



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ



Ústav konstruování a částí strojů

Návrh mechanismu natáčení lopatek axiálních ventilátorů

Design of Mechanism for Variable Pitch Axial Fan

Diplomová práce

Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Dopravní, letadlová a transportní technika
Vedoucí práce: Ing. Ondřej Berka

Bc. Štěpán Šádek

Praha 2015



Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Návrh mechanismu natáčení lopatek axiálních ventilátorů“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Ondřeje Berky, s použitím literatury a zdrojů, uvedených na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze 11.6.2015

Bc. Štěpán Šádek



Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu diplomové práce panu Ing. Ondřeji Berkovi za jeho odborné vedení, trpělivost, cenné rady a připomínky. Poděkování za konzultace a značný přínos nápadů do konstrukčního konceptu patří také panu Ing. Františku Lopotovi, Ph.D. Děkuji také svým spolužákům, kteří byli vždy ochotni sledovat aktuální problematiku této diplomové práce a vnesli mnoho zajímavých podnětů. Svým rodičům bych chtěl poděkovat za podporu a umožnění studia.



Anotační list

Autor:	Bc. Štěpán Šádek
Název práce:	Návrh mechanismu natáčení lopatek axiálních ventilátorů (Design of Mechanism for Variable Pitch Axial Fan)
Rozsah práce:	68 stran 51 obrázků 6 tabulek 5 příloh
Rok:	2015
Jazyk práce:	čeština
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů, Ú12113
Vedoucí práce:	Ing. Ondřej Berka
Studijní program:	Strojní inženýrství

Anotace:

Cílem diplomové práce je vytvořit konstrukční návrh mechanismu pro natáčení lopatek axiálního ventilátoru. Zájmovou skupinou jsou axiální ventilátory užívané v dolech, tunelech, metru a na jiných podobných místech, kde je nutné řídit dopravu vzdušiny jedním nebo druhým směrem. Konkrétní návrh se týká nejrozměrnější řady axiálních ventilátorů. Velmi důležitou hodnotou je geometrie lopatky, která bude dodána od výrobce těchto ventilátorů. Celkový návrh by měl být poté následně jednoduše parametrizován pro užití v celé řadě rozměrově odlišných ventilátorů.

Abstract:

The major aim of this thesis is the design of mechanism for variable pitch axial fan. Interest groups are axial fans used in mines, tunnels, subways and other applications, where it is necessary to control the transport of air in one direction or another. The design of variable pitch mechanism is for the largest dimensional range of axial fans. Very important value is the blade geometry, which will be delivered from the company. The design should be parameterized for use in a wide range of different sizes of fans.



Klíčová slova:

Axiální ventilátor, mechanismus natáčení lopatek, rotační pohyb tělesa, deviační moment, experimentální vyvažování, SolidWorks

Keywords:

Axial Fan, Variable pitch mechanism, rotation of rigid body, Product of inertia, experimental balancing, SolidWorks



Obsah

Obsah	7
1 Úvod.....	9
1.1 Axiální ventilátory	9
1.2 Zadání projektu	10
2 Rešeršní část.....	11
2.1 Pákové mechanismy	11
2.1.1 Kladkový mechanismus	11
2.1.2 Vačkový mechanismus.....	12
2.1.3 Palcový mechanismus poháněný vačkou	12
2.1.4 Palcový mechanismus lodního šroubu	13
2.1.5 Axiální přetlakový ventilátor APS.....	15
2.1.6 Dvoučlenný tříkloubový kinematický řetězec	15
2.1.7 Aktuátorový mechanismus v chladícím okruhu motoru	16
2.1.8 Mechanismus s vratným pružným členem.....	18
2.1.9 Mechanismus s pohonem na boku skříně	19
2.1.10 Mechanismus natáčení letecké vrtule.....	20
2.2 Zubové mechanismy	22
2.2.1 Hydraulická vrtule Hamilton Standard	22
2.2.2 Elektrická vrtule	23
2.2.3 Planetové uspořádání ovládacího mechanismu	24
2.3 Ostatní mechanismy.....	26
2.3.1 Lankový mechanismus	26
2.3.2 Samočinné otočení lopatek oběžného kola	26
2.4 Shrnutí rešeršní části.....	28
3 Návrhy možných mechanismů	30
3.1 Řetězový mechanismus	30
3.2 Hodnocení řetězového mechanismu	34
3.3 Diferenciální mechanismus	35
4 Kinematika diferenciálního mechanismu.....	36
5 Analýza sil působících na lopatku ventilátoru.....	38
5.1 Souřadnicové systémy	38
5.2 Odvození Eulerových pohybových rovnic.....	38



5.3	Matice setrvačnosti lopatky v systému O_2	41
5.4	Pohybové rovnice	42
6	Stanovení krouticího momentu na lopatce	43
6.1	Průběh krouticího momentu na čepu lopatky bez závaží	44
6.2	Návrh protizávaží a hledání montážního úhlu β	44
6.3	Průběh krouticího momentu na čepu lopatky se závažím	46
6.4	Zátěžný moment pro ovládání mechanismu M_p	47
7	Konstrukční řešení	48
7.1	Volba počtu zubů pro ovládací mechanismus	48
7.2	Uložení lopatky v ložiskovém domku	52
7.3	Varianty diferenciálu	53
7.4	Odstředivé síly	55
7.5	Dimenzování hřídele motoru	56
8	Popis konstrukce ovládacího mechanismu	58
9	Návrh pohonu mechanismu	59
9.1	Hodnocení pohonů	59
9.2	Mechanismus s rotačním hydromotorem	61
9.3	Mechanismus s lineárním hydromotorem	62
10	Závěr	63
	Seznam použité literatury	64
	Seznam obrázků	66
	Seznam tabulek	68
	Seznam příloh	68

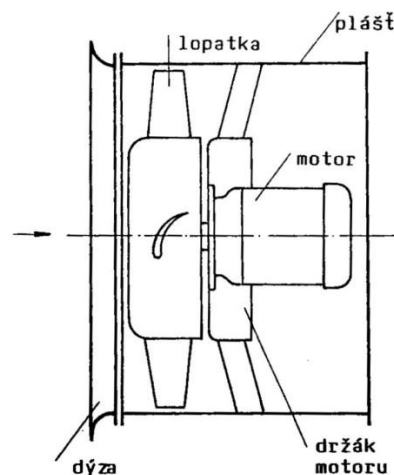
1 Úvod

Ventilátory jsou zařízení, sloužící k dopravě vzdušin v nejrůznějších oblastech výrobní a technologické činnosti. Přepravu vzdušin zajišťuje rotační pohyb oběžného kola ventilátoru, na němž jsou radiálně uloženy lopatky. Přenos kinetické energie rotačního stroje na dopravovaný plyn umožňuje dynamický účinek profilovaných lopatek oběžného kola. [1]

1.1 Axiální ventilátory

Podle Nového ([1], 2007, s. 5-6) lze ventilátory dělit dle směru průtoku vzdušiny oběžným kolem na ventilátory

- Radiální
- Axiální
- Diagonální
- Diametrální



Obr. 1 Schéma axiálního ventilátoru s popisem jednotlivých částí [1]

Axiální ventilátory se vyznačují tím, že dopravují vzdušinu v osovém směru rotujícího oběžného kola. Nejčastěji se tento typ ventilátorů používá v aplikacích, kde je vysoký požadavek na velký průtok vzduchu a nízký nárok na dopravní tlak. [1]

Některé axiální ventilátory mají lopatky polohovatelné na základě provozních požadavků, což umožňuje snadnou regulaci výkonu ventilátoru a značně snižuje provozní náklady. [2] Natočením lopatek o 180° docílíme reverzace směru proudění vzdušiny při zachování smyslu otáčení oběžného kola, což má výhodu v aplikacích, kde je žádoucí střídavě měnit sání a výtlač.

Příkladem aplikace je dmýchání vzduchu do spalovacích komor tepláren a odsávání kouřových plynů, zdroj vzduchu pro aerodynamické tunely, zajištění



vzduchu v dolech a podobně. Zajímavé využití axiálních ventilátorů s reverzační funkcí je ve vzduchotechnice pražského metra, kde se v teplém letním provozu vzduch nasává do tunelu staničními jednotkami a ven se vysává traťovými. V zimním období se tento proces reverzuje, nasává se studený vzduch traťovými ventilátory, což má aktivní chladící účinek na elektroinstalaci a do stanic se dostane vzduch mírně ohřátý. Objemový tok reverzního chodu je minimálně 80% nominální výkonnosti letního režimu. V důlních aplikacích je v závislosti na bezpečnostních požadavcích objemový tok reverzního režimu nejméně 60%. [3]

Aerodynamické vlastnosti ventilátoru zdokonaluje tvar lopatek oběžného kola, který vychází z poznatků v leteckém oboru. Při návrhu se vychází z leteckých profilů a na výrobu se používají lehké hliníkové slitiny. [2]

1.2 Zadání projektu

Zadání projektu vychází z běžně používaných axiálních ventilátorů ve vzduchotechnickém oboru. Tento projekt se zabývá axiálním ventilátorem o průměru 4500 mm s maximálními pracovními otáčkami 750 min^{-1} a s nastavitelným úhlem náběhu lopatek, kde se nastavení obvykle provádí pákovým nebo kladkovým (palcovým) mechanismem. Takto velký ventilátor pohání motor o výkonu 4,4 MW. Cílem práce je navrhnout nekonvenční koncept mechanismu pro přestavování dvanácti lopatek oběžného kola. Změna natočení lopatek způsobí regulaci objemu dopravované vzdušiny a při natočení lopatek o 180° reverzaci při zachování stejného smyslu otáčení rotoru elektromotoru.

2 Rešeršní část

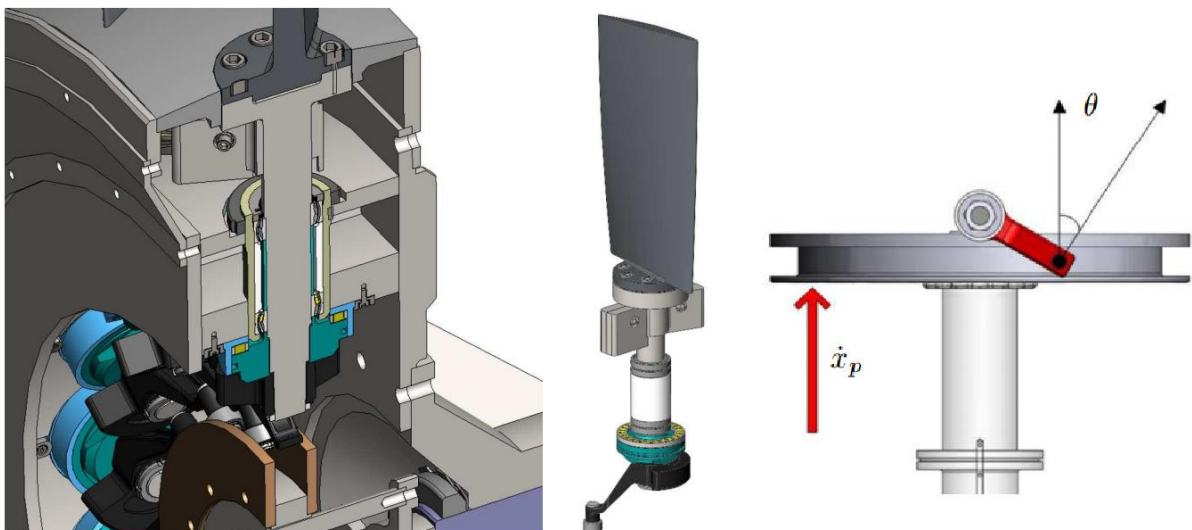
Rešeršní část diplomové práce představuje úvodní studii, jejímž cílem bylo zmapovat problematiku mechanismů natáčecích lopatek v nejrůznějších aplikacích. Tato studie vedla k posouzení optimálního návrhu mechanismu natáčecích lopatek oběžného kola axiálního reverzního ventilátoru dle zadaných požadavků. Studie vychází z průzkumu odborných knih, časopisů, patentních záznamů a internetu.

2.1 Pákové mechanismy

Nejčastěji jsou mechanismy naklápění lopatek axiálních ventilátorů realizovány pákovými (kladkovými nebo palcovými) převody. Některé typy ale mají nepříznivý kinematický rozsah, neboť lze lopatky natáčet jen o malý úhel. Tyto mechanismy zpravidla neumožňují reverzaci o 180° . Páky nebo tzv. palce bývají pevně upevněny na lopatkách a přenos síly od ovládacího prvku je uskutečněn mechanicky, elektricky, hydraulicky nebo kombinovaně. [4]

2.1.1 Kladkový mechanismus

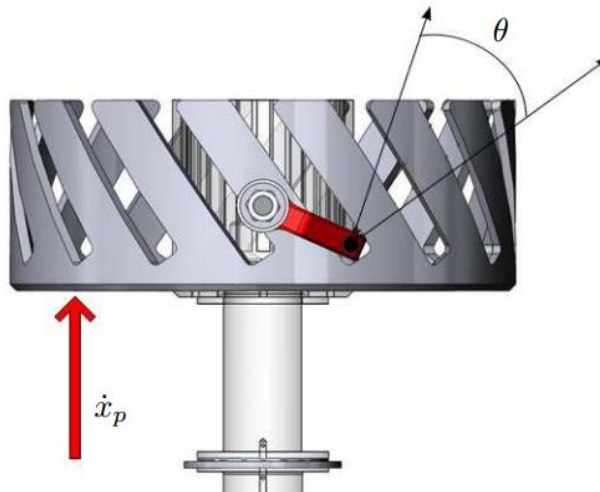
Většina výrobců ventilátorů s nastavitelnými lopatkami využívá pákový mechanismus, kde je čep páky (někdy označovaný jako palec) vedený vodícími deskami neboli kladkou. Dochází k převodu lineárního řídicího pohybu na rotační pohyb lopatky. Příklad aplikace tohoto mechanismu popisuje *Obr. 2*. Lopatka je pevně přišroubována na lopatkový čep. Na konci tohoto čepu je umístěna páka s volně uloženým palcem, který je veden kladkou na ovládacím táhle. [5]



Obr. 2 Kladkový mechanismus (zleva: řez oběžným kolem, lopatka, řídicí kladka) [5]

2.1.2 Vačkový mechanismus

Vačkový mechanismus znázorňuje Obr. 3. Na rozdíl od kladkového mechanismu, zde dochází k transformaci dvou rotačních pohybů. Vačka se otáčí v ose ventilátoru a vedený palec v zářezu vačky transformuje pohyb na otáčení lopatky. Vačkový mechanismus je vhodnější pro ventilátory s větším počtem lopatek. [5]



Obr. 3 Vačkový mechanismus [5]

2.1.3 Palcový mechanismus poháněný vačkou

Sestava ventilátoru na Obr. 4 je vybavena přestavitelnými lopatkami (12) ovládanými z vnějšku během provozu ventilátoru vačkovým mechanismem, což umožňuje řídit objem a směr generovaného proudu vzduchu. Lopatky ventilátoru (12) mají takový profil, že účinnost proudění vzduchu je téměř stejná v obou směrech.

Oběžné kolo ventilátoru pohání řemenice (24). Náboj řemenice (24) je rotačně uložen na hlavní hřídeli (16) prostřednictvím dvou ložisek (30). Ložiskové uložení je jednostranně zatěsněno těsněním (32). Na druhé straně je ložisko zajištěno pojistnou maticí (34) a podložkou (36).

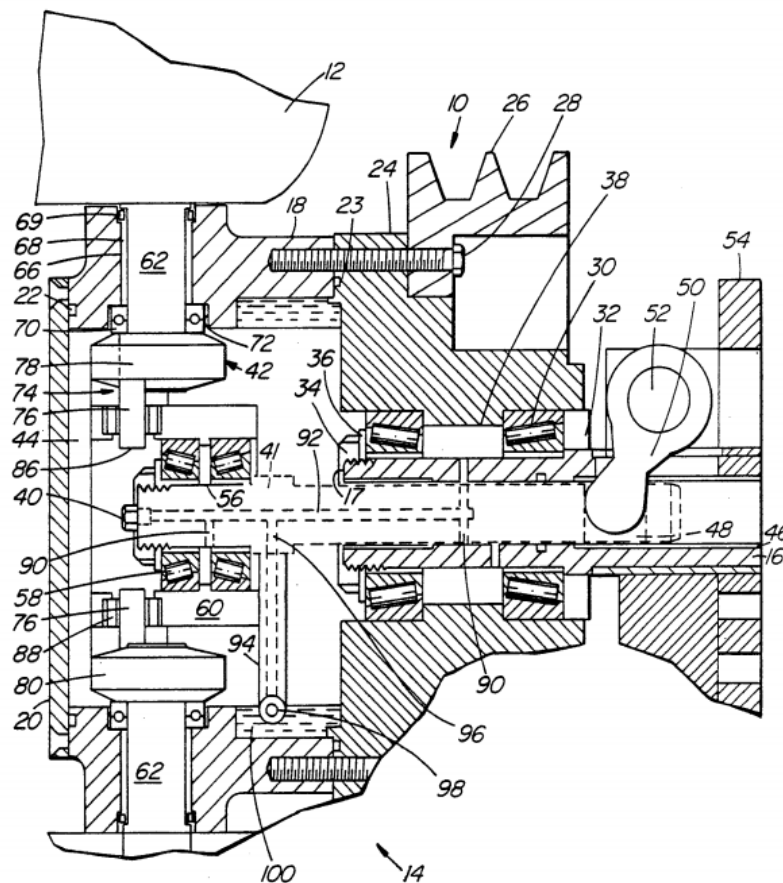
Mechanismus pro reverzaci lopatek (12) se skládá ze sekundární hřídele (41), která je propojena s palcovým mechanismem obecně znázorněným na pozici (42) a umístěným uvnitř dutiny ventilátoru (44).

Sekundární hřídel (41) je stejně jako hlavní hřídel (16) nerotační součástí sestavy a je soustředně umístěna uvnitř hlavní hřídele (16) pomocí vhodných pouzder (46) tak, aby mohla vykonávat přímočarý vratný pohyb mezi krajními

polohami. Část hřídele (41) je opatřena otvorem (48) pro vačku (50) uloženou na hřídeli (52), jejíž pohon může být jak ruční, tak hydraulický nebo elektrický.

Druhý konec hřídele (41) má menší průměr (56), na kterém jsou umístěna dvě ložiska (58). Na vnějším kroužku ložiska (58) je umístěna rotační růžice (60).

Každá z lopatek (12) je uložena na čepu (62), na jehož konci je palcový mechanismus, sestávající z rotačního disku (78), na kterém je excentricky připevněný palec (76) zapadající do růžice (60). [6]

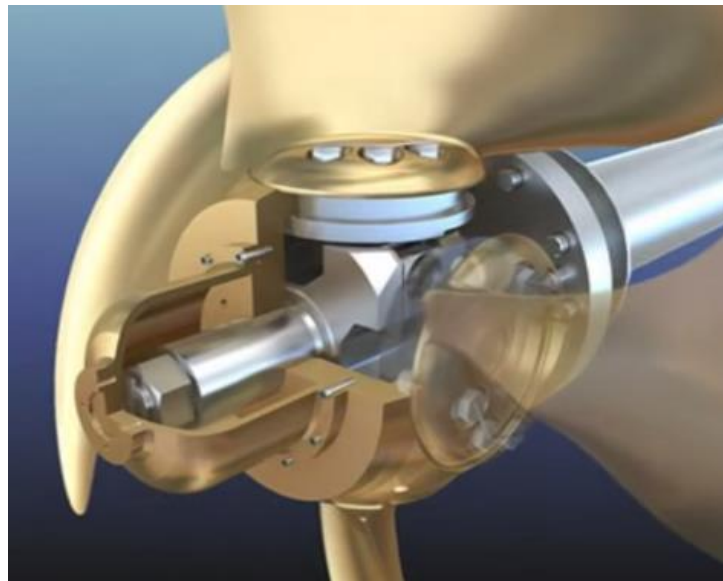


Obr. 4 Palcový mechanismus poháněný vačkou [6]

2.1.4 Palcový mechanismus lodního šroubu

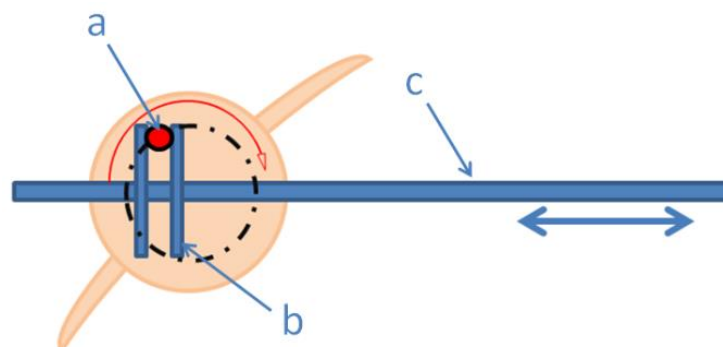
Lodní šroub s nastavitelnými listy může být oproti variantě s pevně uloženými listy efektivnější v celém rozsahu otáček, což se projevuje například na spotřebě paliva. Lodní šroub s pevně uloženými lopatkami je levnější a také více robustní než variabilní lodní šroub. Plavidlo s variabilním šroubem je schopné rychlejší akcelerace z klidu a dokáže efektivněji zpomalovat, rychleji a bezpečněji zastavovat. Zlepší se

také celková manévrovatelnost. U většiny plavidel je použita redukční převodovka ke snížení výstupních otáček motoru na optimální otáčky lodního šroubu. Plavidla s pevným lodním šroubem potřebují reverzní stupeň nebo musí být vybaveny motorem umožňujícím zpětný chod. Plavidla vybavená variabilním lodním šroubem se bez tohoto obejdou. V porovnání s pevným lodním šroubem je variabilní lodní šroub účinnější při zpětném chodu, protože je zachována náběhová hrana, takže hydrodynamický průřez lopatky je optimální jak pro běžný, tak pro zpětný chod. [7]



Obr. 5 Lodní šroub s nastavitelnými listy [8]

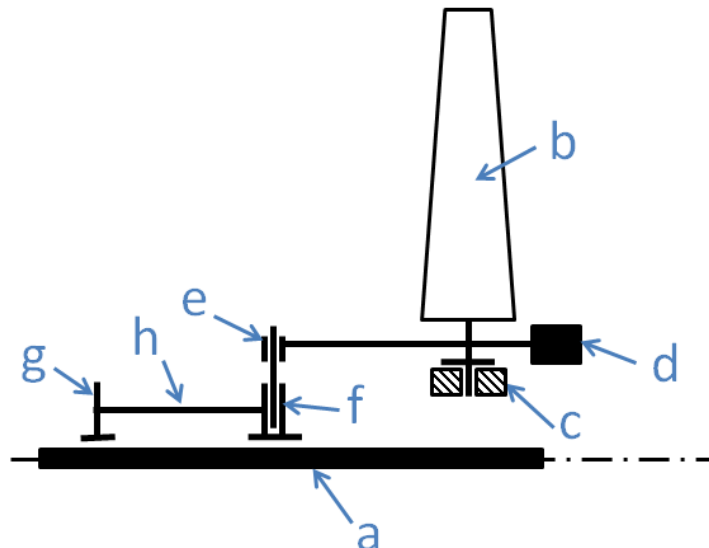
Velká plavidla vybavená variabilním lodním šroubem využívají hydraulický ovládací mechanismus k polohování lopatek lodního šroubu. Princip palcového mechanismu popisuje Obr. 6. Na čepu lopatky lodního šroubu je palec (a), který zapadá do přestavného kříže nebo vodící kladky (b) na ovládacím táhle (c). Táhle představuje píst hydraulického lineárního pohonu. Mechanismus převádí lineární vratný pohyb na rotační pohyb lopatky lodního šroubu. [8]



Obr. 6 Schéma palcového mechanismu

2.1.5 Axiální přetlakový ventilátor APS

Popis mechanismu se týká ventilátoru APS, vyvinutého společností ZVVZ. Nachází uplatnění v klimatizacích, průmyslovém větrání a v sušárenství. Náčrt mechanismu je na Obr. 7. Lopatka ventilátoru je unášena oběžným kolem na hřídeli ventilátoru (a). Každá lopatka (b) je uložena v ložiskovém domku (c), zachycujícím odstředivé síly. Na čepu lopatky je uloženo protizávaží (d) a páka opatřená na konci kladičkou (e). Natáčení lopatek se provádí osovým posouváním kladky (f), do které zapadá kladička. Kladku posouvá ovládací deska (g) přes čtyři vodící tyče (h). Natáčení lopatek oběžného kola provádí elektrický servomotor, upevněný ke konzole na boku skříně. [9]

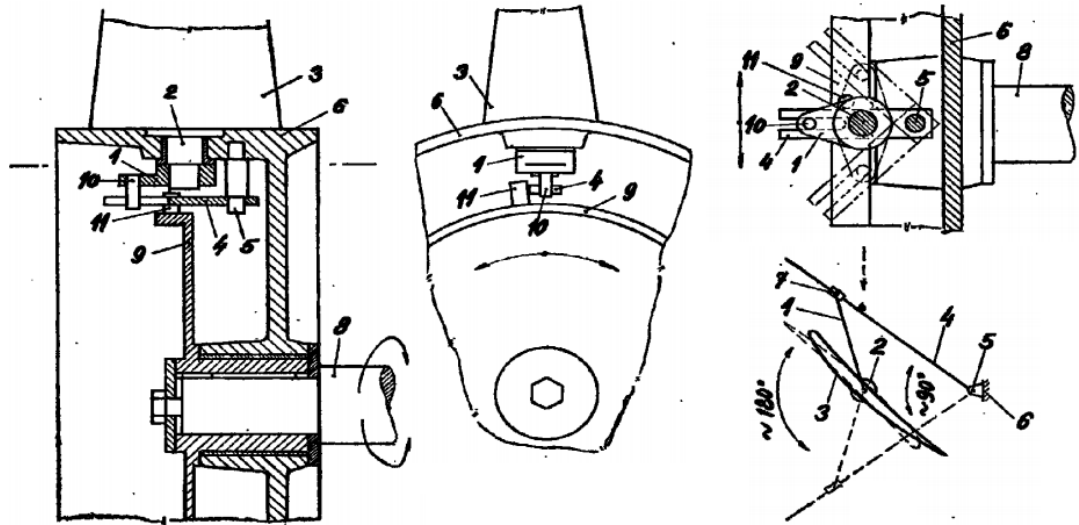


Obr. 7 Schéma axiálního přetlakového ventilátoru APS

2.1.6 Dvoučlenný tříkloubový kinematický řetězec

Natáčení lopatek v oběžném kole ventilátoru je zajištěno dvoučlenným tříkloubovým kinematickým řetězcem, viz Obr. 8, kde člen (1) je pevně uložen na čepu lopatky a na jeho rameni je uložen čep (10), který je součástí smykového kloubu (7). Tento čep zasahuje do vidlice (4), jejíž střed otáčení představuje čep (6). Pohyb vidlice je ovládán narážkou (11) na ovládacím disku (9). [10]

Ovládací disk svým rotačním pohybem přestavuje natočení lopatek. Z kinematického hlediska lze tento mechanismus připodobnit vačkovému mechanismu, který je uvedený v podkapitole 2.1.2.

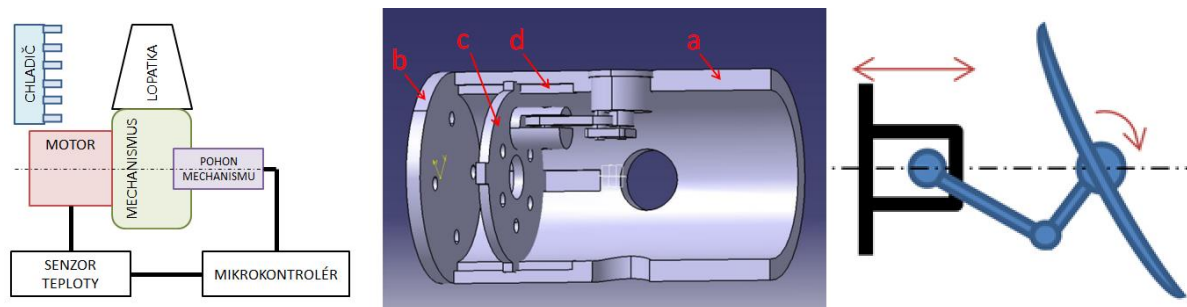


Obr. 8 Dvoučlenný tříkloubový kinematický řetězec [10]

2.1.7 Aktuátorový mechanismus v chladícím okruhu motoru

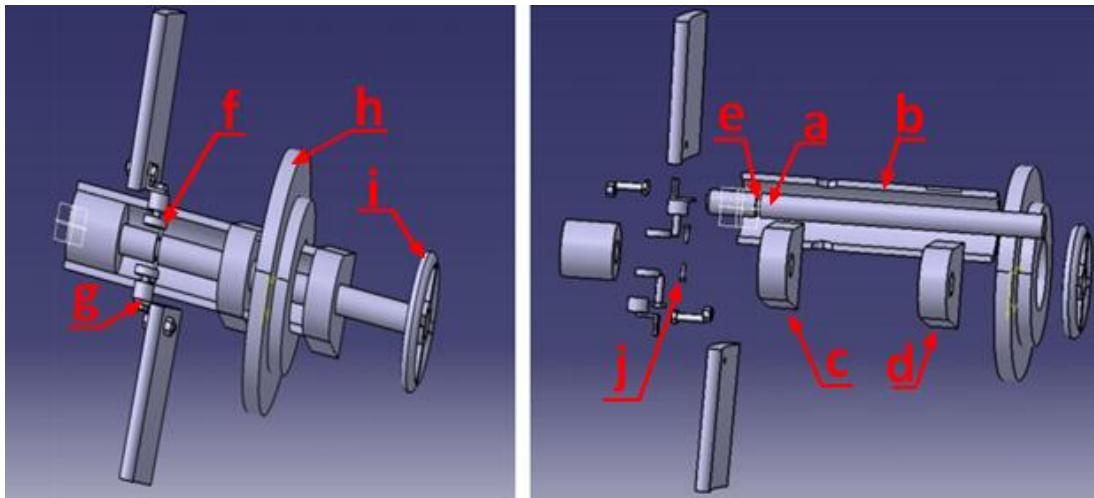
Aplikace tohoto mechanismu se uplatní v chladícím okruhu spalovacího motoru pro velké pracovní stroje, bagry a nákladní automobily. Natáčecí lopatky spolu s regulačním systémem umožňují optimální chlazení motorů. Reverzní nastavení je používáno k odstranění nečistot z ventilátoru.

V případě mechanismu na Obr. 9 je přímočarý pohyb převáděn pákovým mechanismem na pohyb rotační. Dutá hřídel (a) je připojena na přírubu motoru v místě (b). V duté hřídeli je uložen píst (c), který vykonává přímočarý vratný pohyb. Píst je v duté hřídeli zajištěn v drážkách (d). Přímočarý vratný pohyb pístu může být vybuzen hydraulicky nebo servomotorem s proměnnými otáčkami a závitovou hřídelí. Společně s pístem se dává do pohybu vahadlový mechanismus, který natáčí lopatky ventilátoru. [11]



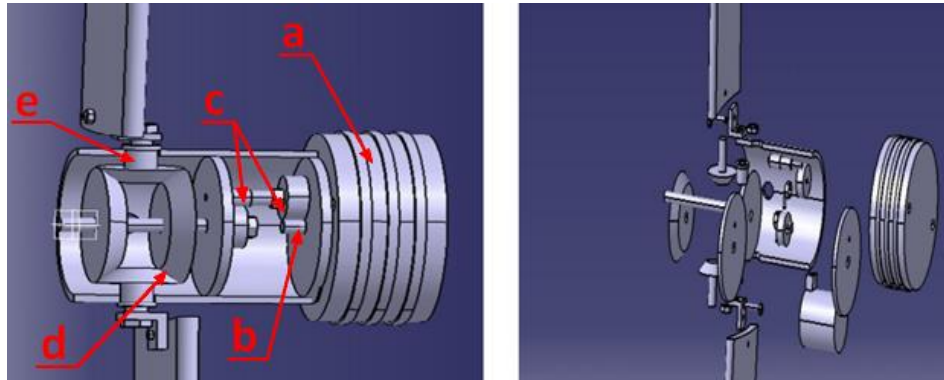
Obr. 9 Aktuátorový mechanismus (zleva: schéma chladícího okruhu, pákový mechanismus, schéma pákového mechanismu) [11]

Varianta mechanismu na Obr. 10 se sestává ze závitové hřídele (pohybový šroub) (a), která je v duté hřídeli (b) uložena do dvou podpor (c,d). Závitová hřídel je poháněna buď ručně, nebo pomocí jakéhokoliv motoru. Na hladkém konci závitové hřídele je vodící drážka (e), která je součástí palcového mechanismu. Na čepu lopatky (g) je rotační disk (f), na kterém je excentricky uložen palec (čep) (j). Na jedné duté hřídeli mohou být připojeny tři nebo čtyři lopatky. Ventilátor je poháněn přes ozubení (h), úhel natočení lopatek je nastavován pomocí kola (i) podle požadovaného toku vzduchu. [11]



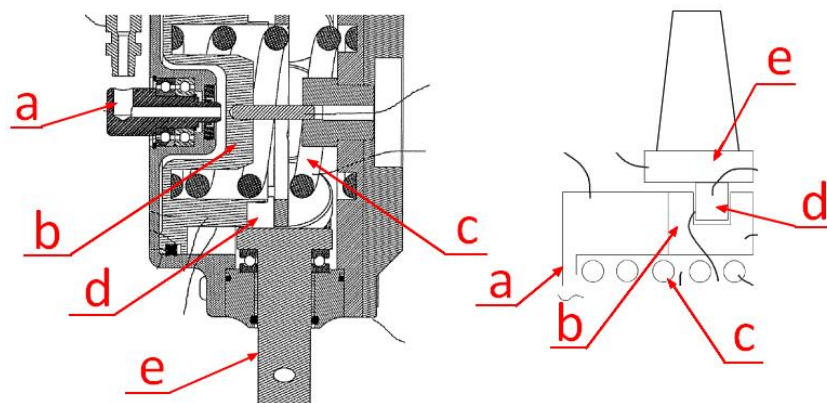
Obr. 10 *Palcová varianta aktuátorového mechanismu [11]*

Třetí variantu představuje mechanismus založený na ozubených převodech a měl by být popsán v kapitole 2.2, nicméně pro úplnost návrhů v aplikaci chladicích systémů spalovacích motorů je uveden spolu s ostatními. Mechanismus na Obr. 11 je poháněný elektromotorem (a). Hřídel motoru je připojena na pastorek (b). Výkon je přenášen přes soustavu ozubených kol (c) až k mechanismu diferenciálu (d), který pohání satelity (e) spojené s lopatkami ventilátoru. Napájení pro elektromotor je přenášeno sběrnými kartáči. Tento mechanismus se skládá převážně z rotačních členů, což řeší problém s vyvážením. [11]



Obr. 11 Varianta s ozubením [11]

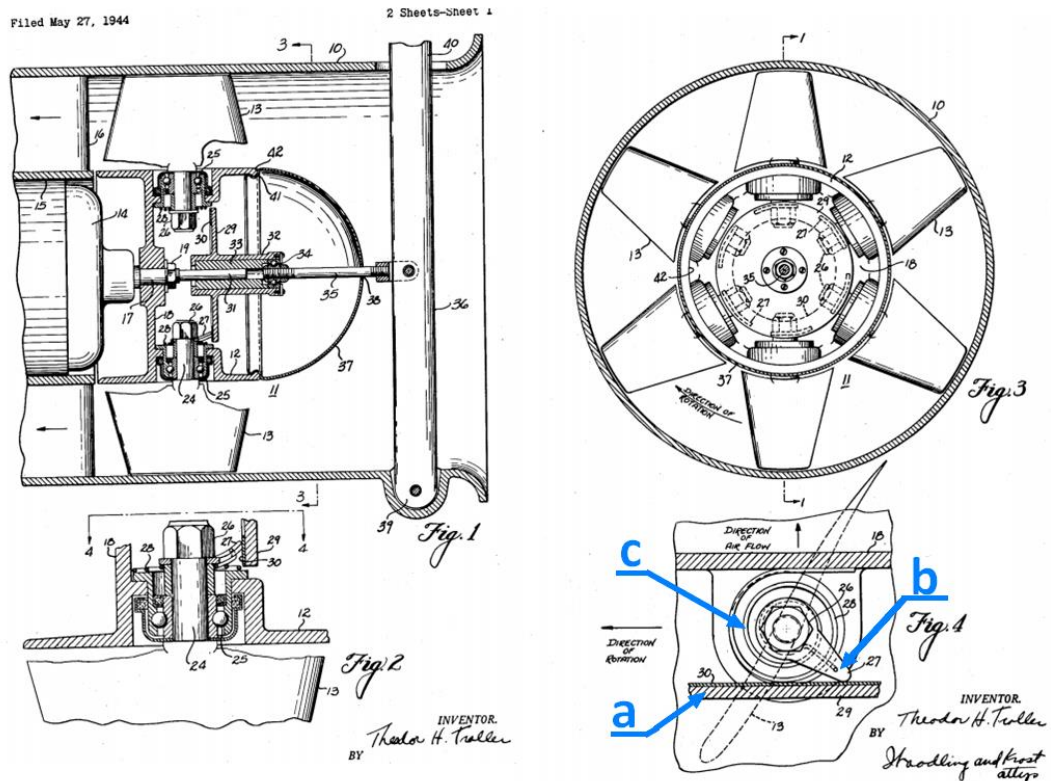
Další uvedený typ mechanismu na Obr. 12 uplatňovaný v chladicím okruhu těžkých strojů využívá hydrauliku k přestavování lopatek ventilátoru. Pístový mechanismus je umístěn v náboji ventilátoru a propojen s lopatkami přes vedený palec. Přiváděný olej (a) posune vnitřní píst (b), čímž překonává tlak pružiny (c). Z boční strany pístu je otvor pro palec (d), který je na spodní straně lopatky (e). Vratný pohyb pak zajišťuje pružina po vypuštění tlakového oleje. Pro ovládání natáčení lopatek variabilního ventilátoru je použito pulzního tlaku. Natočení je měněno inkrementálně buď směrem k maximálnímu nastavení, nebo od něj pomocí pulzní aplikace kapaliny do pístu, který slouží k pohonu lopatek ventilátoru buď směrem k maximálnímu nastavení, nebo od něj. Tok kapaliny do pístu je regulován ventily. Ventily jsou řízeny řídicí jednotkou. [12]



Obr. 12 Hydraulický aktuátor [12]

2.1.8 Mechanismus s vratným pružným členem

Mechanismus na Obr. 13 s vratným pružným členem má jednoduchou konstrukci, je snadno říditelný a umožňuje měnit natočení lopatek při běžných provozních otáčkách ventilátoru.

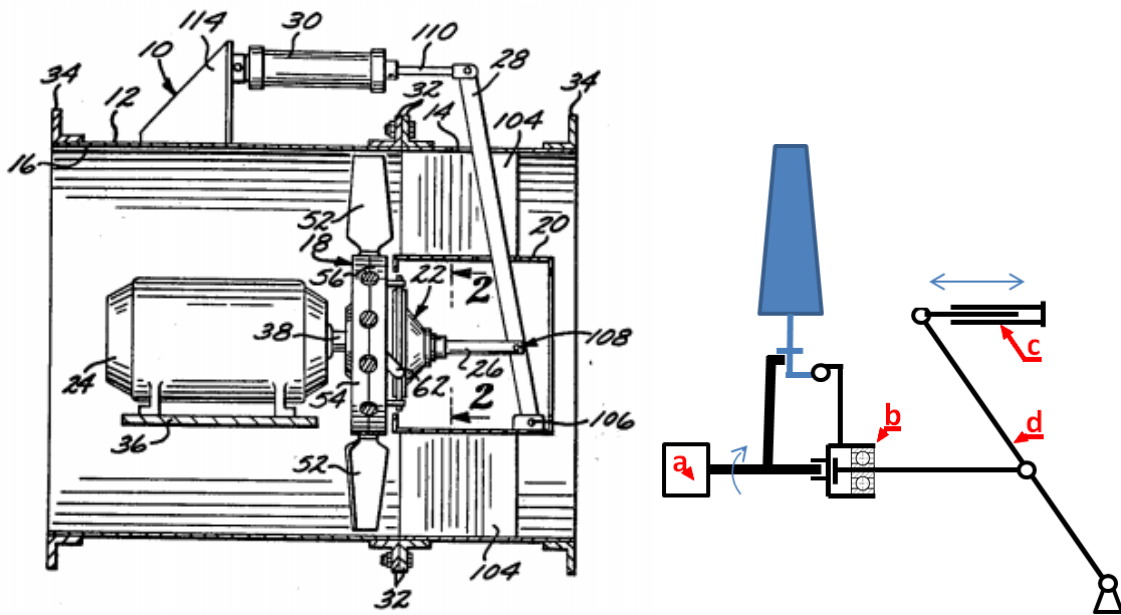


Obr. 13 Mechanismus s vratným pružným členem [13]

Ovládací mechanismus sestává z připojeného axiálně posuvného diskového členu vybaveného prstencem (a), který umožňuje zatlačit na rameno lopatky (b), čímž vyvozuje její přenastavení do požadovaného úhlu. Pružný člen (c) vyvozuje odpor proti tomuto pohybu a při zmenšeném tlaku prstence vrací lopatku do původní polohy. Značnou nevýhodou je malý rozsah nastavitelného úhlu. [13]

2.1.9 Mechanismus s pohonem na boku skříně

Vlevo na Obr. 14 je znázorněn další typ ventilátoru s nastavitelnými lopatkami. Zařízení je schematicky znázorněno na Obr. 14 vpravo. Centrálně uložený motor (a) přímo pohání oběžné kolo ventilátoru. Mechanismus pro natáčení lopatek je realizován osovým aktuátorem (b), z kterého je na každou lopatku ventilátoru připojen kloubový nebo palcový mechanismus, přičemž jejich pohyb je synchronizovaný. Řídící mechanismus je umístěn vně ventilátoru a válcového centrálního aerodynamického krytu (20), což chrání samotný mechanismus a snižuje aerodynamický odpor. Mechanismus je poháněn lineárním hydromotorem (c), umístěným na boku pláště ventilátoru. Přes páku (d) dochází k axiálnímu posunu aktuátoru a cílené změně úhlu náběhu lopatek. [14]

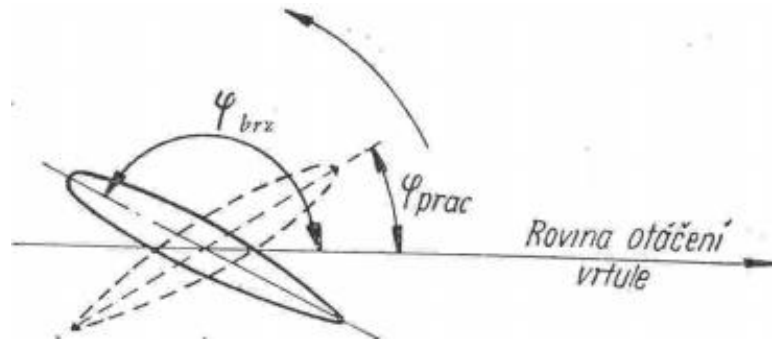


Obr. 14 Mechanismus s pohonem na boku skříně [14]

2.1.10 Mechanismus natáčení letecké vrtule

Maximální využití výkonu motoru letadla umožňují stavitelné vrtule. Přenastavit úhel náběhu vrtule za letu může přímo pilot z kokpitu letadla nebo tento proces řídí počítač. Malý úhel náběhu vrtule je vhodný pro vzlet, velký úhel se hodí pro dosažení maximální rychlosti letu, ale vzlet s tímto úhlem by se dle Dytrycha ([15], 2001) znatelně prodloužil. Dochází-li k manévřům s velkými změnami rychlosti, je nutné často přestavovat vrtuli, což obvykle řeší automatický regulátor nastavování vrtule tak, aby úhel náběhu vrtule neměnil konstantní otáčky motoru. Tento regulátor usnadňuje pilotovi ovládání letounu, neboť do nastavování vrtule nemusí zasahovat. Stavitelná vrtule umožňuje větší tah při vzletu a stoupání, zabraňuje překročení maximálních otáček motoru, v případě nepracujícího motoru je stavitelná do praporové polohy, kdy klade nejmenší odpor a při nastavení listů do záporného úhlu umožňuje brzdění neboli reverzní tah vrtule. Pohyb listů má být synchronizován. [15]

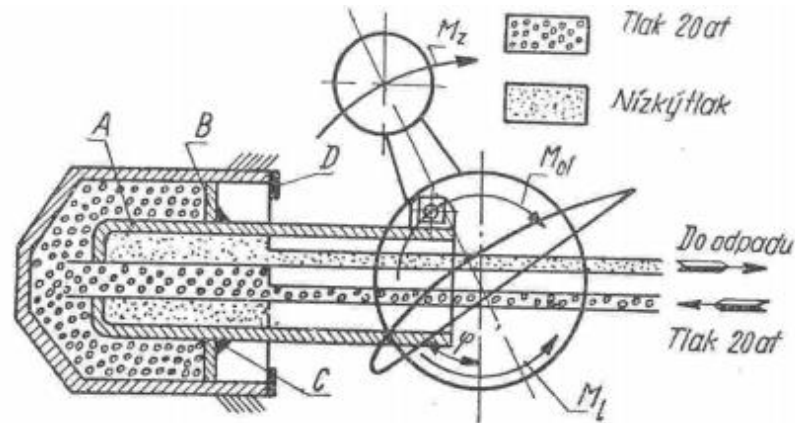
Reverzní proud vzduchu proti směru letu se vyvolá nastavením listů vrtule do záporného úhlu k rovině rotace, přičemž smysl rotace vrtule je stejný. Jedním ze způsobů přestavení z obvyklé pracovní polohy (z kladného na záporný úhel) je natočení listu přes praporovou polohu. Při přechodu přes praporovou polohu dosahuje odporový moment maxima. Úhel nastavení φ se blíží 90° , což pro motor představuje velkou zátěž. Otáčky nestoupají, náběžná hrana listu se stává hranou odtokovou. [16]



Obr. 15 List letecké vrtule [16]

Motor je zatížen i při nulovém tahu, neboť se výkon spotřebovává k přestavení listů. Důležitý faktor tedy představuje rychlost přestavení listů do brzdící polohy. Provozně nejvýhodnějšími jsou vrtule, u kterých je možné přestavovat listy do brzdící polohy bez škrcení motoru. Dle Alexandrova ([16], 1954) lze stavět listy vrtule do brzdící polohy při téměř zcela otevřené klapce, je-li maximální rychlost natáčení listů přibližně 45° s^{-1} . Ke zvýšení otáček motoru dojde jen na velmi krátkou dobu o méně než 10%. Extrémně vysoké přestavovací rychlosti však vyžadují velké výkony ovládacího mechanismu. Pro čtyřlístou vrtuli s přestavovací rychlostí 45° s^{-1} představuje výkon stavěcího mechanismu 10 až 15 kW. Reverzní vrtule je opatřena čtyřmi dorazy: dva vymezují pracovní a dva vymezují dorazy pro praporovou a pro brzdící polohu. U elektrického mechanismu představují dorazy vypínače, u hydraulického mechanismu se jedná o mechanické nebo hydraulické dorazy. [16]

Příklad přestavovacího mechanismu vrtule s hydraulickým pohonem je schematicky znázorněn na Obr. 16. Zdrojem energie pro hydraulický převod může být letecký motor, z kterého je poháněno čerpadlo, nebo samostatný hydraulický agregát. Hydraulický olej je přiváděn do dvojčinného dvoustupňového přímočarého hydromotoru, kde vnitřní píst A je uložen v pístu B. Tlak tlačí na píst B a přitlačuje ho k dorazu C na pístu A. Na konci válce je doraz D. Při dosažení pístu na doraz D, se dále pohybuje jen píst A.



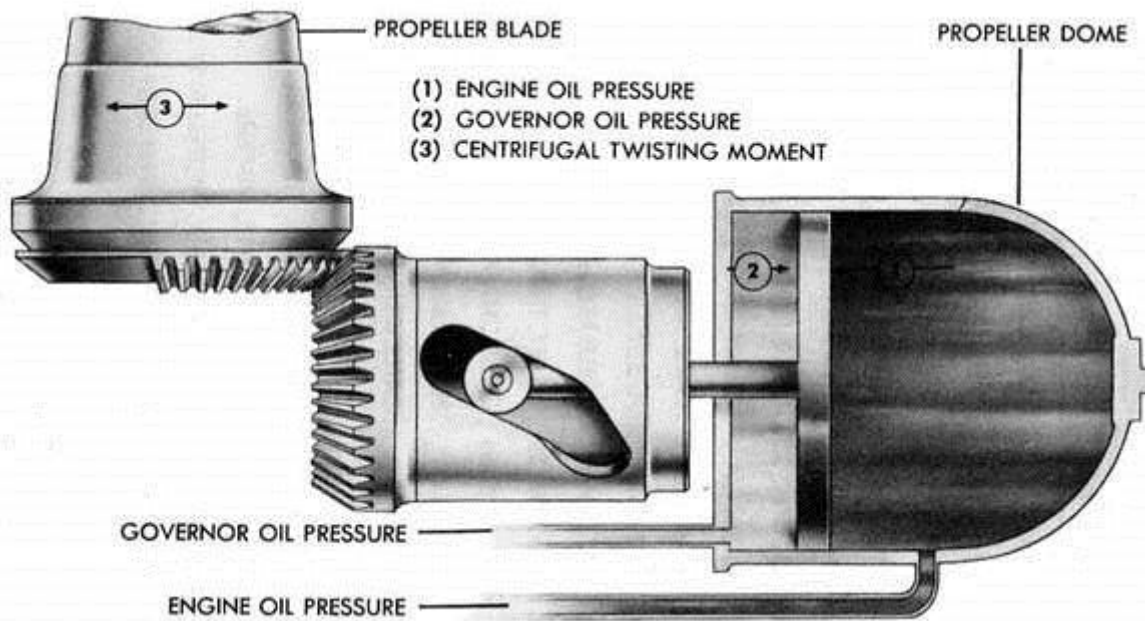
Obr. 16 Schéma přestavovacího mechanismu vrtule [16]

2.2 Zubové mechanismy

Nastavení lopatek může být realizováno také zubovým převodem. Pokud je mechanismus řízen vysokootáčkovým elektromotorem, je nutné tyto přestavovací rychlosti náležitě zpřevodovat. Lopatky jsou obvykle spřáhnuty ve styku s jedním ovládacím ozubeným kolem, což vede k velmi přesné mechanické synchronizaci. Jeden případ zubového mechanismu již byl popsán na Obr. 11.

2.2.1 Hydraulická vrtule Hamilton Standard

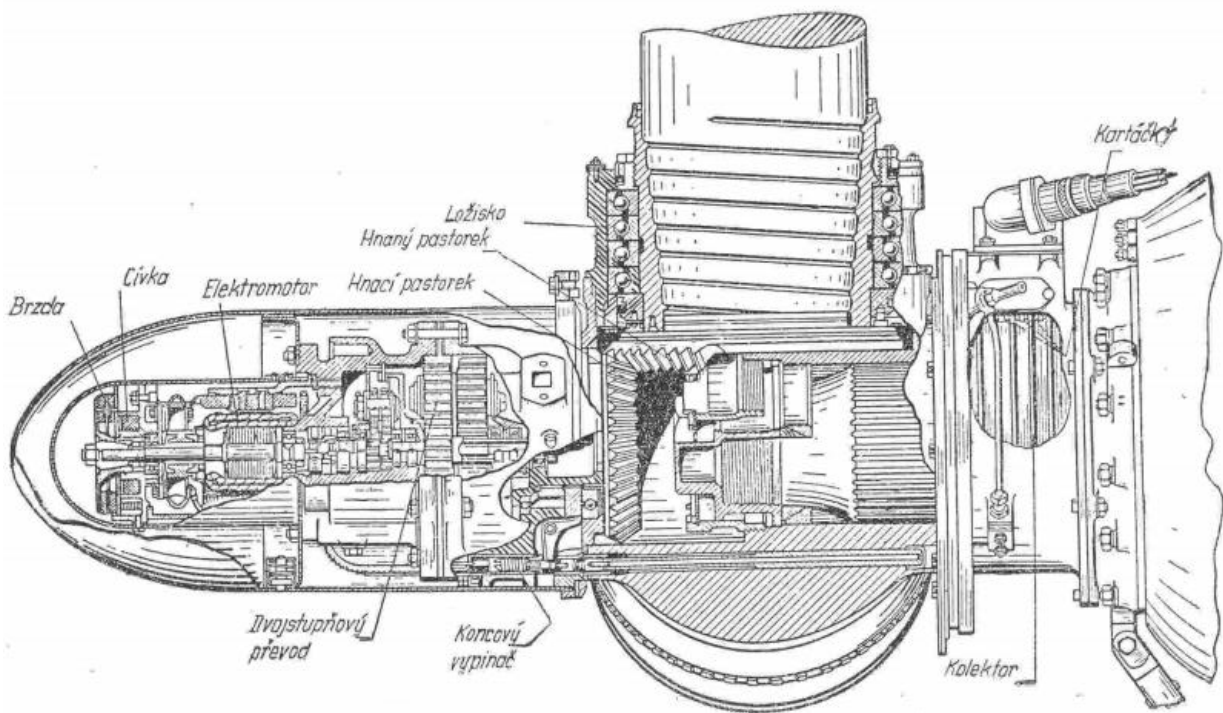
Natáčecí mechanismus listů vrtule firmy Hamilton Standard popisuje Obr. 17. Mechanismus byl vyvinutý mezi první a druhou světovou válkou, ve které se hojně uplatňoval ve vrtulích bombardérů. Ve středu vrtule je píst, který je ovládaný stlačeným olejem z obou stran, dle požadovaného směru natáčení listů. Tlak v hydraulickém okruhu dosahuje 3,5 až 4 MPa. Pístnice, vykonávající lineární vratný pohyb, má na konci uloženou vačku, která zapadá do vodící drážky ozubeného ovládacího kola a transformuje tak posuvný pohyb na rotační pohyb ovládacího kola. Ozubení na ovládacím kole je v záběru s ozubeným věncem na čepu listu letecké vrtule. Toto zařízení bylo součástí obvykle třílisté vrtule a zajišťovalo konstantní otáčky motoru při proměnném zatížení. [17]



Obr. 17 Hamilton Standard, hydromatic propeller [17]

2.2.2 Elektrická vrtule

Častou variantou pohonu mechanismu pro natáčení listů představují elektromotory, které bývají včetně převodového ústrojí umístěny v hlavě vrtule pod aerodynamickým krytem. Přívod proudu zajišťují kontaktní kroužky. Elektrická vrtule je zobrazena na Obr. 18. Pracovní otáčky elektromotoru jsou poměrně vysoké, přestavovací rychlosti naopak nízké, což představuje nárok na převod do pomalu, řádově až 1 : 10 000. Převod je realizován buď jednoduchým mnohastupňovým ozubeným převodem, šnekovým soukolím, planetovým převodem nebo kombinací různých převodů. Kvůli dlouhému doběhu elektromotoru je nutnou součástí pohonu také samostatná brzda pro zastavení kotvy elektromotoru nebo vypínací spojka. Vrtule je vybavena řadou koncových vypínačů, vymezující úhlové rozsahy listů vrtulí v různých provozních režimech. [16]

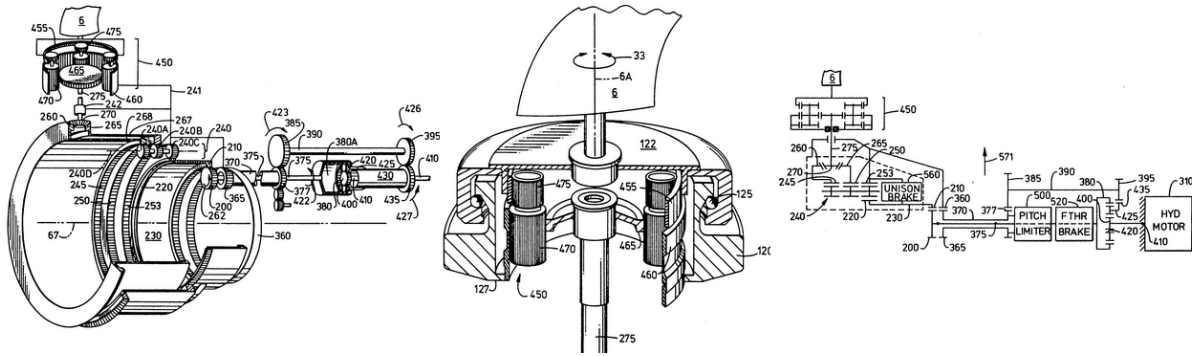


Obr. 18 Elektrická vrtule [16]

2.2.3 Planetové uspořádání ovládacího mechanismu

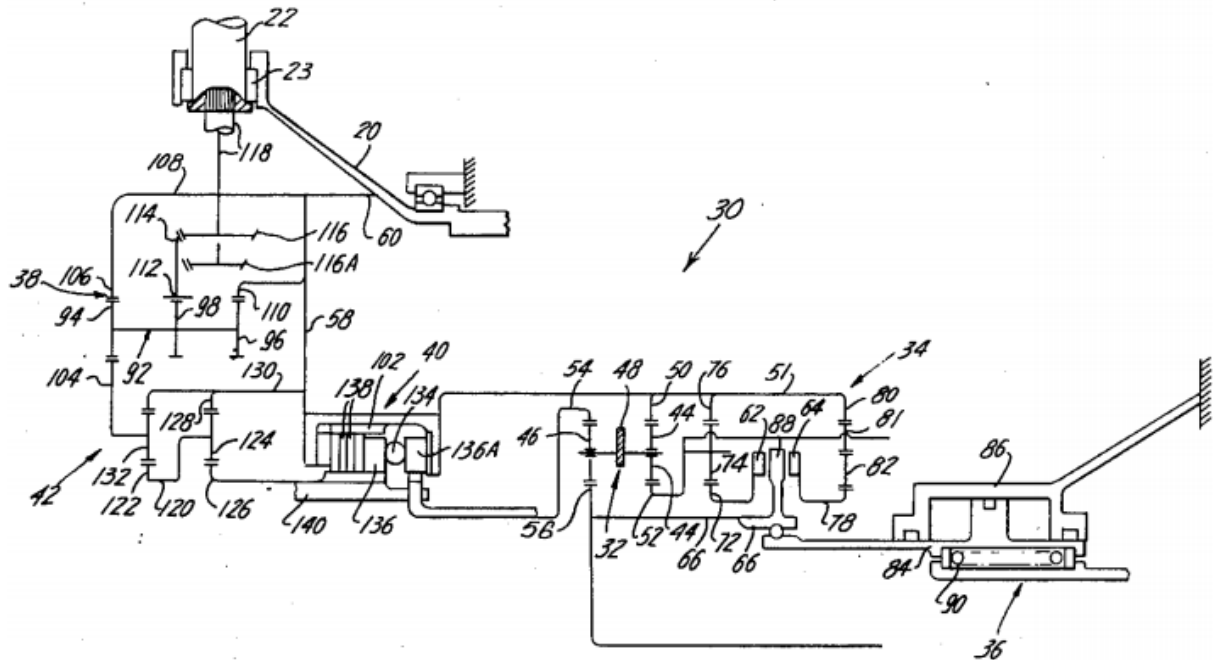
Alexandrov ve své publikaci ([16], 1954) uvádí, že elektrické vrtule lze dělit také podle umístění elektromotoru. Kromě uspořádání na Obr. 16 existují varianty s umístěním elektromotoru mimo rotující vrtuli. Převodové soukolí musí být diferenciální, aby kompenzovalo otáčky vrtule.

Příkladem planetového uspořádání ovládacího mechanismu může být vynález popsáný v patentu US 5242265 A [18], jehož náhled je na Obr. 19. Zde je představen systém pro změnu nastavení lopatek leteckých vrtulí, kde je ovládací motor stacionárně umístěn a mění nastavení lopatek pomocí planetových převodů. Praporová brzda může vyřadit motor a natočit lopatky do praporové polohy. Odstředivá brzda pak může zabránit vybočení lopatek směrem k nízkému úhlu náběhu, pokud rychlost vrtule dosáhne limitních otáček.



Obr. 19 Planetového uspořádání ovládacího mechanismu US 5242265 A [18]

Obdobné převodové uspořádání mechanismu pro natáčení lopatek v axiálních ventilátorech představuje další patent US 4047842 A [19], náhled na Obr. 20. Aktuátor (budící prvek) umožňuje obousměrnou rotaci planetového převodu. Obousměrná brzda (40) je umístěna mezi aktuátor a planetový převod tak, že přenáší rotaci pro změnu úhlu nastavení lopatek z aktuátoru do planetového převodu, uzamyká planetový převod s rotorem a zamezuje přenosu krouticího momentu od lopatek k aktuátoru během ustáleného pracovního provozu, kdy nedochází k přestavování lopatek.

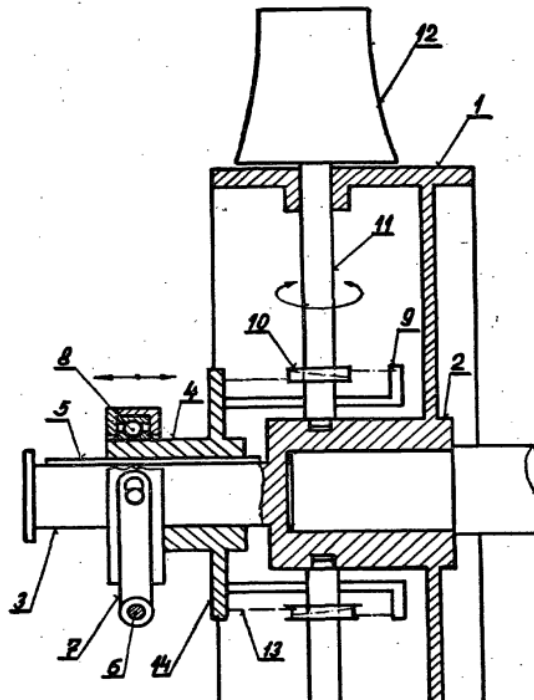


Obr. 20 Planetového uspořádání ovládacího mechanismu US 4047842 A [19]

2.3 Ostatní mechanismy

2.3.1 Lankový mechanismus

Provedení mechanismu popisuje *Obr. 21*. Na otočném čepu lopatek (11) jsou umístěny kladky (10), které jsou ovinuty lanky (13), napnutými mezi držáky (9) axiálně posuvného smykadla (4). Lanko je na kladce zajištěno proti proklouznutí například šroubem. Posuv smykadla (4) se uskuteční otáčením hřídele (6), přes páku (7) a valivé ložisko. Délka posuvu smykadla umožňuje úhel natáčení oběžných lopatek větší než 90° . Tento mechanismus má velký regulační rozsah a umožňuje reverzaci směru proudu vzduchu. Jednoduchá konstrukce umožňuje značnou typizaci a normalizaci dílů. [4]



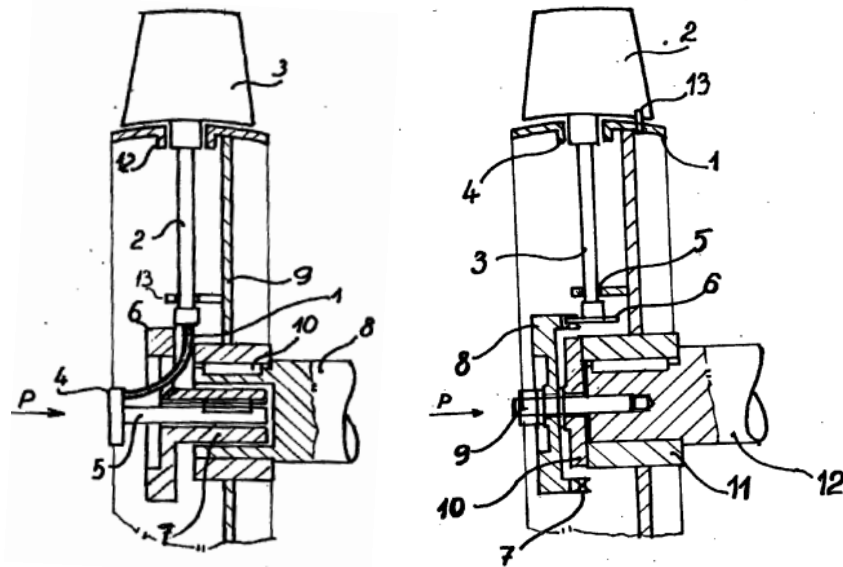
Obr. 21 Příloha k patentnímu spisu č.102353 - lankový mechanismus [4]

2.3.2 Samočinné otočení lopatek oběžného kola

Pro zajímavost je představen ventilátor, u kterého je nutné pro změnu směru proudu vzduchu změnit smysl otáčení oběžného kola. Toto zařízení však při změně smyslu otáčení rotoru umožňuje prostřednictvím setrvačných sil samočinné otočení lopatek, tudíž náběžná hrana profilu lopatky zůstane i pro reverzní chod náběžnou hranou.

Vlevo na *Obr. 22* je varianta mechanismu s pružnou hřídelí. Pružná hřídel (1) je na jednom konci pevně spojena s čepem (2) lopatky (3) a na druhém konci s ovládací objímkou (4), která je v místě (5) zasazena do setrvačného tělesa (6). Setrvačné těleso je uloženo otočně ve vrtání hřídele (8). Na hřídeli (8) je umístěno nosné těleso oběžného kola (9). Při změně směru otáčení oběžného kola ventilátoru mění setrvačné těleso (8) směr otáčení v důsledku setrvačnosti opožděně a svou setrvačností působí na ohebný hřídel (1). Ovládací objímka (4) a setrvačné těleso (6) se pohnou v rozsahu potřebném pro přetočení lopatek. [20]

Vpravo na *Obr. 22* je varianta mechanismu s ozubeným převodem. Každý čep (3) lopatky (2) ventilátoru má na svém konci uložené ozubené kolo (6), spoluzabírající s ozubeným ovládacím věncem (7), přichyceným na obvodu setrvačnicku (8). Setrvačné těleso je volně uloženo na čepu (9). Tento čep, podložka (10) a naklínovaný náboj (11) jsou pevně spojeny s hlavní hřídelí (12) oběžného kola (1). Krajní polohu natáčení lopatek vymezuje kolík (13). Princip změny polohy samočinně otočných lopatek je stejný jako v předchozím případě s pružnou hřídelí. V důsledku setrvačných sil dojde k opožděné změně směru otáčení setrvačnicku, což přes ozubený převod povede k otočení lopatek do druhé krajní polohy, vymezené dorazem.

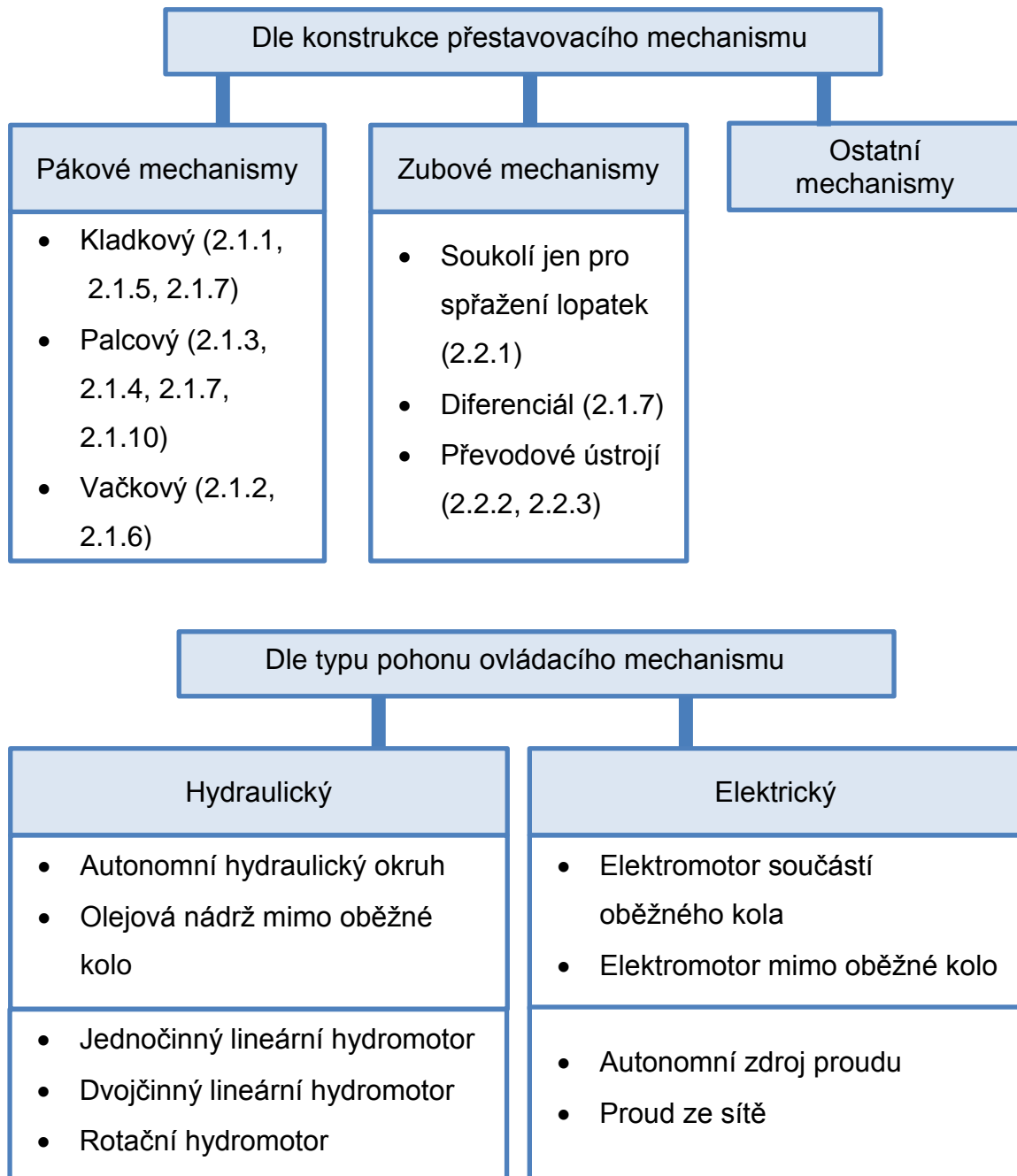


Obr. 22 Zařízení pro automatické přetáčení oběžných lopatek (vlevo mechanismus s pružnou hřídelí, vpravo mechanismus s ozubením) [20]

2.4 Shrnutí řešeršní části

Řešeršní průzkum představil základní koncepty mechanismů v problematice přestavování lopatek v nejrůznějších aplikacích. Pro přehlednost byly koncepty roztříděny podle charakteristických znaků do diagramu po vzoru Alexandrova.

([16],1954, strana 35)



Obr. 23 Rozdělení mechanismů dle charakteristických znaků



Na základě provedené rešerše lze konstatovat, že pro natáčení rotorových lopatek se napříč různými obory používají prakticky bezvýhradně jen dvě principiálně odlišná konstrukční řešení. Jedná se o mechanismy založené v prvním případě na využití páky a v druhém případě na využití ozubení. Jiným hlediskem může být princip přenosu pohybu aktuátoru pohonné jednotky na pohyb lopatek. Prakticky lze identifikovat opět dvě skupiny, první s potřebou převodu axiálního pohybu na rotační a druhou bez této potřeby. Z průzkumu používaných mechanismů vyplývá, že nejčastější zastoupení ve ventilátorech s přestavitelnými lopatkami mají mechanismy pákové. Jejich nespornou výhodou je jednoduchá, lehká a levná konstrukce. Předností je také snadná montáž a nenáročná seřízení. Lopatky bývají mechanicky spřáhnuty v kladce, vačce nebo kloubovém mechanismu. Nevýhodou je poměrně nevyrovnané zatížení na pohonnou jednotku v důsledku proměnné tečné ojniční síly, závislé na úhlu natočení. Některé dohledané pákové mechanismy nejsou schopny přestavit lopatky o 180° .

Zubové mechanismy naklápění lopatek axiálních ventilátorů jsou z hlediska výroby složitější, dražší, výrazně hmotnější, avšak kinematický rozsah úhlu nastavení lopatek není většinou omezen. Ve většině případů tyto mechanismy umožňují bezproblémovou reverzaci. Na ozubené kolo, do kterého jsou spřázněny lopatky, působí konstantní obvodová (tečná) síla, takže odpadá problém s proměnnou tečnou ojniční silou.

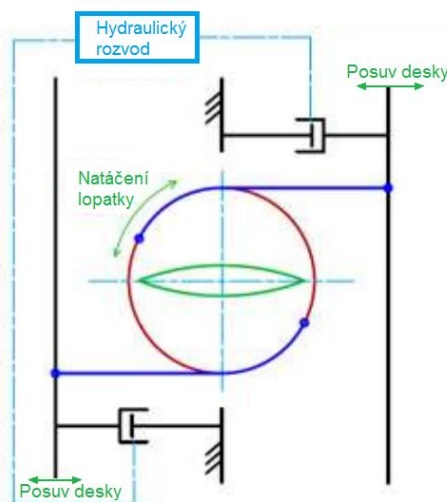
Zásadním problémem u velkých ventilátorů jsou značné deviační momenty lopatek, kterým pohonné jednotky i jednotlivé komponenty použitých mechanismů musí čelit. Z tohoto důvodu jsou lopatky vybavovány protizávažími, které však značně omezují konstrukční možnosti řešení jejich natáčení a limitují i minimální velikost ventilátorů kvůli svým nárokům na zástavbový prostor.

3 Návrhy možných mechanismů

3.1 Řetězový mechanismus

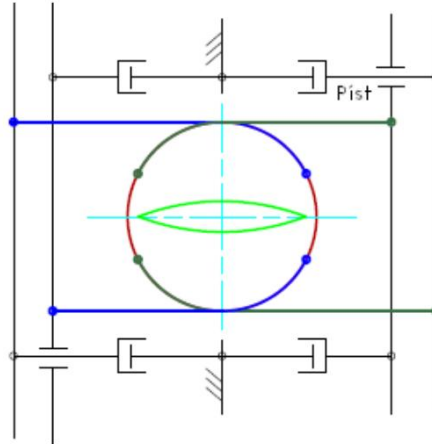
Na základě vlastního zkoumání byl vytvořen návrh mechanismu na reverzaci lopatek, který nebyl v žádném ze zdrojů objeven. Jedná se o mechanismus se třetím členem. Tím jsou řetězy. Sestava uložení lopatky obsahuje kromě vyvažovacího závaží navíc řetězové kolo, přes které se prostřednictvím řetězů vyvozuje nastavení lopatek. Řetězy jsou na posledním článku uchyceny k řetězovému kolu a jejich druhá strana je pevně přichycena k deskám. Pomocí posuvných desek dochází k vyvíjení síly na řetěz, který způsobí přes řetězové kolo natočení lopatky. Desky jsou uloženy tak, aby mohly vykonávat posuvný pohyb. Posuv desky je realizován soustavou pístů, které jsou ukotveny k pevnému bodu na oběžném kole. Písty jsou myšleny ve formě hydraulických válců, přičemž zapojení hydraulického rozvodu je takové, aby při posunu pístu v jednom směru docházelo k součinnosti pístů na příslušných deskách. Hydraulické zapojení tvoří tzv. bypass. Natočení lopatky je tedy dáno posunem desek, které tahají za řetězy, které následně vyvodí rotaci řetězového kola pevně spojeného s osou lopatky. Následující obrázky znázorňují možné kinematické schéma tohoto mechanismu. Výhodou tohoto mechanismu je částečná nebo úplná eliminace protizávaží lopatky.

První schématický koncept na *Obr. 24* znázorňuje dvojici desek s párem pístů. Řetěz je umístěn středově souměrně vůči ose rotace lopatky. Toto schéma je výhodné z důvodu rozložení sil. Muselo by ovšem obsahovat řetěz s jednostranným ohybem, který není pro tuto aplikaci úplně vhodný.



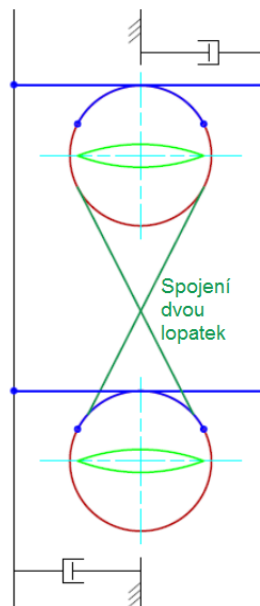
Obr. 24 Řetězový mechanismus s dvojicí desek

Druhé schéma na *Obr. 25* obsahuje čtveřici desek a čtveřici pístů. Jedná se o konstrukční řešení náročné z pohledu synchronizace pístů a samotného uložení. Nespornou výhodou je distribuce sil a citlivost natočení lopatky.



Obr. 25 Řetězový mechanismus se čtveřicí desek

Poslední schéma na *Obr. 26* pracuje s dvojicí desek a dvojicí pístů. Umístění řetězů je ovšem jednostranné, což je nevýhodné s pohledu rozložení působení sil. Za účelem zvýšení tuhosti ovládání natáčení lopatek je na tomto schématu navíc prezentováno možné provázání jednotlivých lopatek.

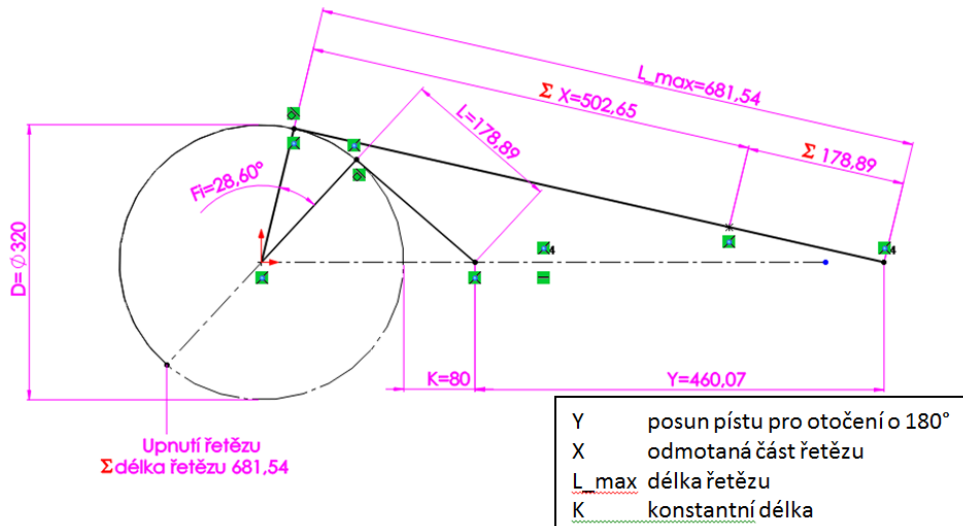


Obr. 26 Řetězový mechanismus s jednostranným opásáním a spřažením dvou lopatek

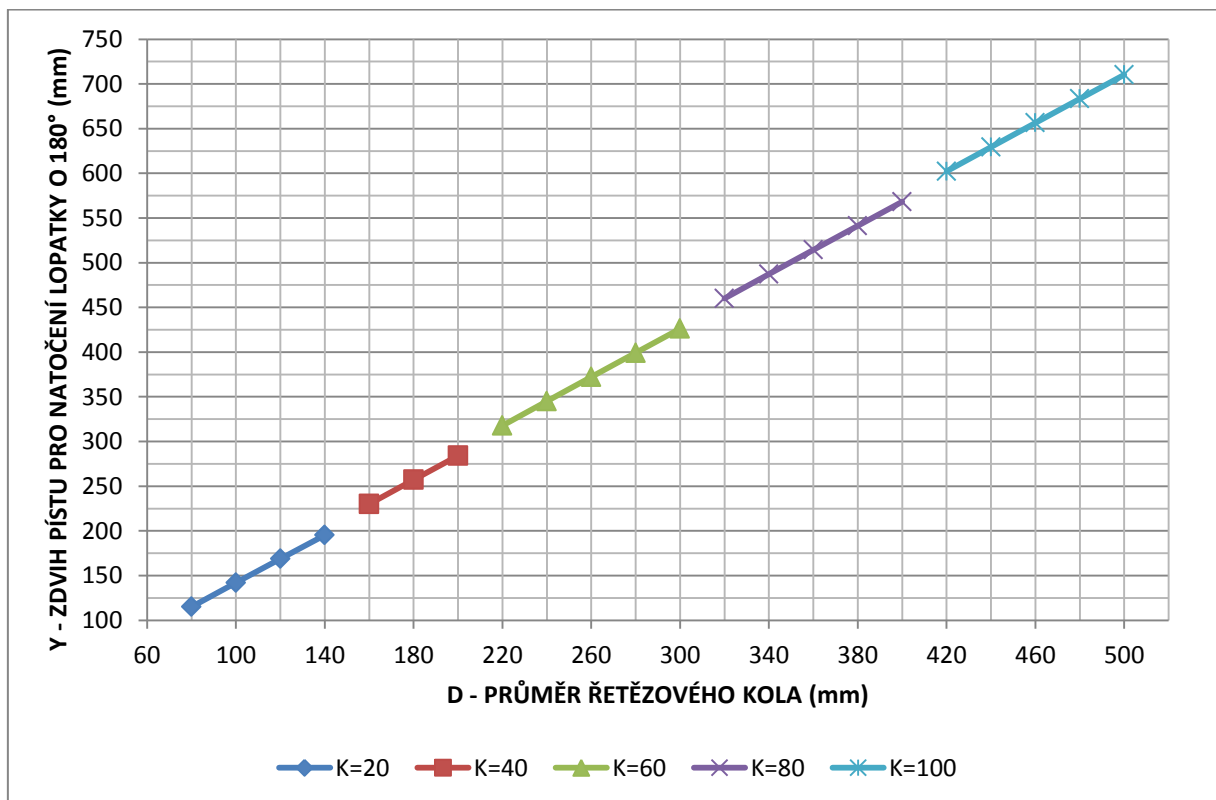
Důležitým krokem v návrhu mechanismu je kinematika pohybu součástí. Je nutné stanovit, o kolik se musí posunout deska, aby došlo k rotaci lopatky o hodnotu blízkou se 180° , kde pochopitelně záleží na průměru řetězového kola. Ve schématu figuruje konstantní vzdálenost K , která vymezuje vzdálenost mezi horní úvratí pístu

a roztečnou kružnicí řetězového kola kvůli uložení řetězu na pístu a kvůli výšce zubu řetězového kola.

První schéma na Obr. 27 spolu s příslušnou závislostí posunu pístu na průměru řetězového kola na Obr. 28 popisuje konstrukci, kdy je řetěz přidělán k desce v místě ležícím na vodorovné ose protínající střed řetězového kola. Toto schéma je výhodné vzhledem k namáhání čepu uložení lopatky. Řetězové kolo má větší úhel opásání.

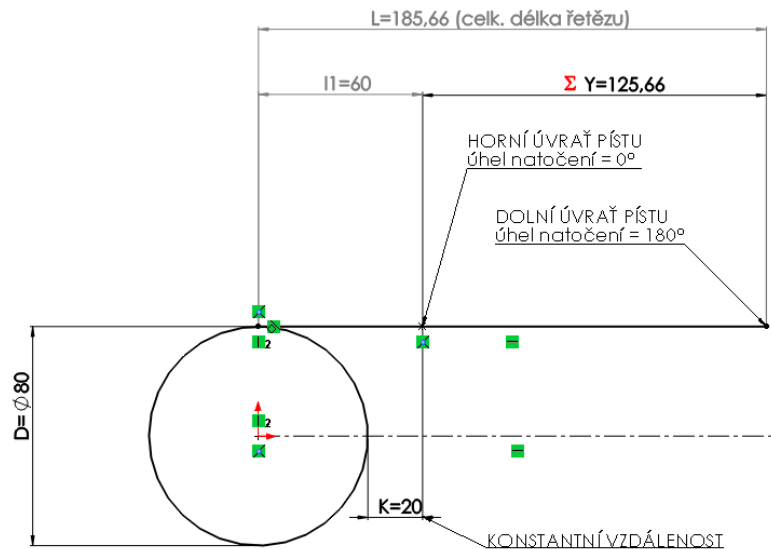


Obr. 27 Kinematický rozsah řetězového mechanismu - varianta 1



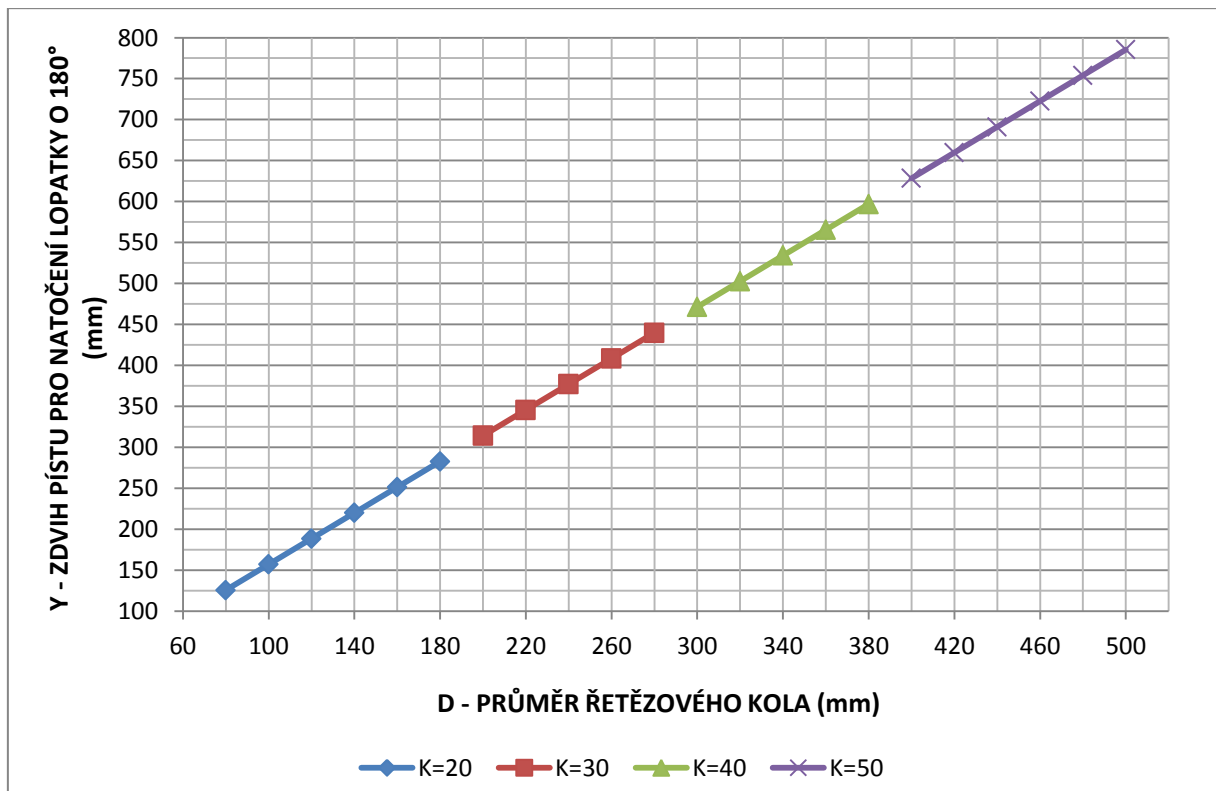
Obr. 28 Závislost zdvihu pístu na průměru řetězového kola - varianta 1

Druhé schéma na *Obr. 29* znázorňuje konstrukci, kdy je řetěz k desce přichycen v místě tečny řetězového kola rovnoběžné s vodorovnou osou protínající střed řetězového kola. Toto schéma je naopak výhodnější vzhledem k menším potřebným rozměrům, resp. posuvu pístu, avšak úhel opásání řetězového kola je menší.



Obr. 29 Kinematický rozsah řetězového mechanismu - varianta 2

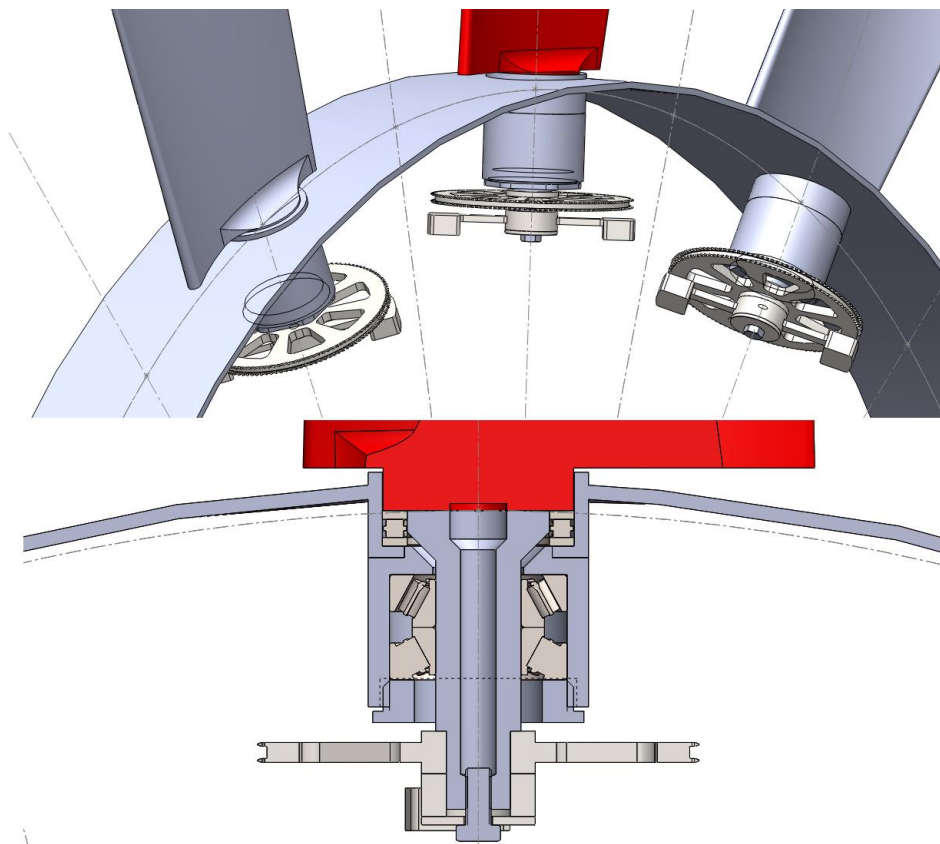
Pro druhé schéma platí závislost posuvu pístu na průměru řetězového kola, viz grafické znázornění na *Obr. 30*.



Obr. 30 Závislost zdvihu pístu na průměru řetězového kola - varianta 2

3.2 Hodnocení řetězového mechanismu

Byl vypracován vlastní návrh, který je založen na principu natáčení lopatek spojených řetězem s pohyblivými deskami. Hrubá konstrukce je znázorněna na Obr. 31. Co se týče ložiskového domku, jsou zde uplatněna kuželíková ložiska, uložená čely k sobě. Lze konstatovat, že provedenou rešerší nebylo nalezeno podobné konstrukční řešení, které by bylo za přijatelných především technických podmínek uplatnitelné, nebo které by v případě svého uplatnění přineslo významná zlepšení z konstrukčního, technologického či ekonomického hlediska. Určitou alternativou je lankový mechanismus, který je zmíněný v kapitole 2.3.1.

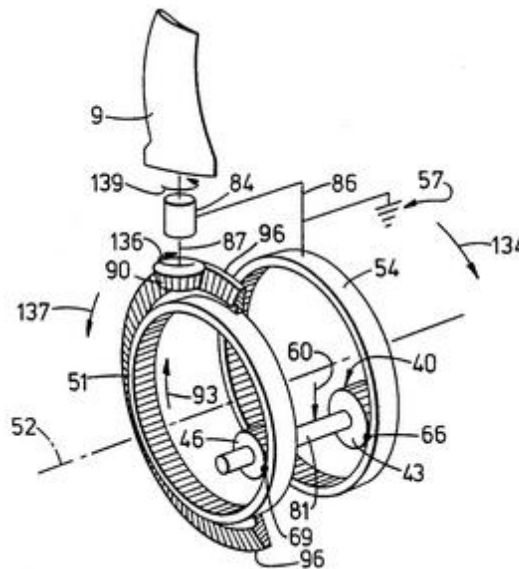


Obr. 31 Řetězový mechanismus - 3D model [SolidWorks 2014]

Koncept má také řadu neodstranitelných nevýhod. Řetězový mechanismus by nejspíš neobstál v rozměrnějších variantách ventilátoru. S poloměrem, na kterém je řetězové kolo uloženo a s otáčkami výrazně roste odstředivá síla, která by měla nepříznivý dopad na prověšený řetěz. Je zde velké riziko spadnutí řetězu ze záběru. Řetězy mohou být zároveň velmi hlučné, což v případě vzduchotechniky může být zdrojem šíření nepříjemného zvuku.

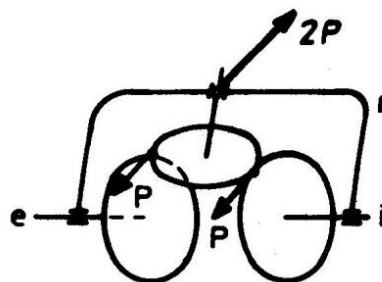
3.3 Diferenciální mechanismus

Vzhledem k hodnocení řetězového mechanismu se jako nejvýhodnější použitelné řešení jeví koncept mechanismu s kuželovým diferenciálním převodem. Jedná se o případ, kdy každá lopatka bude na svém konci opatřena ozubeným kolem s kuželovým ozubením. Tyto kola lze podle terminologie označit za satelity a budou spřáhnuty a ovládány pomocí řídicí planety, což je ozubené kolo svírající s osou satelitu úhel 90° . Pravoúhlé soukolí bude oboustranné, což v případě symetrického diferenciálu rozděluje točivé síly v poměru 50 : 50. Jednostranné řešení kuželového soukolí je patrné z vynálezu US 5174716 A [21] v aplikaci leteckých vrtulí a ukázáno na *Obr. 32*.



Obr. 32 Pitch change mechanism US 5174716 A [21]

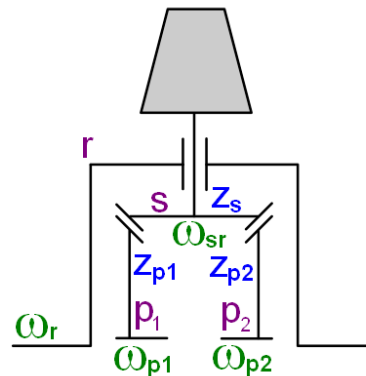
Diferenciální mechanismus byl v následujících kapitolách podrobně popsán, od kinematického návrhu, který vychází z popisu diferenciálu dle Svobody [22] viz *Obr. 33*, přes dynamické silové účinky v kapitole 5, návrh a kontrolní výpočet ozubení, až po možné konstrukční řešení v kapitole 7.



Obr. 33 Symetrický kuželový diferenciál [22]

4 Kinematika diferenciálního mechanismu

Kinematické schéma navrženého mechanismu vychází ze známého případu symetrického kuželového diferenciálu, což je mechanismus se dvěma stupni volnosti uplatňovaný v převodovém ústrojí motorových vozidel. [22] Lopatka ventilátoru je umístěna na satelitu a otočně uložena v oběžném kole, které označíme jako unašeč. Relativní otáčení satelitu (natáčení lopatek) zajišťují dvě planety s kuželovým ozubením, viz Obr. 34



Obr. 34 Kinematické schéma mechanismu natáčení lopatek

Kinematiku mechanismu popisuje tzv. Willisova formule, upravená pro diferenciál [22]

$$\omega_x - i_{xy}^z \cdot \omega_y - i_{xz}^y \cdot \omega_z = 0 \quad (1)$$

Zavedeme označení ve schématu Obr. 34 a úpravou převodových poměrů na základní převodový poměr (převod soukolí s pevnou osou) z centrálního kola x na centrální kolo y při zastaveném unašeči r získáme tvar rovnice [22]

$$\omega_{p1} - i_{p1p2}^r \cdot \omega_{p2} - (1 - i_{p1p2}^r) \cdot \omega_r = 0 \quad (2)$$

Převodový poměr pro symetrický diferenciál nabývá hodnoty -1

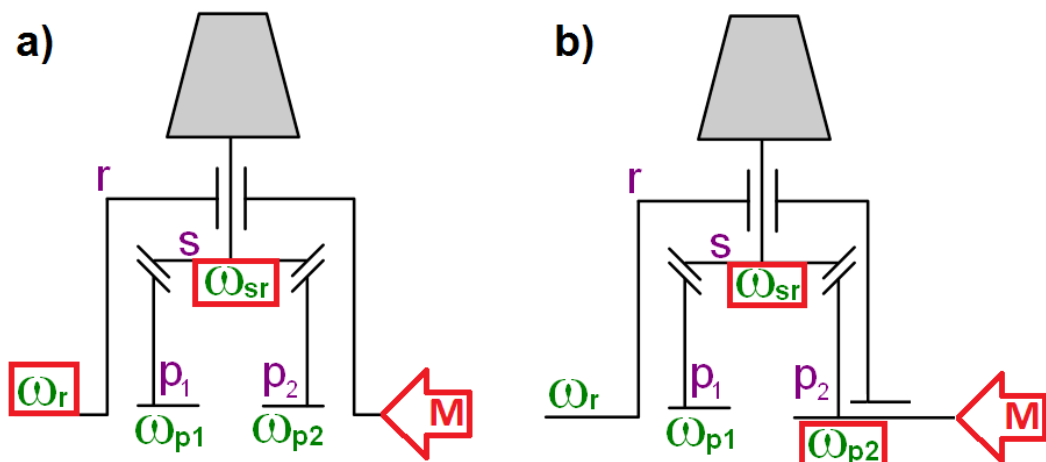
$$i_{p1p2}^r = -\frac{Z_{p2}}{Z_{p1}} = -1 \quad (3)$$

Relativní úhlovou rychlost satelitu popisuje vztah

$$\omega_{sr} = i_{sp2}^r \cdot (\omega_{p2} - \omega_r) = \frac{Z_{p2}}{Z_s} (-1) \cdot (\omega_{p2} - \omega_r) = \frac{Z_{p2}}{Z_s} (\omega_r - \omega_{p2}) \quad (4)$$

Výrazy (2) a (4) představují soustavu dvou rovnic o čtyřech neznámých, neboť hovoříme o mechanismu se dvěma stupni volnosti. Dva parametry byly zvoleny a zbylé dva byly dopočítány. Detailněji zpracovaná konstrukce byla provedena

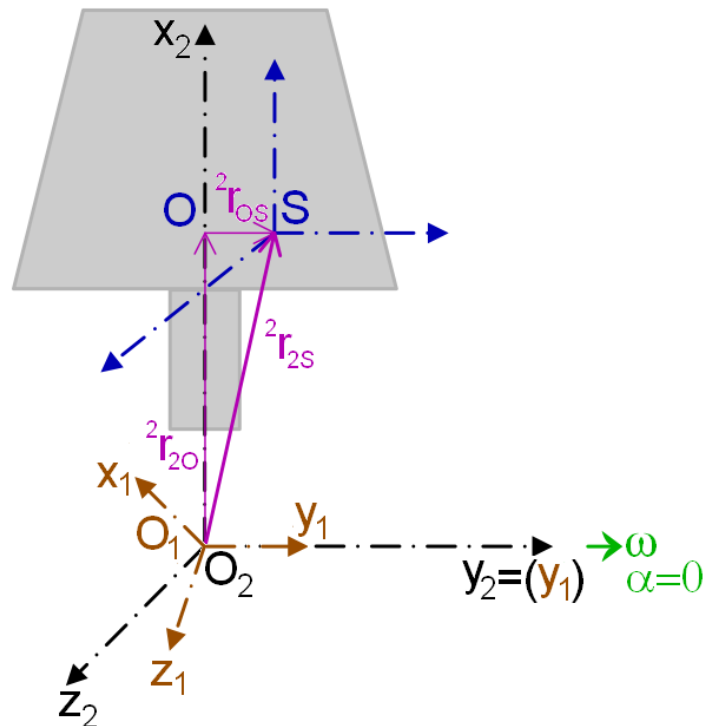
zejména pro variantu a) a variantu b) viz *Obr. 35*. Ve variantě a) je motor ventilátoru přiveden na unašeč, tudíž je známá jeho úhlová rychlost a známá je taktéž požadovaná rychlost satelitu. Dopočítány byly úhlové rychlosti obou řídicích planet. Ve variantě b) je pohon přiveden na jednu z planet a taktéž je zadána úhlová rychlost pro nastavení lopatek. Dopočítány byly úhlové rychlosti druhé planety a unašeče, který musí být na hřídeli ventilátoru volně uložený. Oba koncepty jsou podrobněji vysvětleny v podkapitole 7.3



Obr. 35 Kinematické varianty mechanismu natáčení lopatek, a) motor na unašeči b) motor na planetě

5 Analýza sil působících na lopatku ventilátoru

5.1 Souřadnicové systémy



Obr. 36 Souřadnicové systémy lopatky ventilátoru

Předmětem této kapitoly je výzkum vlivu rotačního pohybu rotoru na nesenou část, lopatku, z hlediska dynamických sil. Souřadnicový systém viz Obr. 36, pevně spojený s rámem, je označen $O_1 [x_1, y_1, z_1]$. Osa y_1 je kolineární s osou rotace oběžného kola. Lopatka včetně čepu má střed hmotnosti (těžiště) v bodě S, kde se nachází její lokální souřadnicový systém. Souřadnicový systém $O_2 [x_2, y_2, z_2]$ pak představuje transformaci z lokálního systému, tedy jeho posunutí z těžiště lopatky S. Souřadnicový systém O_2 se nachází na průsečíku osy rotace rotoru (osa y_1 je kolineární s osou y_2) a osy uložení lopatky v rotoru $\overline{O_2O}$ (s níž je kolineární osa x_2). Těžiště lopatky S neleží na ose uložení lopatky, čímž vzniká nevyváženost. Tuto excentricitu znázorňuje vektor ${}^2\vec{r}_{OS}$. Velikost vektoru ${}^2\vec{r}_{20}$ vyjadřuje přibližně poloměr, na kterém je lopatka uložena v oběžném kole.

5.2 Odvození Eulerových pohybových rovnic

V návaznosti na souřadnicový systém z Obr. 36 a dle kapitoly Dynamika tuhého tělesa a Rotační pohyb tělesa ([23], 2004, s. 67-81) lze odvodit Eulerovy pohybové rovnice, popisující pohyb lopatky.

Hybnost tělesa popisuje vztah

$$\mathbf{H} = \int_{(m)} \mathbf{v} dm = m \cdot \mathbf{v} = (\boldsymbol{\omega} \times {}^2\mathbf{r}_{20}) \quad (5)$$

z kterého je zřejmé, že je hybnost přímo úměrná hmotnosti a okamžité rychlosti tělesa.

Pro pohyb tělesa kolem souřadnicového systému O_1 je pak důležitá další veličina, moment hybnosti tělesa

$$\mathbf{L}_{O_1} = \int_{(m)} \mathbf{r}_{2S} \times d\mathbf{H} = \int_{(m)} \mathbf{r} \times \mathbf{v} dm = \int_{(m)} \hat{\mathbf{r}} \hat{\boldsymbol{\omega}} \mathbf{r} dm = - \int_{(m)} \hat{\mathbf{r}}^2 dm = \mathbf{I}_{O_1} \boldsymbol{\omega} \quad (6)$$

Kde $\boldsymbol{\omega}$ je vektor úhlové rychlosti oběžného kola kolem osy y ($\hat{\boldsymbol{\omega}}$ je jeho vyjádření jako antisymetrická matice) a \mathbf{I}_{O_1} je matice setrvačnosti tělesa. Na hlavní diagonále této matice jsou složky setrvačnosti k osám $[x, y, z]$ zvoleného souřadného systému. Pokud by ostatní prvky byly nulové, lze je označit za takzvané hlavní momenty setrvačnosti a příslušné osy za hlavní osy setrvačnosti. Mimodiagonální prvky se nazývají deviační momenty a pokud nejsou nulové, zapříčiňují na tělese deviaci, tedy odchylku od rotační osy.

$$\mathbf{I}_{O_1} = - \int_{(m)} \hat{\mathbf{r}}^2 dm = \begin{bmatrix} I_{X_2} & -D_{X_2Y_2} & -D_{X_2Z_2} \\ -D_{Y_2X_2} & I_{Y_2} & -D_{Y_2Z_2} \\ -D_{Z_2X_2} & -D_{Z_2Y_2} & I_{Z_2} \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$\boldsymbol{\omega} = \begin{bmatrix} 0 \\ \omega_y \\ 0 \end{bmatrix} \quad \hat{\boldsymbol{\omega}} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \omega_y \\ 0 & 0 & 0 \\ -\omega_y & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (8)$$

Dosazením výrazů (7) a (8) do vztahu (6) pro moment hybnosti tělesa vyplývá

$$\mathbf{L}_{O_1} = \mathbf{I}_{O_1} \boldsymbol{\omega} = \begin{bmatrix} I_{X_2} & -D_{X_2Y_2} & -D_{X_2Z_2} \\ -D_{Y_2X_2} & I_{Y_2} & -D_{Y_2Z_2} \\ -D_{Z_2X_2} & -D_{Z_2Y_2} & I_{Z_2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ \omega_y \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -D_{X_2Y_2} \\ I_{Y_2} \\ -D_{Z_2Y_2} \end{bmatrix} \quad (9)$$

Dalé je uvažována platnost zákona o změně momentu hybnosti. „Časová změna momentu hybnosti soustavy hmotných bodů vzhledem k jejímu středu hmotnosti je rovna součtu momentů vnějších sil k tomuto středu.“ (Valášek [23], 2004). Tento zákon se nazývá Druhá impulsová věta (10)

$$\frac{d\mathbf{L}_o}{dt} = \sum_i \mathbf{M}_{i_o}^E \quad (10)$$

Dále je zavedena transformace momentu hybnosti z pohybujícího se systému O_2 do systému O_1 přes transformační matici T_{12} . Středů obou systémů jsou v bodě O .

$${}^1L_{O1} = T_{12} {}^2L_{O2} \quad (11)$$

Z časové derivace pak plyne úprava

$$\begin{aligned} \frac{d^1L_o}{dt} &= \dot{T}_{12} {}^2L_o + T_{12} \frac{d}{dt} {}^2L_o = T_{12} \hat{\omega} {}^2L_o + T_{12} {}^2I_o \dot{\omega} \\ \frac{d^1L_o}{dt} &= T_{12} ({}^2I_o \alpha + \omega \times {}^2I_o \omega) = \sum_i {}^1M_{io} \end{aligned} \quad (12)$$

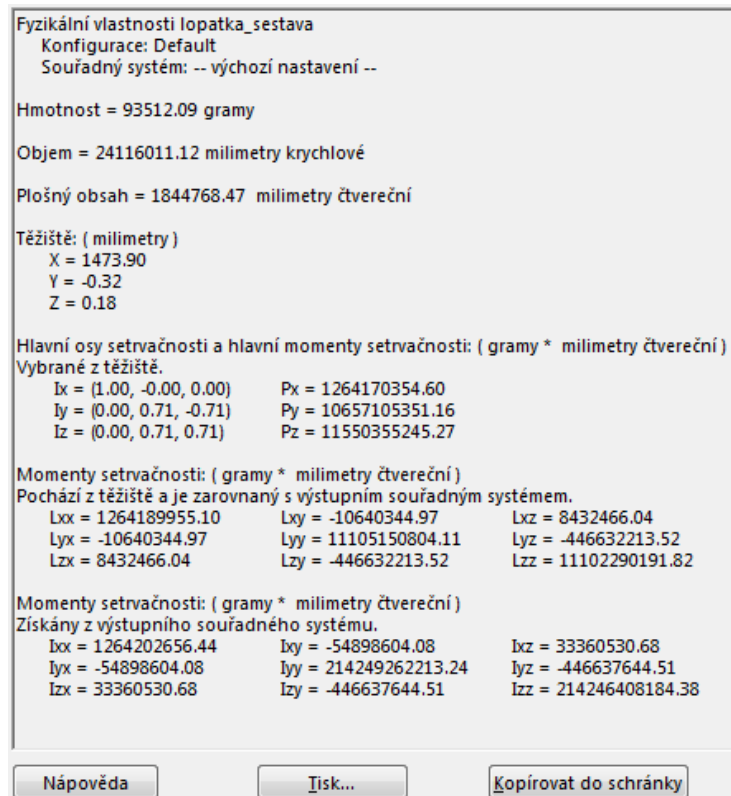
která je následně zpětnou transformací převedena do systému O_2

$${}^2I_o {}^2\alpha + {}^2\omega \times {}^2I_o {}^2\omega = \sum_i T_{12}^T {}^1M_{io} = \sum_i {}^2M_{io} \quad (13)$$

Pohybové rovnice (13) se označují za Eulerovy dynamické rovnice a matice setrvačnosti 2I_o je konstantní, vztažená k rotujícímu systému, což znamená, že se s polohou rotujícího tělesa nemění. [23]

5.3 Matice setrvačnosti lopatky v systému O_2

Na základě dodaného modelu lopatky a návrhu uložení na čep bylo možné v softwaru SolidWorks 2014 získat potřebné geometricko-hmotnostní parametry přímo pro souřadnicový systém O_2 z funkce Fyzikální vlastnosti Obr. 37. Matice setrvačnosti pro vybraný souřadnicový systém je pak přepsána do Tab. 1 v jednotkách $\text{kg}\cdot\text{m}^2$.



Obr. 37 Fyzikální vlastnosti [SolidWorks 2014]

Tab. 1 Matice setrvačnosti ze SolidWorks v jednotkách $\text{kg}\cdot\text{m}^2$

$I_{xx} = 1.2642$	$I_{xy} = -0.0549$	$I_{xz} = 0.0334$
$I_{yx} = -0.0549$	$I_{yy} = 214.2493$	$I_{yz} = -0.4466$
$I_{zx} = 0.0334$	$I_{zy} = -0.4466$	$I_{zz} = 214.2464$

Pro sjednocení označení jednotlivých prvků v matici setrvačnosti z výstupu ze softwaru SolidWorks s Valášekem [23], je zavedeno

$$\begin{bmatrix} I_{xx} & I_{xy} & I_{xz} \\ I_{yx} & I_{yy} & I_{yz} \\ I_{zx} & I_{zy} & I_{zz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I_{X_2} & -D_{X_2Y_2} & -D_{X_2Z_2} \\ -D_{Y_2X_2} & I_{Y_2} & -D_{Y_2Z_2} \\ -D_{Z_2X_2} & -D_{Z_2Y_2} & I_{Z_2} \end{bmatrix}$$

5.4 Pohybové rovnice

Z odvození pohybových rovnic dle Valáška a kolektivu ([23], 2004, s. 79-81) a analogickým dosazením pro rotaci kolem osy y vyplývá Eulerova dynamická rovnice (5)

$$\frac{d\vec{L}_{O_1}}{dt} = \vec{I}_{O_1} \vec{\alpha} + \vec{\omega} \times \vec{I}_{O_1} \vec{\omega} = \sum_i \vec{M}_{iO_1} \quad (14)$$

jejíž maticový zápis lze rozepsat jako

$$\begin{bmatrix} I_{X_2} & -D_{X_2Y_2} & -D_{X_2Z_2} \\ -D_{Y_2X_2} & I_{Y_2} & -D_{Y_2Z_2} \\ -D_{Z_2X_2} & -D_{Z_2Y_2} & I_{Z_2} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ \alpha \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & \omega \\ 0 & 0 & 0 \\ -\omega & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} -D_{X_2Y_2} \\ I_{Y_2} \\ -D_{Z_2Y_2} \end{bmatrix} = \sum_i \vec{M}_{iO_1} \quad (15)$$

a po roznásobení získáme tři složkové pohybové rovnice

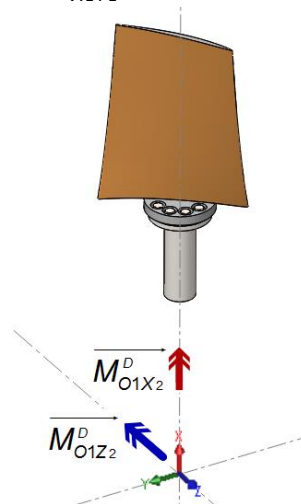
$$\begin{aligned} -D_{X_2Y_2}\alpha - D_{Z_2Y_2}\omega^2 &= \sum_i \vec{M}_{iO_1X_2} \\ I_{Y_2}\alpha &= \sum_i \vec{M}_{iO_1Y_2} \\ -D_{Z_2Y_2}\alpha + D_{X_2Y_2}\omega^2 &= \sum_i \vec{M}_{iO_1Z_2} \end{aligned} \quad (16)$$

Uvažujeme nulové zrychlení $\alpha = 0$ a konstantní otáčky rotoru 750 min^{-1} . Úhlová rychlost zkoumaného tělesa (lopatky) je potom

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 750}{30} = 78.5 \text{ s}^{-1} \quad (17)$$

a po dosazení do Eulerových rovnic (7) můžeme složky setrvačných momentů vyjádřit jako průměty setrvačné dvojice \vec{M}_O^D , které jsou znázorněny na Obr. 38.

$$\begin{aligned} \vec{M}_{O_1X_2}^D &= -D_{Z_2Y_2}\omega^2 \\ \vec{M}_{O_1Z_2}^D &= +D_{X_2Y_2}\omega^2 \end{aligned} \quad (18)$$



Obr. 38 Momenty [SolidWorks 2014]

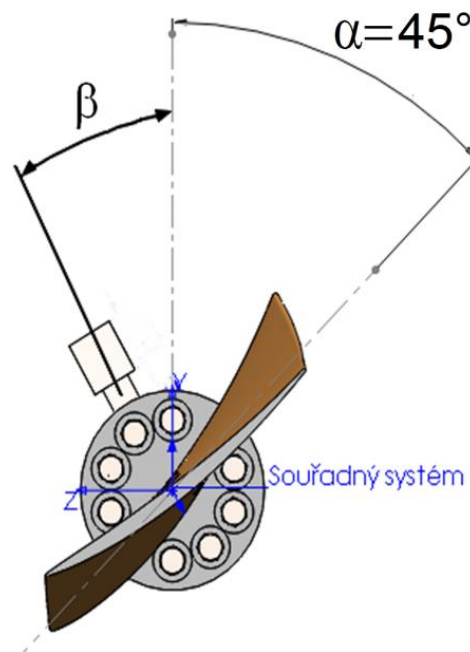
Po dosazení úhlové rychlosti a deviačního momentu $D_{Z_2Y_2}$ (resp. $D_{X_2Y_2}$), který ve výstupu ze softwaru SolidWorks odpovídá hodnotě I_{ZY} (resp. I_{XY}), nabývají setrvačné dvojice hodnot

$$\begin{aligned}\overrightarrow{M_{O_1X_2}^D} &= -D_{Z_2Y_2}\omega^2 = 0,45 \cdot 78,50^2 = 2773,01 \text{ Nm} \\ \overrightarrow{M_{O_1Z_2}^D} &= +D_{X_2Y_2}\omega^2 = -0,05 \cdot 78,5^2 = -308,11 \text{ Nm}\end{aligned}\quad (19)$$

Složka $\overrightarrow{M_{O_1X_2}^D} = 2773,01 \text{ Nm}$ představuje přídavné namáhání čepu lopatky na krut. Tento moment nepříznivě ovlivňuje ovládání natáčecího mechanismu a má vliv na celkovou životnost uložení. Velikost $\overrightarrow{M_{O_1X_2}^D}$ se mění v závislosti na úhlu náběhu lopatky. Uvedená hodnota je maximální, a to v pracovní poloze lopatky, kde je úhel náběhu 45° . Průběhem momentu se zabývá následující kapitola.

6 Stanovení krouticího momentu na lopatce

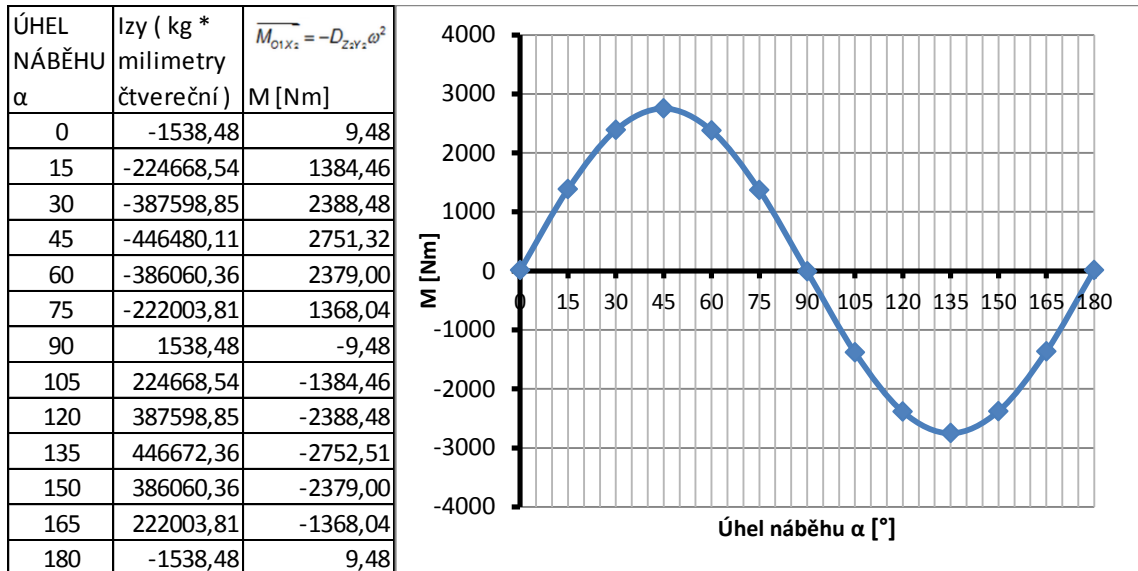
Nejprve byl vyšetřen průběh momentu na čepu lopatky bez protizávaží. Následná experimentální činnost vedla k návrhu protizávaží a stanovení montážního úhlu β . Cílem je minimalizace krouticího momentu v oblasti nejvyššího výkonu ventilátoru, kdy je úhel náběhu lopatky $\alpha = 45^\circ$. Viz Obr. 39.



Obr. 39 Úhel náběhu a montážní úhel protizávaží [SolidWorks 2014]

6.1 Průběh krouticího momentu na čepu lopatky bez závaží

Tab. 2 Průběh krouticího momentu na čepu lopatky bez závaží (tabulka + graf)



Průběh krouticího momentu zaznamenává Tab. 2. Z měření vyplývá, že největší zatížení nastává pro úhel náběhu 45° a 135° . Současně však existují polohy, kde je deviační moment nulový. Platí to přibližně pro úhel náběhu 0° , 90° a 180° . Zde dochází ke změně znaménka deviačního momentu, tedy krouticí moment nabývá opačného smyslu.

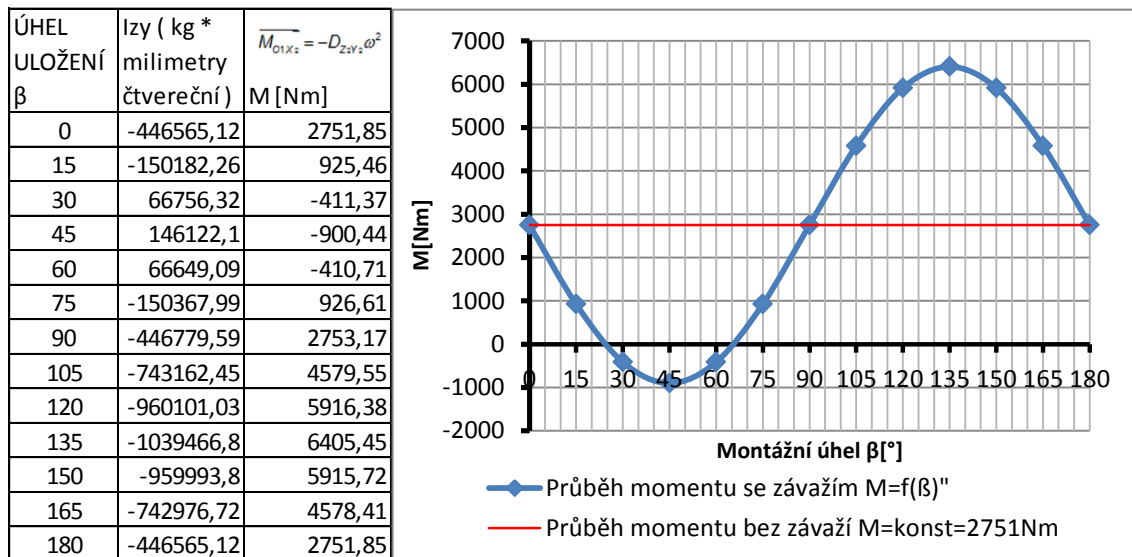
6.2 Návrh protizávaží a hledání montážního úhlu β

Na čep lopatky bylo umístěno protizávaží, lopatka je nastavena do úhlu náběhu 45° , tedy do polohy s největším momentem. S krokem 15° pro montážní úhel β pak byl vyšetřen nový průběh deviačního momentu a přepočítán moment krouticí. Připomenutím je Obr. 39.



Obr. 40 Protizávaží [SolidWorks 2014]

Tab. 3 Průběh momentu pro montážní úhel β při konstantním úhlu náběhu 45°



Opět můžeme pozorovat v *Tab. 3* průsečíky s nulovou osou. Výsledkem je, že existují dva montážní úhly β , pro které je krouticí moment v úhlu náběhu 45° nulový.

$$\beta_1 \approx 24,5^\circ$$

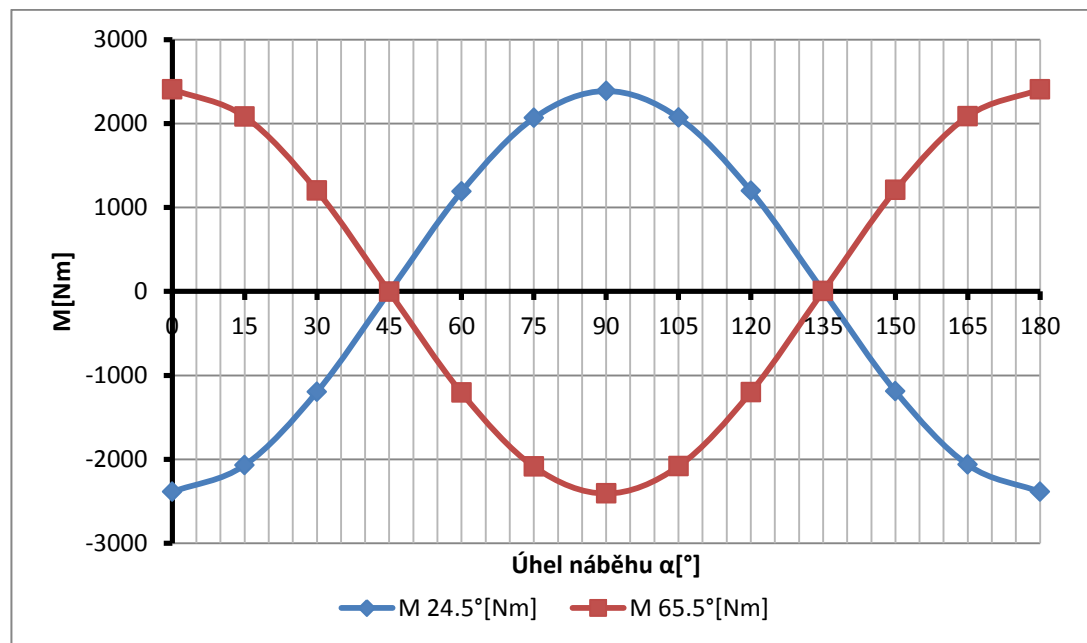
$$\beta_2 \approx 65,5^\circ$$

6.3 Průběh krouticího momentu na čepu lopatky se závažím

Bylo provedeno měření deviačního momentu v rozsahu úhlu náběhu 0° až 180° lopatky se závažím, uloženém v montážním úhlu $\beta_1 = 24,5^\circ$ a $\beta_2 = 65,5^\circ$

Tab. 4 Průběh krouticího momentu na čepu lopatky bez závaží (tabulka + graf)

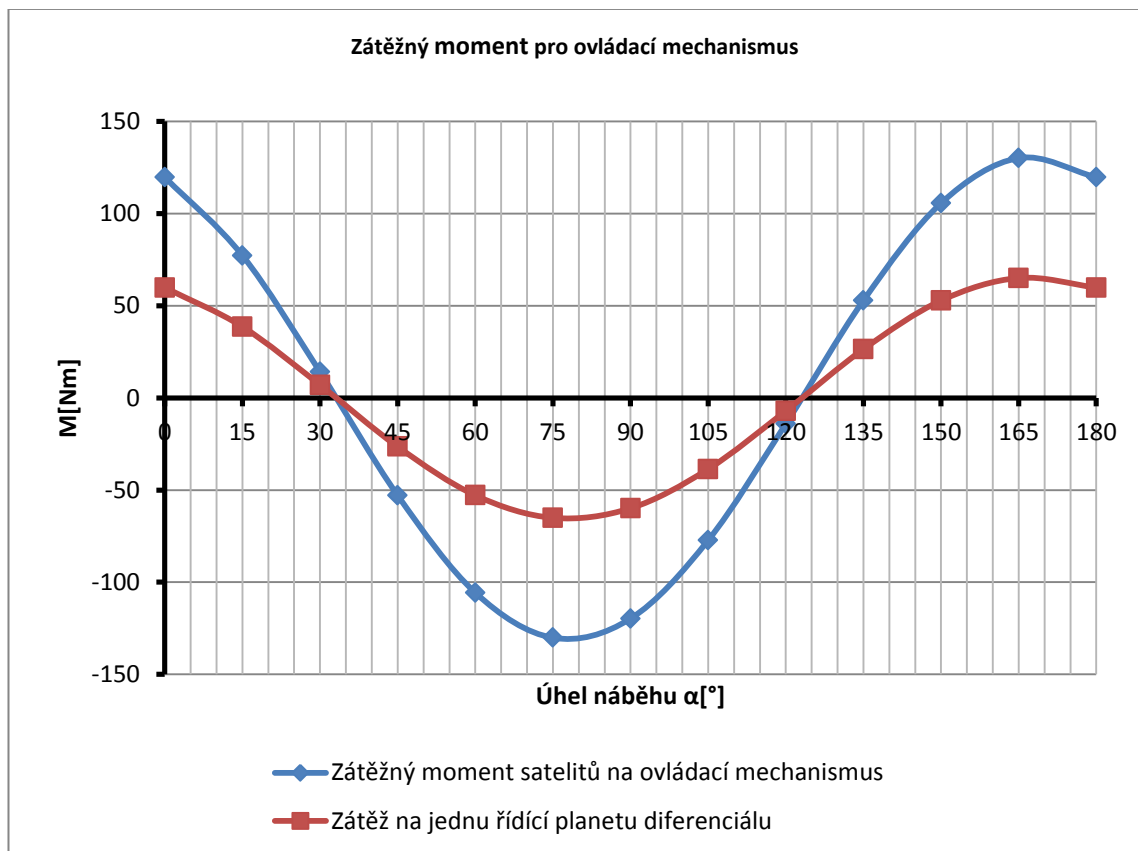
ÚHEL NÁBĚHU α	Izy $24,5^\circ$ (kg * milimetry čtvereční)	$\overline{M_{O_1X_2}} = -D_{2zY_2} \cdot \omega^2$ M 24.5° [Nm]	Izy $65,5^\circ$ (kg * milimetry čtvereční)	$\overline{M_{O_1X_2}} = -D_{2zY_2} \cdot \omega^2$ M 65.5° [Nm]	ΔM	$M_p = \Delta M \cdot$ poč. párů lopatek
0	387288,74	-2386,57	-390527,57	2406,53	19,96	119,75
15	335794,72	-2069,25	-337884,32	2082,13	12,88	77,26
30	194324,76	-1197,48	-194705,24	1199,82	2,34	14,07
45	785,65	-4,84	644,95	-3,97	-8,82	-52,89
60	-192963,98	1189,09	195822,33	-1206,71	-17,61	-105,68
75	-335009,07	2064,41	338529,27	-2086,10	-21,69	-130,15
90	-387288,74	2386,57	390527,57	-2406,53	-19,96	-119,75
105	-335794,72	2069,25	337884,32	-2082,13	-12,88	-77,26
120	-194324,76	1197,48	194705,24	-1199,82	-2,34	-14,07
135	-785,65	4,84	-644,95	3,97	8,82	52,89
150	192963,98	-1189,09	-195822,33	1206,71	17,61	105,68
165	335009,07	-2064,41	-338529,27	2086,10	21,69	130,15
180	387288,74	-2386,57	-390527,57	2406,53	19,96	119,75



Průběhy patrné z Tab. 4 mají pro plánovanou konstrukci natáčecího mechanismu zásadní význam, neboť se nachází v téměř dokonalé znaménkové protifázi. Rozdíl ΔM je uveden taktéž v Tab. 4. Jak už bylo zmíněno v zadání, na oběžném kole je umístěno 12 lopatek, tedy 6 párů. Jedna párová

lopatka bude mít závaží uložené v montážním úhlu $\beta_1 = 24,5^\circ$ a druhá pod úhlem $\beta_2 = 65,5^\circ$. Lokálně bude na ozubení v úhlech náběhu 0° , 90° a 180° působit krouticí moment přibližně 3000 Nm (neboť lopatku přitíží na krut ještě vliv proudění vzdušiny, ten je však řádově menší než krut v důsledku deviace). V celkovém součtu se v každém lopatkovém páru tyto krouticí momenty téměř vyruší, tudíž z globálního pohledu nebude zatížení pohonu ovládacího mechanismu tak vysoké.

6.4 Zátěžný moment pro ovládání mechanismu M_p



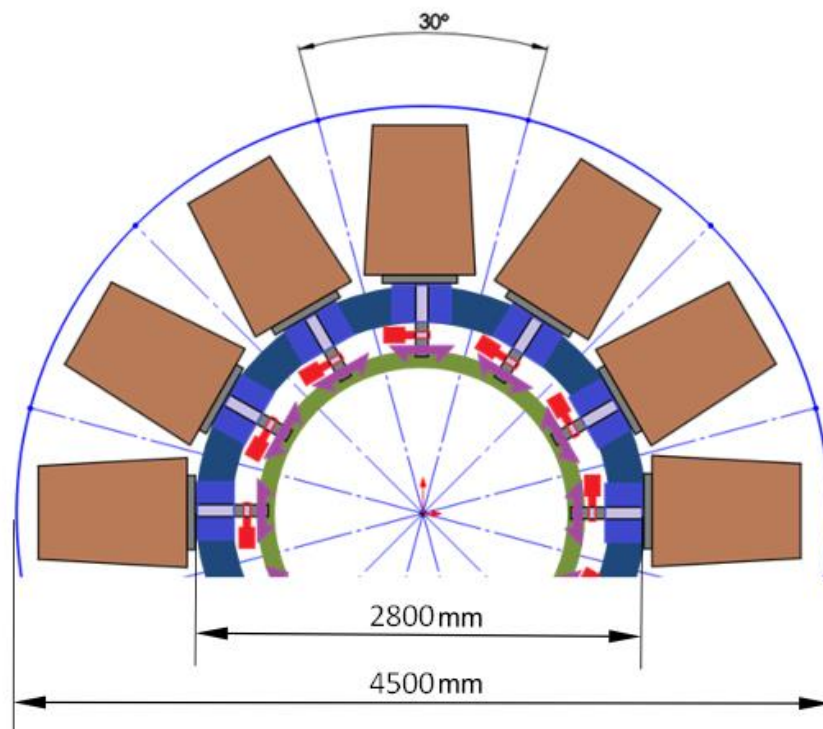
Obr. 41 Graf zátěžného momentu pro ovládací mechanismus

Každý lopatkový pár zatěžuje ovládací mechanismus rozdílem krouticích momentů ΔM . Součet těchto rozdílů znázorňuje graf na Obr. 41. Návrh ovládacího mechanismu vychází z konceptu symetrického diferenciálu, kde platí rozdělení krouticího momentu mezi dvě planety v procentuálním poměru 50 : 50. [22]

$$\frac{M_{p1}}{M_{p2}} = -j_{p2p1}^r = 1 \quad (20)$$

7 Konstrukční řešení

Všechny konstrukční prvky uložení lopatky je nutno vtěsnat do kruhové výseče rozevřené v úhlu 30° pro jednu lopatku, viz *Obr. 42*. Pro 12 lopatek představuje prostorové omezení problém zejména pro průměr satelitů. Ideální stav z hlediska kinematiky i přenášeného momentu by nastal, kdyby průměr satelitu byl větší než průměr ovládací planety, což lze označit za převod do pomala. Na základě požadavku na maximální přenášený moment a na minimální rozměry planety (pastorku) byly navrženy optimální rozměry ozubení. Kontrolní výpočty byly provedeny v softwaru MITCalc 1.70, který vychází z postupů a algoritmů evropských norem pro návrh kuželového ozubení. Výsledné rozměrové výpočty obsahuje tabulka v příloze 1. Výstupem ze softwaru MITCalc je i 3D model navrhnutého ozubení, který byl zakomponován do koncepčního návrhu. Součástí této kapitoly je také návrhový výpočet hřídele motoru a analýza účinku odstředivých sil na čepu lopatky, které způsobují jeho ohyb.



Obr. 42 Uspořádání lopatek na oběžném kole

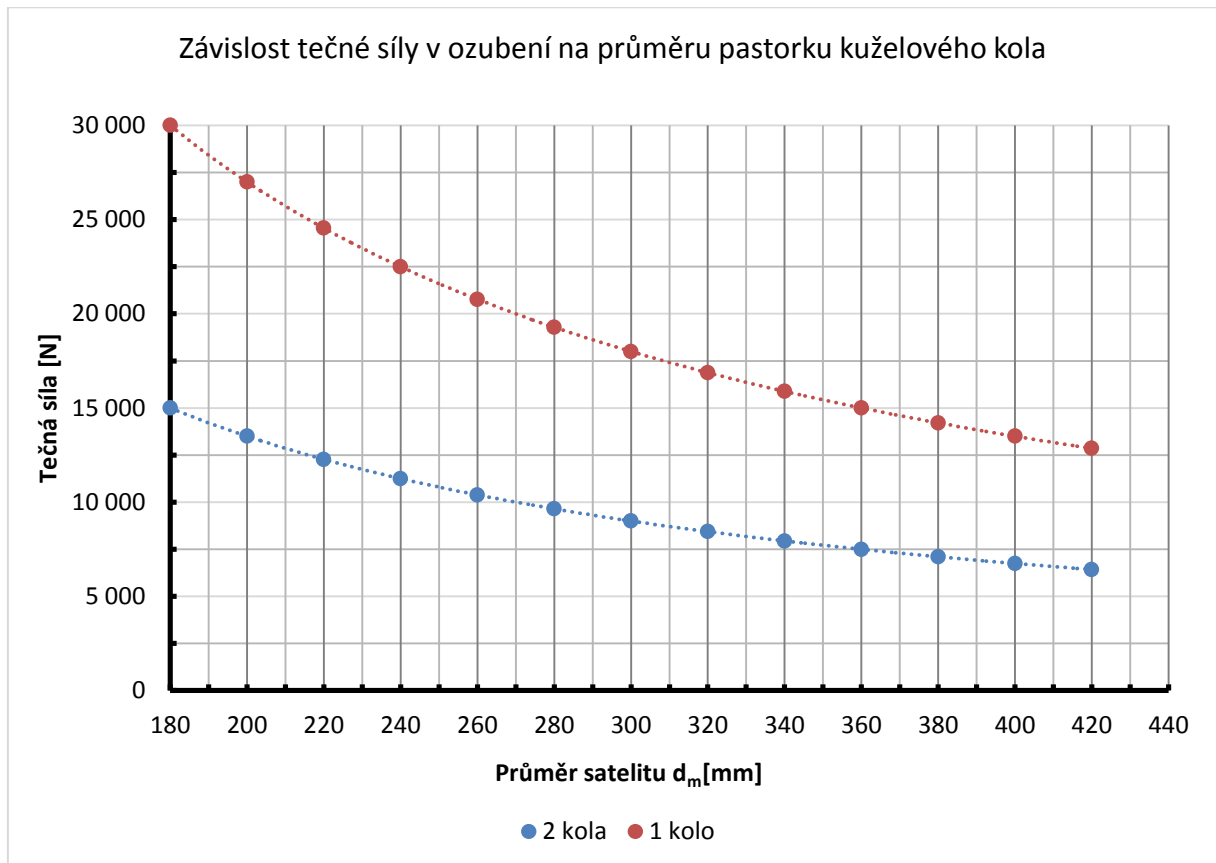
7.1 Volba počtu zubů pro ovládací mechanismus

Dvě ovládací planety mají význam zejména kvůli rozdělení krouticího momentu, který vzniká v důsledku deviace na lopatkách. Tečná síla na ozubení bude poloviční.

Srovnání tečné síly pro jedno ovládací kolo a pro dvě ovládací kola v závislosti na průměru satelitu je patrné na grafu *Obr. 43*.

$$F_{t[1kolo]} = \frac{M_k}{\frac{d_m}{2}} \quad F_{t[2kola]} = \frac{\frac{M_k}{2}}{\frac{d_m}{2}} = \frac{M_k}{d_m} \quad (21)$$

kde $M_k = 2773,01 \text{ Nm}$.

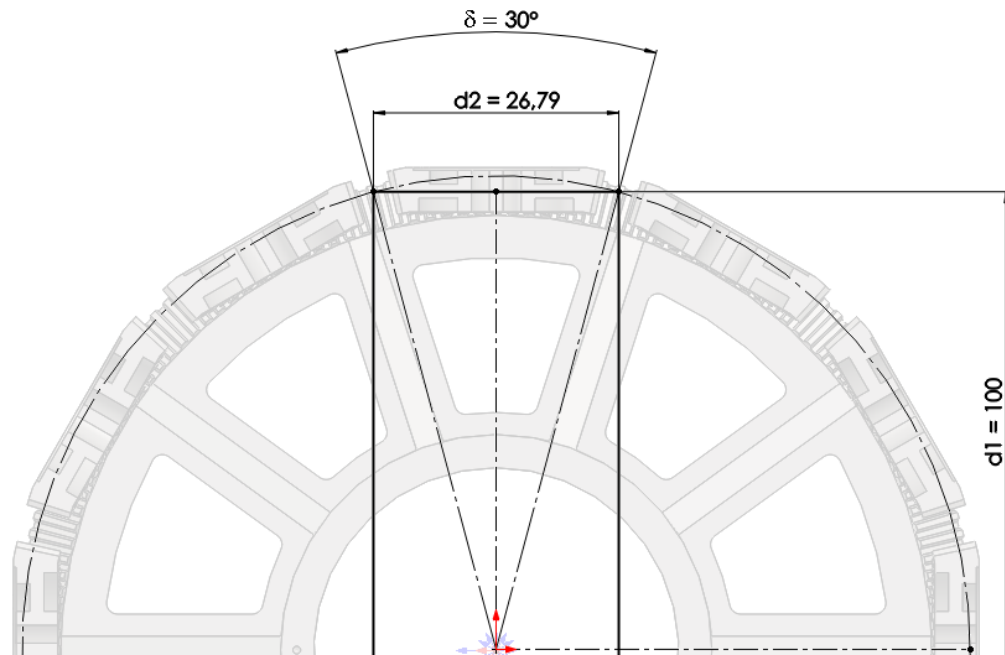


Obr. 43 Závislost tečné síly v ozubení na průměru satelitu

Mezi konstrukčně geometrickými podmínkami při návrhu ozubení bylo nutné dodržet zejména podmínku smontovatelnosti. Pro rovnoměrné rozložení satelitů planetového soukolí typu „2k+r“ (dvě centrální kola, jeden unašeč) platí vztah

$$z_1 + z_3 = K \cdot p_s \quad (22)$$

kde z_1, z_3 je počet zubů jedné a druhé planety, p_s je počet satelitů a K je libovolné celé číslo. Návrh počtu zubů počítá s podmínkou sousedství, tak aby nedošlo ke kolizi satelitů a nemožnosti planetové soukolí smontovat. Maximální výseč pro každý satelit vymezuje úhel $\delta = \frac{2\pi}{p_s}$ viz *Obr. 44*.



Obr. 44 Odvození návrhu počtu zubů

Z goniomerické funkce je odvozen vztah závislosti výpočtových průměrů soukolí d_{e1} a d_{e2} .

$$\operatorname{tg}\left(\frac{\delta}{2}\right) = \frac{\frac{d_{e2}}{2}}{\frac{d_{e1}}{2}} = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} \quad (23)$$

kde d_{e2} představuje výpočtový průměr satelitu a d_{e1} výpočtový průměr planety, pro které platí vztahy

$$\begin{aligned} d_{e2} &= m(z_2 + 2 \cdot h_a^*) \cdot 1,21 \\ d_{e1} &= m(z_1 + 2 \cdot h_a^*) \end{aligned} \quad (24)$$

m (volba $m = 9 \text{ mm}$) je modul ozubení, z_2 počet zubů satelitu, z_1 počet zubů planety, $h_a^* = 1$ jednotková výška hlavy zubu pro přímé zuby a koeficient 1,21 zahrnuje bezpečnou vzdálenost mezi reálnými hlavovými průměry satelitů a korekce ozubení.

Po dosazení $\delta = \frac{2\pi}{p_s}$ a vztahu pro výpočtový průměr satelitu d_{e2} (24) do

goniomentrické podmínky (23) je možné pro výpočtový průměr planety zapsat vzh, zohledňující podmínku sousedství.

$$d_{e1} = \frac{d_{e2}}{\operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{p_s}\right)} = \frac{m(z_2 + 2 \cdot h_a^*) \cdot 1,21}{\operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{p_s}\right)} \quad (25)$$

Nyní lze volbou počtu zubů satelitu z_2 dopočítat d_{e1} , d_{e2} a z_1 . Několik těchto příkladů je uvedeno v sofistikované tabulce Tab. 5, která znázorňuje kromě volby z_2 , dopočítané hodnoty d_{e1} , d_{e2} , z_1 a převodový poměr do rychla $i = \frac{z_2}{z_1}$. Diagonální prvky představují mezní velikosti soukolí, pro které ještě platí podmínka sousedství. V posledním řádku tabulky je uvedena podmínka smontovatelnosti, o které vypovídá celočíselný údaj K .

Pro návrhové a ověřovací výpočty ozubení v softwaru MITCalc 1.70 byl zvolen počet zubů satelitu 38, počet zubů planety 180, normální modul $m_n = 9 \text{ mm}$. Roztečný průměr satelitu je pak

$$d_m = z_2 \cdot m_n = 38 \cdot 9 = 342 \text{ mm} \quad (26)$$

Tečná síla při použití dvou ozubených kol v záběru je pak

$$F_{t[2 \text{ kola}]} = \frac{M_k}{d_m} = \frac{2773,01}{0,342} = 8108,22 \text{ N} \quad (27)$$

Z podmínky smontovatelnosti a z návrhu ozubení následně vyplývá, že podmínka smontovatelnosti je splněna.

$$K = \frac{z_1 + z_3}{p_s} = \frac{180 + 180}{12} = 30$$

Další podmínkou při návrhu planetového soukolí je podmínka souososti centrálních kol. Lze ji považovat za splněnou, což vychází z principu symetrického kuželového diferenciálu.

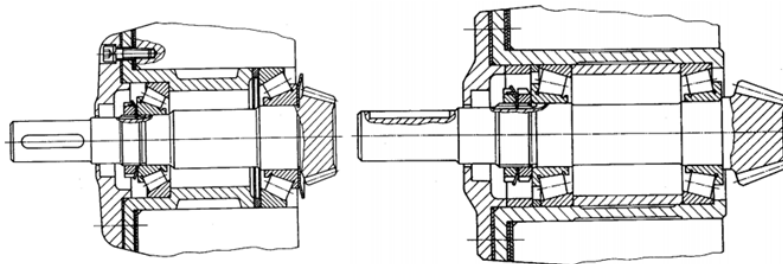
Tab. 5 Výpočet převodového poměru ozubeného soukolí

VÝPOČET PŘEVODOVÉHO POMĚRU OZUBENÉHO SOUKOLÍ - převod do rychla $i=z_2/z_1$										
SATELIT		PLANETA								
z2	de2	z1 [-]	108	126	144	162	180	198	216	234
[-]	[mm]	de1 [mm]	975,41	1137,98	1300,55	1463,11	1625,68	1788,25	1950,82	2113,39
22	261,36		0,204	0,175	0,153	0,136	0,122	0,111	0,102	0,094
26	304,92			0,206	0,181	0,160	0,144	0,131	0,120	0,111
30	348,48				0,208	0,185	0,167	0,152	0,139	0,128
34	392,04					0,210	0,189	0,172	0,157	0,145
38	435,60						0,211	0,192	0,176	0,162
42	479,16							0,212	0,194	0,179
46	522,72								0,213	0,197
50	566,28									0,214
PODM. SMONTOVAT.:			18	21	24	27	30	33	36	39

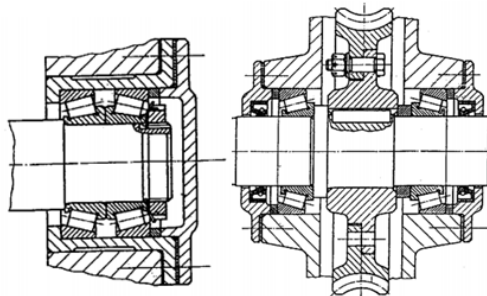
7.2 Uložení lopatky v ložiskovém domku

Důležitým krokem je vhodný návrh uložení lopatky v oběžném kole. Kugl ([24], 2005) uvádí několik možných uložení hřídelí v převodovkách, na jejichž základě byly určeny koncepty ložiskového domku v této aplikaci. Na následujících uloženích viz *Obr. 45* je zobrazeno několik návrhů uspořádání ložisek. Jako velmi vhodná se jeví varianta uložení v kuželíkových ložiskách, která umožňují přenášet velké axiální i radiální síly. Uložení může být provedeno takzvaně do “O” nebo do “X”. Navíc velmi dobrou možností pro snížení rozměrů vzhledem k umístění lopatek ve výsečích ventilátoru je provedení s jedním větším a jedním menším kuželíkovým ložiskem. Jedná se o běžně užívaný princip, přičemž větší ložisko by vzhledem k zástavbovým rozměrům mělo být umístěno na straně lopatky. Výhodné může být spárování kuželíkových ložisek zády k sobě (do „O“), čímž je docíleno většího rozpětí poloh nositelek radiálních sil.

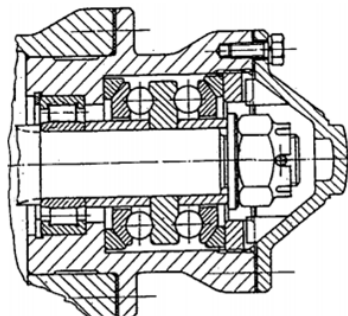
1) Uložení v kuželíkových ložiskách do O



2) Uložení v kuželíkových ložiskách do X – varianta a



3) Uložení v obousměrném axiálním a radiálním ložisku



Obr. 45 Návrhy uspořádání ložisek v oběžném kole ventilátoru dle [24]

Při návrhu ložiskového domku je nutno uvažovat nejen přenos axiálních (ve smyslu osy čepu lopatky) sil od odstředivého účinku, ale zároveň i přenos síly v opačném směru od vlastní hmotnosti lopatky při zastavení ventilátoru, tedy při dosednutí lopatky.

V koncepčním návrhu řetězového mechanismu byla použita kuželíková ložiska, v případě diferenciálního mechanismu je ložiskový domek vybaven velkým axiálním ložiskem.

7.3 Varianty diferenciálu

Z rovnic (2) a (4) lze nyní dopočítat úhlovou rychlost obou planet, neboť na základě návrhu ozubení již známe převodový poměr

$$i_{sp2}^r = \frac{z_{p2}}{z_s} = \frac{180}{38} = 4,74 \quad (28)$$

Motor ventilátoru ve **variantě a)** (viz Obr. 35) pohání v regulačním režimu unašeč úhlovou rychlostí $\omega_r = 73,26 \text{ rad s}^{-1} = 700 \text{ min}^{-1}$. Vyjádření úhlové rychlosti v otáčkách za minutu není technicky korektní, nicméně pro lepší představu čtenáře byla tato jednotka použita. Pro připomenutí je uveden přepočtový vztah mezi úhlovou rychlostí v radiánech za sekundu a otáčkami za minutu.

$$\omega_{[rad/s]} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{[ot/min]}}{60} \quad (29)$$

Požadujeme relativní rychlost přenastavení lopatky na satelitu $\omega_{sr} = 0,1 \text{ rad s}^{-1} \doteq 1 \text{ min}^{-1}$. Úhlová rychlost jedné planety ω_{p2} vychází z úpravy (13), kde po číselném dosazení vyjde

$$\begin{aligned} \omega_{sr} &= \frac{z_{p2}}{z_s} (\omega_r - \omega_{p2}) \\ 1 &= 4,74 (700 - \omega_{p2}) \\ \omega_{p2} &= 699,79 \text{ min}^{-1} \end{aligned} \quad (30)$$

a úhlová rychlost druhé planety ω_{p1} pak vychází z úpravy vztahu (14)

$$\begin{aligned} \omega_{p1} - i_{p1p2}^r \cdot \omega_{p2} - (1 - i_{p1p2}^r) \cdot \omega_r &= 0 \\ \omega_{p1} &= -1 \cdot 699,79 + (1 + 1) \cdot 700 \\ \omega_{p1} &= 700,21 \text{ min}^{-1} \end{aligned} \quad (31)$$

Motor ventilátoru ve **variantě b)** (viz Obr. 35) je přiveden na jednu z planet $\omega_{p2} = 700 \text{ ot/min}$ a požadovaná úhlová rychlost pro nastavení lopatek $\omega_{sr} = 1 \text{ ot/min}$. Úhlová rychlost unašeče vychází z úpravy (15)

$$\omega_{sr} = \frac{Z_{p2}}{Z_s} (\omega_r - \omega_{p2})$$

$$\omega_r = \omega_{p2} + \omega_{sr} \frac{Z_s}{Z_{p2}} \quad (32)$$

$$\omega_r = 700 + 0,21 = 700,21 \text{ min}^{-1}$$

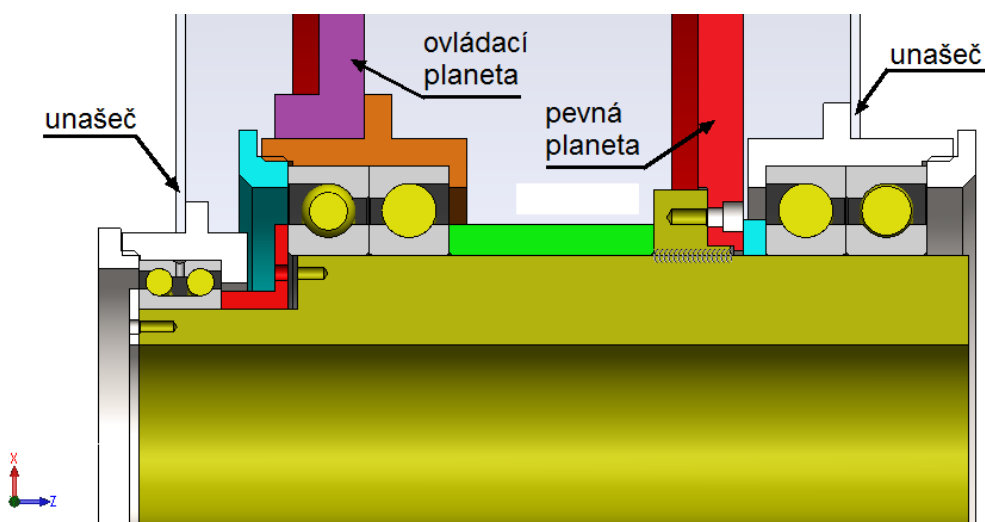
a úhlová rychlost druhé planety vychází z úpravy (16)

$$\omega_{p1} - i'_{p1p2} \cdot \omega_{p2} - (1 - i'_{p1p2}) \cdot \omega_r = 0$$

$$\omega_{p1} = +(-1)\omega_{p2} + 2 \cdot \omega_r \quad (33)$$

$$\omega_{p1} = -700 + 2 \cdot 700,21 = 700,42 \text{ min}^{-1}$$

Velkou nevýhodou varianty b) je, že by výkon motoru ventilátoru tekli přes kuželové ozubení, zatímco u varianty a) tyto planety slouží pouze k vnesení relativní rychlosti na satelity diferenciálu. Varianta b) je konstrukčně složitější, neboť je nutné unašeč uložit na ložiska. Jedinou výhodou této varianty je ovládání natočení satelitu pouze jedním ovládacím pohonem. Synchronizace dvou pohonů, které jsou potřeba pro variantu a) je obvykle dost složitá. Koncepční návrh varianty b) je na Obr. 46. Z výše zmíněných důvodů je detailněji rozpracovaná pouze varianta a).



Obr. 46 Koncepční návrh varianty b) [SolidWorks 2014]

7.4 Odstředivé síly

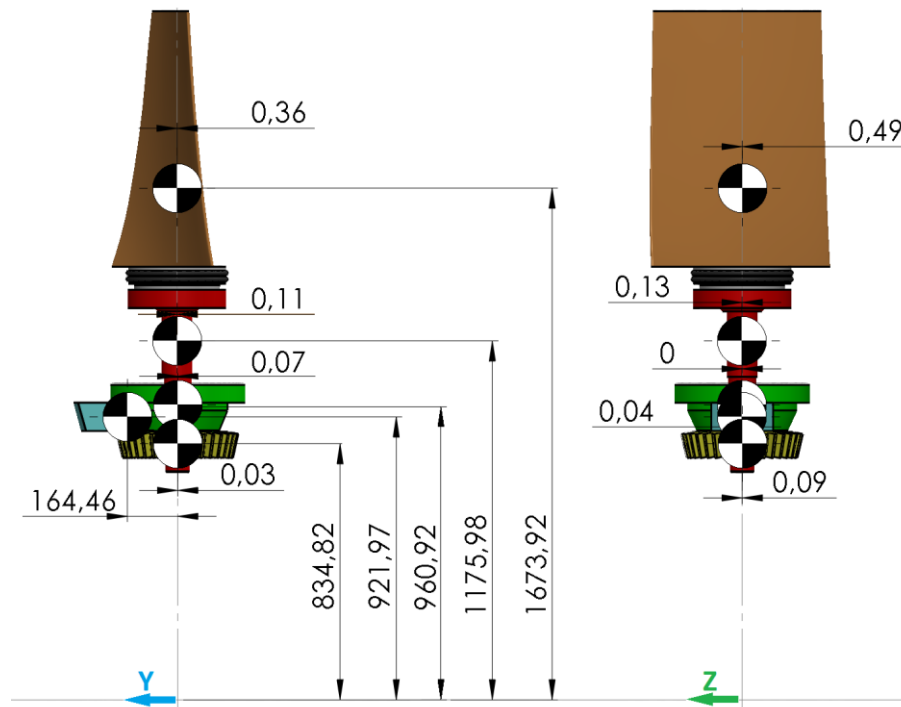
Všechny části oběžného kola rotující po kružnici v pracovním cyklu ventilátoru jsou namáhány poměrně značnou odstředivou silou. Odstředivé síly na lopatku a součásti s ní spojené zachycuje nosný štít přes mohutné axiální ložisko. Odstředivá síla, jakožto reakce na sílu dostředivou, to znamená o stejné velikosti ale opačného smyslu, se vypočítá pro každé těleso i ze vzorce

$$F_{od\ i} = m_i \cdot R_i \cdot \omega^2 \quad (34)$$

kde m_i je hmotnost tělesa i , R_i je rameno do těžiště tělesa i , $\omega = 78,5 \text{ rads}^{-1}$ úhlová rychlost oběžného kola ventilátoru. Výpočet odstředivé síly, jakožto axiální síly v ose lopatky je prezentován v tabulce *Tab. 6* a na *Obr. 47*. Odstředivé síly uvedených součástí se skládají do celkového zatížení axiálního ložiska, které má za úkol sílu přenést do nosných štítů a umožnit přestavovací funkci ovládacího mechanismu pro nastavitelný úhel lopatek. Byla provedena simulace zatížení. Výsledky MKP analýzy jsou k nahlédnutí v příloze 3. Z analýzy vyplývá, že maximální napětí na protizávaží (250 Nmm^{-2}) překračuje mez kluzu běžné konstrukční oceli. Tento problém lze vyřešit vhodnou konstrukční úpravou, případně volbou vhodnějšího materiálu s vyšší mezí kluzu.

Tab. 6 Odstředivé síly

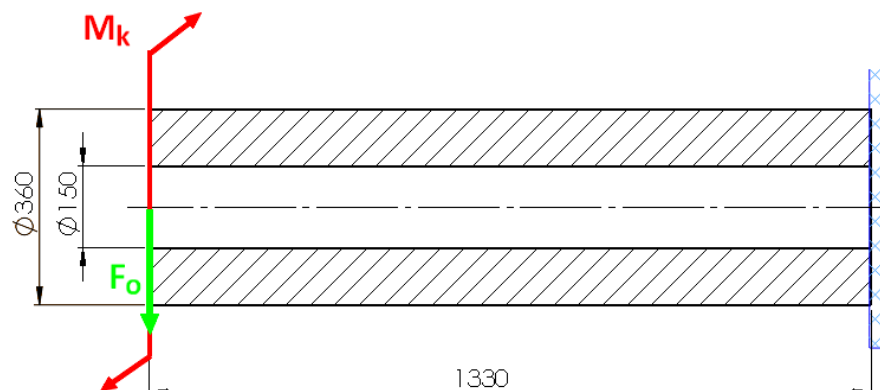
POLOŽKA	Hmotnost [kg]	poloměr k těžišti od osy rotace [mm]	lokální odstř. síla v těžišti [N]	rameno směr y [mm]	rameno směr z [mm]	ohyb. Moment Y [Nm]	ohyb. Moment Z [Nm]
čep lopatky	61,6	1175,98	446396	-0,11	0,13	-49,10	58,03
lopatka	53,2	1673,92	548764	-0,36	-0,49	-197,56	-268,89
pastorek	41,5	834,82	213491	-0,03	-0,09	-6,40	-19,21
podpěra	40	960,92	236857	-0,07	0	-16,58	0,00
závaží	27	921,97	153398	164,46	0,04	25227,84	6,14
SUMA	223,3		1598906				



Obr. 47 Poloha těžišť jednotlivých součástí

7.5 Dimenzování hřídele motoru

Průřez hřídele motoru má tvar mezikruží. Středem hřídele se přivede energie pro pohon ovládacího mechanismu, který je uložen mezi satelity. V koncepčním návrhu byly uvažovány rozměry, které popisuje Obr. 48. Orientační výpočet vychází z předpokladu, že na hřídel působí točivý moment elektromotoru M_k o výkonu $P = 4,4$ MW, při provozních otáčkách 750 min^{-1} a síla od hmotnosti oběžného kola v nejnepříznivějším místě, tedy na konci hřídele. Vruby, osazení a díry pro šrouby byly zanedbány. Z analytického výpočtu vychází redukované napětí, které se porovná s dovoleným napětím materiálu (běžná konstrukční ocel). Přesnější výpočet byl proveden MKP analýzou, jejíž výsledky jsou k nahlédnutí v příloze 2.



Obr. 48 Rozměry a zatížení hřídele motoru

Smykové napětí od točivého momentu elektromotoru se vypočte ze vztahu

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = 6,3 \text{ Nmm}^{-2} \quad (35)$$

kde M_k představuje točivý moment elektromotoru, vypočtený z výrazu

$$M_k = \frac{P}{\omega} = \frac{4\,400\,000}{\frac{\pi \cdot 750}{30}} = 56\,051 \text{ Nm} \quad (36)$$

kde výkon motoru $P = 4\,400\,000 \text{ W}$, ω úhlová rychlost vypočítaná z provozních otáček. Průřezový modul v krutu pro mezikruží je vypočítán ze vzorce

$$W_k = \frac{\pi}{16} D^3 \left(1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right) = \frac{\pi}{16} 360^3 \left(1 - \left(\frac{150}{360} \right)^4 \right) = 8884\,767,636 \text{ mm}^3 \quad (37)$$

Ohybové napětí hřídele od hmotnosti oběžného kola se vypočte ze vztahu

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = 58 \text{ Nmm}^{-2} \quad (38)$$

kde M_o představuje maximální ohybový moment, vypočtený ze síly F_o působící na konci hřídele a ramene, což je délka hřídele L . Hmotnost oběžného kola je 20 tun.

$$M_o = F_o \cdot L = m_{\text{[ob.kolo]}} \cdot g \cdot L = 20000 \cdot 9,81 \cdot 1330 = 260946 \text{ Nm} \quad (39)$$

Průřezový modul v ohybu pro mezikruží je vypočítán ze vzorce

$$W_o = \frac{\pi}{32} D^3 \left(1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right) = \frac{\pi}{32} 360^3 \left(1 - \left(\frac{150}{360} \right)^4 \right) = 4\,442\,383,818 \text{ mm}^3 \quad (40)$$

Pro podmínku pevnosti HMH platí $\alpha = \sqrt{3}$ Redukované napětí σ_{red} je následně po dosazení (34) a (37)

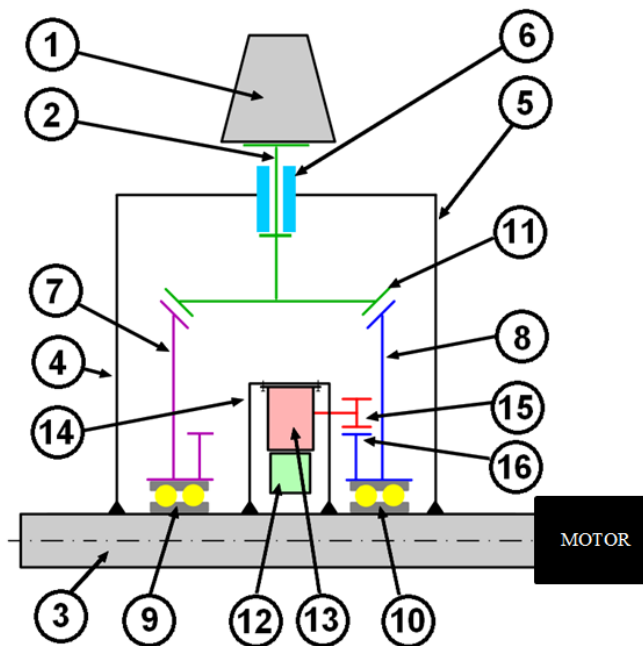
$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + (\alpha \tau_k)^2} = \sqrt{58^2 + 3 \cdot 6,3^2} = 59,02 \text{ Nmm}^{-2} \leq \sigma_{red\,DOV} \quad (41)$$

Mez kluzu běžné konstrukční oceli se pohybuje okolo $R_e = 220 \text{ Nmm}^{-2}$. Z redukovaného napětí lze stanovit bezpečnost k

$$\sigma_{red} \leq \sigma_{red\,DOV} = \frac{R_e}{k} \quad (42)$$
$$k = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{220}{59,02} = 3,73$$

8 Popis konstrukce ovládacího mechanismu

Na základě geometrického uspořádání ovládacího mechanismu byl vypracován návrh náboje oběžného kola. V této kapitole je podrobněji představena konstrukce oběžného kola vycházející z kinematické varianty a). Na Obr. 49 je znázorněn řez oběžným kolem a jsou zde umístěny pozice, které jsou v následujícím odstavci popsány. Oběžné kolo se skládá ze dvou svařenců, které jsou k sobě sešroubovány. Konstrukce v 3D CAD systému SolidWorks je firemním tajemstvím, proto je návrh popsán pouze schematicky.



Obr. 49 Schématický řez oběžným kolem

Oběžné kolo je principiálně rozděleno na dva nosné štíty; přední nosný štít (4) a zadní nosný štít (5). Nosné štíty jsou k hřídeli motoru připevněny přes montážní příruby, které představují upevňující člen. Lopatka (1) je pomocí šroubů spojena s čepem (2), na jehož konec se při montáži umístí protizávaží a ozubené kolo (11), představující satelit diferenciálu. Tyto díly (1) (2) (11) jsou uloženy v ložiskovém domku (6) a dohromady představují předpřipravenou lopatkovou montážní jednotku. Ložiskový domek je umístěn na rozhraní dvou nosných štítů a ve spáře je po celém obvodu umístěné těsnění, aby se zamezilo vniknutí prachu a nečistot do ovládacího mechanismu. Ovládací mechanismus představují dvě planety (7) (8), uložené otočně v ložiskách (9) (10) na hřídeli motoru tak, aby jim byl umožněn relativní pohyb, což způsobí výsledné otočení satelitu (11), respektive lopatky ventilátoru.

Montáž začíná připevněním zadního (tzn. blíže k motoru) nosného štítu (5) na montážní přírubu. Následně se instaluje planeta (8) na ložiskové jednotce (10), pohonná jednotka ovládacího mechanismu (12) (13) (15) (16). Shora se vsadí do nosného štítu celá lopatková montážní jednotka, nastaví se satelit tak, aby zapadnul do ovládací planety a k čepu se utáhne KM maticí s MB podložkou. Po instalaci a kontrole ovládacího pohonu se připevní na hřídel druhá planeta (7) na ložisku (9) a celé oběžné kolo se uzavře předním nosným štítem (4) a se zadním štítem (5) se sešroubuje. Jednotlivé nosné části oběžného kola jsou svařence – zde záleží na technologických možnostech výroby.

9 Návrh pohonu mechanismu

9.1 Hodnocení pohonů

Volba pohonné jednotky pro ovládací mechanismus není pro konstruktéra jednoduchým rozhodnutím. Konstruktér se musí na základě svého úsudku přiklonit k nejvhodnějšímu řešení. Vystupuje zde několik teoreticky možných variant, kde bylo nutno zohlednit řadu provozně technických parametrů jednotlivých pohonů, mezi které jednoznačně patří technické specifikace pohonu (výkon, moment, otáčky), rozměry a hmotnost jednotky, konstrukční řešení přívodu zdroje energie, zpřevodování na ovládací mechanismus, bezpečnost, řízení a regulace polohy ovládacích planet, způsob brzdění a v neposlední řadě i cenová výhodnost návrhu. Ve všech následujících případech bylo velmi obtížné definovat všechny potenciální hrozby na zařízení v důsledku obrovských odstředivých sil, které vznikají na oběžném kole za provozu ventilátoru. Určité bezpečnostní riziko představuje například způsob přivedení elektrické energie k elektromotorům přes sběrné kartáče. V případě závady, zkratu, poruchy izolace, by mohla případná jiskra zapříčinit vznik požáru v prašném vzduchu, který ventilátor dopravuje. Vhodnými konstrukčními úpravami je nutné této hrozbě předejít. Obzvláště ve vzduchotechnických aplikacích, má prevence proti vzniku požáru maximální prioritu.

1) ASYNCHRONNÍ ELEKTROMOTOR

- + Levnější než synchronní elektromotor
- + Robustnější (únosnější) ložiska v uložení rotoru
- + Varianta s vestavěnou elektromagnetickou kotoučovou brzdou
- Drahá a složitá regulace otáček, frekvenční měnič, zpětnovazební regulace
- Nejrozměrnější varianta
- Složitý přívod napájení a regulačních signálů (přes sběrné kartáče)

Asynchronní elektromotory jsou cenově velmi dostupné vzhledem k velké seriovosti výroby, širokému uplatnění. Jejich konstrukce je jednoduchá. Dominantní postavení zaujímají motory s kotvou nakrátko. Řízení otáček se realizuje polovodičovými měniči. Existují varianty s elektromagnetickou brzdou, která by mohla spolehlivě omezit doběh motoru. Jejich značnou nevýhodou by mohla být zpětnovazební regulace při vysokém nároku na přestavovací přesnost a komplikovaný přívod energie. [25]

2) SYNCHRONNÍ ELEKTROMOTOR

- + 3x menší zástavbové rozměry synchr. motoru než asynchronního (se stejným točivým momentem)
- + Snazší regulace polohy
- + Otáčky do určité míry nezávislé na proměnném zatížení
- Komplikovaný rozběh, frekvenční měnič
- Hrozí odtrhnutí rotorových magnetů v důsledku odstředivé síly oběžného kola
- Složitý přívod napájení (přes sběrné kartáče)
- Cenově nejdražší varianta

Řízení otáček synchronního motoru lze realizovat změnou kmitočtu napájecího napětí, přičemž jsou otáčky nezávislé na zatížení. Zatížení má vliv na takzvaný zátěžný úhel mezi pólem rotoru a točivým magnetickým polem statoru. Velkou výhodou střídavě napájených motrů je možnost několikanásobného momentového přetížení. [25]

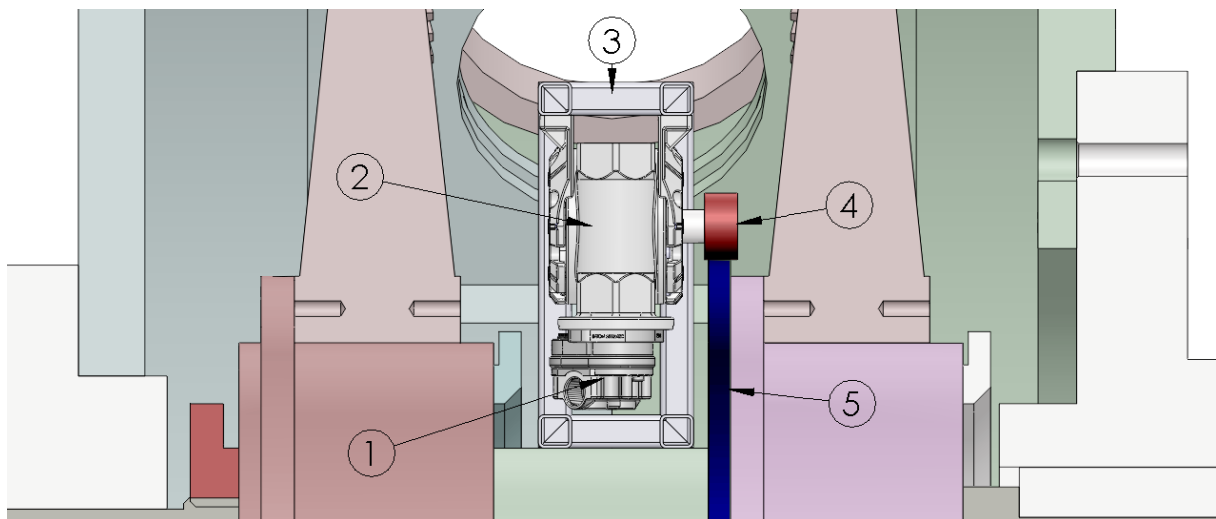
3) ROTAČNÍ HYDROMOTOR – ZUBOVÝ

- + Nejmenší zástavbové rozměry (v porovnání s elektromotory)
- + Snazší regulace polohy
- + Snadný přívod tlakového oleje přes rotační přívod
- Problém s nutným mazáním motoru!
- Bez brzdy
- Velmi obtížná synchronizace dvou hydromotorů

Zubový rotační hydromotor má ve srovnání se stejně výkonnými elektrickými pohony nejmenší zástavbové rozměry, snadnou regulaci pohonu, snadný přívod hydraulického média přes rotační přívod. Nevýhodou je problém s nutným mazáním motoru, hydromotor nemá vestavěnou brzdu a obtížně se synchronizuje s druhým hydromotorem. Aby nedocházelo k efektu kavitace, je vhodné použít místo hydraulického oleje méně pružnější vodní emulzi. Vyšší průtokové rychlosti by částečně mohly kompenzovat přírůstek tlaku od odstředivé síly.

9.2 Mechanismus s rotačním hydromotorem

Mechanismus pohonu je detailněji představen na *Obr. 50*, kde (1) je zubový hydraulický motor, přenášející výkon přes šnekovou samosvornou převodovku (2). Toto zařízení je uchyceno v rámu (3), pevně spojeném s hřídelí motoru. Ze šnekové převodovky je pak vyveden pastorek (4) na ozubené kolo (5) umístěném na jedné z řídicích planet. Podobné ústrojí bude umístěno zrcadlově na druhé straně hřídele motoru kvůli vyváženosti rotoru a bude zabírat do ozubeného kola druhé řídicí planety.

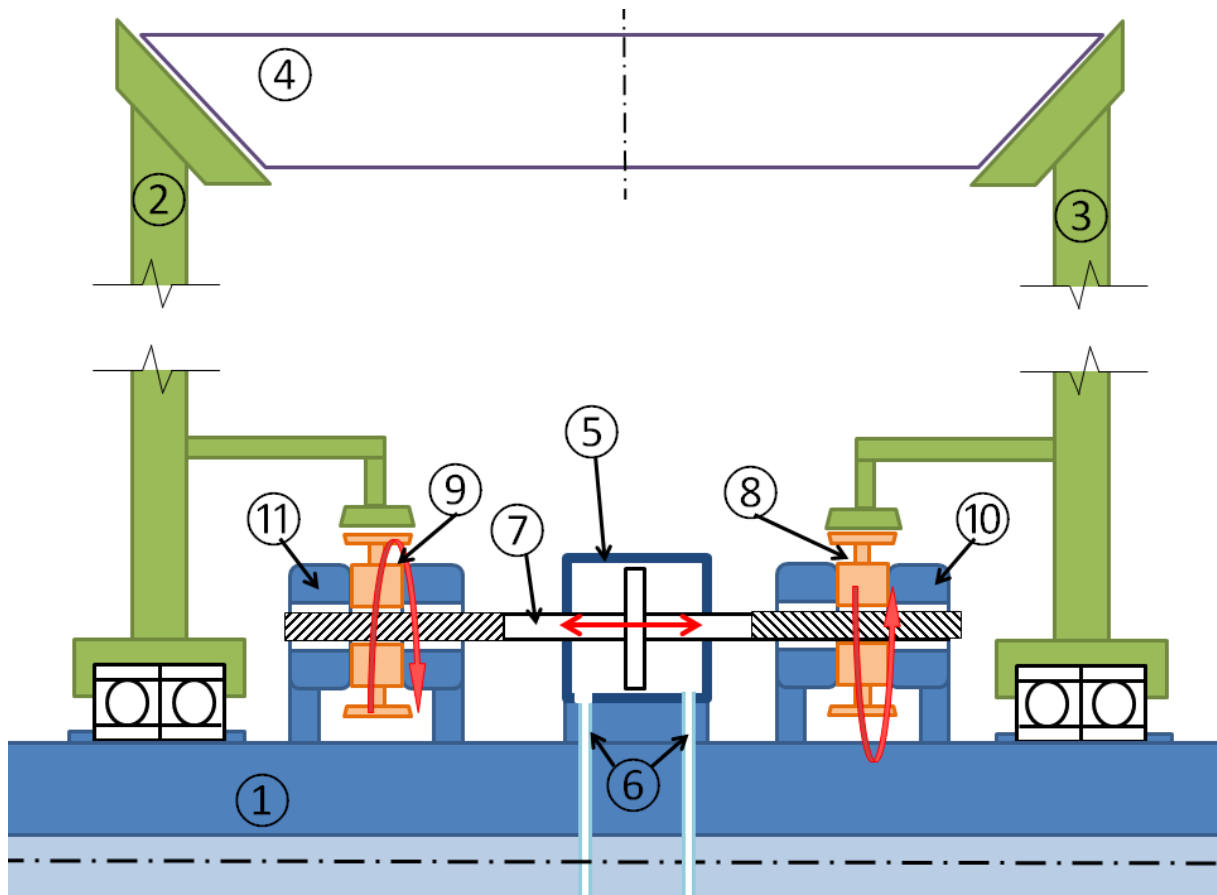


Obr. 50 Schéma pohonu mechanismu rotačním hydromotorem [SolidWorks 2014]

9.3 Mechanismus s lineárním hydromotorem

Varianta pohonu ovládacího mechanismu přes lineární hydromotor je názorně zobrazena na *Obr. 51*. Na hřídeli elektromotoru (1) jsou otočně uloženy planety (2) a (3), které kuželovým ozubením zabírají se satelitem (4). Mezi planetami je uložen lineární dvojčinný hydromotor (5) s průběžnou pístnicí (7). Přívod hydraulického oleje (6) je realizován vnitřkem dutého hřídele elektromotoru. Na koncích průběžné pístnice se nachází závity s opačným stoupáním. Spolu s maticemi (8) a (9) utváří pohybový šroub. Při lineárním pohybu pístnice se díky opačnému stoupání točí matice (8) v opačném smyslu než matice (9). Obě matice mají na svém vnějším obvodu ozubení, které zabírá s vnitřním ozubením na planetách (2) a (3). Polohu matic vymezují dorazy (10) a (11).

Oproti rotačnímu zubovému hydromotoru, který byl představen dříve, má tento způsob zásadní výhodu v mechanickém spřažení obou ovládacích planet, neboť se jedná o nejspolehlivější způsob synchronizace dvou pohybů. Zároveň k provozu stačí pouze jeden hydromotor, jehož excentricita se na hřídeli motoru vykompenzuje protizávažím. Pohybový šroub je samosvorný.



Obr. 51 Schéma pohonu mechanismu lineárním hydromotorem

10 Závěr

Téma diplomové práce otvírá rozsáhlá rešeršní studie, která mapuje problematiku používaných mechanismů pro nastavování úhlu lopatek v různých aplikacích. Cílem a dosaženým výsledkem této práce je návrh nekonvenčního mechanismu natáčení lopatek axiálního ventilátoru. Největším přínosem práce by mohla být zejména část studie, zabývající se dynamickými účinky rotující nevyvážené lopatky a možnosti vyrušení deviačních momentů v lopatkovém páru.

V diplomové práci byl představen vlastní koncept mechanismu na principu kuželového symetrického diferenciálu. Jeho hlavní výhodou je neomezený kinematický rozsah natočení lopatky a rozdělení zátěže. Rozměrná ozubená kola však budou výrobně složitá a drahá. Tento koncept doprovázelo několik kontrolních pevnostních výpočtů.

Byl také vytvořen vlastní koncept řetězového mechanismu, který se ovšem jeví jako nevhodný pro univerzální využití napříč celou škálou axiálních ventilátorů. Řetězový mechanismus má několik dalších nevýhod, které byly popsány v dílčím závěru této studie (kapitola 3.2). Racionálnější se tak jeví optimalizace některé z výše uvedených variant, především pákových mechanismů s převodem axiálního pohybu na rotační. Jednou z cest by mohlo být použití protizávaží jako pák. Tato úprava by mohla směřovat ke snížení velikosti zástavbového prostoru mechanismu a tedy uplatnitelnosti systému natáčení i u menších velikostí ventilátorů. Dále by stálo za zvážení využití pohybového šroubu místo rotační hydraulické jednotky. Toto řešení by mělo smysl především při využití možné samosvornosti závitů, prostřednictvím které by bylo snadné zajistit lopatky ve zvolené úhlové poloze. Argumentem pro pohybový šroub je také výhodný poměr vyvozené axiální síly a potřebného vstupního momentu.

Volba pohonu mechanismu v tomto případě není jednoduchým rozhodnutím. Radiální přetížení je v místě pohonné jednotky okolo 200G. V případě hydraulického či elektrického pohonu lze bez experimentu jen těžko identifikovat všechny potenciální hrozby na zařízení v důsledku obrovských odstředivých sil.



Seznam použité literatury

- [1]. **NOVÝ, Richard.** *Ventilátory.* Praha : Nakladatelství ČVUT, 2007. ISBN 978-80-01-03758-4.
- [2]. **ŠMID, Vladimír.** *Ventilátory.* Praha : Státní nakladatelství technické literatury, 1965. č. publikace 33048.
- [3]. **AGUŠEV, V. A., I. V. BRUSILOVSKIJ, A. M. GAMAJUNOV a K. V. LANČIKOV.** *Axiální reverzní ventilátor. 168157* Úřad pro vynálezy a objevy, 15.. III. 1977. Popis vynálezu k autorskému osvědčení.
- [4]. **ZIKMUND, Danuš a Josef BEČVÁŘ.** *Zařízení pro natáčení oběžných lopatek osových ventilátorů za chodu. 102353* ČSSR, 24. 5 1960. patentní spis.
- [5]. **GIBERTI, H., F. RESTA a L. PRATO.** Design of an actuation system for a variable pitch axial fan [online]. *Publications and reserach product for conference proceedings.* [Online] http://www.iis.org/cds2011/cd2011sci/imeti_2011/paperspdf/fa263ae.pdf.
- [6]. **ISERT, Clarence.** *Variable pitch fan. European Patent, EP0361982A2* 4. 4. 1990. Dostupné z: <http://www.freepatentsonline.com/EP0361982A2.html>.
- [7]. Variable pitch propeller. *Wikipedia: the free encyclopedia.* [Online] San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-. [Citace: 2. 4. 2015.] http://en.wikipedia.org/wiki/Variable_pitch_propeller.
- [8]. **LYNE, James.** Controllable pitch propeller Kamewa Ulstein CP Propeller. *YouTube.com.* [Online] 1. 7. 2012. [Citace: 4. 4. 2015.] <https://youtu.be/U8AfsG2x0qk>.
- [9]. **HELLER, Václav a Jaroslav URBAN.** 25 let konstrukce a výroby ventilátorů v ZVVZ. *Zdravotní technika a vzduchotechnika.* Časopis České vědeckotechnické společnosti - komitétu pro techniku prostředí, 1973, Sv. roč. 16, č. 5.
- [10]. **KOCH, Walter a Jaroslav MENCL.** *Axiální reverzní ventilátor. 1139924a* ČSSR, 15. 3 1965. Patentový spis.
- [11]. **AITAVADE, E. N. , V. S., H. V. SHETE, P. R. MALI, N .T. PATIL a V. S. TAGARE.** Kinematic Design of a Variable Pitch Fan Actuator Mechanism for IC Engine. *International Journal of Scientific & Engineering Research [online].* 2013, č. 4 [cit. 2014-06-25]. Dostupné z: <http://www.ijser.org/researchpaper%5CKinematic-Design-of-a-Variable-Pitch-Fan-Actuator-Mechanism-for-IC-Engine.pdf>.



- [12]. **MCCALLUM, Jonathan E., Andrew L. NORELL, George ANTOSZKO a Mariusz KLOZA.** *VARIABLE PITCH FAN HAVING A PITCH SENSOR.* *United States Application, 20120263593* 18. 10. 2012.
- [13]. **TROLLER, Theodor H.** *Pitch adjusting mechanism.* *United States Patent, 2495433* 24. 1. 1950.
- [14]. **MCKELVEY, Wilfred G.** *Variable pitch axial fan.* *United States Patent, 3932054* 13. 1. 1976. [patent].
- [15]. **DYTRYCH, Jan.** Vrtule - základní princip: Typy vrtulí. *Jan Dytrych - WWW pages [online].* [Online] 2001. [Citace: 19. 4. 2015.] <http://home.tiscali.cz/cz281908/obsah2/typy.htm>.
- [16]. **ALEXANDROV, V. L.** *Letecké vrtule.* Praha : St. nakl. tech. lit., 1954. str. 464.
- [17]. A-20G. Power Plant: Propellers. *Aviation of World War II.* [Online] AirPages, 2003-2015. [Citace: 19. 04 2015.] http://www.airpages.ru/eng/mn/b20_20.shtml.
- [18]. **HORA, Petr.** *Aircraft pitch change mechanism.* *US5242265 A* United States Patent, 23. 6. 1993. Patent.
- [19]. **AVENA, Salvatore.** *Variable pitch mechanism for fan blades .* *US4047842* A United States Patent , 13.. 9. 1977.
- [20]. **ŠAVRDA, Miloš.** *Zařízení pro automatické přetáčení oběžných lopatek reverzních proudových strojů [patent].* 119602 ČSSR, 15.. 8. 1966. Patentový spis.
- [21]. **HORA, Petr a MILLERr, Edwin K.** *Pitch change mechanism.* *US 5174716 A* USA, 29. 12. 1992.
- [22]. **SVOBODA, Jiří.** *Teorie dopravních prostředků: vozidla silniční a terénní.* Praha : Vydavatelství ČVUT, 2004. ISBN 80-010-3005-9.
- [23]. **VALÁŠEK, Michael, ŠIKA, Zbyněk a BAUMA, Václav.** *Mechanika B.* Praha : Vydavatelství ČVUT, 2004. str. 121. ISBN 80-010-2919-0.
- [24]. **KUGL, Otmar.** *Projekt - III. ročník.* Praha : Vydavatelství ČVUT, 2005. ISBN 80-010-3205-1.
- [25]. **NOVÁK, Jaroslav.** *Elektromechanické systémy v dopravě a ve strojírenství.* Praha : ČVUT, 2004. str. 86. ISBN 80-010-2457-1.

Seznam obrázků

Obr. 1 Schéma axiálního ventilátoru s popisem jednotlivých částí [1].....	9
Obr. 2 Kladkový mechanismus (zleva: řez oběžným kolem, lopatka, řídicí kladka) [5]	11
Obr. 3 Vačkový mechanismus [5].....	12
Obr. 4 Palcový mechanismus poháněný vačkou [6].....	13
Obr. 5 Lodní šroub s nastavitelnými listy [8].....	14
Obr. 6 Schéma palcového mechanismu.....	14
Obr. 7 Schéma axiálního přetlakového ventilátoru APS.....	15
Obr. 8 Dvoučlenný tříkloubový kinematický řetězec [10].....	16
Obr. 9 Aktuátorový mechanismus (zleva: schéma chladicího okruhu, pákový mechanismus, schéma pákového mechanismu) [11].....	16
Obr. 10 Palcová varianta aktuátorového mechanismu [11].....	17
Obr. 11 Varianta s ozubením [11].....	18
Obr. 12 Hydraulický aktuátor [12].....	18
Obr. 13 Mechanismus s vratným pružným členem [13].....	19
Obr. 14 Mechanismus s pohonem na boku skříně [14].....	20
Obr. 15 List letecké vrtule [16].....	21
Obr. 16 Schéma přestavovacího mechanismu vrtule [16].....	22
Obr. 17 Hamilton Standard, hydromatic propeller [17].....	23
Obr. 18 Elektrická vrtule [16].....	24
Obr. 19 Planetového uspořádání ovládacího mechanismu US 5242265 A [18].....	25
Obr. 20 Planetového uspořádání ovládacího mechanismu US 4047842 A [19].....	25
Obr. 21 Příloha k patentnímu spisu č.102353 - lankový mechanismus [4].....	26
Obr. 22 Zařízení pro automatické přetáčení oběžných lopatek (vlevo mechanismus s pružnou hřídelí, vpravo mechanismus s ozubením) [20].....	27
Obr. 23 Rozdělení mechanismů dle charakteristických znaků.....	28
Obr. 24 Řetězový mechanismus s dvojicí desek.....	30
Obr. 25 Řetězový mechanismus se čtveřicí desek.....	31
Obr. 26 Řetězový mechanismus s jednostranným opásáním a spřažením dvou lopatek.....	31
Obr. 27 Kinematický rozsah řetězového mechanismu - varianta 1.....	32
Obr. 28 Závislost zdvihu pístu na průměru řetězového kola - varianta 1.....	32



Obr. 29 Kinematický rozsah řetězového mechanismu - varianta 2.....	33
Obr. 30 Závislost zdvihu pístu na průměru řetězového kola - varianta 2.....	33
Obr. 31 Řetězový mechanismus - 3D model [SolidWorks 2014].....	34
Obr. 32 Pitch change mechanism US 5174716 A [21]	35
Obr. 33 Symetrický kuželový diferenciál [22].....	35
Obr. 34 Kinematické schéma mechanismu natáčení lopatek.....	36
Obr. 35 Kinematické varianty mechanismu natáčení lopatek, a) motor na unašeči b) motor na planetě	37
Obr. 36 Souřadnicové systémy lopatky ventilátoru.....	38
Obr. 37 Fyzikální vlastnosti [SolidWorks 2014]	41
Obr. 38 Momenty [SolidWorks 2014].....	42
Obr. 39 Úhel náběhu a montážní úhel protizávaží [SolidWorks 2014]	43
Obr. 40 Protizávaží [SolidWorks 2014].....	45
Obr. 41 Graf zátěžného momentu pro ovládací mechanismus.....	47
Obr. 42 Uspořádání lopatek na oběžném kole	48
Obr. 43 Závislost tečné síly v ozubení na průměru satelitu	49
Obr. 44 Odvození návrhu počtu zubů.....	50
Obr. 45 Návrhy uspořádání ložisek v oběžném kole ventilátoru dle [24].....	52
Obr. 46 Koncepční návrh varianty b) [SolidWorks 2014].....	54
Obr. 47 Poloha těžišť jednotlivých součástí.....	56
Obr. 48 Rozměry a zatížení hřídele motoru.....	56
Obr. 49 Schématický řez oběžným kolem	58
Obr. 50 Schéma pohonu mechanismu rotačním hydromotorem [SolidWorks 2014] .	61
Obr. 51 Schéma pohonu mechanismu lineárním hydromotorem	62



Seznam tabulek

<i>Tab. 1 Matice setrvačnosti ze SolidWorks v jednotkách $\text{kg}\cdot\text{m}^2$</i>	41
<i>Tab. 2 Průběh krouticího momentu na čepu lopatky bez závaží (tabulka + graf)</i>	44
<i>Tab. 3 Průběh momentu pro montážní úhel β při konstantním úhlu náběhu 45°</i>	45
<i>Tab. 4 Průběh krouticího momentu na čepu lopatky bez závaží (tabulka + graf)</i>	46
<i>Tab. 5 Výpočet převodového poměru ozubeného soukolí</i>	51
<i>Tab. 6 Odstředivé síly</i>	55

Seznam příloh

- PŘÍLOHA 1: Návrh ozubení – MITCalc 1.70
- PŘÍLOHA 2: MKP analýza hřídele motoru
- PŘÍLOHA 3: MKP analýza lopatky ventilátoru
- PŘÍLOHA 4: Výkres čepu lopatky
- PŘÍLOHA 5: DVD s digitální podobou diplomové práce