



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

**KONSTRUKCE ZÁVITOŘEZNÉ HLAVY S AUTOMATICKOU
REVERZACÍ**

DESIGN OF THREADING HEAD WITH AUTOMATIC REVERSING

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Matěj Žebrák

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jiří Tůma, Ph.D.

BRNO 2019

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student:	Matěj Žebrák
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce:	Ing. Jiří Tůma, Ph.D.
Akademický rok:	2019/20

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

Konstrukce závitořezné hlavy s automatickou reverzací

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Pro zhotovení kalibrického závitu je možné využít více způsobů, kterými docílit požadované kvality. Pokud je bráno v úvahu využití konvenčního stroje, tyto způsoby se liší podle pracnosti a strojního času. Pro zhotovení série děr s totožným závitem se jeví účelné využívat závitořezných hlav, které po překročení určitých podmínek mechanicky reverzují bez nutnosti reverzace otáček stroje. Cílem této práce je podrobně se seznámit s touto problematikou a navrhnout závitořeznou hlavu.

Cíle bakalářské práce:

Rešerše v oblasti závitování a závitořezných hlav.
Konstrukční výpočty nutné pro návrh vlastního zařízení.
Konstrukční návrh závitořezné hlavy dle stanovených parametrů.
Výkresová dokumentace vybraných dílů a sestavy.
Závěr a doporučení pro praxi.

Seznam doporučené literatury:

MAREK, Jiří. Konstrukce CNC obráběcích strojů. Vyd. 2., přeprac. a rozš. Praha: MM Publishing, 2010. MM speciál. ISBN 978-80-254-7980-3.

Narex MTE [online], 2019. [cit. 2019-09-25]. Dostupné z: <http://www.narexmte.cz>

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem závitořezné hlavy s automatickou reverzací otáček. Práce je členěna na dvě části, první část je věnována přehledu výrobních technologií pro zhotovení zejména vnitřních závitů a rešerše v oblasti závitořezných hlav. Druhá část je věnovaná samotnému konstrukčnímu návrhu závitořezné hlavy včetně potřebných výpočtů.

Klíčová slova

Reverzní závitořezná hlava, výroba závitů, planetový převod

ABSTRACT

This bachelor's thesis deals with the design of reversing tapping head. The thesis is divided into two parts. First part is devoted to an overview of technologies for the thread producing focusing to tapping and research in field of tapping heads. Second part contains design of reversing tapping head including the necessary calculations.

Key words

Reversing tapping head, thread production, planetary gear

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŽEBRÁK, Matěj. *Konstrukce závitořezné hlavy s automatickou reverzací*. Brno, 2020.
Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/125048>. Bakalářská práce.
Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky. Vedoucí práce Jiří Tůma.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma *Konstrukce závitořezné hlavy s automatickou reverzací* vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

.....
Datum

.....
Matěj Žebrák

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto Ing. Jiří Tůma, PhD. za cenné připomínky a rady, které mi poskytl při vypracování závěrečné práce.

Obsah

ÚVOD	11
1 ZÁVIT	12
1.1 ROZDĚLENÍ ZÁVITŮ	12
1.2 DRUHY ZÁVITŮ	13
1.2.1 Metrický závit	13
1.2.2 Whitworthův závit	14
1.2.3 Trubkový závit	14
1.2.4 Lichoběžníkový rovnoramenný závit.....	15
1.2.5 Lichoběžníkový nerovnoramenný závit.....	15
2 VÝROBA ZÁVITŮ	16
2.1 ŘEZÁNÍ ZÁVITŮ ZÁVITNÍKY	16
2.1.1 Závitník	16
2.1.2 Důležité parametry při výběru závitníku	17
2.2 TVÁŘENÍ ZÁVITŮ	18
2.3 FRÉZOVÁNÍ ZÁVITŮ	19
2.4 SOUSTRUŽENÍ ZÁVITŮ	20
2.5 BROUŠENÍ ZÁVITŮ	21
2.6 ELEKTROEROZIVNÍ METODY VÝROBY ZÁVITŮ	21
3 ZÁVITOREZNÉ HLAVY	23
3.1 ZÁVITOREZNÉ HLAVY BEZPEČNOSTNÍ	23
3.2 ZÁVITOREZNÉ HLAVY S AXIÁLNÍ KOMPENZACÍ	23
3.3 ZÁVITOREZNÉ HLAVY S REVERZNÍM CHODEM	24
3.3.1 Princip funkce:	24
4 KONSTRUKČNÍ NÁVRH.....	25
4.1 VSTUPNÍ PARAMETRY.....	25
4.1.1 Zpětný moment závitníku	26
4.2 VÝPOČET KULIČKOVÉ SPOJKY	26
4.3 VÝPOČET OZUBENÍ PLANETOVÉ PŘEVODOVKY REVERZNÍHO CHODU.....	28
4.3.1 Výpočet základních rozměrů ozubení	29
4.3.2 Kontrola geometrie ozubení	30
4.3.3 Silové poměry v čelním ozubení.....	31
4.3.4 Volba materiálu ozubených kol	32
4.3.5 Součinitele pro výpočet únosnosti ozubení v dotyku	32
4.3.6 Součinitele silových poměrů ozubení	33
4.3.7 Výpočet únosnosti boku zubů v dotyku	37
4.3.8 Součinitele pro výpočet únosnosti zubu v ohybu	39
4.3.9 Výpočet únosnosti zubu v ohybu	41
4.4 PEVNOSTNÍ KONTROLA HRÍDELE A ŘADÍČÍHO ČLENU.....	42
4.4.1 Kontrola únavové pevnosti v místě rovnobokého drážkování	42
4.5 KONTROLA PEVNOSTI ŘADÍČÍHO ČLENU	43
4.5.1 Kontrola rovnobokého drážkování 6x16H7 x 20H10 x4H9	44
4.5.2 Kontrola řadících zubů řadícího členu	45

4.6	FINÁLNÍ KONSTRUKČNÍ NÁVRH	48
	ZÁVĚR	50
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	51
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	53
	SEZNAM OBRÁZKŮ	56
	SEZNAM TABULEK	57
	SEZNAM PŘÍLOH	58

ÚVOD

Závity a závitová spojení jsou v dnešní době stále nejpoužívanější prvky pro spojování součástí ve všech odvětvích průmyslu. Tvoří spojení rozebíratelné i nerozebíratelné nebo slouží k přeměně otáčivého na přímočarý pohyb. Svoje využití tak najdou v širokém spektru aplikací. Závity a jejich výroby jsou proto velmi žádaným zbožím a jsou neustále vyvíjeny nové progresivní metody, které mají za účel zvyšovat produktivitu při výrobě závitů.

Jednou z těchto technologií jsou závitořezné hlavy, které pomáhají vyrovnávat rozdíl strojního posuvu a skutečného stoupání závitníku, tím zvyšují životnost nástroje a kvalitu vyrobeného závitu. V kombinaci s pojistnou spojkou a reverzním převodem umožňují změnit směr otáček závitníku bez nutnosti reverzovat směr otáček strojního vřetena. Tato schopnost závitořezné hlavy dokáže výrazně snížit výrobní čas při velkých sériích závitů.

1 Závit

Závit je nakloněná rovina tvořena plochou o určitém profilu navinutou na válcovou nebo kuželovou plochu ve šroubovici s určitým stoupáním. Tento profil na válci vytváří vinutou drážku s daným profilem. Závit může vznikat na vnějšku válce nebo vnitřku válcové díry.

Je tvořen základními částmi:

Základní profil	profil závitů v podélné osové řezu
Šroubovice	trajektorie, po které je profil navinut na obalovou plochu
Závitová plocha	plocha, která uskutečňuje přenos sil
Rozteč P_h	axiální vzdálenost dvou stejných částí v řezu závitovým profilem, u jednochodého závitů je shodná se stoupáním
Stoupání P	axiální hodnota, o kterou vystoupá šroubovice po otočení právě o jednu otáčku

1.1 Rozdělení závitů

Závity se z hlediska použití dělí na:

- Spojovací
- Pohybové

Podle provedení:

- Vnější – šrouby
- Vnitřní – matice, průchozí nebo neprůchozí otvory

Podle směru stoupání šroubovice:

- Pravé
- Levé

Podle počtu šroubovic:

- Jednochodé
- Vícechodé

Podle tvaru profilu:

- Trojúhelníkové (obvyklé pro spojovací šrouby)
- Lichoběžníkové (typické pro pohybové šrouby)
- Oblé

Podle výroby:

- Obráběné
- Tvářené

1.2 Druhy závitů

Tab. 1) Příklady značení závitů [1]

Název závitu	Označení	
	Obecně	Příklad
Metrický – hrubá rozteč	M D	M 24
Metrický – jemná rozteč	M D x P	M24x2
Whitworthův	W D"	W 1½
Trubkový válcový	G D _{Tr} "	G 3/4
Trubkový kuželový – vnější	R D _{Tr} "	R 1½
Trubkový kuželový – vnitřní	Rc D _{Tr} "	Rc 1½
Pancéřový	P D	P 7
Lichoběžníkový rovnoramenný	Tr D x P	Tr 40x6
Lichoběžníkový nerovnoramenný	S D x P	S 80x10
Oblý závit	Rd D	Rd 40
Edisonův závit	E D	E 27
Levý závit	LH	M12 LH

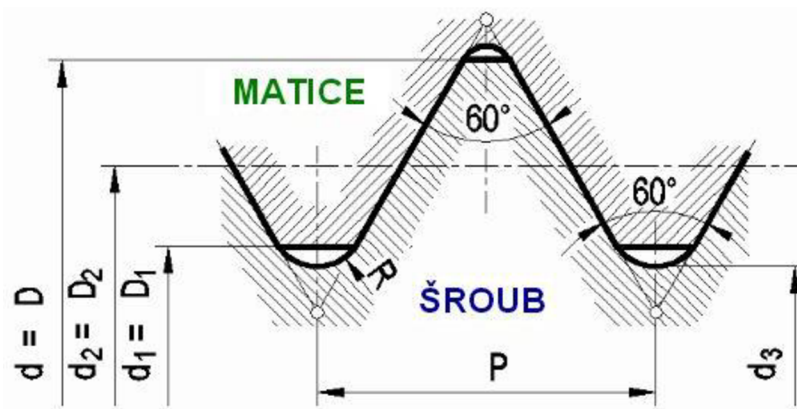
D – Velký průměr závitu, D_{Tr} – Světlost trubky pro trubkový závit.

1.2.1 Metrický závit

Jedná se o nejrozšířenější druh závitu u spojovacích součástí. Profil závitu je rovnostranný trojúhelník, vrcholový úhel je tak $\alpha = 60^\circ$. Rozměry se udávají v mm a při značení se dělí na závity hrubé řady A a jemné řady B až E.

Značení je podle velkého průměru závitu.

Hrubá rozteč se značí **M D x P** např. M12 x 1,5 [2; 3]

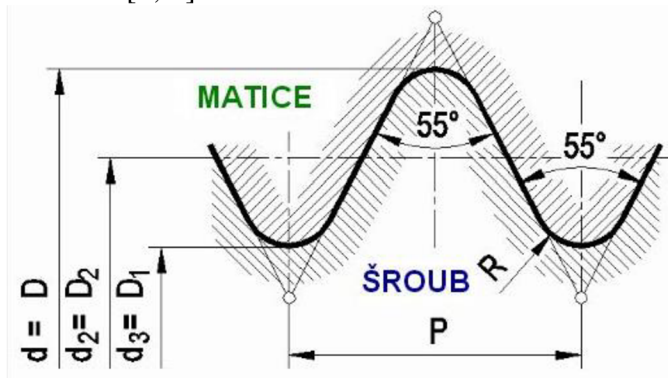


Obr. 1 Metrický závit [4]

1.2.2 Whitworthův závit

Závit používaný v zemích s imperiálním systémem jednotek, v ČR jen výjimečně při opravě starých strojů nebo zařízení dovezených ze zahraničí. Jedná se o spojovací závit. Profil závitů tvoří rovnoramenný trojúhelník s vrcholovým úhlem $\alpha = 55^\circ$. Rozměry se udávají v palcích a stoupání v počtu závitů na 1 palec ($1'' = 25,4 \text{ mm}$).

Značení **W D** např. W 1/2. [2; 3]



Obr. 2 Whitworthův závit [4]

1.2.3 Trubkový závit

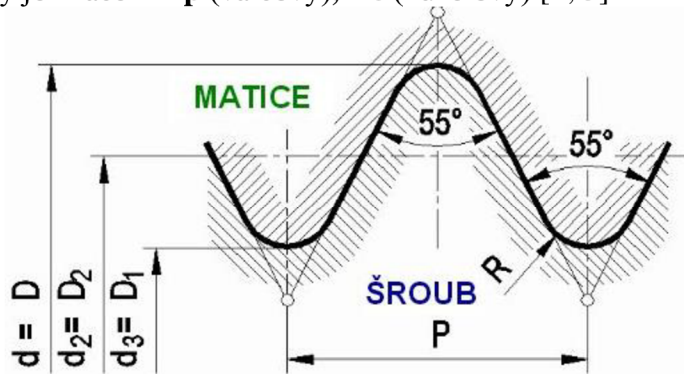
Používá se pro spojování trubek ve vodovodních nebo plynových rozvodech. Profil má shodný s Whitworthovým závitěm, liší se od něj jemnějším stoupáním. Závit může být válcový nebo kuželový s kuželovitostí 1:16 pro zajištění lepšího těsnění v závitech.

Značení trubkového závitu neobsahuje velký průměr závitu, ale světlost trubky, na které se závit nachází. Podle provedení se rozlišují druhy:

Trubkový válcový – netěsnící **G D_{Tr}** např. G 1/2".

Trubkový kuželový (těsnící v závitech) **R D_{Tr}** např. R 1"

Pro vnitřní závity je značení **Rp** (válcový), **Rc** (kuželový) [2; 3]



Obr. 3 Trubkový závit [4]

1.2.4 Lichoběžníkový rovnoramenný závit

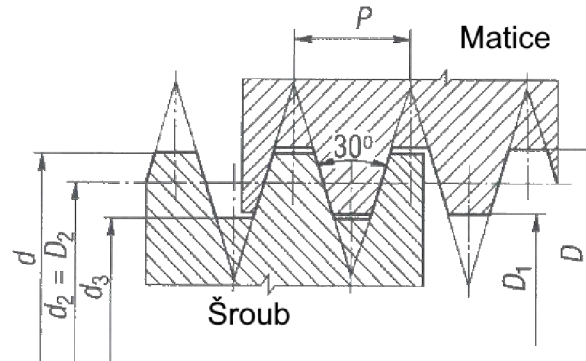
Řadí se mezi pohybové závity, používá se hlavně pro pohybové šrouby. Dokáže přenášet zátěž v obou směrech. Může se použít i pro závit spojovacích šroubů velkých průměrů.

Profil závitu tvoří rovnoramenný lichoběžník s vrcholovým úhlem $\alpha = 30^\circ$.

Značení se liší podle počtu chodů, rozměry se udávají v mm.

Jednoduchý **Tr D x P** např. Tr48 x 8

U dvouchodého závitu je značení ve tvaru **Tr D x P_h (P)** např. Tr48 x 16 (P8) [1; 2; 3]

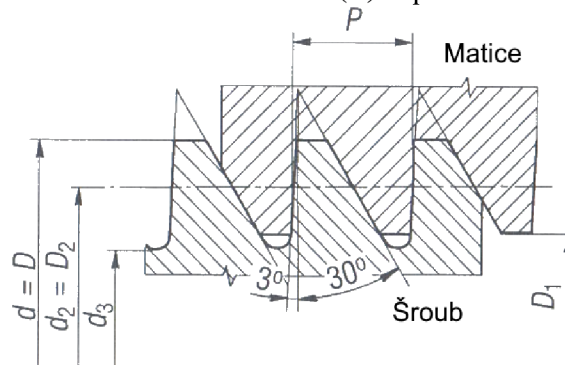


Obr. 4 Lichoběžníkový rovnoramenný závit [2]

1.2.5 Lichoběžníkový nerovnoramenný závit

Řadí se mezi pohybové závity a používá se pro pohybové šrouby namáhané pouze v jednom směru. Například vřetena lisu nebo zvedáky.

Profil je tvořen nerovnoramenným lichoběžníkem s úhly boků $\alpha_1 = 30^\circ$, $\alpha_2 = 3^\circ$. Díky odstranění vrubu v závitové drážce zaoblením má vyšší pevnost než rovnoramenný lichoběžníkový závit. Opěrnou plochu závitu má téměř kolmou k ose, má tak menší ztráty třením. Rozměry se udávají v mm. Značení **S D x P_h (P)** např. S 48 x 16 (P8) [1; 2; 3]



Obr. 5 Lichoběžníkový nerovnoramenný závit [2]

2 Výroba závitů

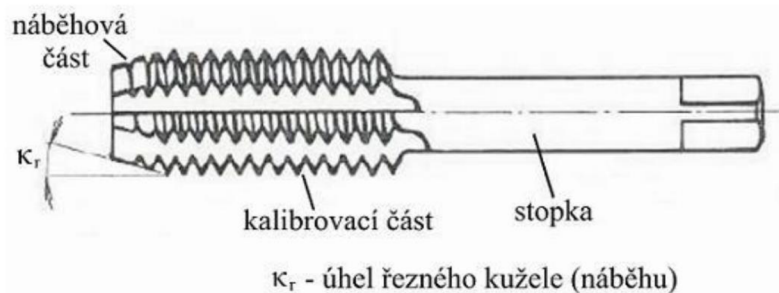
Výroba závitů spočívá ve vytváření vnějších nebo vnitřních šroubových ploch tvarovým nástrojem, toho lze dosahovat řezáním nebo tvářením. Přesné šrouby vyžadují dodržení úzkých tolerancí a výroba těchto šroubů je vysoce náročná. Vzhledem k obrovskému objemu vyráběných závitů jsou vyvíjeny nové metody zvyšující produktivitu výroby. [3; 5]

2.1 Řezání závitů závitníky

Jedná se o nejrozšířenější způsob výroby vnitřních závitů. Řezání závitů může probíhat na stroji nebo ručně. Výroba pomocí strojních závitníků může probíhat na různých strojích, například na vrtačkách, vyvrtávačkách, frézkách, soustruzích a obráběcích centrech. [3; 5]

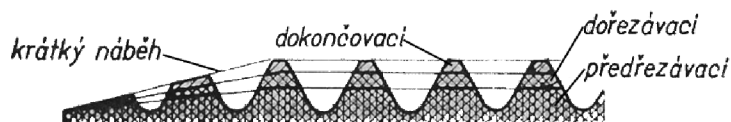
2.1.1 Závitník

Závitník je vícebřitý nástroj, který má základní tvar šroubu s vyfrézovanými drážkami pro odvod třísek a přívod řezné kapaliny. Na špičce nástroje je řezný kužel, který slouží k postupnému odebírání materiálu. Úhel šroubovitě drážky λ a úhel řezného kužele κ_r dramatičticky ovlivňují chování závitníku, a proto je nutné vždy vybrat správný závitník pasující vyhovující požadovanému užití. [6]



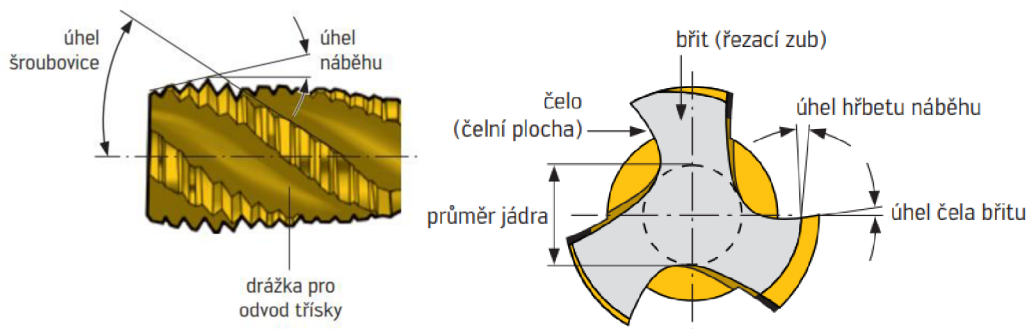
Obr. 6 Závitník s přímými drážkami [7]

Ruční závitníky jsou obvykle vyráběné v sadách po dvou až třech kusech s přímou drážkou. Každý ze závitníků v sadě odebírá jen část profilu závitů (Obr. 7). Tím se sníží potřebný točivý moment pro ruční řezání. Nejdelší řezný kužel je u předřezávacího závitníku, a naopak nejkratší u dokončovacího, aby bylo možné udělat závit co nejdelší i do slepé díry. Vodící válcová část závitníku je mírně kuželovitá a zužuje se směrem ke stopce, aby se zabránilo přílišnému nárůstu točivého momentu. [3; 5; 6]



Obr. 7 Odstupňování sadových závitníků [3]

Strojní závitník je pouze jeden a řeže celý průřez závitů, vyšší řezný moment u strojního řezání nevadí. Podle délky náběhové části a úhlu šroubovitě drážky λ používáme závitů pro různé operace. Vyznačují se krátkým náběhem pouze 3 až 4 stoupání. [3; 5]



Obr. 8 Základní Geometrie závitníku [8]

Maticové závitníky mají velmi dlouhý náběh a slouží k řezání krátkých závitů do průchozích děr. Mají dlouhou stopku, na kterou jsou ukládány již vyřazené matice.

Nástrčné závitníky se používají pro výrobu závitů zhruba od velikosti M40 a výše.

Sdružené závitníky se používají pro zvýšení produkce v sériové výrobě. Umožňují vrtat otvor a vytvořit závit v jedné operaci.

2.1.2 Důležité parametry při výběru závitníku

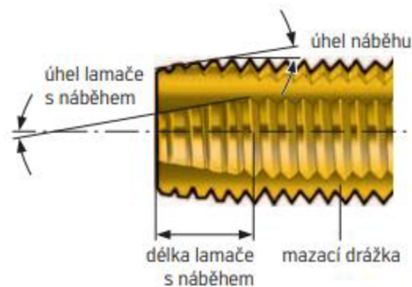
a) Úhel řezného kužele κ_r (délka náběhu závitníku)

Tato hodnota ovlivňuje schopnost dořezat závit ve slepé díře do potřebné hloubky a ovlivňuje potřebný točivý moment závitníku. Delší náběh způsobuje rozdělení třísky na více tenkých třísek, to má za následek vzrůst potřebného točivého momentu. Zároveň ale dochází k nižšímu zatížení jednotlivých náběhových zubů a nástroje s dlouhým náběhem vykazují delší životnost. [8; 9]

b) Úhel šroubovitě drážky λ a její směr

Směr vinutí drážky ovlivňuje, zda jsou třísky odváděny před nebo za závitník, to je velmi důležitý parametr, který výrazně ovlivňuje potřebný točivý moment a vhodnost použití.

- Pokud je směr vinutí šroubovitě drážky opačný než otáčení závitu, je tříška tlačena před závitník. To je výhodné při výrobě průchozích děr do materiálů s dlouhou třískou. Naopak úplně nevhodné pro výrobu slepých děr, kdy hromadící materiál před závitníkem může způsobit poškození nástroje. [5; 8]
- Pokud je směr vinutí šroubovitě drážky a otáčení závitu shodný, dochází k vytlačení třísky proti pohybu závitníku. Tyto závitníky se hodí pro výrobu slepých děr u materiálů s dlouhou třískou. [5; 8]
- Pro materiály s drobnou třískou se používají závitníky s přímými drážkami. Závitníky s přímými drážkami se používají také pro špatně obrobitelné materiály kvůli tomu, že mají větší průřez jádra a vyšší pevnost. V kombinaci s přímou drážkou se často využívá lamače s náběhem, který kontroluje utváření třísky a vytlačuje ji ve směru posuvu závitníku. [5; 8]



Obr. 9 Lamač s náběhem [8]

c) **Úhel čela**

Nižší hodnota úhlu čela má za následek horší povrch vyrobeného závitu, zvyšuje řezné síly, ale je potřeba pro obrábění špatně obrobitelných materiálů a zvyšuje životnost ostří a produkuje lépe zvládnutelnou třísku.

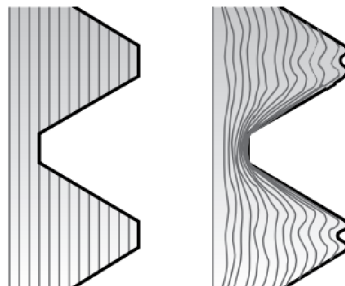
Vyšší hodnota úhlu čela má za následek pokles řezných sil a točivého momentu, ale ostří je poté náchylné k vylamování a rychlému opotřebení. [8]

d) **Úhel hřbetu náběhu**

Ovlivňuje zejména zpětný chod závitníku, kdy dochází k zamáčknutí kořenu třísky. Nižší hodnota tohoto snižuje skokové hodnoty zpětného momentu závitníku. [8]

2.2 Tváření závitů

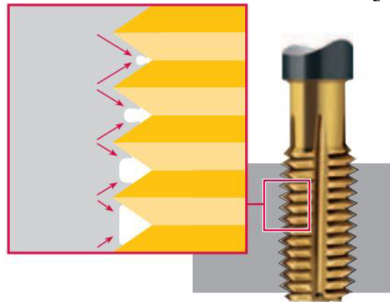
Jedná se o velice produktivní metodu výrobu vnějších i vnitřních závitů používanou zejména u tvárných materiálů s nižší pevností jako jsou hliníkové, měděné slitiny a oceli nižší pevnosti. U materiálů s vyšší pevností lze provádět tváření závitů za tepla. Výroba spočívá ve vytlačování profilu závitu do materiálu pomocí tvářecího závitníku nebo válcovacích čelistí a kotoučů. Vnitřní závity lze speciálním závitníkem tvářet i na konvenčních strojích. Při tváření závitů nedochází k porušení vláken materiálu, ale k jejich stlačení (Obr. 10). Takto vyrobené závity vykazují o 10 až 15 % vyšší pevnost v tahu a o 50 až 100 % vyšší mez únavy.



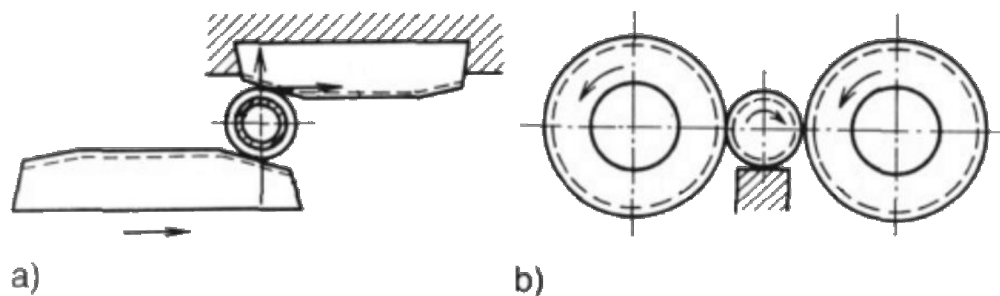
Obr. 10 Porovnání vláken materiálu při tváření závitu (vpravo) oproti řezanému závitu (vlevo) [8]

Protože se jedná o metodu beztržskovou, tak musí materiál vytlačený nástrojem stačit na doplnění profilu závitu. (Obr. 11) Proto je potřeba pro výrobu vnitřních závitů předpřipravit díru větší, než pro řezaný závit a pro vnější závit je potřeba připravit polotovar menšího průměru, než je velký průměr závitu. Při výrobě vnitřních závitů je potřeba zhruba o 30% větší točivý moment, tvářecí závitník je ale zároveň pevnější než řezací závitníky díky svému tvaru, který nevyžaduje drážky pro odvod třísky. Tvářecí závitníky vykazují zároveň vyšší životnost než závitníky řezací, vyžadují ale intenzivní mazání. Takto vytvořené závity nelze používat v některých průmyslových odvětvích. Konkrétně se jedná o potravinářský průmysl,

kde hrozí kontaminace produktu nečistotami zanesenými v tvářecí vlně závitu. Na strojích pro automatické šroubování hrozí, že šroub uvízne na tvářecí vlně. [3; 5; 8]



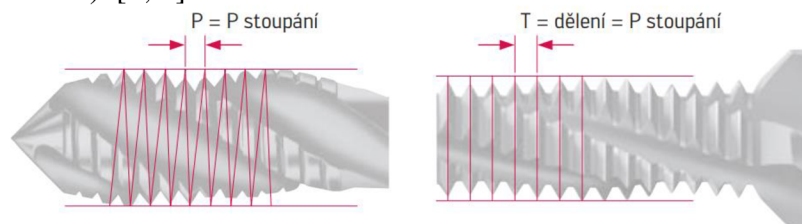
Obr. 11 Materiálový tok při výrobě závitu tvářecím závitníkem [8]



Obr. 12 Výroba vnějších tvářených závitů: [5]
a) plochými válcovacími čelistmi, b) válcovacími kotouči

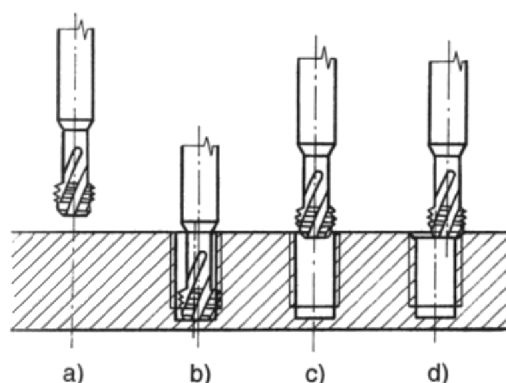
2.3 Frézování závitů

Frézování závitů je velmi produktivní metoda, díky které lze dosahovat vysoké kvality závitů. Díky přerušovanému řezu dochází k tvorbě drobné třísky, kterou lze snadno odvádět z místa řezu. Závit je tvořen závitovou frézou, ta nemá na rozdíl od závitníku průřez zuby do šroubovice o patřičném stoupání, ale pouze přímé zuby o rozteči rovné stoupání (Obr. 13). Tato metoda vyžaduje CNC řízený stroj schopný pohybu ve třech osách zároveň, jelikož stoupání závitu je vytvářeno kopírováním obvodu závitu a současným axiálním posuvem nástroje. Některé závitové frézy lze brousit na čele a použít je pro výrobu díry a závitu v jedno operaci (Obr. 14). [5; 8]



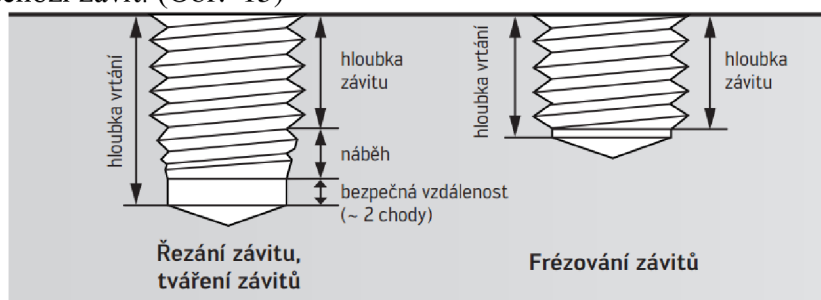
Obr. 13 Rozdíl mezi závitníkem a závitovou frézou [8]

Výhodou frézování závitů je i nízký nárůst požadovaného krouticího momentu s rostoucí velikostí závitu díky menšímu počtu zubů v záběru. To umožňuje výrobu velkých závitů i na strojích s nižším výkonem.



Obr. 14 Frézování závitu bez předvrtání díry frézou NORIS [5]

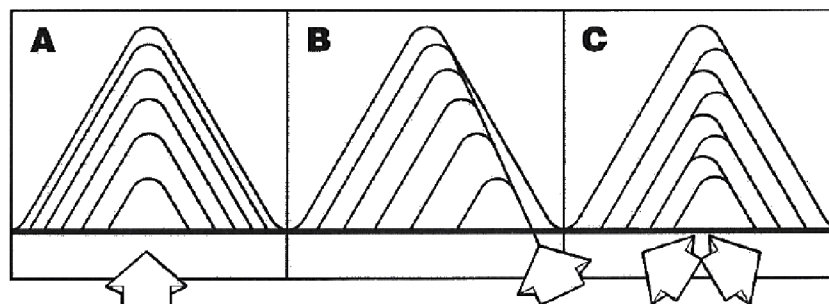
Pomocí frézování závitů je možné vyrábět závity až ke dnu díry, díky tomu, že závitová fréza nemá na rozdíl od závitníku žádný náběh a nehrozí takové nebezpečí kolize se dnem slepé díry. To je výhoda zejména při výrobě závitů do tenkostěnných součástí, kde není možné využít průchozí závit. (Obr. 15)



Obr. 15 Potřebná hloubky díry pro frézování závitů [8]

2.4 Soustružení závitů

Soustružením závitů lze vyrábět vnější i vnitřní závity na rotačních součástech pomocí soustružnických nožů, které mají profil shodný se závitem. Závitové nože jsou vyráběny z rychlořezných ocelí nebo s vyměnitelnými břitovými destičkami v provedení jedno nebo hřebínkové. Tento způsob výroby lze aplikovat na CNC i konvenčních strojích, kde je potřebná synchronizace posuvu a otáček zajištěna patřičným převodem. Při výrobě se nástroj vždy posune o jedno stoupání závitu na jedné otáčce vřetena, tak je utvářena šroubovice závitu. Závity jsou utvářeny postupně na více průjezdů a podle toho se rozlišují způsoby přísuvu nástroje do materiálu (Obr. 16). [5; 10]

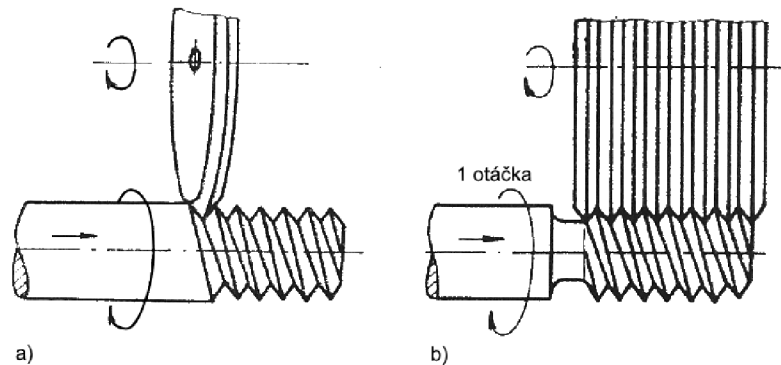


Obr. 16 Způsoby přísuvu nože při soustružení závitu [10]
a) Radiální přísuv, b) boční přísuv, c) radiálně – boční přísuv

- **Radiální přísuv** je nejběžněji používaný, tříska vzniká po obou bocích břitu. Tento způsob vytváří nevhodnou třísku a horší jakost povrchu, ale dochází k rovnoměrnému opotřebení nástroje. Zároveň je tento způsob potřebný pro obrábění materiálů vykazujících sklony ke zpevňování zastudena nebo nalepování. [10]
- **Boční přísuv** je výhodnější metoda z hlediska jakosti povrchu. Využívá se hlavně pro hlubší závity a materiály špatně utvářející třísku díky menšímu namáhání špičky nástroje. Metoda je nevhodná pro materiály vykazující zpevňování za studena nebo nalepování. [10]
- **Radiálně-Boční přísuv** se používá hlavně u závitů s velkým profilem. Metoda poskytuje dobrou trvanlivost nástroje. [10]

2.5 Broušení závitů

Broušení závitů se využívá zejména jako dokončovací operace pro výrobu závitů o vysoké pevnosti, vysoké tvarové přesnosti a jakosti povrchu. Používá se i na výrobu závitů v kalených materiálech, kde závit jinou cestou vyrobít nelze. Používá se pro vnější i vnitřní závity, ale vnitřní broušení vyžaduje použití malého kotouče a je velmi obtížné. [3; 5]



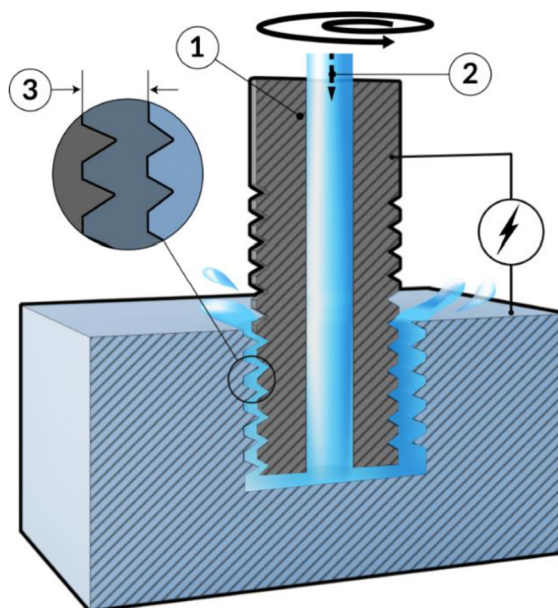
Obr. 17 Způsoby broušení závitů [3]
a) podélné broušení, b) zapichovací broušení

- **Podélné broušení** se provádí jednopřilivým kotoučem, který je při broušení skloněn o úhel stoupání šroubovice závitů. Obrobek se otáčí a zároveň posouvá. Používá se hlavně pro závity s požadovanou co nejvyšší přesností. [3; 5]
- **Zapichovací broušení** víceprofilovým kotoučem širším, než výsledný závit se používá hlavně pro broušení závitů s menší roztečí než 1 mm. Závit je vyhotoven při jedné otáčce obrobku, kdy se obrobek posune zároveň o jedno stoupání. Jde o velmi produktivní metodu výroby závitů. [3; 5]

2.6 Elektroerozivní metody výroby závitů

Tato fyzikální metoda se nachází velké uplatnění zejména při výrobě vysoce kvalitních závitů do velmi těžko obrobitelných nebo kalených ocelí, slinutých karbidů. Nástrojem je v tomto případě elektroda z mědi nebo wolframu, která má tvar šroubu o požadovaném stoupání. Elektroda má vždy menší průměr než požadovaný závit. Závit je vytvořen pomocí postupného přisouvání a kroužení elektrody podél obvodu závitů, dokud nedojde k vytvoření finálního průměru. Jedním nástrojem je tak možné vytvořit velký rozsah velikostí závitů s daným stoupáním.

Úběru materiálu je dosaženo elektrickými výboji mezi elektrodou a obráběným materiálem, tím dochází k odjiskřování částí materiálu a odplavením odpadu pomocí přiváděné kapaliny.



Obr. 18 Elektroerozivní výroba závitu [11]
1- Elektroda, 2- Přívod dielektrické kapaliny, 3- velikost jiskřiště

Tato metoda je časově velmi náročná a je možná pouze na hloubících strojích. Kvůli velké časové náročnosti se tohoto způsobu výroby využívá jen omezeně tam, kde nejsou jiné metody dostačující.

3 Závitořezné hlavy

Závitořezné hlavy jsou příslušenství pro výrobu závitů, slouží ke zvýšení produktivity výroby a prodloužení životnosti nástrojů. Slouží k výrobě vnějších i vnitřních závitů v průchozích i slepých otvorech. Podle určení se dají používat na číslicově i ručně řízených strojích.

Podle funkce se dají dělit na: [12]

- a) Závitořezné hlavy s reverzním chodem
- b) Závitořezné hlavy bezpečnostní
- c) Závitořezné hlavy s axiální kompenzací

3.1 Závitořezné hlavy bezpečnostní

Používají se zejména na konvenčních strojích pro ochranu nástroje před poškozením. Zamezují překročení nastaveného kroutícího momentu použitím bezpečnostní spojky, která se seřizuje na potřebný kroutící moment. Jsou vybaveny axiální kompenzací pro vyrovnání posuvu stroje s reálným stoupáním závitníku. Pro vyjetí závitníku z vyřezaného závitu je nutné obrátit otáčky stroje. [13]

3.2 Závitořezné hlavy s axiální kompenzací

Používají se u strojů se synchronizovaným pohybem otáček vřetena a posuvu osy. Slouží ke kompenzaci axiální chyby vzniklé rozdílem reálného stoupání závitníku a posuvu stroje. Tato chyba způsobuje axiální namáhání nástroje, zkracuje jeho životnost a zhoršuje kvalitu vyrobeného závitu. Axiální kompenzace je zajištěna posuvným uložením pouzdra upínače nebo jako v případě závitořezné hlavy firmy Walter (Obr. 19) pružným prvkem. [14]



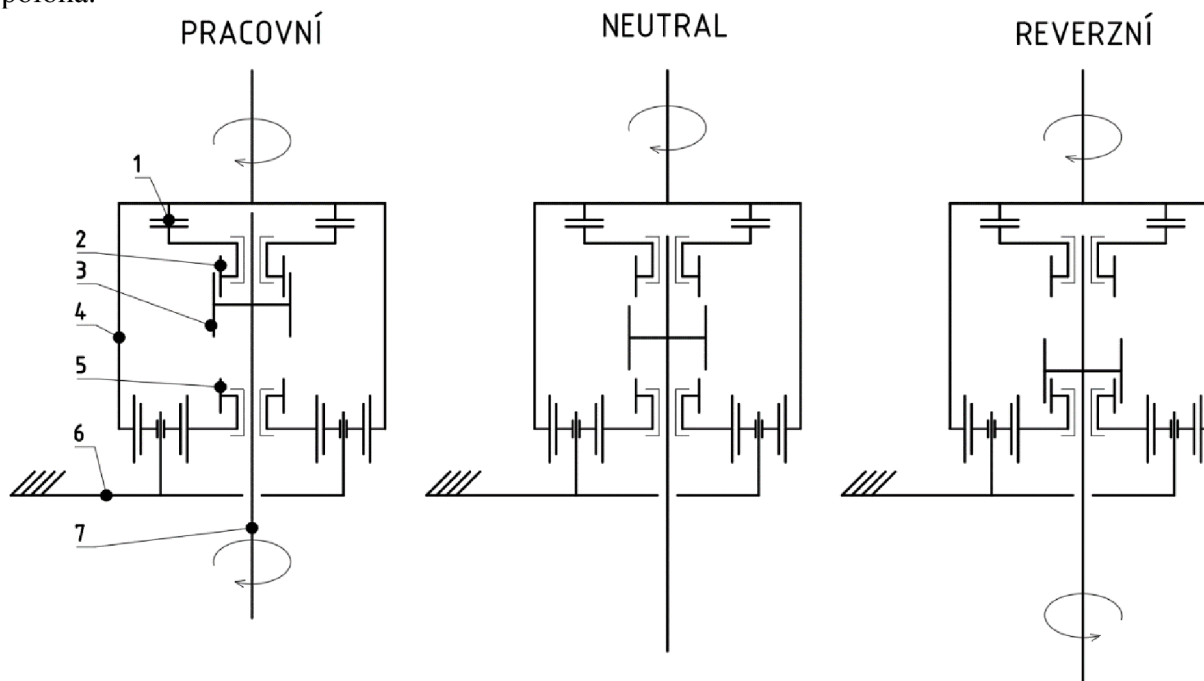
Obr. 19 Závitořezná hlava s minimální axiální kompenzací firmy Walter [8]

3.3 Závitořezné hlavy s reverzním chodem

Slouží ke zvýšení produktivity u číslicově i manuálně řízených strojů při výrobě zejména vnitřních závitů závitníky. Jejich hlavní výhodou je zpětný chod závitníku bez nutnosti reverzace smyslu otáček vřetene stroje. Zpravidla jsou díky principu své funkce vybaveny i axiální kompenzací. Hlavy pro použití na manuálně řízených strojích jsou vybaveny momentovou spojkou bránící přetížení nástroje a jeho poškození. U některých modelů hlav pro použití na CNC strojích probíhá řazení zpětného chodu pomocí pneumatického signálu a bývají kompatibilní se systémy vnitřního chlazení. [15]

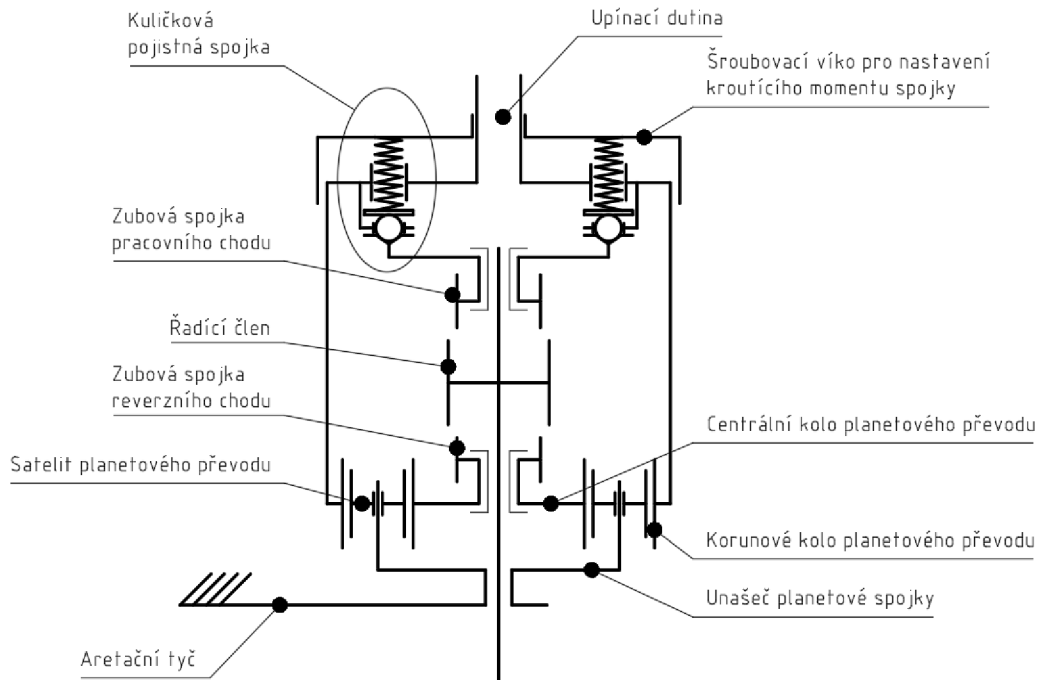
3.3.1 Princip funkce:

Funkce závitořezné hlavy je popsána na Obr. 20. Závitořezná hlava je upnutá do stroje pomocí kuželového trnu a tělo hlavy (4) se otáčí spolu s vřetenem. Před řezáním závitu je potřeba seřadit kuličkovou spojkou (1) pomocí víka, které určuje předpětí pružin spojky. Reverzace otáček je docílena přepínáním zubové spojky (3) mezi kotoučem spojky pracovního chodu (2) a zuby na čele centrálního kola reverzního chodu (5). Jako základní poloha je pružinou zajištěna poloha **PRACOVNÍ**, kdy je zubová spojka (3) v záběru se spojkou pracovního chodu (2). Tento stav trvá celou dobu řezání závitu se strojním posuvem. Po zastavení pracovního posuvu se hřídel (7) se závitníkem otáčí a posouvá dál, až dojde k rozpojení zubové spojky (3) a spojky pracovního chodu (2), nastává poloha **NEUTRÁL**. Pro následné zařazení **REVERZNÍ** polohy je nutné další vysunutí hřídele (7) se závitníkem, toho je docíleno vrácením strojního posuvu v opačném směru. Dojde ke spojení zubové spojky (3) a spojky reverzního chodu (5). Je důležité, aby byla aretační tyč (6) byla pevně zapřena proti části stroje nebo jiné opoře. Hřídel (7) se závitníkem má opačné otáčky, než tělo hlavy (4) a dochází k vyjetí závitníku z díry a následně je opět pružinou zařazena **PRACOVNÍ** poloha.



Obr. 20 Princip funkce reverzní závitořezné hlavy

4 Konstrukční návrh

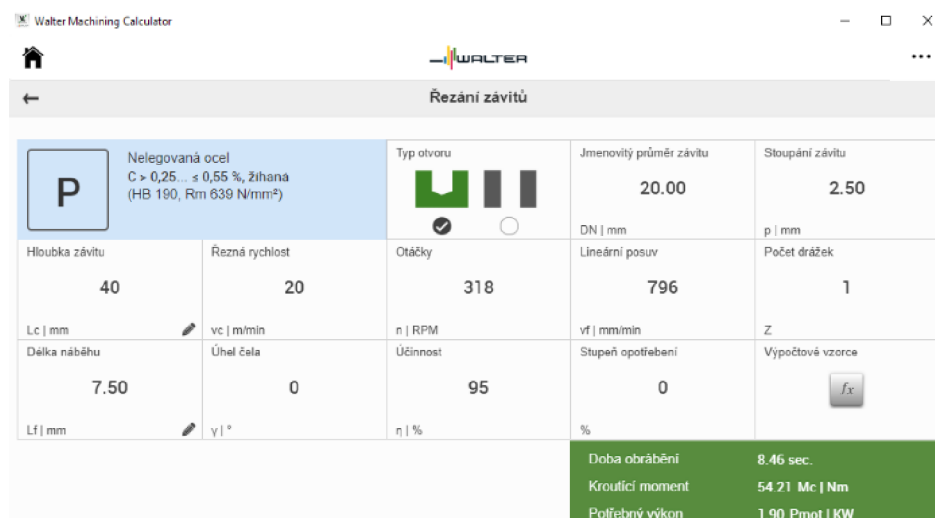




Obr. 21 Schematické složení reverzní závitořezné hlavy

4.1 Vstupní parametry

Hlavním parametrem pro návrh je potřebný kroutící moment k řezání závitu. Kvůli komplexnosti přesného výpočtu je pro návrh kroutícího momentu použito programu Walter Machining Calculator. Pro parametry závitu M20x2,5, hloubku závitu 40 mm, délku náběhu 7,5 mm, materiál s pevností $R_m = 639 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$ a slepou díru je hodnota kroutícího momentu závitníku 54,21 Nm.

Pro výpočty volím hodnotu limitního kroutícího momentu pojistné spojky $M_{kmax} = 65 \text{ Nm}$.

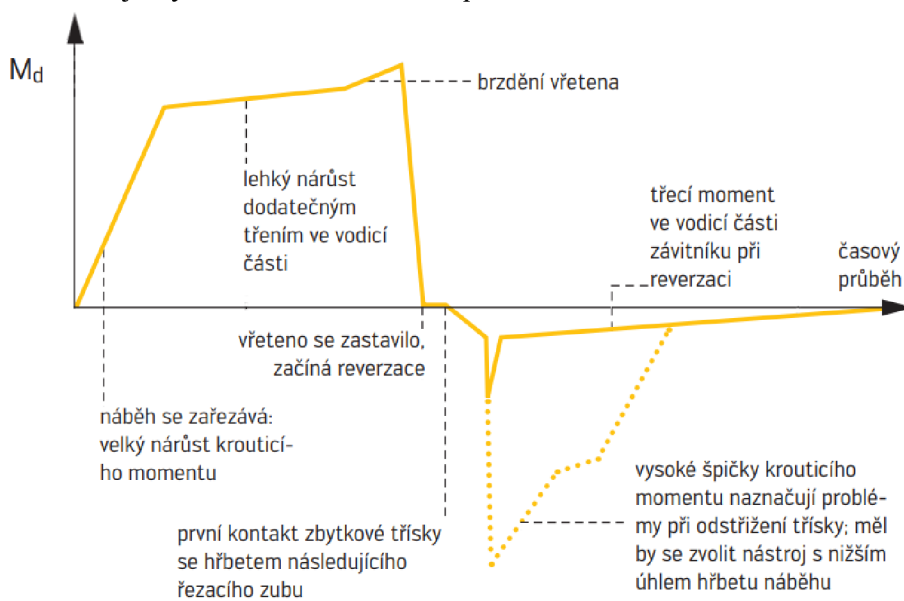


Materiál		Typ otvoru	Jmenovitý průměr závitu	Stoupání závitu
Nelegovaná ocel C > 0,25 ... ≤ 0,55 %, Zřihana (HB 190, Rm 639 N/mm ²)			20.00	2.50
Hloubka závitu	Řezná rychlost	Otáčky	Lineární posuv	Počet drážek
40	20	318	796	1
Lc mm	vc m/min	n RPM	vf mm/min	Z
Délka náběhu	Úhel čela	Účinnost	Stupeň opotřebení	Výpočtová vzorce
7.50	0	95	0	
Lf mm	γ °	η %		
		Doba obrábění		8.46 sec.
		Kroutící moment		54.21 Mc Nm
		Potřebný výkon		1.90 Pmot KW

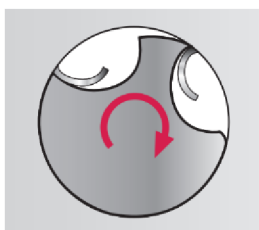
Obr. 22 Výpočet potřebného kroutícího momentu v programu Walter Machining Calculator.

4.1.1 Zpětný moment závitníku

Důležitým parametrem pro konstrukci závitorežné hlavy je zpětný krouticí moment závitníku, který je potřeba pro vyšroubování závitníku z vytvořeného slepého otvoru. Tento krouticí moment je důsledkem odporu materiálu při utržení třísky ve slepé díře po obrácení otáček nástroje. Hodnota zpětného momentu může být nepříznivě ovlivněna špatně zvolenou geometrií, nedostatečným mazáním a opotřebením nástroje. Při použití správného neopotrebovaného nástroje by tato hodnota neměla přesáhnout 60 % řezného momentu. [16]



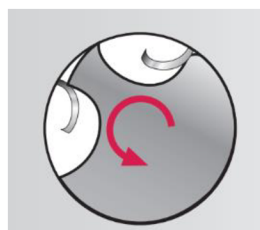
Obr. 23 Průběh krouticího momentu při řezání závitů ve slepých otvorech [8]



Při řezání závitů jsou všechny ostří v řezu a odebírají třísku, až dojde k jeho zastavení.



Po obrácení otáček nástroje zůstane tříska stát, krouticí moment je přibližně nulový.



Hřbet nástroje se dotkne třísky, dochází k jejímu zmáčknutí, kvůli úhlu hřbetu nástroje a velkému nárůstu krouticího momentu.



Po odtržení třísky je potřebný krouticí moment vyvozen pouze třením mezi vodící částí a řezaným závitěm.

Obr. 24 Odstřížení třísky při řezání závitů ve slepých dířkách [8]

Pro správnou funkci závitorežné hlavy je klíčové vyvarování se nárůstu krouticího momentu při vyjíždění závitníku z díry. Příliš velký moment může způsobit poškození ozubení reverzního planetového převodu. Proto je při použití velice důležité použít nástroj se správnou geometrií pro daný případ.

4.2 Výpočet kuličkové spojky

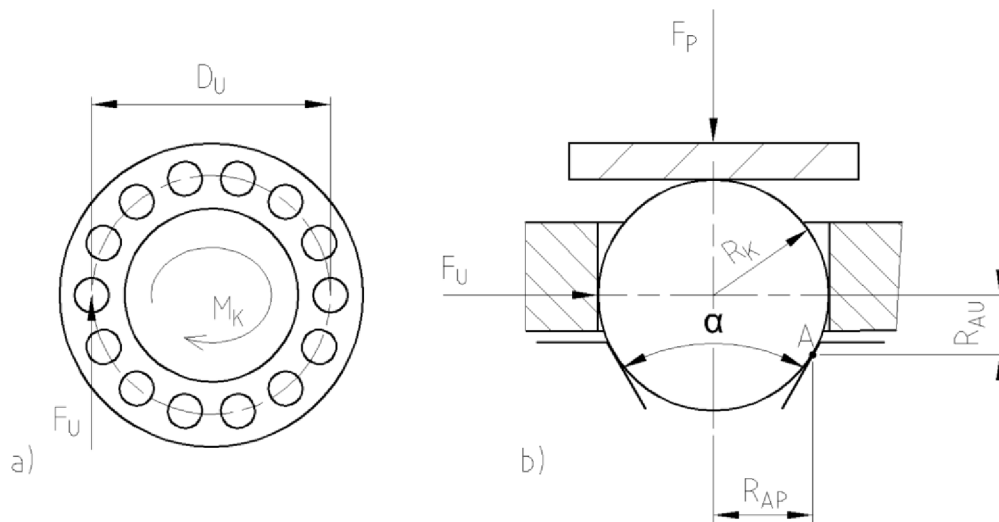
Z momentové rovnováhy k bodu A (Obr. 25 b) vychází vztah mezi potřebou silou pružiny a silou potřebnou pro vyklouznutí kuličky ze sedla.

Tab. 2) Parametry kuličkové spojky

Parametr	Označení	Hodnota	Jednotka
Průměr kuličky	D_K	8	mm
Průměr roztečné kružnice unašeče	D_U	55	mm
Počet kuliček	n_k	12	-
Úhel sražení sedla	α	60	°

$$F_P = F_U \cdot \tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)$$

$$F_P = \frac{2 \cdot M_{kmax}}{D_U \cdot n_k} \cdot \tan\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \frac{2 \cdot 65\,000}{55 \cdot 12} \cdot \tan\left(\frac{60}{2}\right) = 113,72\text{N} \quad (1)$$



Obr. 25 Návrh kuličkové spojky
a) Unašeč, b) Silový rozbor kuličky spojky

Podle výpočtu byla zvolena tlačná pružina 59/1/3 – 1.4310 z katalogu firmy Hennlich s následujícími parametry [17]

Tab. 3) Parametry zvolené pružiny

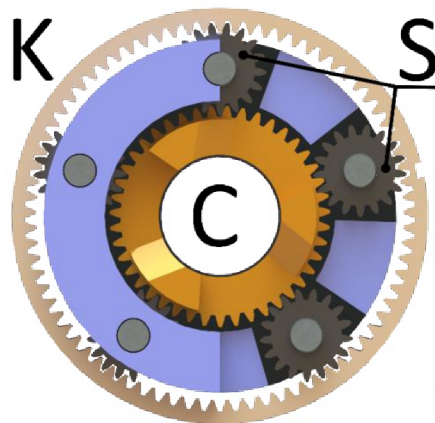
Parametr	Označení	Hodnota	Jednotka
Průměr drátu pružiny	d	1,4	mm
Vnější průměr pružiny	D_e	8,4	mm
Nestlačená délka	L_0	26,6	mm
Stlačená délka	L_n	15,5	mm
Síla po stlačení	F_n	138,5	N
Tuhost pružiny	R	12,5	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$

4.3 Výpočet ozubení planetové převodovky reverzního chodu

Výpočet je proveden v souladu s normou ČSN 01 4686. [18]
Pro konstrukci ozubení byly zvoleny následující parametry:

Tab. 4) Zvolené parametry ozubení

Parametr	Označení	Hodnota	Jednotka
Úhel záběru	α	20	°
Modul ozubení	m	1	mm
Výška zubu	h	2,25	mm
Počet satelitů	q_s	5	-
Úhel sklonu zubu	β_b	0	°
Počet zubů korunového kola	z_k	-77	-
Počet zubů centrálního kola	z_c	43	-



Obr. 26 Uspořádání planetového převodu
K-Korunové kolo, C-Centrální kolo, S-Satelity

Funkce planetového převodu je podmíněna podmínkou smontovatelnosti, výsledek musí být celé číslo.

$$\frac{(|z_k| + z_c)}{q_s} = \frac{(|-77| + 43)}{5} = 24 \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (2)$$

Počet zubů satelitu je závislý na počtu zubů korunového a centrálního kola

$$z_s = \frac{(|z_k| - z_c)}{2} = \frac{(|-77| - 43)}{2} = 17 \quad (3)$$

Převodový poměr planetového převodu s brzděným unašečem, vstupem energie na korunové kolo a výstupem na centrální

$$i_{KC}^U = \frac{z_k}{z_c} = \frac{-77}{43} = -1,79 \quad (4)$$

Převodový poměr: centrální kolo – satelit

$$i_{CS} = \frac{z_c}{z_s} = \frac{43}{17} = 2,529 \quad (5)$$

4.3.1 Výpočet základních rozměrů ozubení

Průměr roztečné kružnice

$$d_1 = |z| \cdot m \quad (6)$$

Průměr hlavové kružnice

$$\begin{aligned} d_a &= d_1 + 2h_a \text{ (vnější ozubení)} \\ d_a &= d_1 - 2h_a \text{ (vnitřní ozubení)} \end{aligned} \quad (7)$$

Průměr patní kružnice

$$\begin{aligned} d_f &= d_1 - 2h_f \text{ (vnější ozubení)} \\ d_f &= d_1 + 2h_f \text{ (vnitřní ozubení)} \end{aligned} \quad (8)$$

Průměr základní kružnice

$$d_b = d_1 \cdot \cos(\alpha) \quad (9)$$

Šířka ozubení

$$b = \psi \cdot m \quad (10)$$

Součinitel záběru kroku pro přímé ozubení

$$\beta_b = 0 \rightarrow \epsilon_\beta = 0 \quad (11)$$

Výška hlavy zubu

$$h_a = m = 1 \text{ mm} \quad (12)$$

Výška paty zubu

$$h_f = 1,25 \cdot m = 1,25 \cdot 1 = 1,25 \text{ mm} \quad (13)$$

Normálová rozteč ozubení

$$p_n = \pi \cdot m = \pi \cdot 1 = 3,142 \text{ mm} \quad (14)$$

Základní rozteč

$$p_b = p_n \cdot \cos(\alpha) = 3,142 \cdot \cos(20) = 2,952 \text{ mm} \quad (15)$$

Korunové kolo:

Tab. 5) Rozměry korunového kola

Parametr	Označení	Hodnota	Jednotka
Průměr roztečné kružnice	d_{1k}	77	mm
Průměr hlavové kružnice	d_{ak}	75	mm
Průměr patní kružnice	d_{fk}	79,5	mm
Průměr základní kružnice	d_{bk}	72,356	mm
Součinitel poměrné šířky ozubení	ψ_k	29	-
Šířka ozubení	b_k	29	mm
Jednotkové posunutí	x_k	0	-

Centrální kolo

Šířka centrálního kola je zvětšena kvůli umožnění axiálního posuvu při procesu řazení a vyřazení reverzního chodu.

Tab. 6) Rozměry centrálního kola

Parametr	Označení	Hodnota	Jednotka
Průměr roztečné kružnice	d_{1c}	43	mm
Průměr hlavové kružnice	d_{ac}	45	mm
Průměr patní kružnice	d_{fc}	40,5	mm
Průměr základní kružnice	d_{bc}	40,407	mm
Součinitel poměrné šířky ozubení	ψ_c	32	-
Šířka ozubení	b_c	32	mm
Jednotkové posunutí	x_c	0	-

Satelit

Tab. 7) Rozměry satelitu

Parametr	Označení	Hodnota	Jednotka
Průměr roztečné kružnice	d_{1s}	17	mm
Průměr hlavové kružnice	d_{as}	19	mm
Průměr patní kružnice	d_{fs}	14,5	mm
Průměr základní kružnice	d_{bs}	15,975	mm
Součinitel poměrné šířky ozubení	ψ_s	28	-
Šířka ozubení	b_s	28	mm
Jednotkové posunutí	x_s	0	-

4.3.2 Kontrola geometrie ozubení

Mezní hodnota šířky na hlavě zubu pro tvrzená kola s přímým ozubením

$$S_{a_min} = 0,4 \cdot m = 0,4 \cdot 1 = 0,4 \text{ mm} \quad (16)$$

Osová vzdálenost: Centrální kolo – satelit

$$a_{CS} = \frac{d_{1c} + d_{1s}}{2} = \frac{43 + 17}{2} = 30 \text{ mm} \quad (17)$$

Součinitel záběru: Centrální kolo – satelit

$$\epsilon_{\alpha CS} = \frac{\sqrt{d_{ac}^2 - d_{bc}^2} + \sqrt{d_{as}^2 - d_{bs}^2} - 2 \cdot a_{CS} \cdot \sin(\alpha)}{2 \cdot p_b} \quad (18)$$

$$\epsilon_{\alpha CS} = \frac{\sqrt{45^2 - 40,407^2} + \sqrt{17^2 - 15,975^2} - 2 \cdot 30 \cdot \sin(20)}{2 \cdot 2,952}$$

$$\epsilon_{\alpha CS} = 1,621$$

Součinitel záběru: Satelit – korunové kolo

$$\epsilon_{\alpha SK} = \frac{z_s}{2 \cdot \pi} \cdot \left[\left(\tan \left(\arccos \left(\frac{d_{bs}}{d_{as}} \right) \right) - \tan(\alpha) \right) - \frac{z_k}{z_s} \cdot \left(\tan \left(\arccos \left(\frac{d_{bk}}{d_{ak}} \right) \right) - \tan(\alpha) \right) \right] \quad (19)$$

$$\epsilon_{\alpha SK} = \frac{17}{2 \cdot \pi} \cdot \left[\left(\tan \left(\arccos \left(\frac{15,975}{19} \right) \right) - \tan(20) \right) - \frac{77}{17} \cdot \left(\tan \left(\arccos \left(\frac{72,356}{75} \right) \right) - \tan(\alpha) \right) \right]$$

$$\epsilon_{\alpha SK} = 1,875$$

Celkový součinitel záběru: Centrální kolo – satelit

$$\epsilon_{\gamma CS} = \epsilon_{\alpha CS} + \epsilon_{\beta} = 1,621 + 0 = 1,621 \quad (20)$$

Celkový součinitel záběru: Satelit – korunové kolo

$$\epsilon_{\gamma SK} = \epsilon_{\alpha SK} + \epsilon_{\beta} = 1,875 + 0 = 1,875 \quad (21)$$

Involuta úhlu α

$$\text{inv}_{\alpha} = \tan(\alpha) - \alpha = \tan(0,349) - 0,349 = 0,015 \quad (22)$$

Protože riziko špičatění roste s klesajícím počtem zubů, je možné zjednodušit výpočet kontrolou pouze nejmenšího kola v soukolí. V tomto případě pouze satelitu.

Úhel profilu evolventy na hlavové kružnici

$$\alpha_{as} = \arccos \left(\frac{d_{bs}}{d_{as}} \right) = \arccos \left(\frac{15,975}{19} \right) = 0,572 \quad (23)$$

Involuta úhlu pro bod na hlavové kružnici

$$\text{inv}_{\alpha as} = \tan(\alpha_{as}) - \alpha_{as} = \tan(0,572) - 0,572 = 0,072 \quad (24)$$

Tloušťka zubu na hlavové kružnici

$$S_{nas} = d_{as} \cdot \left(\frac{\pi}{2 \cdot z_s} + \frac{2 \cdot x_s \cdot \tan(\alpha)}{z_s} + (\text{inv}_{\alpha} - (\text{inv}_{\alpha as})) \right)$$

$$S_{nas} = 19 \cdot \left(\frac{\pi}{2 \cdot 17} + \frac{2 \cdot 0 \cdot \tan(20)}{17} + (0,015 - 0,072) \right) = 0,674 \text{ mm} \quad (25)$$

$$S_{nas} > S_{a_min} \rightarrow \text{Vyhovuje, nedojde ke špičatění}$$

4.3.3 Silové poměry v čelním ozubení

Planetové soukolí je namáháno pouze při zařazení zpětného chodu závitořezné hlavy. V tu chvíli je namáháno momentem potřebným pro vyjetí závitníku z vytvořeného závitu. Pro pevnostní výpočet planetového soukolí je uvažován zpětný moment závitníku o hodnotě

$$M_{kz} = 45 \text{ Nm}$$

Při výpočtu planetového soukolí s přímým ozubením lze uvažovat následující zjednodušující předpoklady. K tomuto kroku se přistupuje, kvůli značné náročnosti přesných výpočtů, které nelze běžnými metodami číselně vyjádřit.

- Síly se rovnoměrně rozloží mezi satelity
- Radiální síly se navzájem vyruší
- Při záběru přímého ozubení nevznikají axiální síly
- Neuvažují se ztráty
- Vnější ozubení je řádově více namáháno než vnitřní, korunové kolo, proto není potřeba kontrolovat

Jmenovitý kroutící moment pro jeden satelit

$$M_t = \frac{M_{kZ}}{q_s} = \frac{45}{5} = 9 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (26)$$

Obvodová síla v ozubení

$$F_t = \frac{2 \cdot M_t}{d_{1c}} = \frac{2 \cdot 9\,000}{43} = 418,605 \text{ N} \quad (27)$$

Radiální síla v ozubení

$$F_r = F_t \cdot \tan(\alpha) = 418,605 \cdot \tan(20) = 152,360 \text{ N} \quad (28)$$

Normálová síla v ozubení

$$F_n = \frac{F_t}{\cos(\alpha)} = \frac{651,163}{\cos(20)} = 445,470 \text{ N} \quad (29)$$

4.3.4 Volba materiálu ozubených kol

S ohledem na velké namáhání ozubení byla jako materiál centrálního kola a satelitu zvolena konstrukční legovaná ocel ČSN 16 526 určená k cementování a zušlechťování.

Tab. 8) Hodnoty mechanických vlastností materiálu ČSN 16 526 [18]

Parametr	Označení	Hodnota	Jednotka
Mez pevnosti v tahu	R_{mK}	1130	MPa
Mez kluzu v tahu	R_{eK}	885	MPa
Tvrdoost v jádře zubu	J_{HV}	360	HV
Tvrdoost na boku zubu	H_{HV}	650 až 700	HV
Mez únavy v dotyku	σ_{Hlim}	1330	MPa
Mez únavy v ohybu	σ_{Flim}	740	MPa

Tvrdoost na boku zubu centrálního kola $H_C = 650 \text{ HV}$ nebo 609 HB

Tvrdoost na boku zubu satelitu je s ohledem na vyšší zátěž $H_s = 680 \text{ HV}$ nebo 630 HB

4.3.5 Součinitele pro výpočet únosnosti ozubení v dotyku

Součinitel mechanických vlastností materiálu $Z_E = 189,8 \sqrt{\text{MPa}}$ [19]

Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos(\beta_b)}{\cos^2(\alpha) \cdot \tan(\alpha)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos(0)}{\cos^2(20) \cdot \tan(20)}} = 2,495 \quad (30)$$

Součinitel součtové délky křivek

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_{\alpha CS}}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,621}{3}} = 0,891 \quad (31)$$

Součinitel sklonu boku zubu

$$\beta_b = 0 \rightarrow Z_\beta = 1 \quad (32)$$

Pomocné hodnoty pro součinitel jednopárového záběru M_1 a M_2

$$M_1 = \frac{\tan(\alpha)}{\sqrt{\left[\sqrt{\frac{d_{ac}^2}{d_{bc}^2} - 1 - \frac{2\pi}{z_c}} \right] \left[\sqrt{\frac{d_{as}^2}{d_{bs}^2} - 1 - (\epsilon_{acs} - 1) \frac{2\pi}{z_s}} \right]}} \tan(20) \quad (33)$$

$$M_1 = \frac{\tan(20)}{\sqrt{\left[\sqrt{\frac{45^2}{40,407^2} - 1 - \frac{2\pi}{43}} \right] \left[\sqrt{\frac{19^2}{15,975^2} - 1 - (1,621 - 1) \frac{2\pi}{17}} \right]}}$$

$$M_1 = 1,002$$

$$M_2 = \frac{\tan(\alpha)}{\sqrt{\left[\sqrt{\frac{d_{as}^2}{d_{bs}^2} - 1 - \frac{2\pi}{z_s}} \right] \left[\sqrt{\frac{d_{ac}^2}{d_{bc}^2} - 1 - (\epsilon_{acs} - 1) \frac{2\pi}{z_c}} \right]}} \tan(20) \quad (34)$$

$$M_2 = \frac{\tan(20)}{\sqrt{\left[\sqrt{\frac{19^2}{15,975^2} - 1 - \frac{2\pi}{17}} \right] \left[\sqrt{\frac{45^2}{40,407^2} - 1 - (1,621 - 1) \frac{2\pi}{43}} \right]}}$$

$$M_2 = 1,271$$

Součinitel jednopárového záběru pro přímé zuby

$$M_1 > 1 \rightarrow Z_B = M_1 = 1,002 \quad (35)$$

$$M_2 > 1 \rightarrow Z_D = M_2 = 1,271 \quad (36)$$

Součinitel počtu cyklů, Požadovaná životnost je 1500 hodin.

Požadovaný počet cyklů pak převyšuje hodnotu $2 \cdot 10^6$. $Z_{NTC} = Z_{NTS} = 1$. Součinn součinitelů mazací vrstvy Z_L , obvodové rychlosti Z_V a drsnosti povrchu Z_R lze konzervativně stanovit podle způsobu výroby. Pro ozubená kola s broušenými nebo ševingovanými zuby a $R_{Z10} > 4\mu\text{m}$: $Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R = 0,92$

Součinitel tvrdosti pro obě kola větší tvrdosti, než 470HB je $Z_W = 1$

4.3.6 Součinitele silových poměrů ozubení

Tab. 9) Součinitel vnějších dynamických sil K_A [19]

Zatěžování převodovky hnacím strojem	Zatěžování převodovky hnaným (pracovním) strojem			
	Plynulé	S malou nerovnoměrností	Se střední nerovnoměrností	S velkou nerovnoměrností
Plynulé	1,00	1,25	1,50	1,75
S malou nerovností	1,10	1,35	1,60	1,85
Se střední nerovností	1,25	1,50	1,75	2,00
S velkou nerovností	1,50	1,75	2,00	2,25

Součinitel vnějších dynamických sil byl zvolen podle Tab. 9) $K_A = 1,5$

Součinitel vnitřních dynamických sil K_V je závislý na obvodové rychlosti soukolí a stupni a přesnosti ozubení. Stupeň přesnosti $Q_{ISO} = 5$

Maximální obvodová rychlost

$$v_1 = \pi \cdot d_{1k} \cdot n_{max} = \pi \cdot 0,077 \cdot \frac{800}{60} = 3,225 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (37)$$

Pomocné proměnné A a B

$$B = 0,25(Q_{ISO} - 4)^{\frac{2}{3}} = 0,25(6 - 4)^{\frac{2}{3}} = 0,25 \quad (38)$$

$$A = 50 + 56(1 - B) = 50 + 56(1 - 0,25) = 92 \quad (39)$$

Součinitel vnitřních dynamických sil

$$K_V = \left(\frac{A + \sqrt{200 \cdot v_1}}{A} \right)^B = \left(\frac{83,776 + \sqrt{200 \cdot 3,225}}{92} \right)^{0,25} = 1,063 \quad (40)$$

Střední obvodová síla

$$F_m = F_t \cdot K_A \cdot K_V = 418,605 \cdot 1,5 \cdot 1,063 = 667,366 \quad (41)$$

Střední měrnou tuhost zubu je možné předběžně zvolit [19]

$$c_\gamma = 20 \frac{N}{\text{mm} \cdot \mu\text{m}} \quad (42)$$

Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce

- Úchylka dotykové křivky

$$f_{sho} = 0,023 \cdot \left(\frac{b_s}{d_{1s}} \right)^2 = 0,023 \cdot \left(\frac{28}{17} \right)^2 = 0,062 \frac{\mu\text{m} \cdot \text{mm}}{N} \quad (43)$$

$$f_{sh} = f_{sho} \cdot \frac{F_m}{b_s} = 0,062 \cdot \frac{667,366}{28} = 1,477 \mu\text{m} \quad (44)$$

- Mezní úchylka sklonu zubu

Podle Tab. 10) je zvolena větší úchylka sklonu zubu ze dvojice pastorku a kola.

$$f_{H\beta} = 6,0 \mu\text{m}$$

Tab. 10) Mezní úchylka šířka zubu čelních ozubených kol [19]

Vztažný průměr	Šířka ozubení	Stupeň přesnosti Q_{ISO}						
		4	5	6	7	8	9	10
d (mm)	b (mm)	$\pm f_{H\beta}$						
$5 \leq d \leq 20$	$20 \leq b \leq 40$	4,0	5,5	8,0	11,0	16,0	22,0	32,0
$20 \leq d \leq 50$	$20 \leq b \leq 40$	4,1	6,0	8,0	12,0	16,0	23,0	33,0

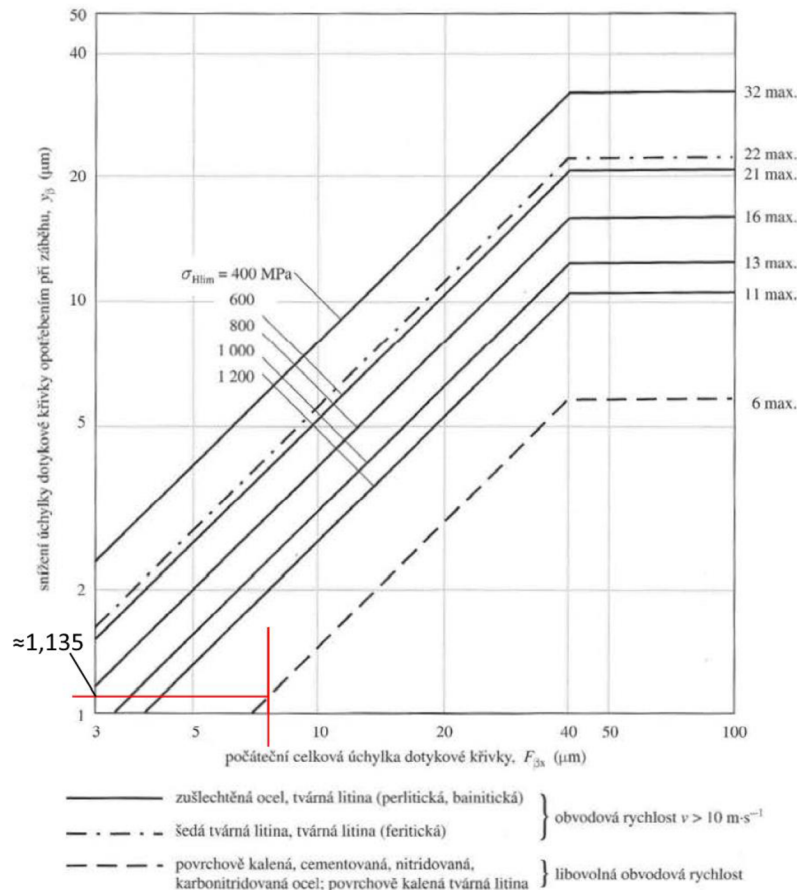
- Výrobní úchylka dotykové křivky

$$f_{ma} = f_{H\beta} = 6,0 \mu\text{m} \quad (45)$$

- Počáteční úchylka dotykové křivky před záběrem

$$F_{\beta x} = 1,33 \cdot f_{sh} + f_{ma} = 1,33 \cdot 1,477 + 6,0 = 7,964 \mu\text{m} \quad (46)$$

- Snížení úchylky křivky opotřebením při záběru
Podle Obr. 27 odečteno $y_{\beta} = 1,134 \mu\text{m}$



Obr. 27 Graf snížení úchylky dotykové křivky opotřebením při záběhu [19]

- Celková úchylka dotykové křivky

$$F_{\beta y} = F_{\beta x} - y_{\beta} = 7,964 - 1,134 = 6,830 \mu\text{m} \quad (47)$$

- Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce

$$\frac{F_m}{b_s} = \frac{667,366}{28} = 23,834 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} < 1 \rightarrow \frac{F_m}{b_s} = 100 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

$$\frac{F_{\beta y} \cdot c_{\gamma}}{2 \cdot \frac{F_m}{b_s}} = \frac{6,830 \cdot 20}{2 \cdot 100} = 0,683 < 1 \text{ platí: } K_{H\beta} = 1 + \frac{F_{\beta y} \cdot c_{\gamma}}{2 \cdot \frac{F_m}{b_s}} \quad (48)$$

$$K_{H\beta} = 1 + 0,683 = 1,683$$

Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů

- Mezní úchylka čelní rozteče

Podle Tab. 11) jsou hodnoty $f_{pt1} = 4,7 \mu\text{m}$ a $f_{pt2} = 5,0 \mu\text{m}$

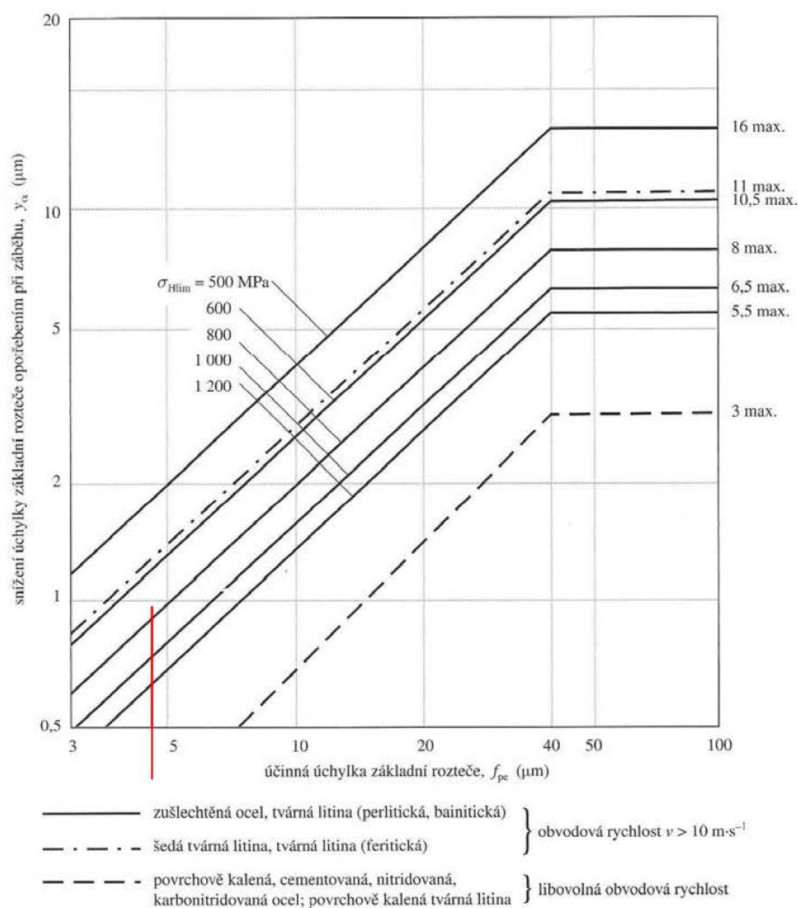
Tab. 11) Mezní úchylka čelní rozteče ozubených kol [19]

Vztažný průměr	modul	Stupeň přesnosti Q _{ISO}						
		4	5	6	7	8	9	10
d (mm)	m (mm)	$\pm f_{pt}$						
$5 \leq d \leq 20$	$0,5 \leq m \leq 2$	3,3	4,7	6,5	9,5	13,0	19,0	26,0
$20 \leq d \leq 50$	$0,5 \leq m \leq 2$	3,5	5,0	7,0	10,0	14,0	20,0	28,0

- Úchylka základní rozteče

$$f_{pe} = f_{pt2} \cdot \cos(\alpha) = 5,0 \cdot \cos(20) = 4,698 \mu\text{m} \quad (49)$$

- Snížení úchylky základní rozteče opotřebením při záběhu



Obr. 28 Graf snížení úchylky základní rozteče opotřebením při záběru [19]

Podle Obr. 28, hodnota leží na spodním okraji grafu $y_\alpha = 0,5 \mu\text{m}$

- Směrodatná obvodová síla

$$F_{tH} = F_t \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} = 418,605 \cdot 1,5 \cdot 1,063 \cdot 1,683 = 1\,123,176 \text{ N} \quad (50)$$

- Pomocný součinitel

$$q_\alpha = \frac{c_\gamma \cdot (f_{pe} - y_\alpha)}{\frac{F_{tH}}{b_s}} = \frac{20 \cdot (4,698 - 0,5)}{\frac{1\,1123,176}{28}} = 2,093 \quad (51)$$

- Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů

$$\begin{aligned} \epsilon_{\gamma CS} &= 1,621 < 2 \rightarrow K_{H\alpha} = \frac{\epsilon_{\gamma CS}}{2} \cdot (0,9 + 0,4q_\alpha) \\ K_{H\alpha} &= \frac{1,621}{2} \cdot (0,9 + 0,4 \cdot 2,093) = 1,408 \end{aligned} \quad (52)$$

Podmínka:

$$\frac{\epsilon_{\gamma CS}}{\epsilon_{\alpha CS} \cdot Z_\epsilon^2} = \frac{1,621}{1,621 \cdot 0,891} = 1,261 < K_{H\alpha} \rightarrow K_{H\alpha} = \frac{\epsilon_{\gamma CS}}{\epsilon_{\alpha CS} \cdot Z_\epsilon^2} = 1,261 \quad (53)$$

4.3.7 Výpočet únosnosti boku zubů v dotyku

Nominální napětí v dotyku:

- Centrální kolo

$$\begin{aligned} \sigma_{H0C} &= Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_{t1}}{b_s \cdot d_{1c}} \cdot \frac{i_{CS} + 1}{i_{CS}}} \\ \sigma_{H0C} &= 189,9 \cdot 2,495 \cdot 0,891 \cdot \sqrt{\frac{418,605}{28 \cdot 43} \cdot \frac{2,529 + 1}{0,395}} = 293,664 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (54)$$

- Satelity

$$\begin{aligned} \sigma_{H0S} &= Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_{t1}}{b_s \cdot d_{1s}} \cdot \frac{i_{CS} + 1}{i_{CS}}} \\ \sigma_{H0C} &= 189,9 \cdot 2,495 \cdot 0,891 \cdot \sqrt{\frac{418,605}{28 \cdot 17} \cdot \frac{2,529 + 1}{0,395}} = 467,046 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (55)$$

Napětí v dotyku

- Centrální kolo

$$\begin{aligned} \sigma_{HC} &= Z_B \cdot \sigma_{H0C} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \\ \sigma_{HC} &= 1,002 \cdot 293,664 \cdot \sqrt{1,5 \cdot 1,063 \cdot 1,683 \cdot 1,408} = 541,164 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (56)$$

- Satelity

$$\begin{aligned} \sigma_{HS} &= Z_D \cdot \sigma_{H0S} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \\ \sigma_{HS} &= 1,271 \cdot 467,046 \cdot \sqrt{1,5 \cdot 1,063 \cdot 1,683 \cdot 1,408} = 1\,091,72 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (57)$$

Hodnota součinitele minimální bezpečnosti v dotyku $S_{Hmin} = 1,1$

Přípustné napětí v dotyku

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_{Hmin}} \cdot Z_{NT} \cdot Z_L \cdot Z_v \cdot Z_R \cdot Z_W$$

$$\sigma_{HP} = \frac{1\,330}{1,1} \cdot 1 \cdot 0,92 \cdot 1 = 1\,123,364 \text{ MPa} \quad (58)$$

Součinitel bezpečnosti v dotyku

- Centrální kolo

$$S_{HC} = \frac{\sigma_{Hlim}}{\sigma_{HC}} \cdot Z_{NT} \cdot Z_L \cdot Z_v \cdot Z_R \cdot Z_W$$

$$S_{HC} = \frac{1\,330}{541,164} \cdot 1 \cdot 0,92 \cdot 1 = 2,261 > 1,1 \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (59)$$

- Satelity

$$S_{HS} = \frac{\sigma_{Hlim}}{\sigma_{HS}} \cdot Z_{NT} \cdot Z_L \cdot Z_v \cdot Z_R \cdot Z_W$$

$$S_{HS} = \frac{1\,330}{1\,091,72} \cdot 1 \cdot 0,92 \cdot 1 = 1,121 > 1,1 \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (60)$$

Obě kola vyhovují pevnostní kontrole pro únosnost v dotyku.

4.3.8 Součinitele pro výpočet únosnosti zubu v ohybu

Součinitel vlivu záběru profilu

$$Y_{\epsilon} = 0,25 + \frac{0,75}{\epsilon_{\alpha CS}} \cdot \cos(\beta_b) = 0,25 + \left(\frac{0,75}{1,621}\right) \cdot \cos^2(0) = 0,713 \quad (61)$$

Součinitel sklonu zubu

$$\beta_b = 0^\circ \rightarrow Y_{\beta} = 1 \quad (62)$$

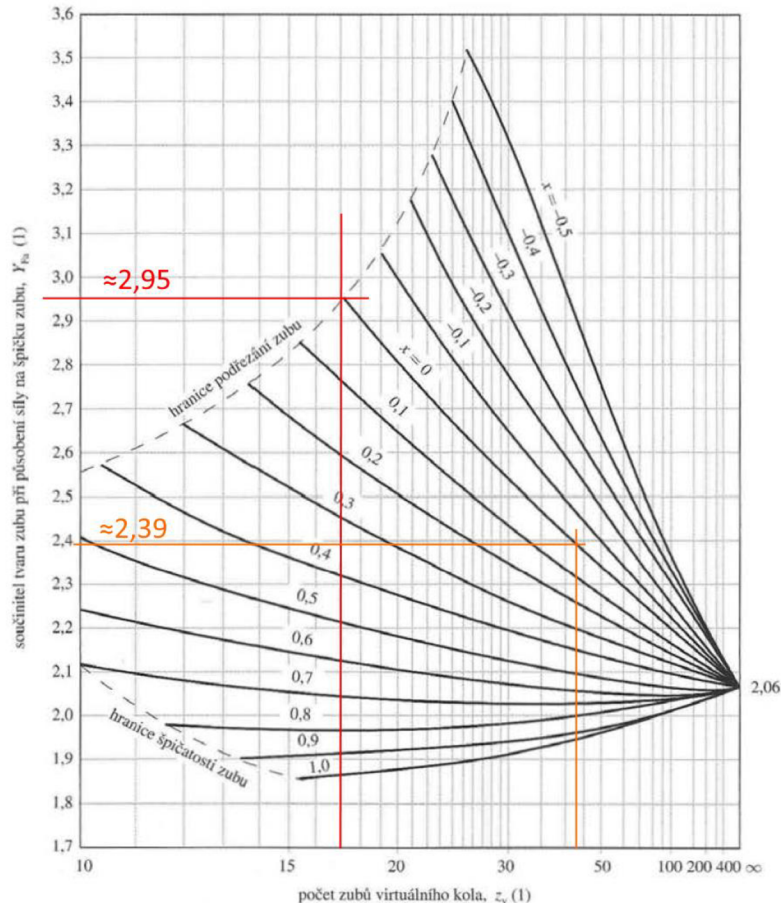
Součinitel koncentrace napětí pro referenční kolo $Y_{ST} = 2$ [19]

Součinitel velikosti [19]

$$m = 1 < 5\text{mm} \rightarrow Y_X = 1 \quad (63)$$

Součinitel tvaru zubu při působení síly na špičku zubu

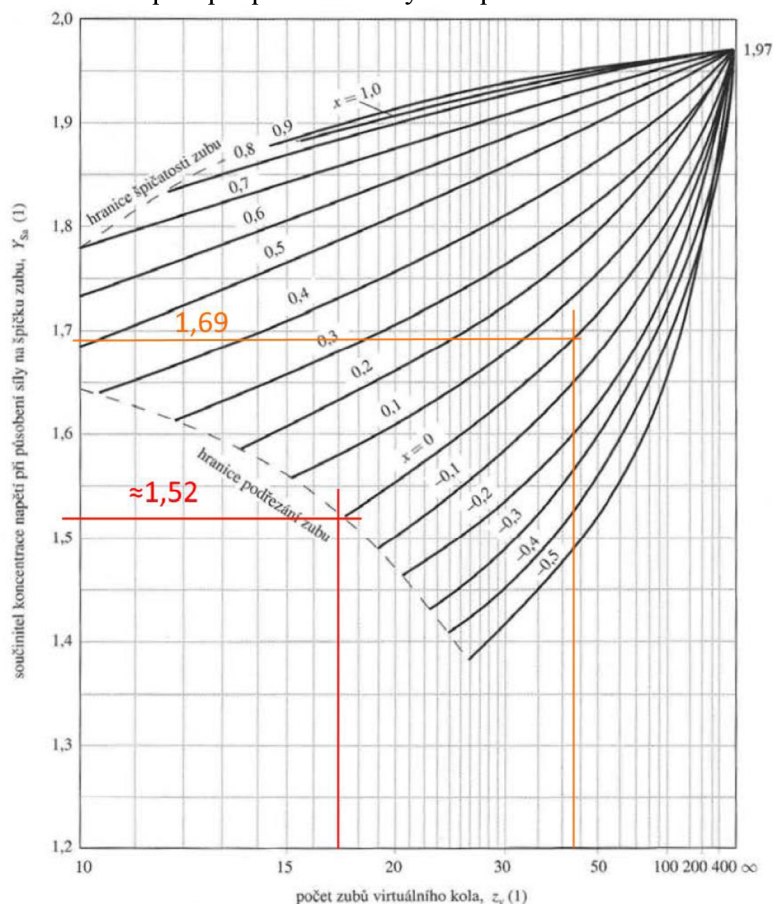
Počet zubů virtuálního kola pro přímé ozubení je shodný s počtem zubů kola.



Obr. 29 Součinitel tvaru zubu při působení síly na špičku zubu [19]

Podle Obr. 29 jsou součinitele odečtené z grafu $Y_{FAC} = 2,39$ a $Y_{FAS} = 2,95$.

Součinitel koncentrace napětí při působení síly na špičce zubu



Obr. 30 Součinitel koncentrace napětí při působení síly na špičku zubu [19]

Podle Obr. 30 jsou součinitele odečteny z grafu $Y_{SaC} = 1,69$ a $Y_{SaS} = 1,52$

Součinitel počtu cyklů [19]

Požadovaný počet cyklů převyšuje $10^6 \rightarrow Z_{NT} = 1$

Poměrný součinitel vrubové citlivosti [19]

Předpokládá se standartní zaoblení paty $Y_{\delta relT} = 1$

Poměrný součinitel drsnosti v oblasti patního přechodu zubu [19]

Předpokládané $R_{ZISO} \leq 16$, platí že $Y_{RrelT} = 1$

Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce pro ohyb

$$N_F = \frac{\left(\frac{b_s}{h}\right)^2}{1 + \frac{b_s}{h} + \left(\frac{b_s}{h}\right)^2} = \frac{\left(\frac{28}{2,25}\right)^2}{1 + \frac{28}{2,25} + \left(\frac{28}{2,25}\right)^2} = 0,92 \quad (64)$$

$$K_{F\beta} = (K_{H\beta})^{N_F} = (1,683)^{0,92} = 1,614 \quad (65)$$

Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů

$$\epsilon_{\gamma CS} = 1,621 < 2 \rightarrow K_{F\alpha} = \frac{\epsilon_{\gamma CS}}{2} \cdot (0,9 + 0,4q_{\alpha})$$

$$K_{F\alpha} = \frac{1,621}{2} \cdot (0,9 + 0,4 \cdot 2,093) = 1,408 \quad (66)$$

Podmínka:

$$\frac{\epsilon_{\gamma CS}}{\epsilon_{\alpha CS} \cdot Y_{\epsilon}^2} = \frac{1,621}{1,621 \cdot 0,713} = 1,403 < K_{F\alpha} \rightarrow K_{F\alpha} = \frac{\epsilon_{\gamma CS}}{\epsilon_{\alpha CS} \cdot Y_{\epsilon}^2} = 1,403 \quad (67)$$

4.3.9 Výpočet únosnosti zubu v ohybu

Nominální napětí v ohybu

- Centrální kolo

$$\sigma_{F0C} = \frac{F_t}{b_s \cdot m} \cdot Y_{FaC} \cdot Y_{SaC} \cdot Y_{\epsilon} \cdot Y_{\beta} = \frac{418,605}{28 \cdot 1} \cdot 2,39 \cdot 1,69 \cdot 0,713 \cdot 1$$

$$\sigma_{F0C} = 43,034 \text{ MPa}$$

- Satelity

$$\sigma_{F0S} = \frac{F_t}{b_s \cdot m} \cdot Y_{FaS} \cdot Y_{SaS} \cdot Y_{\epsilon} \cdot Y_{\beta} = \frac{418,605}{28 \cdot 1} \cdot 2,95 \cdot 1,52 \cdot 0,713 \cdot 1$$

$$\sigma_{F0S} = 47,774 \text{ MPa} \quad (69)$$

Napětí v ohybu v patě zubu

- Centrální kolo

$$\sigma_{FC} = \sigma_{F0C} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} = 43,034 \cdot 1,5 \cdot 1,063 \cdot 1,614 \cdot 1,403$$

$$\sigma_{FC} = 155,542 \text{ MPa} \quad (70)$$

- Satelity

$$\sigma_{FS} = \sigma_{F0S} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} = 47,774 \cdot 1,5 \cdot 1,063 \cdot 1,614 \cdot 1,403$$

$$\sigma_{FS} = 172,542 \text{ MPa} \quad (71)$$

Bezpečnost proti vzniku únavového lomu v patě zubu

- Centrální kolo

$$S_{FC} = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_{ST}}{\sigma_{FC}} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} = \frac{740 \cdot 2}{155,542} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$S_{FC} = 9,522 < 1,2 \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (72)$$

- Satelity

$$S_{FS} = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_{ST}}{\sigma_{FS}} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} = \frac{740 \cdot 2}{172,542} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$S_{FS} = 8,578 < 1,2 \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (73)$$

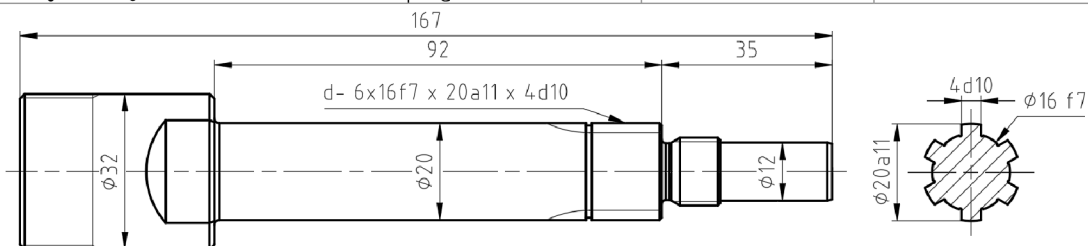
Obě kola vyhovují pevnostní kontrole pro únosnost zubu v ohybu.

4.4 Pevnostní kontrola hřídele a řadícího členu

S ohledem na charakter namáhání součásti a tepelné zpracování rovnobokého drážkování pro zvýšení jeho odolnosti byl zvolen materiál ČSN 15 142, Cr-Mo ocel k zušlechťování a povrchové kalení o následujících mechanických vlastnostech.

Tab. 12) Hodnoty mechanických vlastností materiálu ČSN 15 142 [20]

Parametr	Označení	Hodnota	Jednotka
Mez pevnosti v tahu	R_m	1000	MPa
Mez kluzu v tahu	R_e	760	MPa
Tvrdość povrchově kalené vrstvy	H_d	56	HRC
Mez únavy v ohybu za rotace	σ_C	505	MPa



Obr. 31 Výstupní hřídel

Hřídel je zatěžována od závitníku nesymetrickým střídavým cyklem kroutícího momentu v rozsahu -45 Nm až 65 Nm,

4.4.1 Kontrola únavové pevnosti v místě rovnobokého drážkování

Tab. 13) Parametry rovnobokého drážkování podle ČSN ISO 14 (01 4942)

Parametr	Označení	Hodnota	Jednotka
Velký průměr drážkování	D_{RD}	20	mm
Malý průměr drážkování	d_{RD}	16	mm
Šířka zubu	B_{RD}	4	mm
Počet zubů	N_{RD}	6	mm
Rádus podbroušení zubu	r_{RD}	0,25	mm

Výpočet koncentrátoru napětí drážkování [21]

$$\alpha_{RD} = 6,083 - 14,775 \left(\frac{10r_{RD}}{D_{RD}} \right) + 18,250 \left(\frac{10r_{RD}}{d_h} \right)^2$$

$$\alpha_{RD} = 6,083 - 14,775 \left(\frac{10 \cdot 0,25}{20} \right) + 18,250 \left(\frac{10 \cdot 0,25}{20} \right)^2 = 4,521 \quad (74)$$

Výpočet vrubového součinitele pro drážkování

$$\beta_{RD} = \frac{\alpha_{RD}}{1 + \frac{2(\alpha_{RD} - 1)}{\alpha_{RD}} \cdot \frac{104}{R_m \cdot \sqrt{r_{RD}}}}$$

$$\beta_{RD} = \frac{4,521}{1 + \frac{2 \cdot (4,521 - 1)}{4,521} \cdot \frac{104}{1000 \cdot \sqrt{0,25}}} = 3,194 \quad (75)$$

Amplituda zatěžujícího cyklu

$$M_{kA} = \left| \frac{M_{kmax} - M_{kmin}}{2} \right| = \left| \frac{65 - (-45)}{2} \right| = 55 \text{ Nm} \quad (76)$$

Střední hodnota zatěžujícího cyklu

$$M_{kM} = \frac{M_{kmax} + M_{kmin}}{2} = \frac{65 + (-45)}{2} = 10 \text{ Nm} \quad (77)$$

Amplituda napětí

$$\sigma_{AD} = \frac{M_{kA}}{W_{kH}} \cdot \beta_{RD} = \frac{M_{kA}}{\frac{\pi \cdot D_{RD}^3}{16}} \cdot \beta_{RD} = \frac{55\,000}{\frac{\pi \cdot 20^3}{16}} \cdot 3,194 = 111,835 \text{ MPa} \quad (78)$$

Střední hodnota napětí

$$\sigma_{MD} = \frac{M_{kM}}{W_{kH}} \cdot \beta_{RD} = \frac{M_{kM}}{\frac{\pi \cdot D_{RD}^3}{16}} \cdot \beta_{RD} = \frac{10\,000}{\frac{\pi \cdot 20^3}{16}} \cdot 3,194 = 20,334 \text{ MPa} \quad (79)$$

Korigovaná mez únavy – Marinova rovnice

Tab. 14) Součinitele Marinovy rovnice [19]

Parametr	Označení	Hodnota	Poznámka
Součinitel vlivu jakosti povrchu	k_a	0,878	Broušeno
Součinitel vlivu velikosti tělesa	k_b	0,899	
Součinitel vlivu způsobu zatěžování	k_c	0,590	Krut
Součinitel vlivu teploty	k_d	1	
Součinitel spolehlivosti	k_e	0,868	95 %
Součinitel zahrnující další vlivy	k_f	1	

$$\sigma'_C = k_a k_b k_c k_d k_e k_f \sigma_C$$

$$\sigma'_C = 0,878 \cdot 0,899 \cdot 0,590 \cdot 1 \cdot 0,868 \cdot 1 \cdot 505 = 204,135 \text{ MPa} \quad (80)$$

Bezpečnost vůči meznímu stavu únavy pro Goodmanovo kritérium

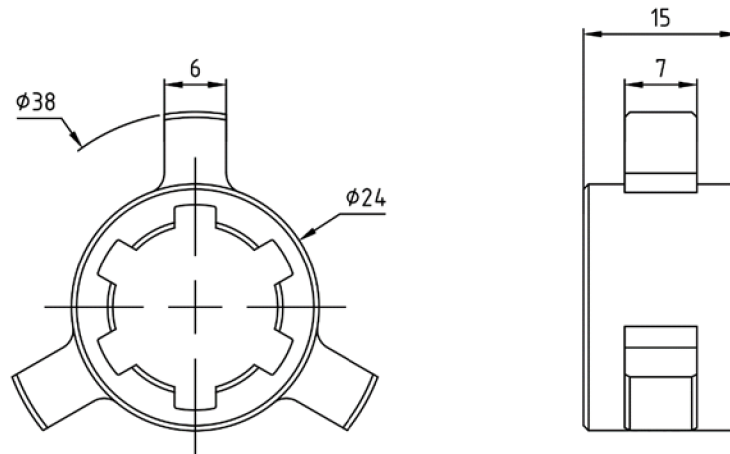
$$k_{URD} = \frac{1}{\frac{\sigma_A}{\sigma'_C} + \frac{\sigma_M}{R_m}} = \frac{1}{\frac{111,835}{204,135} + \frac{20,334}{1000}} = 1,759 \quad (81)$$

$k_{URD} > 1 \rightarrow$ Součást vyhovuje z pohledu mezního stavu únavy

4.5 Kontrola pevnosti řadicího členu

Materiál řadicího členu je s ohledem na potřebné kalení materiálu volen stejný jako u hřídele, tedy ČSN 15 142. Hodnoty mechanických vlastností materiálu podle Tab. 12).

4.5.1 Kontrola rovnobokého drážkování 6x16H7 x 20H10 x4H9



Obr. 32 Řadící člen spojky

Pro přenos krouticího momentu z řadícího členu na hřídel bylo zvoleno rovnoboké drážkování střední řady s vnitřním středěním dle ČSN ISO 14 (01 4942).

Základní hodnota tlaku pro náboj z oceli, tvrzené drážky $p_0 = 200 \text{ MPa}$ [19]

Dovolený tlak na bocích drážek zvolen podle Tab. 15)

Tab. 15) Dovolený tlak na bocích drážek [19]

Zatížení	Drážkové klíny, polygonové spoje	Těsná pera a drážkové spoje
Jednosměrné, klidné	$1,1 \cdot p_0$	$0,8 \cdot p_0$
Jednosměrné, malé rázy	$1,0 \cdot p_0$	$0,7 \cdot p_0$
Jednosměrné, velké rázy	$0,75 \cdot p_0$	$0,6 \cdot p_0$
Střídavé, malé rázy	$0,6 \cdot p_0$	$0,45 \cdot p_0$
Střídavé, velké rázy	$0,45 \cdot p_0$	$0,25 \cdot p_0$

$$p_d = 0,45 \cdot p_0 = 0,25 \cdot 200 = 90 \text{ MPa} \quad (82)$$

Skutečná opěrná výška drážky, sražení hran drážky $f_{RD} = 45^\circ \times 0,2 \text{ mm}$

$$h_{RD} = \frac{D_{RD} - d_{RD}}{2} - 2 \cdot f_{RD} = \frac{20 - 16}{2} - 2 \cdot 0,2 = 1,6 \text{ mm} \quad (83)$$

Tlak na bocích drážek

Korenční součinitel pro rovnoboké drážkování $K = 0,75$, šířka náboje $l_N = 15 \text{ mm}$

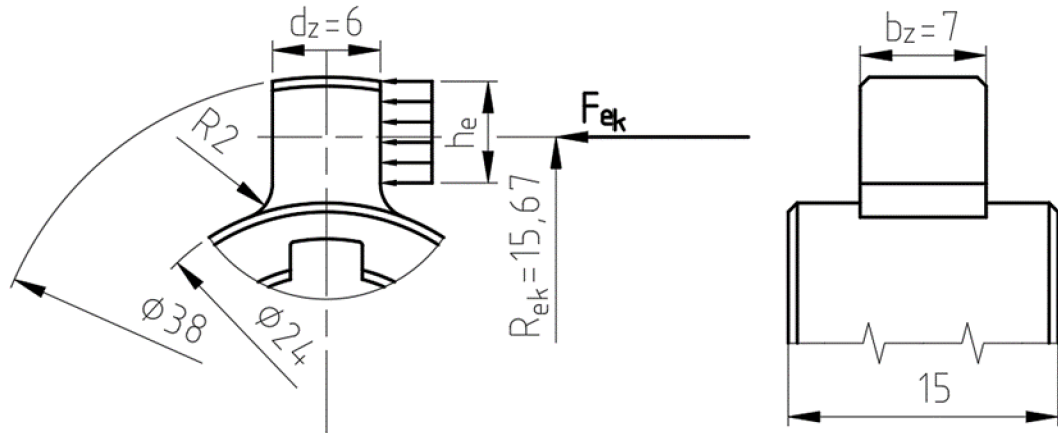
$$p_N = \frac{2 \cdot M_{kmax}}{d_{SRD} \cdot l_N \cdot h \cdot K \cdot N_{RD}} = \frac{2 \cdot 65\,000}{\frac{20 + 16}{2} \cdot 15 \cdot 1,6 \cdot 0,75 \cdot 6} \quad (84)$$

$$p_N = 66,873 \text{ MPa}$$

Bezpečnost drážkování v náboji proti otláčení

$$k_{NRD} = \frac{p_d}{p_N} = \frac{90}{66,873} = 1,346 \rightarrow \text{Drážkování vyhovuje} \quad (85)$$

4.5.2 Kontrola řadicích zubů řadicího členu



Obr. 33 Silový rozbor zubu řadicího členu

Zub řazení je namáhán zejména ohybovým momentem vyvozený plošným zatížením od řadicího kotouče kuličkové spojky nebo čelních řadicích zubů na centrálním kole. Toto plošné zatížení lze nahradit ekvivalentní silou F_{ek} působící v těžišti na rádiusu R_{ek} . Zatížení je rozloženo mezi počet zubů $n_z = 3$.

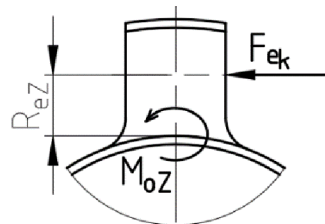
Zatížení je vyvoláno stejným nesymetrickým střídavým cyklem kroutícího momentu v rozsahu -45 až 65 Nm jako hřídel.

Amplituda ekvivalentní síly

$$F_{ekA} = \frac{M_{kA}}{n_z \cdot R_{ek}} = \frac{55\,000}{3 \cdot 15,67} = 1169,964 \text{ N} \quad (86)$$

Střední hodnota ekvivalentní síly

$$F_{ekM} = \frac{M_{kM}}{n_z \cdot R_{ek}} = \frac{10\,000}{3 \cdot 15,67} = 212,721 \text{ N} \quad (87)$$



Obr. 34 Zatížení zubu ohybovým momentem

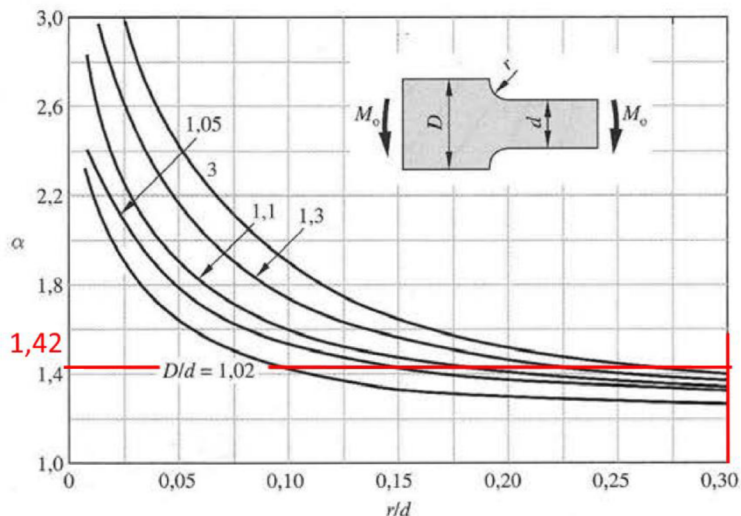
Amplituda ohybového momentu zubu

$$M_{oZA} = F_{ekA} \cdot R_{eZ} = 1169,964 \cdot \left(15,67 - \frac{24}{2}\right) = 4,289 \text{ Nm} \quad (88)$$

Střední hodnota ohybového momentu zubu

$$M_{oZM} = F_{ekM} \cdot R_{eZ} = 212,721 \cdot \left(15,67 - \frac{24}{2}\right) = 0,779 \text{ Nm} \quad (89)$$

Součinitel koncentrace napětí v patě zubu



Obr. 35 koncentrace napětí pro prut s osazením namáhaný ohybem [19]

Pro potřeby výpočtu je zub brán jako prut o čtvercovém průřezu s osazením namáhaný ohybem, kde $D=24$ mm, šířka zubu $d_z=6$ mm a zaoblení paty zubu $r_{pZ}=2$ mm. S těmito parametry a odečtení z Obr. 35 je koncentrátor napětí $\alpha_{oZ} = 1,42$.

Vrubový součinitel pro osazení paty zubu

$$\beta_{oZ} = \frac{\alpha_{oZ}}{1 + \frac{2(\alpha_{oZ} - 1)}{\alpha_{oZ}} \cdot \frac{139}{R_m \cdot \sqrt{r_{pZ}}}}$$

$$\beta_{oZ} = \frac{1,42}{1 + \frac{2(1,42 - 1)}{1,42} \cdot \frac{139}{1000 \cdot \sqrt{4}}} = 1,364 \quad (90)$$

Amplituda napětí

$$\sigma_{AZ} = \frac{M_{oZA}}{W_{oZ}} \cdot \beta_{oZ} = \frac{M_{oZA}}{\frac{b_z \cdot d_z^2}{6}} = \frac{4\,289}{\frac{7 \cdot 6^2}{6}} \cdot 1,364 = 139,290 \text{ MPa} \quad (91)$$

Střední hodnota napětí

$$\sigma_{MZ} = \frac{M_{oZM}}{W_{oZ}} \cdot \beta_{oZ} = \frac{M_{oZM}}{\frac{b_z \cdot d_z^2}{6}} = \frac{779}{\frac{14 \cdot 12^2}{6}} \cdot 1,364 = 25,299 \text{ MPa} \quad (92)$$

Korigovaná mez únavy – Marinova rovnice

$$\sigma'_{CZ} = k_a k_b k_c k_d k_e k_f \sigma_c$$

$$\sigma'_{CZ} = 0,723 \cdot 0,951 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,866 \cdot 1 \cdot 505 = 300,696 \text{ MPa} \quad (93)$$

Tab. 16) Součinitele Marinovy rovnice [19]

Parametr	Označení	Hodnota	Poznámka
Součinitel vlivu jakosti povrchu	k_a	0,723	Obrobena
Součinitel vlivu velikosti tělesa	k_b	0,951	
Součinitel vlivu způsobu zatěžování	k_c	1	ohyb
Součinitel vlivu teploty	k_d	1	
Součinitel spolehlivosti	k_e	0,868	95 %
Součinitel zahrnující další vlivy	k_f	1	

Bezpečnost vůči meznímu stavu únavy pro Goodmanovo kritérium

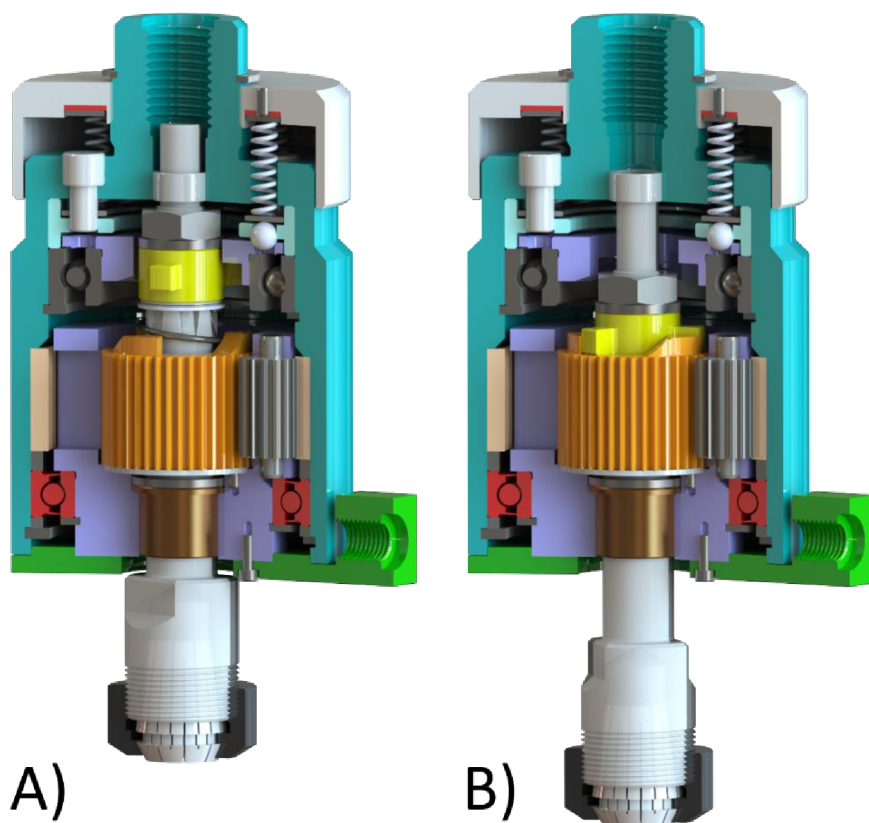
$$k_{UZ} = \frac{1}{\frac{\sigma_{AZ}}{\sigma_{CZ}} + \frac{\sigma_{MZ}}{R_m}} = \frac{1}{\frac{139,290}{300,396} + \frac{25,299}{1000}} = 2,045$$

$$k_{UZ} > 1 \rightarrow \text{Zub vyhovuje z hlediska mezního stavu únavy} \quad (94)$$

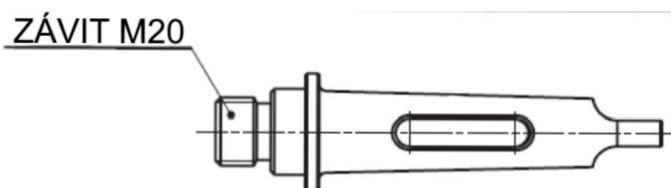
4.6 Finální konstrukční návrh

Na základě současných znalostí daného tématu bylo navrženo následující konstrukční řešení. Pro upínání nástroje je zvolen systém ER velikosti ER25 umožňující upnout nástroj průměru stopky maximálně 16 mm, firma NAREX Ždánice poskytuje ve svém katalogu závitníky do velikosti M20 se stopkou 16 mm. Pro řezání závitů pomocí ER upínačů se vždy doporučuje používat speciální závitové kleštiny opatřené čtyřhranem, který zabraňuje protočení závitníku v upínači. Díky rozsahu upínače ER25 je teoreticky možné použít závitorežnou hlavu se všemi závitníky v rozsahu upínacím rozsahu. Kvůli konstrukčním omezením jsou maximální otáčky omezeny na $n_{\max}=800 \text{ min}^{-1}$. Při řezné rychlosti $20 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ je tento rozsah otáček vhodný pro řezání závitu M8 a víc. [22]

Pro upnutí do stroje je závitorežná hlava opatřena závitem M20, který slouží k připojení komerčně dostupných upínacích trnů s kuželem Morese MK4 (Obr. 38). Fixace unašeče planetového převodu je provedeno pomocí aretační tyče připojené do spodního krytu pomocí závitu M12.



Obr. 36 Náhled finálního řešení
A) Zařazen pracovní chod, B) Zařazen reverzní chod



Obr. 37 Upínací trn MK4 se závitem M20 [15]

Před použitím závitořezné hlavy je nutné správně seřadit pracovní doraz stroje pro řezání závitu do správné hloubky. Kvůli vysouvání držáku s nástrojem není možné nastavit pracovní posuv rovný požadované hloubce závitu. Hloubka pracovního posuvu X pro hloubku závitu L_z se staví podle vztahu:

$$X = L_z - P \quad (95)$$

P – vypínací zdvih pracovní polohy zubové spojky

N – šířka neutrální polohy

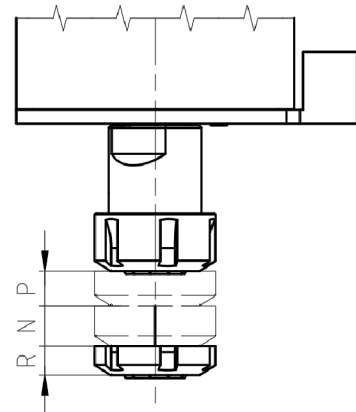
R – vypínací zdvih reverzní polohy zubové spojky

Pro tento konstrukční návrh jsou hodnoty:

$$P = 6\text{mm}$$

$$N = 7\text{mm}$$

$$R = 5\text{mm}$$



Obr. 38 Pracovní polohy závitořezné hlavy

Použitím planetového převodu pro reverzací otáček se podařilo dosáhnout převodového poměru pro reverzní otáčky $i_{KC}^U = -1,79$

ZÁVĚR

Hlavním cílem této bakalářské práce bylo navrhnout konstrukční řešení závitořezné hlavy s automatickou reverzací otáček podložené potřebnými výpočty a výkresovou dokumentací. Jako vedlejší cíle práce bylo provedení rešerši nejběžnějších způsobu výroby závitu a využití závitořezných hlav.

Úvodní část této bakalářské práce je zaměřena na vysvětlení, co je to vlastně závit a jaké druhy závitů máme. Následuje část věnovaná metodám výroby závitů, a to s důrazem zejména na závity vnitřní, které je možné zhotovovat pomocí závitořezných hlav, jejichž dělení, použití a princip funkce je popsán v následující kapitole.

Praktická část práce popisuje konstrukční návrh závitořezné hlavy s automatickou reverzací otáček. Závitořezná hlava navržená v této práci umožňuje plynulé nastavení kroutícího momentu spojky do 65 Nm, ale omezení maximálních otáček na 800 za minutu efektivnímu využití pro řezání závitů malých průměrů. Systém upínání ER25 umožňuje upnutí průměru stopky nástroje až 16 mm, a to včetně tvářecích závitníků. Při použití s tvářecími závitníky je však potřeba mít na paměti maximální moment pojistné spojky.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [2] ŘEŘÁBEK, Antonín. Stavba a provoz strojů 1: pro školu a praxi. 1. vydání v České republice. Praha: Scientia, 2006. ISBN mk80-86960-02-1.
- [3] POSPÍŠIL, František. Závítová a šroubová spojení: určeno [též] studentům. 1. vyd. Praha: SNTL, 1968. Řada strojírenské literatury.
- [4] LINKEOVÁ, Ivana a František NOVÁK. Výkresová dokumentace elektromechanických prvků a spojů [online]. [cit. 2020-02-06]. Dostupné z: http://www.linkeova.cz/skripta/pdf/06_spoje.pdf
- [5] ŘASA, Jaroslav a Vladimír GABRIEL. Strojírenská technologie 3. 2. vyd. Praha: Scientia, 2005. ISBN 80-7183-337-1.
- [6] KUBÍČEK, Miroslav. Obrábění: Výroba závitů - shrnutí. Střední průmyslová škola a Vyšší odborná škola technická Brno, Sokolská 1 [online]. Brno: VY_32_INOVACE_19 –18 [cit. 2020-06-09]. Dostupné z: http://domes.spsbrno.cz/web/DUMy/STT,%20KOM/VY_32_INOVACE_19-18.pdf
- [7] CHLUDIL, Petr. Výroby závitů závitníky. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2015.
- [8] Produktová příručka: ZÁVITOVÁNÍ S WALTER PROTOTYP. In: Walter Tools [online]. Tübingen: Walter AG [cit. 2020-06-09]. Dostupné z: <https://www.walter-tools.com/SiteCollectionDocuments/downloads/global/manuals/cs-cz/handbook-prototyp-threading-2012-cz.pdf>
- [9] HLUCHÝ, Miroslav a Václav HANĚK. Strojírenská technologie 2. 2., upr. vyd. Praha: Scientia, 2001. ISBN 80-7183-245-6.
- [10] Příručka obrábění: kniha pro praktiky. 1. čes. vyd. Praha: Sandvik Coromant, 1997. ISBN 91-972299-4-6.
- [11] Electrical discharge threading. In: Manufacturing Guide Sweden AB [online]. Stockholm [cit. 2020-06-23]. Dostupné z: <https://www.manufacturingguide.com/en/electrical-discharge-threading>
- [12] Tapmatic [online]. Post Falls, 2020 [cit. 2020-05-29]. Dostupné z: <http://www.tapmatic.com/>
- [13] Zhb Návod k použití: evidenční číslo: 1510304. In: NAREX MTE [online]. Praha, 2016 [cit. 2020-05-29]. Dostupné z: https://www.narexmte.cz/servis/Zhb_navod_CJ_u.pdf

- [14] SynchroFlex® Tap Holders. In: Tapmatic [online]. Post Falls, 2020 [cit. 2020-05-29]. Dostupné z: http://www.tapmatic.com/product_line_synchronized_tapping.ydev
- [15] RTH BJ Návod k použití: evidenční číslo: 2510507. In: NAREX MTE [online]. Praha, 2016 [cit. 2020-05-29]. Dostupné z: https://www.narexmte.cz/servis/RTH_BJ_Navod_CZ_u.pdf
- [16] PEREIRA, Igor, Pedro VIANELLO, Denis BOING, Gilmar GUIMARAES a Marcio SILVA. An approach to torque and temperature thread by thread on tapping. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. 2020, **106**. DOI: 10.1007/s00170-020-04986-8.
- [17] TLAČNÉ PRUŽINY - NEREZOVÁ OCEL: d = 1 - 1,4 mm. In: HENNLICH - ŘEŠENÍ PRO PRŮMYSL [online]. Litoměřice, 2020 [cit. 2020-06-17]. Dostupné z: <https://www.hennlich.cz/produkty/pruziny>
- [18] Materiály, zpracování a únosnost ozubených kol a převodů: /revize ČSN 01 4686/. 1993. Redaktor Vladimír VÁCLAVÍK. Praha: ČVTS - Dům techniky, 1977.
- [19] SHIGLEY, Joseph, Charles MISCHKE a Richard BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. 2010. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [20] ČSN 41 5142 (415142). Ocel 15 142 Cr-Mo. 1978. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 1977.
- [21] PILKEY, Walter, Deborah PILKEY a Rudolph PETERSON. Peterson's stress concentration factors. 3rd ed. Hoboken: John Wiley, 2007. ISBN 978-0-470-04824-5.
- [22] Katalog: 27. In: NAREX Ždánice, spol. s r.o. [online]. Ždánice [cit. 2020-06-20]. Dostupné z: https://www.narexd.cz/underwood/download/files/catalogue_27.pdf

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
α_{RD}	Koncentrátor napětí v místě drážkování hřídele	[–]
α_a	Úhel profilu evolventy na hlavové kružnici	[°]
α_{oZ}	Koncentrátor napětí v místě paty zubu	[–]
β_{RD}	Vrubový součinitel pro drážkování hřídele	[–]
β_b	Úhel šroubovice ozubení	[°]
β_{oZ}	Vrubový součinitel pro patu zubu	[–]
κ_r	Úhel řezného kužele	[°]
σ'_c	Korigovaná mez únavy	[MPa]
σ_F	Napětí v ohybu	[MPa]
σ_{F0}	Nominální napětí v ohybu	[MPa]
σ_{Flim}	Mez únavy materiálu ozubení v ohybu	[MPa]
σ_H	Napětí v dotyku	[MPa]
σ_{H0}	Nominální napětí v dotyku	[MPa]
σ_{Hlim}	Mez únavy materiálu ozubení v dotyku	[MPa]
ϵ_α	Součinitel záběru ozubených kol	[–]
ϵ_β	Součinitel záběru kroku ozubení	[–]
ϵ_γ	Celkový součinitel záběru ozubených kol	[–]
N	Šířka neutrální polohy spojky závitořezné hlavy	[mm]
P	Vypínací zdvih pracovní polohy zubové spojky	[mm]
R	Vypínací zdvih reverzní polohy zubové spojky	[mm]
X	Nastavená hloubka strojního posuvu	[mm]
b	Šířka ozubení	[mm]
$inv\alpha$	Involuta úhlu záběru	[°]
m	Modul ozubení	[mm]
λ	Úhel šroubovitě drážky závitníku	[°]
ψ	Součinitel šířky ozubení	[–]
$F_{\beta x}$	Počáteční úchylka dotykové křivky	[μ m]
$F_{\beta y}$	Celková úchylka dotykové křivky	[μ m]
h_a	Výška hlavy zubu	[mm]
h_f	Výška paty zubu	[mm]
Y_{Fa}	Součinitel tvaru zubu při působení síly na špičku	[–]
Y_{RrelT}	Poměrný součinitel drsnosti v oblasti patního přechodu	[–]
Y_{Sa}	Součinitel koncentrace napětí	[–]
Y_X	Součinitel velikosti	[–]

$Y_{\delta relT}$	Poměrný Součinitel vrubové citlivosti paty	[–]
Y_{ϵ}	Součinitel vlivu záběru profilu	[–]
D_K	Průměr kuliček pojistné spojky	[mm]
D_U	Průměr roztečné kružnice unašeče pojistné spojky	[mm]
F_U	Tečná síla působící v unašeči na kuličky spojky	[N]
F_n	Normálová síla v ozubení	[N]
F_p	Potřebná výpočtová síla pružiny	[N]
F_r	Radiální síla v ozubení	[N]
F_t	Obvodová síla v ozubení	[N]
F_{tH}	Směrodatná obvodová síla	[N]
H_{HV}	Tvrdost na boku zubu	[HV]
J_{HV}	Tvrdost v jádře zubu	[HV]
K_A	Součinitel vnitřních dynamických sil	[–]
$K_{F\alpha}$	Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	[–]
$K_{F\beta}$	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení po šířce zubu	[–]
$K_{H\alpha}$	Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	[–]
K_V	Součinitel vnitřních dynamických sil	[–]
L_Z	Požadovaná hloubka řezaného závitu	[mm]
M_1	Pomocný součinitel jednopárového záběru	[–]
M_2	Pomocný součinitel jednopárového záběru	[–]
M_{kZ}	Zpětný kroutící moment závitníku	[N · m]
M_{kmax}	Maximální předpokládaný kroutící moment	[N · m]
M_t	Jmenovitý kroutící moment pro jeden satelit	[N · m]
N_F	Pomocný součinitel	[–]
R_e	Mez kluzu materiálu v tahu	[MPa]
R_m	Mez pevnosti materiálu v tahu	[MPa]
S_F	Bezpečnost vůči MSU v ohybu	[–]
S_H	Bezpečnost vůči MSU v dotyku	[–]
S_a	Šířka na hlavě zubu ozubeného kola	[mm]
Y_{ST}	Součinitel koncentrace napětí	[–]
Y_{β}	Součinitel sklonu zubu	[–]
Z_B	Součinitel jednopárového dotyku	[–]
Z_D	Součinitel jednopárového dotyku	[–]
Z_E	Součinitel mechanických vlastností materiálu	[\sqrt{MPa}]
Z_H	Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	[–]
Z_L	Součinitel mazací vrstvy	[–]
Z_{NT}	Součinitel počtu cyklů	[–]
Z_R	Součinitel drsnosti povrchu	[–]
Z_V	Součinitel obvodové rychlosti	[–]

Z_W	Součinitel tvrdosti povrchu	[–]
Z_β	Součinitel sklonu zubu	[–]
Z_ϵ	Součinitel součtové délky křivek	[–]
a_{CS}	Osová vzdálenost centrálního kola a astelitu	[mm]
c_γ	Střední měrná tuhost zubu	$[N \cdot \mu m^{-1} \cdot mm^{-1}]$
d_1	Průměr roztečné kružnice ozubeného kola	[mm]
d_a	Průměr hlavové kružnice ozubeného kola	[mm]
d_b	Průměr základní kružnice ozubeného kola	[mm]
d_f	Průměr patní kružnice ozubeného kola	[mm]
$f_{H\beta}$	Mezní úchylka sklonu zubu	[μm]
f_{ma}	Výrobní úchylka dotykové křivky	[μm]
f_{pe}	Úchylka základní rozteče	[μm]
f_{sh}	Úchylka dotykové křivky	[μm]
i_{CS}	Převodový poměr mezi centrálním kolem a satelitem	[–]
i_{KC}^U	Převodový poměr reverzního chodu	[–]
k_U	Bezpečnost vůči MSU	[–]
n_k	Počet kuliček pojistné spojky	[mm]
n_{max}	Maximální dovolené otáčky	[s^{-1}]
p_N	Tlak na bocích drážek drážkování	[MPa]
p_b	Základní rozteč ozubení	[mm]
p_n	Normálová rozteč ozubení	[mm]
q_s	Počet satelitů planetové spojky	[–]
q_α	Pomocný součinitel	[–]
v_1	Obvodová rychlost ozubení	[$m \cdot s^{-1}$]
γ_α	Snížení úchylky základní rozteče opotřebením	[μm]
γ_β	Snížení křivky opotřebením při záběru	[μm]
z_c	Počet zubů centrálního kola	[–]
z_k	Počet zubů korunového kola	[–]
z_s	Počet zubů satelitu	[–]

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Metrický závit [4].....	13
Obr. 2 Whitworthův závit [4]	14
Obr. 3 Trubkový závit [4].....	14
Obr. 4 Lichoběžníkový rovnoramenný závit [2]	15
Obr. 5 Lichoběžníkový nerovnoramenný závit [2]	15
Obr. 6 Závitník s přímými drážkami [7].....	16
Obr. 7 Odstupňování sadových závitníků [3].....	16
Obr. 8 Základní Geometrie závitníku [8]	17
Obr. 9 Lamač s náběhem [8]	18
Obr. 10 Porovnání vláken materiálu při tváření závitu (vpravo).....	18
Obr. 11 Materiálový tok při výrobě závitu tvářecím závitníkem [8].....	19
Obr. 12 Výroba vnějších tvářených závitů: [5]	19
Obr. 13 Rozdíl mezi závitníkem a závitovou frézou [8]	19
Obr. 14 Frézování závitu bez předvrtání díry frézou NORIS [5].....	20
Obr. 15 Potřebná hloubky díry pro frézování závitů [8]	20
Obr. 16 Způsoby přísuvu nože při soustružení závitu [10] a) Radiální přísuv, b) boční přísuv, c) radiálně – boční přísuv	20
Obr. 17 Způsoby broušení závitů [3] a) podélné broušení, b) zapichovací broušení	21
Obr. 18 Elektroerozivní výroba závitu [11] 1- Elektroda, 2- Přívod dielektrické kapaliny, 3- velikost jiskřiště	22
Obr. 19 Závitořezná hlava s minimální axiální kompenzací firmy Walter [8].....	23
Obr. 20 Princip funkce reverzní závitořezné hlavy	24
Obr. 21 Schematické složení reverzní závitořezné hlavy	25
Obr. 22 Výpočet potřebného kroutícího momentu v programu Walter Machining Calculator.....	25
Obr. 23 Průběh kroutícího momentu při řezání závitu ve slepých otvorech [8]	26
Obr. 24 Odstřížení třísky při řezání závitu ve slepých dírách [8].....	26
Obr. 25 Nákras kuličkové spojky a) Unašeč, b) Silový rozbor kuličky spojky	27
Obr. 26 Uspořádání planetového převodu K-Korunové kolo, C-Centrální kolo, S- Satelity	28
Obr. 27 Graf snížení úchylky dotykové křivky opotřebením při záběhu [19]	35
Obr. 28 Graf snížení úchylky základní rozteče opotřebením při záběru [19]	36
Obr. 29 Součinitel tvaru zubu při působení síly na špičku zubu [19]	39
Obr. 30 Součinitel koncentrace napětí při působení síly na špičku zubu [19]	40
Obr. 31 Výstupní hřídel	42
Obr. 32 Řadící člen spojky	44
Obr. 33 Silový rozbor zubu řadícího členu.....	45
Obr. 34 Zatížení zubu ohybovým momentem	45
Obr. 35 koncentrace napětí pro prut s osazením namáhaný ohybem [19]	46
Obr. 36 Náhled finálního řešení A) Zařazen pracovní chod, B) Zařazen reverzní chod	48
Obr. 37 Upínací trn MK4 se závitem M20 [15]	48
Obr. 38 Pracovní polohy závitořezné hlavy	49

SEZNAM TABULEK

- Tab. 1) Příklady značení závitů [1]
- Tab. 2) Parametry kuličkové spojky
- Tab. 3) Parametry zvolené pružiny
- Tab. 4) Zvolené parametry ozubení
- Tab. 5) Rozměry korunového kola
- Tab. 6) Rozměry centrálního kola
- Tab. 7) Rozměry satelitu
- Tab. 8) Hodnoty mechanických vlastností materiálu ČSN 16 526 [18]
- Tab. 9) Součinitel vnějších dynamických sil K_A [19]
- Tab. 10) Mezní úchylka šířka zubu čelních ozubených kol [19]
- Tab. 11) Mezní úchylka čelní rozteče ozubených kol [19]
- Tab. 12) Hodnoty mechanických vlastností materiálu ČSN 15 142 [20]
- Tab. 13) Parametry rovnobokého drážkování podle ČSN ISO 14 (01 4942)
- Tab. 14) Součinitele Marinovy rovnice [19]
- Tab. 15) Dovolенý tlak na bocích drážek [19]
- Tab. 16) Součinitele Marinovy rovnice [19]

SEZNAM PŘÍLOH

Výkres sestavy závitořezné hlavy	BP_00
Výkres řídicího prvku	BP_01
Výkres výstupní hřídele	BP_02
3D model závitořezné hlavy	BP_200848_Model