

# Návrh mechanismu natáčení lopatek axiálních ventilátorů

Bc. Štěpán Šádek

Vedoucí práce: Ing. Ondřej Berka

## Abstrakt

Tato práce se zabývá vývojem a konstrukčním návrhem 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 ventilátoru o průměru 4500 mm a maximálních pracovních otáčkách oběžného kola  $750 \text{ min}^{-1}$ . Na základě těchto parametrů byly provedeny návrhy řešení, silová a konstrukční analýza.

## Klíčová slova

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

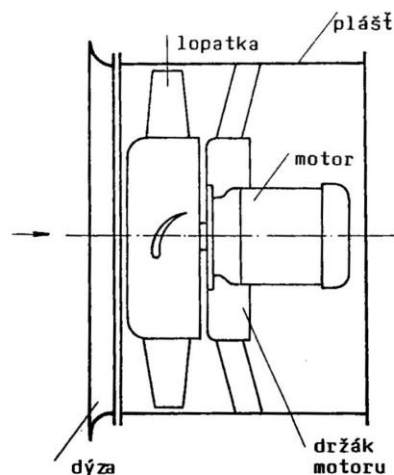
## 1 Úvod

Ventilátory jsou zařízení, sloužící k dopravě vzdušiny v nejrůznějších oblastech výrobní a technologické činnosti. Přepravu vzdušiny 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 (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]

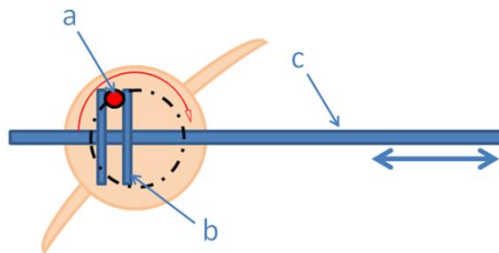
Axiální ventilátory se vyznačují tím, že dopravují vzdušinu v osovém směru rotujícího oběžného kola. Nejčastěji se tento typ ventilátorů používá v aplikacích, kde je vysoký požadavek na velký průtok vzduchu a nízký nárok na dopravní tlak. [1] Příkladem aplikace je

vzduchotechnika pražského metra, dmýchání vzduchu do spalovacích komor tepláren a odsávání kouřových plynů, zdroj vzduchu pro aerodynamické tunely a podobně. 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. 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 si přejeme střídavě měnit sání a výtlač.

## 1.2 Zadání projektu

Tento projekt se zabývá axiálním ventilátorem o průměru 4500 mm s maximálními pracovními otáčkami  $750 \text{ min}^{-1}$  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 koncept mechanismu pro přestavování dvanácti lopatek oběžného kola za pomoci ozubeného soukolí.

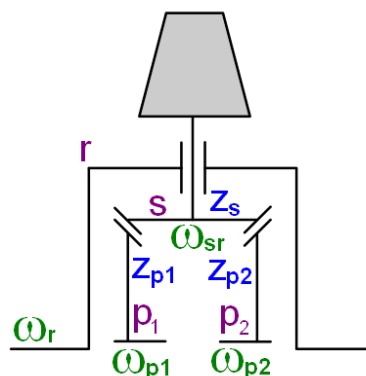
Na obrázku *Obr. 2* je schematicky znázorněný běžně používaný kladkový mechanismus, kde (a) představuje palec pevně spojený s lopatkou, který zapadá do kladky (b), umístěné na ovládacím táhle (c). Táhlo představuje píst hydraulického lineárního motoru.



*Obr. 2* Schéma palcového mechanismu

## 2 Kinematika navrženého 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. [3] Lopatka ventilátoru je umístěna na satelitu a otočně uložena v oběžném kole, které označíme jako unašeč. Relativní otáčení satelitu (natačení lopatek) zajišťují dvě planety s kuželovým ozubením, viz *Obr. 3*



*Obr. 3* Kinematické schéma mechanismu natáčení lopatek

Kinematiku mechanismu popisuje tzv. Willisova formule, upravená pro diferenciál [3]

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

Zavedeme označení ve schématu *Obr. 3* 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 [3]

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

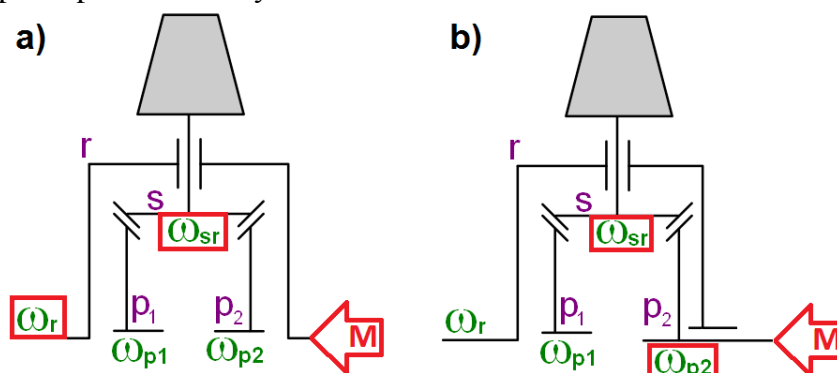
Převodový poměr pro symetrický diferenciál nabývá hodnoty -1

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

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 jsou zvoleny a zbylé dva jsou dopočítány. Detailněji zpracovaná konstrukce byla provedena zejména pro variantu a) a variantu b) viz *Obr. 4*. Ve variantě a) je motor ventilátoru přiveden na unašeč, tudíž je známá jeho úhlová rychlost a známá je taktéž požadovaná rychlost satelitu. Dopočítány jsou 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 jsou úhlové rychlosti druhé planety a unašeče, který musí být na hřídeli ventilátoru volně uložený. Oba koncepty jsou podrobněji vysvětleny v podkapitole Varianty diferenciálu.



*Obr. 4* Kinematické varianty mechanismu natáčení lopatek, a) motor na unašeči b) motor na planetě

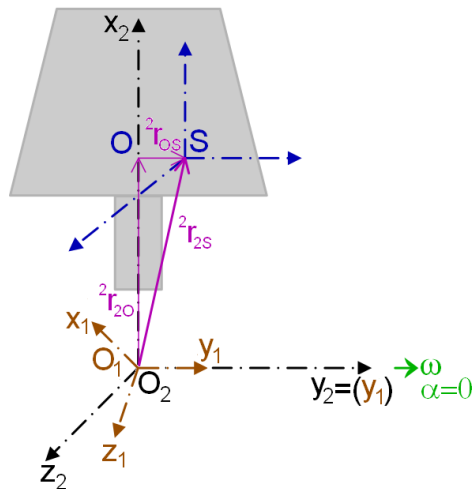
### 3 Dynamika rotujícího tělesa

Předmětem této kapitoly je výzkum vlivu rotačního pohybu rotoru na nesenou část, lopatku, z hlediska dynamických sil. Aby bylo možné popsat silové účinky působící na lopatku ventilátoru, je nezbytné sestavit pohybové rovnice z časových změn hybnosti a momentu hybnosti. Jedná se o Newtonovy a Eulerovy dynamické rovnice. [4]

#### 3.1 Souřadnicové systémy

Následující text popisuje souřadnicové systémy dle *Obr. 5*. Souřadnicový systém 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. Souřadný 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  $\overline{O_2 O}$  (s níž je kolineární osa  $x_2$ ). Těžiště lopatky S neleží na ose uložení lopatky, čímž vzniká

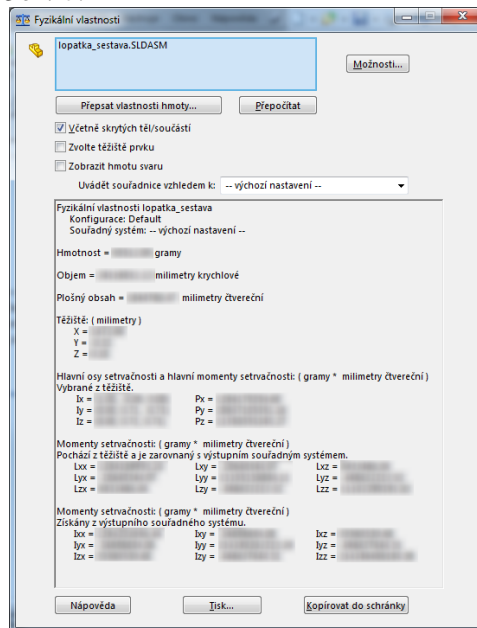
nevyváženost. Tuto excentricitu znázorňuje vektor  ${}^2\vec{r}_{OS}$ . Velikost vektoru  ${}^2r_{2O}$  vyjadřuje přibližně poloměr, na kterém je lopatka uložena v oběžném kole.



Obr. 5 Souřadnicové systémy při vyšetřování dynamických účinků na lopatku ventilátoru

### 3.2 Matice setrvačnosti lopatky v souřadnicovém systému $O_2$

Na základě 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. 6.



Obr. 6 Fyzikální vlastnosti – pouze pro ilustraci [SolidWorks 2014]

Matice setrvačnosti pro vybraný souřadnicový systém odpovídá výstupu z CAD systému v maticovém zápisu

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

### 3.3 Pohybové rovnice

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

$$\frac{d\vec{L}_{O_1}}{dt} = \vec{I}_{O_1} \vec{\alpha} + \vec{\omega} \times \vec{I}_{O_1} \vec{\omega} = \sum_i \vec{M}_{iO_1} \quad (5)$$

jejíž maticový zápis lze rozepsat jako

$$\begin{bmatrix} I_{X_2} & -D_{X_2Y_2} & -D_{X_2Z_2} \\ -D_{Y_2X_2} & I_{Y_2} & -D_{Y_2Z_2} \\ -D_{Z_2X_2} & -D_{Z_2Y_2} & I_{Z_2} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ \alpha \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & \omega \\ 0 & 0 & 0 \\ -\omega & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} -D_{X_2Y_2} \\ I_{Y_2} \\ -D_{Z_2Y_2} \end{bmatrix} = \sum_i \vec{M}_{iO_1} \quad (6)$$

a po roznásobení získáme tři složkové pohybové rovnice.

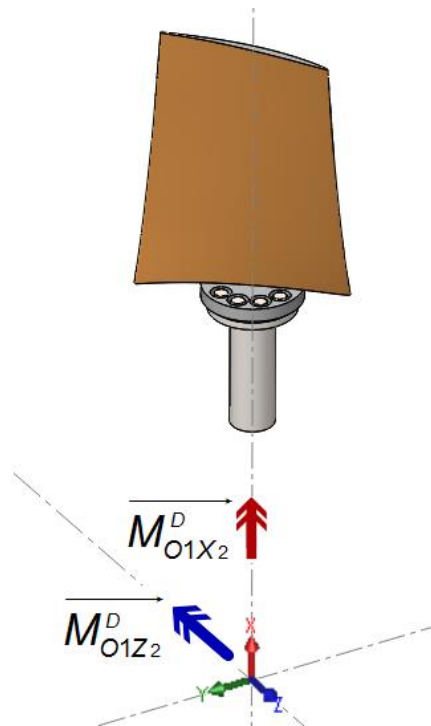
$$\begin{aligned} -D_{X_2Y_2}\alpha - D_{Z_2Y_2}\omega^2 &= \sum_i \vec{M}_{iO_1X_2} \\ I_{Y_2}\alpha &= \sum_i \vec{M}_{iO_1Y_2} \\ -D_{Z_2Y_2}\alpha + D_{X_2Y_2}\omega^2 &= \sum_i \vec{M}_{iO_1Z_2} \end{aligned} \quad (7)$$

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

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 750}{30} = 78.5 \text{ s}^{-1} \quad (8)$$

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. 7.

$$\begin{aligned} \vec{M}_{O_1X_2}^D &= -D_{Z_2Y_2}\omega^2 \\ \vec{M}_{O_1Z_2}^D &= +D_{X_2Y_2}\omega^2 \end{aligned} \quad (9)$$



Obr. 7 Momenty [SolidWorks 2014]

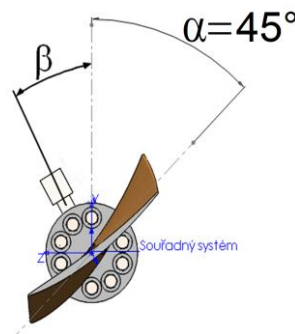
Po dosažení úhlové rychlosti a deviačního momentu  $D_{Z_2Y_2}$  (resp.  $D_{X_2Y_2}$ ), který ve výstupu ze softwaru SolidWorks odpovídá hodnotě  $I_{ZY}$  (resp.  $I_{XY}$ ), nabývají setrvačné dvojice řádově hodnot

$$\begin{aligned} \overline{M_{O_1X_2}^D} &= -D_{Z_2Y_2} \omega^2 \approx 3 \cdot 10^3 \text{ Nm} \\ \overline{M_{O_1Z_2}^D} &= +D_{X_2Y_2} \omega^2 \approx -3 \cdot 10^2 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (10)$$

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

#### 4 Vyšetření krouticího momentu na lopatce

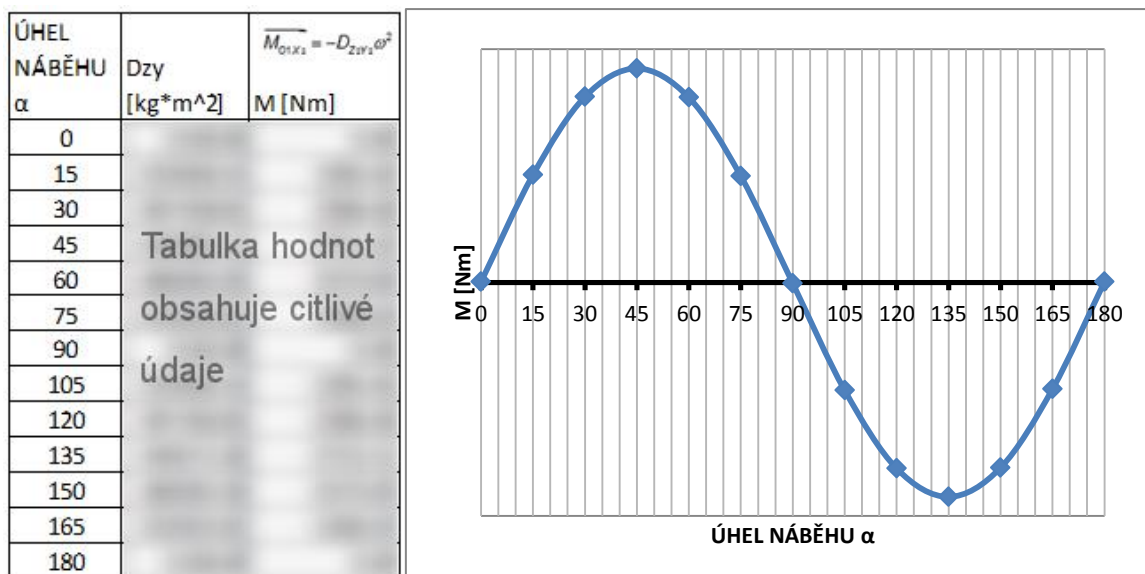
Nejprve byl vyšetřen průběh momentu na čepu lopatky bez protizávaží. Následná experimentální činnost vedla k návrhu protizávaží a stanovení montážního úhlu  $\beta$ . Cílem je minimalizace krouticího momentu v oblasti nejvyššího výkonu ventilátoru, kdy je úhel náběhu lopatky  $\alpha=45^\circ$ . Viz Obr. 8.



Obr. 8 Úhel náběhu a montážní úhel protizávaží [SolidWorks 2014]

#### 4.1 Průběh krouticího momentu na čepu lopatky bez závaží

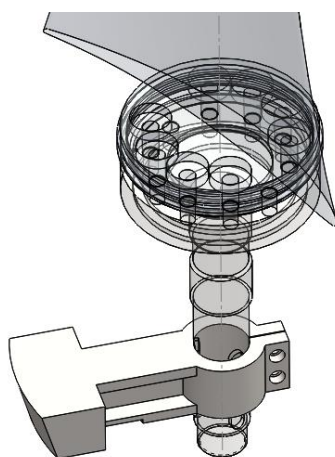
Tab. 1 Průběh krouticího momentu na čepu lopatky bez závaží (tabulka + graf)



Z průběhu momentu vyplývá, že největší krouticí moment nastává pro úhel náběhu  $45^\circ$  a  $135^\circ$ . Současně však existují polohy, kde je deviační moment nulový. Platí to přibližně pro úhel náběhu  $0^\circ$ ,  $90^\circ$  a  $180^\circ$ . Zde dochází ke změně znaménka deviačního momentu, tedy krouticí moment nabývá opačného smyslu.

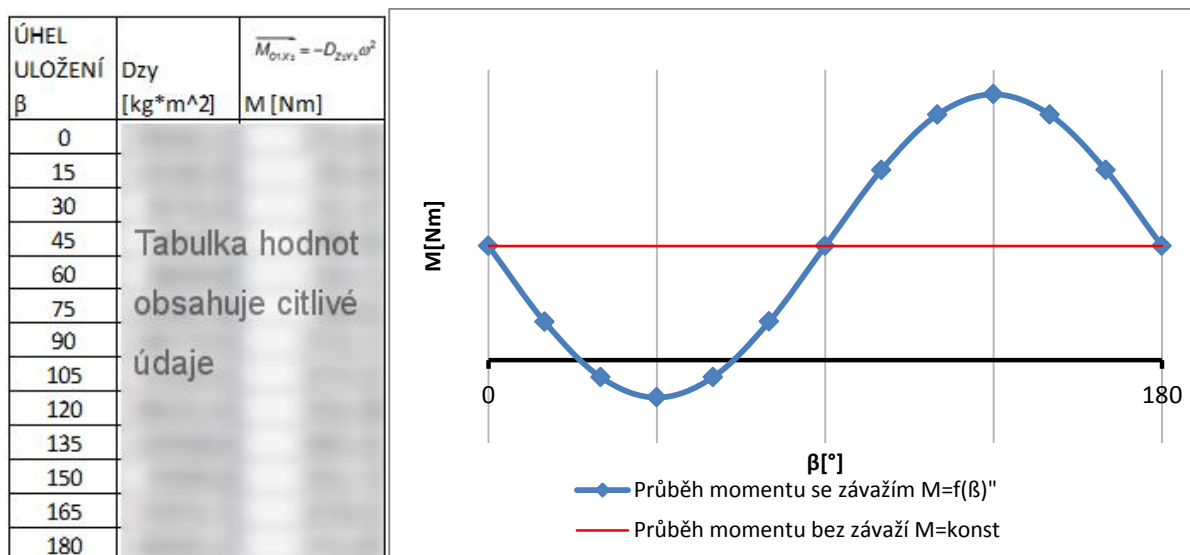
#### 4.2 Návrh protizávaží a hledání montážního úhlu $\beta$

Na čep lopatky bylo umístěno protizávaží, lopatka je nastavena do úhlu náběhu  $45^\circ$ , tedy do polohy s největším krouticím momentem dle předchozího zjištění. Nový průběh deviačního momentu byl zaznamenán pro lopatku se závažím v montážním úhlu  $\beta$  s krokem  $15^\circ$  a do grafu vykreslený přepočten na moment krouticí. Připomenutím je *Obr. 8*.



*Obr. 9* Protizávaží [SolidWorks 2014]

*Tab. 2* Průběh momentu pro montážní úhel  $\beta$  při konstantním úhlu náběhu  $45^\circ$

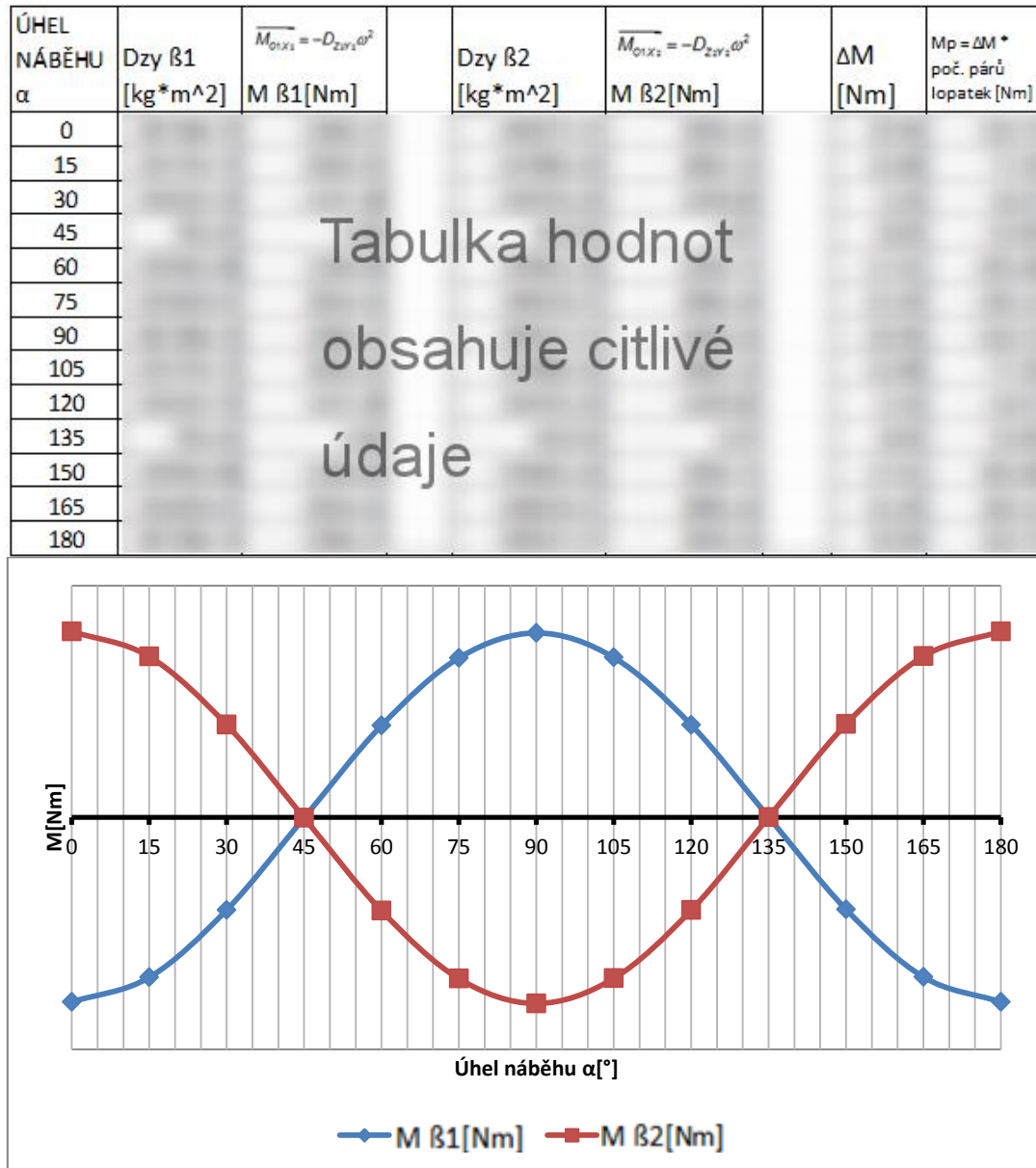


Opět můžeme pozorovat v *Tab. 2* průsečíky s nulovou osou. Výsledkem toho je, že existují dva montážní úhly  $\beta$ , pro které je krouticí moment v úhlu náběhu  $45^\circ$  nulový -  $\beta_1, \beta_2$

### 4.3 Průběh kroučicího momentu na čepu lopatky se závažím

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

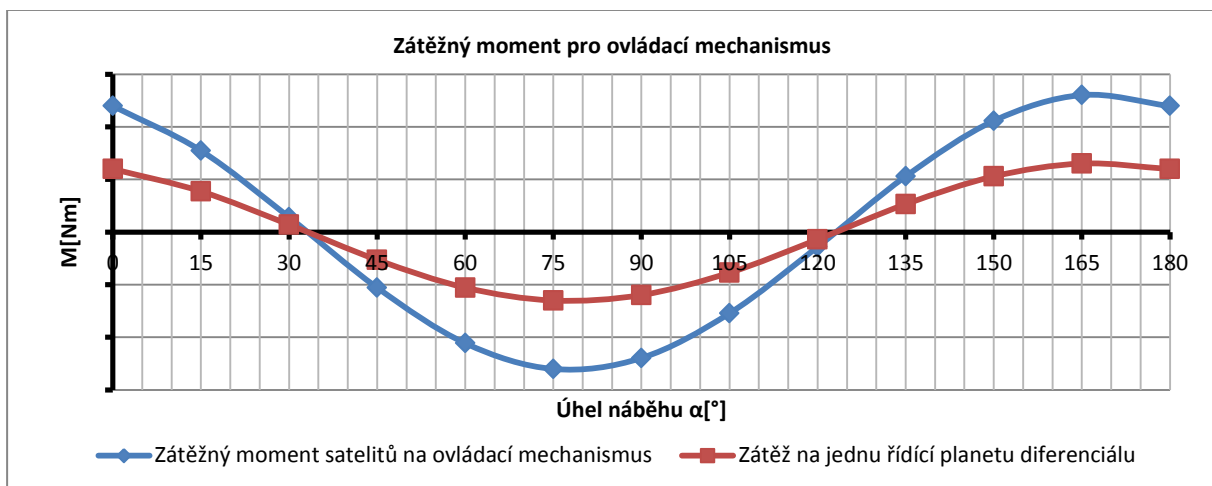
Tab. 3 Průběh kroučicího momentu na čepu lopatky bez závaží (tabulka + graf)



Průběhy patrné z Tab. 3 mají pro plánovanou konstrukci natáčecího mechanismu zásadní význam, neboť se nachází v téměř dokonalé znaménkové protifázi. Rozdíl  $\Delta M$  je uveden taktéž v Tab. 3. 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  $\beta_1$  a druhá pod úhlem  $\beta_2$ . Lokálně bude na ozubení v úhlech náběhu  $0^\circ$ ,  $90^\circ$  a  $180^\circ$  působit kroučicí moment řádově  $3 \cdot 10^3$  Nm. 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 kroučicí momenty téměř vyruší, tudíž z globálního pohledu nebude zatížení pohonu ovládacího mechanismu tak vysoké.



#### 4.4 Zátěžný moment pro ovládání mechanismu $M_p$



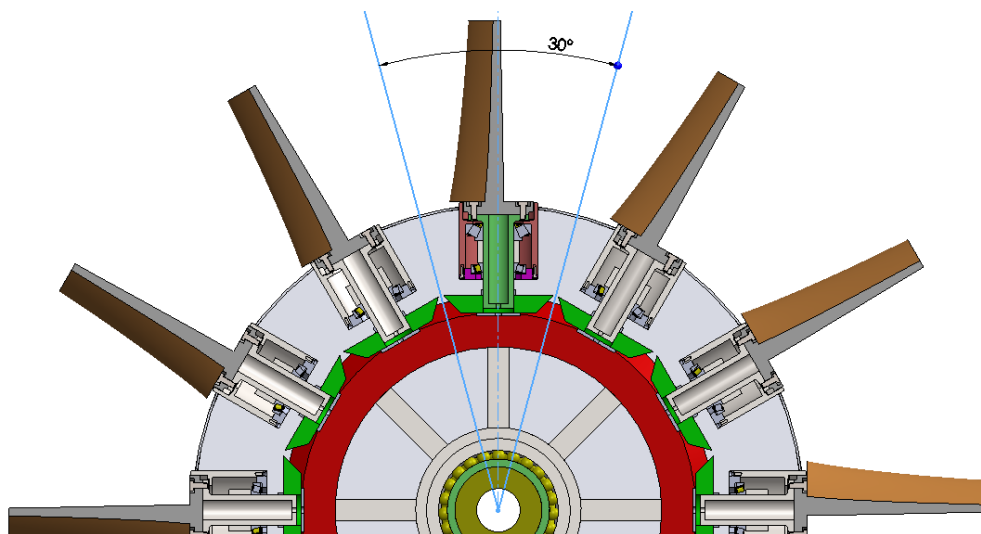
Obr. 10 Graf zátěžného momentu pro ovládací mechanismus

Každý lopatkový pár zatěžuje ovládací mechanismus rozdílem krouticích momentů  $\Delta M$ . Součet těchto rozdílů znázorňuje graf na Obr. 10. Návrh ovládacího mechanismu vychází z konceptu symetrického diferenciálu, kde platí rozdělení krouticího momentu mezi dvě planety v procentuálním poměru 50:50. [3]

$$\frac{M_{p1}}{M_{p2}} = -i_{p2,p1}^r = 1 \quad (11)$$

#### 5 Konstrukční řešení

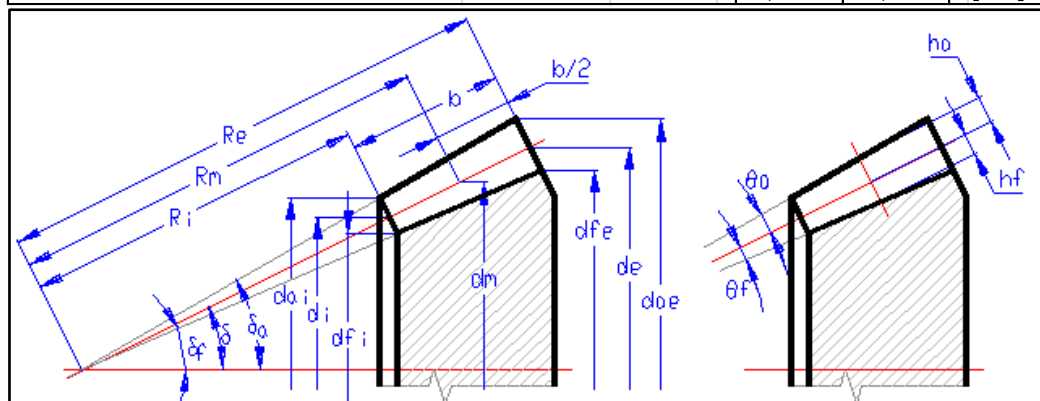
Uložení lopatky je nutno vtěsnat do kruhové výseče rozevřené v úhlu  $30^\circ$  pro jednu lopatku, viz Obr. 11. Pro 12 lopatek představuje prostorové omezení problém zejména pro průměr satelitů. Ideální stav z hlediska kinematiky i přenášeného momentu by nastal, kdyby průměr satelitu byl větší než průměr 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 výpočet kuželového soukolí. Výsledky výpočtu obsahuje tabulka Tab. 4.



Obr. 11 Uspořádání lopatek na oběžném kole [SolidWorks 2014]

Tab. 4 Základní rozměry ozubení

ZÁKLADNÍ ROZMĚRY OZUBENÍ			Satelit	Planeta	
Počet zubů kola / pastorku		z	35	166	
Tečný modul (vnější, střední, vnitřní)	met, mmt, mit	10,4716	10,0000	9,5284	[mm]
Normální modul (vnější, střední, vnitřní)	men, mmm, min	10,4716	10,0000	9,5284	[mm]
Délka površky roztečného kužele (vně, stř, vni)	Re, Rm, Ri	888,248	848,248	808,248	[mm]
Úhel roztečného kužele		$\delta$	11,9061	78,0939	[°]
Úhel hlavového kužele		$\delta a$	12,8786	78,4722	[°]
Úhel patního kužele		$\delta f$	11,3927	76,9863	[°]
Hlavový průměr (vnější)		dae	396,014	1740,699	[mm]
Hlavový průměr (střední)		dam	378,180	1662,311	[mm]
Hlavový průměr (vnitřní)		dai	360,347	1583,923	[mm]
Roztečný průměr (vnější)		de	366,505	1738,279	[mm]
Roztečný průměr (střední)		dm	350,000	1660,000	[mm]
Roztečný průměr (vnitřní)		di	333,495	1581,721	[mm]
Patní průměr (vnější)		dfe	350,930	1731,193	[mm]
Patní průměr (střední)		dfm	335,127	1653,233	[mm]
Patní průměr (vnitřní)		dfi	319,324	1575,273	[mm]
Úhel hlavy zubu		$\theta a$	0,9726	0,3783	[°]
Úhel paty zubu		$\theta f$	0,5133	1,1076	[°]
Výška hlavy zubu (vnější)		hae	15,0790	5,8641	[mm]
Výška hlavy zubu (střední)		ha	14,4000	5,6000	[mm]
Výška hlavy zubu (vnitřní)		hai	13,7210	5,3359	[mm]
Výška paty zubu (vnější)		hfe	7,9584	17,1734	[mm]
Výška paty zubu (střední)		hf	7,6000	16,4000	[mm]
Výška paty zubu (vnitřní)		hfi	7,2416	15,6266	[mm]
Normální úhel záběru		$\alpha n$	20,0000		[°]
Čelní úhel záběru		$\alpha t$	20,0000		[°]
Úhel sklonu zubů		$\beta$	0,00		[°]
Základní úhel sklonu		$\beta b$	0,0000		[°]
Valivý úhel záběru normální		$\alpha wn$	20,0000		[°]
Valivý úhel záběru čelní		$\alpha wt$	20,0000		[°]
Normální rozteč		pe	32,897		[mm]
Čelní rozteč		pte	32,897		[mm]
Tloušťka zubu na roztečné kružnici		sne	20,6404	12,2570	[mm]
Tloušťka zubu na roztečné kružnici		sn	19,7109	11,7050	[mm]
Tloušťka zubu na roztečné kružnici		sni	18,7814	11,1531	[mm]
Tloušťka zubu na hlavové kružnici		sae	7,8705	11,3875	[mm]
Tloušťka zubu na hlavové kružnici		sa	7,5161	10,8747	[mm]
Tloušťka zubu na hlavové kružnici		sai	7,1617	10,3619	[mm]



## 5.1 Varianty diferenciálu

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

$$i_{sp2}^r = \frac{z_{p2}}{z_s} = \frac{166}{35} = 4,74 \quad (12)$$

Motor ventilátoru ve **variantě a)** (viz Obr. 4) pohání v regulačním režimu našeč úhlovou rychlostí  $\omega_r = 700 \text{ ot/min}$ . Požadujeme relativní rychlost přenastavení lopatky na satelitu  $\omega_{sr} = 1 \text{ ot/min}$ . Úhlová rychlost jedné planety vychází z úpravy (13).

$$\begin{aligned} \omega_{sr} &= \frac{z_{p2}}{z_s} (\omega_r - \omega_{p2}) \\ 1 &= 4,74 (700 - \omega_{p2}) \end{aligned} \quad (13)$$

$$\omega_{p2} = 699,79 \text{ ot/min}$$

a úhlová rychlost druhé planety pak vychází z úpravy (14)

$$\begin{aligned} \omega_{p1} - i_{p1p2}^r \cdot \omega_{p2} - (1 - i_{p1p2}^r) \cdot \omega_r &= 0 \\ \omega_{p1} &= -1 \cdot 699,79 + (1 + 1) \cdot 700 \\ \omega_{p1} &= 700,21 \text{ ot/min} \end{aligned} \quad (14)$$

Motor ventilátoru ve **variantě b)** (viz Obr. 4) 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 našeče vychází z úpravy (15)

$$\begin{aligned} \omega_{sr} &= \frac{z_{p2}}{z_s} (\omega_r - \omega_{p2}) \\ \omega_r &= \omega_{p2} + \omega_{sr} \frac{z_s}{z_{p2}} \end{aligned} \quad (15)$$

$$\omega_r = 700 + 0,21 = 700,21 \text{ ot/min}$$

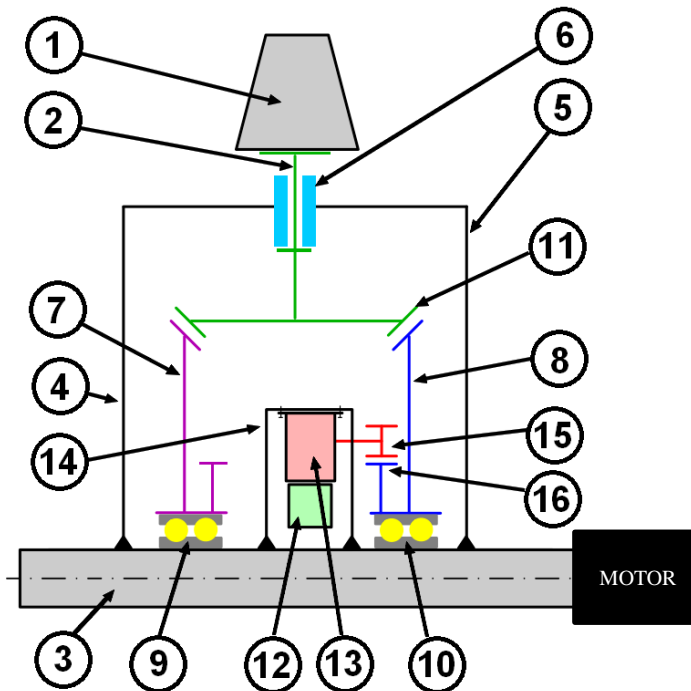
a úhlová rychlost druhé planety vychází z úpravy (16)

$$\begin{aligned} \omega_{p1} - i_{p1p2}^r \cdot \omega_{p2} - (1 - i_{p1p2}^r) \cdot \omega_r &= 0 \\ \omega_{p1} &= +(-1)\omega_{p2} + 2 \cdot \omega_r \\ \omega_{p1} &= -700 + 2 \cdot 700,21 = 700,42 \text{ ot/min} \end{aligned} \quad (16)$$

Velkou nevýhodou varianty b) je, že by výkon motoru ventilátoru tekł 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 našeč uložit na ložiska. Z těchto důvodů je detailněji rozpracovaná pouze varianta a).

## 6 Popis konstrukce ovládacího mechanismu

V této kapitole je podrobněji představena konstrukce oběžného kola vycházející z kinematické varianty a). Na Obr. 12 je znázorněn řez oběžným kolem a jsou zde umístěny pozice, které jsou v následujícím odstavci popsány.



Obr. 12 Schématický řez oběžným kolem

Lopatka (1) je pomocí šroubů spojena s čepem (2) a uložena v rotoru, který sestává z dutého hřídele motoru (3), předního (4) a zadního (5) nosného štítu. Na rozhraní těchto dvou těles je umístěn ložiskový domek (6), do kterého je uložen čep lopatky. Natáčecí 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), resp. lopatky.

### 6.1 Návrh pohonu mechanismu

Představení mechanismu pohonu opět odkazuje na Obr. 12, kde (12) je zubový hydraulický motor, přenášející výkon přes šnekovou samosvornou převodovku (13). Toto pohonné ústrojí je uchyceno v rámu (14), pevně spojeném s hřídelí motoru. Ze šnekové převodovky je pak vyveden pastorek (15) na ozubené kolo (16) 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.

Zubový rotační hydromotor má ve srovnání se stejně výkonnými elektrickými pohony nejmenší zástavbové rozměry, snadnou regulaci pohonu, snadný přívod hydraulického média dutou hřídelí motoru přes rotační spojky. 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.

## 7 Závěr

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.

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 těžko jen na základě konzultací a bez experimentu identifikovat všechny potenciální hrozby na zařízení v důsledku obrovských odstředivých sil.

### Seznam symbolů

$\omega_{p1}$	úhlová rychlost planety 1	( $\text{min}^{-1}$ )
$\omega_{p2}$	úhlová rychlost planety 2	( $\text{min}^{-1}$ )
$\omega_{sr}$	relativní úhlová rychlost satelitu	( $\text{min}^{-1}$ )
$\omega_r$	úhlová rychlost unašeče	( $\text{min}^{-1}$ )
$i'_{p1p2}$	převodový poměr pro symetrický diferenciál	(-)
$i'_{sp2}$	převodový poměr mezi satelitem a planetou 2	(-)
$Z_{p2}$	počet zubů na planetě 2	( $\text{min}^{-2}$ )
$Z_s$	počet zubů na satelitu	( $\text{min}^{-2}$ )
$I_{ii}$	moment setrvačnosti k ose $i$	( $\text{kg.m}^2$ )
$D_{ij}$	deviační moment $ij$	( $\text{kg.m}^2$ )
$\omega$	úhlová rychlost rotoru	( $\text{min}^{-1}$ )
$\alpha$	úhlové zrychlení rotoru	( $\text{min}^{-2}$ )
$\alpha$	úhel náběhu lopatky	( $^\circ$ )
$\beta$	montážní úhel závaží	( $^\circ$ )

### 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]. **SVOBODA, Jiří.** *Teorie dopravních prostředků: vozidla silniční a terénní*. Praha : Vydavatelství ČVUT, 2004. ISBN 80-010-3005-9.
- [4]. **VALÁŠEK, Michael, ŠIKA, Zbyněk a BAUMA, Václav.** *Mechanika B*. Praha : Vydavatelství ČVUT, 2004. str. 121. ISBN 80-010-2919-0.