



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

NÁVRH ŠKRTICÍ KLAPKY ZÁŽEHOVÉHO MOTORU

DESIGN OF THROTTLE BODY FOR SI ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. František Jantač

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Martin Beran

BRNO 2016

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. František Jantač
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Martin Beran
Akademický rok:	2015/16

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:

Návrh škrticí klapky zážehového motoru

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte škrticí element sacího potrubí zážehového motoru s ohledem na minimalizaci škrticích ztrát při plném zatížení motoru.

Cíle diplomové práce:

- proveďte dostupnou rešerši konstrukčních řešení sacího traktu soudobých spalovacích motorů, zejména v kontextu se snahou o zvýšení plnicí účinnosti motoru.
- vytvořte konstrukční návrh sacího potrubí.
- na základě konstrukčního návrhu vytvořte 3-D CAD model sacího traktu včetně škrticího elementu.
- proveďte základní výpočtovou studii stacionárního průtoku nasávaného vzduchu sacím traktem a zhodnoťte získané výsledky.

Seznam literatury:

KÖEHLER, E. Verbrennungsmotoren. Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors. Braunschwei Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2002. ISBN 3-528-231084.

HEISLER, H. Advanced Engine Technology. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2002. ISBN 1-5609-734-2.

HEYWOOD, J.B. Internal combustion engines fundamentals. McGraw Hill Book Company, New York (1989) ISBN 10: 1259002071

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16.

V Brně, dne 24. 11. 2015



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

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



ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá návrhem škrticího elementu sacího potrubí zážehového motoru s ohledem na minimalizaci škrticích ztrát při plném zatížení motoru. První část práce se zabývá prvky sacího traktu u soudobých spalovacích motorů včetně konstrukčních řešení a teorií proudění. Práce dále popisuje tvorbu 3-D CAD modelu sacího potrubí se škrticími elementy a popis CFD simulace proudění s vyhodnocením výsledků. Poslední část se zabývá konstrukčním návrhem škrticího elementu na základě získaných výsledků.

KLÍČOVÁ SLOVA

CFD analýza, proudění, sací potrubí, škrticí klapka, zážehový motor

ABSTRACT

This master's thesis deals with the design of the throttle body of the intake manifold of a spark-ignition engine with regards to minimizing throttle loses at full engine load. The first part of this thesis focuses on the elements of intake tract structure on contemporary combustion engine including their design solutions and the theory of flow. The thesis also describes the creation of the 3-D CAD model of intake manifold with a throttle body and the description of the CFD flow simulation with the evaluation of results. The closing part consists of the design of the throttle body based on the obtained results.

KEYWORDS

CFD analysis, flow, intake manifold, throttle body, spark-ignition engine



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

JANTAČ, F. *Návrh škrticí klapky zážehového motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 90 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Martin Beran.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 27. května 2016

.....

František Jantač



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu mé diplomové práce panu Ing. Martinu Beranovi za cenné rady a připomínky při vypracování diplomové práce. Dále chci poděkovat panu Ing. Ondřeji Čavojovi za odbornou pomoc a rady při vypracovávání CFD simulací. Touto cestou také děkuji celé své rodině za podporu během mého studia.



OBSAH

Úvod	17
1 Systém sání spalovacího motoru	18
1.1 Vzduchový filtr	20
1.2 Sací potrubí	21
1.2.1 Rezonanční plnění	22
1.2.2 Variabilní délka sacího potrubí	22
1.3 Mechanické přeplňování	23
1.3.1 Přeplňování turbodmychadlem	23
1.3.2 Přeplňování mechanicky poháněným dmychadlem (Supercharger)	23
1.3.3 Přeplňování systémem comprex	24
1.3.4 Mezichladič stlačeného vzduchu (intercooler)	25
1.4 Škrticí klapka	25
1.4.1 Motýlková škrticí klapka	26
1.4.2 Šoupátková škrticí klapka (Gilotina)	26
1.4.3 Soudečková škrticí klapka (Barrel)	27
1.4.4 Dvou-soudečková škrticí klapka (Twin roller barrel)	27
1.5 Sací kanál	28
1.5.1 Přímý a spádový sací kanál	29
1.5.2 Tangenciální sací kanál	30
1.5.3 Šroubový sací kanál	30
1.6 Ventily	31
1.6.1 Sedla ventilů	32
1.6.2 Uspořádání sacích a výfukových ventilů a kanálů	33
2 Základy proudění ve spalovacích motorech	36
2.1 Charakteristika základních stavových veličin	37
2.1.1 Teplota	37
2.1.2 Tlak	38
2.1.3 Hustota	38
2.1.4 Viskozita	39
2.2 Typy proudění	39
2.2.1 Laminární proudění	40
2.2.2 Turbulentní proudění	40
2.3 Mezní vrstva	41
2.4 Rovnice popisující proudění	41
2.4.1 Rovnice kontinuity	41



2.4.2	Eulerova rovnice.....	42
2.4.3	Bernoulliho rovnice	42
2.5	Plnění válce motoru	43
2.5.1	Vírové číslo	43
2.5.2	Průtokový součinitel.....	44
2.6	Tlakové ztráty v potrubí.....	44
2.6.1	Třecí ztráty.....	45
2.6.2	Místní ztráty.....	46
3	CFD simulace stacionárního průtoku sacím traktem.....	47
3.1	Tvorba 3D modelu sacího kanálu a škrticích elementů pro CFD simulaci	47
3.1.1	Model sacího traktu s motýlkovou škrticí klapkou	48
3.1.2	Model sacího traktu s pravítkovou škrticí klapkou	48
3.1.3	Model sacího traktu se soudečkovou škrticí klapkou.....	48
3.1.4	Model sacího traktu s dvou-soudečkovou škrticí klapkou	49
3.1.5	Otevírání škrticích klapek.....	49
3.2	CFD simulace proudění	50
3.2.1	Příprava modelu k simulaci	50
3.2.2	Připojení geometrie do regionu	50
3.2.3	Natavení fyzikálního modelu.....	51
3.2.4	Nastavení okrajových podmínek	51
3.2.5	Nastavení modelů síťování.....	52
3.2.6	Tvorba sítě na konkrétních modelech.....	53
3.2.7	Další doplňková nastavení.....	58
3.2.8	Podmínky ukončení výpočtu	59
3.3	Vyhodnocení výsledků	60
3.3.1	Porovnání škrticích klapek při shodném procentuálním otevření	60
3.3.2	Vliv škrcení jednotlivými klapkami na proudící průřez.....	65
3.3.3	Porovnání škrticích klapek při shodných průřezech proudění.....	66
3.3.4	Závěrečné shrnutí	69
4	Simulace nestacionárního průtoku sacím traktem.....	70
4.1	Příprava modelu k simulaci	71
4.2	Nastavení CFD simulace	71
4.3	Vstupní data	71
4.4	Vyhodnocení výsledků	73
5	Model škrticí klapky.....	76
5.1	Model soudečkových klapek.....	76



5.2	Ovládání škrticích klapek	76
5.2.1	Volba typu konstrukce ovládání škrticích klapek.....	76
5.2.2	Model ovládání škrticích klapek	77
5.3	Model skříně škrticí klapky	78
5.4	Celková sestava modelu škrticí klapky.....	79
	Závěr.....	81
	Seznam použitých zkratk a symbolů	85
	Seznam obrázků.....	87
	Seznam tabulek.....	89
	Seznam grafů	89
	Seznam příloh.....	90



ÚVOD

V současné době je velmi diskutovaným tématem stav životního prostředí. Neblahý vliv na životní prostředí mají právě škodliviny ve výfukových plynech spalovacích motorů. Z tohoto důvodu jsou čím dál tím více zpřísnovány emisní limity, a tak se musí spalovací motory rok od roku zdokonalovat. Při vývoji nových automobilů je tedy snaha snižovat spotřebu paliva, což má za následek snížení množství výfukových plynů a tím pádem snížení množství produkujících škodlivin. Vliv na spotřebu a výkon automobilu má jednak např. tvar karoserie, s ohledem na její aerodynamiku, ale poté především samotná efektivnost spalovacího motoru. Efektivnost spalovacího motoru lze navýšit zvýšením plnicí účinnosti motoru, která má za následek zvýšení výkonu motoru. Plnicí účinnost motoru ovlivňují tlakové ztráty vznikající v sacím traktu motoru. Od vstupu do sání motoru působí na proudící vzduch tlakové ztráty, a z toho důvodu se je snažíme eliminovat. Velký vliv na růst tlakových ztrát má právě i element škrticí klapky, kterým se tato diplomová práce zabývá. Zejména při plném zatížení motoru je zapotřebí, aby plnicí účinnost motoru byla co nejvyšší a škrticí klapka působila co nejnižší tlakovou ztrátu proudícímu vzduchu.

V současné době je při vývoji nových komponentů, a to nejen v automobilovém průmyslu, kladen důraz na zkracování doby nebo snižování nákladů na vývoj. Z tohoto důvodu se čím dál tím více využívají počítačové simulace, které se stále zdokonalují a ve spojení s výkonnými počítači mohou být stále přesnější. Právě počítačová simulace bude hlavní částí této diplomové práce, a to konkrétně simulace proudění CFD. CFD simulace mohou být použity v automobilovém průmyslu jak při návrhu aerodynamiky karoserie, tak právě při návrhu sacího traktu spalovacího motoru. Pomocí této simulace lze ještě před samotnou výrobou jednotlivých komponentů zjistit případné konstrukční nedokonalosti, které by měly vliv např. na snížení plnicí účinnosti.

Tato diplomová práce se bude zabývat návrhem škrticího elementu sacího potrubí zážehového motoru s ohledem na minimalizaci škrticích ztrát při plném zatížení motoru. V první části budou popsány jednotlivé prvky sacího traktu u soudobých spalovacích motorů, včetně případných konstrukčních řešení, a jejich vlivu na plnicí účinnost motoru. Další kapitola popisuje samotnou základní teorii proudění, kterou bylo nutné znát k pokračování hlavní části této práce. Další část bude popisovat konstrukční návrh idealizovaného sacího potrubí včetně jednotlivých typů škrticích elementů a jejich následnou přípravu pro CFD simulaci. Poté bude popsáno základní nastavení a další postup při CFD simulaci v programu STAR-CCM+. Získané výsledky budou vyhodnoceny a bude vybrán nejvhodnější typ škrticího elementu, který bude nejvíce odpovídat požadavkům zadání. Na závěr práce bude na základě získaných výsledků proveden konstrukční návrh škrticí klapky.

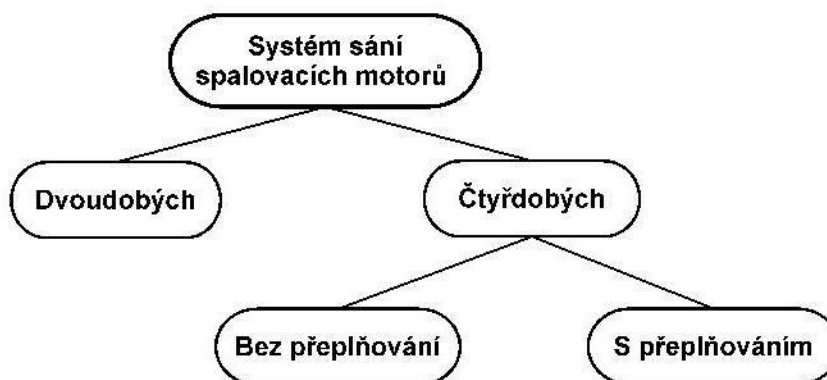


1 SYSTÉM SÁNÍ SPALOVACÍHO MOTORU

System sání spalovacího motoru zabezpečuje přívod nové náplně do válců motoru. U vznětových motorů a motorů zážehových s přímým vstřikem paliva se jedná o čistý vzduch. V případě koncepce motorů s vnější tvorbou směsi je přiváděna směs vzduchu a paliva. Jednotlivé prvky systému sání budou popsány v následující podkapitole.

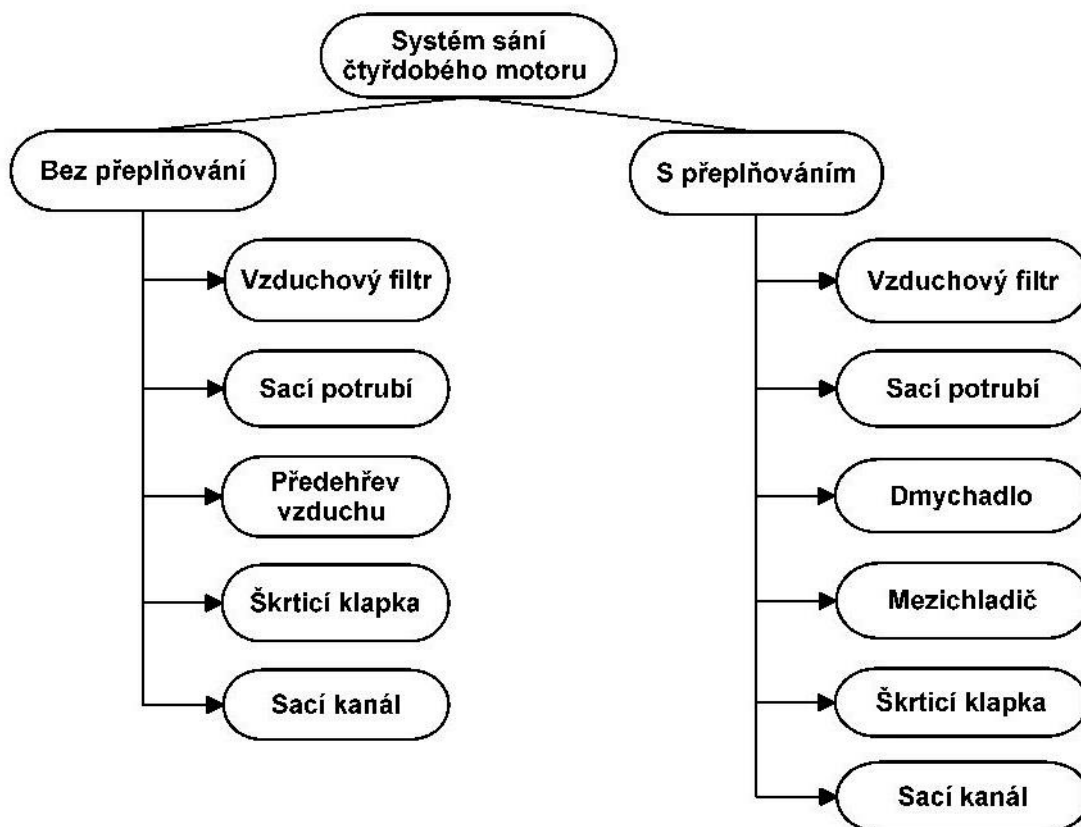
Sání motoru je konstruováno s požadavkem na co nejmenší tlakovou ztrátu v průběhu plnění válců motoru. V některých případech je naopak tento cíl potlačován. Je tomu např. u vznětových motorů s přímým vstřikem paliva. Zde je zapotřebí dokonalé promíchání směsi, a tak se užívají například šroubové nebo tangenciální sací kanály, které sice způsobují tlakovou ztrátu, ale zlepšují promíchání směsi. Dále je také důležité zabezpečit co nejlepší naplnění válce ve všech pracovních režimech motoru.

System sání motoru lze základně rozdělit podle taktosti motoru a přeplňování, obr. 1.

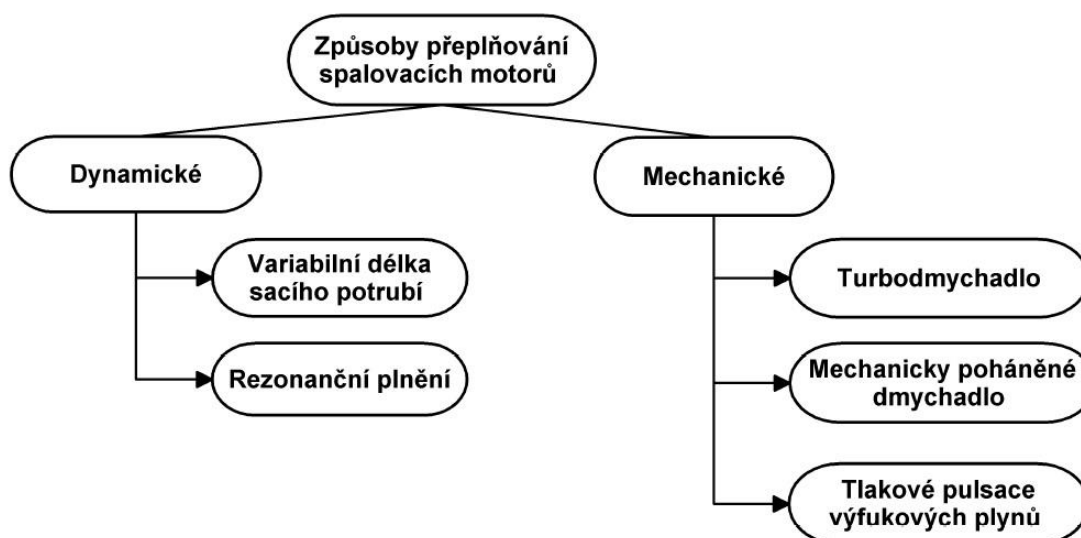


Obr. 1 Rozdělení systému sání spalovacích motorů [2]

System sání čtyřdobých motorů se skládá ze základních částí, jak je tomu uvedeno na obr. 2. Na tomto obrázku je zobrazeno schéma rozdělení motorů bez přeplňování a motorů s přeplňováním. Bližší rozdělení možnosti přeplňování motorů je zobrazeno na obr. 3.



Obr. 2 Části systému sání čtyřdobého motoru [2]



Obr. 3 Způsoby přeplňování spalovacích motorů [2]



1.1 VZDUCHOVÝ FILTR

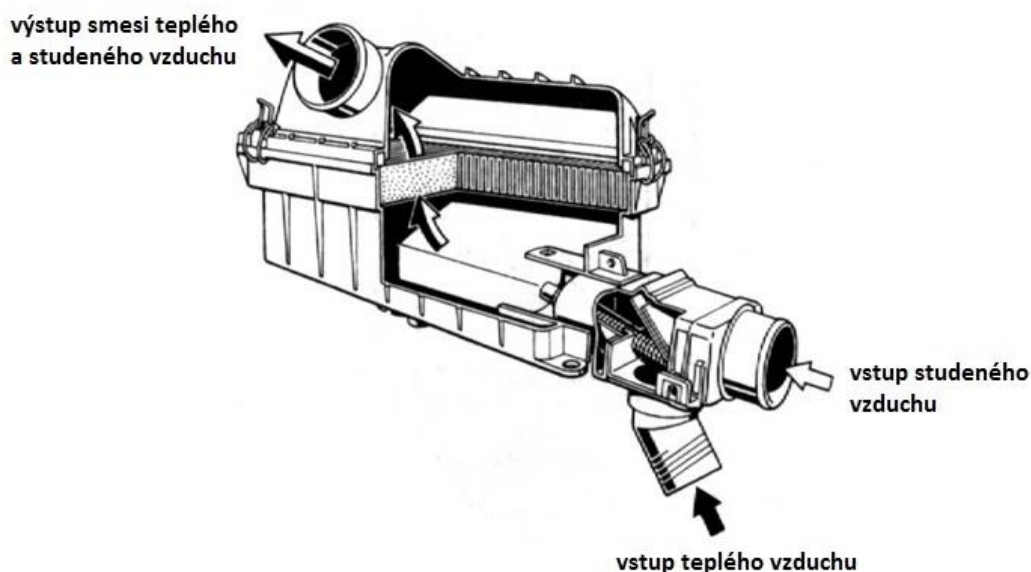
Vzduchový filtr tvoří největší tlakovou ztrátu v systému sání motoru. Jeho cílem je odstraňovat nečistoty (prach) z nasávaného vzduchu. Musí být schopen filtrace vzduchu o obsahu prachu až 50 mg/m^3 . Pokud by filtr tuto funkci neplnil, docházelo by k nasávání prachu do spalovacího prostoru motoru, a dostal by se tedy až do mazacího oleje.

V osobních automobilech se používají především skříňové vzduchové filtry vybavené papírovou vložkou, která zachycuje částice prachu nebo centrální čističe s papírovou vložkou. Filtrační papír by měl splňovat základní požadavky, jako je minimální odpor proti průtoku vzduchu, rovnoměrná pórovitost, odolnost proti promáčení a roztržení. Po zanesení papírové vložky ji lze jednoduše vyměnit za novou. Výměna by se měla provádět v intervalech uvedených výrobcem. U moderních filtračních systémů je měřena velikost podtlaku v sání za filtrem a při nevyhovující hodnotě je řidiči dána signalizace ukazatelem zanesení filtru. V sériovém použití může být papírová vložka nahrazena molitanovou nebo bavlněnou. U závodních automobilů může být užít filtr s molitanovým nebo bavlněným filtrem, který je napuštěn silikonovým olejem.

Společnost K&N Engineering v současné době vyrábí vysoce propustné vzduchové filtry pro osobní automobily, motocykly a čtyřkolky. Filtry jsou vyrobeny ze čtyř až šesti vrstev vysoce propustné bavlny, která je napuštěna olejem pro zvýšení filtračních schopností. Výhodou těchto filtrů je jejich neomezená životnost, protože jsou pratelné. Výrobce udává životnost filtru až 80 000 km (v závislosti na podmínkách provozu) než je jej potřeba vyčistit a záruka filtru je stanovena na 1 600 000 km.

Motory pohybující se v prašném prostředí (nákladní automobily) používají vícestupňové filtrace nebo např. čističe s olejovou náplní.

Vzduchový filtr mimo čištění nasávaného vzduchu plní ještě dvě velmi důležité funkce. Podílí se na předehřívání nasávaného vzduchu a na tlumení hluku sání. Zregulování teploty nasátého vzduchu je velmi důležité pro provozní chování motoru a také má vliv na složení výfukových plynů. K předehřívání nasávaného vzduchu dochází na vstupu do vzduchového filtru a teplý vzduch se odebírá poblíž výfukového potrubí (obr. 4). [1, 2, 8]



Obr. 4 Skříňový vzduchový filtr [1]

1.2 SACÍ POTRUBÍ

Sací potrubí přivádí nasátý čistý vzduch nebo směs paliva a vzduchu do sacích kanálů. Při konstrukci potrubí je velmi důležitý jeho tvar. Délka a průměr má významný vliv na plnění válců motoru, což významně ovlivňuje jeho výkon. Pokud chceme docílit co nejvyšší plnicí účinnosti, měly by být stěny potrubí hladké, bez náhlých ohybů či výstupků a větve sacího potrubí k jednotlivým válcům by měly být stejně dlouhé.

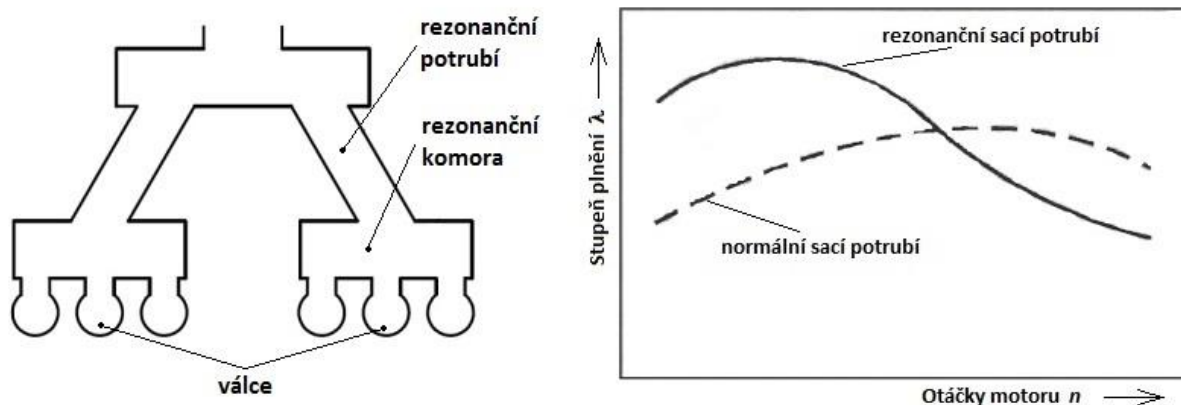
U starších typů vozidel bylo sací potrubí obvykle vyráběno z hliníkových slitin. V současné době se ale sací potrubí vyrábí z plastických hmot. Hlavní výhodou je nižší hmotnost. Mezi další výhody patří snadnější výroba a to převážně hladkých vnitřních povrchů uvnitř potrubí a dodržení jejich přesné geometrie. Sací potrubí z plastických hmot také zajišťuje jednodušší možnost jeho modifikace, např. při přidávání nových funkčních prvků. U závodních vozidel se ale spíše stále využívá sací potrubí z hliníku, jelikož plastové potrubí tlumí energii tlakových vln.

Na motor jsou kladeny požadavky dosahovat co největšího možného točivého momentu při nízkých otáčkách motoru a vysokého jmenovitého výkonu při maximálních otáčkách motoru. Točivý moment motoru je přímo úměrný množství nasávaného vzduchu v závislosti na otáčkách motoru. Plnění válců lze zefektivnit buď rezonančním plněním, nebo variabilní délkou sacího potrubí. [2, 3, 4]



1.2.1 REZONANČNÍ PLNĚNÍ

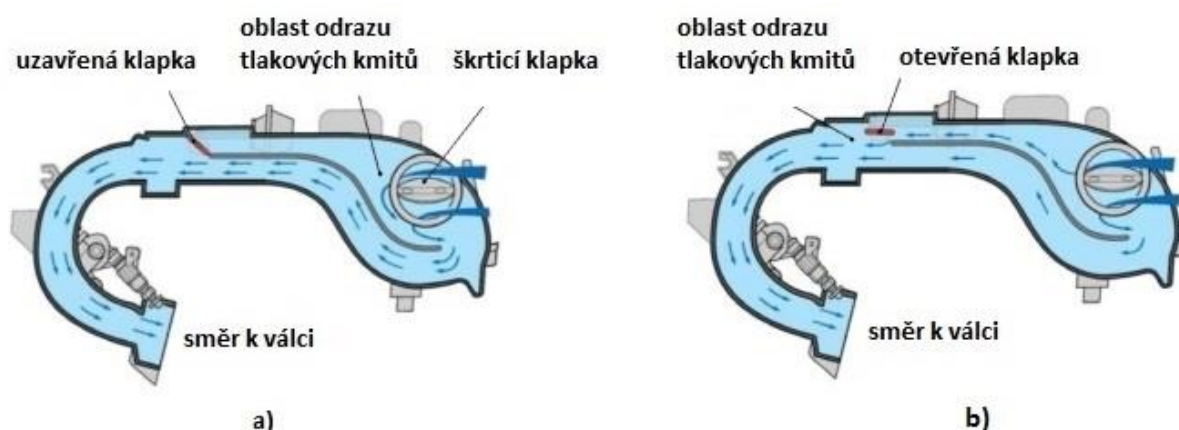
V tomto případě je využíváno tlakových pulsací v sacím potrubí. Skupina válců je obvykle spojena rezonanční komorou, která je dále napojena na rezonanční potrubí a sací komoru. Rezonanční kmity jsou poté vyvolány uzavíráním sacího ventilu vedlejšího válce. [3]



Obr. 5 Rezonanční plnění [1]

1.2.2 VARIABILNÍ DÉLKA SACÍHO POTRUBÍ

Tento způsob využívá změny délky sacího kanálu. Řídící jednotka během odlišných jízdních režimů vyhodnotí potřebnou délku sacího kanálu a dojde buď k jeho prodloužení, nebo zkrácení. Jeden ze způsobů změny délky sacího kanálu je znázorněn na obr. 6. Zde je prodloužení nebo zkrácení zajištěno pomocí regulační klapky. Při nízkých otáčkách motoru je regulační klapka uzavřena. K odrazu tlakových kmitů dochází až v zadní části potrubí a vzdálenost je dimenzovaná tak, aby tlakové kmity napomáhaly plnění válců. Naopak při vysokých otáčkách je doba na naplnění válce kratší, a proto je zapotřebí sací kanál zkrátit. K odrazu tlakových kmitů tedy poté dochází blíže k válci. [3]



Obr. 6 Proměnná délka sání: a) regulační klapky uzavřeny, b) regulační klapky otevřeny [3]



1.3 MECHANICKÉ PŘEPLŇOVÁNÍ

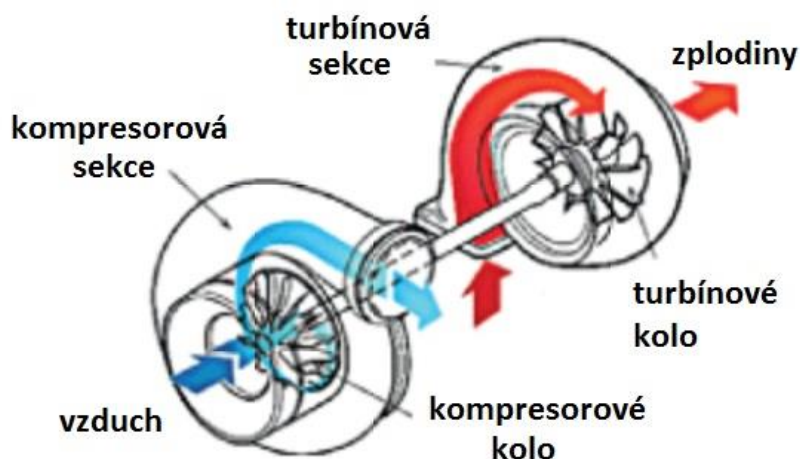
Jak již bylo uvedeno na obr. 3, další možností přeplňování je mechanické přeplňování motoru. Princip mechanického přeplňování je obdobný jako u přeplňování dynamického. Cílem je dosáhnout vysoké plnicí účinnosti, a tím zvýšit maximální výkon motoru. Existuje několik způsobů jak mechanicky zvýšit plnicí účinnost. Stručný popis možností bude popsán v následujících podkapitolách.

1.3.1 PŘEPLŇOVÁNÍ TURBODMYCHADLEM

Základ turbodmyhadla tvoří kompresor a výfuková turbína. Obě tato kola jsou umístěna na společné hřídeli. Výfuková turbína je za pomoci výfukových plynů opouštějících spalovací prostor roztáčena a převádí tak energii výfukových plynů na rotační energii kompresoru. Kompresor zvyšuje tlak v sání motoru, a tím zabezpečuje vysokou plnicí účinnost.

Regulace turbodmyhadla je řízena zatížením motoru, kdy při zvyšujícím se průtoku spalin roste i množství stlačeného vzduchu. Vzhledem k požadavku na nízkou měrnou spotřebu paliva je nutné, aby turbodmyhadlo bylo navrženo tak, aby dodávalo optimální množství vzduchu při nižších otáčkách motoru, než jsou otáčky maximální. Z toho důvodu je nutné, aby byla turbodmyhadla vybavena např. obtokovým ventilem, protože by jinak při plném zatížení motoru docházelo ke škrcení proudícího vzduchu v turbíně. Regulace pomocí obtokového ventilu je jednoduchá, ale nevýhodou je tzv. „turboefekt“, což je prodleva na změnu zatížení motoru.

Regulace pracovního režimu turbodmyhadla lze provést i dalšími způsoby, např. natáčení lopatek rozváděcího ústrojí turbíny a změna šířky rozváděcího kola turbíny. V dnešní době je velmi rozšířená regulace natáčením lopatek rozváděcího ústrojí turbíny, jelikož toto řešení není spojeno s „turboefektem“. Natáčející se lopatky reagují na zatížení motoru a regulují proudění spalin k turbínovému kolu, což snižuje prodlevu reakce plynu. [2, 9]



Obr. 7 Princip činnosti turbodmyhadla [9]

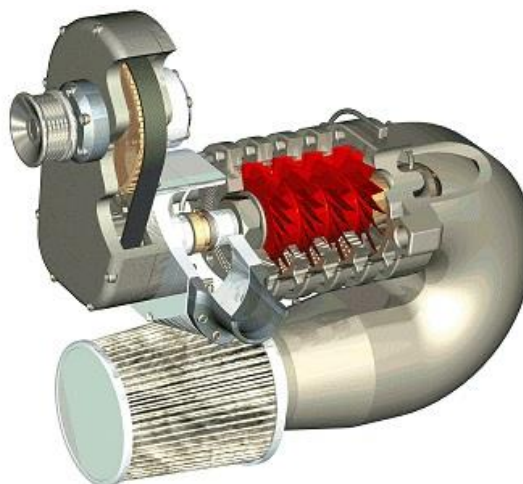
1.3.2 PŘEPLŇOVÁNÍ MECHANICKY POHÁNĚNÝM DMYCHADLEM (SUPERCHARGER)

Principem této koncepce je pohon dmyhadla od klikové hřídele. Výkon pro pohon dmyhadla je tedy odebírán přímo z klikové hřídele. Tento způsob pohonu tvoří značnou



nevýhodu této koncepce. Další nevýhodou jsou vysoké náklady na výrobu vzhledem k její náročnosti. Výhodou této koncepce je okamžitá odezva na změnu provozního režimu motoru.

V současné době se používají dmychadla rootsova, šroubová, spirálová. Samotný pohon dmychadla může být zajištěn ozubenými koly, ozubeným řemenem nebo klínovým řemenem. [2, 9]

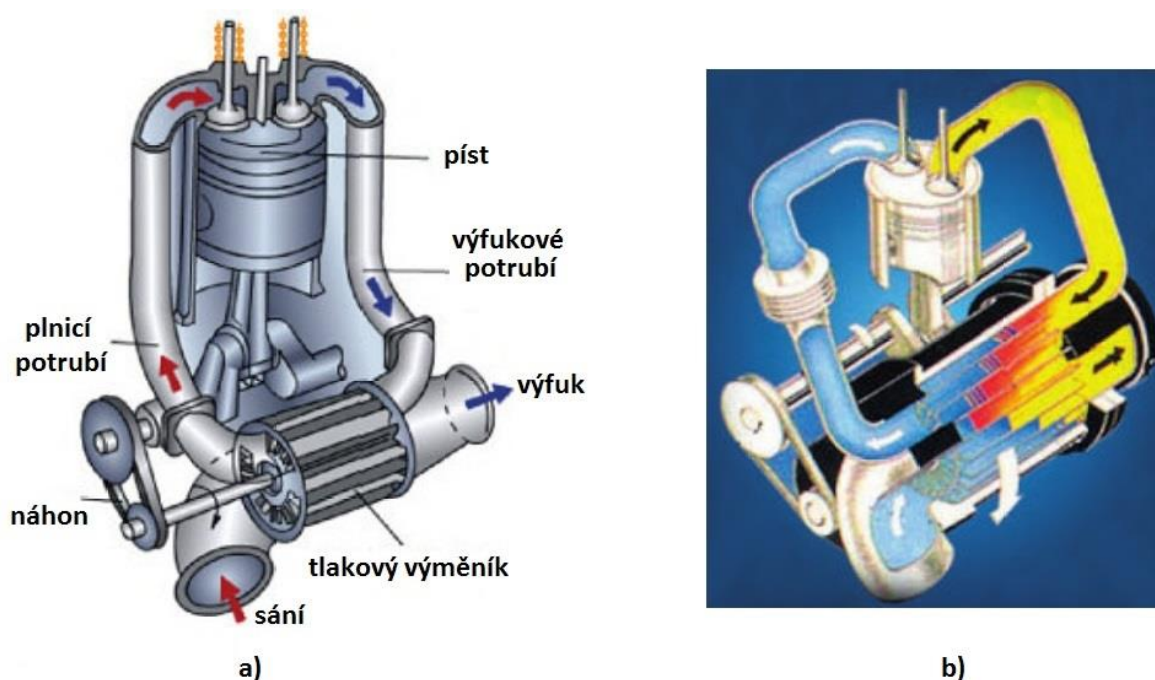


Obr. 8 Dmychadlo Supercharger [2]

1.3.3 PŘEPLŇOVÁNÍ SYSTÉMEM COMPREX

V případě systému comprex se jedná o tlakovzdušný výměník, kde přenos energie zabezpečují tlakové vlny v komorách tvořených podélnými lopatkami rotoru. Samotný rotor výměníku je poháněn pomocí náhonového řemene od klikového hřídele. Z jedné strany je na tlakový výměník připojeno potrubí nasávaného vzduchu a plnicí potrubí. Z druhé strany je připojeno výfukové potrubí a potrubí odvádějící spaliny.

Výhodou tohoto řešení je okamžitá odezva na změnu zatížení motoru. Nevýhodou je nízký vytvořený přetlak v sání motoru. [2, 3]



Obr. 9 Systém complex: a) schéma systému complex, b) princip činnosti systému complex [9]

1.3.4 MEZICHLADIČ STLAČENÉHO VZDUCHU (INTERCOOLER)

Při stlačení vzduchu v dmychadle dojde k jeho ohřátí až na 120 °C. Toto ohřátí vzduchu je nežádoucí z důvodu zlepšení plnění válce, a proto je nutné ohřátý vzduch nějakým způsobem ochladit. K tomuto ochlazení se využívá tzv. mezichladič stlačeného vzduchu. Obvykle se používají vzduchové chladiče, kde je plnicí vzduch ochlazován okolním proudícím vzduchem, nebo kapalinové chladiče, kde je plnicí vzduch ochlazován kapalinou. Mezichladič bývá zpravidla umístěn mezi škrticí klapkou a dmychadlem. [3]

1.4 ŠKRTICÍ Klapka

Škrticí klapka je zařízení ve spalovacích motorech, které slouží k regulaci množství nasávaného vzduchu. Množství nasávaného vzduchu je regulováno pomocí změny průřezného průřezu sacího otvoru. Škrticí klapka bývá zpravidla umístěna v sacím potrubí za uklidňovací komorou a její pohyb je reakcí na sešlápnutí plynového pedálu.

Ovládání klapky může být buď mechanické, nebo v současné době převážně elektronické. U mechanického ovládání je klapka otevírána a zavírána pomocí lanovodu nebo soustavou táhel. V případě elektronického ovládání je škrticí klapka ovládána elektrickým přenosem signálu. Plynový pedál obsahuje potenciometry, které snímají polohu a rychlost sešlápnutí pedálu. Z potenciometrů jde signál o poloze pedálu a rychlosti jeho sešlápnutí do řídicí jednotky, která následně ovládá elektromotor. Elektromotor poté nastavuje stupeň otevření škrticí klapky na základě vyhodnocení řídicí jednotky.

U přeplňovaných motorů produkuje dmychadlo v sacím systému stlačený vzduch a při uzavření škrticí klapky dochází k nárůstu tlaku. To má za následek nežádoucí brzdění kompresorového kola dmychadla a vznik pulsací v sacím systému motoru. Nárůst tlaku lze



regulovat přepouštěním vzduchu do atmosféry pomocí „blow off“ ventilu nebo přepouštěním vzduchu zpět do sání před dmychadlo. U závodních vozů je především užívána varianta pomocí „blow off“ ventilu.

Při konstrukci škrticí klapky by se mělo především dbát na co nejnižší tlakové a třecí ztráty v sání motoru. Tento požadavek by měl být plněn jak při středních otáčkách motoru, tak i při plném zatížení motoru. Splnit tento požadavek je ale náročné, a z tohoto důvodu existuje více konstrukčních typů škrticích klapek. Přehled těchto konstrukcí je uveden v následující podkapitole. [5, 10, 11, 12]

1.4.1 MOTÝLKOVÁ ŠKRTICÍ KLAPKA

V případě motýlkové škrticí klapky se jedná o nejrozšířenější řešení ve spalovacích motorech. Samotnou klapku tvoří otočná kruhová deska, která se otáčí na ose umístěné příčně ke směru proudu.

Výhodou této koncepce je dobrá kontrola dodávaného vzduchu již od nízkých otáček a malý zástavbový prostor. Značnou nevýhodou jsou vysoké tlakové ztráty proudění při plně otevřené škrticí klapce. Tyto ztráty jsou zapříčiněné tím, že klapka i při plném otevření na 100 % zůstává stále ve směru proudu vzduchu. [5, 13]

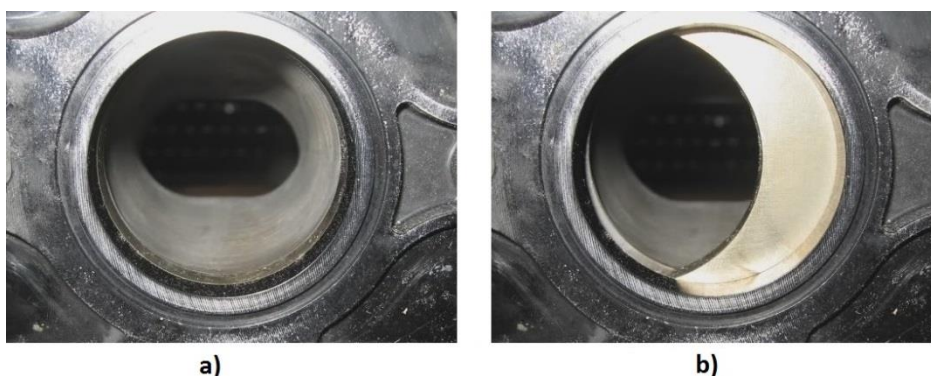


Obr. 10 Motýlková škrticí klapka [14]

1.4.2 ŠOUPÁTKOVÁ ŠKRTICÍ KLAPKA (GILOTINA)

U koncepce šoupátkové škrticí klapky se využívá posuvného pravitka s otvory, které je při přivírání přesouváno přes otvor sání. Pravitkové šoupátko bývá společné pro celou řadu válců. Tento typ škrticí klapky se využívá především u závodních vozidel, kdy je vozidlo provozováno především při plném zatížení motoru. Pravitko je většinou z důvodu malých ovládacích sil ukládáno na válečky nebo na kuličky. Varianta s pravitkem uloženým na kuličky bylo např. využito u motorů Porsche 917.

Výhodou tohoto typu škrticí klapky jsou velmi nízké tlakové ztráty při plně otevřené klapce. Nevýhodou jsou tlakové ztráty při středním zatížení motoru a především velký zástavbový prostor. Při přivírání škrticí klapky je totiž škrticí pravitko přesouváno mimo proudící vzduch. [5, 13]

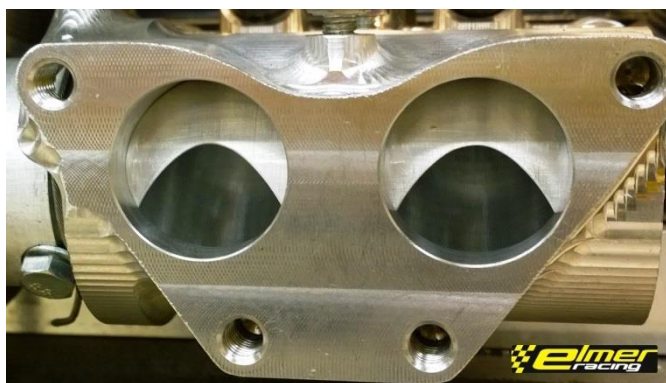


Obr. 11 Šoupátková škrticí klapka (BMW M3): a) otevřena na 100%, b) částečné otevření [16]

1.4.3 SOUDEČKOVÁ ŠKRTICÍ Klapka (BARREL)

Soudečková škrticí klapka je v podstatě kombinace motýlkové a šoupátkové škrticí klapky. Samotnou škrticí klapku tvoří válec s příčným otvorem a tento válec se otáčí kolem příčné osy děr.

Výhodou tohoto řešení jsou stejně jako u šoupátkové škrticí klapky nízké tlakové ztráty při plném zatížení motoru, kdy je klapka zcela otevřena a nebrání proudícímu vzduchu. Oproti šoupátkové škrticí klapce je toto řešení podstatně méně náročné na zástavbový prostor. Nevýhodou tohoto typu klapky jsou vysoké tlakové ztráty při malých zatíženích motoru a tedy malých úhlů natočení škrticí klapky. Nevýhodou je také složitá výroba, kdy je zapotřebí, aby byly plochy klapky velmi přesně obrobena. [5, 13]



Obr. 12 Soudečková škrticí klapka [15]

1.4.4 DVOU-SOUDEČKOVÁ ŠKRTICÍ Klapka (TWIN ROLLER BARREL)

Dvou-soudečková škrticí klapka vychází z konstrukce soudečkové škrticí klapky. Škrticí klapka je tvořena dvěma válci s příčným otvorem, které se při otvírání a zavírání otáčejí proti sobě podél příčné osy.

Tento typ škrticí klapky je využíván především u závodních vozů, jelikož má nízké tlakové ztráty během plného zatížení motoru (plně otevření klapky) a při částečném otevření nevzniká tolik rozvířený proud vzduchu za klapkou jako např. u pravítkové škrticí klapky. Nevýhodou



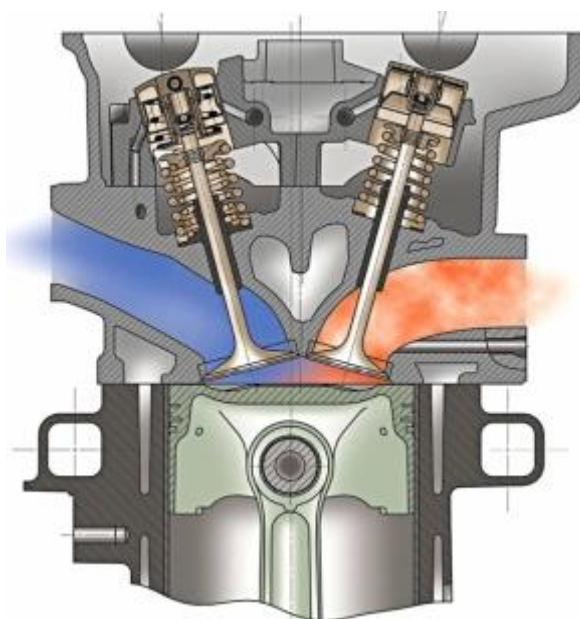
tohoto řešení je větší zástavbový prostor, větší hmotnost konstrukce a vyšší výrobní náklady způsobené přesným obráběním.



Obr. 13 Dvou-soudečková škrticí klapka [27]

1.5 SACÍ KANÁL

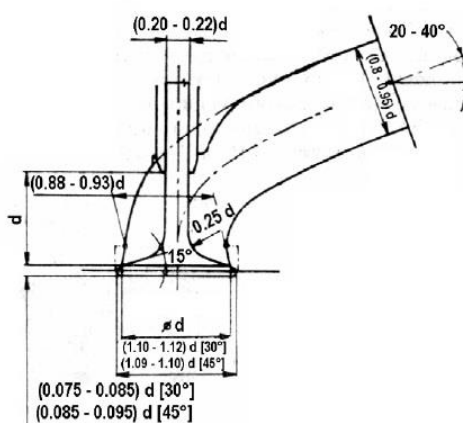
Sací kanál je umístěn v hlavě válců, je napojen na sací potrubí a přivádí do prostoru válce čerstvou směs. Na sací kanál jsou kladeny stejné požadavky, co se týče odporu, jako na sací potrubí. Odpor proti průtoku plynů by tedy měl být co nejmenší. Při konstrukci sacích kanálů jsou požadovány co největší poloměry jejich zakřivení a kanál by měl vstupovat do válce rovnoběžně s osou ventilového dřívku. Sací kanál, splňující tyto požadavky, je nazýván přímý nebo spádový. K optimálnímu průběhu hoření a nízké spotřebě paliva je však zapotřebí, aby docházelo k rotaci směsi paliva a vzduchu ve válci motoru. Rotaci směsi paliva zajišťuje tangenciální a šroubový sací kanál. U některých motorů mohou být použity i dva typy sacích kanálů. Například kanál přímý a tangenciální, kdy přímý kanál zabezpečuje vysoké naplnění válce při vysokých otáčkách motoru a kanál tangenciální naopak při nízkých otáčkách motoru. [4]



Obr. 14 Sací a výfukový kanál Porsche 911 [6]

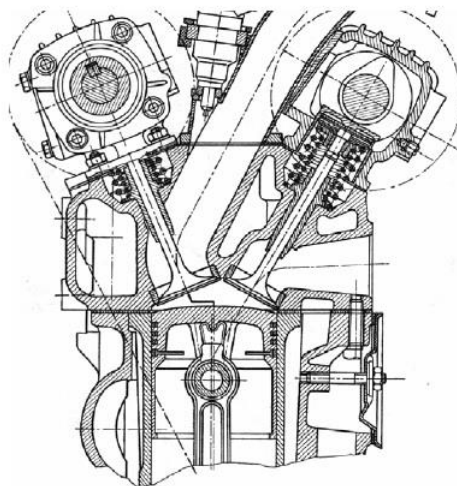
1.5.1 PŘÍMÝ A SPÁDOVÝ SACÍ KANÁL

Jak již bylo zmíněno v předchozím odstavci, přímý sací kanál vstupuje do prostoru válce motoru rovnoběžně s osou dřívku ventilu, jak je zobrazeno na obr. 15. [4]



Obr. 15 Přímý sací kanál [4]

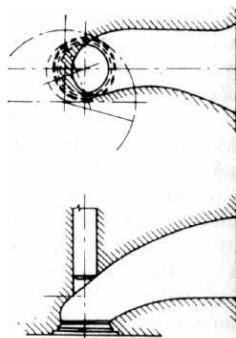
Spádový sací kanál má nízký odpor proti proudícímu vzduchu a je používán u zážehových motorů s přímým vstřikem paliva. V kombinaci s vybráním ve dnu pístu vytváří příčný vír, který je vhodný zejména při spalování chudých směsí. Tento typ sacího kanálu je zejména využíván u závodních motorů. [4]



Obr. 16 Spádový sací kanál [4]

1.5.2 TANGENCIÁLNÍ SACÍ KANÁL

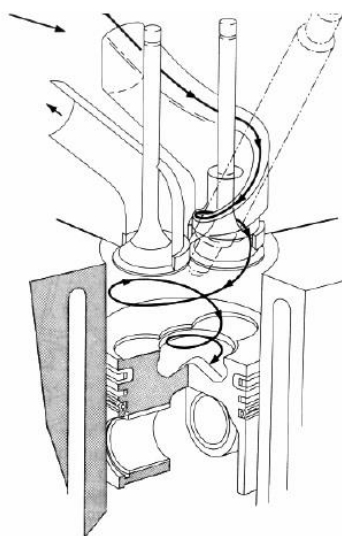
Tangenciální sací kanál zabezpečuje vznik rotace naplňující se směsí. Tento typ kanálu je zejména vhodný při nízkých otáčkách a malém zatížení motoru. [4]



Obr. 17 Tangenciální sací kanál [4]

1.5.3 ŠROUBOVÝ SACÍ KANÁL

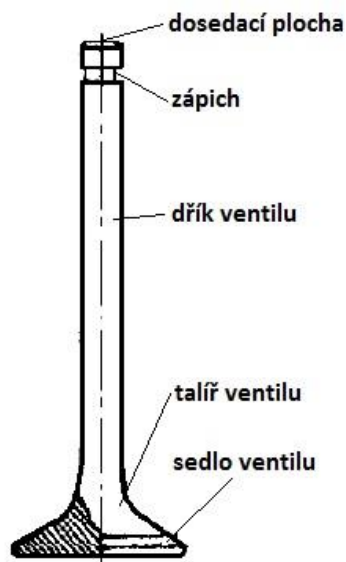
Šroubový sací kanál je používán u vznětových motorů v kombinaci s přímým vstřikem paliva. Provedení tohoto kanálu zabezpečuje vytvoření radiálního víru, který napomáhá dokonalému spálení směsi. Značnou nevýhodou této koncepce je navýšení tlakového odporu. Pro šroubový sací kanál je zapotřebí vyšší zástavná plocha a musí být použit delší dřík ventilu než je obvyklé. [4]



Obr. 18 Šroubový sací kanál [4]

1.6 VENTILY

Ventily společně se sedlem ventilu tvoří část spalovacího prostoru a utěsňují ho. Skládají se ze základních částí jako je dosedací plocha, zápich, dřík ventilu, sedlo ventilu a talíř ventilu jak je uvedeno na obr. 19.



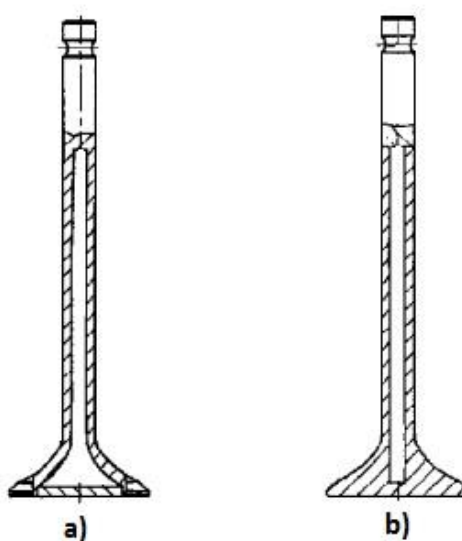
Obr. 19 Návosloví ventilu [1]

Na ventily jsou kladeny vysoké požadavky. Ventily musí odolávat vysokým setrvačným silám, vysokým tlakům a teplotám od plynů ve spalovacím prostoru, nesmí ztrácet pevnost ani tvrdost při vysokých teplotách, musí být odolné proti opotřebení a nebýt náchylné k opalování. Ventily by také měly klást minimální odpor proudícím plynům. Z tohoto důvodu je přechod z hlavy ventilu do dříku pozvolný. Tato koncentrace napomáhá i k nízké koncentraci napětí. Sací ventily jsou namáhány nižšími teplotami než ventily výfukové, jelikož jsou chlazeny čerstvou nasávanou směsí nebo vzduchem. Teploty hlav u výfukových



ventilů zážehových motorů dosahují až 850°C a u motorů vznětových až 650°C. Sací ventily mívají tvrzené sedlo nebo i dřík a jsou vyrobeny z chromkřemičité oceli. Výfukové ventily jsou vzhledem k vysokému tepelnému namáhání většinou vyráběny jako bimetalové. Pro dřík je použita chromkřemičitá ocel (materiál s dobrou kluzností) a talíř ventilu včetně spodního konce dříku je vyroben z chrommanganové oceli (materiál s vysokou odolností proti teplotě a korozi). Osazení ventilu poté může být zpevněno slitinami chromu, niklu či kobaltu.

Výfukové ventily, namáhané vyššími teplotami, mohou být chlazeny pomocí sodíku (obr. 20). Ventil má v dříku nebo i v hlavě ventilu dutinu, která je z části naplněna sodíkem. Náplň ventilu se vlivem účinku setrvačných sil pohybuje a teplo odebrané z hlavy se přenáší do dříku, kde dojde k jeho ochlazení. [1]

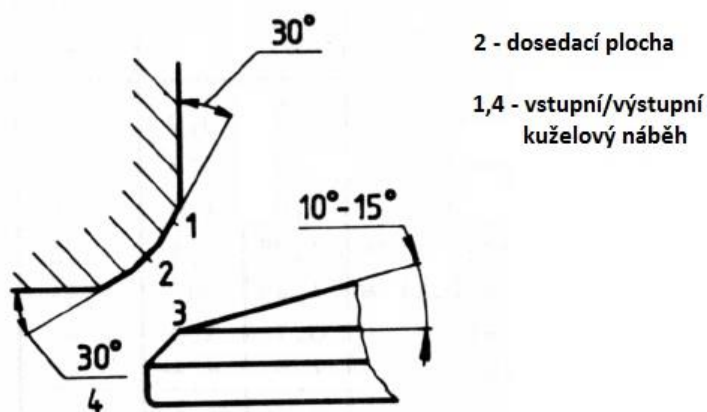


Obr. 20 Druhy dutých ventilů: a) dutá hlava včetně dříku, b) dutý dřík [1]

1.6.1 SEDLA VENTILŮ

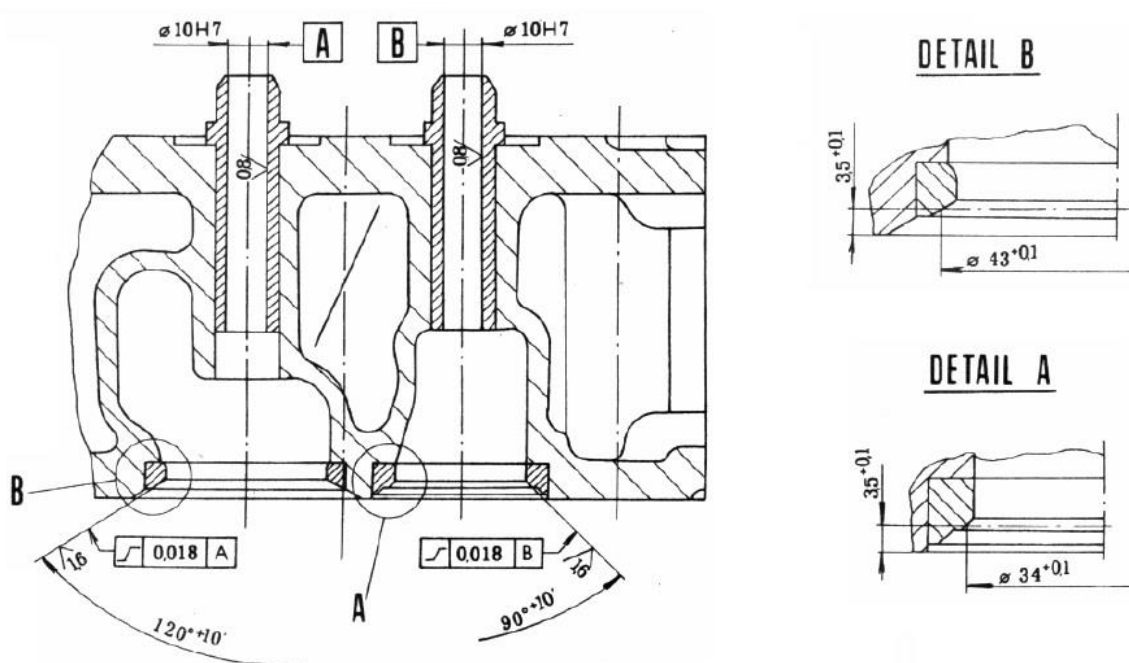
U litinových hlav motoru může být sedlo vytvořeno přímo v hlavě motoru (obr. 21) nebo lze využít vkládaného sedla (obr. 22). Je-li hlava motoru vyrobena z hliníkových slitin, využívá se vždy pro zvýšení pevnosti dosedacích ploch vloženého sedla. Materiál vložených sedel musí být odolný proti teplotě, opotřebení a proti tvorbě okují. Ventilová sedla jsou vyráběna ze žárovevých ocelí nebo z litiny s přísadami chromu, niklu a mědi. Sedla ventilu jsou vkládána do hlavy motoru s vysokým přesahem a nelze je tedy jen nalisovat za studena. V sériové výrobě se lisování provádí při podchlazení sedel tekutým dusíkem a ohřátí hlavy.

Samotné sedlo ventilu tvoří tři frézované plochy. Hlavní dosedací plocha má obvykle stejný vrcholový úhel jako talíř ventilu. Pro zlepšení proudění a omezení šířky sedla jsou na sedle ventilu ještě vstupní a výstupní kuželové náběhy. Tyto plochy a velikosti jejich úhlů jsou zobrazeny na obr. 21, kde je zobrazené sedlo ventilu obrobené v hlavě válce. Plochy sedel ventilů odvádí teplo z hlavy ventilu na hlavu motoru. Pro odvod tepla by bylo tedy nejvýhodnější, kdyby plocha sedla ventilu byla co největší. Jelikož je ale zapotřebí vysoké přítláčné síly mezi ventilem a sedlem, nesmí být sedlo ventilu příliš široké. Z tohoto důvodu se volí kompromis mezi širokým a úzkým sedlem. U sacích ventilů bývá šíře sedla 1,5 mm a u výfukového ventilu 2 mm. [1, 4, 5]



Obr. 21 Sedlo ventilu obrobené v hlavě válce [4]

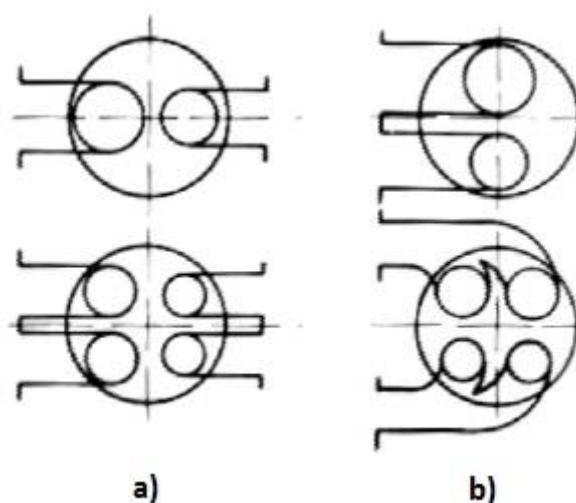
Příklad vkládaného sedla ventilu je zobrazen na následujícím obr. 22.



Obr. 22 Vkládaná sedla ventilů motoru Zetor [4]

1.6.2 USPOŘÁDÁNÍ SACÍCH A VÝFUKOVÝCH VENTILŮ A KANÁLŮ

Základní uspořádání sacích a výfukových kanálů lze rozdělit dle techniky výměny plynů v hlavě válce na příčné nebo jednostranné. U příčného provedení jsou sací a výfukové kanály na protilehlých stranách a u jednostranného provedení jsou sací a výfukové kanály na stejné straně hlavy válce. Příčné uspořádání umožňuje dosažení vysoké objemové účinnosti naplnění válce motoru. U čtyřventilové hlavy lze pomocí přímého a tangenciálního nebo šroubového sacího kanálu dosáhnout vhodného rozvíření náplně. Při použití jednostranného umístění sacího a výfukového kanálu je zabezpečen vznik potřebného radiálního víru ve válci motoru.



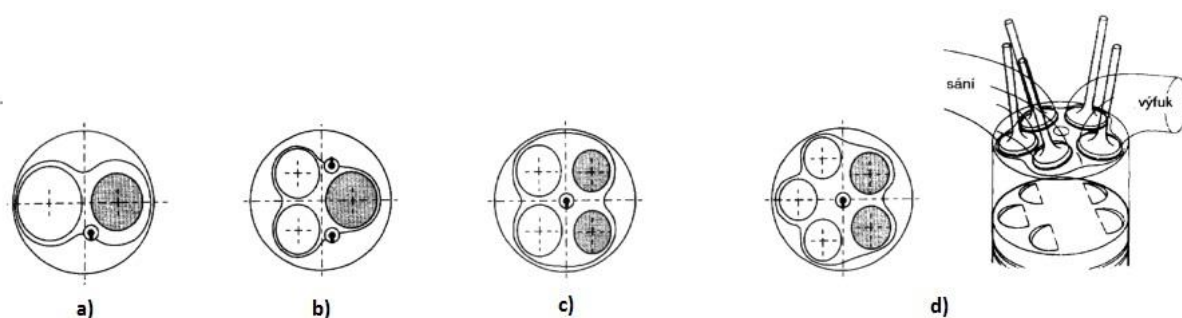
Obr. 23 Uspořádání sacích a výfukových kanálů: a) příčné, b) jednostranné [4]

Válec čtyřdobého spalovacího motoru musí mít minimálně jeden sací a jeden výfukový ventil (obr. 24 a). Konstrukce výfukového a sacího ventilu je odlišná. Výfukový ventil má zpravidla menší průměr než ventil sací, protože při otevření výfukového ventilu napomáhá rychlému vyprázdnění spalovacího prostoru vysoký tlak plynů. Z důvodu vyšší plnicí účinnosti mohou být motory vybaveny např. dvěma či třemi sacími ventily a jedním či dvěma ventily výfukovými. [1, 4]

Motor s dvěma sacími a jedním výfukovým ventilem: Při této koncepci je motor vybaven dvěma menšími sacími ventily a jedním větším výfukovým ventilem (obr. 24 b). Zapalovací svíčka je umístěna buď centrálně, nebo je zvolena koncepce dvou zapalovacích svíček umístěných bočně. Ventily jsou ovládány jedním nebo dvěma vačkovými hřídeli. [1]

Motor s čtyřmi ventily na jeden válec: Jedná se o nejčastější koncepci hlavy válce motoru, kdy je válec motoru vybaven dvěma sacími ventily a dvěma menšími výfukovými ventily (obr. 24 c). Ventily jsou ovládány dvěma vačkovými hřídeli, kdy jeden pohání ventily sací a druhý ventily výfukové. Výhodou této koncepce je možnost vyššího naplnění válce než u předchozí koncepce, zapalovací svíčka lze umístit centrálně, motor není tolik citlivý na detonační hoření, dochází k lepšímu převodu tepla než u dvou ventilů a dochází ke snížení spotřeby paliva. [1]

Motor s pěti ventily na jeden válec: Tato koncepce využívá tři sacích a dvou výfukových ventilů a poskytuje maximální využití průtočného průřezu (obr. 24 d). Zapalovací svíčka je zpravidla umístěna uprostřed a jeden vačkový hřídel ovládá sací ventily a druhý vačkový hřídel ovládá výfukové ventily. [1]



Obr. 24 Uspořádání ventilů v hlavě válců: a) dvouventilová technika, b) tříventilová technika, c) čtyřventilová technika, d) pětiventilová technika [7]

Pro dokonalejší naplnění válce jsou používány i další možnosti uspořádání sacích a výfukových ventilů. Tyto koncepce jsou už ale méně obvyklé. Jedná se například o použití tří sacích a tří výfukových ventilů nebo čtyř sacích a tří výfukových ventilů. [1, 4]



2 ZÁKLADY PROUDĚNÍ VE SPALOVACÍCH MOTORECH

V následujících podkapitolách bude z fyzikálního hlediska popsáno proudění, ke kterému dochází ve spalovacích motorech.

Samotné tekutiny lze rozdělit do dvou skupin na tekutiny nestlačitelné a tekutiny stlačitelné. U nestlačitelných tekutin se předpokládá jen malá změna objemu na základě působení tlaku a normálových sil. Lze tedy předpokládat, že hustota je konstantní a tuto skupinu tvoří tekutiny. Naopak u stlačitelných tekutin se předpokládá závislost hustoty na tlaku a teplotě.

V technické praxi jsou stlačitelnými tekutinami plyny, kterými se budeme zabývat v této práci, a ty lze rozdělit do tří následujících skupin. [19, 21]

IDEÁLNÍ PLYNY

V případě ideálních plynů se jedná o dokonale elastické hmotné body s nulovým objemem, body na sebe nepůsobí odpuzivými ani přitažlivými silami a jsou v neustálém neuspořádaném pohybu. Ideální plyny se vyznačují konstantními fyzikálními vlastnostmi, jsou dokonale stlačitelné, není v nich vnitřní tření a řídí se zákony ideálních plynů. [18]

NEDOKONALÉ PLYNY

Nedokonalé plyny mají své fyzikální vlastnosti mírně závislé na teplotě a ne zcela se řídí zákony ideálních plynů. Při atmosférických podmínkách lze za nedokonalé plyny považovat např. kyslík, dusík a jejich směsi. [18]

REÁLNÉ PLYNY

U reálných plynů jsou fyzikální vlastnosti závislé na teplotě a tlaku a fyzikální vlastnosti tedy nejsou konstantní. Tyto plyny se tedy neřídí zákony pro ideální plyny. Mezi reálné plyny patří především plyny, které jsou blízké zkapalněnému stavu, jako jsou např. páry. [18]

Obecně lze klasifikovat skutečné případy proudění tekutin na nestacionární a prostorové. I ustálené proudění obsahuje víry, které vznikají v proudovém poli a jsou tímto proudem unášené. Základní parametry proudu jsou tedy závislé na prostorových souřadnicích a čase [19]:

$$p = f(x, y, z, t)$$

$$T = f(x, y, z, t)$$

$$\rho = f(x, y, z, t)$$

$$v = f(x, y, z, t)$$

Kde p [Pa] tlak,

T [K] termodynamická teplota,

ρ [kg.m⁻³] hustota,

(1)



$v [m.s^{-1}]$	rychlost,
$x [m]$	prostorová souřadnice ve směru osy x,
$y [m]$	prostorová souřadnice ve směru osy y,
$z [m]$	prostorová souřadnice ve směru osy z,
$t [s]$	čas.

Vzhledem k vývoji proudového pole v čase je proudění skutečné nahrazováno prouděním stacionárním, kde nejsou veličiny popisující proudění závislé na čase. V přechodových oblastech práce spalovacího motoru, kde dochází k nestacionárnímu proudění, lze předpokládat v určitém časovém úseku jen malé změny veličin proudu a zjednodušit tak řešení na přibližné stacionární (tzv. kvazistacionární).

Při proudění ve spalovacích motorech je tedy za stlačitelnou tekutinu uvažován ideální plyn nebo idealizovaný reálný plyn, který je charakterizován základními fyzikálními veličinami a vztahy [19]:

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} \quad (2)$$

Kde $\kappa [-]$ poissonova konstanta,

$c_p [J.kg^{-1}.K^{-1}]$ měrná tepelná kapacita při konstantním tlaku,

$c_v [J.kg^{-1}.K^{-1}]$ měrná tepelná kapacita při konstantním objemu.

Při předpokladu ideálního plynu jsou měrné tepelné kapacity konstantní, nemění se tedy s teplotou a platí stavová rovnice [19]:

$$p = \rho r T \quad (3)$$

Kde $r [J.kg^{-1}.K^{-1}]$ měrná plynová konstanta.

2.1 CHARAKTERISTIKA ZÁKLADNÍCH STAVOVÝCH VELIČIN

2.1.1 TEPLOTA

Teplota je základní fyzikální veličinou. Teplota vyjadřuje střední míru energie, která vzniká makroskopickým projevem tepelného pohybu molekul. Termodynamická absolutní teplota se označuje písmenem T a udává se v Kelvinech. Lze ale používat i Celsiovu teplotu, která se udává v Celsiových stupních. Celsiův stupeň a Kelvin jsou přesně definovány. Celsiův stupeň je jedna setina rozdílu teploty varu vody (100 °C) a teploty tuhnutí (0 °C) při tlaku 101 325 Pa. Kelvin je definován jako 276,16-tá část termodynamické teploty trojného bodu vody, který je 0,01 °C. Existují i další teplotní stupnice jako např. Fahrenheitova a Rankinova. Pro převod mezi termodynamickou a Celsiovou teplotou platí následující vztah [18]:



$$t = T - 273,15 \quad (4)$$

Kde $t [^{\circ}\text{C}]$ celsiova teplota.

2.1.2 TLAK

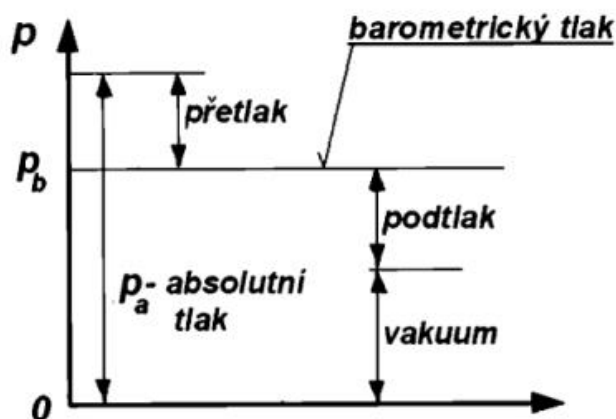
Tlak je základní termodynamickou stavovou veličinou. Vyjadřuje silové působení molekul, které vzniká tepelným pohybem částic, přitažlivými silami, odpuzivými silami a vnějšími silami na danou jednotkovou plochu. Tlak lze vyjádřit následujícím vztahem [18]:

$$p = \frac{dF}{dS} \quad (5)$$

Kde $dF [N]$ elementární tlaková síla,

$dS [m^2]$ elementární plocha.

V praxi se lze setkat i s dalšími typy tlaků, které mohou být v některých případech snáze měřitelné. Naměřit lze tlak absolutní, nebo relativní. V případě absolutního tlaku je hodnota měřena od úplného vakua. Naopak relativní tlak je měřen od předem zvoleného referenčního tlaku a jedná se o přetlak či podtlak. Jestliže sečteme naměřený relativní tlak s tlakem retenčním, získáme tlak barometrický. Tlakem barometrickým bývá často tlak atmosférický. Vztah mezi jednotlivými tlaky je uveden na následujícím obrázku obr. 25. [18]



Obr. 25 Absolutní a relativní tlaky [18]

2.1.3 HUSTOTA

Jedná se o stavovou veličinu definovanou jako podíl hmotnosti homogenní látky a jejího objemu. Její definice je dána vztahem [18]:

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (6)$$

Kde $m [kg]$ hmotnost,

$V [m^3]$ objem.



2.1.4 VISKOZITA

Viskozita tekutin nastává u skutečných kapalin, jestliže dochází k pohybu sousedních vrstev kapaliny různými rychlostmi. Na jejich rozhraních vzniká smykové napětí, které brání jejich pohybu. Dochází tedy ke zbrzdování rychlejší vrstvy a zrychlování vrstvy pomalejší. Smykové napětí vzniká na základě vnitřního tření neboli viskozity tekutiny. [21]

DYNAMICKÁ VISKOZITA

Smykové napětí je dle Newtonova vztahu úměrné změně rychlosti ve směru kolmém na směr pohybu. [22]

$$\tau = \eta \frac{dv}{dy} \quad (7)$$

Kde $\tau [Pa]$ tečné smykové napětí,

$\eta [Pa.s]$ dynamická viskozita,

$\frac{dv}{dy} [s^{-1}]$ gradient rychlosti ve směru kolmém na směr pohybu.

KINEMATICKÁ VISKOZITA

Kinematická viskozita je pouze uměle vytvořenou veličinou a vychází z dynamické viskozity, je definována jako podíl dynamické viskozity a hustoty dle následujícího vztahu. [22]

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (8)$$

Kde $\nu [m^2.s^{-1}]$ kinematická viskozita.

2.2 TYPY PROUDĚNÍ

Obecně se pohyb tekutin nazývá prouděním. Jestliže je proudícím médiem kapalina, jedná se o hydrodynamiku a v ostatním případech proudění plynů, par atd. se jedná o aerodynamiku. Samotné proudění lze dělit na proudění ideální a skutečné kapaliny. Proudění ideální (dokonalé) kapaliny lze dále dělit na proudění potenciální nebo vířivé a proudění skutečné tekutiny lze dělit na laminární nebo turbulentní proudění. [23]

Ke zjištění, zda dochází k proudění laminárnímu nebo turbulentnímu, slouží Reynoldsovo číslo. Reynoldsovo číslo se porovnává s kritickou rychlostí, která je experimentálně zjištěna pro různé druhy potrubí a kapalin. Je-li hodnota Reynoldsova čísla nižší než je hodnota kritické rychlosti, jedná se o laminární proudění. V opačném případě, kdy je Reynoldsovo číslo větší než je kritická rychlost pro dané potrubí a kapalinu, jedná se o proudění turbulentní. Reynoldsovo číslo se vypočte dle následujícího vztahu [22]:

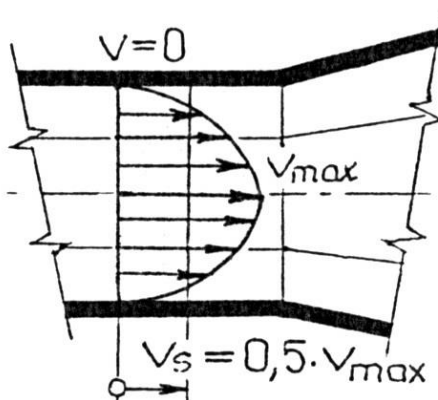


$$Re = \frac{vd}{\nu} \quad (9)$$

Kde $Re [-]$ reynoldsovo číslo,
 $\nu [m \cdot s^{-1}]$ střední rychlost tekutiny,
 $d [m]$ charakteristický rozměr potrubí,
 $\nu [m^2 \cdot s^{-1}]$ kinematická viskozita.

2.2.1 LAMINÁRNÍ PROUDĚNÍ

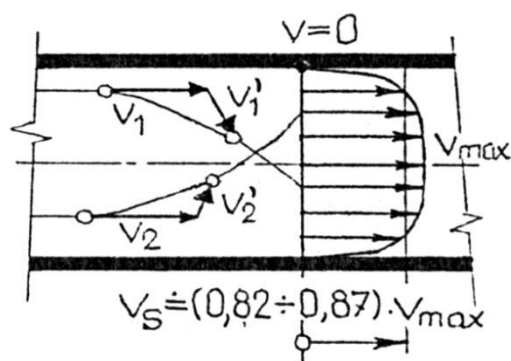
Laminární proudění nastává v případě proudění viskózních kapalin, když se částice kapaliny pohybují v rovnoběžných vrstvách a nedochází k přemísťování částic napříč průřezem. Rychlostní profil viskózní kapaliny není konstantní a tvoří ho paraboloid. Všechny vrstvy kapaliny se nepohybují stejnou rychlostí, nejrychleji se pohybuje kapalina v ose potrubí a směrem ke stěnám dochází k jejímu zpomalování. [23]



Obr. 26 Laminární proudění [23]

2.2.2 TURBULENTNÍ PROUDĚNÍ

V případě turbulentního proudění mají částice kromě rychlosti „ v “ i tzv. turbulentní složku rychlosti „ v' “, která zapříčiňuje přemísťování částic napříč průřezem, jak je tomu zobrazeno na obr. 27. Turbulentní rychlost v' je závislá na čase a mění tedy s časem svoji velikost a směr. Rychlostní profil není tvořen paraboloidem, ale blíží se spíše profilu ideální kapaliny. Vlivem turbulence je ale rychlost u potrubí stěn nulová. [23]



Obr. 27 Turbulentní proudění [23]

2.3 MEZNÍ VRSTVA

Jestliže proudí tekutina kolem tělesa, dochází vlivem viskozity na povrchu tohoto tělesa ke vzniku tenké vrstvy zbrzděné tekutiny. Tato vrstva na povrchu tělesa se nazývá mezní vrstvou. K jejímu vzniku dochází ulpěním tekutiny na stěně tělesa nulovou rychlostí a vlivem viskozity dojde k zabrzdění vrstvy tekutiny u povrchu tělesa. Se zvyšující se vzdáleností od povrchu tělesa se rychlost proudící kapaliny zvyšuje až do vzdálenosti, kdy není proud nikterak ovlivněn. Mimo mezní vrstvu lze tedy počítat s Bernoulliovou rovnicí pro ideální tekutiny. Naopak v mezní vrstvě se musí viskozita tekutin uvažovat a nastává zde laminární nebo turbulentní proudění. [21]

2.4 ROVNICE POPISUJÍCÍ PROUDĚNÍ

Základními rovnicemi popisující proudění média jsou rovnice kontinuity, pohybová Eulerova rovnice a Bernoulliho rovnice.

2.4.1 ROVNICE KONTINUITY

Rovnice kontinuity popisuje fyzikální zákon o zachování hmotnosti při proudění tekutiny. Pro nestacionární a jednorozměrné proudění je její tvar následující [19]:

$$\frac{\partial(\rho S v)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho S)}{\partial t} = 0 \quad (10)$$

Kde $\frac{\partial(\rho S v)}{\partial x}$ vyjádření konvektivní změny hybnosti,

$\frac{\partial(\rho S)}{\partial t}$ vyjádření lokální změny hmotnosti.

Jestliže uvážíme zjednodušující předpoklad stacionárního ustáleného proudění, nedochází ke změně hustoty, druhý člen rovnice je tedy roven nule a tvar rovnice kontinuity je následující [19]:



$$\rho S v = Q_m = \textit{konst.} \quad (11)$$

Kde $Q_m [kg \cdot s^{-1}]$ hmotnostní tok.

Tato rovnice vyjadřuje skutečnost, že hmotnostní tok je v každém průřezu kanálu (potrubí) konstantní.

2.4.2 EULEROVA ROVNICE

Eulerova rovnice pro proudění tekutiny vyjadřuje rovnováhu hmotnostních sil působících z vnějšku na tekutinu, sil tlakových působících uvnitř tekutiny a setrvačných sil od vlastního pohybu částic dokonalé tekutiny. Při uvážení proudění skutečné tekutiny dochází ke vzniku normálových napětí (tj. tlaků) a tečných napětí. Tečná napětí zapříčiňují vznik třecích sil, které je nutno do podmínky rovnováhy sil zahrnout. Zjednodušíme-li ale případ proudění zanedbáním třecích sil, získáme proudění ideální (dokonalé) tekutiny. Eulerova rovnice vyjadřuje výsledný silový účinek, který je dán součtem všech působících sil. Za zjednodušujícího předpokladu, kdy uvažujeme ideální tekutinu, má Eulerova rovnice následující vektorový tvar [22, 23]:

$$\vec{a} - \frac{1}{\rho} \cdot \textit{grad} p = \vec{v} \cdot \textit{grad} \vec{v} + \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} \quad (12)$$

Kde $\vec{v} \cdot \textit{grad} \vec{v}$ vyjadřuje konvektivní zrychlení,

$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t}$ vyjadřuje lokální zrychlení.

2.4.3 BERNOULLIHO ROVNICE

Bernoulliho rovnice vyjadřuje zákon zachování energie v proudící tekutině. Její odvození vychází z Eulerových rovnic pro podmínku rovnováhy sil v proudící ideální tekutině. Základní myšlenkou Bernoulliho rovnice je, že se celková mechanická energie skládá z kinetické a potencionální energie a součet těchto dvou energií zůstává během proudění stálý. Toto vyjádření je zapsáno následující rovnicí [23]:

$$\frac{v^2}{2} + \frac{p}{\rho} + g \cdot h = \textit{konst} \quad (13)$$

Kde $\frac{v^2}{2}$ vyjádření kinetické energie,

$\frac{p}{\rho}$ vyjádření tlakové energie,

$g [m \cdot s^{-2}]$ gravitační zrychlení,

$h [m]$ výška uvažovaného bodu tekutiny.



Praktické využití Bernoulliho rovnice spočívá v možnosti určení tlakových poměrů v koncovém bodě potrubí. Podmínkou je ale znalost parametrů potrubního systému a poměrů ve výchozím bodu. Bernoulliho rovnice pro proudění tekutiny v ose potrubí mezi dvěma body (1 a 2) a s uvažováním ztrátové energie v potrubí lze zapsat v následujícím tvaru [23]:

$$\frac{v_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} + g \cdot h_1 = \frac{v_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + g \cdot h_2 + Y_{z1,2} \quad (14)$$

Kde $Y_{z1,2}$ ztrátová měrná energie mezi body 1 a 2 (hydraulické ztráty).

2.5 PLNĚNÍ VÁLCE MOTORU

Při plnění válce motoru je nejdůležitější jeho plnicí účinnost. Při sání motoru je zapotřebí dopravit do válce co největší hmotnostní množství vzduchu, abychom dosáhli maximálního středního efektivního tlaku. Dobrá plnicí účinnost je nejdůležitější podmínkou pro dosažení vysokého litrového výkonu motoru.

Při plnění válce motoru je z hlediska vhodných podmínek pro spalovací proces vytvoření rotace (vírů) směsi nebo vzduchu přímo ve válci motoru. Tyto víry zapříčiní dokonalé zapálení a prohoření směsi. [5, 26]

2.5.1 VÍROVÉ ČÍSLO

Vírové číslo je tzv. porovnávací číslo, sloužící k popisu vlastností sacích a výfukových kanálů vzhledem k vytváření rotačního pohybu náplně ve válci motoru. Určení tohoto čísla lze provést pouze experimentálně a to z výsledků aerodynamické zkoušky kanálů, která probíhá za předem stanovených podmínek pro ustálený stav proudění vzdušiny. Existuje několik metodik stanovení vírového čísla. Nejobvykleji používanou metodikou je vírové číslo dle Thiena, které je definováno jako poměr otáček náplně ve válci motoru n_j k otáčkám skutečného motoru n , u něhož je střední pístová rychlost shodná s rychlostí axiálního průtoku náplně válcem.

Vírová čísla nestanovují přímo charakteristiku rozvíření náplně ve válci motoru, ale slouží k porovnání vlastností kanálů. Porovnávat lze mezi sebou ale pouze kanály, které byly měřeny stejnou metodikou. Pro protékající objem kanálem při modelové zkoušce platí [25]:

$$\dot{V}_c = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot c_s = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \frac{Z \cdot n}{30} = V_z \frac{n}{30} \quad (15)$$

Kde $\dot{V}_c [m^3 \cdot s^{-1}]$ protékající objem kanálem,

$D [m]$ vrtání válce motoru,

$c_s [m \cdot s^{-1}]$ střední pístová rychlost,

$Z [m]$ zdvih pístu,

$n [min^{-1}]$ skutečné otáčky motoru,



$V_z [m^3]$ zdvihový objem.

Skutečné otáčky motoru se vypočtou dle vztahu [25]:

$$\dot{V}_c = \frac{30 \cdot \dot{V}_c}{V_z} \quad (16)$$

Vírové číslo má poté tvar [25]:

$$\frac{n_j}{n} = \frac{n_j \cdot V_z}{30 \cdot \dot{V}_c} \quad (17)$$

Kde $n_j [min^{-1}]$ otáčky náplně ve válci motoru.

2.5.2 PRŮTOKOVÝ SOUČINITEL

Průtokový součinitel vyjadřuje tlakové ztráty vzniklé při proudění kanálem. Konkrétně udává poměr skutečného a teoreticky vypočítaného množství směsi. Skutečné protékající množství směsi se stanoví z měření. Teoretické množství směsi je určeno průřezem okamžité průtokové plochy v sedle ventilu a tlakovým spádem mezi vnějším prostředím a válcem motoru při proudění ideální tekutiny. Obvykle je předpokládán isoentropický průtok nestlačitelné tekutiny s tlakovým rozdílem v kanálu $\Delta p_k = 2,45$ kPa. Průtokový součinitel kanálu závisí na tvaru kanálu, umístění vzhledem ke stěně a ose válce, tvaru ventilu, stavu protékající tekutiny kanálem, tlakovém spádu kanálu a vypočte se dle následujícího vztahu [24]:

$$\mu = \frac{\dot{m}_{skut}}{\dot{m}_{teor}} = \varepsilon \cdot \varphi = \frac{\dot{m}_{skut}}{S \cdot \rho \cdot v_{teor}} = \frac{\dot{m}}{S \cdot \rho \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_k}{\rho}}} \quad (18)$$

Kde $\mu [-]$ průtokový součinitel kanálu,

$\dot{m}_{skut} [kg \cdot s^{-1}]$ skutečné průtokové množství,

$\dot{m}_{teor} [kg \cdot s^{-1}]$ teoretické průtokové množství,

$\varepsilon [-]$ součinitel kontrakce (popisuje průtokový průřez v místě průtoku),

$\varphi [-]$ rychlostní součinitel (charakterizuje podmínky průtoku),

$S [m^2]$ průtočná plocha ventilu.

2.6 TLAKOVÉ ZTRÁTY V POTRUBÍ

Při proudění skutečných tekutin dochází vlivem viskozity tekutiny k neustálé disipaci (přeměně části kinetické energie tekutiny vlivem tření na teplo). Disipace má za následek klesání celkového tlaku v potrubí a i tlaku statického, pokud je rychlost proudění konstantní. Tlakové ztráty v potrubních systémech lze rozdělit na ztráty místní a třecí. Všechny tyto ztráty



mají vliv na snižování plnicí účinnosti motoru, což je nežádoucí. V praxi se tedy proto snažíme tyto ztráty minimalizovat různými konstrukčními úpravami.[20]

2.6.1 TŘECÍ ZTRÁTY

Třecí ztráty vznikají v dlouhých rovných potrubních úsecích a s délkou potrubí se zvyšují. Třecí ztráty především závisí na režimu proudění, zda se jedná o laminární nebo turbulentní proudění.

LAMINÁRNÍ PROUDĚNÍ

U laminárního proudění se dají tlakové ztráty stanovit dle následujícího vztahu [21]:

$$p_z = \lambda \frac{L}{d} \frac{v^2}{2} \rho \quad (19)$$

Kde $\lambda = \frac{64}{Re}$ součinitel tření,

$L [m]$ délka potrubí.

TURBULENTNÍ PROUDĚNÍ

U turbulentního proudění je tečné napětí větší než u laminárního proudění a z tohoto důvodu jsou zde třecí ztráty větší. Součinitel velikosti tření je závislý na Reynoldsově čísle a relativní drsnosti. Rovnice výpočtu součinitele tření pro turbulentní proudění lze stanovit pouze na základě experimentálního měření. Existuje několik variant rovnic, které byly stanoveny různými autory. [21]

NEKRUHOVÉ PRŮTOČNÉ PRŮŘEZY

V případě nekruhových průřezů potrubí jsou ztráty třením stanoveny stejnými vzorci jako při proudění kruhovými průřezí. Místo průměru d je však nutné dosadit ekvivalent nekruhového průřezu. Tento ekvivalent se nazývá hydraulický průměr d_h a je určen následujícím vztahem [21]:

$$d_h = \frac{4 \cdot S}{O} \quad (20)$$

Kde $S [m^2]$ průtočný průřez,

$O [m]$ omočený obvod.



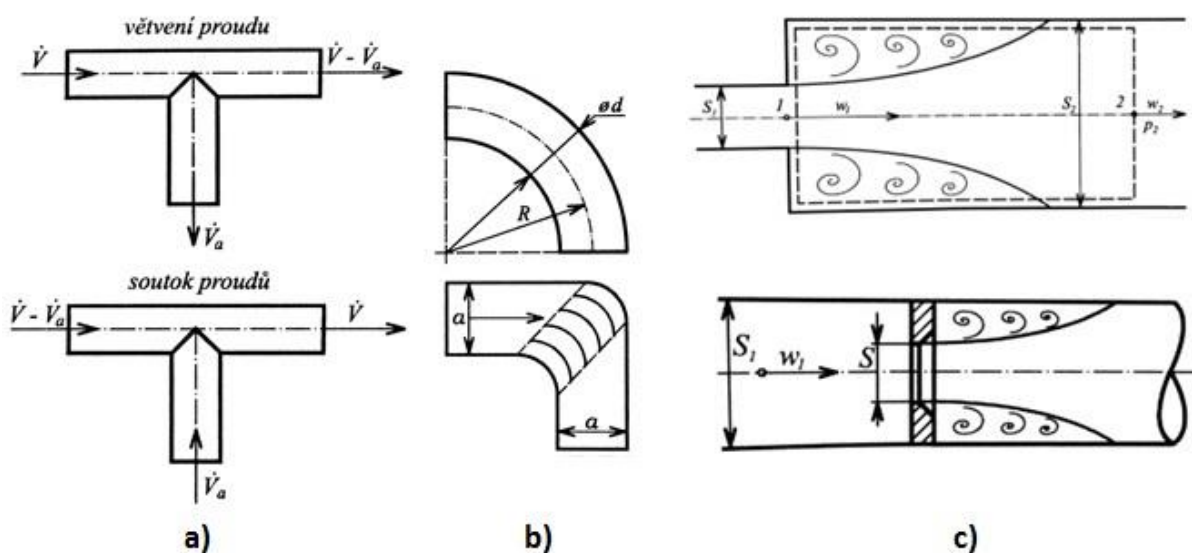
2.6.2 MÍSTNÍ ZTRÁTY

Místní ztráty vznikají na základě intenzivního víření, které nastává při náhlých změnách směru proudění nebo změně jejich velikosti. K místním ztrátám dochází např. v kolenech, stupech do potrubí, T kusech, potrubních uzlech, při náhlých rozšířeních, zúženích, ventilech, clonách, dýchacích atd. Místní ztráty jsou tedy lokalizovány na krátkých úsecích potrubí.

K výpočtu místních ztrátových součinitelů jsou používány výpočtové vzorce, tabulky a grafy. Velikost ztrátové energie pro místní ztráty je určena dle vztahu [20]:

$$e_z = \frac{p_z}{\rho} = \zeta_m \frac{v^2}{2} \quad (21)$$

Kde $\zeta_m [-]$ ztrátový součinitel.



Obr. 28 Místní ztráty v potrubí: a) větvení proudů, b) kolena, c) rozšířením a průtokem clonou [20]



3 CFD SIMULACE STACIONÁRNÍHO PRŮTOKU SACÍM TRAKTEM

CFD (Computation Fluid Dynamics) neboli počítačová dynamika tekutin se zabývá prouděním tekutin. Podstata řešení výpočtu spočívá v numerickém řešení diferenciálních rovnic. Tyto rovnice jsou diskretizačním přístupem nahrazeny systémem algebraickými rovnicemi při řešení rovnic, který je následně řešen pomocí iteračních metod. [28]

V této diplomové práci byla k analýze proudění jednotlivými typy škrticích elementů použita CFD simulace v programu STAR-CCM+, pracující na diskretizačním principu metody konečných objemů. Pro urychlení a možnost porovnatelnosti výpočtů bylo zavedeno několik zjednodušujících předpokladů, které jsou uvedeny v následujících podkapitolách. K jednotlivým simulacím byly vybrány čtyři typy škrticích elementů, které jsou uvedeny a popsány v kapitole 1.4. Konkrétně se tedy jedná o motýlkovou, pravítkovou, soudečkovou a dvou-soudečkovou škrticí klapku. Jednotlivé výpočty byly provedeny na základě simulace stacionárního průtoku vzduchu sacím traktem, kdy bylo simulováno různé otevření škrticí klapky.

3.1 TVORBA 3D MODELU SACÍHO KANÁLU A ŠKRTCÍCH ELEMENTŮ PRO CFD SIMULACI

Při CFD simulacích proudění se pracuje s vnitřním objemem tekutin, při tvorbě modelů bylo tedy zapotřebí vytvořit modely proudícího média a nikoli model např. potrubí a škrticího elementu atd. jako je tomu např. při pevnostních analýzách MKP. Veškeré modely byly vytvářeny v 3D CAD programu PTC Creo Parametric 2.0 a byly uloženy ve formátu parasolid (s příponou .x_t), který program STAR-CCM+ podporuje. Při exportu do formátu parasolid bylo vybráno uložení pouze geometrie „Solid“ (objemu).

Základním modelem pro CFD simulace řešené v této diplomové práci bylo vytvoření modelu vnitřního objemu sacího kanálu. Sací kanál vychází z hlavy motoru Honda 2.0 Typ R K20A2. Samotný kanál byl zjednodušen a byl vytvořen tzv. idealizovaný zkušební kanál obr. 29, který není nikterak zakřivený a má konstantní průřez po celé své délce odpovídající výstupnímu průřezu sacího kanálu z hlavy motoru. Škrticí element byl při všech simulacích umístěn v polovině délky idealizovaného zkušební potrubí. Délka kanálu byla zvolena 450 mm, aby kanál splňoval požadavek pětinasobku svého průřezu před a za škrticím elementem z důvodu ustálení proudění.



Obr. 29 Idealizovaný zkušební kanál



3.1.1 MODEL SACÍHO TRAKTU S MOTÝLKOVOU ŠKRTCÍ KLAPKOU

Sestava sacího traktu s motýlkovou škrticí klapkou je složena ze dvou modelů. Základní model tvoří již zmíněný sací kanál, od kterého byl odečten model motýlkové škrticí klapky, která se skládá z otočné hřídelky, ke které je přišroubována plechová klapka o tloušťce 2 mm. Při změně otevření škrticí klapky se samotná klapka otáčí kolem osy hřídelky.



Obr. 30 Model kanálu motýlkové škrticí klapky včetně odečteného modelu elementu klapky

3.1.2 MODEL SACÍHO TRAKTU S PRAVÍTKOVOU ŠKRTCÍ KLAPKOU

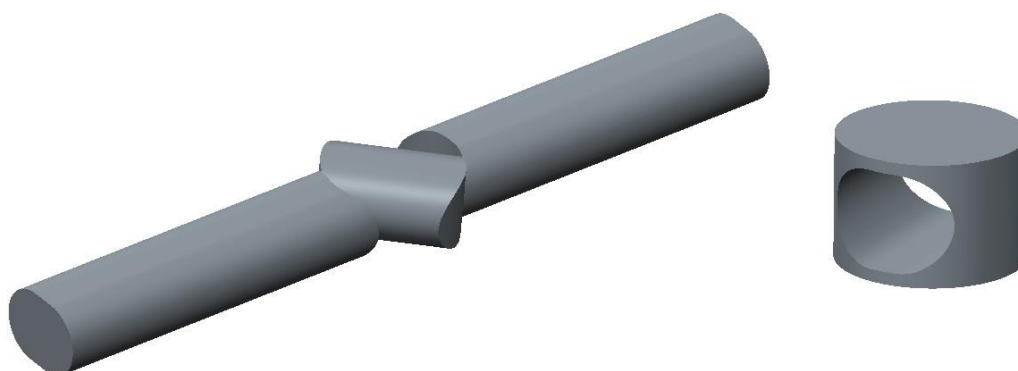
Sestava sacího traktu s pravítkovou škrticí klapkou je složena ze dvou modelů. Základní model tvoří sací kanál, od kterého byl odečten model pravítkové škrticí klapky. Pravítkovou škrticí klapku tvoří plechové pravítko o tloušťce 3 mm, které je při změně otevření škrticí klapky posouváno ve směru kolmém na osu kanálu.



Obr. 31 Model kanálu pravítkové škrticí klapky včetně odečteného modelu elementu klapky

3.1.3 MODEL SACÍHO TRAKTU SE SOUDEČKOVOU ŠKRTCÍ KLAPKOU

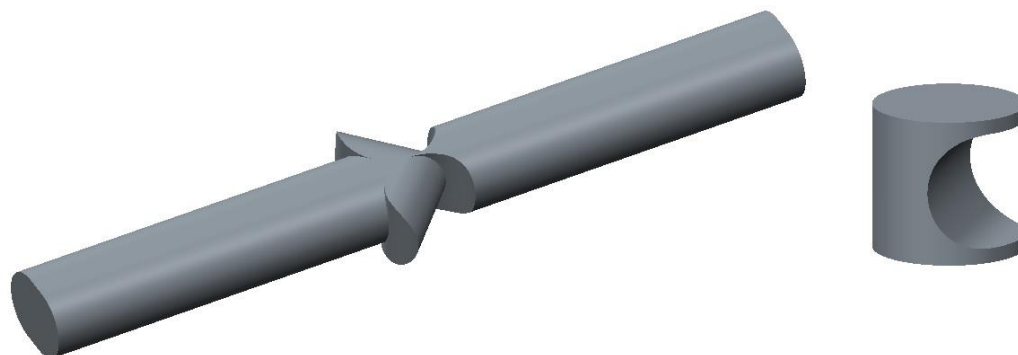
Sestava sacího traktu se soudečkovou škrticí klapkou je složena ze dvou modelů. Základní model tvoří sací kanál, od kterého byl odečten model soudečkové škrticí klapky. Soudečkovou škrticí klapku tvoří válec o průměru 74 mm, který se při otevírání škrticí klapky otáčí kolem své osy. V tomto konkrétním řešení bylo zapotřebí k modelu zjednodušeného sacího kanálu přimodelovat objem (válec o průměru 74 mm a výšce 40 mm), který bude popisovat nově vznikající objem, který vznikne při pohybu soudečkové škrticí klapky.



Obr. 32 Model kanálu soudečkové škrticí klapky včetně odečteného modelu elementu klapky

3.1.4 MODEL SACÍHO TRAKTU S DVOU-SOUDEČKOVOU ŠKRTICÍ KLAPOUKOU

Sestava sacího traktu s dvou-soudečkovou škrticí klapkou je složena ze tří modelů. Základní model tvoří sací kanál, od kterého byly odečteny dva modely soudečkové škrticí klapky. Oba soudečky jsou shodné, mající průměr 52 mm, které se při otevírání škrticí klapky otáčí kolem své osy v opačném směru proti sobě. V tomto konkrétním řešení bylo zapotřebí k modelu zjednodušeného sacího kanálu přimodelovat dva objemy (válců o průměru 52 mm a výšce 40 mm), které budou popisovat nově vznikající objemy, které vzniknou při pohybu soudečkových škrticích klapek.



Obr. 33 Model kanálu dvou-soudečkové škrticí klapky včetně odečteného modelu elementu klapky

3.1.5 OTEVÍRÁNÍ ŠKRTICÍCH KLAPEK

U všech zmíněných typů škrticích klapek bylo zapotřebí vytvořit modely, které budou simulovat různé otevření škrticí klapky. V programu Creo Parametric 2.0 byly tedy pomocí již zmíněného odečtení škrticích klapek od sacího kanálu vytvořeny modely, které simulovaly otevření škrticích klapek na 100 %, 75 %, 50 % a 20 %. Z důvodu detailnějšího a přesnějšího vyhodnocování výsledků byly vytvořeny ještě další modely, které simulovaly i další typy otevření škrticích klapek.

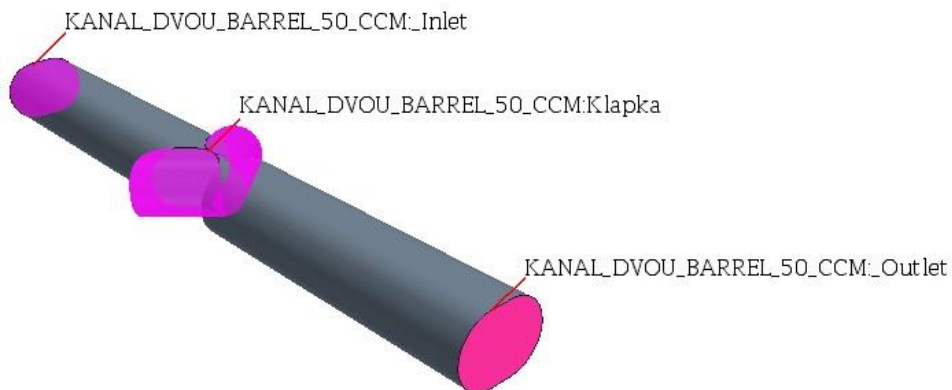


3.2 CFD SIMULACE PROUDĚNÍ

V následujících podkapitolách bude podrobně popsán postup základního nastavení simulace v programu STAR-CCM+. Simulace všech typů klapek a různých typů otevření byly z důvodu porovnatelnosti výsledků provedeny na stejném základním nastavení simulace proudění. Jednotlivé simulace se lišily pouze změnou nastavení velikosti sítě v oblasti škrticí klapky. Základní jednotné nastavení simulace bude uvedeno v následujících podkapitolách.

3.2.1 PŘÍPRAVA MODELU K SIMULACI

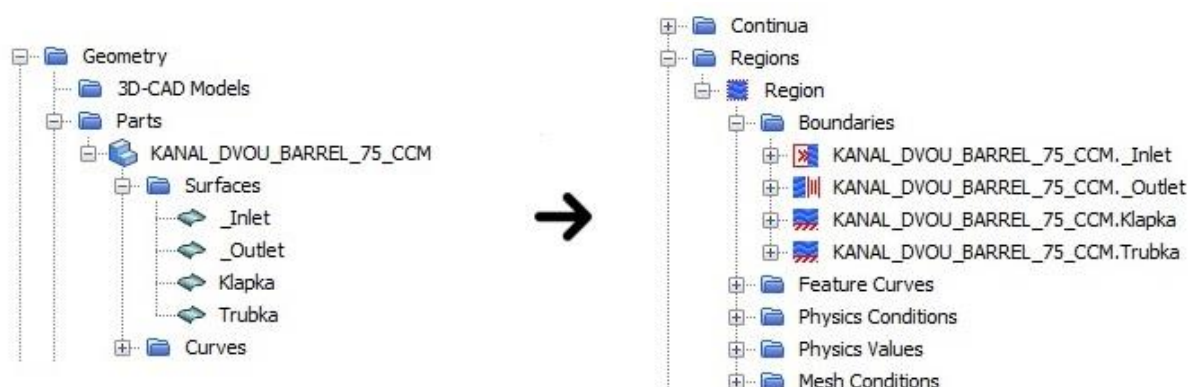
Prvním krokem po spuštění simulace byl import modelu s předem připraveným modelem pro konkrétní typ simulace v již zmíněném formátu parasolid (.x_t). Při importu geometrie byl model importován jako „Create New Part“, který vytvořil nový part v geometrii simulace. Po importu geometrie bylo nezbytné provést její opravu za pomoci funkce „Repair Surface“. Opravenou geometrii bylo poté zapotřebí rozdělit do jednotlivých skupin a vhodně ji pojmenovat pomocí funkce „Split By Patch“. Rozdělení geometrie do skupin bylo důležité hlavně z důvodu zadávání okrajových podmínek nebo při zjemňování sítě. Vstupní plocha do sacího kanálu byla pojmenována jako *_Inlet*, výstup z kanálu *_Outlet*, element škrticí klapky *Klapka* a zbylé plochy tvořily *Trubku*. Příklad tohoto rozdělení u dvou-soudečkové škrticí klapky je zobrazen na obr. 34.



Obr. 34 Rozdělení geometrie u dvou-soudečkové škrticí klapky

3.2.2 PŘIPOJENÍ GEOMETRIE DO REGIONU

Vhodně rozdělená a opravená geometrie byla naimportována do „Regions“ pomocí funkce „Assign Parts to Regions“. Při nastavování importu bylo zvoleno, aby se vytvořil jeden region pro všechny části (Create One Region for All Parts) a vytvoření Boundaries (hranic) pro každou část plochy (Create a Boundary for Each Part Surface) viz obr. 35.



Obr. 35 Naimportovaná geometrie do regions

3.2.3 NATAVENÍ FYZIKÁLNÍHO MODELU

Ve stromové struktuře v záložce *Continua* byl nastaven fyzikální model, udávající vlastnosti proudícího média a fyzikální podmínky pro výpočet. Nastavení fyzikálního modelu je zobrazeno v tab. 1.

Tab. 1 Nastavení fyzikálního modelu

Kritérium	Vybraný model	Popis
Space	Three Dimensional	Trojrozměrné proudění
Time	Steady	Ustálené proudění, nezávislé na čase
Material	Gas	Proudící médium – vzduch
Flow	Coupled Flow	Rovnice popisující proudění jsou řešeny současně (Rovnice zachování hybnosti a rovnice zachování hmotnosti)
Equation of State	Ideal Gas	Proudící médium – Ideální plyn
Viscous Regime	Turbulent	Charakterizace turbulentního proudění
Reynolds-Averaged Turbulence	K-Epsilon Turbulence	Turbulentní model
Turbulence	Reynolds-Averaged Navier-Stokes	Charakterizace proudění pomocí Navier-Stokesových rovnic a rovnice kontinuity
K-Epsilon Turbulence	Realizable K-Epsilon Two-Layer	Nastavení turbulentního modelu
K-Epsilon Wall Treatment	Two-Layer All y+ Wall Treatment	Nastavení turbulentního modelu

3.2.4 NASTAVENÍ OKRAJOVÝCH PODMÍNEK

Při definici okrajových podmínek byl zvolen způsob zadáním tzv. tlakového spádu, jelikož tento způsob zadání okrajových podmínek nejvíce odpovídá reálnému provozu motoru a tlakový spád zadáváme hodnotou relativního tlaku. Na vstupu do sání (*_Inlet*) byl zvolen



typ plochy „*Stagnation Inlet*“ a hodnota relativního tlaku 0 Pa. Na výstupu ze sání (*_Outlet*) byl zvolen typ plochy „*Pressure Outlet*“ a hodnota relativního tlaku -5 000 Pa, která byla získána na základě experimentálního měření. Typ ostatních ploch (*klapka, trubka*) zůstal v defaultním nastavení „*Wall*“. Shrnutí zadání okrajových podmínek je v tab. 2.

Tab. 2 Nastavení okrajových podmínek

Okrajová podmínka	Zvolená hodnota
Proudící médium	Plyn -Vzduch
Atmosférický tlak	101 325 Pa
Vstupní relativní tlak (<i>_Inlet</i>)	0 Pa
Výstupní relativní tlak (<i>_Outlet</i>)	- 5 000 Pa

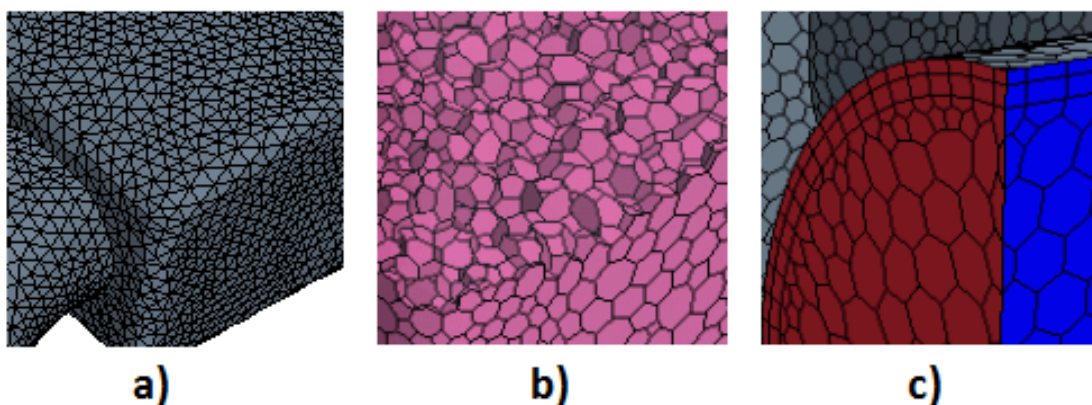
3.2.5 NASTAVENÍ MODELŮ SÍŤOVÁNÍ

Ve stromové struktuře v záložce *Continua* byly nastaveny modely síťování povrchové a objemové sítě. Nastavení modelů síťování je zobrazeno v tab. 3.

Tab. 3 Nastavení modelů síťování

Typ sítě	Zvolený model
Surface Mesh	Surface Remesher
Volume Mesh	Polyhedral Mesher
Optional Models	Prism Layer Mesher

Jak plyne z tabulky, pro povrchovou síť byl zvolen model „*Surface Remesher*“, který vhodně upraví vzhled sítě a vygeneroval na povrchu trojúhelníkové elementy (obr. 36 a). Pro objemovou síť byl zvolen model „*Polyhedral Mesher*“, který vygeneroval polyhedrální síť (mnohostěnné buňky) (obr. 36 b). Posledním modelem síťování byl zvolen „*Prism Layer Mesher*“, který generuje prizmatické vrstvy (ortogonální obdélníkové buňky) na povrchu hraničních ploch a stěn (obr. 36 c). Tyto prizmatické buňky vytvoří dostatečně husté vrstvy elementů, pomocí kterých je zpřesněn výpočet v mezní vrstvě.



Obr. 36 Typy sítě: a) Surface Remesher, b) Polyhedral Mesher, c) Prism Layer Mesher [29]

Následně po nastavení modelů síťování byly určeny základní globální parametry sítě, které jsou uvedeny v následující tab. 4.

Tab. 4 Globální nastavení parametrů sítě

Parametr	Hodnota	Popis
Base size	5 mm	Základní velikost všech buněk
Number of Prism Layers	3	Počet prismatických vrstev
Prism Layer Stretching	1,5	Růst prismatických vrstev
Prism Layer Thickness	2 mm	Tloušťka prismatické vrstvy
Absolute Target Size	5 mm	Velikost buněk, které má být dosaženo
Absolute Minimum Size	1 mm	Mínimální velikost buněk, která by neměla být překročena

V každé konkrétní simulaci typu škrticí klapky a jejího otevření, byla dle potřeby síť nadále zjemňována, a to přímo v oblasti umístění škrticí klapky. Toto zjemnění sítě bylo provedeno ve stromové struktuře v záložce *Continua* → *Volumetric Control* → *New*. Před samotným zjemněním sítě ale bylo zapotřebí vytvořit pomocný objem, ve kterém se poté bude samotná síť zjemňovat. Pomocný objem byl vytvořen ve stromové struktuře v záložce *Tools* → *Volume Shapes* → *New Volume Sphere*, kde bylo zadáno umístění pomocného objemu (koule) vzhledem k souřadnému systému a jeho poloměr. Poté opět ve *Volumetric Control* byl nově vytvořený objem vybrán a bylo zadáno požadované zjemnění sítě (*Polyhedral Mesher*, *Prism Layer Mesher* nebo *Surface Remesher*). Dle vhodnosti byly takto vytvořeny dva nebo tři pomocné objemy.

3.2.6 TVORBA SÍTĚ NA KONKRÉTNÍCH MODELECH

V této kapitole budou uvedeny příklady vysítovaných součástí všech typů použitých klapkek. Jelikož bylo simulováno několik možností otevření pro jeden typ škrticí klapky a všechny simulace vycházejí ze stejného zadání, bude pro názornost zobrazen pouze jeden typ otevření každé škrticí klapky. Konkrétně budou uvedeny škrticí klapky při 50% otevření. Kompletní



přehled zjemňování objemové a povrchové sítě u všech výpočtů, které byly provedeny, jsou zobrazeny v tab. 5-8.

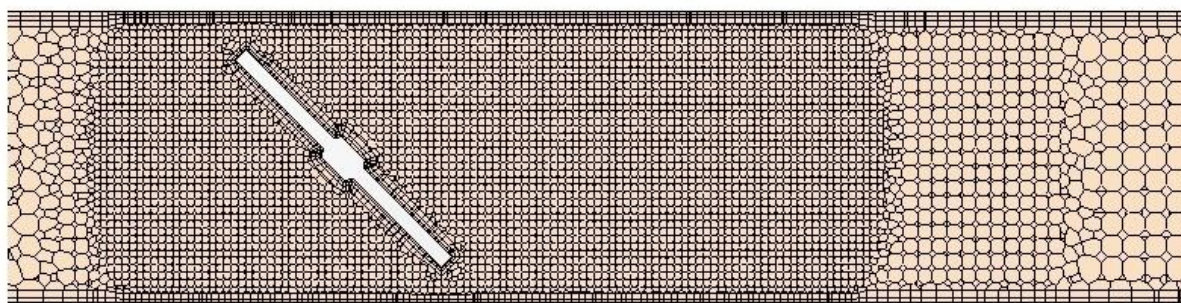
MOTÝLKOVÁ ŠKRTICÍ KLAPKA

U motýlkové škrticí klapky bylo ke zjemnění sítě využito tří pomocných objemů, ve kterých byla objemová, povrchová a prismatická síť zjemňována. Výsledná objemová síť je zobrazena na obr. 37. Pro tento konkrétní typ škrticí klapky byla vygenerována síť o počtu 430 055 buněk.

První zjemnění bylo provedeno pouze na objemové a povrchové síti, které bylo aplikováno na pomocný objem koule o poloměru 100 mm. Velikost objemových a povrchových buněk byla zvolena 3 mm.

Druhé zjemnění bylo provedeno na objemové, povrchové a prismatické síti, které bylo aplikováno na pomocný objem koule o poloměru 70 mm. Velikost objemových a povrchových buněk byla zvolena 2 mm a tloušťka prismatické vrstvy 2 mm. Počet a růst prismatické vrstvy byl zachován.

Poslední zjemnění bylo provedeno na objemové, povrchové a prismatické síti, které bylo aplikováno na pomocný objem koule o poloměru 55 mm. Velikost objemových a povrchových buněk byla zvolena 1 mm a tloušťka prismatické vrstvy 1,5 mm. Počet a růst prismatické vrstvy byl opět zachován.



Obr. 37 Zjemněná objemová síť motýlkové škrticí klapky

PRAVÍTKOVÁ ŠKRTICÍ KLAPKA

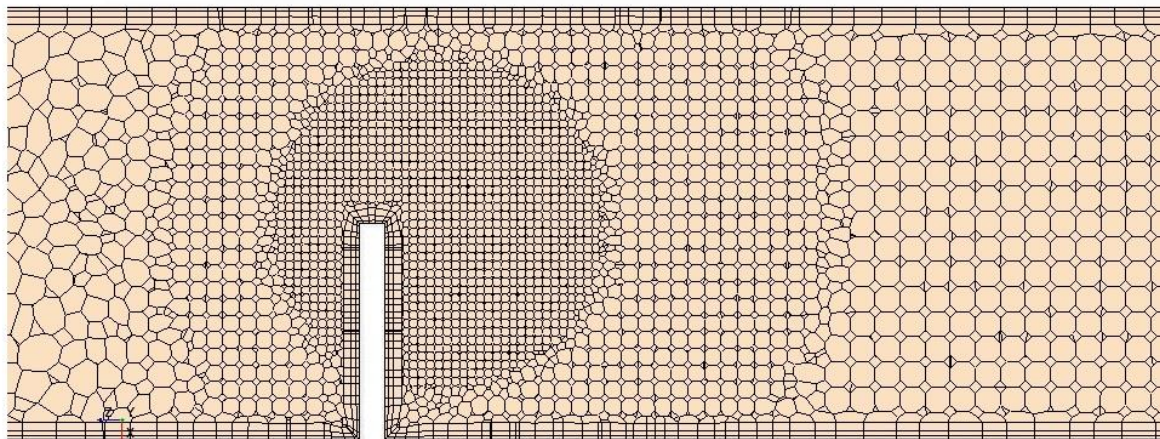
U pravítkové škrticí klapky bylo ke zjemnění sítě využito tří pomocných objemů, ve kterých byla objemová a povrchová síť zjemňována. Výsledná objemová síť je zobrazena na obr. 38. U tohoto typu škrticí klapky byla vygenerována síť o počtu 136 053 buněk.

První zjemnění bylo provedeno na objemové a povrchové síti, které bylo aplikováno na pomocný objem koule o poloměru 80 mm. Velikost povrchových a objemových buněk byla zvolena 3 mm.

Druhé zjemnění bylo provedeno opět pouze na objemové a povrchové síti, které bylo ale aplikováno na pomocný objem koule o poloměru 40 mm. Velikost buněk byla zvolena 2 mm.



Poslední zjemnění bylo provedeno znovu pouze na objemové a povrchové síti a aplikováno bylo na pomocný objem koule o poloměru 20 mm. Velikost buněk byla zvolena 1 mm.



Obr. 38 Zjemněná objemová síť pravítkové škrticí klapky

SOUDEČKOVÁ ŠKRTICÍ KLAPKA

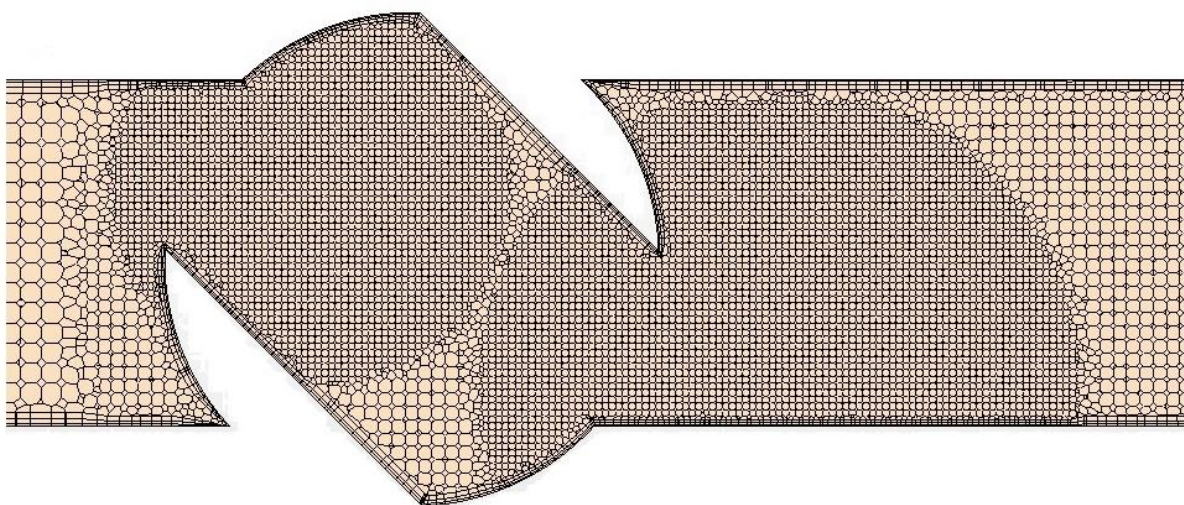
U soudečkové škrticí klapky bylo ke zjemnění sítě využito čtyř pomocných objemů, ve kterých byla objemová, povrchová a prismatická síť zjemňována. Výsledná objemová síť je zobrazena na obr. 39. Pro tento konkrétní typ škrticí klapky byla vygenerována síť o počtu 531 904 buněk.

První zjemnění bylo provedeno pouze na objemové a povrchové síti, které bylo aplikováno na pomocný objem koule o poloměru 150 mm. Velikost objemových a povrchových buněk byla zvolena 3 mm.

Druhé zjemnění bylo provedeno na objemové, povrchové a prismatické síti, které bylo aplikováno na pomocný objem koule o poloměru 100 mm. Velikost objemových a povrchových buněk byla zvolena 2 mm a tloušťka prismatické vrstvy 1,5 mm. Počet a růst prismatické vrstvy byl zachován.

Třetí zjemnění bylo provedeno na objemové, povrchové a prismatické síti, které bylo aplikováno na pomocný objem koule o poloměru 45 mm, která byla umístěna na vstupu do prostoru škrticí klapky. Velikost objemových a povrchových buněk byla zvolena 1 mm a tloušťka prismatické vrstvy 1 mm. Počet a růst prismatické vrstvy byl opět zachován.

Poslední zjemnění bylo provedeno obdobně jako v předchozím případě na objemové, povrchové a prismatické síti, které bylo aplikováno na pomocný objem koule o poloměru 30 mm, která byla umístěna na výstupu z prostoru škrticí klapky. Velikost objemových a povrchových buněk byla zvolena 1 mm a tloušťka prismatické vrstvy 1 mm. Počet a růst prismatické vrstvy byl opět zachován.



Obr. 39 Zjemněná objemová síť soudečkové škrticí klapky

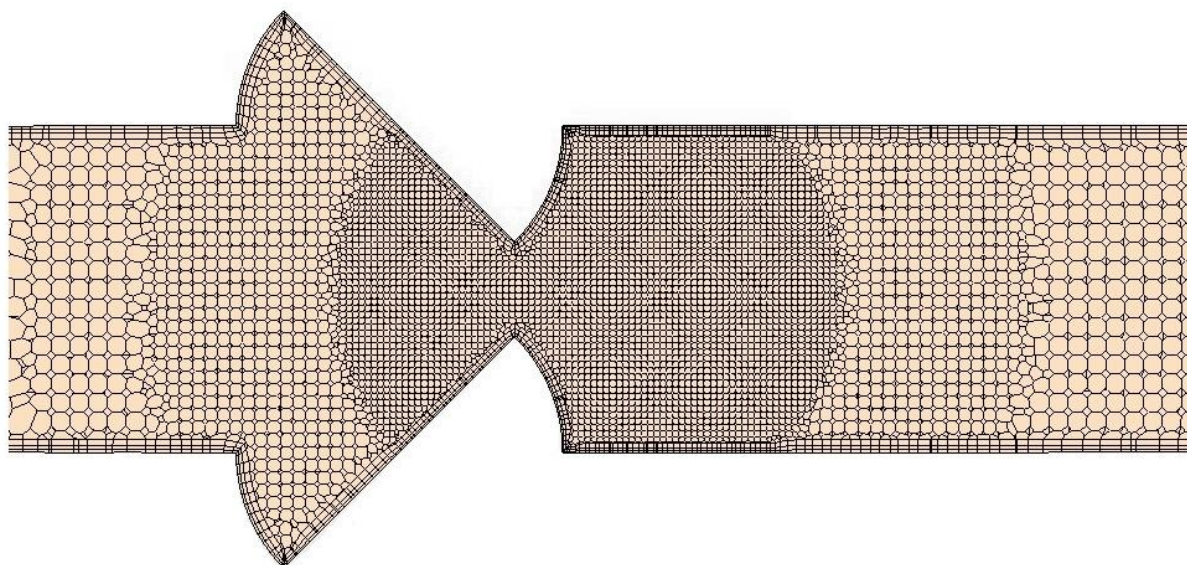
DVOU-SOUDEČKOVÁ ŠKRTICÍ KLAPKA

U dvou-soudečkové škrticí klapky bylo ke zjemnění sítě využito tří pomocných objemů, ve kterých byla objemová, povrchová a prismatická síť zjemňována. Výsledná objemová síť je zobrazena na obr. 40. Pro tento konkrétní typ škrticí klapky byla vygenerována síť o počtu 312 732 buněk.

První zjemnění bylo provedeno pouze na objemové a povrchové síti, které bylo aplikováno na pomocný objem koule o poloměru 120 mm. Velikost objemových a povrchových buněk byla zvolena 3 mm.

Druhé zjemnění bylo provedeno na objemové, povrchové a prismatické síti, které bylo aplikováno na pomocný objem koule o poloměru 70 mm. Velikost objemových a povrchových buněk byla zvolena 2 mm a tloušťka prismatické vrstvy 2 mm. Počet a růst prismatické vrstvy byl zachován.

Poslední zjemnění bylo provedeno na objemové, povrchové a prismatické síti, které bylo aplikováno na pomocný objem koule o poloměru 40 mm. Velikost objemových a povrchových buněk byla zvolena 1 mm a tloušťka prismatické vrstvy 1,5 mm. Počet a růst prismatické vrstvy byl opět zachován.



Obr. 40 Zjemněná objemová síť dvou-soudečkové škrticí klapky

PŘEHLED ZJEMŇOVÁNÍ SÍTĚ U DALŠÍCH TYPŮ ŠKRTCÍCH KLAPEK A JEJICH OTEVŘENÍ

Tab. 5 Síť motýlkové škrticí klapky

Motýlková škrticí klapka					
Otevření [%]	100	75	63,3	50	34,2
Pomocné objemy	3	3	3	3	3
Min. velikost buněk [mm]	1	1	1	1	1
Počet buněk	331385	330037	429461	430055	431640

Tab. 6 Síť pravítkové škrticí klapky

Pravítková škrticí klapka								
Otevření [%]	100	90	75	65	50	20	10	5
Pomocné objemy	0	3	2	3	3	3	3	4
Min. velikost buněk [mm]	5	1	2	1	1	1	1	0,5
Počet buněk	32 636	236140	78449	325121	136053	124847	125988	147865



Tab. 7 Síť soudečkové škrticí klapky

Soudečková škrticí klapka						
Otevření [%]	100	75	50	20	10	5
Pomocné objemy	0	4	4	4	4	4
Min. velikost buněk [mm]	5	1	1	0,5	1	0,5
Počet buněk	32636	392537	531904	414064	210218	194334

Tab. 8 Síť dvou-soudečkové škrticí klapky

Dvou-soudečková škrticí klapka								
Otevření [%]	100	90	75	65	63,9	50	36	20
Pomocné objemy	0	3	3	3	3	3	3	4
Min. velikost buněk [mm]	5	1	1	1	1	1	1	0,5
Počet buněk	32636	415152	329097	422557	422868	312732	349908	606153

3.2.7 DALŠÍ DOPLŇKOVÁ NASTAVENÍ

K vhodnému zobrazení výsledků simulace byly vytvořeny pomocné roviny, které byly poté načteny jako roviny řezu při tvorbě scén. Potřebné roviny řezu byly vytvořeny ve stromové struktuře v záložce *Derived Parts* → *New Part* → *Section* → *Plane*.

K výslednému vyhodnocení výsledků a jejich porovnání bylo vytvořeno několik reportů ve stromové struktuře v záložce *Reports* → *New Report*. Po nastavení samotného reportu byly tyto sledované veličiny také přidány do grafu k lepšímu zobrazení pomocí „*Create monitor and Plot from Report*“, kde se reporty zobrazují v závislosti na počtu iterací. Za sledované reporty byly zvoleny:: hmotností tok (*Mass Flow* zadané na plochu *_Outlet*), vstupní rychlosti (*Surface average* → *Velocity magnitude* zadané na plochu *_Inlet*), výstupní rychlosti (*Surface average* → *Velocity magnitude* zadané na plochu *_Outlet*). Dalším reportem bylo zvoleno kritérium „*Surface Uniformity* → *Velocity*“, které ale nebylo vykreslováno do grafu. Toto kritérium udává rovnoměrnost rozložení proudu rychlosti (viz Následující podkapitola *Index uniformity*) a bylo určováno na rovinách řezu za klapkou ve čtyřech zvolených vzdálenostech (40 mm, 70, mm, 100 mm a 150 mm).

INDEX UNIFORMITY

Index uniformity popisuje rovnoměrnost rozložení skalárního množství zvolené funkce neboli rovnoměrnost rozložení proudu funkce, která je při zadávání zvolena. V tomto případě při volbě reportu indexu uniformity byla jako nejvhodnější funkce zvolena rychlost (*Velocity magnitude*). Index uniformity nabývá hodnot od nuly do jedné, kdy maximální hodnota jedna značí zcela rovnoměrné rozložení proudu. Při použití tohoto kritéria na škrticí klapku, které



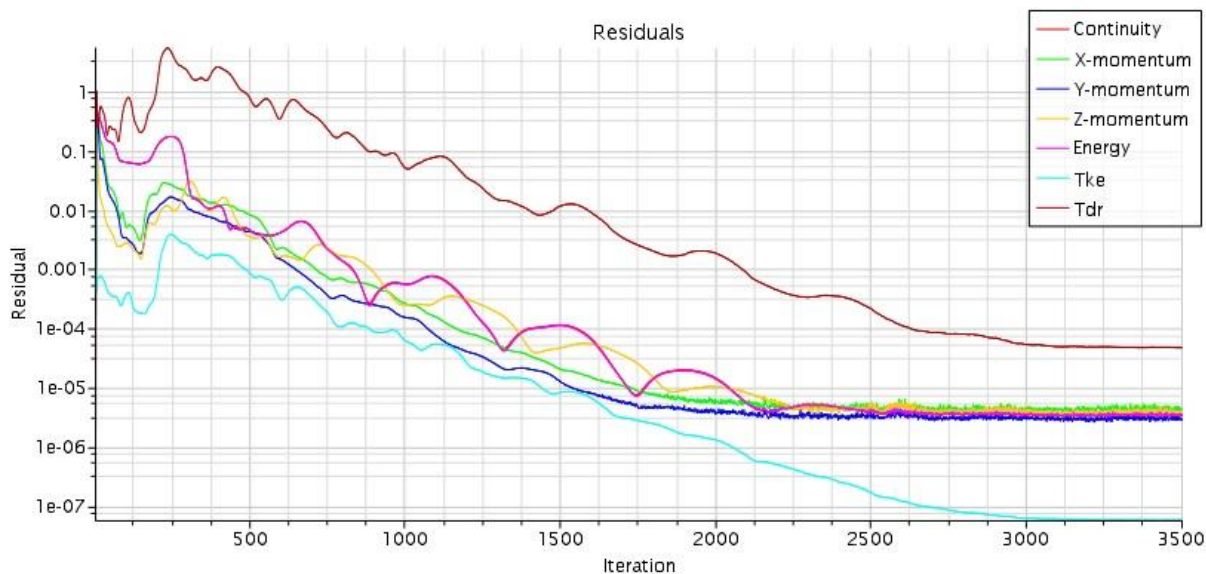
bylo zadáváno na vytvořené roviny za škrticí klapkou, by bylo nejvhodnější, když by se hodnota indexu uniformity co nejvíce blížila 1.

$$\text{Uniformity index of } \phi = 1 - \frac{\sum_f (\phi_f - \bar{\phi}) A_f}{2 |\bar{\phi}| \sum_f A_f} \quad (22)$$

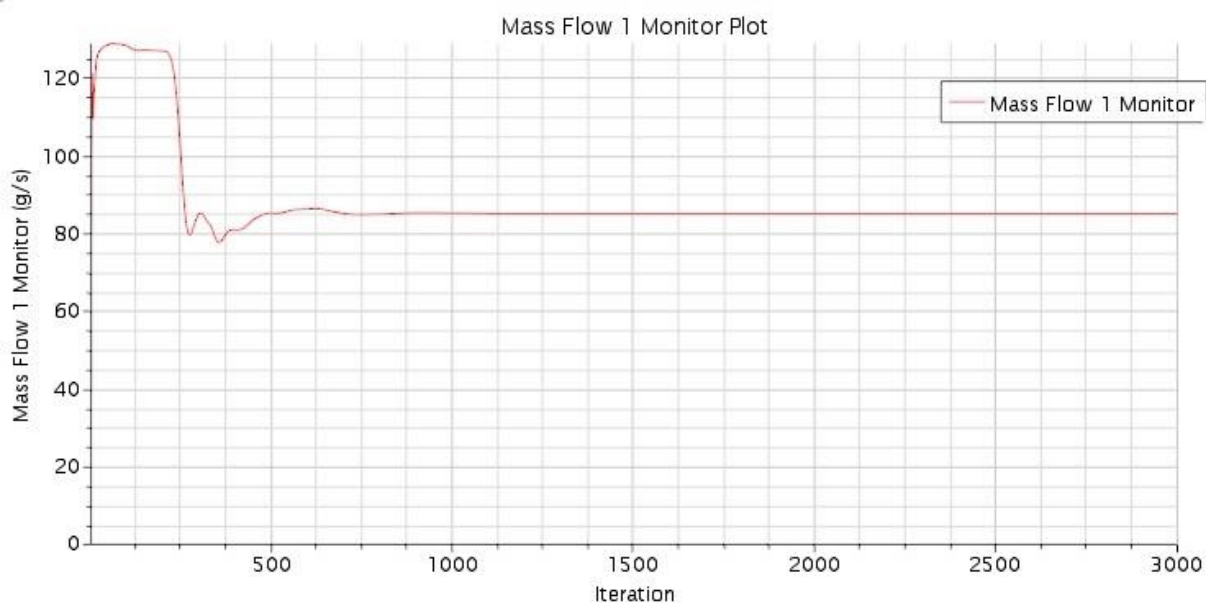
Kde	ϕ	Oblast řešení
	ϕ_f	hodnota jedné buňky
	$\bar{\phi}$	Průměr z celé plochy
	A_f	Plocha buňky v řezu

3.2.8 PODMÍNKY UKONČENÍ VÝPOČTU

Po zahájení výpočtu simulace jsou během jejího průběhu vykreslovány zvolené reporty, které byly přidány do grafu a průběh residuí. Jak průběh reportů, tak i průběh residuí je vykreslován v závislosti na počtu proběhlých iterací. Hodnoty residuí určují přesnost simulace a čím je jejich hodnota nižší, tím více jsou výsledky přesnější a odpovídají realitě. Základní počet iterací byl zvolen na 2 000, byl ale v průběhu simulace nadále upravován. Pro ukončení probíhající simulace bylo nutné ustálení hodnot všech sledovaných kritérií a také průběh residuí. Názorné ustálení průběhu hmotnostního toku je na obr. 42 a ustálení průběhu residuí je na obr. 41. Po dosažení ustálení sledovaných hodnot a průběhu residuí byl výpočet považován za zkonvergovaný a ukončen.



Obr. 41 Průběh residuí v závislosti na počtu iterací



Obr. 42 Průběh hmotnostního toku v závislosti na počtu iterací

3.3 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Jak již bylo zmíněno v kapitole 3.2.7, k vyhodnocení výsledků a vyvození příslušných závěrů bylo využito nastavených reportů před zapnutím samotné simulace. Jako hlavním hodnotícím kritériem byl zvolen hmotnostní tok zadaný na výstupu z kanálu. Dalšími doplňujícími hodnotícími kritérii byly vstupní a výstupní rychlosti a indexy uniformity rychlosti.

3.3.1 POROVNÁNÍ ŠKRTICÍCH KLAPEK PŘI SHODNÉM PROCENTUÁLNÍM OTEVŘENÍ

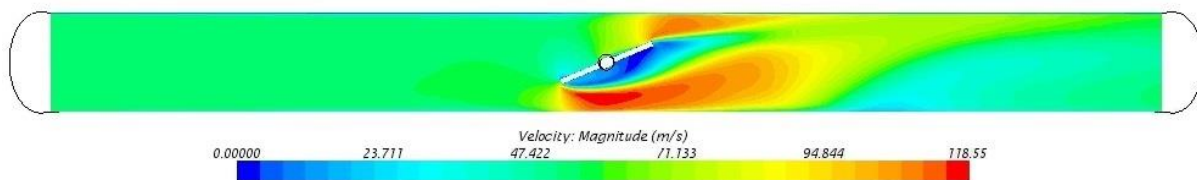
Získané výsledky (reporty) z proběhlých simulací pro jednotlivé typy škrticích klapek byly zapsány do tabulek (tab. 10, tab. 11 a tab. 12). Vzhledem k tomu, že během výpočtů byla zjištěna velká změna proudícího průřezu mezi jednotlivými typy klapek při shodných velikostech otevření v místě, kde dochází ke škrcení, jsou zmíněné tabulky ještě doplněny o sloupec „průřez“, který udává právě velikost proudícího průřezu při škrcení (viz kapitola 3.3.2). Tabulky jsou ještě doplněny i o další typy otevření, které nejsou dopočítány. Jedná se právě o motýlkovou a dvou–soudečkovou škrticí klapku. Zde se právě vyskytl již zmíněný problém s průřezem proudění, kdy velikosti průřezů při otevření škrticí klapky na 5 % a 10 % byly tak malé (jednotky milimetrů), že nebylo možné provést CFD simulaci. U pravitkové a soudečkové škrticí klapky jsou ještě tabulky doplněné i o další typ otevření, a to z důvodu bližšího popisu měnícího se průřezu proudění.



MOTÝLKOVÁ ŠKRTICÍ KLAPKA

Tab. 9 Výsledky simulací motýlkové škrticí klapky

MOTÝLKOVÁ škrticí klapka								
Otevření [%]	Hmot. tok [g/s]	Rychlost in [m/s]	Rychlost out [m/s]	Uniformity rychl. 40	Uniformity rychl. 70	Uniformity rychl. 100	Uniformity rychl. 150	Průřez [mm ²]
100	157,27	79,76	80,78	0,92	0,94	0,94	0,95	1500
75	106,69	53,32	55,72	0,71	0,79	0,87	0,91	976
63,3	72,92	36,06	38,28	0,66	0,72	0,83	0,89	707
50	41,69	20,61	21,74	0,63	0,71	0,79	0,86	434
34,2	17,32	8,54	9,03	0,62	0,73	0,81	0,92	192
20	–	–	–	–	–	–	–	54
10	–	–	–	–	–	–	–	7
5	–	–	–	–	–	–	–	2

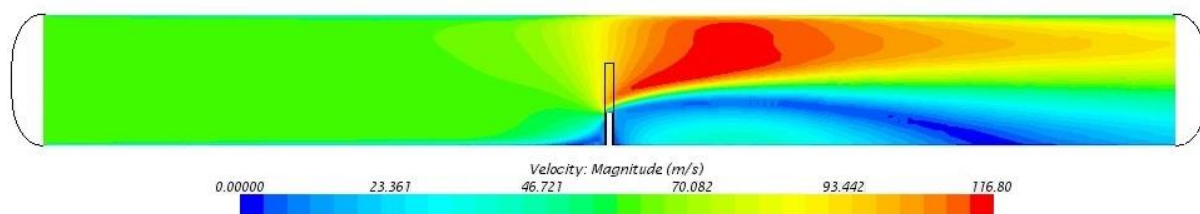


Obr. 43 Průběh rychlosti motýlkovou škrticí klapkou (otevření 75%)

PRAVÍTKOVÁ ŠKRTICÍ KLAPKA

Tab. 10 Výsledky simulací pravítkové škrticí klapky

PRAVÍTKOVÁ škrticí klapka								
Otevření [%]	Hmot. tok [g/s]	Rychlost in [m/s]	Rychlost out [m/s]	Uniformity rychl. 40	Uniformity rychl. 70	Uniformity rychl. 100	Uniformity rychl. 150	Průřez [mm ²]
100	166,13	84,53	85,21	0,95	0,95	0,95	0,94	1737
90	155,22	78,63	79,73	0,85	0,87	0,90	0,92	1529
75	117,96	59,11	60,79	0,71	0,73	0,74	0,78	1217
65	89,04	44,52	46,03	0,61	0,65	0,67	0,69	1010
50	55,63	27,56	32,80	0,53	0,61	0,64	0,66	708
35	–	–	–	–	–	–	–	430
20	13,32	6,62	17,56	0,37	0,47	0,56	0,66	192
10	4,88	2,41	11,27	0,47	0,55	0,62	0,69	69
5	4,35	0,89	5,74	0,53	0,55	0,63	0,69	25

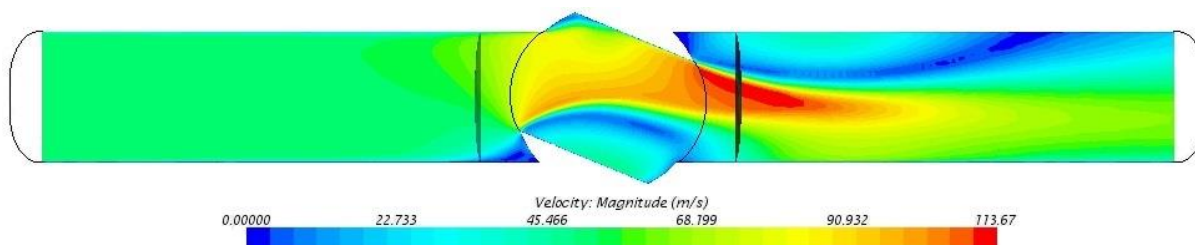


Obr. 44 Průběh rychlosti pravitkovou škrticí klapkou (otevření 75%)

SOUDEČKOVÁ ŠKRTICÍ Klapka

Tab. 11 Výsledky simulací soudečkové škrticí klapky

SOUDEČKOVÁ škrticí klapka								
Otevření [%]	Hmot. tok [g/s]	Rychlost in [m/s]	Rychlost out [m/s]	Uniformity rychl. 40	Uniformity rychl. 70	Uniformity rychl. 100	Uniformity rychl. 150	Průřez [mm ²]
100	166,13	84,53	85,21	0,95	0,95	0,95	0,94	1737
75	101,84	50,78	52,65	0,70	0,73	0,75	0,79	1228
50	37,99	18,84	21,32	0,53	0,58	0,66	0,69	677
35	—	—	—	—	—	—	—	384
20	7,40	3,65	7,62	0,51	0,59	0,67	0,72	154
10	3,12	0,65	6,25	0,65	0,61	0,65	0,71	49
5	0,99	0,03	5,64	0,52	0,52	0,56	0,67	15



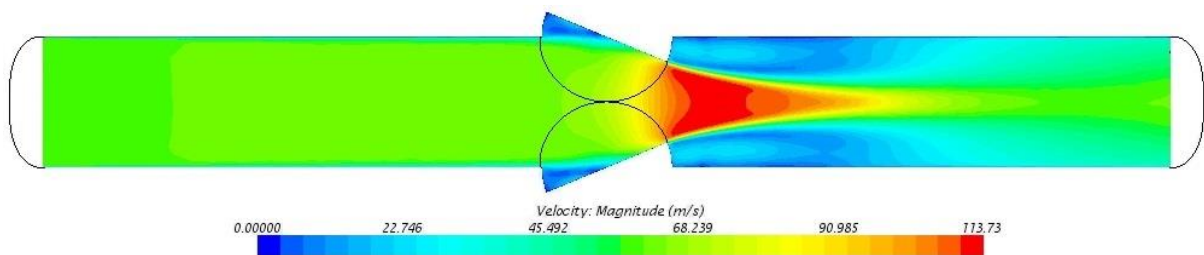
Obr. 45 Průběh rychlosti soudečkovou škrticí klapkou (otevření 75%)



DVOU-SOUDEČKOVÁ ŠKRTICÍ KLAPKA

Tab. 12 Výsledky simulací dvou-soudečkové škrticí klapky

DVOU-SOUDEČKOVÁ škrticí klapka								
Otevření [%]	Hmot. tok [g/s]	Rychlost in [m/s]	Rychlost out [m/s]	Uniformity rychl. 40	Uniformity rychl. 70	Uniformity rychl. 100	Uniformity rychl. 150	Průřez [mm ²]
100	166,13	84,53	85,21	0,95	0,95	0,95	0,94	1737
90	156,41	79,30	80,03	0,86	0,88	0,90	0,92	1425
75	118,86	59,58	61,37	0,70	0,72	0,79	0,88	991
65	85,07	42,23	44,06	0,67	0,67	0,76	0,87	732
63,9	81,43	40,39	42,19	0,66	0,67	0,76	0,88	708
50	43,22	21,39	22,44	0,67	0,68	0,73	0,91	412
36	17,85	8,82	9,30	0,62	0,70	0,73	0,66	192
20	4,29	2,12	5,82	0,60	0,64	0,68	0,72	48
10	–	–	–	–	–	–	–	9
5	–	–	–	–	–	–	–	2

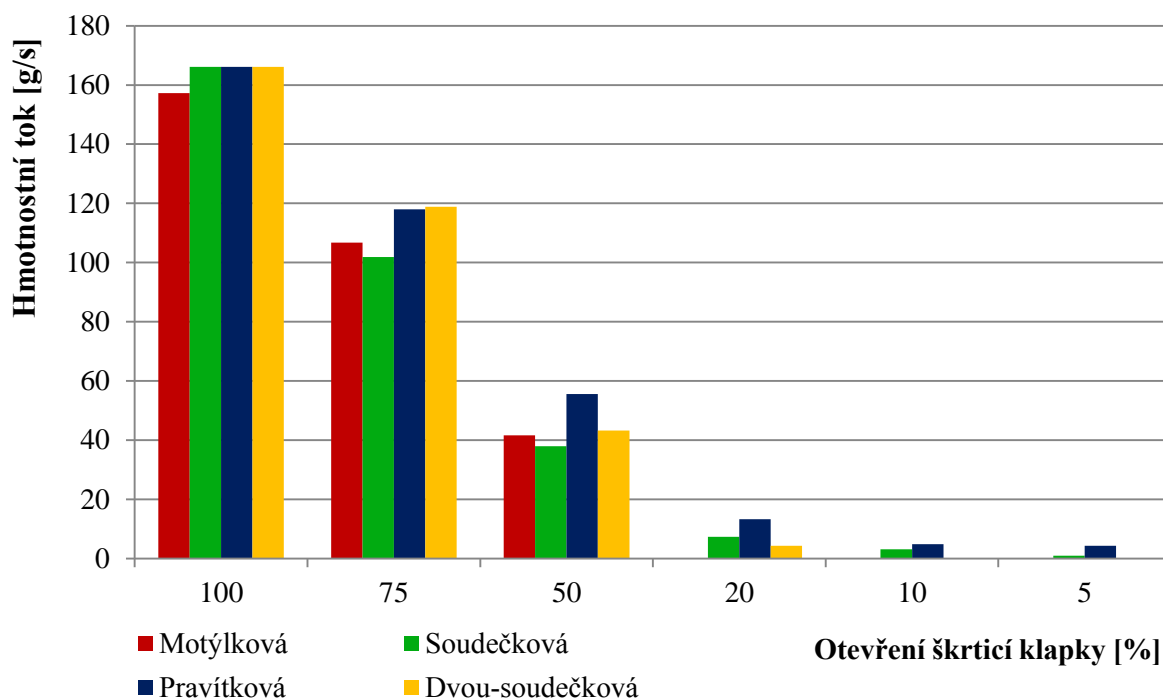


Obr. 46 Průběh rychlosti dvou-soudečkovou škrticí klapkou (otevření 75%)

VYHODNOCENÍ

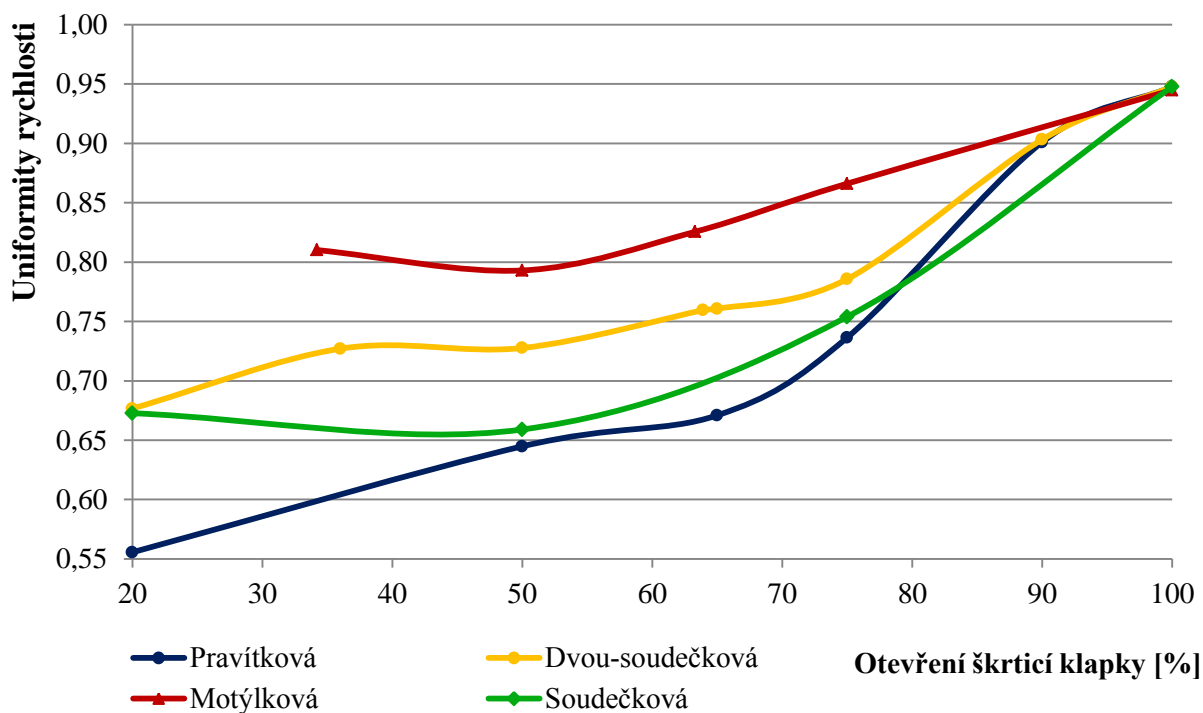
Z vypočtených výsledků, které jsou uvedeny v předchozích tabulkách, nebo z grafického znázornění průběhu proudění škrticími klapkami je vidět již zmíněný problém s odlišně se měnící průřezy proudění u jednotlivých typů škrticích klapek. Tento problém bude blíže popsán v následující kapitole 3.3.2.

Výsledné porovnání hmotnostních toků při stejném procentuálním otevření škrticích klapek je zobrazeno v následujícím grafu 1. Z tohoto grafu je vidět, že nejvyšších hmotnostních toků při 100% otevření škrticí klapky je dosahováno u pravítkové, soudečkové a dvou-soudečkové škrticí klapky a u motýlkové klapky je hmotnostní tok nižší. Nižší hmotnostní tok motýlkové klapky je zapříčiněn tím, že element klapky je i při plném otevření stále ve směru proudu vzduchu a výrazně tedy ovlivňuje hmotnostní tok vzduchu při plném zatížení motoru. Je nutné také přihlédnout k tomu, že sací potrubí bylo idealizováno a ve skutečném případě zejména u pravítkové škrticí klapky vznikají odtrhové hrany v oblasti pohybu elementu pravítka, což by ovlivnilo výsledný hmotnostní tok vzduchu. Při postupném přivírání škrticích klapek je vidět, že hmotnostní tok nabývá maximálních hodnot u pravítkové škrticí klapky, což je ale hlavně zapříčiněno tím, že spolu se soudečkovou škrticí klapkou mají vyšší velikost proudícího průřezu než ostatní typy klapek.



Graf 1 Porovnání hmotnostních toků při stejném otevření klapky

Při porovnání škrticích klapky pomocí kritéria uniformity rychlosti ve vzdálenosti 100 mm za klapkou, které je zobrazeno na grafu 2, je vidět, že nejvyšších hodnot nabývá klapka motýlková spolu s klapkou dvou-soudečkovou. Naopak nejnižší index uniformity má pravítková a soudečková škrticí klapka.



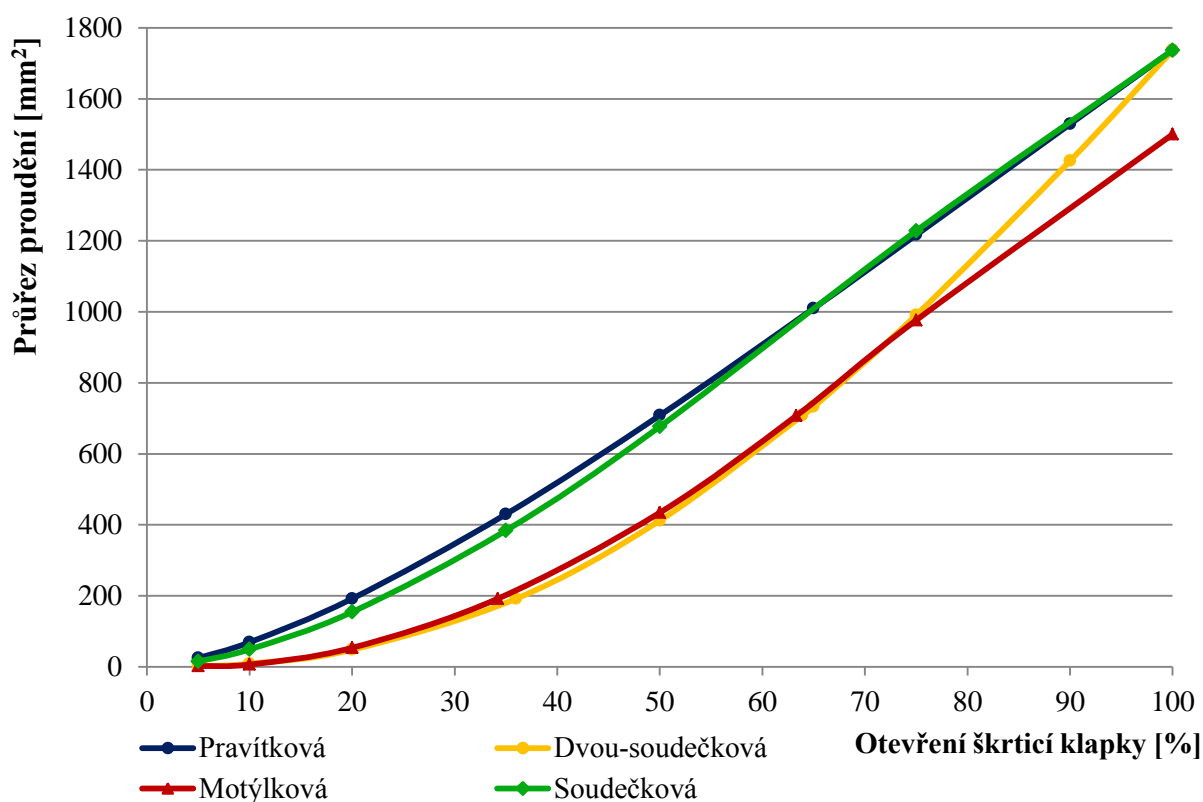
Graf 2 Uniformity rychlosti ve vzdálenosti 100 mm za škrticí klapkou



Dle prvotních vyhodnocení při shodném otevření škrticích klapek lze soudečkovou škrticí klapku vyhodnotit jako nevhodnou. Jak při porovnání hmotnostních toků, tak i vzhledem k indexům uniformity vychází tato škrticí klapka jako nejméně vhodná. Z toho důvodu již se soudečkovou škrticí klapkou nadále nebude počítáno.

3.3.2 Vliv škrce ní jednotlivými klapkami na proudící průřez

V průběhu otevírání jednotlivých typů škrticích klapek se mezi nimi značně liší proudící průřez, při uvážení stejného procentuálního otevření škrticí klapky. Změna průřezů proudění v závislosti na otevírání škrticích klapek je zobrazena na grafu 3. Velikosti průřezů proudění byla určena pomocí vytvořených modelů v programu Creo Parametric 2.0.



Graf 3 Změna průřezu proudění při otevírání škrticích klapek

Při stoprocentním otevření vycházejí všechny typy klapek stejně až na motýlkovou škrticí klapku, jelikož tam je i při jejím plném otevření element klapky stále v průřezu kanálu. Tato skutečnost je největší nevýhodou této klapky. Při postupném přivírání klapky je proudící průřez motýlkové a dvou-soudečkové klapky takřka shodný a to i při malých hodnotách otevření. Průřez proudění pravítkové a soudečkové klapky je také mezi sebou podobný a oproti motýlkové a dvou-soudečkové v průměru o cca 200 mm² vyšší. Z tohoto důvodu při vyhodnocování výsledků v předchozí kapitole vyšla jako nejvhodnější typ pravítková škrticí klapka. U pravítkové a soudečkové klapky je také vidět vyšší nárůst proudícího průřezu již od postupného otevírání škrticích klapek. To je však nevýhodné a při malých otevřeních klapky je spíše vhodnější menší nárůst zvyšujícího se proudícího průřezu (pomalejší otevírání škrticí klapky). Naopak při otevírání klapky na plno je vhodnější rychlejší nárůst proudícího průřezu, jako je tomu u dvou-soudečkové škrticí klapky.



Vzhledem k odlišně měnícím se průřezům při otevírání jednotlivých škrticích klapek byly tedy provedeny ještě další simulace, kde bylo nastavené otevření škrticí klapky dle stejné zvolené plochy proudícího průřezu. Vyhodnocení těchto simulací je uvedeno v následující kapitole 3.3.3.

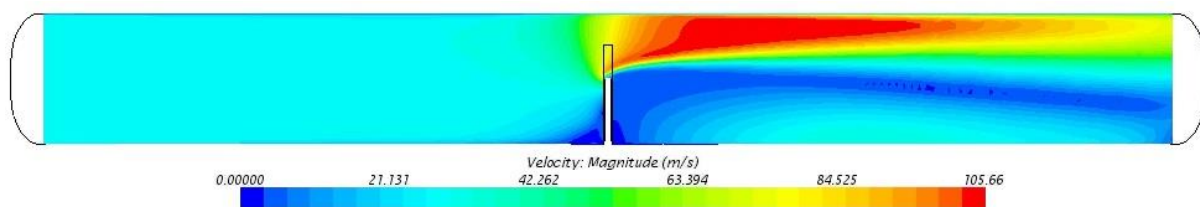
3.3.3 POROVNÁNÍ ŠKRTICÍCH KLAPEK PŘI SHODNÝCH PRŮŘEZECH PROUDĚNÍ

Při volbě velikosti proudícího průřezu bylo vycházeno z pravítkové škrticí klapky. Konkrétně byly zvoleny dva typy otevření (50 % a 20 %) a k nim na základě stejné velikosti proudícího průřezu byly dopočítány otevření motýlkové a dvou-soudečkové škrticí klapky. Získané výsledky, které jsou uvedeny v tab. 13, jsou tedy porovnávány při stejných průřezích proudění a získané reporty tak při porovnání popisují pouze vliv škrticích elementů na proudící vzduch.

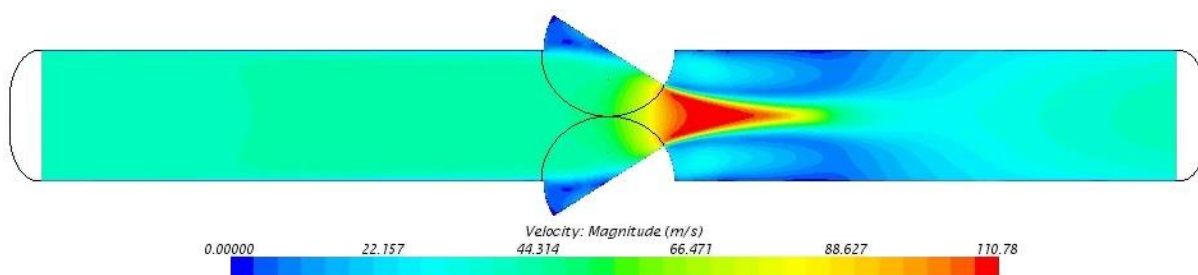
Tab. 13 Škrticí klapky při shodných průřezích proudění

Otevření [%]	Hmot. tok [g/s]	Rychlost in [m/s]	Rychlost out [m/s]	Uniformity rychl. 40	Uniformity rychl. 70	Uniformity rychl. 100	Uniformity rychl. 150	Průřez [mm ²]
PRAVÍTKOVÁ								
50	55,63	27,56	32,80	0,53	0,61	0,64	0,66	708
20	13,32	6,62	17,56	0,37	0,47	0,56	0,66	192
DVOU-SOUDEČKOVÁ								
63,9	81,43	40,39	42,19	0,66	0,67	0,76	0,88	708
36	17,85	8,82	9,30	0,62	0,70	0,73	0,66	192
MOTÝLKOVÁ								
63,3	72,92	36,06	38,28	0,66	0,72	0,83	0,89	708
34,2	17,32	8,54	9,03	0,62	0,73	0,81	0,92	192

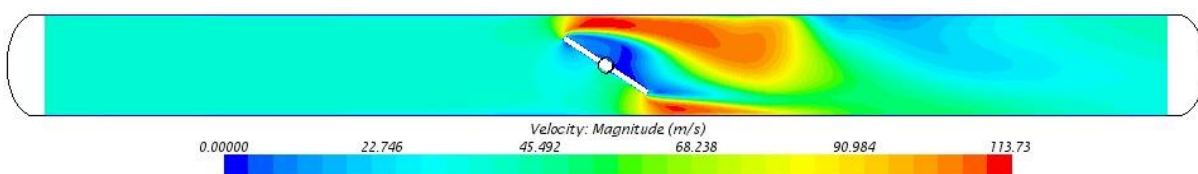
Na obr. 47-49 jsou názorně zobrazeny průběhy rychlostí škrticími klapkami při stejném průřezu proudění 708 mm².



Obr. 47 Průběh rychlosti pravítkovou škrticí klapkou při průřezu proudění 708 mm² (50 %)



Obr. 48 Průběh rychlosti dvou-soudečkovou škrticí klapkou při průřezu proudění 708 mm^2 (63,9 %)



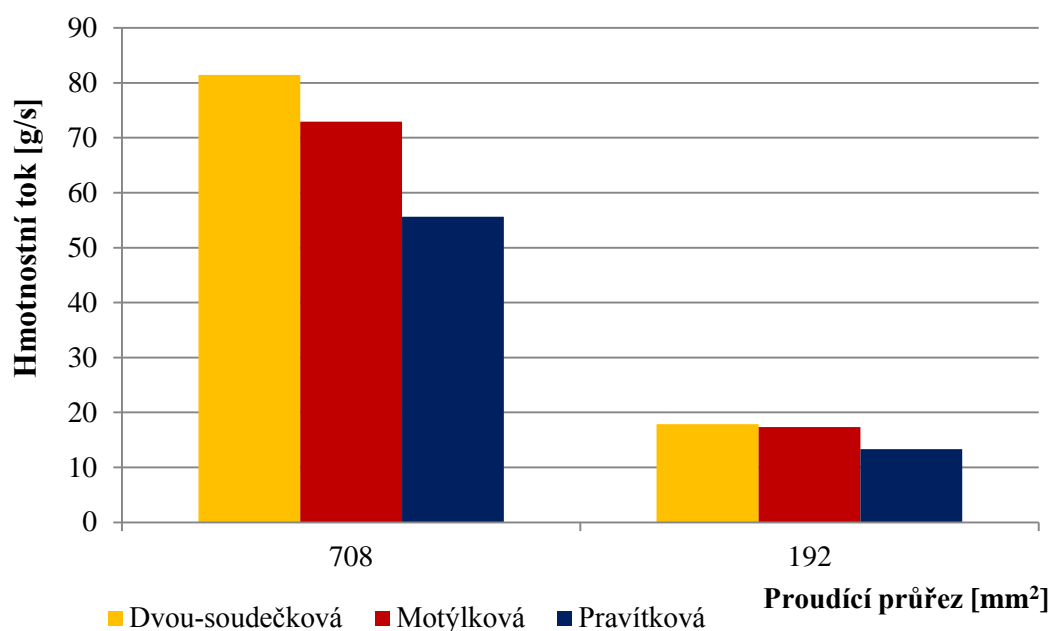
Obr. 49 Průběh rychlosti motýlkovou škrticí klapkou při průřezu proudění 708 mm^2 (63,3 %)

VYHODNOCENÍ

Otevření pravítkové škrticí klapky na 50 % odpovídá proudící průřez 708 mm^2 a otevření 20 % odpovídá průřez 192 mm^2 . Na základě těchto průřezů byly dopočítány jednotlivá otevření škrticích klapek pomocí programu Creo Parametric 2.0.

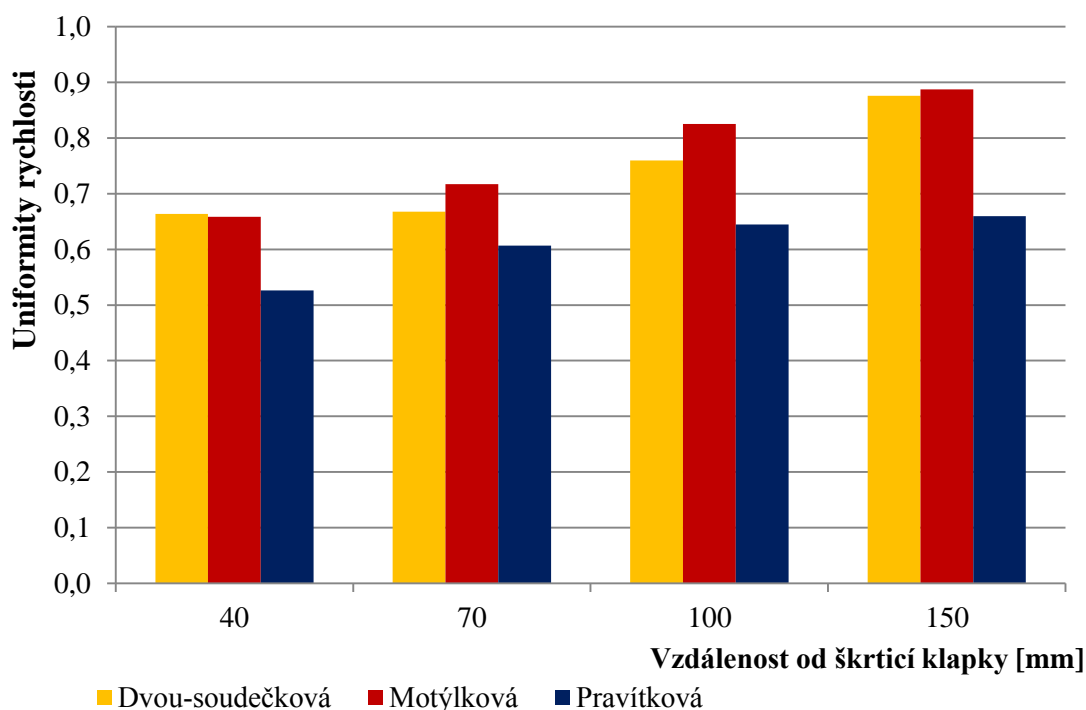
Při porovnání vstupní a výstupní rychlosti z kanálu, jak je uvedeno v tab. 13, je dosahováno nejvyšší změny rychlosti u pravítkové škrticí klapky. Naopak nízké změny rychlosti mezi vstupem a výstupem je dosahováno u motýlkové a dvou-soudečkové škrticí klapky, což vykazují nízké tlakové ztráty oproti pravítkové klapce.

Na grafu 4 je grafické porovnání hmotnostních toků mezi pravítkovou, dvou-soudečkovou a motýlkovou škrticí klapkou. Jestliže uvažujeme stejné proudící průřezy, tak maximálních hodnot nabývá dvou-soudečková škrticí klapka. Naopak nejmenšího hmotnostního toku dosahuje pravítková škrticí klapka. Při malých procentech otevření klapky je rozdíl v hmotnostním toku malý a při zvyšujícím se otevření rozdíl mezi klapkami vzrůstá. Konkrétně při průřezu proudění 708 mm^2 má motýlková klapka o 11 % a pravítková klapka o 32 % menší hmotnostní tok než dvou-soudečková škrticí klapka. Při průřezu proudění 192 mm^2 má motýlková klapka o 3 % a pravítková klapka o 25 % menší hmotnostní tok než dvou-soudečková škrticí klapka.



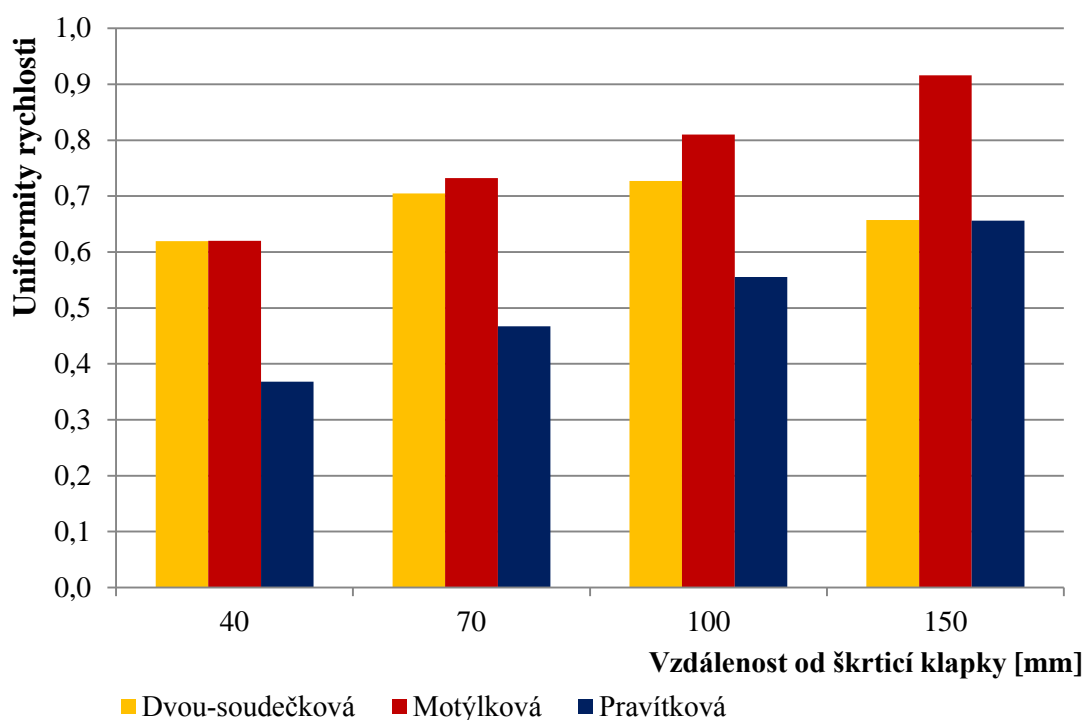
Graf 4 Porovnání hmotnostních toků při shodných průřezech proudění

Na grafu 5 je vidět grafické porovnání uniformity rychlosti, které bylo vyhodnocováno ve čtyřech vzdálenostech za škrticími klapkami při průřezu proudění 708 mm².



Graf 5 Porovnání uniformity rychlosti při průřezu proudění 708 mm²

Na grafu 6 je opět vidět grafické porovnání uniformity rychlosti ve čtyřech vzdálenostech za škrticími klapkami, ale tentokrát při průřezu proudění 182 mm².



Graf 6 Porovnání uniformity rychlosti při průřezu proudění 192 mm²

Z vypočtených výsledků uniformity rychlosti při proudícím průřezu 192 mm² dosahuje nejvyšší hodnoty indexu uniformity motýlková škrticí klapka a naopak nejnižších hodnot dosahuje klapka pravítková. Jestliže porovnáme index uniformity při průřezu proudění 708 mm², tak rozdíl v indexu uniformity mezi pravítkovou a motýlkovou klapkou stále zůstává, ale index uniformity u dvou-soudečkové se již blíží klapce motýlkové. Z výsledků těchto grafů tedy plyne, že za motýlkovou a dvou-soudečkovou klapkou je rovnoměrněji rozložen rychlostní profil než u kapky motýlkové, méně tedy ovlivňují proudící vzduch a dochází k menším tlakovým ztrátám.

3.3.4 ZÁVĚREČNÉ SHRNUÍ

Při závěrečném shrnutí všech dílčích výsledků je nutné přihlídnout k tomu, že všechny simulace byly provedeny na stejném zjednodušeném sacím potrubí a do výsledků se tedy promítl pouze vliv škrticího elementu. Získané výsledky tedy nepopisují vliv změny průřezu a tvaru potrubí, nebo například již zmíněný vznik odtrhových hran od příruby pravítkové škrticí klapky, ke kterým ve skutečných případech dochází. Po shrnutí všech výsledků vychází jako nejvhodnější typ škrticí klapky motýlková a dvou-soudečková. Vzhledem k zadání je ale nejdůležitějším kritériem hmotnostní tok a otevření škrticí klapky při plném zatížení motoru. Při závěrečném vyhodnocení byla tedy s ohledem na minimalizaci škrticích ztrát jako nejvhodnější typ škrticího elementu zvolena dvou-soudečková škrticí klapka.

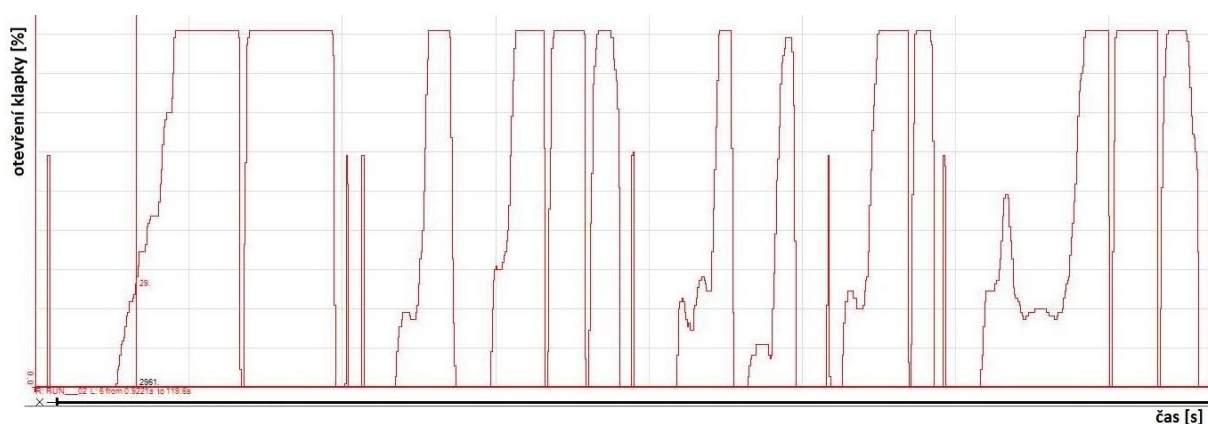


4 SIMULACE NESTACIONÁRNÍHO PRŮTOKU SACÍM TRAKTEM

K bližšímu popisu průběhu proudění během otevírání a zavírání škrticí klapky bylo využito výpočtu nestacionární úlohy proudění. Hlavní vstupní data do průběhu simulace (průběh otevírání a zavírání škrticí klapky) byla zvolena dle reálného měření pohybu škrticí klapky na závodním vozidle, které jelo „ostré“ kolo na závodním Masarykově okruhu v Brně (obr. 50, kde červená barva značí otevření škrticí klapky na 100 % - plné zatížení motoru). Simulace měla být původně provedena s pravítkovou a dvou-soudečkovou škrticí klapkou, aby byly tyto klapky mimo stacionární simulace porovnány také při reálném pohybu, který by simulovala nestacionární úloha. Jelikož je ale v současné době velmi obtížné řešit pohyb dvou válcových ploch, které se po sobě odvalují (k tomuto pohybu dochází u dvou-soudečkové škrticí klapky, kde se po sobě odvalují soudečky, které tvoří škrticí element), byla provedena pouze simulace pravítkové škrticí klapky. Tato simulace tedy blíže popisuje proudění vzduchu kolem škrticí klapky při jejím pohybu.



Obr. 50 Masarykův okruh v Brně



Obr. 51 Průběh otevírání škrticí klapky závodního vozidla na Masarykově okruhu v Brně



4.1 PŘÍPRAVA MODELU K SIMULACI

Příprava modelu k simulaci byla obdobná jako v kapitole 3.2.1. Oproti stacionární úloze ale musel být k modelu kanálu přimodelován prostor, kde se bude následně pravítková škrticí klapka pohybovat.

4.2 NASTAVENÍ CFD SIMULACE

Základní nastavení CFD simulace (fyzikální model a okrajové podmínky) bylo z důvodu porovnatelnosti výsledků obdobné, jako je uvedeno v kapitole 3.2 při simulaci stacionárního průtoku sacím traktem.

Tab. 14 Nastavení okrajových podmínek (nestacionární simulace proudění)

Okrajová podmínka	Zvolená hodnota
Proudící médium	Plyn -Vzduch
Atmosférický tlak	101 325 Pa
Vstupní relativní tlak (<i>_Inlet</i>)	0 Pa
Výstupní relativní tlak (<i>_Outlet</i>)	- 5 000 Pa

Základní nastavení modelů síťování bylo opět obdobné jako v kapitole 3.2.5. Změna byla provedena pouze u modelu objemové sítě, kde byl zvolen model síťování „Trimmed mesher“, který vytváří hexahedrální síť. Při simulaci nestacionární úlohy (konkrétně pohybu pravítkové škrticí klapky) bylo ale zapotřebí vytvořit tzv. „síť na pozadí“ (*Background mesh*) a „pohyblivou síť“ (*Overset mesh*). Síť na pozadí byla tedy vytvořena po celém kanálu a navíc ještě v prostoru, kde se bude v průběhu simulace pohybovat pravítková klapka. Pohyblivá síť byla poté vytvořena kolem elementu pravítkové klapky. Při pohybu mezi pravítkovou klapkou a kanálem musí být splněna podmínka minimálně čtyř překrývajících se buněk, aby docházelo ke správně výměně informací mezi pohyblivou sítí a sítí na pozadí. Další podmínkou pro překrývajících se buňky je k jejich správné funkci stejná velikost.

Tab. 15 Nastavení modelů síťování (nestacionární simulace proudění)

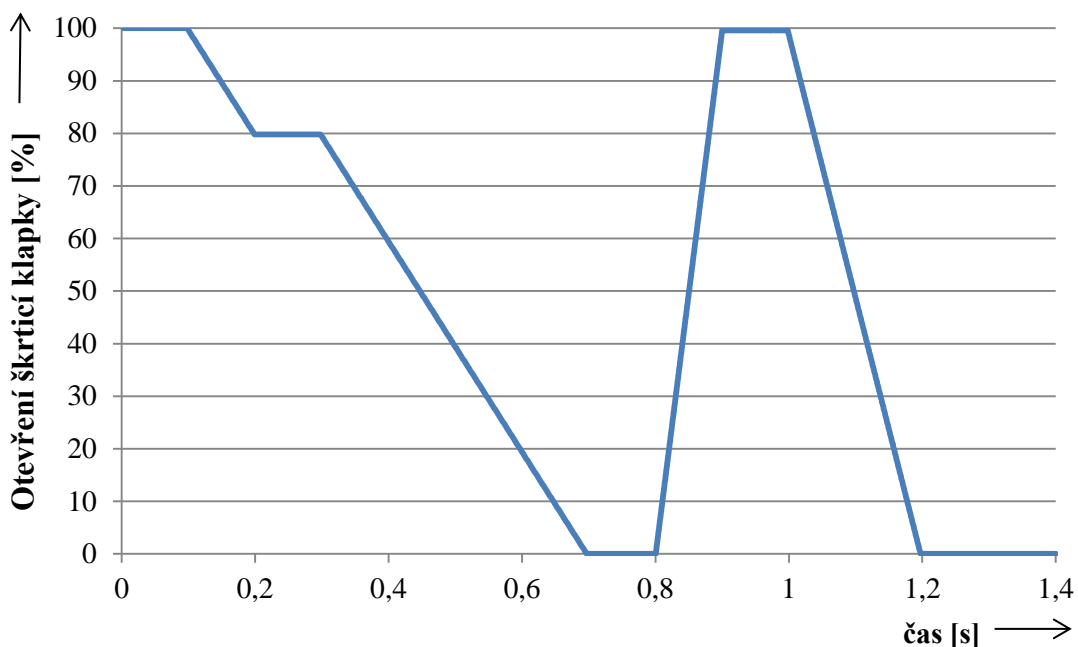
Typ sítě	Zvolený model
Surface Mesh	Surface Remesher
Volume Mesh	Trimmed Mesher
Optional Models	Prism Layer Mesher

4.3 VSTUPNÍ DATA

Vstupními hodnotami do simulace byla reálně naměřená data na závodním vozidle. Jak již bylo uvedeno v úvodu této kapitoly, naměřená data vycházejí z reálného měření, které je uvedeno na obr. 51. Z těchto dat byl vybrán charakteristický úsek pohybu škrticí klapky při



nájezdu do zatáčky a následnou část jízdy při akceleraci na plné zatížení motoru včetně přecházení rychlostního stupně. Celkový průběh byl ale zkrácen v úsecích při plném a nulovém zatížení, z důvodu zjednodušení náročnosti výpočtu. Konkrétní použitá data natočení škrticí klapky v závislosti na čase jsou uvedeny na grafu 7.



Graf 7 Průběh otevírání škrticí klapky vstupující do CFD simulace

Celková simulace pohybu škrticí klapky trvá v reálném čase 1,4 s a její detailní průběh je zobrazen v následující tab. 16.

Tab. 16 Průběh otevírání škrticí klapky vstupující do CFD simulace

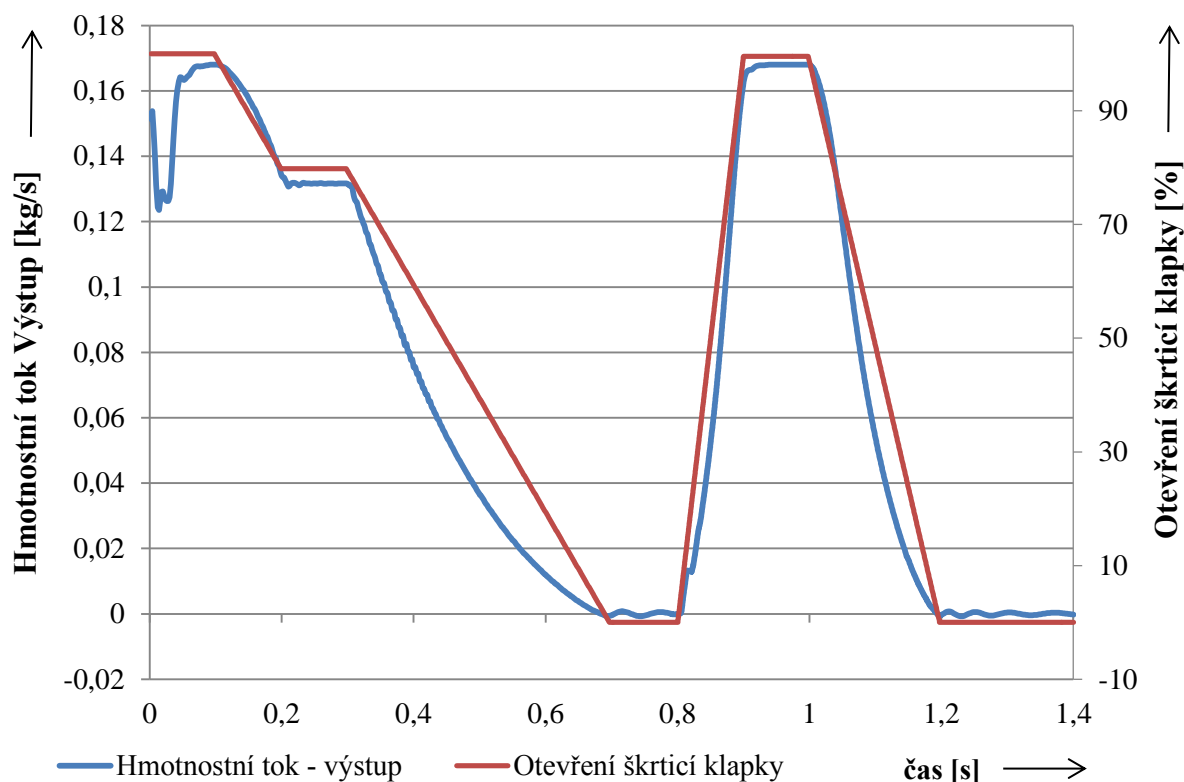
Doba trvání [s]	Otevření škrticí klapky [%]	Rychlost pohybu [m/s]
0,1	100	0
0,1	Přivírání na → 80	-0,104
0,1	80	0
0,4	Přivírání na → 0	-0,104
0,1	0	0
0,1	Otevírání na →100	0,52
0,1	100	0
0,2	Přivírání na →0	-0,26
0,2	0	0



4.4 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

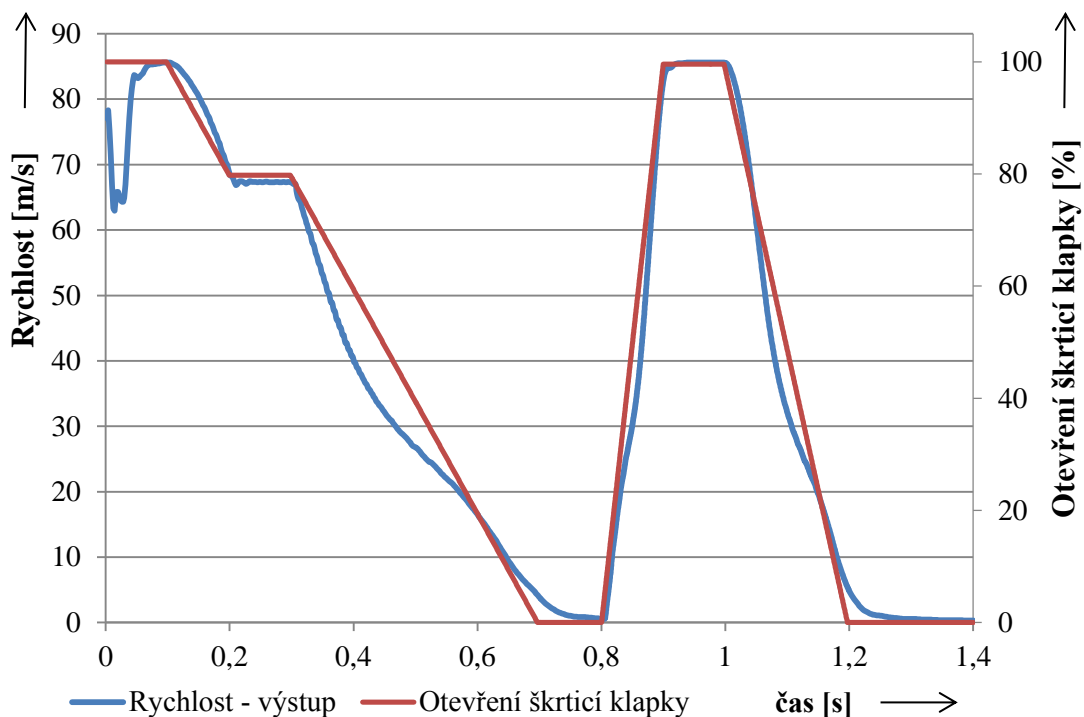
Na počátku všech sledovaných reportů docházelo k ustalování hodnot proudění při otevření škrticí klapky na 100 %. Z tohoto důvodu bude na následujících grafech vidět propad nebo odchylka počátečních hodnot až do doby cca 0,05 s. Tyto počáteční hodnoty tedy nebudou vyhodnocovány.

Hlavním sledovaným kritériem byl hmotnostní tok na výstupu za škrticí klapkou. V grafu 8 je zobrazeno porovnání hmotnostního toku a průběhu otevírání škrticí klapky. Při porovnání hmotnostního toku společně s pohybem škrticí klapky je vidět vznikající odchylka, když nastává rychlý pohyb při otevírání a zavírání škrticí klapky. Při těchto rychlých pohybech dochází k poklesu hmotnostního toku vlivem vzniku víření za škrticí klapkou způsobeným rychlým pohybem škrticí klapky, který lze odhalit až při nestacionární simulaci (pohyb škrticí klapky v průběhu simulace).



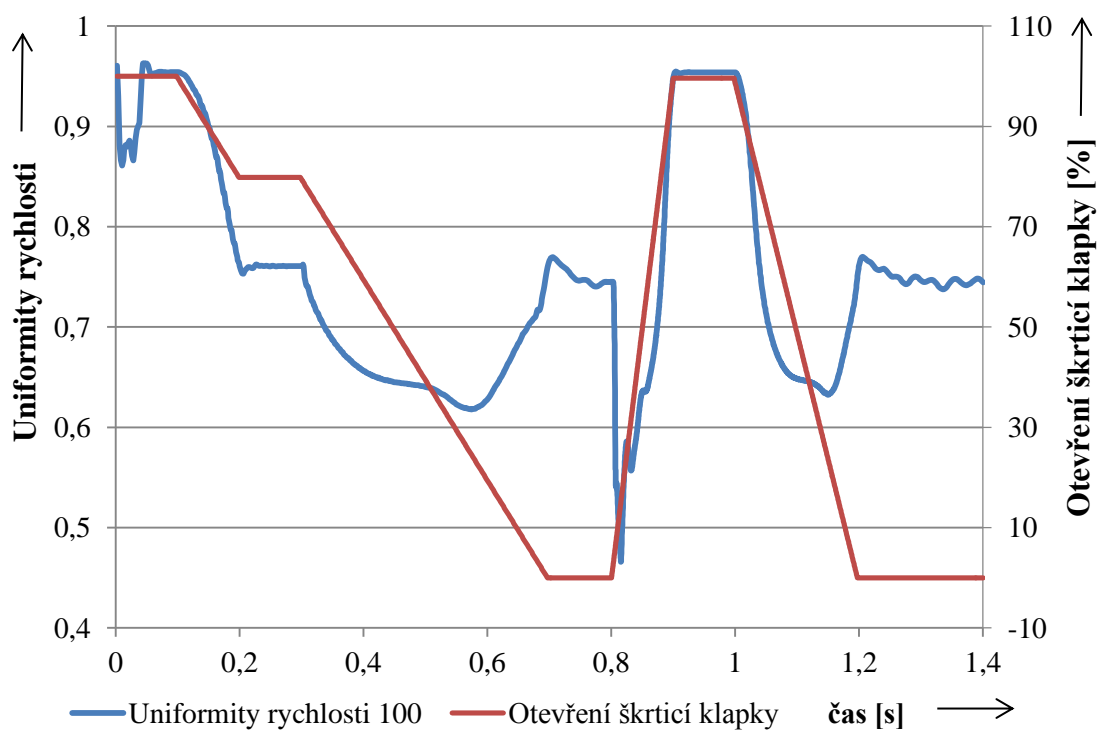
Graf 8 Hmotnostní tok - výstup

Obdobně je tomu i u rychlosti na výstupu za škrticí klapkou (graf 9), kde je opět vidět odchylka rychlosti při rychlém otevírání a zavírání škrticí klapky.



Graf 9 Rychlost proudění - výstup

Dalším sledovaným reportem v průběhu simulace bylo uniformity rychlosti ve čtyřech odlišných vzdálenostech za škrťací klapkou. Na grafu 10 je pro názornost zobrazen report uniformity rychlosti ve vzdálenosti 100 mm za škrťací klapkou.

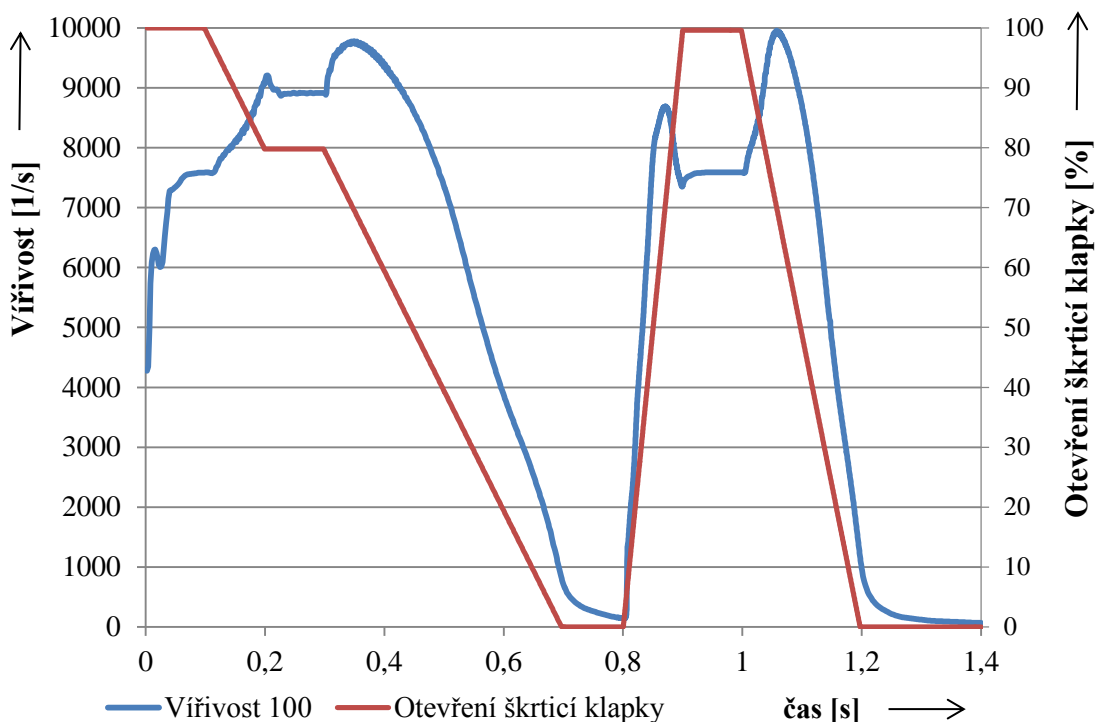


Graf 10 Uniformity rychlosti ve vzdálenosti 100 mm za škrťací klapkou



Na zobrazeném grafu uniformity rychlosti je vidět snižující se hodnota indexu uniformity v průběhu přivírání škrtecí klapky a naopak při otevírání škrtecí klapky hodnota indexu roste. Při úplném uzavření škrtecí klapky by se měla hodnota indexu uniformity blížit 1. Avšak na uvedeném grafu tomu tak není a hodnota indexu se při plném uzavření klapky přibližuje maximálně hodnotě 0,8. To je způsobeno definicí indexu uniformity, jak je uvedeno v kapitole 3.2.7 (popisuje rovnoměrnost rozložení proudu funkce), kdy i při plném uzavření škrtecí klapky dochází k malému pohybu vzduchu za škrtecí klapkou, což se ve výsledku projeví snížením indexu uniformity.

Na grafu 11 je zobrazena vířivost ve vzdálenosti 100 mm za škrtecí klapkou. Z tohoto grafu lze asi nejlépe odečíst vliv pohybu škrtecí klapky při nestacionární simulaci proudění na škrtený proud vzduchu. Jestliže zanedbáme počátek simulace, kdy docházelo k ustalování proudu vzduchu, tak je zde velmi dobře vidět nárůst vířivosti při zastavování a následném rozpohybování škrtecí klapky. Vířivost se poté opět snižuje při delším konstantním pohybu škrtecí klapky.



Graf 11 Vířivost ve vzdálenosti 100 mm za škrtecí klapkou

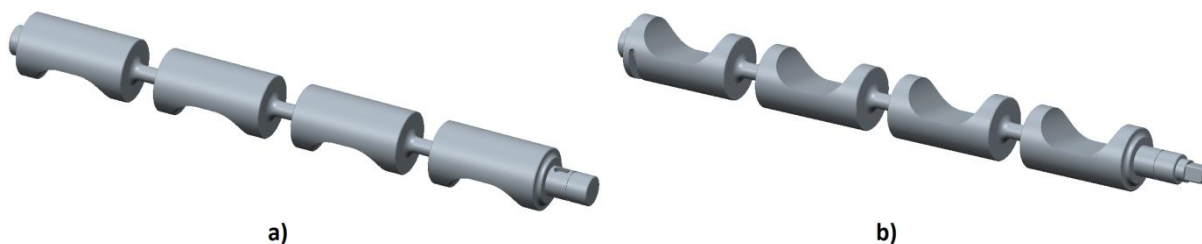


5 MODEL ŠKRTICÍ KLAPKY

Na základě získaných výsledků a jejich vyhodnocení, byl proveden konstrukční návrh dvou-soudečkové škrticí klapky.

5.1 MODEL SOUDEČKOVÝCH KLAPEK

Koncept konstrukce horní a spodní soudečkové klapky je takřka shodný a rozdíl je pouze v tom, že spodní klapka slouží i jako vývodní hřídel, pomocí kterého jsou klapky ovládány. Spodní klapka je také navíc doplněna o vysoustružený otvor, který slouží jako koncový doraz.



Obr. 52 Škrticí klapka: a) horní klapka, b) spodní klapka

5.2 OVLÁDÁNÍ ŠKRTICÍCH KLAPEK

5.2.1 VOLBA TYPU KONSTRUKCE OVLÁDÁNÍ ŠKRTICÍCH KLAPEK

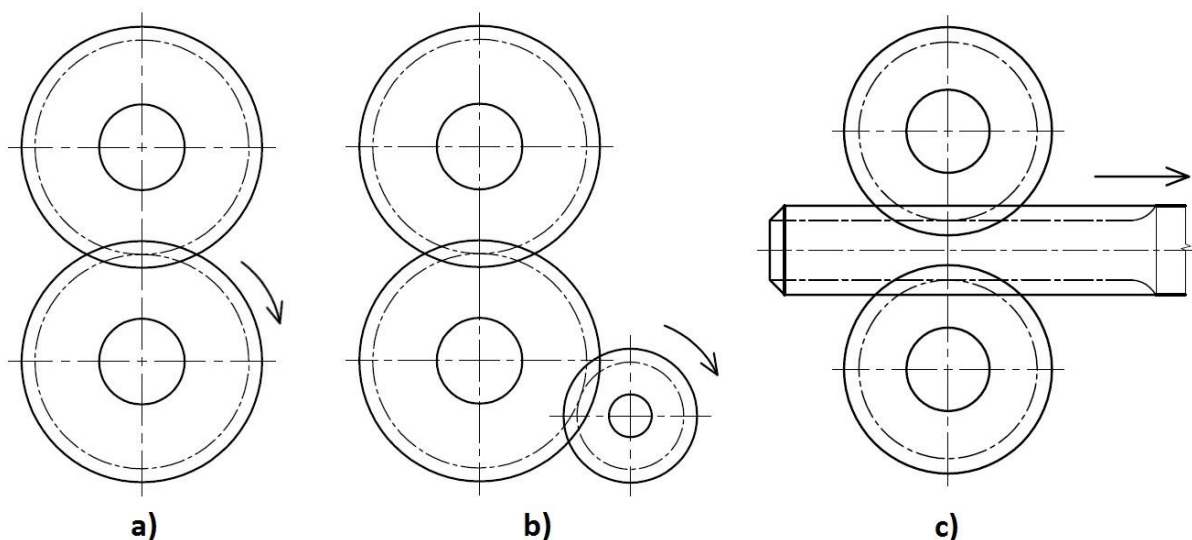
Při návrhu ovládání škrticích klapek byly navrženy tři možné typy konstrukce, které jsou uvedeny na obr. 53. Varianta a) vychází z koncepce, kdy na koncích soudečkových klapek jsou nasazena do sebe zapadající dvě ozubená kola. Spodní ozubené kolo je hnací a pohání horní ozubené kolo. Tato koncepce je velmi jednoduchá, dochází k pohonu přímo jednoho ze soudečků škrticí klapky. Nevýhodou tohoto řešení je velikost ozubených kol, která musejí mít stejný průměr roztečné kružnice jako je průměr obou soudečků škrticí klapky.

Druhou možností je varianta b), kdy je konstrukce podobná jako v předchozím případě. Hnací kolem však není přímo jedno nasazené ozubené kolo na soudečkové škrticí klapce, ale je vloženo třetí hnací malé ozubené kolo. Vložené ozubené kolo vytváří převod do pomala, a tím dochází k jemnějšímu ovládní pohybu škrticí klapky. Vlastnosti této konstrukce jsou shodné jako v předchozím případě a jedinou odlišností je tedy možnost dosáhnout jemnějšího chodu.

Třetí možností konstrukce ovládání škrticích klapek je pohon ozubených kol pomocí ozubeného hřebene, který je označen jako varianta c). V tomto případě jsou opět na koncích obou soudečkových klapek nasazena ozubená kola, avšak pohon těchto kol je zajišťován hřebenem s oboustranným ozubením. V této variantě je oproti předchozím případům převáděn translační pohyb na rotační. Výhodou této konstrukce je tedy možnost použití menších nasazených ozubených kol na soudečkové klapky a především již zmíněný hřeben, který lze napojit přímo na hnací táhlo a není tedy zapotřebí řešit převod translačního pohybu na rotační.



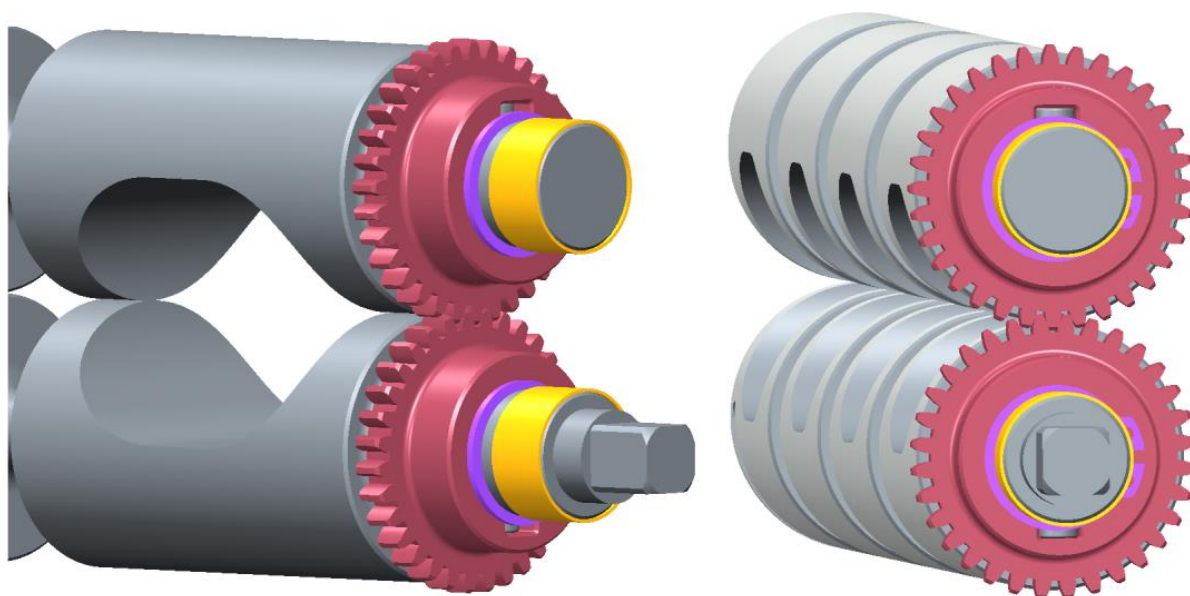
Nevýhodou této koncepce je pak náročnější konstrukce a hlavně nutnost většího zástavbového prostoru.



Obr. 53 Konstrukční řešení ovládní škrticích klapek: a) ozubenými koly, b) vloženým ozubeným kolem, c) hřebenem

Na základě uvedených výhod a nevýhod jednotlivých variant řešení, byla ke konstrukci zvolena varianta a).

5.2.2 MODEL OVLÁDÁNÍ ŠKRTICÍCH KLAPEK



Obr. 54 Ovládní horní a spodní soudečkové škrticích klapky

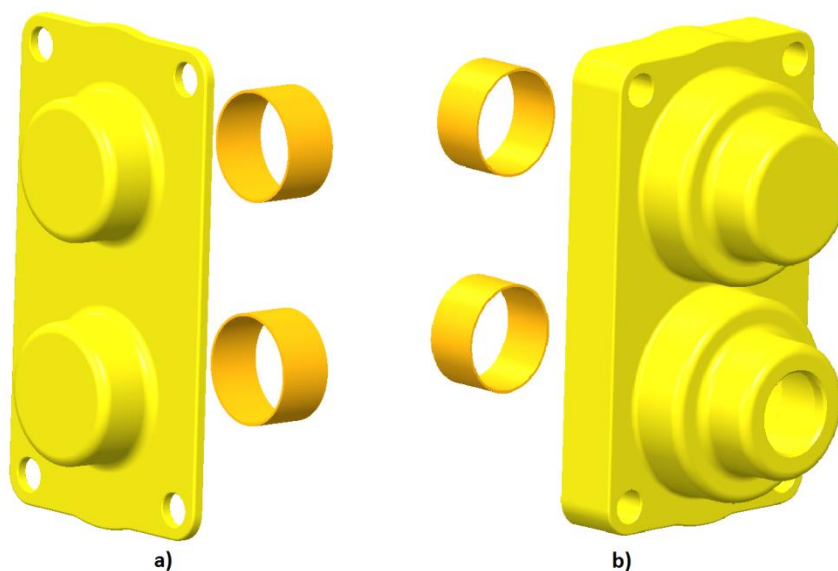
Ovládní spodní vývodové hřídele (hlavní ovládní pohyb soudečkových škrticích klapek) zajišťuje ovládní prvek (obr. 55), který je nasazen na čtyřhran vývodového hřídele.



Obr. 55 Ovládací prvek pohybu škrticích klapek

5.3 MODEL SKŘÍNĚ ŠKRTICÍ KLAPKY

Obě soudečkové škrticí klapky jsou uloženy na kluzných samomazných ložiskách, které jsou uloženy v levém a pravém postranním víku (obr. 56).



Obr. 56 Postranní víka včetně kluzných samomazných ložisek: a) levé víko, b) pravé víko

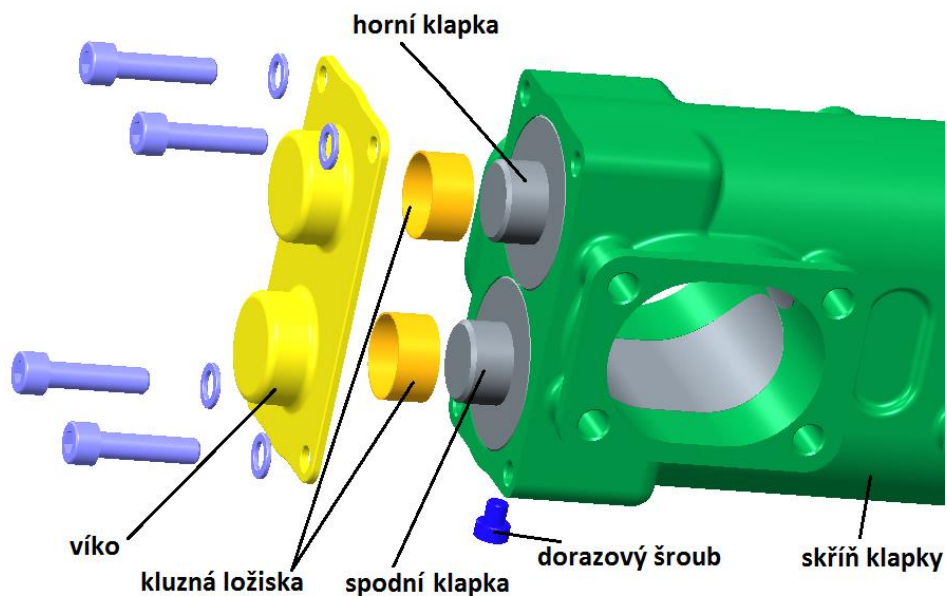
Samotná těla škrticích klapek jsou poté volně uložena ve skříně zobrazené na obr. 57.



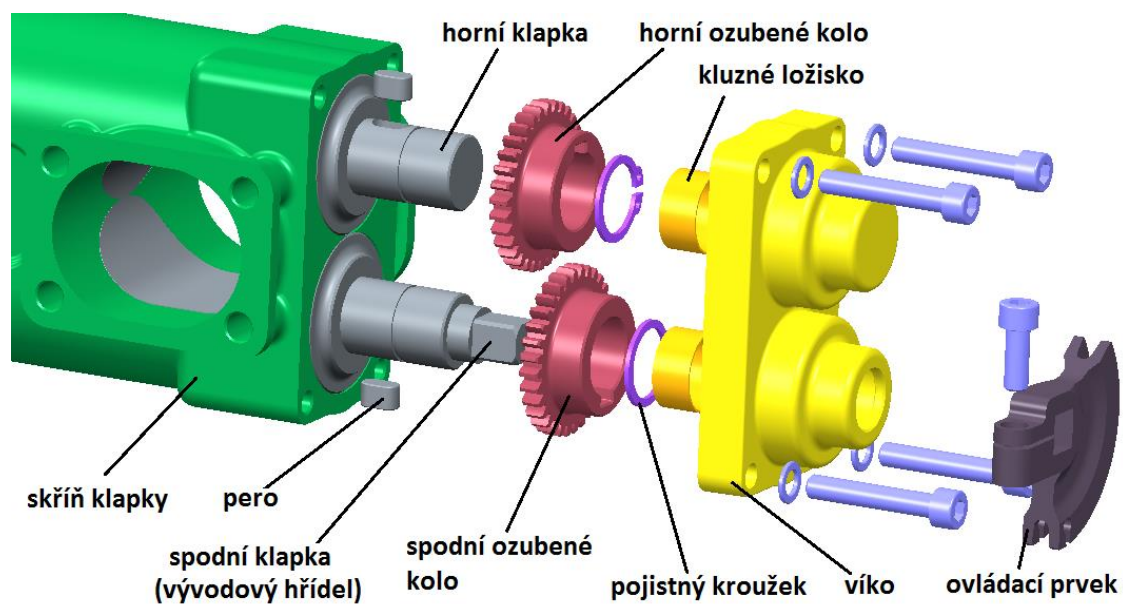
Obr. 57 Model skříně škrticí klapky



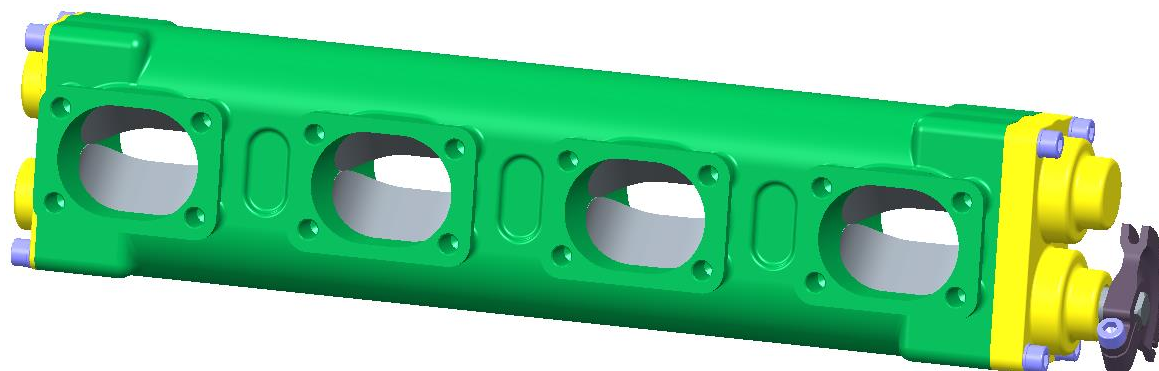
5.4 CELKOVÁ SESTAVA MODELU ŠKRTICÍ KLAPKY



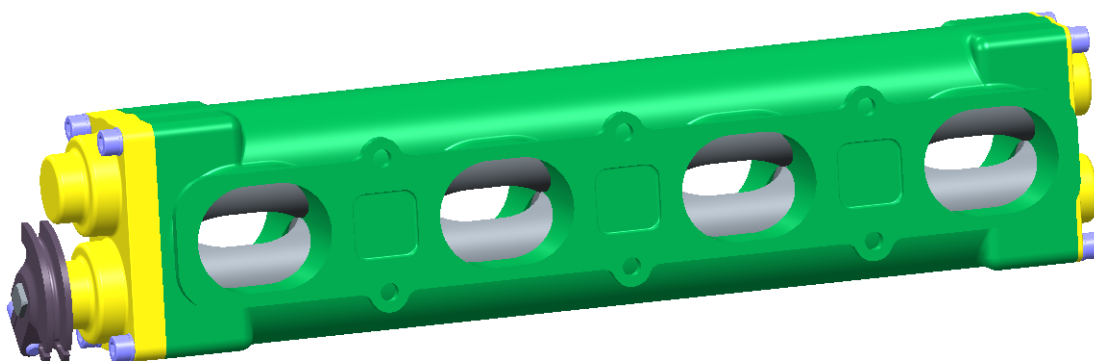
Obr. 58 Levá strana sestavy škrticí klapky – rozložený pohled



Obr. 59 Pravá strana sestavy škrticí klapky – rozložený pohled



Obr. 60 Sestava škrticí klapky (přední pohled – upevnění k sání motoru)



Obr. 61 Sestava škrticí klapky (zadní pohled – upevnění k hlavě motoru)



ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo provést konstrukční návrh škrticího elementu sacího potrubí zážehového motoru s ohledem na minimalizaci škrticích ztrát při plném zatížení motoru. Při výběru nejvhodnějšího typu škrticího elementu bylo vycházeno z již používaných škrticích klapek. Konkrétně se jednalo o motýlkovou, pravítkovou, soudečkovou a dvou-soudečkovou škrticí klapku. Ke zjištění nejvhodnějšího konstrukčního řešení škrticí klapky bylo využito stacionárních CFD simulací. Nad rámec zadání byla navíc také provedena i nestacionární CFD simulace s pravítkovou škrticí klapkou.

Hlavní a rozhodující otevření škrticí klapky je dle zadání otevření při plném zatížení motoru. Z toho vyplývá, že jako nejvhodnější řešení bude vycházet ta škrticí klapka, která při svém 100% otevření nebude nikterak překážet proudícímu vzduchu. Jako nevhodnější řešení by tedy měla být škrticí klapky pravítková, soudečková nebo dvou-soudečková. Avšak závodní vozidla při jízdě na závodním okruhu využívají z velké části také částečných zatížení motoru, (např. při průjezdech zatáčkami), byla do výpočtů také zahrnuta motýlková škrticí klapka, kterou je vybavena většina sériových vozidel.

Před začátkem samotných CFD simulací bylo zapotřebí provést konstrukční návrh zjednodušeného sacího potrubí, který svým průřezem bude odpovídat otvorům sání do hlavy závodního motoru. Do tohoto zjednodušeného sacího potrubí byly namodelovány jednotlivé typy škrticích klapek a následně byly CFD simulace provedeny pro několik typů otevření škrticích klapek.

V průběhu výpočtů se vyskytl problém se simulací malých stupňů otevření soudečkové a dvou-soudečkové škrticí klapky. Jestliže bylo nastaveno otevření těchto klapek např. na 5 %, simulace nemohla proběhnout, jelikož proudící průřez byl velmi malý (jednotky milimetru) a simulace vykazovala chybu. Následně na základě zjištění výrazně měnících se proudících průřezů mezi jednotlivými typy klapek při stejném procentuálním otevření, byly škrticí klapky porovnávány při shodných proudících průřezech. Jako výchozí koncept byla zvolena pravítková škrticí klapka a dle jejího proudícího průřezu byly dopočítány odpovídající procentuální otevření ostatních klapek.

Hlavním rozhodujícím kritériem při vyhodnocování výsledků simulací byl zvolen hmotnostní tok na výstupu za škrticí klapkou. Z výsledků simulací, které byly provedeny na základě stejného procentuálního otevření, vyšla jako nejvhodnější varianta pravítková škrticí klapka. Jestliže byly ale škrticí klapky porovnány na základě stejného proudícího průřezu, tak jako nejvhodnější varianta vyšla dvou-soudečková škrticí klapka. V průběhu simulací byly sledovány i další hodnotící kritéria jako je změna rychlosti na vstupu a výstupu ze zkušebního kanálu a index uniformity ve čtyřech vzdálenostech za škrticí klapkou.

Při rychlém otevírání a zavírání škrticí klapky dochází vlivem jejího pohybu ke vzniku víření za škrticí klapkou a toto víření má výrazný vliv na hmotnostní tok nasávaného vzduchu. Tento jev ale nelze zjistit pomocí již zmíněné stacionární CFD simulace, ale musí být využito výpočetně mnohem náročnější nestacionární CFD simulace. Z tohoto důvodu tedy byla jako doplněk k provedeným simulacím navíc provedena také CFD simulace nestacionárního proudění. Hlavním vstupním parametrem do této simulace byl pohyb škrticí klapky v závislosti na čase, který vycházel z reálného měření pohybu klapky na závodním vozidle, které jelo „ostré“ kolo na Masarykově okruhu v Brně. Z tohoto reálného měření byl vybrán charakteristický úsek pohybu škrticí klapky o délce 1,4 s. Nestacionární simulace měla být



provedena s dvěma nejhodnějšími konstrukčními řešeními, která vyšla z výsledků stacionární CFD simulace. Konkrétně měla být tedy provedena s pravítkovou a dvou-soudečkovou škrticí klapkou. Ale vzhledem k tomu, že u dvou-soudečkové škrticí klapky dochází při jejím otevírání a zavírání k odvalování dvou válcových ploch a bylo by velmi náročné nastavení pohyblivé sítě (tento problém byl před cca dvěma lety zcela neřešitelný), model by musel být leda výrazně zjednodušen (ovlivnění výsledků), nebyla tato varianta škrticí klapky počítána. Vzhledem k náročnosti výpočtu byla tedy nestacionární simulace provedena pouze s pravítkovou škrticí klapkou. Výpočet této jedné simulace, i přes použití výkonného počítače, trval přibližně celé 3 dny.

Z výsledků získaných při stacionární CFD simulaci vyšla při porovnávání stejných proudících průřezů jako nejhodnější varianta dvou-soudečková škrticí klapka. Při nestacionární CFD simulaci byly zjištěny vzniky výrazného víření za škrticí klapkou při prudkém rozpohybování a zastavování klapky. Tato vznikající vířivost ovlivňuje výstupní hmotnostní tok a i malé snížení hmotnostního toku má výrazný vliv na výkon motoru. Z porovnání konstrukce dvou-soudečkové a pravítkové škrticí klapky lze předpokládat, že za dvou-soudečkovou škrticí klapkou bude docházet k menšímu vzniku víření a bude mít tedy menší vliv na hmotnostní tok vzduchu.

Na základě získaných výsledků a jejich vyhodnocení byla jako nejhodnější varianta zvolena dvou-soudečková škrticí klapka a byl proveden její konstrukční návrh.

Při dalším zkoumání této problematiky by bylo vhodné provést méně výrazné zjednodušení sacího kanálu nebo připojit k výpočtu i další části sacího traktu. Jestliže byl sací kanál zjednodušen pouze na rovnou trubku bez měnicího se průřezu, byl zanedbán např. vznik odtrhových hran, které vznikají u pravítkové škrticí klapky. Případně se zaměřit pouze na CFD simulaci nestacionárního proudění, které blíže popisuje reálné chování škrticí klapky.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] VLK, František. *Vozidlové spalovací motory*. 1. vyd. Brno: František Vlk, 2003, viii, 580 s. ISBN 80-238-8756-4.
- [2] VANČURA, Jan. *Analýza proudění sacími systémy spalovacích motorů* [online]. Vysoké učení technické v Brně [cit. 2015-09-29]. Dostupné z: http://www.iae.fme.vutbr.cz/userfiles/ramik/files/podklad-cviceni_0.pdf
- [3] JAN, Zdeněk a Bronislav ŽDÁNSKÝ. *Automobily*. 6. vyd. Brno: AVID, 2010, 179 s. ISBN 978-80-87143-15-5.
- [4] RAUSCHER, Jaroslav. *Spalovací motory*, Studijní opory. Brno. 235 s.
- [5] MACKERLE, Julius. *Motory závodních automobilů*. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1980.
- [6] *Auto to day* [online]. [cit. 2015-10-07]. Dostupné z: <https://auto.today/bok/how-its-made/motor/dizelnyy-dvigatel/2212-stepen-szhatiya-dizelnogo-dvigatelya.html>
- [7] SVÍDA, David. *Vozidlové spalovací motory: Hlava 4D zážehového motoru*. Vysoké učení technické v Brně, 2006. Studijní opory.
- [8] *K&N Engineering* [online]. [cit. 2015-10-20]. Dostupné z: <http://www.knfilters.com>
- [9] HROMÁDKO, J., HROMÁDKO, J., HÖNIG, V., MILER, P., *Spalovací motory*. 1. vyd., Praha: Grada Publishing, a.s., 2011. 296 s. ISBN 978-80-247-3475-0.
- [10] KOŽOUŠEK, J. *Spalovací motory*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1956.
- [11] HOFMANN, Karel. *Turbodmychadla, vozidlové turbíny a ventilátory. :Přepřínování spalovacích motorů. / 2. vyd.* Brno: VUT Brno, 1985. 134 s.
- [12] HADRAVA, M. *Zvýšení plnicí účinnosti přepřínovaného motoru na CNG o výkonu 140 kW*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 77 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída Ph.D.
- [13] ŠEVČÍK, M. *Sací trakt vozů formule student*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 34 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Michal Janoušek
- [14] *NISSAN 370Z* [online]. [cit. 2015-10-26]. Dostupné z: <http://www.junauto.co.jp/showroom/z34/index.en.html>
- [15] *Custom billet barrel throttle bodies - Elmer Racing* [online]. [cit. 2015-10-26]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=LFHD57V7bRQ>
- [16] *Hans Stuck V8 DTM Car* [online]. [cit. 2015-10-26]. Dostupné z: <http://www.motorgeek.com/viewtopic.php?t=20350>



- [17] MOLNÁR, V. *Počítačová dynamika tekutin*. Bratislava: STU, 2011. 464 s. ISBN 978-80-8106-048-9.
- [18] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011, 192 s. ISBN 978-80-214-4300-6.
- [19] HOFMANN, Karel. *Proudění ve spalovacích motorech*. 2. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1992, 97 s. ISBN 80-214-0409-4.
- [20] LINHART, Jiří. *Mechanika tekutin I*. 2. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2009, 123 s. ISBN 978-80-7043-766-7.
- [21] DRÁBKOVÁ, S. *Mechanika tekutin* [online]. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 2007 [cit. 2015-02-02]. ISBN 978-80-248-1508-4. Dostupné z: <http://www.338.vsb.cz/PDF/Drabkova-Mechanikatekutin.pdf>
- [22] JANALÍK, Jaroslav a Pavel ŠTÁVA. *Mechanika tekutin*. Ostrava: VŠB TU Ostrava. Dostupné také z: <http://www.338.vsb.cz/PDF/Janalik,Stava-MechanikaTekutin.pdf>
- [23] Šob, F.: *Hydromechanika*; VUT v Brně – FSI; AN CERM, Brno 2002.
- [24] MOC, L. *Vnitřní aerodynamika spalovacího motoru: Základní parametry pro popis průtoku pracovní látky kanálem spalovacího motoru, průtokový součinitel kanálu* [online]. Technická univerzita v Liberci: Katedra vozidel a motorů [cit. 2015-11-16]. Dostupné z: <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2458>
- [25] MOC, L. *Vnitřní aerodynamika spalovacího motoru: Virové vlastnosti kanálu* [online]. Technická univerzita v Liberci: Katedra vozidel a motorů [cit. 2015-11-16]. Dostupné z: <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2459>
- [26] MOC, L. *Vnitřní aerodynamika spalovacího motoru: Pohyb náplně ve válci a spalovacím prostoru motoru* [online]. Technická univerzita v Liberci: Katedra vozidel a motorů [cit. 2015-11-16]. Dostupné z: <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2460>
- [27] *Twin roller barrel throttle* [online]. 2014 [cit. 2016-04-10]. Dostupné z: <http://adsvs.weebly.com/powertrain/twin-roller-barrel-throttle>
- [28] JAHODA, Milan. *Počítačová dynamika tekutin – užitečný nástroj pro inženýry* [online]. VŠCHT v Praze, 2014 [cit. 2016-04-16]. Dostupné z: http://tresen.vscht.cz/uchi/uploads/pedagogika/bezpecnostni_inzenyrstvi/CFD.shrnuti.pdf
- [29] STAR-CCM+® CD-adapco, *Release 10.02*, Help System STAR-CCM+



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$\bar{\phi}$	[-]	Uniformity index (průměr z celé plochy)
ρ	[kg.m ⁻³]	Hustota
κ	[-]	Poissonova konstanta
τ	[Pa]	Tečné smykové napětí
η	[Pa.s]	Dynamická viskozita
ν	[m ² .s ⁻¹]	Kinematická viskozita
μ	[-]	Průtokový součinitel kanálu
ε	[-]	Součinitel kontrakce (popisuje průtokový průřez v místě průtoku)
φ	[-]	Rychlostní součinitel (charakterizuje podmínky průtoku)
λ	[-]	Součinitel tření
ϕ	[-]	Uniformity index (Oblast řešení)
ϕ_f	[-]	Uniformity index (hodnota jedné buňky)
ζ_m	[-]	Ztrátový součinitel
\dot{V}_c	[m ³ .s ⁻¹]	Protékající objem kanálem
a	[m.s ²]	Zrychlení
A_f	[-]	Uniformity index (plocha buňky v řezu)
CAD		Computer Aided Design
CFD		Computation Fluid Dynamics
c_p	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	Měrná tepelná kapacita při konstantním tlaku
c_s	[m.s ⁻¹]	Střední pístová rychlost
c_v	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	Měrná tepelná kapacita při konstantním objemu
d	[m]	Charakteristický rozměr potrubí
D	[m]	Vrtání válce motoru
dF	[N]	Elementární tlaková síla
d_h	[m]	Hydraulický průměr
dS	[m ²]	Elementární plocha
dv/dy	[s ⁻¹]	Gradient rychlosti ve směru kolmém na směr pohybu
e_z	[J]	Ztrátová energie pro místní ztráty
g	[m.s ⁻²]	Gravitační zrychlení
h	[m]	Výška uvažovaného bodu tekutiny
L	[m]	Délka potrubí
m	[kg]	Hmotnost



MKP		Metoda konečných prvků
\dot{m}_{skut}	[kg.s ⁻¹]	Skutečné průtokové množství
\dot{m}_{teor}	[kg.s ⁻¹]	Teoretické průtokové množství
n	[min ⁻¹]	Skutečné otáčky motoru
n_j	[min ⁻¹]	Otáčky náplně ve válci motoru
O	[m]	Omočený obvod
p	[Pa]	Tlak
p_z	[Pa]	Tlakové ztráty
Q_m	[kg.s ⁻¹]	Hmotnostní tok
r	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	Měrná plynová konstanta
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
S	[m ²]	Plocha
S	[m ²]	Průtočný průřez
T	[K]	Termodynamická teplota
t	[s]	Čas
t	[°C]	Celsiova teplota
v	[m.s ⁻¹]	Rychlost
V	[m ³]	Objem
v	[m.s ⁻¹]	Střední rychlost tekutiny
V_z	[m ³]	Zdvihový objem
x	[m]	Prostorová souřadnice ve směru osy x
y	[m]	Prostorová souřadnice ve směru osy y
$Y_{z1,2}$	[J]	Ztrátová měrná energie mezi body 1 a 2 (hydraulické ztráty)
z	[m]	Prostorová souřadnice ve směru osy z
Z	[m]	Zdvih pístu
Δp_k	[Pa]	Tlakový rozdíl



SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Rozdělení systému sání spalovacích motorů [2]	18
Obr. 2 Části systému sání čtyřdobého motoru [2]	19
Obr. 3 Způsoby přeplňování spalovacích motorů [2]	19
Obr. 4 Skříňový vzduchový filtr [1]	21
Obr. 5 Rezonanční plnění [1]	22
Obr. 6 Proměnná délka sání: a) regulační klapky uzavřeny, b) regulační klapky otevřeny [3]	22
Obr. 7 Princip činnosti turbodmychadla [9]	23
Obr. 8 Dmychadlo Supercharger [2]	24
Obr. 9 Systém complex: a) schéma systému complex, b) princip činnosti systému complex [9]	25
Obr. 10 Motýlková škrticí klapka [14]	26
Obr. 11 Šoupátková škrticí klapka (BMW M3): a) otevřena na 100%, b) částečné otevření [16]	27
Obr. 12 Soudečková škrticí klapka [15]	27
Obr. 13 Dvou-soudečková škrticí klapka [27]	28
Obr. 14 Sací a výfukový kanál Porsche 911 [6]	29
Obr. 15 Přímý sací kanál [4]	29
Obr. 16 Spádový sací kanál [4]	30
Obr. 17 Tangenciální sací kanál [4]	30
Obr. 18 Šroubový sací kanál [4]	31
Obr. 19 Názvosloví ventilu [1]	31
Obr. 20 Druhy dutých ventilů: a) dutá hlava včetně dříku, b) dutý dřík [1]	32
Obr. 21 Sedlo ventilu obrobené v hlavě válce [4]	33
Obr. 22 Vkládaná sedla ventilů motoru Zetor [4]	33
Obr. 23 Uspořádání sacích a výfukových kanálů: a) příčné, b) jednostranné [4]	34
Obr. 24 Uspořádání ventilů v hlavě válce: a) dvouventilová technika, b) tříventilová technika, c) čtyřventilová technika, d) pětiventilová technika [7]	35
Obr. 25 Absolutní a relativní tlaky [22]	38
Obr. 26 Laminární proudění [23]	40
Obr. 27 Turbulentní proudění [23]	41
Obr. 28 Místní ztráty v potrubí: a) větvení proudu, b) kolena, c) rozšířením a průtokem clonou [20]	46
Obr. 29 Idealizovaný zkušební kanál	47
Obr. 30 Model kanálu motýlkové škrticí klapky včetně odečteného modelu elementu klapky	48
Obr. 31 Model kanálu pravítkové škrticí klapky včetně odečteného modelu elementu klapky	48
Obr. 32 Model kanálu soudečkové škrticí klapky včetně odečteného modelu elementu klapky	49



Obr. 33 Model kanálu dvou-soudečkové škrticí klapky včetně odečteného modelu elementu klapky.....	49
Obr. 34 Rozdělení geometrie u dvou-soudečkové škrticí klapky.....	50
Obr. 35 Naimportovaná geometrie do regions	51
Obr. 36 Typy sítí: a) Surface Remesher, b) Polyhedral Mesher, c) Prism Layer Mesher [29]	53
Obr. 37 Zjemněná objemová síť motýlkové škrticí klapky.....	54
Obr. 38 Zjemněná objemová síť pravítkové škrticí klapky.....	55
Obr. 39 Zjemněná objemová síť soudečkové škrticí klapky.....	56
Obr. 40 Zjemněná objemová síť dvou-soudečkové škrticí klapky.....	57
Obr. 41 Průběh residuí v závislosti na počtu iterací.....	59
Obr. 42 Průběh hmotnostního toku v závislosti na počtu iterací.....	60
Obr. 43 Průběh rychlosti motýlkovou škrticí klapkou (otevření 75%)	61
Obr. 44 Průběh rychlosti pravítkovou škrticí klapkou (otevření 75%)	62
Obr. 45 Průběh rychlosti soudečkovou škrticí klapkou (otevření 75%)	62
Obr. 46 Průběh rychlosti dvou-soudečkovou škrticí klapkou (otevření 75%)	63
Obr. 47 Průběh rychlosti pravítkovou škrticí klapkou při průřezu proudění 708 mm ² (50 %)	66
Obr. 48 Průběh rychlosti dvou-soudečkovou škrticí klapkou při průřezu proudění 708 mm ² (63,9 %)	67
Obr. 49 Průběh rychlosti motýlkovou škrticí klapkou při průřezu proudění 708 mm ² (63,3 %)	67
Obr. 50 Masarykův okruh v Brně.....	70
Obr. 51 Průběh otevírání škrticí klapky závodního vozidla na Masarykově okruhu v Brně ...	70
Obr. 52 Škrticí klapka: a) horní klapka, b) spodní klapka.....	76
Obr. 53 Konstrukční řešení ovládání škrticích klapek: a) ozubenými koly, b) vloženým ozubeným kolem, c) hřebenem.....	77
Obr. 54 Ovládání horní a spodní soudečkové škrticí klapky.....	77
Obr. 55 Ovládací prvek pohybu škrticích klapek	78
Obr. 56 Postranní víka včetně kluzných samomazných ložisek: a) levé víko, b) pravé víko ..	78
Obr. 57 Model skříně škrticí klapky.....	78
Obr. 58 Levá strana sestavy škrticí klapky – rozložený pohled.....	79
Obr. 59 Pravá strana sestavy škrticí klapky – rozložený pohled.....	79
Obr. 60 Sestava škrticí klapky (přední pohled – upevnění k sání motoru)	80
Obr. 61 Sestava škrticí klapky (zadní pohled – upevnění k hlavě motoru).....	80



SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Nastavení fyzikálního modelu.....	51
Tab. 2 Nastavení okrajových podmínek.....	52
Tab. 3 Nastavení modelů síťování.....	52
Tab. 4 Globální nastavení parametrů sítě.....	53
Tab. 5 Síť motýlkové škrticí klapky.....	57
Tab. 6 Síť pravítkové škrticí klapky.....	57
Tab. 7 Síť soudečkové škrticí klapky.....	58
Tab. 8 Síť dvou-soudečkové škrticí klapky.....	58
Tab. 9 Výsledky simulací motýlkové škrticí klapky.....	61
Tab. 10 Výsledky simulací pravítkové škrticí klapky.....	61
Tab. 11 Výsledky simulací soudečkové škrticí klapky.....	62
Tab. 12 Výsledky simulací dvou-soudečkové škrticí klapky.....	63
Tab. 13 Škrticí klapky při shodných průřezech proudění.....	66
Tab. 14 Nastavení okrajových podmínek (nestacionární simulace proudění).....	71
Tab. 15 Nastavení modelů síťování (nestacionární simulace proudění).....	71
Tab. 16 Průběh otevírání škrticí klapky vstupující do CFD simulace.....	72

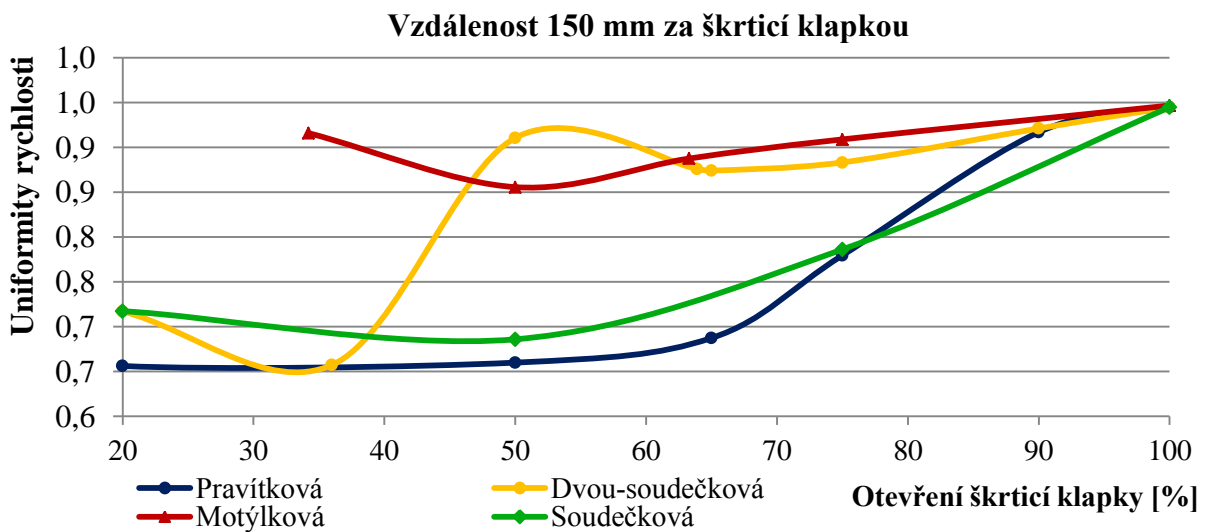
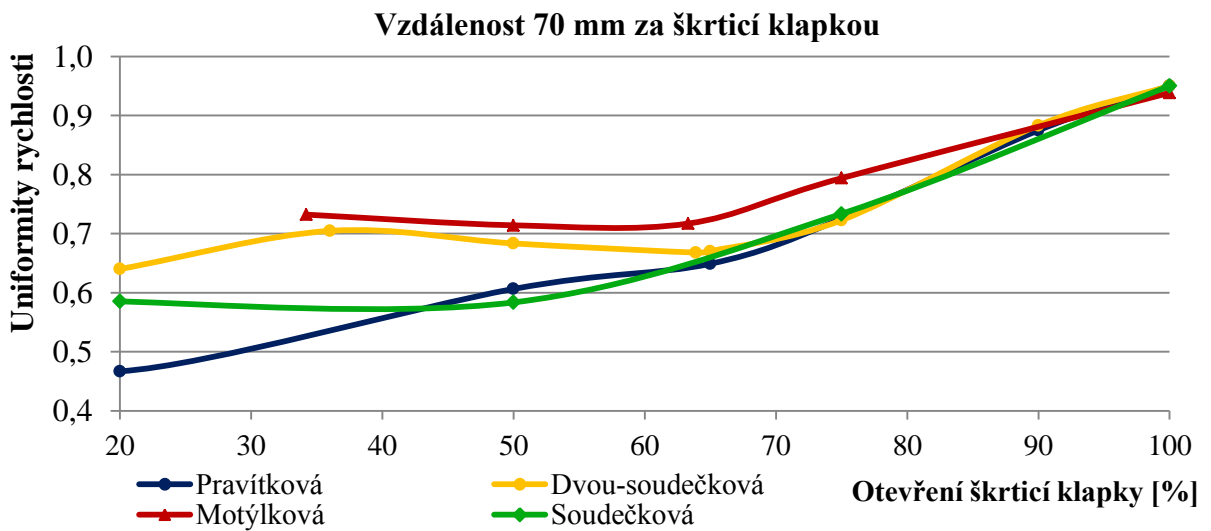
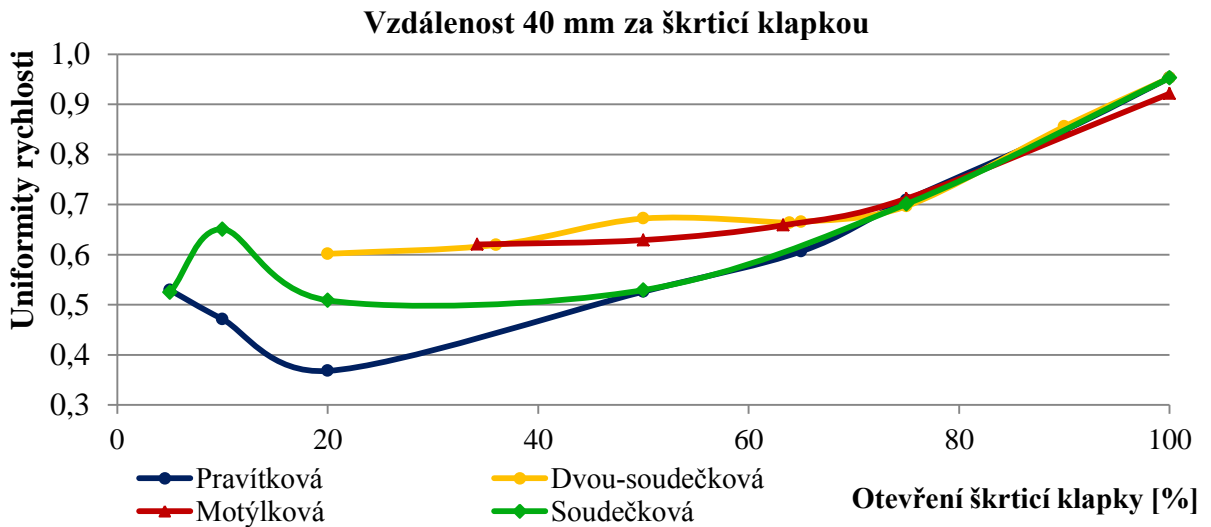
SEZNAM GRAFŮ

Graf 1 Porovnání hmotnostních toků při stejném otevření klapek.....	64
Graf 2 Uniformity rychlosti ve vzdálenosti 100 mm za škrticí klapkou.....	64
Graf 3 Změna průřezu proudění při otevírání škrticích klapek.....	65
Graf 4 Porovnání hmotnostních toků při shodných průřezech proudění.....	68
Graf 5 Porovnání uniformity rychlosti při průřezu proudění 708 mm ²	68
Graf 6 Porovnání uniformity rychlosti při průřezu proudění 192 mm ²	69
Graf 7 Průběh otevírání škrticí klapky vstupující do CFD simulace.....	72
Graf 8 Hmotnostní tok - výstup.....	73
Graf 9 Rychlost proudění - výstup.....	74
Graf 10 Uniformity rychlosti ve vzdálenosti 100 mm za škrticí klapkou.....	74
Graf 11 Vířivost ve vzdálenosti 100 mm za škrticí klapkou.....	75

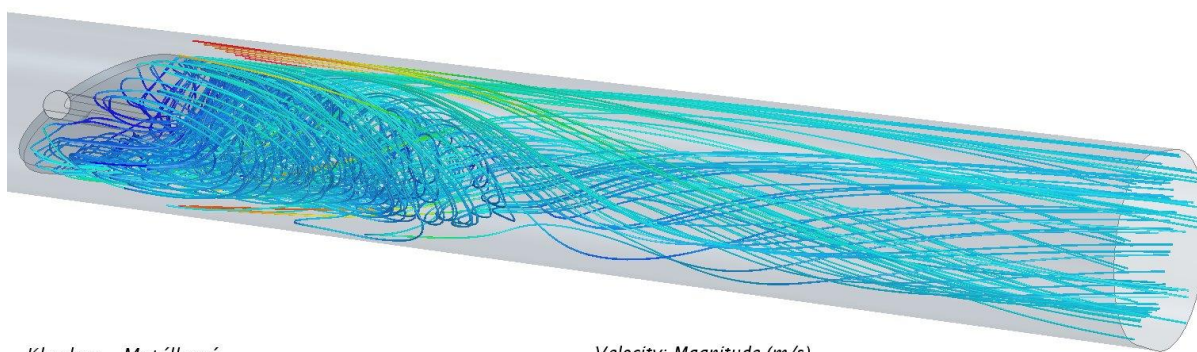


SEZNAM PŘÍLOH

Příloha P1 Stacionární simulace - uniformity rychlosti ve vzdálenostech 40 mm, 70 mm a 150 mm za škrticí klapkou	P1
Příloha P2 Stacionární CFD simulace – zobrazení proudnic rychlosti při otevření klapky na 50 %	P2
Příloha P3 Stacionární CFD simulace – zobrazení proudnic rychlosti při proudícím průřezu 708 mm ²	P3
Příloha P4 Nestacionární simulace - uniformity rychlosti ve vzdálenostech 40 mm, 70 mm a 150 mm za škrticí klapkou	P4
Příloha P5 Nestacionární simulace - vířivost ve vzdálenostech 40 mm, 70 mm a 150 mm za škrticí klapkou	P5
Příloha P6 Nestacionární CFD simulace – průběh rychlosti při otevírání pravítkové škrticí klapky	P6
Příloha P7 Nestacionární CFD simulace – průběh rychlosti v průřezích ve vzdálenosti 40 mm, 70 mm, 100 mm a 150 mm za škrticí klapkou při otevírání pravítkové škrticí klapky	P7
Příloha P8 Nestacionární CFD simulace – zobrazení proudnic rychlosti při otevírání pravítkové škrticí klapky	P8
Příloha P9 3D model sestavy dvou-soudečkové škrticí klapky (otevření 20 %)	P9
Příloha P10 3D model sestavy dvou-soudečkové škrticí klapky (otevření 100 %)	P10
Příloha P11 3D model sestavy dvou-soudečkové škrticí klapky	P11
Příloha P12 3D model sestavy dvou-soudečkové škrticí klapky	P12

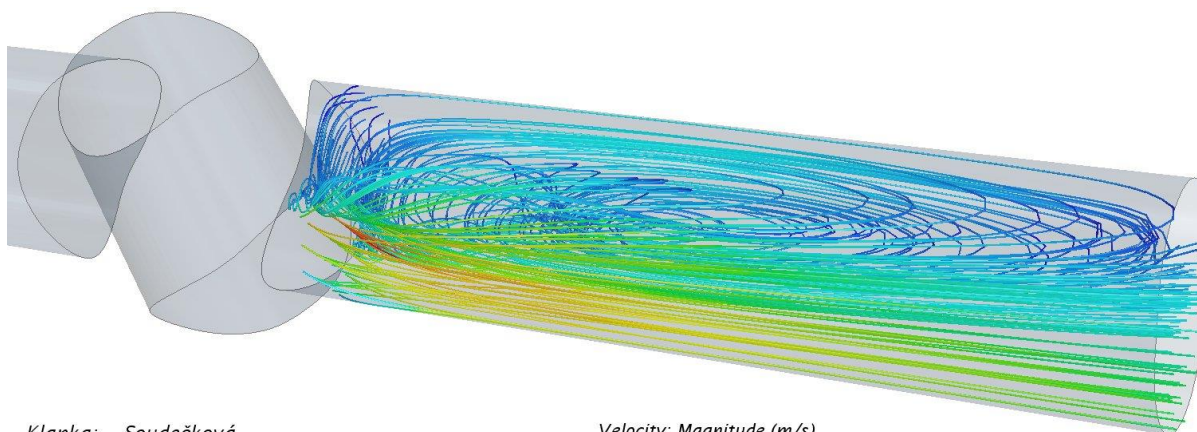


Příloha P1 Stacionární simulace - uniformity rychlosti ve vzdálenostech 40 mm, 70 mm a 150 mm za škrticí klapkou



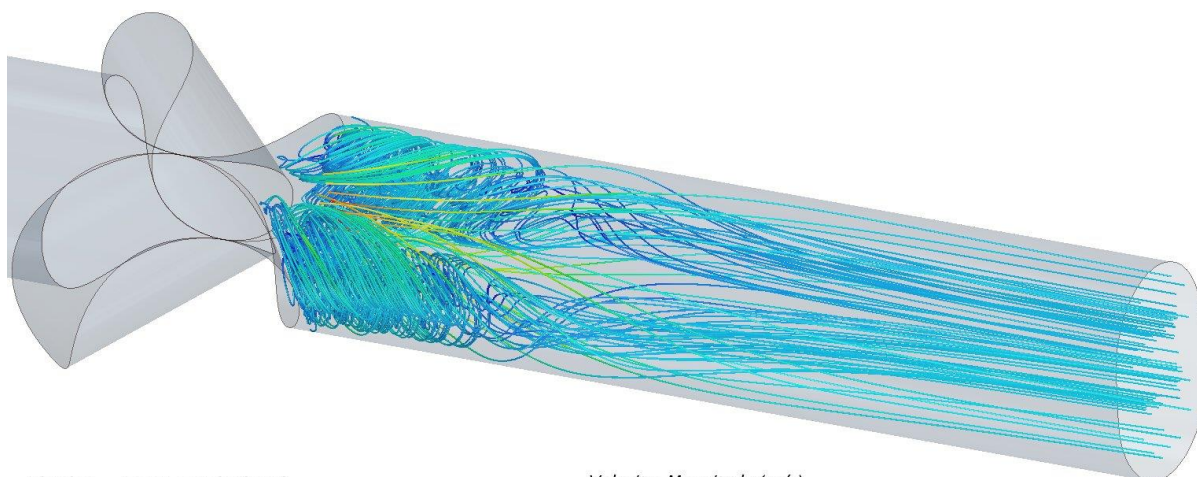
Klapka: Motýlková
Otevření: 50 %
Průřez: 434 mm²

Velocity: Magnitude (m/s)
1.1606 22.286 43.411 64.537 85.662 106.79



Klapka: Souděčková
Otevření: 50 %
Průřez: 677 mm²

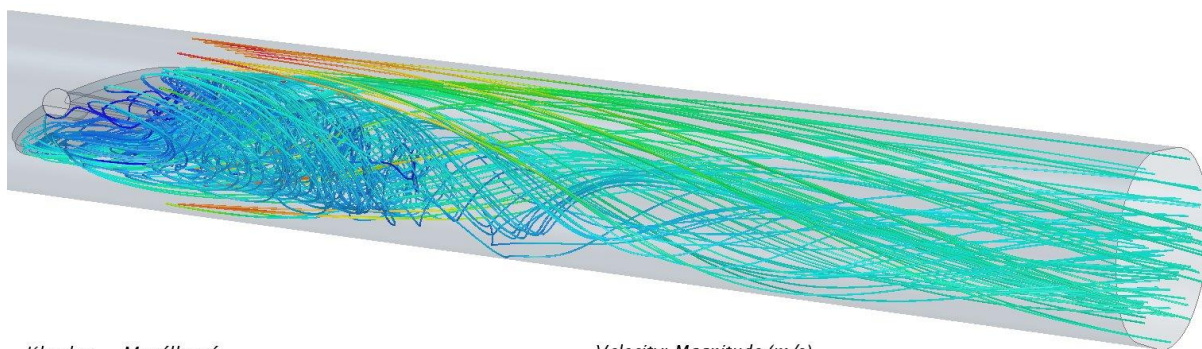
Velocity: Magnitude (m/s)
0.65300 19.420 38.187 56.954 75.721 94.488



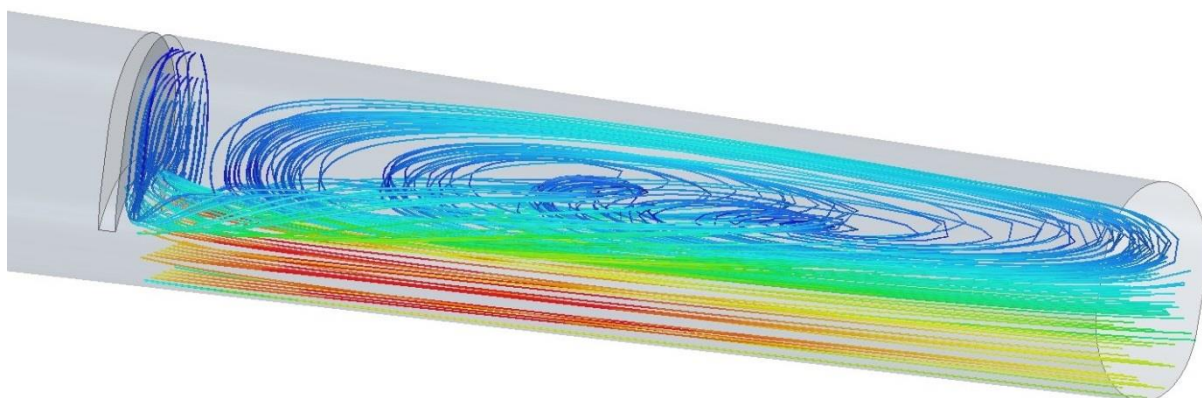
Klapka: Dvou-souděčková
Otevření: 50 %
Průřez: 412 mm²

Velocity: Magnitude (m/s)
2.7313 22.793 42.855 62.917 82.979 103.04

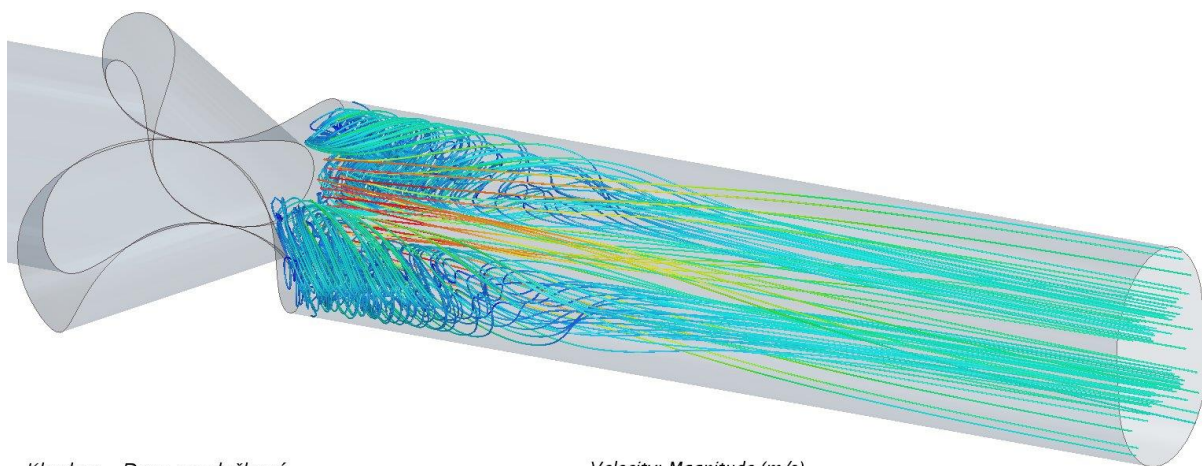
Príloha P2 Stacionární CFD simulace – zobrazení proudnic rychlosti při otevření klapky na 50 %



Klapka: Motýlková
 Otevření: 63,3 %
 Průřez: 708 mm²



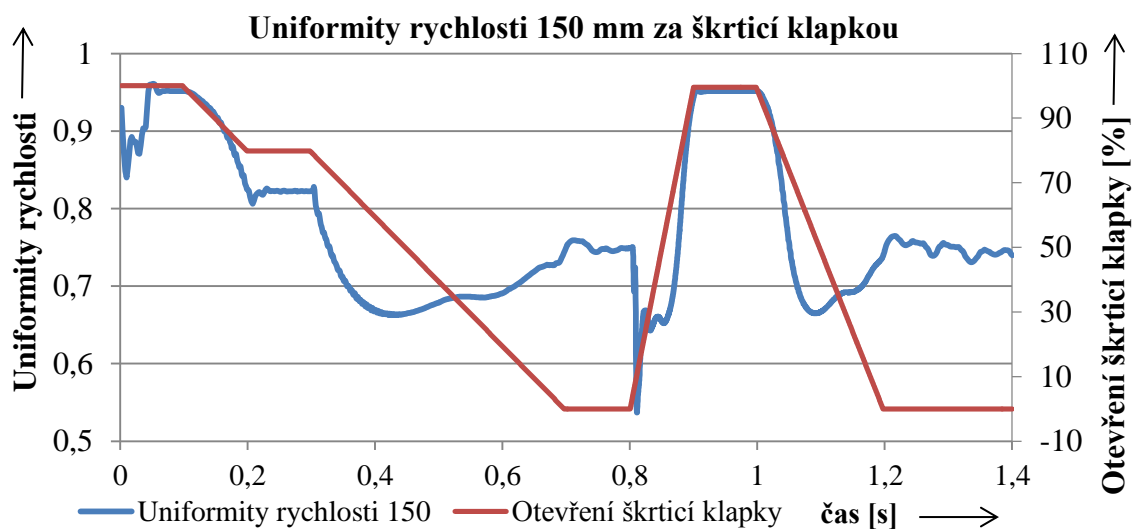
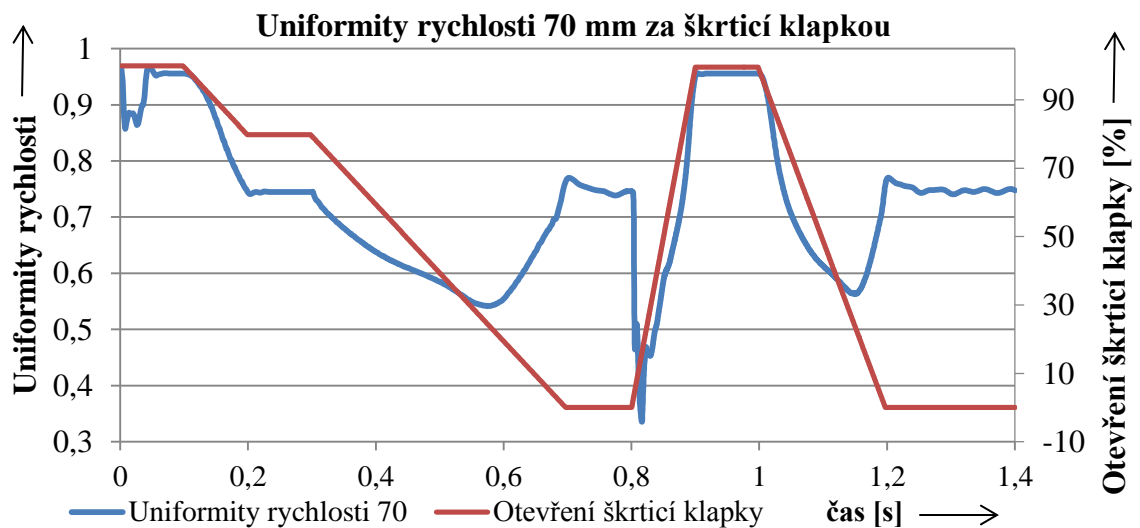
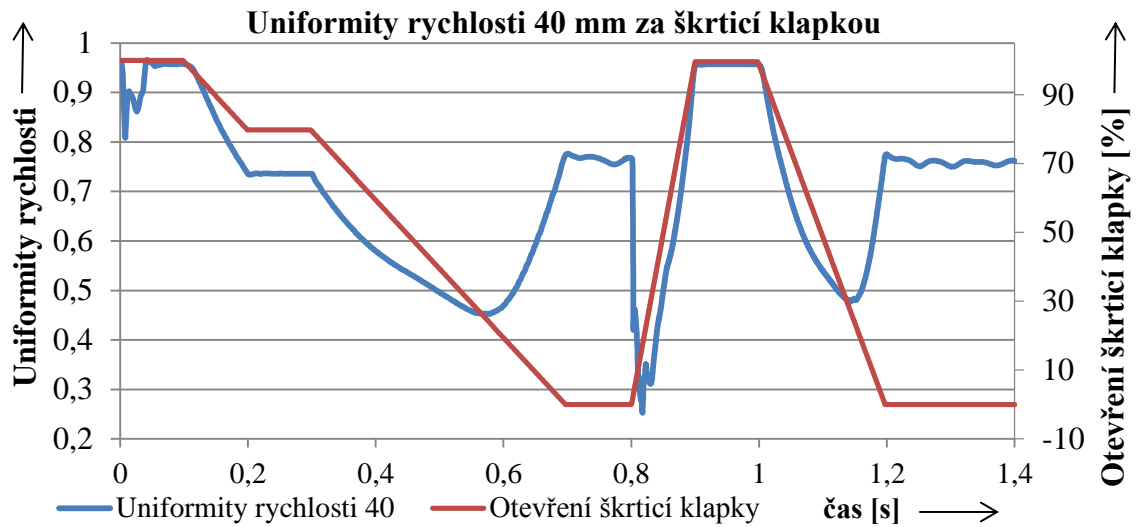
Klapka: Pravítková
 Otevření: 50 %
 Průřez: 708 mm²



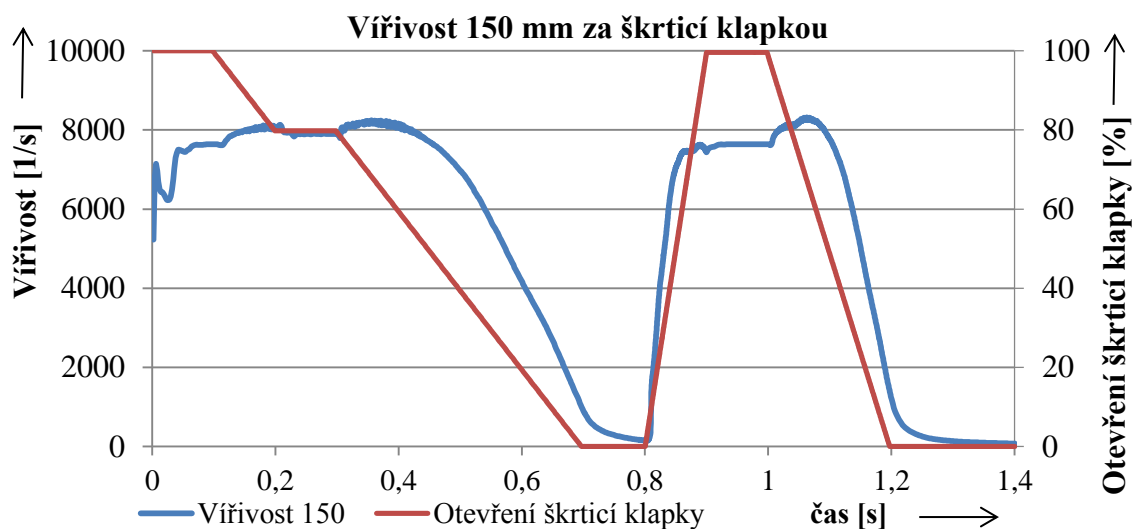
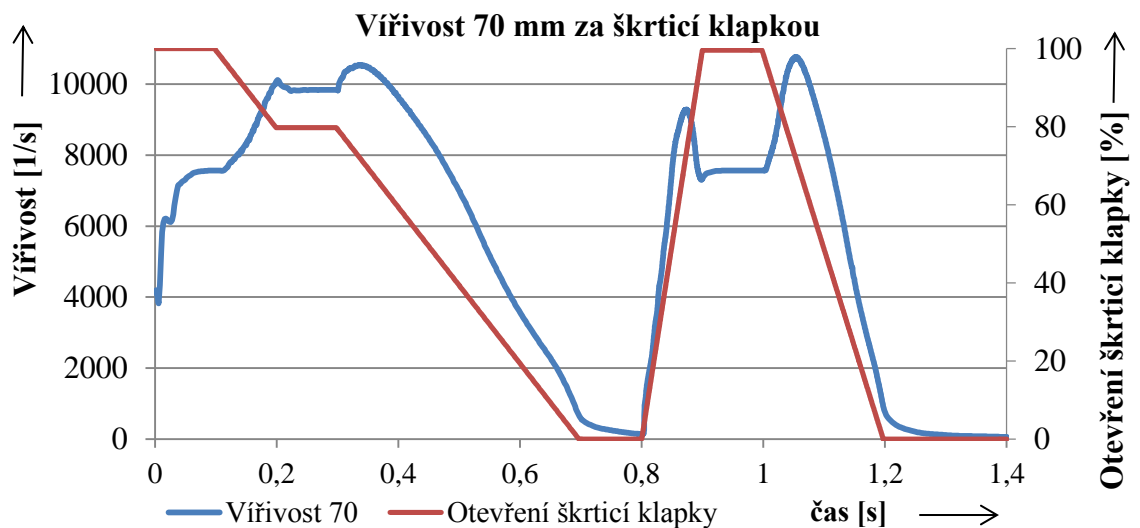
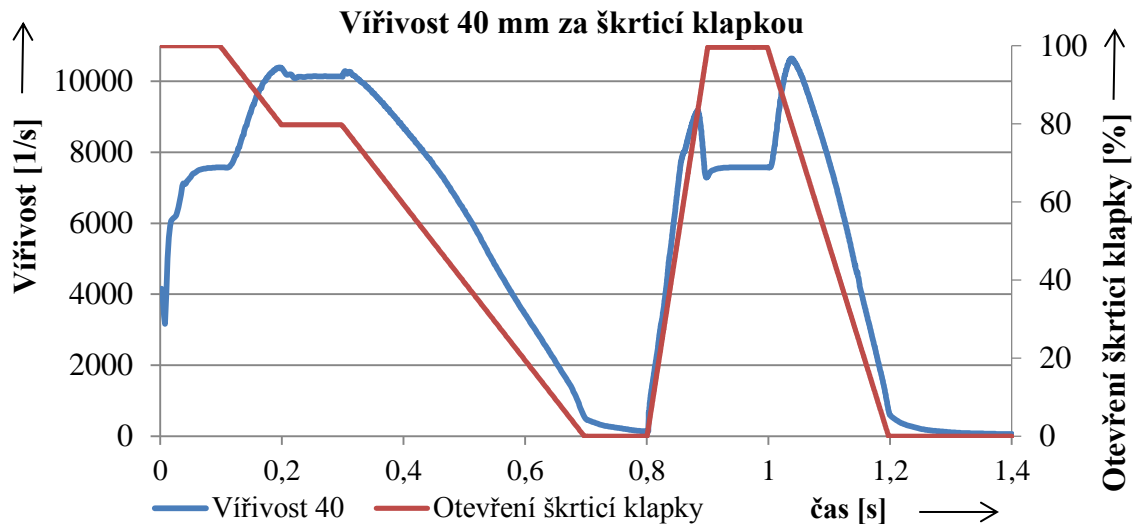
Klapka: Dvou-soudečková
 Otevření: 63,9 %
 Průřez: 708 mm²



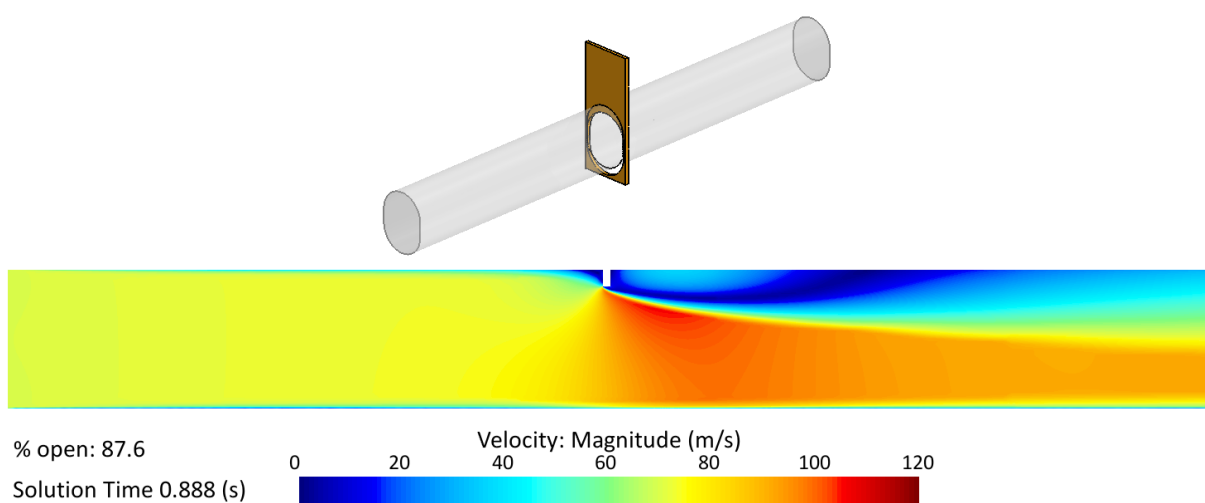
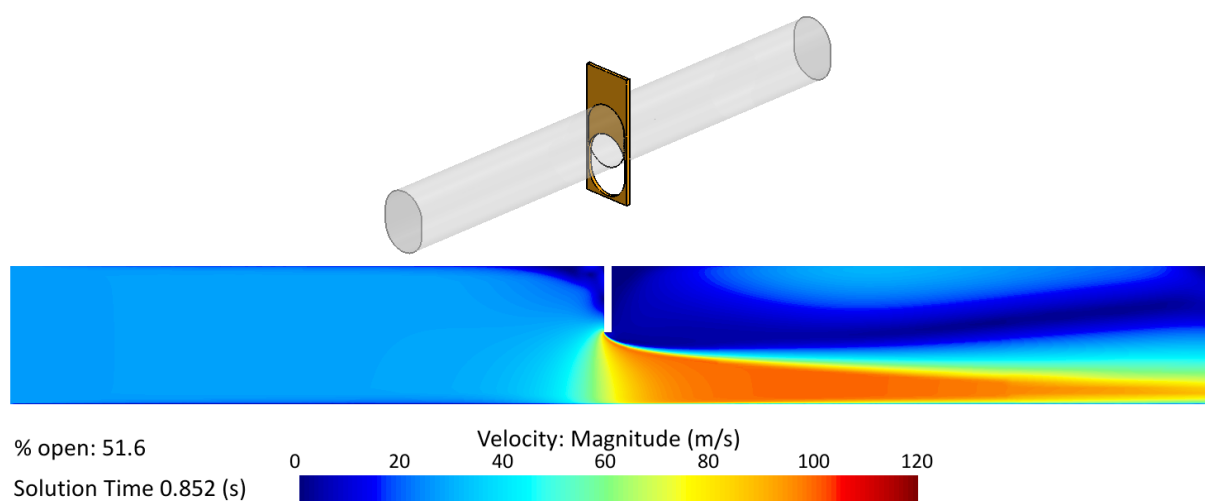
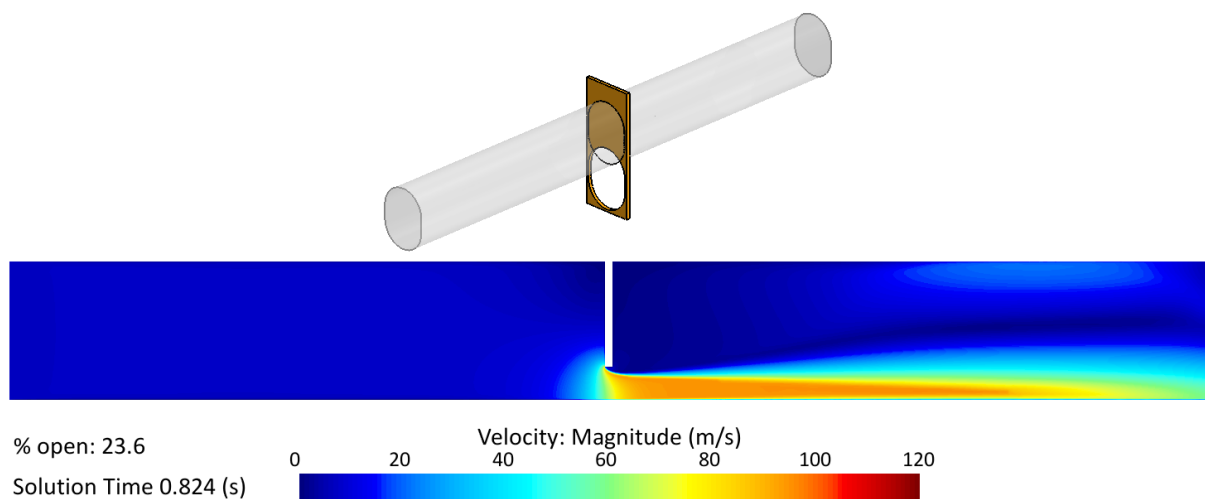
Příloha P3 Stacionární CFD simulace – zobrazení proudnic rychlosti při proudícím průřezu 708 mm²



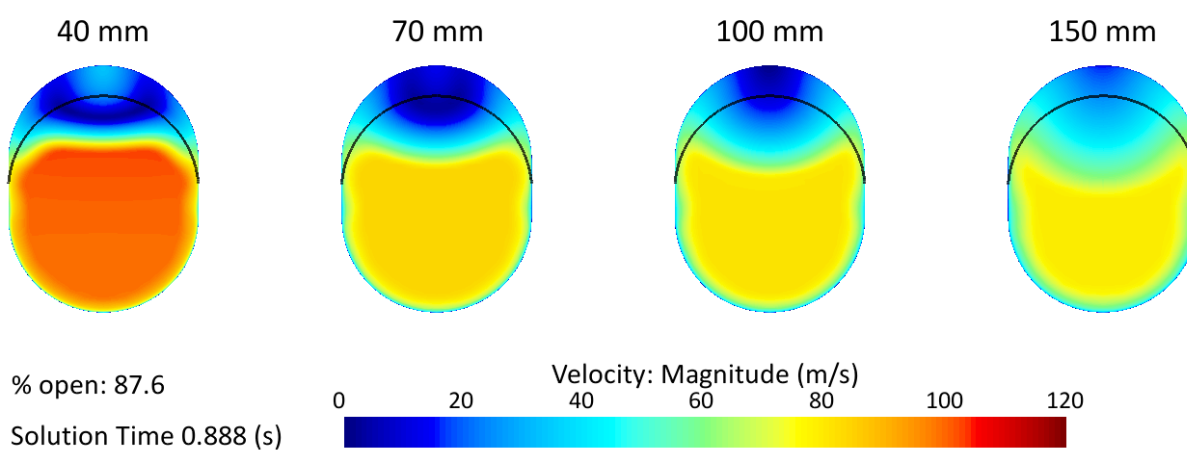
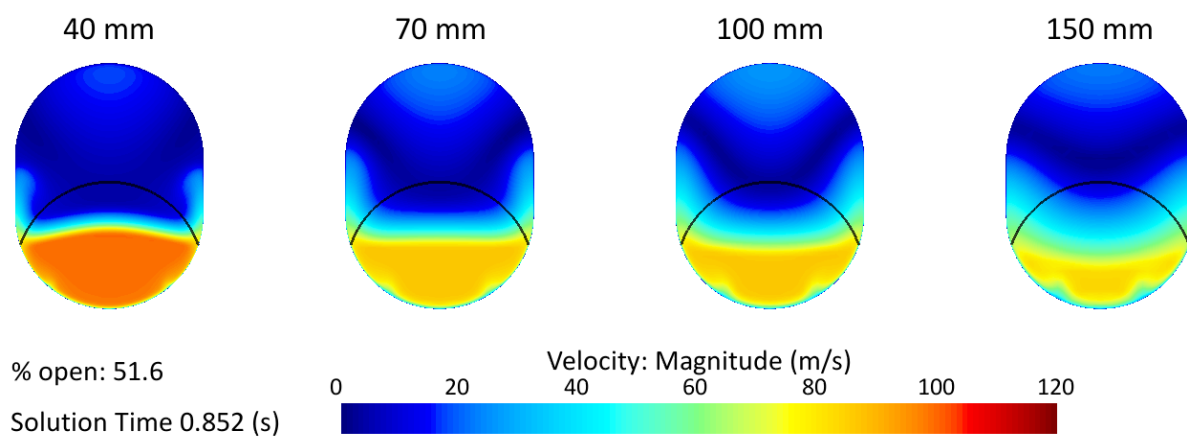
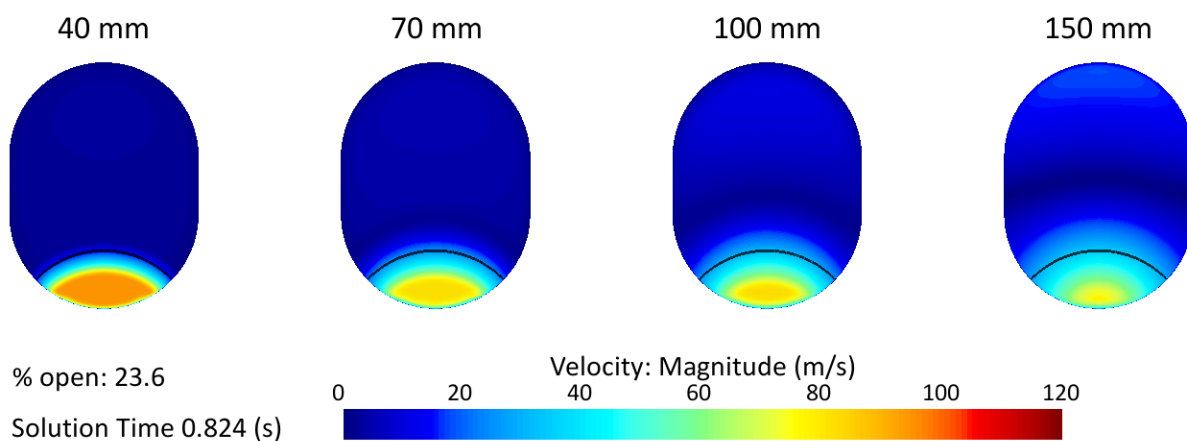
Příloha P4 Nestacionární simulace - uniformity rychlosti ve vzdálenostech 40 mm, 70 mm a 150 mm za škrťací klapkou



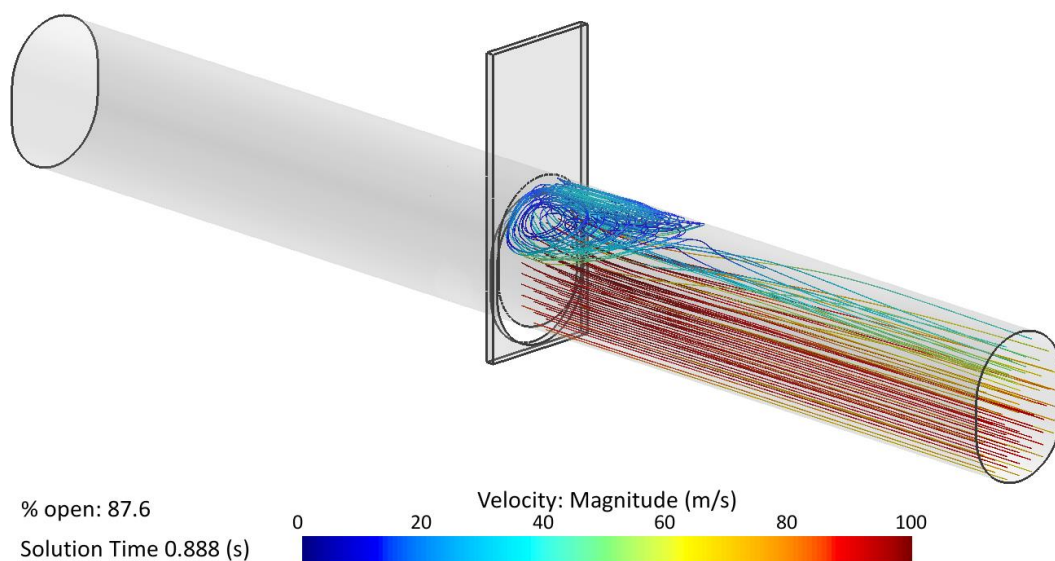
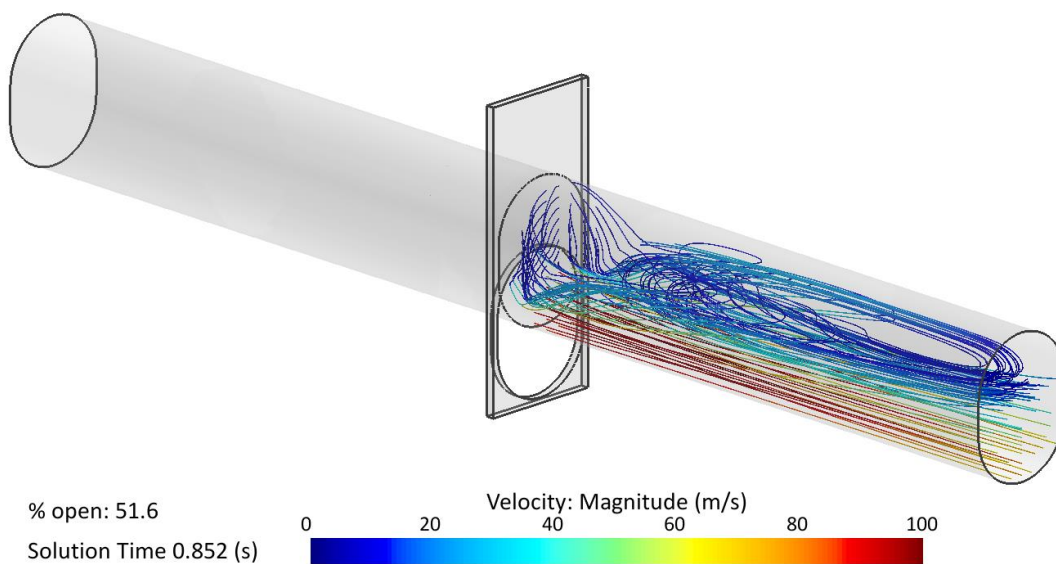
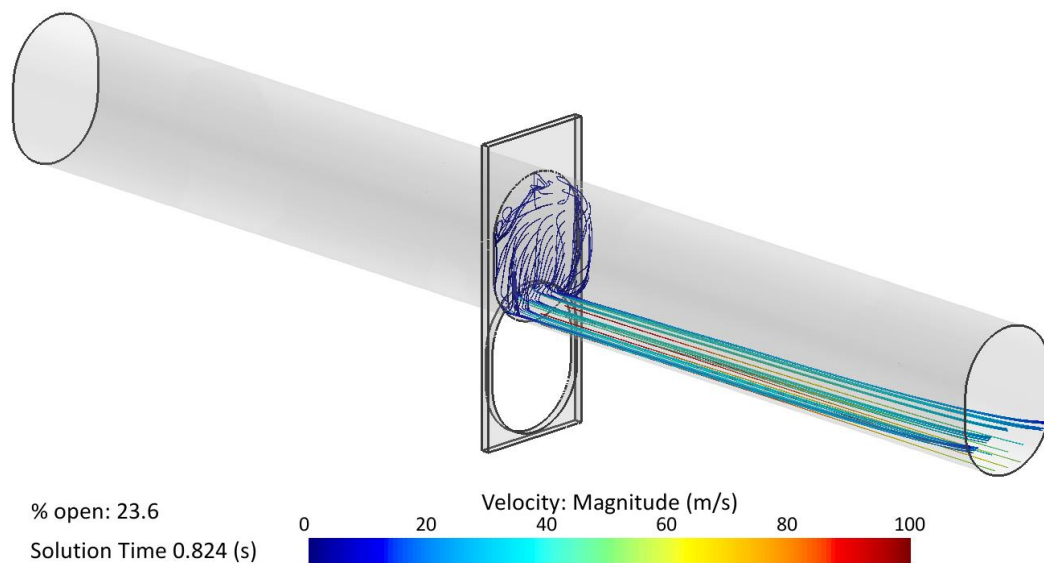
Příloha P5 Nestacionární simulace - vířivost ve vzdálenostech 40 mm, 70 mm a 150 mm za škrťací klapkou



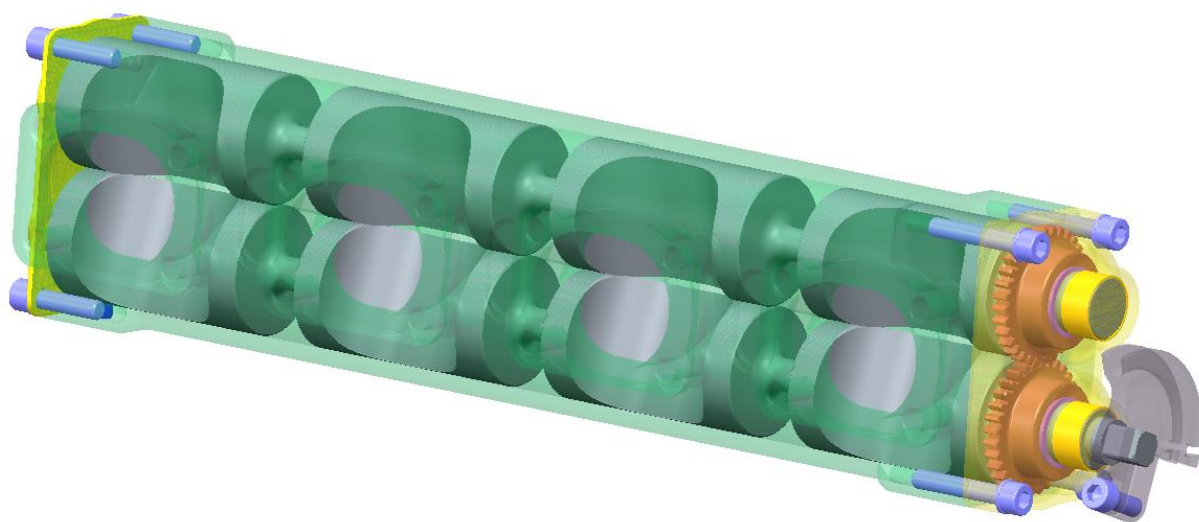
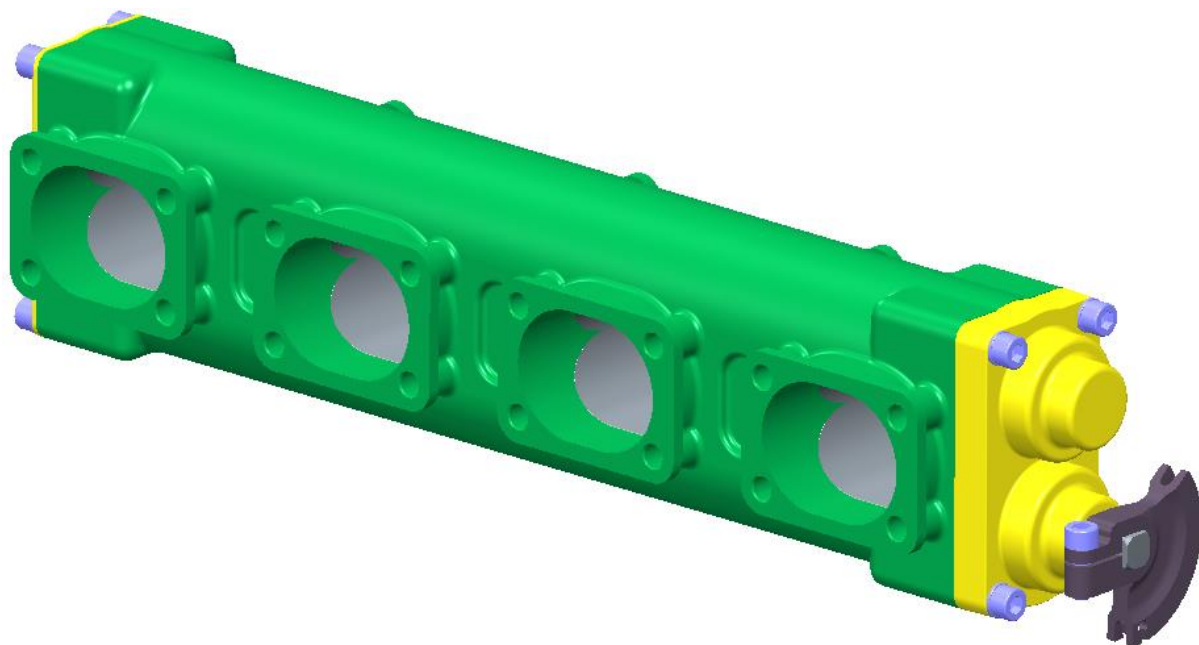
Příloha P6 Nestacionární CFD simulace – průběh rychlosti při otevírání pravítkové škrtecí klapky



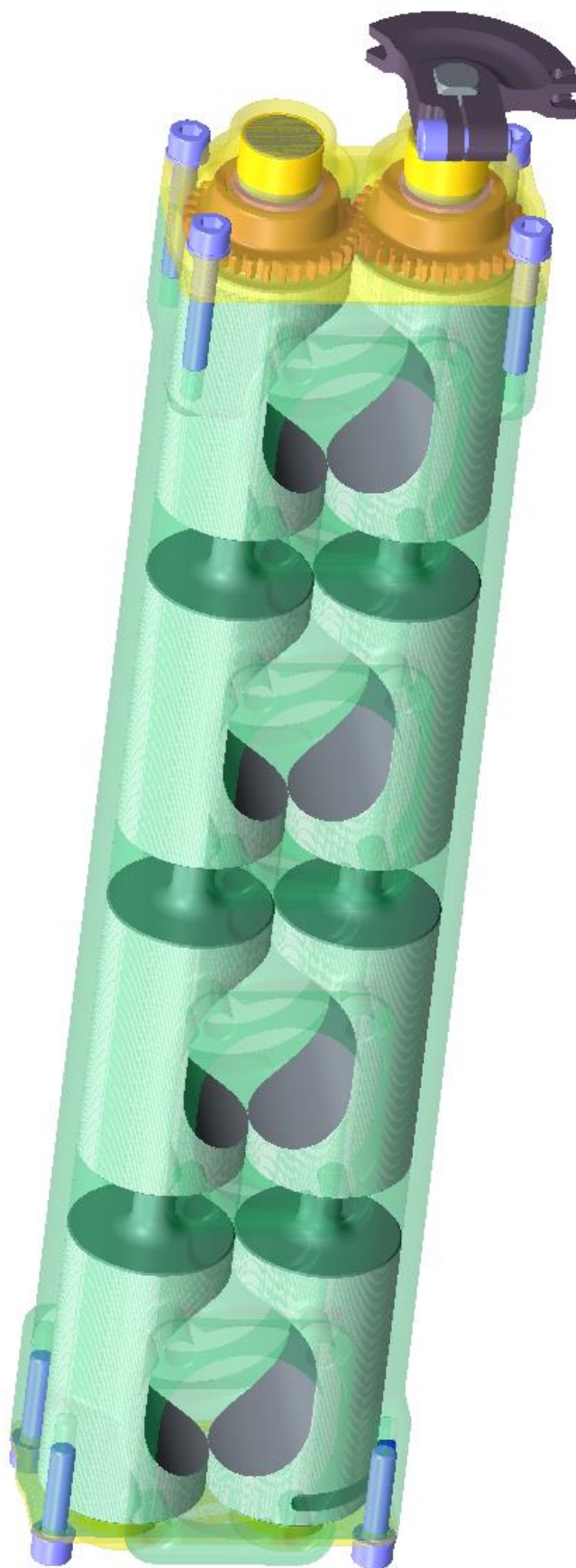
Příloha P7 Nestacionární CFD simulace – průběh rychlosti v průřezích ve vzdálenosti 40 mm, 70 mm, 100 mm a 150 mm za škrtkí klapkou při otevírání pravítkové škrtkí klapky



Příloha P8 Nestacionární CFD simulace – zobrazení proudnic rychlosti při otevírání pravitkové škrtkové klapky



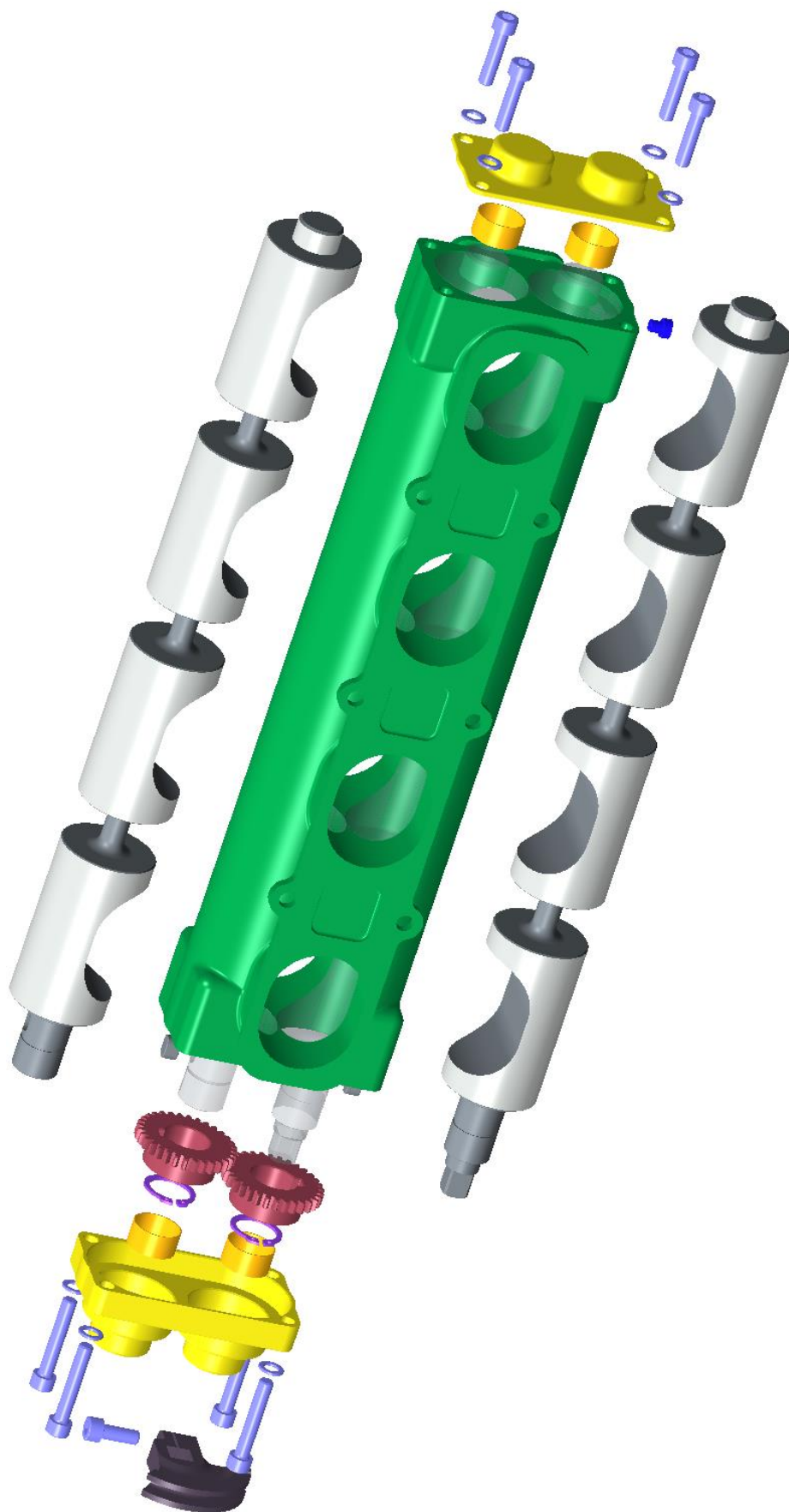
Příloha P9 3D model sestavy dvou-soudečkové škrticí klapky (otevření 20 %)



Příloha P10 3D model sestavy dvou-soudečkové škrticí klapky (otevření 100 %)



Příloha P11 3D model sestavy dvou-soudečkové škrticí klapky



Příloha P12 3D model sestavy dvou-soudečkové škrtkové klapky