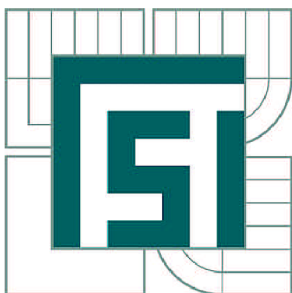


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## ODSTŘEDIVÝ VYPÍNAČ VODNÍ TURBÍNY - MODERNIZACE

CENTRIFUGAL SWITCH WATER TURBINE - MODERNIZATION

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. PAVEL KOUTNÝ

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. JIŘÍ MALÁŠEK, Ph.D.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/2014

## **ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**

student(ka): Bc. Pavel Koutný

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

### **Odstředivý vypínač vodní turbíny - modernizace**

v anglickém jazyce:

### **Centrifugal switch water turbine - modernization**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte optimální řešení odstředivého vypínače ovládaní vodní turbíny.

Tlak v ovládaném hydraulickém obvodu - max. 20 MPa.

Vypnutí při dosažení stanovených otáček dle typu turbíny.

Cíle diplomové práce:

Vypracovat rešerši stávajících konstrukčních řešení vypínacích zařízení.

Navrhnout dynamickou optimalizaci tvaru, provedení a funkce odstředivého vypínače vodní turbíny - jednotlivých dílů a jejich funkční návaznost.

Nakreslit konstrukční dokumentaci zařízení.

Seznam odborné literatury:

1. Shigley J.E., Mischke Ch.R., Budynas R.G.: Konstruování strojních součástí. 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
2. Gere J.M. and Timoshenko: Mechanics of materials. Chapman and Hall. Third SI Edition, 1989, ISBN 55-503-79.
3. Jančík L.: Části a mechanismy strojů, ČVUT Praha, 2004.
4. Klimeš P.: Části a mechanismy strojů I, II, VUT Brno 2003.
5. Julina M., Řeřábek A.: Mechanika statika pro školu a praxi. Scientia s.r.o. Praha 2000. ISBN 80-7183-188-3.
6. Venclík V., Julina M.: Mechanika dynamika pro školu a praxi. Scientia s.r.o. Praha 2000. ISBN 80-7183-235-9.
7. [http://www.boschrexroth.cz/country\\_units/europe/czech\\_rep/cs/index.jsp](http://www.boschrexroth.cz/country_units/europe/czech_rep/cs/index.jsp)
8. <http://www.hawe.de/cs/home/>

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 21.11.2013

L.S.

---

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.  
Ředitel ústavu

---

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.  
Děkan fakulty



## **ABSTRAKT**

Tato diplomová práce se zabývá návrhem odstředivého vypínače vodní turbíny. Jedná se o bezpečnostní prvek, který při překročení povolených otáček odstaví zařízení. V první části této práce jsou uvedena dosud používaná řešení vypínačů. Dále je zde řešen konstrukční návrh vypínače a dynamická analýza jednotlivých palců.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Odstředivý vypínač, vodní turbína, palec vypínače, šoupátko, rozvaděč

## **ABSTRACT**

This diploma thesis deals with the design of the centrifugal switch of water turbine. The centrifugal switch is the security feature that stops the unit when the permitted unit speed is exceeded. In the first part of this thesis, the currently used types of centrifugal switches are described. This section deals also with the new centrifugal switch design and dynamics analysis of individual switch pins.

## **KEYWORDS**

Centrifugal switch, water turbine, switch pin, slide-valve, distributor



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

KOUTNÝ, P. *Odstředivý vypínač vodní turbíny-modernizace*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 61 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Jiřího Maláška, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 30. května 2014

.....

Jméno a přímení



## **PODĚKOVÁNÍ**

Tímto bych chtěl poděkovat mému vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. za připomínky a rady při zpracování této diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat zaměstnancům ČKD Blansko Holding a.s. za poskytnutí cenných informací a rad při zpracování diplomové práce. V neposlední řadě bych chtěl poděkovat svým rodičům a přátelům za podporu při studiu.



## OBSAH

Úvod .....	9
1 Popis principu funkce odstředivého vypínače .....	10
1.1 Popis konstrukce odstředivého vypínače .....	11
1.1.1 Konstrukce hydraulického rozvaděče č. 1 .....	11
1.1.2 Konstrukce hydraulického rozvaděče č. 2 .....	12
1.1.3 Konstrukce palce – typ vahadlo .....	14
1.1.4 konstrukce palce – typ s tlačnou pružinou.....	15
1.1.5 Konstrukční řešení palce – typ s tažnou pružinou .....	16
1.2 Důvody a cíle modernizace odstředivého vypínače.....	17
1.3 Základní zadané parametry zařízení .....	18
2 Funkce odstředivého vypínače v hydraulickém obvodu .....	19
3 Výběr náhrady za stávající vyráběný rozvaděč .....	20
3.1 Šoupátkové rozvaděče .....	21
3.2 Sedlové rozvaděče .....	21
3.3 Požadavky pro navrhované řešení .....	22
3.4 Výběr a srovnání komerčně nabízených sedlových rozvaděčů .....	22
3.4.1 Hydraulický rozvaděč od firmy Bosch Rexroth .....	22
3.4.2 Hydraulický sedlový rozvaděč od firmy Hawe hydraulik.....	24
3.5 Výběr šoupátkového rozvaděče .....	26
4 Konstrukční řešení odstředivého vypínače.....	27
5 Dynamická analýza palců vypínače .....	30
5.1 Diferenciální pohybová rovnice.....	33
5.2 Dynamická analýza palce typu vahadlo (varianta 1) .....	35
5.2.1 Momentová rovnováha zařízení .....	35
5.3 Dynamická analýza palce s tlačnou pružinou (varianta 2) .....	40
5.3.1 Momentová rovnováha zařízení .....	40
5.4 Dynamická analýza palce s tlačnou pružinou (varianta 3) .....	44
5.4.1 Silová rovnováha .....	45
5.5 Zhodnocení a výběr vhodné varianty palce .....	48
6 Návrh a výpočet pružiny palce .....	49
6.1 Tlačná pružina - výpočet.....	49
7 Výsledná sestava zařízení a jeho nastavení .....	56
Závěr .....	57
Seznam použitých zkratk a symbolů .....	59
Seznam příloh.....	61





## ÚVOD

Cílem této diplomové práce je posoudit stávající řešení a navrhnout modernizaci řešení odstředivého vypínače vodní turbíny. Používá se u většiny typů vodních turbín jako sekundární bezpečnostní prvek.

U všech vodních turbín se používá jako primární bezpečnostní ochrana proti překročení počtu otáček hřídele elektronický snímač otáček. Umístění tohoto snímače je variabilní v závislosti na typu konstrukce stroje. Při překročení otáček hřídele nad stanovený limit je snímačem odeslán signál do řídicí jednotky, která zahájí proces odstavení stroje. Selhání elektronického snímače může být způsobeno výpadkem elektrického napětí, které zásobuje snímač, faktickou poruchou snímače, případně vychýlením snímače z pracovní polohy neodborným zásahem obsluhy zařízení.

V případě, kdy primární zabezpečovací prvek neodstaví včas soustrojí, dojde k aktivaci sekundárního mechanicko-hydraulického prvku. Tato sekundární bezpečnostní ochrana je zajištěna pomocí odstředivého vypínače a je instalována na všech větších vodních turbínách. Vypínač je připevněn na konzole a jeho umístění je variabilní v závislosti na konstrukci a prostorových podmínkách hřídele. K tomuto prvku musí být zajištěn nepřetržitý přístup obsluhou zařízení. Pracuje pouze na mechanicko-hydraulickém principu, bez jakékoliv závislosti na elektrické energii apod., tudíž v případě roztočení hřídele nad povolenou hodnotu otáček automaticky odstaví stroj. Pokud by v zařízení vodní turbíny nebyl instalovaný tento druhotný zabezpečovací prvek a selhalo by elektronické zabezpečení, nedošlo by k odstavení stroje, veškerá energie vody by se měnila na rotační energii soustrojí a turbína by dosáhla průběžných otáček. Při setrvání na těchto otáčkách po určitou dobu by došlo k poškození případně k destrukci stroje.

V zahraničí (např. Švédsku) je většina zařízení vodních turbín bezobslužných a mechanický prvek je pojistkou odstavení stroje. Obě výše uvedené ochrany jsou funkční nezávisle na sobě a zároveň. Přesto se u menších turbín odstředivý vypínač nemusí používat, což může být dle mého názoru nebezpečné.

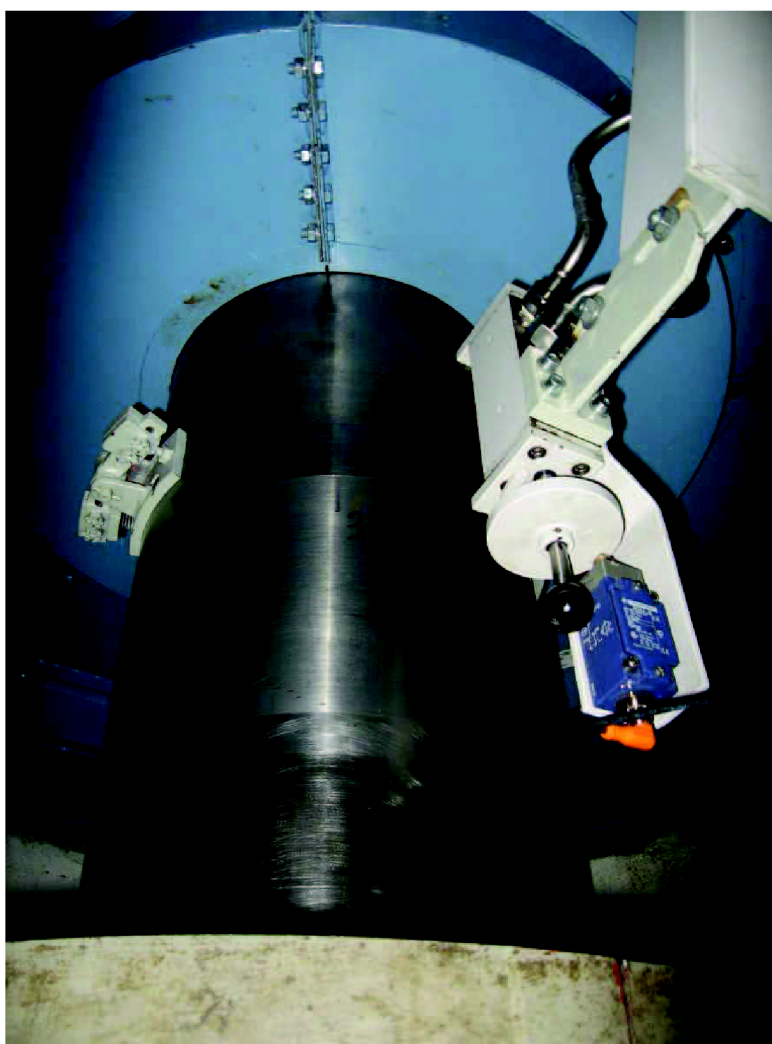
V první části této diplomové práce bude provedena rešerše stávajících řešení palců a vypínačů vodních turbín. V další části bude popsána a vysvětlena funkce stávajícího řešení odstředivého vypínače a popsány důvody pro změnu tohoto řešení a cíle při jeho modernizaci. Dále bude řešena náhrada za šoupátkový rozvaděč, srovnání nabízených rozvaděčů od různých výrobců posouzení jejich výhod a nevýhod a výběr nejlepší varianty včetně veškerého příslušenství. Poté bude navrženo konstrukční řešení vypínače včetně všech náležitostí, jako jsou například materiály jednotlivých dílů. Poté bude řešen návrh palce vypínače. U všech stávajících řešení bude provedena dynamická analýza a provedena optimalizace nastavení. Na základě výsledků a srovnání výhod a nevýhod bude vybrána nejlepší varianta. V poslední části bude vytvořena výkresová dokumentace zařízení včetně výrobních výkresů jednotlivých dílů.



## 1 POPIS PRINCIPU FUNKCE ODSTŘEDIVÉHO VYPÍNAČE

Odstředivý vypínač je mechanicko-hydraulické zařízení, které slouží k ochraně vodní turbíny před přetížením vysokými otáčkami hřídele nad povolenou hodnotu. Zařízení se skládá z mechanického palce umístěného na hřídeli turbíny a hydraulického rozvaděče kotveného na konzole vedle hřídele. Palec je držen v provozní poloze pružinou. Při nárůstu otáček se vlivem odstředivé síly pružina stlačuje tak dlouho, až se palec dotkne páky rozvaděče a ten přestaví šoupátko rozvaděče. Za normálního provozu je rozvaděč proti pružině držen pákou v poloze, kdy tlak oleje prochází rozvaděčem do hydraulického agregátu. V případě, že dojde k přestavení rozvaděče, dojde ke ztrátě tlaku v hydraulickém okruhu a je spuštěn proces odstavení stroje. Vypínač naopak vypustí tlak oleje směřující do hydraulického agregátu. Po odstavení soustrojí a uvedení hřídele do klidu musíme mechanicky přestavit zařízení zpět do provozní polohy. Přestavením se šoupátko zajistí opět pákou, která zaskočí pod šoupátko. Bez toho není možné uvést turbínu opět do provozu. Stávající řešení vypínače je uvedeno na *Obr.*

1



*Obr. 1 Odstředivý vypínač[16]*

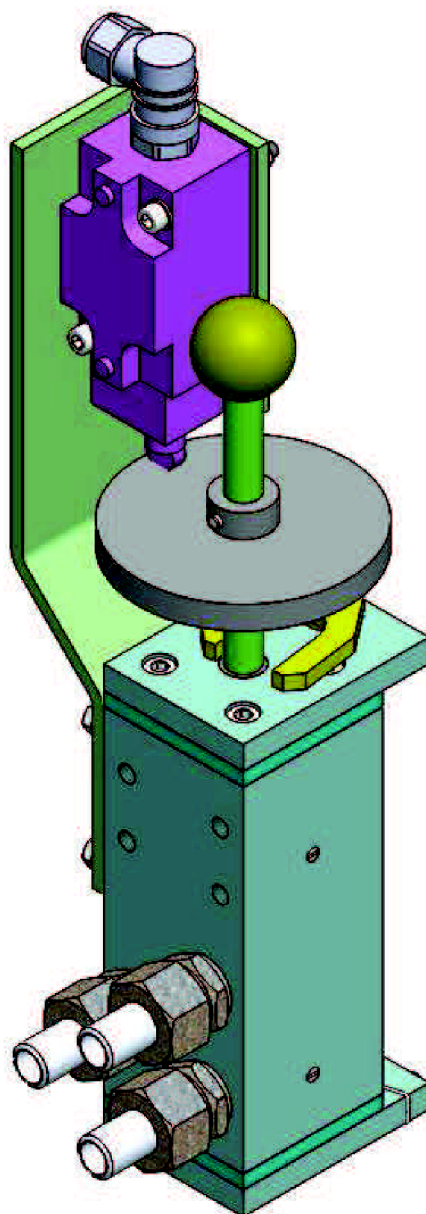


## 1.1 POPIS KONSTRUKCE Odstředivého vypínače

Odstředivý vypínač se skládá z mechanického palce a hydraulického rozvaděče. Autorovi dosud známé jsou tři varianty řešení palce a dvě varianty řešení rozvaděče. Všechny tyto varianty palce i rozvaděče jsou mezi sebou volně kombinovatelné.

### 1.1.1 KONSTRUKCE HYDRAULICKÉHO ROZVADĚČE Č. 1

Konstruktivní řešení, viz (*Obr. 2*), bylo vytvořeno na základě absence vyhovujícího šoupátkového rozvaděče na běžném trhu, které by vyhovovalo našim požadavkům. Především bylo požadováno šoupátko s ručním nastavováním. Tento model je novější než typ č. 2. Odstředivý vypínač je složen z tělesa (poz.1), které má tvar čtyřhranu. V boční stěně tělesa jsou vyvrtány otvory pro šroubení přívodu tlaku z akumulátoru, přívod tlaku do akumulátoru a šroubení pro odvod oleje do odpadu. Na horní a dolní straně tělesa jsou připevněna víčka (poz.3, 4) pomocí šroubů (poz.15) a stykové plochy mezi víčky a tělesem jsou utěsněny pomocí těsnících kroužků (poz.22). V tělese jsou vyvrtány otvory pro odvod prosáklého oleje. Nad otvory pro šroubení jsou vyvrtány další čtyři otvory pro připevnění spínače ke konzole pomocí šroubů (poz.14). Uvnitř tělesa je šoupátko (poz.2), které otevírá nebo uzavírá hydraulický okruh. V horní a dolní poloze je plocha mezi víčkem a šoupátkem těsněna pomocí pístnicového těsnění (poz.24). Šoupátko je v pracovní poloze proti tlaku oleje, tedy při průchodu oleje do agregátu, drženo pomocí palce (poz.6), který je zaskočen pod šoupátkem. Palec je připevněn na hřídeli (poz.7) pomocí válcového kolíku. Pro zajištění šoupátka v pracovní poloze je mezi horním a dolním víkem tělesa umístěna hřídel, na jejímž konci je osazen palec. Hřídel je v pracovní poloze zajištěn pomocí zkrutné pružiny (poz.10). Na druhé straně hřídele je vidlice (poz.5), která vymezuje pracovní rozsah. Tato hřídel je připevněna k tělesu vypínače pomocí matice (poz.16). Na horním konci šoupátka je přišroubována koule (poz.13) pro lepší manipulaci při ručním přestavování šoupátka. Při přestavení palce dojde k vysunutí vidlice. Na šoupátku je připevněn dotek z kruhové tyče (poz.8), který je v dotyku s koncovým spínačem (poz.25). Nastavení polohy dotyku a koncového spínače se provádí při montáži na stavbě. Tento spínač je připevněn na konzole (poz.9). Zkouška funkčnosti vypínače je prováděna v dílně. Vypínač je zkoušen bez přítomnosti tlakového oleje tzv. "nasucho". Zkouškou je ověřováno správné a snadné nastavení šoupátka a dále jeho ruční přestavení zpět do pracovní polohy. Výkres tohoto vypínače je uveden v *Příloze 1*.



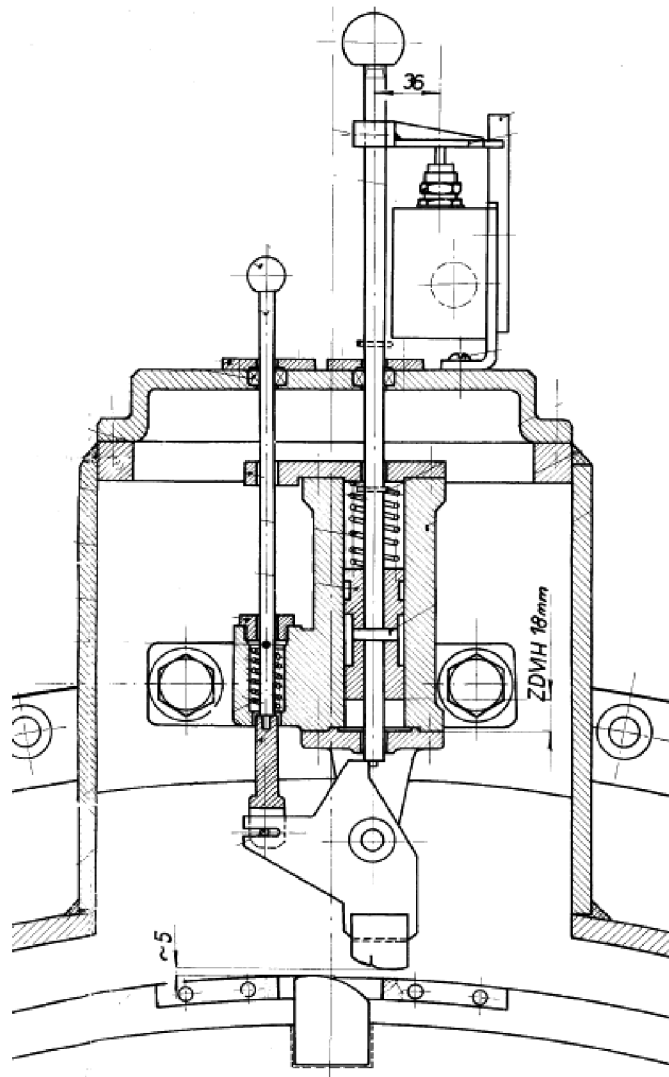
*Obr. 2 Odstředivý vypínač [16]*

### 1.1.2 KONSTRUKCE HYDRAULICKÉHO ROZVADĚČE Č. 2

Tento typ odstředivého vypínače, viz *Obr. 3*, byl hojně používán v 50. a 60. letech 20. stol. Vnější obal se skládá z litinového tělesa (poz.22). Na horní a dolní straně je těleso uzavřeno pomocí víček (poz.25), která jsou k tělesu připevněna pomocí šroubů (poz.24). Styková plocha mezi horním víkem a tělesem a spodním víkem a tělesem je utěsněna pomocí těsnících šňůr. V boční části tělesa jsou, stejně jako u předchozího řešení, otvory pro přívod tlakového oleje z čerpacího agregátu, odvod oleje do čerpacího agregátu a odvod oleje do odpadní nádrže. Uvnitř tělesa se pohybuje šoupátko (poz.26), které je nasunuto na táhle (poz.28) a zajištěné válcovým kolíkem (poz.27). Mezi horní hranou pístu a horním víkem je umístěna tlačná pružina (poz.30). Na táhle jsou dva kolíky (poz.31) pro vymezení velikosti zdvihu



šoupátka. Nastavení šoupátka do pracovní polohy se provádí tak, že se šoupátko přesune do horní polohy a proti šoupátku působí síla od pružiny. Zajištění šoupátka v této poloze je realizováno pomocí narážky (poz.17,18), která je zasunuta pod spodní plochu táhla. Narážka je připevněna pomocí čepu k spodnímu víku tělesa. Na spodní straně narážky je přivařen nárazník z otěru vzdorného materiálu, který slouží jako kontakt mezi vypínačem a palcem. Narážku je možno mechanicky ovládat pomocí táhla (poz.32), které je k ní připevněno vidlicí (poz.16). Mezi vidlicí a táhlem je umístěna tlačná pružina (poz.37). Na vidlici je připevněna narážka pomocí šroubu (poz.21). Na horním krytu je na konzole připevněný pomocí šroubu polohový spínač (poz.44). Při zafungování tohoto zařízení dojde k přestavení šoupátka. Odstavení soustrojí je realizováno hydraulickou cestou. Informace o přestavení šoupátka je do řídicího centra předána signálem ze snímače (poz.44), který je aktivován narážkou (poz.42). Stejně jako u předchozího řešení se funkce tohoto vypínače zkoušela na dílně bez přítomnosti tlakového oleje. Výkres tohoto šoupátka je uveden v Příloze 2.



Obr. 3 Rozvaděč s mechanickým odstavením[17]



### 1.1.3 KONSTRUKCE PALCE – TYP VAHADLO

Konstrukční řešení viz (*Obr. 4*) je založeno na principu vahadla. Na hřídeli je pomocí šroubů připevněna konzola. Součástí konzoly je držák, na kterém je pomocí čepu otočně připevněn segment. Čep je proti vysunutí zajištěn z obou stran pomocí závlačky. Na segmentu je připevněn z jedné strany nárazník a z druhé strany protizávaží. Protizávaží a nárazník jsou k segmentu připevněny pomocí šroubů a korunových matic, které jsou zajištěny závlačkami proti povolení. Mezi protizávažím a konzolou je tlačná pružina, jejíž tuhost a velikost je počítána na konkrétní otáčky. Na druhé straně segmentu je mezi nárazníkem a konzolou šroub zajištěný maticí proti pootočení a slouží taktéž jako doraz pro vymezení pohybu segmentu. Jak je již výše uvedeno, řešení je založeno na principu vahadla. Vzdálenosti nárazníku od středu segmentu musí být větší než vzdálenost protizávaží od středu segmentu. Pokud by tato vzdálenost byla stejná, došlo by k statické rovnováze a při zvýšení otáček by síla z nárazníku působila do vymezoavače a segment by nereagoval. Pokud je vzdálenost odlišná, dochází při zvýšení otáček vlivem odstředivé síly k vychýlení nárazníku v závislosti na tuhosti pružiny. Nastavení tohoto typu palce se provádí přímo na elektrárně. Palec je připevněn přímo na hřídel turbíny. Vzdálenost vypínače od palce je tak velká, jako je maximální možné vychýlení vahadla. Po nastavení vzdálenosti je nastavována poloha nárazníku a protizávaží na předem vypočítané vzdálenosti od středu otáčení vahadla. Poté se začne hřídel turbíny roztáčet na průběžné otáčky. Pokud tento vypínač zařízení odstaví před dosažením předem stanovených otáček pro vypínání nebo naopak neodstaví zařízení při dosažení těchto otáček je toto zařízení odstaveno a provádí se další seřizování vzdálenosti mezi palcem a vypínačem nebo nastavování polohy nárazníku na vahadle.



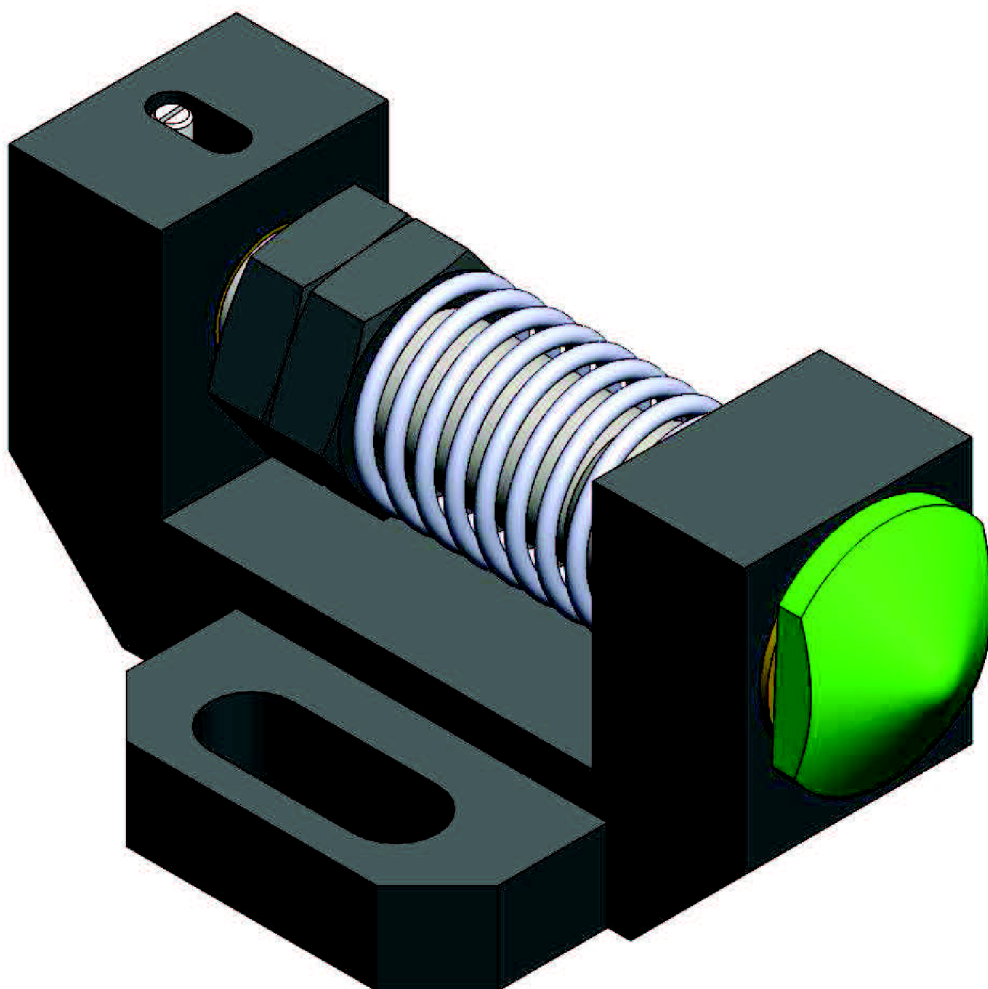
*Obr. 4 Vahadlo [16]*

#### **1.1.4 KONSTRUKCE PALCE – TYP S TLAČNOU PRUŽINOU**

Palec (*Obr. 5*) se skládá z konzoly, na které jsou otvory pro vedení. Do otvorů jsou zalisována kluzná bronzová pouzdra pro hladký pohyb čepu v axiálním směru. Na čep je nasunuta tlačná pružina, která se z jedné strany opírá o vedení konzoly a na druhé straně je opřena o matici. Pomocí této matice je možno nastavit tuhost pružiny. Pro zajištění polohy je matice pojištěna druhou maticí. Délka a tuhost pružiny je navržena podle požadovaných otáček stroje. V čele čepu je přišroubován nárazník z otěru vzdorného materiálu. Při nárůstu otáček je vlivem odstředivé síly a hmotnosti čepu překonána tuhost pružiny a palec se vychyluje tak dlouho, dokud nenarazí do táhla šoupátka. Při postupném snižování otáček se palec vrací do původní polohy. Aby nedošlo k úplnému vysunutí a pootočení čepu z vedení, je pohyb čepu vymezen pomocí závrtného šroubu. Celý tento palec je připevněn pomocí šroubů na hřídel turbíny. Tento typ palce je v současnosti nejvíce využíván. Zkouška funkčnosti tohoto zařízení se provádí nejprve v dílně, kde se po sestavení palce ručně zkouší funkčnost, tedy zdali při stlačení pružiny nedochází k jejímu zadrhnutí a tím je zabráněno vysunutí palce. V další fázi je palec připevněn na vřeteno obráběcího stroje a roztáčen na požadované otáčky, při kterých je palec maximálně vychýlen. Finální zkouška a nastavení se provádí přímo na elektrárně, kde je palec připevněn na přírubě k hřídeli turbíny. Vzdálenost vypínače od palce je tak velká,



jako je maximální možné vychýlení palce. Po nastavení této vzdálenosti se hřídel turbíny roztáčí opět na předem stanovené otáčky pro vypnutí. Pokud tento vypínač odstaví zařízení před dosažením těchto otáček nebo naopak neodstaví zařízení při dosažení těchto otáček je toto zařízení odstaveno a provádí se další seřizování vzdálenosti mezi palcem a vypínačem. Tento proces nastavování se provádí do té doby, než je toto zařízení správně nastaveno na odstavení stroje při požadovaných otáčkách.



*Obr. 5 Palec vypínače*

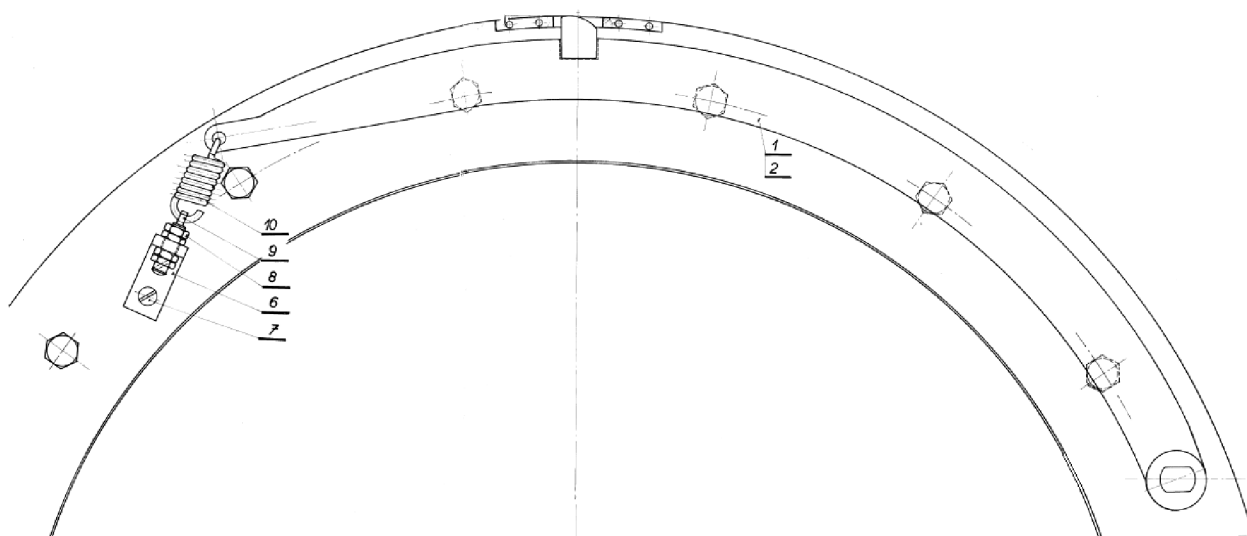
#### 1.1.5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ PALCE – TYP S TAŽNOU PRUŽINOU

Konstrukční řešení palce, viz (Obr. 6), bylo dříve často používané. Skládá se z výkyvného segmentu (poz.2), který je připevněn k tělesu vypínače (poz.1). Na obvodové části segmentu je přivařen návarek, který slouží jako nárazník. Je vyroben z materiálu odolného proti opotřebení. Výkyvný segment je na jedné straně připevněn k tělesu vypínače pomocí čepu,





který je zajištěn proti posunutí a natočení pomocí závrtného šroubu. Z důvodu snížení tření mezi tělesem vypínače (poz.1) a výkyvným segmentem (poz.2) je mezi nimi umístěna podložka, která snižuje velikost dosedací plochy výkyvného segmentu a tím zvyšuje citlivost a funkčnost zařízení. Na druhé straně segmentu je otvor pro připevnění tažné pružiny (poz.10). Pružina je na druhém konci připevněna ke stavěcímu šroubu (poz.9). Stavěcí šroub je možné nastavovat předpětí pružiny. Zajištění nastavené polohy stavěcího šroubu je pomocí matic (poz.8). Pro vymezení pohybu je na vnějším okraji tělesa vypínače přivařen skružený plech, který má v místě pod nárážkou vyfrézovaný otvor. Ten vymezuje pohyb nárážky určeným směrem.



Obr. 6 Výkyvný segment [17]

## 1.2 DŮVODY A CÍLE MODERNIZACE ODSTŘEDIVÉHO VYPÍNAČE

V dnešní době jsou na výrobce vodních turbín kladeny požadavky na výrobu cenově dostupného účelného a funkčního řešení, které vyhovuje neustále se zvyšujícím požadavkům na ekologii a životní prostředí. Rovněž je kladen důraz na jednoduchou obsluhu. Provozovatelé vodních strojů požadují mechanismy, ve kterých nedochází k úniku oleje ze systému do okolních prostorů stroje a samozřejmě i do vody. U dosud realizovaných vodních turbín je použito zakázkově vyráběného šoupátkového rozvaděče. Jednotková cena šoupátka vyráběného na míru je výrazně vyšší, než je cena sériově vyráběného dílu. Taktéž z důvodu možných nepřesností při sestavování těchto komponentů může docházet k průsaku oleje.

Požadavky modernizace systému je navrhnout nové řešení částí odstředivého vypínače tak, aby byla zajištěna spolehlivost zařízení, eliminace rizika možných průsaků oleje, nahrazení kusové výroby komponent sériově vyráběnými, jednoduchost obsluhy a taktéž zabezpečení přímého a jednoduchého přístupu k zařízení při opravách, nastavování a výměnách



jednotlivých částí. Velmi důležitým požadavkem pro tuto modernizaci je spolehlivost při potřebě havarijního odstavení soustrojí. Proto se nesmí odstředivý vypínač nahradit u větších strojů pouze elektronicky ovládanými zařízeními, která by mohla v některých případech selhat, ale musí být zachováno použití mechanicko-hydraulického ovládání vypínače jako další typ ochrany a tím toto řešení pojistit. V neposlední řadě je cílem navrhnout velikost vypínače tak, aby byl kompaktní a bylo jej možné sestavit a nastavit přímo na dílně. Navrhované řešení palce vypínače by mělo být konstruováno tak, aby bylo možné zařízení použít univerzálně, tedy aby bylo možné vypínač použít do všech druhů a velikostí vodních turbín.

### 1.3 ZÁKLADNÍ ZADANÉ PARAMETRY ZAŘÍZENÍ

Návrh odstředivého vypínače bude prováděn pro Francisovu turbínu. Průměr oběžného kola je 1620 mm. Stanovení otáček, při kterých zafunguje odstředivý vypínač, je různé v závislosti na velikosti stroje a požadavcích zákazníka. Pokud není nijak určeno, tak se vypínací otáčky nastavují na 130% jmenovitých otáček. U tohoto řešení je požadavek od zákazníka, aby turbína byla odstavena při 114% jmenovitých otáček. Návrh odstředivého vypínače je prováděn pro soustrojí, které má následující parametry:

- Jmenovité otáčky:  $n_T = 333 \text{ min}^{-1}$
- Průběžné otáčky:  $n_p = 640 \text{ min}^{-1}$
- Tlak v hydraulickém okruhu:  $p = 16 \text{ MPa}$
- Výkon stroje  $P = 11\,025 \text{ kW}$



## 2 FUNKCE ODSTŘEDIVÉHO VYPÍNAČE V HYDRAULICKÉM OBVODU

Funkce odstředivého vypínače je popsána pomocí schématu uvedeného v příloze 3. Při funkci zařízení je tlakový olej přiváděn z čerpacího agregátu pomocí potrubí (TR28x2,5) do obvodu. Tlakový olej se dělí do několika větví. Prochází větví IV (TR15x1,5) přes otevřený šoupátkový rozvaděč odstředivého vypínače (SQ3103) a pokračuje větví III přes magneticky ovládané šoupátkové rozvaděče (YA 3103), (YA 3105), (YA 3107), které slouží jako zabezpečení, a otevírá zpětné ventily (250.1) a (250.2). Zabezpečovací sedlové ventily (270.1) a (270.2) jsou tlakem z akumulátoru uzavřeny. Tlakový olej prochází přes otevřený proporcionální rozvaděč (232) a clonu do levé části servomotoru, čímž otevírá rozváděcí lopaty turbíny. Olej z pravé části servomotoru je odváděn přes proporcionální rozvaděč a sedlový ventil (250.2) do odpadní nádrže. Při dosažení maximálních povolených otáček dochází k přestavení šoupátkového rozvaděče vypínače (SQ3103) pomocí palce. Tím dojde ke ztrátě tlaku ve větví III, zabezpečovací šoupátkové rozvaděče (YA 3103), (YA 3105), (YA 3107) se přestaví do polohy „a“ a dochází k vypouštění tlakového oleje do odpadní nádrže, čímž se uzavřou sedlové ventil (250.1) a (250.2). V tento okamžik také dochází vlivem ztráty tlaku k otevření sedlových ventilů a tlakový olej z čerpacího agregátu prochází do pravé části servomotoru a dochází k zavírání rozváděcích lopat turbíny.



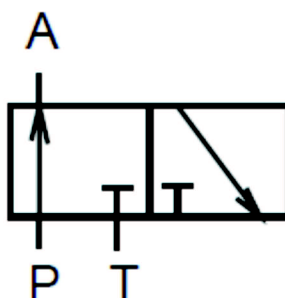
### 3 VÝBĚR NÁHRADY ZA STÁVAJÍCÍ VYRÁBĚNÝ ROZVADĚČ

V dnešní době je na trhu nabízena velká řada hydraulických rozvaděčů od mnoha firem, které slouží k různým použitím, ať už v průmyslových hydraulických systémech, tak i v mobilních hydraulických systémech a v mnoha dalších. Cílem hydraulického rozvaděče je řídit směr toku kapaliny hydraulickým obvodem. Velikost, funkce, parametry a vlastnosti jednotlivých hydraulických rozvaděčů jsou uváděny výrobcem v katalogových listech prvku. Hydraulické rozvaděče dělíme:

Podle počtu:

- Pracovních větví tzn. cest
  - 2, 3, 4 a více cestné rozvaděče
- Přestavovaných poloh
  - 2, 3, 4 a více polohové rozvaděče

Rozvaděče jsou označeny číselným kódem, u kterého první číslice před lomítkem znamená počet cest a druhá číslice za lomítkem označuje počet poloh např. 3/2 – třícestný dvoupolohový rozvaděč.



Obr. 7 Schéma 3/2 rozvaděče

Dělení podle použitého konstrukčního prvku pro rozvod kapaliny:

- a) Šoupátkové rozvaděče
- b) Sedlové rozvaděče

Dělení podle druhu řízení:

- a) Přímo řízené

- přímo řízené rozvaděče jsou ovládány mechanicky, ručně hydraulicky, pneumaticky a elektricky.



b) Nepřímé řízení –

- nepřímé řízené rozvaděče jsou ovládány elektrohydraulicky
- mohou být řešeny s interním nebo externím přívodem řídicího tlaku a odvodem kapaliny.

### 3.1 ŠOUPÁTKOVÉ ROZVADĚČE

Jedná se o rozvaděče, u kterých se ve vedení tělesa pohybuje šoupátko. Tyto rozvaděče mají v uzavřeném stavu svodový průtok, který je způsoben vůlí mezi tělesem a šoupátkem. Tento svodový průtok bývá většinou sveden do odpadního kanálu rozvaděče. Díky pohybu šoupátka vzniká propojení nebo přerušování jednotlivých cest možných průtoků kapaliny. S tímto typem rozvaděče se v praxi setkáváme nejčastěji.

#### Výhody šoupátkového rozvaděče:

- Jednoduché konstrukční řešení
- Nízké ztráty
- Dokonalý tlakový rovnovážný stav zařízení (poměrně malé hodnoty ovládacích sil pro řízení)
- Velké množství funkcí pro řízení včetně propojení cest
- Nižší pořizovací náklady

#### Nevýhody šoupátkového rozvaděče:

- Může dojít k zalepení šoupátka při dlouhodobém setrvání v jedné poloze
- Může docházet k deformaci šoupátka, která je způsobena namáháním na ohyb
- Deformace tělesa způsobená silou pro předpětí hydraulického rozvaděče při uchycení k základové desce
- Výroba rozvaděčů s menším průměrem šoupátek a tedy i užší toleranční pole je náročnější

### 3.2 SEDLOVÉ ROZVADĚČE

U sedlových ventilů zajišťuje hrazení průtoku funkční prvek (kulička, kuželka), přitlačovaným pružinou do sedla vytvořeného v tělese ventilu. Sedlové ventily nemají v uzavřeném stavu svodový průtok, což znamená, že nepropouští medium mezi kanály ani do odpadu. Nejčastěji se používají šoupátkové rozvaděče s přímočarým pohybem šoupátka. Tyto ventily jsou konstrukčně řešeny jako speciální sedlové ventily nebo je možné je sestavit z řízených jednosměrných ventilů.

**Výhody sedlového rozvaděče:**

- Vhodné pro malé průtoky a vysoké tlaky (max. do 100 MPa)
- Prakticky 100% těsnost
- Vysoká životnost a spolehlivost
- Nepůsobí zde zanášení
- Není potřeba žádného dalšího mechanismu

**Nevýhody sedlového rozvaděče**

- Velké tlakové ztráty, které jsou způsobeny krátkým zdvihem
- Vyšší pořizovací náklady

**3.3 POŽADAVKY PRO NAVRHOVANÉ ŘEŠENÍ**

Pro navrhované řešení vypínače jsou kladeny zvýšené požadavky na těsnost zařízení. Dalším velice důležitým aspektem pro volbu je schopnost funkce rozvaděče, protože zařízení může být poměrně dlouhou dobu v jedné poloze a může dojít k jeho zatuhnutí nebo zalepení a při potřebě přestavení nebude funkční. Zařízení pracuje s poměrně vysokými tlaky, proto je dalším z požadavků zvolit takové zařízení, které s těmito tlaky dokáže pracovat. Zařízení by nemělo být závislé na elektrické energii, a proto je požadované mechanické ovládání rozvaděče. Rozvaděč bude pracovat ve dvou polohách a to otevřeno a zavřeno. Při funkci zařízení vstupuje do rozvaděče tlakový olej, prochází dále do okruhu a při přestavení je pomocí jedné cesty vypouštěna větev z okruhu do odpadní nádrže. Proto je pro naše řešení dostačující třicestný dvoupolohový rozvaděč. Na základě požadovaných vlastností a funkce je zvolen hydraulický sedlový rozvaděč.

**3.4 VÝBĚR A SROVNÁNÍ KOMERČNĚ NABÍZENÝCH SEDLOVÝCH ROZVADĚČŮ**

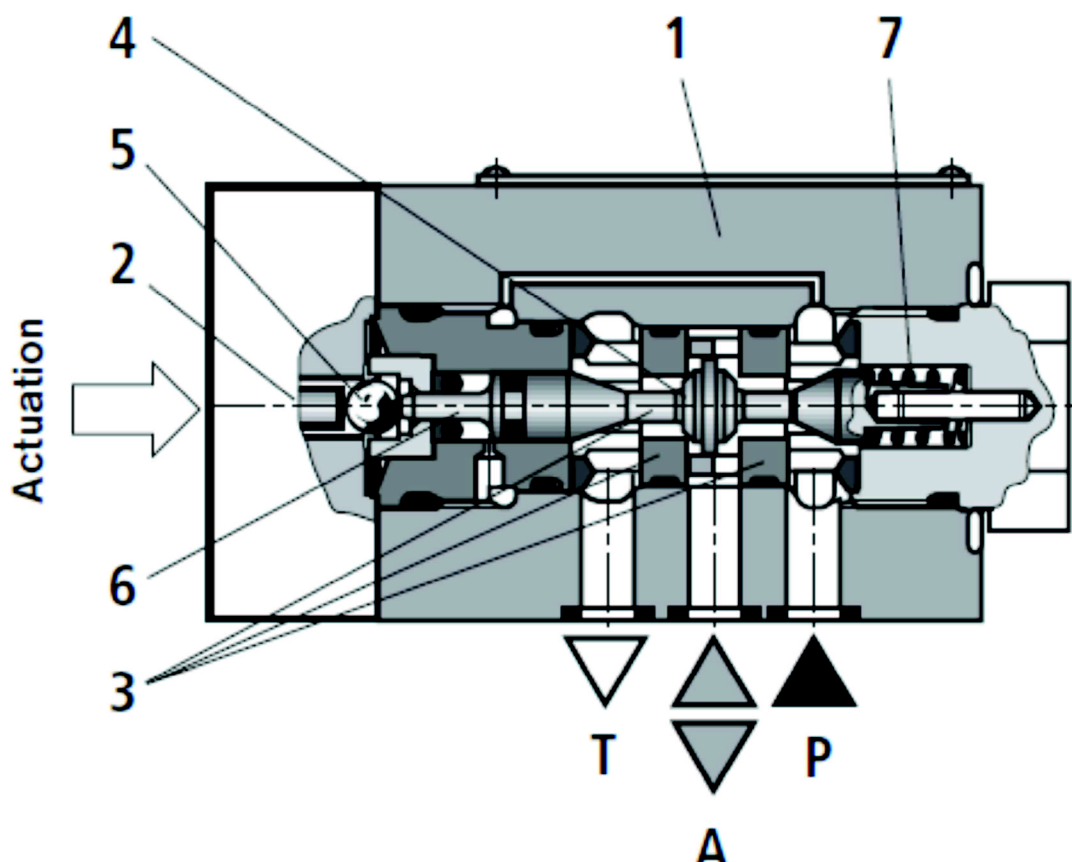
Šoupátkové rozvaděče jsou nabízeny různými firmami v různých konstrukčních provedeních. Po prostudování jednotlivých nabídek bylo docíleno závěru, že našim požadavkům na rozvaděče vyhovují řešení od dvou výrobců. Jedním je rozvaděč od firmy Bosch Rexroth, a druhým je rozvaděč od firmy Hawe hydraulik.

**3.4.1 HYDRAULICKÝ ROZVADĚČ OD FIRMY BOSCH REXROTH**

Dle katalogového listu RE 22340/10.60 od firmy Bosch Rexrot se jedná o rozvaděč s označením M-3SMR6C. Tento typ rozvaděče se skládá z tělesa (1), akčního členu (2), kaleného ventilového systému (3) a kuličky, která plní funkci uzavíracího orgánu. Základní princip spočívá v tom, že kulička (4) je v počáteční poloze přitlačovaná pružinou (7) na sedlo, a do pracovní polohy je uváděna pomocí akčního členu (2). Síla pohonu působící přes kuličky (5) do spouštěcího pístu (6), který je uzavřen na obou stranách. Při funkci rozvaděče jsou kanál P s A propojen a kanál T blokován. Tento rozvaděč má negativní přesah, to znamená, že při přechodu od začátku otevření jednoho sedla ventilu k uzavření druhého ventilového sedla



jsou kanály PAT vzájemně propojeny. Tento proces probíhá tak rychle, že je irelevantní téměř ve všech aplikacích.



Obr. 8 3/2-cestný rozvaděč od firmy Bosch Rexrot [14]

Pracovní kapalinou pro tento typ rozvaděče je minerální olej HL, HLP dle DIN 51524. Hlavní parametry rozvaděče jsou velikost průtoku, pracovní tlak a teplota oleje. Tyto hodnoty jsou uvedeny v Tab. 1

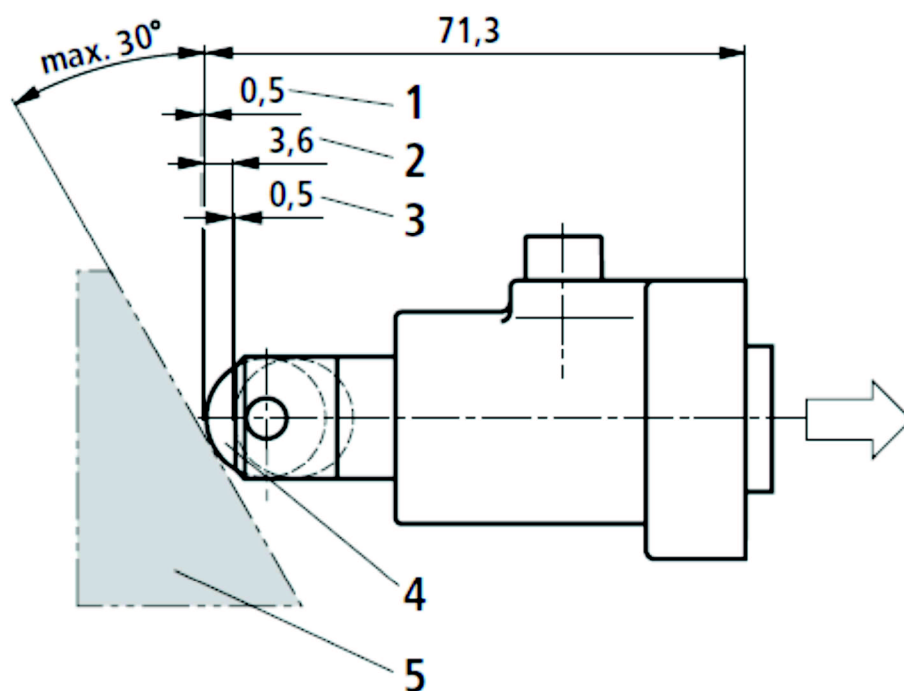
		Hodnota	jednotky
<b>Max. průtok</b>		25	l/min
<b>Max. ovládací tlak</b>	Větve P, A	42/63	MPa
<b>Teplota oleje</b>		40	°C

Tab. 1 Hodnoty základních parametrů rozvaděče udávané výrobcem

Na Obr. 9 je uvedeno schéma mechanického ovládání rozvaděče. Ovládacím elementem je kolík se zpětným zdvihem pružinou, na jehož konci je rolka. Při funkci je rolka zatlačena o pracovní rozsah (2) a velikost tzv. mrtvé polohy (3). Mrtvá poloha zajišťuje jistou možnost manipulace (např. při přejíždění hrany nebo rádiusu) bez přestavení rozvaděče. Při přestavení rozvaděče dochází k vysunutí rolky o pracovní zdvih (3) a nečinný zdvih (1). Tento zdvih má obdobnou funkci jako mrtvá poloha a tedy možnou manipulaci bez přestavení rozvaděče. Pro



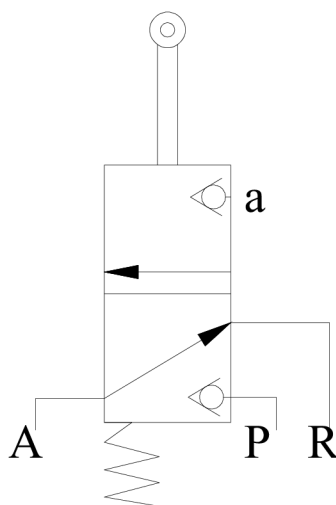
uvedení do provozu v obou směrech je nutné dodržet maximální sklon plochy (5), po které se rolna odvaluje,



Obr. 9 Mechanické ovládání rozvaděče [14]

### 3.4.2 HYDRAULICKÝ SEDLOVÝ ROZVADĚČ OD FIRMY HAWE HYDRAULIK

Dle katalogového listu D7300 se jedná o sedlový rozvaděč s označením K3-1. Rozvaděče jsou vytvořeny jako pružinou zatížené sedlové ventily, které jsou ovládacím elementem přepínány do právě platné polohy propojení proti tlaku pružiny a kapaliny. Do vstupního kanálu je vloženo sítko, které brání vstupu hrubých nečistot do systému. Propojení kanálů je uvedeno na Obr. 10



Obr. 10 Schéma propojení kanálů





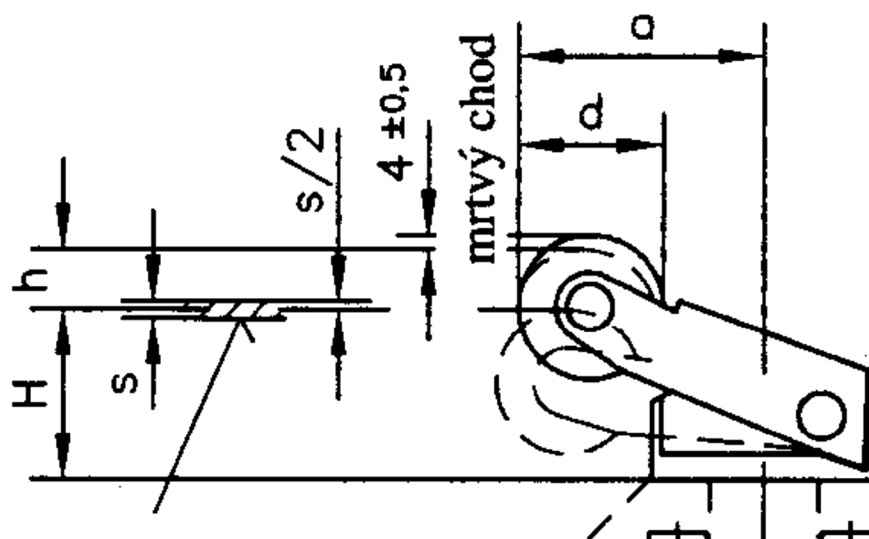
V klidové poloze je kanál R (odpad) a A (spotřebič) propojen a kanál P (tlakový kanál) je uzavřen. Ventil je v propojení „a“, když je ovládací element zatlačen ovladačem do šrafovaného rozsahu zdvihu viz Obr. 10, a tím se propojí kanál P (tlakový kanál) a kanál A (spotřebič), kanál R (odpad) je uzavřen. Stejně jako u předchozí varianty má sedlový rozvaděč negativní překrytí. Uspořádání kanálů P, R, A jsou stanoveny díky vnitřnímu uspořádání ventilů a nemohou být libovolně zaměněny.

Jako tlakové médium je používán hydraulický olej, který odpovídá DIN 51514 díl 1 až 3. Základní parametry rozvaděče jsou uvedeny v Tab. 2.

	Hodnota	jednotky
<b>Max. průtok</b>	25	l/min
<b>Max. ovládací tlak</b>	50	MPa
<b>Teplota oleje</b>	40	°C

Tab. 2 Hodnoty základních parametrů rozvaděče udávané výrobcem

Ovládací element je tlačný kolík se zpětným zdvihem pružinou, který je použit přímo svisle nebo přes páku s rolnou pro vodorovně probíhající směr ovládání. Spínací křivka nájezdu pro páku s rolnou je 30°.



Obr. 11 Mechanické ovládání rozvaděče pomocí rolny[15]

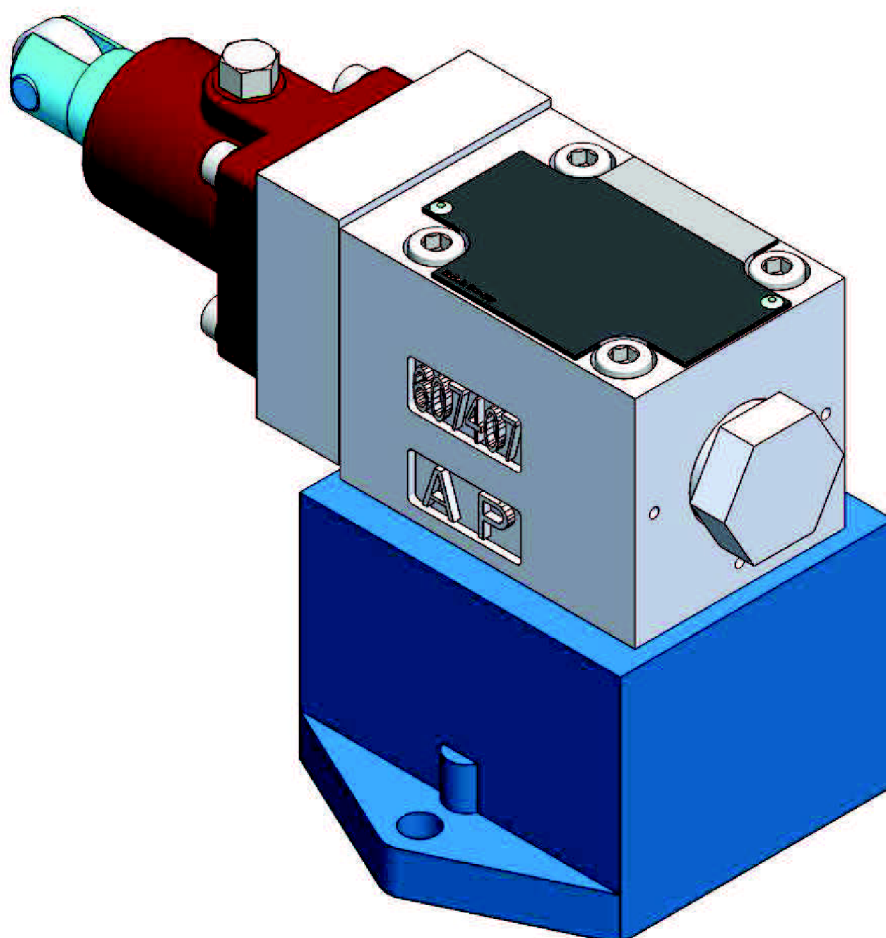
Parametry mechanického ovládání jsou následující:

- Spínací síla 42 až 47 N
- Spínací dráha (začátek funkce H+h) 46,5 mm
- Funkční dráha h 15,5 mm
- Rozsah spínané hodnoty s 4 mm



### 3.5 VÝBĚR ŠOUPÁTKOVÉHO ROZVADĚČE

Při srovnání šoupátkových rozvaděčů od firem Bosch Rexroth a Hawe hydraulik vidíme, že se zde shodují jak max. průtoky, tak i teploty oleje. Jedinou odlišností těchto základních parametrů jsou velikosti ovládacích tlaků. Pokud se zaměříme na maximální ovládací tlaky běžných vodních turbín a srovnáme-li je s námi vybranými šoupátky, nejsme při výběru šoupátka rozvaděče limitováni ani tímto kritériem. Z důvodu zajištění co nejjednoduššího a nejoptimálnějšího řešení návrhu odstředivého vypínače, je v nově navrženém řešení uvažováno právě s šoupátkem od firmy Bosch Rexrot a to pro jeho jednoduchost a použitelnost v celém systému. Dalším faktorem pro volbu tohoto výrobce je fakt, že nabízená cena tohoto šoupátka byla nižší než u šoupátka od firmy Hawe Hydraulik. Aby bylo možné k tomuto rozvaděči připojit šroubení pro přívody tlakového oleje z čerpacího agregátu, je nutné k rozvaděči připojit propojovací desku. Pro vybraný rozvaděč byla dle katalogu RE 45052/02.11 vytipována propojovací deska velikosti 6, která je označena G 341/01. Jedná se o desku s maximálním provozním tlakem 35 MPa, která má připojovací závit G1/4.

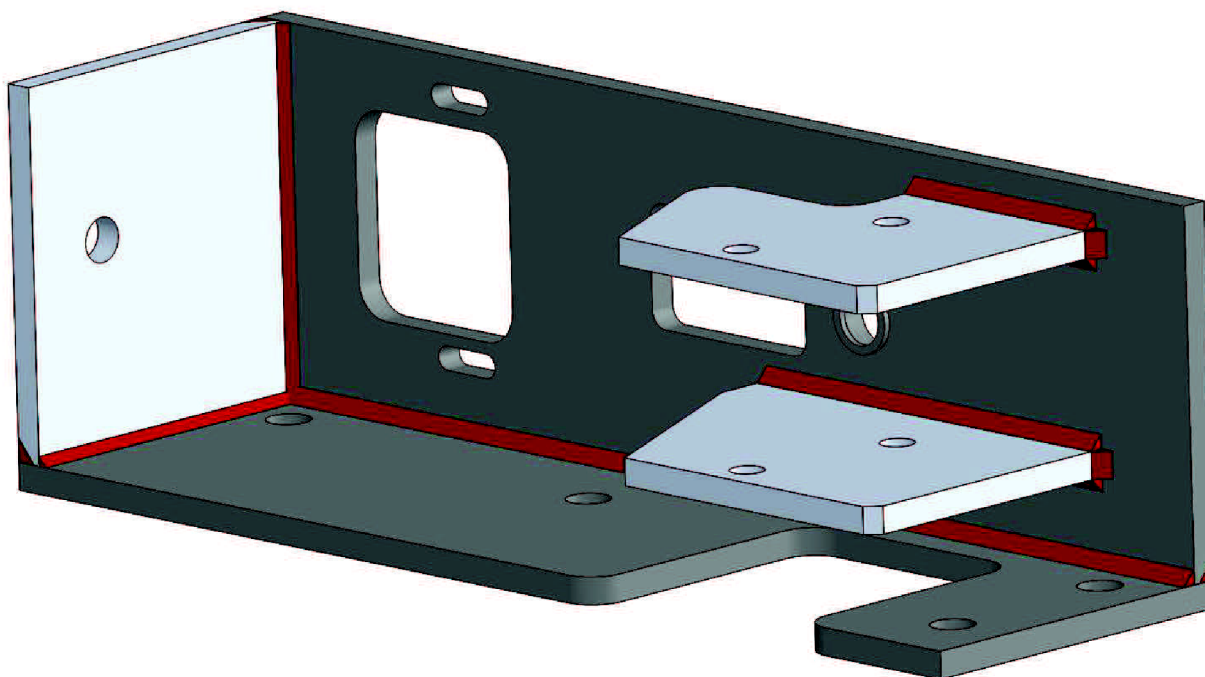


*Obr. 12 Sestava sedlového rozvaděče s propojovací deskou*



## 4 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ Odstředivého VYPÍNAČE

Při návrhu konstrukčního řešení vypínače bylo vycházeno z požadavků, aby vyráběné zařízení bylo kompaktní, jednoduché, dobře nastavitelné a aby bylo možné celé zařízení sestavit a konečně seřídít při dílenské montáži a nemuselo být znovu seřizováno na elektrárně. Pro vytipovaný sedlový rozvaděč byl navržen rám (Obr. 13). Rám vypínače je svařovaný s plechů o tloušťce 8 mm. Materiál rámu byl zvolen z nelegované oceli S235JR+N, která je dobře svařitelná. Na spodní desce rámu je vytvořeno odlehčení, aby bylo možné nasunout kolíky pro upevnění narážky. Jsou zde také 4 otvory pro připevnění zařízení na konzolu. Na boční stěně jsou přivařeny dvě žebra, která slouží jako nosné prvky pro připevnění narážky odstředivého vypínače. Odlehčení na horním žebru je vytvořeno z důvodu montáže a seřizování zařízení. V boční stěně jsou vyrobeny dva obdélníkové otvory. Jeden otvor slouží jako vstup pro připojení šroubení do desky rozvaděče a druhý otvor slouží pro vizuální kontrolu správnosti nastavení rolly rozvaděče a narážky. Na této stěně je přivařen návarek, který slouží pro vymezení nastavení pracovní polohy.

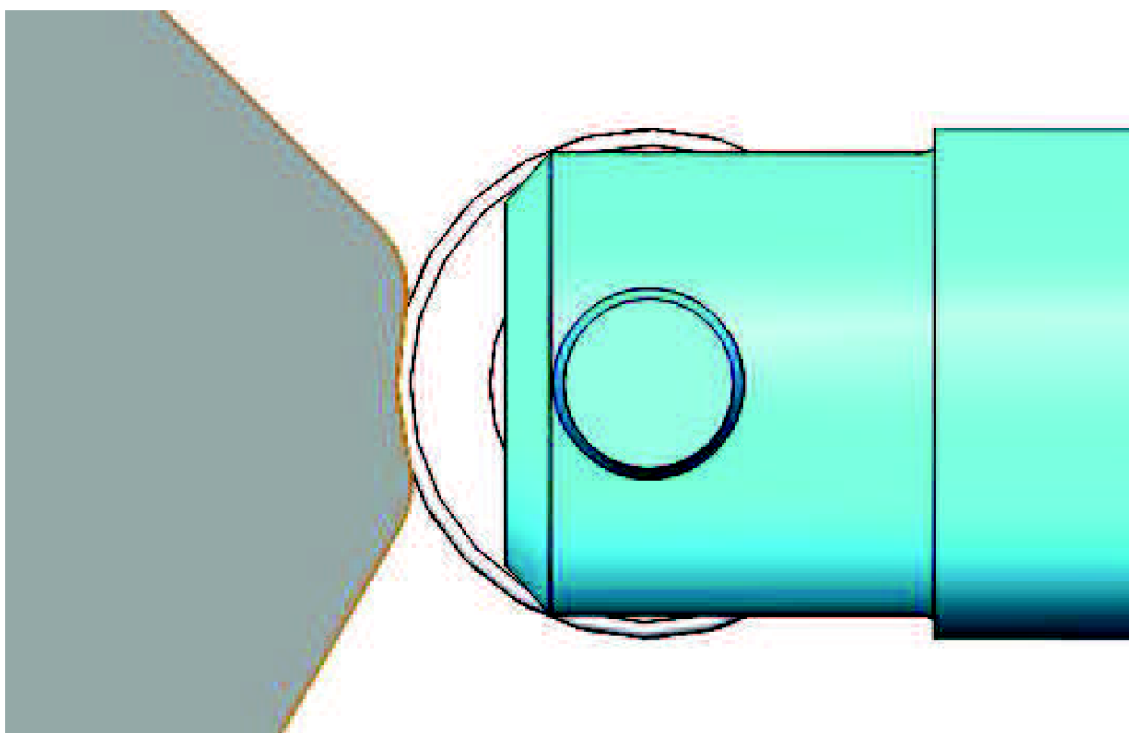


Obr. 13 Rám vypínače

Zajištění rozvaděče v pracovní poloze je realizováno pomocí narážky. Polotovar pro výrobu narážky je kruhová tyč. Plocha dotyku narážky s palcem je značně namáhaná a je třeba zajistit dostatečnou odolnost proti opotřebení. Proto je narážka vyrobena z nelegované ušlechtilé oceli 16MnCr5 (dle ČSN 14220), která je vhodná pro cementování, a je zakalena a cementována. Cementační vrstva je 0,5 mm. Tvrdost po broušení je 60 HRC. Stejným způsobem je ošetřena i oblast dosedání a pohybu rolly rozvaděče. Dosedací plocha pro rolly rozvaděče je vytvořena jako sedlo. Důvodem tohoto řešení je zamezení možného

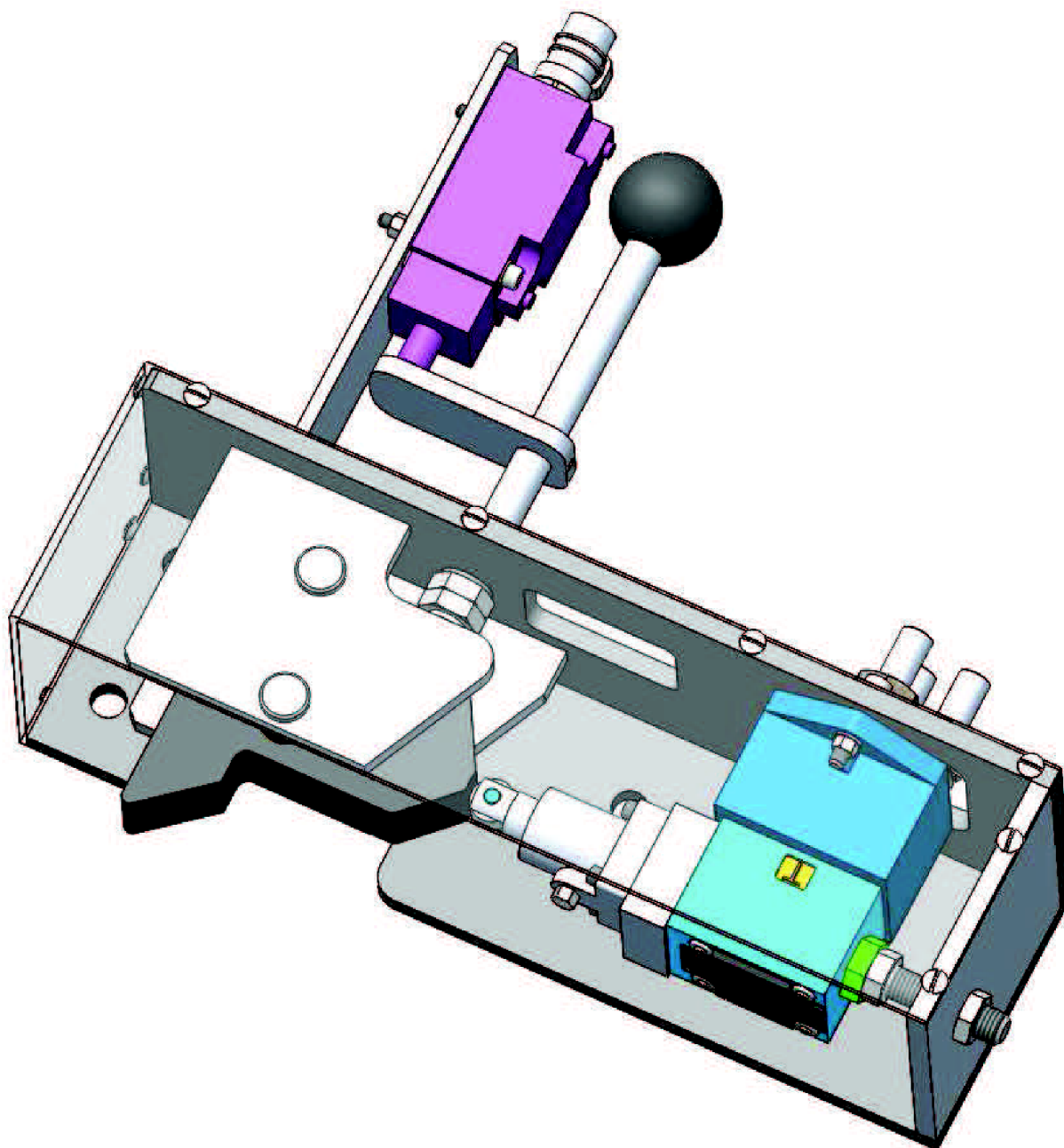


nedobrovolného sjetí rolny z tohoto sedla vlivem možných vibrací zařízení při provozu. Pro plynulý přechod rolny ze sedla je přechod opatřen dalším rámusem. Velikost zaoblení dosedací plochy byla zvolena tak velká, aby ji při přestavení využíval sedlový rozvaděč v tzv. mrtvé poloze (tedy rozmezí, kdy nedochází k přestavení rozvaděče) a tato velikost nebyla větší než je maximální udávaná výrobcem. Pracovní plocha rolny má sklon  $30^\circ$  a je tedy možné ji bez obtíží při odstavení znovu nastavit.



*Obr. 14 Tvar dosedací plochy nárážky*

Narážka je tedy připevněna k žebřím pomocí válcového čepu na jedné straně opatřeného hlavou a na druhé straně zajištěného podložkou a segrovkou. Mezi nárážkou a žebřem jsou, z obou stran, zalisovány bronzové pouzdra pro vymezení polohy nárážky. Druhý otvor v žebrech je pro stejný čep a slouží jako doraz pro zamezení přetáčení nárážky při nárazu a následném přestavení. Na horní straně nárážky je k drážce připevněna pomocí válcového čepu, zajištěného segrovkou, tyčka, která slouží pro ruční nastavení polohy nárážky. Vedení tyčky je zajištěno pomocí nalisovaného bronzového pouzdra v boční stěně rámu. Na tyčce je přišroubována matice, která slouží jako doraz při ručním nastavení pracovní polohy rozvaděče. Nastavenou polohu zajišťuje kontra matice. Sedlový rozvaděč je k rámu připevněn pomocí 2 šroubů s maticemi. Pracovní poloha rozvaděče je nastavena tak, že šrouby pro připevnění k rámu jsou povoleny a šroubem, jehož hlava je opřena o rozvaděč, vlivem otáčení matice z vnější strany rámu, stlačuje pružinu uvnitř rozvaděče a tím jej nastavuje do pracovní polohy. Zajištění je provedeno pomocí matice, která je na šroubu připevněna z vnější strany rámu.



*Obr. 15 Sestava odstředivého vypínače*

Pro kontrolu stavu polohy vypínače je použit mechanický koncový spínač. Jedná se o spínač typu XCK 167D od firmy Telemecanique, který je připevněn ke konzole. Tato konzola je připevněna pomocí šroubů k rámu vypínače. Hrot spínače se dotýká desky, která slouží jako dotek. Tento dotek je pomocí válcového kolíku připevněn na vodící tyčce. Na zařízení je přišroubován kryt z průhledného plastu (polykarbonátu), který slouží jako ochrana proti úrazu obsluhy nebo vniknutí cizího předmětu do zařízení.



## 5 DYNAMICKÁ ANALÝZA PALCŮ VYPÍNAČE

Při návrhu palce vypínače je uvažováno s dosud používanými řešeními. U všech řešení je uvažováno, že při nárůstu z nulových otáček až do otáček provozních se nebudou palce vychylovat. Modely pro dynamickou analýzu včetně zjištění polohy těžiště a hmotností jsou vytvořeny v programu Solid Works .

Pro výpočet dynamiky palců je vycházeno z druhého Newtonova zákona, který je také nazýván základním zákonem dynamiky. Při odvození vztahů bylo čepáno ze zdroje [9]. Síla působící na bodové těleso je zde definovaná jako časová změna hybnosti. Toto je vyjádřeno pomocí vztahu

$$\frac{d\vec{H}}{dt} = \frac{d}{dt} \cdot (m\vec{v}) = \vec{F} \quad [4.1]$$

kde  $\vec{H} = m\vec{v}$  je vektor hybnosti a  $\vec{v}$  vektor okamžité rychlosti přičemž tato rychlost je měřena vzhledem k inerciálnímu souřadnicovému systému. V případě že  $m = \text{konst.}$  lze rovnici [4.1] zjednodušit do tvaru

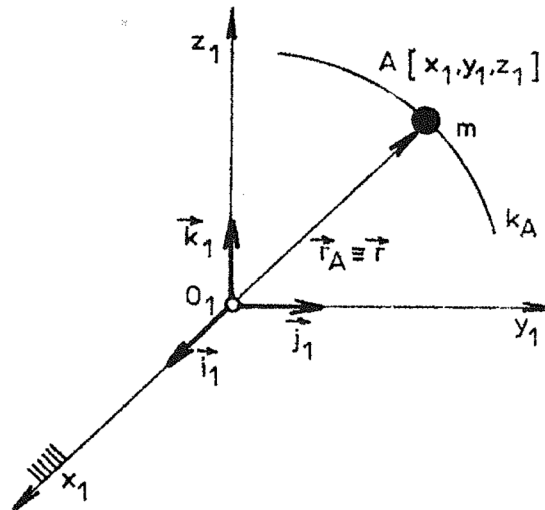
$$\vec{F} = m \cdot \frac{d\vec{v}}{dt} = m\vec{a} \quad [4.2]$$

kde  $\vec{a}$  je vektor absolutního zrychlení měřený vzhledem k inerciální soustavě.

Považujeme-li síly, užitá v rovnici [4.1] resp. [4.2] za výslednice všech vnějších sil, které zatěžují bodové těleso tj. platí, že  $\vec{F} = \sum \vec{F}_j$ , lze rovnici [4.1] přepsat do tvaru

$$\sum_j \vec{F}_j = \frac{d}{dt} (m\vec{v}) = \frac{dm}{dt} \vec{v} + m \frac{d\vec{v}}{dt} \quad [4.3]$$

V kartézském souřadném systému  $(0_1, x_1, y_1, z_1)$  dle obr. Lze polohu bodového tělesa jednoznačně určit pomocí polohového vektoru



Obr. 16 [9]

$$\vec{r}(t) = \vec{i}_1 x(t) + \vec{j}_1 y(t) + \vec{k}_1 z(t) \quad [4.4]$$

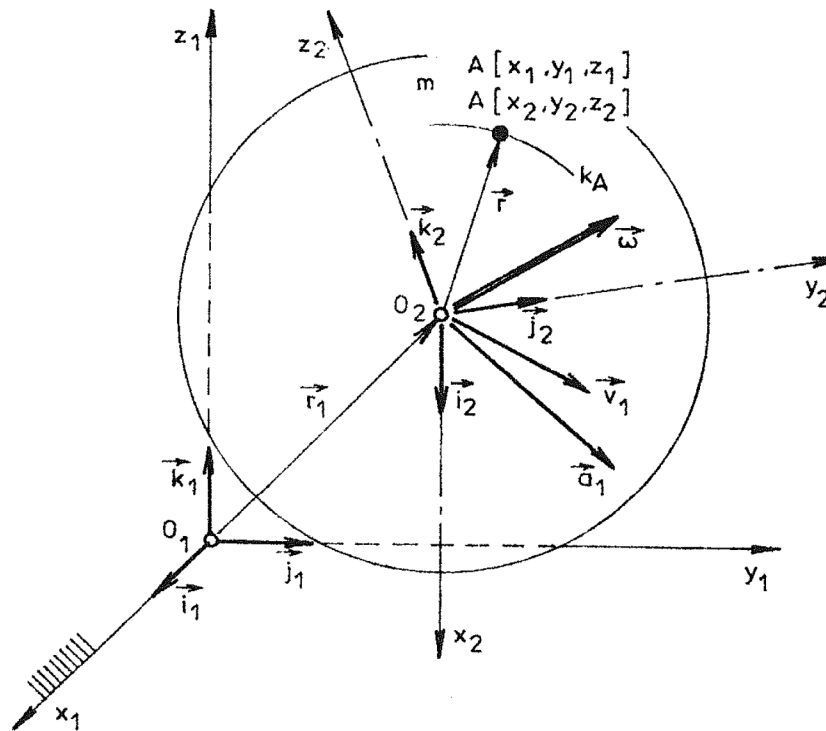
a rovnice [4.3] vyjádřit

$$\sum_j \vec{F}_j = m \frac{d^2 \vec{r}}{dt^2} \quad [4.5]$$

Pro  $m = \text{konst.}$  platí také odpovídající rovnice ve směrech jednotlivých souřadných os:

$$\begin{aligned} \sum_j F_{jx_1} &= m\ddot{x}_1 \\ \sum_j F_{jy_1} &= m\ddot{y}_1 \\ \sum_j F_{jz_1} &= m\ddot{z}_1 \end{aligned} \quad [4.6]$$

V technické praxi se v mnoha případech nevyhneme užití neinerciálního souřadného systému  $(0_2, x_2, y_2, z_2)$  rotujícího úhlovou rychlostí  $\vec{\omega}$  kolem počátku  $0_2$ , jehož polohu určuje polohový vektor  $\vec{r}_1$ , a který má v daném časovém okamžiku (stavu) známou rychlost a zrychlení, viz Obr. 17



Obr. 17 [9]

Z kinematiky jsou známé vztahy pro určení polohy, absolutní rychlosti a absolutního zrychlení bodového tělesa A vzhledem k základnímu souřadnicovému systému  $(O_1, x_1, y_1, z_1)$  :

$$\vec{r}_{A_1} = \vec{r}_1 + \vec{r} \quad [4.7]$$

$$\vec{v}_{A_1} = \vec{v}_1 + \vec{v} + \vec{\omega} \times \vec{r} \quad [4.8]$$

$$\vec{a}_{A_1} = \vec{a}_1 + \vec{a} + 2\vec{\omega} \times \vec{v} + \vec{\omega} \times \vec{v} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}) \quad [4.9]$$

Pro odstředivou sílu tedy platí vztah:

$$F_{OD} = -m[\omega \times [\omega \times r']] \quad [4.10]$$

Tento vztah platí pro variantu s tlačnou pružinou. Pro ostatní dvě řešení bylo vycházeno z momentu síly, momentové věty. Tyto varianty vychází také z druhého Newtonova zákona

$$\vec{F} dt = d(m\vec{v}) \quad [4.11]$$

Po vynásobení rovnice [4.11] vektorově zleva polohovým vektorem  $\vec{r}$  dostaneme

$$(\vec{r} \times \vec{F}) dt = \vec{r} \times d(m\vec{v}) = d(\vec{r} \times m\vec{v}) \quad [4.12]$$





kde  $\vec{M} = \vec{r} \times \vec{F}$  je moment síly, působící na bodové těleso a  $\vec{b} = \vec{r} \times m\vec{v}$  je moment hybnosti. Oba momenty jsou vztažné k počátku souřadnicového systému. Ve speciálním případě, kdy je  $\vec{M} = \vec{r} \times \vec{F} = 0$ , bude platit rovnice

$$\vec{M} = \frac{d}{dt}(\vec{r} \times m\vec{v}) = 0 \quad [4.13]$$

V případě, že  $\vec{r} \perp \vec{v}$  platí

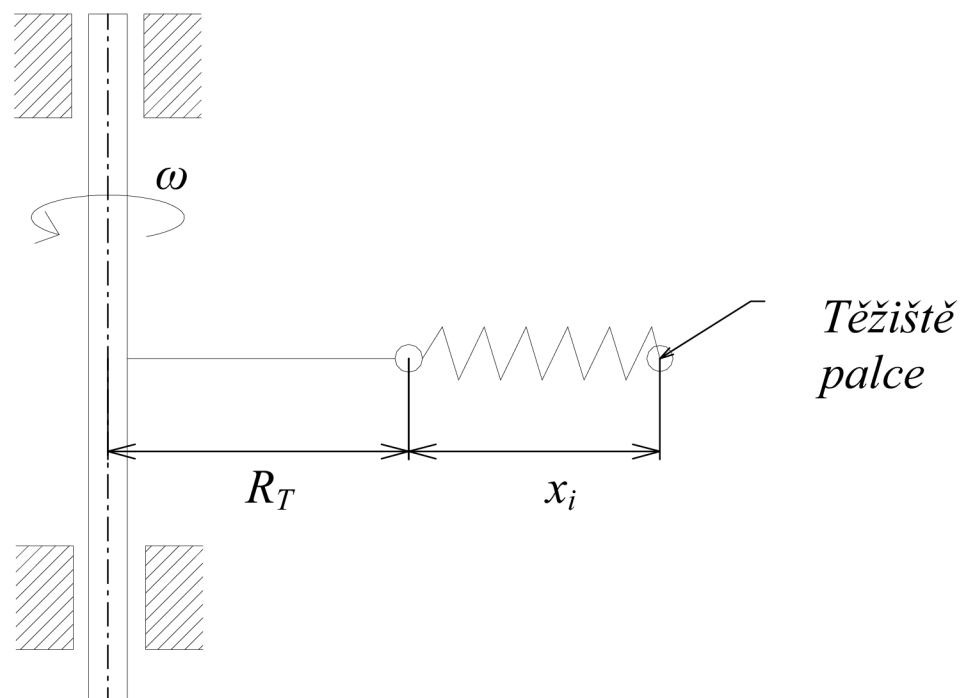
$$M = r \cdot F \quad [4.14]$$

## 5.1 DIFERENCIÁLNÍ POHYBOVÁ ROVNICE

Aby bylo možné popsat model, je nutné znát pohybovou rovnici v diferenciálním tvaru. Při sestavování vycházíme z Lagrangeovy rovnice II. druhu:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial q} + \frac{\partial E_p}{\partial q} + \frac{\partial E_d}{\partial \dot{q}} = \frac{\partial W}{\partial q} = Q \quad [4.15]$$

$E_k$	[J]	- kinetická energie
$E_p$	[J]	- potenciální energie
$E_d$	[J]	- disipativní energie
$W$	[J]	- práce vnějších nekonzervativních sil působících na soustavu
$Q$		- zobecněné vnější nekonzervativní zatížení (síla $F$ [N] nebo moment $M$ [N·m])
$q$		- zobecněná souřadnice (posunutí $x_i$ [m] nebo natočení $\varphi$ [rad])



Obr. 18 Náčrt se zakotovanými rozměry

**Parametry pro výpočet:**

$R_T$	[m]	- vzdálenost těžiště od osy otáčení $R_T$
$m$	[kg]	- hmotnost hmotného bodu
$\omega$	[s <sup>-1</sup> ]	- úhlová rychlost rotující soustavy
$x_i$	[m]	- výchylka zobecněné souřadnice odstředivého elementu od klidové polohy
		- zanedbatelný odpor vzduchu a valivý odpor ložisek
		- pohyb v tíhovém poli Země

**Vyjádření jednotlivých druhů energie**

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot I_o \cdot \omega^2 + \frac{1}{2} \cdot m \cdot x_i^2 \quad [4.16]$$

První člen rovnice vyjadřuje energii rotace kolem svislé osy, druhý člen představuje energii rotace kolem bodu závěsu ramene. Moment setrvačnosti  $I$  [kg·m<sup>2</sup>] hmotného bodu o hmotnosti  $m$  [kg] rotujícího na poloměru  $(R_T + x_i)$  [m] vzhledem k ose rotace:

$$I_o = m \cdot (R_T + x_i)^2 \quad [4.17]$$

$$E_p = \frac{1}{2} \cdot R \cdot x_i^2 \quad [4.18]$$

$$E_d = 0 \quad [4.19]$$

$$W = 0 \quad [4.20]$$

Derivací vztahů [4.16], [4.17], [4.18], [4.19] a [4.20] dostáváme:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_k}{\partial \dot{x}_i} \right) = m \cdot \ddot{x}_i \quad [4.21]$$

$$\frac{\partial E_k}{\partial x_i} = \frac{1}{2} \cdot 2 \cdot m \cdot (R_T + x_i) \cdot \omega^2 \quad [4.22]$$

$$\frac{\partial E_p}{\partial x_i} = R \cdot x_i \quad [4.23]$$

$$\frac{\partial E_d}{\partial x_i} = 0 \quad [4.24]$$

$$\frac{\partial W}{\partial x_i} = 0 \quad [4.25]$$

Po dosazení do rovnice [4.15] dostáváme diferenciální rovnici druhého řádu

$$m \cdot \ddot{x}_i - m \cdot (R_T + x_i) \cdot \omega^2 + R \cdot x_i = 0 \quad [4.26]$$



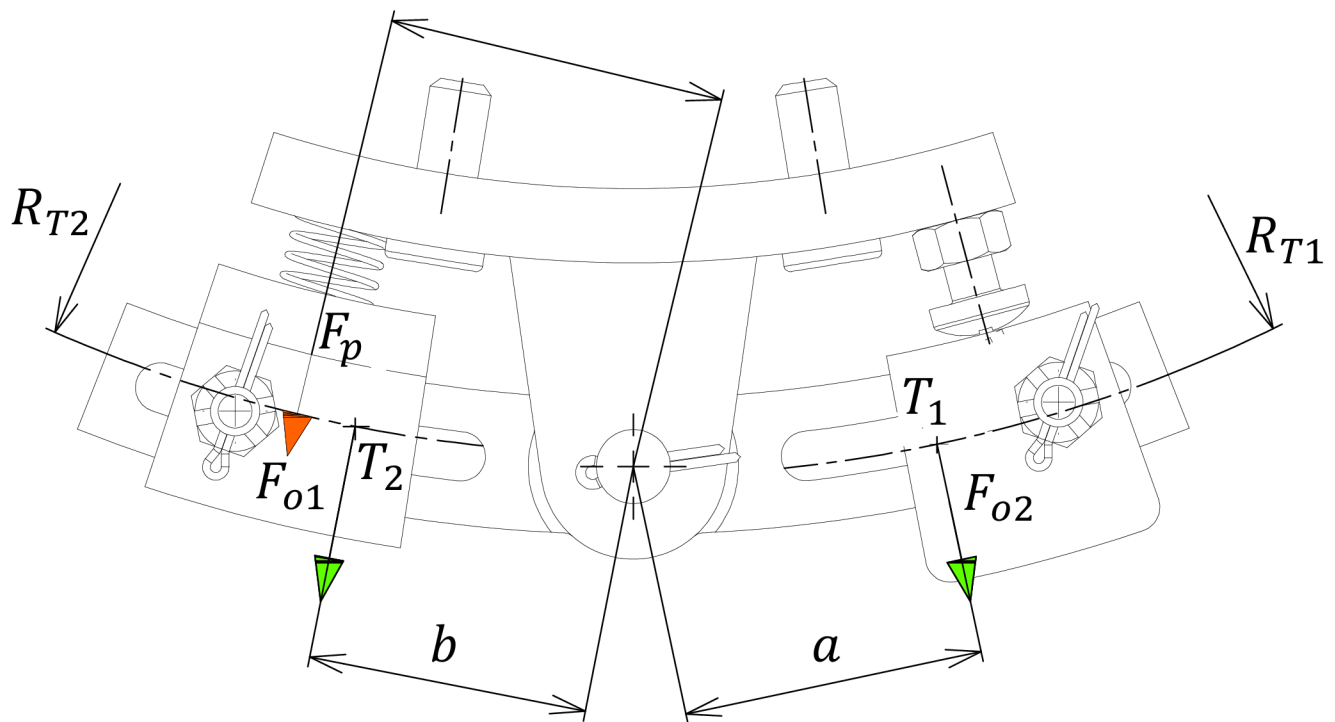
V našem případě se jedná o statický případ, kdy potřebujeme zjistit při určitých otáčkách velikost vychýlení proto  $\ddot{x}_i = 0$  a dostáváme tedy vztah:

$$-m \cdot (R_T + x_i) \cdot \omega^2 + R \cdot x_i = 0 \quad [4.27]$$

Tento vztah je využitý pro palec varianty 3 s tlačnou pružinou.

## 5.2 DYNAMICKÁ ANALÝZA PALCE TYPU VAHADLO (VARIANTA 1)

Při navrhování tohoto palce bylo stanoveno z konstrukčního hlediska vychýlení palce z nulové polohy do polohy, kde bude narážet do vypínače 6 mm. Tomuto vychýlení odpovídá úhel  $\alpha_{\max} = 5,85^\circ$ . Pro určení ideálního nastavení je nejprve zapotřebí určit síly a reakce pomocí momentové rovnováhy.



Obr. 19 Schéma působících sil

### 5.2.1 MOMENTOVÁ ROVNOVÁHA ZAŘÍZENÍ

$$F_{o1} \cdot a = F_{o2} \cdot b + F_p \cdot c \quad [4.1.1]$$

$F_{o1}$	[N]	- síla působící od levé poloviny vahadla
$F_{o2}$	[N]	- síla působící od pravé poloviny vahadla
$F_p$	[N]	- síla v pružině
$a$	[m]	- vzdálenost k těžišti $T_1$ od osy natáčení palce



- b [m] - vzdálenost k těžišti  $T_2$  od osy natáčení palce  
 c [m] - vzdálenost nositelky  $F_p$  od osy natáčení palce

Výpočet síly levého ramene  $F_{01}$ :

$$F_{01} = m_1 \cdot R_{T1} \cdot \omega^2 \quad [\text{N}] \quad [4.1.2]$$

- $m_1$  [kg] - hmotnost ramene vahadla  
 $R_{T1}$  [m] - poloměr těžiště  $T_1$  ke středu otáčení hřídele  
 $\omega$  [ $\text{s}^{-1}$ ] - úhlová rychlost

Výpočet síly pravého ramene  $F_{02}$ :

$$F_{02} = m_2 \cdot R_{T2} \cdot \omega^2 \quad [\text{N}] \quad [4.1.3]$$

- $m_2$  [kg] - hmotnost ramene vahadla  
 $R_{T2}$  [m] - poloměr těžiště  $T_2$  ke středu otáčení hřídele  
 $\omega$  [ $\text{s}^{-1}$ ] - úhlová rychlost

Velikost síly v pružině:

$$F_p = R \cdot x \quad [\text{N}] \quad [4.1.4]$$

- R [N/mm] - tuhost pružiny  
 x [m] - velikost stlačení pružiny

Vlivem odstředivé síly jsou vychylována ramena vahadla o úhel  $\alpha$  a dochází tak ke změně vychýlení.

#### **Přibližný popis geometrie vahadla :**

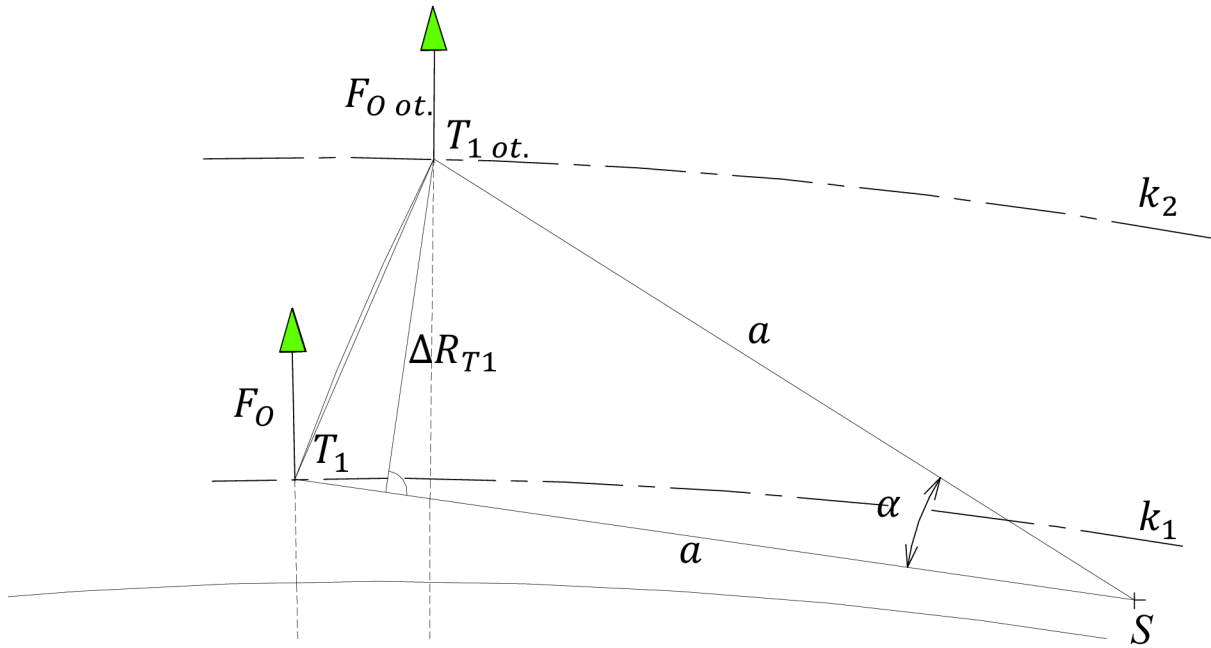
V případě malých výchylek lze přírůstek vzdálenosti těžiště od středu otáčení  $\Delta R_T$  (rozdíl poloměru kružnic  $k_1$  a  $k_2$  viz (Obr. 20) nahradit výškou  $\Delta R_{T1}$  trojúhelníku  $ST_1T_{1ot}$ . Pro přírůstek poloměru  $\Delta R_{T1}$  tedy platí:

$$\Delta R_{T1} = a \cdot \sin \alpha \quad [\text{m}] \quad [4.1.5]$$

Obdobně i pro přírůstky  $\Delta R_T$  a  $\Delta x$

$$\Delta R_{T2} = -b \cdot \sin \alpha \quad [\text{m}] \quad [4.1.6]$$

$$\Delta x = c \cdot \sin \alpha \quad [\text{m}] \quad [4.1.7]$$



Obr. 20 Náčrt geometrie vahadla

Dosazením vzorců [4.1.7], [4.1.6], [4.1.5] pro přírůstky hodnot do vztahu pro momentovou rovnováhu [4.1.1] dostáváme vztah:

$$c \cdot R \cdot (x_0 + \Delta x) + b \cdot m_2 \cdot \omega^2 \cdot (R_{T2} + \Delta R_{T2}) = a \cdot m_1 \cdot \omega^2 \cdot (R_{T1} + \Delta R_{T1}) \quad [4.1.8]$$

$$c \cdot R \cdot (x_0 + c \cdot \sin \alpha) + b \cdot m_2 \cdot \omega^2 \cdot (R_{T2} - b \cdot \sin \alpha) = a \cdot m_1 \cdot \omega^2 \cdot (R_{T1} + a \cdot \sin \alpha) \quad [4.1.9]$$

$$c \cdot R \cdot x_0 + c^2 \cdot R \cdot \sin \alpha + b \cdot m_2 \cdot \omega^2 \cdot R_{T2} - b^2 \cdot m_2 \cdot \omega^2 \cdot \sin \alpha = a \cdot m_1 \cdot \omega^2 \cdot R_{T1} + a^2 \cdot m_1 \cdot \omega^2 \cdot \sin \alpha \quad [4.1.10]$$

$$\sin \alpha \cdot (c^2 \cdot R - b^2 \cdot m_2 \cdot \omega^2 - a^2 \cdot m_1 \cdot \omega^2) = a \cdot m_1 \cdot \omega^2 \cdot R_{T1} - b \cdot m_2 \cdot \omega^2 \cdot R_{T2} - c \cdot R \cdot x_0 \quad [4.1.11]$$

$$\sin \alpha = \frac{\omega^2 \cdot (a \cdot m_1 \cdot R_{T1} - b \cdot m_2 \cdot R_{T2}) - c \cdot R \cdot x_0}{-\omega^2 \cdot (b^2 \cdot m_2 + a^2 \cdot m_1) + c^2 \cdot R} \quad [4.1.12]$$

$$\sin \alpha = \frac{\omega^2 \cdot (a \cdot m_1 \cdot R_{T1} - b \cdot m_2 \cdot R_{T2}) - \omega_0^2 \cdot (a \cdot m_1 \cdot R_{T1} - b \cdot m_2 \cdot R_{T2})}{-\omega^2 \cdot (b^2 \cdot m_2 + a^2 \cdot m_1) + c^2 \cdot R} \quad [4.1.13]$$

Po úpravách dostáváme odvozený vztah pro úhel natočení:

$$\alpha = \arcsin \left[ \frac{(\omega^2 - \omega_0^2) \cdot (a \cdot m_1 \cdot R_{T1} - b \cdot m_2 \cdot R_{T2})}{-\omega^2 \cdot (b^2 \cdot m_2 + a^2 \cdot m_1) + c^2 \cdot R} \right] \quad [rad] \quad [4.1.14]$$

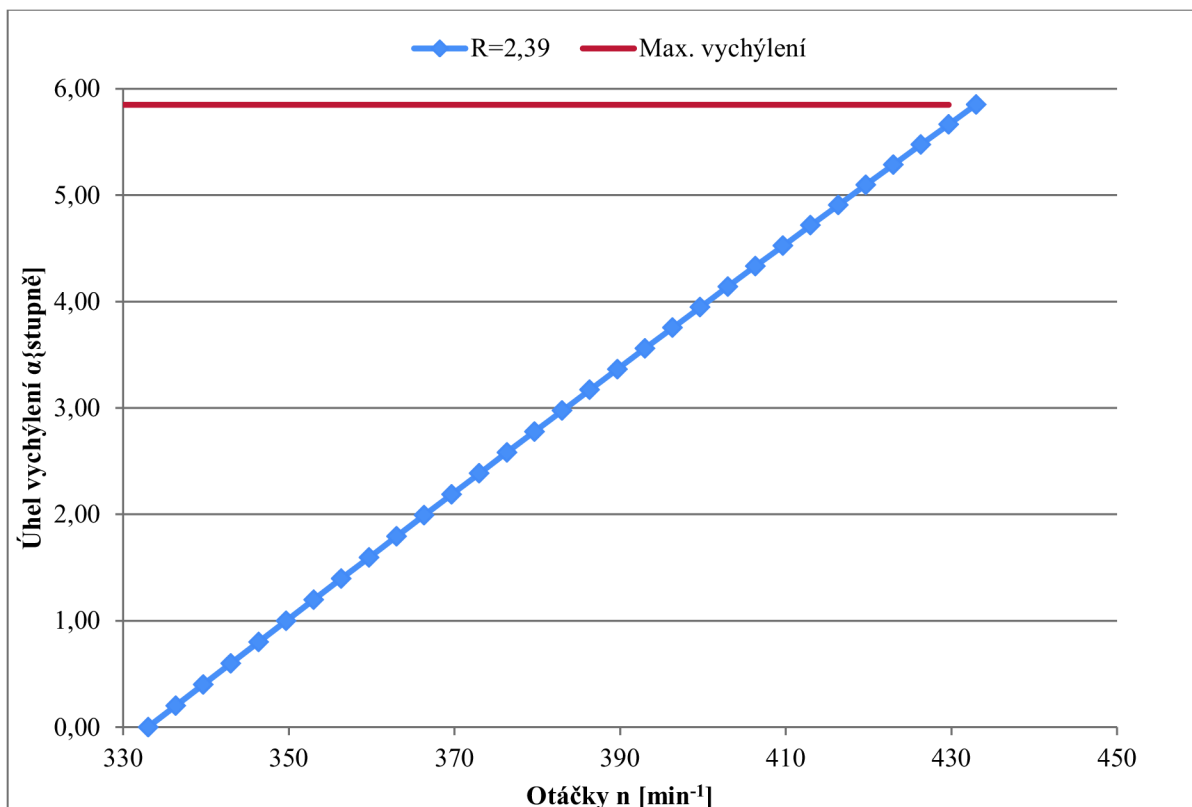


$\omega$	[s <sup>-1</sup> ]	- úhlová rychlost
$\omega_0$	[s <sup>-1</sup> ]	- úhlová rychlost při provozních otáčkách
a	[m]	- vzdálenost k těžišti T <sub>1</sub> od osy otáčení palce
b	[m]	- vzdálenost k těžišti T <sub>2</sub> od osy otáčení palce
c	[m]	- vzdálenost nositelky F <sub>p</sub> od osy otáčení palce
m <sub>1</sub>	[kg]	- hmotnost ramene vahadla
R <sub>T1</sub>	[m]	- poloměr těžiště T <sub>1</sub> ke středu otáčení hřídele
m <sub>2</sub>	[kg]	- hmotnost ramene vahadla
R <sub>T2</sub>	[m]	- poloměr těžiště T <sub>2</sub> ke středu otáčení hřídele
R	[N/mm]	- tuhost pružiny

V Tab. 3 jsou uvedeny vypočítané velikosti přírůstků úhlu  $\alpha$  při různých otáčkách.

n	$\alpha$	n	$\alpha$
[min <sup>-1</sup> ]	[stupně]	[min <sup>-1</sup> ]	[stupně]
333	0,00	386,33	3,17
336,33	0,20	389,67	3,36
339,67	0,40	393,00	3,56
343,00	0,60	396,34	3,75
346,34	0,80	399,67	3,95
349,67	1,00	403,01	4,14
353,01	1,20	406,34	4,33
356,34	1,40	409,68	4,52
359,68	1,59	413,01	4,71
363,01	1,79	416,35	4,91
366,35	1,99	419,68	5,10
369,68	2,19	423,02	5,29
373,02	2,38	426,35	5,47
376,35	2,58	429,69	5,66
379,69	2,78	433,00	5,85
383,02	2,97		

Tab. 3 Vypočítané hodnoty palce



Graf 1 Závislost vychýlení palce na otáčkách stroje

Výsledné parametry optimálního nastavení vahadla:

$$m_1 = 0,36 \text{ kg}$$

$$a = 0,060 \text{ m}$$

$$m_2 = 0,36 \text{ kg}$$

$$b = 0,045 \text{ m}$$

$$R_{T1} = 0,2365 \text{ m}$$

$$c = 0,054 \text{ m}$$

$$R_{T2} = 0,232 \text{ m}$$

$$R = 2,39 \text{ N/mm}$$

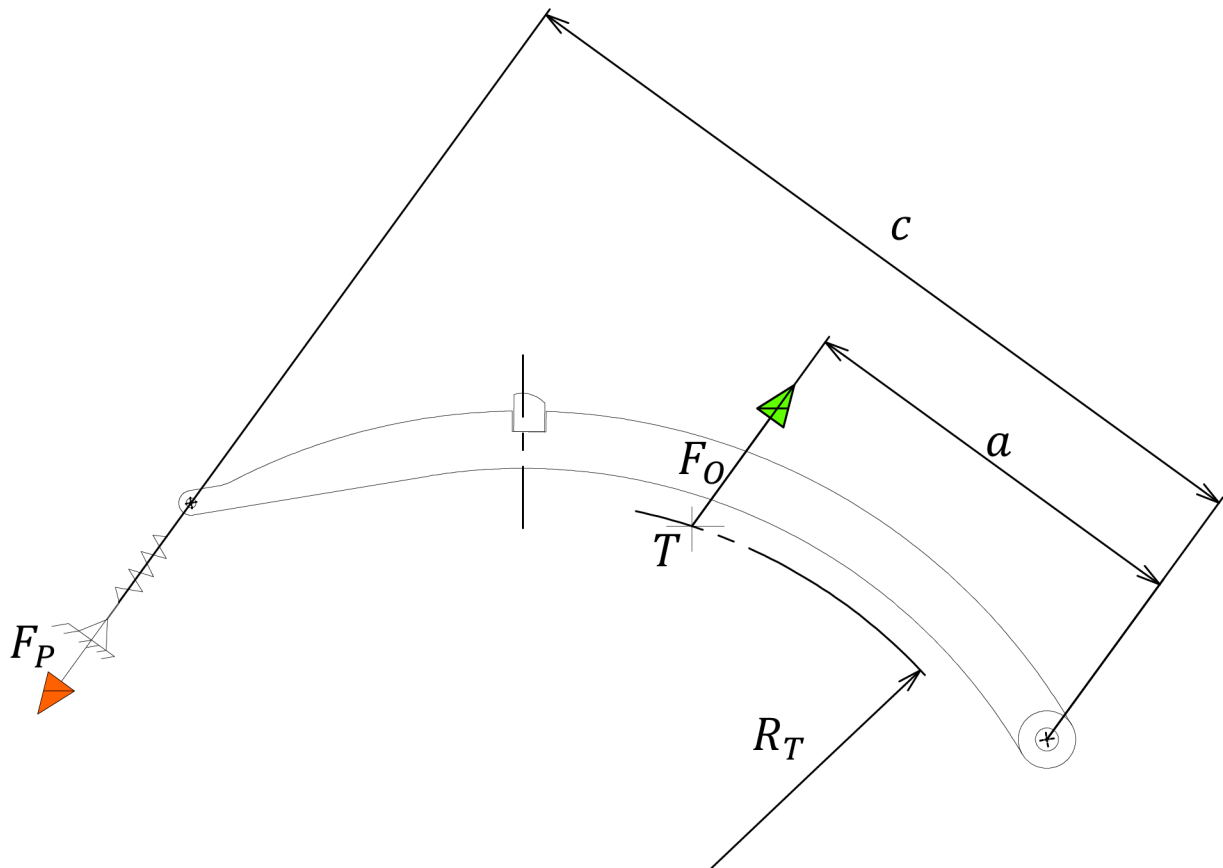
$$F_{p0} = 30,4 \text{ N}$$

Tento typ palce by mohl být poměrně výhodným řešením, protože nastavení správné funkce nezáleží pouze na tuhosti pružiny, ale závisí také na poloze závaží od středu otáčení a jeho hmotnosti. Při zjišťování optimálního nastavení byla poloha závaží nastavena na stejnou vzdálenost od středu otáčení a hmotnost obou závaží byla stejná a měnila se tuhost pružiny. Toto nastavení ovšem nebylo optimální, protože zde vyšla velká tuhost pružiny. Proto bylo závaží na pravé straně posunuto o 15 mm směrem od středu otáčení a opět byla měněna tuhost. Při tomto nastavení došlo k optimálnímu seřízení zařízení, kdy bylo dosaženo vyhovující tuhosti pružiny z hlediska její citlivosti. Nevýhodou tohoto palce je ovšem dosažení přesnosti při reálném nastavování vzdáleností závaží od středu otáčení, protože rozdíly hodnot vzdáleností  $R_{T1}$  a  $R_{T2}$  jsou poměrně malé.



### 5.3 DYNAMICKÁ ANALÝZA PALCE S TLAČNOU PRUŽINOU (VARIANTA 2)

Při navrhování tohoto palce bylo stanoveno z konstrukčního hlediska, stejně jako u předchozího řešení, vychýlení palce z nulové polohy do polohy, kde bude narážet do vypínače 6 mm. Pro určení nastavení je potřeba určit velikost síly v pružině  $F_p$  a navrhnout optimální tuhost pružiny. Schéma silového působení je uvedeno na *Obr. 21*



*Obr. 21 Schéma působení sil*

#### 5.3.1 MOMENTOVÁ ROVNOVÁHA ZAŘÍZENÍ

$$F_o \cdot a = F_p \cdot c \quad [4.2.1]$$

$F_o$	[N]	- síla působící od segmentu
$F_p$	[N]	- síla v pružině
$a$	[m]	- vzdálenost k těžišti T od osy otáčení palce
$c$	[m]	- vzdálenost nositelky $F_p$ od osy otáčení palce

Výpočet síly segmentu  $F_o$ :

$$F_o = m \cdot R_T \cdot \omega^2 \quad [N] \quad [4.2.2]$$





$m$	[kg]	- hmotnost segmentu
$R_T$	[m]	- poloměr těžiště T ke středu otáčení hřídle
$\omega$	[s <sup>-1</sup> ]	- úhlová rychlost

Velikost síly v pružině:

$$F_p = R \cdot x_1 \quad [\text{N}] \quad [4.2.3]$$

$R$	[N/mm]	- tuhost pružiny
$x_1$	[m]	- velikost prodloužení pružiny

Při zvyšování úhlové rychlosti dochází k vychýlování segmentu. Pro přírůstek platí vztah:

$$\Delta R_T = R_T + x_1 \quad [\text{m}] \quad [4.2.4]$$

$R_T$	[m]	- poloměr těžiště T ke středu otáčení hřídle
$x_1$	[m]	- velikost prodloužení pružiny

Po dosazení těchto vzorců do rovnice momentové rovnováhy dostaneme:

$$m \cdot (R_T + x_1) \cdot \omega^2 \cdot a = R \cdot x_1 \cdot c + F_{p0} \cdot c \quad [4.2.5]$$

$$m \cdot R_T \cdot \omega^2 \cdot a + m \cdot x_1 \cdot \omega^2 \cdot a = R \cdot x_1 \cdot c + F_{p0} \cdot c \quad [4.2.6]$$

$$m \cdot R_T \cdot \omega^2 \cdot a - F_{p0} \cdot c = R \cdot x_1 \cdot c - m \cdot x_1 \cdot \omega^2 \cdot a \quad [4.2.7]$$

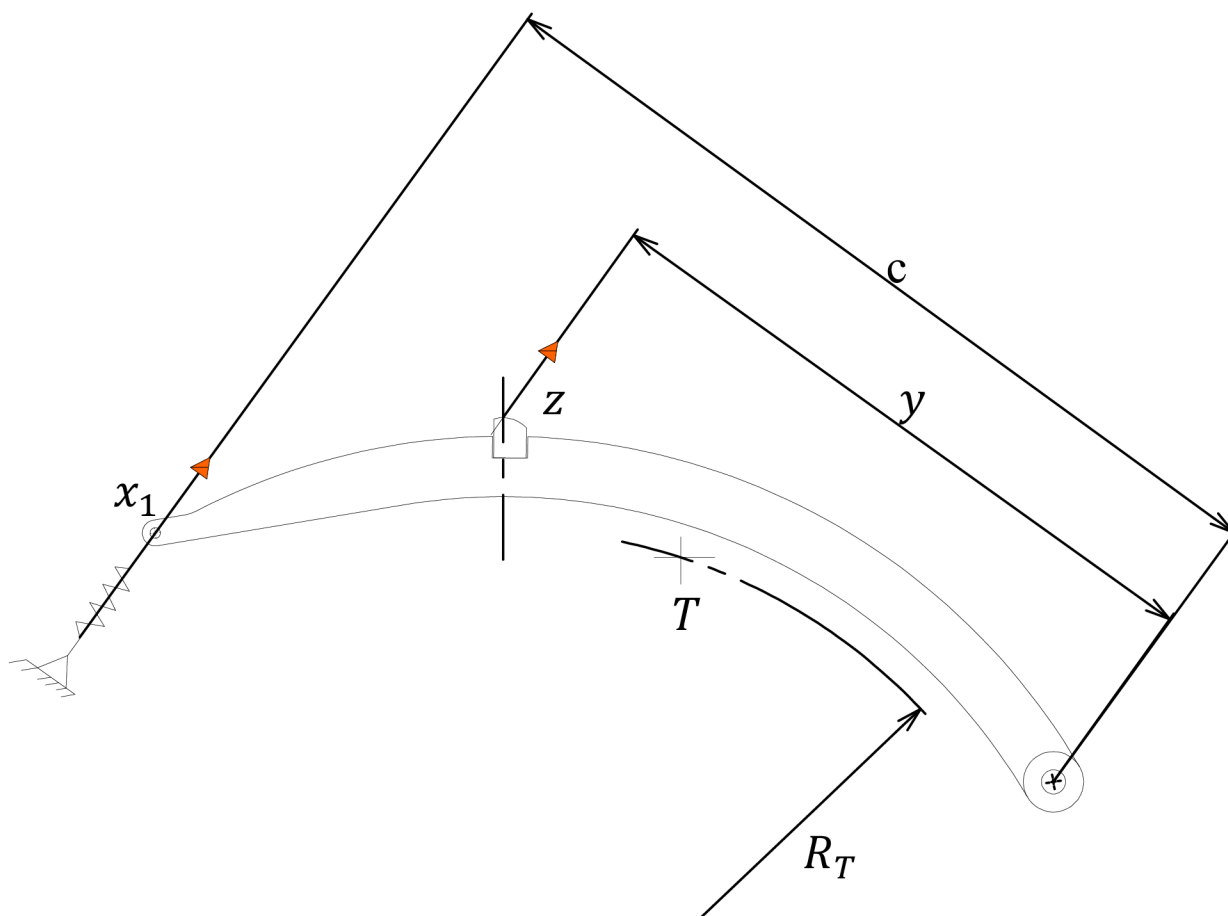
$$m \cdot R_T \cdot \omega^2 \cdot a - F_{p0} \cdot c = x_1 \cdot (R \cdot c - m \cdot \omega^2 \cdot a) \quad [4.2.8]$$

Po úpravě dostáváme odvozený vztah pro velikost vychýlení segmentu v závislosti na úhlové rychlosti:

$$x_1 = \frac{m \cdot R_T \cdot \omega^2 \cdot a - F_{p0} \cdot c}{R \cdot c - m \cdot \omega^2 \cdot a} \quad [\text{m}] \quad [4.2.9]$$

$m$	[kg]	- hmotnost segmentu
$R_T$	[m]	- poloměr těžiště T ke středu otáčení hřídle
$\omega$	[s <sup>-1</sup> ]	- úhlová rychlost
$a$	[m]	- vzdálenost k těžišti T od osy otáčení palce
$c$	[m]	- vzdálenost nositelky $F_p$ od osy otáčení palce
$R$	[N/mm]	- tuhost pružiny
$F_{p0}$	[N]	- síla v pružině při $\omega = 0$

Velikost vychýlení segmentu  $x_1$  je vztažena k pružině, která ovšem nenaráží do nárazky vypínač. Proto je nutno přepočítat tuto vzdálenost na nárazku palce.



Obr. 22 Schéma výkyvného segmentu pro přepočet na narážku

Pro malé uhly natočení výkyvného segmentu přibližně platí vztah:

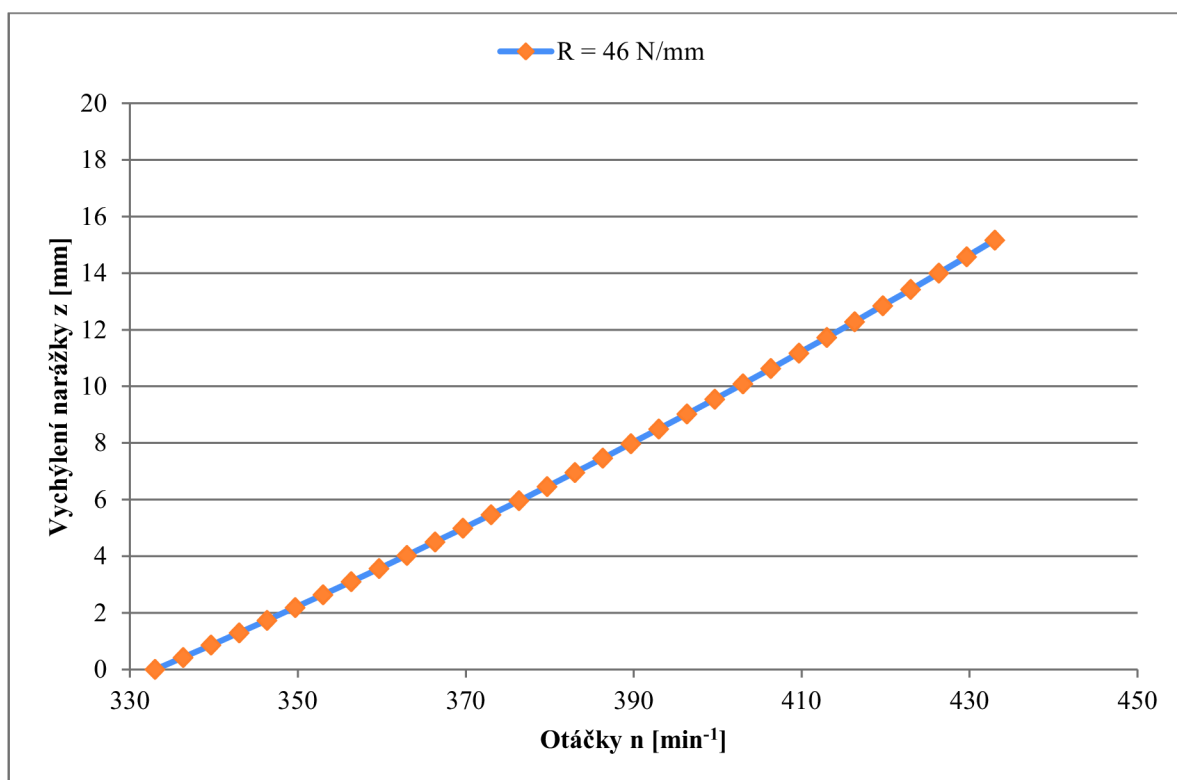
$$z = \frac{x_1}{c} \cdot y \quad [m] \quad [4.2.10]$$

V Tab. 4 jsou uvedeny hodnoty velikosti vychýlení na otáčkách stroje. Z těchto hodnot plyne, že vychýlení palce v místě narážky je mnohem větší, než je námi navržená vzdálenost. Důvodem velkého vychýlení je velká hmotnost palce, která v kombinaci s vysokými otáčkami stroje vytváří velkou odstředivou sílu segmentu, a proto je třeba použít pružinu s větší tuhostí, aby byla schopna tuto sílu vykompenzovat. Možným návrhem řešení bylo nahradit jednu pružinu soustavou paralelně propojených pružin. Ovšem toto řešení by bylo velmi složité na nastavení a také prostorově náročné. Další značnou nevýhodou je nastavování tohoto zařízení. Celý segment je připevněn na přírubě pomocí čepu napevno, a proto není možnost nastavovat jeho polohu. Z těchto výsledků vyplývá, že zařízení není konstruováno pro větší otáčky.



n	z	n	z
[min <sup>-1</sup> ]	[mm]	[min <sup>-1</sup> ]	[mm]
333	0,00	386,33	7,47
336,33	0,43	389,67	7,98
339,67	0,86	393,00	8,50
343,00	1,30	396,34	9,02
346,34	1,74	399,67	9,55
349,67	2,19	403,01	10,09
353,01	2,64	406,34	10,63
356,34	3,10	409,68	11,18
359,68	3,56	413,01	11,73
363,01	4,03	416,35	12,29
366,35	4,51	419,68	12,85
369,68	4,99	423,02	13,42
373,02	5,47	426,35	14,00
376,35	5,96	429,69	14,58
379,69	6,46	433,00	15,17
383,02	6,96		

Tab. 4 Hodnoty velikosti vychýlení



Graf 2 Závislost vychýlení palce na otáčkách stroje



Výsledné parametry nastavení výkyvného segmentu:

$$m_1 = 3,68 \text{ kg}$$

$$a = 0,491 \text{ m}$$

$$R_T = 0,667 \text{ m}$$

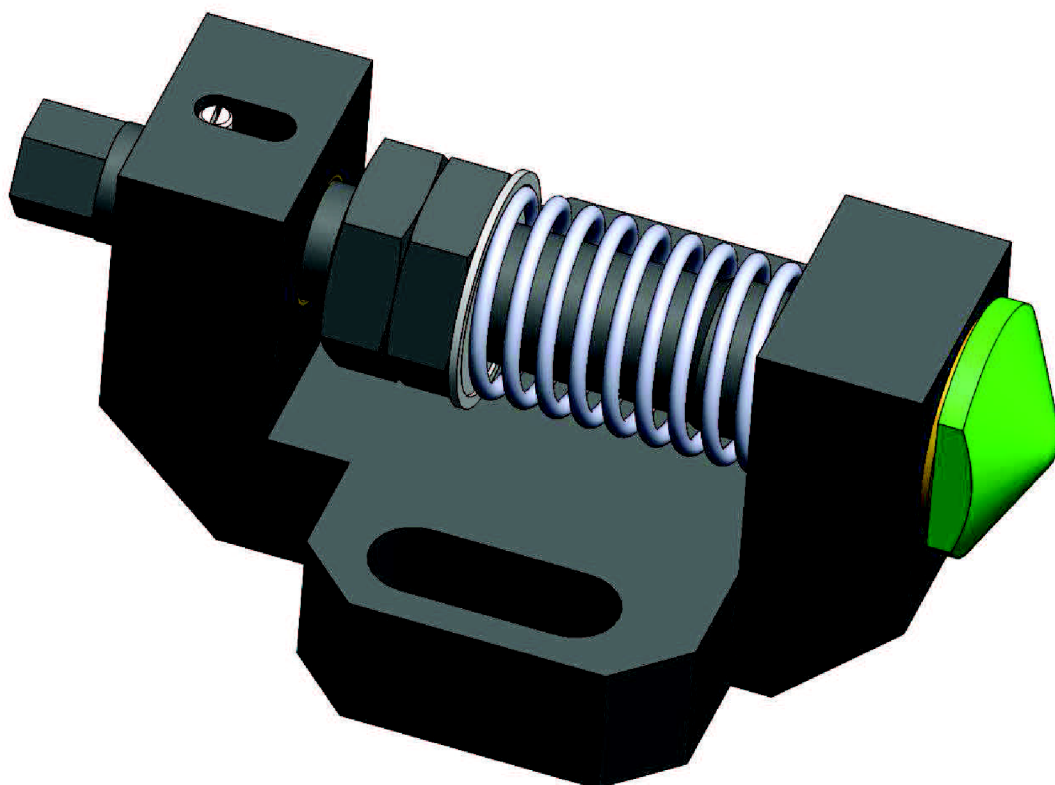
$$b = 1,015 \text{ m}$$

$$F_{p0} = 1227,4 \text{ N}$$

$$R = 46 \text{ N/mm}$$

#### 5.4 DYNAMICKÁ ANALÝZA PALCE S TLAČNOU PRUŽINOU (VARIANTA 3)

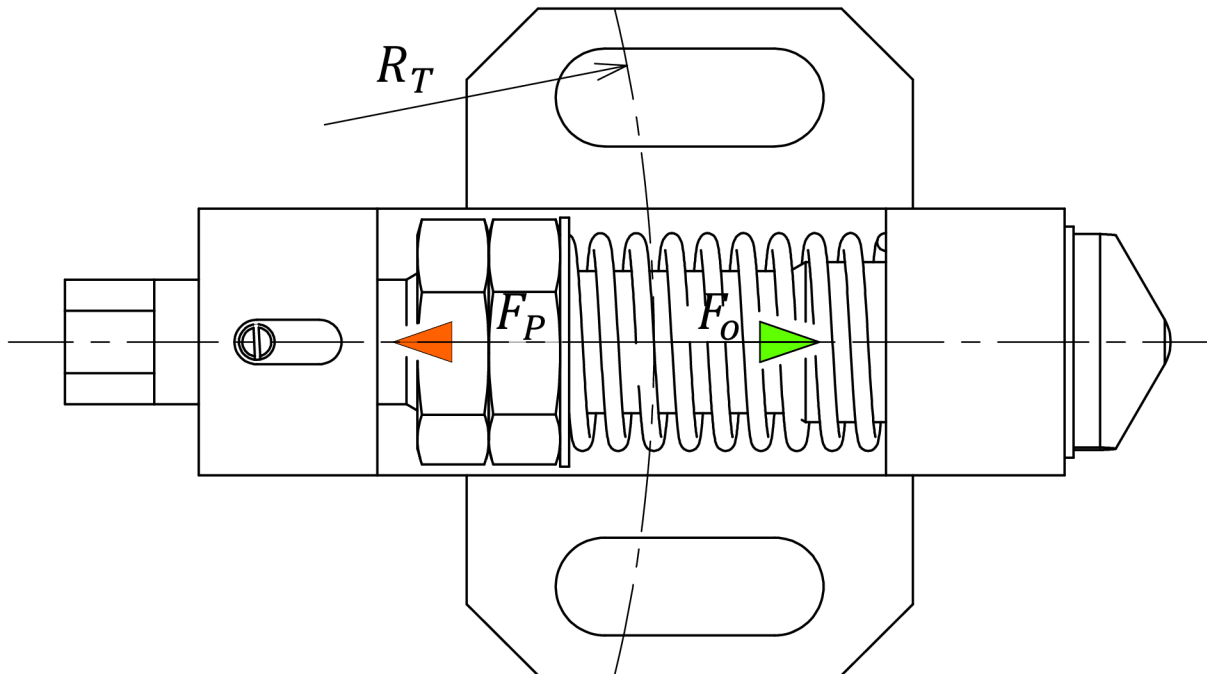
V tomto řešení bylo ještě před samotným dynamickým výpočtem provedeno několik konstrukčních úprav, které jsou vidět na *Obr. 23*. První úpravou bylo prodloužení čepu palce o 20 mm a na jeho konci byl vyfrézován šestihran pro klíč. Touto úpravou bylo docíleno lepší manipulace při našroubování narážky na čep a lepší manipulaci při případném ověření stlačení tohoto zařízení ručně. Další konstrukční změnou bylo přidání podložky mezi maticí a dosedací plochu pružiny. V podložce bylo vyfrézováno zahloubení 0,5 mm pro lepší dosednutí pružiny na podložku. Tato úprava nám zaručuje přesnější odměření požadované (nastavované) vzdálenosti při předepínání pružiny.



*Obr. 23 Konstrukční úprava palce*



Při navrhování tohoto palce bylo stanoveno z konstrukčního hlediska, stejně jako u předchozích dvou řešení, vychýlení palce z nulové polohy do polohy, kde bude narážet do vypínače 6 mm. Pro určení nastavení je potřeba určit silové působení a navrhnout optimální tuhost pružiny. Schéma silového působení je uvedeno na *Obr. 24*



*Obr. 24 Silové schéma*

#### 5.4.1 SILOVÁ ROVNOVÁHA

$$F_0 = F_p \quad [4.3.1]$$

$F_0$  [N] - síla od hmotnosti zařízení

$F_p$  [N] - síla od pružiny

Výpočet síly  $F_0$ :

$$F_0 = m \cdot R_T \cdot \omega^2 \quad [N] \quad [4.3.2]$$

$m$  [kg] - hmotnost pohybujících se členů palce

$R_T$  [m] - poloměr těžiště od středu otáčení hřídele

$\omega$  [ $s^{-1}$ ] - úhlová rychlost

Síla od pružiny:

$$F_p = R \cdot x \quad [N] \quad [4.3.3]$$

$R$  [N/m] - tuhost pružiny

$x$  [mm] - velikost stlačení pružiny



Dosazením do rovnice silové rovnováhy dostáváme vztah:

$$\omega^2 \cdot (R_T + x) \cdot m = R \cdot x + F_{p0} \quad [4.3.4]$$

$$\omega^2 \cdot R_T \cdot m + \omega^2 \cdot x \cdot m = R \cdot x + F_{p0} \quad [4.3.5]$$

$$x \cdot (\omega^2 \cdot m - R) = F_{p0} - \omega^2 \cdot R_T \cdot m \quad [4.3.6]$$

Po úpravách dostáváme odvozený vztah pro velikost přírůstku při změně úhlové rychlosti  $\omega$ :

$$x = \frac{F_{p0} - \omega^2 \cdot R_T \cdot m}{\omega^2 \cdot m - R} \quad [m] \quad [4.3.7]$$

m	[kg]	- hmotnost pohybujících se členů palce
$R_T$	[m]	- poloměr těžiště od středu otáčení hřídele
$\omega$	[s <sup>-1</sup> ]	- úhlová rychlost
R	[N/m]	- tuhost pružiny
x	[m]	- velikost stlačení pružiny

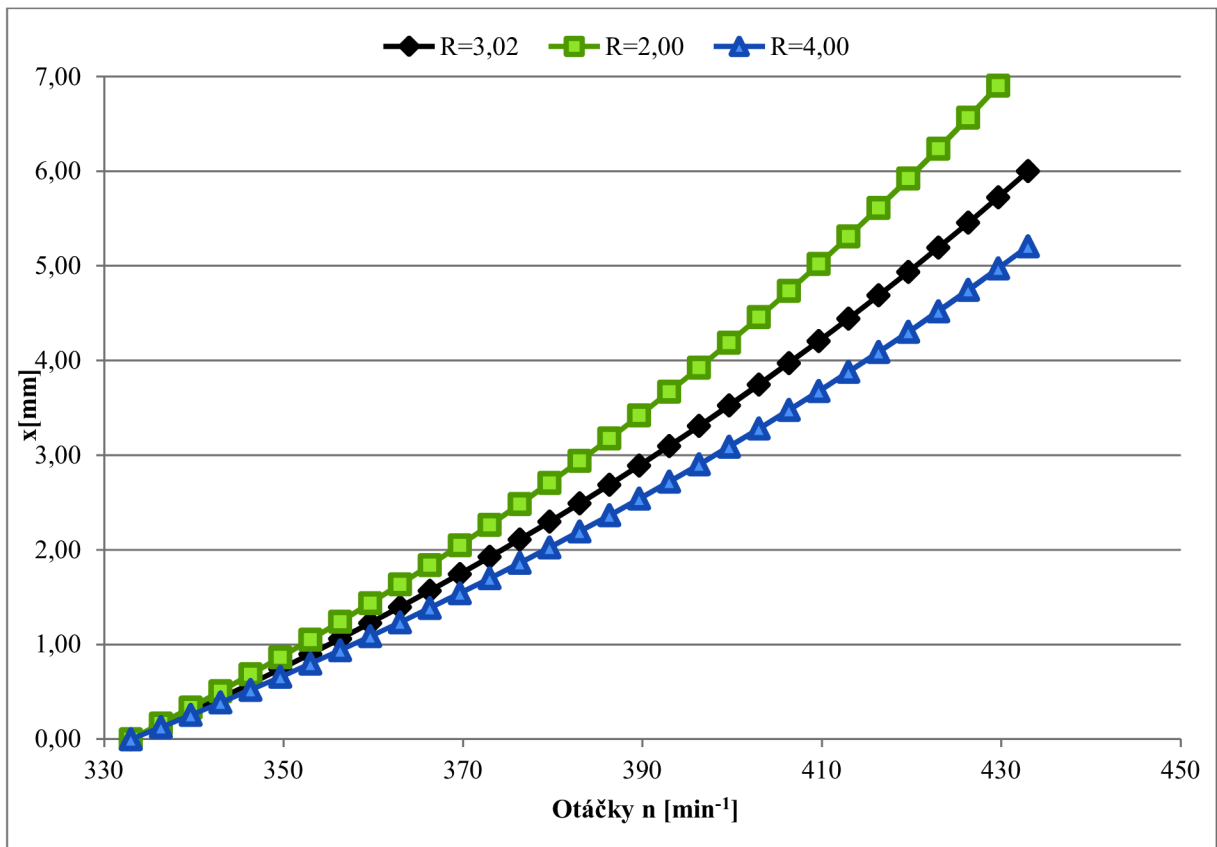
Výsledné vypočítané hodnoty vychýlení x při různých otáčkách jsou uvedeny v *Tab. 5*

n	x	n	x
[min <sup>-1</sup> ]	[mm]	[min <sup>-1</sup> ]	[mm]
333	0,00	386,33	2,69
336,33	0,14	389,67	2,89
339,67	0,29	393,00	3,10
343,00	0,44	396,34	3,31
346,34	0,59	399,67	3,52
349,67	0,74	403,01	3,75
353,01	0,90	406,34	3,97
356,34	1,06	409,68	4,21
359,68	1,23	413,01	4,44
363,01	1,40	416,35	4,69
366,35	1,57	419,68	4,94
369,68	1,74	423,02	5,19
373,02	1,93	426,35	5,46
376,35	2,11	429,69	5,72
379,69	2,30	433,00	6,00
383,02	2,49		

*Tab. 5 Hodnoty posunutí v závislosti na otáčkách*



U tohoto typu palce je nastavení závislé pouze na tuhosti použité pružiny a vzdálenosti palce od středu otáčení hřídele. Hmotnost palce je dána navrženou konstrukcí. Omezujícím prvkem této konstrukce je vzdálenost mezi nosnými otvory čepu v části, kde je nasunuta pružina. Pro dosažení dobré citlivosti byla navržena optimální tuhost. Při provozních otáčkách bylo dosaženo také optimálního předpětí v pružině. Výhodou tohoto palce je poměrně jednoduchá nastavitelnost a možnost seřízení požadované vzdálenosti mezi palcem a vypínačem.



Graf 3 Závislost vychýlení palce na otáčkách stroje

Na grafu 3 je vidět, že při zvětšení tuhosti zařízení na  $R = 4 \text{ N/mm}$  dochází k menší citlivosti pružiny a zařízení by vypínalo již při vychýlení o méně než je požadovaná hodnota. Při tuhosti  $R = 2 \text{ N/mm}$  má ovšem pružina menší tuhost a k odstavení by docházelo při vyšší hodnotě vychýlení než je požadovaná. Pro navržené konstrukční řešení vychází nejlépe pružina s tuhostí  $3,02 \text{ N/mm}$ .

#### Výsledné parametry optimálního nastavení palce:

$m = 0,26 \text{ kg}$

$R = 3,02 \text{ N/mm}$

$R_{T1} = 0,254 \text{ m}$

$F_{p0} = 80,15 \text{ N}$



## 5.5 ZHODNOCENÍ A VÝBĚR VHODNÉ VARIANTY PALCE

Na základě provedené dynamické analýzy jednotlivých konstrukčních řešení palců bylo zjištěno, že varianta 2 je pro toto řešení nevhodná, protože segment má vysokou hmotnost a v kombinaci s vysokými otáčkami stroje vytváří velkou odstředivou sílu, která by musela být vykompenzována pružinou s velkou tuhostí. Dynamickou analýzou u varianty 1 bylo zjištěno, že nastavení není závislé pouze na tuhosti pružiny, ale optimálního nastavení je možné docílit také pomocí zvětšování nebo zmenšování vzdálenosti těžiště nárazky od středu otáčení vahadla. Rozdíly hodnot vzdáleností nárazky a protizávaží od středu otáčení byly ovšem v řádech desetin milimetrů. Takhle přesného nastavení je obtížné v reálné praxi dosáhnout a je tak optimální nastavování obtížnější. Nevýhodou tohoto řešení je, stejně jako u varianty 2, nemožnost jednoduchého nastavení vzdálenosti těžiště palce od osy otáčení hřídele. Nastavení by bylo možné tak, že by se měnila tloušťka plechu konzoly připevněné k hřídeli. Tím by ovšem toto zařízení nebylo možno používat univerzálně. Varianta 3 z těchto konstrukcí vychází nejlépe. Nastavení je jednoduché, tuhost pružiny je nastavitelná pomocí matice a zajištění polohy je zaručeno kontra-maticí. Další výhodou je jednoduché nastavení vzdálenosti těžiště palce od středu otáčení hřídele. Toto nastavení je možné díky vedení na konzole palce, čímž činí tento palec univerzálním pro všechny typy vodních strojů o různých průměrech hřídelů.

Na základě těchto skutečností byl pro další používání zvolen palec s tlačnou pružinou (varianta 3). Pro naše konkrétní řešení je třeba navrhnout parametry tlačné pružiny. Výpočet je uveden v kapitole 5.





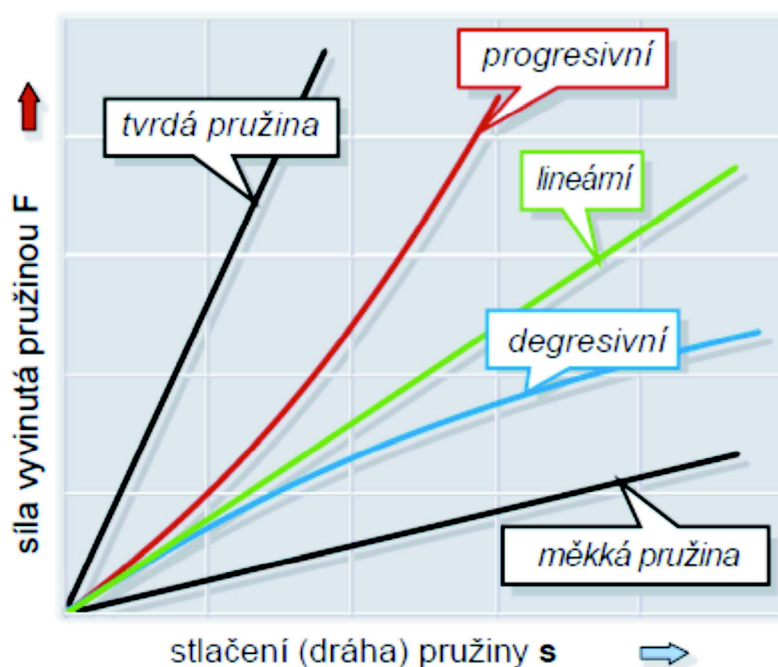
## 6 NÁVRH A VÝPOČET PRUŽINY PALCE

Technické pružiny jsou klasické konstrukční součásti sloužící k ukládání a přetváření mechanické energie. Nejvýznamnější vlastností pružin je jejich deformovatelnost, která se získává použitím materiálu o velké poddajnosti nebo tvarováním materiálu o vysoké tuhosti. Pružiny patří mezi nejvíce zatížené strojní součásti, které často pracují ve velmi obtížných provozních podmínkách, jako např. při rázovém zatížení, při vysokých teplotách, v korozních prostředích apod.

Funkce pružiny se posuzuje podle velikosti a průběhu deformace v závislosti na působícím zařízení (síly, momenty) popř. na velikosti vyvinuté síly nebo momentu v závislosti na deformaci. Pružiny mohou být zatěžovány staticky nebo dynamicky, a to buď samostatnými silami a momenty (ohybovými nebo točivými) nebo soustavami sil a momentů. U soustavy pružin, jejíž plochy se vzájemně dotýkají, vznikají třecí síly, které způsobují ztráty mechanické energie. [13]

### 6.1 TLAČNÁ PRUŽINA - VÝPOČET

K posouzení vlastností pružiny slouží její charakteristika [Obr. 25], která popisuje sílu  $F$  v závislosti na stlačení (dráze) pružiny  $s$ . Poměr těchto dvou veličin vyjadřuje tuhost pružiny  $R$ . Tuhost pružiny lze ovlivnit změnou průměru drátu, průměru vinutí nebo změnou počtu závitů.[13]

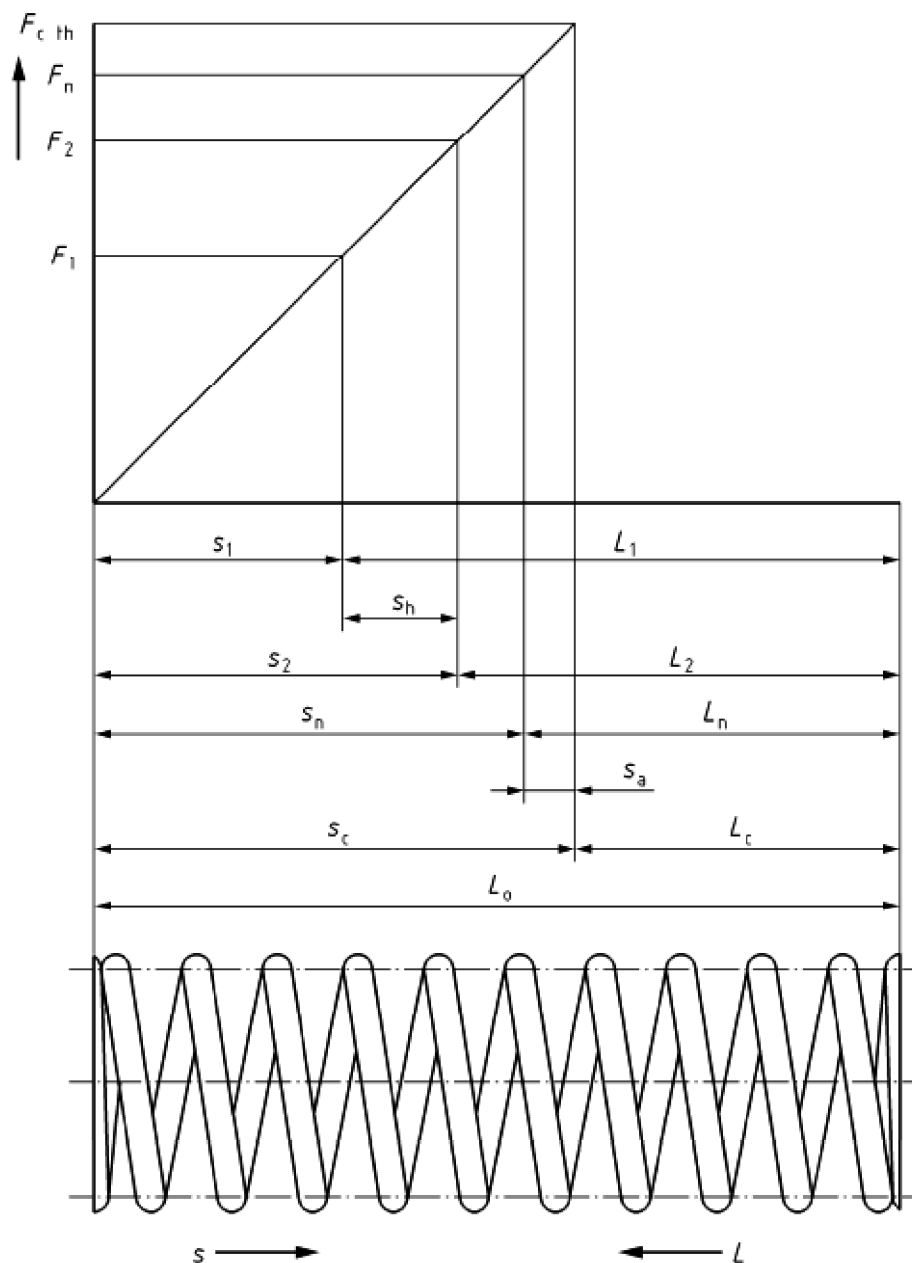


Obr. 25 Závislosti stlačení na síle pružiny[13]

Materiálem pro navrhovanou pružinu je volen nerezová ocel 1.4310, X10 CrNi 18-8 (17224). Tento materiál má velmi dobrou odolnost proti korozi díky obsahu 17% chromu a 7% niklu.



Jedená se o materiál válcovaný za studena, který dosahuje vysokých pevností v tahu. Návrh a výpočet za studena vinutých šroubových válcových tlačných pružiny s lineární charakteristikou byl proveden podle platné normy ČSN EN 13 906-1:2014. Mechanické vlastnosti a další hodnoty použitého materiálu byly získány z normy ČSN EN 10270-3:2012.



Obr. 26 Teoretický diagram tlačné pružiny [9]

**Zadané vstupní hodnoty:**

$$F_1 = F_{p0} = 80,3 \text{ N}$$

$$D_e = 22,5 \text{ mm}$$

$$R = 3,02 \text{ N/mm}$$

$$L_1 = 28 \text{ mm}$$

$$R_m = 1650 \text{ MPa}$$

$$E = 206000 \text{ MPa}$$

$$G = 71700 \text{ N/mm}^2$$

$$\rho = 7,85 \text{ kg/dm}^3$$

**Přípustné statické torzní namáhání**

[11]

$$\tau_{zul} = 0,56 \cdot R_m$$

[5.1]

$$\tau_{zul} = 0,56 \cdot 1650$$

$$\tau_{zul} = 924 \text{ MPa}$$

$R_m$  [MPa] - mez pevnosti v tahu

**Střední průměr pružiny**

[11]

$$D = \frac{D_e + D_i}{2}$$

[5.2]

$$D = \frac{22,5 + 18,5}{2}$$

$$D = 20,5 \text{ mm}$$

$D_e$  [mm] - vnější průměr pružiny

$D_i$  [mm] - vnitřní průměr pružiny

**Jmenovitý průměr drátu**

[11]

$$d = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot F_1 \cdot D}{\pi \cdot \tau_{zul}}}$$

[5.3]

$$d = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 80,3 \cdot 20,5}{\pi \cdot 924}}$$

$$d = 1,67 \text{ mm}$$

$D$  [mm] - střední průměr pružiny

$F_1$  [N] - síla vyvinutá pružinou při délce  $L_1$

$\tau_{zul}$  [N/mm<sup>2</sup>] - přípustné statické torzní namáhání

Z nabízených pružinových drátů je volen průměr  **$d = 1,8 \text{ mm}$**

**Index pružiny**

[11]

$$w = \frac{D}{d}$$

[5.4]

$$w = \frac{20,5}{1,8}$$

$$w = 11,38 [-]$$



Omezující podmínka:  $4 \leq w \leq 20$

$$4 \leq 11,38 \leq 20 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

### Počet aktivních závitů

[11]

$$n = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot R} \quad [5.5]$$

$$n = \frac{71700 \cdot 1,8^4}{8 \cdot 20,5^3 \cdot 3,02}$$

$$n = 3,62 \quad [-]$$

d	[mm]	- průměr drátu
D	[mm]	- střední průměr pružiny
R	[N/mm]	- tuhost pružiny
G	[N/mm <sup>2</sup> ]	- modul pružnosti ve smyku

Počet závitů je dle výrobce zaokrouhlen na 0,25 závitů. V našem případě je tedy počet aktivních závitů zaokrouhlen na  $n = 3,75$

Musí zde platit podmínka:  $n \geq 2$

$$3,75 \geq 2 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Pro zaokrouhlený počet závitů je nutná korekce síly  $F_1$ . Vycházíme ze vztahu pro velikost stlačení pružiny [5.9].

### Korigovaná síla pro zaokrouhlený počet závitů

[11]

$$F_1^* = \frac{G \cdot d^4 \cdot s_1}{8 \cdot D^3 \cdot n} \quad [5.6]$$

$$F_1^* = \frac{71700 \cdot 1,8^4 \cdot 27,6}{8 \cdot 20,5^3 \cdot 3,75}$$

$$F_1^* = 80,4 \text{ N}$$

### Celkový počet závitů

[11]

$$n_t = n + 2$$

[5.7]

$$n_t = n + 2$$

$$n_t = 5,75 \quad [-]$$

n [-] - počet aktivních závitů

### Stlačení pružiny

[11]

$$s_1 = \frac{8 \cdot D^3 \cdot n \cdot F_1}{G \cdot d^4} \quad [5.8]$$



$$s_1 = \frac{8 \cdot 20,5^3 \cdot 3,75 \cdot 80,3}{71700 \cdot 1,8^4}$$

$$s_1 = 27,6 \text{ mm}$$

### **Délka pružiny ve volném stavu**

[11]

$$L_0 = L_1 + s_1$$

[5.9]

$$L_0 = 28 + 27,6$$

$$L_0 = 55,6 \text{ mm}$$

$L_1$  [mm] - pracovní délka pružiny

$s_1$  [mm] - stlačení pružiny

### **Rozvinutá délka pružiny**

[11]

$$L = \pi \cdot D \cdot n_t$$

[5.10]

$$L = \pi \cdot 20,5 \cdot 5,75$$

$$L = 370,3 \text{ mm}$$

$n_t$  [-] - celkový počet závitů

### **Torzni namáhání**

[11]

Tento vztah slouží k určení velikosti napětí v krutu při statickém namáhání.

$$\tau = \frac{8 \cdot D \cdot F_1}{\pi \cdot d^3}$$

[5.11]

$$\tau = \frac{8 \cdot 20,5 \cdot 80,3}{\pi \cdot 1,8^3}$$

$$\tau = 718,7 \text{ MPa}$$

Podmínka:  $\tau \leq \tau_{zul}$

$$718,7 \leq 924 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

### **Práce pružiny**

[11]

$$W_i = \frac{1}{2} \cdot F_1 \cdot s_1$$

[5.12]

$$W_i = \frac{1}{2} \cdot 80,3 \cdot 27,6$$

$$W_i = 1180,41 \text{ N/mm}$$



$F_1$  [N] - síla vyvinutá pružinou při délce  $L_1$   
 $s_1$  [mm] - stlačení pružin

**Součet minimálních mezer mezi sousedícími aktivními závitů** [11]

$$S_a = \left( 0,0015 \cdot \frac{D^2}{d} + 0,1 \cdot d \right) \cdot n \quad [5.13]$$

$$S_a = \left( 0,0015 \cdot \frac{20,5^2}{1,8} + 0,1 \cdot 1,8 \right) \cdot 3,75$$

$$S_a = 2,12 \text{ mm}$$

$d$  [mm] - průměr drátu  
 $D$  [mm] - střední průměr pružiny  
 $n$  [-] - počet činných závitů

**Pevná délka** [11]

$$L_c = (n_t + 1,5) \cdot d_{max} \quad [5.14]$$

$$L_c = (5,75 + 1,5) \cdot 1,825$$

$$L_c = 13,2 \text{ mm}$$

$n_t$  [-] - celkový počet závitů  
 $d_{max}$  [mm] - horní odchylka drátu, dle ČSN EN 10270-3 (426481) [12]

**Střední vzdálenost mezi středy sousedních závitů v nezatížených podmínkách** [11]

$$m_z = \frac{s_c + n \cdot d}{n} \quad [5.15]$$

$$m_z = \frac{43,8 + 3,75 \cdot 1,8}{3,75}$$

$$m_z = 12,75 \text{ mm}$$

$s_c$  [mm] - velikost stlačení pružiny při délce  $L_c$   
 $d$  [mm] - průměr drátu  
 $n$  [-] - počet činných závitů

**Zvětšení vnějšího průměru pružiny při zatížení** [11]

$$\Delta D_e = 0,1 \cdot \frac{m^2 - 0,8 \cdot m \cdot d - 0,2 \cdot d^2}{D} \quad [5.16]$$



$$\Delta D_e = 0,1 \cdot \frac{12,75^2 - 0,8 \cdot 12,75 \cdot 1,8 - 0,2 \cdot 1,8^2}{20,5}$$

$$\Delta D_e = 0,7 \text{ mm}$$

d [mm]

- průměr drátu

m<sub>z</sub> [mm]

- rozteč činných závitů ve volném stavu

Výsledné parametry navržené pružiny pro náš palec jsou uvedeny v *Tab. 6*

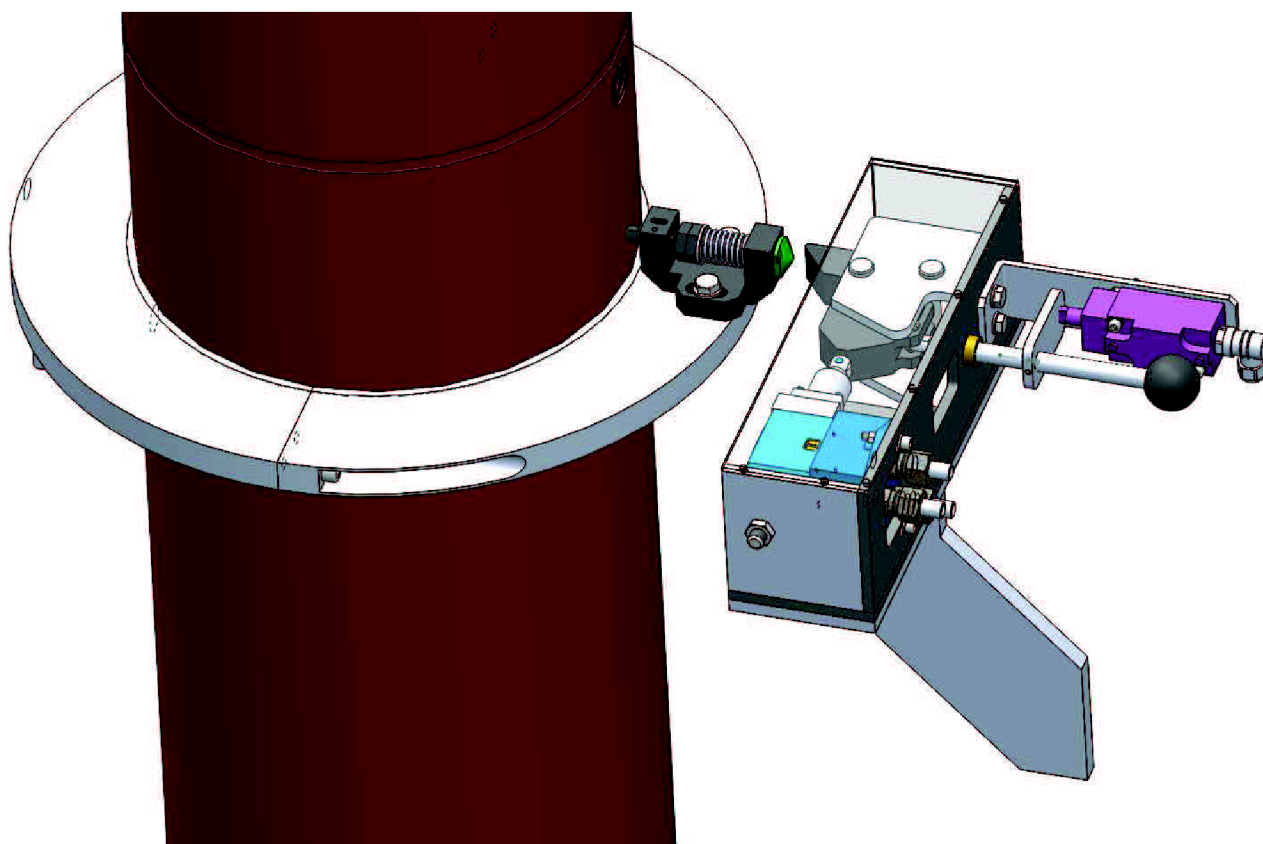
ÚDAJ		HODNOTA
POČET ČINNÝCH ZÁVITŮ	<b>n [-]</b>	3,75
CELKOVÝ POČET ZÁVITŮ	<b>n<sub>t</sub> [-]</b>	5,75
SMYSL VINUTÍ		PRAVÝ
PRŮMĚR VODÍCÍHO ČEPU PRACOVNÍ DUTINY		18
ROZVINUTÁ DÉLKA PRUŽINY	<b>L [mm]</b>	370,3
MODUL PRUŽNOSTI VE SMYKU	<b>G [MPa]</b>	71700
MEZ PEVNOSTI V TAHU	<b>R<sub>m</sub> [MPa]</b>	1650
PŘÍPUSTNÉ STATICKÉ TORZNÍ NAMÁHÁNÍ	<b>T<sub>ZUL</sub> [MPa]</b>	924
TORZNÍ NAMÁHÁNÍ	<b>τ MPa]</b>	718,7

*Tab. 6 Výsledné navržené parametry pružiny*



## 7 VÝSLEDNÁ SESTAVA ZAŘÍZENÍ A JEHO NASTAVENÍ

Konečné seřízení odstředivého vypínače se provádí na elektrárně. Vypínač bude sestaven a nastaven v dílně a na elektrárně připevněn pomocí šroubů napevno ke konzole. Tvar a velikost konzoly bude vždy různá v závislosti na umístění vypínače, proto není v této práci uvedena výkresová dokumentace této konzoly. V další fázi se připevní palce vypínače k přírubě. Proveďte se nastavení polohy palce a tato poloha se zajistí pomocí šroubů. Zařízení se začne roztáčet až na požadovaných 114% jmenovitých otáček. Pokud se zařízení neodstaví nebo naopak odstaví dříve, je zařízení odstaveno ručně a seřizuje se nastavení polohy palce. Poté se tento proces opakuje do doby, kdy je vypínač nastaven správně.



*Obr. 27 Sestava odstředivého vypínače*





## ZÁVĚR

Tato práce se zabývala návrhem odstředivého vypínače vodní turbíny. V první části bylo vysvětleno, co je odstředivý vypínač, jeho funkce a konstrukční řešení doposud používaných palců a hydraulických rozvaděčů vypínače. Poté byla řešena náhrada stávajícího kusově vyráběného šoupátkového rozvaděče za rozvaděč složený ze sériově vyráběných dílů. Byl proveden výběr mezi šoupátkovým a sedlovým rozvaděčem. Jako nejlepší varianta se ukázal být hydraulický sedlový rozvaděč, který dokáže pracovat s vysokými tlaky a nedochází u něj k zanášení a možnému zamrznutí v pracovní poloze při potřebě přestavení, což je u tohoto zařízení nezbytně nutné dodržet. Pro náš případ byl dostačující třícestný dvupolohový rozvaděč. Tato varianta provedení s požadovanými vlastnostmi byla nabízena dvěma firmami a nakonec byl vybrán rozvaděč od firmy Bosch Rexroth z důvodu nižší ceny a vhodnosti zařazení do koncepce návrhu nového vypínače. Pro tento rozvaděč byla vybrána nejvhodnější propojovací deska pro připojení šroubení. Dále bylo navrženo řešení uchycení rozvaděče pomocí rámu, který je svařovaný z plechů. Výsledné řešení vypínače bylo navrženo tak, že celý vypínač je složen a nastaven přímo v závodě a na elektrárnu je dodán jako kompaktní zařízení. Toto zařízení je také navrženo jako univerzální a je tedy možné jej využít u jakéhokoliv typu a velikosti vodní turbíny.

V další části byl řešen výběr nejlepší varianty dosud používaných palců vypínače z hlediska optimálního nastavení pro konkrétní hodnoty otáček. Za tímto účelem byla provedena dynamická analýza jednotlivých řešení, která nám ukázala optimální velikosti tuhostí pružin. U první varianty palce nebylo nastavení správné funkce závislé pouze na tuhosti pružiny, ale záviselo také na poloze závaží od středu otáčení a jeho hmotnosti. Nastavení této varianty je ovšem v praxi poměrně složité a také není možné měnit polohu těžiště palce od středu otáčení zařízení, což tuto variantu znevýhodňuje. Druhá varianta řešení palce se ukázala jako nevhodná, protože samotný palec má velkou hmotnost a v kombinaci s vysokými otáčkami se zvyšuje odstředivá síla palce, která by musela být vykompenzována pružinou s vysokou tuhostí a pružina by tedy neměla dostatečnou citlivost a není tedy možné toto zařízení používat pro vysoké otáčky. Jako nejlepší variantou se nakonec ukázal palec s tlačnou pružinou (varianta 3), u kterého je dosažení nastavení jednoduché, tuhost pružiny je nastavitelná pomocí matice a zajištění polohy je zaručeno kontra-maticí. Další výhodou je jednoduché nastavení vzdálenosti těžiště palce od středu otáčení hřídele. Toto nastavení je možné díky vedení na konzole palce, čímž činí tento palec univerzálním pro všechny typy vodních strojů o různých průměrech hřídelů.

Výsledné nastavení palce s vypínačem se provádí na elektrárně, kdy se vypínač připevní pomocí šroubů ke konzole a poloha palce, umístěného na přírubě hřídele, je nastavována na požadovanou vzdálenost. Dále byla vytvořena kompletní výkresová dokumentace palce a odstředivého vypínače včetně všech náležitostí důležitých pro výrobu.

Výsledky řešení této diplomové práce se v dohledné době budou ověřovat v praxi.



## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Shigley J.E., Mischke Ch.R., Budynas R.G.: Konstruování strojních součástí. 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [2] Gere J.M. and Timoshenko: Mechanics of materials. Chapman and Hall. Third SI Edition, 1989, ISBN 55-503-79.
- [3] Jančík L.: Části a mechanismy strojů, ČVUT Praha, 2004.
- [4] Klimeš P.: Části a mechanismy strojů I, II, VUT Brno 2003.
- [5] Svoboda, P., Brandejs, J., Prokeš, F.: Výběry z norem pro konstrukční cvičení. CERM, s.r.o. Brno 2007
- [6] Svoboda, P., Brandejs, J., Dvořáček, J., Prokeš, F.: Základy konstruování. CERM, s.r.o. Brno 2007
- [7] Julina M., Řeřábek A.: Mechanika statika pro školu a praxi. Scientia s.r.o. Praha 2000. ISBN 80-7183-188-3.
- [8] Venclík V., Julina M.: Mechanika dynamika pro školu a praxi. Scientia s.r.o. Praha 2000. ISBN 80-7183-235-9.
- [9] Kratochvíl, C., Slavík, J. Mechanika těles - Dynamika. Fakulta strojní VUT Brno, 1997.
- [10] Horský J., Novotný J., Štefaník M.: Mechanika ve fyzice, Academia Praha 2001 ISBN 80-200-0208-1
- [11] ČSN EN 13906-1: Šroubové válcové pružiny vyráběné z drátů a tyčí kruhového průřezu- Výpočet a konstrukce-Část 1: Tlačné pružiny. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2014
- [12] ČSN EN 10270-3 (426481): Ocelové dráty na mechanické pružiny- Část 3: Pružinové dráty z korozivzdorné oceli. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2014
- [13] Katalog pružin, HENNLICH INDUSTRIETECHNIK spol. s.r.o., středisko PRUŽINY
- [14] Hydraulický sedlový rozvaděč: Katalog RE 22340/10.60:  
<http://www.boschrexroth.com/ics/Vornavigation/>
- [15] Hydraulický sedlový rozvaděč: Katalogový list D7300: <http://www.hawe.de/cs/hom>
- [16] Archív ČKD Blansko Holding a.s.
- [17] Archív ČKD Blansko Národní podnik



## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[m]	vzdálenost nositelky $F_p$ od osy natáčením palce
b	[m]	vzdálenost k těžišti $T_2$ od osy natáčení palce
c	[m]	vzdálenost k těžišti $T_1$ od osy natáčení palce
D	[mm]	střední průměr pružiny
$\Delta D_e$	[mm]	zvětšení vnějšího průměru při zatížení
d	[mm]	průměr drátu
$D_e$	[mm]	vnitřní průměr pružiny
$D_i$	[mm]	vnější průměr pružiny
$d_{max}$	[mm]	horní odchylka drátu
E	[MPa]	modul elasticity (Youngův modul)
$E_d$	[J]	disipativní energie
$E_k$	[J]	kinetická energie
$E_p$	[J]	potenciální energie
$F_0$	[N]	síla od hmotnosti zařízení
$F_{01}$	[N]	síla působící od pravé poloviny vahadla
$F_{02}$	[N]	síla působící od levé poloviny vahadla
$F_p$	[N]	síla v pružině
$F_{p0}$	[N]	síla v pružině při $\omega = 0$
$F_1$	[N]	síla vyvinutá pružinou při délce $L_1$
$F_1^*$	[N]	korigovaná síla pro zaokrouhlený počet závitů
$L_0$	[mm]	rozvinutá délka pružiny
$L_c$	[mm]	pevná délka pružiny
$L_1$	[mm]	pracovní délka pružiny
M	[kg]	hmotnost pohybujících se členů palce
$m_1$	[kg]	hmotnost ramene vahadla
$m_2$	[kg]	hmotnost ramene vahadla
$m_z$	[mm]	rozteč činných závitů ve volném stavu
N	[-]	počet činných závitů
$n_t$	[-]	celkový počet závitů
$n_T$	[ $\text{min}^{-1}$ ]	jmenovité otáčky
$n_p$	[ $\text{min}^{-1}$ ]	průběžné otáčky
p	[MPa]	tlak v hydraulickém obvodu



$P$	[W]	výkon stroje
$R$	[N/mm]	tuhost pružiny
$R_m$	[MPa]	mez pevnosti v tahu
$R_T$	[m]	poloměr těžiště od středu otáčení
$R_{T1}$	[m]	poloměr těžiště $T_1$ ke středu otáčení hřídele
$R_{T2}$	[m]	poloměr těžiště $T_2$ ke středu otáčení hřídele
$\Delta R_{T1}$	[m]	poloměr těžiště $T_1$ ke středu otáčení hřídele
$\Delta R_{T2}$	[m]	poloměr těžiště $T_2$ ke středu otáčení hřídele
$S_a$	[mm]	součet minimálních mezer mezi sousedícími aktivními závitů
$s_c$	[mm]	velikost stlačení pružiny při délka $L_c$
$s_1$	[mm]	stlačení pružiny
$w$	[-]	index pružiny
$W$	[J]	práce vnějších nekonzervativních sil působících na soustavu
$W_i$	[N/mm]	práce pružiny
$x$	[m]	velikost stlačení pružiny
$x_1$	[m]	vzdálenost k nárazce
$x_i$	[m]	výchylka zobecnělé souřadnice odstředivého elementu od klidové polohy
$y$	[m]	velikost vychýlení v místě pružiny
$T$	[MPa]	torzní namáhání
$\tau$	[MPa]	korigované torzní namáhání
$\tau_{zul}$	[MPa]	přípustné statické torzní namáhání
$\Omega$	[s <sup>-1</sup> ]	úhlová rychlost
$\omega_0$	[s <sup>-1</sup> ]	úhlová rychlost při provozních otáčkách
$\vec{\omega}$	[-]	vektor úhlové rychlosti
$\vec{r}$	[-]	polohový vektor
$\vec{F}$	[-]	vektor vnější síly
$\vec{v}$	[-]	vektor okamžité rychlosti
$\vec{a}$	[-]	vektor absolutního zrychlení
$\vec{M}$	[-]	moment síly



## SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – Hydraulický rozvaděč č. 1

Příloha 2 – Hydraulický rozvaděč č. 2

Příloha 3 – Hydraulické schéma

Příloha 4 – Katalogový list sedlového rozvaděče RE 22340/10.06

### Seznam příložených výkresů:

1 VTU 7211-000	- Odstředivý vypínač – sestava
3 VTU 7211-001	- Palec vypínače - sestava
3 VTU 7211-002	- Vedení palce
4 VTU 7211-003	- Narážka
3 VTU 7211-004	- Čep
4 VTU 7211-005	- Podložka
4 VTU 7211-006	- Pružina
3 VTU 7211-100	- Rám vypínače
4 VTU 7211-101	- Konzola
3 VTU 7211-102	- Páka
4 VTU 7211-110	- Boční deska
4 VTU 7211-111	- Deska spodní
4 VTU 7211-112	- Deska 92x100
4 VTU 7211-113	- Žebro příčné
4 VTU 7211-114	- Žebro příčné
4 VTU 7211-115	- Dotek
4 VTU 7211-116	- Pouzdro
4 VTU 7211-117	- Vedení
3 VTU 7211-118	- Narážka
3 VTU 7211-120	- Kryt vypínače