

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ

Ústav energetiky



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Návrh sondy pro měření hrubé vodní disperze v parních turbínách

Vedoucí práce: Ing. Ondřej Bartoš, Ph.D.

Autor: Bc. Marek Nedoma

Praha, 2019

Zadání



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Nedoma** Jméno: **Marek** Osobní číslo: **406318**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav energetiky**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Energetika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Návrh sondy pro měření hrubé vodní disperze v parních turbínách

Název diplomové práce anglicky:

A new probe design for the measurement of the coarse droplets in steam turbine

Pokyny pro vypracování:

Eroze posledních stupňů parních turbín v důsledku přítomnosti kapalných fází v proudu páry je téma které si stále zaslouží pozornost. Pro zlepšení spolehlivosti a prodloužení provozu je nezbytné znát co nejlépe strukturu kapalných fází v parních turbínách. Zvláště pro erozi nejpodstatnější je znalost rozměrové distribuce hrubé vodní disperze. Práce je zaměřena na návrh nové sondy pro detekci kapek.

Práce bude obsahovat:

1. Rešerše stavu poznání o erozi v nízkotlakých dílech parních turbín.
2. Teoretický rozbor erozních mechanismů v PT.
3. Konstrukční návrh sondy pro měření kapek.
4. Dílčí testy sondy (např. kalibrace kamery).

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Ondřej Bartoš, Ph.D., ústav energetiky FS

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

Datum zadání diplomové práce: **23.04.2019**

Termín odevzdání diplomové práce: **05.06.2019**

Platnost zadání diplomové práce: **31.12.2020**

Ing. Ondřej Bartoš, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

29/04/2019

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Anotační list

Jméno autora:	Bc. Marek Nedoma
Název diplomové práce:	Návrh sondy pro měření hrubé vodní disperze v parních turbínách
Anglický název:	A new probe design for the measurement of the coarse droplets in steam turbine
Akademický rok:	2018/2019
Ústav/odbor:	Ústav energetiky
Vedoucí diplomové práce:	Ing. Ondřej Bartoš, Ph.D.
Bibliografické údaje:	počet stran 76 počet obrázků 47 počet tabulek 3 počet grafů 3 počet příloh 0
Klíčová slova:	Parní turbína, návrh sondy, vodní disperze, kinematika, eroze lopatek parní turbíny, kalibrace endocentrického objektivu, MATLAB, Autodesk Inventor.
Keywords:	Steam turbine, probe design, coarse droplets, kinematics, turbine blade erosion, endocentric lenses calibration, MATLAB, Autodesk Inventor.

Anotace

Diplomová práce se zabývá erozí parních lopatek a návrhem sondy pro měření hrubé vodní disperze v parních turbínách. První část teoreticky popisuje mechanismy eroze parních lopatek v posledních stupních parních turbín srážkami vodních kapek s povrchem lopatky. Druhá část se věnuje konstrukčnímu návrhu sondy, která se v praxi použije pro záznam distribuce vodních kapek v prostoru parní turbíny. Koncept sondy je v kritických místech ověřen pevnostními a kinematickými výpočty. 3D model sondy je vyvíjen pomocí programu Autodesk Inventor. Součástí druhé části je zároveň praktické měření kalibrace endocentrického objektivu kamery, pro jehož zhodnocení byl využit program MATLAB a popis instalace a testování lineárního servomotoru.

Abstract

This diploma thesis deals with turbine blade erosion and a new probe design for the measurements of coarse droplets progression in the steam turbines. The first section theoretically describes the mechanisms of water droplets erosion and their impact on the turbine blade surfaces in the last-stages of steam turbine by interaction between the water droplets and the blade surface. The second section is concerned with the designing of a new probe model which would be in practice used to record water droplet distribution inside the steam turbine. Probe structural design is tested on strength using strength and kinematics calculations in the critical areas. The 3D probe model is developed in the Autodesk Inventor software. Practical endocentric lenses calibration is also a part of the second section. Calibration was evaluated in the MATLAB software. At the end of this part a linear servomotor installation and testing are mentioned.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně a použil jsem pouze podklady uvedené v příloženém seznamu.

Datum

Podpis

Poděkování

Tímto bych velmi rád poděkoval vedoucímu mé diplomové práce Ing. Ondřeji Bartošovi, Ph.D. za inspiraci, odbornou konzultaci, pomoc a poskytnutou literaturu. Svým blízkým pak děkuji za upřímnou podporu a motivaci, kterou mi pomáhají po celou dobu mého studia.

Obsah

1 Úvod	8
2 Teoretická část	10
2.1 Poslední stupeň parních turbín	10
2.2 Eroze lopatek parní turbíny	12
2.2.1 Fáze průběhu eroze způsobené dopadem vody	14
2.2.2 Rychlost srážky vodních kapek s povrchem lopatky	15
2.2.3 Tvar a velikost vodních kapek	18
2.2.4 Drsnost lopatek	20
2.2.5 Úhel dopadu	21
2.2.6 Počet kapek	23
2.2.7 Mechanické vlastnosti materiálu	24
2.3 mechanizmy usazování kapek na povrchu lopatky	25
2.3.1 Turbulentní difúzní mechanismus	25
2.3.2 mechanismus usazování vlivem setrvačných sil	26
2.4 Redukce eroze způsobené dopadem kapek vodní páry	26
2.4.1 Snížení vlhkosti	26
2.4.2 Zahřívání povrchu lopatek	27
2.4.3 Ochranná erozivní vrstva	27
2.4.4 Úprava povrchu lopatek kalením	28
2.4.5 Konstrukce lopatek ze slitin titanu	29
3 Praktická část	30
3.1 Extinkční sonda	30
3.2 Konstrukční řešení a návrh fotogrammetrické sondy	30
3.2.1 Střední díl se servomotorem pro axiální posun kamery	32
3.2.2 Zadní válcový držák	39
3.2.3 Přední válcový držák	40
3.2.4 Hlava sondy s víkem	57
3.3 Kalibrace optického systému sondy	59
3.4 Lineární servomotor pro posuv video kamery	63
4 Závěr	67

1. Úvod

Parní turbíny mají v dnešní době stále největší celosvětový podíl na výrobě elektrické energie. Je proto důležité, aby se jednalo o efektivně pracující stroje s robustní konstrukcí zaručující dlouhou dobu provozu. Jednou z podmínek dodržení vysoké provozní spolehlivosti a životnosti parních turbín je sledování opotřebení lopatek v nízkotlakých stupních parních turbín. Opotřebení lopatek je největší měrou ovlivněno erozí způsobenou kondenzující mokrou parou v posledních stupních parní turbíny, která je problémem od počátku jejich provozu.

Proudění páry v turbínách, provoz v nenávrhovém režimu, kondenzace a její vlastnosti byly detailněji popsány A. Stodolou v roce 1922 a následně v jeho knize publikovány. Postupem času se zvýšil zájem problematiku kondenzace v parních turbínách podrobněji studovat. Milníkem byl konec 50. let 19. stol. a vědecké studie autorů Traupel (1959), Bullock (1960), Kirilov (1962), analyzující možnosti zvýšení účinnosti a prodloužení doby životnosti parních turbín. Detailní studie týkající se problematiky rychle proudící kondenzující páry publikoval Stiver (1963), významnou v této oblasti je studie od Gyarmathy (1962). Z historického hlediska se problematika mokré páry začala v globálním měřítku podrobně zkoumat v 80. letech 20. století, kdy technologický pokrok v oblasti optického měření umožnil kapky, kondenzující v posledním stupni parní turbíny, měřit. V tomto období vznikly první rozsáhlejší studie z oblasti výzkumu parních turbín v České republice, které lze spojit s autory Petr, V. (ČVUT FS Praha) nebo Tajč, L. (Plzeň) [1] [11].

U nejmodernějších parních turbín se v této době délka lopatek pohybovala přes 1 m, což mělo za následek větší obvodovou rychlost, a tím pádem rychlejší opotřebení hran konců lopatek. V 90. letech se výzkum zaměřil především na aerodynamické vlastnosti lopatek - největší změnu zaznamenal především jejich tvar. Problematika eroze lopatek zůstávala nadále aktuální. Je třeba také zmínit jaderné elektrárny, kde je problematika proudění mokré páry v turbínách celosvětově aktuální a potřebná. Intenzita potřeby věnovat se výzkumu a experimentování v oblasti mokré páry tak ovlivňuje aktuální postoj k jaderné energetice. Turbíny v jaderných elektrárnách s tlakovodním reaktorem, které jsou nejběžnějším typem reaktoru, pracují v oblasti mokré páry v celé svojí délce. Potřebu zabývat se důkladněji mokrou parou umocnil příchod nových parních turbín začátkem 21. století, které pro zlepšení účinnosti pracovaly s nadkritickými až superkritickými parametry páry. Provoz parních turbín v mokré páře je nutný a vzhledem k navýšení účinnosti

i žádoucí. Nárůstu účinnosti turbíny lze mimo jiné dosáhnout intenzifikací parametrů admisní teploty a tlaku vstupní páry do turbíny. Superkritické parametry vyžadují použití kvalitnějších materiálů na konstrukci turbíny. Stávající špičkové bloky pracují s přehřátou párou o teplotě až 620 °C a tlakem 30 MPa. Parní turbíny, uvedené do provozu po roce 2020, předpokládají teploty až 800 °C a tlak 38 MPa [1] [4].

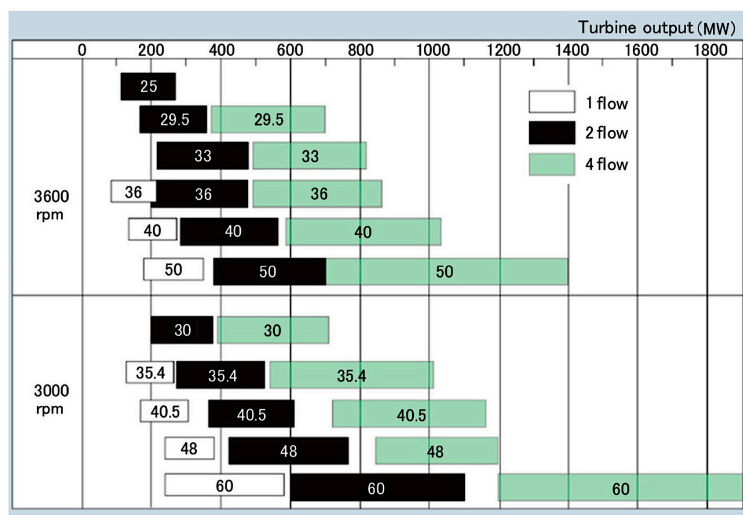
Neustálý vývoj parních turbín s cílem zvýšit jejich výkon hledal kompromis mezi vysokou účinností a spolehlivostí. Důsledkem se stal trend postupného prodlužování lopatek a zvětšení jejich plochy v posledních stupních turbíny. Tyto lopatky mají největší vliv na celkovou účinnost turbosoustrojí. Současné špičkové parní turbíny používají běžně oběžná kola s lopatkami výrazně přesahujícími délku 1 m. Výhodou nasazení dlouhých lopatek je zvětšení objemového průtoku na výstupu z turbíny a s tím spojené navýšení výstupního výkonu a účinnosti. Při zachování stejného hmotnostního průtoku pracovní látky umožňují dlouhé lopatky provoz při nižších rychlostech, čímž zmenšují ztrátu výstupní rychlostí. V případě potřeby zpracovat velký průtok média, který vyžaduje nasazení delších lopatek než povolený maximální limit, je nutné řešit turbínu s větším počtem paralelních výstupů (tzv. víceproudové vedení), kterým vyhovuje kratší délka lopatky. Negativem použití víceproudového vedení turbíny jsou energetické ztráty výstupní rychlostí (snaha dosáhnout kolmý směr výstupní rychlosti pracovní látky na odtokové hraně lopatky je v případě delších lopatek obtížnější), které rostou s jejím kvadrátem a vyšší pořizovací cena – navýšení účinnosti je tak do značné míry limitováno. Nejlepším řešením je proto maximální objemový průtok pro jednotlivé výstupy z parní turbíny optimalizovat – snaha nasazovat dlouhé lopatky však stále přetrvává.

2. Teoretická část

2.1. Poslední stupeň parních turbín

Několikastupňové parní turbíny se běžně využívají pro zařízení, u nichž je požadavkem vyšší výstupní výkon a zpracování velkého entalpického spádu, protože v takových případech dosahují lepší účinnosti a zároveň umožňují lépe kontrolovat objemový průtok média turbínou. Příkladem takových zařízení jsou právě parní turbíny v klasických elektrárnách, kdy výstupní výkon běžně přesahuje desítky až stovky MW. Použití několika stupňů umožní dělenou expanzi (při kondenzaci pracovní látky), která zlepšuje efektivitu využití spádu a pozitivně ovlivňuje celkovou účinnost. Počet stupňů parní turbíny je vzhledem k technologickým a ekonomickým možnostem v praxi zpravidla omezen na 30 až 40 stupňů. Při větším počtu stupňů vychází konstrukce rotoru ekvivalentně větší a hmotnější, tím se zvyšuje dynamické namáhání, které se může projevat odlišnými způsoby v různých částech rotoru a různých provozních režimech a riziko vibrací [2] [3].

Poslední stupeň parní turbíny (nízkotlaký díl) ovlivňuje zásadní měrou termodynamickou účinnost celého stroje. Jedná se o jednu z nejdůležitějších komponent, od které se dále částečně odvíjí celková spolehlivost a struktura turbíny. Lopatky oběžného kola jsou zde nejdelší a určují velikost zařízení. S velikostí lopatek roste výstupní výkon a objemový průtok expandované páry [4] [5].



Obr. 1: Porovnání výstupního výkonu v závislosti na délce lopatky posledního stupně turbíny (při otáčkách 3000 a 3600 ot/min) [5]

Aby bylo možné dosáhnout co nejvyšší termodynamické účinnosti, musí výstupní průřez posledního stupně odpovídat takovému objemovému průtoku pracovní látky a protitlaku, aby bylo možné dosáhnout co nejmenší výstupní rychlost. Pro taková zařízení s délkou lopatky zpravidla přesahující 1 m přesahuje obvodová rychlost na špičce lopatky rychlost zvuku. S vysokou rychlostí je spojeno velké aerodynamické zatížení, které se negativně projevuje v důsledku vlivů stlačitelnosti a vazkosti pracovní látky, kdy obtékání lopatek způsobuje rázové vlny, které vedou k možným nežádoucím vibracím a nárůstu ztrát. Návrh profilů lopatek musí být precizní, a to jak z materiálového, tak i z konstrukčního hlediska [4].



Obr. 2: Oběžné lopatky posledního stupně nízkotlakého rotoru parní turbíny v jaderné elektrárně Temelín [4]

Pracovní pára protékající posledním stupněm parní turbíny se nazývá mokrá pára (směs syté páry a syté kapaliny, velikost kapiček vody primárně závisí na průběhu nukleace a kondenzace). Při expanzi páry klesá teplota a tlak proudící páry tak, že pára přestává být přehřátá a začínají se v ní vytvářet kapičky kondenzátu. Mokrá pára je na rozdíl od suché páry díky obsahu zkondenzovaných částic vody viditelná [4].

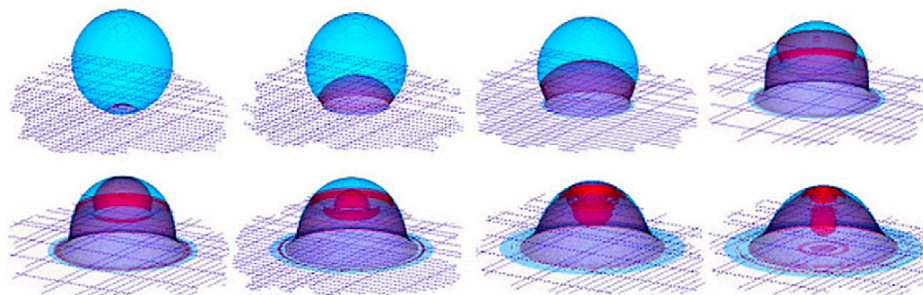
Proudění mokré páry turbínou je charakterizováno přídatnými energetickými ztrátami vlhkostí páry a erozí lopatek – kapičky kondenzátu narážejí při chodu oběžného kola na náběžné hrany následujících lopatek, čímž erodují materiál. Jedná se o dlouhodobý problém, který snižuje životnost a termodynamickou účinnost stroje. Rozsah nepříznivého dopadu proudění kapiček na chod stroje závisí na jejich velikosti, která je dána podmínkami vzniku a vývoje kapalných částic v

turbíně. Při expanzi páry nejprve vznikají primární kapky, které tvoří hlavní hmotnostní podíl kapalné fáze (90 až 95 %). Primární kapky se turbulentní difuzí dostávají na povrch lopatek a vestaveb, kde tvoří vodní film. Rozpadem vodních filmů strhávaných z povrchu lopatek se následně tvoří sekundární kapky, které jsou hlavním zdrojem eroze [6].

2.2. Eroze lopatek parní turbíny

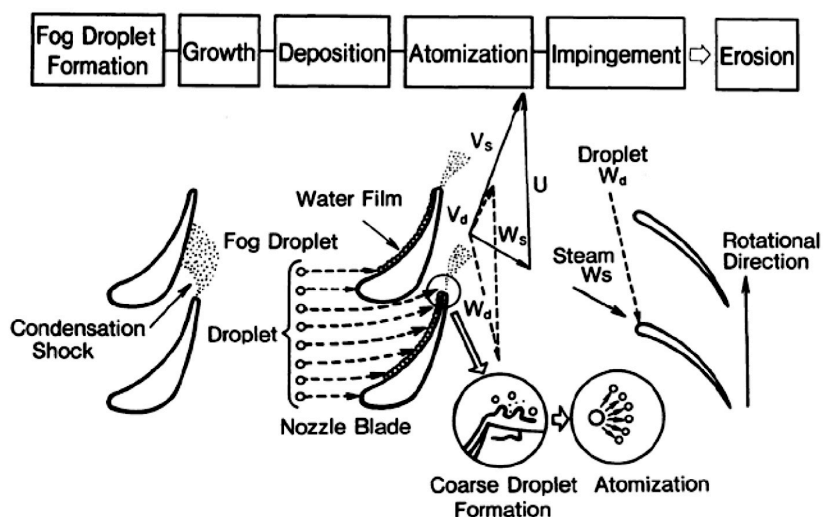
Eroze lopatek parní turbíny lze definovat jako progresivní ztrátu materiálu z povrchu pevného tělesa, vzniklou srážkou s kapkami vody, které mají vysokou kinetickou energii [7]. Lopatky parní turbíny podléhají nejčastěji právě tomuto typu eroze. Vlivem eroze dochází ke snížení účinnosti, výkonu turbíny a ke zvyšování drsnosti povrchu lopatek – důsledkem je zhoršený průtok pracovní látky, tvorba vodních vírů a snížení efektivity jednotlivých stupňů turbíny [8]. Problém tvorby kapek vody v důsledku kondenzace vodní páry v posledních stupních turbíny je předmětem zkoumání již několik dekad. Vážný dopad na snížení životnosti turbín je důvodem neustálého zájmu a snahy vyvíjet nová opatření, která by opotřebení lopatek snížila [9].

Se zvýšenou tvorbou vodních kapek se nejčastěji setkáváme u plynových a parních turbín. V moderních parních turbínách pracují poslední dva stupně v oblasti mokré páry, přičemž obvodová rychlost na konci lopatek přesahuje rychlost zvuku. Při expanzi páry vznikají drobné kapičky, které se tvoří napříč těmito stupni a způsobují povrchové poškození rotujících lopatek. Nejprve vznikají primární kapky ($0,1 - 4 \mu\text{m}$), které se formují v proudu páry v důsledku kondenzace a nukleace. Jejich spojením se na stacionárních lopatkách vytváří film kapaliny, který se postupně jako celek posouvá ke špičce lopatky. Tloušťka filmu se liší dle profilu povrchu – na konvexním povrchu je film zpravidla tenčí, naopak na konkávním povrchu se formuje až $2/3$ z celkového množství vodních kapek. Na špičce lopatky se film přetvoří v hrubé kapky s průměrem kolem 1 mm, které se od lopatky začnou odtrhávat. Vlivem rychlosti se hrubé kapky rozpráší na menší (sekundární) kapky, jejichž velikost se pohybuje od 10 do $400 \mu\text{m}$. Kapky dále postupují turbínou, přičemž dochází k postupnému nárazu na rychle rotující lopatky. Při srážce kapky s materiálem lopatky vykazují kapky vlastnosti stlačitelné kapaliny, čímž vzniká tzv. „water hammer effect“, který způsobuje tlakové namáhání povrchu lopatky. Takto vysoký tlak je hlavní příčinou poškození lopatek, vzhledem k nadzvukovým rychlostem na špičce lopatky nedochází k jeho odlehčení a lopatky jsou tak konstantně zatíženy během celého provozu [8][9].



Obr. 3: Deformace vodní kapky při nárazu na povrch lopatky [8]

Za efektivní velikost kapek (kapky způsobující erozi) se považuje 50 až 200 μm , neboť menší kapky výrazné poškození nezpůsobují a větší kapky se ještě před dopadem rozpráší na menší kapky [9].

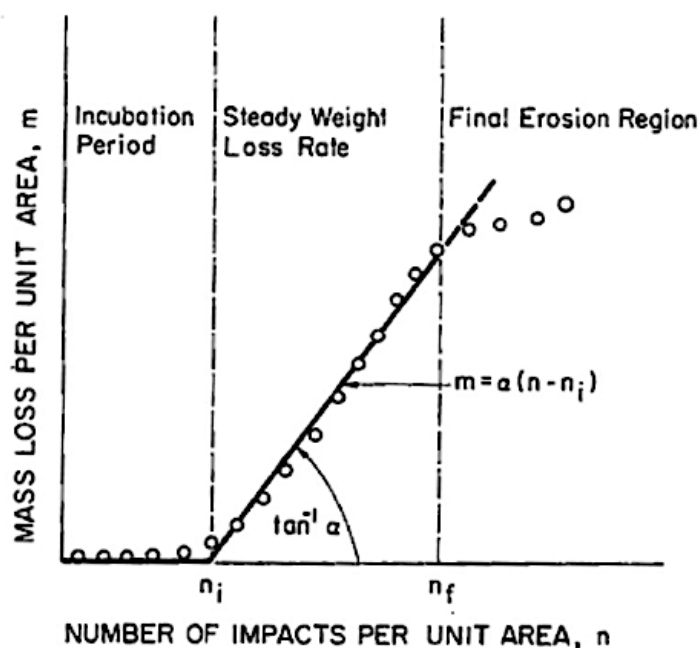


Obr. 4: Schéma formování vodního filmu, který svým odtržením od povrchu lopatky způsobuje erozi odtokové hrany lopatek [7]

Míra poškození lopatek závisí na několika faktorech, jednak na vlastnostech dopadajících kapek – jakými jsou např. početní distribuce velikosti částic, rychlost dopadu, úhel dopadu, množství kapek dopadajících na pevný povrch při jedné srážce, četnost srážek, atd. . Dále na vlastnostech samotných lopatek - např. vlastnost materiálu, drsnost povrchu, tvar profilu, rychlost pohybu a velikost oblasti, která je dopadajícími kapkami zasažena [7]. Důležitými fyzikálními vlastnostmi, které mají vliv na parametry pracovní látky jsou teplota, tlak a viskozita [8].

2.2.1. Fáze průběhu eroze způsobené dopadem vody

Erozivní proces probíhá v několika fázích. První nastává tzv. inkubační perioda, během které začne materiál vykazovat první známky opotřebení, nedochází však k jeho viditelnému úbytku a po většině své plochy zůstává nadále hladký. Probíhající cyklické namáhání materiálu způsobí, že po určité době dosáhne počet dopadů kapek na plochu materiálu hranice, kdy naakumulovaná energie kapek je natolik velká, že materiál začne trvale ubývat – tento stav je považován za konec inkubační periody a začátek tzv. lineárního úbytku materiálu. Průběh všech tří fází je znázorněn na následujícím obrázku:



Obr. 5: Závislost ztráty materiálu na počtu dopadajících kapek vody [10]

Poslední – finální fázi charakterizuje pokles rychlosti úbytku materiálu, který přestane být lineární [10].

Fázi, kdy začne materiál trvale ubývat, lze popsat minimálním počtem dopadajících kapek N :

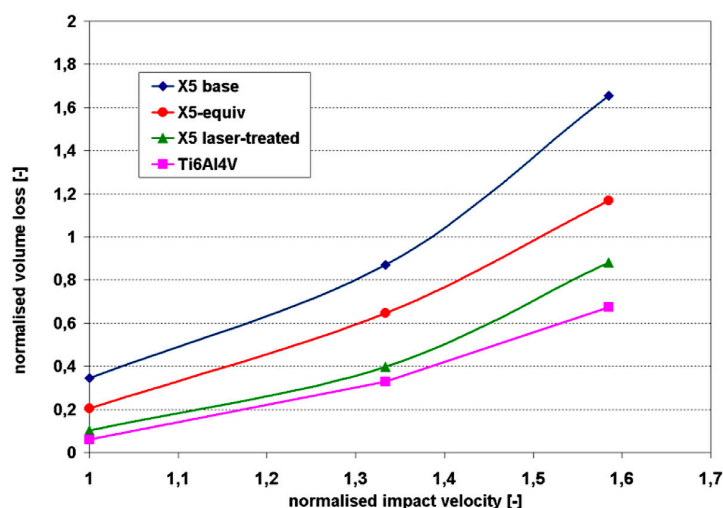
$$N = 7 \cdot 10^{-6} \cdot \left(\frac{S}{P}\right)^{5,7} \quad (1)$$

kde S značí experimentálně stanovenou odolnost materiálu vůči erozi a P tlak dopadajících kapek [10].

2.2.2. Rychlost srážky vodních kapek s povrchem lopatky

Rychlost dopadu vodních kapek výrazně ovlivňuje rozsah eroze. Uvádí se, že s rychlostí eroze 5násobně roste, jsou-li všechny ostatní parametry konstantní. Eroze je také rozsáhlejší u větších lopatek, protože s jejich délkou roste obvodová rychlost na konci lopatek [11].

Měření závislosti rychlosti dopadu na erozivním účinku (stupni) bylo vyhodnoceno v [12], kde byly experimentálně testovány 4 různé materiály (*Ti6Al4V* a 3 druhy povrchových úprav oceli *X5CrNiCuNb*) lopatek nízkotlakého stupně parní turbíny. Kapky vody dopadaly ve třech různých rychlostech – 366 m.s^{-1} , 488 m.s^{-1} a 580 m.s^{-1} – výsledné vyhodnocení bylo zpracováno pro 59 milionů srážek. Pokud se neuvažuje rozdílný erozivní stupeň, který reflektoval vlastnosti materiálů, bylo zjištěno, že závislost rychlosti kapek na erozivním stupni lze popsat exponenciální funkcí V^n , kde rychlostní exponent n značí rozdíl mezi jednotlivými materiály a nabývá hodnot od 3 do 5 [12].



Obr. 6: Závislost rychlosti dopadu kapek (normalizováno pro 366 m.s^{-1}) na úbytku materiálu [12]

Podobná závislost stupně eroze na rychlosti dopadajících kapek:

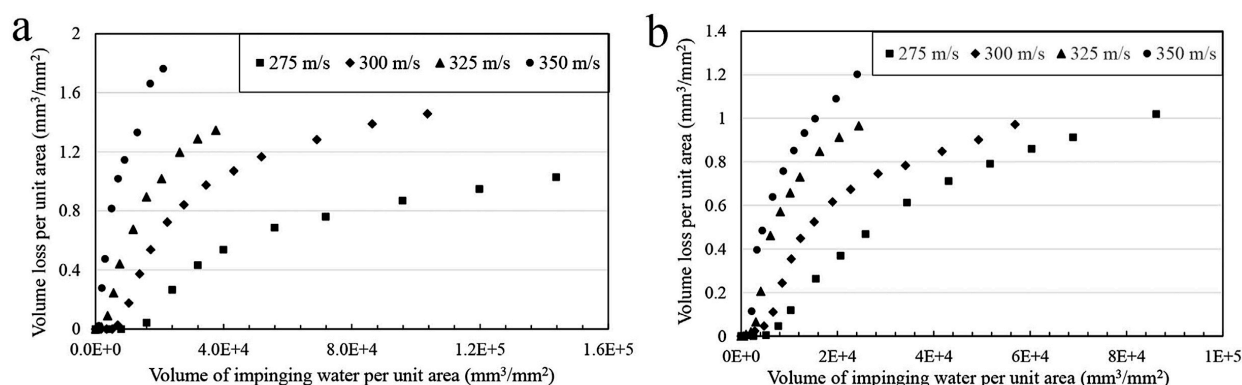
$$ER = V^n \quad (2)$$

byla stanovena v několika dalších výzkumných projektech, které jsou stručně shrnuty v [13], kde byly experimentálně srovnány dva materiály lopatek – TiAl a Ti6Al4V.

Authors	Tested material	Range of impact speeds (ms ⁻¹)	Impinging water conditions	ER representation	Speed exponent range (n)
Thiruvengadam <i>et al.</i> ⁶	Al, Ni, 316 Stainless Steel, Ti6Al4V	90–250	800 μm, water jet, rotating arm	Maximum material loss rate, cc(hr) ⁻¹	5–7
Oka <i>et al.</i> ⁷	Stainless steel, TiN coated steel, Sprayed cermet coating	60–300	45 to 130 μm, water droplet, spraying water droplets on a stationary target	Erosion damage rate, mm ³ (kg) ⁻¹	3–5.5
Hackworth ¹⁰	Zinc sulfide (for Infrared window application)	200–350	700 to 1800 μm, water droplet (rain erosion), rotating arm	Transmittance loss ⁺ rate (not material loss), % loss (min) ⁻¹	9–14
Ahmad <i>et al.</i> ⁹	Stainless steel, Ti6Al4V	350–580	100–350 μm, spraying water droplet, rotating arm	Erosion resistance (reciprocal of average material loss rate) at 50 hours erosion, sm ⁻¹	3.8–5.3
Tsubouchi <i>et al.</i> ¹²	Stainless steel	450–630	50 μm, water droplet, rotating arm	Average material loss rate at 30 hours erosion, mm(h) ⁻¹	5

Obr. 7: Přehled rozsahu hodnot rychlostního exponentu n při nezávislých experimentálních měřeních [13]

Lopatky byly odstřelovány ze dvou trysek kapkami vody v rychlostním rozsahu 275, 300, 325 a 350 m.s⁻¹ a velikostí pohybující se od 430 – 490 (první tryska) a 570 – 635 μm (druhá tryska). Výsledky experimentu jsou znázorněny v následujících grafech, z nichž je patrné, že tak jako v předchozích případech, i zde erozivní stupeň (v grafu reprezentován úbytkem materiálu) s rychlostí výrazně roste [13].

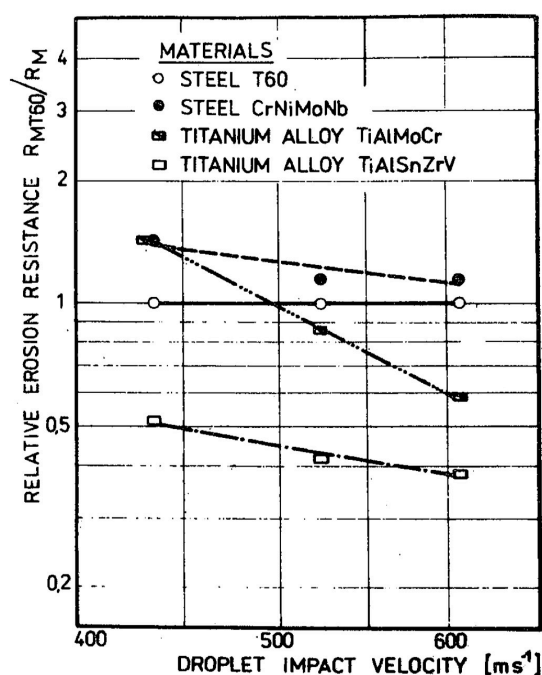


Obr. 8: Výsledky experimentu pro ocel Ti64 zkoumající závislost úbytku materiálu na objemu dopadajících kapek; (a) kapky o velikosti 464 μm; (b) kapky o velikosti 603 μm [13]

Při nejnižší rychlosti dopadu 275 m.s⁻¹ vytvořily kapky s velikostí 464 μm v jednom rázu (0,0234 μs) na lopatku tlak 1032 MPa, při nejvyšší rychlosti 350 m.s⁻¹ (0,0258 μs) tlak 1392 MPa [13].

V českém prostředí se podobnému výzkumu věnovali v průmyslových závodech Škoda Plzeň. K realizaci experimentů byl postaven vertikálně rotující kotouč poháněný elektromotorem, který při maximálních otáčkách umožnil dosáhnout obvodové rychlosti $600 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Konec kotouče umožnil upnutí části testovaného materiálu (např. část lopatky), který při každém otočení kotouče protnul proud kapaliny vycházející z trysky, kterým se dosahovalo reálného efektu dopadu kapek na lopatky v turbíně. Rychlost kotouče představovala rychlost dopadu kapek vody [14].

Celkem byly testovány čtyři materiály: ocel *T60*, *CrNiMoNb* a titanové slitiny *TiAlSnZrV* a *TiAlMoCr* při dopadu kapek o průměru $270 \mu\text{m}$ v rozsahu rychlostí od 400 do $600 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ [14].



Obr. 9: Erozivní odolnost materiálů *T60*, *CrNiMoNb*, *TiAlSnZrV* a *TiAlMoCr* v závislosti na rychlosti dopadajících kapek vody s průměrem $270 \mu\text{m}$ [14]

Z grafu (viz. obr. 9), který mapuje výsledky experimentu vyplývá, že nejvíce erozi vzdorný materiál je ocel *CrNiMoNb*. Titanové slitiny vykazovaly zvýšenou relativní odolnost vůči erozi (relative erosion resistance R_{MT60}/R_M) při nižších rychlostech dopadu kapek. Zajímavá z hlediska průběhu křivky je pak proměnlivost v odolnosti vůči erozi v závislosti na změně rychlosti titanové slitiny *TiAlMoCr*, která je nejméně stabilní [14].

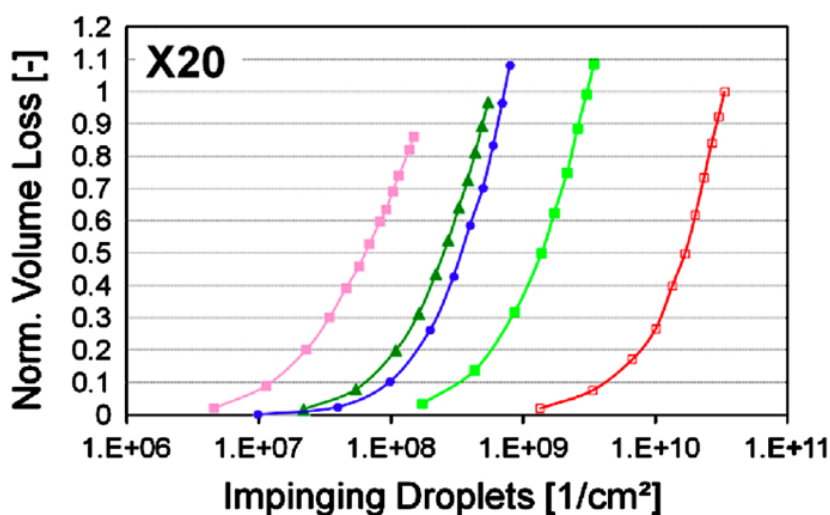
¹ relative erosion resistance R_{MT60}/R_M udává poměr maximálního erozivního stupně vztaženého k materiálu ocel *T60* R_{MT60} a maximálního erozivního stupně R_M . Ten je dán vztahem: $R_M = K_1 \cdot v^{n_1}$, kde v [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$] je rychlost dopadu kapek vody a konstanty K_1 a n_1 tabulkové hodnoty, které se pro různé materiály liší [15].

2.2.3. Tvar a velikost vodních kapek

Tvar a velikost vodních kapek patří mezi další důležité parametry. Několik studií prokázalo, že větší průměr vodních kapek zvětšuje jejich erozivní účinek. Tento poznatek byl zdůvodněn dvěma faktory: s rostoucí velikostí kapek se zvětšuje délka dopadající „vlny“ kapek a zároveň stoupá tlak - tzv. water hammer pressure (WHP), vytvořený jejich nárazem na tvrdý povrch. Na druhou stranu např. Zhou C et al. numerickou simulací zjistil, že WHP na velikosti kapek nezávisí, doba působení WHP je však lineární funkcí velikosti kapek [16].

V ITSM na univerzitě v Stuttgartu bylo experimentálně zjištěno, že pokud jsou všechny ostatní parametry konstantní, tak se stupeň eroze se zvětšujícími kapkami zvyšuje. Ztrátu materiálu způsobenou jednou kapkou lze popsat exponenciální funkcí D_{impact}^n , kde n pro materiály lopatek parních turbín nabývá hodnot od 3,2 do 3,5 (testované materiály: X20Cr13, X5CrNiCuNb16 – 4, X10CrNiMoV12 – 2 – 2, Ti6Al4V). Za zmínku stojí zjištění, že kapek o velikosti 100 μm se vyskytuje 125krát méně než kapek s průměrem 500 μm . Jedna kapka o průměru 500 μm tak způsobí větší erozi, než 125 kapek o průměru 100 μm [16].

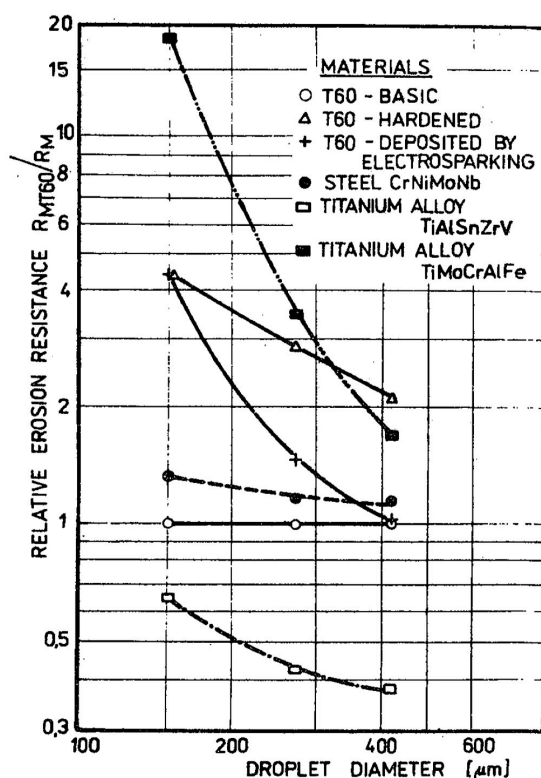
Následující graf znázorňuje závislost ztráty materiálu martenzitické oceli X20Cr13 a velikosti dopadajících kapek při rychlosti dopadu 488 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$.



Obr. 10: Závislost ztráty materiálu martenzitické oceli X20Cr13 na velikosti dopadajících kapek při rychlosti dopadu 488 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ [16]

Z vykreslení křivek eroze pro odlišné materiály je pak zřejmé, že podstatně menší množství srážek velkých kapek má totožný erozivní dopad, jaký by způsobily menší kapky. Takové zjištění je přínosné během stanovení hraniční velikosti kapek, pod kterou při jejich dopadu při určité rychlosti eroze nenastane [16].

Testovaným materiálům v [14]: ocel T60 ve třech úpravách (základní, tvrzená a upravená elektro-jiskrovým obráběním), ocel $CrNiMoNb$ a titanové slitiny $TiAlSnZrV$ a $TiMoCrAlFe$, odpovídají následující křivky odolnosti vůči erozi v závislosti na průměru dopadajících kapek vody - ty se pohybovaly od $150\ \mu\text{m}$ do $420\ \mu\text{m}$ a dopadaly konstantní rychlostí $524\ \text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ [14].



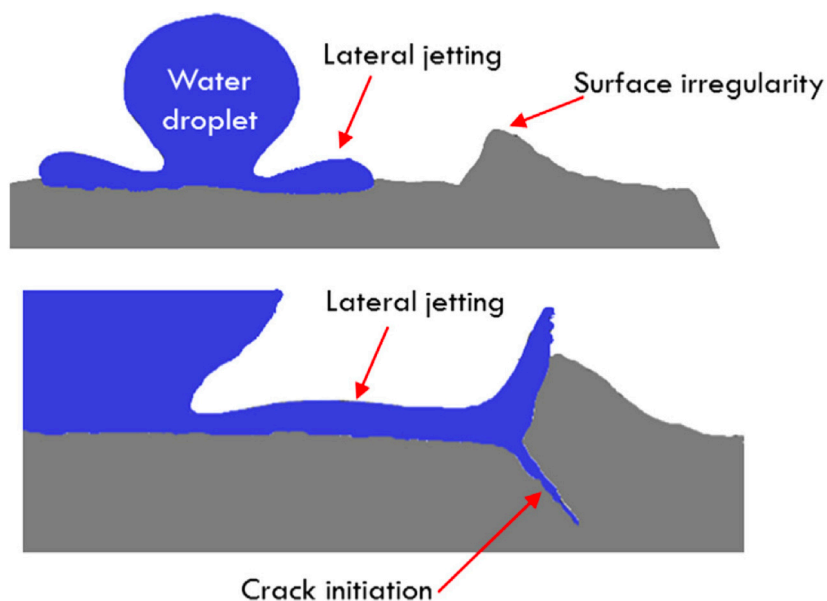
Obr. 11: Relativní odolnost vůči erozi (vztažená k oceli T60) v závislosti na průměru dopadajících kapek vody

Z grafu (obr. 11) lze v rámci tohoto měření konstatovat, že se zvětšujícími se kapkami klesá relativní odolnost vůči erozi u všech materiálů. Naplnil se tak očekávaný průběh, který byl potvrzen v několika dalších experimentech. Při dopadu kapek s nejmenším průměrem je nejodolnější titanová slitina $TiMoCrAlFe$. Její erozivzdornost ale nejstrměji klesá se zvětšujícím se průměrem kapek, čili při dopadu největších kapek nejodolněji z experimentu vzešla ocel T60 s tvrzeným povrchem [14].

2.2.4. Drsnost lopatek

Drsnost lopatek posledního stupně parní turbíny je pro provozní podmínky akceptovatelná v rozmezí od 1 do 3,17 μm . Metody povrchové úpravy jsou pomocí superfinišování schopny dosáhnout drsnosti 0,3 μm [17].

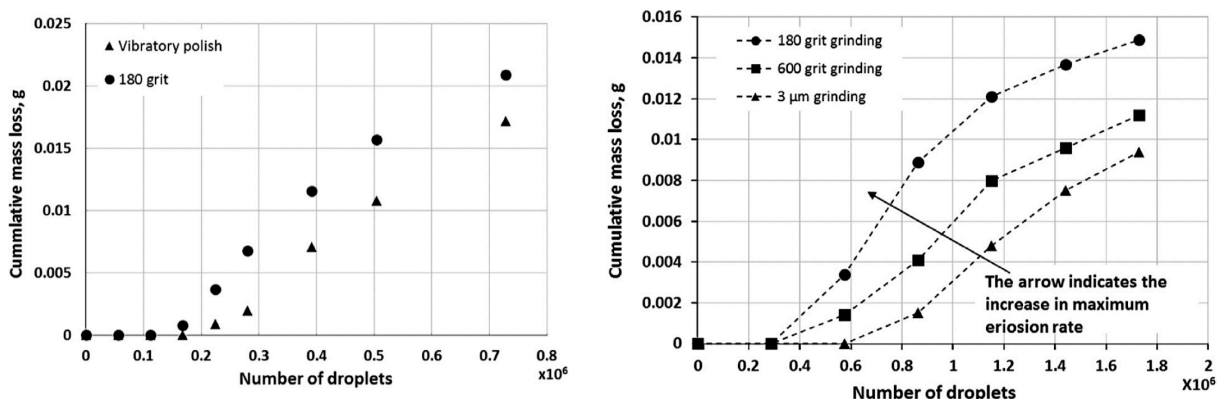
Většina studií věnujících se vlivu drsnosti lopatek na erozi (ve vztahu k drsnosti povrchu tzv. vznik trhlin) způsobenou dopadem vodních kapek došla k závěru, že hladký povrch má menší náchylnost ke vzniku trhlin, neboť kapky vody po dopadu na povrch mají větší sklon ke sklouzávání na hrany lopatek. Jakmile povrch vykazuje určitou drsnost, kapky přestanou sklouzávat a začnou se formovat v souvislý film kapaliny, který postupně zhoršuje nedokonalost povrchu a způsobí vznik trhlin. Důležitým faktorem je charakter nedokonalého povrchu (obr. 10), neboť větší hustota nerovností a jejich velikost způsobí rychlejší erozi.



Obr. 12: Vliv nedokonalostí povrchu na vznik trhlin [17]

Pokud jsou trhliny na povrchu lopatky výrazně větší než dopadající kapky, zmenšuje se negativní dopad kapek, neboť tyto trhliny část kapek pohltí a naruší souvislý tok jejich proudění [17].

V [15] byly provedeny experimenty pro dva materiály lopatek: martenzitická ocel s 12% obsahem chromu (drsnost 0,2 a 0,035 μm) a slitina $Ti6Al4V$ (drsnost 0,3; 0,12 a 0,04 μm). Během testování dopadaly kapky velikosti 460 a 603 μm kolmo na rotující lopatky s rychlostí 300 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ a 350 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$. Z grafického znázornění ztráty materiálu (obr. 11) pro odlišné povrchové úpravy materiálu lopatky vyplývá, že méně kvalitní povrch (větší drsnost) vykazuje projev erozivního účinku větší, a proto dochází k rychlejšímu úbytku materiálu, který se dále zvyšuje s počtem dopadajících kapek [17].



Obr. 13: Vlevo – eroze 12% Cr oceli při rychlosti dopadu 350 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ a průměru kapek 603 μm (180 grit - ruční broušení brusným kotoučem s drsností 0,2 μm , Vibratory polish – leštění povrchu vibrometrem, drsnost 0,035 μm). Vpravo – eroze slitiny $Ti6Al4V$ při rychlosti dopadu 300 m/s a průměru kapek 460 μm (180 grit – drsnost 0,3 μm , 600 grit – drsnost 0,12 μm , 3 μm grinding – povrchová úprava 3 μm diamantovou pastou s výslednou drsností 0,02 μm) [17]

Drsnost povrchu ovlivňuje rychlost šíření eroze na lopatkách parní turbíny. Vyšší drsnost povrchu způsobuje prodloužení inkubační periody [17].

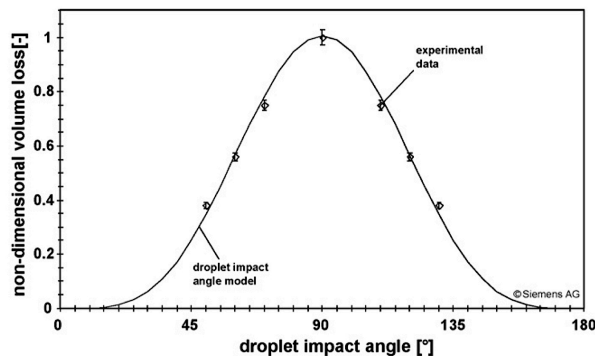
2.2.5. Úhel dopadu

Stupeň eroze v závislosti na úhlu dopadu kapek zkondenzované vodní páry při druhé fázi probíhající eroze byl v [18] popsán vzorcem

$$ER \sim (V \cdot \cos \vartheta - V_c)^{n_1} \quad (3)$$

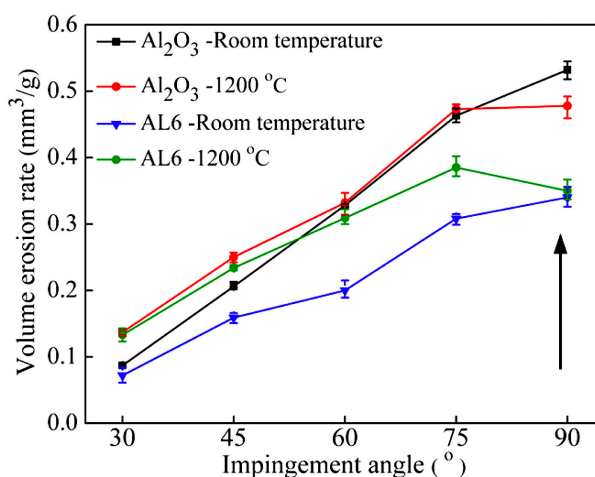
kde ϑ značí úhel dopadu vodních kapek na povrch lopatky, V rychlost dopadu a V_c rychlost dopadu, pod kterou již nedochází k úbytku materiálu. Součinitel $n_1 \sim 2, 5$. Druhá fáze značí stav, kdy dochází k nerovnoměrnému masivnímu úbytku materiálu lopatky z jamek vzniklých během inkubační periody eroze.

Význam úhlu dopadu se nejvíce projeví při inkubační periodě, tzn. že pokud je inkubační perioda krátká, může se vliv úhlu dopadu zanedbat [19]. V [20] bylo experimentálně zjištěno, že k maximálnímu úbytku materiálu dochází při úhlu dopadu 90°. Z naměřených hodnot v rozsahu 50° až 90° byla stanovena následující závislost úbytku materiálu na úhlu dopadu:



Obr. 14: Normalizovaná ztráta materiálu X20Cr13 jako funkce úhlu dopadu (rychlost dopadu 488 m.s⁻¹) [20]

Podobná závislost úhlu dopadu na úbytku materiálu byla experimentálně stanovena v [23], kdy byly podrobnému testování při 1200 °C podrobeny keramické materiály, které patří do okruhu alternativních materiálů lopatek turbín. Experimenty byly prováděny na materiálech Al₂O₃ a LMA – Al₂O₃ - který navíc obsahuje LMA zlepšující mechanické vlastnosti a stálost při vyšších teplotách (LMA vzniklo vysokoteplotní syntézou sloučenin Al(OH)₃, Mg(OH)₂ a La₂O₃). Oba materiály vykazují silnou závislost stupně eroze na úhlu dopadu kapek, který se od 30° do 90° rapidně zvětšuje. Svého maxima nabývá při 90°, úbytek materiálu je až 3krát vyšší [23].



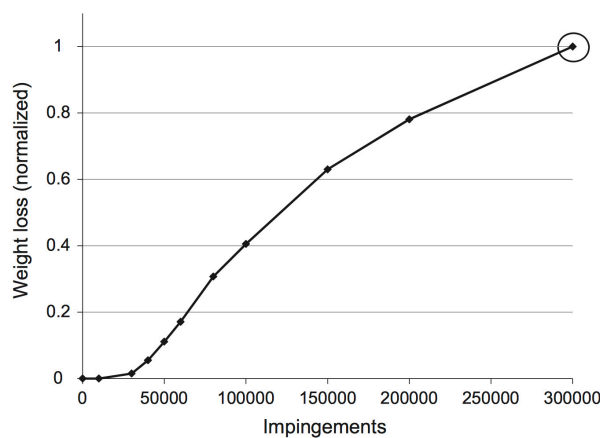
Obr. 15: Závislost úhlu dopadu na úbytku materiálu keramických materiálů Al₂O₃ a LMA – Al₂O₃ [23]

Výsledky experimentálního měření úhlu dopadu nemusí přesně korelovat s reálným provozem. Důvodem je obtížné stanovení trajektorie kapek ve fázi, kdy dochází k trvalému úbytku materiálu z povrchu lopatek. Může nastat situace, kdy se odštěpovaný materiál pohybuje přímo proti dopadajícím kapkám a mění tak z části úhel jejich dopadu. Z naměřených dat však plyne, že téměř jakákoliv změna úhlu dopadu zásadně ovlivní jeho erozivní účinek [20].

2.2.6. Počet kapek

Eroze způsobená vodními kapkami roste lineárně s jejich počtem. Tato závislost je způsobená tím, že se vodní kapky po dopadu na povrch lopatky usazují a s každým dopadem přibývají další. Na druhou stranu, pokud po dopadu na tvrdý povrch dojde k odrazu kapek, odražené kapky se srazí s dopadajícími, a tím tak sníží jejich dopadovou rychlost a erozivní účinek. V tomto případě přestává být závislost lineárně rostoucí [21].

Ve [22] byly prováděny experimenty na materiálu $Ti - 6Al - 4V$, na který proudem o rychlosti $350 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ dopadaly shluky kapek vody pod úhlem 90° .



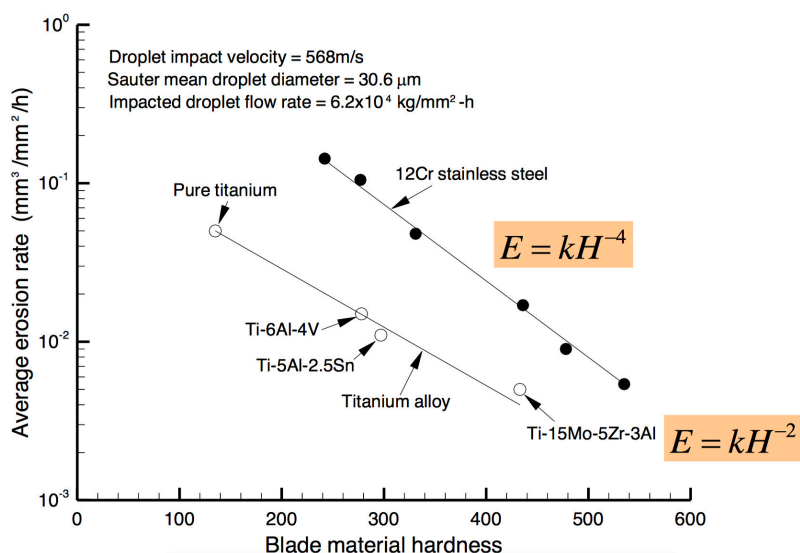
Obr. 16: Závislost úbytku materiálu na počtu dopadajících kapek [22]

Z výsledků měření vyplývá, že inkubační perioda končí při přibližném počtu 30 000 kapek a nastává druhá fáze, kdy dochází k úbytku materiálu. Změna trendu křivky druhé fáze nastane při dopadu 150 000 kapek, kdy se úbytek materiálu začne postupně zmenšovat. Projevem pokročilé fáze eroze (300 000 kapek) jsou hluboké trhliny materiálu mající makroskopický a mikroskopický charakter [22].

2.2.7. Mechanické vlastnosti materiálů

Ze široké škály mechanických vlastností konstrukčních materiálů: tvrdost, pevnost v tahu, modul pružnosti, odrazová pružnost, lomová houževnatost atd., které ovlivňují životnost materiálu, je právě pevnost nejčastěji považována za jedinou hodnotu, ke které se míra erozivního účinku vztahuje [19].

Obecně platí, že se s rostoucí tvrdostí materiálu erozivní účinek snižuje. Odolnost proti erozi roste z druhou až čtvrtou mocninou tvrdosti materiálu. Erozivní stupeň pro ocel s 12% obsahem *Cr* je úměrný 4,2 mocnině tvrdosti materiálu. Na druhé straně jsou pak slitiny titanu, kdy je erozivní stupeň úměrný pouze druhé mocnině tvrdosti materiálu.



Obr. 17: Křivky tvrdosti pro materiály lopatek turbíny [24]

Zásadní rozdíl mezi ocelí s 12% *Cr* a slitinami titanu je důvodem, proč je titan považován za výrobní materiál lopatek parních turbín, dosahující vysoké životnosti. Porovnání vybraných materiálů je zobrazeno na obr. 15. Nejlepších vlastností dosahují slitiny *Ti-15Mo-5Zr-3Al* a *Ti-15Mo-5Zr*, které lze použít jako povrchovou ochrannou vrstvu. Vynesení křivek pro jednotlivé materiály je zatíženo určitou chybou, která je způsobena rozptylem výchozích hodnot, ze kterých jsou křivky sestaveny [21] [24].

Z předchozího vyplývá, že nejvhodnější volbou materiálu z hlediska jeho mechanických vlastností bude materiál s vysokou tvrdostí, kterou lze ještě zlepšit např. vytvrzováním nebo baloti-

nováním. Vytvrzování je však přínosné do určité míry. Balotínování odolnost materiálu zlepšuje, jeho pozitivní efekt je ale při dlouhodobém namáhání materiálu malý [25].

2.3. mechanizmy usazování kapek na povrchu lopatky

Submikronové částice vznikají rychlou expanzí vodní páry. Usazování nánosu kapek nabývá na významu v posledních stupních turbíny, které běžně pracují v oblasti mokré páry. Kapky se usazují na povrchu lopatky a následně formují v souvislý film, který je unášen k rychle rotujícímu konci lopatky. Mezi dva hlavní mechanismy usazování kapek na lopatce patří: turbulentní difúzní mechanismus a mechanismus usazování vlivem setrvačných sil [1].

2.3.1. Turbulentní difúzní mechanismus

Mokrá horká pára je směsí páry a monodisperzních kapek vody. Turbulentní difúze je proces, kdy kapky při průchodu páry přes lopatky turbíny migrují z hlavního proudu páry. Příčinou je silná fluktuace proudu. Migrace nastává v oblasti nazývané mezní vrstva neboli okrajová oblast lopatek, kde dochází k toku kapek na povrch lopatky [1].

Klíčovým parametrem při rychle se zvětšujícím počtu kapek usazených na povrchu lopatky je rychlost usazování a bezrozměrná rychlost usazování, která je funkcí tzv. relaxačního času (τ_+) - parametr udávající rychlost reakce částice na změnu proudění, v tomto případě lze popsat dobou potřebnou k akceleraci pohybu kapek na rychlostní úroveň vodní páry [26].

Turbulentní difúze se dělí na tři režimy:

- **Režim turbulentní difúze:** $\tau_+ < 0,1$; malé částice jsou transportovány Brownovým pohybem a turbulencí v proudu páry. Malé částice do lopatky nenarazí, protože jsou vzhledem k malému relaxačnímu času schopny rychle změnit trajektorii svého pohybu.
- **Režim turbulentního dopadu:** $0,1 < \tau_+ < 10$; dochází k rychlému růstu usazování méně pohyblivých větších částic, které jsou transportovány nesouvislým turbulentním proudem.
- **Režim snížené intenzity setrvačností částic:** $\tau_+ > 10$; týká se největších částic vody, depozice těchto nových částic postupně klesá.

2.3.2. mechanismus usazování vlivem setrvačných sil

Při průchodu turbínou některé kapky dosáhnou velikosti, kdy je vliv setrvačných sil natolik velký, že už nemohou následovat trajektorii pohybu páry. Opustí tak hlavní proud páry a usadí se na povrchu lopatek [26].

2.4. Redukce eroze způsobené dopadem kapek vodní páry

2.4.1. Snížení vlhkosti

Požadavkem na turbíny pracující v oblasti mokré páry je odstranit co největší množství vlhkosti. Primárním zájmem je snížit erozi lopatek a ostatních komponent turbíny, sekundárním pak zvýšit účinnost lopatek. Separátory vody lze dle konstrukce rozdělit na dva základní typy:

- a) **Vnitřní separátory:** Odstraňují vodu přímo z proudu vodní páry jdoucího přes lopatky turbíny. Sofistikovanější separátory jsou schopny paralelně se separací vody, vodní páru vysoušet. Vnitřní separátory obecně nedosahují velkých účinností, nejlepší jsou v tomto ohledu tzv. stupňové separátory, které postupně snižují vlhkost v jednotlivých stupních parní turbíny. Účinnost těchto separátorů (poměr odseparované vody a celkového obsahu vody v páře prošlé stupněm turbíny) převyšuje 60% - problémem je snížení účinnosti stupňů turbíny, kdy separátory kromě snižování vlhkosti nevykonávají žádnou užitečnou práci. Účinnost je ovlivněna vlhkostí a rychlostí vodní páry.
- b) **Vnější separátory:** Vnější separátory jsou součástí většiny moderních turbín pracujících v oblasti mokré páry. Separátory se nachází mimo turbínu, nejčastěji mezi jednotlivými stupni turbíny. Nejedná se o součást turbíny, ale pomocnou jednotku, jejíž součástí je separátor vlhkosti a svazky trubek s vysokotlakou parou, která přihřívá páru jdoucí z příslušného stupně turbíny. Z konstrukčního hlediska se lze setkat s horizontálními a vertikálními separátory, které pracují na stejném principu – vodní kapky a pára nemají stejnou hustotu, tzn. že na ně při pohybu působí rozdílné setrvačné síly, které způsobí, že vodní kapky nemohou následovat pohyb vodní páry a dojde k jejich odloučení z hlavního proudu. Účinnost vnější separace se zvyšuje se zvětšující se velikostí vodních kapek [27].

2.4.2. Zahřívání povrchu lopatek

Zahřívání povrchu lopatek turbíny je považováno za jeden z dalších způsobů redukce vlhkosti v posledních stupních parní turbíny [24]. Teoreticky je proces popisován vznikem teplotních gradientů, které snižují podíl vodních kapek usazených mechanismem difúze, což redukuje celkový podíl zkondenzované vody. V [28] byly provedeny experimenty s cílem zjistit, do jaké míry vnitřní zahřívání lopatek statoru ovlivní velikost usazených kapek vodní páry. Výsledky ukázaly, že zvýšením teploty povrchu lopatky lze v oblasti těsně u jejího povrchu zabránit depozici kapek difúzí a tím pádem jejich zvýšenému výskytu. Pro ohřátí 1 m povrchu celé lopatky bylo přitom zapotřebí dodat výkon 3kW. Rozdílný průběh odpařování kapek byl zaznamenán pro konvexní a konkávní profil lopatky, kdy konkávní profil svojí konstrukcí umožnil delší dobu odpařování [28].

V [29] byla experimentálně vyhodnocena depozice částic vody na zahříváných lopatkách konstantním tepelným výkonem $600 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$. Vypařování nastalo u kapek vody, které byly subjektem teplotních gradientů vyšších, než je jejich teplota kondenzace. Experiment vykazoval rozdílné hodnoty depozice částic na konvexním a konkávním profilu. Na konkávním profilu lopatky se v průměru usadilo o 15% vodních kapek více. Důvodem je převládající turbulentní proudění nad laminárním. Zahřátím lopatek se podařilo snížit depozici částic vody o 30 – 90% [29].

2.4.3. Ochranná erozivní vrstva

Ochrannou vrstvu nanesenou na povrch lopatky nejčastěji tvoří slitina stellite, která dosahuje výrazně lepších korozivzdorných vlastností a odolnosti vůči erozi oproti běžným konstrukčním ocelím [24]. Stellite je superslitina skládající se z 60 – 65% kobaltu, 25 – 28% chromu a 4 – 5% wolframu [27].

Mezi hlavní přednosti slitiny stellite patří vysoká tvrdost a korozivzdornost. Odolnost vůči korozi slitiny stellite je v průměru 8-9krát vyšší než u korozivzdorných ocelí a 5-6krát vyšší než u slitin titanu. U lopatek parních turbín bývá nejčastěji vrstvou stellite pokryta pouze 1/3 lopatky, kde má eroze vyvolaná kapkami vody největší intenzitu. Nevýhodou je diskontinuita povrchu lopatky, která může způsobit odlišnou vibrační charakteristiku rotující lopatky. Slitinu stellite nelze použít u turbín pracujících s radioaktivní párou, protože dochází k redukci vrstvy kobaltu a jeho usazování v dalších částech turbíny v podobě oxidů [27].

2.4.4. Úprava povrchu lopatek kalením

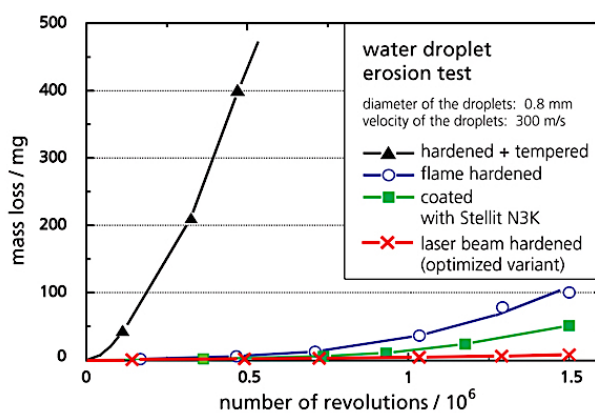
Cílem kalení je zvýšení pevnosti materiálu. Rozlišují se celkem 3 způsoby kalení: povrchové kalení plamenem, indukční kalení a kalení laserem.

Povrchové kalení plamenem představuje levnou, rychle proveditelnou a technologicky nenáročnou metodu, kterou lze zvýšit pevnost lopatky jak lokálně, tak i po celém povrchu. Nevýhodou metody je omezená hloubka prokalení, kdy lopatky rotoru v oblasti hrany vyžadují zpevněný materiál v hloubce 1 mm, kterou nelze vždy dosáhnout pouze jedním kalícím cyklem [30].

Lepšího stupně prokalení lze dosáhnout indukčním kalením, kdy je teplo předáváno přímo do materiálu pod povrchem a nemusí tak celým povrchem postupně prostupovat. Indukční kalení umožňuje rychlý kontrolovatelný ohřev [31].

Kalení laserem je nejmodernější technologie, kterou lze zpevnit i velmi tenké materiály. Jedná se o velmi rychlý ohřev na teplotu blízkou teplotě tání materiálu. Většina materiálu zůstane při ohřevu studená a nedojde k narušení jeho struktury. Technologií lze vytvořit 2 – 3krát pevnější vrstvu (do hloubky až 2 mm) oproti běžným způsobům kalení, aniž by došlo k výraznému snížení tvárnosti materiálu [32] [33].

Na obrázku 16 je porovnána odolnost vůči erozi mezi vybranými metodami kalení a ochrannou vrstvou tvořenou slitinou stellite, při dopadu kapek vody o průměru 0,8 mm s rychlostí dopadu $300 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$.



Obr. 18: Porovnání korozivzdornosti jednotlivých úprav povrchu lopatek turbíny [33]

2.4.5. Konstrukce lopatek ze slitin titanu

Slitiny titanu mají v porovnání s ocelovými slitinami příznivější poměr pevnost v tahu – hmotnost, vysokou odolnost vůči korozi a erozi způsobenou dopadem kapek vody. Tvrdost titanových slitin je srovnatelná s ocelovými. Vyšší poměr pevnost v tahu – hmotnost umožňuje delší konstrukci lopatky, tzn. že lopatky ze slitin titanu se používají především v posledních stupních turbíny [24].

3. Praktická část

Následující kapitola se dělí na tři části. První část se věnuje konstrukčnímu návrhu 3D modelu sondy (se základními pevnostními výpočty) pro experimentální měření disperze primárních a sekundárních vodních kapek vznikajících při proudění mokré páry průtočnou částí turbíny. V druhé části je popsána metoda kalibrace endocentrického objektivu kamery sondy, která je pro danou aplikaci nezbytná. Třetí část rozšiřuje diplomovou práci o popis instalace a testování lineárního servomotoru s jeho následnou integrací do ochranného krytu.

3.1. Extinkční sonda

Pro experimentální měření distribuce vodních kapek v parní turbíně využívá ČVUT extinkčních sond. Při aplikaci v parních turbínách slouží extinkční sondy pro měření rozměrů a distribuce primárních a sekundárních kapek v mokré páře. Princip měření primárních kapek spočívá ve spektrální analýze úbytku světla po průchodu mokrou párou pro vybrané vlnové délky. Z podílu intenzit světla před a po průchodu mokrou párou jako $f(\lambda)$ je možné vyhodnotit velikost vodních kapek a jejich rozložení. V případě měření sekundárních kapek je měřicí mezera prosvětlena monochromatickým světlem, které průchozí mokrá pára rozptyluje. Porovnání intenzit nerozptýleného a rozptýleného světla umožňuje vyhodnotit strukturu sekundárních kapek [6].

Mým úkolem bylo navrhnout novou sondu, jejíž základní koncept tvoří vnější (ochranná) a vnitřní trubka (měřicí sonda). Rozměry vnější trubky jsou zadané - vnější průměr 30 mm s pevně danou tloušťkou stěny 1,5 mm. Stávající řešení využívá pevně umístěný zaostřený spektrometr. Vzhledem k velkým rozměrům stávajícího řešení vznikl požadavek na návrh nové menší fotogrammetrické sondy s posuvem kamery v ose trubky. Posuv kamery zajistí ostrý obraz v celé délce měřicí mezery sondy.

3.2. Konstrukční řešení a návrh fotogrammetrické sondy

S ohledem na výchozí požadavky a zvýšenou odolnost konstrukce jsem navrhl použít vysocelegovanou korozivzdornou ocel, která se vyznačuje zvýšenou odolností vůči chemické korozi.

Soubor hlavních požadavků na novou konstrukci sondy lze shrnout do následujících bodů:

- Průměr vnitřní trubky je zadán - vnější průměr 26,9 mm s tloušťkou stěny 1 mm.
- Navrhnout axiální posuv kamery v rozsahu měřicí mezery sondy (50 mm) s možností dálkového ovládání.
- Vyřešit vedení a uchycení vodičů mezi pohyblivou kamerou a statickou částí.
- Zajistit co nejintenzivnější ofukování skla okénka kamery proudem vzduchu.
- Dvouvodičové napájení zdroje světla z důvodu minimalizace elektrických odporů pro dosažení maximálního výkonu světelného zdroje.

Vnitřní trubka má vnitřní průměr 24,9 mm a vnější průměr 26,9 mm. Tloušťka stěny 1 mm neumožňuje téměř žádné další obrábění pro konstrukční řešení upevnění komponentů sondy.

Z tohoto důvodu jsem se rozhodl pro návrh samonosné vnitřní konstrukce až po okénko kamery a samostatnou hlavu sondy.

Nosnou konstrukci tvoří tři válcové nosiče (zadní, střední a přední) propojené distančními díly. Měřicí otvor s osvětlovací částí pak tvoří samostatný díl (hlava sondy), který je upevněn dvěma šrouby k přednímu držáku. Sondu uzavírá ploché víko zajištěné stejnými šrouby. Vlivem axiálního posuvu kamery a malému průměru sondy vychází konstrukce poměrně dlouhá, proto pro vedení tlakového vzduchu a vodičů k osvětlovacímu modulu byly použity integrované nerezové trubičky s vnitřním průměrem 2 mm a vnějším průměrem 3 mm.

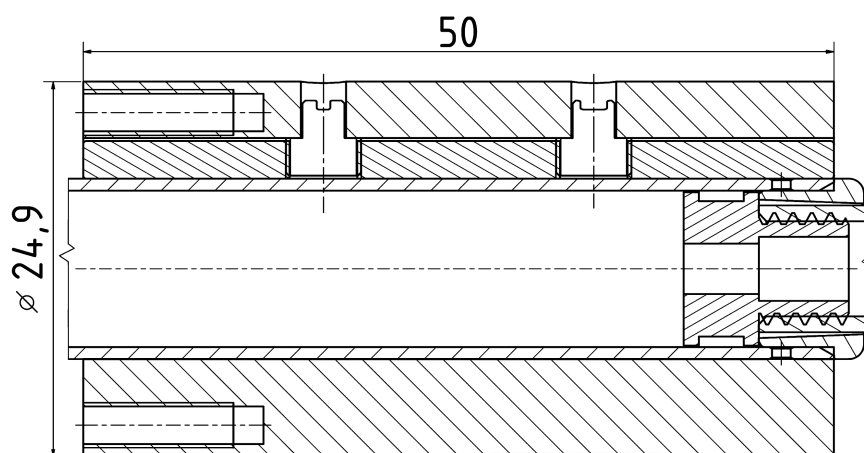
Samonosná konstrukce dále umožňuje testování posuvného mechanismu kamery bez vnitřní trubky. Kromě zkoušení nastavení optických parametrů kamery bude možné sledovat a optimalizovat vedení kabelů mezi posuvnou kamerou a statickým středním držákem.

Pro popis konstrukce bude nejvhodnější vyjít z popisu středního držáku pro uchycení servomotoru, který má namontované distanční díly z obou stran pro upevnění zadního a předního válcového držáku.

3.2.1. Střední díl se servomotorem pro axiální posun kamery

Těleso servomotoru má nesymetrický tvar, osa posuvného hřídele leží o 1,5 mm mimo osu zástavbové trubky. Pro upevnění servomotoru, dle výkresové dokumentace, slouží střední část servomotoru čtvercového průřezu. Střední válcový nosič obsahuje průchozí čtvercový otvor s vyosením 1,5 mm a s drážkou pro přitlačnou lištu. V liště jsou dva průchozí otvory se závitem, které pokračují skrz drážku středního nosiče.

Při montáži servomotoru do středního nosiče se nejdříve našroubují dva speciální šrouby do obou závitových otvorů přitlačné lišty tak, aby se závitová část šroubu nacházela celá v závitovém otvoru lišty. Pak se přitlačná lišta vloží do drážky ve stěně čtvercového otvoru a hlavy šroubů zároveň zapadnou do sousých otvorů v drážce středního nosiče, čímž se lišta axiálně zajistí. Nakonec následuje vsunutí střední části servomotoru do čtvercového otvoru středního dílu a vyšroubováním speciálních šroubů (přístup k hlavám šroubů je z vnější strany středního dílu) dojde k přitlačení lišty na stěnu servomotoru vzepřením šroubů o mezikruží otvorů v drážce ve čtvercovém otvoru (viz. obr. 19).



Obr. 19: Střední díl

Axiální zajištění servomotoru prostřednictvím třecí síly mezi přitlačnou lištou středního nosiče a střední části servomotoru se čtvercovým průřezem bude vyžadovat stanovení utahovacího momentu speciálních šroubů s ohledem na dosažení požadované axiální síly a ověření tlaků na těleso servomotoru a mezi speciálním šroubem a středním nosičem (viz. obr 19). Stanovení potřebné axiální síly a postup ověřovacího výpočtu je popsán v následujících bodech:

1. Maximální síla servomotoru (*Actuonix L12*, zdvih 50 mm) se dle technického popisu rovná 42 N.
2. Servomotor bude překonávat pouze setrvačné síly. Při vysokých zrychleních by mohl krátkodobě dosáhnout maximální síly, proto budu uvažovat axiální zajištění pro maximální sílu servomotoru.
3. Pro axiální třecí sílu jsem zvolil faktor bezpečnosti $k = 4$, i vzhledem k toleranci utahovacího momentu speciálních šroubů. Axiální uchycení/třecí síla bude tedy navržena pro sílu:

$$T = k \cdot \text{maximální síla servomotoru} = 4 \cdot 42 \text{ N} = 168 \text{ N} \quad (4)$$

4. Statický součinitel tření μ mezi suchými plochami "ocel-hliník" se uvádí od 0,41 [34], pro výpočet budu uvažovat nejmenší hodnotu. Plochy tedy musí být stlačovány silou podle následujícího vztahu:

$$T = F_t \cdot \mu \quad \rightarrow \quad F_t = \frac{T}{\mu} = \frac{162}{0,45} = 385,71 \text{ N} \sim 386 \text{ N} \quad (5)$$

5. Utahovací moment se počítá ze vztahu pro nakloněnou rovinu definovanou stoupáním závitu. Utažením závitového spoje dojde k vytvoření předpětí vlivem elastické deformace dílů a šroubu a mezi třecími plochami vznikne požadovaná akční a reakční síla F_t . Vedle vytvoření požadovaného předpětí šroubového spoje se během utahování musí překonat ztrátové třecí síly v závitu a pod hlavou šroubu. Podle [35] se utahovací moment M_u skládá z momentu pro překonání třecích sil v závitu M_z a pod hlavou šroubu M_h pro vytvoření požadovaného předpětí šroubového spoje podle vztahu:

$$M_u = M_z + M_h \quad (6)$$

Přítlačná lišta obsahuje dva šrouby, každý šroub tedy bude působit poloviční silou.

6. Výpočet momentu pro překonání třecích sil v závitu pro $F_t/2 = 386/2 = 193 \text{ N}$, šroub $M5 \times 0,5$ vychází z následujících hodnot (profil závitu je symetrický):

- Síla předpětí: $F_i = F_t/2 = 193 \text{ N}$
- Střední průměr závitu: $d_2 = 4,775 \text{ mm}$
- Dynamický součinitel tření (*hliník - hliník*): $f = 1,4$
- Rozteč závitu: $P_h = 0,5 \text{ mm}$
- Úhel profilu: $\alpha = 60^\circ$
- Průměr dřívku šroubu: $d = 5 \text{ mm}$
- Průměr hlavy šroubu: $D = 3 \text{ mm}$

Výpočet momentu třecích sil v závitu:

$$M_z = \frac{F_i \cdot d_2}{2} \cdot \left[\frac{\pi \cdot f \cdot d_2 - P_h \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}{\pi \cdot d_2 \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) + f \cdot P_h} \right] \quad (7)$$

$$M_z = \frac{193 \cdot 4,775}{2} \cdot \left[\frac{\pi \cdot 1,4 \cdot 4,775 - 0,5 \cdot \cos\left(\frac{60}{2}\right)}{\pi \cdot 4,775 \cdot \cos\left(\frac{60}{2}\right) + 1,4 \cdot 0,5} \right] \simeq 692 \text{ N.mm} = 0,692 \text{ N.m} \quad (8)$$

7. Moment potřebný k překonání tření pod hlavou šroubu (hlava šroubu je ve styku s plochou pouze jako mezikruží):

$$M_h = \frac{F_i \cdot f}{2} \cdot \frac{D + d}{2} = \frac{193 \cdot 1,4}{2} \cdot \frac{3 + 5}{2} = 540 \text{ N.mm} = 0,540 \text{ N.m} \quad (9)$$

8. Celkový utahovací moment je součtem momentů M_z a M_h :

$$M_u = M_z + M_h = 0,692 + 0,540 = 1,232 \text{ N.m} \quad (10)$$

9. Na závěr ověřím tlakové napětí mezi přitlačnou silou a hlavou šroubu (při výpočtu zanedbáno sražení u plochy mezikruží šroubu). Dolní hranice dovoleného tlakového namáhání u hliníkových materiálů se uvádí 20 MPa [36].

10. Výpočet tlaku mezi přitlačnou lištou a středním dílem servomotoru:

$$p = \frac{F_t}{S} = \frac{386}{50 \cdot 6 - 2 \cdot \frac{\pi \cdot 4,5^2}{4}} = 1,44 \text{ MPa} \quad (11)$$

Dosažené tlakové napětí je řádově menší než dovolené, nehrozí žádné poškození tělesa servomotoru nebo deformace jeho konstrukce.

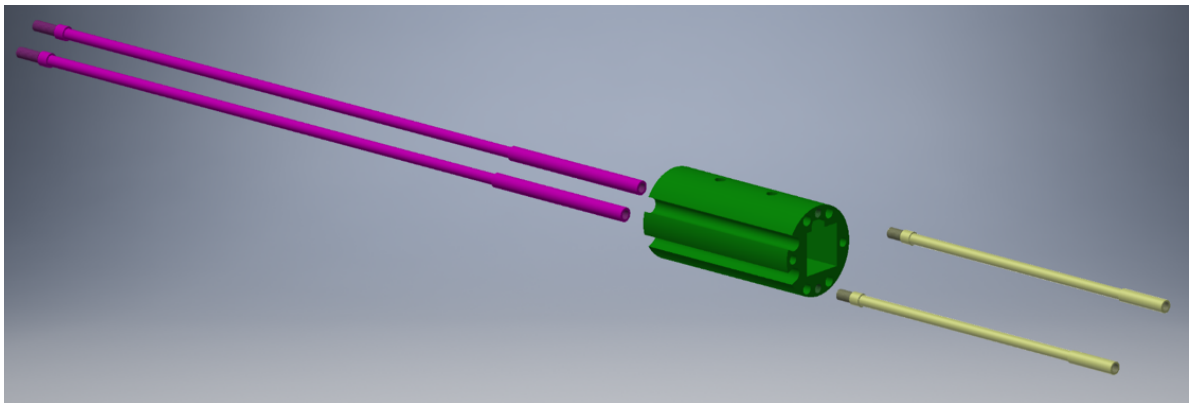
11. Výpočet tlaku v mezikruží speciálního šroubu:

$$p = \frac{F_t / 2}{S} = \frac{F_t / 2}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{F_t / 2 \cdot 4}{\pi \cdot d^2} = \frac{193 \cdot 4}{\pi (5^2 - 3^2)} = 15,37 \text{ MPa} \quad (12)$$

Vypočtený tlak je násobně menší než nejmenší dovolené tlakové napětí ocelí [38].

Utahovací moment M_u by se měl pohybovat v rozmezí (1,232 + 10 %) N.m. Tomu odpovídá celková vypočítaná přítláčná síla 386 N a třecí síla 168 N, zajišťující axiální zajištění servomotoru ve středním díle.

Distanční díly (na obrázku fialová barva) pro propojení s horním válcovým držákem (držák s okénkem pro kameru pro sledování pracovního média parní turbíny v měřící mezeře) jsou vsazeny do lícovaných otvorů středního dílu a přes vnitřní závit uchyceny z druhé strany šrouby. Distanční díly pro dolní válcový držák (na obrázku žlutá) mají na straně vnější závit a šroubují se do závitového otvoru středního držáku (viz. obr. 20).



Obr. 20: Střední díl s distančními díly

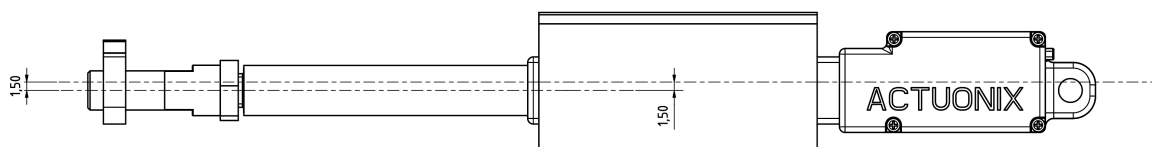
Pro vedení napájecího kabelu a kabelu pro přenos video signálu jsou určeny dvě podélné drážky na vnější části středního držáku. Tvar drážek by bylo vhodné optimalizovat pro použité konkrétní kabely, s cílem bezpečného vedení vodičů a zachycení axiálních sil při posuvu kamery.

Čtyři symetricky rozmístěné otvory slouží pro vedení trubiček, které rozvádějí stlačený vzduch na ofukování pozorovacího skla (okénka) kamery a pro vedení kabelů k osvětlovací LED diodě umístěné na konci sondy.

Na výsuvné části servomotoru je upevněna kamera pomocí sestavy nosné desky, která se skládá z redukce a samotné nosné desky. Sestava nosné desky musí splnit následující požadavky:

- upevnění nosné desky na výsuvnou tyč servomotoru,
- vyrovnání vyosení – umístění osy kamery do osy sondy,
- upevnění kabelů (napájecí kabel a video kabel) a jejich axiální zajištění,
- upevnění kamery,
- prostor pro konektory.

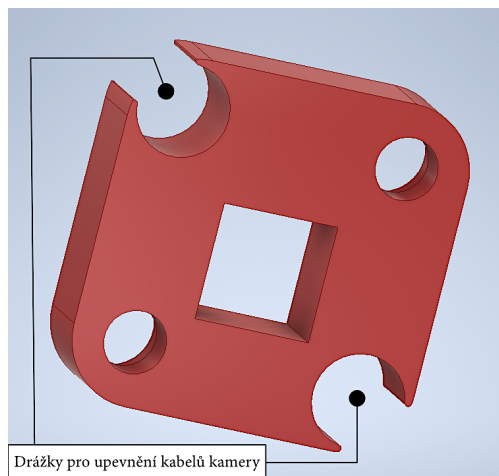
Ve středu samotné desky je umístěn otvor o průměru 5×5 mm, který je vyosen o 1,5 mm, pro vyrovnání asymetrie osy výsuvné tyče servomotoru (obr. 21).



Obr. 21: Deska s vyznačeným vyosením

Upevnění samotné desky na šroubové zakončení výsuvné tyče servomotoru je provedeno prostřednictvím redukce a kontra matice, což umožňuje fixování sestavy nosné desky ve správně natočené poloze zajišťující vyrovnání vyosení vůči servomotoru. Fixace sestavy nosné desky proti otočení je zajištěna třením mezi závitem redukce a závitem výsuvné tyče servomotoru a mezi redukcí a kontra maticí. Moment proti otočení se rovná utahovacímu momentu. Podle strojnických tabulek se utahovací momenty u závitů M6 pohybují podle pevnostních tříd od 9 do 17 N.m [34]. Kamera je lehká a symetrická, takže vlivem tíhy nevzniká téměř žádný moment. Zvolil jsem proto utahovací moment v dolním rozsahu 10 N.m, který zajišťuje s vysokou bezpečností správnou polohu sestavy nosné desky vůči servomotoru z důvodu kompenzace vyosení o 1,5 mm.

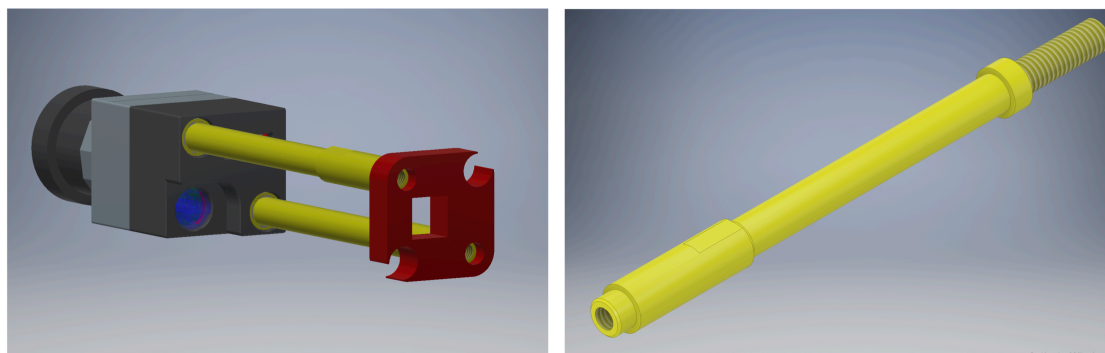
V protilehlých rozích samotné nosné desky (obr. 22) jsou vytvarovány drážky pro upevnění kabelů kamery, u nichž bude nutná optimalizace pro konkrétně použité vodiče a najetí kompromisu mezi deformací vodičů a zajištěním přenosu axiálních sil během posuvu kamery. Poslední dva lícované otvory slouží k nasunutí upevňovacích dílů kamery, zajištěných z druhé strany dvěma šrouby.



Obr. 22: Nosná deska s drážkami pro upevnění kabelů kamery

Pro upevnění samotné kamery jsem navrhl následující koncept. Původní šrouby kamery se nahradí upevňovacími díly (žlutý díl na obr. 23) plnícími následující funkce:

- funkci původních šroubů kamery,
- upevnění do nosné desky,
- zajištění prostoru pro napájecí konektor a konektor video signálu.



Obr. 23: Kamera s upevňovacími díly

Posledním úkolem je návrh vedení kabelů mezi statickým uchycením na středním válcovém držáku a pohyblivé upevňovací desce kamery. Maximální a minimální vzdálenost mezi oběma držáky se pohybuje od 24,22 mm do 74,22 mm při plánovaném rozsahu posuvu kamery 50 mm. Za vhodný tvar uspořádání vodičů lze považovat šroubovici s takovým stoupáním, aby při minimální vzdálenosti vznikla dostatečná mezera mezi závity vodičů, a při maximální vzdálenosti nebylo velké stoupání nebo velké zmenšení průměru šroubovice. Průměr šroubovice ve “stlačeném” stavu, kdy bude mít největší průměr, měl být navržen s ohledem na dostatečnou mezeru k distančním dílům a trubkám pro vedení vzduchu a vodičů. V “roztaženém” stavu pak nesmí spirála vodičů těsně ležet na výsuvné tyči. Pro první návrh se může vyjít z předpokladu, že výšku jednoho závitu spirály dvou kabelů rozměrově tvoří:

- průměr napájecího kabelu kamery (předpokládám cca 4 mm),
- průměr video kabelu (předpokládám rovněž cca 4 mm),
- mezera (uvažuji 1 mm),

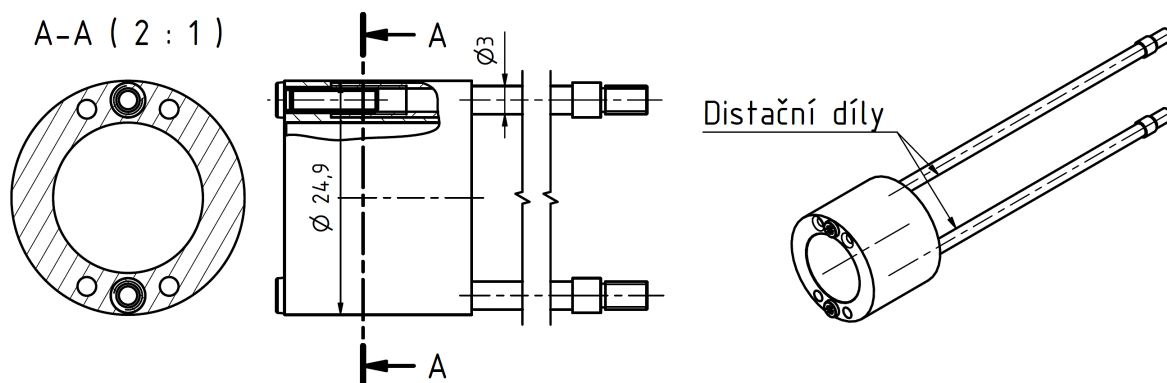
Výška jednoho závitu vodičů pak vychází 9 mm ($4 + 1 + 4$). Při uvažování mezery mezi závity také 1 mm pak vychází počet závitů pro dvojici vodičů pohybující se kamery na přibližně 2,5 závitu.

Teoretický návrh spirály vodičů je mimo rozsah této diplomové práce. V každém případě bude návrh počtu závitů spirály vodičů kamery kombinací teoretické návrhu a praktických zkoušek na samonosné sondě bez vnitřní trubky.

Střední válcový držák zajišťuje upevnění servomotoru s kamerou, upevnění distančních dílů pro propojení samonosné konstrukce s předním a zadním držákem, uchycení a vedení vodičů od kamery a fixaci čtyř trubek pro vedení tlakového vzduchu a vodičů pro osvětlovací modul.

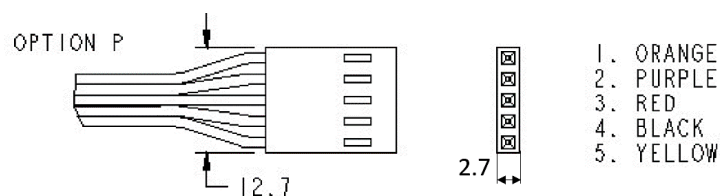
3.2.2. Zadní válcový držák

Uzavírá samonosnou konstrukci směrem k připojení rozvodů tlakového vzduchu a vedení elektrických kabelů (napájení, přenos dat). Se středním válcovým držákem ho spojují dva distanční díly, které se šroubují do středního držáku. Druhé konce se vsunou do lícovaných otvorů zadního držáku a zajistí šrouby (viz. obr. 24 se zadním držákem a dvěma distančními díly).

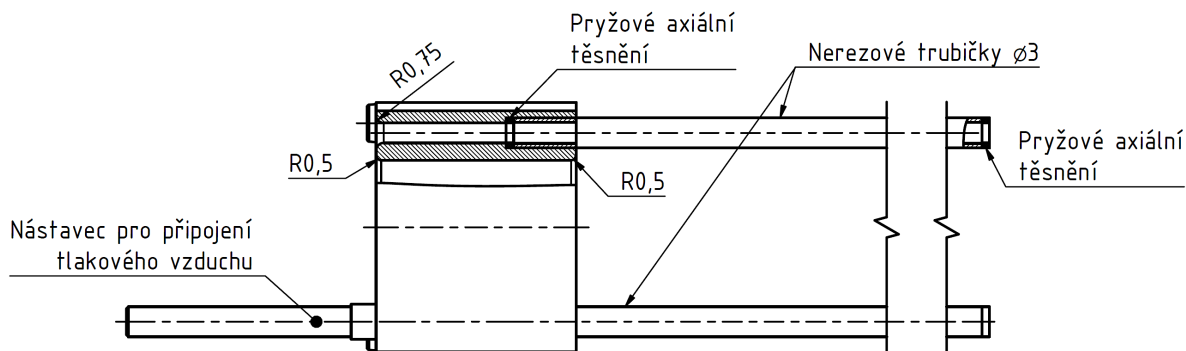


Obr. 24: Zadní držák se dvěma distančními díly

Nerezové trubičky s průměrem 3 mm pro vedení stlačeného vzduchu a elektrických vodičů pro napájení osvětlovacího modulu v hlavě sondy jsou sevřeny mezi zadním a předním dílem přes pryžová axiální těsnění, přičemž středním držákem jenom procházejí. Na obr. 25 je znázorněna skladba těsnění a trubek do příslušných otvorů zadního válcového držáku. Proti trubkám pro vedení stlačeného vzduchu na čištění skla pozorovacího okénka jsou našroubovány dva nástavce pro připojení tlakového vzduchu. Otvory proti trubkám pro vedení elektrických vodičů mají výrazně zaoblené hrany s poloměrem zaoblení $R = 0,75$ mm, stejně jako hrany otvoru (průměr 16 mm) ve středu zadního držáku s poloměrem zaoblení 0,5 mm, kudy povedou elektrické vodiče od servomotoru a video kamery. Průměr 16 mm montážně vyhovuje i největšímu připojovacímu konektoru od servomotoru o rozměrech $12,7 \times 2,7$ mm, viz. obr. 25.



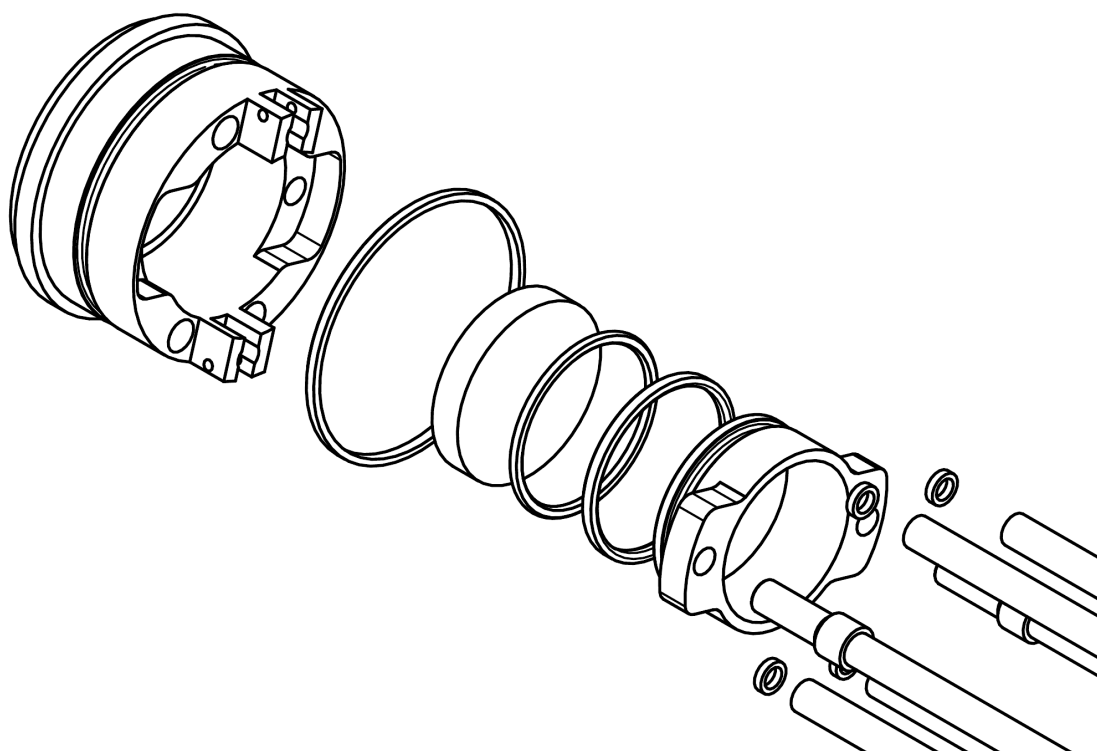
Obr. 25: Detail konektoru kamery a jeho rozměrů



Obr. 26: Schéma zadního dílu soustavy sondy

3.2.3. Přední válcový držák

Sdružuje více funkcí. Vedle zakončení samonosné konstrukce směrem k hlavě sondy, obsahuje sklo pozorovacího okénka pro video kameru, čištění skla stlačeným vzduchem, napojení hlavy sondy a axiální zajištění samonosné konstrukce ve vnitřní trubce. V následujících odstavcích popisují jednotlivá konstrukční řešení. Celkovou sestavu připojení předního válcového držáku do samonosné konstrukce, včetně montáže skla znázorňuje následující obr. 27:



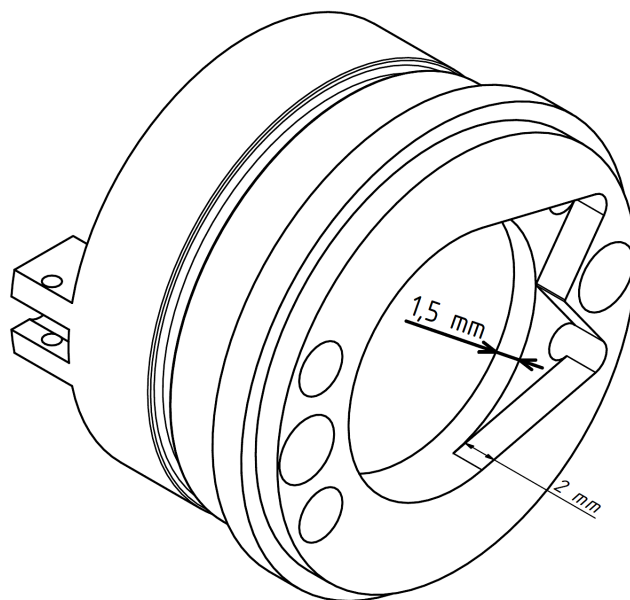
Obr. 27: Montážní schéma soustavy předního válcového držáku

Zakončení samonosné konstrukce:

Pro připojení slouží dva závitové otvory pro našroubování distančních dílů. Distanční díly se zároveň využívají k uchycení držáku pozorovacího skla (*dále rozvedeno v dalším bodu*). Čtyři další otvory jsou navrženy pro vložení axiálních těsnění a čtyř trubiček s průměrem 3 mm pro vedení tlakového vzduchu a elektrických vodičů k osvětlovacímu modulu. Jak již bylo uvedeno, všechny čtyři trubičky axiálně stlačuje, přes těsnící kroužky, přední a zadní válcový držák. Na obr. 27 je znázorněno montážní napojení předního dílu na samonosnou konstrukci pomocí dvou distančních dílů.

Sklo pozorovacího okénka kamery:

Do příslušného otvoru předního držáku je vloženo kruhové sklo a těsnící O-kroužek. Pomocí držáku skla se stlačí těsnící kroužek na kruhové sklo (viz. obr. 27), dvěma šrouby distančních dílů se připevní k přednímu držáku utahovacím momentem 1,1 N.m. Aby kruhové sklo bylo co nejbližší proudu tlakového vzduchu, navrhl jsem následující pořadí montáže: sklo, těsnící O-kroužek a držák skla (viz. obr. 27). Tím dosáhla výška „schodu“ mezi rovinou skla a rovinou „trychtýřů“ pro vedení tlakového vzduchu jen 1,5 mm, což zajišťuje dobrý čistící efekt, viz. obr. 28.



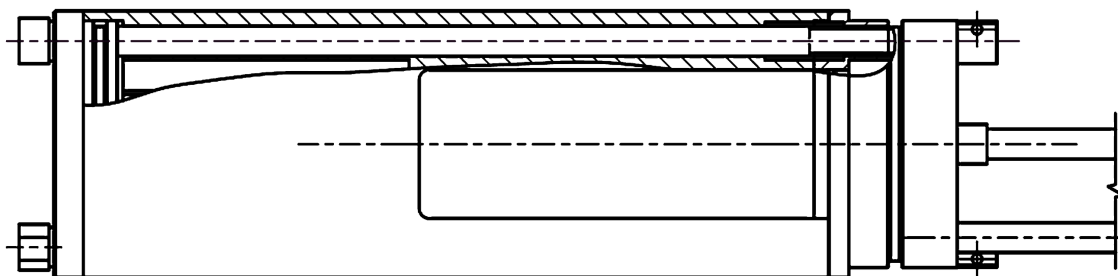
Obr. 28: Detail řešení čistění skla kamery tlakovým vzduchem

Čistění skla okénka kamery tlakovým vzduchem:

Pro intenzivnější čistící efekt se tlakový vzduch přivádí dvěma trubkami s vnitřním průměrem 2 mm. Výstupy tlakového vzduchu mají na výšku tvar štěrbin - daných mezerou 2 mm (obr. 28) mezi předním válcovým držákem a hlavou sondy, na šířku tvar dvou překrývajících se trychtýřů (od každého výstupu tlakového vzduchu), aby pokryly celou plochu okénka videokamery – viz. obr. 28.

Napojení hlavy sondy:

Do hlavy sondy je nutné zajistit vedení elektrických vodičů pro napájení osvětlovacího modulu. Vodiče jsou vedeny v samonosné konstrukci ve dvou trubkách s vnitřním průměrem 2 mm. V předním držáku jsou připraveny dva otvory pro trubky s průměrem 3 mm, které přes 2 axiální těsnění budou axiálně sevřeny mezi přední válcový držák a hlavu sondy. Do dalších dvou otvorů předního držáku jsou nalisované nerezové trubky s průměrem 4 mm, zapadající do lícovaných otvorů v hlavě sondy a axiálně zde stlačují těsnění. Otvory utěsňují dva šrouby připevňující hlavu sondy, včetně jejího víka, k přednímu válcovému držáku. Vše ukazuje obr. 29 (obrázek předního držáku, dvou trubek pro vodiče, dvou trubek pro šrouby, hlava sondy a její víko, dva upevňovací šrouby).



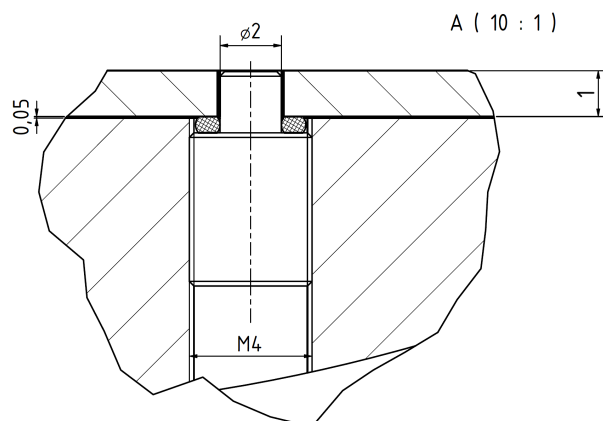
Obr. 29: Přední držák v částečném řezu

Utěsnění a axiální zajištění samonosné konstrukce ve vnitřní trubce:

Utěsnění předního válcového držáku pomocí radiálního pryžového O-kroužku ukazuje obr. 27. Pro axiální zajištění jsem zvažoval více řešení, v následujících odstavcích uvádím dvě.

První návrh vycházel z použití radiálního šroubu skrz ochrannou trubku s těsněním pod hlavou šroubu. Nevýhodou, vedle problematického těsnění plochy mezi hlavou šroubu a válcovou do-
sedací plochou, byla náročnost splnit požadavek na zalícování hlavy šroubu s vnější válcovou plochou vnitřní trubky, protože celá sonda bude vsouvána do ochranné trubky s vnitřním prů-

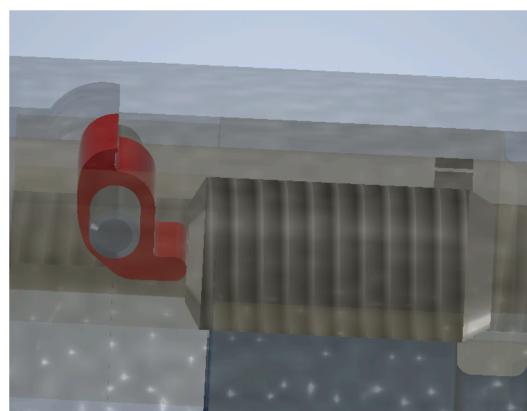
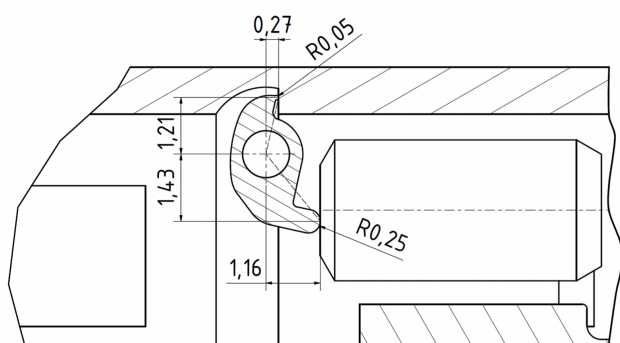
měrem 27 mm, která bude sloužit jako manuální úchop při zavádění zařízení sondy do koncového stupně parní turbíny.



Obr. 30: Axiální zajištění pomocí radiálního šroubu skrz vnitřní trubku

Další velkou nevýhodou tohoto axiálního zajištění vnitřní trubky je nemožnost zajištění předpětí mezi trubkou a předním válcovým držákem. Absence předpětí by mohla vést např. k mikrovibracím hlavy sondy v proudu mokré vodní páry.

Druhý návrh, obsažený v mé DP, využívá pro axiální zajištění dvě rozpínací kleštiny. Rozpínání kleštin zajišťují dva stavěcí šrouby, využívající závitové otvory v předním válcovém držáku pro šrouby na upevnění hlavy sondy. Součástí předního držáku jsou dále čepy pro otočné upevnění kleštin. Na vnitřní stěně vnitřní trubky se nachází drážka odpovídající tvaru čtvrtiny kruhu, o jejíž rovnou část se opírá kleština a přitlačuje trubku na přední držák, přičemž způsobuje předpětí. Princip mechanismu zobrazuje obr. 31 s poloměry prvního návrhu, viz. tab. 1.

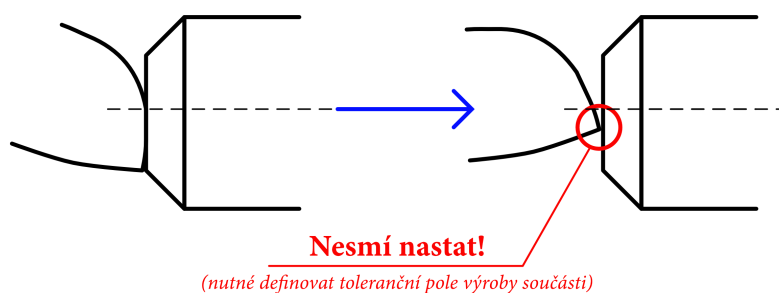


Obr. 31: Kleštinový mechanismus pro axiální zajištění

Základní parametry modelu a_0 , b_0 , c_0 a d_0 definují základní konstrukční (tj. konstantní) rozměry při nulových tolerancích, dané konceptem celé konstrukce, tedy polohou středu dosedacích bodů obou ramen kleštiny vůči jejímu středu otáčení. Dalším vstupem jsou hodnoty poloměrů obou konců kleštiny: R_1 a R_2 .

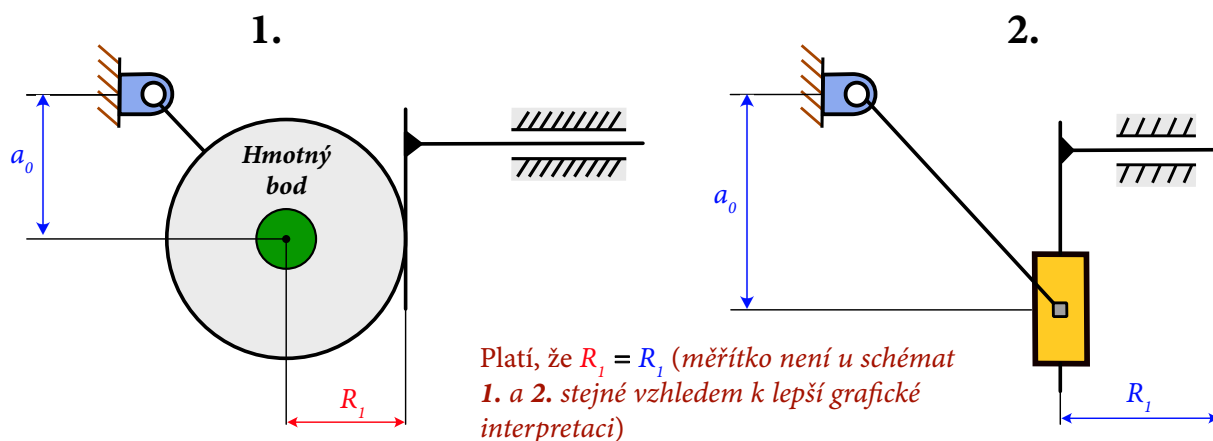
Na základě těchto 6 vstupů model spočítá délky ramen L_1 a L_2 a v okolí $\pm 0,15$ mm od konstrukční polohy stavěcího šroubu spočítá délky ramen a a b , která jsou kolmá na osově působení síly stavěcího šroubu a na rovinnou část vnitřní drážky vnitřní trubky. Z těchto hodnot se dále počítá pákový převod mechanismu a ostatní vedlejší hodnoty, jakými jsou např. úhly natočení obou ramen. Všechny vstupní a výstupní hodnoty modelu znázorňuje obr. 32.

Výstupy modelu pro rozsah poloh stavěcího šroubu $\pm 0,15$ mm a jednotlivé varianty jsou dále uvedeny formou tabulek. Průběh hodnot a a b v závislosti na montážní poloze x se kromě stanovení křivky převodu používá pro určení tolerancí tak, aby se eliminovaly polohy dosedacích ploch obou konců kleštiny mimo pracovní rozsahy. Např. aby se konec kleštiny, dosedající na stavěcí šroub, nedostal mimo dolní okraj a nedošlo k zadření mechanismu, jak znázorňuje následující obr. 33 (pravá strana zobrazuje kritickou polohu mimo pracovní rozsah mechanismu):



Obr. 33: Kritická poloha kleštinového mechanismu

Pro vysvětlení vlivu poloměrů dosedacích ploch na kinematické vlastnosti mechanismu uvádím na obr. 34 náhradu kleštinového mechanismu, s kruhovou dosedací plochou na rovinu, kinematickým schématem.



Obr. 34: Vliv zaoblení konců ramen kleštinového mechanismu

Z obrázku 34 je patrné, že zvětšováním poloměru dosedací válcové plochy dochází k oddalování otočného bodu, což vede k výrazným změnám kinematických vlastností mechanismu. Kvůli konstantním parametrům modelu a_0 , b_0 , c_0 a d_0 , z důvodu dané konstrukce omezené danými rozměry vnitřní trubky, dochází zvětšováním poloměrů k nepříznivému průběhu pákového převodu a zmenšování tolerancí, jak bude dále dokumentováno výstupem z modelu. Zvětšováním obou poloměrů dochází ke zvětšování úhlu γ přes 180° (viz. obr. 32), které způsobuje omezení pracovního rozsahu mechanismu a zmenšení konstrukčních tolerancí.

Než přistoupím k vlastní analýze kinematického modelu, je důležité nejprve popsat výpočet utahovacího momentu stavěcích šroubů pro dosažení přepínací síly mezi dvojicí těles: vnitřní trubka – přední válcový držák.

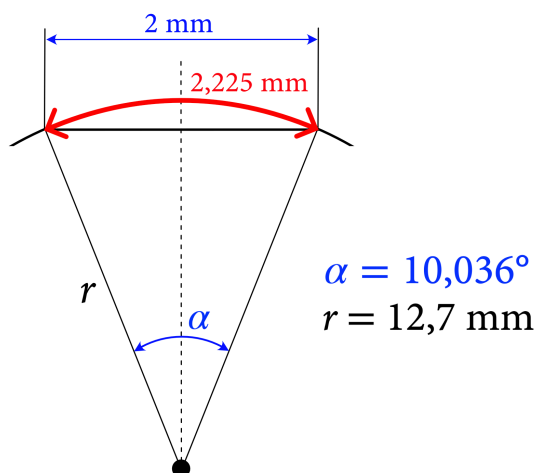
Pro výpočet utahovacího momentu jsem použil výraz (7) zohledňující pouze tření v závitech, protože u stavěcího šroubu nenastane tření pod hlavou šroubu. Tření mezi čelní plochou šroubu a dosedací válcovou plochou kleštiny jsem zanedbal, protože se nachází v oblasti osy stavěcího šroubu. Maximální utahovací moment šroubu M3 se pohybuje okolo hodnoty 1 N.m (jak je uvedeno v [37]). Hodnotu síly předpětí stavěcího šroubu jsem zvolil 100 N, takže celková síla předpětí obou šroubů pak bude $2 \times 100 = 200$ N.

Síla předpětí mezi vnitřní trubkou a předním válcovým držákem, která je závislá na hodnotě pákového převodu kleštiny, bude řešena později. Velikost utahovacího momentu podle vztahu (7) má následující parametry:

- Síla předpětí: $F_i = 100 \text{ N}$
- Střední průměr závitu: $d_2 = 2,6175 \text{ mm}$
- Dynamický součinitel tření (*ocel - ocel*): $f = 0,2$
- Rozteč závitu: $P_h = 0,5 \text{ mm}$
- Úhel profilu: $\alpha = 60^\circ$

Utahovací moment $M_u = 21,96 \text{ N.mm}$ vyhovuje s rezervou běžnému utahovacímu momentu šroubu M3, který se, jak již bylo zmíněno, uvádí 1 N.m.

Se silou předpětí souvisí ²Hertzův tlak. V místě dotyku konců ramen kleštiny dochází k dotyku válcové plochy konců kleštiny s rovinou stavěcího šroubu, resp. vnitřní drážky vnitřní trubky. Délka válcové plochy dotýkající se čelní hlavy stavěcího šroubu odpovídá šířce kleštiny, tedy 2 mm, délka válcové plochy dotýkající se vnitřní drážky vnitřní trubky je delší o 2,225 mm, z důvodu kruhovému tvaru své osy, viz. obr. 34:



Obr. 35: Délka válcové plochy dotýkající se vnitřní drážky vnitřní trubky

² Hertzův tlak (neboli styčný tlak ev. kontaktní pnutí) vzniká v místě vzájemného silového působení dvou těles s definovaným zakřivením povrchu [39].

Pro výpočet šířky dotykové plošky byl použit vzorec:

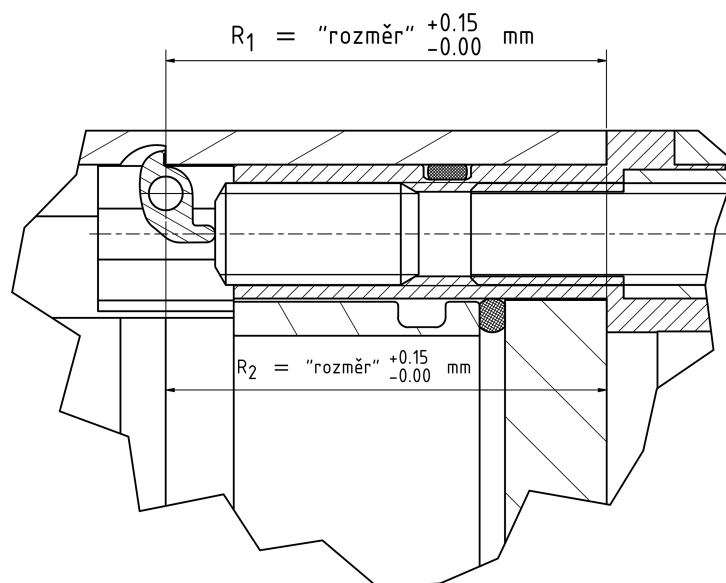
$$b = 2,15 \cdot \sqrt{\frac{q \cdot d}{E}}, \quad (13)$$

kde:

- $q = F/l$ [N] ... zatížení vztažené na jednotku délky dotyku, resp. šířku kleštiny,
 d [mm] ... průměr válcové plochy, tedy $2 \times R_1$, resp. $2 \times R_2$,
 E [Pa] ... modul pružnosti v tahu, pro ocel $2,1 \times 10^5$ MPa.

Vztah (13) byl doplněn do kinematického modelu a při zadání síly předpětí a poloměrů válcových ploch konců kleštin počítá *Hertzův tlak*, přičemž zohledňuje pákový převod, viz. hodnoty ve výstupních tabulkách z modelu.

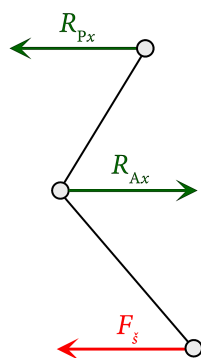
Dalším důležitým výstupem kinematického modelu je hodnota výsledné tolerance vnitřní drážky na vnitřní trubce vůči poloze kleštiny upevněné na předním válcovém držáku. Toleranční řetězec rozměrů popisuje obr. 36. Tolerance odpovídá výsledkům kinematického modelu uvedených v tab. 1, kde se výsledné toleranční pole rovná 0,30 mm (u návrhu $R_1 = 0,25$ mm a $R_2 = 0,05$ mm podle hodnot uvedených v tab. 1 kinematika vyhovuje celému uvažovanému tolerančnímu poli $\pm 0,15$ mm, pro hodnoty $R_1 = 1,2$ mm a $R_2 = 2,4$ mm uvedené v tab. 2 došlo ke zmenšení celkové tolerance z 0,30 mm na 0,19 mm). To bylo rozděleno mezi toleranci na vnitřní trubce a předním válcovém držáku. Tolerance kleštiny nejsou uvažovány. Kinematický model vrací průběh momentových ramen $a(x)$ a $b(x)$, které se pro rozsah poloh stavěcího šroubu $\pm 0,15$ mm mají nacházet v tolerančním poli, které zaručuje dotyky koncových bodů ramen na příslušných rovinných plochách stavěcího šroubu, resp. vnitřní drážky vnitřní trubky. Model sám vyhodnocuje, podle zadaného tolerančního pole, správné hodnoty $a(x)$ a $b(x)$, hodnoty v toleranci označuje v tabulce zeleným pozadím.



Obr. 36: Toleranční řetězec pro vzájemnou polohu kleštiny a vnitřní trubky pro hodnoty uvedené v tab. 1.

Testovaný rozsah kinematického modelu pracovních poloh kleštiny $\pm 0,15$ mm byl zvolen stejně, jako maximální konstrukční tolerance. Jak bude dále podrobněji zmíněno, zvolené toleranci vyhovuje pouze první návrh poloměrů (který pevnostně nevyhovuje velikosti tlakového napětí místě dotyku kleštin), u druhého návrhu poloměrů dojde ke zmenšení tolerance. Z hlediska dynamického modelu jsou díky posuvným vazbám všechny silové složky ve směru osy y nulové. Součet sil ve směru osy x , působících na kleštinu, je dán součtem síly předpětí od stavěcího šroubu a reakčními silami ve středu otáčení kleštiny a v místě dotyku druhého ramene kleštiny s vnitřní drážkou vnitřní trubky.

Momenty ke středu otáčení kleštiny tvoří dvě silové dvojice: síla od stavěcího šroubu na rameni $a(x)$ a reakční síla na druhém rameni (síla předpětí mezi trubkou a předním držákem) na rameni $b(x)$. Vše popisuje obr. 37:



Obr. 37: Silová rovnováha.

V předchozích odstavcích jsem popsal všechny vstupní hodnoty pro kinematický model a nyní může následovat analýza kinematického modelu mechanismu kleštiny pro axiální zajištění vnitřní trubky a síly předpětí. Principiálně se bude jednat o hledání vhodného kompromisu mezi silou předpětí, *Hertzovým tlakem* a rozsahem tolerancí. Jak jsem již uvedl, parametrický kinematický model umožňuje měnit řadu parametrů a vrací tabulku hodnot s řadou důležitých hodnot pro konstrukční návrh mechanismu a pro axiální zajištění vnitřní trubky k samonosné konstrukci s definovanou silou předpětí.

Nejprve aplikuji model pro posouzení prvního návrhu mechanismu, kde kleština měla na rameni stavěcího šroubu poloměr válcové plochy $R_1 = 0,25$ mm a poloměr druhého ramene pouze $R_2 = 0,05$ mm. Tab. 1 vstupních a výstupních hodnot parametrického kinematického modelu obsahuje hodnoty popisující model v rozsahu poloh stavěcího šroubu $\pm 0,15$ mm.

Vstupní hodnoty kinematického modelu popisuje následující tabulka (síla předpětí 100 N pro jednu kleštinu):

Vstupní hodnoty kinematického modelu mechanismu kleštiny		
Název proměnné	Hodnota [mm]	Popis
Konstrukční hodnoty		
a_0	1,430	Výchozí vzdálenost dotykového bodu kleština–šroub ve směru osy y
b_0	1,090	Výchozí vzdálenost dotykového bodu kleština–trubka ve směru osy y
c_0	1,160	Výchozí vzdálenost dotykového bodu kleština–šroub ve směru osy x
d_0	0,269	Výchozí vzdálenost dotykového bodu kleština–trubka ve směru osy x
Poloměry zaoblení konců ramen kleštiny		
R_1	0,25	Poloměr zaoblení konce ramene kleština–šroub
R_2	0,05	Poloměr zaoblení konce ramene kleština–trubka
Tolerance poloh bodů dotyků ve směru osy y		
TP_{h1}	2,18	Horní mez tolerančního pole kleština–šroub
TP_{d1}	0,68	Dolní mez tolerančního pole kleština–šroub
TP_{h2}	1,24	Horní mez tolerančního pole kleština–trubka
TP_{d2}	0,94	Dolní mez tolerančního pole kleština–trubka

Tab. 1: Vstupní hodnoty kinematického modelu mechanismu kleštiny.

Pro výpočet výstupních hodnot se v kinematickém modelu používají následující vzorce:

1. Statické výstupní hodnoty mechanismu:

$$x_{01} = c_0 - R_1 \quad (14)$$

$$x_{02} = c_0 - R_2 \quad (15)$$

$$L_1 = \sqrt{x_{01}^2 + a_0^2} \quad (16)$$

$$L_2 = \sqrt{x_{02}^2 + b_0^2} \quad (17)$$

$$\gamma = 180 - \alpha - \beta = 180 - \arctan\left(\frac{x_{01}}{a_0}\right) - \arctan\left(\frac{x_{02}}{b_0}\right) \quad (18)$$

$$p_1 = \frac{F}{S} = \frac{\text{síla stavěcího šroubu}}{\text{šířka podle vzorce (13)} \times \text{šířka kleštiny 2 mm}} \quad (19)$$

2. Dynamické hodnoty mechanismu jako funkce polohy stavěcího šroubu:

$$\alpha(x) = \arcsin\left(\frac{x_{01} + x}{L_1}\right) \quad (20)$$

$$A(x) = L_1 \cdot \cos(\alpha(x)) \quad (21)$$

$$x_{sr1}(x) = c_0 - L_1 \cdot \sin(\alpha(x)) \quad (22)$$

$$\beta(x) = 180 - \gamma - \alpha(x) \quad (23)$$

$$B(x) = L_2 \cdot \cos(\beta(x)) \quad (24)$$

$$x_{sr2}(x) = d_0 - L_2 \cdot \sin(\beta(x)) \quad (25)$$

$$i(x) = \frac{a(x)}{b(x)} \quad (26)$$

$$F_{td}(x) = \text{síla předpětí} \cdot i(x) \quad (27)$$

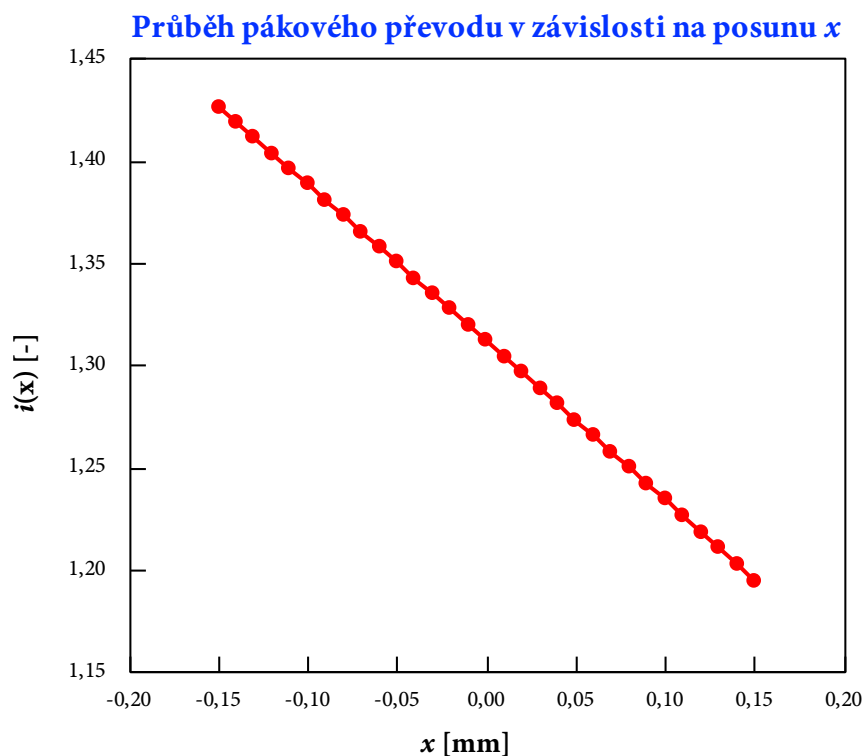
$$P_{td}(x) = \frac{F_{td}(x)}{\text{šířka podle vzorce (13)} \times \text{šířka kleštiny 2,22 mm}} \quad (28)$$

Na další stránce následuje tabulka parametrického kinematického modelu, která vyhodnocuje první návrh.

x_{01}	x_{02}	L_1	L_2	γ	R_1	R_2	p_1	p_2	F_p
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[°]	[mm]	[mm]	[MPa]	[MPa]	[N]
0,91	0,2190	1,695	1,1118	136,17	0,25	0,05	2131,43	4518,62	100
x	$\alpha(x)$	$a(x)$	$x_{sr1}(x)$	$b(x)$	$x_{sr2}(x)$	$\beta(x)$	$i(x)$	$F_{td}(x)$	$p_{td}(x)$
[mm]	[°]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[°]	[-]	[N]	[MPa]
0,15	38,71	1,3226	-0,1000	1,1073	-0,1697	5,12	1,19	119,44	5397,20
0,14	38,28	1,3306	-0,1100	1,1066	-0,1614	5,55	1,20	120,25	5433,48
0,13	37,85	1,3384	-0,1200	1,1057	-0,1531	5,98	1,21	121,05	5469,59
0,12	37,42	1,3461	-0,1300	1,1048	-0,1449	6,41	1,22	121,84	5505,55
0,11	37,00	1,3537	-0,1400	1,1039	-0,1367	6,83	1,23	122,63	5541,37
0,10	36,57	1,3612	-0,1500	1,1029	-0,1286	7,26	1,23	123,42	5577,05
0,09	36,16	1,3686	-0,1600	1,1018	-0,1205	7,68	1,24	124,21	5612,61
0,08	35,74	1,3758	-0,1700	1,1007	-0,1125	8,09	1,25	124,99	5648,04
0,07	35,32	1,3830	-0,1800	1,0995	-0,1045	8,51	1,26	125,78	5683,37
0,06	34,91	1,3900	-0,1900	1,0983	-0,0966	8,92	1,27	126,56	5718,59
0,05	34,50	1,3969	-0,2000	1,0971	-0,0887	9,33	1,27	127,33	5753,71
0,04	34,09	1,4037	-0,2100	1,0957	-0,0809	9,74	1,28	128,11	5788,74
0,03	33,68	1,4105	-0,2200	1,0944	-0,0731	10,15	1,29	128,88	5823,69
0,02	33,28	1,4171	-0,2300	1,0930	-0,0653	10,56	1,30	129,65	5858,56
0,01	32,87	1,4236	-0,2400	1,0915	-0,0576	10,96	1,30	130,42	5893,36
0,00	32,47	1,4300	-0,2500	1,0900	-0,0500	11,36	1,31	131,19	5928,10
-0,01	32,07	1,4363	-0,2600	1,0884	-0,0424	11,76	1,32	131,96	5962,79
-0,02	31,67	1,4425	-0,2700	1,0868	-0,0348	12,16	1,33	132,73	5997,42
-0,03	31,28	1,4487	-0,2800	1,0852	-0,0273	12,55	1,33	133,49	6032,00
-0,04	30,88	1,4547	-0,2900	1,0835	-0,0199	12,95	1,34	134,26	6066,55
-0,05	30,49	1,4606	-0,3000	1,0818	-0,0124	13,34	1,35	135,02	6101,07
-0,06	30,10	1,4665	-0,3100	1,0800	-0,0050	13,73	1,36	135,78	6135,56
-0,07	29,71	1,4722	-0,3200	1,0782	0,0023	14,12	1,37	136,55	6170,02
-0,08	29,32	1,4779	-0,3300	1,0763	0,0096	14,51	1,37	137,31	6204,47
-0,09	28,93	1,4834	-0,3400	1,0744	0,0169	14,90	1,38	138,07	6238,91
-0,10	28,55	1,4889	-0,3500	1,0725	0,0241	15,28	1,39	138,83	6273,35
-0,11	28,16	1,4943	-0,3600	1,0705	0,0313	15,67	1,40	139,60	6307,79
-0,12	27,78	1,4996	-0,3700	1,0684	0,0384	16,05	1,40	140,36	6342,23
-0,13	27,40	1,5049	-0,3800	1,0664	0,0455	16,43	1,41	141,12	6376,68
-0,14	27,02	1,5100	-0,3900	1,0643	0,0526	16,81	1,42	141,88	6411,15
-0,15	26,64	1,5151	-0,4000	1,0621	0,0596	17,19	1,43	142,65	6445,65
<i>Toleranční pole 1</i>		<i>Toleranční pole 2</i>		<i>Konstantní parametry</i>					
T_{ph1}	T_{pd1}	T_{ph2}	T_{pd2}	a_0	b_0	c_0	d_0		
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]		
2,18	0,68	1,24	0,94	1,430	1,090	1,160	0,269		

Tab. 2: Výstupní hodnoty prvního návrhu kinematického modelu.

Návrh vykazuje velmi dobré kinematické vlastnosti, kdy při utahování stavěcího šroubu (směr od kladných hodnot x k záporným, protože se stavěcí šroub při utahování pohybuje v záporném směru osy x) dochází ke zvětšování převodu a nárůstu síly předpětí mezi vnitřní trubkou a předním držákem, graf 1.



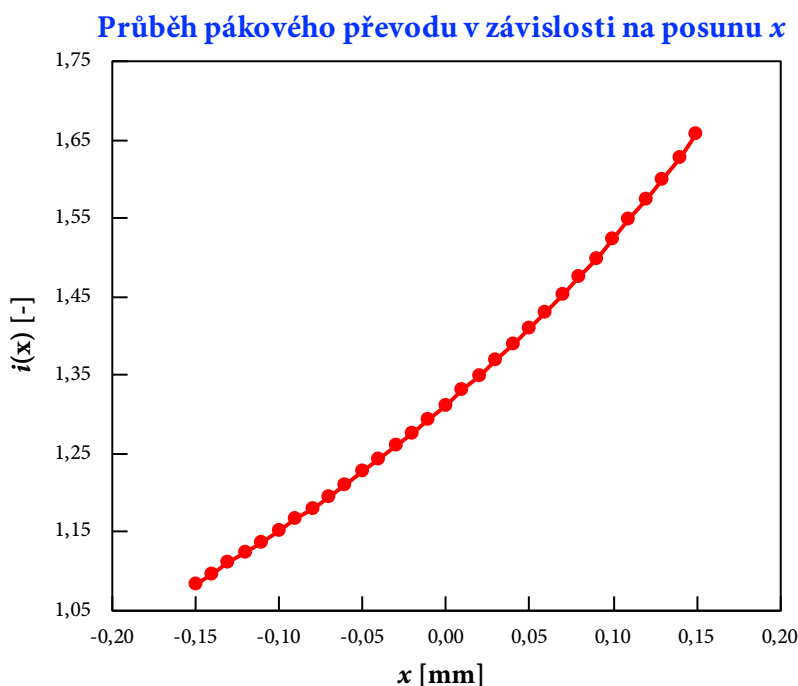
Graf 1: Průběh převodu kleštiny pro Tab. 2

Za pozitivní vlastností této kinematiky lze považovat průběh hodnot $a(x)$ a $b(x)$. V celém rozsahu vstupní tolerance se jejich hodnoty nacházejí v zeleném tolerančním poli. Obě válcové plochy ramen kleštiny se pohybují v dovoleném rozsahu po opěrných rovinách stavěcího šroubu a vnitřní drážky vnitřní trubky. Tolerance relevantních rozměrů ukazuje obr. 36.

V důsledku malých poloměrů bylo dosaženo velmi dobrých kinematických vlastností. Problémem jsou ale vysoké hodnoty dotykových tlaků (okolo 6 000 MPa) mezi válcovými a rovinnými plochami, které by mohly způsobit destrukci povrchu a zadření mechanismu. Dle [38] by se hodnoty dotykového tlaku u oceli se zvýšenou tvrdostí povrchu měly pohybovat pod 1 GPa. Hodnota dotykového tlaku v drážce trubky je dána malým poloměrem válcové plochy $R_2 = 0,05$ mm a její malou délkou 2,225 mm.

V dalších návrzích jsem experimentoval s hodnotami R_1 a R_2 pro dosažení kompromisu mezi tolerančním polem, hodnotami dotykových tlaků a kinematickými vlastnostmi modelu mechanismu. Zvětšováním hodnot poloměrů dojde k obrácení průběhu pákového převodu. Utahování šroubu má poté za následek pokles pákového převodu a snižování síly předpětí mezi vnitřní trubkou a předním válcovým držákem. Optimální řešení představuje větší poloměr R_1 (na straně stavěcího šroubu je větší toleranční pole a díky obrácenému průběhu převodu i větší síla) a menší poloměr R_2 . Velikost poloměru R_2 významně ovlivňuje snížení dotykového tlaku na únosnou hodnotu. Poměr mezi poloměry R_1 a R_2 jsem volil tak, aby toleranční pole na straně stavěcího šroubu a vnitřní trubky bylo co možná největší.

Provedení experimentů mi umožnilo vyhodnotit „ideální“ parametry kinematického modelu, které jsou uvedeny v tab 3. Optimálním řešením se jeví volba poloměrů: $R_1 = 1,2$ mm a $R_2 = 2,4$ mm, kdy dotykový tlak poklesne pod 1 000 MPa a rozsah tolerančního pole na straně ramene kleštiny s vnitřní drážkou vnitřní trubky se sníží na rozměrové úchytky: + 0,09 mm a -0,10 mm, resp. celkovou toleranci délkových rozměrů 0,19 mm pro vzájemnou polohu vnitřní trubky s vnitřní drážkou a předního válcového držáku s kleštinou. Průběh pákového převodu se obrátil (s utahováním šroubu dochází k poklesu převodu) a jeho rozsah se zvětšil z 0,23 mm na 0,57 mm (viz. graf 2).



Graf 2: Průběh převodu kleštiny pro Tab. 3

x_{01}	x_{02}	L_1	L_2	γ	R_1	R_2	p_1	p_2	F_p
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[°]	[mm]	[mm]	[MPa]	[MPa]	[N]
-0,04	-2,131	1,4306	2,3936	244,51	1,2	2,4	972,86	652,21	100
x	$\alpha(x)$	$a(x)$	$x_{sr1}(x)$	$b(x)$	$x_{sr2}(x)$	$\beta(x)$	$i(x)$	$F_{td}(x)$	$p_{td}(x)$
[mm]	[°]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[°]	[-]	[N]	[MPa]
0,15	4,41	1,4263	-1,0500	0,8608	-2,5024	-68,92	1,66	165,70	1080,69
0,14	4,01	1,4271	-1,0600	0,8764	-2,4964	-68,52	1,63	162,83	1061,96
0,13	3,61	1,4277	-1,0700	0,8920	-2,4902	-68,12	1,60	160,06	1043,90
0,12	3,21	1,4283	-1,0800	0,9075	-2,4839	-67,72	1,57	157,38	1026,46
0,11	2,80	1,4288	-1,0900	0,9230	-2,4775	-67,32	1,55	154,80	1009,61
0,10	2,40	1,4293	-1,1000	0,9385	-2,4709	-66,92	1,52	152,30	993,33
0,09	2,00	1,4297	-1,1100	0,9538	-2,4643	-66,52	1,50	149,89	977,57
0,08	1,60	1,4300	-1,1200	0,9692	-2,4576	-66,11	1,48	147,55	962,32
0,07	1,20	1,4302	-1,1300	0,9845	-2,4508	-65,71	1,45	145,28	947,55
0,06	0,80	1,4304	-1,1400	0,9997	-2,4438	-65,31	1,43	143,09	933,23
0,05	0,40	1,4305	-1,1500	1,0149	-2,4368	-64,91	1,41	140,96	919,34
0,04	0,00	1,4306	-1,1600	1,0300	-2,4296	-64,51	1,39	138,89	905,86
0,03	-0,40	1,4305	-1,1700	1,0451	-2,4224	-64,11	1,37	136,88	892,76
0,02	-0,80	1,4304	-1,1800	1,0601	-2,4150	-63,71	1,35	134,93	880,04
0,01	-1,20	1,4302	-1,1900	1,0751	-2,4076	-63,31	1,33	133,04	867,68
0,00	-1,60	1,4300	-1,2000	1,0900	-2,4000	-62,91	1,31	131,19	855,65
-0,01	-2,00	1,4297	-1,2100	1,1049	-2,3923	-62,51	1,29	129,40	843,94
-0,02	-2,40	1,4293	-1,2200	1,1197	-2,3845	-62,11	1,28	127,65	832,54
-0,03	-2,80	1,4288	-1,2300	1,1345	-2,3767	-61,71	1,26	125,95	821,44
-0,04	-3,21	1,4283	-1,2400	1,1492	-2,3687	-61,31	1,24	124,29	810,61
-0,05	-3,61	1,4277	-1,2500	1,1639	-2,3606	-60,91	1,23	122,67	800,06
-0,06	-4,01	1,4271	-1,2600	1,1785	-2,3524	-60,50	1,21	121,09	789,76
-0,07	-4,41	1,4263	-1,2700	1,1931	-2,3440	-60,10	1,20	119,55	779,71
-0,08	-4,81	1,4255	-1,2800	1,2076	-2,3356	-59,70	1,18	118,05	769,90
-0,09	-5,21	1,4246	-1,2900	1,2221	-2,3271	-59,30	1,17	116,58	760,32
-0,10	-5,62	1,4237	-1,3000	1,2365	-2,3185	-58,90	1,15	115,14	750,95
-0,11	-6,02	1,4227	-1,3100	1,2509	-2,3097	-58,49	1,14	113,74	741,79
-0,12	-6,42	1,4216	-1,3200	1,2652	-2,3009	-58,09	1,12	112,36	732,83
-0,13	-6,82	1,4204	-1,3300	1,2794	-2,2919	-57,69	1,11	111,02	724,07
-0,14	-7,23	1,4192	-1,3400	1,2937	-2,2829	-57,28	1,10	109,70	715,49
-0,15	-7,63	1,4179	-1,3500	1,3078	-2,2737	-56,88	1,08	108,42	707,09
<i>Toleranční pole 1</i>		<i>Toleranční pole 2</i>		<i>Konstantní parametry</i>					
T_{ph1}	T_{pd1}	T_{ph2}	T_{pd2}	a_0	b_0	c_0	d_0		
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]		
2,18	0,68	1,24	0,94	1,430	1,090	1,160	0,269		

Tab. 3: Výstupní hodnoty druhého návrhu kinematického modelu.

Uvedené tolerance je bezpodmínečně nutné dodržet při výrobě těchto dílů pro zajištění správné funkčnosti axiálního zajištění a dosažení celkové síly předpětí přes 200 N. Dodržení tolerancí je dále důležité z hlediska ochrany před zadřením kleštinového mechanismu. Dotykové tlaky se pohybují v řádu stovek MPa, což by pro polohy ramen mimo toleranční pole znamenalo nárůst tlaku, způsobený zmenšením dotykového poloměru a následné zadření mechanismu. Zásadní je dodržení tolerance v dotykovém bodě kleština–trubka, jak ukazují výstupní hodnoty z kinematického modelu kleštinového mechanismu. Další možností redukce dotykových tlaků je samozřejmě snížení síly předpětí.

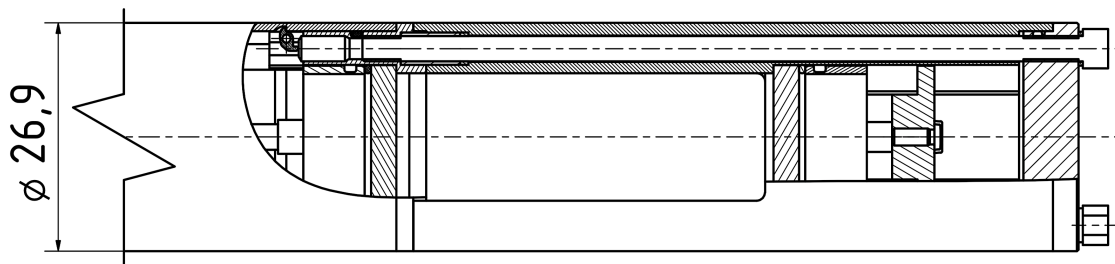
Čelo předního válcového držáku s koncovým víkem bude jako jediná část samonosné konstrukce přicházet do styku s měřeným médiem (částečně zkondenzovanou parou obsahující určité množství primárních a sekundárních kapek vody, které je dáno parametry daného stupně turbíny - teplota, rychlost proudění, vlhkost, . . .) uvnitř parní turbíny. Z tohoto důvodu je zapotřebí klást důraz na bezpečné upevnění s přepínací silou a utěsnění předního válcového držáku ve vnitřní trubce, které je velmi důležité pro zajištění správné funkce a ochraně vnitřních komponentů proti trvalému poškození horkou vodní párou.

3.2.4. Hlava sondy s víkem

Hlavní úlohu hlavy sondy s víkem lze shrnout do následujících bodů:

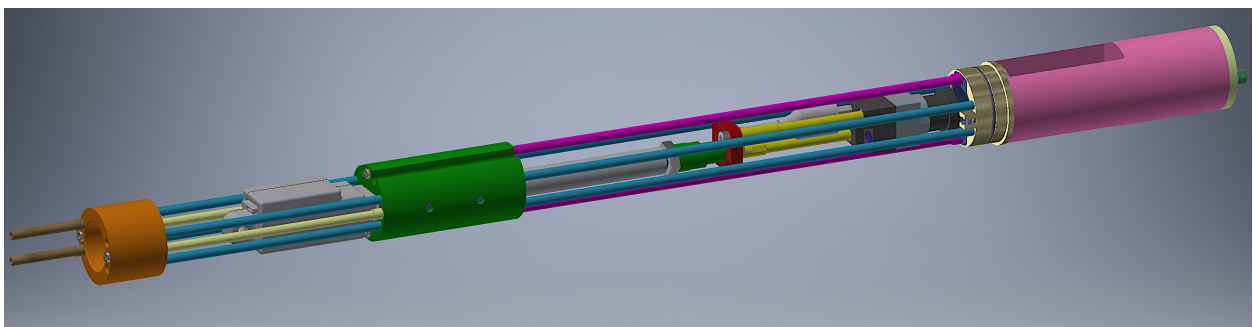
- Vymezení prostoru měřicí mezery sondy, kde se na jedné straně nachází pozorovací otvor videokamery a na druhé protilehlé straně je umístěn průhledný otvor, skrz který LED modul prosvětluje průchozí páru. Délka měřicí mezery odpovídá délce posunu videokamery (50 mm), aby bylo možné snímat všechna místa měřicí mezery s optimálním nastavením videokamery.
- Upevnění kulatého skla pro osvětlovací modul. Rozměry skla, způsob těsnění a upevnění skla jsou shodné s konstrukčním řešením v předním válcovém držáku.
- Upevnění osvětlovacího modulu. Skládá se z LED diody na desce plošných spojů, upevněné do hlav šroubů se závitovým otvorem dvěma šrouby. Řešení bylo zvoleno z důvodu rozdílného utahovacího momentu šroubů pro upevnění držáku skla a tištěného spoje osvětlovacího modulu

- Elektrické napájení osvětlovacího modulu je zajištěno dvěma vodiči (k vedení se nevyužívá kostra sondy z důvodu minimalizace přechodových odporů) z předního válcového držáku do hlavy sondy. Vodiče jsou nejprve vedeny přes dvě krátké trubičky, utěsněné axiálními těsněními, dále pokračují vrtanými otvory do horní části hlavy sondy, kde je umístěn osvětlovací modul, do kterého jsou připojeny. Pro výstupní otvory elektrických vodičů bylo zvolen větší rádius sražení $R = 0,5$ mm z důvodu ochrany vodičů proti prodření jejich izolace. Na konci je sonda uzavřena víkem s radiálním těsněním.
- Víko a hlava sondy jsou pomocí dvou šroubů připevněny k přednímu válcovému držáku. Utěsnění upevňovacích šroubů zajišťují dvě axiální pryžová těsnění u spojení hlavy sondy s předním válcovým držákem (přechodové trubky lisované do předního držáku) a dvě měděná těsnění mezi hlavami šroubů a víkem hlavy sondy. Celá montážní skladba je zobrazena na následujícím obrázku:



Obr. 38: Přední válcový držák v částečném řezu

Výkres kompletní 3D samonosné konstrukce bez vnitřní trubky znázorňuje obr. 39.

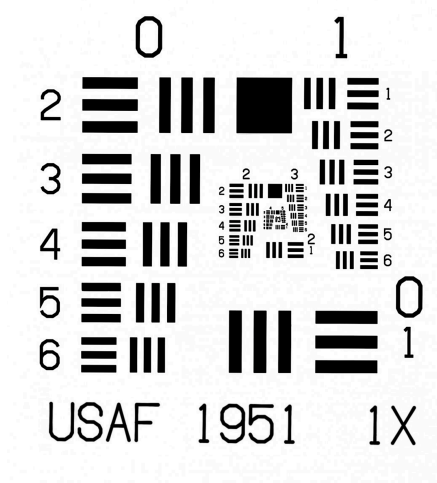


Obr. 39: Sestava samonosné konstrukce s hlavou sondy bez vnitřní trubky

3.3. Kalibrace optického systému sondy

Koncepce sondy byla navržena pro miniaturní průmyslovou kameru značky XIMEA MU9PM-MH, která není vybavena telecentrickým objektivem, ale standardním endocentrickým objektivem, tzn. že velikost objektu závisí na jeho vzdálenosti od objektivu kamery. Další nevýhodou endocentrického objektivu jsou zkreslené rozměry předmětu podle vzdálenosti od kamery. Telecentrické objektivy naopak zaručují stejnou velikost snímaného objektu v určitém rozsahu vzdáleností. Zásadní nevýhodou telecentrického objektivu pro použití snímání kapek fotogrammetrií v turbíně je značný úbytek světelnosti, který je pro tuto aplikaci nevýhodný [40], [41].

V rámci projektu sondy byla proto provedena kalibrace obrazu z hlediska rozlišení v závislosti na vzdálenosti objektu od objektivu a stanovení rozlišovací schopnosti objektivu kamery. K vyhodnocení byl použit test USAF-1951 1X, původně definovaný americkou vojenskou normou MIL-STD-150A [42], který je dnes běžně používán pro testy optických zařízení. Testovací obrázek je znázorněn na obr. 40:



Obr. 40: Test USAF-1951 1X

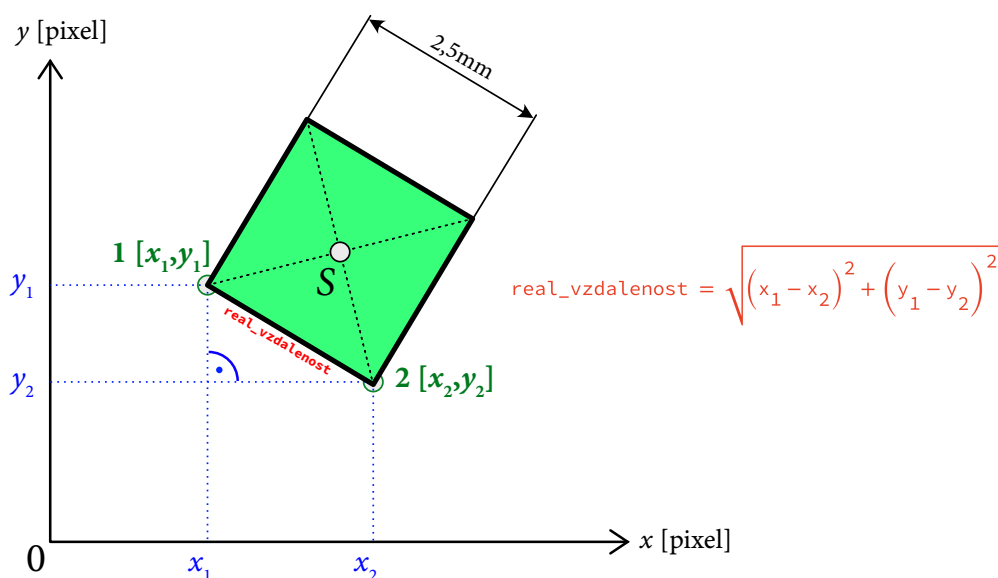
Standardně princip testu spočívá v určení trojice nejmenších pruhů, které lze od sebe ještě rozlišit, tzn. že opticky nesplývají v jeden útvar. Ze souřadnic, které definují pozici těchto pruhů, se pak podle vzorce:

$$\text{Resolution} = 2^{\left(\text{Group number} + \frac{\text{Element number} - 1}{6} \right)} \quad (29)$$

spočítá rozlišení, které má jednotky [lp/mm] tj. počet svazku proužků na 1 mm.

Vzhledem k tomu, že pro naši aplikaci byly na kameru kladeny požadavky především na její rozlišení (počet pixelů na mm), byl proveden jednoduchý test, během něhož se porovnávalo několik obrázků pořízených kamerou sondy z různých vzdáleností. Smyslem bylo porovnání počtu pixelů, které na snímku zaujal největší čtverec (soubor tří proužků) se souřadnicemi 0 a 1, jehož rozměry jsou $2,5 \times 2,5$ mm. K určení rozměrů čtverců v pixelech jsem použil program MATLAB.

MATLAB obsahuje programovací prostředí, které nabízí funkce pro analýzu obrazu. Spuštěním jednoduchého skriptu (obr. 42) jsem načtl obrázek do matice a zobrazil v grafickém okně. Obrázek jsem vhodně zvětšil a pomocí myši co nejpřesněji označil hrany tak, že jsem do rohů čtverce využitím příkazu `ginput` vykreslil dva body (body 1, 2 na obr. 41), jejichž souřadnice x a y (v pixelech) se načetly do pole. Hrana obrázku není zpravidla rovnoběžná se souřadným systémem x a y . Pro přepočítání délky hrany obrázku používám proměnnou (`real_vzdalenost`) odpovídající vzdálenosti bodů v pixelech (viz. obr. 41):



Obr. 41: Postup stanovení rozměrů měřeného pole (čtverce)

Na obr. 42 je zobrazen použitý skript pro výpočet rozlišení:

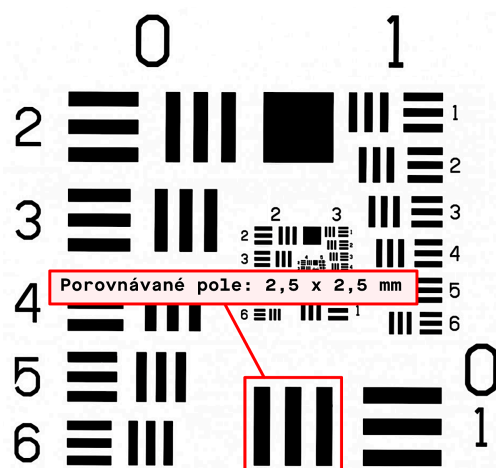
```

1 clear;
2 addpath /Users/marek/Desktop/Fotky_kamera/; % přidání cesty k souboru
3 Obr_1 = imread('1.tif'); % načtení obrázku
4 imshow(Obr_1); % vykreslení cesty
5 [x,y] = ginput(2); % zavedení 2 bodů
6 row = round(y); % uložení souřadnic y v pixelech
7 column = round(x); % uložení souřadnic x v pixelech
8 Pixel = [row,column]; % vytvoření pole
9 disp(Pixel); % výpis pole Pixel
10 real_vzdalenost = sqrt((row(1,:)-row(2,:))^2 + (column(1,:)-column(2,:))^2)
11 % výpočet vzdálenosti dvou bodů v pixelech z pole Pixel pomocí Pythagorovy věty

```

Obr. 42: Napsaný skript v MATLAB

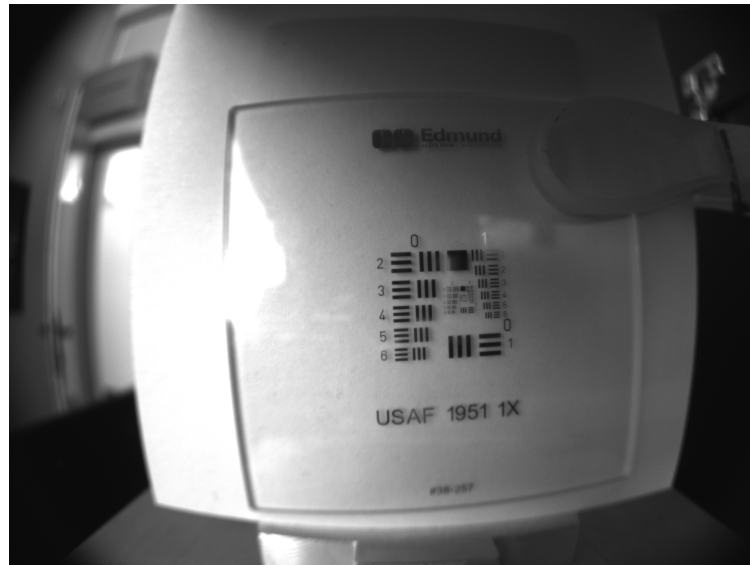
Z těchto dat se vytvořil výstup v podobě grafické závislosti vzdáleností kamery od snímaného předmětu na počtu zobrazených pixelů na 1 mm.



Obr. 43: Test USAF-1951 1X - porovnávané pole

Během experimentálního měření bylo pořízeno 6 snímků s různou vzdáleností kamery od testovacího obrazce v rozmezí od 32 do 71 mm. Pořízení snímků umožnilo volně dostupný ovládací nástroj výrobce kamery: XIMEA CamTool.

Obr. 44 ukazuje snímek testovacího obrazce ve vzdálenosti 51,4 mm od objektivu kamery:

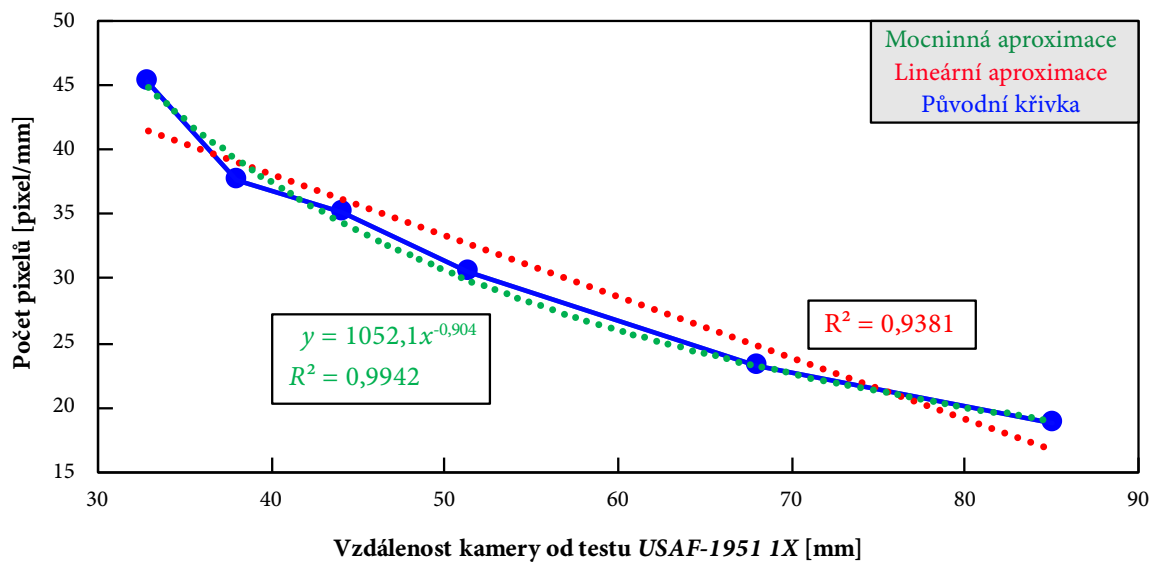


Obr. 44: Fotka pořízená kamerou ve vzdálenosti 51,4 od testu USAF-1951 1X

Z obrázku je patrné zkreslení endocentrického objektivu, kdy dochází k soudkovému zkreslení obrazu (tzv. efekt rybího oka).

Kalibrace kamery

Závislost počtu zobrazených pixelů na vzdálenosti kamery od snímaného objektu



Graf 3: Závislost počtu pixelů na vzdálenosti kamery od snímaného objektu

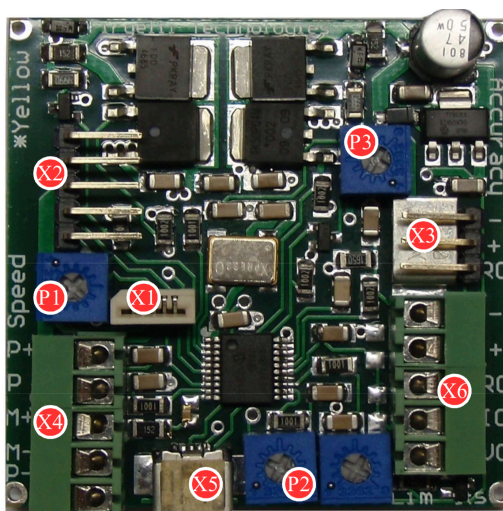
Vyhodnocení rozlišení (ostrosti pořízených snímků) shrnuje předchozí graf 3 s velmi příznivým koeficientem determinace aproximace vykreslené křivky $R^2 = 0,9942$.

Zjednodušeně lze naměřená data aproximovat lineární funkcí (červená křivka, graf 3), kdy koeficient determinace klesne pouze na $R^2 = 0,9381$. Korelační graf mezi vzdáleností objektu od kamery a hodnotou rozlišení [pixel/mm] lze považovat za lineární.

Lineární posuv kamery je daný použitým servem, tj. 50 mm (tomu odpovídá šířka měřicí štěrbiny 50 mm). Kamera se tedy manuálně zaostří na objekt ve vzdálenosti 50 mm. Pro tuto vzdálenost má kamera rozlišení přes 30 pixel/mm.

3.4. Lineární servomotor pro posuv video kamery

Pro zajištění dálkově řízeného posuvu video kamery, umístěné ve vnitřní trubce sondy, jsem navrhl lineární pohon od kanadské firmy Actuonix, série L12 – P. Jedná se o nejmenší řadu lineárního pohonu se zpětnovazebním potenciometrem, který je možné rozměrově integrovat do vnitřní trubky s vnitřním průměrem 24,9 mm. Vestavěný potenciometr poskytuje informaci o okamžité poloze, a proto lineární pohon nemusí při každé inicializaci zajíždět do výchozí polohy.



Obr. 45: Řízení lineárního servomotoru: Actuonix Linear Actuator Control Board

Základní parametry lineárního pohonu $L12 - P$:

- maximální výsuv: 50 mm,
- tolerance nastavení polohy: $\pm 0,3$ mm,
- maximální rychlost posuvu: $13 \text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$,
- maximální síla: 42 N,
- pracovní napětí: 12 V.

Lineární pohon s řídicí jednotkou propojuje 5 elektrických vodičů (2 – motor, 3 – potenciometr), připojených na konektor $X2$ řídicí jednotky, viz. obr. 45. Rozsah napájení 5 – 24 V (obr. 45, konektor $X6$, pin „+“ a „–“) umožňuje řízení více druhů pohonů, při maximálním proudu 4 A. Řídicí jednotka nabízí následující vstupní signály pro řízení lineárního pohonu:

- **Digitální:**

USB (Mini-B) ... umožňuje připojení k PC a ovládání pomocí aplikace,
RC-servopuls ... šířková modulace PWM, 1 kHz.

- **Analogový:**

řídící proud ... řídící proud v rozsahu 4 – 20 mA,
řídící napětí ... řídící napětí v rozsahu 0 – 3,3 V.

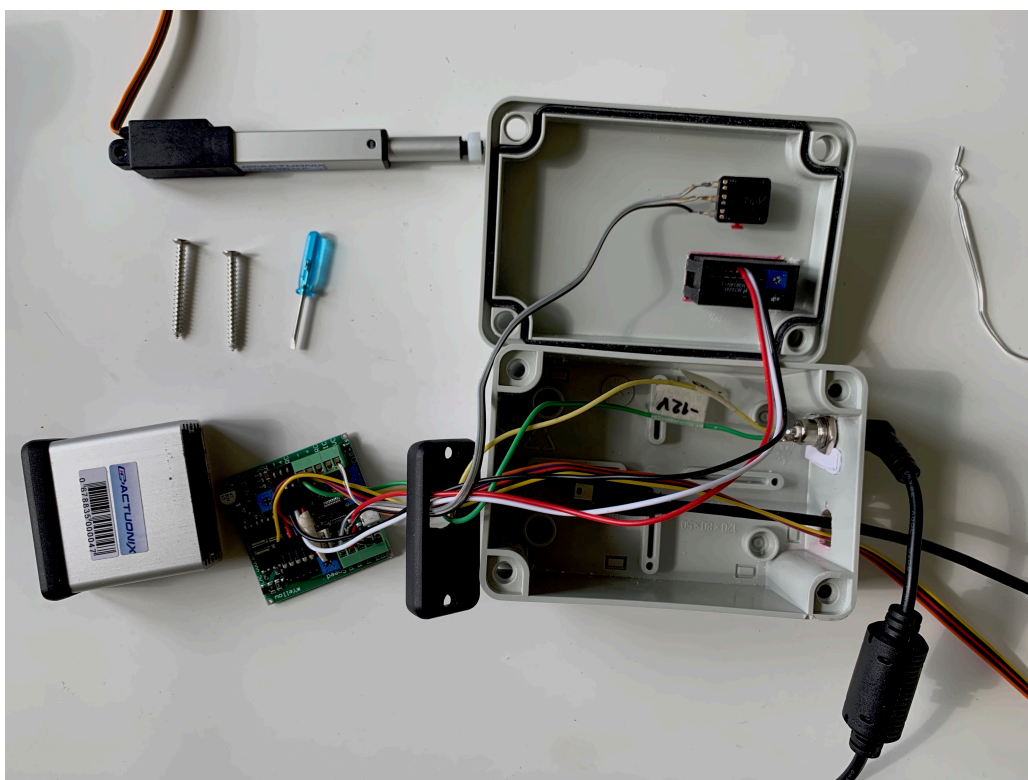
Pro řízení posuvu video kamery jsem vybral jeden digitální vstup „USB“ a jeden analogový vstup „řídící napětí“. Digitální řízení přes USB vyžaduje instalaci aplikace a příslušných ovladačů z webových stránek výrobce. Nedostatkem je špatná podpora nejnovější verze OS Windows 10. Na základě komunikace s Actuonix mi byl poskytnut patch, který řeší problém s nekompatibilitou. Výrobce dále nabízí knihovny DLL pro vývoj vlastní aplikace. Řízení přes analogový vstup vyžadovalo doplnění $10 \text{ k}\Omega$ potenciometru, připojeného na konektor $X4$ (pin „ $P+$ “ a „ $P-$ “) a na konektor $X6$ (pin „ VC “), viz. obr. 45. Pokud se pohon ovládá přes analogový vstup a řídicí jednotka je současně zapojena pro digitální řízení přes USB, má digitální řízení vyšší prioritu.

Při analogovém (prostřednictvím potenciometru $P1 - P3$ na řídicí desce, obr. 45) nebo digitálním (prostřednictvím aplikace) řízení se mohou nastavovat následující parametry lineárního pohonu v procentech:

- rychlost pohybu,
- přesnost nastavení požadované polohy (podle praktických zkušeností je dobré nastavit hodnotu 95%, při vyšších hodnotách dochází k rozkmitání pohonu),
- horní a dolní mezní polohy.

Pro zobrazení aktuálního vysunutí lineárního pohonu jsem doplnil indikátor polohy, která se zobrazuje na LED sloupcovém indikátoru (bargrafu), složeného z 10ti polí (napájený z konektoru X3, řídicí signál připojen na X4, pin „P“, obr. 45). V našem případě 1 LED pole indikuje posun o 5 mm. Rozsah vstupního analogového signálu je nutné nastavit potenciometrem, umístěným na zadní straně indikátoru.

Elektrické propojení řídicí jednotky s okolím je náchylné na mechanické poškození. Proto jsem řídicí jednotku, potenciometr, indikátor polohy, konektor pro napájení a propojovací vodiče integroval do plastové krabičky. Následující obrázky ukazují demontovaný a smontovaný stav plastového krytu, včetně připojeného lineárního pohonu. Propojovací 5ti žilový kabel mezi řídicí jednotkou a lineárním pohonem je možné pomocí prodlužovacího kabelu prodloužit o 1 m.



Obr. 46: Demontovaný plastový kryt IP67



Obr. 47: Smontovaný plastový kryt IP67 s aktivním indikátorem polohy

4. Závěr

Měřením hrubé vodní disperze v parních turbínách se ve světě zabývá málo akademických pracovišť a publikovaných prací k tomuto tématu není mnoho. Ústav energetiky na ČVUT FS patří v konstrukci měřících sond a měření vodní disperze v parních turbínách ke špičkovým pracovištím na světě s dlouholetými zkušenostmi a mnoha vydanými publikacemi. Psaním rešerše na zadané téma jsem došel k závěru, že existuje poměrně omezený počet veřejných publikací zkoumajících vodní disperzi v parních turbínách a její vliv na erozivní opotřebení lopatek. Téma mojí diplomové práce navazuje na činnosti v oblasti vývoje měřících sond a zlepšování jejich parametrů. Konkrétně jsem se zaměřil na zmenšení průměru měřící sondy a zlepšení ostření kamery v celém rozsahu měřící štěrby. Diplomová práce má dvě hlavní části, teoretickou a praktickou.

V teoretické části jsem se zabýval rozbořem příčin eroze lopatek vlivem přítomnosti kapalně fáze v proudu páry, tvarem kapek a geometrií jejich trajektorie dopadu na lopatky turbíny. V další části jsem analyzoval mechanismus usazování kapek na povrchu lopatky a jejich negativní vliv na celkovou životnost parní turbíny. Poslední část popisuje možnosti redukce eroze způsobené dopadem kapek vodní páry publikovaných v tuzemské a zahraniční literatuře. Prodlužování životnosti parních turbín snížením eroze povrchu lopatek se ve světě především v posledních letech věnuje zvýšená pozornost. Z pohledu analýzy vzniku vodních kapek a jejich struktury se zdokonalování měřících sond jeví jako důležitá cesta pro pochopení mechanismu vzniku hrubé vodní disperze a následné tvorbě a rozpadu vodního filmu.

Praktická část řeší konstrukci nové měřící sondy se zlepšenými parametry. Hlavní zlepšení spočívají ve zmenšení průměru sondy, takže se sonda integrovala do vnitřní trubky o vnitřním průměru 24,9 mm a v použití lineárního servomotoru pro zajištění posuvu měřící kamery s dálkovým drátovým ovládním.

Oproti stávajícímu řešení jsem navrhl intenzivnější ofukování pozorovacího okénka kamery dvěma trubkami s přívodem tlakového vzduchu o vnitřním průměru 2 mm. Pro minimalizaci přechodových elektrických odporů jsem elektrické napájení osvětlovacího modulu realizoval dvěma vodiči vedenými v trubkách s vnitřním průměrem 2 mm, pro dosažení většího světelného výkonu. U stávajícího řešení je jeden vodič nahrazen tělesem konstrukce, což nezaručuje definovanou vodivost.

Integrace lineárního pohonu pro posun kamery, vedení vodičů ke kameře a k osvětlovacímu modulu umístěnému na konci sondy (v hlavě sondy) a zvětšení průřezu pro vedení tlakového vzduchu mě dovedlo k návrhu vnitřní samonosné konstrukce sondy. Samonosnou konstrukci tvoří tři válcové držáky propojené distančními díly. To umožnilo vytvoření „vzdušné“ vnitřní samonosné konstrukce, do které se postupně integroval lineární servomotor, kamera a další komponenty. Celá samonosná konstrukce je pak vsunuta do vnitřní trubky. Na přední držák se montuje hlava sondy s měřicí štěrbinou a osvětlovacím modulem. Tento koncept samonosné konstrukce umožňuje redukci rozměrů sondy a testování posuvného mechanismu bez vnitřní trubky – nastavení optiky kamery a optimalizování vedení elektrických vodičů mezi statickým středním válcovým držákem a pohyblivou kamerou.

Za další velké zlepšení považuji návrh kleštinového mechanismu pro axiální zajištění vnitřní trubky k samonosné konstrukci. Pro stavěcí šrouby obou kleštin se využívá společný závitový otvor se šrouby pro upevnění hlavy sondy z důvodu minimalizace rozměrů konstrukce, včetně návrhu kinematického schématu a modelu pro optimalizaci kinematiky kleštinového mechanismu a výrobních tolerancí. Navrhované řešení umožňuje hladký vnější povrch vnitřní trubky (vnitřní trubka se ještě vsouvá do ochranné trubky) a realizaci předpětí mezi vnitřní trubkou a předním držákem samonosné konstrukce. Upevnění samonosné konstrukce na vnitřní trubku s předpětím eliminuje případné vibrace samonosné konstrukce ve vnitřní trubce v proudu mokré páry a vodních kapek.

Použití fotogrammetrické sondy vyžaduje její kalibraci, aby bylo možné měřit rozměry vodních kapek. Pro snímání obrazu z video kamery jsem použil zobrazovací software od výrobce kamery XIMEA CamTool. Jako testovací obrazec jsem použil obrazec z americké normy USAF-1951 1X. Pro stanovení závislosti počtu pixelů/mm na vzdálenosti snímaného obrazce od objektivu kamery jsem postupně kamerou nasnímal obrázky v různých vzdálenostech a pomocí programu v MATLABu vypočítal rozlišení (pixel/mm) pro všechny nasnímané obrázky. Výsledkem byla „lehce“ nelineární závislost rozlišení kamery na vzdálenosti snímaného objektu od objektivu kamery. Pro uvažovanou vzdálenost objektů od kamery cca 50 mm vychází rozlišení přes 30 pixelů/mm.

Tímto byly splněny všechny cíle diplomové práce.

Nad rámec definovaných cílů diplomové práce byly zakoupeny komponenty elektrického lineárního servomotoru: servomotor, řídicí jednotka, elektrický ukazatel polohy, potenciometr pro možnost manuálního posuvu a další komponenty. Jednotlivé komponenty jsem elektricky propojil a ověřil funkčnost, včetně připojení k PC a ovládání přes konektor USB-A. Komponenty jsem integroval do ochranného krytu.

Navržená sonda, s výše uvedenými zlepšenými parametry, dává předpoklad pro získání nových poznatků při měření hrubé vodní disperze částečně zkondenzované pracovní látky v posledních nízkotlakých stupních parních turbín.

Seznam použitých značek a symbolů

Symbol	Název	Jednotka
α	úhel profilu	[°]
β	teplotní součinitel objemové roztažnosti	[K ⁻¹]
λ	vlnová délka	[m]
ϑ	úhel dopadu vodních kapek na povrch lopatky	[°]
μ	součinitel tření	[–]
τ_+	³ relaxační čas	[–]
b	šířka	[m]
d	průměr dřívku šroubu	[m]
d_2	střední průměr závitu	[m]
D	průměr hlavy šroubu	[m]
E	modul pružnosti v tahu	[Pa]
ER	⁴ stupeň eroze	[mm ³ .kg ⁻¹], [%], [mm.hod ⁻¹]
f	statický součinitel tření	[–]
F_t	síla předpětí	[N]
F_t	třecí síla	[N]
k	bezpečnostní faktor (koeficient)	[–]
K_1	materiálová konstanta	[–]
l	délka	[m]
M_h	moment pod hlavou šroubu	[N.m]
M_u	utahovací moment	[N.m]
M_z	moment třecích sil v závitu	[N.m]
n	rychlostní exponent	[–]
n_1	materiálová konstanta	[–]

³ Bezrozměrný parametr udávající rychlost reakce částice na změnu proudění. Doba potřebná k akceleraci pohybu kapek na rychlostní úroveň vodní páry [26].

⁴ Jednotky stupně eroze ER se liší dle různých zdrojů. V odborné literatuře je možné setkat s dalšími jednotkami definujícími stupeň eroze.

Symbol	Název	Jednotka
N	minimální počet dopadajících kapek vody	[–]
p	tlak	[Pa]
P	tlak dopadajících kapek	[–]
P_h	rozteč závitů	[m]
q	zatížení	[N]
R	poloměr	[m]
R_M	stupeň eroze dle [15]	[–]
S	plocha	[m ²]
S	odolnost materiálu vůči erozi	[–]
T	síla	[N]
v	rychlost	[m.s ⁻¹]
V	rychlost dopadu vodních kapek	[m.s ⁻¹]
V_c	rychlost dopadu vodních kapek, kdy nedochází k úbytku materiálu lopatky	[m.s ⁻¹]

Kinematický model

α, β, γ	úhly definující geometrii	[°]
a_0, b_0, c_0, d_0	konstantní parametry kinematického modelu	[m]
$a(x), b(x), c(x), d(x)$	parametry závislé na proměnné x	[m]
A, B	délky ramen tělesa kinematického modelu	[m]
F_{td}	tlaková síla	[N]
i	převod	[–]
L	délka	[m]
p, P_{td}	tlak	[Pa]
TP_d	dolní mez tolerančního pole	[m]
TP_h	horní mez tolerančního pole	[m]
x	rozměr (parametr) ve směru osy x	[m]

Reference

- [1] SENGUPTA, B. *Droplet Deposition in the Last Stage of Steam Turbine*, Unpublished, 2016. DOI: 10.13140/RG.2.2.24372.24967.
- [2] BINI, R., COLOMBO, D. *Large multistage axial turbines*, Energy Procedia, ISSN: 1876-6102, vol 129, pp. 1078-1084, 2017. DOI: 10.1016/j.egypro.2017.09.138.
- [3] MERONI, A., ANDERSON, J. G., PERSICO, G., HAGLIND, F. *Optimization of organic Rankine cycle power systems considering multistage axial turbine design*, Applied Energy, vol 209, pp. 339-354, 2017. DOI: 10.1016/j.apenergy.2017.09.068.
- [4] LUXA, M., SVOBODA, L. *Téma: Energie – efektivita, Akademie věd České republiky*, 2017. [Online]. Available: <http://www.avcr.cz/cs/pro-media/aktuality/Tema-ENERGIE-Efektivita/>.
- [5] SAITO, E., MATSUNO, N., TANAKA, K., NISHIMOTO, S., YAMAMOTO, R., IMANO, S. *Latest technologies and Future Prospects for a New Steam Turbine*, Mitsubishi Heavy Industries Technical Review 52 (2), 2015, [Online], Available: <https://www.mhi.co.jp/technology/review/pdf/e522/e522039.pdf>.
- [6] KOLOVRATNÍK, M., PETR, V. *Diagnostika vývoje kapalně fáze v průtočné části parní turbíny*. pp. 64-67, Srní, 2009.
- [7] KIROLS, H. S., MAHDIPOOR, M. S., KEVORKOV, D., UIHLEIN, A., MEDRAJ, M. *Energy based approach for understanding water droplet erosion*. Materials and Design, vol 104, pp. 76-86, 2016. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2016.04.089>.
- [8] ILIEVA, I. G. *Erosion failure mechanisms in turbine stage with twisted rotor blade*. Engineering Failure Analysis, vol 70, pp. 90-104, 2016. DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.engfailanal.2016.07.008>.
- [9] KIROLS, H. S., KEVORKOV, D., UIHLEIN, A., MEDRAJ, M. *Water droplet erosion of stainless steel steam turbine blades*. Materials Research Express, vol 4, no 8, 2017. DOI: <https://doi.org/10.1088/2053-1591/aa7c70>.

- [10] EISENBERG, D. *Leading Edge Protection Lifetime Prediction Model Creation and Validation*. WindEurope 2016, [Online]. Available: <https://windeurope.org/summit2016/conference/\submit-an-abstract/pdf/615282322865.pdf>.
- [11] ILIEVA, I. G. *mechanizms of Water Droplets Deposition on Turbine Blade Surfaces and Erosion Wear Effects*. Journal of Applied Fluid Mechanics, Vol. 10, No. 2, pp. 551-567, 2017. DOI: 10.18869/acadpub.jafm.73.239.26208.
- [12] MANSOOR, A. *Experimental assessment of droplet impact erosion of low-pressure steam turbine blades*, Dissertation, Shaker Verlag 2009, ISBN 978-3-8322-8603-3.
- [13] MAHDIPOOR, M.S. et al. *Influence of impact speed on water droplet erosion of TiAl compared with Ti6Al4V*. Sci. Rep. 5, 14182, 2015. DOI: 10.1038/srep14182.
- [14] ORNA, M., RUMML, Z. *A contribution to the erosion-resistance of turbine blade materials*. Proc. 5th Int. Conf. on Erosion by Liquid and Solid impact, ŠKODA National Corporation, Plzeň, Czechoslovakia, 1979.
- [15] RUMML, Z., ORNA, M., LIŠKA, A. *The evaluation of the erosion resistance of steam turbine blade materials*. Proc. 6th Int. Conf. on Erosion by Liquid and Solid impact, ŠKODA Concern Enterprise, Plzeň, Czechoslovakia, 1979.
- [16] AHMAD, M., SCHATZ, M., CASEY, M. V. *Experimental investigation of droplet size influence on low pressure steam turbine blade erosion*, Wear, Vol. 303, Issues 1–2, pp. 83-86, 2013, ISSN 0043-1648, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.wear.2013.03.013>.
- [17] KIROLS, H. S., KEVORKOV, D., UIHLEIN, M., MEDRAJ, M. *The effect of initial surface roughness on water droplet erosion behaviour*, Wear, Vol. 342–343, pp. 198-209, 2015, ISSN 0043-1648, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.wear.2015.08.019>.
- [18] ROCHESTER, M. C. *The Impact of a Liquid Drop with a Solid Surface and The Effects of the Properties of the Liquid on the Erosion of Solids*, pp. 8-12, University of Plymouth, 1977, [Online]. Available: <http://hdl.handle.net/10026.1/1939>.
- [19] KIROLS, H. *Water Droplet Erosion: Influencing Parameters, Representation and Comparisons*, Masters thesis, Concordia University, 2015, [Online]. Available: <https://spectrum.library.concordia.ca/980617/>.

- [20] MANSOOR, A., CASEY, M., SÜRKEN, N. *Experimental assessment of droplet impact erosion resistance of steam turbine blade materials*, *Wear*, Vol. 267, Issues 9–10, pp. 1605-1618, 2009. DOI: 10.1016/j.wear.2009.06.012.
- [21] LEE, B. E., RIU, K. J., SHIN, S. H. *Development of a Water Droplet Erosion Model for Large Steam Turbine Blades*, *KSME International Journal*, Vol. 17, no. 1, pp. 114-121, 2013. DOI: <https://doi.org/10.1007/BF02984292>.
- [22] KAMKAR, N., BRIDIER, F., BOCHER, P., JEDRZEJOWSKI, P. *Water droplet erosion mechanisms in rolled Ti–6Al–4V*, *Wear*, Vol. 301, Issues 1-2, pp. 442-448, 2013. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.wear.2013.01.005>.
- [23] HAO, T., MINGHAO, F., XIN, M., XIAOJUN, W., ZHAOHUI, H., RUILONG, W., YANGAI, L., XIAOWEN, W. *Mechanical Properties and Solid Particle Erosion Behavior of La-MgAl11O19 – Al2O3 Ceramic at Room and Elevated Temperatures*, *Journal of the American Ceramic Society*, 2016. DOI: 10.1111/jace.14205.
- [24] LEE, B. E., *Water Droplet Erosion of Turbine Blades*, 2015, [Online]. Available: www.engsoft.co.kr/Prof_BELEE/ST_Edu_Material/S10_WDE.pdf.
- [25] HEYMANN, F. J., *Erosion by liquids*, *Machine Design*, Vol. 10, pp.118-124, 1970, [Online]. Available: [http://users.encs.concordia.ca/~sim\\$tmg/images/8/8b/Erosion_by_liquids.pdf](http://users.encs.concordia.ca/~sim$tmg/images/8/8b/Erosion_by_liquids.pdf).
- [26] SENGUPTA, B., BHATTACHARYA, Ch. *Influence of Blade Shape and Water Droplet Size on Fractional Deposition in the Last Stages of Steam Turbine*, *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering*, Vol. 7, Issue 7, pp. 164 – 172, 2017.
- [27] LEYZEROVICH, A., *Wet-steam Turbines for Nuclear Power Plants*, *PennWell Corporation*, pp. 194 – 215, 2005. ISBN: 9781593700324.
- [28] RYLEY, D. J., AL-AZZAWI H. K. *Suppression of the deposition of nucleated fog droplets on steam turbine stator blades by blade heating*, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 4, Issue 4, pp. 207-216, 1983. DOI: [https://doi.org/10.1016/0142-727X\(83\)90040-1](https://doi.org/10.1016/0142-727X(83)90040-1).
- [29] RYLEY, D. J., DAVIES, J. B. *Effect of thermophoresis on fog droplet deposition on low pressure steam turbine guide blades*, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 4, Issue 3, pp. 161 - 167, 1983. DOI: [https://doi.org/10.1016/0142-727X\(83\)90062-0](https://doi.org/10.1016/0142-727X(83)90062-0).

- [30] RATHOD, K. K., PATIL, P. G., PATEL, P. R., *Heat Treatment of Steam-Turbine Rotor Blade by Induction Hardening*, International Journal of Scientific & Engineering Research, Vol. 8, Issue 3, 2017. ISSN 2229-5518
- [31] *Induction heating vs. direct flame – how induction hardening is replacing flame hardening*, [Online]. Available: <https://www.eldec.net/applications/cutting-edge-hardening/induction-hardening-vs-flame-hardening.html>.
- [32] *Laser Hardening*, Geometrix Laser Solutions ltd., [Online]. Available: <http://www.geometrixlaser.com/laser-hardening.html>.
- [33] *Laser Beam Hardening of Turbine Blades*, Fraunhofer-Institut für Werkstoff- und Strahltechnik IWS Dresden, [Online]. Available: http://www.designforlasermanufacture.com/assets/IWS_info_32e.pdf.
- [34] *Tabulka hodnot součinitele (koeficientu) smykového tření pro různé kombinace materiálů.*, [Online]. Available: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/soucinitel-treni>.
- [35] SHIGLEY, J. E., MISCHKE, CH. R, BUDYNAS, R. G. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUTUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [36] Hliník. In: *Mechanické vlastnosti*. [Online]. Available: <http://www.alfun.cz/hlinik>.
- [37] HEYMAN Manufacturing GmbH. *Technické informace - Utahovací momenty*, [Online]. Available: https://www.heyman.cz/media/useruploads/files/cz/technische_angaben/utahovac%C3%AD_momenty.pdf?f=1.
- [38] *Mechanické vlastnosti ocelí*, [Online]. Available: <http://www.tprom.cz/mechanicke-vlastnosti-oceli>.
- [39] HÖSCHL, Cyril. *Pružnost a pevnost ve strojnictví*. Praha: STNL, 1971. 376 s. S. 267.
- [40] *Telecentrické objektivy*, [Online]. Available: <http://www.analyza-obrazu.cz/objektivy/telecentricke/>
- [41] *Telecentrický objektiv - přednosti a charakteristiky*, [Online]. Available: <http://www.prumysloveobjektivy.cz/pages/view/telecentricky-objektiv-prednosti-a-charakteristiky>.

- [42] ŘEHOŘ, Zdeněk. Hodnocení optických přístrojů 4 (Přenosová funkce). In: *Určení modulační přenosové funkce*. 6. 06. 2013, [Online]. Available: <http://posec.astro.cz/index.php/clanky/teorie/21-optbasic/23-zaklady-optickyh-pristroju-4-prenosova-funkce>.