



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

KONSTRUKCE MALÉHO PARNÍHO MOTORU PRO VYUŽITÍ SLUNEČNÍ ENERGIE

CONSTRUCTION OF SMALL STEAM ENGINE FOR THE USE OF SOLAR ENERGY

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jan Strava

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jiří Škorpík, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Jan Strava**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Jiří Škorpík, Ph.D.**
Akademický rok: 2019/20

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:

Konstrukce malého parního motoru pro využití sluneční energie

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Sluneční energii lze využívat i v tepelných obězích malých výkonů. Takové zařízení se vyznačuje sice vyšší složitostí než fotovoltaické panely, ale na druhou stranu lze v době poklesu slunečního svitu využít i jiného zdroje tepla. Díky těmto vlastnostem jsou takové technologie poptávány především v řídké osídlených oblastech.

Cíle diplomové práce:

- (1) Porovnání pístového parního motoru s jinými alternativními motory. Na základě tohoto porovnání vytvořit doporučení jaké vlastnosti by měla mít ideální konstrukce malého parního motoru pro využití sluneční energie.
- (2) Sestavení základní konstrukce motoru včetně doložení výpočtů.

Seznam doporučené literatury:

KLÁG, Josef. Parní stroje a turbíny - obsluha a provoz: pomůcka k základnímu školení a příručka ke studiu. Praha: Práce, 1952. Technické příručky Práce.

ŠŤASTNÝ, Jiří. Točivá redukce v pamích sítích, časopis 3T, č. 6, ročník 2006, str. 11 až 13, ISSN 1210-6003.

FRAAS, Arthur. Heat exchanger design, 1989. Second edition. John Wiley&Sons, Inc. ISBN 0-47-62868-9.

ŠKORPÍK, Jiří. Transformační technologie. <http://www.transformacni-technologie.cz> [2018-10-08].

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

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

Abstrakt

Jedním z možných současných využití pístového parního motoru je zpracování páry ze solárního generátoru za účelem výroby elektrické energie. Práce se zabývá možností použití parního motoru pro výrobu elektrické energie za využití energie slunce, takováto aplikace by šla s výhodou použít u „off grid“ řešení jako nezávislý zdroj energie. V případě nedostatečného osvětlení by totiž mohl být připojen jiný zdroj páry.

Klíčová slova

Pístový parní motor, pára, sluneční energie, konstrukční návrh.

Abstract

Possible modern application of piston steam engine is electricity production using steam made by solar energy. This diploma thesis focuses on designing such piston steam engine. Described solution would be effective as an off grid electricity generator, because alternative source of steam could be added for occasions, when sunlight is not powerful enough for steam production.

Key Words

Piston steam engine, steam, solar energy, mechanical design.

Bibliografická citace

STRAVA, Jan. Konstrukce malého parního motoru pro využití sluneční energie [online]. Brno, 2020 [cit. 2020-06-19]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/121724>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Jiří Škorpík.

Poděkování

Za cenné rady a připomínky při tvorbě této práce bych rád poděkoval vedoucímu diplomové práce panu Ing. Jiřímu Škorpíkovi, Ph.D. Můj vděk patří i mým rodičům za podporu při studiu. Rovněž bych chtěl poděkovat svým kolegům a přátelům, kteří se mnou strávili čas diskuzí nad touto prací.

Prohlášení autora o původnosti práce

Prohlašuji, že diplomovou práci jsem vypracoval samostatně, pod odborným vedením Ing. Jiřího Škorpíka, Ph.D. Současně prohlašuji, že všechny zdroje obrazových a textových informací, ze kterých jsem čerpal, jsou řádně citovány v seznamu použitých zdrojů.

Blučina, 24. 6. 2020

.....
Podpis autora

Obsah

1. Úvod	12
2. Parní motory	14
2.1 Historie.....	14
2.1.1 Saveryho parní motor.....	14
2.1.2 Newcomenův parní motor.....	15
2.1.3 Zdokonalený parní motor Jamese Watta.....	16
2.1.4 Další vývoj parních motorů.....	16
2.2 Současné možnosti použití parních motorů v energetice	17
2.3 Rozdělení parních motorů	18
2.4 Hlavní součásti parního motoru.....	21
2.4.1 Klikové ústrojí	21
2.4.2 Píst	21
2.4.3 Pístní tyč	22
2.4.4 Válec.....	22
2.4.5 Křížák.....	22
2.4.6 Ojnice	23
2.4.7 Kliková hřídel	23
2.4.8 Setrvačnick	23
2.4.9 Regulátor.....	23
2.5 Rozvody parních motorů.....	23
2.5.1 Šoupátkové rozvody.....	24
2.5.2 Ventilové rozvody	26
2.6 Termodynamický cyklus parního motoru.....	27
2.6.1 Působení páry ve válci	27
2.6.2 Rankin-Clausiov cyklus	27
2.6.3 Expanze páry ve válci parního motoru	28
2.6.4 Účinnosti parního motoru.....	28
2.6.5 Ideální pV diagram	29
2.6.6 Reálný pV diagram	30
2.6.7 Srovnání ideálního a reálného motoru	30
2.6.8 Vnitřní výkon pístového parního motoru	31
2.6.9 Spotřeba páry	32
2.6.10 Vnitřní účinnost pístového parního motoru.....	33

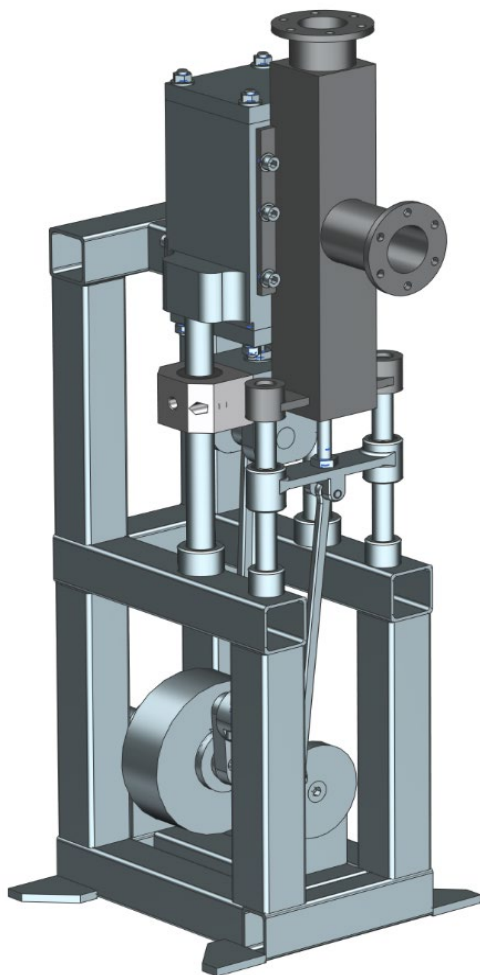
3.	Využití sluneční energie pro výrobu páry.....	34
4.	Porovnání parního motoru s alternativami využití sluneční energie.....	35
4.1.	Stirlingův motor	35
4.2	Parní turbína	36
4.3	Nitinol motor.....	37
4.4	Doporučené vlastnosti malého motoru k využití sluneční energie	37
5.	Termodynamický návrh parního motoru	38
5.1	Koncepce	38
5.2	Princip výpočtu	39
5.2.1	Určení požadované práce jednoho cyklu	39
5.2.2	Návrh pV diagramu	40
5.2.3	Výpočet práce v závislosti na pracovním objemu	43
5.3	Rozbor sil působících na klikový mechanismus.....	48
5.3.1	Kinematické schéma klikového mechanismu	48
5.3.2	Rozbor sil působících na klikový mechanismus.....	48
5.3.3	Zachycení sil v klikovém mechanismu.....	51
5.3.4	Kroutící moment a ztráty v klikovém mechanismu.....	51
5.3.5	Nerovnoměrnost chodu klikového mechanismu.....	53
5.4	Návrh šoupátka	54
5.4.1	Šoupátkové pouzdro	60
5.4.2	Šoupátko	60
5.4.3	Šoupátkový křížák	61
5.4.4	Výstupní hrdlo šoupátka	61
6.	Konstrukční návrh parního motoru	62
6.1	Návrh válce motoru	62
6.2	Návrh víka motoru	64
6.3	Návrh šroubového spoje víka a válce.....	65
6.4	Návrh pístu motoru.....	67
6.5	Návrh pístní tyče	70
6.6	Návrh setrvačníku	72
6.7	Návrh ojnice	74
6.8	Návrh klikového hřídele	76
6.9	Návrh křížáku	78
6.10	Návrh rámu	78

6.11	Návrh odvodnění motoru.....	79
7.	Závěr.....	84
	Seznam použitých zdrojů	85
	Seznam použitých zkratk, symbolů a veličin	88
	Seznam obrázků a grafů.....	93
	Seznam příloh.....	96

1. Úvod

Vynález parního motoru nevyvratitelně ovlivnil běh moderních dějin, stál za vznikem průmyslové revoluce i za rozvojem nákladní i osobní dopravy. V tradičních aplikacích jej však již dávno nahradily jiné, modernější stroje. V energetice jde převážně o parní turbíny, neboť při vyšších instalovaných výkonech dosahují lepších účinností, v dopravě pak spalovací – zejména diesellové motory, případně elektromotory. Parní stroje stále ještě nacházejí určité uplatnění v točivých redukcích nižších výkonů.

Práce se zabývá možností použití parního motoru pro výrobu elektrické energie za využití energie slunce, takováto aplikace by šla s výhodou použít u „off grid“ řešení jako nezávislý zdroj energie. V případě nedostatečného osvětlení by totiž mohl být připojen jiný zdroj páry. Navrhovaný výkon 2 kWe by měl být dostatečný například k zásobování menší chaty elektrickou energií. V době „honu“ na vláknové žárovky je tento výkon zcela dostatečný k napájení úsporného osvětlení, plynového kotle či běžných domácích spotřebičů.



Obrázek 1: Render navrženého motoru

Vzhledem k „bezemisní“ výrobě páry by bylo teoreticky možné takovýto stroj připojit do rozvodné sítě a z něj vyrobenou elektrickou energii zpeněžit. Obdobně jako je tomu u malých domácích solárních elektráren nebo větrných elektráren.

Práce obsahuje je termodynamický i konstrukční návrh jednoválcového stojatého parního motoru, doplněný o základní výpočty. Navržený motor je dvojčinný, rozvod páry zajišťuje jedno duté pístové šoupátko, křížák pístu i šoupátka je veden lineárním kuličkovým ložiskem. Křížák je spojen ojnicí se skládanou klikovou hřídelí, která končí výstupem na spojku. Návrh „začíná“ vstupním hrdlem admisní páry a „končí“ výstupním hrdlem páry vyexpandované.

Celý motor je koncipován jako návrh prototypu za účelem ověření konceptu, proto je většina dílů navrhována jako obráběné, případně svařované díly, ačkoli v reálné výrobě by je pravděpodobně tvořil odlitek.

Cílem práce bylo stanovit vhodné vlastnosti malého parního motoru pro daný zdroj páry a takovýto stroj navrhnout.

Výzvou pro mne byly relativně omezené zdroje aktuálních informací i neznalost problematiky parních motorů obecně.

V první kapitole práce se zabývám historií a postupnou evolucí parních motorů od prvních exemplářů až do současnosti. Popisují taky základní dělení, konstrukci a funkční

prvky. Následující kapitoly se zabývají základní principy výroby páry za využití sluneční energie a kapitola srovnávající parní motory s jejich hlavními rivaly v oblasti využití solárně generované páry.

Konstrukční část se zabývá termodynamickým a konstrukčním návrhem parního motoru. Motor je koncipován jako co nejjednodušší zařízení, zároveň je využito výhod technologií současnosti – tam, kde to bylo vhodné. Jedná se zejména o využití moderních materiálů, jako jsou slitnová kluzná pouzdra s příměsí uhlíku (za účelem samomaznosti) nebo těsnění z teflonových materiálů.

Mechanický návrh jsem vytvářel v 3D CAD prostředí NX Unigraphics, rendery zobrazené v této práci jsou generovány v NX a upraveny v programu Adobe Photoshop. Schémata a náčrty jsem tvořil v programu Adobe Illustrator.

2. Parní motory

Parní stroj je tepelný stroj s vnějším přívodem tepla proměňující energii pracovního média (nejčastěji vodní páry) na práci. Práce je z motoru odváděna nejčastěji ve formě kroutícího momentu na hřídeli. [8]

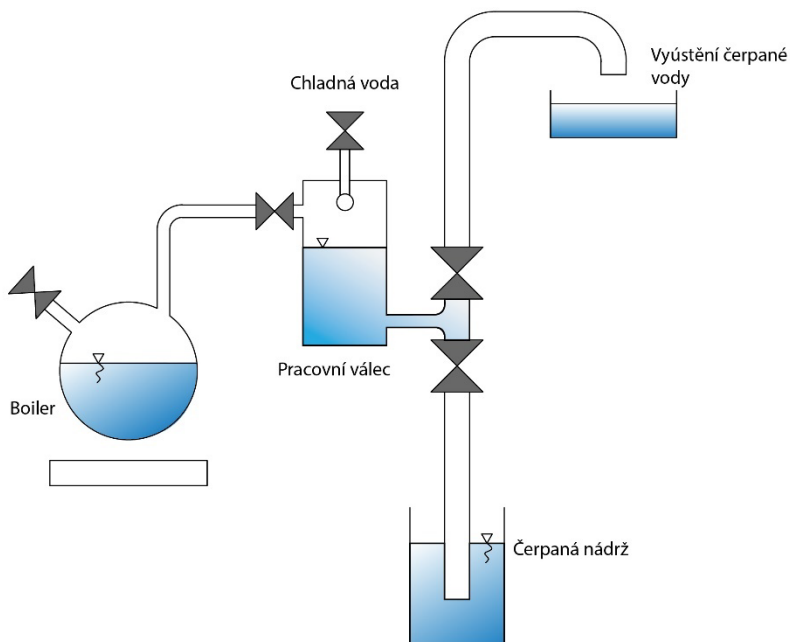
2.1 Historie

Objevení parního stroje bývá velmi často spojováno se skotským vynálezcem Jamesem Watem. James Watt ovšem parní motor nevynalezl, proslavil se však jeho zdokonalením. Zajímavostí může být, že James Watt byl odpůrcem použití parního stroje pro dopravu. [1]

První mechanický stroj poháněný parou sestrojil dle [2] Héron Alexandrijský někdy kolem 1. století našeho letopočtu. Jeho stroj pojmenovaný aeolipile však nesloužil k vykonávání práce. Vynález novodobého parního stroje se připisuje Thomasi Saverymu a Thomasovi Newcomenovi. Jejich parní motory byly tzv. atmosférické, využívaly podtlaku vyvolaného prudkou kondenzací vodní páry v uzavřeném válci při rychlém ochlazení páry. Nejčastěji byly používány k pohonu čerpadel, našly však uplatnění i v řadě jiných odvětví.

2.1.1 Saveryho parní motor

Thomas Savery si v roce 1698 nechal patentovat parní pumpu, která využívala poznatků francouzského fyzika Denise Papina. [3]



Obrázek 2: Schéma Saveryho motoru.

Saveryho pumpa sestávala z uzavřené nádoby, boileru a sacího a výtlačného potrubí opatřeného ventily. Do nádoby byla pod tlakem přivedena pára z boileru. Následně bylo potrubí spojující nádobu s boilerem uzavřeno ventilem. Poté bylo do nádoby vstříknuto menší množství chladné vody, která způsobila rychlou kondenzaci vodní páry

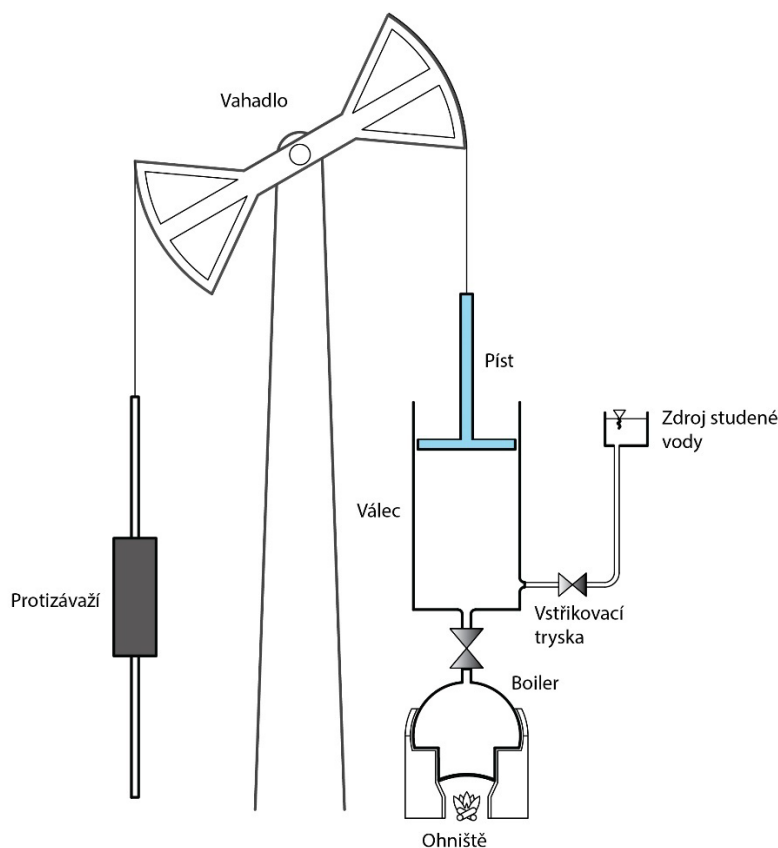
a ji provázející prudký pokles tlaku uvnitř nádoby. Následně byl otevřen ventil na sacím potrubí a nádoba se vlivem podtlaku naplnila vodou. Následně byl tento ventil opět uzavřen. Poté byl opět otevřen ventil spojující boiler s nádobou. Otevřen byl i ventil na výtlačném potrubí. Z boileru pod tlakem vstupující pára vytlačila vodu z nádoby. Následně byl ventil na výtlačném potrubí uzavřen a celý proces se opakoval. Aby Savery dosáhl vyšší plynulosti procesu, používal dvě nádoby se střídavým plněním parou. [3]

Saveryho řešení vyžadovalo zdroj páry o relativně vysokém tlaku, aby čerpadlo dokázalo protlačit vodu výtlačným potrubím. Právě tlak páry byl zásadním faktorem limitujícím dopravní výšku čerpadla.

2.1.2 Newcomenův parní motor

Thomas Newcomen se zabýval vývojem parní pumpy nezávisle na Thomasi Saverym, jelikož ale Saveryho patent předcházela Newcomenovu objevu, nemohl si své dílo nechat patentovat. Proto se rozhodl na vývoji pracovat se samotným Saverym.

První Newcomenův motor byl sestaven v roce 1712. Koncem 18. století existovalo již více než 1400 kusů tohoto motoru [4].



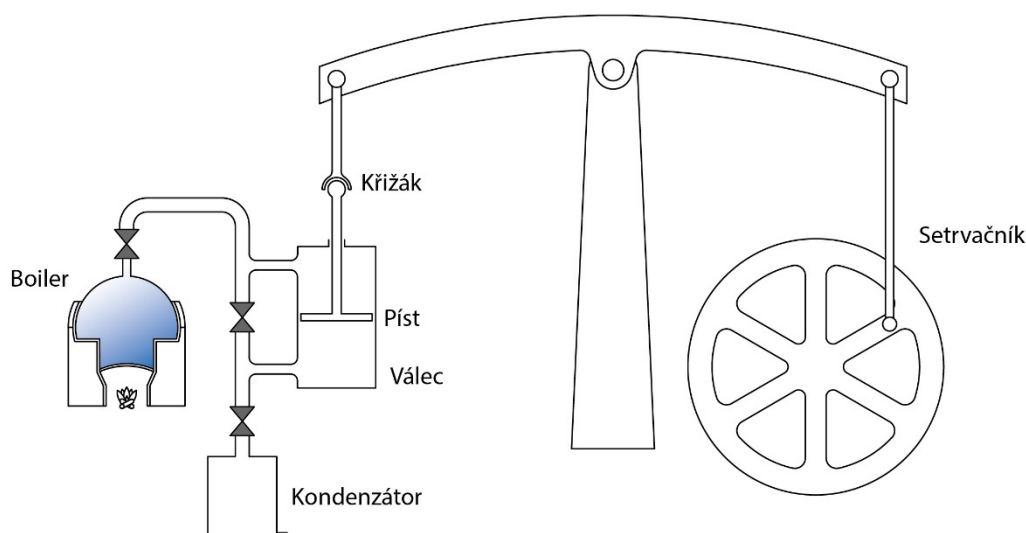
Obrázek 3: Newcomenův parní motor.

Na rozdíl od Saveryho řešení není Newcomenův motor limitován tlakem vyvíjené páry, ale využívá atmosférického tlaku na druhé straně pístu. [3] Válec motoru byl naplněn parou, následně byla do prostoru válce vstříknuta voda, čímž došlo k rychlé kondenzaci. Ve válci vznikl podtlak, který "přitáhl" píst do dolní úvrati. Následně se píst vrátil do výchozí polohy pomocí závaží umístěného na vahadle. Celý cyklus se opakoval.

Newcomenův motor byl schopný dosáhnout až 17 cyklů za minutu, v závislosti na rychlosti ručního ovládání ventilů. [4] Pohyb pístu motoru byl následně pomocí vahadla přenesen na pohyb pístového čerpadla.

2.1.3 Zdokonalený parní motor Jamese Watta

James Watt v roce 1765 podstatně zdokonalil konstrukci i funkci motoru Thomase Newcomena tím, že k motoru přidal samostatný kondenzátor. [5] Tím docílil toho, že se válec během cyklu nemusel střídavě ochlazovat a následně zahřívát. Watt následně vyvinul nový motor, jehož pohyb pístu konala pára, nikoli atmosférický tlak. Tento motor přenášel translační pohyb pístu na otáčivý pohyb hřídele. Watt si nechal patentovat mimo jiné i dvojčinný parní stroj, převod translačního pohybu pístu na rotační a Wattův odstředivý regulátor. Wattovi je rovněž připisováno připojení setrvačnicku k motoru. [6]



Obrázek 4: Parní motor Jamese Watta.

Wattovo zdokonalení vytvořilo výkonný, spolehlivý a univerzální stroj, který mohl být nasazen k pohonu prakticky čehokoli. Tím bylo mimo jiné dosaženo toho, že továrny se již nemusely budovat u vodních zdrojů. James Watt svými objevy jednoznačně přispěl k urychlení a rozšíření průmyslové revoluce. Navíc kvůli zvýšeným nárokům na přesnost výroby jím navržených strojů přispěl k rozvoji strojírenství. [6]

2.1.4 Další vývoj parních motorů

V 19. století došlo k největšímu rozvoji parních motorů. Hlavní nevýhodou Wattových motorů bylo, že využívaly páru o nízkém tlaku. Inovace v podobě vysokotlakých parních motorů prakticky znamenala větší výkon a menší rozměry. Průkopníky v oblasti vysokotlakých parních motorů byli Angličané Richard Trevithick a následně George Stephenson. Vysokotlaké motory našly uplatnění jak k pohonu továren (transmisní pohony), tak k pohonu dopravních prostředků. V roce 1802 byl úspěšně použit parní

motor k pohonu lodí, ve 30. letech pak našel uplatnění i na železnici. [6] Ačkoli bylo v rozmezí let 1897 a 1927 vyrobeno více než 60 000 automobilů využívajících k pohonu parního motoru, objevem spalovacího motoru byl z této aplikace parní motor vytlačen. [7]

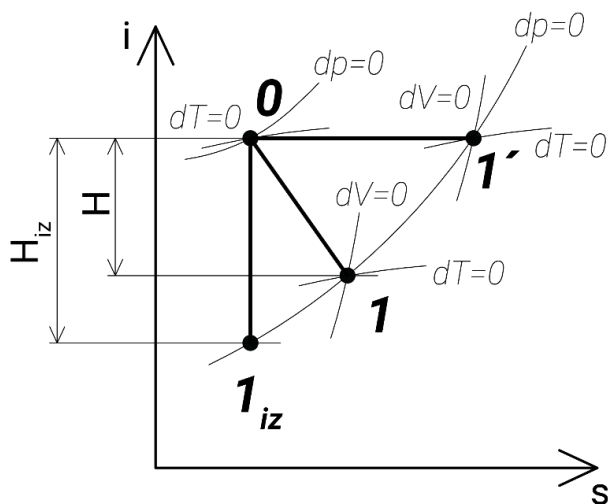
Ve 20. století význam parních motorů postupně upadal. Důvodem byla jednak nízká účinnost těchto motorů, ale také stále častější problémy s kvalitou ovzduší. V současnosti se na území naší republiky s provozem parních strojů setkáme především u historických lokomotiv.

2.2 Současné možnosti použití parních motorů v energetice

V souvislosti s touto tematikou nejsou žádné aktuální projekty volně dohledatelné. S malými parními motory se spekulovalo na přelomu milénia, současný stav energetiky ale vývoji parních motorů nepřeje.

Větší parní stroje se stále používají v redukčních stanicích pro redukci tlaku páry. Škracení páry prostřednictvím redukčního ventilu lze nahradit parním strojem bez zbytečného maření energie. V České republice se vývojem pístových parních motorů v nedávné minulosti zabývaly například společnosti PolyComp, a.s. a Tenza, a.s. [8]

Redukční stanice je zařízení upravující tlak páry vystupující ze zdroje (kotel nebo parovod) na požadovanou hodnotu pro technologii nebo spotřebič, obvykle prostřednictvím redukčních ventilů. Toto škracení lze nahradit expanzí páry v tepelném stroji. Škracením je totiž energie zmařena. Na obrázku 5 je škracení znázorněno čarou mezi body **0** a **1'**. Tento jev je izoentalpický, teplota páry je při tomto ději neměnná, následně je teplota snížena izobaricky mezi body **1'** a **1**. Při použití tepelného stroje místo redukčního ventilu expanduje pára mezi body **0** a **1**. Na grafu je rovněž znázorněn ideální děj ve stroji beze ztrát mezi body **0** a **1_{iz}**.



Obrázek 5: Expanze a škracení páry.

2.3 Rozdělení parních motorů

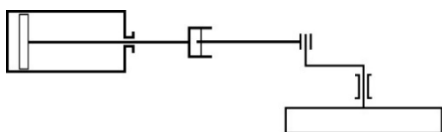
Parní stroje lze dělit dle několika kritérií.

Dle prostředí, do kterého dochází pára z válce rozdělujeme stroje na **výfukové** nebo **kondenzační**. Výfukové stroje vypouští páru do okolního prostředí, obvykle s přetlakem 0,1 až 0,2 bar. U kondenzačních strojů s podtlakovým kondenzátorem bývá protitlak přibližně 0,1 až 0,2 bar. [7] Kondenzační parní stroje jsou komplikovanější než výfukové, zároveň jsou ale značně ekonomičtější. Literatura [7] uvádí, že mají až o 30 % nižší spotřebu páry a tepla.

Dle tlaku páry na vstupu do stroje dělíme parní stroje na nízkotlaké (8-10 bar), střednětlaké (15-20 bar) a vysokotlaké (nad 20 bar).

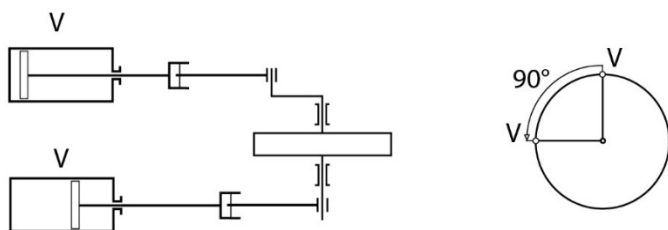
Dle polohy válců rozdělujeme stroje na ležaté (horizontální), stojaté (vertikální), šikmé a kývavé. Každá z těchto koncepcí má své pro a proti. Výhodou ležatých parních strojů je přehlednost, přístupnost, lépe se odvodňují a jsou levnější. Nevýhodou jsou větší ztráty třením, vyběhávání válců a větší zastavěná plocha. Stojaté parní stroje mají výhodu v menší zastavěné ploše, rovnoměrném opotřebení válce a v nižších ztrátách třením. Na druhou stranu jsou ale hůře přístupné, je u nich problematické odvodnění a jsou dražší.

Dle počtu válců dělíme stroje na jednoválcové a několikaválcové. Několikaválcové stroje následně dělíme na dvojčité a trojčité.



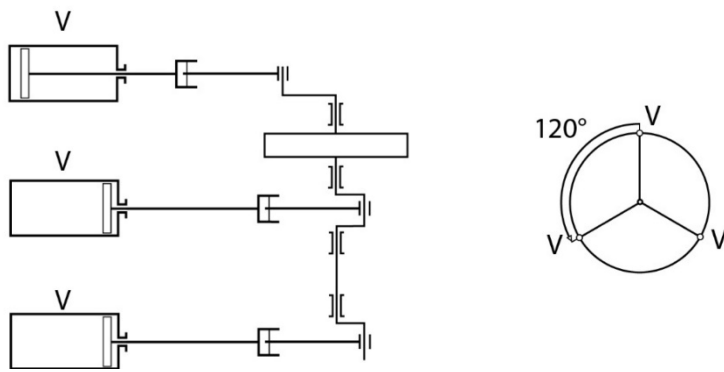
Obrázek 6: Jednoválcový parní stroj

Dvojčítý parní stroj má několik identických válců se stejným tlakem na vstupu i na výstupu. Kliky válců jsou vždy otočeny o 90°, motor je tedy "rozkročen". Jeden válec je vždy "na zdvihu", při startu poté není nutné natočit hřídel setrvačnickem.



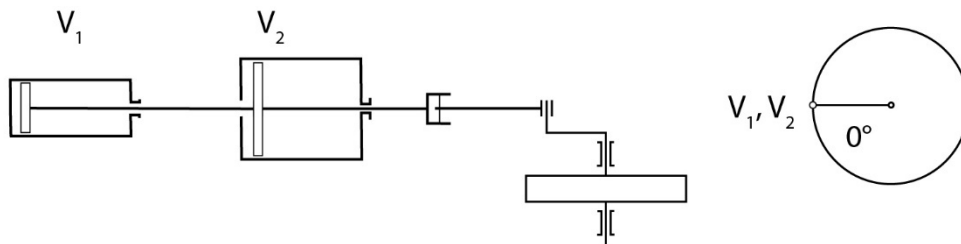
Obrázek 7: Dvojčítý parní stroj

Trojčítý parní stroj má kliky natočeny o 120°. Výhodou takového uspořádání je hladší chod motoru a snadnější spouštění motoru. S hladším chodem souvisí i potřeba nižšího setrvačnicku.

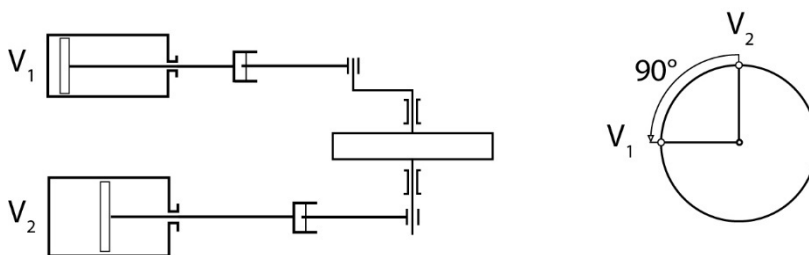


Obrázek 8: Trojčítý parní stroj

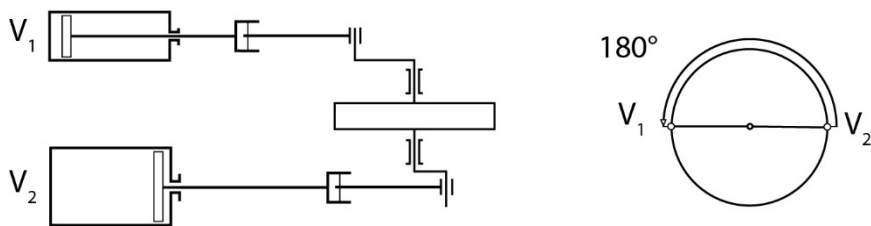
Je výhodné nechat páru expandovat postupně ve 2-3 válcích za sebou, z tohoto důvodu vznikly parní stroje s dělenou expanzí. Tímto se lépe využije energie páry, pára má možnost expandovat na nižší tlak a vykonat tak větší práci. V praxi pára o vysokém tlaku p_1 vstupuje do vysokotlakého válce menších rozměrů (pára má malý měrný objem), zde expanduje na tlak p_2 a vstupuje do nízkotlakého válce větších rozměrů. Oba válce mají vždy stejný zdvih, ale liší se vrtáním. Uspořádání válců může být buď za sebou (tandemový parní stroj) nebo vedle sebe (vulfický nebo sdružený parní stroj).



Obrázek 9: Tandemový parní stroj



Obrázek 10: Sdružený parní stroj



Obrázek 11: Vulfický parní stroj

Největší výhodou tohoto uspořádání je nižší spotřeba páry při stejném výkonu. Na druhou stranu je stroj větší, složitější a má menší mechanickou účinnost (má více třecích se částí).

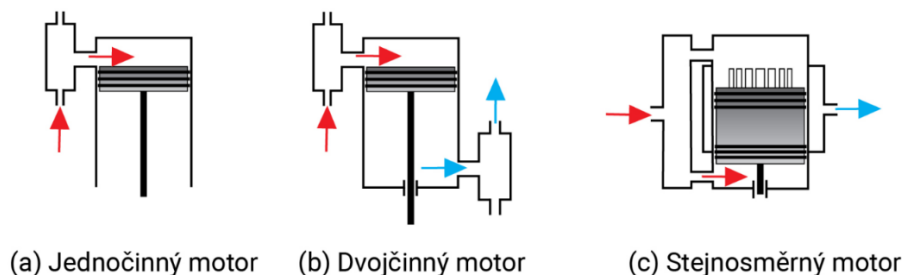
Podle působení páry ve válci stroje dělíme na plnotlakové a expanzní. Plnotlakové stroje jsou výjimečné, použití nacházely pouze u aplikací, kde byla prioritní konstantní síla stroje (buchary, nůžky). Většina parních strojů je expanzní, plnění válce je nižší než 100 % a pára ve válci u těchto strojů expanduje.

Dle otáček hřídele parního stroje dělíme stroje na pomaluběžné a rychloběžné. Literatura [7] označuje jako pomaluběžné stroje s otáčkami přibližně 150-200 ot/min. Toto kritérium je zavádějící, rychloběžnost by se správně měla určovat dle velikosti pístové rychlosti, nikoli dle otáček hřídele.

Z hlediska umístění se parní stroje dělí na stacionární a mobilní.

Dle rozvodu páry dále motory dělíme na šoupátkové a ventilové. Speciálním zástupcem je parní stroj stejnosměrný.

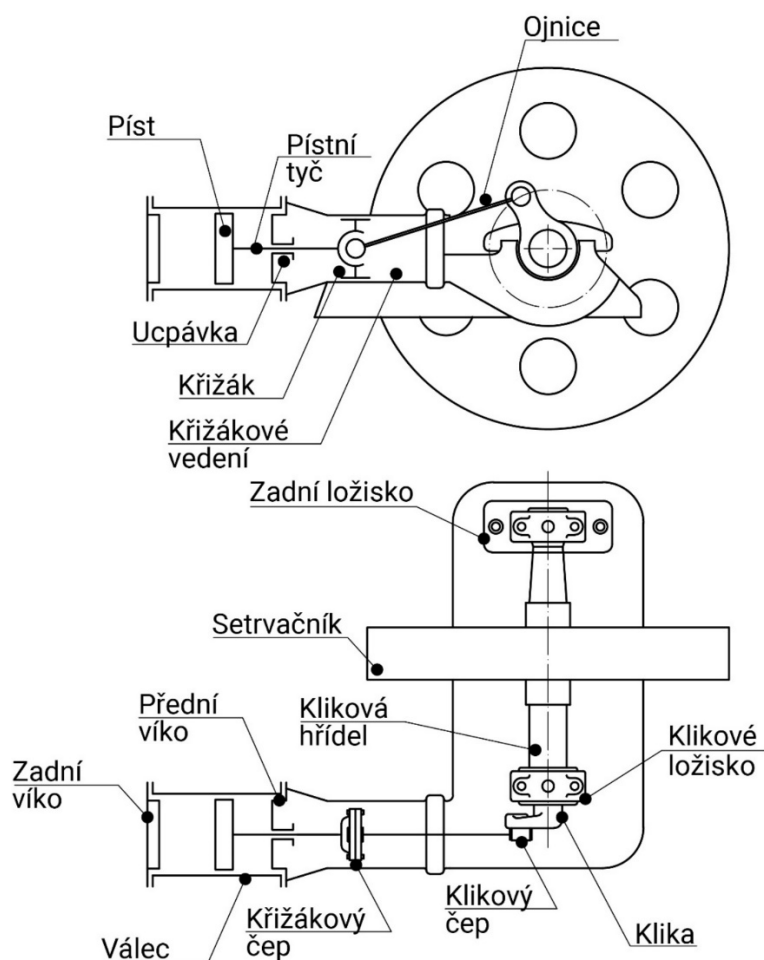
Parní stroje bývají téměř výlučně dvojčinné, tzn. že pára působí střídavě na obě strany pístu. Speciální skupinou parních motorů jsou motory stejnosměrné, někdy označované jako sou proudé. Stejnospměrný se nazývá proto, že pára při vstupu i výstupu zachovává stále stejný smysl proudění (laicky směr).



Obrázek 12: Druhy motorů dle působení páry ve válci

2.4 Hlavní součásti parního motoru

Obrázek 13 popisuje základní části parního motoru. Níže jsou tyto části probrány podrobněji.



Obrázek 13: Hlavní součásti parního motoru

2.4.1 Klikové ústrojí

Klikovým mechanismem se mění vratný přímočarý pohyb na rotační (spalovací a parní motory), nebo obráceně (čerpadla, pumpy).

2.4.2 Píst

Píst přenáší expandující tlak páry na další součásti klikového mechanismu. Parní píst tedy musí splňovat následující podmínky: [7]

1. dostatečná pevnost (odpovídající rozměry dle tlaku páry)
2. těsnost (z důvodu ztrát)
3. minimální hmotnost (požadavek nízkých setrvačných sil na soustavu)
4. malý škodný prostor

U parních motorů se převážně používá dvojčinných pístů, tzn. že na píst působí pára z obou stran. Aby se píst ve válci pohyboval snadno bez tření, je mezi stěnou válce

a pístem vymezena vůle (obvykle 1 až 5 mm). Vůle je nezbytná i z důvodu teplotní dilatace při provozu.

Po obvodu pístu je vysoustruženo několik drážek pro písní kroužky (většinou 2–3, dle přetlaku ve válci). Písní kroužky jsou kvůli montáži na jednom místě rozříznuté, proto je potřeba dbát na jejich vzájemnou polohu na pístu. Kvůli eliminaci ztrát netěsností je nezbytné, aby byly mezery vůči sobě pootočený. Materiál písních kroužků musí být měkčí, než je materiál válce. Díky tomu dojde při provozu dříve k opotřebení levnějšího kroužku, než drahého válce. Historicky se používaly kroužky z šedé litiny, v současnosti lze použít i materiálů moderních, nekovových. Důležitým parametrem u písních kroužků je maximální střední rychlost. Předepsaného uložení se dosahuje předepsáním vhodných tolerancí. Literatura [7] uvádí toleranci pístu f7 a válce H7. Tímto je zajištěna pohyblivost i při nerovnoměrném zahřátí kroužku a pístu. Hloubka drážky na písní kroužek musí umožňovat „pérování“ kroužku. Zpravidla je tedy průměr drážky menší přibližně o 1-2 mm, než je průměr kroužku.

2.4.3 Písní tyč

Písní tyč neboli písnice je součástka spojující píst s křížákem. Spojení s pístem je docíleno nábojem v pístu, na kterém je písnice navlečena a zajištěna proti povolení. Spojení musí zajistit souosost obou součástí a musí být pevné a těsné tak, aby mezi pístem a písnicí nepronikala pára. Zpravidla je spojení řešeno kuželovitostí 1:10. Písnice rovněž vymezuje polohu pístu vůči válci. Z hlediska termodynamické účinnosti by bylo ideální, aby byl píst v mrtvém bodě co nejbližší víku válce. V praxi se volí kompromis mezi bezpečností provozu spolehlivostí montáže a účinností motoru, proto mezi úvratí pístu a víkem válce vzniká škodlivý prostor. Vůle mezi pístem a víkem válce je obvykle 2 až 5 mm. [7] Škodný prostor funguje ovšem i jako jakýsi tlumič, na konci výfukového cyklu je tlak páry podstatně nižší než na začátku plnění. Pokud by byl škodný prostor minimalizován, docházelo by při otevření parního kanálu k velkým tlakovým rázům. Výfukový cyklus je ukončen těsně před dosažením úvratě pístu. Díky tomu se ve škodlivém prostoru zvětší tlak, a tím dojde ke snížení rozdílu tlaků mezi parním kanálem a škodným prostorem. Písní tyč prochází ucpávkou, která zamezuje úniku páry z prostoru válce.

2.4.4 Válec

Pod pojmem válec parního motoru rozumíme jak vlastní válec, tak parní komoru válce. K důležitým funkcím válce patří i mazání pístu a odvod kondenzátu. Válec bývá izolován z důvodu omezení ztrát sáláním.

Vlastní válec zahrnuje těleso válce a obě víka. Materiálem tělesa válce je zpravidla oteřuvzdorná litina. Zároveň musí být materiál dostatečně odolný vůči tlakovým rázům způsobeným párou. Tloušťka parního válce je zpravidla volena dle empirických vztahů. Válec z obou stran uzavírají víka, která jsou k tělesu válce připevněna šrouby.

Parní komoru zpravidla tvoří sedlo, parní kanály, hrdlo pro vstup a výstup páry a víko. Konkrétní podoba parní komory je ovlivněna použitým rozvodem.

2.4.5 Křížák

Křížák neboli křížákový kloub přenáší síly z písní tyče na ojnici. Křížák koná translační pohyb, toho je docíleno lineárním vedením. Toto vedení je buď válcové nebo rovinné.

Ojnice je ke křížáku připojena pomocí čepu. Čep je v křížáku zpravidla uložen pomocí kuželovitého spojení a dotažen maticí.

2.4.6 Ojnice

Ojnice přenáší mechanickou energii translačního pohybu křížáku na otáčivý pohyb kliky. Na obou stranách ojnice jsou otvory pro čep křížáku a čep klikového mechanismu. Délka ojnice je zpravidla 4-6 krát delší, než je poloměr kliky. [7] Ojnice musí dobře odolávat namáhání na vzpěr, zároveň je na ně kladen požadavek na co nejmenší hmotnost, z důvodu omezení rotující hmoty. Z důvodů rozličných požadavků na ojnice bývají často zhotoveny z více druhů materiálů. Do hlavy ojnice je často zalisována vložka zvaná „pánev“ do které jsou vloženy čepy. Pánev je z důvodu minimalizace tření mazaná olejem

2.4.7 Kliková hřídel

Kliková hřídel koná rotační pohyb, je uložena v ložiscích. K ní je připojen spotřebič, setrvačnick i rameno nesoucí klikový čep ojnice. Síla působící v tečném směru v bodě připojení klikového čepu ojnice vytváří moment, s jehož pomocí dochází k rotačnímu pohybu hřídele.

2.4.8 Setrvačnick

Tlak páry působící na píst není stálý, ale pulzuje. Zároveň na mechanismus působí tečné síly, které jsou přenášeny do klikového čepu. Právě tečné síly otáčejí hřídelem, vykonávají práci překonáváním odporu k hřídeli připojeného spotřebiče. V mrtvých polohách jsou tyto síly nulové. Setrvačnick zajistí, že se motor v mrtvých polohách nezastaví. Setrvačnick tedy vyrovnává nerovnosti mezi hnací silou a odporem. [7]

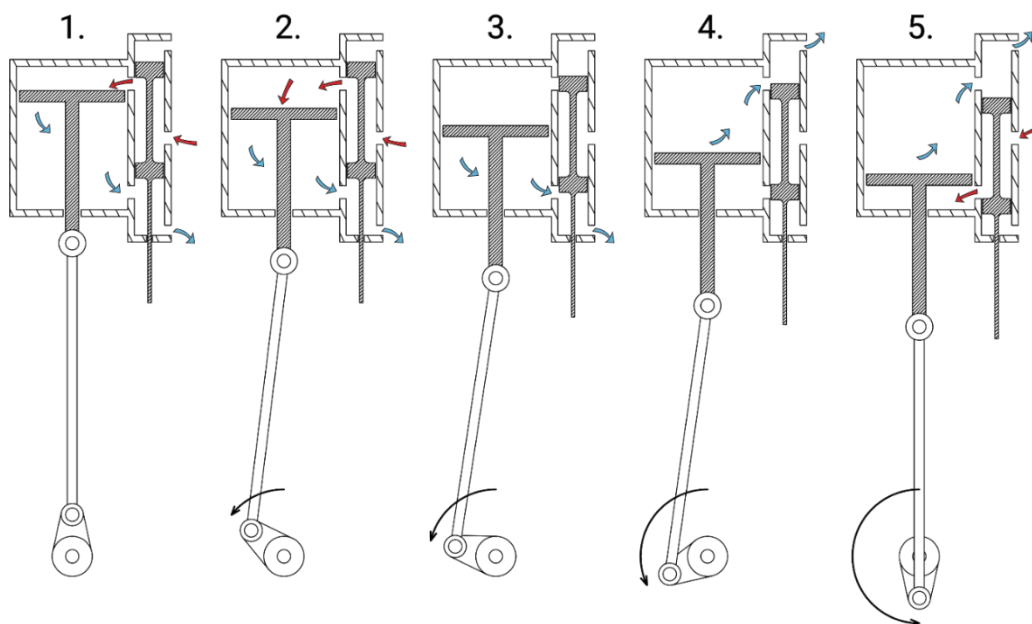
2.4.9 Regulátor

Regulátor je zařízení vyrovnávající nerovnosti mezi výkonem parního stroje a jeho zatížením. Zpravidla je snaha o zachování konstantních otáček hřídele. Regulátor působí na parní rozvod, dříve byla regulace čistě mechanická, dnes je elektronicky řízená.

2.5 Rozvody parních motorů

Funkcí rozvodů je přívod ostré páry ze zdroje do parního válce a následný odvod vyexpandované páry z válce ven. Rozvody dělíme dle způsobu otevírání a uzavírání parních kanálů na rozvody:

1. šoupátkové – ploché
2. šoupátkové – pístové
3. ventilové.

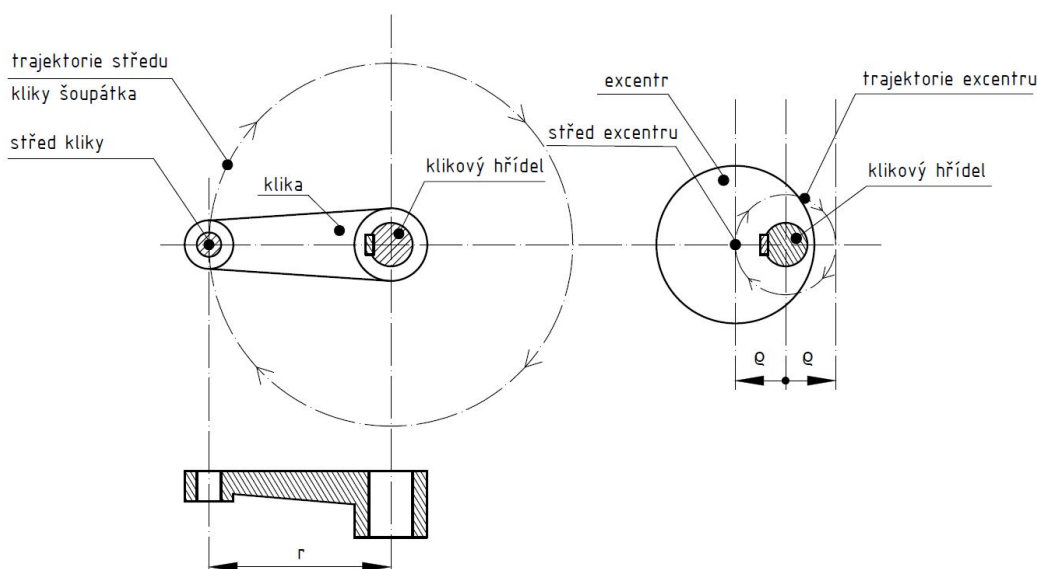


Obrázek 14: Schéma plnění dvojčinného motoru s pístovým šoupátkem.

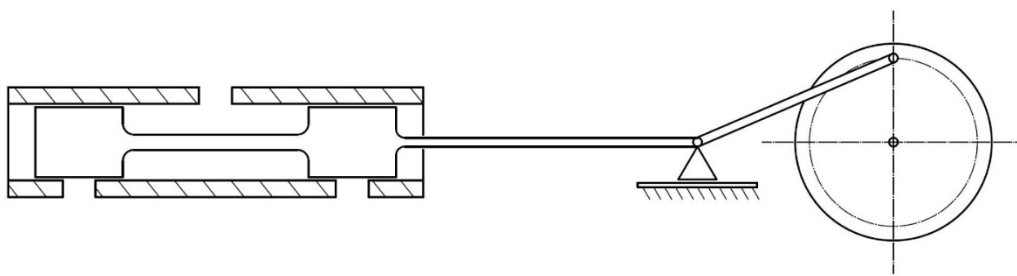
2.5.1 Šoupátkové rozvody

Jedná se o historicky nejstarší druh rozvodů. Rozvod páry je řízen mechanickým prvem připojeným mechanicky na klikovou hřídel motoru.

Pohyb šoupátek je realizován výstředníkem nebo klikou. Výstředník je naklínován na klikovém hřídeli. Místo výstředníku lze v případě dostatečných rozměrů použít i samostatnou šoupátkovou kliku. Výstředník je na klikovém hřídeli naklínován pod určitým úhlem ke klince pístu. Na obrázku 15 je srovnání výstředníku s čelní klikou. Je-li poloměr ρ příliš malý, nebyl by dostatek místa pro náboj kliky a použijeme výstředník. [7]. Trajektorie opisovaná středem kliky je kružnice o poloměru ρ (nebo r). Zdvih šoupátka z levé do pravé krajní polohy se rovná průměru kružnice opisované středem kliky (nebo excentru).

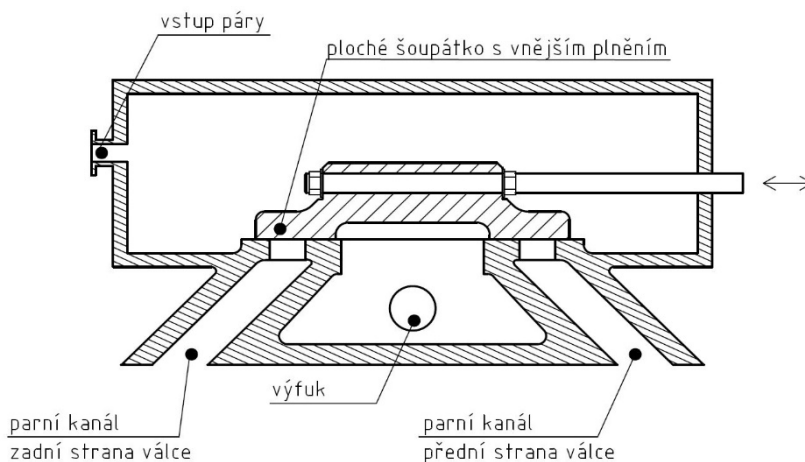


Obrázek 15: Působení výstředníku [7 - vl. Zpracování]



Obrázek 16: Kinematické schéma šoupátka.

Ploché šoupátko



Obrázek 17: Schématický řez plochého šoupátka [7 - vl. Zpracování]

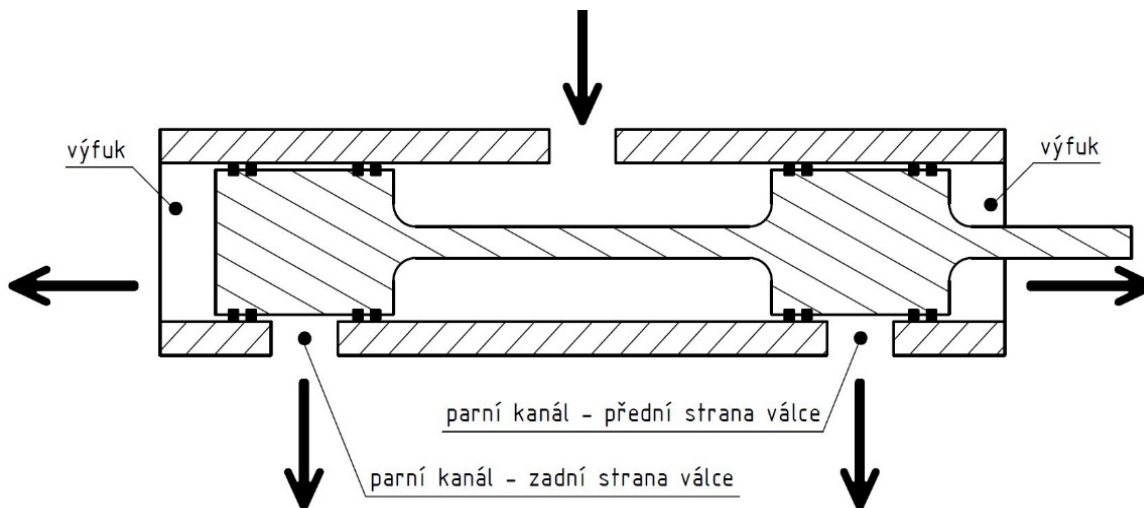
Ploché šoupátko koná translační pohyb po sedle parního válce. Jednou z nevýhod šoupátkového rozvodu je potřeba přesně obrobít stykovou plochu mezi šoupátkem a sedlem parního válce. Další nevýhodou je, že šoupátko je tzv. neodlehčené – pára na něj působí velkým tlakem, který vyvolává velké tření v sedle a tím také potřebu většího příkonu na pohon šoupátka. [7]

Na obrázku 17 je svislý řez jednoduchým plochým šoupátkem a sedlem parního válce. Jedná se o šoupátko s tzv. vnějším plněním (vnějším vstupem páry). To znamená, že ostrá pára vstupuje do parního kanálu zvenčí. Vnitřní strana šoupátka je poté spojena s výfukovým kanálem, použitá pára tedy vystupuje z válce dovnitř šoupátka. Činné hrany šoupátka překrývají parní kanály z důvodu dobrého těsnění. Šoupátko je znázorněno ve střední poloze, z této polohy se vychyluje o poloměr ρ na obě strany.

Pístové šoupátko

Pístové šoupátko vzniklo vylepšením plochého šoupátka. Umožňuje použít tzv. vnitřní plnění, což snižuje ucpávkové i třecí ztráty. Jelikož jsou u pístového šoupátka všechny funkční plochy kruhové, umožňuje levnější výrobu. Navíc použitím rotačního tělesa dochází k dokonalému vyvážení působících tlaků na těleso.

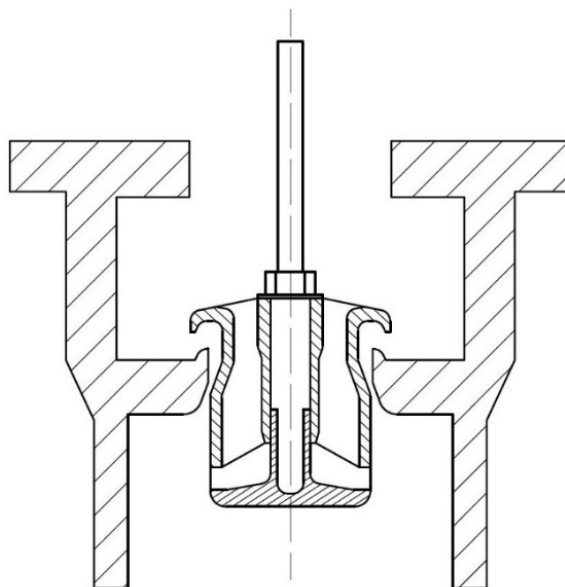
Obrázek 18 ukazuje řez pístovým šoupátkem. Toto šoupátko ovládá všechny pracovní fáze motoru, v praxi se lze setkat i se šoupátky čistě výfukovými a plnicími.



Obrázek 18: Schematický řez pístovým šoupátkem.

2.5.2 Ventilové rozvody

Ventilové rozvody jsou poslední evolucí parních rozvodů. Zásadním rozdílem oproti šoupátkům je, že šoupátko obstarávalo všechny úkony plnění. Ventily jsou v motoru čtyři pro každý válec: vstupní a výstupní pro zadní a vstupní a výstupní pro přední stranu pístu. [7] Toto umožňuje přesnější řízení děje. Nevýhodou ventilového rozvodu je vyšší cena a složitější konstrukce. Ventilový rozvod je tvořen samotným ventilem, jehož sedla dosedají na sedla na ventilovém pouzdru vloženém do ventilové komory. Další výhodou ventilů je jejich nižší hmotnost a menší rozměry, proto je na jejich pohon vynaloženo méně práce. Nevýhodami jsou vyšší pořizovací náklady, složitější nastavení motoru a nevhodnost k použití u vysokootáčkových motorů. Ventily jsou obdobně jako u spalovacích motorů ovládané vačkou.



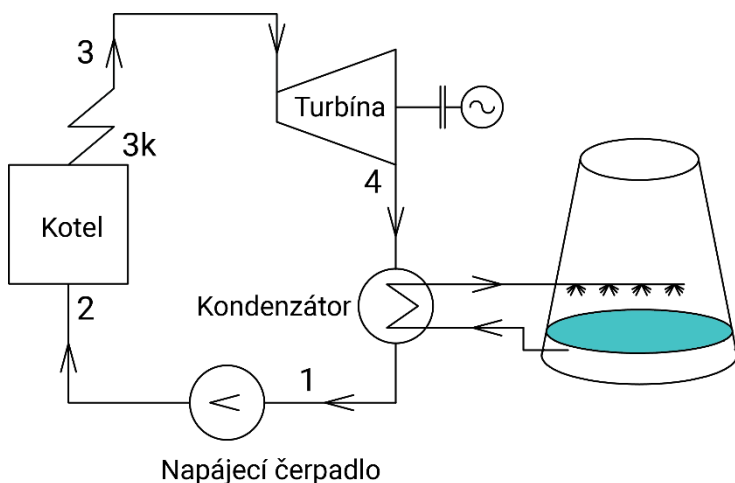
Obrázek 19: Schematický řez ventilovým rozvodem. [7 - vl. Zpracování]

2.6 Termodynamický cyklus parního motoru

2.6.1 Působení páry ve válci

Pára je ze zdroje vedena rozvody střídavě na přední a zadní stranu pístu. Začátek vstupu páry do válce je před mrtvou polohou kliky, toto označujeme jako předchozí vstup. [7] Důvodem je, aby v mrtvé poloze působila již maximální hodnota tlaku páry snížená o ztráty v parovodu. [12] Válec se párou naplní jen částečně, následně je přívod páry uzavřen a pára ve válci polytropicky vyexpanduje až do bodu přechozího výstupu páry. Výstup je opět umožněn parním rozvodem, dle koncepce se jedná o výstup přetlakový, atmosférický či podtlakový do kondenzátoru. Po výstupu páry je válec uzavřen a prostor v něm je polytropicky komprimován. Zbytková pára ve válci plní škodný prostor motoru a děj se opakuje.

2.6.2 Rankin-Clausiusův cyklus



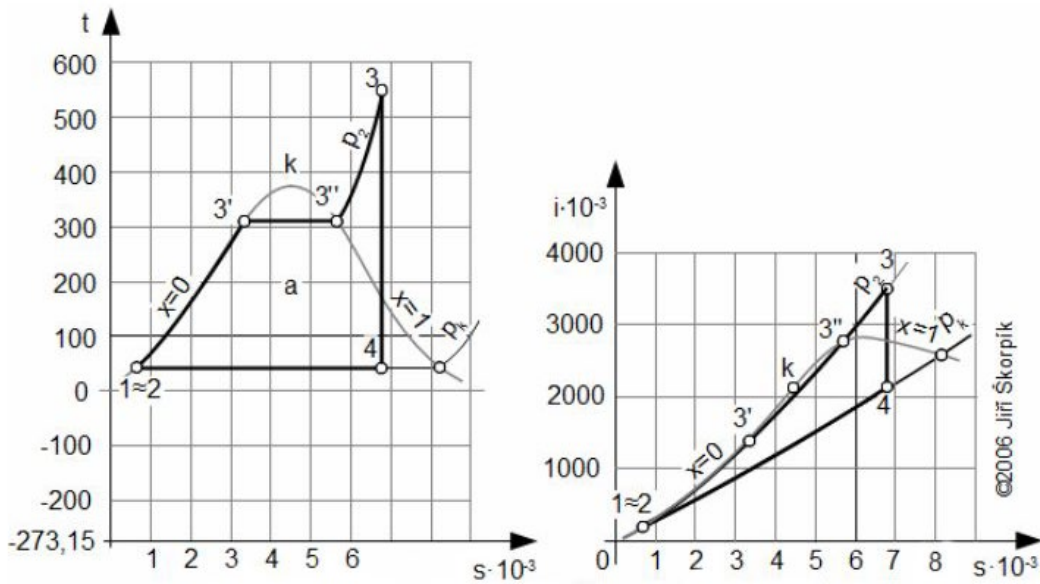
Obrázek 20: Zjednodušené schéma realizace RC oběhu [21 - vl. zpracování]

Parní oběh je oběh s vnějším přestupem tepla, takže není odkázán jen na použití čistých fosilních paliv, ale lze jako zdroj tepla použít i biomasu, sluneční energii, jadernou energii atd. Tento oběh je nejrozšířenější v oblasti energetiky, pracovní látkou je v něm voda. Rozdílem oproti oběhu spalovacích motorů je skutečnost, že v R-C cyklu se schéma oběhu skládá z několika vzájemně propojených zařízení. [21]

Z bodu 1 do bodu 2 probíhá zvýšení tlaku vody z tlaku p_1 na tlak p_2 prostřednictvím napájecího čerpadla. Voda je téměř nestlačitelná, proto je příkon napájecího čerpadla oproti výkonu parní turbíny zanedbatelný.

V kotli proběhne skupenská přeměna, nejdříve je voda o vysokém tlaku ohřívána až po mez sytosti kapaliny (mezi body 2 a 3k) a až v další části kotle proběhne var vody na stav syté páry. Většina kotlů má ještě přehřívák páry.

V ideální parní turbíně proběhne izoentropická expanze páry vymezená stavy 3 a 4. Na konec expanze navazuje kondenzace páry v kondenzátoru (4 - 1). Tímto je oběh uzavřen. Níže jsou uvedené oběhy v T-s a i-s diagramu.



Obrázek 21: RC cyklus v Ts a is diagramu vody a vodní páry [21]

2.6.3 Expanze páry ve válci parního motoru

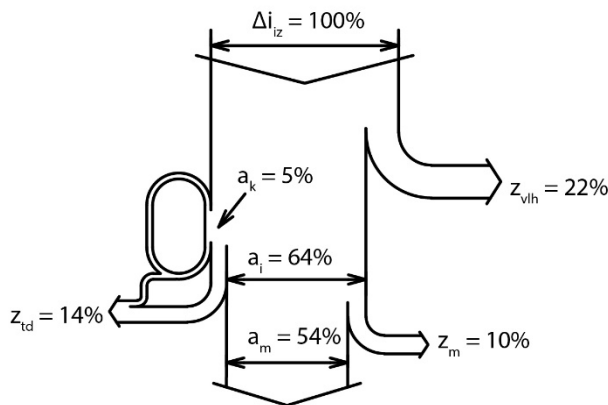
Ve válci parního motoru dochází k rozpínání (expanzi) páry o tlaku p_1 a objemu V_1 na páru o tlaku p_2 a objemu V_2 . U ideálního parního motoru by se jednalo o děj adiabatický. Jelikož se ale pára účastní tepelné výměny se stěnami válce, je tento děj polytropický s exponentem polytropy n . Polytropický děj popisují následující rovnice:

$$(p_1 \cdot V_1)^n = (p_2 \cdot V_2)^n \quad (2.6.3.1)$$

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^n \quad (2.6.3.2)$$

2.6.4 Účinnosti parního motoru

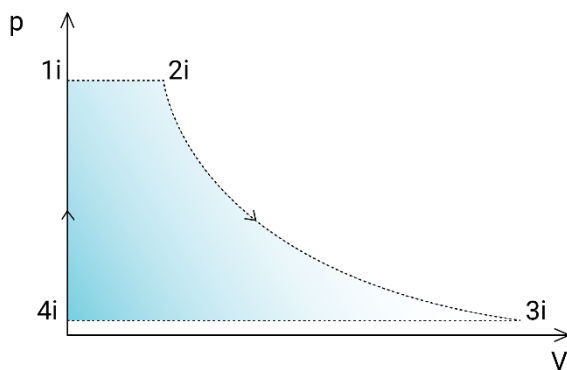
Efektivitu transformace energie v parním motoru vyjadřuje vnitřní termodynamická účinnost jako podíl indikované práce ve válci ku vnitřní ideální práci motoru (bez jakýchkoli ztrát). Dle [8] se tato účinnost pohybuje u špičkových pístových parních motorů od 80 do 85 %. Velkou roli na této účinnosti hraje typ rozvodu, otáčky stroje, rychlost termodynamických změn, stav páry, typ mechanismu atd.



Δi_{iz} [%] rozdíl entalpie páry při izoentropické expanzi; z_{vlh} [%] ztráta kondenzací páry na vnitřních částech stroje a únik páry netěsnostmi; a_k [%] kompresní práce; z_{td} [%] vnitřní termodynamické ztráty; z_m [%] mechanické ztráty; a_i [%] vnitřní práce motoru (indikovaná práce v pV diagramu); a_m [%] indikovaná práce na hřídeli. [8]

Obrázek 22: Přibližné energetické toky v pístovém jedno šoupátkovém motoru. [8]

2.6.5 Ideální pV diagram

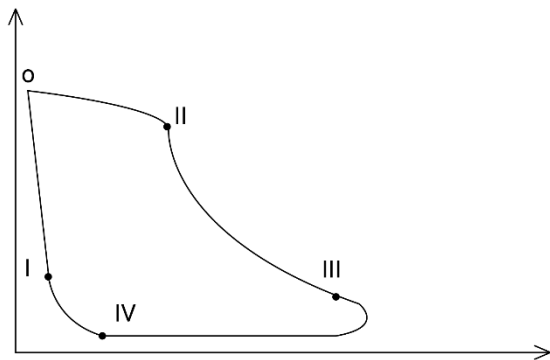


Obrázek 23: Ideální pV diagram oběhu parního motoru.

Vybarvená oblast na obrázku 23 zobrazuje ideální pV diagram děje probíhajícího v pístovém parním motoru. Diagram vyjadřuje závislost změny tlaku páry ve válci motoru na změně polohy pístu motoru ve válci (tedy objemu stroje). Okamžitý objem válce je funkcí polohy pístu.

Bodem 1i začíná ideální pracovní oběh stroje. Ve válci motoru není žádná pára. Mezi body 1i a 2i probíhá plnění válce parou, u ideálního stroje se jedná o děj izobarický. V bodě 2i je parní kanál uzavřen, plnění je ukončeno a nastává polytropická expanze páry ve válci, expanze je ukončena v bodě 3i. Následně je parní kanál otevřen a nastává výfuk páry z válce do výfukového parovodu. Mezi body 4i a 1i je parní kanál opět uzavřen, ve válci se v ideálním případě nenachází žádná pára. [15]

2.6.6 Reálný pV diagram



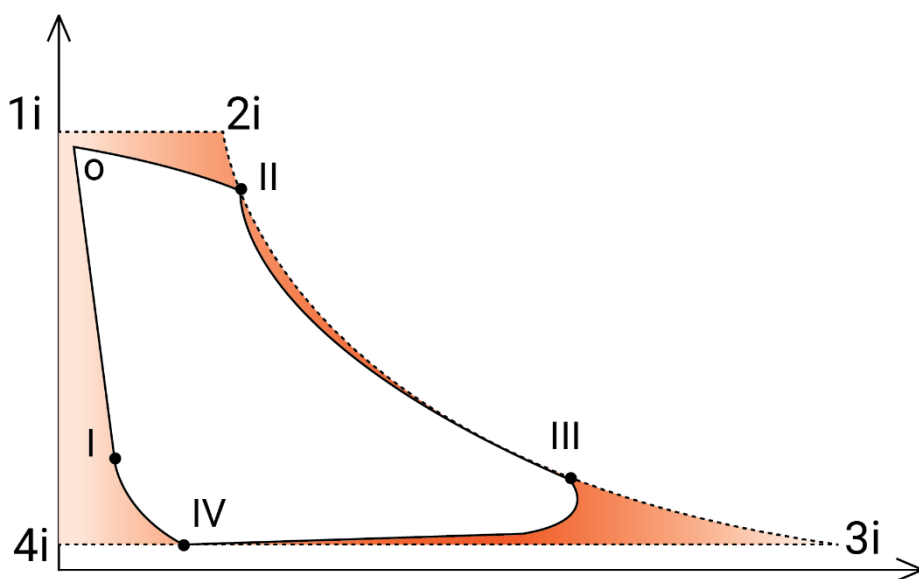
Obrázek 24: Reálný pV diagram oběhu parního motoru.

Obrázek 24 zobrazuje reálný pV diagram oběhu parního motoru. Tento diagram zohledňuje reálné technické možnosti daného motoru a jeho koncepci a reálné termodynamické podmínky v motoru.

Pracovní body motoru:

- 0: otevřen rozvod, vstup páry
- I: počátek komprese
- II: uzavření rozvodu páry
- III: rozvod otevřen, výstup páry
- IV: uzavření rozvodu páry

2.6.7 Srovnání ideálního a reálného motoru



Obrázek 25: Porovnání reálného a ideálního oběhu

Rozdíl mezi ideálním a reálným diagramem představují především ztráty, zejména se jedná o:

1. Ztrátu vlivem škodného objemu

Reálný zdvihový objem je menší než ideální zdvihový objem, rozdíl je způsoben škodlivým prostorem. Škodný prostor je objem, jenž ve válci zůstává v jeho horní úvrati mezi pístem a víkem válce a kanálky ve válci vedoucími k rozvodu. Tento prostor nelze využít k tvorbě práce. Jeho velikost závisí na typu rozvodu a je udáván v procentech vzhledem k velikosti zdvihového objemu. Škodným prostorem je nazýván proto, že zvyšuje spotřebu páry [15]. Pro mou koncepci motoru jej literatura [7] uvádí v rozmezí 7-12 %.

2. Tlaková ztráta v parovodu a ztráta škrcením při plnění válce

Plnění by v ideálním případě proběhlo izobaricky, v reálném se však jedná o děj přibližně izoentpický. Tato ztráta se s postupně se uzavírajícím se parním rozvodem zvyšuje. [7], [15] Literatura [7] tuto ztrátu uvádí jako 1 až 2 bary.

3. Ztráta nedokonalou expanzí

V ideálním stroji by expanze pokračovala až do bodu 3i. V reálném stroji je však expanze ukončena dříve (pracovní bod III.) Prodlužování expanze až do bodu 3i by vedlo ke značnému navýšení rozměrů stroje za účelem zisku jen nepatrně větší práce. Průběh expanze ovlivňuje stav páry, teplota a velikost vnitřních stěn motoru, které jsou v kontaktu s párou a také rychlost expanze páry (závislá na otáčkách motoru). Konec expanze u protitlakých strojů ovlivňuje dosažení požadovaného tlaku páry. [7], [15]

4. Ztráta kompresí

V bodě IV dojde k uzavření výstupu páry z motoru. V ideálním případě by ve válci již nebyla žádná pára, v reálném případě však válec zbytky páry obsahuje, a ta je následně komprimována. Celková práce je tedy snížena o práci nutnou ke kompresi této páry probíhající mezi body IV. a I.

2.6.8 Vnitřní výkon pístového parního motoru

Vnitřní výkon motoru lze vypočítat z počtu cyklů za jednotku času a z počtu pracovních objemů motoru a jejich prací.

$$P_i = \sum_1^k A_{ik} \cdot \frac{n}{60 \cdot 10^3} \quad (2.6.8.1) [15]$$

$P_i [kW]$	vnitřní výkon motoru.
$k [-]$	počet pracovních objemů.
$n [min^{-1}]$	počet pracovních cyklů motoru za minutu (otáčky)
$A_i [J]$	vnitřní práce motoru.

2.6.9 Spotřeba páry

Pojmem spotřeba páry je myšlena celková spotřeba páry motorem vztažená na jednotku času, výkonu nebo na jeden cyklus. Vlivem ztrát a netěsností případně předčasnou kondenzací však ne všechna pára vstupující do motoru koná práci. Z tohoto důvodu je rozlišována i tzv. přímá spotřeba páry, což je množství páry, která se spotřebuje během jednoho cyklu v jednom pracovním objemu (se zanedbáním kondenzace uvnitř pracovního objemu a netěsností). [15]

Přímá spotřeba páry

Výpočet přímé spotřeby nebývá přesný a většinou vychází ze zkušeností a měření spotřeby na konstrukčně i výkonově podobných motorech podle tabulkových parametrů páry. Tabulky přímé spotřeby páry pro jednotlivé typy motorů jsou uvedeny v literatuře zabývající se návrhem pístových parních motorů. Známe-li stavy páry v jednotlivých rozvodových okamžicích, lze spotřebu páry spočítat dle [15]:

$$m_{ik} = m_{II} - m_{IV} = (V_0 + V_{II}) \cdot \frac{1}{V_{II}} - (V_0 + V_{IV}) \cdot \frac{1}{V_{IV}} \quad (2.6.9.1) [15]$$

$$\dot{m}_i = m_{i1} + m_{i2} + \dots + m_{ik} \quad (2.6.9.2) [15]$$

$m_{ik} [kg]$	přímá spotřeba páry jednoho pracovního objemu
$m_{II} [kg]$	množství páry v pracovním objemu v okamžiku II,
$m_{IV} [kg]$	množství páry v pracovním objemu v okamžiku IV,
$\dot{m}_i [kg/hod]$	přímá spotřeba páry v motoru.

Přímá spotřeba páry motoru za jednotku času (obvykle hodina) se vypočítá z přímé spotřeby páry všech pracovních objemů motoru a vynásobí počtem cyklů za jednotku času.

Celková spotřeba páry v motoru

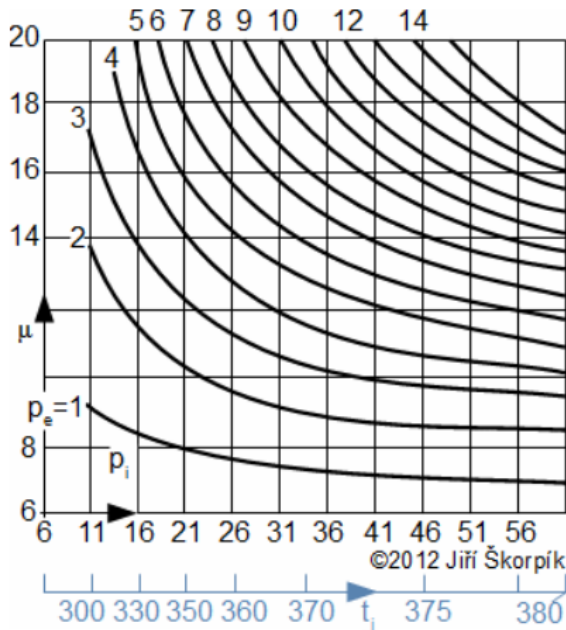
Celková spotřeba páry v motoru je větší než přímá spotřeba motoru o množství předčasně zkondenzované páry při průtoku motorem a vnitřní i vnější netěsnosti. [15] Vnitřní netěsnosti vznikají především na pístních kroužcích a netěsnostmi v rozvodu, vnějšími netěsnostmi rozumíme únik páry přes ucpávky. Celkovou spotřebu páry lze spočítat jako:

$$\dot{m} = \mu \cdot P_i \quad (2.6.9.3) [15]$$

$$\mu = \mu_i + \mu' + \mu'' \quad (2.6.9.4) [15]$$

$\mu [kg/kWh]$	měrná spotřeba páry v motoru
$\mu' [kg/kWh]$	měrné ztráty v motoru způsobené předčasnou kondenzací páry
$\mu'' [kg/kWh]$	měrné ztráty v motoru způsobené vnitřními i vnějšími netěsnostmi.

I při odhadu ztrát páry kondenzací a netěsností se vychází z tabulek, případně je uveden i poloempirický vzorec pro výpočet ztráty kondenzací páry jako funkce stavu páry a poměru zdvihu a průměru pístu.



Obrázek 26: Graf znázorňující přibližnou spotřebu páry motoru [15]

2.6.10 Vnitřní účinnost pístového parního motoru

Vnitřní účinnost je definována jako poměr skutečné práce k ideální práci.

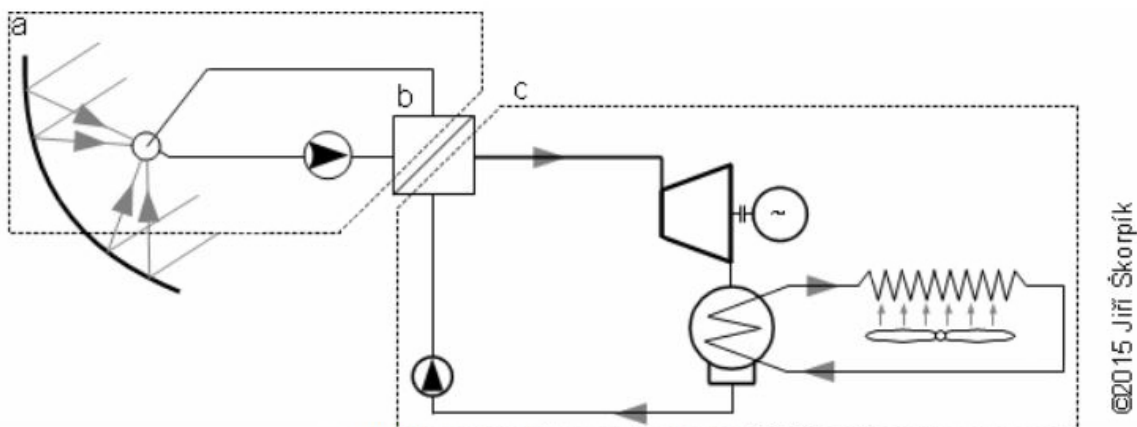
$$\eta_{iz} = \frac{a_i}{a_{id}} = \frac{\frac{P_i}{\dot{m}}}{\frac{P_{i,id}}{\dot{m}_{id}}} = \frac{P_i}{P_{id}} = \frac{A_i}{A_{id}} \quad (2.6.10.1) [15]$$

3. Využití sluneční energie pro výrobu páry

Výroba páry využitím sluneční energie není nový koncept. Sluneční světlo je stálým neznečišťujícím a bezplatným zdrojem energie. Zároveň se ale intenzita osvětlení v čase mění, a navíc je intenzita záření dopadající na jednotku plochy relativně nízká. Proto je výhodné pro výrobu páry sluneční energii koncentrovat. Intenzita dopadajícího záření je rovněž podmíněná geografickou polohou – solární zdroj energie má mnohem lepší podmínky v centrální Africe než na severu Evropy.

Nejčastějším způsobem výroby páry pomocí slunečního záření je sběr paprsků z relativně velké plochy a jejich následná fokusace do jednoho místa, jímž proudí vypařovaná voda. Sluneční energii na tento generátor koncentrují prvky označované většinou jako solární kolektory. Kolektor je obecně sběrač slunečního záření, jehož prostřednictvím je ohřívána pracovní látka. Dokonalý sluneční kolektor transformuje sluneční energii záření na entalpii beze zbytku. Tato přeměna se děje při dopadu slunečních paprsků na plochu absorbéru, který je pohlcuje. Absorbér vyzařuje do okolí elektromagnetické záření, přičemž intenzita tohoto vyzařování odpovídá teplotě jeho povrchu. [9]

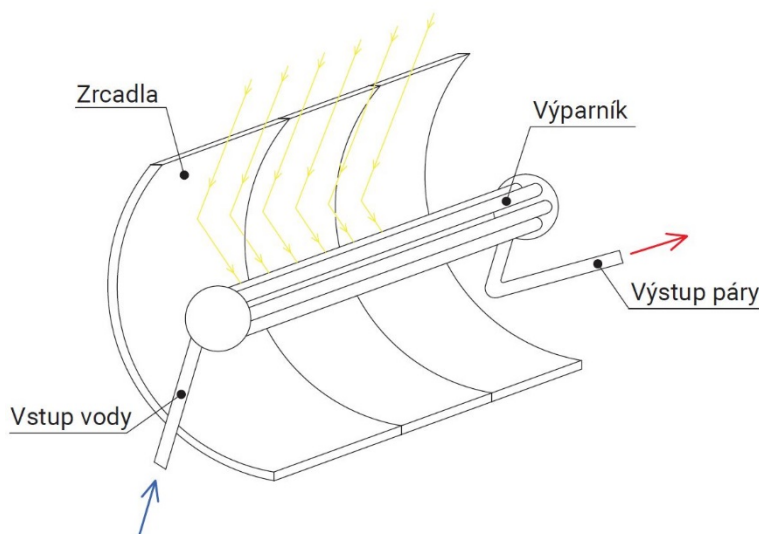
Na obrázku 23 je schéma koncentrujícího kolektoru pro využití sluneční energie k výrobě páry pro tepelný motor s vnějším přestupem tepla, paprsky na kolektor usměrňuje zakřivené zrcadlo nebo čočka. Zrcadla i čočky jsou nákladné na výrobu, navíc musí být pro efektivní provoz neustále přestavovány. Skutečnost, že kolektory potřebují elektromotory pro nastavování zároveň omezuje použití těchto elektráren jako "off grid" řešení. Výhodou je ovšem možnost dosažení podstatně vyšších teplot média oproti kolektorům pro ohřev vody, a to až 2000 °C. [9]



Obrázek 27: Solární elektrárna s parním oběhem. [9]

Příkladem jiného typu parního generátoru může být například spirálovitě stočená měděná trubka, opatřená superhydrofóbním černým nátěrem sloužícím ke zvýšení absorpčních vlastností. [14]

Tento nátěr rovněž zabraňuje kondenzaci a ucpávání toku páry při ohřevu. Pára vzniká z vody výparem na začátku výparníku je postupně ohřívána při postupu výparníkem.



Obrázek 28: Solární výrobek páry se zakřivenými zrcadly [13 - vl. zpracování]

4. Porovnání parního motoru s alternativami využití sluneční energie

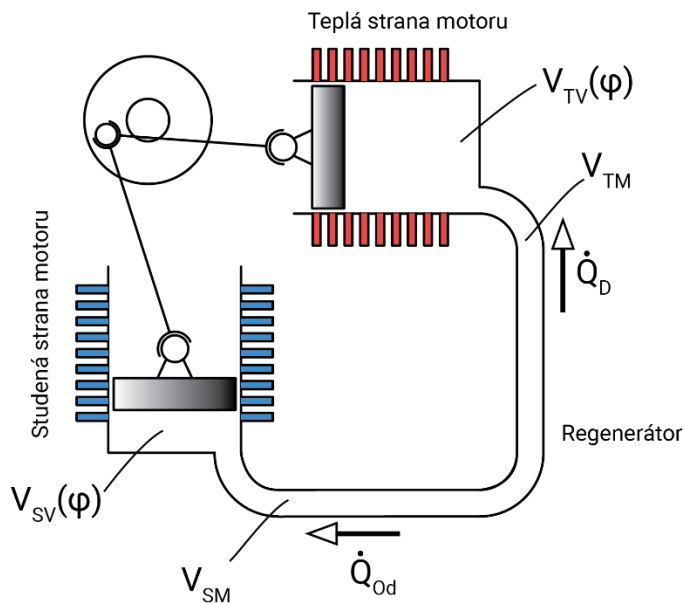
4.1. Stirlingův motor

Stirlingův motor je objemový tepelný stroj s vnějším přestupem tepla (který probíhá teplosměnnými plochami) konající práci změnou objemu pracovního plynu. Plyn je přesouván pomocí pístů mezi studenou a teplou stranou motoru přes regenerátor. Jelikož Stirlingův motor nemá žádné ventily či jiné děj rozdělující prvky, je jeho termodynamický návrh velmi komplikovaný. Oběh nelze dělit do více samostatně řešených částí. [11]

Stirlingův motor tvoří tři hlavní části: teplá strana motoru (horký válec), studená strana motoru (studený válec) a regenerátor. V regenerátoru probíhá regenerace tepla s využitím teplotního rozdílu mezi teplou a studenou stranou. Regenerace zvyšuje účinnost oběhu.

Známé jsou tři modifikace Stirlingova motoru: alfa, beta a gama. Jednotlivé modifikace se liší způsobem oddělení studené a teplé strany motoru. V praxi nejpoužívanější verzí je modifikace Alfa (zobrazená na obrázku 29). [16]

Motor tvoří dva válce – horký a studený, oba válce jsou uchyceny do jednoho čepu na klikové hřídeli, horký válec svírá se studeným válcem 90° úhel. Pracovní plyn se ohřeje v horkém válci a expanduje, čímž působí na oba písty (tlačí je směrem do klikové hřídele). Následuje transferová fáze, kdy se vlivem setrvačného momentu setrvačnicku otočí kliková hřídel o dalších 90°, což způsobí, že se většina pracovního plynu přesune z horkého válce do válce studeného. Zde se plyn ochladí a zmenší svůj objem, čímž opět působí na oba válce (táhne je směrem z klikového hřídele). Opět následuje transferová fáze, díky setrvačnicku. Proces se dále opakuje.



V_{TV} [m³] objem válce na teplé straně, V_{TM} [m³] mrtvý objem na teplé straně, V_{SM} [m³] mrtvý objem na studené straně, V_{SV} [m³] objem válce na studené straně, Q_D [W] tepelný tok do motoru (ohřev), Q_{Od} [W] tepelný tok z motoru (chlazení)

Objem uzavřený mezi písty je pracovním objemem motoru. [11]

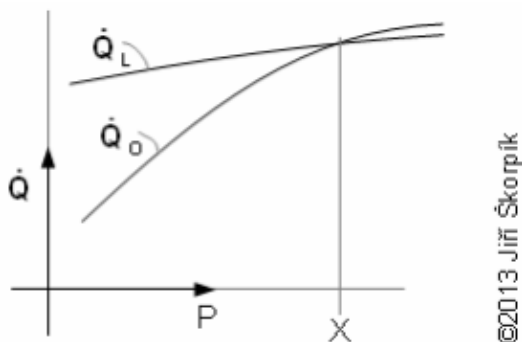
Obrázek 29: Schéma stirlingova motoru, modifikace Alfa. [16 – vl. zpracování]

V současnosti se spekuluje s použitím stirlingova motoru k využití energie slunečního záření. Výkony takovýchto strojů pohybují v rozsahu 5 až 50 kW. [11] Každý motor má své parabolické zrcadlo, motor je pak umístěn v jeho ohnisku. O Stirlingovu motoru se rovněž uvažuje jako o zdroji energie v kosmonautice.

4.2 Parní turbína

Parní motory malých výkonů dosahují vyšší vnitřní termodynamické účinnosti než srovnatelně výkonné parní turbíny. [10]

Parní motor má proti turbíně lepší účinnost, je-li provozován na větší škále provozních parametrů. Výhody parních turbín převažují nad objemovými stroji zpravidla až od výkonů kolem 100 kW. Pro nižší výkony by byla zvolena turbína jednostupňová, navíc její rozměry budou převyšovat rozměry objemového stroje. Zvýšením otáček turbíny by sice došlo ke zmenšení celkových rozměrů stroje, nastal by ale problém s průtočným kanálem stroje. Zmenšením délky lopatek se zvýší okrajové ztráty a ztráty vnitřní netěsností. Turbína je rovněž nevhodná k provozu v oblasti mokré páry. Obecně u malých rychloběžných turbín nepřesahuje termodynamická vnitřní účinnost 60 %



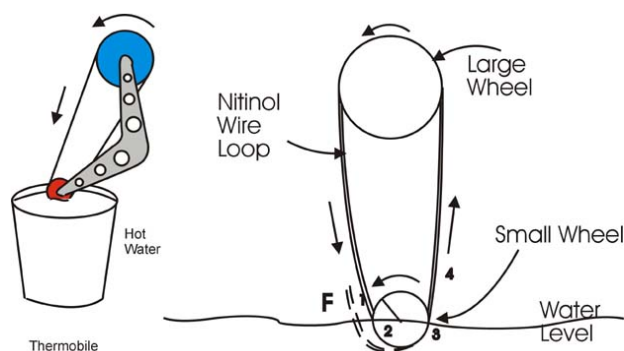
Obrázek 30: Porovnání spotřeby paliva objemových a lopatkových strojů. [10]

4.3 Nitinol motor

Nitinol je označení pro slitinu niklu a titanu. Tato slitina vyniká extrémní odolností proti únavě a tvarovou pamětí. Tvarovou pamětí rozumíme takové chování materiálu, které je charakteristické tranzitní teplotou, pod kterou je materiál lehce deformovatelný, ovšem při překročení této teploty se rychle navrátí do původního stavu. Nitinol mění atomovou strukturu při pokojové teplotě. První prototyp tohoto motoru vznikl v roce 1973, sestavil jej Ridgway Banks v Lawrencových laboratořích v Berkley, Californii. Na výzkumu se podílela společnost Mc Donnell Douglas. [17]

Tento motor využívá změny tvaru nitinolové smyčky při průchodu horkou a studenou vodou. Teplotní diference způsobí to, že jedna strana smyčky ztuhne (horká), zatímco na druhé straně smyčky se nitinol ochladí a napětí se uvolní. Tímto je vyvolána síla způsobující pohyb řemenic. Zajímavostí tohoto motoru je, že nemá pevně daný směr otáčení. Pokračuje s rotací na stejnou stranu, na kterou s rotací začal. Z toho důvodu je obvykle potřeba zahájit otáčení manuálně v požadovaném směru.

Jeden z prototypů tohoto motoru byl vyroben společností Innovative Technologies International (ITI) v roce 1982. Obsahoval 30 smyček nitinolového drátu o průměru 22 mm. Horká strana byla ponořena do vody o teplotě 55 °C a studená byla ochlazována vzduchem o teplotě 25 °C. Motor běžel na otáčkách 270 ot/min a vydržel bez zastavení v provozu 1,5 roku. Drát dokázal vydržet přibližně $2,1 \cdot 10^8$ cyklů bez jakékoli trhliny nebo degradace. [18]



Obrázek 31 - schéma Nitinolova motoru

4.4 Doporučené vlastnosti malého motoru k využití sluneční energie

Jen těžko si lze představit, že by parní motor pro využití čistě solární energie fungoval jako hlavní zdroj. Obrovskou výhodou oproti fotovoltaickému či kolektorovému využití slunečního záření u této koncepce je možnost připojit k motoru i jiné zdroje páry, proto by šlo zdroj využívat i v době, kdy osvit nezaručuje dostatečné množství tepla pro výrobu páry. Vzhledem k jednoduchosti koncepce se přímo nabízí použít obdobný motor k decentralizované výrobě elektrické energie.

Za nejdůležitější vlastnosti takového zdroje považují: jednoduchost koncepce, nízké výrobní náklady, nízké nároky na obsluhu, provoz a základní servis, spolehlivost a celkové rozměry. Naopak z energetického pohledu zásadní faktor, účinnost, zde nehraje tak zásadní roli.

Stroj nebude pravděpodobně využíván permanentně, proto je potřeba počítat při návrhu s častými odstávkami motoru. Zejména kondenzace páry v motoru po startu bude vyžadovat časté odvodnění. Problémem by mohla být i koroze materiálů. Jednoduchosti stroje je přímo úměrná cena a v podstatě i nároky na údržbu. V ideálním případě by u takového zdroje stačilo jednou za několik let vyměnit olej a případně těsnění.

5. Termodynamický návrh parního motoru

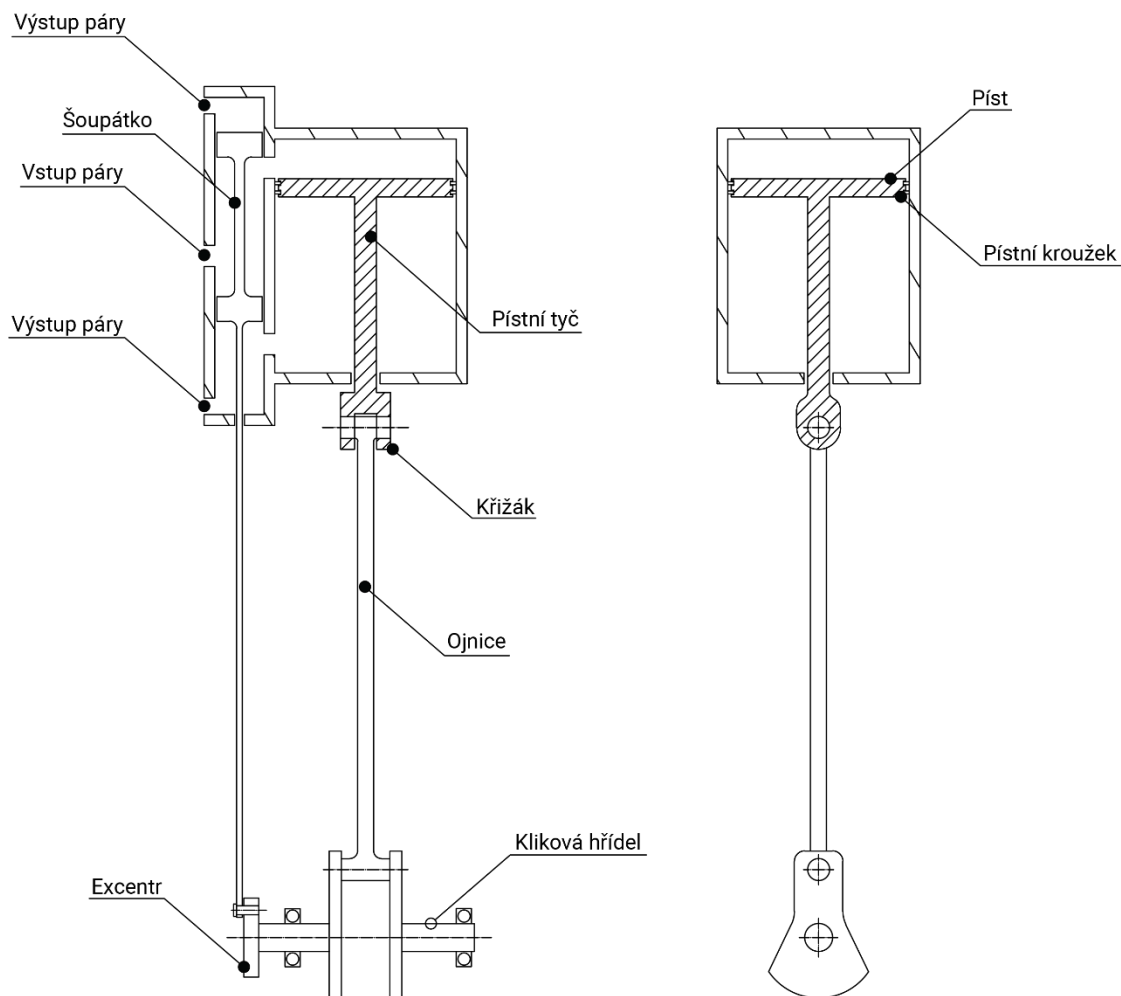
5.1 Koncepce

Při návrhu motoru jsem vycházel především z literatury [7]. Zadáním práce je požadovaný malý motor ke zpracování solárně generované páry, přesné parametry motoru jsem volil dle obecných doporučení z kapitoly 4.4. Zvolený výkon motoru jsou 2 kWe, pracovní objem motoru bude určen výpočtem.

Rozhodl jsem se navrhnout jednoválcový dvojčinný stojatý motor s pístovým šoupátkem, jeho schématický řez je na obrázku 32. Stojatou koncepcí jsem použil z důvodů minimalizace zástavbového prostoru a také z důvodu rovnoměrnějšího opotřebení funkčních ploch. Pístové šoupátko jsem použil z důvodu jednoduchosti a s ní spojenou nižší výrobní cenou. Šoupátko je umístěno na straně válce motoru a je ovládáno táhlem připojeným na excentr umístěný na konci klikové hřídele motoru. Těsnění motoru je řešeno teflonovými o-kroužky a pístnicovými ucpávkami. Detailnější rozbor konstrukce včetně těsnění je popsán v kapitole 6.

Rozměry motoru jsem získal iteračním výpočtem pracovního objemu motoru z reálného pV diagramu. Množství parametrů v tomto diagramu bylo voleno dle empirických poznatků z literatury, je tedy více než pravděpodobné, že na reálném motoru by byl odměřen jiný výkon, rozdíl ale nebude dramaticky velký. Reálný diagram motoru jsem sestrojil díky poznatkům uvedeným v literatuře [7], [8], [12] a [22].

Jako zdroj páry v motoru uvažuji solární generátor páry. Na výstupu z generátoru uvažuji sytou páru o teplotě 200 °C. Tuto teplotu jsem ne zvolil náhodně, odpovídá parnímu generátoru, jehož konstrukci včetně výstupních parametrů páry popisoval článek. Výstupní tlak syté páry o teplotě 200 °C je 15,6 bar. Výfuk páry navrženého motoru je do kondenzátoru s mírným přetlakem 2 bary. [7]



Obrázek 32: Koncepte navrhovaného motoru

5.2 Princip výpočtu

5.2.1 Určení požadované práce jednoho cyklu

Motor využívá tlakové energie páry k pohybu pístu ve válci. Tento pohyb je přenášen ojnicí a křížákem na klikovou hřídel, jejíž úhlová rychlost je určena připojeným spotřebičem. V tomto případě je spotřebičem standardní dvoupólový generátor elektrické energie. Požadovaná frekvence elektrické energie je 50 Hz, této frekvenci odpovídá počet otáček $n=1500$ 1/min. Požadovaný výkon motoru je 2 kWe.

$$P = \frac{A_i \cdot n_c}{\tau} \quad (5.2.1.1)$$

$$\tau = \frac{1}{n} \quad (5.2.1.2)$$

$$P = \frac{A_i \cdot n_c}{\tau} = A_i \cdot n_c \cdot n \quad (5.2.1.3)$$

$$A_i = \frac{P}{n \cdot n_c} \quad (5.2.1.4)$$

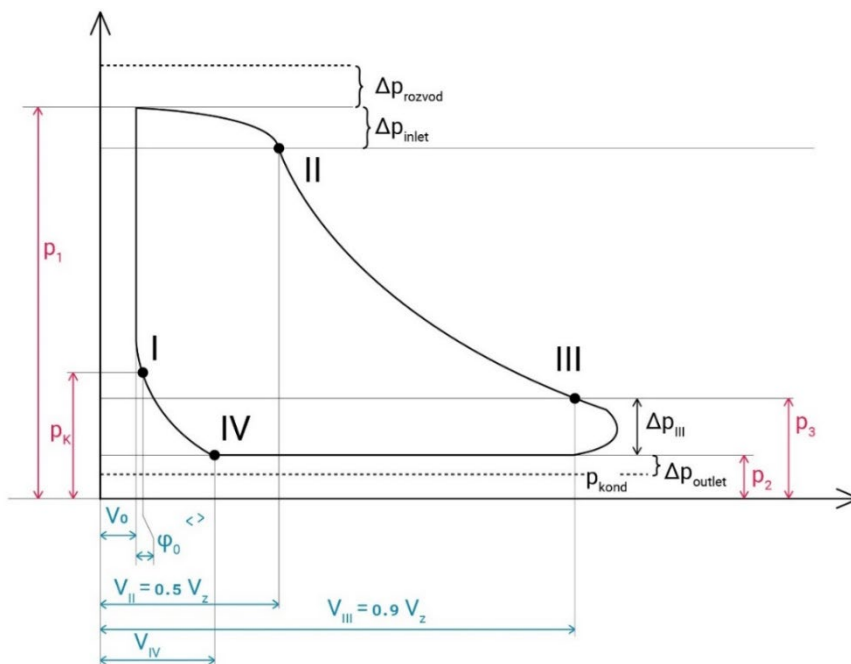
jelikož se jedná o dvočinný motor, $n_c = 2$

$$A_i = \frac{P}{2n} \quad (5.2.1.5)$$

$$A_i = A \cdot \eta_m \quad (5.2.1.6)$$

mechanickou účinnost uvažují $\eta_m = 75 \%$

$$A = \frac{A_i}{\eta_m} = \frac{P}{n \cdot n_c \cdot \eta_m} = \frac{2000}{\frac{1500}{60} \cdot 2 \cdot 0,75} = 53,3 \text{ J} \quad (5.2.1.7)$$



Obrázek 33: Reálný pV diagram navrhovaného motoru.

5.2.2 Návrh pV diagramu

Samotný diagram je složen ze dvou izobar a dvou polytrop. Pro expanzi páry daných parametrů udává literatura [7] přibližnou hodnotu koeficientu polytropy jako $n=1,1$. Tlak p_1 je plnicí tlak získaný odečtením tlakové ztráty v parovodu (dle lit. [7] odpovídající hodnotě 1 bar) z tlaku páry vystupující z parovodu. Hodnota tlaku p_1 je tedy 14,6 bar. Volený tlak p_2 je 2 bar – uvažují tedy výstup páry do kondenzátoru s mírným přetlakem. Tlak v bodě 0. je roven hodnotě p_1 . Škodný prostor V_0 uvažují jako 9 %, tato

hodnota je v souladu s doporučeními uvedenými pro návrh motoru s pístovým šoupátkem uvedeným v [7].

Hodnota předchozího vstupu páry φ_0 je volena jako 2 % z hodnoty V_p . [7] Konečný expanzní tlak vypočteme pomocí rovnice polytropického děje.

V ideálním případě by mezi body II. a III. probíhala adiabatická expanze. Při reálném průběhu je ale křivka ovlivněna teplotou stěn válce, a průběh bude oproti adiabatě klesat pomaleji, proto by se mocnina adiabaty postupně snižovala. Děj lze dle [7] nahradit polytropickou expanzí s koeficientem polytropy n rovno 1,1. Funkční předpis polytropické expanze je $p \cdot V^n = \text{konstantna}$ a zároveň V_2 i V_3 lze vyjádřit jako poměr z neznámého pracovního objemu V_p .

Hodnota tlaku p_{II} vychází z tlaku p_1 sníženého o ztrátu v parovodu. Hodnota p_{III} je v tomto případě konstrukčně volená v souladu s rovnicí polytropy. Hodnotu V_2 jsem volil v souladu s literaturou [7] jako 62 % celkového objemu. Pro konkrétní zadání byla hodnota tlakové ztráty v parovodu Δp_{inlet} volena 1,2 bar [7]. Potom $p_{II} = p_1 - \Delta p_{inlet} = 13,4$ bar. Z literatury zároveň známe rozsah hodnot poměru V_{III} ku V_p , volená hodnota V_{III} byla 94% z V_p .

Pak tedy platí že:

$$p_{II} \cdot V_{II}^n = p_{III} \cdot V_{III}^n \quad (5.2.2.1)$$

$$\frac{p_{II}}{p_{III}} = \left(\frac{V_{III}}{V_{II}}\right)^n \quad (5.2.2.2)$$

$$V_{III} = 94 \% V_p$$

$$V_{II} = 62 \% V_p$$

Neznáme hodnotu p_{III} , víme ale, že $n = 1,1$. [7]

$$n = \log\left(\frac{V_{III}}{V_{II}}\right) \left(\frac{p_{II}}{p_{III}}\right) \quad (5.2.2.3)$$

$$n = \log\left(\frac{0,94 \cdot V_p}{0,62 \cdot V_p}\right) \left(\frac{p_{II}}{p_{III}}\right) \quad (5.2.2.4)$$

Po iteračním výpočtu byla vypočtena hodnota p_3 :

$$p_{III} = 8,4 \text{ bar}$$

Grafickým součtem hodnot na ose x jsme schopni určit poměr V_{IV} ku V_p , a sice:

$$V_{IV} = V_{III} - V_{II} + \varphi_0$$

V_{IV} je tedy 34 % V_p

Mezi body IV. a I. probíhá polytropická komprese, neznámou hodnotou je tlak p_I , známe % hodnoty V_I i V_{IV} a koeficient polytropy $n \approx 1,25$ [7].

$$p_I = p_{IV} \cdot \left(\frac{V_{IV}}{V_I}\right)^n \quad (5.2.2.5)$$

Po iteračním výpočtu byla vypočtena hodnota p_I :

$$p_I = 8,19 \text{ bar}$$

Shrnutí navržených parametrů:

Škodný prostor	φ_0	9 % z V_p
Předchozí vstup páry	V_0	2 % z V_p

Pracovní bod I.

tlak	p_I	8,19 bar
objem	V_I	11 % z V_p

Pracovní bod II.

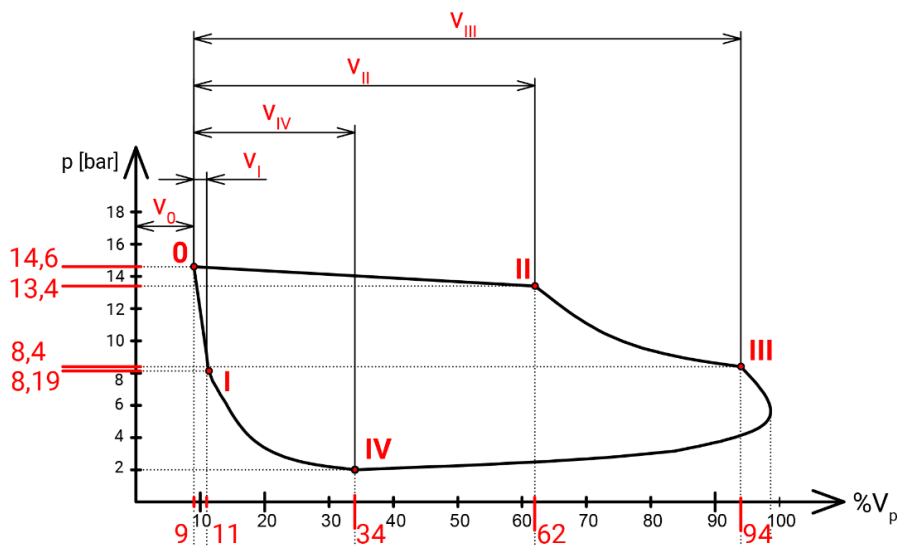
tlak	p_{II}	13,4 bar
objem	V_{II}	62 % z V_p

Pracovní bod III.

tlak	p_{III}	8,4 bar
objem	V_{III}	94 % z V_p

Pracovní bod IV.

tlak	p_{IV}	2 bar
objem	V_{IV}	34 % z V_p .



Obrázek 34: Reálný pV diagram navrženého motoru.

5.2.3 Výpočet práce v závislosti na pracovním objemu

Obsah plochy pod křivkou pV diagramu je roven požadované práci motoru A. Z diagramu uvedeného v předchozí kapitole vidíme, že známe plnicí i výfukový tlak, i průběh tlaku v motoru a typické tlakové ztráty. Neznámou veličinou je pracovní objem motoru V_p . Na osu x reálného pV diagramu jsem vynesl hodnoty v procentech neznámého objemu V_p . Následný výpočet byl iterační, kdy byla iterována dosazovaná hodnota V_p do integrálů určujících obsah plochy pod křivkou pV diagramu. Diagram byl rozdělen na šest částí, každé této části byla pomocí MS Excel definována spojnice trendu. Výsledná práce motoru byla určena integrací funkčního přepisu těchto šest spojníc trendu. První hodnotu, od které jsem začal iterovat, jsem si určil pomocí středního indikovaného tlaku, který jsem získal proložení pV diagramu lineární funkcí. Právě výpočet výkonu motoru dle středního indikovaného tlaku patřil v minulosti k hlavním způsobům řešení.

Pro výpočet práce vyznačené oblasti pV diagramu jsem použil numerickou integraci – lichoběžníkovou metodu:

$$A = \int_a^b f(V) dx \approx \frac{b-a}{2 \cdot r} (f(V_a) + f(V_b) + 2 \cdot (V_{a+1} + \dots + V_{b-1})) \quad (5.2.3.1)$$

Výpočet samotných integrálů jsem prováděl v Pythonu, využil jsem online prostředí a knihovny Scipy. Samotný script vypadal takto.:

```
from scipy.integrate import quad
#
a = float(input("Dolní hranice integrálu :"))
```

```

b = float(input("Horni hranice integralu :"))
#
def integral(x):
    return „zadany funkčni predpis 1. useku“
#
# Za def integral(x) dosazujeme funkční předpis spojnice trendu. Je nezbytné mít pV
diagram vykreslený v základních jednotkách.
#
#GO TO: https://repl.it/languages/python3
#
#Load scipy package
#
# def second_integral(x):
#     return „zadany funkčni predpis 2. useku“
#
# def third_integral(x):
#     return „zadany funkčni predpis 3. useku“
#
# def fourth_integral(x):
#     return „zadany funkčni predpis 4. useku“
#
# def fifth_integral(x):
#     return „zadany funkčni predpis 5. useku“
#
# def sixth_integral(x):
#     return „zadany funkčni predpis 6. useku“
#
I1 = quad(integral, a, b)
#
print("Vysledek integralu = prace cesty")
print(I1)

```

Výpočtem stanovený pracovní prostor motoru V_p je 65 cm^3 . Tento objem zahrnuje i škodný prostor V_0 , který se nepodílí na vzniku mechanické práce. Odečtením škodného prostoru od pracovního objemu motoru získáme zdvihový objem V_z :

$$V_z = V_p \cdot (1 - V_0) \quad (5.2.3.2)$$

$$V_z = 59,15 \text{ cm}^3$$

Následně můžeme shrnout vlastnosti páry uvnitř motoru v jednotlivých pracovních okamžicích: 0, I, II, III a IV. Přehled uvádí Tabulka 2, modré hodnoty jsou vypočteny s pomocí aplikace International Steam Tables IAPWS-IF97.

#	% pracovního objemu [%]	tlak [bar]	objem [cm^3]	teplota [$^{\circ}\text{C}$]	měrný objem [m^3/kg]	entalpie [kJ/kg]	entropie [kJ/kg.K]
0	9	14,6	5,85	197	0,135	2790	6,45
II	62	13,4	40,3	193	0,147	2790	6,48
III	94	8,4	61,1	172	0,224	2776	6,66
IV	34	2	22,1	120	0,224	1044	2,9
I	11	8,76	7,15	174	0,059	1266	3,26

Tabulka 1: Přehled termodynamických vlastností páry v jednotlivých bodech motoru.

Stav v bodě 0

Válec motoru plní sytá pára o tlaku 14,6 bar (tlak vystupující z generátoru zmenšený o uvažovanou tlakovou ztrátu v parovodu).

Stav v bodě II

Při plnění válce uvažujeme dle doporučení v [7] izoentalpický děj, proto je entalpie v bodě II stejná jako v bodě 0. Známe rovněž tlak v bodě II, který se vypočte z tlaku v bodě 0 snížením o uvažovanou hodnotu tlakových ztrát Δp_{inlet} .

Stav v bodě III

Mezi body II a III probíhá polytropická expanze, měrný objem tedy vypočteme následovně:

$$p_{II} \cdot v_{II}^n = p_{III} \cdot v_{III}^n \quad (5.2.3.3)$$

$$v_{III} = v_{II} \cdot \sqrt[n]{\frac{p_{II}}{p_{III}}} \quad (5.2.3.4)$$

$$v_{III} = 0,224 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Stav v bodě IV

Měrný objem v bodě IV uvažujeme stejný, jako v bodě III.

Stav v bodě I

Mezi body IV a I uvažujeme polytropickou kompresi, měrný objem tedy vypočteme následovně:

$$p_{IV} \cdot v_{IV}^n = p_I \cdot v_I^n \quad (5.2.3.5)$$

$$v_I = v_{IV} \cdot \sqrt[n]{\frac{p_{IV}}{p_I}} \quad (5.2.3.6)$$

$$v_I = 0,059 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Hmotnost páry ve válci na konci plnění

Výpočet množství páry na začátku expanze (v bodě II) získáme ze vztahu:

$$m_{II} = \frac{V_{II}}{v_{II}} = 2,74 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \quad (5.2.3.7)$$

Hmotnost páry zůstávající ve válci po uzavření výfuku

V bodě IV jsou uzavřeny výfukové kanálky, pára již tedy nemůže z válce nadále odcházet. Množství páry, které ve válci zůstane, určíme ze vztahu:

$$m_{IV} = \frac{V_{IV}}{v_{IV}} = 9,87 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \quad (5.2.3.8)$$

Množství znovu přivedené páry

Znovu přivedené množství páry do válce při dalším zdvihu určíme jako rozdíl m_{IV} a m_{II} .

$$m_{zdvih} = m_{II} - m_{IV} = 1,75 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \quad (5.2.3.9)$$

Množství páry za hodinu

Za jeden zdvih do motoru vstoupí $1,75 \cdot 10^{-4}$ kg páry. Za jednu otáčku hřídele nastanou u dvojčinného motoru dva pracovní cykly, celkové množství páry přivedené za 1 hodinu u motoru s n otáčkami tedy určíme ze vztahu:

$$\dot{m} = n \cdot 3600 \cdot 2 \cdot m_{zdvih} = 31,5 \text{ kg/hod} \quad (5.2.3.10)$$

Termodynamická účinnost motoru

Termodynamickou účinnost získáme porovnáním práce skutečného a ideálního oběhu. Práce skutečného oběhu byla vypočtena jako $A = 53,3$ J. Odečtením plochy pod křivkou ideálního diagramu na obrázku 23 stanovíme práci. Práci A_{id} můžeme rozdělit na dvě části – $A_{1, id}$ je práce izobarického děje a $A_{2, id}$ je práce děje polytropického.

$$A_{1,id} = \int_{1i}^{2i} dA = \int_{V_{1i}}^{V_{2i}} p \cdot dV = p \cdot (V_2 - V_1) \quad (5.2.3.11)$$

$$A_{2,id} = \int_{V_{2i}}^{V_{3i}} p \cdot dV \quad (5.2.3.12)$$

$$p_3 \cdot V_3^n = p_2 \cdot V_2^n \rightarrow p_3 = \frac{p_2 \cdot V_2^n}{V_3^n} \quad (5.2.3.13)$$

$$\begin{aligned} A_{2,id} &= p_2 \cdot V_2^n \cdot \int_{V_{2i}}^{V_{3i}} \frac{1}{V_3^n} \cdot dV_3 = p_2 \cdot V_2^n \cdot \left[\frac{V_3^{(-n+1)}}{-n+1} \right]_{V_2}^{V_3} = \\ &= p_2 \cdot V_2^n \cdot \left[\frac{V_3^{(-n+1)}}{-n+1} - \frac{V_{32}^{(-n+1)}}{-n+1} \right] = \frac{p_2 \cdot V_2^n}{1-n} \cdot (V_3^{1-n} - V_2^{1-n}) \end{aligned} \quad (5.2.3.14)$$

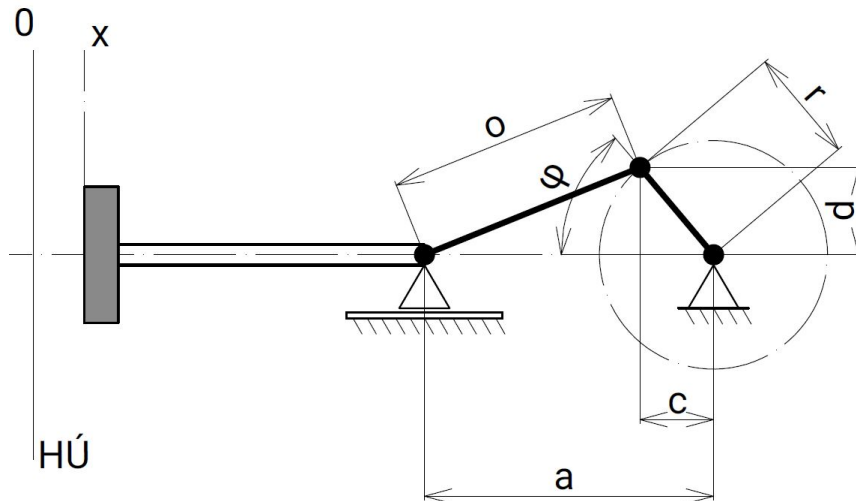
Výpočtem určená ideální práce A_{id} má velikost 82,68 J. Termodynamickou účinnost η_{TDi} určíme ze vztahu:

$$\eta_{TDi} = \frac{A}{A_{id}} = 64,8 \% \quad (5.2.3.15)$$

5.3 Rozbor sil působících na klikový mechanismus

Pro návrh klikové hřídele je nutné provést kinematický rozbor celého mechanismu a určit na něj působící síly. Při rozboru jsem vycházel z [20]. Klikový mechanismus převádí přímočarý vratný pohyb na pohyb rotační (a naopak).

5.3.1 Kinematické schéma klikového mechanismu



Obrázek 35: Schéma klikového mechanismu. [20 – vl. Zpracování]

Schéma klikového mechanismu popisuje obrázek 35, x [m] znázorňuje polohu pístu v závislosti na pootočení klikové hřídele (aktuální vzdálenost pístu od horní úvrati HÚ), o [m] je délka ojnice pístu (taky značená jako L_o), r [m] je rameno kliky, φ [°] značí úhel pootočení hřídele. [20]

Základní definicí polohy je rovnice určení polohy pístu, zapsaná jako funkční závislost na úhlu pootočení hřídele φ , který je funkcí času – lze jej odvodit z otáček hřídele.

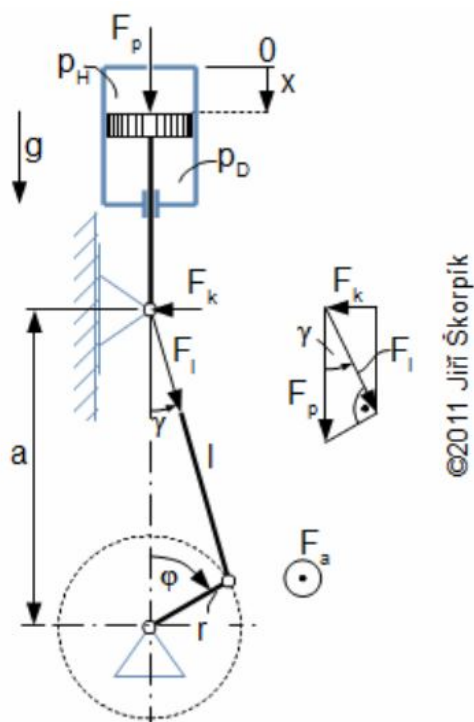
$$x = L_o + r - \sqrt{L_o^2 - (r \cdot \sin \varphi)^2} - r \cdot \cos \varphi \quad (5.3.1.1) \quad [20]$$

5.3.2 Rozbor sil působících na klikový mechanismus

Na píst působí tlak páry i setrvačné síly, klikový mechanismus musí být navržen tak, aby tyto síly účinně zachytil.

Z obrázku 36 lze vyvodit rovnice silové rovnováhy klikového mechanismu. Na mechanismus působí síly ve třech směrech – ve směru posuvu pístu, kolmo na směr posuvu pístu a v axiálním směru. U dokonalého klikového mechanismu by axiální složka sil F_a nevznikala, u reálného mechanismu je přítomná kvůli nedokonalé souososti čepů mechanismu. Není ovšem nijak velká, při obvyklé dílenské přesnosti a seřízení je

axiální síla o jeden až dva řády menší než síly ve dvou hlavních směrech. Veškeré informace o silovém rozvoru jsem čerpal ze zdroje [20].



p_H [Pa] tlak páry nad pístem; p_D [Pa] tlak páry pod pístem; F_p [N] výsledná síla působící na klikový mechanismus ve směru posuvu pístu; F_k [N] síla působící na vodítko pístní tyče; F_a [N] síla působící na mechanismus v axiálním směru (ve směru osy hřídele); F_l [N] síla působící na ojnici; g [m·s⁻²] gravitační zrychlení. Modrá barva označuje vazby, které zachytávají síly. [20]

Obrázek 36: Rozbor sil působících na klikový mechanismus [20]

$$F_p = F_H - F_D + F_S + F_g \quad (5.3.2.1)$$

$$F_H = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot p_H \quad (5.3.2.2)$$

$$F_D = \frac{\pi}{4} \cdot [(d^2 - d_T^2)] \cdot p_D + d_T^2 \cdot p_{at} \quad (5.3.2.3)$$

$$F_S = -k \cdot m \quad (5.3.2.4)$$

$$k = \omega^2 \cdot R \cdot \left(\cos \varphi + \frac{r}{l} \cdot \cos 2 \cdot \varphi \right) \quad (5.3.2.5)$$

$$F_g = g \cdot m \quad (5.3.2.6)$$

$$F_k = F_l \cdot \sin \gamma \quad (5.3.2.7)$$

$$F_l = F_p \cdot \cos \gamma \quad (5.3.2.8)$$

$$\gamma = \arcsin \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi \right) \quad (5.3.2.9)$$

F_p [N] Síla působící na klikový mechanismus ve směru posuvu pístu.

F_H [N] Výsledná síla působící na píst od tlaku páry v horní komoře.

F_D [N] Výsledná síla působící na píst od tlaku páry v dolní komoře.

F_S [N]	Setrvačná síla posuvných hmot, které jsou v propojeny mechanicky s pohybem pístu.
F_g [N]	Výslednice tíhových sil působících na mechanismus.
p_H [Pa]	Tlak na horní straně pístu.
p_D [Pa]	Tlak na dolní straně pístu.
d [m]	Průměr válce.
p_{at} [Pa]	Tlak atmosférický.
d_T [m]	Průměr pístní tyče.
k [m/s ²]	Zrychlení posuvných hmot mechanismu.
m [kg]	Hmotnost posuvných hmot.
ω [rad/s]	Úhlová rychlost otáčení hřídele.
F_l [N]	Síla působící v ojnici.
γ [°]	Úhel, který svírá ojnice se směrem pohybu pístu.

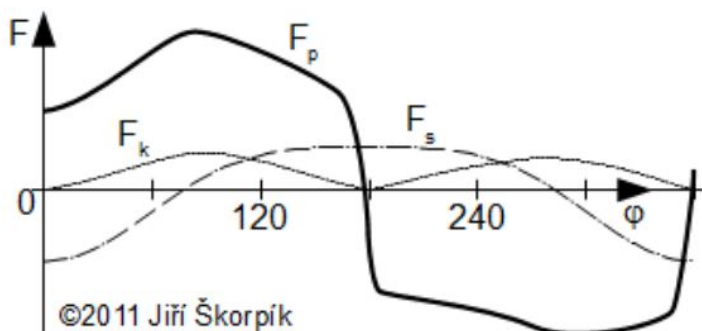
Níže uvádím hodnoty sil působících na navrhovaný parní motor. Hodnoty byly stanoveny pro odhadnutý průměr pístu 40 mm a vychází z návrhového pV diagramu uvedeného v kapitole Princip výpočtu. Setrvačnou sílu a výslednici tíhových sil v této části zanedbám, jejich vliv bezpečně pokryje návrhový koeficient bezpečnosti. Proto zavádím „redukovanou sílu působící na klikový mechanismus F_{pred} “.

$$F_H \cong 1835 \text{ N}$$

$$F_D \cong 349 \text{ N}$$

$$F_{pred} \cong 1486 \text{ N}$$

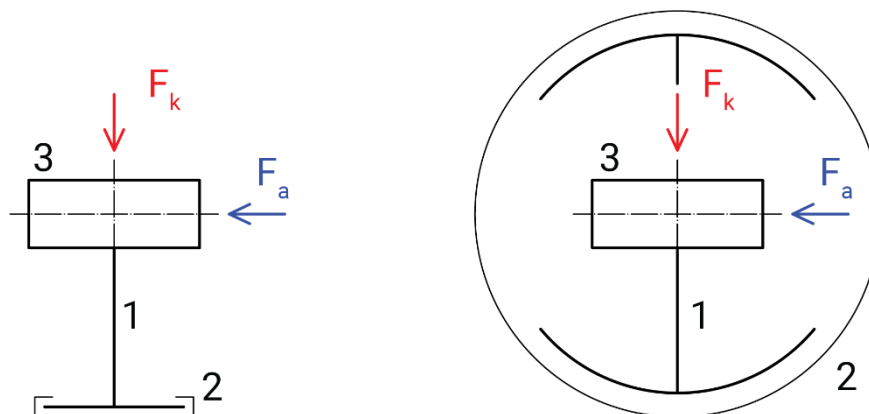
Obecně platí, že se zvyšujícími se otáčkami roste vliv setrvačných sil a klesá vliv sil od tlaku páry. Pro vyšetření setrvačných sil musíme znát úhlovou rychlost otáčení hřídele. Obvykle se uvažuje jako konstantní, ale ve skutečnosti se mění. Pokud je nerovnoměrnost chodu velká, je nutné změny úhlové rychlosti započítat. [20]



Obrázek 37: Průběh jednotlivých sil jako funkce pootočení hřídele [20]

5.3.3 Zachycení sil v klikovém mechanismu

Síly působící ve směru posuvu pístu zachytí radiální ložiska klikové hřídele, síly kolmé na posuv pístu (včetně axiálních sil) zachytává vedení pístní tyče, axiální ložisko hřídele a píst. Vedení pístní tyče je jednostranné nebo oboustranné (tzv. křížák). U jednostranného vedení mohou být otáčky motoru pouze jedním směrem, a to takovým, aby výslednice sil působila vždy směrem do vedení. [20]



Obrázek 38: Základní způsoby vedení pístní tyče [20 - vl. zpracování]

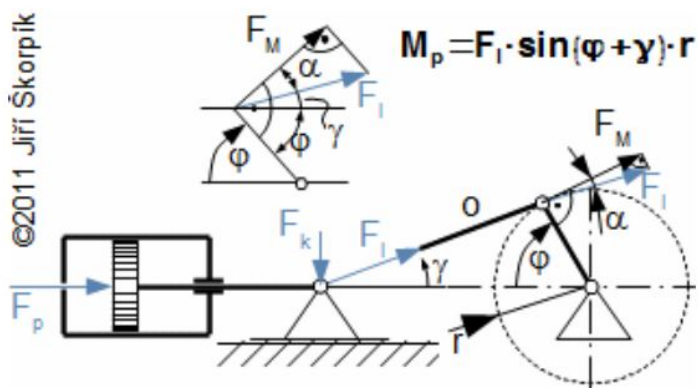
Na obrázku 38 vlevo je znázorněno ploché vodítko; vpravo pak válcové vodítko. **1** smykadlo; **2** vodící lišty; **3** otvor pro čep pístní tyče. [20].

5.3.4 Kroutící moment a ztráty v klikovém mechanismu

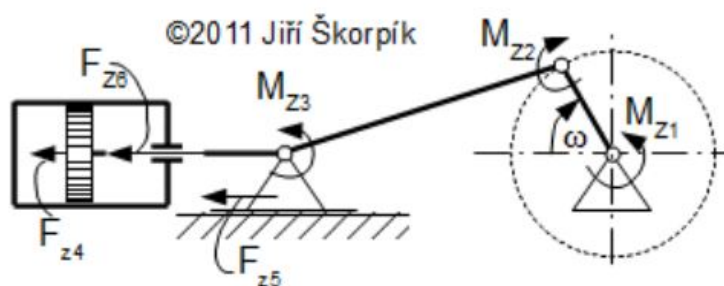
Kroutící moment přenesený z pístu na klikovou hřídel motoru je součtem momentů vznikající v klikovém mechanismu od několika sil. Jde o výslednici sil F_p působící na písty, připojenými na hřídel, setrvačné hmoty ostatních mechanismů, které jsou přes hřídel poháněny (pohon rozvodů páry, pohon regulace otáček apod.) a ztráty třením připojených mechanismů (tření v ložiscích, uložení pístní tyče, pístní kroužky o válec apod.) [20]

$$M_k(\varphi) = \underbrace{\sum M_p(\varphi)}_{(a)} + \underbrace{\sum M_{sm}(\varphi)}_{(b)} + \underbrace{\sum M_z(\varphi)}_{(c)} \quad (5.3.4.1) [20]$$

$M_k [N \cdot m]$	Kroutící moment na výstupním konci motoru.
$a [N \cdot m]$	Výsledný kroutící moment od jednotlivých pístů.
$b [N \cdot m]$	Výsledný kroutící moment od setrvačných sil dalších mechanismů propojených s hřídelí.
$c [N \cdot m]$	Výsledný kroutící moment způsobený třením v mechanismech propojených s hřídelí.



Obrázek 39: Výpočet M_k od sil působících na píst. [20]



Obrázek 40: Vyznačení třecích sil a momentů v klikovém mechanismu. [20]

Výpočet jednotlivých momentů (a, b, c) lze získat z rozkladu sil v klikovém mechanismu (obrázek 39). Kroutící moment od sil vznikající při tření pohyblivých částí mechanismů se vypočítává podle typu ztrát. Hlavní třecí ztráty vznikají při přímočarém vratném pohybu pístu a v ložiscích.

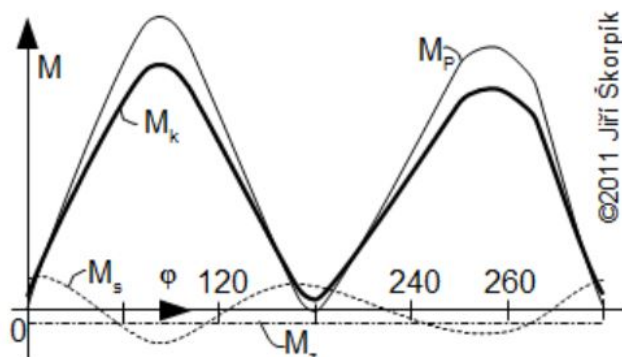
$$P_z = P_m - P_i = \omega \cdot M_z \quad (5.3.4.2) [20]$$

$$M_z = M_{z1} + M_{z2} + M_{z3} + M_{z4} (F_{z4}) \quad (5.3.4.3) [20]$$

$$\eta_m = \frac{P_m}{P_i} \quad (5.3.4.4) [20]$$

$M_{z1} [N \cdot m]$	Třecí moment vznikající třením v hlavních ložiscích hřídele.
$M_{z2} [N \cdot m]$	Třecí moment vznikající třením v ojnicích ložiscích.
$M_{z3} [N \cdot m]$	Třecí moment vznikající třením v ojnicích čepech.
$F_{z4} [N]$	Třecí síla vznikající při tření pístních kroužků a pístu o válec.
$F_{z5} [N]$	Třecí síla vznikající třením vedení pístní tyče.
$F_{z6} [N]$	Třecí síla vznikající při tření pístní tyče o ucpávky.
$P_m [W]$	Mechanický výkon klikového mechanismu na konci hřídele.
$P_i [W]$	Vnitřní výkon motoru.
$P_t [W]$	Třecí výkon mechanismu způsobený třecími ztrátami v klikovém mechanismu
$\eta_m [-]$	Mechanická účinnost klikového mechanismu.

Ztrátový moment M_z lze určit výpočtem ze stykových sil působící v ložisku a dalších kluzných plochách, olejové mezeře, vlastnosti maziva a kluzných ploch. Tento moment je vlivem proměnlivosti sil závislý na pootočení hřídele. Závislost jednotlivých momentů na poloze pístu uvádí graf níže.



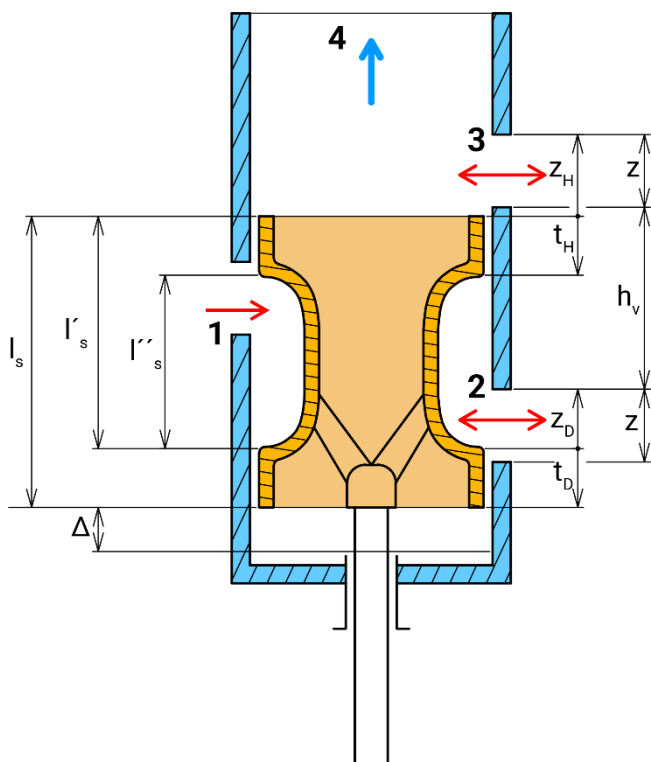
Obrázek 41: Průběh momentů v závislosti na pootočení hřídele. [20]

5.3.5 Nerovnoměrnost chodu klikového mechanismu

Motor hřídelí pohání spotřebič, většinou elektrický generátor případně jiný pracovní stroj. Je nutné dodržet rovnováhu mezi prací motoru a prací pracovního stroje, práce motoru za jednotku času je závislá na průběhu kroutícího momentu M_k , a tedy na otáčkách. Příkon většiny připojitelných spotřebičů je závislý na otáčkách, respektive úhlové rychlosti, a při změně výkonu motoru se musí změnit i úhlová rychlost soustrojí tzv. regulací pracovního stroje otáčkami. Úhlová rychlost soustrojí bude klesat nebo narůstat oproti střední úhlové rychlosti ω_s podle okamžitého rozdílu mezi výkonem motoru a spotřebiče. Poměrné rozdíly mezi výkony charakterizuje veličina nerovnoměrnost chodu. [20] Například pro pohon čerpadel se doporučuje nerovnoměrnost chodu max kolem 1/20, pro pohon el. generátorů střídavého proudu až 1/300. Pro plynulost chodu je nutné zvětšit moment setrvačnosti hřídele soustrojí, což se řeší instalací setrvačnicku, který zvýší moment setrvačnosti hřídele soustrojí.

5.4 Návrh šoupátka

V této kapitole se zabývám zejména návrhem jednoho pístového šoupátka. Tuto koncepci lze využít u motorů pouze za předpokladu, že je zvoleno vysoké plnění válce – dle [7] minimálně 50 %. Pro nižší plnění motoru je třeba využít více šoupátek.



1 – vstup páry do šoupátkového pouzdra, **2** – parní kanál na spodní stranu pístu, **3** – parní kanál na horní stranu pístu, **4** – výstup páry po expanzi

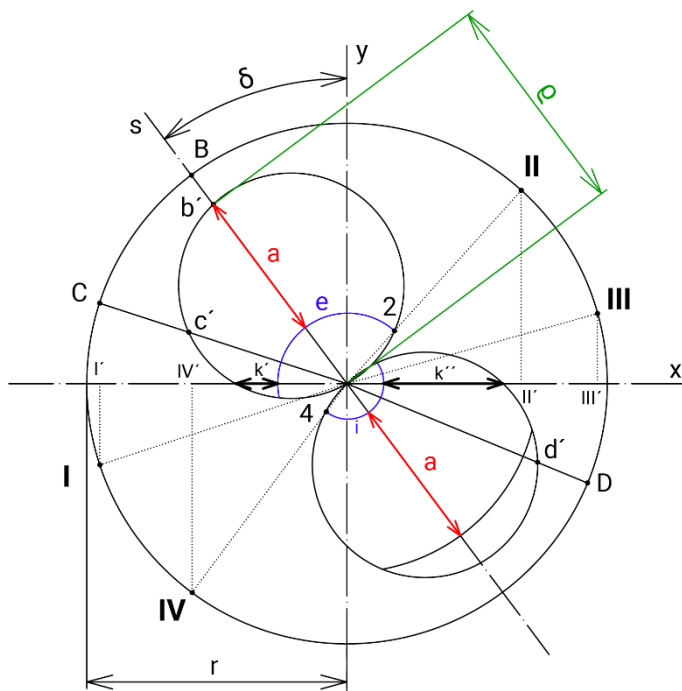
z – výška parního kanálu, h_v – vzdálenost mezi horním a spodním kanálem, t_D – tloušťka spodní strany šoupátka, t_H – tloušťka horní strany šoupátka, l_s – celková délka šoupátka

Obrázek 42: Hlavní rozměry pístového dutého šoupátka.

Ke stanovení požadovaných rozměrů šoupátka je nezbytné popsat jeho pohyb. Část rozměrů šoupátka je ovlivněna požadavkem omezujícím maximální rychlost páry a průtokem – konkrétně jde o průměr otvoru pro vstup a výstup páry. Délky jednotlivých částí šoupátka se stanovují z rozvodového diagramu.

Tento diagram znázorňuje zdvih šoupátka v závislosti na poloze pístu (a tedy na úhlu natočení klikového hřídele). Díky diagramu vidíme, který vstup je kdy otevřen či uzavřen. Vstupem pro tento diagram je navržený zdvih šoupátka a návrhový pV diagram, ze kterého odečteme rozvodové okamžiky.

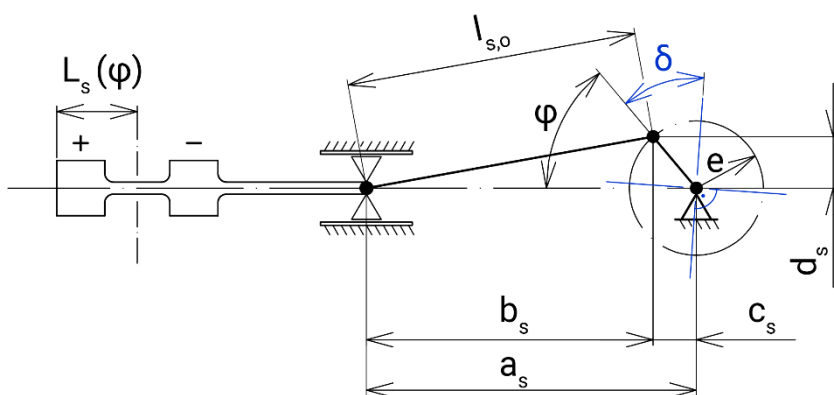
V minulosti byl pohyb šoupátka řešen pouze graficky – pomocí Zeunerova polárního rozvodového diagramu. Diagram byl konstruován na klikovou kružnici (obvykle průměru $2r = 100$ mm z důvodu nanášení procent polohy pístu, aby jeden mm odpovídal jednomu %). Na libovolné body byla nanášena skutečná poloha šoupátka a následně z ní byly odečítány hlavní rozměry. Základní rozměry jsou uvedeny na obrázku 42.



- I, II, III a IV – rozvodové okamžiky
- C, B, D – polohy kliky
- c', b', d' – výklony šoupátka
- r – poloměr klikové kružnice
- ρ – výstřednost šoupátka
- δ – úhel naklínování šoupátka
- i – oblouk vnitřního krytí
- e – oblouk vnějšího krytí
- a – šířka kanálu
- k' - vpouštěcí lineární předstih
- k'' - vypouštěcí lineární předstih

Obrázek 43: Zeunerův rozvodový diagram. [7 - vl. zpracování]

Pohyb šoupátka lze vyřešit i matematickým popisem jeho pohybu, který vychází z popisu pohybu pístu. Kinematická vazba šoupátka je zobrazena na obr. níže.



Obrázek 44: Kinematická vazba šoupátka. [22 - vl. zpracování]

$L_s(\varphi)$ – okamžitá poloha šoupátka v závislosti na úhlu natočení hřídele, vztažená k jeho střední poloze; $l_{s,o}$ – délka ojnice šoupátka; φ – úhel natočení klikového hřídele; δ – úhel naklínování šoupátka; e – výstřednost šoupátka; a_s, b_s, c_s – horizontální vzdálenosti čepů.

Níže uvedené rovnice popisují pohyb šoupátka poháněného klikou, zalomenou hřídelí nebo excentricky umístěným klínem.

$$L_s(\varphi) = a_s(\varphi) - l_{s,o} \quad (5.4.1) [22]$$

$$c_s(\varphi) = e \cdot \cos(\varphi - \delta) \quad (5.4.2) [22]$$

$$d_s(\varphi) = e \cdot \sin(\varphi - \delta) \quad (5.4.3) [22]$$

$$b_s(\varphi) = \sqrt{l_{s,o}^2 - d_s^2} \quad (5.4.4) [22]$$

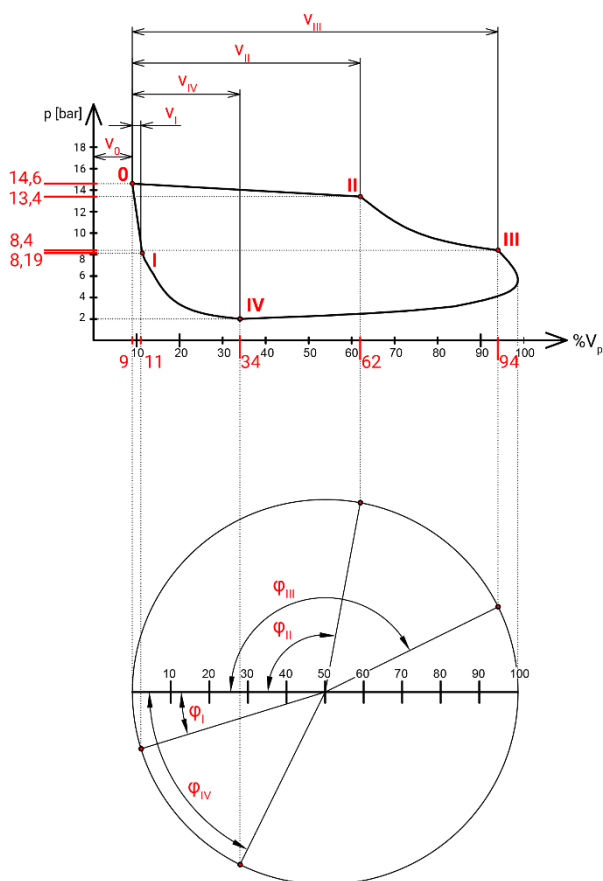
$$a_s(\varphi) = b_s(\varphi) + c_s(\varphi) \quad (5.4.5) [22]$$

Úpravou rovnic získáme vztah:

$$L_s(\varphi) = \sqrt{l_{s,o}^2 - [e \cdot \sin(\varphi - \delta)]^2} + e \cdot \cos(\varphi - \delta) - l_{s,o} \quad (5.4.6) [22]$$

$$\delta = \frac{\varphi_{II} + \varphi_I - 2 \cdot \pi}{2} = \frac{\varphi_{III} + \varphi_{IV} - 2 \cdot \pi}{2} \quad (5.4.7) [22]$$

Obrázek 34 v kapitole 4.2 zobrazuje reálný pV diagram motoru, z něj jsme schopni určit úhly natočení klikového hřídele jednotlivých rozvodových okamžiků: φ_I , φ_{II} , φ_{III} , φ_{IV}



- $\varphi_I = 17^\circ$
- $\varphi_{II} = 101^\circ$
- $\varphi_{III} = 154^\circ$
- $\varphi_{IV} = 64^\circ$

Obrázek 45: Zobrazení úhlu natočení klikového hřídele v rozvodných okamžicích.

Zásadním rozměrem parního rozvodu je průtočná plocha kanálku S, ta je limitovaná střední rychlostí proudící páry w_{st} . Tato rychlost by dle [22] neměla přesahovat maximální hodnotu $w_{st,max} = 35$ m/s. Zvolená hodnota $w_{st} = 33$ m/s.

Plnění probíhá mezi úhly φ_I a φ_{II} , proto úhel otočení klikové hřídele při plnění φ_p je:

$$\varphi_p = \varphi_I + \varphi_{II} = 118^\circ \quad (5.4.8)$$

Úhlová rychlost otáčení klikové hřídele ω je 50π rad/s, doba plnění τ_p je tedy:

$$\tau_p = \frac{\varphi_p}{\omega} = \frac{118 \cdot \frac{\pi}{180}}{50 \cdot \pi} \doteq 0,0131 \text{ s} \quad (5.4.9)$$

Pro určení hmotnostního toku páry kanálem při plnění potřebujeme znát parametry páry na konci plnění, stanovené v kapitole 4.2 této práce. Jedná se o hmotnost páry vpuštěné do válce při plnění $m_{II} = 2,74 \cdot 10^{-4} \text{ kg}$ a měrný objem páry $v_{II} = 0,147 \text{ m}^3/\text{kg}$.

Hmotnostní tok páry při plnění válce \dot{m} je:

$$\dot{m} = \frac{m_{II}}{\tau} \doteq 0,0209 \text{ kg/s} \quad (5.4.10)$$

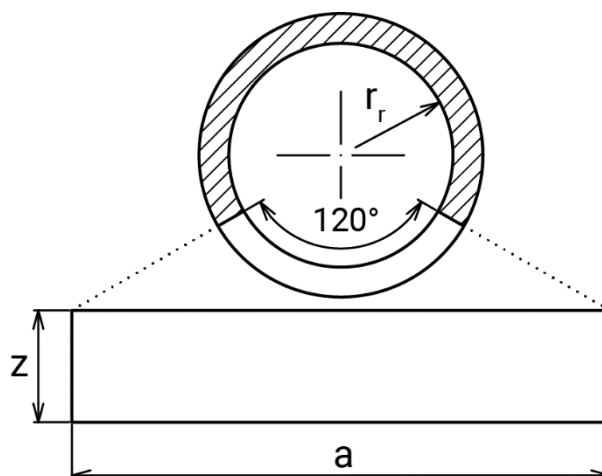
Minimální průtočná plocha kanálku S vzhledem ke zvolené střední rychlosti páry w_{st} je:

$$S = \frac{\dot{m} \cdot v_{II}}{w_{st}} \doteq 93,1 \text{ mm}^2 \quad (5.4.11)$$

Kanálek je tvořen proříznutím stěny válcového rozvodového kanálu, v rozvinu si jej lze představit jako obdélník o výšce z a délce a . Výšku parního kanálku volím $z = 5 \text{ mm}$, proto:

$$a = \frac{S}{z} \doteq 18,62 \text{ mm} \quad (5.4.12)$$

Vnitřní průměr rozvodu odvozují od délky kanálku a . Navržený kanálek zabírá 1/3 obvodu rozvodu o_r , schéma je uvedeno na obrázku 46.



Obrázek 46: Řez parním kanálem.

Proto vnitřní poloměr rozvodu r_r bude:

$$a = \frac{1}{3} \cdot o_r \quad (5.4.13)$$

$$o_r = 2 \cdot \pi \cdot r_r \quad (5.4.14)$$

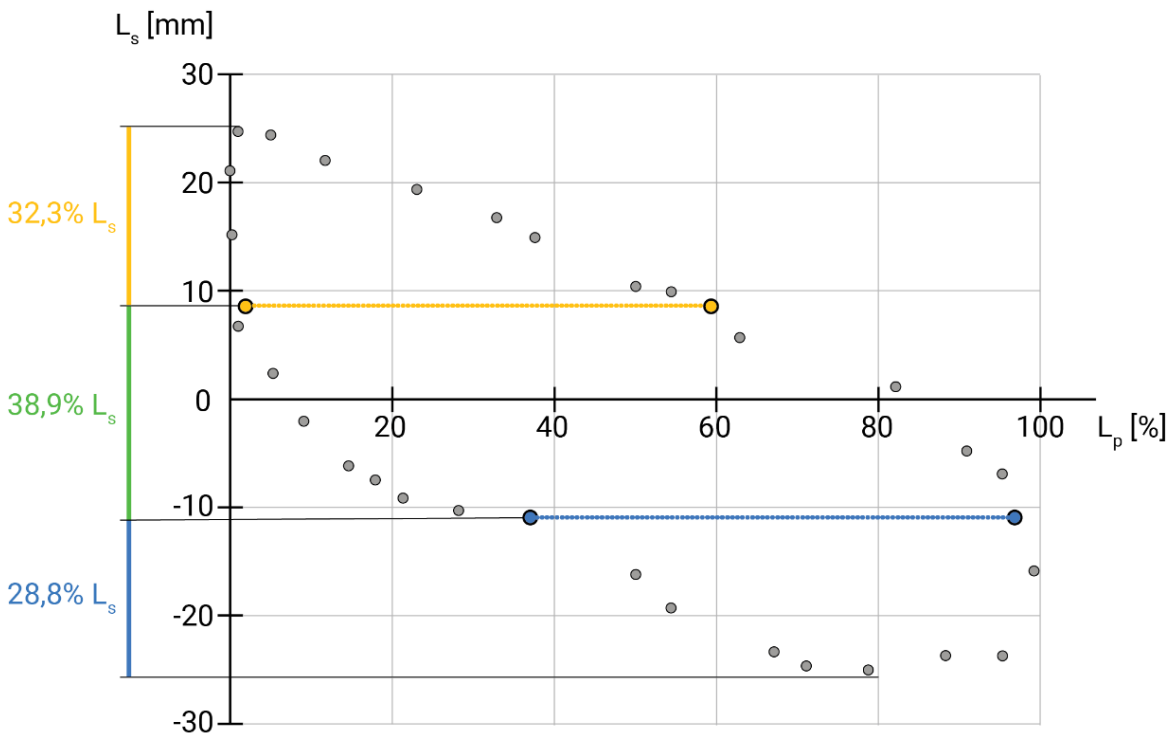
$$3 \cdot a = 2 \cdot \pi \cdot r_r \quad (5.4.15)$$

$$r_r = \frac{3 \cdot a}{2 \cdot \pi} \doteq 9 \text{ mm} \quad (5.4.16)$$

Úhel naklínování δ určený z návrhového pV diagramu použitím vztahu 5.4.7 je:

$$\delta = 43^\circ$$

Pro řešení rovnic jsem použil tabulkový editor, zvolená excentricita šoupátka $e = 25 \text{ mm}$ a délka ojnice $l_{s,o} = 175 \text{ mm}$. Navrhnutý motor má jen jedno šoupátko, proto bylo nezbytné upravit hodnotu úhlu naklínování, iteračně získaná hodnota $\delta = 43,275^\circ$. Výstupem programu je polární rozvodový diagram, kde na ose x je poloha pístu v procentech maximálního zdvihu a na ose y je vynesena zdvih šoupátka L_s . Obrázek 44 znázorňuje, že zdvih šoupátka $L_s = 2 \cdot e$



Obrázek 47: Polární rozvodový diagram navrženého šoupátka.

Z diagramu můžeme určit délky jednotlivých dějů:

zdvih šoupátka

$$L_s = 2 \cdot e = 50 \text{ mm} \quad (5.4.17)$$

délka plnění

$$l_p = \frac{32,3}{100} \cdot L_s = 16,15 \text{ mm} \quad (5.4.18)$$

délka expanze = délka komprese

$$l_e = l_k = \frac{38,9}{100} \cdot L_s = 19,45 \text{ mm} \quad (5.4.19)$$

délka výfuku

$$l_v = \frac{28,8}{100} \cdot L_s = 14,4 \text{ mm} \quad (5.4.20)$$

Jelikož známe délky jednotlivých dějů, můžeme přistoupit k určení rozměrů šoupátka, není-li uvedeno jinak, vychází výpočet rozměrů z obrázku 42.

Délka pístu šoupátka – horní i spodní píst má stejné rozměry.

$$t_H = t_D = t = l_E + z = 24,45 \text{ mm} \quad (5.4.21)$$

Největší vzdálenost čela šoupátka od kanálku z:

$$z_H = l_p + t - z = 35,95 \text{ mm} \quad (5.4.22)$$

Nejmenší vzdálenost čela šoupátka od kanálku z:

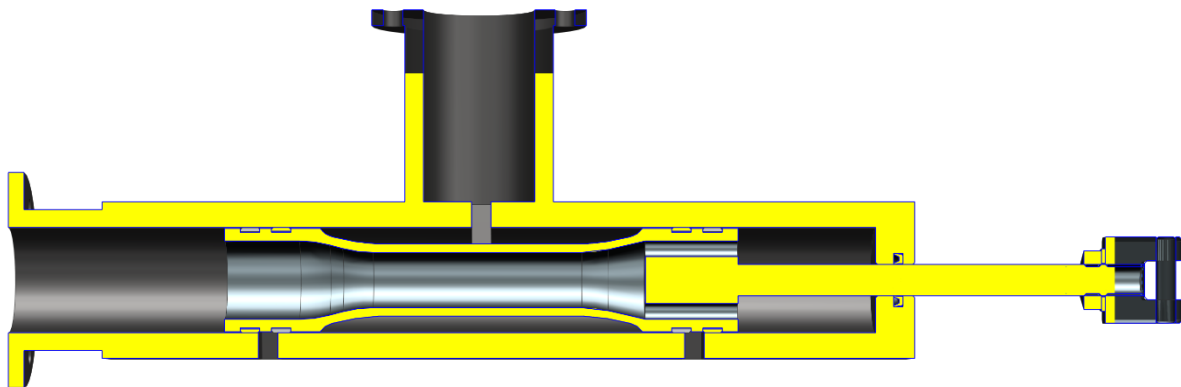
$$z_D = l_v + t - z = 33,85 \text{ mm} \quad (5.4.23)$$

Délka šoupátka

$$l_s = h_v + z_D + z - z_H + t_D = 131,45 \text{ mm} \quad (5.4.24) [22]$$

Pozn.: vzdálenost h_v je odečtena z navrženého válce.

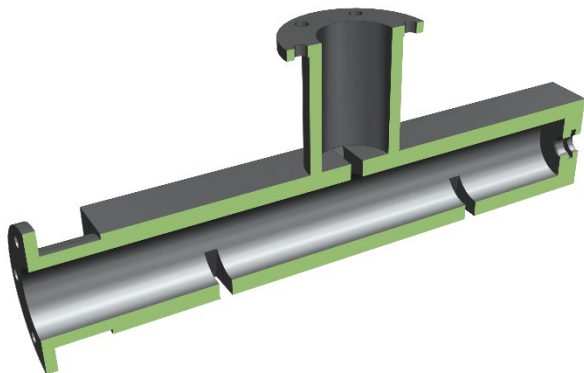
Navržené šoupátko je duté, v sériové výrobě by jej tvořil odlitek. Jelikož je práce koncipovaná jako návrh prototypu sloužícího především k prokázání konceptu, je šoupátko navržené jako obrobek. Sestavu šoupátkového rozvodu tvoří pět dílů: pouzdro šoupátka, samotné šoupátko, šoupátkové kroužky (obdoba pístních kroužků), šoupátkový křížák a šoupátkové těsnění.



Obrázek 48: Render navrženého rozvodu ve střední poloze.

5.4.1 Šoupátkové pouzdro

Pouzdro je tvořeno hranolem, do kterého je vyvrtán kanál, sloužící k vedení šoupátka. Dále jsou v něm obrobena tři parní kanály. Na boční straně u kanálu s admisní parou je přivařená trubka s přírubou, sloužící k připojení zdroje páry. Na spodní straně je otvor pro průchod šoupátkové tyče a drážka pro umístění těsnění. Horní strana slouží k odchodu vyexpandované páry do kondenzátoru, pro připojení kondenzátoru je z této strany přivařena přířubová trubka.



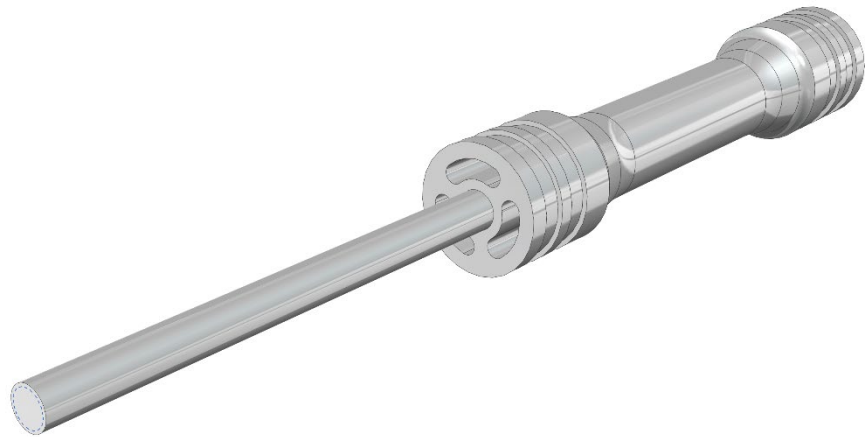
Obrázek 49: Render šoupátkového pouzdra.

5.4.2 Šoupátko

Rozměry šoupátka vychází z výpočtů v této kapitole. Šoupátko je osově souměrné těleso, po obvodu má drážku pro umístění těsnícího kroužku. Tento kroužek je z tohoto materiálu jako jsou pístní kroužky, slouží k minimalizaci tření a zároveň zabráňuje tlakovým ztrátám páry. Šoupátkem prochází kanál pro výstup vyexpandované páry.



Obrázek 50: Řez šoupátkem.



Obrázek 51: Render navrženého šoupátka.

5.4.3 Šoupátkový křížák

Pohon šoupátka zajišťuje excentricky umístěná šoupátková ojnice. Připojení ojnice ke hřídeli i k šoupátku samotnému je řešeno čepem s kluzným ložiskem SKF PCM 050705 E. Materiál ložiska umožňuje aplikaci i bez maziva (v ložisku je přítomen grafit). V původním návrhu jsem vycházel z myšlenky, že vzhledem k tvaru šoupátka není nutné mít u něj vlastní lineární vedení (odhad byl, že tuto funkci převezme šoupátko samotné). V tomto případě by na šoupátko byla přenášena veškerá síla působící kolmo na směr posunu šoupátka. Proto byl šoupátkový křížák přepracován tak, aby šoupátkový rozvod vedla dvojice lineárních kuličkových ložisek o vnitřním průměru 12 mm, které se pohybuji po broušených vodících tyčích.

5.4.4 Výstupní hrdlo šoupátka

Zvolený průměr výstupního hrdla šoupátka je 18 mm, je nezbytné ověřit rychlost výstupní páry tímto hrdlem w_{ext} . Při výfuku urazí hřídel úhel $\varphi_v = 142^\circ$ za dobu τ_v .

$$w_{ext} = \frac{\dot{m}_{ext} \cdot v_{III}}{S} \quad (5.4.25)$$

$$\dot{m}_{ext} = \frac{m_{zdvih}}{\tau_v} \quad (5.4.26)$$

$$\tau_v = \frac{\varphi_v \cdot \pi}{50 \cdot \pi} \quad (5.4.27)$$

$$\tau_v \doteq 0,0158 \text{ s}$$

$$\dot{m}_{ext} \doteq 0,011 \text{ kg/s}$$

$$w_{ext} = \frac{0,011 \cdot 0,224}{\pi \cdot 0,0009^2} = 9,68 \text{ m/s}$$

Navržená příruba vyhovuje, rychlost je menší než limitní hodnota 33 m/s.

6. Konstrukční návrh parního motoru

Výpočet hlavních rozměrů motoru

Hodnota zdvihu pístu je především limitována střední rychlostí pístu - $v_{s,st}$. Ta je ovlivněna zejména materiálem pístních kroužků. Pro tuto aplikaci jsem se rozhodl použít teflonové pístní kroužky. Dodavatel udává jako limitní hodnotu střední rychlosti 5,2 m/s. Zvolená střední pístová rychlost je 5 m/s. Potom platí:

$$L_{max} = \frac{v_{s,st}}{2 \cdot n} = 0,1 \text{ m} = 100 \text{ mm} \quad (6.1)$$

Maximální zdvih pístu L_{max} je tedy 100 mm.

6.1 Návrh válce motoru

Válec navrhovaného stroje je řešen jako obrobek z hranolu oceli třídy 11600. V horní i spodní straně jsou otvory pro připevnění víka, na zadní straně jsou dva kanálky pro vstup páry z rozvodu na přední a zadní stranu pístu. Ve spodní části válce jsou otvory pro připevnění tyčí lineárního vedení křížáku. Válec samotný je připevněn k rámu stroje a izolovaný čedičovou vatou.

Výpočet vrtání

Pro výpočet vrtání válce je nutné uvažovat vliv pístní tyče na plochu válce motoru. Zavádíme proto součinitel respektující zmenšení objemu válce ψ . Pro jednostrannou pístnici je doporučená hodnota $\psi = 0,99$. [7]

Součinitel zmenšení objemu válce lze rovněž vypočítat ze vztahu (30).

$$\psi_{real} = 1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{d}{D}\right)^2 \quad (6.1.1)$$

$$\psi_{real} = 0,98$$

d [m] Průměr pístní tyče

D [m] Průměr válce

Samotné vrtání D určíme ze vztahu uvedeného v [7]:

$$V_z = L_{max} \cdot S \quad (6.1.2)$$

$$V_z = L_{max} \cdot \Psi_{real} \cdot \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4} \right) \quad (6.1.3)$$

$$V_z = L_{max} \cdot \pi \cdot \left(1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right) \cdot \left(\frac{D^2}{4} \right) \quad (6.1.4)$$

$$D = \sqrt{\frac{8 \cdot V_z + \pi \cdot L_{max} \cdot d^2}{2 \cdot L_{max} \cdot \pi}} \quad (6.1.5)$$

$$D = \sqrt{\frac{8 \cdot 59,15 \cdot 10^3 + \pi \cdot 100 \cdot 8^2}{2 \cdot 100 \cdot \pi}} = 28,47 \text{ mm} \quad (6.1.6)$$

Vzhledem k finanční nákladnosti výroby přesných děr mimo standardizované rozměry jsem se rozhodl upravit hodnotu vrtání válce a přepočítat zdvih motoru. Vrtání volím $D = 30 \text{ mm}$.

$$V_z = L_p \cdot S \quad (6.1.7)$$

$$V_z = L_p \cdot \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4} \right) \quad (6.1.8)$$

$$L_p = \frac{4 \cdot V_z}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 59,15 \cdot 10^3}{\pi \cdot 30^2} = 83,68 \text{ mm} \quad (6.1.9)$$

Zdvih pístu tedy bude 83,68 mm.

Výpočet tloušťky válce

Minimální sílu stěny válce parního motoru „stojmo“ stanovíme ze vztahu:

$$s = 13 + \frac{D}{50} \text{ [mm]} \quad (6.1.10) \text{ [7]}$$

$$s = 13 + \frac{40}{50} \text{ mm} = 13,8 \text{ mm} \quad (6.1.11)$$

Volím tloušťku válce $s = 15 \text{ mm}$.

Ověření škodného prostoru

Ve 3D modelu byl spočten škodný prostor motoru, navrhovaná hodnota 9 % z pracovního objemu 65 cm^3 odpovídá objemu $5,85 \text{ cm}^3$, z modelu odečtená hodnota byla 6,7

cm³, vypočtené hodnoty bylo dosaženo zkrácením rozvodového kanálu mezi šoupátkem a válcem o 8 mm.

6.2 Návrh víka motoru

Víko je navrženo z litiny s kuličkovým grafitem EN-GJS-600-3, jedná se o materiál s dobrými mechanickými vlastnostmi – vysokou pevností (pevnost v tahu R_m je 600 MPa), dobrou tažností a houževnatostí. Horní i spodní víko motoru je připevněno pomocí čtyř šroubů M6.

Výpočet vůle mezi válcem a pístem v horní úvrati

Vůle v_c mezi víkem a válcem motoru v horní úvrati vychází z navrženého škodného prostoru, dle [7] by se měla pohybovat v rozmezí 5 až 10 mm. Navržený škodný prostor φ_0 je 9 % z V_p , vůli mezi válcem a víkem tedy vypočteme jako:

$$v_c = \frac{4 \cdot \varphi_0 \cdot V_p}{\pi \cdot D^2} = 0,83 \text{ cm} \quad (6.2.1)$$

Volím vůli v_c 6 mm, jelikož škodný prostor tvoří i kanálek rozvodu.

Výpočet tloušťky víka

Tloušťka víka s' se vypočte zjednodušeným pevnostním výpočtem desky pevně sevřené a zatížené tlakem p_1 , pro litinu je koeficient $\varphi = 0,8$ a $k_0 \approx 250 \text{ kg/cm}^2$.

$$s' = \frac{D}{2} \cdot \sqrt{\varphi \cdot \frac{p_1}{k_0}} \text{ [cm]} \quad (6.2.2) \text{ [7]}$$

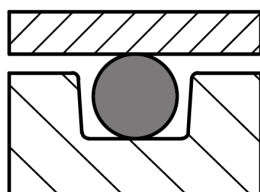
$$s' = 1,41 \text{ cm}$$

Volím tloušťku víka s' 15 mm.

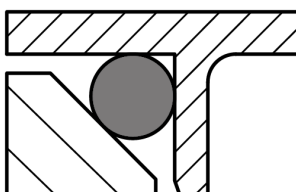
Návrh těsnění víka

Těsnění víka je řešeno jednak zabroušenou lištou, jednak o-kroužkem zapuštěným do trapézové drážky po obvodu víka. Tento typ drážky jsem zvolil z důvodu jednodušší instalace a rovněž eliminace nepřesného ustavení o kroužku ve víku. Těsnění o-kroužkem jsem zvolil z důvodu výhodné ceny, snadné montáže a jednoduchého případného přetěsnění.

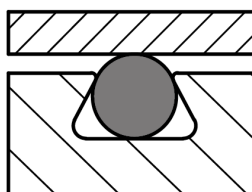
Obdélníková drážka



Trojúhelníková drážka



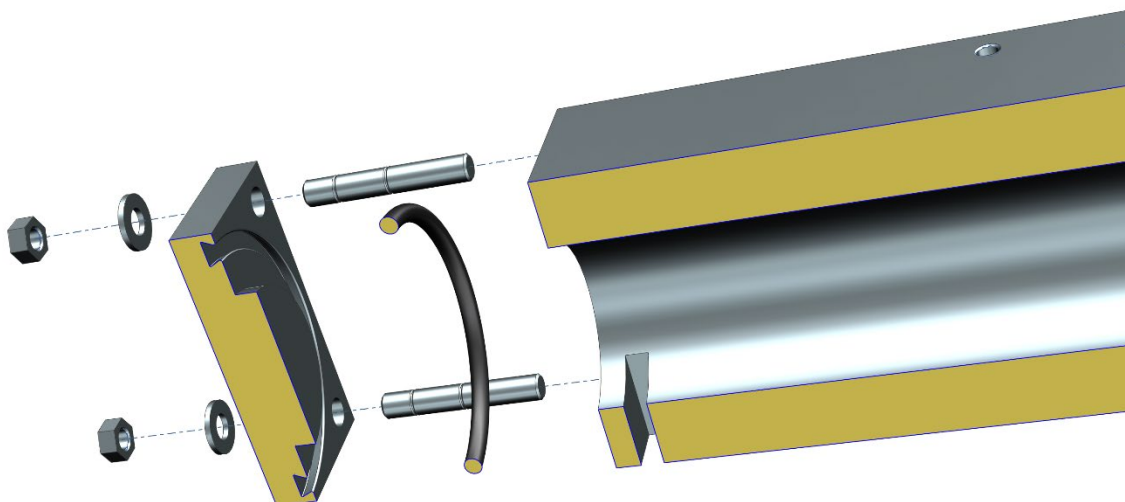
Trapézová drážka



Obrázek 52: Srovnání drážek na o-kroužek

Pro aplikaci těsnění v oblasti vodní páry s maximální teplotou přibližně 200 °C připadají v úvahu dva materiály těsnění. Prvním je FFKM – perfluoroelastomer a druhým je VMQ silikon.

Rozhodl jsem se pro použití prvního jmenovaného materiálu, konkrétně jde o FFKM – Kalrez 0090, rozsah pracovních teplot tohoto těsnění je -60 °C až +250 °C. Specifikace o-kroužku je FFKM 75 ShA 57x4. [25] Katalog těsnění je přiložen k práci a uveden v seznamu příloh.



Obrázek 53: Detail těsnění víka motoru.

6.3 Návrh šroubového spoje víka a válce

Spojení víka s válcem je navrženo čtyřmi závrtnými šrouby M6x30 standardu DIN 939 třídy pevnosti ISO 4.6, je potřeba u nich ověřit bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti, vůči sevření a vůči zkušebnímu napětí.

Parametry závrtného šroubu M6 [24]:

Jmenovitý průměr šroubu $d = 6 \text{ mm}$

Rozteč $P = 1 \text{ mm}$

Výpočtový průřez šroubu $A_s = 20,1 \text{ mm}^2$

Průřez jádra šroubu $S_3 = 17,9 \text{ mm}^2$

Průřez válcové části dříku $S_d = 28,3 \text{ mm}^2$

Počet šroubů $i = 4$

Youngův modul šroubu $E_{\text{šroub}} = 210 \text{ GPa}$

Délka válcové části dříku se závitem $l_b = 24 \text{ mm}$

[příloha 2]

Délka válcové části dříku bez závitu $l_g = 12 \text{ mm}$

[příloha 2]

Zkušební napětí $S_p = 225$ MPa	[24]
Smluvní mez kluzu $R_{p0,2} = 240$ MPa	[24]
Střední průměr těsnění $D_t = 59$ mm	[příloha 1]

Výpočet tuhosti šroubu k_s

$$k_s = \frac{S_d \cdot A_s \cdot E}{S_d \cdot l_b + A_s \cdot l_g} \quad (6.3.1) [24]$$

$$k_s = 129 \text{ kN/mm}$$

Výpočet tuhosti spoje k_p

$$\text{konstanta } \mathbf{A} = 0,77815 \quad (6.3.2) [24]$$

$$\text{konstanta } \mathbf{B} = 0,61616 \quad (6.3.3) [24]$$

svěrná délka $l_s = s' + s'' + 2 \cdot \text{tl. podložky} = 30$ mm

Youngův modul litiny $E_{lit} = 115$ GPa

$$k_p = E_{lit} \cdot d \cdot A \left(\frac{B \cdot d}{l_s} \right) \quad (6.3.4) [24]$$

$$k_p \doteq 669 \text{ kN/mm}$$

Deformační konstanta spoje

$$C = \frac{k_s}{k_s + k_p} = 0,162 \quad (6.3.5) [24]$$

Síla předpětí F_i

$$F_i = 0,75 \cdot S_p \cdot A_s \quad (6.3.6) [24]$$

$$F_i = 3392 \text{ N}$$

Provozní síla vztažená na jeden šroub $F_{p,s}$

$$F_{p,s} = \frac{p_1}{i} \cdot \frac{\pi \cdot D_t^2}{4} \quad (6.3.7) [24]$$

$$F_{p,s} = 997 \text{ N}$$

Výsledné zatížení šroubu v provozním stavu $F_{s,s}$

$$F_{s,s} = F_i + C \cdot F_p \quad (6.3.8) [24]$$

$$F_{s,s} = 3554 \text{ N}$$

Výsledné silové zatížení součástí v provozním stavu $F_{v,s}$

$$F_{v,s} = F_i - (1 - C) \cdot F_{p,s} \quad (6.3.9) [24]$$

$$F_{v,s} = 2557 \text{ N}$$

Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti k_{MSP}

$$k_{MSP} = \frac{A_s \cdot R_{p0,2} - F_i}{C \cdot F_{p,s}} \quad (6.3.10) [24]$$

$$k_{MSP} \doteq 8,9$$

Bezpečnost vůči zkušebnímu napětí k_{SP}

$$k_{SP} = \frac{A_s \cdot S_p - F_i}{C \cdot F_{p,s}} \quad (6.3.11) [24]$$

$$k_{SP} \doteq 6,9$$

Bezpečnost vůči sevření k_o

$$k_o = \frac{F_i}{F_{p,s} \cdot (1 - C)} \quad (6.3.12) [24]$$

$$k_o \doteq 4,1$$

Všechny hodnoty bezpečnosti jsou větší než 4, navržený spoj je tedy bezpečný s dostatečnou rezervou.

6.4 Návrh pístu motoru

Navržený motor je dvojčinný, tlak páry tedy bude působit na obě strany pístu. Průměr pístu je lehce menší, než je průměr válce, aby měl volnost pro případnou dilataci. Navrhl jsem píst diskový o průměru 29 mm, na obvodu má tři drážky pro teflonové pístní kroužky.

Jedním z porovnávacích faktorů pístových motorů je střední pístová rychlost, tu určíme jako:

$$v_s = \frac{2 \cdot n \cdot L_p}{60} = \frac{2 \cdot 1500 \cdot 83,68 \cdot 10^{-3}}{60} \quad (6.4.1) [7]$$

$$v_s \doteq 4,18 \text{ m/s}$$

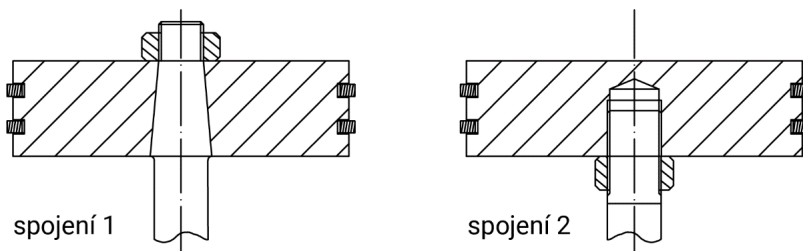
Píst je konstruován z hliníkové slitiny 5052, která je legovaná převážně hořčíkem a chromem. Tato slitina vyniká velmi dobrou korozivzdorností a dobrými mechanickými vlastnostmi – Youngův modul přibližně 70 GPa, mez pevnosti v rozmezí 210 až 260 MPa, teplota tání 605 °C. [27] Slitina je poměrně dobře obrobitelná a výborně svařitelná.

Píst je v podstatě rovinná deska kruhového průřezu zatížená tlakem, ověřením vůči meznímu stavu pevnosti zpravidla spočteme velmi malé tloušťky, z tohoto důvodu se často používají empirické vztahy. Mezní tloušťku čela dutého pístu udává [7] jako:

$$s_{píst,min} = \left(10 + \frac{D}{50}\right) \cdot (0,5 + 0,15 \cdot \sqrt{p_1}) \text{ [mm]} \quad (6.4.2) [7]$$

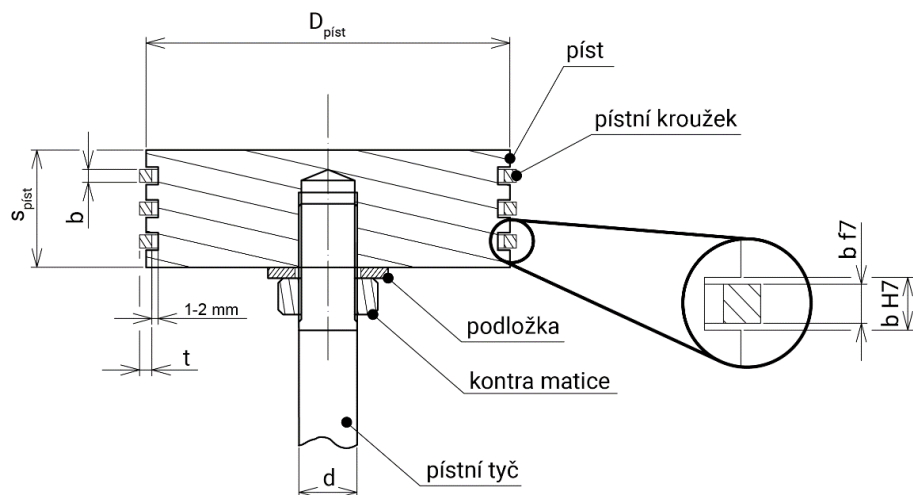
$$s_{píst,min} \doteq 11,59 \text{ mm}$$

Historicky bylo spojení pístu a pístní tyče realizováno prostřednictvím kuželové průchozí díry, která zaručovala dobré vystředění. Tyč byla následně zajištěna maticí z druhé strany – schéma spojení 1 na obrázku 54. Píst řešeného motoru je k pístní tyči připojen vnitřním závitem v pístu M8, do kterého je zašroubovaná pístní tyč. Toto řešení je přípustné z hlediska použití současných obráběcích technologií, které odstraňují potřebu samostředícího uložení díky vysoké přesnosti obrábění – schéma spojení 2 na obrázku 54.



Obrázek 54: Varianty spojení pístu s pístní tyčí.

Proti povolení je pístní tyč pojištěná jednak kontramaticí, jednak zajišťovačem závitu Loctite 278. Z důvodu dostatečné délky nosných závitů jsem tedy tloušťku pístu zvolil $s_{píst}=26 \text{ mm}$. (Obvyklá dílenská poučka říká, že nosná délka závitu u neželezných kovů by měla být $1,5 \cdot$ jmenovitý průměr závitu.



Obrázek 55: Detail řešení pístu.

Návrh pístních kroužků

Pístní kroužek výšky b_k a tloušťky t_k je uložen ve vysoustružené drážce v pístu, s vůlí přibližně 1-2 mm. Uložení je v drážce realizováno tolerancí b7 na H7, což zaručuje dostatečnou radiální vůli pro nerovnoměrné teplotní dilatace. [7] Příslušné rozměry pístního kroužku určíme dle vztahů:

$$t_k \leq \frac{D}{30} [mm] \quad (6.4.3) [7]$$

$$t_k \doteq 1 \text{ mm}$$

$$b_k = (1,2 \div 2) \cdot t [mm] \quad (6.4.4) [7]$$

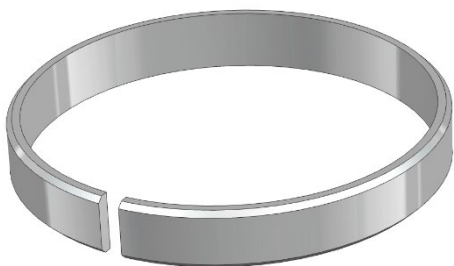
$$b_k = 2 \text{ mm}$$

Vnější hrany pístního kroužku je vhodné lehce srazit, abychom předešli strhávání oleje ze stěn válce. Součinitel α u nízkých tlaků páry má hodnotu $\alpha \approx 0,05$, celková šířka všech pístních kroužků $\sum b_k$ se určí jako:

$$\sum b_k = 20 \div 30 + \alpha \cdot D [mm] \quad (6.4.5) [7]$$

$$\sum b_k \doteq 22 \text{ mm}$$

Z důvodu nedostatečné navržené tloušťky b je nutné ji zvýšit na 5.5 mm a použít čtyři pístní kroužky oproti původně navrhovaným třem. Pístní kroužky jsou z důvodu montáže v jednom místě proříznuté. Při montáži do drážky je nutné, aby toto proříznutí nebylo v jedné linii, ale aby mezi jednotlivými proříznutími byl odklon minimálně 60°. [7]



Obrázek 56: Render pístního kroužku.

Materiál pístních kroužků je teflon (PTFE). Limitujícím faktorem je obvykle střední rychlost pístního kroužku, přílohou 8 této práce je katalog teflonových pístních kroužků, odtud vyčtená limitní hodnota střední rychlosti je 5,2 m/s. Střední pístní rychlost stanovená v kapitole 5.5.4 je nižší než limitní hodnota, těsnění tedy vyhovuje.

6.5 Návrh pístní tyče

Pístní tyč konstruji z oceli třídy 11600, vlastnosti tohoto materiálu jsem zjistil v tabulkách [19]. Prvotní výpočet bude proveden pro uvažovaný průměr pístní tyče 4 mm. Pístní tyč bude povrchově cementovaná ke zvýšení odolnosti vůči opotřebení. Pístní tyč je nezbytné ověřit na vzpěrnou stabilitu. Mezní štíhlost pro nelegované oceli $\lambda_m = 99 \div 105$. Smluvní mez kluzu $R_{p0,2}$ tohoto materiálu je 325 MPa.

Štíhlost prutu kruhového průřezu d délky L_{max} vypočteme jako:

$$\lambda = \frac{l_{red}}{j} = \frac{L_{max}}{\sqrt{\frac{\pi \cdot d^4}{64} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}}} = \frac{L_{max}}{\frac{d}{4}} = \frac{L_{max} \cdot 4}{d} \quad (6.5.1)$$

Konkrétně je tedy štíhlost pístní tyče λ

$$\lambda = \frac{100 \cdot 4}{4} = 100$$

$$\lambda > \lambda_m$$

Pístní tyč tedy bude zatěžována v oblasti pružného vzpěru. Vzpěrná stabilita tyče bude ověřena výpočtem podle Eulera. Maximální tlak ve válci působící na pístu budu uvažovat $p_1 = 14,6$ bar, průměr pístu v tomto momentě volím $D_{aprox} = 40$ mm. Délku pístní tyče uvažuji $L_{max} = 100$ mm.

Výpočet bezpečnosti vzpěrné stability:

$$k = \frac{F_{krit}}{F_{max}} \quad (6.5.2)$$

$$F_{max} = F_p = 1486 \text{ N} \quad (6.5.3)$$

$$I_{min} = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 4^4}{64} = 12,56 \text{ mm}^4 \quad (6.5.4)$$

$$F_{krit} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{min}}{L_{max}^2} = 2603,2 \text{ N} \quad (6.5.5)$$

$$k = \frac{F_{krit}}{F_{max}} = \frac{2603,2}{1486} = 1,75$$

k [–]	Součinitel bezpečnosti
F_{krit} [N]	Kritická síla působící na prut, způsobující mezní stav vzpěrné stability
F_{max} [N]	Nejvyšší hodnota síly působící na prut.
I_{min} [mm ⁴]	Minimální kvadratický moment průřezu
E [GPa]	Youngův modul pružnosti

Pístní tyč průměru 4 mm by zatížení maximálním tlakem vydržela, součinitel bezpečnosti takového provozu by ale byl zcela nepřijatelný. Z tohoto důvodu jsem zvolil průměr pístní tyče $d = 8 \text{ mm}$. Tato hodnota rovněž způsobí, že štíhlost prutu bude vyšší, než je mezní štíhlost prutů, proto dojde při provozu dříve k vymezení mezního stavu pružnosti (MSP) než mezního stavu vzpěrné stability. Výpočet uvažuji dle podmínky HMM pro jednoosou napjatost.

Výpočet bezpečnosti MSP:

$$\sigma_{provozní} = \frac{F_{max}}{S} \quad (6.5.6)$$

$$\sigma_{provozní} = 29,56 \text{ MPa} \quad (6.5.7)$$

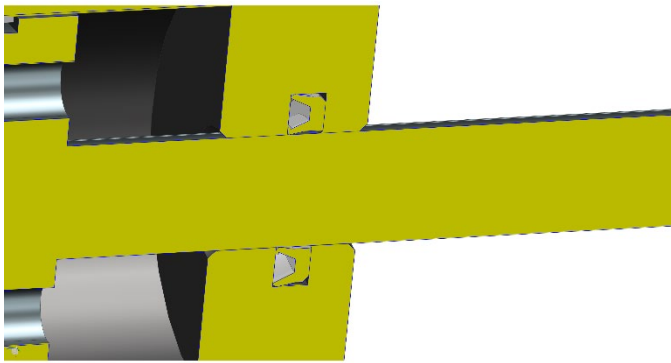
$$k_k = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{provozní}} = \frac{325}{29,56} = 10,9 \quad (6.5.8)$$

Pístní tyč vyhovuje.

Návrh těsnění pístní tyče ve spodním víku motoru

Pístní tyč je stejně jako tyč šoupátka vedena otvorem ve víku. K zamezení tlakové ztráty admisní páry je nezbytné zvolit vhodné těsnění tyčí.

V příloze č. 7 je katalog teflonových těsnících prvků společnosti Parker Prädifa, na základě doporučení uvedených v katalogu jsem vybral těsnění FlexiSeal NLI, konkrétně se jedná o NLI-M0008000-01-Polon002-316. Toto těsnění je z materiálu Polon 002, což je směs teflonu a grafitu. Dle výrobce je díky příměsi grafitu vhodný do nelubrikovaného prostředí. Těsnění je normované na maximální rychlost pístnice 5 m/s, maximální tlak 20 MPa a teplotní rozpětí od -260° do $+315^\circ \text{ C}$, navrhované aplikaci tedy zcela vyhovuje.

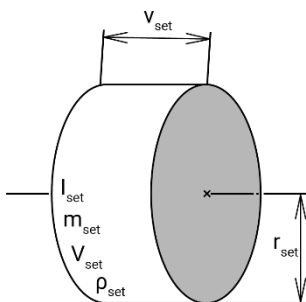


Obrázek 57: Detail těsnění Parker NLI.

6.6 Návrh setrvačníku

Účelem setrvačníku je přenést klikovou hřídel přes mrtvé polohy tím, že vyrovnává nerovnosti mezi hnací silou a činným odporem. Odchylky úhlové rychlosti hřídele by měly být v mezích, které jsou udány pro konkrétní spotřebič.

Obvyklý výpočet setrvačníku je velmi obsáhlý, provádí se iteračně a je k němu třeba znát průběhy momentů. Výpočet uvedený níže je spíše orientační. Setrvačnick uvažují jako plný válec z běžného materiálu pro hřídele třídy 11500, hustota oceli $\rho_{\text{ocel}} = 7850 \text{ kg/m}^3$.



Obrázek 58: Schéma setrvačníku

Elektrický generátoru střídavého proudu by měl mít nerovnoměrnost chodu δ_s být přibližně $1/200$. [7] Uvažujeme maximální úhlovou rychlost (za jednu otáčku) ω_1 a minimální úhlovou rychlost ω_2 . Pak:

$$\omega_s = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2} \quad (6.6.1) \quad [7]$$

$$\delta_s = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_s} \quad (6.6.2) \quad [7]$$

$$E_{k1} = \frac{1}{2} \cdot I \cdot \omega_1^2 \quad (6.6.3)$$

$$E_{k2} = \frac{1}{2} \cdot I \cdot \omega_2^2 \quad (6.6.4)$$

$$\Delta E_k = E_{k2} - E_{k1} = \frac{1}{2} \cdot I \cdot (\omega_2^2 - \omega_1^2) \quad (6.6.5)$$

víme, že: $\omega_1 - \omega_2 = \delta_s \cdot \omega_s$ a zároveň $\omega_1 + \omega_2 = 2 \cdot \omega_s$, potom:

$$\Delta E_k = \delta_s \cdot I \cdot \omega_s^2, \text{ proto:} \quad (6.6.6)$$

$$I = \frac{\Delta E_k}{\delta_s \cdot \omega_s^2} \quad (6.6.7)$$

Odhadnutý rozdíl kinetických energií ΔE_k je 60 J, hodnotu δ_s známe, zbývá určit hodnotu ω_s . Obecný vztah mezi otáčkami a úhlovou rychlostí je:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n \quad (6.6.8)$$

Navržený počet otáček je 1500 ot / min, určíme si ideální střední úhlovou rychlost $\omega_{s,id}$:

$$\omega_{s,id} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{1500}{60} = 50\pi \text{ Rad/s} \quad (6.6.9)$$

Setrvačnick uvažují jako plný válec o poloměru r_{set} , výšce v_{set} a hmotnosti m_{set} .

Dle [7] víme, že obvodová rychlost setrvačnicku v_{os} by měla být přibližně 30 m/s.

Vztah mezi obvodovou a úhlovou rychlostí je:

$$v_{os} = \omega_s \cdot r_{set} \quad (6.6.10)$$

$$r_{set} = \frac{v_{os}}{\omega_s} = \frac{30}{50 \cdot \pi} \doteq 0,19 \text{ m} \quad (6.6.11)$$

Požadovaný moment setrvačnosti setrvačnicku tedy bude:

$$I = \frac{60}{\frac{1}{200} \cdot (50 \cdot \pi)^2} \doteq 0,486 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (6.6.12)$$

Moment setrvačnosti plného válce lze určit ze vztahu:

$$I = \frac{1}{2} \cdot m_{set} \cdot r_{set}^2 \quad (6.6.13)$$

Požadovaná hmotnost setrvačnicku je tedy:

$$m_{set} = \frac{2 \cdot I}{r_{set}^2} = 26,93 \text{ kg} \quad (6.6.14)$$

$$m_{set} = \rho_{ocel} \cdot V_{set} \quad (6.6.15)$$

$$m_{set} = \rho_{ocel} \cdot \pi \cdot r_{set}^2 \cdot v_{set}, \text{ zbývá určit výšku setrvačnicku:} \quad (6.6.16)$$

$$v_{set} = \frac{m_{set}}{\rho_{ocel} \cdot \pi \cdot r_{set}^2} \doteq 0,03 \text{ m} \quad (6.6.17)$$

ω_s [Rad/s] Střední úhlová rychlost (za jednu otáčku).

δ_s [-] Nerovnoměrnost chodu.

$I [kg \cdot m^2]$	Moment setrvačnosti.
$\omega_1, \omega_2 [Rad/s]$	Největší a nejmenší úhlová rychlost (za jednu otáčku).
$E_{k1}, E_{k2} [J]$	Kinetická energie.
$I [kg \cdot m^2]$	Moment setrvačnosti setrvačníku.
$\omega [Rad/s]$	Obecná úhlová rychlost
$n [ot/s]$	Počet otáček za sekundu.
$r_{set} [m]$	Poloměr setrvačníku.
$v_{set} [m]$	Výška setrvačníku.
$m_{set} [kg]$	Hmotnost setrvačníku.
$v_{os} [m/s]$	Obvodová rychlost setrvačníku.
$\rho_{ocel} [kg/m^3]$	Hustota oceli.
$V_{set} [m^3]$	Objem setrvačníku.

6.7 Návrh ojnice

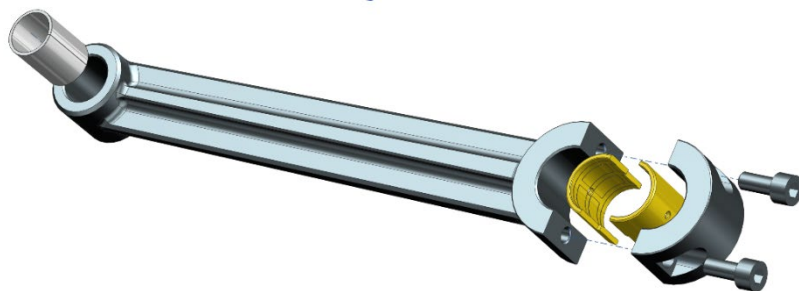
Výpočet délky ojnice

Délka ojnice L_o se dle [7] vypočte jako:

$$L_o = \frac{L_p}{2} \cdot 5 \quad (6.7.1)$$

Délka ojnice je 177,55 mm. Ojnice jsou stejně jako pístní tyče navrženy z materiálu 11600. Ojnice je na jedné straně připojena k čepu v křížáku, na druhé straně je spojena s klikovou hřídelí.

Ojnice je na hřídeli uchycená dvěma šrouby přes ojnicní víko.

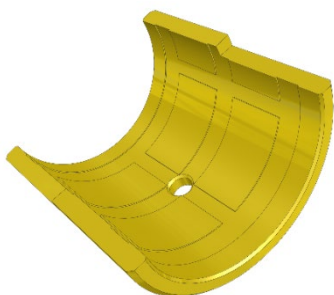


Obrázek 59: Detail ojnice s kluznými ložisky.

Ojnicní ložiska

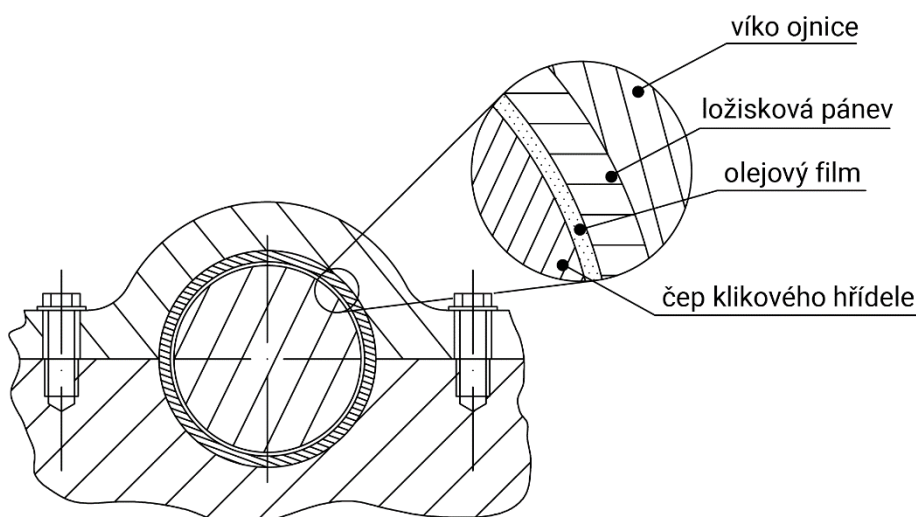
Pro obě uložení jsou použita kluzná ložiska, pro uložení křížákového čepu se jedná o prstencové nalisované ložisko, ložisko pro klikovou hřídel je dělené, běžně se označuje jako ložisková pánev. Materiály ojnicních ložisek bývá nejčastěji bronz, slitiny hliníku nebo babbit.

Hřídelové ojnicí ložisko bylo navrženo ze sintrovaného bronzu. Pro zajištění správné funkce tohoto ložiska je důležité správné mazání. Dle [26] je vhodným mazivem minerální olej. V čepu ložiska i ložisku samotném je otvor, který umožňuje přístup lubrikantu, v ložisku jsou zhotoveny drážky, které toto mazivo rozvádějí.



Obrázek 60: Render ložiskové pánve (klikového ložiska ojnice).

Dle přílohy 3 – návodu na montáž motorových ložisek by vůle mezi čepem a ložiskem měla být v rozmezí 0,001 až 0,003 palce, tedy 0,025 až 0,075 mm, drsnost čepu by měla být maximálně Ra 0,4; tolerovaná válcovitost 0,03 a jako doporučené toleranční pole čepu je stanoveno uložení h6.



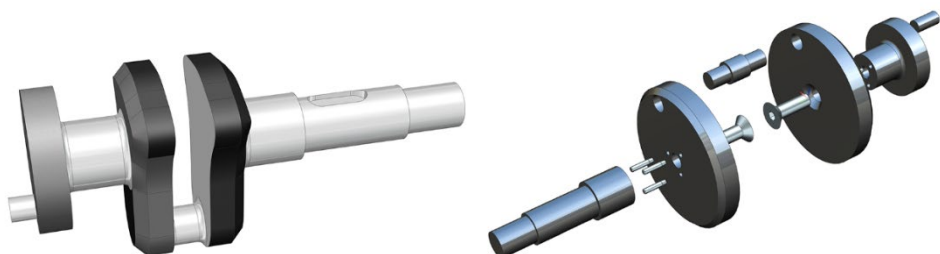
Obrázek 61: Nákres mazání ložiskové pánve.

Ložisko křížákového čepu jsem zvolil SKF PCM 131520 E, jedná se o kompozitové kluzné pouzdro na bázi teflonu – PTFE. Výhodou tohoto ložiska je bezúdržbový provoz i skutečnost, že materiál je samomazný. Doporučené uložení ložiska je f7/H7, drsnost čepu Ra 0,2.

Životnost ložiska byla ověřena pro redukované zatížení F_{pred} vypočtené v kapitole: Rozbor sil působících na klikový mechanismus, vypočtená životnost je 13 500 provozních hodin. Výpočtová zpráva byla vytvořena v online nástroji na webu výrobce ložisek a je přílohou č. 4 této práce – Výpočtová zpráva křížákového ložiska ojnice. Cena ložiska je přibližně 50 Kč bez DPH. [23]

6.8 Návrh klikového hřídele

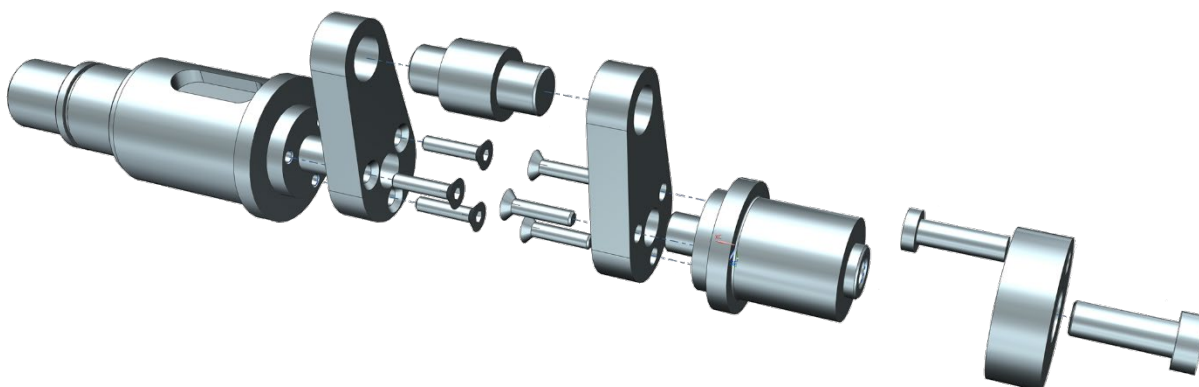
Klikové hřídele jsou buď celistvé, nebo skládané. První zmiňovaná možnost se vyrábí kováním, odléváním nebo celkovým obráběním. Skládané klikové hřídele jsou často použity u motocyklových motorů. Výhodou skládaných hřídelí je zejména nižší nákladnost, obzvláště patrná by tato výhoda byla u malosériové výroby. Jednotlivé díly sestavy skládané klikové hřídele můžeme spojovat šrouby, zalisovávat případně svařovat nebo lepit.



Obrázek 62: Porovnání celistvé (nalevo) a skládané (napravo) klikové hřídele.

Uspořádání klikového hřídele

Navržená kliková hřídel je skládaná, konstruovaná z oceli třídy ČSN 11600. Hřídel tvoří dvě menší hřídele, uprostřed mezi nimi je přes dva unašeče připojený čep ojnice, ten je do unašečů zalisován. Samotné unašeče jsou k oběma hřídelům připojeny trojicí šroubů, jejich přesnou polohu zajišťuje osazení. Uložení hřídele je řešeno dvojicí ložisek, setrvačnick je na hřídeli zajištěn těsným perem, jeho axiální poloha je vymezena osazením a maticí KM. Na jednom konci je připojen excentrický disk pro pohon šoupátka, na druhém konci je výstup pro připojení generátoru.



Obrázek 63: Render navržené klikové hřídele, rozpad sestavy.

Axiální poloha ložiska na hřídeli je ze strany excentru zajištěna rozpěrným kroužkem, ze strany výstupu ke generátoru hřídelovým pojistným kroužkem DIN 471 o vnitřním průměru 23 mm. Vhodnost pojistného kroužku byla ověřena dle doporučení v tabulkách [19], zdroj uvádí, že omezujícím faktorem pojistného kroužku je odstředivá síla. Pro kroužky o maximálním průměru $d_{1 \leq 100}$ mm je nejvyšší dovolená obvodová rychlost $V_{0, \text{krouzek max}} = 18$ m/s.

$$v_{o,krouzek} = \omega \cdot r_{krouzek} \quad (6.8.1)$$

$$v_{o,krouzek} = 50 \cdot \pi \cdot 0,0125$$

$$v_{o,krouzek} = 1,96 \text{ m/s}$$

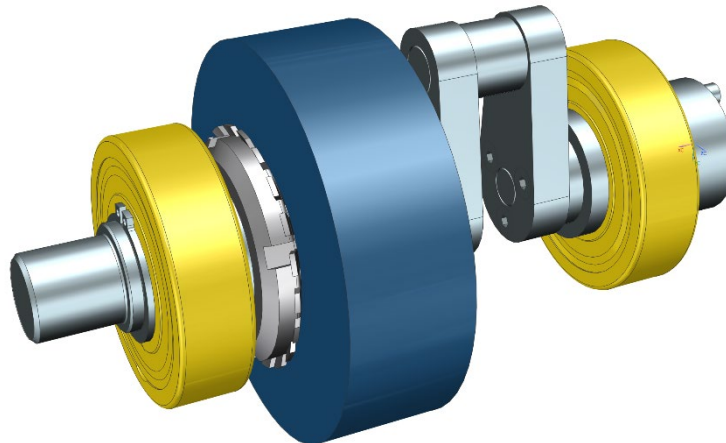
$v_{o,krouzek \text{ max}}$ [m/s] Maximální přípustná obvodová rychlost pojistného kroužku.

$v_{o,krouzek}$ [m/s] Obvodová rychlost pojistného kroužku.

ω [Rad/s] Úhlová rychlost otáčení hřídele.

$r_{krouzek}$ [m] Vnitřní poloměr pojistného kroužku.

$V_{o, krouzek} < V_{o, krouzek \text{ max}}$, navržené řešení tedy vyhovuje.



Obrázek 64: Render osazené klikové hřídele.

Na obrázku 64 je render již osazené klikové hřídele, ložiska jsou znázorněna žlutou barvou, setrvačnick modrou. Axiální polohu setrvačnicku vymezuje z jedné strany osazení na hřídeli a z druhé matice KM s podložkou MB.

Průměr hřídele pro montáž ložiska má toleranci k5 a drsnost Ra 0,8. Čep pro uložení ojnicního ložiska je kalený a broušený na drsnost Ra 0,2.

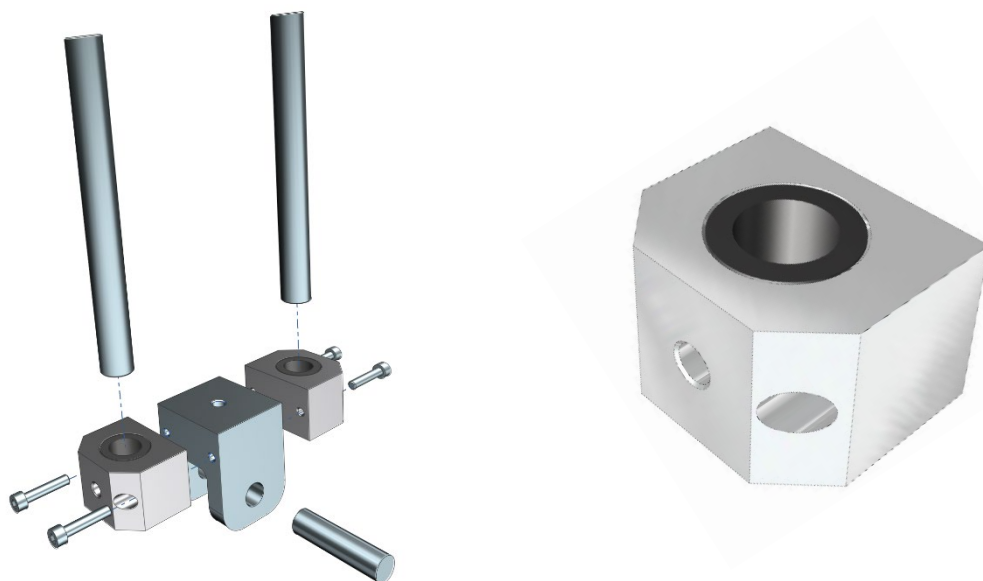
Návrh ložisek klikového hřídele

Zvolená ložiska jsou SKF 61905. Jedná se o běžná kuličková ložiska 25/42/9 s relativně velkou statickou i dynamickou únosností. Výpočet životnosti ložisek byl proveden prostřednictvím výpočetního nástroje na webu výrobce. Vzdálenost mezi ložisky je 113 mm, zatížení uvažují F_{pred} vypočtené v kapitole Rozbor sil působících na klikový mechanismus.

Životnost ložiska vyšla více než 10^5 hodin, lze předpokládat, že by dříve došlo k jiné poruše než k poruše ložiska. Ze zprávy tudíž vyplývá, že ložiska jsou značně předimenzovaná pro navrhované použití, na druhou stranu finanční rozdíl mezi menším a větším ložiskem je zanedbatelný. Zároveň vzhledem ke zvolené koncepci skládané klikové hřídele je žádoucí, aby byl vnitřní průměr ložiska dostatečný.

6.9 Návrh křížáku

Křížák jsem konstruoval jako jednoduchou sestavu složenou z tělesa křížáku, ojnicního čepu, lineárních kuličkových ložisek, ložiskových těles a vodících tyčí. Vodící tyče jsou povrchově kalené na tvrdost 67 HRC a broušené na drsnost Ra 0,2. Samotný čep již popisují v kapitole o návrhu ojnice.



Obrázek 65: Render sestavy křížáku, napravo detail lineárního vedení.

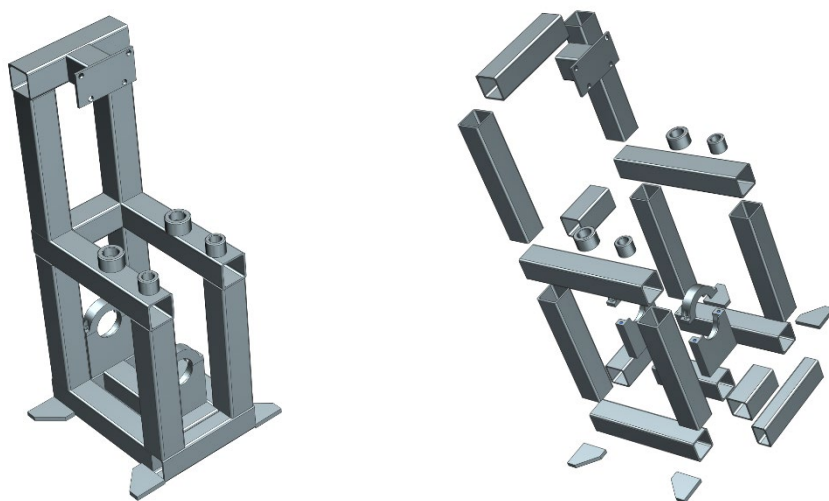
Lineární kuličková ložiska mají výhodu velké únosnosti, malých rozměrů a dobré životnosti. Volená ložiska mají z obou stran prachovku a v domečku je rezervoár pro mazivo, se kterým je propojen závit pro tlakovou maznici. Toto zajistí bezproblémovou údržbu a efektivní mazání. Konkrétně se jedná o ložiskové těleso Norelem 21530-10-161102. Specifikace ložiska lze nalézt v příloze č. 6 této práce. Spojení ložisek s křížákem je realizováno pomocí dvojice šroubů M5x25. Cena tělesa včetně ložiska je přibližně 20 €.

6.10 Návrh rámu

Rám je řešen jako svařenec z ocelových jeleků 30x30x2 mm. Rám je tříúrovňový, ve spodní části rámu jsou dva ložiskové stojany, podpírající hlavní ložiska klikového hřídele. Prostřední úroveň tvoří horizontální podpěry vodících tyčí křížáku pístu a křížáku šoupátka, poslední úroveň rámu nese samotný válec.

Přímo do rámu jsou připevněny kryty motoru, spodní část rámu tak zároveň tvoří i olejovou vanu motoru. Připevnění rámu k podlaze je možné přes čtyři patky v rozích stroje.

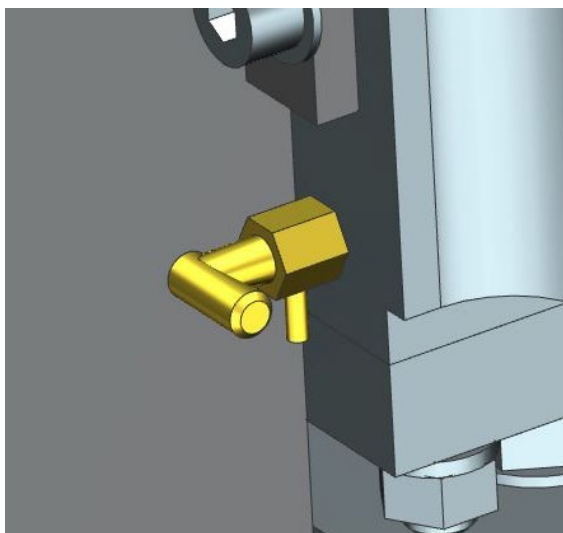
Je otázkou, zda by takováto konstrukce měla dostatečnou tuhost pro provoz stroje. Vhodnějším polotovarem k výrobě rámu by pravděpodobně byl hutní profil I. K vyřešení tuhosti soustavy by bylo zapotřebí udělat detailní pevnostní analýzu.



Obrázek 66: Detail rámu.

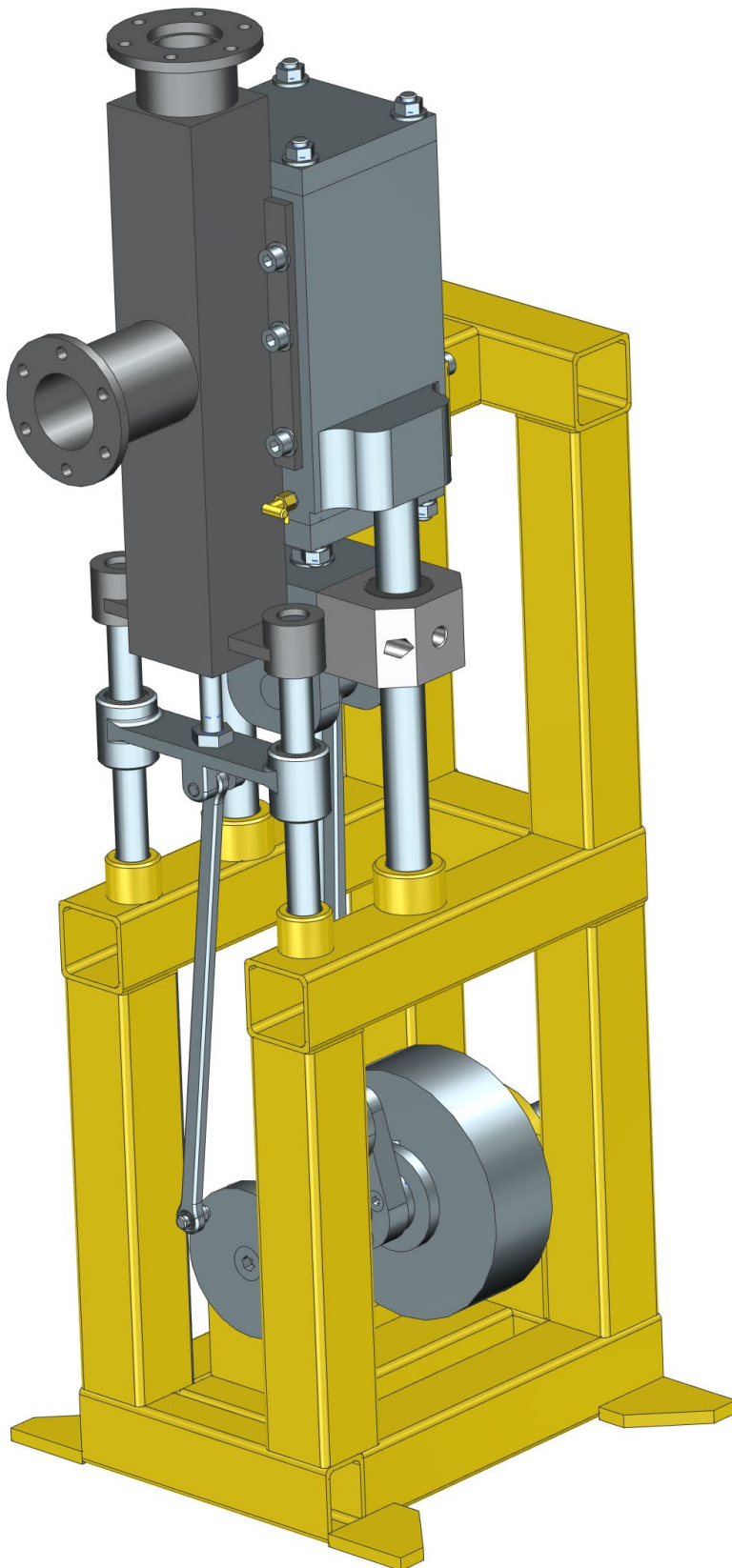
6.11 Návrh odvodnění motoru

Vzhledem k povaze navrhovaného motoru hrozí, že bude ve stroji často docházet ke kondenzaci. Z tohoto důvodu je ve válci vyvrtán kanálek zakončený závitem, ve kterém je umístěný odvodňovací ventil. Ventil je ovládaný manuálně.

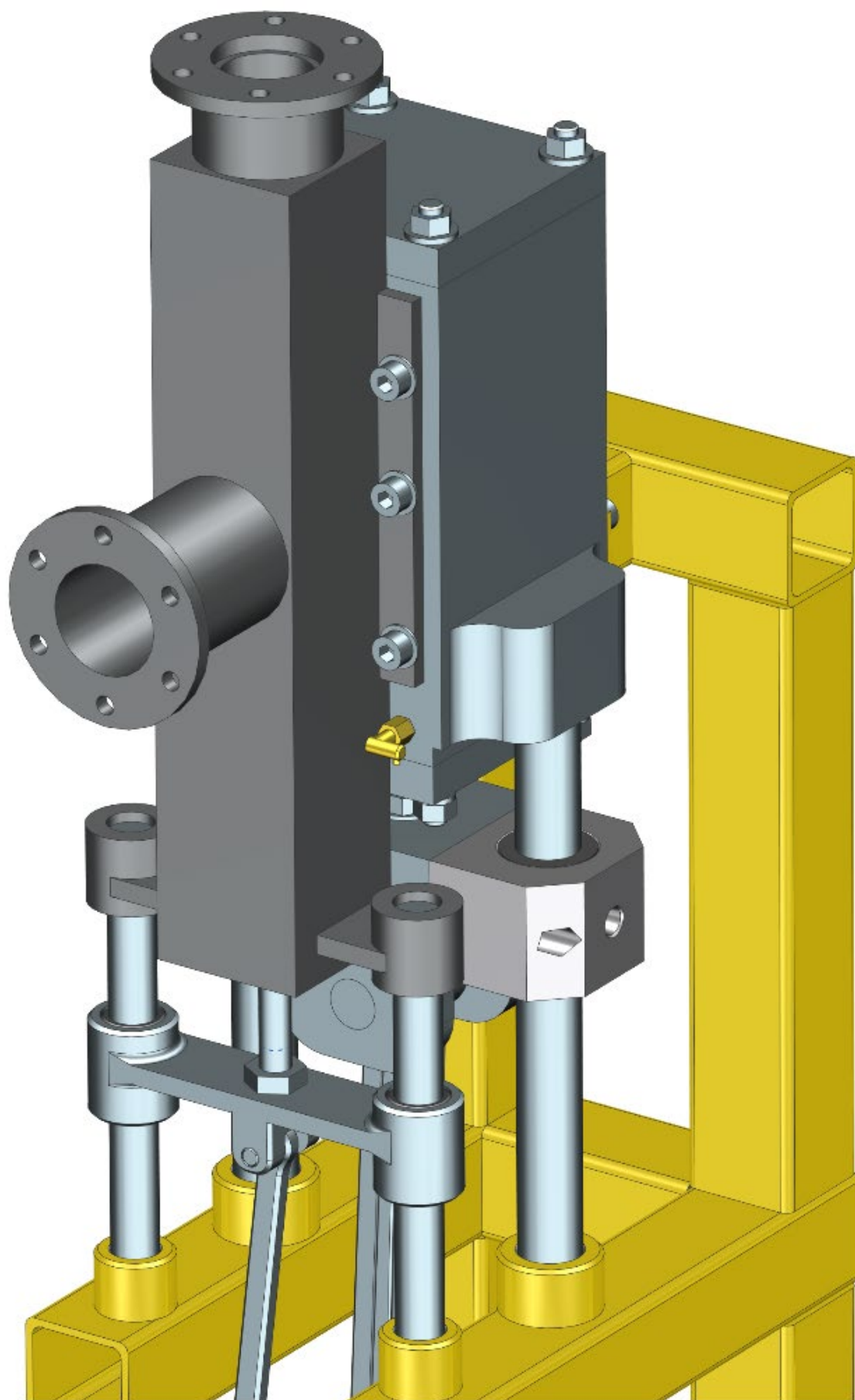


Obrázek 67: Detail odvodnění.

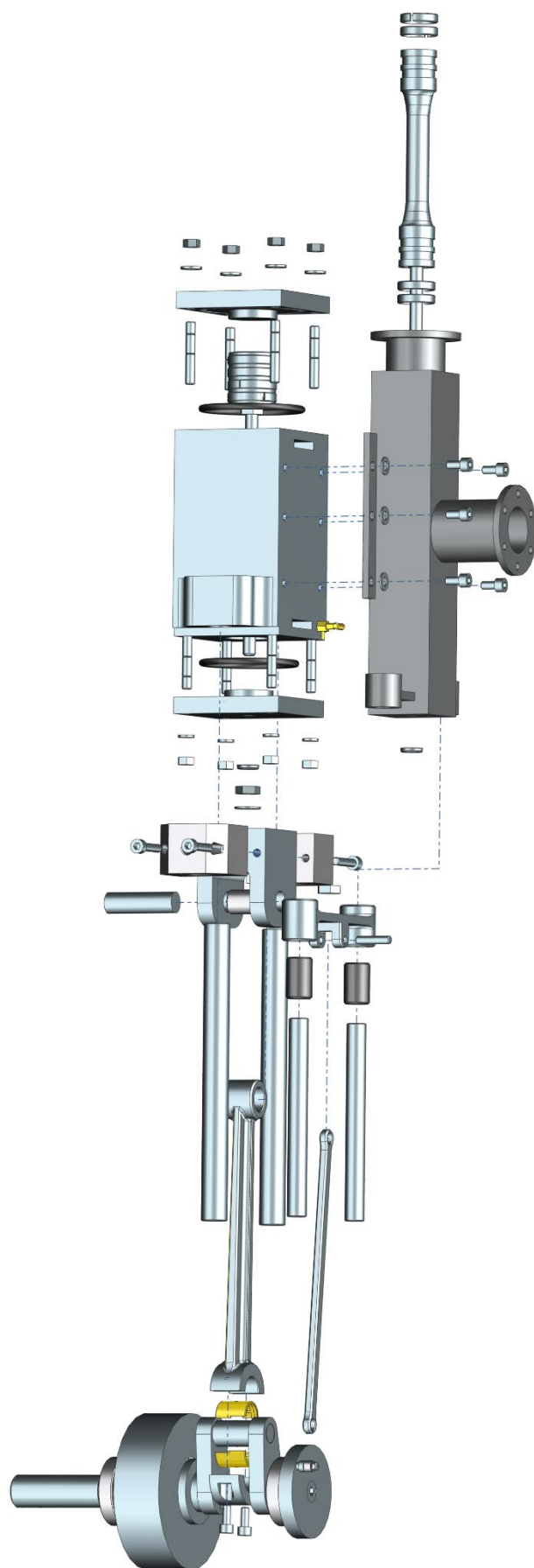
Rendery navrženého stroje



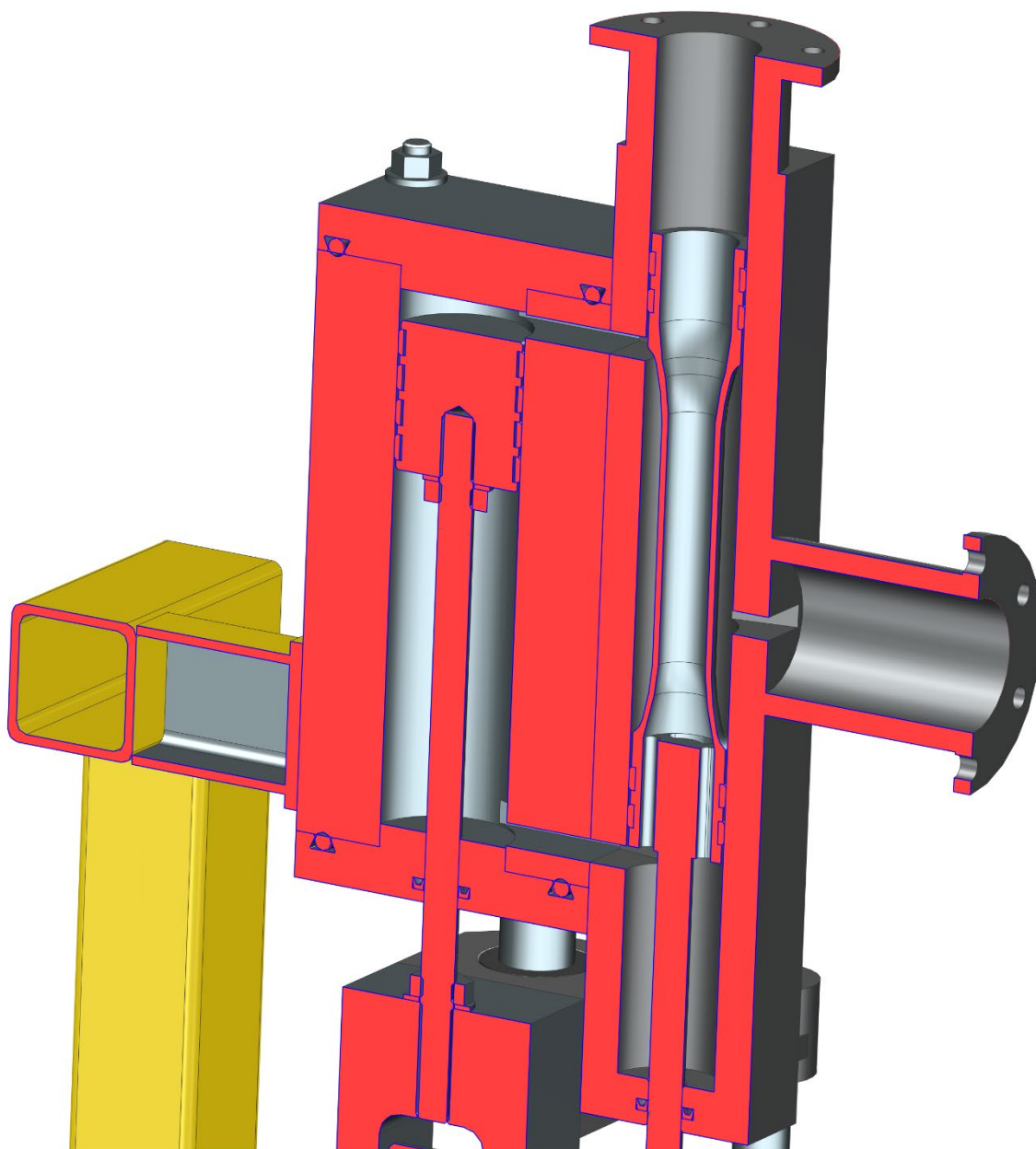
Obrázek 68: Render celého motoru.



Obrázek 69: Render motoru - pohled na válec a rozvod.



Obrázek 70: Rozpad sestavy motoru.



Obrázek 71: Řez motorem.

7. Závěr

V práci jsou popsány parní stroje, jejich historie i současnost. Dále je zde vysvětlen princip výroby páry sluncem. Práce obsahuje srovnání parního motoru s jeho hlavními konkurenty a obecná doporučení pro konstrukci malého parního motoru. V teoretické části jsou popsány základní termodynamické výpočty parního motoru.

Praktickým výstupem práce je termodynamický i konstrukční návrh parního motoru s výkonem 2 kWe. Navržený motor je koncipován jako stojatý kondenzační jednoválec na svařovaném rámu, rozvod páry je řešen excentricky poháněným dutým pístovým šoupátkem. Návrh je řešen od vstupního hrdla ostré páry po výstupní hrdlo páry vyfukované do kondenzátoru. Motor má výšku 556 mm, šířku 190 mm a hloubku 274 mm, přibližná hmotnost motoru je 65 kg. Většina dílů je vlastní konstrukce s výjimkou na trhu volně dostupných položek.

Termodynamický výpočet motoru je řešen kombinací výpočtů v tabulkovém editoru excel a v programovacím jazyce Python, samotná iterace pracovního objemu je ruční. Prvotní odhad velikosti pracovního prostoru byl proveden prostřednictvím indikovaného středního tlaku. Tato metoda se v minulosti používala jako hlavní řešení výpočtu výkonu motoru na základě jeho objemu. Vypočtená hodnota byla 75,5 cm³. Po spočtení metodou určitých integrálů jednotlivých úseků byla iteračně vypočtená velikost pracovního prostoru 65 cm³, jedná se o zmenšení původně určené velikosti pracovního prostoru o přibližně 17 %. Je tedy jasně patrné, že přesnější výpočet byl na místě. Termodynamický návrh se opírá o poznatky uvedené v literatuře [4], [7], [8], [12] a [15] a je doložen přílohou č. 9 a přílohou č. 10.

Mechanický návrh je u navrhovaných dílů podložen základními výpočty a u nakupovaných dílů jsou přiloženy technické listy, potvrzující vhodnost jejich aplikace (jedná se zejména o pístní těsnění a o-kroužky). Návrh motoru obsahuje i přibližný návrh setrvačnicku, pro přesný návrh by bylo nezbytné změřit reálné parametry na prototypu stroje. Rovněž tvar a umístění vtokových kanálků parního rozvodu by bylo vhodné optimalizovat na funkčním prototypu.

Samotná koncepce vychází z požadavku na jednoduchost stroje, možným dalším vývojem by bylo použití rozvodu s piezoelektrickými ventily ovládanými na základě údajů ze senzorů polohy na klikovém hřídeli. Takovéto řešení by nepotřebovalo mechanickou vazbu na hřídel, rovněž by bylo možné minimalizovat škodný prostor, a navíc by to umožnilo nezávislé nastavení jednotlivých rozvodných dějů. S nadsázkou bychom tento princip mohli přirovnat k technologii free valve, jejímž autorem je Christian von Koenigsegg.

Je otázkou, jak by se jednoválec choval při častém (pravděpodobně dennodenním) spouštění. Je totiž možné, že by se po vypnutí motoru zastavil v poloze, kdy je píst v horní nebo dolní úvratí, a pára tlačící na píst by tedy nemohla vyvinout moment potřebný k otočení hřídele (působila by na klikový hřídel na nulovém rameni). Tento problém by šlo vyřešit generátorem, pokud by jím byl například asynchronní motor. Mohl by totiž motor při startu protočil obdobně, jako startér u spalovacího motoru.

Navržený motor dosáhl hodnoty termodynamické účinnosti η_{TDi} 64,8 %. V literatuře [7] je uvedena obvyklá termodynamická účinnost pístových parních strojů v rozmezí 50 až 70 %. Účinnost tedy lze považovat za věrohodnou.

Seznam použitých zdrojů

- [1] *James Watt: ISSN 1214-7591* [online]. 2019 [cit. 2019-02-24]. Dostupné z: <http://www.converter.cz/fyzici/watt.htm>
- [2] *Heron of Alexandria* [online]. Chicago: Britannica, c2019 [cit. 2019-05-12]. Dostupné z: <https://www.britannica.com/biography/Heron-of-Alexandria>
- [3] *Thomas Savery* [online]. Chicago: Britannica, c2019 [cit. 2019-02-24]. Dostupné z: <https://www.britannica.com/biography/Thomas-Savery>
- [4] CARR, Matthew A. a Jim COWART. Thermodynamic modeling of 18TH century steam engines: Thermodynamic Modeling of a Newcomen Steam Engine. *American society for engineering education*[online]. American society for engineering education, 2012, 2012, 2012(AC 2012-4611), 17 [cit. 2019-05-12]. Dostupné z: <https://www.asee.org/public/conferences/8/papers/4611/download>
- [5] *Steam engine* [online]. Chicago: Britannica, 2019 [cit. 2019-05-12]. Dostupné z: <https://www.britannica.com/technology/steam-engine#ref97835>
- [6] *Steam engine* [online]. Gale: The Gale Encyclopedia of Science, 2019 [cit. 2019-02-21]. Dostupné z: <https://www.encyclopedia.com/science-and-technology/technology/technology-terms-and-concepts/steam-engine>
- [7] KLÁG, Josef. *Parní stroje: učební text pro vyšší strojnické školy*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1953.
- [8] ŠKORPÍK, Jiří. Pístový parní motor (Parní stroj), *Transformační technologie*, 2010-06, [last updated 2012-04]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/28.html>. English version: Steam piston engine. Web: http://www.transformacni-technologie.cz/en_28.html.
- [9] ŠKORPÍK, Jiří. Sluneční záření jako zdroj energie, *Transformační technologie*, 2006-09, [last updated 2015-02]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <https://www.transformacni-technologie.cz/02.html>
- [10] ŠKORPÍK, Jiří. Lopatkový stroj, *Transformační technologie*, 2009-08, [last updated 2018-09-26]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <https://www.transformacni-technologie.cz/11.html>. English version: Turbomachine. Web: https://www.transformacni-technologie.cz/en_11.html.
- [11] ŠKORPÍK, Jiří. Stirlingův motor, *Transformační technologie*, 2009-06, [last updated 2013-03]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <https://www.transformacni-technologie.cz/33.html>. English version: Stirling engine. Web: https://www.transformacni-technologie.cz/en_33.html.
- [12] KŘIVÁNEK, V. *Parné motory, turbokompresory a spalovací turbíny*. Vyd. 3. Vydavatelství Štátné nakladateľstvo technickej literatúry, 1954, Bratislava. 186 s

- [13] Heat transfer fluid pump for concentrated solar power [online]. Winterthur, Switzerland, 2020 [cit. 2020-04-04]. Dostupné z: <https://www.sulzer.com/en/shared/applications/heat-transfer-fluid-pump-for-concentrated-solar-power>
- [14] Solar-driven high-temperature steam generation at ambient pressure [online]. China, 2019 [cit. 2020-02-17]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1002007119301613>
- [15] ŠKORPÍK, Jiří. Termodynamický návrh pístového parního motoru, Transformační technologie, 2012-11, [last updated 2020-04]. Brno: Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <https://www.transformacni-technologie.cz/29.html>.
- [16] *Princip stirlingova motoru [online]. Dolní Životice, 2010 [cit. 2020-01-01]. Dostupné z: <http://stirlingmotor.cz/princip.html>*
- [17] Nitinol engine [online]. Liberty Lake, USA: Clear Tech, 2019 [cit. 2020-01-01]. Dostupné z: <http://free-energy.ws/nitinol-engines/>
- [18] Nitinol Heat Engines [online]. IMAGES Scientific Instruments, 2007 [cit. 2019-07-24]. Dostupné z: <https://www.imagesco.com/articles/nitinol/09.html>
- [19] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. Strojnické tabulky: Pomocná učebnice pro školy technického zaměření. Čtvrté doplněné vydání. Úvaly: Albra, 2008, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7
- [20] ŠKORPÍK, Jiří. Základní rovnice klikového mechanismu parního motoru, Transformační technologie, 2011-08, [last updated 2020-04]. Brno: Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <https://www.transformacni-technologie.cz/31.html>.
- [21] ŠKORPÍK, Jiří. Tepelné oběhy a jejich realizace, Transformační technologie, 2006-11, [last updated 2019-04-21]. Brno: Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <https://www.transformacni-technologie.cz/06.html>. English version: Heat cycles and their realizations. Web: https://www.transformacni-technologie.cz/en_06.html.
- [22] ŠKORPÍK, Jiří. Vyšetření pohybu a rozměrů šoupátka, Transformační technologie, 2010-06, [last updated 2020-04]. Brno: Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <https://www.transformacni-technologie.cz/30.html>.
- [23] SKF PCM 131520 E Kluzné pouzdro s kompozitem PTFE. Mateza [online]. Brno, 2020 [cit. 2020-06-07]. Dostupné z: <https://www.mateza.cz/eshop/kluzne-pouzdro-skf-pcm-131520-e>
- [24] SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. Budynas. Konstruování strojních součástí. Brno: Nakladatelství VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [25] O-Ring materials. ERIKS - o-ring info [online]. 2020 [cit. 2020-05-14]. Dostupné z: <https://o-ring.info/en/materials/>

- [26] Bushing data. SKF [online]. 2020 [cit. 2020-03-22]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/plain-bearings/bushings-thrust-washers-strips/bushings/bushing-data>
- [27] Aluminium Alloy 5052. Aalco.com [online]. London, 2020 [cit. 2020-05-22]. Dostupné z: http://www.aalco.co.uk/datasheets/Aluminium-Alloy-5052-H32-Sheet-and-Treadplate_138.ashx

Seznam použitých zkratek, symbolů a veličin

Zkratka/symbol/veličina	Jednotka	Vysvětlení
a	m	Šířka parního kanálu.
A_i	J	Vnitřní práce.
a_i	J/kg	Měrná skutečná vnitřní práce.
A_{id}	J	Ideální vnitřní práce.
a_{id}	J/kg	Měrná ideální práce
A_s	mm ²	Výpočtový průřez šroubu.
b_k	m	Výška pístního kroužku.
C	-	Deformační konstanta.
d_T	m	Průměr pístní tyče.
D	m	Průměr válce.
D_t	m	Střední průměr těsnění.
ΔE_k	J	Rozdíl kinetických energií.
e	m	Výstřednost šoupátka.
E_{lit}	GPa	Youngův modul litiny.
E_{sroub}	GPa	Youngův modul šroubu.
F_a	N	Síla působící na mechanismus v axiálním směru.
F_D	N	Výsledná síla působící na píst od tlaku páry v dolní komoře.
F_G	N	Výslednice tíhových sil působících na mechanismus.
F_H	N	Výsledná síla působící na píst od tlaku páry v horní komoře.
F_i	N	Síla předpětí.
F_k	N	Síla působící na vodítko pístní tyče.
F_{krit}	N	Kritická síla působící na prut, způsobující mezní stav vzpěrné stability.
F_l	N	Síla působící na ojnici.
F_{max}	N	Nejvyšší hodnota síly působící na prut.
F_p	N	Výsledná síla působící na klikový mechanismus ve směru posuvu pístu.
$F_{p,s}$	N	Provozní síla vztažená na jeden šroub.

F_S	N	Setrvačná síla posuvných hmot, které jsou v propojeny mechanicky s pohybem pístu.
$F_{S,S}$	N	Výsledné zatížení šroubu v provozním stavu.
$F_{v,S}$	N	Výsledné silové zatížení součástí v provozním stavu.
F_{z4}	N	Třecí síla vznikající při tření pístních kroužků a pístu o válec.
F_{z5}	N	Třecí síla vznikající tření vedení pístní tyče.
F_{z6}	N	Třecí síla vznikající při tření pístní tyče o ucpávky.
g	m/s ²	Gravitační zrychlení.
h	kJ/kg	Entalpie.
h_v	m	Vzdálenost mezi horním a spodním kanálem.
i	-	Počet šroubů.
I	kg/m ²	Moment setrvačnosti setrvačníku.
I_{min}	mm ⁴	Minimální kvadratický moment průřezu.
k	-	Součinitel bezpečnosti.
k	m/s ²	Zrychlení posuvných hmot mechanismu.
k_{MSP}	-	Součinitel bezpečnosti vůči meznímu stavu pružnosti.
k_n	-	Počet pracovních objemů.
k_o	-	Součinitel bezpečnosti vůči sevření.
k_p	kN/mm	Tuhost spoje.
k_s	kN/mm	Tuhost šroubu.
k_{SP}	-	Součinitel bezpečnosti vůči zkušebnímu napětí.
l_b	m	Délka válcové části dříku se závitem.
l_e	m	Délka expanze.
l_g	m	Délka válcové části dříku bez závitu.
l_k	m	Délka komprese.
L_{max}	m	Maximální zdvih pístu.
L_o	m	Délka ojnice pístu
l_p	m	Délka plnění.
L_p	m	Zdvih pístu.
L_s	m	Celkový zdvih šoupátka.
$L_s(\varphi)$	m	Okamžitá poloha šoupátka v závislosti na úhlu natočení hřídele, vztažená k jeho střední poloze.
$l_{s,o}$	m	Délka ojnice šoupátka.

l_v	m	Délka výfuku.
m	kg	Hmotnost posuvných hmot.
m_{II}	kg	Množství páry v pracovním objemu v okamžiku II.
m_{IV}	kg	Množství páry v pracovním objemu v okamžiku IV.
\dot{m}_{ext}	kg/hod	Hmotnostní tok vyfukované páry.
\dot{m}_i	kg/hod	Přímá spotřeba páry v motoru.
m_{ik}	kg	Přímá spotřeba páry jednoho pracovního objemu.
M_k	Nm	Kroutící moment na výstupním konci motoru.
m_{set}	kg	Hmotnost setrvačníku.
m_{zdvih}	kg	Hmotnost znovu přivedené páry.
M_{z1}	Nm	Třecí moment vznikající třením v hlavních ložiscích hřídele.
M_{z3}	Nm	Třecí moment vznikající třením v ojnicích čepech.
M_{z2}	Nm	Třecí moment vznikající třením v ojnicích ložiscích.
n	-	Koeficient polytropy.
n	min ⁻¹	Počet pracovních cyklů motoru za minutu (otáčky).
n_c	-	Počet pracovních cyklů za 1 otočku hřídele.
P	mm	Rozteč závitů.
P	W	Výkon motoru.
p_I	Pa	Tlak v bodě I.
p_{II}	Pa	Tlak v bodě II.
p_{III}	Pa	Tlak v bodě III.
p_{IV}	Pa	Tlak v bodě IV.
p_{at}	Pa	Atmosférický tlak.
p_D	Pa	Tlak páry pod pístem.
p_H	Pa	Tlak páry nad pístem.
P_i	W	Vnitřní výkon motoru.
P_m	W	Mechanický výkon klikového mechanismu na konci hřídele.
P_t	W	Třecí výkon mechanismu způsobený třecími ztrátami v klikovém mechanismu.
r	m	Délka ramene kliky
$r_{krouzek}$	m	Vnitřní poloměr hřídelového pojistného kroužku.
$R_{p0,2}$	MPa	Smluvní mez kluzu.
r_r	m	Poloměr rozvodu.

r_{set}	m	Poloměr setrvačníku.
s	m	Tloušťka válce.
s	kJ/kg.K	Entropie.
S	m ²	Průtočná plocha.
S_3	mm ²	Průřez jádra šroubu.
s'	m	Tloušťka víka válce.
S_d	mm ²	Průřez válcové části dřívku.
S_p	MPa	Zkušební napětí.
$S_{pist,min}$	m	Minimální tloušťka pístu.
t_D	m	Tloušťka spodní strany šoupátka.
t_H	m	Tloušťka horní strany šoupátka.
t_k	m	Tloušťka pístního kroužku.
V_0	cm ³	Předchozí vstup páry.
V_I	cm ³	Pracovní objem v bodě I.
V_{II}	cm ³	Pracovní objem v bodě II.
V_{III}	cm ³	Pracovní objem v bodě III.
V_{IV}	cm ³	Pracovní objem v bodě IV.
v_c	m	Vůle mezi víkem válce a pístem v horní úvrati.
$v_{o,krouzek}$	m/s	Obvodová rychlost hřídelového pojistného kroužku.
v_{os}	m/s	Obvodová rychlost setrvačníku.
V_p	cm ³	Pracovní objem motoru.
$v_{s,st}$	m/s	Navrhnutá střední pístová rychlost.
v_s	m/s	Střední pístová rychlost.
v_{set}	m	Výška setrvačníku.
V_{set}	m ³	Objem setrvačníku.
V_z	cm ³	Zdvihový objem motoru.
w_{st}	m/s	Střední rychlost páry.
w_{ext}	m/s	Rychlost vystupující páry.
x	m	Poloha pístu v závislosti na natočení klikové hřídele
z	m	Výška parního kanálu.
γ	°	Úhel, který svírá ojnice se směrem pohybu pístu.
δ	°	Úhel naklínování šoupátka.
δ_s	-	Nerovnoměrnost chodu.
η_{iz}	-	Vnitřní účinnost.

η_m	-	Mechanická účinnost.
η_{TDi}	-	Termodynamická účinnost.
λ	-	Štíhlost prutu.
λ_m	-	Mezní štíhlost prutu.
μ	kg/kWh	Měrná spotřeba páry v motoru.
μ'	kg/kWh	Měrné ztráty v motoru způsobené předčasnou kondenzací páry.
μ''	kg/kWh	Měrné ztráty v motoru způsobené předčasnou vnitřními i vnějšími netěsnostmi.
ρ_{ocel}	kg/m ³	Hustota oceli.
τ	s	Doba jednoho cyklu.
τ_p	s	Doba plnění.
τ_v	s	Doba výfuku.
φ	°	Úhel natočení klikového hřídele.
φ_0	cm ³	Škodný prostor.
ψ_{real}	-	Součinitel zmenšení objemu válce.
ω	rad/s	Úhlová rychlost otáčení hřídele.
ω_1	rad/s	Maximální úhlová rychlost hřídele za jednu otočku.
ω_2	rad/s	Minimální úhlová rychlost hřídele za jednu otočku.
ω_s	rad/s	Střední úhlová rychlost.
ω_s	rad/s	Střední úhlová rychlost.

Seznam obrázků a grafů

Obrázek 1: Render navrženého motoru	12
Obrázek 2: Schéma Saveryho motoru	14
Obrázek 3: Newcomenův parní motor	15
Obrázek 4: Parní motor Jamese Watta	16
Obrázek 5: Expanze a škrcení páry	17
Obrázek 6: Jednoválcový parní stroj.....	18
Obrázek 7: Dvojčítý parní stroj	18
Obrázek 8: Trojčítý parní stroj	19
Obrázek 9: Tandemový parní stroj	19
Obrázek 10: Sdružený parní stroj	19
Obrázek 11: Vulfický parní stroj	20
Obrázek 12: Druhy motorů dle působení páry ve válci	20
Obrázek 13: Hlavní součásti parního motoru.....	21
Obrázek 14: Schéma plnění dvojčinného motoru s pístovým šoupátkem.	24
Obrázek 15: Působení výstředníku [7 - vl. Zpracování].....	24
Obrázek 16: Kinematické schéma šoupátka.	25
Obrázek 17: Schématický řez plochého šoupátka [7 - vl. Zpracování]	25
Obrázek 18: Schematický řez pístovým šoupátkem.	26
Obrázek 19: Schematický řez ventilovým rozvodem. [7 - vl. Zpracování].....	26
Obrázek 20: Zjednodušené schéma realizace RC oběhu [21 - vl. zpracování].....	27
Obrázek 21: RC cyklus v Ts a is diagramu vody a vodní páry [21]	28
Obrázek 22: Přibližné energetické toky v pístovém jedno šoupátkovém motoru. [8]..	29
Obrázek 23: Ideální pV diagram oběhu parního motoru.	29
Obrázek 24: Reálný pV diagram oběhu parního motoru.	30
Obrázek 25: Porovnání reálného a ideálního oběhu	30
Obrázek 26: Graf znázorňující přibližnou spotřebu páry motoru [15]	33
Obrázek 27: Solární elektrárna s parním oběhem. [9]	34
Obrázek 28: Solární výrobce páry se zakřivenými zrcadly [13 - vl. zpracování]	35
Obrázek 29: Schéma stirlingova motoru, modifikace Alfa. [16 - vl. zpracování]	36
Obrázek 30: Porovnání spotřeby paliva objemových a lopatkových strojů. [10].....	36
Obrázek 31 - schéma Nitinolova motoru.....	37
Obrázek 32: Koncepte navrhovaného motoru.....	39
Obrázek 33: Reálný pV diagram navrhovaného motoru.....	40

Obrázek 34: Reálný pV diagram navrženého motoru.....	43
Obrázek 35: Schéma klikového mechanismu. [20 – vl. Zpracování]	48
Obrázek 36: Rozbor sil působících na klikový mechanismus [20]	49
Obrázek 37: Průběh jednotlivých sil jako funkce pootočení hřídele [20]	50
Obrázek 38: Základní způsoby vedení pístní tyče [20 - vl. zpracování].....	51
Obrázek 39: Výpočet M_k od sil působících na píst. [20]	52
Obrázek 40: Vyznačení třecích sil a momentů v klikovém mechanismu. [20]	52
Obrázek 41: Průběh momentů v závislosti na pootočení hřídele. [20].....	53
Obrázek 42: Hlavní rozměry pístového dutého šoupátka.	54
Obrázek 43: Zeunerův rozvodový diagram. [7 - vl. zpracování]	55
Obrázek 44: Kinematická vazba šoupátka. [22 - vl. zpracování]	55
Obrázek 45: Zobrazení úhlu natočení klikového hřídele v rozvodných okamžicích. ...	56
Obrázek 46: Řez parním kanálem.	57
Obrázek 47: Polární rozvodový diagram navrženého šoupátka.	58
Obrázek 48: Render navrženého rozvodu ve střední poloze.....	60
Obrázek 49: Render šoupátkového pouzdra.	60
Obrázek 50: Řez šoupátkem.....	61
Obrázek 51: Render navrženého šoupátka.....	61
Obrázek 52: Srovnání drážek na o-kroužek.....	64
Obrázek 53: Detail těsnění víka motoru.....	65
Obrázek 54: Varianty spojení pístu s pístní tyčí.	68
Obrázek 55: Detail řešení pístu.....	69
Obrázek 56: Render pístního kroužku.	70
Obrázek 57: Detail těsnění Parker NLI.	72
Obrázek 58: Schéma setrvačníku.....	72
Obrázek 59: Detail ojnice s kluznými ložisky.	74
Obrázek 60: Render ložiskové pánve (klikového ložiska ojnice).	75
Obrázek 61: Nákres mazání ložiskové pánve.	75
Obrázek 62: Porovnání celistvé (nalevo) a skládané (napravo) klikové hřídele.....	76
Obrázek 63: Render navržené klikové hřídele, rozpad sestavy.....	76
Obrázek 64: Render osazené klikové hřídele.	77
Obrázek 65: Render sestavy křížáku, napravo detail lineárního vedení.	78
Obrázek 66: Detail rámu.....	79
Obrázek 67: Detail odvodnění.....	79

Obrázek 68: Render celého motoru.	80
Obrázek 69: Render motoru - pohled na válec a rozvod.	81
Obrázek 70: Rozpad sestavy motoru.....	82
Obrázek 71: Řez motorem.....	83

Seznam příloh

- 1 Produktový katalog těsnících prvků – DuPont Kalrez
- 2 Katalog závrtných metrických šroubů.
- 3 Federal Mogul, návod na montáž motorových ložisek
- 4 Výpočtová zpráva křížákového ložiska ojnice
- 5 Výpočtová zpráva hlavních ložisek klikového hřídele
- 6 Produktový list ložisek Norelem
- 7 Produktový katalog těsnících prvků Parker
- 8 Produktový katalog teflonových pístních kroužků
- 9 Výpočetní list - excel
- 10 Výpočtový program pro určení hodnoty určitého integrálu - Python
- 11 Sestavový výkres navrženého parního motoru