



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV STROJÍRENSKÉ TECHNOLOGIE
INSTITUTE OF MANUFACTURING TECHNOLOGY

ARTS ET MÉTIERS PARISTECH
CENTRE DE CLUNY

KONSTRUKCE NAPÍNÁKU PRO PILOVÉ ČEPELE
DESIGN OF A BAND SAW BLADE TENSIONER IN FOREZIENNE MFLS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. Marc-Antoine GAUMOND

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Prof. Ing. Miroslav Píška, CSc.
Prof. Ing. Yann Paire

BRNO 2018

Master's Thesis Assignment

Institut: Institute of Manufacturing Technology
Student: **Bc. Marc-Antoine Gaumond**
Degree program: Industrial Engineering
Branch: Industrial Engineering
Supervisor: **prof. Ing. Miroslav Píška, CSc.**
Academic year: 2017/18

As provided for by the Act No. 111/98 Coll. on higher education institutions and the BUT Study and Examination Regulations, the director of the Institute hereby assigns the following topic of Master's Thesis:

Design of a tensioner for ribbed saw blades

Brief description:

The diploma work deals with a development of a band saw blade tensioner and includes some design ideas, production and tests of a prototype.

Master's Thesis goals:

- analysis of existing solutions
- drafting specifications
- choice of technical solutions
- 3D design on Solidworks of the chosen solution
- 2D drawings
- monitoring of the supplied parts quality
- follow-up assembly, testing, a validation, modifications and optimization of the new band saw blade tensioner

Recommended bibliography:

SHAW, M. C. Metal Cutting Principles. Oxford University Press, 2nd ed., 2005. pp. 651. ISBN 0-19-514206-3.

TLUSTÝ, J. Manufacturing Process and Equipment. Prentice Hall, 1999. 928 s. ISBN 10-0201498650.

LI, B., ZHANG, Z. Effect of dynamic yield strength of circular saw blade on laser shock tensioning proces. 2017. BioResources 12(4), pp. 9313-9325.

LI, B., ZHANG, Z., LI, W., PENG, X. A numerical simulation on multi-spot pressure tensioning process of circular saw blade. Wood Sci. 2015, 61, 578–585.

SZYMANI, R., MOTE, C. Jr. Theoretical and experimental analysis of circular saw tensioning. Wood Sci Technol. 1979, 13(3), 211–237.

SCHAJER G., MOTE C. Jr. Analysis of roll tensioning and its influence on circular saw stability. Wood Sci Technol. 1983, 17(4), 287–302.

ISHIHARA, M., NODA, N., OOTAO, Y. Analysis of dynamic characteristics of rotating circular saw subjected to thermal loading and tensioning. Therm Stresses. 2010, 33(5), 501–517.

STAKHIEV Y. Coordination of saw blade tensioning with rotation speed: myth or reality. Holz Roh Werkst. 2004, 62(4), 313–315.

CARLIN, J., APPL F., BRIDWELL H. Effects of tensioning on buckling and vibration of circular saw blades. Eng for Ind. 1975, 97(1), 37–48.

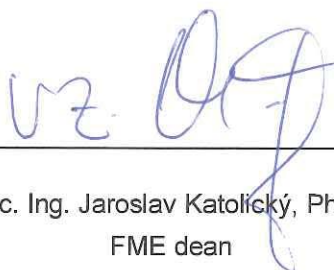
Students are required to submit the thesis within the deadlines stated in the schedule of the academic year 2017/18.

In Brno, 11. 12. 2017





prof. Ing. Miroslav Píška, CSc.
Director of the Institute



doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
FME dean

ABSTRAKT

Společnost Forézienne MFLS je výrobcem řezných pilových pásů a kotoučových pil pro prvotní opracování dřeva. Je evropským lídrem ve výrobě pilových pásů.

Společnost byla založena Christian Senegas v roce 1976, má 4 výrobní závody ve Francii, 250 zaměstnanců a obrat 31 000 000 EUR za rok 2017.

Společnost má v současné době pět obchodních linií: výrobu pilových pásů, prodej souvisejících výrobků, opravy pásů (záruční a pozáruční servis), vývoj a renovaci strojů, a prodej odborné školení.

Forézienne MFLS má ve své výrobní řadě šest druhů výrobků specifických dle každého zákazníka:

- pilové pásy,
- kotoučové pily,
- speciální pilové pásy,
- pilové pásy pro potravinářský průmysl.

Kontextu

FORÉZIENNE MFLS je společnost v plném rozvoji, vůdce na trhu pilových pásů. Společnost si stanovila za cíl vyvinout a nabídnout svým zákazníkům stroj k údržbě vyráběných pilových pásů. Firma chce svým zákazníkům a hlavně svým zahraničním zákazníkům, nabídnout kompletní servis. Cílem je prodávat pilové listové pásy a kotouče, stroje na repasování pilových listových pásů a školení k obsluze těchto strojů.

Napínání je operace, která je součástí procesu výroby pilových listových pásů. Napínání se provádí pomocí stroje, který se nazývá Napínák. Tento stroj se skládá ze dvou rotujících válců. Válce jsou poháněny motorem se stejnými otáčkami a se stejnou rychlostí. Princip je podobný jako u válcování. Myšlenka je přiblížit tyto rotační válce k sobě tak, aby společně zajistili posuv pilového listu a rovněž jeho napnutí.

Pro vlastní výrobu nebo opravy, společnost zakoupila stroje na napínání, ale tyto stroje mají nedostatky, které si vyžadovaly úpravy. Například po zakoupení a před prvním použitím bylo nutné provést dodatečné obrábění rámu Napínáku. Forézienne MFLS jednala se svým dodavatelem Napínáku, společností Vollmer, o provedení změn na jejich strojích. Dodavatel změny zamítl a Forézienne MFLS se rozhodla navrhnout vlastní stroj na napínání, vlastní napínák.

Výzvou pro Forézienne MFLS byla možnost nabídnout nový stroj na napínání pilových listových pásů s odpovídající školením pro obsluhu tohoto stroje. Na rozdíl od výrobců konvenčních strojů, Forézienne MFLS má dlouholeté zkušenosti, know-how při výrobě a repasování pilových pásů. Kompletní nabídka, prodej pilových listových pásů, jejich údržba a školení je významná výzva s velkým ekonomickým dopadem. Kromě toho, mít vlastní Napínák na repasování opotřebovaných pilových listů, sníží cenu těchto dílů a z dlouhodobého hlediska společnost očekává značné zvýšení zisku. Nový stroj umožní výrobu repasovaných dílů přímo společností Forézienne MFLS, bez závislosti na dodavateli. Tím budou náklady na repasování dílů mnohem menší.

Další výzva je samozřejmě technicko-ekonomická, protože se jedná o vývoj, který vyžaduje značné investice. Bude nutné vyvinout funkční stroj a vyrovnat se s technickým omezením spojeným s kinematikou a silami působících na stroj. Tento stroj se bude muset prosadit na stávajícím trhu strojů na napínání. Cílem je navrhnout high-tech model a tím udržet a zvýšit dobrou pověst a prestiž Forézienne MFLS.

V současnosti společnost používá dva typy strojů na napínání, vyráběné německou společností Vollmer. Tyto dva stroje mají své silné i slabé stránky. Nejsou dokonale přizpůsobeny potřebám společnosti. Ve skutečnosti údržba některých částí strojů Vollmer je dlouhá a nepřesná. Výměna válců, která přicházejí do styku s pásem během napínání, je únavná a komplikovaná.

Úkolem je definovat technické specifikace stroje, jeho vývoj a konstrukci až k testům prototypu při hledání optimálních technologických a finančních řešení.

Výrobní proces a operace napínání

Procesu výroby pilových listových pásů se skládá z vícero kroků. Proces začíná odvíjením ocelového pásu, ve kterém laser vyřezává ozubenou čepel. Tento laser rovněž řeže pás na požadovanou délku. Následně jsou oba konce pásu svařeny, aby vytvořily tělo pásu.

Následující operace vyrovnávání spočívá v odstranění nedokonalostí rovinnosti plochého pásu. Účelem napínání je zkontrolovat rovinnost pásu po celé jeho délce. Je doporučeno, aby zadní část pásu byla zakřivená (konvexní) tak, aby hřbet čepele byl delší než ozubená část. Toto zakřivení umožňuje vyvinout větší napětí na zubech při montáži listu.

Třetí operace je napnutí. Účelem této operace je zavést do pásu pomocí napínacího zařízení předepnutí, které přispěje k prodloužení centrální zóny pásu a tím zpevnění hran, které zajistí správné držení ozubené čepele a její tuhosti tak, aby bylo možné řezat při vysokých rychlostech. To má za následek získání pásu určitého tzv. konvexního tvar, který mu umožní sledovat tvar kol stroje, na němž bude namontován. Napnutí ozubené čepele se provede po ověření rovinnosti pásu. Pás projde stanoveným počtem vodících ložisek. Každá vodící ložisko vyvine valivý tlak na pás, který se mění v závislosti na příčnou polohu pásu vzhledem k těmto válcům. Tloušťka pásu se liší v závislosti na příčné poloze.

Další krok se nazývá tzv. zářez. Ten spočívá z vytvoření zářezu na každém zubu pásu, v jeho horní části. Tento zářez slouží jako podklad pro návar stelittem (tzv. stelitáž) nebo pro slinuté karbidy. Zub může být tvořen jak operací nazývanou stelitáž, kdy se kov nataví na zub nebo pájením karbidové destičky na tento zářez. Konečně posledním krokem je ostření a broušení zubů pásu.

Role na napnutí pilového kotouče

Napínání má za účel vytvořit na pilovém pásu předepnutí a rozložení namáhání, které přispěje pro jeho delší životnosti a stabilitě v provozu - vyšší tuhosti, lepší stabilitě. Myšlenkou je ovlivnit centrální vlákna pásu, která se prodlouží a tím budou delší než okraje pilového pásu.

Napnutí umožňují pásu:

- přizpůsobení se konvexnímu profilu kola. Při montáži pilového pásu válce pily vytvoří kompresní napětí a pilový pás se uprostřed zakříví. Tím se zabrání i posunu pilového pásu tam a zpět na kontaktní ploše s největší konvexní zakřivením;
- utažení obou okrajů (dno zubu a jeho zadní část), což zvýší tuhost aktivní části pásu;

- udržená dostatečného napnutí přední části pásu během jeho prodloužení, způsobeného zahříváním a působením řezných sil.

Následně (při správném napnutí) pás získává tyto charakteristiky:

- hrana zubu je tuhá a pracuje výrazně klidněji za provozu;
- pás přiléhá správně na válečky a odolává lépe namáhání, způsobené vysokou rychlostí posuvu;
- pás nemá tendenci k driftu, posunu. Vysoká přesnost řezání je zaručena správným napětím.

Úloha vyrovnání pásu

Při opravě ostří, můžeme pozorovat deformaci pásu “doleva“. Tato deformace vede k prodloužení části nebo okraje pásu. Důsledkem je deformace pásu “do vrtule“.

Pro kontrolu této deformace doleva, je nutné vyzvednout pás ve svém středu tak, aby bylo vidět, jak se části pásu navzájem překrývají. K nápravě této vady, je nutné naklonit horní válec napínáku, napínat a uvolňovat ostří tak dlouho, dokud závada nezmizí.

Benchmarking

Cílem tohoto kroku bylo definovat, které výrobky existují na trhu a jaké jsou jejich výhody a nevýhody. Základem byla proto analýza různých napínacích strojů s cílem odvodit nejlepší technické řešení. Společnost používá pouze dva typy napínačů, RW200 vyrobené firmou Vollmer a T300 vyrobené firmou Aligátor (zakoupené od Vollmer). Tyto dva stroje jsou vysoce ceněny zaměstnanci pro mnoho aspektů, jako je tuhost stroje, rychlost posuvu zubů a kapacita stroje (šířka pásu 400 mm). Volba byla proto navrhnout nový napínací mechanismus ve stejném duchu jako tyto dva stroje, se zachováním výhod každého ze dvou strojů.

Průzkum trhu

Trh spojený s prodejem strojů na napínání se odhaduje na 1 000 000 EUR. Společnost si klade za cíl prodat 10 strojů ročně po dobu 5 let. Kupní cena stroje na napínání vysoké kvality je přibližně 16 000 EUR.

Partneři

Partneři jsou dodavatelé, výroba, údržba, záruční - pozáruční servis, oddělení marketingu a rovněž společnost APAVE. Převážná většina partnerů byla zapojena do vypracování specifikace stroje.

Funkční analýza

V této analýze byla definována mnoho technických bodů a byl stanoven i návrh výroby. Poté byla provedena porada s cílem schválit přijatá rozhodnutí. Této porady se zúčastnili zástupce výrobního oddělení, manažer zákaznického servisu, technický manažer a já. Během schůze byly prodiskutovány všechny body nebo požadavky, týkající se návrhu nového stroje na napínání.

Hledání podobného řešení, inspirace

Napínák lze přirovnat k válcovací stolici, kde každý válec deformuje pilový list za posuvu po celé jeho délce. Napínání pásu zaměstnancem se děje otáčením šroubu ramenem páky. Matice tohoto šroubu je připevněna k rámu napínače. Matice je fixní a šroub se zasouvá do matice. Horní válec se pohybuje vertikálně se šroubem a mačká pilový list. Napínací válce jsou poháněny elektromotorem, který zajistí posun listu po vyvinutí ručního přítlaku. Předchozí

studie nahradila tento ruční přítlak hydraulickým systémem, zahrnující hydraulický válec. Pomocí tohoto hydraulického systému, byla stanovena axiální síla na svislou osu, která činila 25 334 N. Tato síla vytváří krouticí moment související s valivým odporem. K určení tohoto momentu byl změřen elektrický proud, potřebný k provozu tohoto napínačku. Pak byl změřen proud při zatížení (laminaci pásu). Se zjištěného rozdílu bylo možno spočítat spotřebovaný výkon. S uvážením účinnosti byl tak získán výkon související s kroutícím momentem točivého odporu. Vzhledem k tomu, že rychlost otáčení motoru byla známa, bylo možné stanovit točivý moment, který činil 10 Nm. Tato hodnota byla stanovena proto, aby se určila hodnota tento rezistentní moment.

Hledání technického řešení

Napínací hlavice

Napínací hlavice je podsestava pro vytvoření spouštěcího pohybu při sestupu horního válce po svislé ose. Po srovnání dvou stávajících napínacích strojů, jmenovitě T330 a RW200, byla zvolena koncepce RW200. V obou případech to byl systém šroubů/matice, avšak systém RW200 byl složen z jednodušších součástí. Matice byla pevná, zatímco v druhém systému byla matice byla pohyblivá a šroub byl pevný.

Systém vyrovnání

Tato část stroje byla nevyhovující na obou strojích, které se nacházejí v dílnách. Ve skutečnosti, na obou strojích bylo mnoho nedostatků, takže bylo nutno vyvinout řešení nové. Toto nové řešení muselo být schopno zajistit pohyb válec po svislé ose směrem dolů a zároveň zajistit jeho otáčení kolem této osy.

Zvoleným řešením byl zlepšený vidlicový systém, aby se zajistilo, že svislý pohyb nezpůsobí rušivé otáčení kolem osy.

Výběr řešení

Nový stroj byl rozdělen do několika podskupin. Tento stroj musel být schopen zahrnout několik nových řešení, které společnost již vyvinula.

Nový stroj má proto několik verzí a některé podsestavy jsou zaměnitelné. Tyto podsestavy jsou napínací hlava, reduktor kola se šnekovým převodem, systém vyrovnání, systém posuvu v celé šířce pásu.

Konstrukce napínací hlavy

Napínací hlava je složena z několika částí, jejichž horní část slouží ke spuštění horního válce proti spodnímu válci. Druhou částí napínací hlavy je podsestava, která zahrnuje otočný čep válečku a jeho mazací systém. Tato část se nazývá kazeta, protože tato sada je snadno vyměnitelná a snadno namontovatelná.

Důvodem navržení kazety, která může být oddělena od horní části napínací hlavy, je zajistit velmi snadnou a rychlou údržbu této části stroje. Například, když má zákazník opotřebovaný válec, vymění kazetu a snížit prostoj stroje. Vadná kazeta se nahradí, aniž by výrazně ovlivnila provoz a tím i výrobu pilového pásu. Pomocí tohoto řešení je čas seřízení snížen.

Horní část

Horní část je tvořena šroubovým spojem, kombinovaným s kluzným spojem s rámem. Tato horní část je složena z několika částí včetně hřídele, která se otáčí v kluzném článku kazety. V zájmu údržby opotřebované části je použito závitové spojení s jiným kusem.

Bylo zapotřebí měřidla, které by indikovalo tlak vyvinutý po dotyku horního válce na pás. Tlakoměr však musel být pohyblivý tak, aby nebyl v kontaktu s horním válcem a zároveň musel být během tlačení poháněn rotačním pohybem. Za tímto účelem zde byla umístěna pružina, která zůstává v kontaktu s nábojem připevněným k rukojeti.

Kazeta

Kazeta musela být schopna splnit několik rolí. Za prvé musela být připojen k napínací hlavě. Proto bylo nutné mít fixační prostředky k udržení pozice. Její druhou rolí bylo dovolit otočení válce za plného držení pozice. Konečně, její poslední úloha byla umožnit nastavování poloh obsluhou, tak aby horní a spodní válec mohly být vyrovnány mezi sebou.

Válec nasazovaný za tepla na hřídel

Válec je část, která je v kontaktu se pilový listem. Jedná se o nástroj, který snižuje tloušťku pásového pilového listu v jeho délce. Válce používané v napínáku Vollmer byly vyrobeny z velmi tvrdého materiálu pro nasazování za tepla na hřídel a při výměně bylo nutné nahradit celou sestavu. Vyjimatelnost této zakalené části již byl studována společností a byl vyvinut první koncept. Montáž tvrzeného kroužku byla zajištěna drážkou a klíčem, ale kvůli tlaku působícímu na válec během napínání, válec praskal v drážce. Proto byly navrženy další dva způsoby montáže válců. Jeden způsob prostřednictvím rozšiřitelné montáže náboje a druhý způsob prostřednictvím šroubového spoje. Byl vybrán šroubový spoj díky snadnější montáži válce.

Rám stroje

Rám tohoto stroje lze vyrobit dvěma různými způsoby. Je zde výběr mezi výrobou na principu svařovaného řešení, nebo na principu řešení litého litinového rámu. Dva modely strojů v dílnách byly odlévané a jsou kladně hodnoceny operátory. Kromě toho, vzhledem k objemu výroby, volba litinového rámu se zdála být vhodnější. Nicméně, návrh a výroba formy rámu, stejně jako jádra by způsobily velké finanční náklady na tento prototyp. Pro správnou velikost a dimenzování rámu byla provedena studie pomocí konečných prvků za pomoci simulačního softwaru SolidWorks. Cílem tohoto dimenzování bylo určit nejlepší kompromis mezi hmotností a zatížením a získaném posunutím. Bylo otestováno několik verzí geometrie, stejně jako několik tloušťek. Jakmile byl model správně dimenzován a správně navržen tak, aby všechny podsystemy mohly být upevněny, rám získal několik vylepšení. Tato zlepšení se zaměřila na dva aspekty, mj. estetický aspekt stroje, který měl být originální od běžných návrhů. Dalším zlepšením byla montáž rámu, bylo přidáno několik podlouhlých otvorů, tak aby jádro mohlo být přesněji vycentrováno. Byl proveden praktický test s cílem ověřit platnost výpočtu dimenzování.

Návrh reduktoru

Reduktor tohoto napínáku byl specifický, protože žádný existující reduktor neměl požadovanou konfiguraci. Reduktorem se musí nejprve snížit otáčky motoru, aby se dosáhlo točivého momentu potřebného pro posun a zpevnování pilového pásu. V první řadě je frekvenční měnič připojen k motoru s výkonem 1,1 kW s cílem zajistit kolísání otáček motoru od 600 do 1845 otáček za minutu. Potom je hřídel motoru připojena k reduktoru přes ozubený řemen bez redukce otáček. Reduktor se skládá ze vstupního hřídele se šnekovým šroubem, který otáčí dvěma koly na obou stranách šneku vzdáleností od středu 100 mm. Tato vzdálenost odpovídá dvojnásobku poloměru válců. Dolní hřídel reduktoru je spojena s drážkovou hřídelí jediným univerzálním spojením. Tento drážkovaný hřídel je s válcem v kluzném spojení. Druhá drážkovaná hřídel je spojena s hřídelí, která obsahuje horní kolo pomocí dvojitého kardanové klouby, tak aby se udržela homokinetika mezi dvěma válci. Tento dvojitý kardanový kloub

umožňuje svislý pohyb drážkované hřídele, která je posuvně spojena s horním válcem. Otočné spojení šneky je zajištěno dvěma jehlovými ložisky, které přenášejí radiální síly, a axiální kuličkové ložisko, který přenášejí axiální síly, působící na kolo šneku. K dosažení spoje mezi řemenicí a hřídelem otočného spoje byl použit náboj. Statické utěsnění je zajištěno O-kroužky a plochým těsněním, vyrobených na míru. Dynamické utěsnění je zajištěno těsnění pryžovým těsněním (Guferem). Pro reduktor byla vybrána odlévaná skříň.

Stejná otočná spojka je použita pro obě kola a spojení šnekového šroubu, který je zajištěn dvěma kuličkovými ložisky s radiálním kontaktem. Statické utěsnění je zajištěno pomocí O-kroužků, jedno ze dvou kuličkových ložisek s radiálním kontaktem je samomazné (bezúdržbové) a vodotěsnost otvoru je zajištěna pomocí plochého těsnění, vyrobeného na míru. Tento otvor se používá ke kontrole stavu systému, ale také k naplnění oleje reduktoru na polovinu. K provedení vypouštění oleje je pro tento účel k dispozici vypouštěcí zátky. K zajištění dynamického utěsnění bylo použito břitové těsnění guferem.

Funkční kótování

V první řadě bylo nezbytné definovat funkční kótování, protože počet strojů na výrobu je dosti velký, celkem 50 strojů. Byla použita metoda Clic/Quick GPS, vyvinutá Bernardem Anselmettim. Tato metoda definuje intervaly tolerance na funkční rozměry. Funkční rozměry mohou přímo narušit funkci systému nebo sestavu jedné části v jiné, pokud nejsou správně dimenzovány. Rozměrové, geometrické vady nebo stavy povrchu mohou způsobovat problémy při kompletaci nebo provozu systému. Z těchto důvodů, tyto vady a jejich důsledky musí být známy a minimalizovány.

Cílem této metody je proto zajistit správné fungování systému. To také zaručuje zaměnitelnost součástí bez ohledu na dodavatele dílů.

Tato metoda zahrnovala kompletní studii systému s cílem zviditelnit a upozornit na podmínky nezbytné k dokončení, tak aby bylo zajištěno řádné fungování systému.

Tato metoda umožňuje definovat funkční povrchy každé části.

Identifikace vůl a kótovacích řetězců

Aby bylo možné navrhnout tento stroj a zejména realizovat návrh, 22 kótovacích řetězců bylo realizováno. Některé z nich umožnily ověřit, že mezi díly nedojde ke kolizi nebo k interferenci, jiné umožnily kontrolu montáže kusů. A konečně několik kótovacích řetězců umožnilo definovat potřebné sady podložek. Na třech různých místech bylo potřeba umístit podložky:

- uvnitř převodovky pro umístění kol vzhledem k šnekovému šroubu,
- v kazetě, tak aby byla zajištěna dobrá souosost (koaxialita) předního ložiska se zadním ložiskem,
- mezi horní kazetou a spodní kazetou, tak aby se zajistilo vyrovnaní dvou válců.

Montáž a nastavení

Tyto tři úpravy vyžadovaly návrh specifického nástroje pro určení přesného počtu podložek, které mají být vloženy během montáže.

Úprava vyrovnaní horního kazety vzhledem ke spodní kazetě.

Pro vyrovnaní obou válců byla navržena spojovací část řemenice. Jakmile je tento kus umístěn na místě každého válce nástroj, je sestava tlačena proti rámu až na doraz, dokud se sestava nezastaví. Kótovací řetězec umožňuje spodní kazetě být v kontaktu s horní kazetou. Poté, na

stanoveném místě, změříme vzdálenost mezi kazetu a rámem hloubkovým měřidlem. Následně je provedeno srovnání se vzdáleností naměřenou bez zařízení. Pak se vyplní zjištěný rozdíl podložkami s rozlišením 0,1 mm.

Nastavení koaxiálního spojení mezi předním ložiskem a zadním ložiskem kazety.

Kótovací řetězec umožnil identifikovat tento problém koaxiálního ložiska mezi předním ložiskem a zadním ložiskem. Tento nedostatek rovnoběžnosti (koaxiálnosti) může být problém pro přesnost požadovanou na rotaci válců. Pro vyřešení této vûle, bylo řešením použití nastavovacích podložek. Problém bylo přesně vědět, kolik podložek musí být umístěno v kazetě a tím zaručit požadovanou koaxiálnosti k téměř dokonalé rotaci. K vyřešení tohoto problému byl použit válec. Válec byl upraven v místě zadního ložiska. Následně bylo možné namontovat přední podpěru na tuto osu a tím změřit vûli. Tato vûle je vûle, která se nachází mezi rovinou zadního ložiska, sloužícího jako přední skládací nástavec a přední ohybovou rovinu. To se řeší obvykle těmito podpěrami. Po změření mohla být tato vûle eliminována nastavovacími podložkami.

Nastavení polohy kol vzhledem k šneku v převodovce

Pro nastavení polohy kola v poměru k šnekovému šroubu, tedy nastavení polohy kol podél jejich osy byl zaveden kalibrační systém. Toto nastavení je provedeno vyškolenou obsluhou.

Analýza možného výskytu a vlivu vad, poruch

Cílem této analýzy je určit způsoby poruch, odhadnout rizika spojená s jejich výskytem a nakonec navrhnout preventivní a nápravná opatření.

Během fáze vývoje FMECA umožňuje zvýšit spolehlivost návrhu, definovat náhradní díly a naplánovat strategii údržby, která má být zavedena.

Tato analýza se uskutečnila v několika fázích.

Krok 1: inicializace

Definice systému, který má být zkoumán.

Systémová analýza stroje zvaného Napínák, který umožňuje napínat pásové pily. Účelem napnutí je zavést do listu pomoci zařízení předpětí (zatížení), které přispívá k prodloužení centrální zóny listu, správné natažení hrany a tím požadované držení řezné hrany a především dostatečnou tuhost, aby bylo možné provést řez za vysoké rychlosti. To má za následek specifické zakřivení řezného listu, který umožní, potřebné přizpůsobení listu ke tvaru válce stroje, na kterém bude namontován.

Definice operační fáze

Většina práce spočívá v určení míry napnutí pásu za běžného provozu.

Vymezení cílů, jichž má být dosaženo - cílem je i vypracovat plán údržby stroje.

Vytvoření pracovní skupiny: projektant, technický manažer

Podpora vývoj: plán je vztvořen za použití tabulky v Excelu

Krok 2: Funkční struktura

Kompozice systému

Systém je složen ze 7 subsystémů:

- Šnekový převodový reduktor

- Napínací hlavice
- Kazeta
- Válečková kazeta
- Horizontální posunutí
- Centrální mazací systém
- Přenosová část

Krok 3: analýza FMECA

Analýza vad systému

Identifikace poruchových režimů

- Ztráta funkce,
- Nežádoucí provoz
- Odmítnutí zastavení
- Odmítnutí startu
- Zhoršený provoz

Vyhledávání efektů: nejkritičtější účinky na systém a uživatele

Identifikace zjištění

Hodnocení kritických hodnot

Odhad doby odezvy

Kritéria hodnocení

F: porucha frekvence výskytu

G: Kritičnost selhání

N: Pravděpodobnost detekce selhání

Výpočet koeficientu rizika

Byl definován koeficient rizika

$$C = F * G * N$$

Návrh nápravných opatření

Hledání nápravných opatření

3 typy nápravných opatření:

- Preventivní opatření
- Detekce preventivního opatření
- Snížení následků

Výpočet nového koeficientu rizika

Krok 4: syntéza

- Stanovení priority poruch
- Definovat kritické body
- Doporučení

Tato metoda byla aplikována na celý systém a každou jeho podskupinu, což umožnilo zviditelnit kritické body a vytvořit strategii údržby. Vzhledem k tomu, že účelem tohoto nového návrhu bylo zrychlit rychlost údržby stroje, nevedla tato studie k přepracování některých částí stroje. Na základě analýzy byl definován seznam kontrol, které musí provést obsluha, tak aby byl zajištěn správný provoz a fungování stroje.

Analýza rizik

Analýza rizik stroje byla provedena na poradě za přítomnosti pěti účastníků: technický manažer, manažer kvality a životního prostředí, technik elektrické části, strojní designér a odborník na certifikaci strojů pracující pro skupinu APAVE.

Během této schůze byly zahrnuty a ošetřeny všechny body zabezpečení:

- Zpracování
- Instalace
- Použití
- Údržba
- Destrukce

Mnoho bodů týkajících se bezpečnosti a ochrany obsluhy, jako je například kryt pásu, a válečků při provozu stroje, bylo již vzato v úvahu v předešlých setkáních. Ochrana drážkových hřídelů převodovky není doposud zcela bezpečná a je potřeba vylepšit stávající řešení.

Použitá metoda umožnila vypsát rizika hodnocení podle dvou kritérií, závažnost a pravděpodobnost výskytu události. V závislosti na skóre získaném rizikem je stanovena procedura a zavedeno nápravné řešení, tak aby se předešlo vzniku rizika.

Finanční studie

Cílem této části je definovat proveditelnosti kompletního stroje z hlediska finančních nákladů. Celkové výrobní náklady stroje činily 8 250 EUR. Tyto náklady zahrnují montáž, elektrické komponenty a mechanické součásti. Cílem společnosti je prodat 10 strojů ročně. Náklady na prototyp se proto budou lišit. Sériové náklady dosáhnou 8 500 EUR a náklady na prototyp jsou 11 120 EUR. Prototyp zahrnuje všechny možnosti napínacího mechanismu, zejména jeho systém vyrovnávání. Za účelem snížení nákladů, byly konzultováno vícero možných dodavatelů. Tím byl finanční cíl splněn.

Závěr

Tento projekt byl velmi komplexní a vyžadoval mnoho dovedností:

Technické:

- Dimenzování (ložiska, konstrukce, dorazy)
- Počítačová podpora návrhu

Kreativitu:

- Hledání řešení a jejich vyhodnocení

Sdělení:

- Presentace řešení
- Schůze o průběhu projektu
- Poptávky dodavatelů

Bylo dosaženo mnoha cílů.

Dodržení finanční rozpočtu byl jeden z hlavních bodů úspěšnosti řešení. Náklady na zařízení je velmi blízké k cílovým nákladům stanovených pro ověření volby návrhu. Konstrukce tohoto stroje umožní zlepšit a zkrátit údržbové operace.

Všechny body specifikací byly respektovány. Nicméně, tento projekt není zcela dokončen, protože některé plánované fáze nejsou dokončeny: příjem dílů, montáž prototypu, zkoušky prototypu, validace a návod k montáži a pokyny pro údržbu.

Zpoždění počátečního plánu způsobilo vícero aspektů projektu. Nejprve dodavatelé, neboť doba odezvy na konzultace byla přibližně měsíc. Nedostatek porad za účelem ověření různých variant návrhu vyústil ve vývoji nových částí stroje. Jedna z příčin zpoždění byl i nesprávný odhad termínů, původně přiřazených ke každému bodu projektu.

I přes toto zpoždění, bylo dosaženo mnoho pozitivních výstupů diplomové práce, protože stroj je navržen, plány jsou kompletní a rozpočet je respektován.

Osobně, tato zkušenost byla velmi obohacující, protože jsem měl možnost získat mnoho technických dovedností. Podle mého názoru, tento stroj má mnoho různých mechanických prvků, a to je to, co dělá tuto stáž velmi zajímavou. Měl jsem možnost řídit projekt v naprosté autonomii, od analýzy potřeby výběru dodavatelů až k vývoji a výrobě. Tento projekt mi umožnil vyjádřit, snažil jsem se zvládnout všechno, co jsem mohl provést v této praxi. Celkově jsem spokojen a hrdý na to, co jsem byl schopen dosáhnout, a těším se na uvedení stroje do provozu.

RÉSUMÉ EN LANGUE FRANÇAISE

Introduction

Entreprise

La société Forézienne MFLS est un fabricant d'outils coupants pour la première transformation du bois. Elle est le leader européen dans la fabrication de lame de scie à ruban.

Créée par Christian SENEGAS en 1976 l'entreprise comprend 4 sites industriels en France, 250 collaborateurs et un chiffre d'affaire de 31 millions d'euros en 2017.

L'entreprise comprend à l'heure actuelle cinq secteurs d'activité dont la fabrication de lames de scies la vente de produit connexes-négoce, la réparation de lame (le service après-vente), la conception et la rénovation de machines, et enfin la formation professionnelle

Forézienne MFLS fabrique six familles de produits finis spécifiques pour chaque client :

- Lames de scies à rubans à grumes
- Lames de scies circulaires
- Lames de scies à ruban étroites
- Lames de scies alternatives
- Lames pour l'alimentaire

Contexte

La Forézienne MFLS est une entreprise en plein développement. Leader sur le marché de la lame de scie à ruban, elle cherche à développer l'activité de production de machine dédiée à la maintenance de ses outils. Avec des clients internationaux l'idée est donc de vendre des lames, une formation mais également des machines d'affûtages et de tensionnage.

Le tensionnage est une opération faisant partie du processus de fabrication des lames de scie à ruban. Elle est réalisée par une machine appelée tendeur. Cette machine est composée de deux rouleaux rotatifs entraînés à la même vitesse par un moteur. Le principe est similaire à celui du laminage, l'idée est de rapprocher ces rouleaux rotatifs pour entraîner et laminer la lame de scie.

Pour leurs propres ateliers de production ou de réparation, l'entreprise achète ses tendeurs, mais ces machines comportent des inconvénients qui nécessitent des modifications dès l'arrivée d'une machine neuve, par exemple un ré-usinage du bâti est nécessaire avant l'usage d'un tendeur de marque Vollmer. Après une demande de modification refusée de la part du fournisseur, la société a pris la décision de concevoir son propre tendeur.

L'enjeu est la possibilité de vendre une machine neuve avec une formation associée pour l'entretien des lames. Contrairement aux fabricants de machines classiques, Forézienne MFLS possède un savoir-faire réel dans la fabrication et l'entretien des lames de scie à ruban. Il y a donc un enjeu économique. De plus, un tendeur comporte des pièces d'usure qui pourront être revendues par la société, cela va donc engendrer un profit non négligeable à terme. Cela permettrait de directement faire fabriquer les pièces d'usure sans passer par le fabricant de la machine donc le coût des pièces de rechange sera moins important.

L'autre enjeu est bien entendu technique, car c'est une conception qui nécessite des frais importants. Il faudra donc développer une machine fonctionnelle face aux contraintes techniques liées à la cinématique et aux efforts mis en jeu. Cette machine devra s'imposer sur le marché du tendeur, car l'objectif est de concevoir un modèle haut de gamme afin d'accroître la réputation de la Forézienne MFLS.

Deux types de tendeurs sont utilisés par l'entreprise, ils sont fabriqués par l'entreprise allemande Vollmer. Ces deux machines comportent des avantages et des inconvénients, elles ne sont pas parfaitement adaptées aux besoins de l'entreprise. En effet, la maintenance de certaines pièces d'usure est longue et imprécise. Le remplacement des galets (rouleaux

permettant de laminier la lame) qui viennent au contact de la lame lors de l'opération de tensionnage est fastidieux.

La mission consiste donc à développer un tendeur de lame de scie à ruban de la rédaction du cahier des charges jusqu'aux essais du prototype tout en trouvant les solutions optimales technologiquement et financièrement.

Le processus de fabrication et l'opération de tensionnage

Le processus de fabrication d'une lame de scie à ruban à grume comporte plusieurs étapes. Ce processus débute par le déroulage d'un feuillard d'acier dans lequel la denture de la lame est découpée par découpe laser. Cette découpe laser coupe également la lame à la longueur voulue. Ensuite, les deux bouts du feuillard sont soudés afin de former le corps de la lame.

Ensuite, trois opérations sont réalisées, le planage qui consiste à supprimer les imperfections de planéité de lame. Le dressage vise à vérifier que le dos de la lame est régulier sur toute la longueur de la lame, il est conseillé que le dos de la lame soit bombé afin que le dos de la lame soit plus long que la partie dentée. Cela permet d'exercer une tension plus importante sur la denture lors du montage de la lame.

La troisième opération est le tensionnage. Cette opération a pour but d'introduire dans la lame, au moyen de l'appareil à tendre appelé tendeur, des contraintes contribuant à l'allongement de la zone centrale de sorte que les bords bien tendus assurent une bonne tenue de lame et surtout une rigidité suffisante pour pouvoir scier à haute vitesse. Ceci a pour effet de donner à la lame une certaine forme dite bombée qui lui permet d'épouser la forme des volants de la machine sur laquelle elle sera montée. Le tensionnage d'une lame s'exécute une fois que la planéité de la lame a été vérifiée. Des passes successives sont effectuées sur un nombre déterminé de génératrices du ruban. Chaque génératrice est traitée avec une pression de laminage qui varie en fonction de la position transversale de la lame par rapport aux galets. La lame subit donc un allongement variable suivant la position transversale.

L'étape suivante se nomme l'encochage, elle consiste à faire une encoche sur chaque dent de la lame afin de servir de support pour la dent. La dent peut être formée par une opération de stellitage, où un métal est fondu sur l'encoche. Cela permet de former la dent. L'autre moyen de former la dent est de braser une plaquette carbure sur cette encoche. Enfin la dernière étape est l'affutage et la rectification de la denture de la lame.

Le rôle du tensionnage de la lame de scie

Le tensionnage consiste à créer par laminage dans la lame de scie une distribution des contraintes plus favorables à sa tenue en service ; plus grande rigidité, meilleure stabilité. L'idée est de laminier les fibres centrales qui se trouve de se fait plus longues que celles des bords.

Le tensionnage permet à la lame :

- D'épouser le profil convexe de la roue. Lors du montage de la lame de scie sur les rouleaux de la machine à scier, les contraintes de compression sont libérées et la lame de scie forme une courbe au milieu. Cela empêche la lame de la scie de se déplacer d'avant en arrière sur la surface de contact la plus convexe du rouleau.
- De tendre un peu plus fort les deux bords (fond de la dent et du dos), ce qui augmente la rigidité du brin actif.
- De conserver la partie avant de la lame suffisamment tendue lors de l'allongement dû à l'échauffement et aux efforts de coupe.

Par conséquent, lorsque la mise en tension est effectuée correctement, la lame présente les caractéristiques suivantes :

- Le bord de la dent est rigide et fonctionne particulièrement silencieusement pendant le fonctionnement.

- La lame repose correctement sur les rouleaux et résiste aux contraintes provoquées par les vitesses d'avance élevées.
- La lame n'a pas tendance à dériver. La précision de coupe est maintenue grâce à une tension correcte.

Le rôle du dégauchissage

Lors de la réparation d'une lame, celle-ci peut présenter un défaut appelé gauche. Cela se traduit par un allongement d'une partie ou d'un bord de lame et a pour conséquence de mettre la lame en hélice.

Pour contrôler la gauche, il est nécessaire de soulever la lame par son centre et on se rend compte que les brins se croisent. Pour corriger ce défaut, il est nécessaire d'incliner le rouleau supérieur sur le tendeur, de détendre et de retendre la lame jusqu'à ce que le défaut disparaisse.

Benchmark

L'objectif de cette étape était de définir quel était les produits existants sur le marché et quels étaient leurs avantages et inconvénients. L'idée était donc de comparer chaque tendeur afin d'en déduire les meilleures solutions techniques. L'entreprise utilisait seulement deux types de tendeur, le RW200 produit par Vollmer et le T300 conçu par Alligator (Racheté par Vollmer depuis). Ces deux machines sont très appréciées par les employés pour de nombreux aspects comme la rigidité de la machine, la vitesse d'entraînement de la lame et la capacité de la machine (largeur de lame de 400mm). Le choix a donc été de concevoir le nouveau tendeur dans le même esprit que ces deux machines en gardant les avantages de chacune des deux machines.

Etude de marché

Le marché lié à la vente de tendeur est évalué à un million d'euros. L'entreprise vise de vendre 10 tendeurs par ans pendant 5 ans. Le prix d'achat d'un tendeur haut de gamme est de 16000 euros environ.

Partenaires

Les partenaires sont les fournisseurs, le service maintenance, le service production, le service support client le service marketing et enfin l'APAVE. La plupart ont été acteur lors de la rédaction du cahier des charges.

Analyse fonctionnelle

Dans cette analyse, de nombreux points techniques ont été définis, une première approche a été effectuée. Après cela, une réunion a été réalisée pour confirmer les décisions prises. Le représentant du service de production, le responsable du service client, le responsable technique et moi-même étaient présents. Au cours de cette réunion, tous les points ou demandes concernant la conception du nouveau tendeur ont été traités.

Recherche des efforts extérieurs

Le tendeur pouvait être assimilé à un laminoir où chaque rouleau écrase la lame de scie tout en l'entraînant pour en parcourir toute la longueur. Généralement, lorsqu'un employé tensionne une lame il fait tourner une vis au moyen d'un bras de levier. Cette vis descend, car l'écrou de cette vis est fixé au châssis du tendeur. Le galet supérieur se déplace verticalement avec la vis et écrase la lame de scie. Les galets de tensionnage sont entraînés par le moteur électrique, ils entraînent donc la lame une fois que la pression manuelle est exercée. Une précédente étude avait remplacé cette pression manuelle par un système hydraulique composé notamment d'un vérin. Avec l'installation hydraulique, l'effort axial sur l'axe vertical a pu être déterminé et il était de 25334 N. Cet effort crée un couple lié à la résistance au roulement. Pour déterminer ce

couple résistant j'ai mesuré le courant nécessaire pour faire fonctionner le tendeur à vide puis j'ai mesuré le même courant sous charge, (en laminant une lame). Avec la différence de courant j'ai pu calculer la différence de puissance consommée et en appliquant un rendement j'ai obtenu la puissance du couple de résistance au roulement. Etant donné que la vitesse de rotation du moteur était connue, le couple résistant a pu être déterminé et il était de 10N.m. Cette valeur a été déterminée afin d'avoir une idée du couple résistant.

Recherche de solutions

La tête de tensionnage

La tête de tensionnage est le sous assemblage permettant de créer le mouvement de descente du galet supérieur suivant l'axe vertical. Après une comparaison des deux tendeurs existant à savoir le T330 et le rw200, le concept du RW200 a été choisi. Dans les deux cas il s'agissait d'un système vis/écrou, néanmoins le système du RW200 était composé de pièces plus simples, car l'écrou était fixe tandis que dans l'autre système l'écrou était mobile et la vis était fixe.

Le système de dégauchissage

Cette partie de la machine était perfectible sur les deux systèmes présents dans les ateliers. En effet, de nombreux inconvénients étaient présents, il fallait donc développer une solution. Cependant, cette solution devait pouvoir accepter le mouvement de descente du galet suivant l'axe vertical et entraîner le pivotement de celui-ci autour de cet axe.

La solution choisie a été un système de fourchette amélioré pour que le mouvement vertical n'engendre pas d'interférences.

Choix de solutions

La nouvelle machine a été divisée en plusieurs sous-ensembles. Cette machine devait pouvoir s'adapter à plusieurs solutions déjà développées par l'entreprise. Le tendeur a donc plusieurs versions et certains sous-ensembles sont interchangeables. Ces sous-ensembles sont la tête de tensionnage, le réducteur roue vis sans fin, le système de dégauchissage et le système de déplacement dans la largeur de la lame.

La conception de la tête de tensionnage

La tête de tensionnage est composée de plusieurs parties dont la partie supérieure sert à descendre le galet supérieur contre le galet inférieur. L'autre partie de la tête de tensionnage est le sous ensemble englobant la liaison pivot du galet et son système de lubrification. Cette partie sera appelée cassette car cet ensemble est démontable et re-montable très facilement.

L'idée de concevoir une cassette séparable de la partie supérieure de la tête de tensionnage est de rendre l'entretien de cette partie de la machine très facile et rapide. Par exemple, lorsqu'un client a un galet usé, l'idée est de remplacer la cassette et de réduire les temps d'arrêt de la machine. Ensuite, la pièce défectueuse est remplacée dans les ateliers de la société sans altérer le fonctionnement de la machine et donc la production de lames. En utilisant une telle solution, le temps d'intervention est réduit.

La partie supérieure

La partie supérieure est composée d'une liaison hélicoïdale associée à une liaison glissière avec le bâti. Cette partie supérieure est composée de plusieurs pièces comprenant un axe qui est en liaison pivot avec le support de la liaison glissière de la cassette. Dans un souci de maintenance des pièces d'usure, le filetage de la liaison hélicoïdale est rapporté par une autre pièce, un écrou trapézoïdal.

Un vernier indiquant la pression exercée après le contact du galet supérieur sur la lame était nécessaire. Cependant, le vernier devait être mobile lorsque le rouleau supérieur n'était pas en

contact, mais il devait être entraîné par le mouvement rotatif pendant la mise sous pression de la lame. Pour ce faire, un ressort a été placé pour que le vernier reste en contact avec le moyeu fixé à la poignée.

La cassette

La cassette devait pouvoir remplir plusieurs rôles. Elle devait tout d'abord se fixer sur la tête de tensionnage. Il fallait donc assurer un maintien en position et un moyen de fixation. Son second rôle était de permettre au galet de tourner tout en le maintenant en position. Enfin son dernier rôle était de permettre un réglage de positionnement pour que le monteur puisse aligner le galet supérieur et le galet inférieur entre eux.

Le galet

Le galet est la partie du tendeur qui est au contact de la lame de scie c'est en quelque sorte l'outil qui permet de laminer la zone médiane de la lame de scie. Les galets utilisés sur le tendeur de marque Vollmer étaient composés d'un anneau très dur fretté sur un arbre et lorsqu'il fallait remplacer cette pièce il fallait donc remplacer le galet entier. L'idée de rendre la partie durcie démontable avait déjà été étudiée par l'entreprise et un premier concept avait été développé. L'assemblage de l'anneau durci était assuré clavetage, mais du fait de la pression exercée sur le galet lors du tensionnage, le galet se fissurait au niveau de la rainure de clavette. Deux autres modèles de galets rapportés ont été conçus, un modèle avec un assemblage par moyeu expansible et un autre par liaison vissée. Le choix s'est porté sur la liaison vissée pour des raisons d'assemblage du galet.

La conception du système de dégauchissage

Le système de dégauchissage permet de pivoter le galet supérieur autour de l'axe de descente. La solution choisie a été de positionner un axe en liaison pivot avec le bâti. Ceci a permis le déplacement d'un écrou de forme cylindrique le long de cet axe. Cet écrou lors de la rotation de la vis permet de pousser, ou de tirer si l'on change le sens de rotation, une fourchette fixée au support de la cassette. Cet écrou a donc un contact linéique avec la fourchette. Cette fourchette est évidée afin de ne pas interférer avec la vis lors de son déplacement horizontal.

La conception du bâti

Le bâti de cette machine pouvait être fabriqué de deux manières différentes. Nous pouvions faire le choix de partir sur une solution mécano-soudée, ou sur un bâti en fonte donc issu de fonderie. Les deux modèles de tendeur présent dans les ateliers et appréciés des opérateurs étaient tous deux issus de fonderie. De plus, compte tenu des volumes de fabrication, faire le choix d'un bâti en fonte nous semblait judicieux. Néanmoins, la conception et la fabrication d'un moule de fonderie ainsi que des noyaux allait engendrer un coût non négligeable sur cette pièce. Afin de correctement dimensionner le bâti une étude éléments finis a été réalisée avec le logiciel solidworks simulation. L'objectif de ce dimensionnement était de déterminer quel était le meilleur compromis entre la masse et le déplacement obtenu sous charge. Pour se faire, plusieurs géométries de corps de bâti ont été testées ainsi que plusieurs épaisseurs. Une fois que le modèle fut correctement dimensionné et correctement conçu pour que tous les différents systèmes puissent se fixer dessus, le bâti a eu quelques améliorations. Ces améliorations portaient essentiellement sur deux aspects, l'aspect esthétique de la machine qui devait en quelque sorte sortir de l'ordinaire par son design. L'autre aspect était de l'ordre de la faisabilité du bâti, plusieurs trous oblongs ont été ajoutés afin que les noyaux puissent avoir des centrages supplémentaires. Un test pratique sur le prototype sera effectué pour vérifier la validité du calcul de dimensionnement effectué.

La conception du réducteur

Le réducteur de ce tendeur était spécifique, car aucun réducteur issu directement du commerce possédait cette configuration. Le réducteur devait avant tout réduire la vitesse de rotation du moteur pour obtenir le couple nécessaire au laminage de la lame de scie. Tout d'abord, un variateur de fréquence est branché à un moteur d'une puissance de 1.1KW afin de faire varier la vitesse du moteur de 600 à 1845 tours par minute. Ensuite, l'arbre moteur est relié au réducteur par une liaison poulie courroie crantée sans réduction de vitesse. Le réducteur comprend un arbre d'entrée avec une vis sans fin qui entraîne deux roues de chaque côté de la vis avec un entraxe de 100mm. Cette distance correspond à deux fois le rayon d'un galet soit l'entraxe des galets lorsqu'ils sont tangents entre eux. L'axe inférieur du réducteur est relié à un arbre cannelé par un joint de cardan simple. Cet arbre cannelé est en liaison glissière avec le galet qui est en liaison pivot avec la cassette. L'autre arbre cannelé est relié à l'arbre contenant la roue supérieure par un joint de cardan double afin de maintenir l'homocinétisme entre les deux galets. Ce joint de cardan double permet également le mouvement vertical de l'arbre cannelé qui est en liaison glissière avec le galet supérieur.

La liaison pivot de la vis sans fin est assurée par deux roulements à aiguilles pour reprendre les efforts radiaux et par une butée à billes à double effet qui permet de reprendre les efforts axiaux exercés par les roues sur la vis sans fin. Un moyeu expansible a été utilisé pour réaliser l'accouplement entre la poulie et l'axe de la liaison pivot. Concernant l'étanchéité, l'étanchéité statique est assurée par des joints toriques et des joints plats découpés sur mesure. L'étanchéité dynamique est assurée par des joints à lèvres. Le choix de la fabrication du brut du carter du réducteur a aussi été de partir sur un carter en fonte.

La liaison pivot identique pour les deux roues est assurée par deux roulements à billes à contact radial. L'étanchéité statique est assurée par des joints toriques, un des deux roulements à billes à contact oblique est lubrifié à vie et l'étanchéité au niveau de la trappe est assurée par un joint plat découpé sur mesure. Cette trappe sert à vérifier l'état du système mais également à remplir de moitié le réducteur d'huile. Pour effectuer la vidange un bouchon de vidange a été prévu à cet effet. Un joint à lèvre a été utilisé pour assurer l'étanchéité dynamique.

La cotation fonctionnelle

Tout d'abord, une cotation fonctionnelle était nécessaire, car le nombre de machine à produire est tout de même conséquent une cinquantaine au total. Pour cela j'ai utilisé la méthode CLIC/QUICK GPS développée par Bernard Anselmetti. Cette méthode consiste à définir les intervalles de tolérance sur les dimensions fonctionnelles. Une cote fonctionnelle peut perturber directement une fonction du système, ou l'assemblage d'une pièce dans une autre si elles ne sont pas correctement cotées. Les défauts dimensionnels, géométrique ou encore les états de surfaces peuvent engendrer des problèmes d'assemblage ou de fonctionnement du système. C'est pour toutes ces raisons que ces défauts doivent être maîtrisés et que les bornes de ces défauts doivent être connues.

L'objectif de cette méthode est donc de permettre de garantir le bon fonctionnement d'un système. Cela garantit également l'interchangeabilité des pièces indépendamment du fournisseur de la pièce.

Cette méthode a impliqué une étude complète du système pour mettre en évidence les conditions nécessaires à remplir pour assurer le bon fonctionnement du système.

Cette méthode a permis de définir les surfaces fonctionnelles de chacune des pièces.

L'identification des jeux et les chaînes de cotes

Afin de concevoir cette machine et surtout de réaliser la mise en plan 22 chaînes de cotes ont été réalisées. Certaines ont permis de vérifier qu'il n'y aurait pas de collision entre les pièces, d'autres ont permis de vérifier l'assemblage des pièces les unes dans les autres. Enfin quelques

chaînes de cotes ont permis de définir les jeux de cales nécessaires. Des cales ont été nécessaires à trois différents endroits :

- À l'intérieur du réducteur pour positionner les roues par rapport à la vis sans fin,
- Dans la cassette afin de garantir une bonne coaxialité entre le palier avant et le palier arrière
- Entre la cassette supérieure et la cassette inférieure pour assurer que les deux galets soient bien en face l'un de l'autre.

Montage et réglage des jeux

Les trois réglages ont nécessité la conception d'un outillage spécifique pour déterminer exactement le nombre de cale à mettre en place lors du montage.

Réglage de l'alignement de la cassette supérieure par rapport à la cassette inférieure.

Afin d'aligner les deux rouleaux, une pièce de liaison entre les deux galets a été conçue. Une fois cette pièce positionnée à la place de chaque galet, l'ensemble est poussé contre le bâti jusqu'à ce que cet ensemble vienne en butée. La chaîne de cote permet à la cassette inférieure d'être en contact avant la cassette supérieure. Ensuite, nous mesurons la distance avec une jauge de profondeur entre la cassette et le bâti à l'endroit défini. Une comparaison avec la distance mesurée sans le dispositif est déterminée. Nous remplissons alors la différence mesurée par des cales avec une résolution de 0,1 mm.

Réglage de la coaxialité entre le palier avant et le palier arrière de la cassette.

La chaîne de cotes a permis de mettre en évidence ce problème de coaxialité entre le palier avant et le palier arrière. Ce défaut de coaxialité pourrait poser un problème, car une rotation parfaite des galets est requise. Pour contrôler ce jeu, l'utilisation de cale de réglage a été la solution. Le problème était de savoir exactement combien de cales seraient placées dans la cassette pour obtenir la coaxialité voulue et donc une rotation quasi parfaite. Pour résoudre ce problème, un cylindre a été utilisé. Le cylindre a été ajusté à l'alésage du palier arrière. Ensuite, le palier avant pouvait être monté sur cet axe et enfin le jeu puisse être mesuré. Ce jeu est celui situé entre le plan du palier arrière servant de fixation au palier avant et le plan du palier avant. Ces deux plans sont normalement en appui. Une fois mesuré, ce jeu pouvait être réglé avec les cales de réglage.

Réglage de la position des roues par rapport à la vis sans fin dans le réducteur

Afin de régler la position de la roue par rapport à la vis sans fin, c'est-à-dire régler la position des roues le long de leurs axes un système de calage a été mis en place. Ici le réglage se fera manuellement par des monteurs expérimentés.

Analyse des modes de défaillances de leurs effets et de leurs criticités

Les objectifs de cette analyse sont d'identifier les modes de défaillances, d'estimer les risques associés à leurs apparitions et enfin de proposer des actions préventives et correctives.

Pendant la phase de conception, l'AMDEC permet de fiabiliser la conception, de lister les pièces de rechange et de prévoir la stratégie de maintenance à adopter.

Cette analyse se déroulait en plusieurs étapes.

Etape 1 : INITIALISATION

Définition du système à étudier.

Le système étudié est une machine appelée tendeur, permettant de laminer une lame de scie à ruban. Le tensionnage a pour but d'introduire dans la lame, au moyen de l'appareil à tendre, des contraintes contribuant à l'allongement de la zone centrale de sorte que les bords bien tendus assurent une bonne tenue de lame et surtout une rigidité suffisante pour pouvoir scier à

haute vitesse. Ceci a pour effet de donner à la lame une certaine forme dite bombée qui lui permet d'épouser la forme des volants de la machine sur laquelle elle sera montée.

Définition de la phase de fonctionnement

Phase de travail la plus pénalisante pour le système étudié, ici tensionnage de la lame la plus épaisse en fonctionnement rapide.

Définition des objectifs à atteindre : l'objectif à atteindre est de mettre au point un plan de maintenance

Constitution d'un groupe de travail : le concepteur, le responsable technique

Mise au point du support de l'étude : le support de l'étude est un fichier Excel comprenant une grille

Etape 2 : Décomposition fonctionnelle

Découpage du système

Le système sera décomposé en 7 sous systèmes :

- le réducteur roue vis sans fin
- la tête de tensionnage
- le système de dégauchissage
- la cassette de support pour galet
- le système de déplacement horizontal
- le système de graissage centralisé
- la partie transmission

Etape 3 : Analyse AMDEC

Analyse des mécanismes de défaillance

Identification des modes de défaillance

- Perte de fonction,
 - Fonctionnement intempestif
 - Refus de s'arrêter
 - Refus de démarrer
 - Fonctionnement dégradé
- Recherche des effets : Effets les plus graves sur le système et utilisateur
- Recensement des détections

Evaluation de la criticité

Estimation du temps d'intervention (TI)

Evaluation des critères de cotation

F : Fréquence apparition défaillance

G : Gravité de défaillance

N : Probabilité de non détection de la défaillance

Calcul de la criticité

$C=F \cdot G \cdot N$ On définit un Climite

Proposition d'actions correctives

Recherche des actions correctives

3 types d'actions correctives :

- Action de prévention des défaillances
 - Action de détection préventive des défaillances
 - Action de réduction des effets
- Calcul de la nouvelle criticité

Etape 4 : Synthèse

Hiérarchiser les défaillances

Lister les points critiques

Lister les recommandations

Cette méthode a donc été appliquée au système complet et chaque sous-ensemble ont été soumis à cette cotation qui a permis de mettre en évidence les points critiques et de mettre en place une stratégie de maintenance. Etant donné que cette nouvelle conception avait pour but d'accélérer la rapidité de maintenance de la machine, cette étude n'a pas engendré de reconception de certaine partie de la machine. Néanmoins, une liste de contrôle a été mise en place pour que l'opérateur vérifie les points qui pourraient être critique pour le bon fonctionnement de la machine.

Analyse de risque

L'analyse des risques de la machine a été effectuée lors d'une réunion. Cinq personnes étaient présentes : le responsable technique, le responsable qualité sécurité environnement, le technicien de la partie électrique, le concepteur de la machine et un expert en certification de la machine travaillant pour le groupe APAVE.

Au cours de cette réunion, tous les points de sécurité ont été couverts et traités :

- Manipulation
- Installation
- Utilisation
- Entretien
- Démantèlement

De nombreux points concernant la protection de l'utilisateur lors du fonctionnement de la machine avait déjà été pris en compte avant cette réunion comme la cartérisation de la courroie, et des galets. La protection des arbres cannelés de transmission a nécessité une amélioration, car ils n'empêchaient pas totalement le risque.

La méthode utilisée permettait de lister les risques de les évaluer selon deux critères, la gravité et la probabilité que l'événement se manifeste. En fonction de la note obtenue par le risque, une procédure est mise en place afin d'éviter le risque.

Etude financière

L'objectif de cette partie est de conclure sur la faisabilité de la machine complète en termes de coût. Le cout de revient objectif total de la machine était de 8250 euros. Ce coût comprend le montage, les éléments électriques et les pièces mécaniques. L'entreprise a pour objectif de vendre une dizaine de tendeurs par an. Le cout série sera donc différent du coût du prototype. Le coût série atteint est de 8500 euros et le cout du prototype est de 11120 euros. Le prototype comprend toutes les options du tendeur, le système de dégauchissage notamment. Afin de tirer les coûts vers le bas, plusieurs fournisseurs ont été consultés et chaque pièce sera fabriqué où le coût est de le moins chers. L'objectif est donc atteint.

Conclusion

Ce projet était très complet et exigeait beaucoup de compétences :

Techniques :

- Dimensionnement (roulements, structure, arrêts)
- Conception assistée par ordinateur

La créativité :

- Rechercher des solutions et leur évaluation

La communication :

- Présentation des solutions
- Réunions sur l'avancement du projet
- Lien avec les fournisseurs

De nombreux objectifs ont été atteints. Tout d'abord, le respect du budget est l'un des principaux points de satisfaction. Le coût de la machine étant très proche du coût cible autorisé pour valider les choix de conception. La conception de cette machine va permettre d'améliorer et de raccourcir les opérations de maintenance.

Tous les points du cahier des charges ont été respectés. Néanmoins, ce projet n'est pas complètement achevé, car de nombreuses étapes de la planification n'ont pas été réalisées : la réception des pièces, l'assemblage du prototype, les tests du prototype, la validation et enfin la rédaction de la notice de montage et la notice de maintenance.

Les causes du retard par rapport à la planification initiale proviennent de plusieurs acteurs. Les fournisseurs parce que leur temps de réponse aux consultations était d'environ un mois. L'absence de réunion afin de valider les choix de conception a entraîné une nouvelle conception de nombreuses parties de la machine. La mauvaise estimation des temps initialement attribués à chaque point était également l'une des causes de ce retard.

Dans l'ensemble, de nombreux points sont positifs, car la machine est conçue, les plans sont complets et le budget est respecté.

Personnellement, cette expérience a été très enrichissante, car j'ai pu acquérir de nombreuses compétences techniques. Selon moi, cette petite machine a beaucoup d'éléments mécaniques différents et c'est ce qui a rendu ce stage passionnant. J'ai eu la chance de gérer un projet en toute autonomie, de l'analyse du besoin jusqu'au choix des fournisseurs. Ce projet a permis de m'exprimer, j'ai essayé de maîtriser tout ce que je pouvais entreprendre dans ce stage. Je suis généralement fier de ce que j'ai pu réaliser et j'ai hâte de voir la machine en fonctionnement.

ABSTRACT

The objective of this work is to develop a band saw tensioner from the drafting of the specifications to the testing of the prototype while finding the optimal solutions technologically and financially. This development covers the mechanical design and dimensioning of the entire machine. In this report every step of the project are covered, the benchmark, the specifications, the design and dimensioning, and finally the financial study.

Key words

Band saw tensioner, Band saw, bearing, roller, rolling resistance,

BIBLIOGRAPHIC CITATION

GAUMOND, Marc-Antoine. *Konstrukce napínačku pro pilové čepele*. Brno 2019. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav strojírenské technologie. 77 s. Leader diplomové práce prof. Ing. Miroslav Píška, CSc; Assoc. Prof HDR. Yann Paire

DECLARATION

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma *Konstrukce napínáku pro pilové čepele*. vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

.....
Datum

.....
Bc. Marc-Antoine GAUMOND

ACKNOWLEDGMENTS

I would like to gratefully thank prof. Ing Yann Paire, for his guidance, valuable advices and remarks.

I would also like to thank prof. Ing. David Prat Ph.D. from ENSAM for the study possibilities he has offered to me.

I would also like to thank prof. Ing. Miroslav Píška, CSc. from VUT for his help and advices throughout all my study period.

Thanks belong also to Romain Garnier, my tutor and supervisor from Forézienne MFLS, for his time, and all other employees from the company who helped me with the problems I had to solve.

Lastly, I would like to thank my family for their support given during my whole studying period.

CONTENT

Abstrakt	2
Declaration	23
Acknowledgments	24
1 Introduction	26
2 Benchmark	31
3 Market study.....	32
4 Functional Specification Analysis.....	33
5 Search for external forces.....	36
6 Search for solutions	37
7 Choices of solution.....	39
8 Functional quotation and geometrical tolerancing	59
9 Identification of mechanical clearance and chain dimension.....	61
10 Assembly and adjustment of the settings	62
11 Failure Mode Effects Analysis	64
12 Risk analysis.....	67
13 Financial study	70
14 Conclusion.....	71
15 Bibliography.....	72
16 LIST OF ANNEXES.....	73

15 BIBLIOGRAPHY

1. *A Method to Determine the Rolling Resistance Coefficient by Means of Uniaxial Testing Machines.* **Bonhomme, J. et V.Mollón. 2013.** 2013.
2. **CORETEC.** *CATALOGUE VIS TRAPEZOIDALES.*
3. **DALOIS, Claude. 1990.** *Manuel de sciage et d'affûtage.* s.l. : Editions Quae, 1990. p. 208.
4. **FANCHON, Jean Louis. 2007.** *GUIDE DES SCIENCES ET TECHNOLOGIES INDUSTRIELLES.* s.l. : Nathan, 2007.
5. **LANGLET.** Norme filetage Trapezoidale. *Langlet.* [En ligne] <http://www.langlet.fr/normes.php>.
6. *Roulement ferroviaire- Aspect Mécanique de traction.* **CHAPAS, Pierre. 2013.** s.l. : Technique de l'ingénieur, 2013.
7. **Sales, Christian. 1990.** *La scie à ruban : Théorie et pratique du sciage des bois en grumes.* s.l. : Edition Quae, 1990. p. 152.
8. **Vollmer.** NOTIONS DE BASE DE VOLLMER : AFFÛTER, FABRIQUER ET ENTRETENIR LES SCIES À RUBAN. <http://www2.vollmer-group.com>. [En ligne]