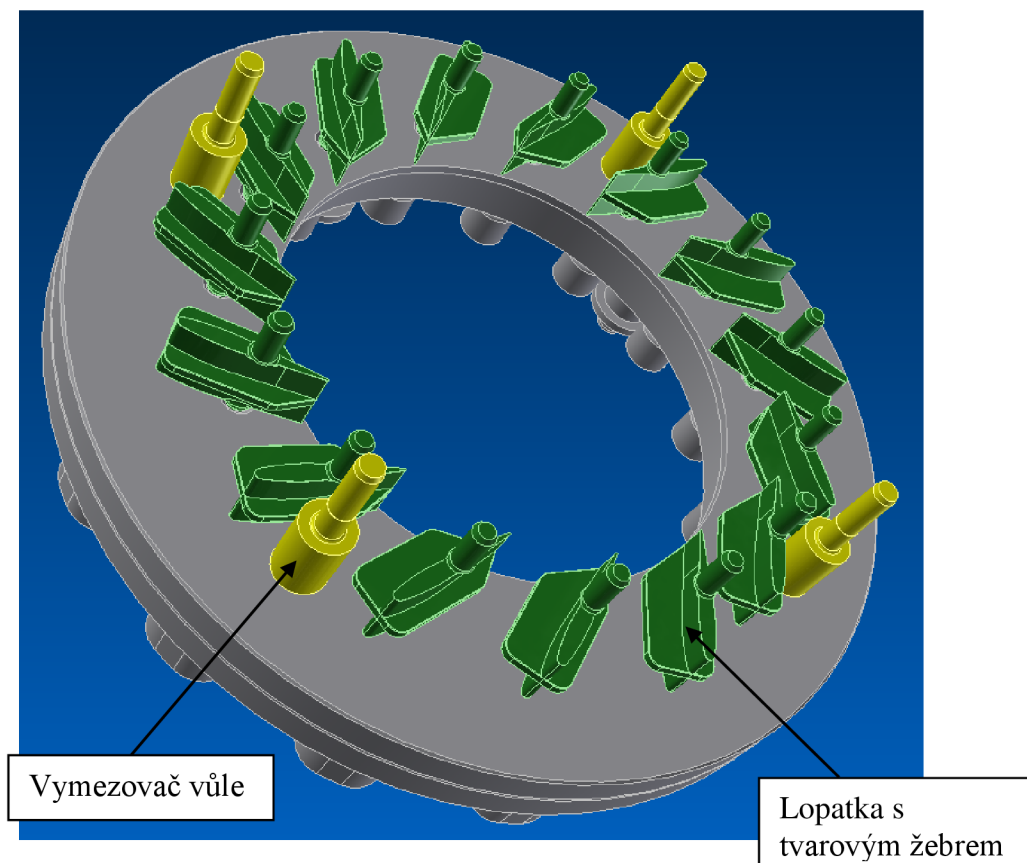


Obr. 37 Tvarové žebro rozváděcí lopatky

Tato konstrukční úprava je velice jednoduchá, co se týče výroby těchto upravených lopatek, které se vyrábí buď odléváním nebo technologií spékání ocelového prášku ve formě za přítomnosti vysoké teploty a tlaku. Tyto tvarová žebra by zajistila určitou míru separace tlakových pulzů, ale ne však dostačující. Navíc geometrie těchto žebíř by se musela upravovat na různé druhy a velikosti turbodmychadel z důvodu odlišného počtu rozváděcích lopatek, a tedy i rozdílného počtu možných kolizních míst mezi samotnými tvarovými lopatkami, lopatkou a vymezořačem vřele nebo lopatkou a turbínou (Obr. 38).



Obr. 38 Příklad kolizního místa mezi žebrem lopatky a vymezovačem vřele



Obr. 39 Konstrukční návrh verze 1

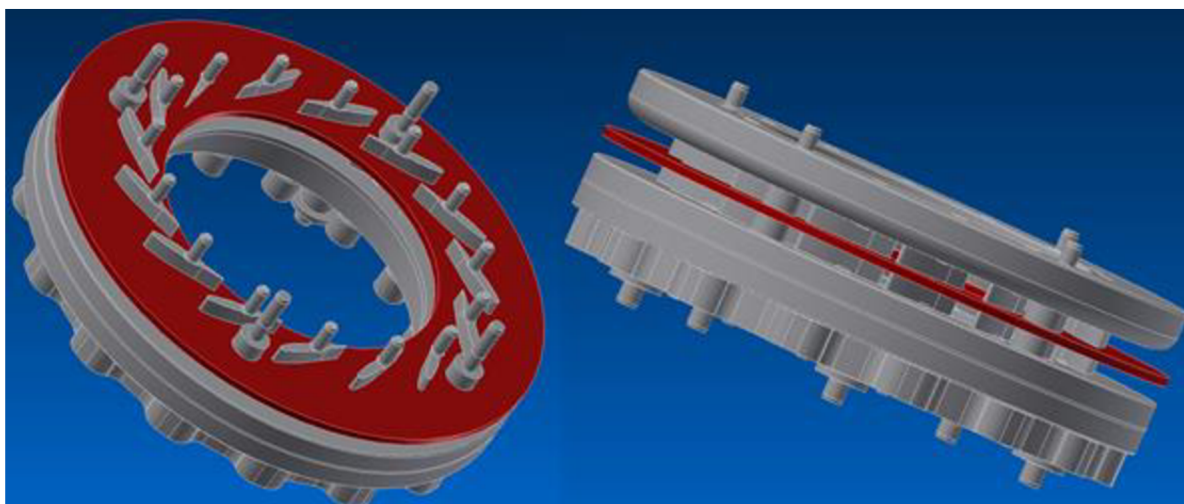
I když tato konstrukční koncepce vyhovuje několika sledovaným parametrům tak její účinnost separace tlakových pulzací až k turbíně je velmi nízká viz. Tab. 1.

Tab. 1 Splnění sledovaných parametrů konstrukčního návrhu verze 1

<u>Splnění sledovaných parametrů</u>	
Vyrobitelnost daných komponentů	✓
Nenáročná montáže turbínové skříně	✓
Funkčnost ovládání rozvodových lopatek	✓
Pevnost daných komponentů	✓
Účinnost separace tlakových pulzů	✗

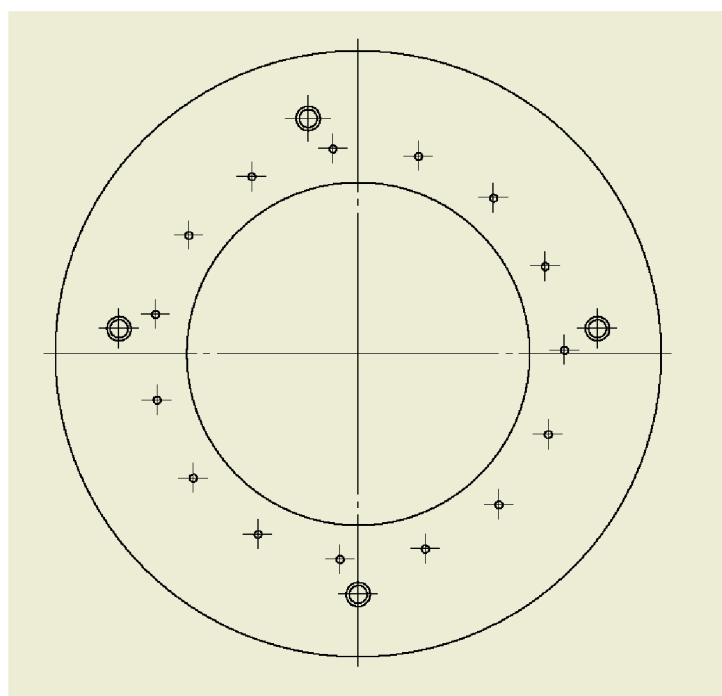
4.2 KONSTRUKČNÍ NÁVRH VERZE 2

Pro efektivnější separaci tlakových pulzací byl v rámci druhé konstrukční koncepce navrhnout dělicí (červený) disk (Obr. 40). Tento disk o tloušťce 2 mm je uložen v polovině celkové výšky rozváděcích lopatek. Toto konstrukční řešení umožňuje velmi účinné oddělení tlakových pulzací a jejich přivedení od samotného počátečního místa vtoku výfukových plynů do turbínové skříně až k lopatkám turbíny.



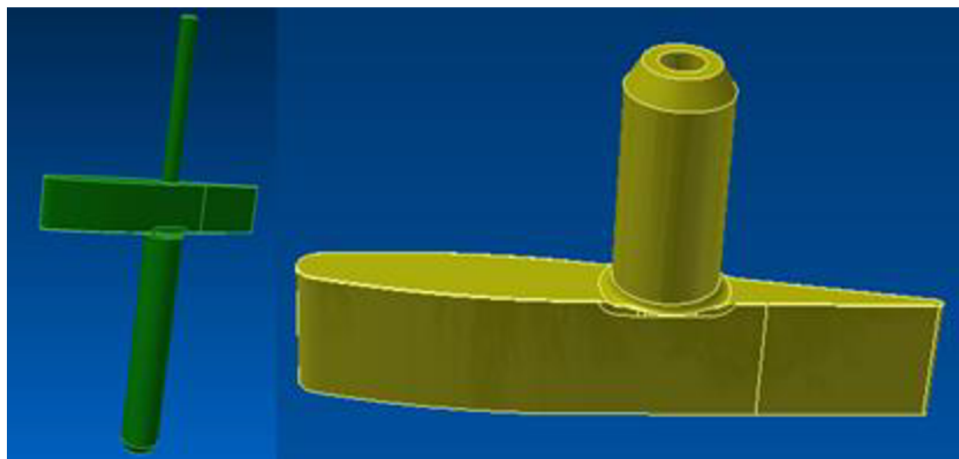
Obr. 40 Umístění dělicího disku v sestavě

Dělicí disk má vyvrtaných 15 děr o průměru 1,75 mm pro čepy lopatek a 4 díry o průměru 4 mm pro čepy vymezovačů vůle. Vnější průměr dělicího disku byl navrhnout o velikosti 134,5 mm a vnitřní průměru 76,2 mm tak, aby byl zajištěný dostatečný prostor pro montáž turbínového kola (Obr. 41).

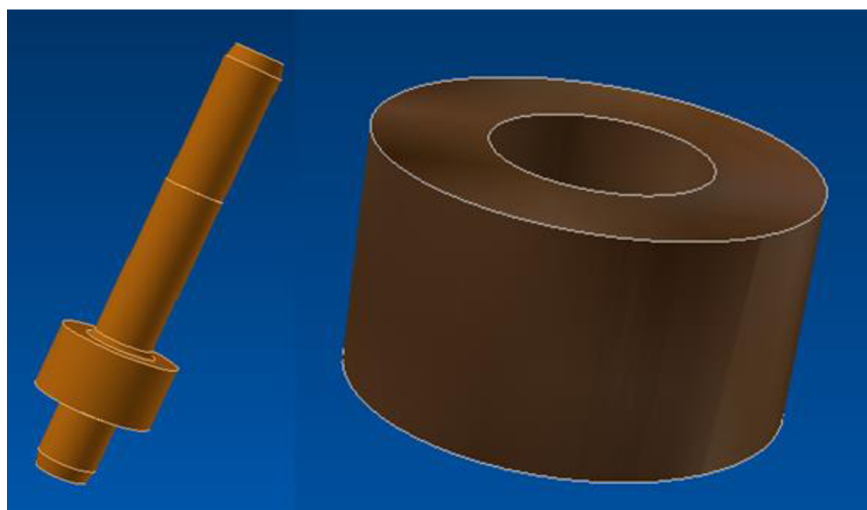


Obr. 41 Dělicí disk

Nicméně tento návrh zahrnuje i několik konstrukčních kompromisů. Jedním z nich je rozdělení samotné lopatky na dvě části. První část lopatky (zelená) obsahuje dva čepy, kdy koncem jednoho čepu o průměru 3,49 mm je uchycena ve vnějším kroužku turbínové skříně k ovládacím mechanismu. Další čep o průměru 1,7 mm slouží k nasazení druhé části lopatky (žlutá), která je taktéž vybavena čepem (průměr 3,49 mm) k přichycení do vnitřního kroužku a dírou o průměru 1,75 mm pro uchycení první části lopatky (Obr. 42). Hlavní důvod této úpravy je samotná montáž těchto lopatek do dělicího disku, vnějšího a vnitřního kroužku turbínové skříně. Další konstrukční modifikací je úprava vymezovačů vůle, respektive jeho rozdělení taktéž na dvě části, které lze vidět na obr. 43.



Obr. 42 První část lopatky (zelená), druhá část lopatky (žlutá)



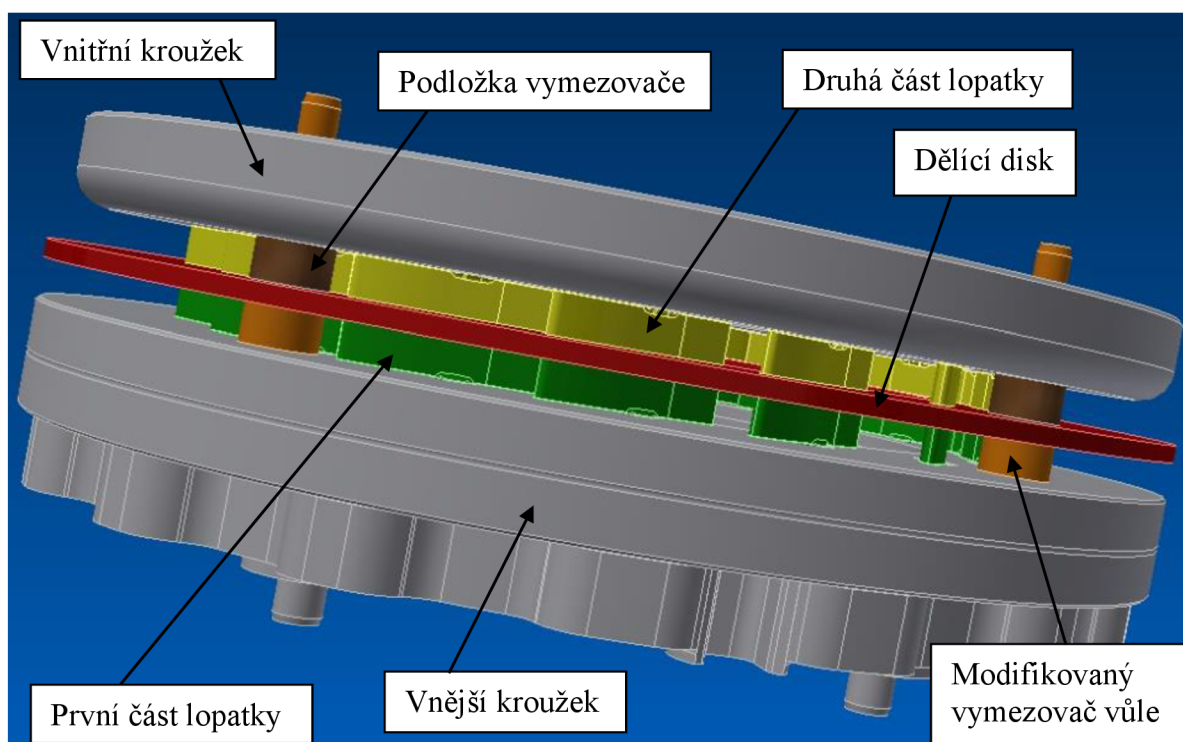
Obr. 43 Modifikovaný vymezovač vůle (oranžová), podložka vymezovače (hnědá)

Důvod jeho rozdělení je dán jeho samotnou funkcí. Původní vymezovač vůle slouží k zabránění sevření rozváděcích lopatek mezi vnějším a vnitřním kroužkem. Tepelné dilatace v axiálním směru, na kterou nejsou rozváděcí lopatky uzpůsobené a poškodily by se, je zajištěna právě zmíněnými vymezovači vůle. Nyní však kvůli přítomnosti dělicího disku je nutné vymezit vůli mezi dvěma sekcemi, a to mezi:

- Vnější kroužkem a dělicím diskem
- Dělicím diskem a vnitřním kroužkem

U modifikovaného vymezoavače vůle byla pouze zkrácena výška vymezoavací příruby na 4,43 mm, která by sloužila k zabránění sevření rozváděcích lopatek v jedné sekci. Ostatní rozměry čepu vymezoavače zůstaly nepozměněny. Bylo však potřeba navrhnout vymezoavací podložku, která by plnila stejnou funkci i v druhé sekci. Tato podložka má stejné rozměry jako příruba vymezoavače, a to vnější průměr 8 mm a výšku 4,43 mm. Disponuje také dírou pro montáž na čep vymezoavače o průměru 4,08 mm.

Avšak i tato konstrukční varianta má několik zásadních problémů. První z nich se týká zajištění radiálního pootočení druhé (žluté) části VNT lopatky vůči první (zelené) části lopatky. Tato lopatka je pouze nasazena na čep první (zelené) části lopatky, a tedy není přímo uchycena svarovým spojem s ramenem ovládacího mechanismu jako to je právě u první (zelené) části lopatky (Obr. 44). Toto zajištění proti radiálnímu pootočení by bylo velmi komplikované a časově náročné v montážním procesu. Dalším problémem se naskytuje v místě uložení lopatky v dělicím disku, kde čep první (zelené) části lopatky má pouze 1,7 mm v průměru. Tento malý průměr čepu by s největší pravděpodobností nevydržel celkové namáhání od tlakových pulzací výfukových plynů. Jako poslední problém se ukazuje jako celková složitost montážního procesu VNT mechanismu do turbínové skříně.



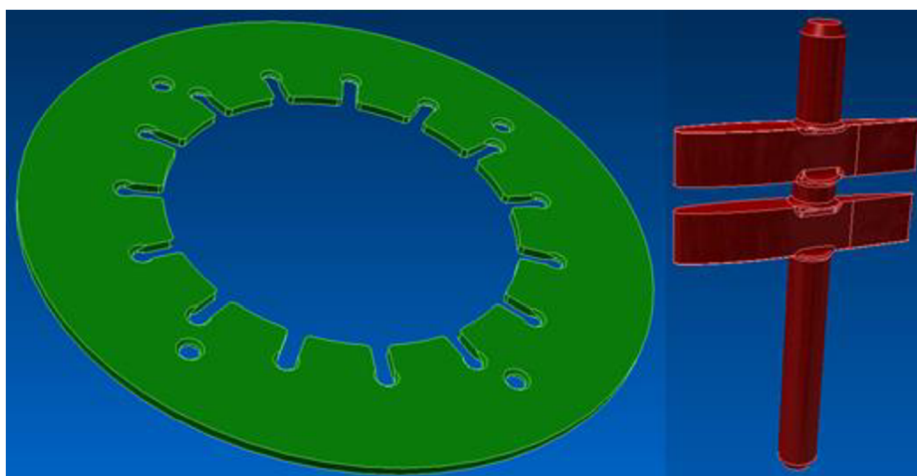
Obr. 44 Konstrukční návrh verze 2

Tab. 2 Splnění sledovaných parametrů konstrukčního návrhu verze 2

<u>Splnění sledovaných parametrů</u>	
Vyrobitelnost daných komponentů	✓
Nenáročnost montáže turbínové skříně	✗
Funkčnost ovládání rozvodových lopatek	✗
Pevnost daných komponentů	✗
Účinnost separace tlakových pulzů	✓

4.3 KONSTRUKČNÍ NÁVRH VERZE 3

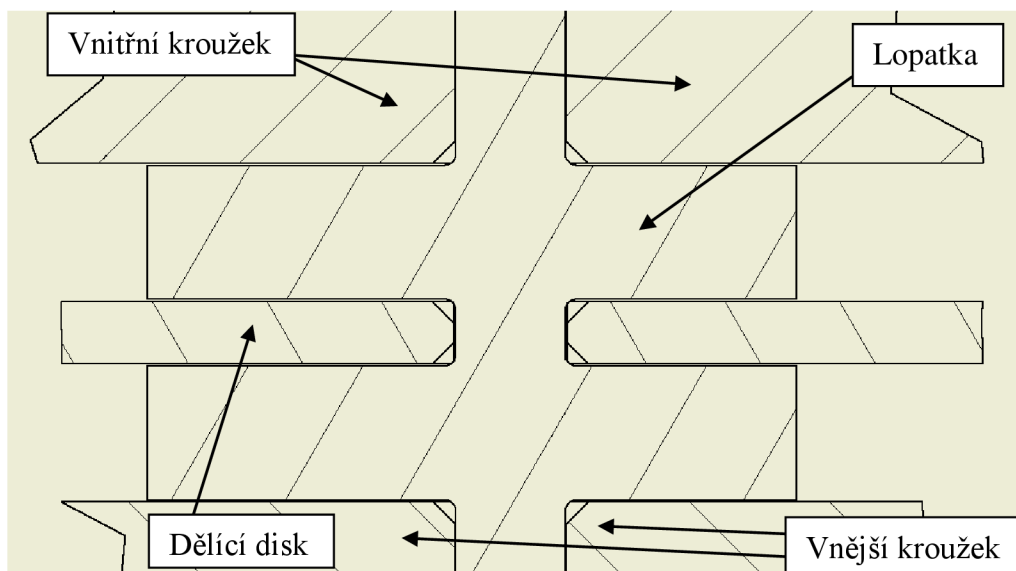
Pro odstranění výše zmíněných problémů konstrukčního návrhu verze 2 byla nutná úprava dělicího disku a rozváděcích lopatek (Obr. 45). Pro poslední konstrukční návrh byla pouze ponechána koncepce elementů vymezujících vůli v daných sekcích. Jak již bylo zmíněno, první úprava se týká dělicího disku, který místo pouze vyvrtaných děr pro čepy lopatek má tentokrát 3,6mm montážní drážky zakončené dírou o stejném průměru. Do těchto drážek se čep lopatky pouze zasune na požadované místo. Pro tento postup montáže lopatky byl modifikován i její samotný design. Lopatka VNT mechanismu již není rozdělená na dvě části, ale tvoří jeden celek. Tím, že je rozváděcí lopatka jednotná, není již potřeba zajišťovat radiální pootočení druhé části lopatky vůči první části, jako to bylo v předešlé konstrukční koncepci.



Obr. 45 Dělicí disk s drážkami pro čepy lopatek (vlevo), rozváděcí lopatka verze 3 (vpravo)

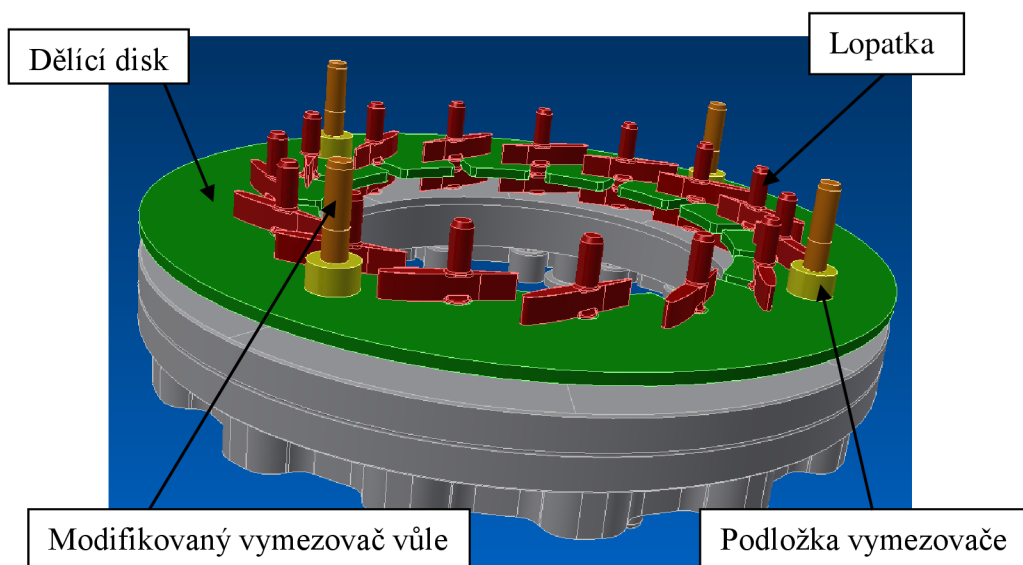
Na následujícím obrázku je možné vidět část lopatky v podélném řezu uloženou ve vnitřním kroužku (nahore), ve vnějším kroužku (dole) a v dělicím disku (uprostřed). Na obr. 46 lze vidět i velikost výšky každé části lopatky v obou sekcích (necelých 4,28 mm) a současně i velikosti vůle (necelých 0,08 mm) mezi:

- Lopatkou a vnitřním kroužkem
- Lopatkou a dělicím diskem na obou stranách
- Lopatkou a vnějším kroužkem



Obr. 46 Podélný řez v místě uložení lopatky

Úpravou prošel i čep lopatky v místě uložení v dělicím disku, kdy se jeho průměr zvětšil na 3,49 mm, což by už měl dosahovat dostatečné pevnosti vůči tlakovým pulzacím. Navíc místa přechodů z čepu na lopatku a naopak jsou opatřeny několika zaobleními, které by eliminovali velikost koncentrace napětí a tím i náchylnost k praskání nebo jiné destruktivní deformace lopatky.



Obr. 47 Konstrukční návrh verze 3

Tento konstrukční návrh by již vyhovoval všem sledovaným parametrům. V další kapitole následuje ověření, zda zvolené rozměry jednotlivých upravovaných součástí a tolerance uložení těchto komponentů vůči sobě opravdu vyhovují a nedochází k velkým deformacím a problémům v oblasti jejich funkce.

Tab. 3 Splnění sledovaných parametrů konstrukčního návrhu verze 3

<u>Splnění sledovaných parametrů</u>	
Vyrobitelnost daných komponentů	
Nenáročnost montáže turbínové skříně	
Funkčnost ovládání rozvodových lopatek	
Pevnost daných komponentů	
Účinnost separace tlakových pulzů	

5 PEVNOSTNÍ KONTROLA TURBÍNOVÉ SKŘÍNĚ

Zvolená konstrukční koncepce byla testována v programu ANSYS Workbench. Pozorovány byly především samotné deformace upravovaných komponentů s ohledem na jejich funkci. Samotný konstrukční návrh byl testován na kombinaci teplotní roztažnosti a tlakových pulzací. Nicméně v rámci této deformační simulace je nutné si předem definovat několik důležitých parametrů vstupujících do výpočtu.

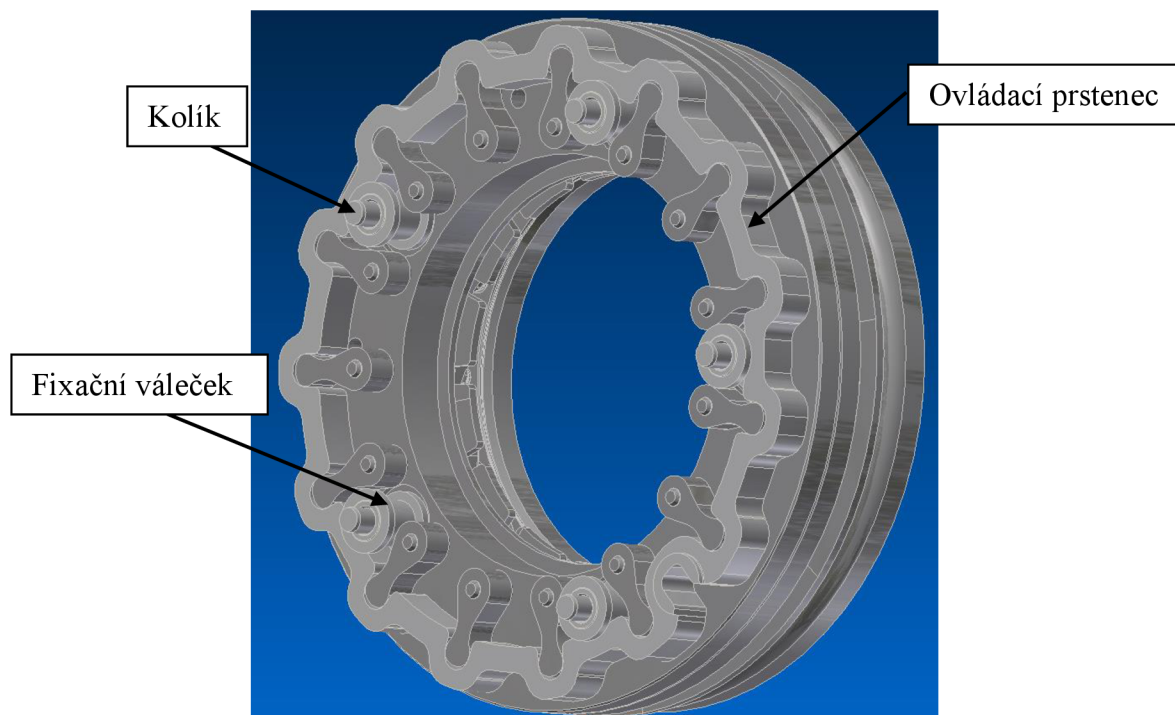
5.1 VOLBA MATERIÁLU

Volba materiálu vychází přednostně z předešlého poznání, a to zejména z požadavků, které jsou kladeny na materiál samotného VNT mechanismu rozvodových lopatek. Regulační VNT mechanismus a turbína turbodmychadla se nacházejí v prostředí o teplotách od 700 do 900 °C, kdy se při těchto podmínkách výrazně snižuje pevnost daných komponentů. Díky těmto teplotám a přítomnosti výfukových plynů, které obsahují molekuly CO₂, O₂, NO_x aj. se tedy i nacházejí ve velmi korozivním prostředí a docházelo by k jejich oxidaci. Mimo jiné z důvodu přítomnosti jistého množství pevných částic ve výfukových plynech je ohrožena i funkce ovládní rozvodových lopatek a docházelo by k jejich zadírání. V neposlední řadě jsou zde i tlakové pulzace, které mohou dosahovat svých maxim až 0,2 MPa. Pro tyto účely byla zvolena ocel ČSN 17 255 (DIN 1,4845; X12CrNi25) s danými vlastnostmi (Tab. 4). Jedná se o žáruvzdornou nerezovou ocel s vysokým obsahem chromu (24–26 %) a niklu (19–22 %). Tento materiál odolává v oxidační atmosféře teplotám do 1100 °C. V oxidujícím prostředí za přítomnosti sloučenin obsahujících síru je horní hranice použitelnosti 1000 °C. V redukčních uhlíkatých zplodinách odolává teplotám do 1000 °C. Taktéž dobře snáší i atmosféry obsahujících dusík i při nízkých obsazích kyslíku.

Tab. 4 Vlastnosti zvolené oceli

Vlastnosti zvolené oceli ČSN 17 255	
Mez kluzu	207 MPa
Mez pevnosti	586 MPa
Koeficient tepelné roztažnosti	$17 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$

Pro jednoduchost byla tato ocel použita u drtivé většiny testovaných komponentů. Výjimku tvořili pouze ovládací prsteneček, kolíky a fixační válečky pro zmíněný prsteneček (Obr. 48), u kterých byla ponechána standardní konstrukční uhlíková S235JR.



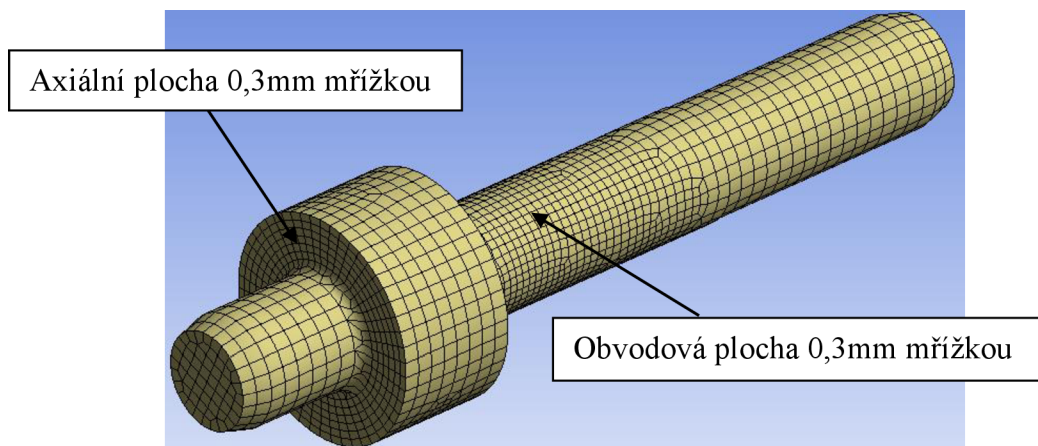
Obr. 48 Výjimka použité oceli S235JR na daných komponentech

5.2 MŘÍŽKA TESTOVANÝCH SOUČÁSTÍ

Pro jednotlivé testované komponenty byly zvoleny různé typy a velikosti prvků mřížky. Druh a rozměr segmentů mřížky záležel na geometrické složitosti daných součástí a pochopitelně i jejich velikostí.

5.2.1 MŘÍŽKA VYMEZOVAČE VŮLE

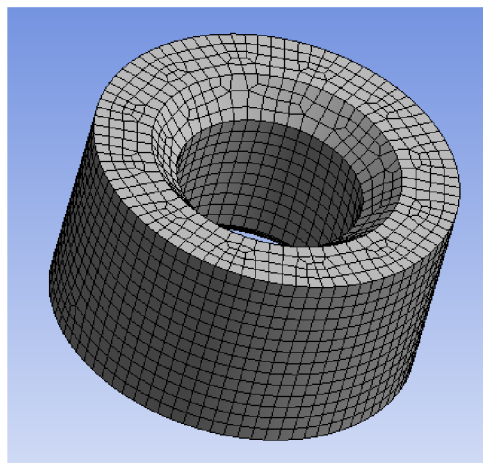
Základní rozměr elementu mřížky vymezovače vůle je 0,5 mm, který lze vidět na většině jeho ploch. Jelikož se jedná o válcovitou součást, je možné použít tetragonální tvar prvků mřížky, což by zajistilo i přesnější výsledky. Zájem pozorování výsledků deformace je však větší na axiálních plochách v místě jeho rozšířeného průměru a v části obvodové plochy, kde je umístěna podložka vymezovače. Tyto plochy mají velikost elementů mřížky 0,3 mm (Obr. 49).



Obr. 49 Mřížka vymezovače vůle

5.2.2 MŘÍŽKA PODLOŽKY VYMEZOVAČE

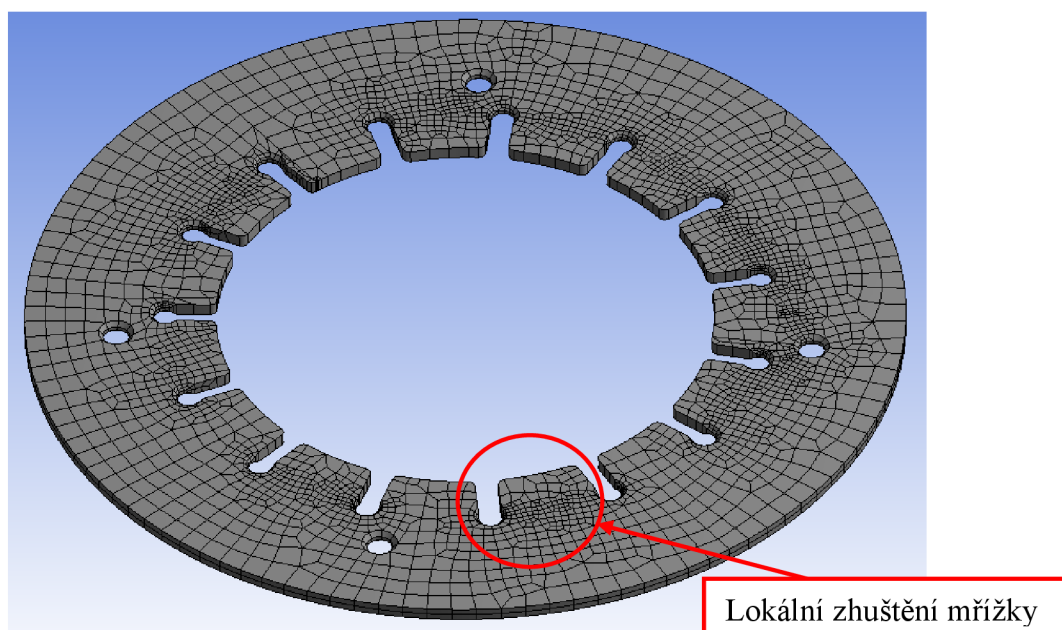
Podložka vymezovače, neboť se jedná taktéž o válcovitou součást tak i v tomto případě byl použit tetragonální tvar prvků mřížky. Obdobně jako u vymezovače vůle je zde pozorování deformace zaměřeno na čelní plochy této podložky ale také i na obvodovou plochu díry. Jelikož jde o velmi malou součást tak zde bylo použito jednotné velikosti prvku mřížky a to 0,3 mm (Obr. 50).



Obr. 50 Mřížka podložky vymezovače

5.2.3 MŘÍŽKA DĚLÍČIHO DISKU

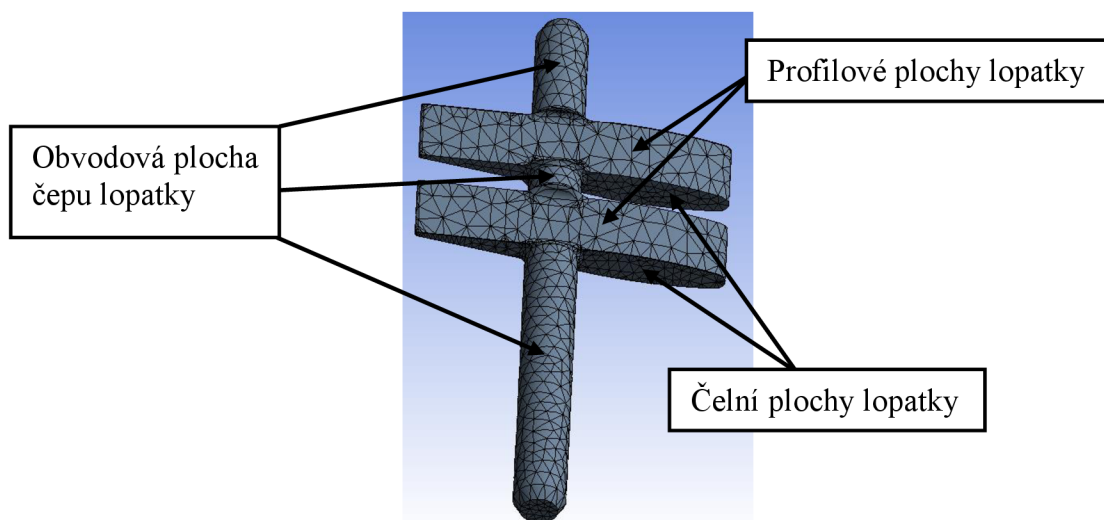
Mřížka děličiho disku je velmi složitá. Je to z důvodu velmi velkého počtu různých zaoblení, zkosení, děr a drážek. Tyto zmíněné prvky zapříčiňují lokální zhuštění mřížky a horší návaznost jednotlivých elementů, které lze vidět na obr. 51. Nicméně i u této součásti byla použita tetragonální mřížka o velikosti základního elementu 4 mm. V oblastech hustější mřížky se velikost těchto prvků může pohybovat o rozměrech od 1 do 2 mm.



Obr. 51 Mřížka děličiho disku

5.2.4 MŘÍŽKA ROZVÁDĚCÍ LOPATKY

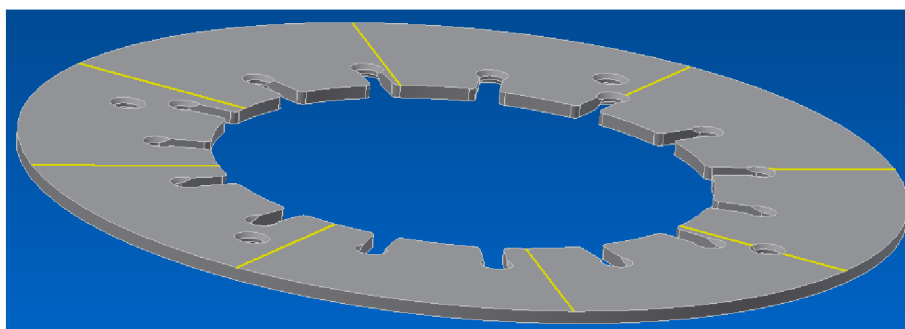
Obzvláště problematická je mřížka samotné rozváděcí lopatky. Tato součást má mnoho složitých tvarových prvků, a proto u ní není možné použít tetragonální mřížku. Nicméně trojúhelníková mřížka, která je dostatečně hustá taktéž umožní vykreslení dostatečně přesných výsledků deformace. U lopatky bylo použito několik velikostí elementů mřížky z důvodu odlišných priorit deformace ploch. Například obvodová plocha čepu lopatky má velikost prvků sítě 1 mm. Profilové plochy lopatky disponují prvky o rozměrech 1,3 mm a čelní plochy lopatky zase o velikosti 0,7 mm (Obr. 52).



Obr. 52 Mřížka rozvodové lopatky

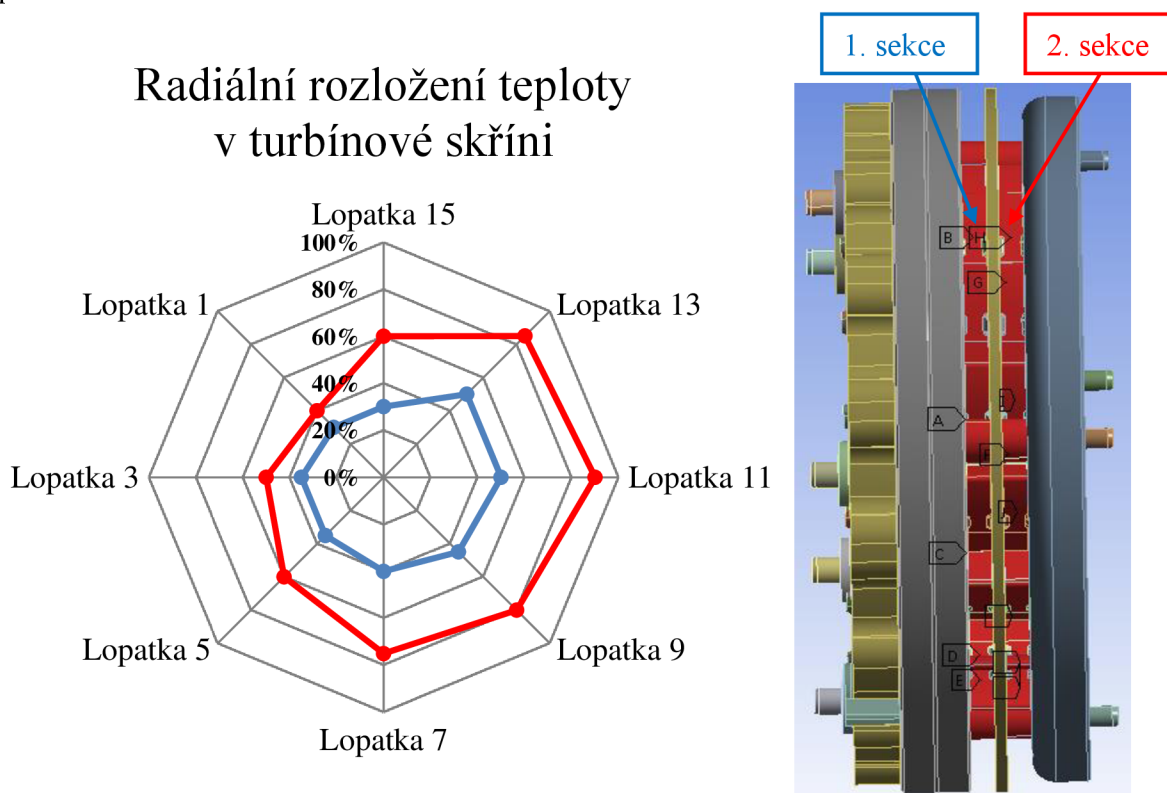
5.3 TEPLOTNÍ OHŘEV

Aby bylo možné simulovat teplotní dilataci jednotlivých součástí, je potřeba provést nejprve jejich ohřev. Výfukové plyny se do turbínové skříně dostávají nikoliv z jednoho určitého místa, ale naopak z jisté části jejího vnitřního obvodu. To znamená, že ani celkové rozložení teploty není konstantní, a tedy některé součásti jsou více nebo méně těmito teplotními vlivy namáhané. Z tohoto důvodu nebylo možné použít symetrie pro výpočet testované sestavy a tím i ušetřením výpočtového času. Pro aplikaci různých teplot ohřevu jednotlivých součástí turbínové skříně byl vnější, vnitřní kroužek a dělicí disk rozdělen na 8 částí v axiálním směru. Způsob rozdělení je takový, že každá dělicí rovina prochází počátkem souřadného systému sestavy a je od sousední roviny vychýlena o úhel 45° (Obr. 53). Každé osmině bylo poté přidělena daná hodnota teploty.

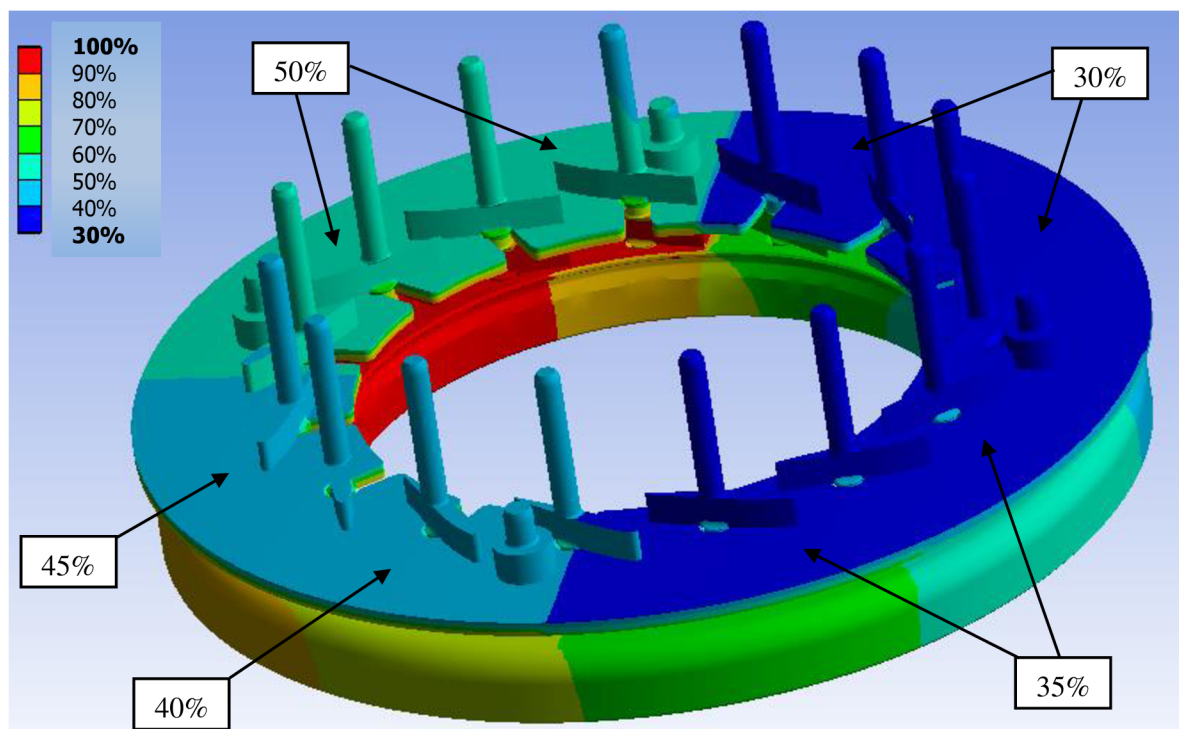


Obr. 53 Příklad rozdělení dělicího disku

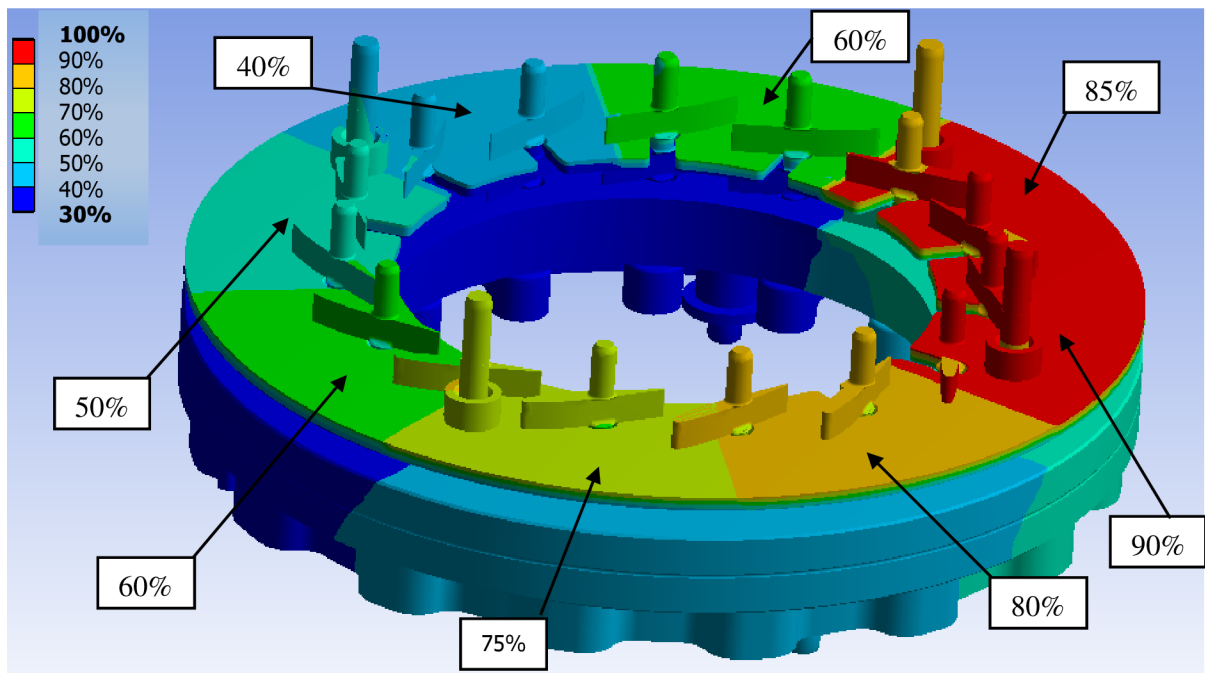
Na obr. 54 lze vidět 2 průběhy teplot, které reprezentují teplotní namáhání vnějšího a vnitřního kroužku a které byly také přiděleny obou sekcím rozdělující tlakové pulzace. Oba grafické průběhy teplot byly pro tento účel poskytnuty od firmy Honeywell a jsou zobrazené v procentuálním měřítku.



Obr. 54 Graf radiálního rozložení teploty v turbínové skříně



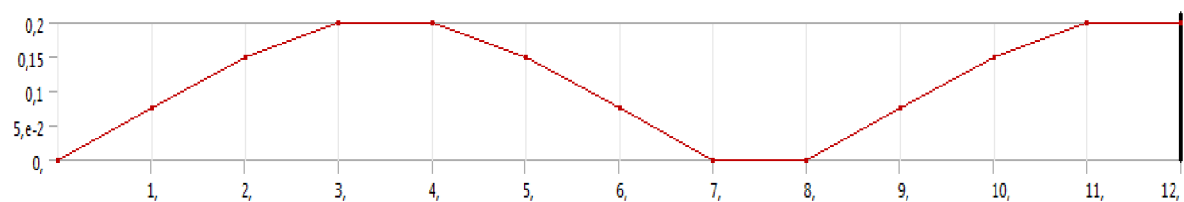
Obr. 55 Rozložení teplot v 1. sekci



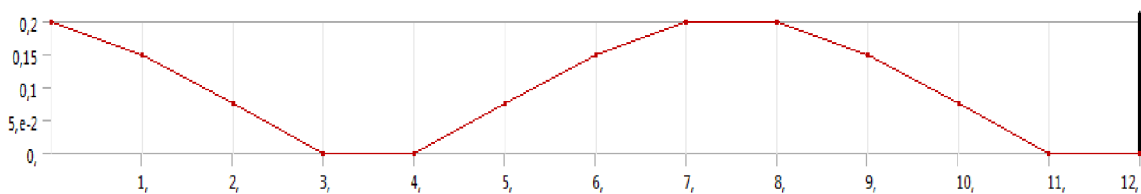
Obr. 56 Rozložení teplot ve 2. sekci

5.4 TLAKOVÉ PULZACE

Další z vlivů, který ovlivňuje deformaci jsou tlakové pulzace. Aby bylo možné vidět průběh deformace, a tedy i posoudit v jakém stavu dochází k největším deformacím, bylo nutné nasimulovat časový průběh tlakových pulzů pro každou sekci zvlášť. Tato úloha je řešená jako statická, proto byl časový průběh zaveden pomocí tabulky na 12 kroků. Důvod zavedení právě 12 časových okamžiků je ten, že je nutné zjistit, ve kterém časovém intervalu dochází k maximálním deformacím. Tvar tohoto tlakového průběhu byl zvolen přibližně jako sinusová funkce s krátkými ustáleními v krajních hodnotách. Ohled byl brán na to, aby když v jedné sekci je minimální hodnota tlaku (0 MPa) tak v druhé je maximální (0,2 MPa). Zjednodušení spočívalo pouze v časové délce setrvání na dané hodnotě tlaku, která byla ponechána na 1 sekundu. Tlakové pulzy byly aplikovány na stejné plochy v obou sekcích jako teplotní rozložení, jak je možné vidět na pravé části obrázku 54.



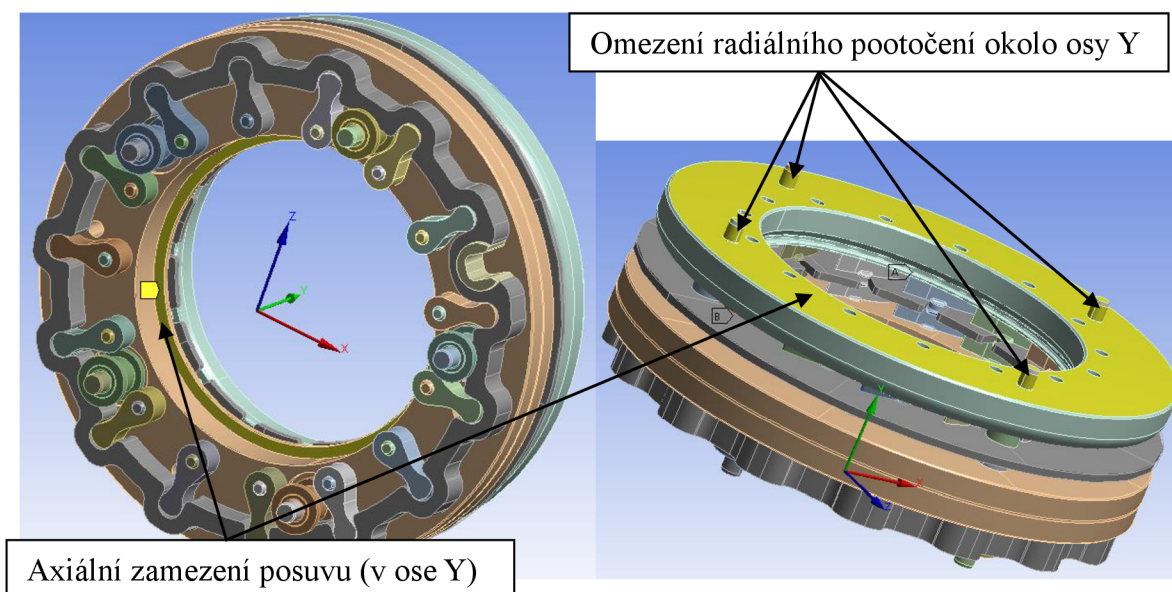
Obr. 57 Průběh tlakové pulzace v 1. sekci



Obr. 58 Průběh tlakové pulzace v 2. sekci

5.5 ODEBRÁNÍ STUPŇŮ VOLNOSTI

Aby se daná sestava nepohybovala nebo nerozpínala při působení tlakových pulzů a teploty, je nutné turbínové skříni odebrat stupně volnosti. To bylo uskutečněno na zobrazených plochách (Obr. 59). Na zmíněném obrázku lze vidět 2 plochy, které zamezují axiálnímu posuvu testované sestavy. První z nich je čelní plocha vnitřního kroužku a druhá je čelní plocha vnitřní příruby na vnějším kroužku, kde se opírá příruba turbínového kola. Další stupeň volnosti byl odebrán jako radiální pootočení okolo axiální osy. Toto zamezení pohybu bylo aplikováno na koncích čepů vymezovače vůle vyčnívajících z vnitřního kroužku.



Obr. 59 Odebrání stupňů volnosti

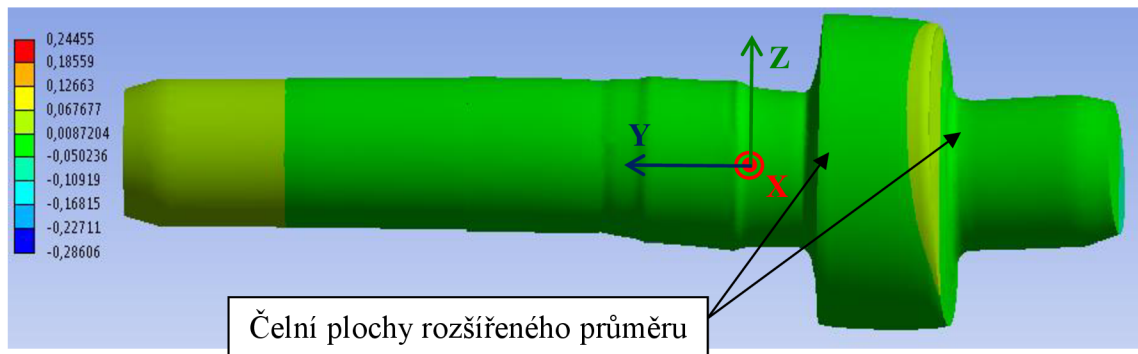
5.6 VÝSLEDNÉ DEFORMACE

Posouzení, zda byly dané komponenty navrhnuté se správnými rozměrovými tolerancemi, bylo provedeno na součástech, které byly nejvíce ovlivňované tepelnou roztažností a působením tlakových pulzů v daný okamžik jejich maximální deformace. Tyto deformace byly největší v 7. a 8. časovém okamžiku, kde tlak v 2. sekci dosáhl svého maxima a tlak v 1. sekci svého minima. Současně také v oblasti nejvyšší teploty v 1. sekci (50%) a v 2. sekci (90%).

5.6.1 DEFORMACE VYMEZOVAČE VŮLE

Oblast pozorování deformace vymezovače vůle byla zaměřena na posuv v ose Y na čelních plochách v místě jeho rozšířeného průměru. Zde je vymezovač v kontaktu s dělicím diskem a vnějším kroužkem. Deformace v tomto zmíněném místě je 0,07 mm. Avšak tato deformace je tlaková, což znamená, že se délkový rozměr v místě rozšířeného průměru vymezovače zmenšuje. Tato přetvoření je však lokální, tedy je pouze na jedné části obvodu. Ostatní deformovaná místa v této oblasti se pohybují od 0,01 do 0,02 mm a jsou také tlakové. Stejně hodnoty deformace by se měli nacházet i na kontaktních plochách zmíněných komponentů. Další pozorovanou deformační oblastí vymezovače vůle je obvodová plocha v místě, kde se nachází podložka vymezovače. Průměr vymezovače se zde působením zatěžovacích vlivů zvětší o 0,05 mm. Jelikož je vymezovač namáhán i tlakovými pulzy, dochází i k jeho zalomení ve směru osy Z. Hodnota deformace tohoto zalomení není však tak velká a pohybuje se o velikosti 0,03 mm na celé délce vymezovače. Navíc hlavní funkce vymezovače

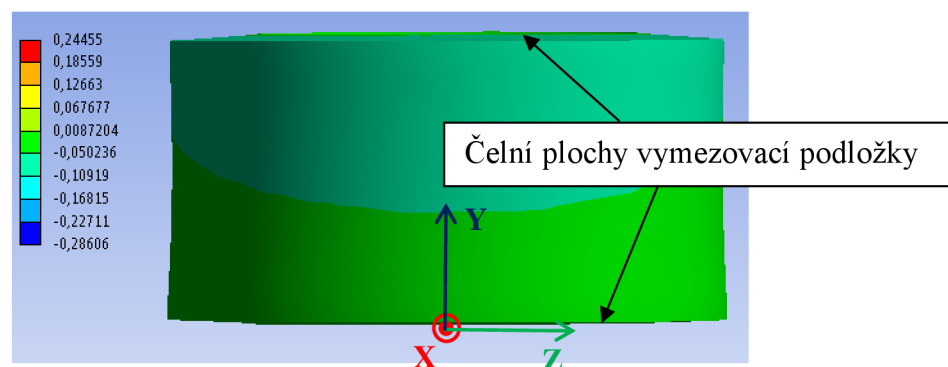
vůle je zabránění příliš velkým deformacím vnějšího kroužku a dělicího disku ve ose Y. Tento jev by způsobil sevření rozváděcích lopatek a tím i znemožnění jejich pootáčení. Co se týká prodloužení vymezovače vůle ve směru osy Y, tak se pohybuje o hodnotě 0,1 mm.



Obr. 60 Deformace vymezovače vůle v měřítku 12:1

5.6.2 DEFORMACE PODLOŽKY VYMEZOVAČE

Stejně jako u vymezovače vůle, byl cíl pozorování deformace zaměřen na posuv čelních ploch vymezovací podložky v ose Y. Funkce této podložky se stejná jako u vymezovače vůle s rozdílem, že zajišťuje dostatečnou vůli v druhé sekci, a to mezi vnitřním kroužkem a dělicím diskem. Maximální deformace ve směru zmíněné osy vymezovací podložky je 0,03 mm. Tato deformace je také tlaková. Další deformace v ose Y na jiných místech této součásti je pohybují okolo 0,02 mm. Tuto tlakovou deformaci lze vidět na obr. 61 zvětšenou v měřítku 4,5:1, kde je vidět i lokální rozšíření vnějšího průměru na obou koncích podložky. Co se týče průměru díry podložky vymezovače tak její rozměr se zvětší o 0,05 mm.

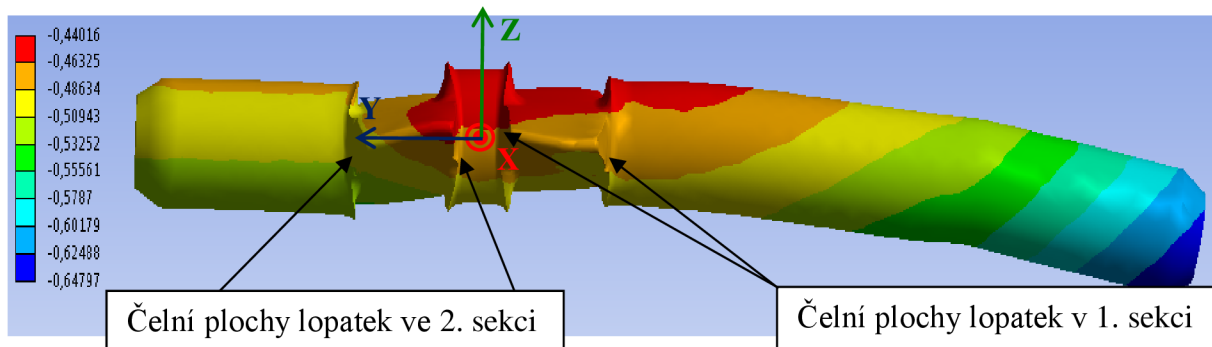


Obr. 61 Deformace podložky vymezovače v měřítku 4,5:1

5.6.3 DEFORMACE ROZVÁDĚCÍ LOPATKY

Nejdůležitější součástí s v rámci pozorování deformace je rozváděcí lopatka. Je to z důvodu, že lopatka není statický člen turbodmychadla, ale slouží k usměrňování proudu výfukových plynů na turbínu, tedy musí být zajištěno její pootáčení. První ze sledovaných deformací je opět přetvoření v ose Y na čelních plochách lopatky, které je však různé na dolní (v 1. sekci) a horní (v 2. sekci) části lopatky. Je to dáno z důvodu odlišné míry ohřevu v jednotlivých sekcích. Dolní část lopatky je v místě své špičky deformována 0,01 mm a v zadní části se přetvoření pohybuje od 0,01 až 0,03 mm. Opět se jedná tlakovou deformaci. Co se týká horní části lopatky umístěnou v druhé sekci tak její deformace jsou také tlaková. Na špičce lopatky má hodnotu 0,02 mm a v zadní části dosahuje hodnot od 0,02 do 0,03 mm. Současně

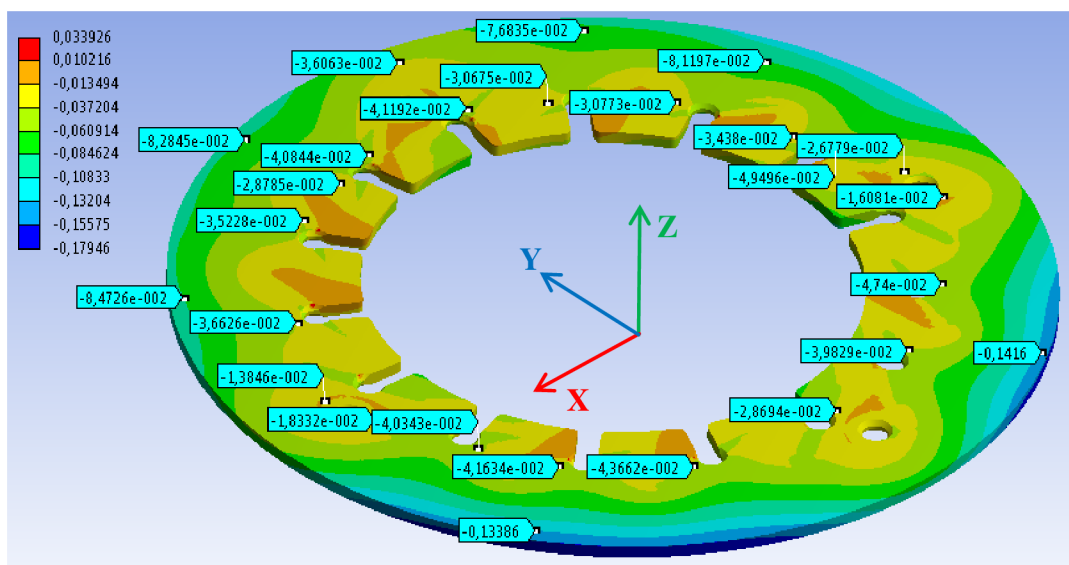
dojde i jistému posunu lopatky ve zmíněné ose lokálního souřadného systému, a to o maximální hodnotu 0,05 mm. Podobně jako u vymezoavače vŭle je i čep lopatky zalomený a to o 0,05 mm v celé funkční délce daného čepu (Obr. 62). Na obrázku lze také vidět barevnou legendu deformovaných oblastí dané součásti, kde je možné vidět i jejich hodnoty ve směru osy Z. Tyto hodnoty přetvoření jsou v záporných číslech. Je to způsobeno orientací lokálního souřadného systému dané lopatky a výsledkem tepelné dilatace celé sestavy. Osa Z je nasměrována do středu turbínové skříně, ale tepelná roztažnost způsobuje, že se poloha lopatky od zmíněného středu vzdaluje. To je také důvod, že hodnoty v legendě nejsou skutečnými hodnotami deformace samotné lopatky. Její reálné velikosti přetvoření lze získat odečtením dvou hodnot deformací na protilehlých plochách.



Obr. 62 Deformace rozváděcí lopatky v měřítku 16:1

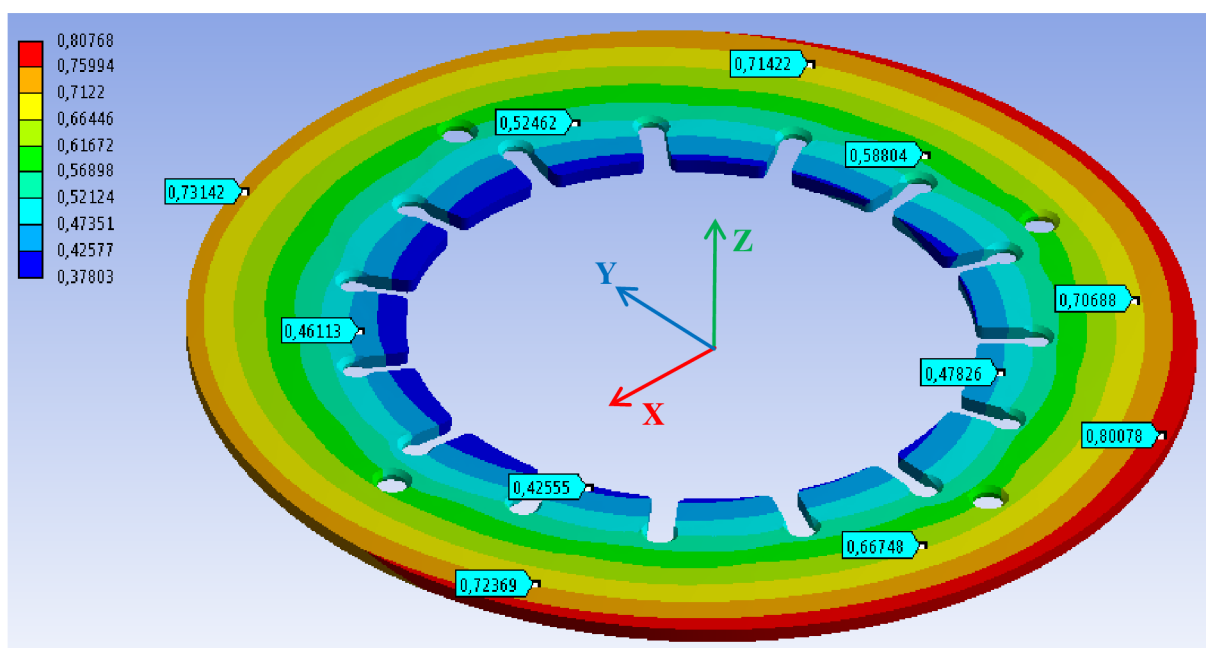
5.6.4 DEFORMACE DĚLÍČÍHO DISKU

Děličí disk patří mezi jedny z nejzatěžovanějších částí turbínové skříně. Sice patří mezi statický prvek, ale je nepřetržitě namáhán tlakovými pulzy střídavě na obou čelních plochách. Navíc je celá součást vystavena teplotnímu namáhání. Na děličím disku byly pozorovány deformace na plochách ve směru osy Z. Důvodem bylo zajištění spolehlivé funkce lopatek. Deformace na těchto čelních plochách by měli korespondovat s deformacemi na axiálních plochách lopatek, což je lze vidět na obr. 63. Velikosti těchto přetvoření v místech uložení lopatky se pohybují v intervalu od 0,03 do 0,05 mm. Tento rozptyl je dán různými teplotami ohřevu a tím i odlišnými deformacemi.



Obr. 63 Deformace děličího disku v axiální směru v měřítku 1:1

V pozicích, kde jsou uloženy vymezoavače vůle a podložky vymezoavače se deformace pohybují v nižších hodnotách, a to mezi 0,01 mm a 0,03 mm. Navíc je na zmíněném obrázku vidět, že členy vymežující vůli opravdu fungují a zamezují větším deformacím dělicího disku. Lze to vidět jako žluté oblasti sahající až téměř ke vnějšímu okraji daného disku. Největší deformace ve směru osy Z vznikají v oblastech na vnějším obvodu, kde není v žádné blízkosti umístěn právě zmíněný člen vymežující vůli. Je možné je vidět jako světle modré oblasti, kde se přetvoření pohybuje okolo 0,14 mm. Další pozorovanou oblastí jsou díry pro vymezoavače vůle a rozváděcí lopatky. Díra pro vymezoavač vůle zvětší svůj průměr o 0,06 mm. Podobně je to i u díry pro lopatku s hodnotou deformace 0,04 mm. Co týče přetvoření dělicího disku v radiálním směru tak jeho maxima se pohybují okolo 0,8 mm na vnějším obvodu (červená oblast). Minimální hodnoty radiální deformace je možné najít naopak na vnitřním obvodu o velikostech přibližně 0,42 mm (Obr. 64).



Obr. 64 Deformace dělicího disku v radiálním směru v měřítku 1:1

5.6.5 POSOUZENÍ FUNKČNOSTI VNT LOPATEK

Po vyhodnocení všech deformací je nutné posoudit, zda by rozváděcí lopatky VNT mechanismu stále plnily svůj účel. K tomuto účelu slouží následující tabulka 5, která vyjadřuje výsledné vůle mezi danými komponenty.

Tab. 5 Výsledné vůle mezi VNT lopatkou a ostatními komponenty

Výsledné vůle mezi VNT lopatkou a ostatními komponenty	Výsledné vůle
Vnější kroužek / Lopatka v 1. sekci	0,07 mm
Lopatka v 1. sekci / Dělicí disk	0,07 mm
Dělicí disk / Lopatka v 2. sekci	0,07 mm
Lopatka v 2. sekci / Vnitřní kroužek	0,06 mm
Čep lopatky / Díry v dělicím disku, vnějším a vnitřním kroužku	0,02 mm

ZÁVĚR

Při návrhu bylo vycházeno z konvenční turbínové skříně VNT, která bylo upravena tak, aby dokázala zachovat tlakové pulzy proudící z výfukového potrubí v oddělené formě až na turbínové kolo. Tato konstrukční úprava byla dosažena použitím dělicího disku uloženého mezi vnější a vnitřní kroužek. Dělicí disk byl opatřen dírami pro čepy lopatek a vymezovače vůle. Z montážních důvodů byl disk vybaven také drážkami pro uložení čepů lopatek. Použitím zmíněného dělicího disku bylo potřebné upravit i ostatní komponenty jako jsou rozváděcí lopatky a vymezovače vůle. Geometrie lopatky byla upravena tak, aby byla umožněna její montáž do dělicího disku, vnějšího a vnitřního kroužku a současně zajištěna její funkčnost, jak je popsáno v kapitole 4.3. Další konstrukční úpravou prošel původní vymezovač vůle, který byl rozdělen na 2 části. Důvod tohoto rozdělení je opět použití dělicího disku. Ve finální konstrukční verzi je tedy použito nového (modifikovaného) vymezovače vůle a podložky vymezovače.

Dalším cílem této práce je pevnostní kontrola konečného konstrukčního návrhu s ohledem na navržené tolerance uložení a funkčnost jednotlivých součástí. Jak již bylo zmíněno v kapitole 5.6, cílem bylo nalezení stavu, ve kterém se pozorované součásti nejvíce deformují. Následně posouzení, zda stále dokážou plnit svůj účel. Jedná se především o rozváděcí lopatky, kde bylo nutné zjistit funkčnost jejich pootáčení. Všechny posuzované součásti byly pozorovány v oblasti největšího teplotního ohřevu, kde docházelo k největším dilatacím.

Z výsledků teplotní a deformační analýzy a následně posouzení funkčnosti VNT lopatek byly zjištěny výsledné vůle (tab. 5). Tyto vůle se sice nepatrně zmenšily, ale stále jsou dostačující, aby nedocházelo k výraznému zadírání čelní ploch lopatek o ostatní komponenty. To znamená, že všechny prvky vymezující vůli v obou sekcích plnily svou funkci a zamezily velkým axiálním deformacím dělicího disku, vnějšího a vnitřního kroužku. Čelní plochy těchto zmíněných komponentů se díky teplotním dilatacím dělicího disku, vnějšího a vnitřního kroužku tlakově zdeformovaly průměrně v hodnotě 0,04 mm. Díky tlakovým pulzacím došlo také k nepatrné tlakové deformaci čelních ploch lopatek, jejichž velikost se pohybuje okolo 0,02 mm. Dalším důležitým výsledkem pevnostní kontroly bylo zalomení čepu lopatky ve celé jeho funkční délce (v ose Y) o hodnotu 0,05 mm (kapitola 5.6.3). Díky této skutečnosti se i výrazně zmenšila vůle mezi dírami, ve kterých je čep lopatky uložen. Výsledná vůle v této pozorované oblasti je při největším zatížení lopatky 0,02 mm, což by stále ještě umožňovalo její pootáčení. Další zkoumanou deformací je obvodové přetvoření dělicího disku, který se z důvodu teplotního zatížení roztáhl o 1,53 mm na svém průměru. Díky této zjištěné deformaci by bylo nutné patřičně upravit litinový housing turbínové skříně, aby nedocházelo ke kolizím s již zmíněným diskem. Následující problém zvolené konstrukce by jistě byla ovládací síla samotného VNT mechanismu. Je to způsobeno větším množstvím stykových ploch lopatky s ostatními komponenty, a tím i větším třením mezi nimi. Tedy elektrický člen, který řídí rozváděcí lopatky a reguluje proud spalín by musel na daný mechanismus působit větším kroutícím momentem.

Tato práce poskytuje potřebné informace a data pro návrh turbínové skříně VNT s oddělenými pulzy ve výfukovém potrubí. Upozorňuje také na jisté problémy a komplikace, díky kterým by bylo potřeba upravit ostatní části turbodmychadla, které jsou ovlivněny danou konstrukční úpravou.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] CETKOVSKÝ, M. *Simulace silového zatížení rozváděcího VNT mechanismu turbodmyhadla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 68 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jan Vančura.
- [2] *AUTOZNALOSTI.CZ* – Turbodmyhadlo [online] 2008. Dostupné z URL: <www.autoznalosti.cz/index.php/motor/8-turbodmyhadlo.html> [cit. 2016-10-14]
- [3] HOFMANN, K. *Alternativní pohony*. Studijní opory, VUT FSI Brno, 2003. 73s.
- [4] *AUTO.CZ* [online] 2004. Opel Twin Turbo: dva stupně ke zlaté. Dostupné z URL: <<http://www.auto.cz/opel-twin-turbo-dva-stupne-ke-zlate-17089>> [cit. 2016-11-1]
- [5] BARTONÍČEK, L. *Přepřínování spalovacích motorů*, Studijní opory, Technická univerzita Liberec, 2004. 76s.
- [6] *Metoda konečných prvků – Wikipedie, Otevřená Encyklopedie*. Dostupné na URL: <https://cs.wikipedia.org/wiki/Metoda_kone%C4%8Dn%C3%BDch_prvk%C5%AF> [cit. 2017-1-24]
- [7] APETAUR, M. *Výpočtové metody ve stavbě motorových vozidel*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 1984. 145s.
- [8] *EngiSSol – analysis libraries* [online]. Dostupné z URL: <<http://www.engissol.com/analysis-libraries.html>> [cit. 2017-1-25]
- [9] *Měření síly tenzometrickým můstkem* [online]. Dostupné z URL: <http://measure.feld.cvut.cz/system/files/files/cs/vyuka/predmety/A3B38SME/old/cviceni/09%20tenzometr/09_mereni_sily.pdf> [cit. 2017-1-25]
- [10] VLK, M., HOUFEK, L., HLAVOŇ, P., KREJČÍ, P., KOTEK, V., KLEMNT, J., *Experimentální mechanika*. Brno, 2003, elektronické skriptum. Dostupné z URL: <http://ean2011.fme.vutbr.cz/img/fckeditor/file/opory/Experimentalni_mechanika.pdf> [cit. 2017-1-26]
- [11] MAHEL, J. *Měření lineární teplotní roztažnosti plastových hydroizolačních fólií*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta chemická, 2011. 42 s. Vedoucí bakalářské práce doc. RNDr. Jaroslav Petruj, CSc.
- [12] *Stanovení součinitele délkové teplotní roztažnosti* [online]. Dostupné z URL: <<http://euler.fd.cvut.cz/new/ctrl.php?act=show,section,124>> [cit. 2017-04-10]
- [13] *JENCAD.DE* - Aufsätze zum thema optomechanik und präzisionsmechanik [online] Dostupné z URL: <<http://www.jencad.de/aufsaeetze-zum-thema-optomechanik-und-praezisionsmechanik-2/>> [cit. 2017-04-10]
- [14] *AUTOFORUM.CZ* – Toto je 6 druhů turbodmyhadel. Jaké mají výhody a jaké nevýhody? [online] 2016. Dostupné z URL: <<http://www.autoforum.cz/technika/toto-je-6-typu-turbodmyhadel-jake-maji-vyhody-a-jake-nevyhody/>> [cit. 2017-03-16]

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

p_M	[Pa]	tlak působící na membránu
p_{2K}	[Pa]	tlak za kompresorem
\dot{m}_T	[kg·s ⁻¹]	hmotností tok turbínou
\dot{m}_{RV}	[kg·s ⁻¹]	hmotností tok obtokovým ventilem
\dot{m}_K	[kg·s ⁻¹]	hmotností tok kompresorem
M_p	[kg·s ⁻¹]	hmotnostní spotřeba paliva
α_{IT}	[°]	úhel absolutní rychlosti na vstupu do oběžného kola turbíny
c_{IT}	[m·s ⁻¹]	absolutní rychlost
u_{IT}	[m·s ⁻¹]	unášivá rychlost
w_{IT}	[m·s ⁻¹]	relativní rychlost
c_{rIT}	[m·s ⁻¹]	složka absolutní rychlosti do směru kolmého na unášivou rychlost
β_{IT}	[°]	úhel relativní rychlosti na vstupu do oběžného kola turbíny
w_{uIT}	[m·s ⁻¹]	složka relativní rychlosti do směru unášivé rychlosti
δ_{IT}	[°]	úhel náběhu proudu spalin
c_{uIT}	[m·s ⁻¹]	složka absolutní rychlosti do směru unášivé rychlosti
φ_K	[°]	úhel řídicí směrové klapky
P_{pl}	[Pa]	plnicí tlak před sacím ventilem motoru
P_V	[Pa]	tlak plynů za výfukovým ventilem
P_0	[Pa]	atmosférický tlak
Q_{ex}	[J]	energie, kterou motor ztrácí neúplnou expanzí
Q_P	[J]	energie, kterou vykonává píst při výfukovém zdvihu
Q_L	[J]	energie vyplachovacího vzduchu
Q_{imp}	[J]	celková energie impulsního přeplňování
α_V	[°]	úhel překřížení ventilů
p_{0T}	[Pa]	tlak plynů před turbínou
Q'_{ex}	[J]	část energie neúplné expanze v motoru pod hladinou plnicího tlaku
Q_r	[J]	rekuperovaná energie
Q_{rov}	[J]	celková energie rovnotlakého přeplňování
Q_{ex}	[J]	celková energie neúplné expanze ve válci motoru
Q_{kin}	[J]	kinetická energie
T_1	[K]	teplota plynů za výfukovým ventilem
T_{0T}	[K]	teplota plynů před turbínou

H_T	[J·K ⁻¹]	entropie plynů
p_{2T}	[Pa]	tlak plynů za turbínou
Q_{ztr}	[J]	ztrátová energie
Q_{pot}	[J]	potenciální energie
t_{pl}	[K]	teplota nasávaného vzduchu
λ	[-]	součinitelem přebytku vzduchu
$p_{Vstř}$	[Pa]	střední hodnota tlaku ve výfukovém potrubí
\mathcal{E}_{pod}	[-]	poměrné délkové prodloužení
l	[m]	délka vzorku
l'	[m]	prodloužená délka vzorku působení deformující síly
Δl	[m]	absolutní prodloužení
σ_n	[Pa]	normálové napětí
E	[Pa]	modul pružnosti v tahu
$\mathcal{E}_{př}$	[-]	příčná deformace
μ	[-]	poissonovo číslo
F	[N]	síla
S	[m ²]	průřez
ρ	[Ωm]	měrný elektrický odpor materiálu
R	[Ω]	odpor
ΔR	[Ω]	změna odporu
ΔS	[m ²]	změna plochy průřezu
$\Delta \rho$	[Ωm]	změna měrného elektrického odporu materiálu
k	[-]	součinitel deformační citlivosti
U_n	[V]	napájecího napětí
U_v	[V]	výstupní napětí můstku
ΔU_v	[V]	změna výstupního napětí můstku
β	[K ⁻¹]	součinitel objemové roztažnosti
α	[K ⁻¹]	součinitel délkové roztažnosti
ΔV	[K]	změna objemu
ΔT	[K]	změna teploty
Δn	[-]	počet dílců světelného indexu

SEZNAM PŘÍLOH

P1 Model turbínové skříně	digitální data CD
P2 Výkres dělicího disku	I
P3 Výkres rozváděcí lopatky	II
P4 Výkres vymežovače vůle.....	III
P5 Výkres podložky vymežovače.....	IV

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Turbodmychadlo s obtokovým ventilem [1]	12
Obr. 2 Rychlostní trojúhelník na vstupu rotoru turbíny [3].....	13
Obr. 3 Turbodmychadlo s natáčecími rozváděcími lopatkami.....	14
Obr. 4 Turbodmychadlo se změnou šířky statoru turbíny VGT od firmy Holset [1].....	15
Obr. 5 Stator turbíny s řídicí směrovou klapkou [3].....	15
Obr. 6 Turbodmychadlo Garrett VAT 25 [2]	16
Obr. 7 Regulační režimy ve voze Opel Vectra OPC Twin Turbo [4]	17
Obr. 8 Turbodmychadlo s elektrickým pohonem [3]	18
Obr. 9 Příklad zapojení řad válců [3]	19
Obr. 10 Schéma řešení Pulse-Convertoru [5].....	20
Obr. 11 Spojení válců při rovnotlakém přeplňování [3].....	20
Obr. 12 Energie výfukových plynů při impulsním přeplňování [3].....	21
Obr. 13 Tvorba impulzů v potrubí [3]	22
Obr. 14 Energie plynů při rovnotlakém přeplňování [3].....	23
Obr. 15 Porovnání energií impulsního a rovnotlakého přeplňování [3].....	24
Obr. 16 Energie impulsního a rovnotlakého systému v I-s diagramu [3]	25
Obr. 17 Poměrné srovnání energií impulsního a rovnotlakého systému [3]	26
Obr. 18 Tlakové impulzy při zapojení rozdílného počtu válců do jedné sekce [3].....	27
Obr. 19 2D síť pro MKP analýzu žebra, síť je jemnější v místech u objektu zájmu [8].....	28
Obr. 20 Typy jednorozměrných prvků [7].....	29
Obr. 21 Typy dvourozměrných prvků [7]	30
Obr. 22 Typy trojrozměrných prvků [7].....	30
Obr. 23 Pascalův trojúhelník [7].....	31
Obr. 24 Tahový diagram [9].....	32
Obr. 25 Odporový tenzometr [9]	34
Obr. 26 Schéma zapojení Wheatstonova můstku s napájením konstantním napětím [10].....	34
Obr. 27 Schéma zapojení Wheatstonova můstku s napájením konstantním proudem [10]	35
Obr. 28 Zapojení tenzometrického můstku [9].....	36
Obr. 29 Tenzometrický snímač síly [9].....	36
Obr. 30 Piezoelektrický snímač síly [9]	37
Obr. 31 Magnetoelastický snímač síly [9].....	37
Obr. 32 Edelmanův dilatometr (1 - nosný rám, 2+7 - teploměry pro měření teploty lázně, 3 - měřená tyč, 4 - teploměr pro měření teploty okolí, 5 - topné spirály, 6 - pákový převod výchylky, 8 - vypouštěcí hadička, 9 - stupnice) [12].....	40
Obr. 33 Chevenardův dilatometr (1 – křemenná tyčinka, 2 – srovnávací tyčinka, 3 – zkoumaná tyčinka, 4 – zrcátko, 5 – pomocné křemenné tyčinky, 6 – pec) [11]	40
Obr. 34 Základní provedení TMA [11]	41
Obr. 35 Abbého komparátor [13]	42
Obr. 36 Princip pulzního přeplňování (vlevo), variabilní geometrie lopatek „VNT“ (vpravo) [14]	43
Obr. 37 Tvarové žebro rozváděcí lopatky	44
Obr. 38 Příklad kolizního místa mezi žebrem lopatky a vymezořovačem vřele	44
Obr. 39 Konstrukční návrh verze 1	45
Obr. 40 Umístění dělicího disku v sestavě	46
Obr. 41 Dělicí disk	46
Obr. 42 První část lopatky (zelená), druhá část lopatky (žlutá)	47
Obr. 43 Modifikovaný vymezořovač vřele (oranžová), podložka vymezořovače (hnědá).....	47

Obr. 44 Konstrukční návrh verze 2	48
Obr. 45 Dělicí disk s drážkami pro čepy lopatek (vlevo), rozváděcí lopatka verze 3 (vpravo)	49
Obr. 46 Podélný řez v místě uložení lopatky.....	50
Obr. 47 Konstrukční návrh verze 3	50
Obr. 48 Výjimka použité oceli S235JR na daných komponentech	53
Obr. 49 Mřížka vymezo vače vŭle.....	53
Obr. 50 Mřížka podložky vymezo vače	54
Obr. 51 Mřížka dělicího disku.....	54
Obr. 52 Mřížka rozvodové lopatky.....	55
Obr. 53 Příklad rozdělení dělicího disku	55
Obr. 54 Graf radiálního rozložení teploty v turbínové skříní	56
Obr. 55 Rozložení teplot v 1. sekci	56
Obr. 56 Rozložení teplot ve 2. sekci.....	57
Obr. 57 Průběh tlakové pulzace v 1. sekci	57
Obr. 58 Průběh tlakové pulzace v 2. sekci	57
Obr. 59 Odebrání stupňů volnosti.....	58
Obr. 60 Deformace vymezo vače vŭle v měřítku 12:1	59
Obr. 61 Deformace podložky vymezo vače v měřítku 4,5:1.....	59
Obr. 62 Deformace rozváděcí lopatky v měřítku 16:1	60
Obr. 63 Deformace dělicího disku v axiální směru v měřítku 1:1	60
Obr. 64 Deformace dělicího disku v radiálním směru v měřítku 1:1	61

SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Splnění sledovaných parametrů konstrukčního návrhu verze 1	45
Tab. 2 Splnění sledovaných parametrů konstrukčního návrhu verze 2	49
Tab. 3 Splnění sledovaných parametrů konstrukčního návrhu verze 3	51
Tab. 4 Vlastnosti zvolené oceli.....	52
Tab. 5 Výsledné vůle mezi VNT lopatkou a ostatními komponenty	61