



**FAKULTA  
STROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů  
a kolejových vozidel

Návrh sacího a výfukového potrubí pro  
jednoválcový vodíkový motor

Intake and exhaust manifold design for a  
single cylinder hydrogen engine

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE  
2023

Tomáš ROŽNÍČEK

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový  
Vedoucí práce: doc. Ing. Jiří Vávra, Ph.D.

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Rožníček** Jméno: **Tomáš** Osobní číslo: **501498**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**  
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**  
Studijní obor: **bez oboru**

## II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Návrh sacího a výfukového potrubí pro jednoválcový vodíkový motor**

Název bakalářské práce anglicky:

**Intake and Exhaust Manifold Design for a Single Cylinder Hydrogen Engine**

Pokyny pro vypracování:

Proveďte literární rešerši přeplňování a souvisejících aspektů vodíkových spalovacích motorů. Proveďte konstrukční návrh uspořádání sacího a výfukového potrubí zkušebního jednoválcového vodíkového motoru na motorovém brzdovém stanovišti. Zohledněte následující varianty:

- Atmosférické plnění motoru,
- přeplňování mechanickým dmychadlem a
- dvoustupňové přeplňování mechanickým dmychadlem a turbodmychadlem.

Návrh vypracujte v prostředí 3D-CAD programu PTC Creo, sestavte kusovník a pro vybrané komponenty vytvořte potřebnou výkresovou dokumentaci.

Seznam doporučené literatury:

CAD modely z předchozích závěrečných prací, <https://saemobilus.sae.org>

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

**doc. Ing. Jiří Vávra, Ph.D. ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS**

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

\_\_\_\_\_

Datum zadání bakalářské práce: **19.04.2023**

Termín odevzdání bakalářské práce: **12.07.2023**

Platnost zadání bakalářské práce: **19.09.2023**

\_\_\_\_\_  
doc. Ing. Jiří Vávra, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) práce

\_\_\_\_\_  
doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

\_\_\_\_\_  
doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.  
podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

\_\_\_\_\_  
Datum převzetí zadání

\_\_\_\_\_  
Podpis studenta

## Anotační záznam

Jméno autora:	Tomáš Rožníček
Název práce:	Návrh sacího a výfukového potrubí pro jednoválcový vodíkový motor
Anglický název:	Intake and exhaust manifold design for a single cylinder hydrogen engine
Rozsah práce:	52 stran 27 obrázků 6 tabulek 11 příloh
Akademický rok:	2022/2023
Ústav:	12 120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Studijní program:	Teoretický základ strojního inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Jiří Vávra, Ph.D.
Klíčová slova:	Vodíkový spalovací motor, přeplňování, sací potrubí, výfukové potrubí
Key words:	Hydrogen combustion engine, boosting, intake manifold, exhaust manifold

## Abstrakt

Tématem bakalářské práce je vytvoření konstrukčních návrhů uspořádání sacího a výfukového potrubí pro tři varianty jednoválcového vodíkového motoru. První variantou je atmosféricky plněný motor. Druhou variantou je motor přeplňovaný mechanicky poháněným dmychadlem a třetí variantou je dvoustupňové přeplňování s využitím mechanicky poháněného dmychadla a turbodmychadla.

## Abstract

The topic of the bachelor thesis is the development of structural designs of intake and exhaust layout for three variants of a single cylinder hydrogen engine. The first variant is an atmospherically charged engine. The second variant is a supercharged engine using a mechanically driven supercharger, and the third variant is a two-stage supercharged engine using a mechanically driven supercharger and a turbocharger.

## Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma: “Návrh sacího a výfukového potrubí pro jednoválcový vodíkový motor” vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří poslední kapitulu této práce.

V Praze dne: 12.7.2023

.....

(podpis autora)

## Poděkování

Rád bych na tomto místě poděkoval doc. Ing. Jiřímu Vávrovi, Ph.D. za vedení mé bakalářské práce, cenné rady, trpělivost a věnovaný čas. Dále bych rád poděkoval všem přátelům a blízkým za podporu během celého studia.

# Obsah

1 Úvod.....	9
2 Vodík jako palivo pro zážehové motory .....	10
2.1 Vlastnosti vodíku .....	10
2.2 Výzvy spojené se spalováním vodíku v zážehových motorech .....	11
2.2.1 Zpětný zášleh .....	11
2.2.2 Předčasné vznícení .....	12
2.2.3 Klepání .....	12
3 Základní principy přeplňování .....	13
3.1 Rootsovo dmychadlo .....	13
3.2 Turbodmychadlo.....	15
4 Přeplňování vodíkových spalovacích motorů.....	16
4.1 Srovnání výkonů .....	16
4.2 Shrnutí .....	19
5 Popis brzdového stanoviště.....	20
6 Návrh nepřímého vstřikování .....	22
7 Návrh atmosférického plnění motoru .....	24
7.1 Návrh výfukové soustavy .....	24
7.2 Dokumentace sací soustavy .....	26
7.3 Konfigurace atmosférického plnění .....	27
8 Konstrukční návrh jednostupňového přeplňování motoru.....	28
8.1 Přeplňovací jednotka .....	28
8.1.1 Přestavba přeplňovací jednotky .....	28
8.1.2 Pohon přeplňovací jednotky.....	29
8.1.3 Objemové dmychadlo EATON .....	30
8.1.4 Návrh řemenového převodu .....	31
8.2 Konfigurace jednostupňového přeplňování .....	32
9 Konstrukční studie dvoustupňového přeplňování motoru .....	34

9.1 Úprava výfukového potrubí.....	34
9.2 Úprava přeplňovací jednotky .....	36
9.2.1 Úprava rámu .....	37
9.2.2 Úprava potrubí .....	37
9.2.3 Návrh svařované konstrukce .....	38
9.3 Model turbodmychadla .....	39
9.4 Návrh konstrukce pro mezichladič .....	40
9.5 Konfigurace dvoustupňového přeplňování .....	41
10 Závěr .....	43



# 1 Úvod

Aktuální evropský vývoj klade stále větší tlak na konvenční uhlovodíková paliva, která jsou využívána ve většině dnešních automobilů. Přísnější emisní normy a zákaz prodeje osobních a lehkých užitkových automobilů se spalovacími motory, který by měl vejít v platnost v roce 2035, vede k potřebě nalézt alternativní cesty v pohonech silničních vozidel.

Nejvyužívanější alternativou jsou v dnešní době elektromobily. Přesun k elektromobilitě s sebou ovšem nese problémy, které mohou být velice náročné jak ekologicky, tak technicky. Hlavní problémy spojené s elektromobily jsou: nízký dojezd, energeticky a ekologicky náročná výroba a likvidace akumulátorů, velké nároky na elektrickou infrastrukturu a čas strávený nabíjením. Ne všechny tyto problémy je lidstvo schopné momentálně vyřešit, a proto je přechod na čistě elektrický pohon velmi nepravděpodobný.

Další cestou na přechodné období může být spalování alternativních obnovitelných paliv, jako například kapalných i plyných biopaliv, syntetických paliv nebo přímo vodíku. Velký potenciál má právě vodík. Při jeho spalování nevznikají žádné emise oxidu uhličitého a při spalování velmi chudých směsí je produkováno jen minimum oxidů dusíku. Jediným významným produktem spalování je tedy voda. Další výhodou je možnost využít již dosavadních spalovacích motorů a tím snížit náročnost zavedení této technologie.

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčními návrhy tří variant vodíkového jednoválcového motoru. První variantou je atmosférické plnění motoru. Druhou variantou je přeplňování mechanickým objemovým dmychadlem a poslední variantou je pak dvoustupňové přeplňování mechanickým dmychadlem a turbodmychadlem. Cílem práce je vytvořit dokumentaci stávajících i budoucích komponent použitých na experimentálním stanovišti a zároveň i zdokumentovat jednotlivé konstrukční návrhy v 3D CAD softwaru PTC Creo 4 pro tři výše popsané varianty. Vytvořená dokumentace by měla sloužit pro zjednodušení výroby a dohledávání informací o jednotlivých komponentách.

## 2 Vodík jako palivo pro zážehové motory

Vodík je alternativní palivo, které by se mohlo stát nástupcem konvenčních uhlovodíkových paliv. Jeho unikátní vlastnosti mu dodávají jisté výhody, ale i nevýhody při využití ve spalovacích motorech. Spalováním vodíku vznikají pouze voda a oxidy dusíku ( $\text{NO}_x$ ). Oxidy dusíku vznikají reakcí kyslíku s dusíkem za vyšších teplot spalování ( $1480\text{ }^\circ\text{C}$ ) a jsou jedinou škodlivou látkou, která je při spalování vodíku vypouštěna do ovzduší. Ovšem díky vlastnostem vodíku, jako je možnost spalování velmi chudých směsí paliva se vzduchem, lze snížit množství škodlivých látek ve výfukových spalinách na přijatelné hodnoty.

### 2.1 Vlastnosti vodíku

Klíčové vlastnosti, které činí vodík ideálním kandidátem na palivo budoucnosti jsou shrnuty v tabulce (Tab. 1) porovnávající vodík s konvenčními uhlovodíkovými palivy.

Vlastnosti	Vodík	CNG	Benzín	Nafta
Výhřevnost (MJ/kg)	119,7	45,8	44,8	42,5
Hustota ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )	0,089	0,72	730-780	830
Objemový obsah energie ( $\text{MJ}/\text{m}^3$ )	10,7	33,0	$33 \times 10^3$	$35 \times 10^3$
Teplota samovznícení (K)	858	813	623	523
Iničiační energie (mJ)	0,02	0,29	0,24	0,24
Stechiometrický směšovací poměr	34,5	17,2	14,7	14,5
Rychlost laminárního plamene ( $\text{m}/\text{s}^2$ )	1,85	0,38	0,37-0,43	0,37-0,43
Rozsah zápalnosti směsi (obj. %)	4-76	5,3-15	1-7,6	0,6-5,5
Teplota plamene (K)	2480	2214	2580	2300

Tab. 1- Vlastnosti vodíku v porovnání s uhlovodíkovými palivy. [1]

Jednou z velkých nevýhod vodíku je jeho velmi nízká hustota. Ta komplikuje nejen samotné skladování paliva, ale je také příčinou nízké objemové výhřevnosti směsi a tím i nižšího dosaženého výkonu. To znamená, že je potřeba velkého množství směsi, abychom získali stejné množství energie v porovnání s jinými palivy. Výkon lze zvýšit kombinací využití několika technologií například přímým vstřikováním vodíku do válce s přeplňováním. [2] [3] Na druhou stranu má vodík poměrně vysokou teplotu samovznícení, což nám dovoluje operovat při větších kompresních poměrech. Větší kompresní poměry zvyšují i termodynamickou účinnost motoru. Maximální kompresní poměr je dán odolností paliva vůči klepání. Častěji využívané chudší směsi jsou méně náchylné ke klepání než

uhlovodíková paliva, a proto je možné využít větších kompresních poměrů. Zvolení vhodného kompresního poměru je pro každou aplikaci odlišné, jelikož se poměry pro maximální termodynamickou účinnost mohou rozcházet s poměry pro maximální výkon. [2] [4]

V porovnání s benzínem nebo naftou má vodík o řád nižší iniciační energii (Tab. 1). Z toho vyplývá, že je potřeba mnohem méně energie pro zapálení směsi. To může mít za následek předčasné vznícení palivové směsi nebo zpětný zášleh. Tyto jevy mohou způsobit detonační spalování čili klepání nebo dokonce i selhání motoru. [1] [2]

Další důležitou vlastností vodíku je jeho široký rozsah zápalnosti. Rozsah zápalnosti směsi nám umožňuje plnit motor chudou palivovou směsí, která je výhodná hned z několika důvodů. Díky chudé palivové směsi dochází ke snížení teploty spalování a tím i snížení šance na možné předčasné vznícení, k němuž dochází v místech se zvýšenou teplotou jako jsou například místa v okolí zapalovacích elektrod, ventilů nebo usazenin v motoru. Dále nám nízká teplota spalování zaručuje nižší obsah oxidů dusíku ve výfukových spalínách. [2] [3]

## 2.2 Výzvy spojené se spalováním vodíku v zážehových motorech

Při spalování dochází k jevům, jako například zpětný zášleh, předčasné vznícení nebo klepání. Tyto jevy mohou narušit chod motoru a způsobit i jeho selhání. Kvůli svým vlastnostem, které byly popsány výše, je směs vodíku a vzduchu k některým z těchto fenoménům náchylnější než konvenční uhlovodíková paliva.

### 2.2.1 Zpětný zášleh

Zpětný zášleh je jedním z hlavních problémů při spalování vodíku. Je způsoben nekontrolovatelným spalováním palivové směsi uvnitř spalovací komory nebo uvnitř sacího potrubí a důvodem je zvýšená teplota uvnitř válce. Tomuto jevu napomáhá především nízká iniciační energie vodíku. Klíčovými faktory k eliminování zpětného zášlehu jsou snížení teploty v okolí sacího ventilu, správné časování vstřikovávání vodíku, snížení úhlu překrytí sacího a výfukového ventilu nebo zvýšení tlaku v sacím potrubí, čehož lze dosáhnout s pomocí přeplňování. Zvýšením tlaku v sání nad hodnoty tlaku ve spalovací komoře můžeme

regulovat zpětný zášleh a také tím zvýšíme objemovou účinnost a navýšíme výkon motoru. [5] [6]

### 2.2.2 Předčasné vznícení

Definicí předčasného vznícení palivové směsi je spalování před výbojem jiskry. Tento jev obecně vzniká v místech se zvýšenou teplotou jako jsou například zapalovací elektrody, ventily nebo usazeniny v motoru. Předčasné vznícení urychlí počátek spalování, což má za následek rychlý nárůst tlaku, akustické oscilace a vyšší odvod tepla. To vede ke zvýšení povrchových teplot válce, které mohou dále posunout počátek spalování a způsobit selhání motoru. Hlavním rozdílem mezi předčasným vznícením a zpětným zášlehem je ten fakt, že předčasné vznícení probíhá při kompresní fázi motoru, kdy je sací ventil uzavřen, zatímco zpětný zášleh nastává při otevření sacího ventilu. Abychom předešli vzniku předčasného vznícení, je potřeba snížit teplotu uvnitř válce. Toho můžeme dosáhnout pomocí spalování chudé směsi paliva se vzduchem, vstřikováním vody do válce, regulací výfukových plynů pomocí technologie EGR nebo zmenšením časového okna, kdy je otevřen sací i výfukový ventil. [4] [5] [7]

### 2.2.3 Klepání

K detonačnímu spalování neboli klepání dochází při spalování směsi vodíku a vzduchu důvodem zvýšeného tlaku a teploty ve válci. Teplota a tlak ve válci vzroste po zažehnutí směsi pomocí svíčky, kdy dochází k postupnému hoření směsi a v tento moment dojde k souběžnému zažehnutí nespálené palivové směsi ve vzdálené části válce. Klepání významně zvyšuje přestup tepla do stěn spalovacího prostoru a způsobuje nadměrné zvýšení tlaku a teploty u stěn válce, což může mít za následek teplotní poškození částí motoru. Vlivem vyšší teploty samovznícení a rychlosti laminárního plamene je vodík na rozdíl od uhlovodíkových paliv méně náchylný k tomuto jevu. Pro zamezení tomuto fenoménu je důležité vyhnout se bohatým směsem paliva a vysokým kompresním poměrům. [3] [5]

Společným opatřením proti uvedeným výzvám je účinné přeplňování a chlazení stlačeného vzduchu. Předkládaná práce se proto zabývá i návrhem přeplňování zkušebního motoru.

### 3 Základní principy přeplňování

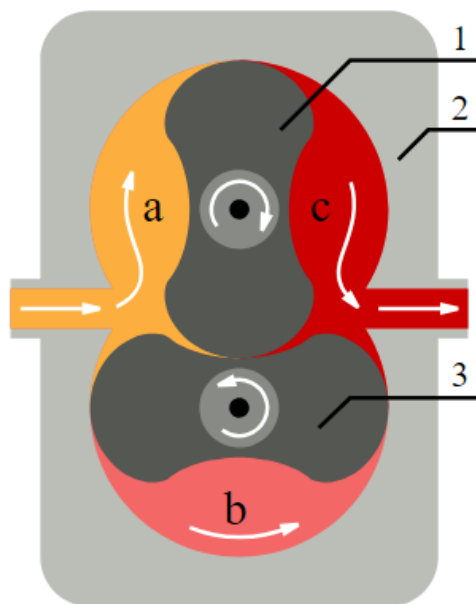
Přeplňování je technologií, která nám umožňuje navýšení výkonu spalovacích motorů, a to při zachování konstrukčních rozměrů, tedy bez potřeby navyšování počtu válců nebo zvětšování zdvihového objemu válce. Fundamentálním principem přeplňování je navýšit hustotu pracovního média, kterým bývá vzduch nebo palivová směs, před jeho vstupem do spalovací komory válce. Toho je možné docílit zvýšením tlaku a následným ochlazením média v sací soustavě motoru. Díky zvýšené hustotě je možné ve spalovací komoře spálit více paliva a tím navýšit výkon. Vyššího tlaku dosahujeme umístěním kompresoru na sací stranu motoru a pro snížení teploty je ve většině případů využíván mezichladič. Ten je umístěn v sací soustavě za kompresorem. [8] [9]

V následující části jsou popsány principy fungování Rootsova dmychadla a turbodmychadla, a to z důvodu jejich následného využití v konstrukční studii rozepsané v druhé polovině této práce.

#### 3.1 Rootsovo dmychadlo

Rootsovo dmychadlo spadá do kategorie objemových dmychadel. Ta jsou specifická tím, že jsou poháněna mechanicky přímo od motoru. To znamená, že jsou ve většině případů propojena s motorem pomocí řemenového, nebo jiného nepřímého převodu.

Pro správné pochopení principu, na kterém Rootsovo dmychadlo funguje, je potřeba si nejprve představit jeho konstrukci. Na schématu (Obr. 1) lze vidět jednotlivé části a zároveň i jednotlivé cykly dmychadla. Třemi hlavními částmi jsou rotory (1,3) a skříň dmychadla (2). Rotory Rootsových dmychadel se mohou lišit počtem zubů nebo tvarem profilu zubu.



Obr. 1- Schéma Rootsova dmyhadla. [10]

Rootsovo dmyhadlo nejprve nasaje skrze vstupní otvor vzduch mezi rotor a skříň (a). Poté dojde k přesunutí vzduchové kapsy směrem k výstupnímu otvoru (b). Poslední fází je stlačení vzduchu (c), ke kterému dochází po propojení vzduchové kapsy s výstupním otvorem. Ke stlačení dochází důsledkem působení plynů vytlačených během předchozího cyklu na plyn tlačný ven z dmyhadla. [11]

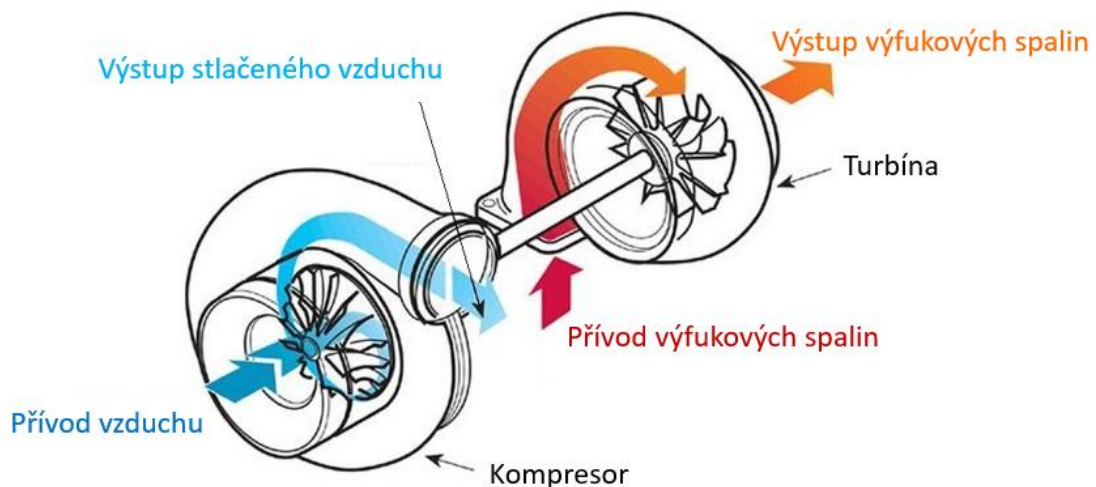
Mezi výhody Rootsových dmyhadel můžeme zařadit jednoduchost konstrukce a s ní spojenou kompaktnost celé součásti. Dále také absenci potřeby mazání mechanismu, které je dosaženo díky tomu, že nedochází ke kontaktu rotorů. Naopak mezi nevýhody se řadí nízká účinnost, která se odvíjí od vůle mezi zuby rotorů. Mimoto to dochází k tlakovým pulzacím, které mají za následek hlučnost dmyhadla. Tlakové pulzace byly v průběhu vývoje Rootsových dmyhadel částečně eliminovány, a to pomocí více lopatkových rotorů se šikmými zuby. [9]

Rootsovo dmyhadlo prošlo v průběhu času mnoha modifikacemi. Společnost Eaton přišla s revoluční technologií TVS. U kompresorů TVS je na rozdíl od klasických Rootsových dmyhadel vzduch nasáván rovnoběžně s osou rotace rotorů a vytlačován kolmo na ni, zatímco u Rootsových dmyhadel probíhá sání i výtlač kolmo na osu rotace rotorů. Odlišná je také konstrukce rotorů. Moderní dmyhadla TVS využívají převážně tří nebo čtyř zubové rotory se zuby evolventního profilu zatočenými pod úhlem 160°. Díky těmto úpravám dosahují dmyhadla TVS vyšších účinností. [12] [13]

### 3.2 Turbodmychadlo

V automobilových aplikacích dochází často k propojení radiálního kompresoru s turbínou a vzniká tak turbodmychadlo (Obr. 2). Radiální nebo také odstředivý kompresor nasává vzduch vstupním otvorem do kompresorové skříně. Dochází tak k urychlení nasátého vzduchu a poklesu jeho tlaku. Lopatky oběžného kola poté svou rotací předají vzduchu kinetickou energii. Ta je poté pomocí difuzoru na výstupu přeměněna na tlakovou energii, tím dojde k poklesu rychlosti média a zvýšení tlaku a teploty. [9] [14] [15]

Na rozdíl od již zmíněného Rootsova dmyhadla není turbodmychadlo poháněno mechanicky, ale pro jeho pohon se využívá energie výfukových spalin. Výfukové spaliny jsou hnány do turbínové skříně. Zde dochází za pomoci rozváděcích lopatek statoru k částečné expanzi spalin, což má za následek zvýšení rychlosti plynu. Dále putují výfukové spaliny na lopatky oběžného kola turbíny, kde dojde k expanzi zbytku energie výfukových plynů. Tímto principem dochází k roztočení kompresorového rotoru, který je s turbínou propojen pomocí hřídele. [9] [15]



Obr. 2- Schéma turbodmychadla. [16]

Velkou výhodou turbodmychadel je využití energie výfukových spalin. Jelikož turbodmychadlo není mechanicky propojeno s motorem, nedochází tak ke snižování účinnosti přeplňovaného motoru. Na druhou stranu jsou turbodmychadla náročnější na provoz než objemová dmyhadla. Turbodmychadlo je náchylné na vysoké teploty a kvalitu mazání, proto je pro správné fungování potřeba dostatečný přívod kvalitního oleje, který slouží nejen jako mazací prvek, ale také jako chladicí kapalina.

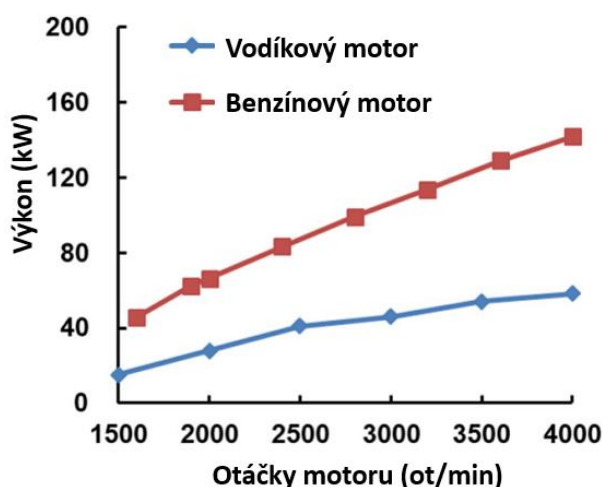
## 4 Přepřňování vodíkových spalovacích motorů

Tato kapitola má sloužit jako rešerše k tématu přepřňování vodíkových motorů. Jsou zde shrnuty informace ohledně způsobu přepřňování, přepřňovaných motorech, důležitých poznatcích a výsledcích výzkumů. Informace byly čerpány z volně dostupných článků a technických zpráv.

### 4.1 Srovnání výkonů

Výzkumná pracoviště často srovnávají vodík s dnes běžně využívanými uhlovodíkovými palivy. Snahou je z vodíkových motorů dostat srovnatelný či vyšší výkon v porovnání s konvenčními palivy.

Luo a Lee [17] ve své studii srovnávají vodík s benzínem. Pro svůj výzkum využívají čtyřválcový motor o zdvihovém objemu 2,3 litru s nepřímým vstřikováním paliva. Motor byl přepřňován s využitím turbodmychadla, které však podle autorů není vhodně zvoleno pro přepřňování vodíkového motoru. Od tohoto faktu se odvíjely výsledky studie. Výkonová charakteristika byla zkoumána v rozmezí od 1500 do 4000 ot/min. Z charakteristiky níže (Obr. 3) je možné vyčíst, že maximálních výkonů dosahovaly obě varianty při 4000 ot/min. Vodíkem poháněná varianta dosáhla maximálního výkonu pouhých 59,4 kW. Zatímco benzínová varianta motoru byla schopna vyvinout výkon okolo 140 kW. Takto negativní výsledek pro vodík autoři přisuzovali chudé palivové směsi ( $\lambda=1,8$ ), dále také nižšímu sacímu tlaku turbodmychadla a menšímu hmotnostnímu průtoku vzduchu. [17]

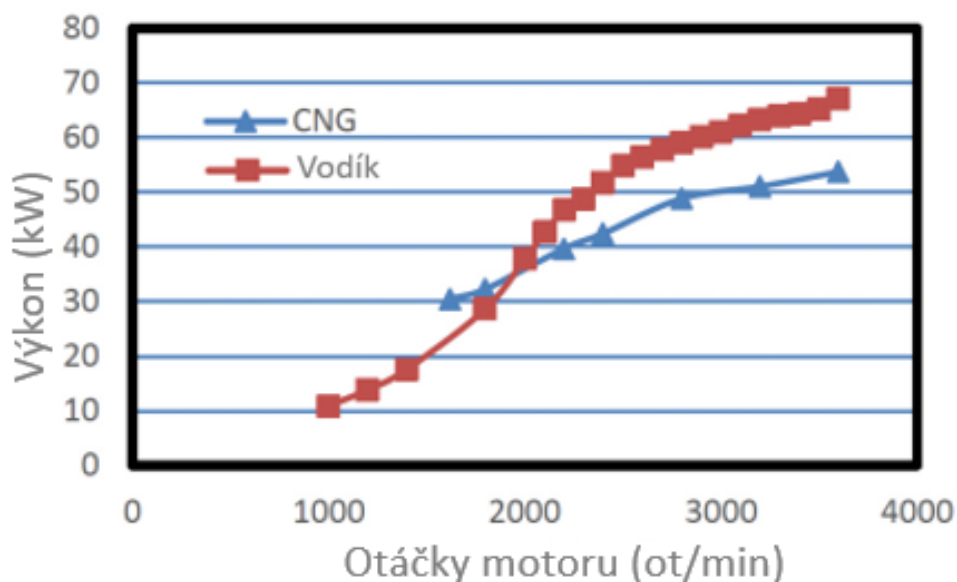


Obr. 3- Výkonová charakteristika vodíkového a benzínového motoru. [17]



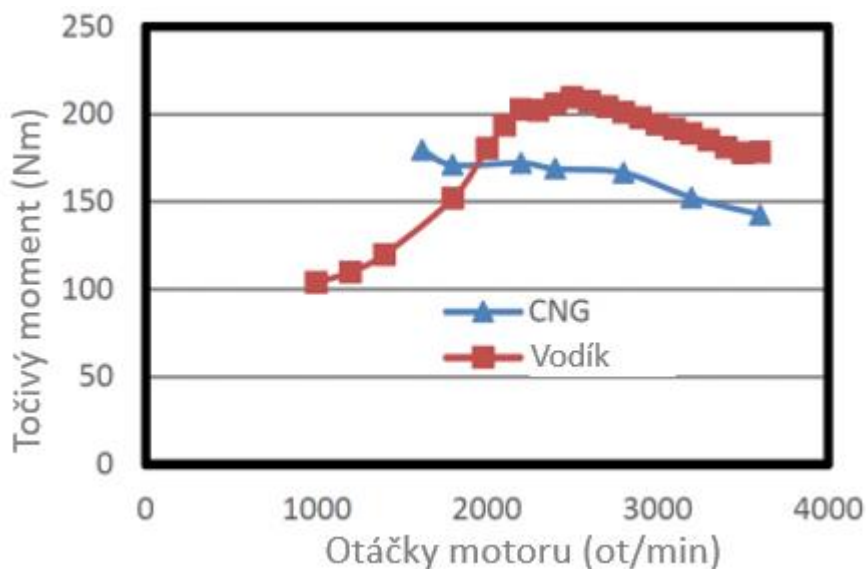
Zajímavé porovnání ve své studii popisují Jilakara a kolektiv [18]. Tato skupina výzkumníků se rozhodla porovnat atmosféricky plněný motor spalující CNG s přeplňovaným vodíkovým motorem. Pro testování byl využit čtyřválcový zážehový motor o zdvihovém objemu 2,5 litru, který měl sloužit pro pohon minibusů. Pro přeplňování vodíkového motoru autoři využívali turbodmychadla. Autoři ve své studii detailně popisují výběr důležitých komponent a aspektů pro bezproblémový provoz vodíkového motoru jako například: kompresní poměr, výběr kompresoru turbodmychadla, způsob vstřikování paliva nebo vhodný výběr zapalovacích svíček. [18]

Jilakara a kolektiv [18] zkoumali charakteristiky motorů v rozsahu 1000 až 3600 ot/min. Důležité je podotknout, že součinitel přebytku vzduchu byl pro více než 2000 ot/min zvolen  $\lambda=2$ . Zatímco pro otáčky méně než 1800 ot/min byl součinitel  $\lambda= 1,67$ . Díky snížení součinitele přebytku vzduchu v nižších otáčkách byli autoři schopni navýšit výkon o zhruba 2 kW v této oblasti a zároveň zachovat nízké emise oxidů dusíku. Na obrázku níže (Obr. 4) je možné vidět porovnání výkonových charakteristik obou variant. Maximální dosažený výkon přeplňovaného vodíkového motoru byl 66,7 kW při 3600 ot/min. Atmosféricky plněný motor poháněný CNG dosáhl maximálního výkonu 52 kW, také při 3600 ot/min. [18]



Obr. 4- Porovnání výkonových charakteristik vodíku a CNG. [18]

Z porovnání momentových charakteristik níže (Obr. 5) je patrné, že vyššího točivého momentu dosáhl také vodíkový motor. Bylo zjištěno, že motor na CNG dosahoval točivého momentu 175 Nm při 2000 ot/min, zatímco vodíkový motor při stejných otáčkách dosáhl 180 Nm. [18]

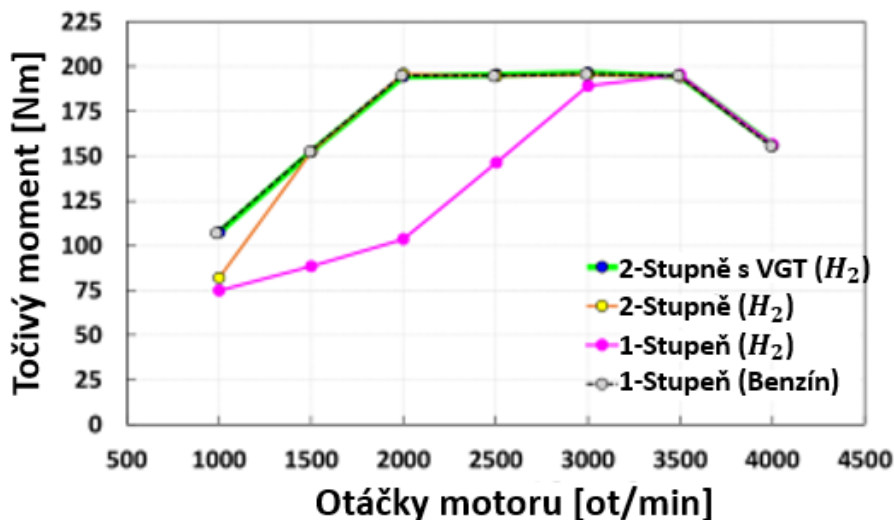


Obr. 5- Porovnání momentových charakteristik vodíku a CNG. [18]

Autoři dále uvedli, že nízké hodnoty výkonu a točivého momentu přeplňovaného vodíkového motoru při nízkých motorových otáčkách, jsou způsobeny nízkou teplotou výfukových spalin, kdy turbodmychadlo nedokáže vyvinout dostatečné množství energie pro zajištění požadovaného stlačení. [18]

Pomocí 1D simulace zkoumali Kim a Rajoo [19] požadavky na přeplňování experimentálního motoru o zdvihovém objemu 1,6 litru s nepřímým vstřikováním paliva. Cílem jejich studie bylo zjistit požadavky na přeplňování a uspořádání, které bude schopno dosáhnout srovnatelného výkonu jako turbodmychadlem přeplňovaný benzínový motor. Autoři studie vytvořili tři varianty přeplňování vodíkového motoru, které poté vzájemně porovnávali. První variantou byl vodíkový motor přeplňovaný jedním turbodmychadlem. Tato varianta ovšem nebyla schopna dosáhnout dostatečně vysokého plnicího tlaku při otáčkách nižších 3000 ot/min, proto jako druhou variantu zvolili dvoustupňové přeplňování s dvěma turbodmychadly. Výsledkem bylo dosažení identického točivého momentu v rozmezí od 1500 do 4000 ot/min. Ovšem při nízkých otáčkách (1000 ot/min) nebyl dodáván dostatečný plnicí tlak. Poslední variantou bylo znovu dvoustupňové přeplňování, ovšem tentokrát autoři vyměnili vysokotlaké turbodmychadlo za turbodmychadlo s proměnou geometrií

rozdávěcích lopatek statoru (VGT), čímž dosáhli vyššího plnicího tlaku při nízkých otáčkách. Pomocí poslední varianty bylo dosaženo shodné momentové charakteristiky s charakteristikou přeplňovaného benzínového motoru. Charakteristiky pro jednotlivé varianty lze vidět níže (Obr. 6). [19]



Obr. 6- Momentová charakteristika tří variant přeplňování vodíkového motoru v porovnání s přeplňovaným benzínovým motorem. [19]

#### 4.2 Shrnutí

Jak je z výše uvedených zdrojů patrné, trendem pro přeplňování vodíkových motorů je využití turbodmychadel. U spalovacích motorů na vodík je produkován výkon výrazně nižší než výkon motorů poháněných konvenčními palivy. Hlavním důvodem je nízká hustota vodíku, která snižuje objemovou účinnost. Navíc je z emisních důvodů potřeba vodíkové motory provozovat s velmi chudou směsí, což přináší výzvy spojené s nedostatkem výkonu. Z tohoto důvodu je potřeba vodíkové motory přeplňovat, abychom kompenzovali nedostatečný výkon spalováním chudé palivové směsi pomocí většího hmotnostního průtoku vzduchu. [20]

Studie od vědců Lua a Leeho [17] demonstrovala, že správný výběr turbodmychadla je kritický pro dosažení požadovaného nárůstu výkonu. V porovnání s benzínovými přeplňovanými motory spalujícími stechiometrickou směs je očekávaná spotřeba vzduchu vodíkových motorů spalujících chudé a velmi chudé směsi zhruba o polovinu vyšší. To znamená, že se předpokládá nejen o polovinu vyšší hmotnostní průtok vzduchu, ale také o téměř 90 % vyšší plnicí tlak. V mnoha případech tedy jednostupňové přeplňování bude nedostatečné a bude potřeba sáhnout po dvoustupňovém přeplňování. [17] [19] [20]

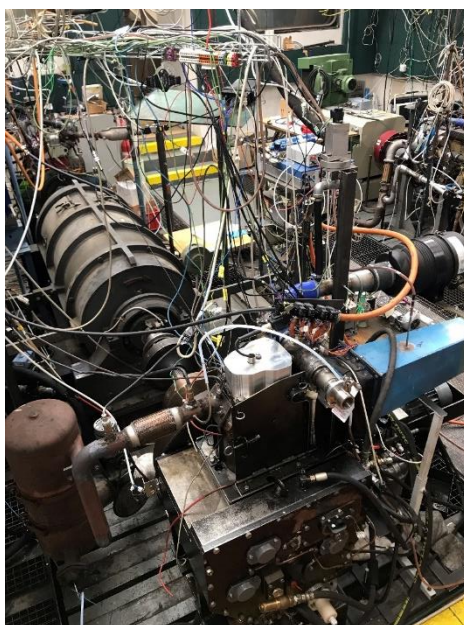
## 5 Popis brzdového stanoviště

Brzdové stanoviště se nachází v laboratořích fakulty strojní ČVUT, Pod Juliskou 4. Konstrukční návrhy jsou prováděny na jednoválcovém motoru Tatra s označením T3-011. Jde o původně vznětový, vzduchem chlazený motor s přímým vstřikováním. Zdvihový objem jednoho válce je přibližně 1,6 l. V tabulce níže (Tab. 2) jsou uvedeny základní informace o zkušebním jednoválcovém motoru.

Označení	T3 011	
Vrtání	120 mm	
Zdvih	140 mm	
Výkon	40 kW @1700-1800 ot/min	
Točivý moment	260 Nm @ 1000-1200 ot/min	
původní kompresní poměry	vznětová varianta	16,5:1
	zážehová varianta	13:1

Tab. 2- Parametry zkušebního jednoválcového motoru Tatra. [21]

Jednoválcový vznětový naftový motor (Obr. 7) byl v první fázi přestaven na atmosférický zážehový s nepřímým vstřikováním paliva. Momentálně je experimentální jednotka provozována na vodík. Motor by měl dále přejít z atmosférického plnění na jednostupňové přeplňování za pomoci objemového dmyhadla. Pokud přeplňování v jednom stupni nebude dostatečné, nabízí se jako další krok využití dvojitého přeplňování s objemovým dmyhadlem v sérii s turbodmyhadlem.



Obr. 7- Brzdové stanoviště s jednoválcovým motorem TATRA.

Cílem projektu je studie proveditelnosti vodíku jako alternativy k naftě a dalším konvenčním uhlovodíkovým palivům pro využití v motorech užitkových automobilů. Budou zkoumána specifika vzduchem chlazeného motoru při využití vodíku.

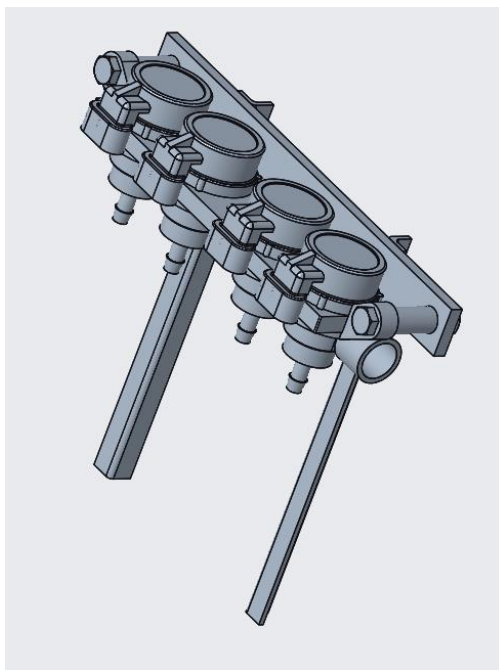
## 6 Návrh nepřímého vstřikování

Prvotním úkolem bylo navrhnout integraci vstřikovacího ústrojí vodíku z dostupných dílů. Cílem bylo vytvořit co nejjednodušší a nejlevnější konstrukci, která poslouží pro první testovací fáze zkušebního jednoválce. Pro vstřikování paliva byla vybrána vstřikovací lišta od společnosti Landi Renzo, model EVO. V tabulce níže (Tab. 3) jsou uvedeny informace o této komponentě.

Pracovní tlak [bar]	0,5-4,5
Zkušební tlak [bar]	10
Odpor cívky [ $\Omega$ ]	1,96
Maximální proud [A]	4,4
Pracovní napětí [V]	4,5/13,5
Otevírací čas [ms]	2,45
Zavírací čas [ms]	1,9

Tab. 3- Parametry vstřikovací lišty Landi Renzo EVO. [22]

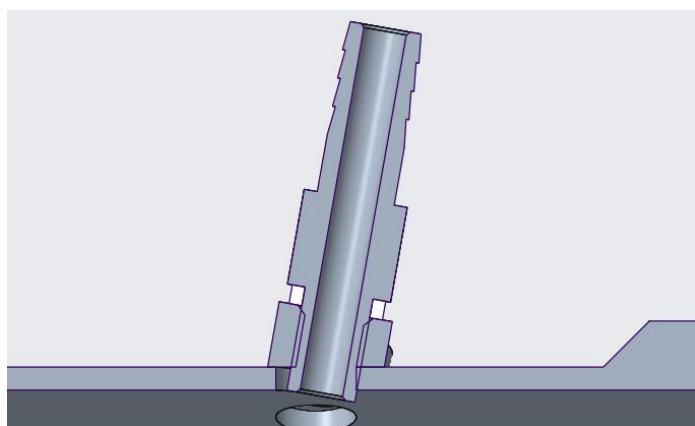
Konstrukční návrh držáku vstřikovací lišty a dalších komponent byl proveden v softwaru PTC Creo 4. Držák vstřikovací lišty (Obr. 8) se skládá z dvou ocelových úhelníků profilu L o rozměrech 10x10x2, které jsou svařeny s pásovou ocelí o rozměrech 12x5.



Obr. 8- Model držáku vstřikovací lišty.

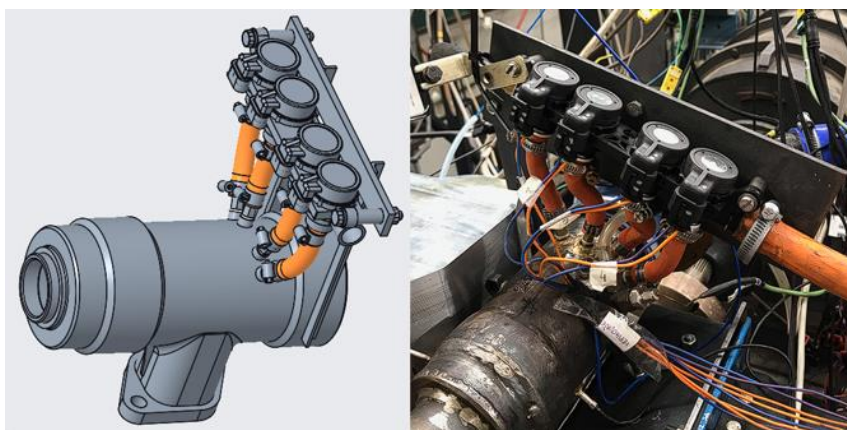
Držák je poté svařen s hlavním dílem sacího potrubí. Celá tato konstrukce je ke vstříkovací liště připevněna pomocí dvou šroubových spojení. Šroubový spoj je realizován dvojicí šroubů s šestihrannou hlavou M6x45, distančními kroužky a šestihrannými maticemi M6.

Dále bylo potřeba navrhnout polohu vstříkovacích trysek upevněných k hlavnímu dílu sacího potrubí. To bylo realizováno za pomoci obrobených návarků z kruhové oceli o průměru 10 mm. Pro zaručení lepšího promísení palivové směsi bylo čelo návarků zkoseno o 10°. Uvnitř návarku se nachází metrický závit M6x0,75, do kterého se následně zašroubují vstříkovací trysky. Jednotlivé trysky jsou od sebe osazeny po 20° a 40°.



Obr. 9- Detail spojení sacího válce, návarku a vstříkovací trysky.

Vstříkovací trysky a vstříkovací lišta byly propojeny pryžovými hadicemi GWPB o vnitřním průměru 6,3 mm. Pracovní tlak těchto hadic je 20 barů a poruchový tlak je 60 barů. Na obrázku níže (Obr. 10) je možné vidět model sestavy v porovnání s vyrobenými díly. Na konec byla vytvořena kompletní výkresová dokumentace (Přílohy 1-10).



Obr. 10- Porovnání CAD modelu s vyrobenou sestavou na brzdovém stanovišti.

## 7 Návrh atmosférického plnění motoru

V této fázi šlo nejen o konstrukční návrh, ale také o dokumentaci stávajícího stavu laboratorního stanoviště. V první řadě bylo potřeba navrhnout výfukovou soustavu z dílů dodaných společností TATRA a volně dostupných armatur. Poté celou konfiguraci sacího a výfukového potrubí, včetně dodaných dílů, zdokumentovat a vytvořit CAD modely v softwaru PTC Creo 4.

### 7.1 Návrh výfukové soustavy

Úkolem bylo navrhnout výfukové potrubí s maximálním využitím volně dostupných polotovarů. Celá výfuková soustava se skládá z výfukových svodů před ustalovací nádobou, ustalovací nádoby, škrtící klapky s řetězovým pohonem a potrubí vedoucího do komína.

Pro návrh části výfukových svodů vedoucích z motoru do ustalovací nádoby byly využity varné polotovary z oceli S235. Průměr potrubí byl navržen na 48,3 mm a tloušťka stěny potrubí činí 2,6 mm. Průměr potrubí byl zvolen podle rozměru výfukového traktu hlavy motoru. Potrubí bylo dále osazeno pružným dílem neboli vlnovcem, aby došlo k zamezení přenosu vibrací na výfukové potrubí a jeho deformaci důsledkem tepelné roztažnosti.

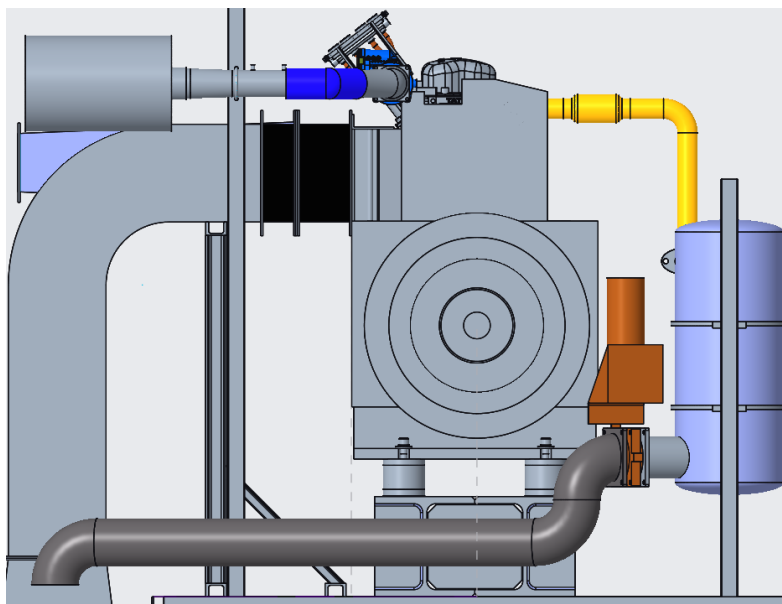
Další komponentou v pořadí je ustalovací nádoba, která byla poskytnuta společností TATRA. Ustalovací nádoba slouží k ustálení pulzací vzniklých chodem jednoválcového motoru. Její další funkcí je shromažďování kondenzátu, proto je nádoba vybavena vypouštěcím ventilem, který se nachází v nejnižším bodě nádoby. Výrobce udávaný objem nádoby je 40 litrů. Dále je na štítku uveden jmenovitý přetlak 0,8 MPa a zkratový přetlak roven 1,2 MPa.

Společnost TATRA také dodala výfukovou škrtící klapku s řetězovým pohonem, jejíž funkcí je emulovat protitlak turbodmychadla.

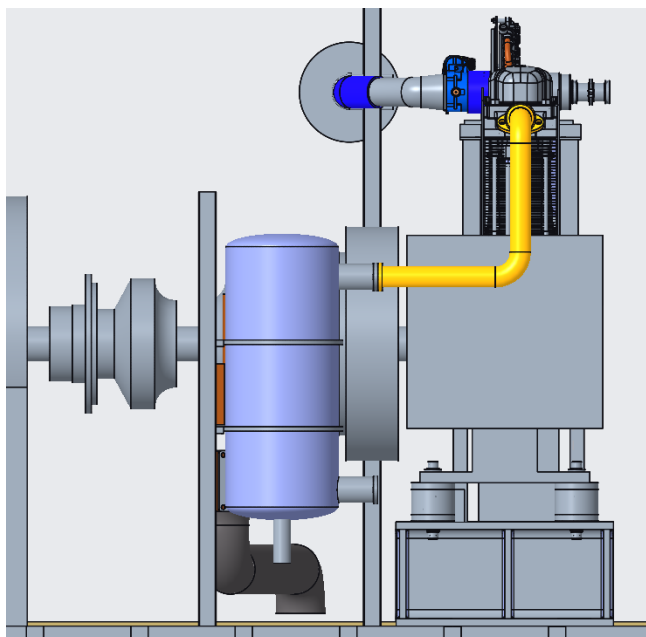
Poslední část výfukové soustavy vede od škrtící klapky do komína. Potrubí je navrženo z varných polotovarů oceli S235. Průměr potrubí je 114,3 mm a tloušťka činí 3,6 mm.



Na obrázcích níže (Obr. 11, Obr. 12) lze vidět sestavu výfukového potrubí ze dvou pohledů. Pro lepší orientaci byly díly výfukové soustavy barevně odlišeny. Žlutou barvou byly označeny výfukové svody vedoucí do ustalovací nádoby. Za ustalovací nádobou se nachází oranžově zvýrazněná škrtkovací klapka s řetězovým pohonem, na kterou je připojeno šedé potrubí vedoucí do komínu.



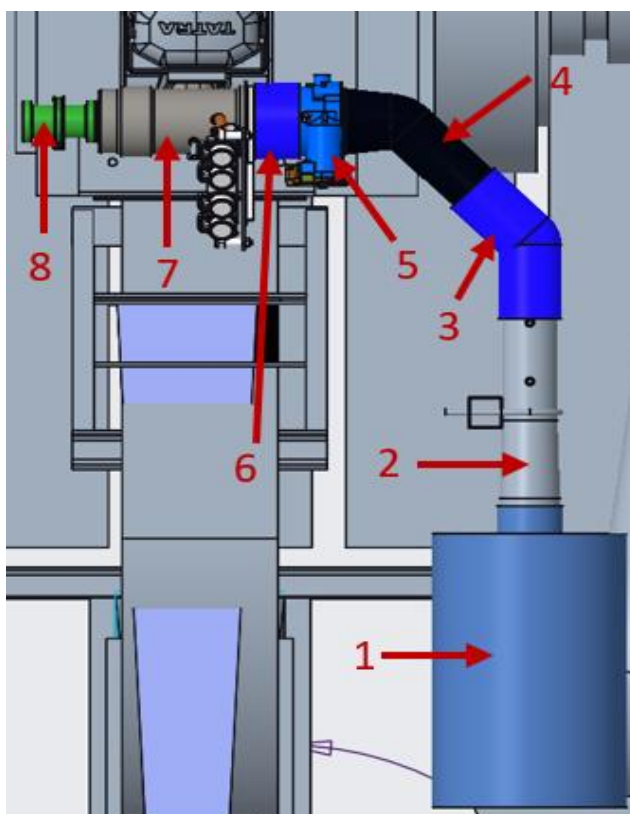
*Obr. 11- Pohled na výfukové potrubí od setrvačnicku.*



*Obr. 12- Pohled na výfukové potrubí od výfukového kanálu.*

## 7.2 Dokumentace sací soustavy

Sací soustava sestává ze vzduchového filtru (1), armatur z nerezové oceli (2), silikonových hadic (3,6), upevněných pomocí hadicových spon, litinového redukčního kolena (4), elektronicky řízené škrtkící klapky (5), sacího válce (7) a pojistného ventilu s průtržnou membránou (8). Na obrázku níže (Obr. 13) lze vidět CAD model zdokumentované sestavy s barevně vyznačenými komponentami pro lepší orientaci.



Obr. 13- Pohled na CAD dokumentaci sací soustavy jednoválcového motoru.

Elektronicky řízená škrtkící klapka byla dodána společností Bosch. Její funkcí je regulovat průtok vzduchu sacím potrubím a zajistit správné proudění vzduchu do sání, čímž přispívá k promíchání palivové směsi. To vede k efektivnímu spalování směsi. Pro naši aplikaci byla vybrána škrtkící klapka s průměrem vrtání 82 mm.

Jako bezpečnostní prvek byla na sací válec namontována průtržná membrána z niklu, jejíž pojistný tlak udává výrobce na 5 barů s tolerancí deseti procent. Membrána zabraňuje poničení vstřikovacího systému, senzorů a dalších komponent sací soustavy. Princip fungování membrány je jednoduchý a efektivní. Při zvýšení tlaku nad hodnotu pojistného tlaku, udávaného výrobcem, dojde k prohnutí membrány a proražení hrotem. Přetlak poté unikne do atmosféry a nedojde k poničení dalších dílů sací soustavy. V tabulce níže (Tab. 4) jsou shrnuty důležité hodnoty udávané výrobcem průtržné membrány.

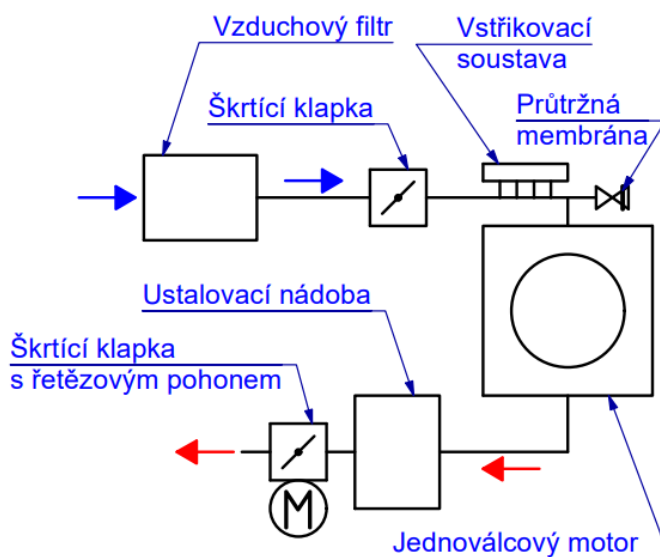
Membrána	EN ISO 4126-2
Materiál	Nikl
Pojistný tlak	5 bar ± 10 %
Vztažná teplota	120 °C

Tab. 4- Vlastnosti průtržné membrány.

### 7.3 Konfigurace atmosférického plnění

V kapitolách výše byly popsány kroky, které vedly k vytvoření dokumentace pro atmosféricky plněný jednoválcový motor. Pro lepší představu bylo vytvořeno 1-D schéma (Obr. 14), které má za účel přiblížit jednotlivá zapojení komponent do celku.

Nasátý vzduch putuje přes vzduchový filtr a škrtkovací klapku do sání, kde je pomocí nepřímého vstřikování vytvořena palivová směs. Ta je dále spalena ve válci motoru. Spaliny z motoru cestují přes ustalovací nádobu a škrtkovací klapku s řetězovým pohonem do komína.



Obr. 14- 1-D schéma atmosféricky plněného jednoválcového motoru.

## 8 Konstrukční návrh jednostupňového přeplňování motoru

Kompletní konstrukční návrh jednostupňového přeplňování jednoválcového experimentálního motoru se skládá z přestavby přeplňovací jednotky navržené v diplomové práci Ing. Gaisla [23] a propojení upravené jednotky se sáním motoru. Mimoto je v této kapitole vyhrazen prostor pro dokumentaci důležitých parametrů jednotlivých kritických komponent, které mohou posloužit jako vodítko k jejich obsluze.

Primární motivací k přeplňování jednoválcového motoru je zvýšení výkonu. Přeplňování nám umožňuje zvýšit výkon bez nutnosti zvětšení zdvihového objemu motoru či jeho otáček.

Na experimentálním stanovišti je pro tyto účely využíváno objemové dmychadlo s externím pohonem.

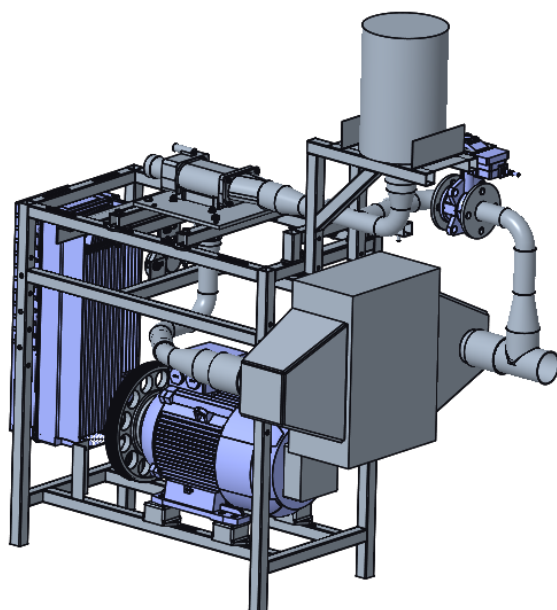
### 8.1 Přeplňovací jednotka

Funkcí přeplňovací jednotky je zajistit dostatečné stlačení vzduchu proudícího do sání motoru a tím zvýšit jeho výkon. Celá jednotka je složena ze svařovaného rámu, objemového dmychadla, frekvenčního měniče, asynchronního motoru, řemenového převodu, nerezového potrubí, silikonových kolen a hadic, škrtkové klapky, mezichladiče a filtru. Přeplňovací jednotka byla primárně navržena za účelem snadného přemístování mezi laboratorními stanovišti.

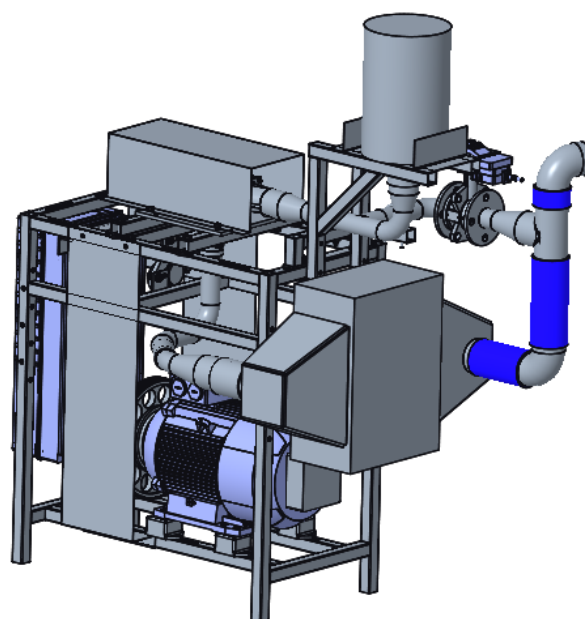
Princip přestavby spočíval v přesměrování výstupního potrubí z mezichladiče pro lepší zakomponování na brzdové stanoviště. Také bylo potřeba navrhnout nový řemenový pohon. Původní převod má maximální přenositelný výkon pouze 8,5 kW (podle Gaisla [23]), což je pro naši aplikaci nevyhovující.

#### 8.1.1 Přestavba přeplňovací jednotky

Cílem přestavby bylo navrhnout takové uspořádání armatur, abychom zachovali důležité prvky jednotky jako je mezichladič a obtok kompresoru. Dále byl také kladen důraz na zástavbu na brzdové stanoviště a co nejpřímější připojení jednotky k sání motoru.



*Obr. 15- Původní konfigurace přeplňovací jednotky.*



*Obr. 16- Upravená přeplňovací jednotka.*

Na levém obrázku (Obr. 15) lze vidět původní konfiguraci přeplňovací jednotky, zatímco vpravo (Obr. 16) je jednotka s implementovanými změnami. Zásadní odlišností je přesměrování výstupu výše, než tomu bylo u původní jednotky. Toho bylo dosaženo přesunutím tvarové trubky tvaru T přímo za škrťací klapku. Touto změnou jsme dosáhli téměř přímého spojení se sáním motoru. Úprava byla realizována za pomoci silikonových hadic, které umožňují jednoduchou demontáž v případě potřeby dalších úprav.

Také došlo k návrhu zakrytí řemenového převodu z bezpečnostních důvodů.

### 8.1.2 Pohon přeplňovací jednotky

Pohon přeplňovací jednotky je zajištěn pomocí čtyřpólového asynchronního motoru od společnosti Siemens. Jeho jmenovitý výkon činí 15 kW. Tento výkon je převáděn pomocí řemenového převodu na hřídel objemového dmychadla. Motor je schopen vyvinout pouze 1460 ot/min při připojení na síť s frekvencí 50 Hz. To znamená, že s fixním převodem 5,33 jsme schopni na kompresoru dosáhnout pouze zhruba 7780 ot/min. Ovšem pro efektivnější fungování objemového dmychadla je zapotřebí dosáhnout vyšších otáček na hřídeli dmychadla. Jelikož je převodový poměr pevně daný, je potřeba zvýšit otáčky hnacího členu, tedy elektromotoru. Zvýšení otáček lze dosáhnout využitím frekvenčního měniče, který nám umožňuje plynulou regulaci otáček.

Pro naši aplikaci je využíván frekvenční měnič od společnosti Ingersoll Rand. Frekvenční měnič nejprve usměrní střídavé napětí ze sítě pomocí usměrňovače a poté ho s pomocí střídače zpět přetransformuje na střídavé napětí s námi požadovanou frekvencí. Tímto principem můžeme zvýšit otáčky motoru až na 4200 ot/min při 140 Hz. To znamená, že otáčky objemového dmyhadla mohou dosáhnout až 22386 ot/min.

Jmenovitý výkon [kW]		15
Otáčky [ot/min]		1460
Frekvence [Hz]		50
Jmenovité napětí [V]	Δ	400
	Y	690
Jmenovité proudy [A]	Δ	28,5
	Y	16,5
účiník – $\cos(\phi)$		0,84

Tab. 5- Štítkové hodnoty asynchronního motoru Siemens.

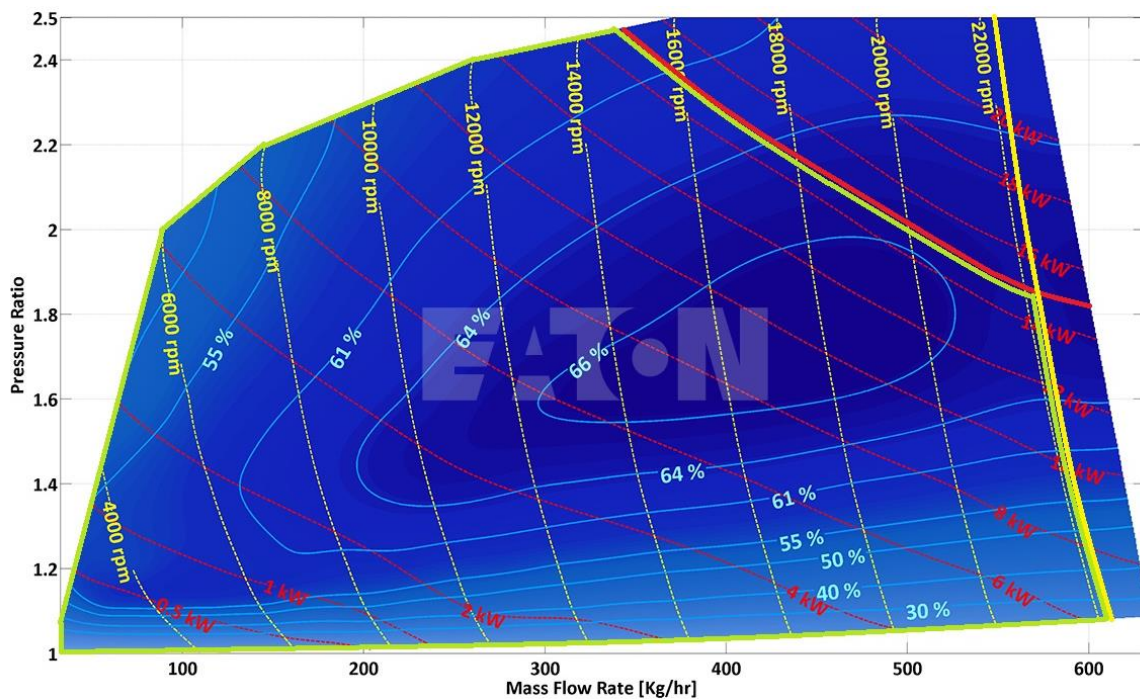
### 8.1.3 Objemové dmyhadlo EATON

Pro přeplňování jednoválcového motoru bylo vybráno objemové dmyhadlo Eaton TVS R410. Jedná se o dmyhadlo se čtyř vrcholovými rotory s objemem 410 cm<sup>3</sup>/ot. V tabulce níže (Tab. 6) jsou uvedeny všechny důležité informace týkající se provozu dmyhadla.

Maximální hmotnostní průtok [kg/hod]	670
Maximální tlakový poměr	2,4
Maximální rychlost rotoru [ot/min]	24000
Maximální příkon [kW]	23,6
Maximální výstupní teplota [°C]	160
Maximální výstupní tlak [bar]	2,5

Tab. 6- Parametry objemového dmyhadla EATON TVS R410. [24]

V charakteristice objemového dmyhadla níže (Obr. 17) je viditelná pracovní oblast kompresoru, která je omezena výkonem hnacího členu, jímž je elektromotor s jmenovitým výkonem 15 kW. Dalším omezením jsou otáčky kompresoru závislé na převodovém poměru a otáčkách elektromotoru. Maximální otáčky, jichž jsme schopni s využitím pohonem dosáhnout, sahají k hodnotám 22386 ot/min. Nejvyšší možné stlačení, kterého můžeme v zelené pracovní oblasti dosáhnout je okolo 2,45. Pro získání takového stlačení budou muset být otáčky objemového dmyhadla přibližně 15000 ot/min.



Obr. 17- Charakteristika objemového dmyhadla TVS R410 s vyznačenou pracovní oblastí. [24]

#### 8.1.4 Návrh řemenového převodu

Řemenový převod zajišťuje spojení mezi elektromotorem a objemovým dmyhadlem. Velká řemenice dostupná k elektromotoru má průměr 320 mm a malá řemenice, dodaná společností EATON ke kompresoru, má průměr 60 mm. Dodaný tří drážkový řemen typu PK o délce 2050 mm podle Gaisla [23] nevyhovuje pro pohon s jmenovitým výkon 15 kW. Z tohoto důvodu je potřeba navrhnout nový řemen lépe vyhovující naší aplikaci.

Návrh nového řemenu byl uskutečněn pomocí softwaru výrobce řemenů Optibelt. Byly uskutečněny čtyři výpočty pro různé otáčky elektromotoru. Pro 1500 a 3000 ot/min byl programem určen vhodný řemen 9 PK 2050, tedy devíti drážkový řemen typu PK dlouhý 2050 mm. Dále 2000 ot/min odpovídá osmi drážkový řemen typu PK o délce

2050 mm. Poslední výpočet byl proveden pro 4000 ot/min, což odpovídá přibližnému maximu otáček elektromotoru s frekvenčním měničem. V tomto případě podle programu neexistuje vhodný řemen typu PK. Navržen byl tedy jedenácti drážkový řemen typu PJ s označením 11 PJ 2050. Pro použití řemenu typu PJ by bylo potřeba vyrobit obě nové řemenice, jelikož řemenice jsou určeny pro řemeny typu PK. Pokud bychom však dimenzovali řemen podle maximálního dosažitelného stlačení v objemovém dmychadle, ke kterému dochází přibližně v 15000 ot/min, tak bychom dospěli k závěru, že bude dostačující zvolit řemen 9 PK 2050. Všechny výpočetní listy je možné nalézt v přílohách (Příloha 11).

## 8.2 Konfigurace jednostupňového přeplňování

Cílem bylo navrhnout uspořádání jednostupňového přeplňování jednoválcového motoru za pomoci výše popisované modifikované přeplňovací jednotky. Pro názornější představu bylo vytvořeno 1-D schéma uspořádání (Obr. 18). Ve schématu je viditelné, že nasátý vzduch cestuje skrze vzduchový filtr do objemového dmychadla, ve kterém dochází ke stlačení vzduchu. Z dmychadla dále putuje stlačený vzduch do mezichladiče, kde dochází k ochlazení stlačeného vzduchu. To vede ke zvýšení hustoty vzduchu, což způsobuje zvýšení účinnosti a výkonu motoru.

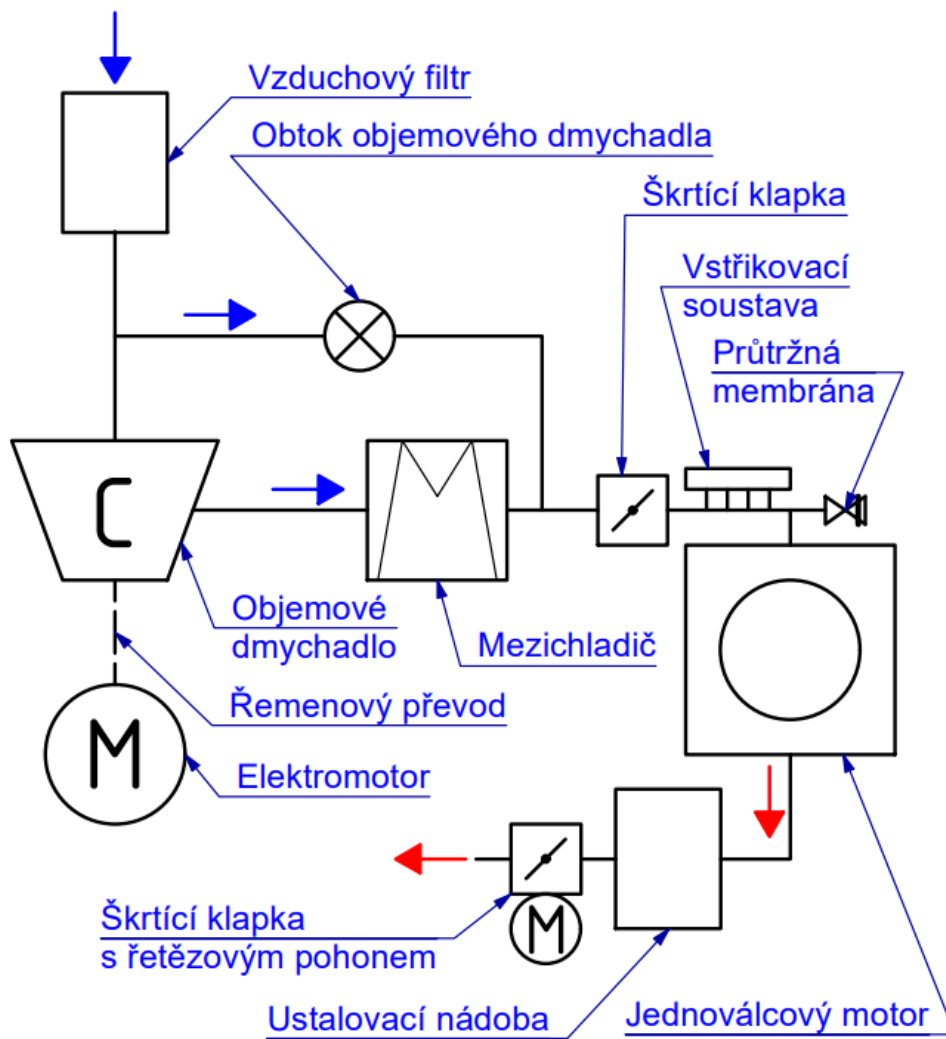
Obtok kompresoru slouží v tomto případě pro správný rozběh zkušební motoru a regulaci jeho výkonu. Jelikož je objemové dmychadlo poháněno externím zdrojem, potřebovali bychom při rozběhu motoru synchronizovanou regulaci otáček dmychadla.

Výfuková cesta je pro tuto konfiguraci totožná s atmosféricky plněným motorem.

Spojení mezi přeplňovací jednotkou a sáním motoru je realizováno pomocí sací hadice ze syntetické pryže s ocelovou výztuží. Její pracovní tlak je roven 10 barům a poruchový tlak 30 barům. Jelikož tlak vystupující z přeplňovací jednotky nebude přesahovat hodnoty nad 2,5 baru, je tato hadice dostačující. Vnitřní průměr hadice je 90 mm a navržená délka je 450 mm.

Sací hadice je pomocí jednoduché nerezové příruby a hadicové spony připevněna ke zbytku sací soustavy. Elektronicky řízená škrtková klapka, sací válec i průtržná membrána byly bez jakýchkoliv dalších změn zachovány.





Obr. 18- 1-D schéma uspořádání jednostupňového přeplňování jednoválcového motoru.

## 9 Konstrukční studie dvoustupňového přeplňování motoru

Motivací pro dvoustupňové přeplňování jednoválcového motoru je zvýšení výkonu, snížení emisí a efektivnější spalování. Zvýšením tlaku v sání zvýšíme i hustotu nasávané směsi, což vede k lepšímu spalování směsi, vyššímu točivému momentu a výkonu. Jako první stupeň je většinou voleno mechanicky poháněné objemové dmychadlo, které pracuje od nízkých otáček. Do druhého stupně se zařazuje turbodmychadlo, jehož pracovní oblast se nachází naopak při vyšších otáčkách. Vhodným zapojením dvou dmychadel lze dosáhnout širokého rozsahu využitelného výkonu, kdy první stupeň je optimalizován pro nízký výkon a otáčky, kdežto druhý stupeň naopak pro vyšší výkon a otáčky.

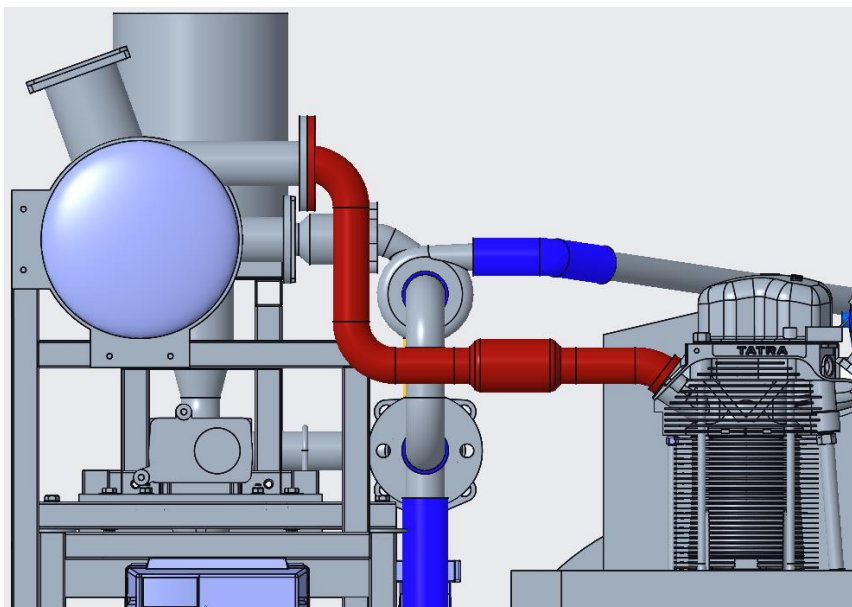
Dvoustupňové přeplnění jednoválcového motoru je navrženo za pomoci sériového propojení objemového dmychadla a turbodmychadla. V prvním stupni se nachází mechanicky poháněné objemové dmychadlo, které dodává vyšší objem vzduchu při nízkých otáčkách. Druhý stupeň přeplnění je realizován turbodmychadlem. Při vysokých otáčkách, kdy kompresor turbodmychadla dodává dostatečné stlačení, dojde k odpojení objemového dmychadla otevřením obtokového kanálu.

Při návrhu došlo k rozsáhlým úpravám výfukového potrubí, přesunu a modifikaci přeplňovací jednotky s objemovým dmychadlem a změnám v sacím traktu. Všechny úpravy byly navrženy s ohledem na jednoduchou demontáž a znovupoužití stávajících komponent.

### 9.1 Úprava výfukového potrubí

Prvním krokem bylo modifikovat výfukovou soustavu. Důležitým hlediskem bylo, co nejvíce zkrátit potrubí, abychom minimalizovali tepelné ztráty. Značnou komplikací bylo nutné zachování ustalovací nádoby, která kvůli svým zástavbovým rozměrům omezuje možnosti umístění. Ustalovací nádoba musí být zachována, a to hned ze dvou důvodů. Prvním důvodem je ustálení pulzací motoru. Pulzace negativně ovlivňují chod turbodmychadla, které by poté neplnilo svou funkci. Druhým důvodem je tvorba kondenzátu. Nádoba vytváří prostor pro hromadění kondenzátu, který je později potřeba z výfukového systému odpustit.

Změny výfukových svodů jsou viditelné na obrázku níže (Obr. 19). První díl výfuku s pružným dílem byl zachován z předchozích konfigurací. První změnou bylo otočení varného kolena o 180 stupňů. Na varné koleno byla přivařena trubka z oceli S235 o průměru 48,3 mm, dlouhá 150 mm. Pomocí dalšího varného kolena s přírubou jsou svody připevněny k ustalovací nádobě.



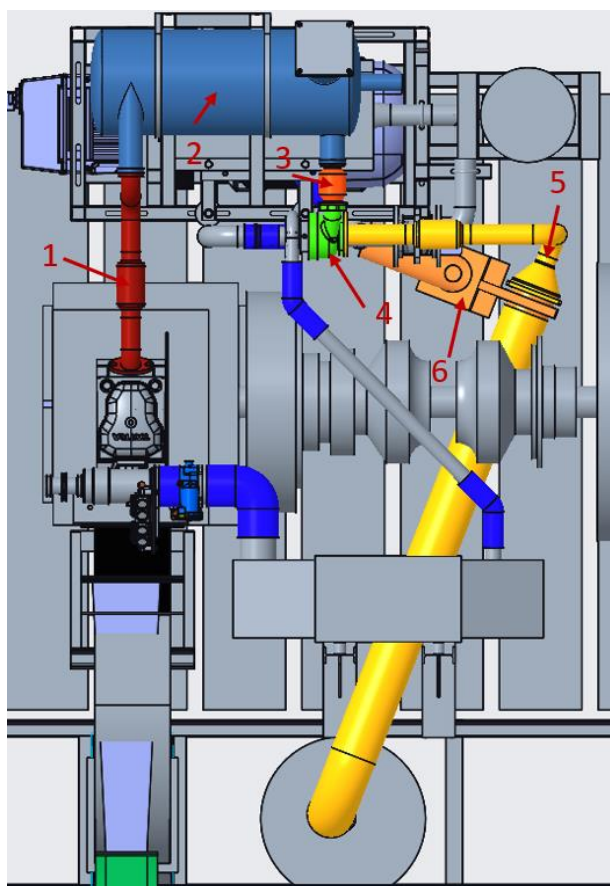
Obr. 19- Výřez sestavy s červeně označenými svody výfukového potrubí.

Ustalovací nádoba byla pro tuto aplikaci vodorovně položena. Touto změnou jsme dosáhli možnosti připevnit nádobu k přeplňovací jednotce pomocí demontovatelné konstrukce. Velkou výhodou položení nádoby bylo využití výstupu s menším průměrem. Původní výstup z nádoby měl vnitřní průměr potrubí 90 mm, zatímco námi využitý výstup má vnitřní průměr pouze 50 mm. Díky tomu není potřeba redukovat průměr navazujícího dílu, který spojuje nádobu s turbínovou skříní turbodmychadla, a tím snižujeme ztráty v potrubí. Pro eliminaci tepelných ztrát do okolí je potřeba odizolovat ustalovací nádobu, například pomocí izolační rohože z keramických vláken. Eliminací tepelných ztrát zajistíme vyšší účinnost turbodmychadla. Dále je potřeba přesunout vypouštěcí ventil, který musí být umístěn na nejnižší bod nádoby.

Po výstupu z turbínové skříně turbodmychadla jsou spaliny vedeny potrubím o průměru 48,3 mm do komína. Jelikož je poslední část výfukového potrubí poměrně dlouhá a je stále teplotně namáhána, bylo i zde potřeba zakomponovat vlnovec, aby nedošlo k porušení potrubí vlivem teplotní dilatace. Za pružným dílem výfuku byla zachována škrtková klapka

s řetězovým pohonem. S ohledem na vhodné podmínky pro bezpečnost práce na pracovišti, silně doporučuji tepelně odizolovat výfukové potrubí, abychom předešli popálení obsluhy nebo poničení dalších dílů.

Pro lepší orientaci jsou na obrázku níže (Obr. 20) barevně odlišeny všechny díly výfukové soustavy, kterými jsou: výfukové svody spojující motor s ustalovací nádobou (1), Ustalovací nádoba (2), pružný díl (3) zachytávající dilataci nádoby, turbínová skříň turbodmychadla (4), koncové potrubí výfuku s pružným dílem (5) a škrtková klapka s řetězovým pohonem (6).



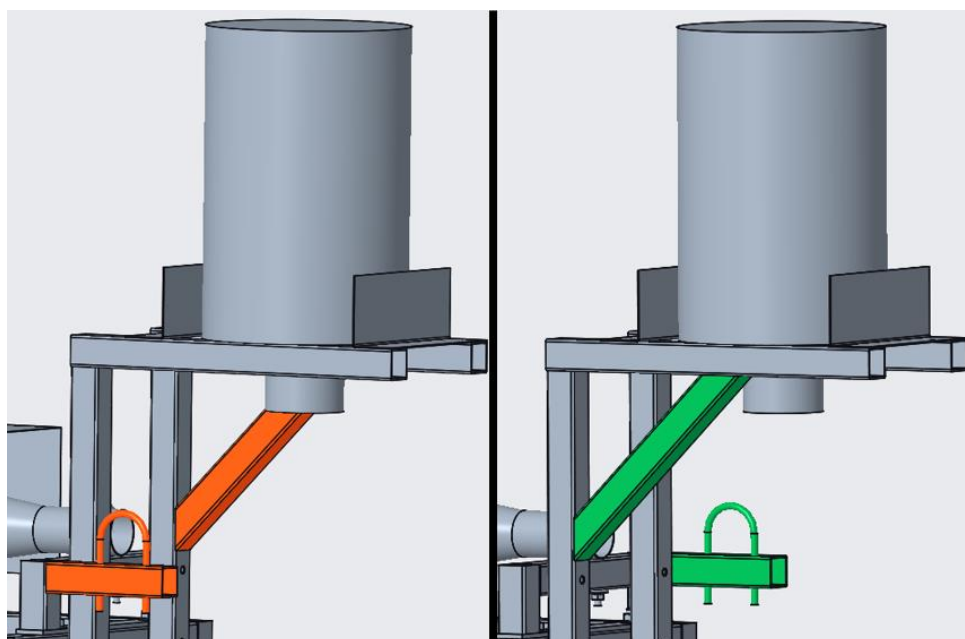
Obr. 20- Půdorys s barevně vyznačenými díly výfukové soustavy.

## 9.2 Úprava přeplňovací jednotky

Rozsáhlými úpravami prošla i přeplňovací jednotka. Došlo k úpravě rámu konstrukce, odstranění mezichladiče, přesměrování výstupního potrubí z kompresoru a přidání svařované konstrukce držící ustalovací nádobu. U všech úprav byla snaha zachovat či znovu použít existující díly, které se již na přeplňovací jednotce nacházely.

### 9.2.1 Úprava rámu

Základy rámu zůstaly nedotknuté. Změny nastaly v přední části jednotky, tedy v místech, kde se nachází vzduchový filtr. Konstrukce držící vzduchový filtr kolidovala s nově navrženou cestou potrubí, proto bylo potřeba ji pozměnit. Původně totiž obtokové potrubí kompresoru vedlo napravo od vzduchového filtru. Nyní však potrubí vede nalevo od něj. Bylo tedy potřeba zrcadlově překlopit všechny kolidující díly konstrukce, podpěrné prvky a kotvící díly. Na obrázku (Obr. 21) jsou barevně znázorněné změny. Zelenou barvu jsou vyznačené původní polohy a oranžovou barvou jsou nově navržené polohy.



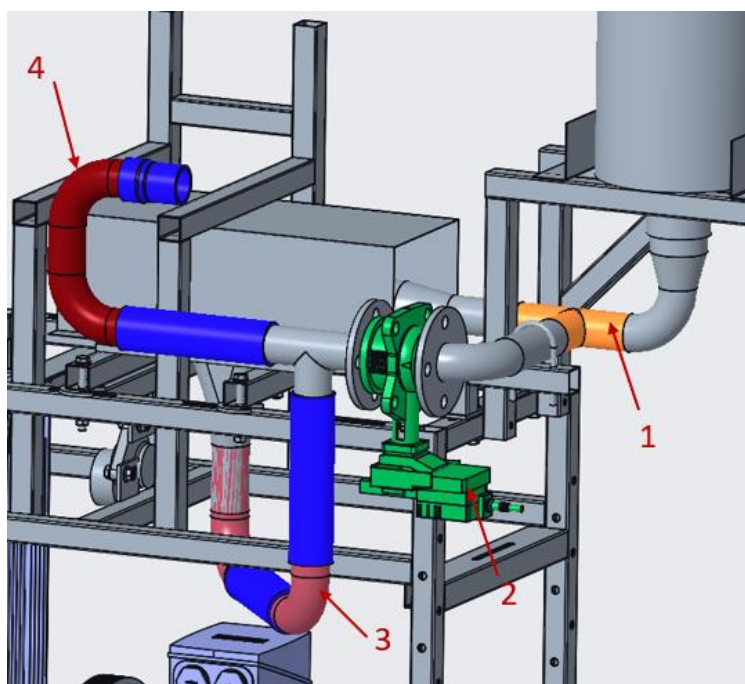
Obr. 21- Znázornění úprav rámu přeplňovací jednotky.

### 9.2.2 Úprava potrubí

Další změnou bylo přesměrování potrubí. Došlo k přesměrování nejen výstupu z kompresoru, ale také obtokové cesty. Motivací pro tuto změnu bylo zakomponování druhého stupně přeplňování. Potrubí muselo být navrženo tak, aby vzduch putoval co možno nejkratší cestou do kompresorové skříně turbodmychadla, čemuž napomohlo odstranění mezichladiče z rámu jednotky.

Na obrázku níže (Obr. 22) je možné vidět, že díky výše zmíněným změnám v konstrukci rámu bylo možné pouhým pootočením tvarové trubky tvaru T (1) o 180 stupňů změnit polohu potrubí vedoucího do škrtkové klapky (2). Poté bylo možné nově navržené výstupní potrubí z objemového dmyhadla (3) propojit pomocí další tvarové trubky s obtokovou cestou kompresoru. K pospojování jednotlivých kusů potrubí byly využity silikonové hadice, které v případě potřeby zaručí jednodušší montáž a demontáž.

Nově byl navržen díl potrubí do tvaru písmene U (4), jenž se pomocí silikonové redukční hadice propojí se vstupem do kompresorové skříně turbodmyhadla.

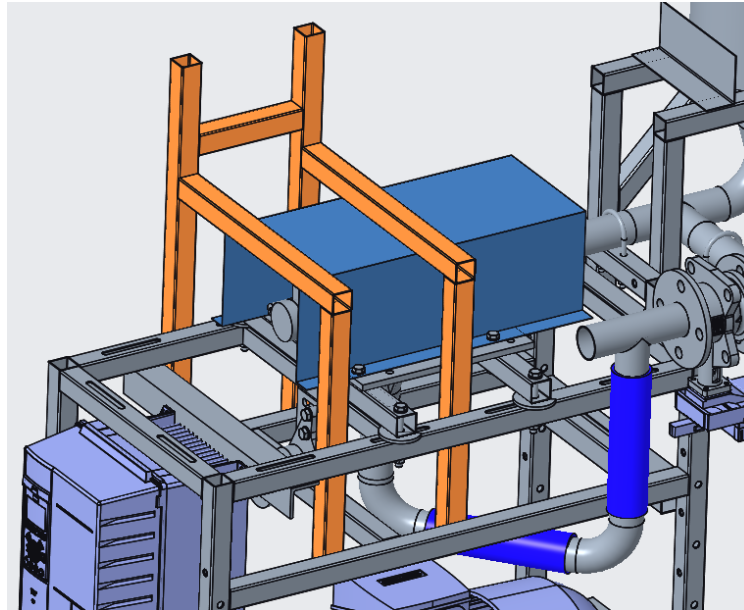


Obr. 22- Úprava potrubí přeplňovací jednotky.

### 9.2.3 Návrh svařované konstrukce

Funkcí svařované konstrukce je vytvořit místo pro usazení ustalovací nádoby. Konstrukce je tvořena z uzavřených ocelových profilů o rozměrech 35x35x2. Pro jednoduchou demontáž bylo spojení svařované konstrukce s přeplňovací jednotkou navrženo pomocí osmi šroubových spojů. K ustalovací nádobě je poté konstrukce připevněna přes objímky dodané spolu s nádobou. Na každou objímku byly přidány další úchytné body, které mají za účel zlepšit stabilitu nádoby.

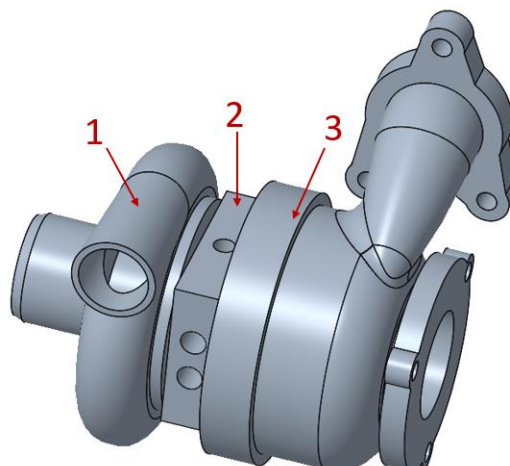
Dále byl mezi konstrukci a objemové dmychadlo vložen ohýbaný plech, který má spolu s izolací nádoby sloužit pro odstínění sálaného tepla. Na dalším obrázku (Obr. 23) jsou barevně zvýrazněny popsané díly.



Obr. 23- Svařovaná konstrukce (oranžová) s krycím plechem (modrý).

### 9.3 Model turbodmychadla

Pro návrh dvoustupňového přeplňování bylo potřeba vytvořit model turbodmychadla. Model byl vytvořen na základě dokumentace poskytnuté od nejmenovaného výrobce. Na obrázku níže (Obr. 24) je možné vidět zjednodušený model turbodmychadla. Model se skládá ze tří částí. První částí je kompresorová skříň (1). Druhou částí je ložisková skříň (2) a třetí částí je turbínová skříň (3).



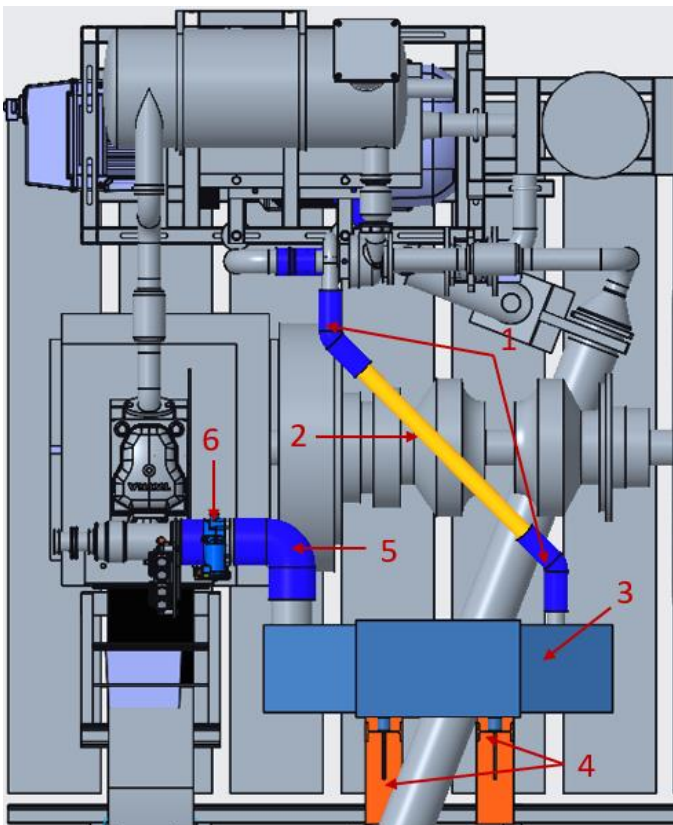
Obr. 24- Zjednodušený model turbodmychadla.

Při výběru turbodmychadla bych v prvním přiblížení zvolil turbodmychadlo určené pro víceválcové motory stejného zdvihového objemu.

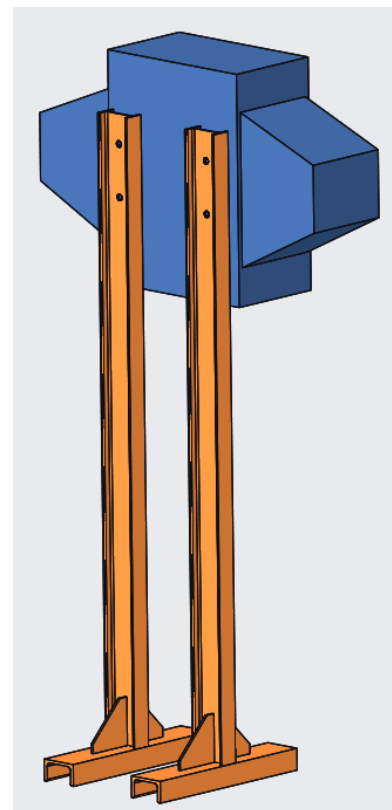
#### 9.4 Návrh konstrukce pro mezichladič

Samotný mezichladič je pro konfiguraci dvojitého přeplňování propojen s výstupním otvorem kompresorové skříně za pomoci dvou silikonových kolen s úhlem 45° (1), které jsou spojeny nerezovou trubkou (2) o průměru 38 mm a délce 600 mm. Dále je výstup z mezichladiče (3) propojen s hlavním dílem sacího potrubí pomocí silikonového kolena (5), které je pomocí příruby spojeno se škrtkící klapkou (6). (Obr. 25)

Nohy (4) držící mezichladič na místě jsou navrženy za pomoci normalizovaných volně dostupných profilů. Jde o jednoduchou konstrukci skládající se z ocelových nosníků tvaru U a I. Nosník U80 slouží jako kontaktní plocha se zemí. S ním je poté svařen profil I80 o délce 1300 mm. Pro lepší stabilitu konstrukce je z obou stran I profil podepřen pomocí podpěr z pásové oceli. Nakonec je k této konstrukci pomocí šroubů připevněn mezichladič. Na obrázku níže (Obr. 26) je možné vidět navrženou konstrukci.



Obr. 25- Půdorys s barevně vyznačenými díly sacího potrubí.



Obr. 26- Konstrukce pro mezichladič.



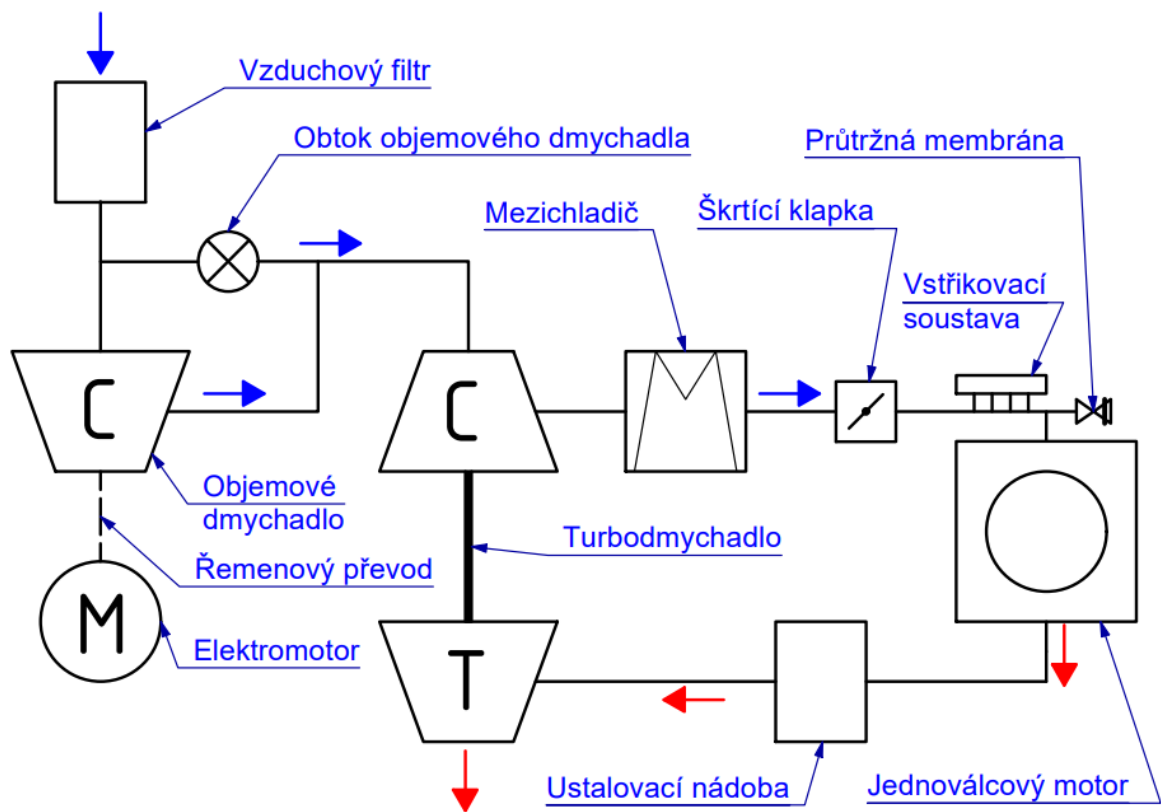
## 9.5 Konfigurace dvoustupňového přeplňování

Při návrhu dvoustupňového přeplňování došlo ke kompletní přestavbě laboratorního stanoviště. Pro komplikovanost celého uspořádání bylo vytvořeno 1-D schéma (Obr. 27), které zjednodušuje pohled na celou konfiguraci.

První část sací cesty se neliší od jednostupňového přeplňování. Vzduch je nasáván skrze vzduchový filtr a putuje do objemového dmyhadla, kde je stlačen. Dále vzduch proudí do kompresorové skříně turbodmyhadla, kde je dosaženo jeho dalšího stlačení. Dále je na řadě mezichladič, ve kterém dochází k ochlazení stlačeného vzduchu. Vzduch poté putuje přes škrtkovací klapku do hlavní části sacího potrubí, kde se vytváří palivová směs. Ta je poté přivedena do válce motoru.

K otevření obtokové cesty dochází ve dvou případech. Jedním je rozběh motoru a druhým je sladění hltností objemového dmyhadla a spalovacího motoru tak, aby objemové dmyhadlo vždy pracovalo ve stabilní části své charakteristiky. Otevření obtoku se očekává při nízkých otáčkách motoru. V budoucnu se uvažuje použití frekvenčního měniče pro řízení otáček elektromotoru pohánějící dmyhadlo.

Na výfukové straně putují spaliny přes ustalovací nádobu, jež eliminuje tlakové pulzace vznikající chodem jednoválcového motoru, do turbínové skříně turbodmyhadla. Turbínová skříně využívá energii výfukových spalin pro roztáčení kompresoru turbodmyhadla. Spaliny poté putují potrubím přes výfukovou škrtkovací klapku do komína.



Obr. 27- 1-D schéma dvoustupňového přepínání jednoválcového motoru.

## 10 Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo vytvořit konstrukční návrhy pro tři konfigurace jednoválcového motoru, které bylo následně potřeba zdokumentovat v 3D CAD softwaru PTC Creo 4.

Na počátku samotné práce byl vypracován teoretický úvod do problematiky využití vodíku jako paliva pro zážehové spalovací motory. Dále se teoreticky zaměřená část věnovala přeplňování. Byla vytvořena rešerše přeplňování vodíkových spalovacích motorů, která byla zaměřena na způsoby přeplňování vodíkových motorů a samotný vliv přeplňování na výkonové a momentové charakteristiky experimentálních motorů.

Práce se dále zabývala samotnými konstrukčními návrhy, kdy v první fázi bylo navrženo nepřímé vstřikování vodíku, ke kterému byla následně vytvořena potřebná výkresová dokumentace.

Poté se práce soustředila na variantu atmosféricky plněného motoru. U této konfigurace došlo ke zdokumentování již existujícího stavu sacího potrubí a k návrhu výfukové cesty pro zkušební jednoválec.

Pro konfiguraci jednostupňového přeplňování mechanickým objemovým dmychadlem bylo potřeba navrhnout konstrukční úpravy přeplňovací jednotky. Dále byly popsány a shrnuty důležité parametry využívaných komponent jednotky. V neposlední řadě byl také navržen nový řemen, který by měl vyhovovat naší aplikaci. Místo původního řemenu s označením 3 PK 2050 byl navržen řemen 9 PK 2050.

V poslední části práce byla vytvořena konstrukční studie zabývající se možností dvoustupňového přeplňování vodíkového jednoválcového motoru. Jako první stupeň bylo zvoleno mechanicky hnané objemové dmychadlo a druhý stupeň byl realizován turbodmychadlem. V návrhu byly popsány rozsáhlé změny výfukového potrubí a přeplňovací jednotky.

Při tvorbě konstrukčních návrhů pro dílčí konfigurace byl vždy kladen důraz na realizovatelnost, jednoduchost a ekonomickou stránku. Byla snaha vždy využít dostupné díly a normalizované polotovary, které lze volně zakoupit.

## Použitá literatura

- [1] YIP, Ho Lung, Aleš SRNA, Anthony Chun Yin YUEN, Sanghoon KOOK, Robert A. TAYLOR, Guan Heng YEOH, Paul R. MEDWELL a Qing Nian CHAN. A Review of Hydrogen Direct Injection for Internal Combustion Engines: Towards Carbon-Free Combustion. *Applied Sciences* [online]. 2019, **9**(22), 4842 [cit. 2023-04-30]. ISSN 2076-3417. Dostupné z: doi:10.3390/app9224842
- [2] FAIZAL, M., L.S. CHUAH, A. HAMEED, J. LEE a M. SCHANKAR. Review of hydrogen fuel for internal combustion engines. *Journal of Mechanical Engineering Research and Developments* [online]. 2019, **42**(3), 35-46 [cit. 2023-01-22]. Dostupné z: doi:http://doi.org/10.26480/jmerd.03.2019.35.46
- [3] WHITE, C, R STEEPER a A LUTZ. The hydrogen-fueled internal combustion engine: a technical review. *International Journal of Hydrogen Energy* [online]. 2006, **31**(10), 1292-1305 [cit. 2023-04-30]. ISSN 03603199. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijhydene.2005.12.001
- [4] VERHELST, Sebastian a Thomas WALLNER. Hydrogen-fueled internal combustion engines. *Progress in Energy and Combustion Science* [online]. 2009, **35**(6), 490-527 [cit. 2023-05-01]. ISSN 03601285. Dostupné z: doi:10.1016/j.pecs.2009.08.001
- [5] AKAL, Dinçer, Semiha ÖZTUNA a Mustafa Kemalettin BÜYÜKAKI. A review of hydrogen usage in internal combustion engines (gasoline-Lpg-diesel) from combustion performance aspect. *International Journal of Hydrogen Energy* [online]. 2020, **45**(60), 35257-35268 [cit. 2023-05-07]. ISSN 03603199. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijhydene.2020.02.001
- [6] DUAN, Junfa, Fushui LIU a Baigang SUN. Backfire control and power enhancement of a hydrogen internal combustion engine. *International Journal of Hydrogen Energy* [online]. 2014, **39**(9), 4581-4589 [cit. 2023-05-07]. ISSN 03603199. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijhydene.2013.12.175
- [7] XU, Han, Xiaodong NI, Xiaojie SU, Bowen XIAO, Yongchen LUO, Feng ZHANG, Chunsheng WENG a Chunde YAO. Experimental and numerical investigation on effects of pre-ignition positions on knock intensity of hydrogen fuel. *International Journal of Hydrogen Energy* [online]. 2021, **46**(52), 26631-26645 [cit. 2023-05-08]. ISSN 03603199. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijhydene.2021.05.154
- [8] KLIMENT, Vladimír. *Naftový motor přepřínovaný turbodmychadlem*. 1. vyd. Praha: Nakladatelství techn. lit., 1989.

- [9] HOFMANN, Karel. *Turbodmychadla, vozidlové turbíny a ventilátory: Přepřívání spalovacích motorů*. 2. nezměň. vyd. Praha: Nakladatelství techn. lit., 1985.
- [10] INDUCTIVELOAD. Rotary piston pump. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001 [cit. 2023-06-24]. Dostupné z: <https://commons.wikimedia.org/w/index.php?curid=11297699>
- [11] S, Pradhan a Jeemon P. K. Modeling and Validation of a Roots-type Supercharger Using GT-SUITE. In: *SAE Technical Paper* [online]. s. - [cit. 2023-06-24]. ISSN 0148-7191. Dostupné z: doi:10.4271/2018-01-0164
- [12] Forced Induction. In: *Autozine* [online]. -: Autozine, c1997-2011 [cit. 2023-07-01]. Dostupné z: [https://www.autozine.org/technical\\_school/engine/Forced\\_Induction\\_1.html](https://www.autozine.org/technical_school/engine/Forced_Induction_1.html)
- [13] TVS technology overview. In: *EATON* [online]. -: EATON, 2023 [cit. 2023-07-01]. Dostupné z: <https://www.eaton.com/us/en-us/products/engine-solutions/superchargers/tvs-overview.html>
- [14] Průvodce typy dynamických kompresorů: Odstředivé a axiální. In: *Atlas Copco* [online]. Praha: Atlas Copco, 2023 [cit. 2023-06-25]. Dostupné z: <https://www.atlascopco.com/cs-cz/compressors/wiki/compressed-air-articles/dynamic-compressors>
- [15] MACEK, Jan a Vladimír KLIMENT. *Spalovací turbíny, turbodmychadla a ventilátory: přepřívání spalovacích motorů*. 3. vyd. Praha: ČVUT, 2003. ISBN 80-01-02275-7.
- [16] BEDNÁŘ, Marek. Proč je stále nutné před vypnutím motoru dochlazovat turbo?. In: *Auto forum* [online]. Praha: auto forum, c1996-2023 [cit. 2023-06-25]. Dostupné z: <https://www.autoforum.cz/zivot-ridice/je-stale-nutne-pred-vypnutim-motoru-dochlazovat-turbo-je-z-nekolika-duvodu/>
- [17] LUO, Qinghe a Chia-Fon LEE. Controlling Strategy for the Performance and NOx Emissions of the Hydrogen Internal Combustion Engines with a Turbocharger. In: *SAE Technical Paper* [online]. s. - [cit. 2023-06-29]. Dostupné z: doi:10.4271/2020-01-0256
- [18] JILAKARA, Srinivas, Jaikumar V VAITHIANATHAN, Saravanan NATARAJAN, Venkateswara R RAMAKRISHNAN, GP SUBASH, Mathew ABRAHAM, Jayakrishnan KRISHNAN UNNI a Lalit Mohan DAS. An Experimental Study of Turbocharged Hydrogen Fuelled Internal Combustion Engine. *SAE International Journal of Engines* [online]. 2015, **8**(1), 314-325 [cit. 2023-06-30]. ISSN 1946-3944. Dostupné z: doi:10.4271/2015-26-0051

- [19] KIM, Jeyoung a Srithar RAJOO. A Numerical Study on Turbocharging System for PFI-SI Type Hydrogen Combustion Engine. In: *SAE Technical Paper* [online]. USA: SAE international, 2021, s. - [cit. 2023-06-30]. ISSN 0148-7191. Dostupné z: doi:10.4271/2021-24-0094
- [20] ONORATI, A, R PAYRI, BM VAGLIECO et al. The role of hydrogen for future internal combustion engines. *International Journal of Engine Research* [online]. 2022, **23**(4), 529-540 [cit. 2023-07-01]. ISSN 1468-0874. Dostupné z: doi:10.1177/14680874221081947
- [21] FLÍDR, Aleš. *Simulační 1-D model vodíkového zkušebního motoru*. Praha, 2022. Diplomová práce. ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE. Vedoucí práce Ing. Zbyněk Syrovátka, Ph.D.
- [22] Landi Renzo Rail EVO. In: *Landi Renzo* [online]. Cavriago: Landi Renzo, c1986-2023 [cit. 2023-06-22]. Dostupné z: <https://landirenzo.com/sites/default/files/upload/components/rail-evo-en.pdf>
- [23] GAISL, Martin. *Externí přepřínování jednoválcového zkušebního motoru*. Praha, 2022. Diplomová práce. ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE. Vedoucí práce Ing. Zbyněk Syrovátka, Ph.D.
- [24] EATON TVS 410. In: *EATON* [online]. -: EATON, 2023 [cit. 2023-06-15]. Dostupné z: <https://www.eaton.com/us/en-us/catalog/engine-solutions/tvs-r410.specifications.html>

## Seznam obrázků

Obr. 1- Schéma Rootsova dmyhadla. [23] .....	14
Obr. 2- Schéma turbodmyhadla. [24] .....	15
Obr. 3- Výkonová charakteristika vodíkového a benzínového motoru. [15] .....	16
Obr. 4- Porovnání výkonových charakteristik vodíku a CNG. [16] .....	17
Obr. 5- Porovnání momentových charakteristik vodíku a CNG. [16] .....	18
Obr. 6- Momentová charakteristika tří variant přeplňování vodíkového motoru v porovnání s přeplňovaným benzínovým motorem. [17] .....	19
Obr. 7- Brzdové stanoviště s jednoválcovým motorem TATRA. ....	20
Obr. 8- Model držáku vstřikovací lišty. ....	22
Obr. 9- Detail spojení sacího válce, návarku a vstřikovací trysky. ....	23
Obr. 10- Porovnání CAD modelu s vyrobenou sestavou na brzdovém stanovišti. ....	23
Obr. 11- Pohled na výfukové potrubí od setrvačnicku. ....	25
Obr. 12- Pohled na výfukové potrubí od výfukového kanálu. ....	25
Obr. 13- Pohled na CAD dokumentaci sací soustavy jednoválcového motoru. ....	26
Obr. 14- 1-D schéma atmosféricky plněného jednoválcového motoru. ....	27
Obr. 15- Původní konfigurace přeplňovací jednotky. ....	29
Obr. 16- Upravená přeplňovací jednotka. ....	29
Obr. 17- Charakteristika objemového dmyhadla TVS R410 s vyznačenou pracovní oblastí. [22] .....	31
Obr. 18- 1-D schéma uspořádání jednostupňového přeplňování jednoválcového motoru. ....	33
Obr. 19- Výřez sestavy s červeně označenými svody výfukového potrubí. ....	35
Obr. 20- Půdorys s barevně vyznačenými díly výfukové soustavy. ....	36
Obr. 21- Znárnění úprav rámu přeplňovací jednotky. ....	37
Obr. 22- Úprava potrubí přeplňovací jednotky. ....	38
Obr. 23- Svařovaná konstrukce (oranžová) s krycím plechem (modrý). ....	39
Obr. 24- Zjednodušený model turbodmyhadla. ....	39
Obr. 25- Půdorys s barevně vyznačenými díly sacího potrubí. ....	40
Obr. 26- Konstrukce pro mezichladič. ....	40
Obr. 27- 1-D schéma dvoustupňového přeplňování jednoválcového motoru. ....	42

## Seznam tabulek

Tab. 1- Vlastnosti vodíku v porovnání s uhlovodíkovými palivy. [1].....	10
Tab. 2- Parametry zkušebního jednoválcového motoru Tatra. [21].....	20
Tab. 3- Parametry vstřikovací lišty Landi Renzo EVO. [22] .....	22
Tab. 4- Vlastnosti průtržné membrány.....	27
Tab. 5- Štítkové hodnoty asynchronního motoru Siemens. ....	30
Tab. 6- Parametry objemového dmýchadla EATON TVS R410. [24].....	30

## Seznam příloh

- Příloha 1:** Výrobní výkres hlavního dílu sacího potrubí – BP-001-0001
- Příloha 2:** Výrobní výkres návarku – BP-001-0002
- Příloha 3:** Výkres svařence hlavního dílu sacího potrubí a návarků – BP-001-0003
- Příloha 4:** Výrobní výkres hlavního dílu sacího potrubí a návarků – BP-001-0004
- Příloha 5:** Výkres svařence hlavního dílu sacího potrubí a držáku vstřikovací lišty – BP-001-0005
- Příloha 6:** Výrobní výkres ploché oceli – BP-002-0001
- Příloha 7:** Výrobní výkres distančních kroužků – BP-002-0002
- Příloha 8:** Výkres svařence držáku vstřikovací lišty – BP-002-0003
- Příloha 9:** Sestavný výkres kompletní sestavy vstřikování – BP-001-0006
- Příloha 10:** Kusovník
- Příloha 11:** Výsledky výpočtu řemenového převodu



# Příloha 11 – Výsledky výpočtu řemenového převodu

1500 ot/min

Customer:

Sender:



## Drive Calculation

based on a theoretical belt life of 25000 h

### Ribbed Belts 2 Pulley Drive

No. : C000000001  
Project : 0001

Data : 21.06.2023  
Drawing No. : 0001

SN :  
Drive : 0001

The drive requires:

- Optibelt-RB ribbed belt 9 PK 2050 Lb
- Optibelt-RBS ribbed belt pulley for taper bush TB 9 PK 320
- special pulley
- Optibelt-RBS ribbed belt pulley for taper bush TB 9 PK 60
- special pulley

		<u>Deviation / Hints</u>	
Type of driver unit	:	Electric motor	
Type of driven unit	:	Rotary pump	
Calculation Power	PB :	19.50	kW
Driver Power	P :	15.00	kW
Torque at driver pulley	M :	95	Nm
Driver speed	n1 :	1500	1/min
Required driven speed	n2 :	7671	1/min
Effective diameter pulley 1	db1 :	320.00	mm
Effective diameter pulley 2	db2 :	60.00	mm
Effective length	Lb :	2050	mm
Actual centres	C :	714.73	mm
Actual drive ratio	i :	0.20	4.3 %
Adjustment required for belt fitting	y :	20.00	mm
Adjustment required for belt tensioning	x :	30.00	mm
Actual service factor	c2 :	1.34	
Belt speed	v :	25.38	m/s
Flex rate	fB :	24.76	1/s
Power per belt	PN :	2.14	kW
Arc of contact factor	c1 :	0.99	
Belt length factor	c3 :	1.05	
Arc of contact on small pulley	B :	159.04	°
Pulley face width	b :	33.48	mm
Span length	l :	702.80	mm
Calculated number of belts	z1 :	8.75	given c2 = 1.30
Weight of belt	:	0.37	kg
Static shaft load (Initial installation)	Samin :	1331	N
Static shaft load (Re-tension)	Samin :	1024	N
Dynamic shaft load	Sadyn :	816	N

Tensioning recommendations		Initial installation	Re-tension
given c2 = 1.30		new belts	existing belts
1. OPTIKRIK II	Static tension per belt :	677 N	521 N
2. Load/deflection tension gauge	Load at centre of span :	68 N	68 N
	Deflection :	16.16 mm	19.68 mm
3. Length additional value per 1000 mm belt length	:	2.81 mm	1.78 mm
4. optibelt TT frequency tester ( 1 Hz - 600 Hz )	Frequency :	43.63 1/s	38.27 1/s

Our 'General conditions of Sale' are applicable.

2000 ot/min

Customer:

Sender:



### Drive Calculation

based on a theoretical belt life of 25000 h

#### Ribbed Belts 2 Pulley Drive

No.	: C000000001	Data	: 21.06.2023	SN	:
Project	: 0001	Drawing No.	: 0001	Drive	: 0001

The drive requires:

- Optibelt-RB ribbed belt 8 PK 2050 Lb
- Optibelt-RBS ribbed belt pulley for taper bush TB 8 PK 320
- special pulley
- Optibelt-RBS ribbed belt pulley for taper bush TB 8 PK 60
- special pulley

		<u>Deviation / Hints</u>	
Type of driver unit	: Electric motor		
Type of driven unit	: Rotary pump		
Calculation Power	PB : 19.50 kW		
Driver Power	P : 15.00 kW		
Torque at driver pulley	M : 72 Nm		
Driver speed	n1 : 2000 1/min		
Required driven speed	n2 : 10228 1/min	-432	1/min
Effective diameter pulley 1	db1 : 320.00 mm		
Effective diameter pulley 2	db2 : 60.00 mm		
Effective length	Lb : 2050 mm		
Actual centres	C : 714.73 mm	---	mm
Actual drive ratio	i : 0.20	4.2	%
Adjustment required for belt fitting	y : 20.00 mm		
Adjustment required for belt tensioning	x : 30.00 mm		
Actual service factor	c2 : 1.35		
Belt speed	v : 33.84 m/s		
Flex rate	fB : 33.02 1/s		
Power per belt	PN : 2.44 kW		
Arc of contact factor	c1 : 0.99		
Belt length factor	c3 : 1.05		
Arc of contact on small pulley	B : 159.04 °		
Pulley face width	b : 29.92 mm		
Span length	l : 702.80 mm		
Calculated number of belts	z1 : 7.68	given c2 =	1.30
Weight of belt	: 0.33 kg		
Static shaft load (Initial installation)	Samin : 1245 N		
Static shaft load (Re-tension)	Samin : 958 N		
Dynamic shaft load	Sadyn : 612 N		

#### Tensioning recommendations

		Initial installation	Re-tension
		new belts	existing belts
given c2 = 1.30			
1. OPTIKRIK II	Static tension per belt :	633 N	487 N
2. Load/deflection tension gauge	Load at centre of span :	60 N	60 N
	Deflection :	16.16 mm	18.98 mm
3. Length additional value per 1000 mm belt length	:	3.06 mm	1.97 mm
4. optibelt TT frequency tester ( 1 Hz - 600 Hz )	Frequency :	44.75 1/s	39.24 1/s

Our 'General conditions of Sale' are applicable.

3000 ot/min

Customer:

Sender:



**Drive Calculation**

based on a theoretical belt life of 25000 h

**Ribbed Belts 2 Pulley Drive**

No. : C000000001      Data : 21.06.2023      SN :  
Project : 0001      Drawing No. : 0001      Drive : 0001

The drive requires:

- Optibelt-RB ribbed belt 9 PK 2050 Lb
- Optibelt-RBS ribbed belt pulley for taper bush TB 9 PK 320
- special pulley
- Optibelt-RBS ribbed belt pulley for taper bush TB 9 PK 60
- special pulley

		<u>Deviation / Hints</u>	
Type of driver unit	: Electric motor		
Type of driven unit	: Rotary pump		
Calculation Power	PB : 19.50 kW		
Driver Power	P : 15.00 kW		
Torque at driver pulley	M : 48 Nm		
Driver speed	n1 : 3000 1/min		
Required driven speed	n2 : 15342 1/min	-658	1/min
Effective diameter pulley 1	db1 : 320.00 mm		
Effective diameter pulley 2	db2 : 60.00 mm		
Effective length	Lb : 2050 mm		
Actual centres	C : 714.73 mm	---	mm
Actual drive ratio	i : 0.20	4.3	%
Adjustment required for belt fitting	y : 20.00 mm		
Adjustment required for belt tensioning	x : 30.00 mm		
Actual service factor	c2 : 1.40		
Belt speed	v : 50.76 m/s	Warning:	Speed to high
Flex rate	fB : 49.53 1/s		
Power per belt	PN : 2.24 kW		
Arc of contact factor	c1 : 0.99		
Belt length factor	c3 : 1.05		
Arc of contact on small pulley	B : 159.04 °		
Pulley face width	b : 33.48 mm		
Span length	l : 702.80 mm		
Calculated number of belts	z1 : 8.35	given c2 =	1.30
Weight of belt	: 0.37 kg		
Static shaft load (Initial installation)	Samn : 1703 N		
Static shaft load (Re-tension)	Samn : 1310 N		
Dynamic shaft load	Sadyn : 408 N		

<b>Tensioning recommendations</b>		<b>Initial installation</b>	<b>Re-tension</b>
given c2 = 1.30		new belts	existing belts
1. OPTIKRIK II	Static tension per belt :	866 N	666 N
2. Load/deflection tension gauge	Load at centre of span :	68 N	68 N
	Deflection :	13.70 mm	17.22 mm
3. Length additional value per 1000 mm belt length	:	4.19 mm	2.73 mm
4. optibelt TT frequency tester ( 1 Hz - 600 Hz )	Frequency :	49.35 1/s	43.28 1/s

Our 'General conditions of Sale' are applicable.

4000 ot/min

Customer:

Sender:



**Drive Calculation**

based on a theoretical belt life of 25000 h

**Ribbed Belts 2 Pulley Drive**

No.	: C00000001	Data	: 21.06.2023	SN	:
Project	: 0001	Drawing No.	: 0001	Drive	: 0001

The drive requires:

- Optibelt-RB ribbed belt 11 PJ 2050 Lb special belt
- Optibelt-RBS ribbed belt pulley for taper bush TB 11 PJ 320 special pulley
- Optibelt-RBS ribbed belt pulley for taper bush TB 11 PJ 60 special pulley

		<u>Deviation / Hints</u>	
Type of driver unit	: Electric motor		
Type of driven unit	: Rotary pump		
Calculation Power	PB : 19.50 kW		
Driver Power	P : 15.00 kW		
Torque at driver pulley	M : 36 Nm		
Driver speed	n1 : 4000 1/min		
Required driven speed	n2 : 20640 1/min	-360	1/min
Effective diameter pulley 1	db1 : 320.00 mm		
Effective diameter pulley 2	db2 : 60.00 mm		
Effective length	Lb : 2050 mm		
Actual centres	C : 714.73 mm	---	mm
Actual drive ratio	i : 0.19	1.7	%
Adjustment required for belt fitting	y : 20.00 mm		
Adjustment required for belt tensioning	x : 30.00 mm		
Actual service factor	c2 : 1.35		
Belt speed	v : 67.54 m/s	Warning: Speed to high	
Flex rate	fB : 65.89 1/s		
Power per belt	PN : 1.61 kW		
Arc of contact factor	c1 : 0.99		
Belt length factor	c3 : 1.16		
Arc of contact on small pulley	B : 159.04 °		
Pulley face width	b : 27.00 mm		
Span length	l : 702.80 mm		
Calculated number of belts	z1 : 10.61	given c2 =	1.30
Weight of belt	: 0.20 kg		
Static shaft load (Initial installation)	Samin : 1544 N		
Static shaft load (Re-tension)	Samin : 1187 N		
Dynamic shaft load	Sadyn : 307 N		

<b>Tensioning recommendations</b>		<b>Initial installation</b>	<b>Re-tension</b>
given c2 = 1.30		new belts	existing belts
1. OPTIKRIK II	Static tension per belt :	785 N	604 N
2. Load/deflection tension gauge	Load at centre of span :	55 N	55 N
	Deflection :	10.54 mm	14.41 mm
3. Length additional value per 1000 mm belt length	:	6.63 mm	4.58 mm
4. optibelt TT frequency tester ( 1 Hz - 600 Hz )	Frequency :	63.34 1/s	55.56 1/s

Our 'General conditions of Sale' are applicable.