ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství

Studijní zaměření: Stavba výrobních strojů a zařízení

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Optimalizace převodového mechanismu malé vodní elektrárny

Autor: **Ladislav NOVÁK**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Josef Formánek, Ph.D.**

Akademický rok 2012/2013

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne: ……. **. . . . . .**

podpis autora

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	**Příjmení** Novák	**Jméno** Ladislav
STUDIJNÍ OBOR	B2301 „Strojní inženýrství“	
VEDOUCÍ PRÁCE	**Příjmení (včetně titulů)** Doc. Ing. Formánek, Ph.D.	**Jméno** Josef
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS	

DRUH PRÁCE	~~**DIPLOMOVÁ**~~	**BAKALÁŘSKÁ**	**Nehodící se škrtněte**
NÁZEV PRÁCE	Optimalizace převodového mechanismu malé vodní elektrárny		

FAKULTA	strojní	**KATEDRA**	KKS	**ROK ODEVZD.**	2013

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	44	**TEXTOVÁ ČÁST**	41	**GRAFICKÁ ČÁST**	3

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) **ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY**	Tato bakalářská práce obsahuje historii a popis funkce malých vodních elektráren. Hlavní náplní práce je zhodnocení možných variant převodových mechanismů pro konkrétní malou vodní elektrárnu. Součástí práce je návrh a výpočet zvoleného vhodného převodového mechanismu.
KLÍČOVÁ SLOVA **ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE**	malé vodní elektrárny, MVE, převodové mechanismy, řemenové převody, klínový řemen, výpočet, CAD

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	**Surname** Novák	**Name** Ladislav
FIELD OF STUDY	B2301 "Mechanical engineering"	
SUPERVISOR	**Surname (Inclusive of Degrees)** Doc. Ing. Formánek, Ph.D.	**Name** Josef
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS	
TYPE OF WORK	~~**DIPLOMA**~~	**BACHELOR**	**Delete when not applicable**
TITLE OF THE WORK	Optimization of the transmission mechanism for the small hydro plant	

FACULTY	Mechanical Engineering		**DEPARTMENT**	Machine Design	**SUBMITTED IN**	2013

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	44		**TEXT PART**	41	**GRAPHICAL PART**	3

BRIEF DESCRIPTION **TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS**	This bachelor thesis contains a history and description of the function of small hydropower plants. The main content evaluates possible variants of the transmission mechanisms for the specific small hydropower plant. Part of this thesis is the design and calculation of the selected transmission mechanism.
KEY WORDS	small hydropower plants, transmission mechanisms, belt transmissions, V-belt, calculation, CAD

Obsah

1. Vypracování rešerše včetně systematického popisu funkce 9
1.1 Úvod 9
1.2 Obnovitelné zdroje elektrické energie 9
1.3 Vodní energie 10
1.4 Historie vodní energie [11] 11
1.5 Vodní tok [13] 12
1.6 Rozdělení vodních elektráren (VE) [10] 12
1.6.1 dle výkonu 12
1.6.2 dle principu akumulace vodní energie 13
1.6.3 Rozdělení podle spádu (tlaku vody) 13
1.7 Malá vodní elektrárna (MVE) 13
1.8 MVE a ekologie [9] 13
1.9 Princip MVE 15
1.10 Vnější části MVE 15
1.10.1 Jez 16
1.10.2 Přívodní kanál - beztlakový přivaděč 16
1.10.3 Tlakové přivaděče 16
1.10.4 Česle 16
1.10.5 Objekt MVE 16
1.10.6 Odtokový (odpadní) kanál 17
1.11 Turbína 17
1.11.1 Volba turbíny: 17
1.12 Generátor 17
2. Vypracování rozboru možných převodových mechanismů 19
2.1 Současný stav konkrétní MVE 19
2.2 Převod ozubenými koly 21
2.2.1 Čelní ozubení 21
2.2.2 Kuželové ozubení 21
2.3 Řetězový převod 22

2.4 Řemenový převod ... 22
2.4.1 Ploché řemeny ... 23
2.4.2 Klínové řemeny ... 23
2.4.3 Ozubené řemeny ... 24
2.5 Zhodnocení vhodnosti převodových mechanismů ... 24
3. Návrh a výpočet řemenového převodu ... 26
3.1 1. stupeň řemenového převodu ... 27
3.1.1 Stanovení rozměru klasického průřezu klínového řemene ... 27
3.1.2 Stanovení minimálního výpočtového průměru malé řemenice ... 27
3.1.3 Stanovení průměrů řemenic ... 28
3.1.4 Určení osové vzdálenosti ... 28
3.1.5 Výpočtová délka řemenu ... 28
3.1.6 Skutečná osová vzdálenost ... 29
3.1.7 Potřebný počet řemenů [8] ... 29
3.1.8 Potřebné předpětí klínového řemenu [8] ... 30
3.1.9 Prostor potřebný k nasazení a dopnutí řemenu ... 31
3.2 2. stupeň řemenového převodu ... 31
3.3 Základní návrh ložisek ... 33
3.4 Návrh radiálních ložisek ... 34
3.4.1 Návrh axiálních ložisek ... 35
3.5 Ekonomické zhodnocení řešení pomocí klínového řemenu ... 36
3.5.1 Hrubý odhad předpokládané návratnosti investice ... 37
3.6 3D model řemenového převodu v MVE ... 37
4. Závěr ... 39
5. Použitá literatura ... 40
6. Použitý software ... 41

Seznam příloh:

Příloha č. 1 – Náčrt s rozměry původního a nového převodového mechanismu

Příloha č. 2 – CD Rom s elektronickou podobou bakalářské práce, 3D modelem řemenového převodu a nákresy

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Jednotka	Název
a	mm	osová vzdálenost řemenice
α	°	úhel opásání malé řemenice
β	°	úhel opásání velké řemenice
γ	°	dodatkový úhel opásání
c	N	základní dynamická únosnost
c_0	N	základní statická únosnost
d	mm	průměr řemenice
f	-	součinitel tření
F	N	síla
i	-	převodový poměr
L_w	mm	délka řemenu
L_h	h	trvanlivost ložiska
MVE		malá vodní elektrárna
μ	%	účinnost
M_k	Nm	kroutící moment
n	1/min	otáčky
P	W	výkon
s_0	-	součinitel statické bezpečnosti
v	m/s	obvodová rychlost
VE		vodní elektrárna

1. Vypracování rešerše včetně systematického popisu funkce

1.1 Úvod

Elektrická energie se stala jedním ze základních kamenů moderního lidstva. Na ceně energie velmi závisí například rozvoj hospodářství. Využívání elektrické energie je natolik významné, že se dle její spotřeby na jednoho občana často určuje životní úroveň v dané zemi. Spotřeba elektrické energie neustále roste, přestože jsou moderní spotřebiče navrhovány pro její větší úsporu. Je tedy nutné vytvářet další nové zdroje, nebo zvyšovat výkon těch stávajících.

V současné době jsou zdroji elektrické energie především fosilní a jaderná paliva. Zásoby fosilních paliv však začínají znatelně ubývat. Nejsledovanějším údajem jsou výroční zprávy britské energetické firmy BP. Dle jejich údajů je zásoba ropy při současné spotřebě dostačující přibližně na 54 let a zásoba uhlí na 112 let [3]. Spalování fosilních paliv má také poměrně velký dopad na životní prostředí. Pokud pomineme částečně nepodložené údaje o globálním oteplování, tak nelze popřít místní klimatické změny přeměnou krajiny v důsledku těžby. Fosilní látky mají také více využití, mnohem hůře nahraditelných než je výroba tepla a elektrické energie. Vyrábí se z nich moderní materiály, léky a mnoho dalšího. Lidstvo si čím dál tím více uvědomuje potřebu jiných spolehlivých zdrojů energie, nejlépe obnovitelných a ekologických.

Jaderná energie sice není obnovitelný zdroj, ale je ve všech ohledech rozhodně lepším řešením, než energie z fosilních paliv. Moderní jaderné elektrárny jsou velmi bezpečné, s malými dopady na životní prostředí a zásoba jaderného paliva vydrží mnoho let [17].

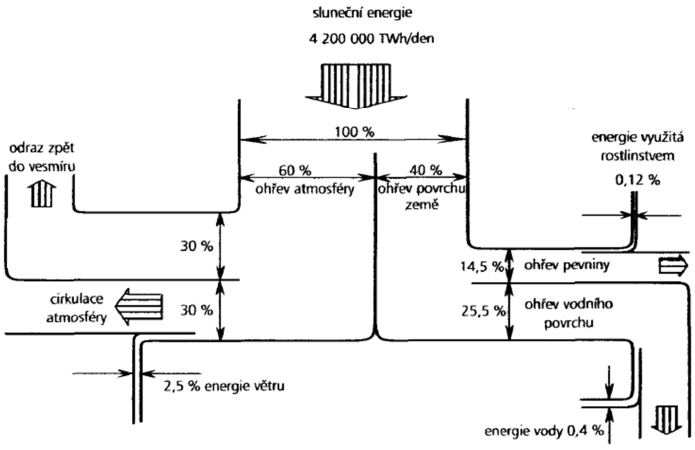
Jaderné elektrárny však nemohou pružně reagovat na potřeby elektrické sítě, protože jadernou reakci nelze rychle regulovat. V tomto případě je vhodně doplňují elektrárny vodní.

1.2 Obnovitelné zdroje elektrické energie

Obnovitelné zdroje elektrické energie jsou zdroje z našeho pohledu zdroje nevyčerpatelné. Veškerá obnovitelná energie pochází ve skutečnosti ze slunce (viz obr. 1). Obnovitelné zdroje se přeměňují na elektrickou energii v elektrárnách. Patří mezi ně fotovoltaické, větrné a vodní elektrárny.

Fotovoltaické a větrné elektrárny jsou příliš závislé na aktuálním počasí, ročním období a času, nejsou schopny plně nahradit spotřebu elektrické energie a také narušují vzhled krajiny. Životnost větrných elektráren se pohybuje okolo 20 let [4] a životnost fotovoltaických elektráren je odhadována okolo 30 let [1]. Z hlediska životnosti, ekonomické návratnosti a potřeby oprav jsou o mnoho výhodnější vodní elektrárny.

Fotovoltaické a větrné elektrárny také neřeší problém s dodáním elektrické energie do sítě v případě potřeby. Tyto elektrárny naopak mnohdy vyrábějí elektrickou energii i v době, kdy je spotřeba elektrické energie nízká a přetěžují tak elektrickou síť.



Obr. 1 - Celková energetická bilance sluneční energie dodávané na zeměkouli [5, s. 14]

1.3 Vodní energie

Z důvodů uvedených výše se středem zájmu mezi obnovitelnými zdroji stávají nebo alespoň by se měli stát vodní elektrárny. Energie vody vzniká přirozeným přírodním vodním oběhem. Tato energie je nevyčerpatelná, a pokud je vodní elektrárna správně navržena a umístěna, má velmi malý vliv na životní prostředí. Není tedy důvod, proč nechat nevyčerpatelnou ekologickou energii vody doslova protékat kolem nás a nevyužít ji. Aktuální produkce elektrické energie z vody se dá velmi snadno a rychle regulovat a pomocí přečerpávacích elektráren lze výhodně pokrývat špičky spotřeby elektrické energie, a energii skladovat. V noci, kdy je spotřeba elektrické energie nízká a je jí přebytek, je voda přečerpávána do nádrží. Poté přes den, ve špičkách využití elektrické energie je voda z nádrže přes vodní elektrárnu dle potřeby vypouštěna.

Hlavní výhody vodní energie jsou:

- nevyčerpatelnost
- nízké dopady na životní prostředí
- velmi nízké náklady na provoz
- dlouhá životnost
- pružný zdroj - dokáže reagovat v řádu sekund na změny v elektrické síti -> vyšší účinnost elektrické soustavy
- nezávislost na importu surovin ze zahraničí
- je to nejstabilnější a nejvýkonnější obnovitelný zdroj
- přispívají k vyrovnávání změn na tocích a napomáhají regulovat povodňové stavy

Hlavní nevýhody vodní energie jsou:

- vysoká investice do výstavby
- použití jen na určitých místech splňujících minimální potřebný průtok a spád řeky

Jelikož se jedná o 100% obnovitelný zdroj, má využití energie vody určitě svou budoucnost. Z hlediska ekologie jsou nejvýhodnější malé vodní elektrárny.

1.4 Historie vodní energie [11]

Vodní energie je lidstvem využívána již dlouhá léta. Počátky využívání energie vody jsou již v 6. století př. n. l. Lidstvo má tedy s využíváním energie vody, výstavbou a provozováním vodních děl již dlouholeté zkušenosti.

Vodní energie byla tedy po energii lidí a zvířat první z využívaných energií.

Z počátku byla vodní energie převáděna přímo na mechanickou, a její využití tedy bylo omezeno na blízkost řek (mlýny, pily, hamry). S vynálezem elektrického generátoru bylo však toto omezení odstraněno a energie vody může být transportována pomocí elektrické sítě na velké vzdálenosti.

Prvním zařízením pro převod vodní energie na mechanickou byly vodní kola. Záznamy o využívání vodního kola sahají do doby 600 let př. n. l., kde bylo používáno jako čerpací kolo pro závlahové kanály. Je však velmi pravděpodobné, že byla vodní kola využívána již dávno předtím. V průběhu let se kola pro čerpání vody zdokonalovala a v roce 361 n. l. bylo obráceno využití. Tedy již nebylo kolo mechanicky poháněno pro čerpání vody, ale voda poháněla kolo, aby konalo mechanickou práci. V Německu vznikly první vodní mlýny. První vodní mlýn na našem území, na řece Ohři, byl postaven okolo roku 718.

Ve 12. století bylo již vodní kolo používáno po celé Evropě, vzniká konstrukce kola s vrchním náhonem, tzv. korečník, který má až dvojnásobný výkon oproti běžnému typu kola. V 18. a 19. stol., v době průmyslové revoluce byly zkonstruovány a vylepšovány nové typy vodních kol. Vodní kola v této době dosáhla vrcholu svého vývoje.

Vzniká vědní obor hydromechanika a fyzik D. Bernoulli stanovuje její základní zákony. Díky zkoumání těchto zákonů se na základě výpočtů otevírají nové možnosti získávání energie z vody. Vzniká Segnerovo reakční kolo (předchůdce Eulerovy turbíny) a posléze první turbína Francouze Fourneyrona s účinností až 80%. Prosazuje se i Francisova turbína, která se rozšiřuje do celé Evropy. Původní dřevěné transmise jsou nahrazovány celoželeznými a plochými řemeny z hovězí kůže.

Ve dvacátém století vzniká nejprve teoreticky bubnová turbína, kterou později matematicky vyřešil a patentoval prof. Bánki. Souběžně s Bánkiho turbínou vyvíjí Prof.Ing.Dr.h.c. Viktor Kaplan svou turbínu s natáčivými oběžnými lopatkami. V roce 1919 byly oba typy turbín úspěšně uvedeny do provozu. V Československu byla do provozu uvedena první Kaplanova turbína v roce 1921 v Počeradech.

V následujících letech již nedošlo k tak významným objevům a zmíněné turbíny jsou s úpravami a vylepšeními používány dodnes. Vodní kola se i přes jejich nižší účinnost používají také. Jejich stavba je finančně málo náročná a hlavně je lze použít i na malém spádu, kde by turbínu nebylo možné nebo výhodné použít (spád do 1,5m).

1.5 Vodní tok [13]

Každý vodní tok obsahuje určité množství využitelné energie. Množství této energie za rok se nazývá hydroenergetický potenciál. Tento potenciál se dělí na:

- hrubý hydroenergetický potenciál, který nám dává pouze přibližnou představu o vodním toku; počítá se z nadmořských výšek a průtoků
- teoretický hydroenergetický potenciál, který udává teoretické zásoby energie v tocích při 100% využití spádu toku
- reálně využitelný hydroenergetický potenciál

Reálně využitelný hydroenergetický potenciál je o mnoho menší než teoretický, jelikož dokážeme využít jen malou část z celého toku, kvůli členitosti krajiny, či lidským obydlím a stavbám. Ztráty vznikají také při převodu vodní energie na kinetickou (účinnost generátoru, turbíny…). Reálně využitelný potenciál dosahuje 40-50% teoretického hydroenergetického potenciálu.

Kapacity pro velká vodní díla byly již ve většině zemí značně vyčerpány. Navíc je stavba velkých vodních děl velmi finančně a prostorově náročná a při stavbě takového díla jsou ničeny citlivé ekosystémy v okolí. Je proto výhodnější stavět malé vodní elektrárny, které mají minimální negativní dopad na životní prostředí a mají výrazně menší náklady na výstavbu.

1.6 Rozdělení vodních elektráren (VE) [10]

1.6.1 dle výkonu

- elektrárny malé – do 10 MW
- elektrárny střední - výkony od 10 MW do 200 MW
- elektrárny velké - výkony nad 200 MW´

Dělení malých vodních elektráren:

- domácí vodní elektrárny (do 35kW)
- vodní mikroelektrárny (od 35kW do 100 kW)
- vodní minielektrárny (od 100kW do 1MW)
- průmyslové vodní elektrárny (od 1 MW do 10 MW)

1.6.2 dle principu akumulace vodní energie

- průtočné, které získávají spád buď derivačním přítokem, nebo pomocí jezu
- akumulační, které odebírají vodu z nádrže
- přečerpávací, které slouží hlavně pro vyrovnání kolísavého odběru elektrické energie

1.6.3 Rozdělení podle spádu (tlaku vody)

- nízkotlaké - spády do 20 m
- středotlaké - spády od 20 do 100 m
- vysokotlaké - spády nad 100 m

1.7 Malá vodní elektrárna (MVE)

Na rozdíl od stavby velkých vodních elektráren, kde se přizpůsobuje příroda potřebám VE, a získají se tak do určité míry optimální podmínky, je správný návrh malé vodní elektrárny dosti odlišný. Do návrhu se ve velké míře promítají specifické podmínky dané lokality a toku. Každý případ je tedy jedinečný a musí se přizpůsobit okolnímu prostředí.

Návrh, projekce, stavba i provoz vodní elektrárny je složitý proces zahrnující spolupráci inženýru z oblasti stavebnictví, strojírenství (turbína, pomocná zařízení), elektrotechniky a mnoha dalších specialistů.

Malé vodní elektrárny vynikají několikanásobně delší ekonomickou životností než je návratnost prostředků do nich vložených. Elektrická energie vyrobená v MVE je nejlevnější energií, která je dodávána do elektrické soustavy.

1.8 MVE a ekologie [9]

Jako hlavní pozitivní ekologický dopad MVE lze říci, že každá 1kWh vyrobená v MVE místo v tepelné elektrárně ušetří asi jeden kilogram uhlí. Malé vodní elektrárny jsou z ekologického hlediska v souladu s přírodou, a proto je jejich výstavba a rekonstrukce dnes všeobecně podporována. Občas i tak ale naráží na nesouhlas těch nejzarytějších ekologů nebo neznalých úředníků.

Ve prospěch MVE však nalezneme mnoho pozitivních argumentů:

- Jsou navrhovány a užívány většinou jako průběžné, bez akumulačních nádrží, a nenarušují tedy říční koryta, jejichž zachování je důležité z hlediska ekologie, a zejména v chráněných krajinných oblastech toto ekologové přísně hlídají.
- Navrhují a budují se u stávajících jezů, které byly postaveny v minulosti (někdy velmi dávné) a dnes již tvoří nedílnou součást přírodního nebo urbanizovaného prostředí.

- Přednostně se instalují v lokalitách zrušených mlýnů a elektráren, kde se nejedná o zásah do přírodního prostředí, ale naopak o obnovu původního rázu krajiny.
- Navrhují a budují se na výpustných zařízeních rybníků, z nichž dosud odtékala voda nevyužita.

Nicméně i v těchto případech je třeba při návrhu, realizaci a zejména v provozu respektovat příslušná ekologická hlediska a kritéria, aby se odstranily nebo minimalizovaly negativní vlivy na některé rostlinné a živočišné druhy v konkrétní lokalitě (např. omezení kolísání hladiny rybníků apod.). V každém případě je nutné návrh MVE předem konzultovat s příslušnými odborníky, a to již ve stadiu výběru lokality a návrhu hlavních parametrů.

Aby byla MVE skutečně ekologická, jak je prezentována, je třeba skutečně dbát na zájmy ekologie a stále na ně brát ohled. Toto se týká již výběru místa pro stavbu, návrhu elektrárny, vlastního provádění stavby a následného dodržování všech zákonů a nařízení pro provoz.

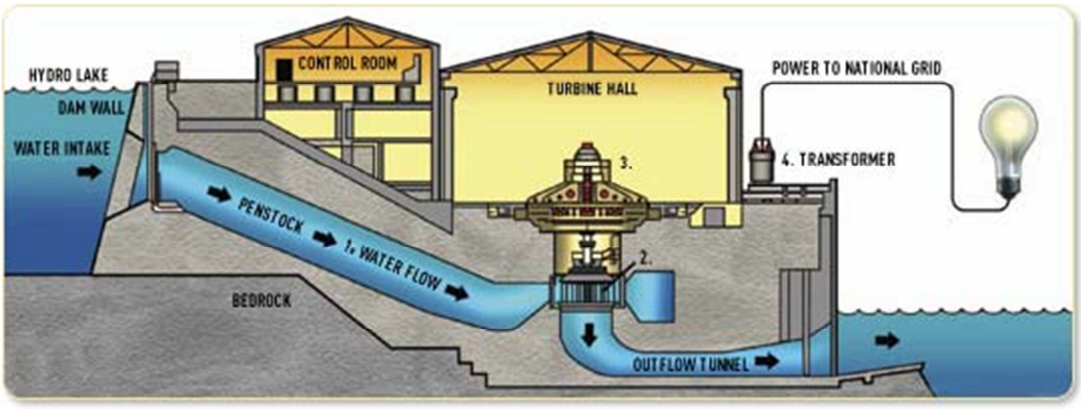
Nejčastěji diskutovanou problematikou bývá:

- Kontaminace vody ropnými produkty - u nových technologií se předpokládá maximální využití samomazných ložisek a používání ekologicky nezávadných maziv na bázi rostlinných olejů. Také u starších dožívajících technologií je vždy možné opatření, které nepřipustí ekologický problém.
- Dodržování odběru sjednaného množství vody - nejvhodnějším opatřením je používání spolehlivých automatik ve spojení s hladinovou regulací, aby byl co nejvíce vyloučen někdy nevhodný vliv obsluhy na provoz.
- Odstraňování naplavenin vytažených z vody - podle směrnic ministerstva pro životní prostředí musí provozovatel MVE zajistit odvoz a likvidaci všech z vody vytažených naplavenin, v žádném případě je nelze vracet pod MVE zpět do říčního toku.
- Pokud by MVE za provozu narušovala prostředí nepřípustným hlukem, je nutno upravit provoz, nebo provést opatření pro odhlučnění na náklady majitele MVE.
- Důležitý je také vzhled MVE, aby byla vhodně začleněna do reliéfu krajiny - již ve fázi projektové dokumentace je nutno vždy dodržet typ objektu a způsob provedení, jak bylo předepsáno stavebním úřadem nebo urbanistou, aby stavbou nebyl narušen místní krajinný řád.

Dalo by se říci, že malá vodní elektrárna, pokud je správně provozována dle příslušných směrnic, nemůže škodit, naopak přispívá životnímu prostředí nejen výrobou čisté energie, ale třeba i tím, že čistí a provzdušňuje vodu a často pomáhá k celkové revitalizaci lokality.

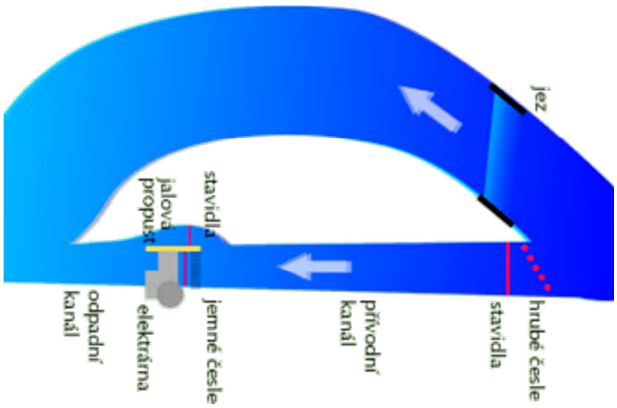
1.9 Princip MVE

Pro správnou funkci VE je třeba získat určitý vodní spád. Ten se dá získat buď stavbou VE vedle jezu nebo kanálem mimo hlavní tok přivádějícím vodu (derivační kanál). Přivedená voda z řeky protéká přes hrubé česle, kde zůstanou objemné nečistoty. Následně proudí přes stavidlo do přivaděče, a dále přes jemné česle, kde zůstanou drobnější nečistoty. Následně proudí voda do samotného objektu elektrárny, který bývá opatřen ještě jedním stavidlem, které slouží pro případné uzavření objektu elektrárny. Zde voda roztáčí turbínu zvolenou dle parametrů toku, která je vhodně zvoleným převodovým mechanismem spojena s elektrickým generátorem (pokud je turbína s generátorem na stejné hřídeli tvoří tzv. turbogenerátor). Kinetická a tlaková energie proudící vody se tím přemění na energii elektrickou, která je poté transformována a odváděna do elektrické sítě. Voda od turbíny odtéká savkou do odtokového kanálu a odtud zpět do řeky.



Obr. 2 – Schéma vodní elektrárny [15]

1.10 Vnější části MVE



Obr. 3 - Derivační vodní elektrárna [14]

1.10.1 Jez

Jez slouží pro zvýšení vodní hladiny nad elektrárnou a tím k získání potřebného spádu. Často se využívají zrekonstruované jezy a náhony postavené již před mnoha lety pro mlýny. Takto opravené jezy jsou výhodné z hlediska ekologie, jelikož jsou již urbanizované a začleněné do ekosystému. Jezy mají oproti hrázím nižší výšku vzdutí a podstatně menší objem zadržené vody. Nenarušují tolik okolní prostředí, naopak pomáhají udržet stabilní výšku hladiny.

1.10.2 Přívodní kanál - beztlakový přivaděč

Kanál tvoří nejčastěji výkop v terénu. Náklady na výkop jsou závislé především na členitosti trénu, typu podkladu a délce. Nejlevnější je oprava původního náhonu, který sloužil dříve například jako náhon k mlýnu. Na jednom derivačním kanálu se může nacházet i více elektráren. Toto řešení je efektivní z hlediska nákladů na výstavbu. Derivační kanál však nemusí být jen na stejné řece, může být veden i mezi dvěma řekami položenými v různé výšce.

1.10.3 Tlakové přivaděče

Tlakové přivaděče jsou nejčastěji zkonstruovány z ocelových trubek, případně korytem v železobetonu. Náklady na jejich stavbu jsou mnohem vyšší než u kanálů, jejich použití je vhodné především na krátké vzdálenosti s velkým spádem. Vyskytují se tedy nejčastěji v horském terénu. Kombinací obou typů přivaděčů lze dosáhnout výhodného poměru náklady/spád.

1.10.4 Česle

Česle slouží k zachycení nečistot. Obvyklé řešení bývá ocelová mříž. Nachází se před stavidly, a obvykle jsou zde dvoje, hrubé pro zachycení velkých nečistot(větve atd.) a jemnější před vpustí do objektu elektrárny. Dříve bylo nutné je pravidelně manuálně čistit, dnes již bývají osazeny samočistícím systémem.

1.10.5 Objekt MVE

V objektu elektrárny se nachází turbína, převodové mechanismy, generátor, a případně transformátor. Stavební uspořádání záleží na zvolené turbíně. Na objekt jsou kladeny větší nároky z hlediska těsnosti. Objekt by měl mít nouzové uzavření a měl by být schopný odolat zatopení v případě zvýšení hladiny.

1.10.6 Odtokový (odpadní) kanál

Odpadní kanál vrací vodu zpět do řeky. Elektrárna bývá často situována v blízkosti řeky a odpadní kanál je jen pár metrů dlouhý, bez výrazných nákladů na výstavbu.

1.11 Turbína

Turbíny se v současnosti řadí mezi nejúčinnější používané stroje. Dosahují účinnosti až 95%. Výběr turbíny závisí především na parametrech řečiště, jako jsou spád nebo průtok. Důležité je také celkové posouzení díla z hlediska převodů a zvoleného generátoru. Nejčastěji se používají reakční turbíny Kaplanova nebo Francisova s různými modifikacemi. Na větší vodní díla s většími spády se volí Peltonova akční turbína. V přečerpávacích VE se používají turbíny s reverzním chodem a přestavitelnými lopatkami. V MVE se nejčastěji používá horizontální Bánkiho turbína, a dále také upravená Francisova turbína.

Turbíny se dělí dle způsobu práce na přetlakové a rovnotlaké turbíny. Do přetlakové turbíny vstupuje do oběžného kola voda pod tlakem, který při průtoku turbínou klesá. Na tomto principu pracuje například Francisova turbína.

Naopak tlak vody vstupující do rovnotlaké turbíny se během průtoku turbínou nemění.

Francisova turbína je nejvhodnější pro střední spád. Na malých spádech a pro menší výkony je vhodné použít horizontálních turbín, pro velké výkony na malém spádu jsou vhodné vertikální turbíny.

Francisova turbína se ještě stále vyvíjí a vylepšuje. Běžně dosahuje výkonů až 250 MW, a za optimálních podmínek je tato turbína schopna výkonu až 1000MW.

1.11.1 Volba turbíny:

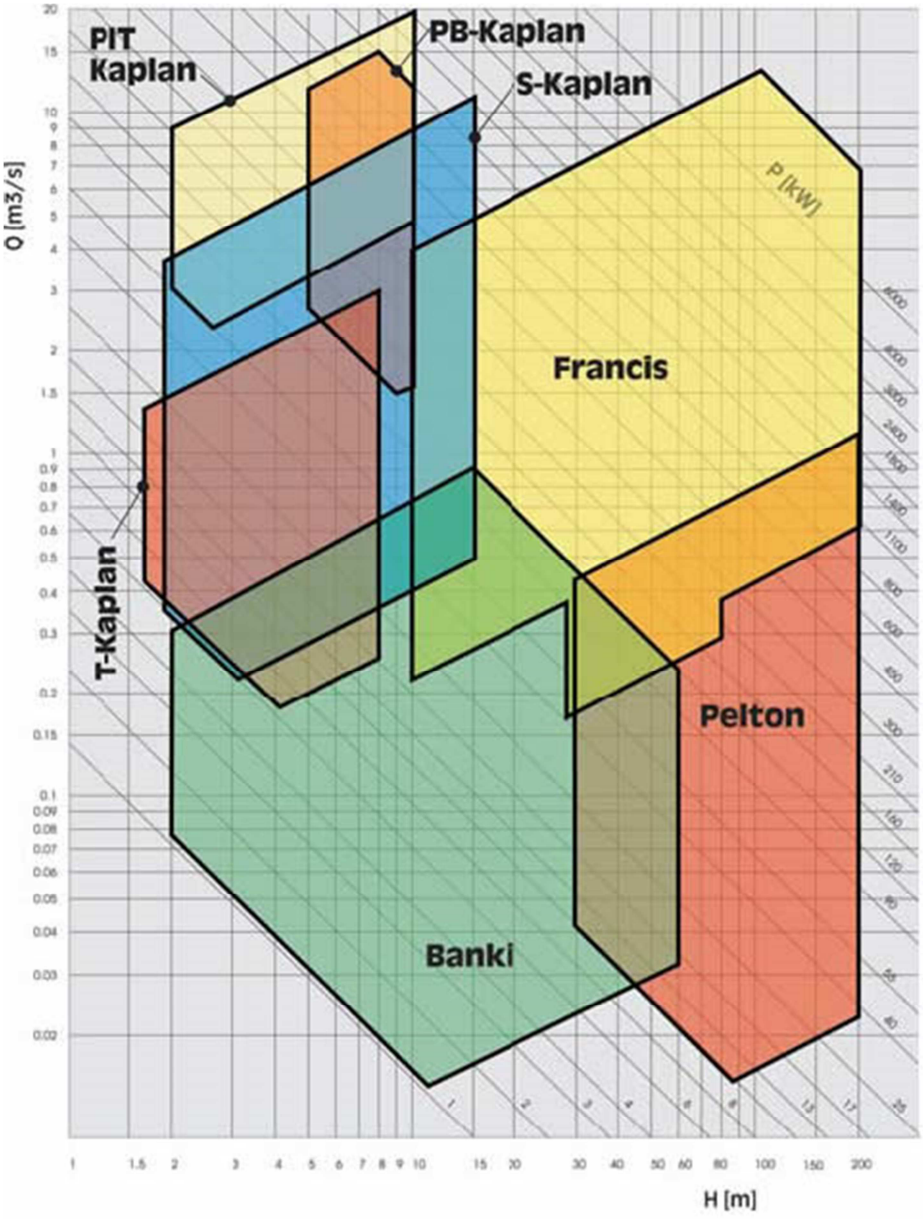
Pro zvolení vhodné turbíny pro MVE je potřeba znát mnoho údajů (celoroční průtok, spád a další) a vzorců přesahujících rozsah této práce. Tyto údaje lze částečně získat například od ČHMÚ, avšak pro přesné údaje je nutné daný tok celoročně sledovat. Pro zvolení turbíny v závislosti na průtoku a spádu slouží rozhodovací diagram (viz Obr.4). Tento diagram ukazuje pouze oblast optimálního poměru průtoku/spádu. Pro volbu správné turbíny je potřeba zvážit ale i mnoho dalších faktorů. Z diagramu lze také vyčíst teoretický výkon dané turbíny dle spádu a průtoku.

1.12 Generátor

V MVE se používají asynchronní nebo synchronní elektrické generátory. Asynchronní generátory se používají pro MVE především v III a IV. výkonové kategorii, to jest instalovaný výkon do 100 kW. Obvykle se využívají i v II. kategorii, to jest výkon do 500kW. Pro vyšší výkony se používají motory synchronní.

Asynchronní generátory mají tu výhodu, že není potřeba regulátoru otáček turbíny. Frekvenci 50Hz udržuje sama elektrizační soustava, ke které jsou připojeny.

U synchronních generátorů, pokud dojde v síti ke snížení odběru, začne turbína zrychlovat a mohla by se poškodit. Nejhorší případ by nastal v případě výpadku sítě, kdy by se turbína otáčela naprosto bez odporu. Je tedy nutné korigovat otáčky turbíny tak, aby byly konstantní. Toho se dosahuje různým škrcením přívodu vody, případně naklápěním lopatek turbíny.



Obr. 4 - Diagram pro volbu turbíny [6]

2. Vypracování rozboru možných převodových mechanismů

V této části práce jsou zanalyzovány převodové mechanismy, jejich výhody a nevýhody obecně, i pro použití v konkrétní MVE.

Převodovky v MVE jsou konstruované do rychla (tzv. multiplikátory). Asynchronní generátory potřebují pro výrobu elektrické energie většinou vyšší otáčky, než jakých je schopna dosáhnout turbína MVE. Je tedy potřeba vložit mezi ně další člen - převodový mechanismus a dosáhnout takového převodového poměru a tím výstupních otáček, aby generátor i turbína pracovali v optimálním rozmezí otáček. Největší problém mají v tomto ohledu vodní kola. Jsou pomaloběžná a běžné převodové mechanismy nejsou dostačující pro získání potřebných otáček bez velkých ztrát. Proto se vodní kola používají na výrobu elektrické energie jen zřídka.

V některých případech (obvykle u Peltonovy turbíny) nastane u MVE situace, kdy se optimální otáčky generátoru a turbíny překrývají. V takové situaci je pak konstruována turbína s generátorem na stejné hřídeli a tvoří tzv. turbogenerátor.

Důležité požadavky, které jsou kladeny na převody u MVE jsou následující:

- vysoká spolehlivost (minimální poruchovost)
- dlouhá životnost (až 50 000 hodin, což je téměř 6 let nepřetržitého provozu)
- minimální ztráty (vysoká účinnost)
- co nejmenší zabraný prostor
- jednoduchá údržba
- nízká pořizovací cena

Z těchto důvodů, především kvůli požadavkům na odolnost a životnost, jsou převodovky do výkonnějších elektráren konstruovány renomovanými výrobci z kvalitních a osvědčených dílů a také bývají značně naddimenzovány.

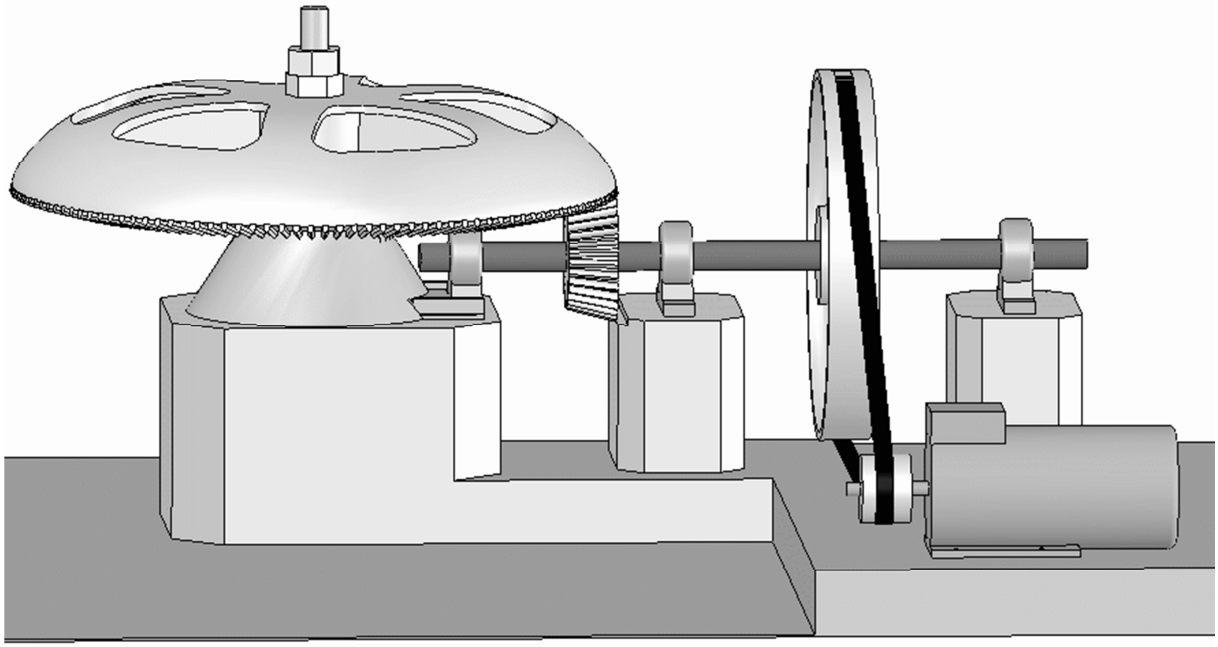
Používané převodové mechanismy můžeme rozdělit na 3 základní skupiny:

- převod ozubenými koly
- řetězový převod
- řemenový převod

2.1 Současný stav konkrétní MVE

Majitel této MVE si přál, aby elektrárna zůstala v anonymitě. Poskytl však základní parametry a rozměry současného stavu této MVE.

Zadaná MVE přenáší poměrně malý výkon P = 20kW.Turbína je situována vertikálně a generátor horizontálně. Převodový mechanismus je kombinovaný. Na hřídeli turbíny se nachází velké ozubené kolo s kuželovým ozubením, které převádí kroutící moment na menší ozubené kolo a dále na horizontálně situovanou hřídel. Tím je docíleno převodu z vertikální do horizontální polohy. Následně na horizontální hřídeli je umístěna řemenice pro plochý řemen, která přenáší výkon na horizontálně umístěný generátor.



Obr. 5 - Současný stav MVE (Zadavatel)

Současná konstrukce MVE pravděpodobně vznikla rekonstrukcí starého zařízení, kde byla dřevěná kola nahrazena novými, ale byly zachovány rozměry a polohy kol a hřídelí.

V příloze 1 je nákres s rozměry současného stavu převodového mechanismu.

Zadané parametry současného stavu tedy jsou:

- přenášený výkon: P = 20 kW
- otáčky turbíny: n_t = 36 ot/min
- otáčky generátoru: n_g = 775 ot/min

Z těchto hodnot otáček vyplývá převodový poměr:

$$i = \frac{n_g}{n_t} = \frac{775}{36} = 21{,}5$$

Výhody stávajícího řešení jsou:

- zachování rázu stavby, případně historické hodnoty
- menší náklady na změny stavby
- velké kolo vyrovnává svou setrvačnou silou případné kolísání průtoku

Nevýhody stávajícího řešení jsou:

- větší prostorová náročnost převodů
- v případě opotřebení zubů velké náklady na náhradu ozubeného soukolí novým, především na velkém ozubeném kole
- ozubené soukolí není automaticky mazáno, je nutné ho mazat ručně
- velká hmotnost celého převodového mechanismu
- v případě poruchy (zaseknutí turbíny) může setrvačný moment velkého kola turbínu poškodit

Kombinovaný převodový mechanismus nemá z technického hlediska žádné výrazně pozitivní účinky na soustavu a vychází pravděpodobně jen z předchozího řešení. Jednodušší tedy bude zvolit vícestupňový převodový mechanismus jednoho typu.

2.2 Převod ozubenými koly

Převod ozubenými koly patří do kategorie převodů pomocí tvarového styku, je to převod přesný, bez skluzu.

Převody ozubenými koly jsou vhodné především pro přenos velkých výkonů.

V moderních MVE se používají především pro přenos velkých výkonů. Dříve bývaly zuby kola z habrového dřeva a byly vsazeny do litinového prstence.

2.2.1 Čelní ozubení

Účinnost převodovek s ozubenými koly dosahuje až 98%, v závislosti na opotřebení zubů však klesá až na 80%.

Převodový poměr se doporučuje maximálně 1:8 až 1:10 na jeden stupeň [5]. Pro větší převodový poměr je tedy nutné zkonstruovat vícestupňovou převodovku.

Mezi výhody ozubených převodů patří především:

- velký přenášený výkon
- spolehlivost
- vysoká účinnost

Nevýhodou jsou:

- především vyšší pořizovací náklady
- vyšší hlučnost
- hmotnost převodovky, obtížnější manipulace

2.2.2 Kuželové ozubení

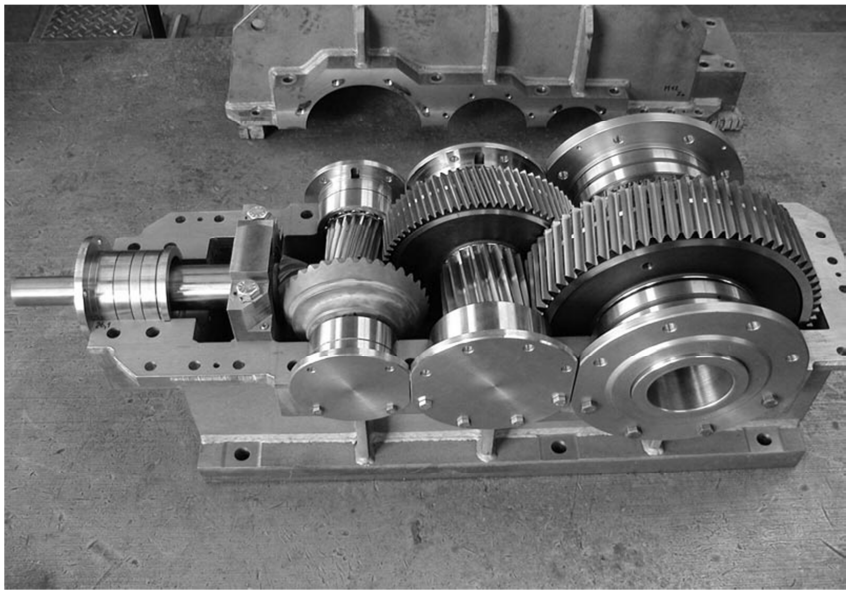
Kuželové ozubení se vyznačuje především natočením vstupní osy oproti výstupní o 90°. Lze však dosáhnout i jiných úhlů. Ostatní parametry jsou shodné s ozubením čelním.

U MVE se používá se tedy nejčastěji u vertikálních turbín, aby mohl být generátor položen horizontálně a to především z prostorových důvodů.

Pro tuto konkrétní elektrárnu by mohl být převod ozubeným soukolím jednou z vhodných variant.

Pokud by byl použit převod ozubeným soukolím, lze zvolit jak variantu s kuželovým ozubením, tak variantu s ozubením přímým. V obou případech budou potřeba malé stavební úpravy pro umístění generátoru do správné pozice. Z hlediska praktičnosti a pracnosti

stavebních úprav by bylo vhodné použít převod kuželovým ozubením a generátor by tedy byl upevněn v horizontální poloze. Převodovka by byla s velkou pravděpodobností dvou až třístupňová a bylo by zde zkombinováno čelní ozubení s kuželovým. (viz obr. 6)



Obr. 6 - Převodovka s kombinovaným čelním a kuželovým ozubením [16]

2.3 Řetězový převod

Řetězový převod stejně jako převod ozubenými koly je založen na tvarovém styku.

Pro použití ve vodních elektrárnách se moc často nevyužívá. Obvykle jen ve speciálních případech, kdy je elektrárna navržena atypicky a je nutné například přenášet kroutící moment z prostoru obtékaného vodou.

V MVE se nepoužívá především kvůli potřebě údržby. Řetězy se v průběhu své životnosti natahují, a je tedy nutné zajistit jejich dopínání. Na potřeby MVE se relativně rychle opotřebují a je poté nutné vyměnit řetěz i s řetězovými koly. Řetězové převody jsou také dosti hlučné.

Maximální převodový poměr u řetězového převodu je 1:15 a dosahovaná účinnost až 98,5%

2.4 Řemenový převod

Je založen na tření mezi řemenem a řemenicí a kromě ozubeného řemenu může docházet ke skluzu. Není tedy zajištěna vzájemná poloha spojovaných hřídelí.

Pro MVE jsou to nejčastěji používané převody. Jsou oblíbené především pro jednoduchost a malé náklady na pořízení a snadnou údržbu. Řemenové převody jsou málo hlučné a vyznačují se vysokou provozní spolehlivostí.

Dle druhu dělíme řemeny na:

- ploché
- klínové
- ozubené

2.4.1 Ploché řemeny

Historicky se používaly ploché řemeny vyráběné z kůže. V dnešní době je tendence je nahrazovat řemeny syntetickými, avšak řemeny kožené se stále hojně využívají pro své specifické vlastnosti. Spolehlivě se jimi dá přenášet výkon až 100kW na vzdálenost 10m.

Syntetickými plochými řemeny lze přenášet výkon až 500kW. S přenášeným výkonem se však značně zvětšuje jejich prostorová náročnost (šířka) a především také zatížení ložiska řemenice z důvodu nutného předpětí. Předpětí plochého řemenu musí být 1 až 1,5 násobek síly od přenášeného výkonu. Obvodová rychlost plochého řemenu by neměla přesáhnout 50 m/s a maximální uskutečnitelný převod je až 1:15 [5].

Při konstrukci řemenice pro plochý řemen je třeba její obvodovou část zaoblit - bombírovat (jen mírně, velkým poloměrem) nebo zkosit krajní 1/3 z každé strany, pod velmi malým úhlem. Tím se docílí toho, že se řemen bude sám centrovat a nebude mít tendenci z řemenice spadnout. Takovouto úpravu je potřeba udělat na jedné, případně obou řemenicích.

Řešení, které by mohlo neznalého člověka napadnout, zvýšit hrany na okraji, není vhodné. Spadnutí řemenu by pravděpodobně nezabránilo a řemen by se při najíždění na hranu poškozoval. Ploché řemeny jsou vhodné především k přenosu momentu na větší vzdálenosti, v jiných aplikacích se dnes již obvykle nevyužívají a jsou nahrazovány řemeny klínovými.

2.4.2 Klínové řemeny

Klínové řemeny se vyvinuly z řemenů plochých. Díky vyššímu tření v drážce s nimi lze přenášet větší výkony. Nejsou tolik náročné na prostor a lze tedy použít více řemenů vedle sebe. Běžně se tyto násobné klínové řemeny navrhují na výkony až 800kW. Kvůli svému tvaru mají o něco menší maximální převodový poměr 1:10. Jednou z velkých výhod oproti plochým řemenům je menší předpětí, a tím i menší zatížení ložisek a hřídelí. Toto předpětí se volí od 0,7 až 1 násobek síly od přenášeného výkonu.

Při výrobě řemenů je nutná přesná výroba a kontrola jejich délky. Při použití několika řemenů vedle sebe by jinak docházelo k jejich nerovnoměrnému opotřebení. Řemeny se časem natahují, a je tedy nutné zajistit napínání. Toto lze zajistit buď pomocí dopínání hnací/hnané kladky (automaticky nebo ručně) nebo další kladkou s pružinou, která udržuje řemen stále dopnutý a případně zvětšuje úhel opásání, a dovoluje tím přenášet větší výkon. Obvykle však stačí řemen dopnout po zaběhnutí (asi 100 hodin) a poté stačí kontrolovat stav dopnutí a opotřebení řemenu v dlouhých intervalech. Účinnost klínových řemenů se pohybuje od 90% do 98%, dle konkrétních podmínek.

Hlavní výhody klínových řemenů jsou:

- tichý chod
- snadná údržba
- levná výroba
- možnost velké vzdálenosti os

Nevýhody převodu s klínovými řemeny:

- síla na ložiska od předpětí
- skluz
- špatná odolnost proti olejům, nečistotám a vysokým teplotám

2.4.3 Ozubené řemeny

Nejnovějším typem řemenů jsou řemeny ozubené. Přenos výkonu mezi řemenem a řemenicí zde probíhá spíše tvarovým stykem než třením. Nedochází tedy k prokluzu a jsou schopny přenést vyšší výkony. Používají se především tam, kde je nutné dodržet přesnou vzájemnou polohu řemenic. Nejobvyklejší použití je v současné době v automobilech, kde tyto řemeny nahradily řetězový převod a slouží k načasování rozvodů.

Dosahují účinnosti až 99% a jsou téměř bezhlučné. Z hlediska ceny však nejsou vhodným řešením pro MVE, jelikož zde není potřeba zajišťovat vzájemnou polohu hřídelí a tudíž je tato funkce zbytečná, je levnější použít přenos klínovým řemenem.

V minulosti byly používány i převody lanové. Ty už se dnes jako převodový mechanismus používají především jen v aplikacích jako jeřáby, výtahy atd.

2.5 Zhodnocení vhodnosti převodových mechanismů

V následující tabulce je provedeno základní zhodnocení mechanismů.

Mechanismus:	Čelní ozubení	Kuželové ozubení	Řetězový převod	Klínový řemen
Účinnost až:	98%	96%	98,5%	98%
Cena:	střední	vyšší	střední	nižší
Hluk:	střední	střední	vyšší	nižší
Životnost:	výborná	výborná	průměrná	průměrná
Údržba:	nenáročná	nenáročná	častá	nenáročná

Tabulka 1 – Základní hodnocení mechanismů

Hlavními požadavky kladenými na převodový mechanismus MVE jsou životnost zařízení a malá potřeba údržby. Řetězový mechanismus není z důvodu právě menší životnosti, větších nákladů na výměnu, vyšší potřebě údržby a v neposlední řadě větší hlučnosti vhodný pro použití v MVE.

Převod ozubeným řemenem vykazuje stejné parametry jako převod klínový, vyjma větší účinnosti a zajištění vzájemné polohy hřídelů. Tyto výhody jsou však převáženy vyšší cenou a

z hlediska MVE jsou nadbytečné. Tudíž je převod ozubeným řemenem z ekonomického hlediska nevhodný.

Převod plochým řemenem má své nevýhody. Především nadměrně zatěžuje napínací silou ložiska a případně i hřídel generátoru. Jednou z výhod je možnost natočení os hřídelů o 90°, zároveň s tím se však zvyšuje prostorová náročnost. Ploché řemeny jsou vhodné především pro přenos momentu na velké vzdálenosti. Na krátkých vzdálenostech, jaké jsou v této konkrétní MVE je ve většině ohledů předčí řemeny klínové.

Převod převodovkou s ozubenými koly s čelním nebo kuželovým ozubením by byl pro danou MVE jedním z vhodných návrhů. Z hlediska rozboru vhodnosti tohoto návrhu by bylo možné v rámci této práce provést základní výpočty a návrh. Pro takto koncipovanou převodovku (dvou až tří stupňová, kuželo - čelní) jsou však tyto výpočty dosti rozsáhlé. V případě zvolení této varianty jako vhodné pro aplikaci v dané MVE by bylo efektivní provést výpočty ve výpočtovém software (např. MITcalc). Výsledkem by však byla převodovka, kterou by bylo nutno vyrobit na zakázku. Takto zvolené řešení by se pravděpodobně prodražilo.

Jak již však bylo zmíněno, mnoho firem se zabývá komplexním řešením takovýchto převodovek se zaměřením přímo na MVE. Tyto firmy mají potřebné know how, výpočetní modely, technologie a mnoho dílů univerzálně použitelných, se kterými počítají již v návrhu. Takto objednaná převodovka vyjde levněji, než převodovka vyrobená dle vlastního návrhu, a se zárukou dlouhé životnosti díky dlouholetým zkušenostem výrobců. I tak ale budou náklady na takovou převodovku vzhledem k výkonu dané MVE poměrně vysoké.

Lze předpokládat, že majiteli takovéto domácí MVE bude záležet na nákladech na pořízení převodového mechanismu a návratnosti investice. Z tohoto hlediska je nejvhodnější a nejjednodušší řešení převod pomocí klínových řemenů. Řemeny jsou normalizované a výroba řemenic není náročná. Celý převodový mechanismus lze realizovat v krátké době a za poměrně nízkou cenu oproti ostatním řešením. Převod klínovým řemenem nepotřebuje kromě občasného dopnutí (pokud není automatizované) žádnou údržbu, je téměř bezhlučný a má nízké ztráty.

Při zvážení všech výhod a nevýhod jednotlivých převodových mechanismů, a to i z hlediska nákladů na realizaci je tedy nejvýhodnější zvolit právě převod klínovými řemeny.

Budou potřeba drobné stavební úpravy pro vertikální upevnění generátoru a posuvné uložení hřídele a generátoru pro zajištění možnosti dopínání řemenů. Také bude potřeba pravděpodobně posunout sloupky, na kterých je upevněna hřídel.

V následujících krocích bude proveden návrh a výpočet zvoleného převodového mechanismu klínovým řemenem.

3. Návrh a výpočet řemenového převodu

Návrh a výpočet řemenového převodu bude proveden dle norem ČSN 023111, ČSN 023179, ČSN 023180 a ČSN 023110. Výběry z těchto norem potřebné k navržení řemenového převodu jsou obsaženy ve strojnických tabulkách. [12, s. 529 – 542]

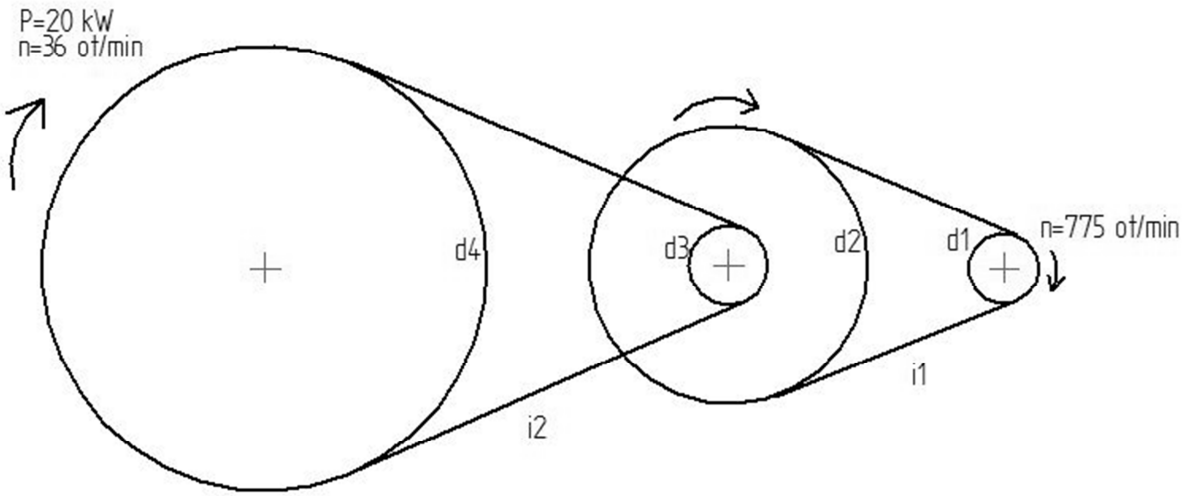
Vstupní parametry zadané MVE obdržené od zadavatele jsou :

- výkon P = 20 kW
- otáčky turbíny n_4 = 36 ot/min
- otáčky generátoru n_1 = 775 ot/min
- potřebný převodový poměr je tedy i_c = 21,5:1

Pro návrh jsou důležité i rozměrová omezení vyplývající z výkresu současného stavu. V půdorysu jsou to rozměry 3795 mm (od osy turbíny ke stěně) a 5490 mm na šířku.

Celkový potřebný převodový poměr i_c se rozdělí do dvou stupňů. Podmínkou je, aby skutečný celkový převodový poměr byl vyšší než potřebný a zároveň, aby se k němu co nejvíce přiblížil.

Jelikož je v normách počítáno s návrhem dle otáček malé řemenice, je v návrhu postupováno od generátoru směrem k turbíně. Takto jsou tedy číslovány i průměry řemenic a převodové poměry (viz obr. 7).



Obr. 7- Skica navrhovaného převodového mechanismu

.

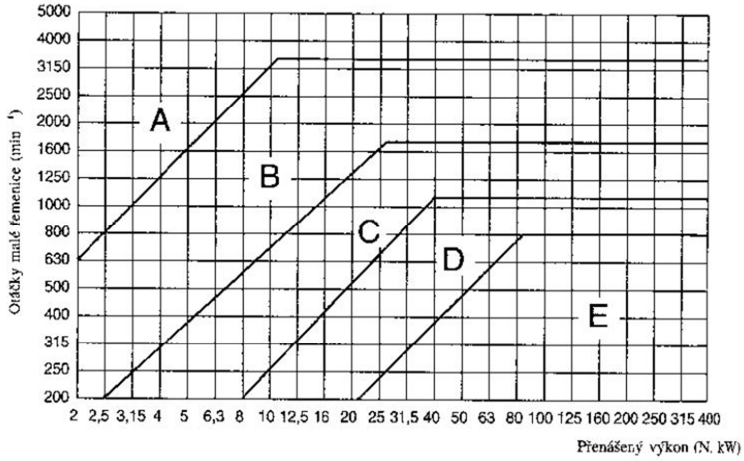
Předem je navrhnuto rozdělení na převodové poměry:$i_{1t} = 4{:}\,1$ a $i_{2t} = 5{,}5{:}\,1$

Tyto převodové poměry se v průběhu návrhu upraví na skutečně dosažitelné hodnoty dle normalizovaných průměrů řemenic.

3.1 1. stupeň řemenového převodu

3.1.1 Stanovení rozměru klasického průřezu klínového řemene

Stanovuje se dle diagramu na obr 8.



Obr. 8 - Diagram pro stanovení průřezu řemenu [12, s.537]

Potřebné vstupní parametry jsou otáčky malé řemenice a přenášený výkon. Otáčky malé řemenice na generátoru jsou 775 ot/min a přenášený výkon 20 kW. Těmto hodnotám odpovídá průřez klínového řemene velikosti C.

3.1.2 Stanovení minimálního výpočtového průměru malé řemenice

Pružnost řemenu má své limity, a při jeho ohýbání na řemenici by mohlo dojít k jeho popraskání. Tyto limitní hodnoty ohybového napětí jsou pro jednotlivé řemeny určeny a pro zjednodušení výpočtu převedeny na minimální výpočtový průměr řemenice. Hodnoty lze nalézt v normě ČSN 02 3179. Průřezu C odpovídá limitní hodnota d_{min} = 200 mm

Nutno podotknout, že celý výpočet je proveden pro výpočtové průměry a délky. To znamená pro místo v řemenu, kde se nachází neutrální vrstva vláken. Tyto hodnoty se také uvádějí při objednávce řemenu.

Ze zkušeností lze předem říci, že je lepší, pokud je to prostorově možné, zvolit průměr malé řemenice mírně vyšší, z důvodu zvýšení úhlu opásání, a tím menšího potřebného počtu řemenů pro přenesení výkonu. Průměry řemenic se volí dle normalizovaných řad uvedených v normě ČSN 02 3180.

Volba průměru malé řemenice je omezena i maximálním možným průměrem. Zde se projevuje omezení maximální obvodové rychlosti řemenu. Pro klasický řemen je to obvodová rychlost v_{max} = 25 m/s. U takto malých otáček zpravidla není nutné maximální průměr kontrolovat. Pro představu lze však výpočet uvést.

$$d_{max} = \frac{60000 * v_{max}}{\pi * n} = \frac{60000 * 25}{\pi * 775} = 616 \text{ mm}$$

Zvolený průměr d_1 tedy musí ležet v intervalu < 200;616 >.

3.1.3 Stanovení průměrů řemenic

Zvolen průměr malé řemenice: $d_1 = 315$ mm

Teoretický průměr velké řemenice: $d_{2t} = d_1 * i_{1t} = 315 * 4 = 1260$ mm

Nejbližší normalizovaný výpočtový průměr řemenice dle ČSN 02 3180 je 1250 mm.

Zvoleno: $d_2 = 1250$ mm

Tímto krokem se změnil převodový poměr, a je tedy nutné dopočítat skutečný převodový poměr:

$$i_1 = \frac{d_2}{d_1} = \frac{1250}{315} = 3{,}96$$

Otáčky na výstupu 1. převodového stupně:

$$n_{23} = \frac{775}{3{,}96} = 195{,}7 \text{ ot/min}$$

3.1.4 Určení osové vzdálenosti

Při určování osové vzdálenosti je nutno dodržet podmínku, že mezi řemenicemi by měla být minimální vzdálenost $0{,}2 * (d_1 + d_2)$, pokud je k vzdálenosti připočten poloměr malé a velké řemenice, získá se minimální osová vzdálenost řemenic.

$$a_{min} = 0{,}2 * (d_1 + d_2) + 0{,}5 * (d_1 + d_2) = 0{,}7 * (d_1 + d_2)$$

$$a_{min} = 0{,}7 * (315 + 1250) = 1095{,}5 \text{ mm}$$

3.1.5 Výpočtová délka řemenu

Pro určení minimální výpočtové délky řemenu je nutné spočítat hodnotu úhlu opásání α.

Lze předpokládat, že α bude větší než 110° a pro takový případ platí vzorec:

$$\alpha \approx 180 - 57 * \frac{d_2 - d_1}{a_{min}} = 180 - 57 * \frac{1250 - 315}{1095{,}5} = 131{,}35°$$

Dále je nutné vypočítat dodatkový úhel opásání velké řemenice γ.

$$\gamma = 90 - \frac{\alpha}{2} = 90 - \frac{131{,}35}{2} = 24{,}32°$$

Z těchto hodnot se vypočte minimální teoretická výpočtová délka řemene.

$$L_{pmin} = 2 * a_{min} * \sin\frac{\alpha}{2} + \frac{\pi}{2} * (d_1 + d_2) + \frac{\pi * \gamma}{180}(d_2 - d_1)\ n$$

$$L_{pmin} = 2 * 1095{,}5 * \sin\frac{131{,}35}{2} + \frac{\pi}{2} * (315 + 1250) + \frac{\pi * 24{,}32}{180}(1250 - 315)$$

$$L_{pmin} = 4851{,}7 \text{ mm}$$

Nejbližší normalizovaná délka dle ČSN 02 3112 je:

$$L_p = 5000 \text{ mm}$$

3.1.6 Skutečná osová vzdálenost

Pro výpočet osové vzdálenosti „a“ je použit vzorec z ČSN 02 3111.

Pro zjednodušení vzorce jsou zavedeny mezivýpočty W, y.

$$W = \pi * \frac{d_1+d_2}{2} = \pi * \frac{315+1250}{2} = 2458{,}3\ mm$$

$$y = \left(\frac{d_2-d_1}{2}\right)^2 = \left(\frac{1250-315}{2}\right)^2 = 218556{,}25\ mm^2$$

$$a = 0{,}25 * \left[\left(L_p - W\right) + \sqrt{\left(L_p - W\right)^2 - 8y}\right]$$

$$a = 0{,}25 * \left[(5000 - 2458{,}3) + \sqrt{(5000 - 2458{,}3)^2 - 8 * 218556{,}25}\right]$$

$$a = 1178{,}1\ mm$$

3.1.7 Potřebný počet řemenů [8]

Součinitele a vzorce se nacházejí v normě ČSN 02 3111.

Výpočet výkonu, který přenese v podmínkách provozu jeden řemen:

$$\mathrm{N_p} = \mathrm{N_o} * \frac{\mathrm{C_\alpha} * \mathrm{C_L}}{\mathrm{C_p}} = 9{,}21 * \frac{0{,}86 * 1{,}07}{1{,}2} = 7{,}06\ \mathrm{kW}$$

Nejprve je nutné určit součinitele:

- součinitel úhlu opásání pro α = 131°: $C_\alpha = 0{,}86$
- součinitel vlivu délky řemene pro L_p = 5000: $C_L = 1{,}07$
- součinitel dynamičnosti a pracovního režimu: $C_p = 1{,}2$

Jmenovitý výkon přenesený jedním řemenem N_o = 9,21 kW

Potřebný počet řemenů:

$$\mathrm{K} = \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{N_p} * \mathrm{C_k}} = \frac{20}{7{,}06 * 0{,}95} = 2{,}98$$

kde: N = Přenášený výkon

C_k = součinitel počtu řemenů, pro 2-3 řemeny C_k=0,95

Výsledek se zaokrouhluje na nejbližší celé číslo.

Pro přenesení požadovaného výkonu tedy budou použity tři řemeny.

Při návrhu řemenového převodu jsou zanedbány převodové ztráty, jelikož nemají z hlediska návrhu převodu velký význam.

3.1.8 Potřebné předpětí klínového řemenu [8]

Pro výpočet předpětí je potřeba znát více hodnot. Tyto hodnoty jsou postupně počítány v následujících řádcích.

Kroutící moment na malé řemenici: $Mk_1 = \frac{P}{2*\pi*n} = \frac{20000*60}{2*\pi*775} = 246{,}4\ \text{Nm}$

Obvodová síla na malé řemenici: $F_1 = \frac{2*Mk}{d_1} = \frac{2*246{,}4}{0{,}315} = 1564{,}7\ \text{N}$

Obvodová rychlost malé řemenice: $v_1 = \frac{\pi*d_1*n_1}{60} = \frac{\pi*0{,}315*775}{60} = 12{,}8\ \text{m/s}$

Součinitel tření $f_1 = f_0 + 0{,}012 * v_1 = 0{,}35 + 0{,}012 * 12{,}8 = 0{,}5$

- f_0 pro styk pryže a oceli = 0,35

Součinitel tření s ohledem na sevření drážky: $f_{k1} = \frac{f_1}{\sin\frac{\beta}{2}} = \frac{0{,}5}{\sin\frac{38}{2}} = 1{,}54$

- úhel drážky se volí dle průměru řemenice

Úhel opásání v radiánech: $\hat{\alpha} = \frac{\alpha*\pi}{180} = \frac{\pi*131{,}4}{180} = 2{,}29\ \text{rad}$

Předepínací síla: $F_o = k * \frac{F_1}{2} * \frac{e^{f_k*\alpha}+1}{e^{f_k*\alpha}-1} = 912{,}8\ \text{N}$

- koeficient bezpečnosti k=1,1 až 1,4 dle konkrétních požadavků (zvolen 1,1)

Reakční síla: $R = \sqrt{4 * F_o^2 * \cos 2 * \gamma} = 1484{,}5\ \text{N}$

- vznikne sečtením dvou předepínacích sil od řemene

Síla v tažné větvi: $F_{11} = R + \frac{F_1}{2} = \frac{1546{,}7}{2} + 1484{,}5 = 2257{,}9\ \text{N}$

Síla v odlehčené větvi: $F_{12} = R - \frac{F_1}{2} = 1484{,}5 - \frac{1546{,}7}{2} = 711{,}15\ \text{N}$

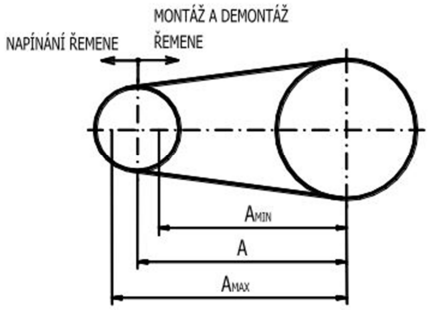
Radiální síla na ložiska od 1. stupně: $F_r = \sqrt{F_{11}^2 + F_{12}^2 - 2 * F_{11} * F_{12} * \cos\left(\frac{\pi*\beta}{180}\right)} =$

$$= \sqrt{2257{,}9^2 + 711{,}15^2 - 2 * 2257{,}9 * 711{,}15 * \cos\frac{\pi*131{,}4}{180}} = 2779{,}9\ \text{N}$$

Síla působící na hřídel a ložiska od předepínací síly 1. převodového stupně je 2779,9 N.

3.1.9 Prostor potřebný k nasazení a dopnutí řemenu

Pro montáž a dopínání řemenu je potřeba mít možnost pohybovat s osovou vzdáleností pomocí jedné z řemenic.



Obr. 9 - Montáž a napínání řemene [8]

$$A_{min} = A_{sk} - 0{,}015 * L_p = 1178{,}1 - 0{,}015 * 5000 = 1103{,}1 \text{ mm}$$

$$A_{max} = A_{sk} + 0{,}030 * L_p = 1178{,}1 + 0{,}030 * 5000 = 1328{,}1 \text{ mm}$$

3.2 2. stupeň řemenového převodu

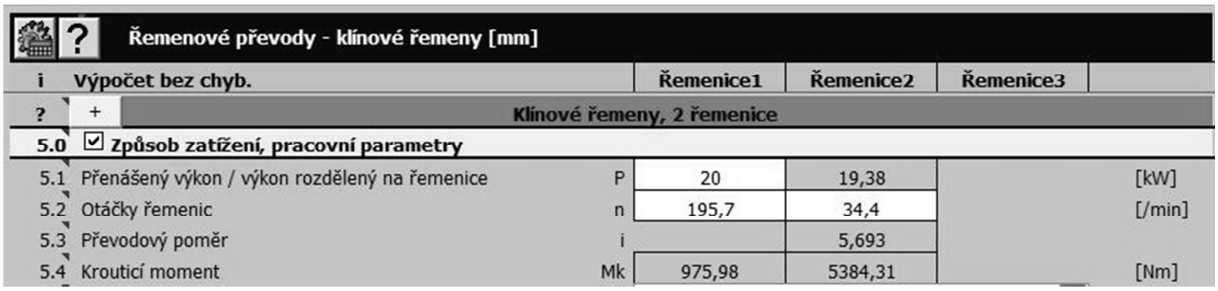
Všechny vztahy byly dostatečně popsány a vysvětleny v návrhu 1. stupně. Výsledky byly porovnány s výsledky z výpočetního programu MITCalc a hodnoty se dají označit v rámci drobných odchylek za srovnatelné. Program počítá dle stejných zásad a vzorců, které byly uvedeny při výpočtu v této práci. Výpočet 2. stupně není tedy již nutné podrobně znovu provádět a pro jeho návrh využijeme již rovnou programu MITCalc.

Vstupní parametry jsou:

- výkon: P = 20 kW
- požadované otáčky na výstupu 2. převodového stupně: n_4 = 36 ot/min
- otáčky na vstupu 2. převodového stupně: n_{23} = 195,7 ot/min

Požadovaný převodový poměr:

$$i_2 = \frac{n_{23}}{n_4} = \frac{195{,}7}{36} = 5{,}44$$



Řemenové převody - klínové řemeny [mm]

i	Výpočet bez chyb.		Řemenice1	Řemenice2	Řemenice3	
?	+	Klínové řemeny, 2 řemenice				
5.0	☑ Způsob zatížení, pracovní parametry					
5.1	Přenášený výkon / výkon rozdělený na řemenice	P	20	19,38		[kW]
5.2	Otáčky řemenic	n	195,7	34,4		[/min]
5.3	Převodový poměr	i		5,693		
5.4	Krouticí moment	Mk	975,98	5384,31		[Nm]

Obr. 10 - MITCalc - Způsob zatížení a pracovní parametry

Pro výkon P = 20 kW a otáčky n_{23} = 195,7 vyplývá z diagramu na obr. 8 průřez řemene „D“.

Minimální výpočtový průměr malé řemenice pro průřez „D“ klasického řemenu je:

d_{min} = 355 mm.

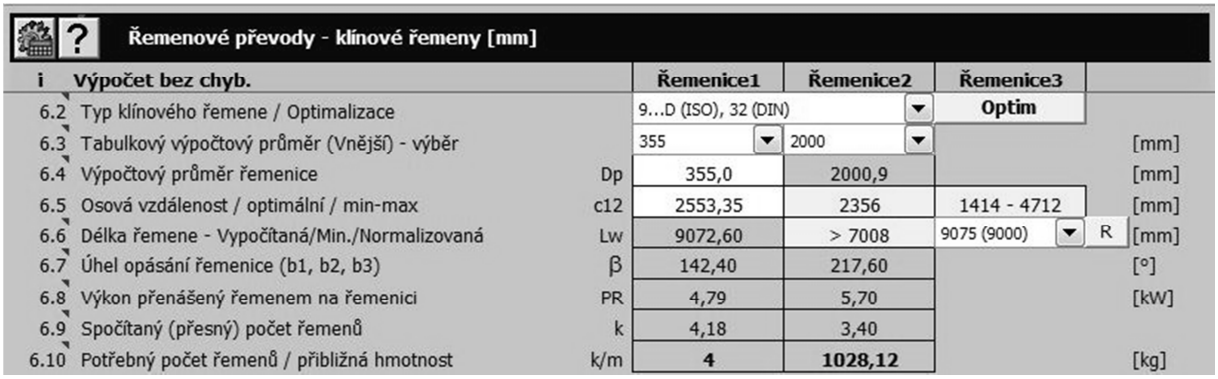
Zde není vhodné zvětšovat průměr malé řemenice, jelikož se tím zvětší i průměr velké a návrh je omezen velikostí vnitřního prostoru elektrárny.

Zvoleno: $d_3 = 355$ mm

Průměr velké řemenice: $d_{4min} = d_3 * i_2 = 355 * 5{,}44 = 1931{,}2$ mm

Pro správnou funkci generátoru je potřeba minimálně stejný nebo vyšší převodový poměr než stávající. Je tedy nutné zvolit nejbližší vyšší normalizovaný průměr velké řemenice.

Zvoleno: $d_4 = 2000$ mm



Řemenové převody - klínové řemeny [mm]

i	Výpočet bez chyb.		Řemenice1	Řemenice2	Řemenice3	
6.2	Typ klínového řemene / Optimalizace		9...D (ISO), 32 (DIN)		Optim	
6.3	Tabulkový výpočtový průměr (Vnější) - výběr		355	2000		[mm]
6.4	Výpočtový průměr řemenice	Dp	355,0	2000,9		[mm]
6.5	Osová vzdálenost / optimální / min-max	c12	2553,35	2356	1414 - 4712	[mm]
6.6	Délka řemene - Vypočítaná/Min./Normalizovaná	Lw	9072,60	> 7008	9075 (9000) R	[mm]
6.7	Úhel opásání řemenice (b1, b2, b3)	β	142,40	217,60		[°]
6.8	Výkon přenášený řemenem na řemenici	PR	4,79	5,70		[kW]
6.9	Spočítaný (přesný) počet řemenů	k	4,18	3,40		
6.10	Potřebný počet řemenů / přibližná hmotnost	k/m	**4**	**1028,12**		[kg]

Obr. 11 - MITCalc - návrh klínových řemenů

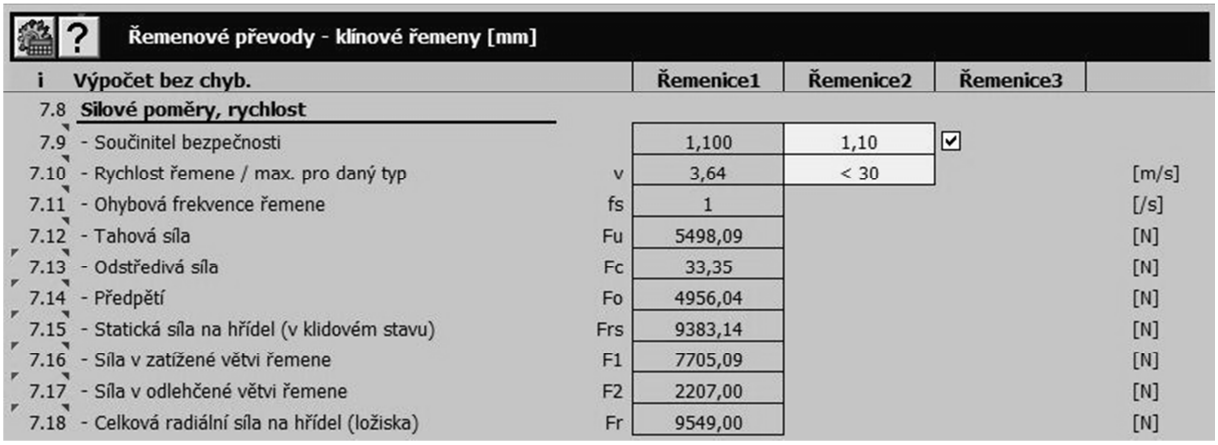
Skutečný převodový poměr: $i_2 = \frac{d_4}{d_3} = \frac{2000}{355} = 5{,}69$

Skutečný celkový převodový poměr: $i_c = i_1 * i_2 = 3{,}96 * 5{,}69 = 22{,}5$

Skutečná osová vzdálenost vypočtená programem MITCalc: a_{sk} = 2553,4 mm

Normalizovaná délka použitých řemenů: L_w = 9000 mm

Pro přenesení požadovaného výkonu jsou zapotřebí čtyři klínové řemeny průřezu D.



Řemenové převody - klínové řemeny [mm]

i	Výpočet bez chyb.		Řemenice1	Řemenice2	Řemenice3	
7.8	**Silové poměry, rychlost**					
7.9	- Součinitel bezpečnosti		1,100	1,10	☑	
7.10	- Rychlost řemene / max. pro daný typ	v	3,64	< 30		[m/s]
7.11	- Ohybová frekvence řemene	fs	1			[/s]
7.12	- Tahová síla	Fu	5498,09			[N]
7.13	- Odstředivá síla	Fc	33,35			[N]
7.14	- Předpětí	Fo	4956,04			[N]
7.15	- Statická síla na hřídel (v klidovém stavu)	Frs	9383,14			[N]
7.16	- Síla v zatížené větvi řemene	F1	7705,09			[N]
7.17	- Síla v odlehčené větvi řemene	F2	2207,00			[N]
7.18	- Celková radiální síla na hřídel (ložiska)	Fr	9549,00			[N]

Obr. 12 - MITCalc - silové poměry

Celková radiální síla na hřídel a ložiska od 2. stupně převodového mechanismu

F_{r2} = 9549 N

3.3 Základní návrh ložisek

Ložiska jsou v daném případě zatížena radiálními silami od předpětí řemenů, ale také samotnou hmotností obou řemenic. Hmotnost obou řemenic by se dle hrubého odhadu mohla pohybovat okolo 230kg. Síla 2300N rozhodně není zanedbatelná, a je tedy nutné zvolit ložiska zvládající axiální i radiální zatížení nebo jejich vhodnou kombinaci.

Jedním z nejjednodušších řešení s vysokou spolehlivostí a dlouhou trvanlivostí je kombinace dvou radiálních a jednoho axiálního ložiska.

Z důvodu prostorového omezení vnitřními rozměry objektu elektrárny jsou oproti sobě první a druhý převodový stupeň natočeny o 90°. Tento stav je z hlediska zatížení ložisek horší, než když by byly převody v jedné řadě (v takovém případě by se síly navzájem částečně vyrušily). Radiální síly působící na ložiska od předpětí jednotlivých převodů jsou již spočteny. Je třeba je sloučit ve výslednou radiální sílu.

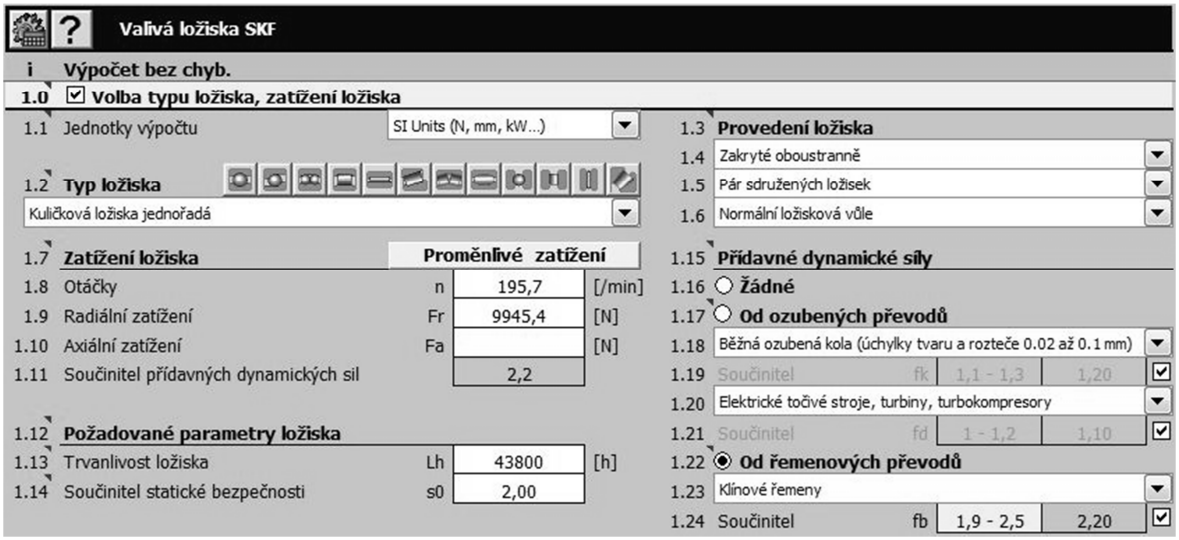
$$F_{rv} = \sqrt{F_{r1}^2 + F_{r2}^2} = \sqrt{2779{,}9^2 + 9549^2} = 9945{,}4 \text{ N}$$

Jak již bylo zmíněno, ve vodních elektrárnách je kladen velký důraz na dlouhou životnost a nízkou potřebu údržby. Ložiska tedy budou nadimenzována tak, aby vydržela dostatečně dlouhou dobu. Jedním ze základních vstupních údajů je trvanlivost ložiska v hodinách. Nepřetržitému 5 letému provozu MVE odpovídá požadovaná životnost ložiska L_h=44000 h. Mezi další vstupní parametry patří spočtená výsledná radiální síla a odhadnutá axiální síla.

Ložiska jsou zvolena zakrytovaná z obou stran, s náplní maziva od výrobce. Tato ložiska jsou bezúdržbová a se zaručenou životností, a tudíž vhodná pro aplikaci v MVE. Axiální ložisko bude uloženo a utěsněno v náboji s náplní kvalitního maziva.

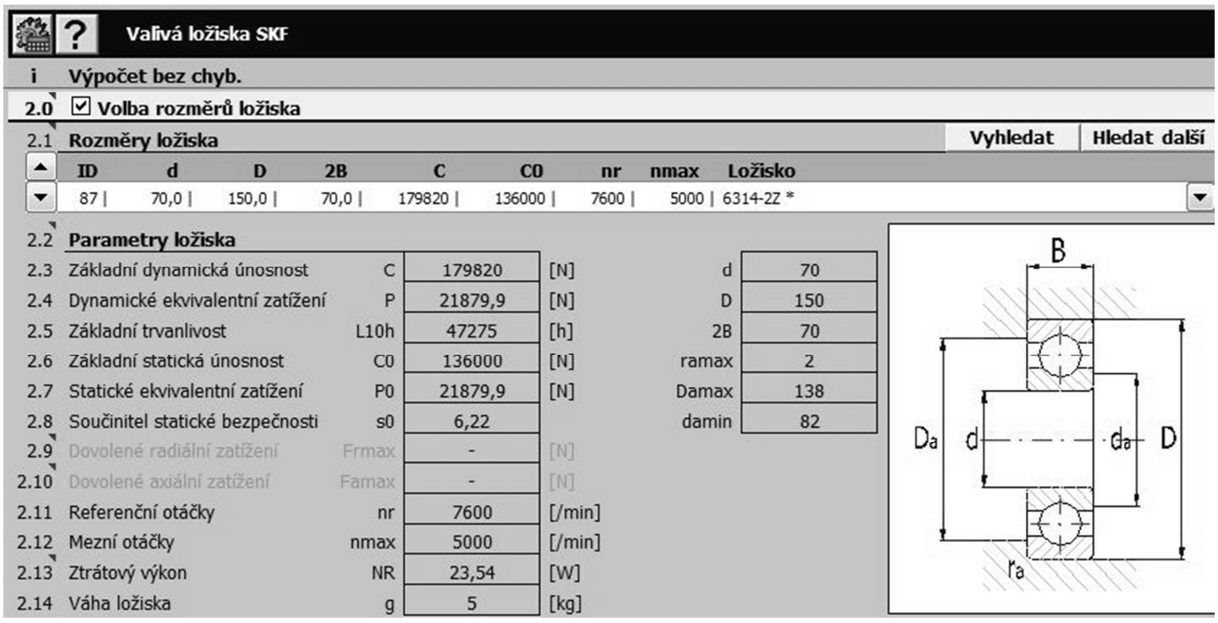
V současné době lze k návrhu ložisek použít buď normu ISO 281:1991 nebo speciálně upravené výpočty jednotlivých výrobců. Z hlediska přesnosti návrhu a výpočtů jsou vzorce od výrobce ložisek přesnější. Proto budou pro tento návrh použity ložiska a vzorce od renomovaného výrobce SKF. Tím lze zaručit, že vypočtené hodnoty budou co nejpřesnější. Postup pro výpočet ložisek SKF v sobě má zahrnut i program MITCalc. Jelikož řešení této úlohy již není hlavní náplní práce, ale pouze doplňkovým výpočtem, lze si programem výrazně ušetřit čas.

3.4 Návrh radiálních ložisek



Obr. 13 - MITCalc - Parametry pro návrh radiálního ložiska

Jsou zadány vstupní parametry potřebné pro návrh ložiska. V dalším kroku program vyhledá vhodné ložisko splňující zadané požadavky.

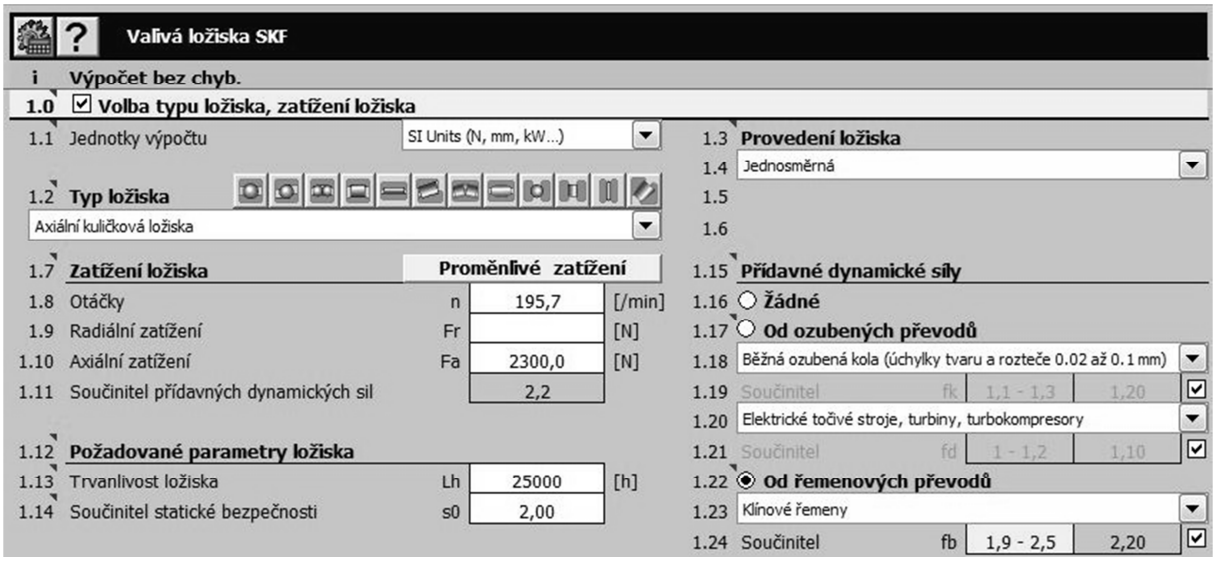


Obr. 14 - MITCalc - návrh radiálního ložiska

Ložisko SKF 6314-2Z je vyhovující pro potřeby tohoto uložení.

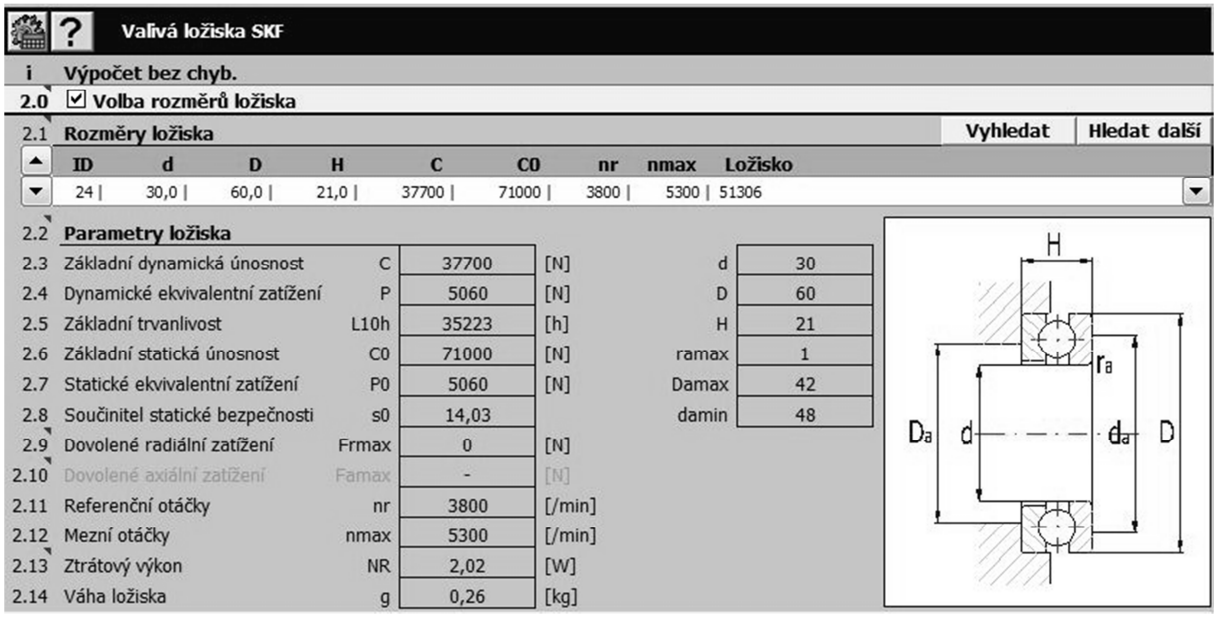
Pro dané uložení jsou navrhnuta dvě jednořadá kuličková ložiska SKF 6314-2Z.

3.4.1 Návrh axiálních ložisek



Obr. 15 - MITCalc - parametry pro návrh axiálního ložiska [17]

Opět jsou zadány vstupní parametry, tentokrát pro ložisko axiální.



Obr. 16 - MITCalc - návrh axiálního ložiska [17]

Ložisko SKF 51306 je vyhovující pro zatížení danou axiální silou od hmotnosti řemenic.

Bude použito jedno axiální kuličkové ložisko SKF 51306.

3.5 Ekonomické zhodnocení řešení pomocí klínového řemenu

Dle aktuálních ceníků firem zabývajících se převodovými mechanismy lze rámcově odhadnout cenu zvoleného řešení pro tuto MVE. U některých součástí lze zjistit cenu poměrně přesně, u jiných je zapotřebí cenu odhadnout. Tento odhad může být zkreslen a velmi záleží na zkušenostech odhadce.

Malé řemenice ve zvolených rozměrech jsou běžně k dostání, vyrábí se z jednoho kusu materiálu soustružením. Cena za jednu malou řemenici se pohybuje okolo 1800 Kč.

Ceny ložisek se ve velké míře odvíjejí od značky a kvality. Běžná maloobchodní cena za ložisko SKF 6314-2Z se pohybuje okolo 3000 Kč a ložisko SKF 51306 stojí zhruba 150 Kč.

Cena řemenů je opět velmi závislá na výrobci. Řemen o výpočtové délce L_w = 5000 mm lze zakoupit od českého výrobce Rubena za zhruba 600 Kč. Řemen o délce L_w = 9000 mm od stejného výrobce stojí zhruba 1400 Kč.

Velké řemenice nejsou běžně k dostání. Vyrábí se obvykle z více dílů jako svařenec, a cena tedy závisí na konkrétním výrobci a použitých technologiích. Cena velké řemenice by se mohla pohybovat okolo 15000 Kč. Cena malé řemenice by mohla být přibližně 10000 Kč.

Náklady na spojovací materiál, kolejnice a další části by se mohli pohybovat okolo 20% z celkové částky mechanismu.

Odhadovaná částka za úpravy na objektu je asi 12000 Kč.

Součást:	Počet:	Odhadovaná cena/kus:	Odhadovaná cena celkem:
Malá řemenice	2	1800	3600
Ložisko SKF 6314-2Z	2	3000	6000
Ložisko SKF 51306	1	150	150
Řemen Lw 5000 mm	3	600	1800
Řemen Lw 9000 mm	4	1400	5600
Velká řemenice 2000 mm	1	15000	18000
Velká řemenice 1250 mm	1	10000	12000
		Celkem za materiál:	**47150**
		+20% další materiál	9430
		Stavební práce	12000
Celkové předpokládané náklady (zaokrouhleno):			**70000**

Tabulka 2 - Předpokládané náklady na realizaci

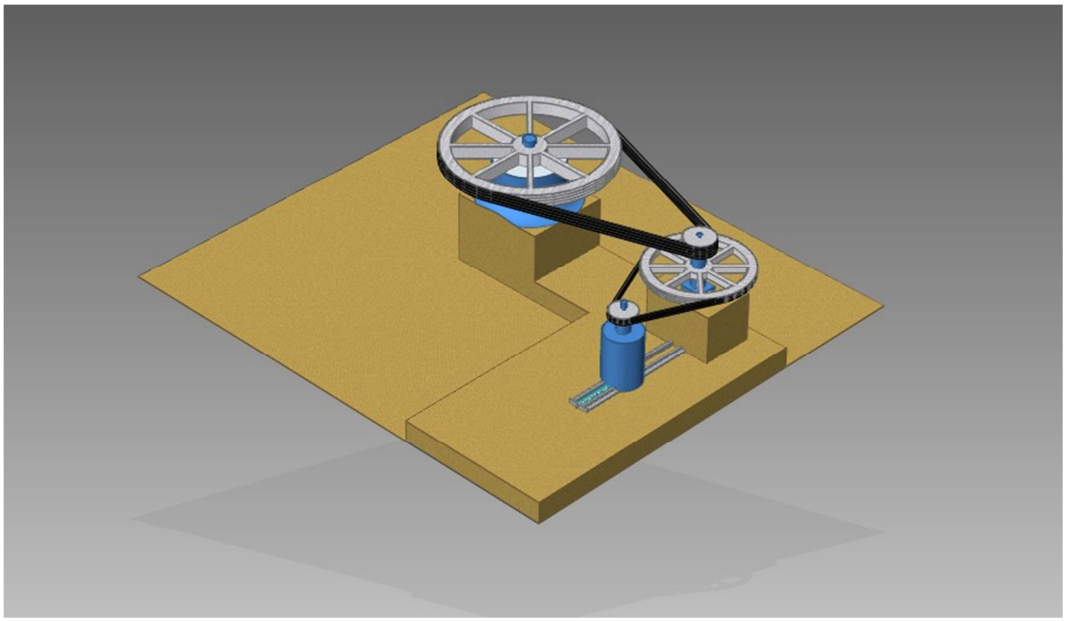
Toto je však pouze velmi hrubý odhad a nelze mu dávat příliš velkou váhu. Slouží spíše pro utvoření představy o cenách jednotlivých komponent. Ve skutečnosti se částka zvýší o další náklady jako elektrikářské a další práce, jejichž cenovou náročnost lze jen těžko odhadnout.

3.5.1 Hrubý odhad předpokládané návratnosti investice

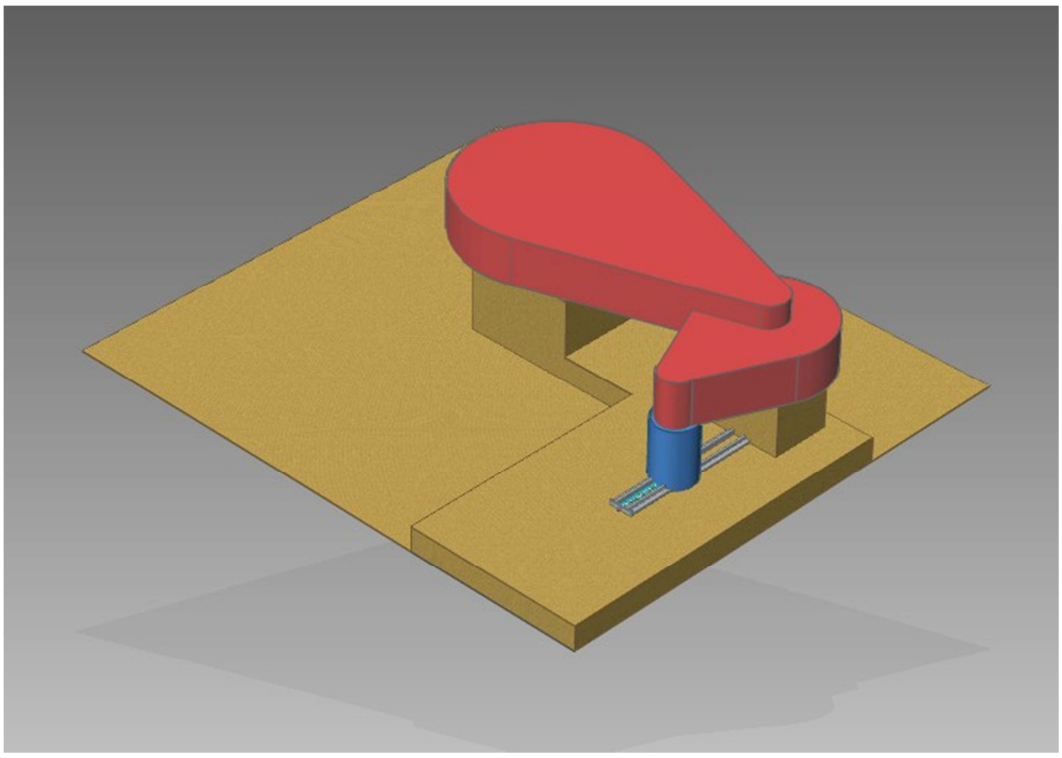
Za předpokladu, že by tato MVE využívala svůj instalovaný výkon 20 kW na 80% a byla v chodu dvě třetiny roku (6000 h), dodá do sítě asi 96 MWh elektrické energie. Výkupní ceny zelené elektrické energie závisí na konkrétních údajích, jako je například rok uvedení elektrárny do provozu a také se rok od roku mění. V průměru by však daná elektrárna dle současných výkupních cen svou výrobou mohla dosahovat příjmů okolo 290 000 Kč ročně. V ideálním případě budou náklady na údržbu po zavedení nového převodového mechanismu minimální. Ostatní náklady na celkovou údržbu objektu nelze odhadnout, proto se s nimi nebude počítat. Teoretická návratnost investice do změny převodového mechanismu by tedy měla být za optimálních podmínek čtvrt až půl roku. Takto nadimenzovaný převodový mechanismus by měl být schopen zajistit bezproblémový chod elektrárny až na pět let.

3.6 3D model řemenového převodu v MVE

Dle dodaného nákresu s rozměry současného stavu převodového mechanismu a vnitřními rozměry objektu MVE (viz Příloha č.1) byl vypracován 3D model vnitřního prostoru. V tomto modelu jsou zohledněny maximální rozměry elektrárny a současné rozmístění stavebních prvků v elektrárně. Do takto připraveného modely jsou napolohovány řemenice s generátorem tak, aby byly změny vůči současnému stavu nejmenšího možného rozsahu. S ohledem na vnitřní rozměry objektu a polohu umístění turbíny bylo nutné převodové mechanismy 1. a 2. stupně navzájem pootočit o 90° a generátor umístit vertikálně. Základní návrh vedení napínacího mechanismu je řešen pomocí drážek a kolejnic. Samotné napínání je zajištěno závitovou tyčí zakončenou čtyřhranem pro nasazení kliky. Řemeny jsou z důvodu bezpečnosti a ochranou před vnějšími vlivy umístěny pod ochranný kryt.



Obr. 17 - Izometrický pohled na návrh řemenového převodu



Obr. 18 - Zakrytovaný převodový mechanismus

Z 3D modelu byl na závěr vytvořen výkres s rozměry a rozvržením nových komponent převodového mechanismu v objektu elektrárny (Příloha č. 1).

4. Závěr

Hlavním cílem této bakalářské práce je výběr vhodného převodového mechanismu pro nahrazení stávající kombinace převodu kuželovým ozubeným soukolím a převodu plochým řemenem. Pro vybraný převodový mechanismus jsou dále navrhnuta ložiska do uložení, aby byl návrh převodového mechanismu kompletní.

Bakalářská práce obsahuje rešeršní a výpočtovou část. V rešeršní části byla nejprve objasněna historie vzniku vodních elektráren. Byl proveden základní rozbor částí vodní elektrárny, s popisem jejich funkce. Následoval úvod do současného stavu převodového mechanismu dané vodní elektrárny a zhodnocení jeho výhod a nevýhod. Následně byly vybrány převodové mechanismy, které by mohli být vhodné pro použití v této malé vodní elektrárně a byla provedena analýza jejich výhod a nevýhod. Na základě tohoto zhodnocení byl vybrán převod klínovými řemeny. Z důvodu většího převodového poměru bylo nutné převod navrhnout ve dvou stupních. Jednotlivé kroky návrhu prvního stupně řemenového převodu se řídily normami a byly důkladně popsány a vysvětleny. Výsledky byly porovnány s hodnotami z výpočetního programu MITCalc a se zanedbáním drobných odchylek se shodovali. Program MITCalc používá pro návrh převodu klínovými řemeny stejného postupu výpočtu.

2. stupeň řemenového převodu již nebyl podrobně rozepisován, ale byl navrhnut právě pomocí programu MITCalc. Parametr, který se změnil a je důležité ho uvést je převodový poměr. Původní převodový poměr i= 21,5 se v novém řešení zvětšil na i_c= 22,5. Tato změna není na škodu, naopak by mohla být prospěšná.

Z důvodu prostorového omezení bylo nutné pootočit převodové mechanismy proti sobě o 90°.Tímto krokem se zhoršily silové poměry působící na ložiska. Z předepínacích sil od jednotlivých napínaných řemenic bylo nutné spočíst výslednici radiálních sil, která namáhá ložiska.

Pro kompletní návrh převodového mechanismu bylo nutné navrhnout vhodné uložení hřídele. Bylo zvoleno uložení pomocí dvou zakrytovaných radiálních ložisek (SKF 6314-2Z) a jednoho axiálního ložiska (SKF 51306), které musí nést váhu obou řemenic nad ním umístěných. Návrh ložisek byl proveden pomocí programu MITCalc, který má integrovaný modul pro výpočet ložisek od renomovaného výrobce SKF. Ložiska by měla vydržet nepřetržitý provoz elektrárny minimálně pět let.

Byl vypracován hrubý odhad finanční náročnosti na zavedení nového převodového mechanismu. Teoretická návratnost finančních prostředků by v optimálním bezporuchovém provozu mohla být zhruba půl roku.

Na závěr práce vytvořen 3D model návrhu v CAD softwaru SolidEdge a nakreslen základní výkres s rozvržením umístění komponent v objektu elektrárny.

Při realizaci by bylo nutné studii doplnit o podrobnější údaje o elektrárně, nalézt možná úskalí a v případě potřeby znovu optimalizovat celý návrh. Takto navržený převodový mechanismus by však měl bez větších problémů na dané elektrárně spolehlivě plnit svou funkci.

5. Použitá literatura

[1] BECHNÍK, B. Recyklace fotovoltaických panelů [online]. c2011 [cit. 2013-6-22]

Dostupné z: <http://oze.tzb-info.cz/fotovoltaika/7868-recyklace-fotovoltaickych-panelu-na-konci-zivotnosti>

[2] BEDNÁŘ, J. Malé vodní elektrárny 2: Turbíny. 1. vyd. Praha: SNTL, 1989, 237 s.

[3] BP. Statistical Review of World Energy [online]. 2012 [cit. 2013-6-22]

Dostupné z: http://www.bp.com/liveassets/bp_internet/globalbp/globalbp_uk_english/reports_and_publica publi/statistical_energy_review_2011/STAGING/local_assets/pdf/statistical_review_of_world_energy_full_report_2012.pdf

[4] ČSVE, Likvidace dosloužilých větrných elektráren [online]. c2013 [cit. 2013-6-22]

Dostupné z: <http://www.csve.cz/clanky/likvidace-doslouzilych-vetrnych-elektraren/492>

[5] DUŠIČKA, P. Malé vodní elektrárny. Bratislava : Jaga Group, 2003. 185 s. lSBN 80-88905-4s-1

[6] EkoWatt [online]. c2011 [cit. 2013-6-22]

Dostupné z: http://www.ekowatt.cz/cz/informace/obnovitelne-zdroje-energie/energie-vody

[7] GABRIEL, P., ČIHÁK, F., KALANDRA, P. Malé vodní elektrárny. Praha : ČVUT, 1998. 321 s. ISBN: 80-01-01812-1

[8] KALÁB, Květoslav. Návrh, výpočet a montáž řemenového převodu. Ostrava, 2010. Vysokoškolská příručka. VŠB – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA.

[9] Kol. autorů. Co chcete vědět o malých vodních elektrárnách. ČEZ, a.s., Praha.

[10] Kolektiv autorů. Obnovitelné zdroje energie a možnosti jejich využití pro ČR. Praha : ČEZ a.s, 2007.

[11] LAIKA, V. Abeceda vodních pohonů [online]. [cit. 2013-6-22]

Dostupné z: <http://mve.energetika.cz/uvod/stoleti.htm>

[12] LEINVEBER, J. Strojnické tabulky. Vyd. 4. Úvaly : Albra, 2008. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7

[13] MASTNÝ, P. Vodní energie [online]. UEEN VUT FEKT v Brně [cit. 2013-6-22]
Dostupné z: <www.ueen.feec.vutbr.cz/~mastny/vyuka/mmze/skripta/voda.pdf>

[14] Ok1Zed [online]. [cit. 2013-6-22]
Dostupné z: http://ok1zed.sweb.cz/img/41_01.gif

[15] Schoolgen [online]. c2006-2013 [cit. 2013-6-22]
Dostupné z: http://www.schoolgen.co.nz/img/diagram_hydro.jpg

[16] SG stroj [online]. c2011 [cit. 2013-6-22]
Dostupné z: http://www.sg-stroj.cz/vyvoj-a-vyroba-prumyslovych-prevodovek

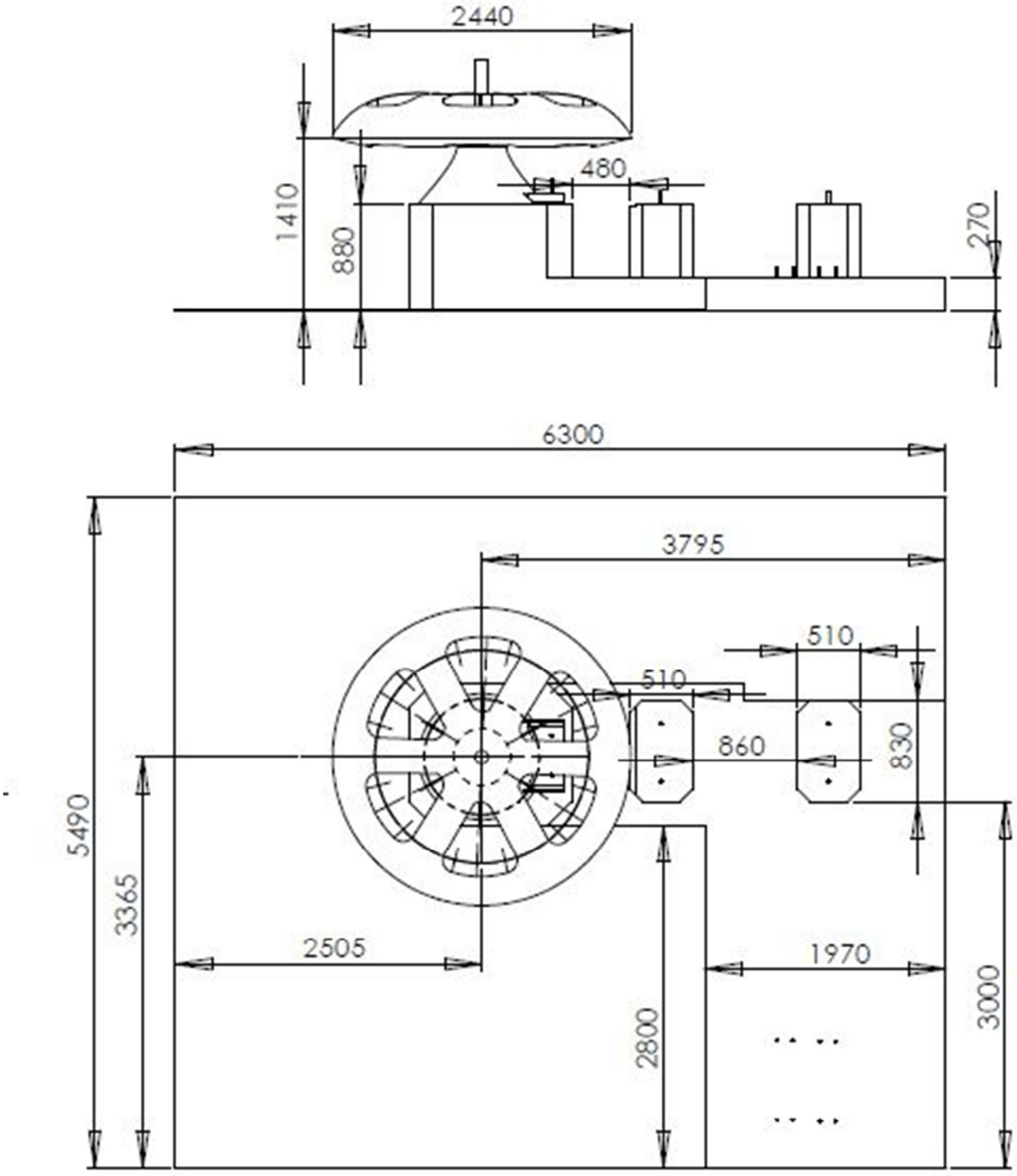
[17] ÚJV ŘEŽ, a.s. Fakta a mýty o jaderné energetice [online]. 2012 [cit. 2013-6-22]
Dostupné z: <http://www.ujv.cz/web/ujv/fakta-a-myty-o-jaderne-energetice>

6. Použitý software

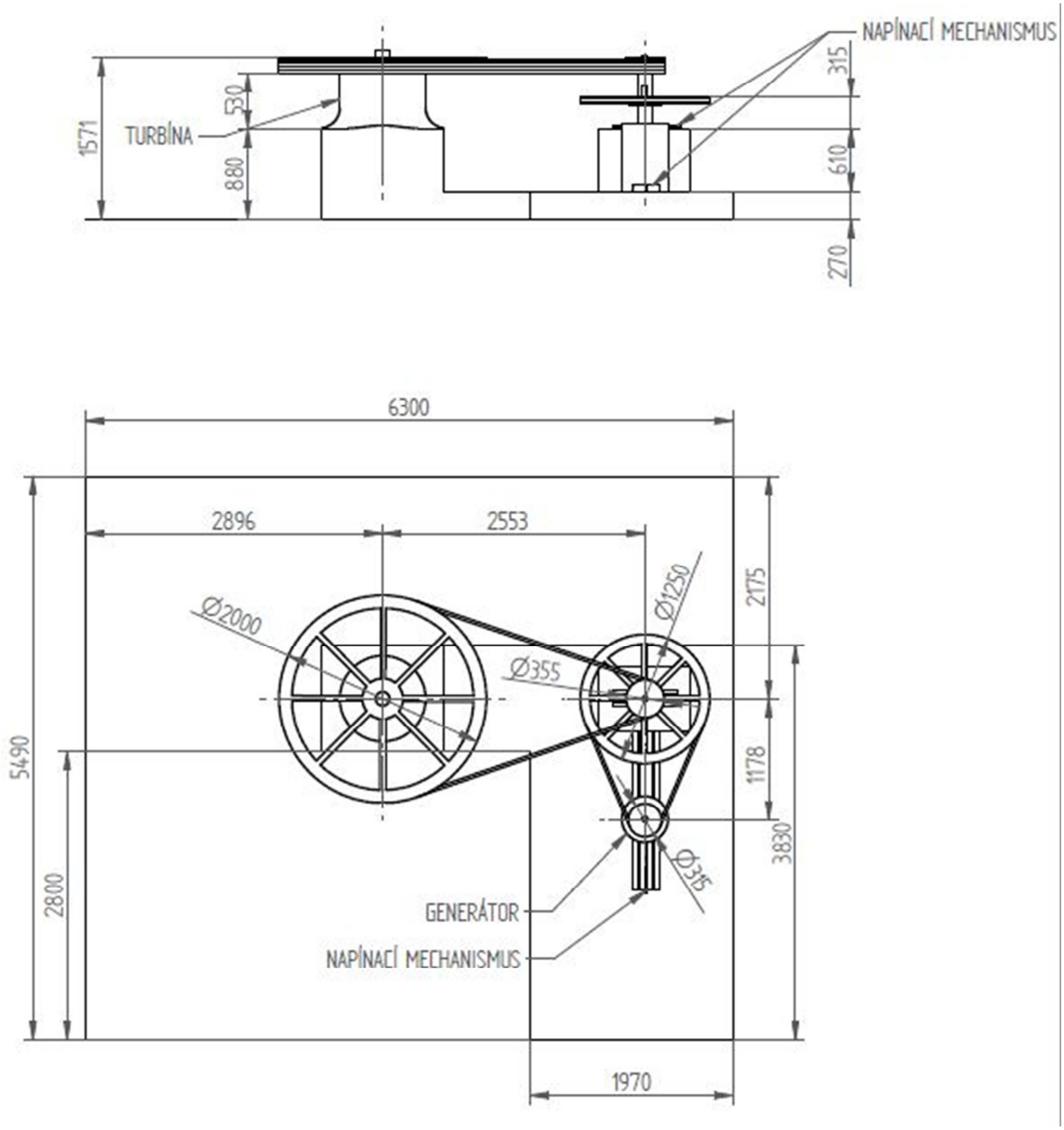
[17] MITCalc, v 1.61, dostupný na univerzitních PC
[18] Microsoft Office 2010, dostupný na univerzitních PC
[19] Siemens SolidEdge ST5, dostupný na univerzitních PC
[20] Libre Office, v 4.0.4, freeware

PŘÍLOHA č. 1

Náčrty s rozměry původního a nového převodového mechanismu



Obr. 1 - Náčrt s rozměry původního stavu objektu vodní elektrárny [zadavatel]



Obr. 2 - Náčrt s rozměry nového převodového mechanismu