

VYSOKÁ ŠKOLA POLYTECHNICKÁ JIHLAVA

Aplikovaná technika pro průmyslovou praxi

NÁVRH KONSTRUKCE STOLNÍ PÁSOVÉ BRUSKY

Bakalářská práce

Autor práce: Petr Holcman

Vedoucí práce: doc. Ing. Zdeněk Horák, Ph.D.

Jihlava 2025

Vysoká škola polytechnická Jihlava

Tolstého 16, 586 01 Jihlava

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Autor práce:	Petr Holcman
Studijní program:	Aplikovaná technika pro průmyslovou praxi
Garant studijního programu:	doc. Ing. Radek Kolman, Ph.D.
Název práce:	Návrh konstrukce stolní pásové brusky
Vedoucí práce:	doc. Ing. Zdeněk Horák, Ph.D.
Konzultant práce:	Ing. Bc. Karel Dvořák, Ph.D.
Cíl práce:	Cílem závěrečné práce je navrhnout kovoobráběcí stolní pásovou brusku určenou primárně pro nožířské potřeby. Stroj by měl být schopen obrábět i plastické materiály a tvrdá dřeva, díky vhodnému regulátoru otáček hnacího pohonu. Konstrukce musí umožňovat variabilitu v podobě výměny dvojice vodících kladek (rovinné broušení) za kontaktní kolo (broušení konkávního výbrusu). Dílčí cíle práce jsou: a) koncepční návrh pásové brusky, b) návrh vhodného pohonu (elektromotoru) a regulátoru otáček, c) návrh vhodného rozměru brusného pásu, d) pevnostní návrh a kontrola vybraných dílů, e) zhotovení 3D modelu, f) tvorba výkresové dokumentace sestavy a vybraných dílů

Abstrakt

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem konceptu stolní pásové brusky, určené primárně pro nožířské potřeby. Konstrukce poskytuje variabilitu v podobě výměny přípravku pro rovinné broušení za kontaktní kolo, umožňující broušení konkávního výbrusu. Rešerše obsahuje analýzu tuzemského i zahraničního trhu s pásovými bruskami, na jejímž základě jsou následně stanoveny hlavní konstrukční požadavky. Konstrukční řešení je zaměřeno na návrh optimálního plnění těchto požadavků s využitím dat shromážděných při průzkumu trhu, ale také návrhových a kontrolních výpočtů namáhaných dílů. Následuje vizualizace hotového 3D modelu pásové brusky, obsahující zhodnocení míry naplnění v úvodu stanovených cílů. Závěrečná část je následně zaměřena na odhad cenové náročnosti konceptu a obsahuje též výkresovou dokumentaci sestavy a vybraných dílů. Výsledek práce spočívá ve vytvoření uceleného, provozuschopného konceptu obráběcího stroje, uplatňujícího konstruktérské zásady a přinášejícího drobná autorská vylepšení, kterými se konstrukce odlišuje od brusek dostupných na trhu.

Klíčová slova

Stolní pásová bruska; nožířská bruska; bruska; brusný pás; broušení; konstrukční návrh

Abstract

This bachelor's thesis deals with the design of a concept for a bench-top belt grinder, intended primarily for cutlery needs. The design provides variability in the form of replacing the flat grinding fixture with a contact wheel, enabling grinding of a concave grind. The research includes an analysis of the domestic and foreign market for belt grinders, on the basis of which the main design requirements are subsequently determined. The design solution is focused on the design of the optimal fulfillment of these requirements using data collected during market research, but also design and control calculations of stressed parts. This is followed by a visualization of the finished 3D model of the belt grinder, containing an assessment of the degree of fulfillment of the goals set in the introduction. The final part is then focused on estimating the cost of the concept and also contains drawing documentation of the grinder assembly and selected parts. The result of the work consists in creating a comprehensive, operable machine tool concept, applying design principles and bringing minor authorial improvements that distinguish the design from grinders available on the market.

Keywords

Bench-top belt grinder; knife making grinder; grinder; grinding belt; grinding; construction design

Prohlašuji, že předložená bakalářská práce je původní a zpracoval/a jsem ji samostatně. Prohlašuji, že citace použitých pramenů je úplná, že jsem v práci neporušil/a autorská práva (ve smyslu zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů, v platném znění, dále též „AZ“).

Byl/a jsem seznámen/a s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje **AZ**, zejména § 60 (školní dílo).

Podle § 47b zákona o vysokých školách souhlasím se zveřejněním své práce podle Směrnice pro vedení, vypracování a zveřejňování závěrečných prací na VŠPJ, a to bez ohledu na výsledek obhajoby.

Beru na vědomí, že VŠPJ má právo na uzavření licenční smlouvy o užití mé bakalářské práce a prohlašuji, že **s o u h l a s í m** s případným užitím mé bakalářské práce (prodej, zapůjčení apod.).

Jsem si vědom/a toho, že užít své bakalářské práce či poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠPJ, která má právo ode mě požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, vynaložených vysokou školou na vytvoření díla (až do jejich skutečné výše), z výdělku dosaženého v souvislosti s užitím díla či poskytnutím licence.

V Jihlavě dne 23. listopadu 2025

.....

Podpis studenta/ky

Poděkování

Rád bych tímto upřímně poděkoval svému vedoucímu, panu doc. Ing. Zdeňku Horákovi, Ph.D., za jeho cenné rady, odborná doporučení, ochotu a čas, který mi věnoval během zpracovávání této bakalářské práce. Srdečné díky patří též všem kolegyním a kolegům ze středisek 50 a 51, za nekonečné přátelství a podporu, bez níž bych se k vytouženému závěru studia patrně nikdy ani nepřiblížil.

Obsah

Seznam obrázků	7
Seznam tabulek	8
Seznam zkratk	9
Úvod.....	10
1 Současný stav problematiky	11
1.1 Analýza trhu	11
2 Požadavky konstrukce	16
2.1 Koncepční a konstrukční jednoduchost	16
2.2 Výkonnost pohonu	17
2.3 Variabilita rychlosti brusného pásu	17
2.4 Univerzálnost a ergonomie	17
2.5 Dlouhá životnost a snadná údržba	19
2.6 Finanční dostupnost	20
3 Předběžný návrh.....	21
3.1 Motor	21
3.2 Regulátor.....	22
3.3 Brusný pás	23
3.4 Kladky.....	28
3.5 Rám a nosná konstrukce	32
4 Konstrukční řešení	37
4.1 Návrh rozsahu řezných rychlostí	37
4.2 Výběr typu motoru	38
4.3 Frekvenční měnič.....	40
4.4 Určení průměru hnací kladky	41
4.5 Návrh hnaných kladek	42
4.6 Výpočet sil v pásu	43
4.7 Napínací pružina.....	47
4.8 Návrh hřídele hnací kladky.....	48
4.9 Rozměry hnací kladky	50
4.10 Hřídelová spojka	51
4.11 Kontrola hřídele kladky pro konkávní výbrus.....	52
4.12 Rozměry kontaktního kola	55
4.13 Ložiska kladek.....	55
4.14 Kontrola pera hnací kladky.....	58
4.15 Kontrola pera spojky.....	59
5 Finální podoba konceptu	61
5.2 Cenová kalkulace	63
Závěr	68
Seznam použité literatury	70
Přílohy	76

Seznam obrázků

Obr. 1: Zjednodušené schéma funkce pásové brusky.....	11
Obr. 2: Uspořádání pásové brusky pro výrobu klínového výbrusu čepele.....	12
Obr. 3: Hobby pásová bruska Scheppach BTS 700.....	12
Obr. 4: Pásová bruska SMART GRINDER Model-M1	13
Obr. 5: Classic KMG-PL DIRECT DRIVE Grinder	14
Obr. 6: Pásová bruska vyrobená vlastními prostředky	15
Obr. 7: Příčné řezy základních geometrií čepele	17
Obr. 8: Schéma výroby konkávního výbrusu	18
Obr. 9: Příklad nekonečného brusného pásu: 3M Cubitron 784F 50x2 500 mm	23
Obr. 10: Detail spojení nekonečného brusného pásu tupým spojem	26
Obr. 11: Graf nejdostupnějších brusných pásů	27
Obr. 12: Čtyřkladková konstrukce vedení pásu	28
Obr. 13: Tříkladková konstrukce vedení pásu s kontaktním kolem	29
Obr. 14: Předběžný ilustrační návrh konstrukce kladek	31
Obr. 15: Ilustrační řešení překlápěcího ústrojí	33
Obr. 16: Schéma použitého napínacího mechanismu	34
Obr. 17: Opatření opěrné desky hobby pásové brusky	36
Obr. 18: Schéma zvoleného elektromotoru 1LE1002-0EA40-2FB4	40
Obr. 19: Ilustrační vyobrazení frekvenčního měniče 6SL3210 5BE22 2CV0.....	41
Obr. 20: Provozní podmínky indukčních motorů.....	43
Obr. 21: Silové poměry v brusném pásu	44
Obr. 22: Silové poměry napínací kladky.....	45
Obr. 23: Silové poměry napínacího mechanismu	46
Obr. 24: Schéma plynové vzpěry MOLITON MS06-3-2T2T-300-80-220.....	47
Obr. 25: Ilustrační schéma hřídele hnací kladky	48
Obr. 26: Silové poměry hnací kladky.....	49
Obr. 27: Elastomerová zubová spojka se závitovým kolíkem typ K1894	52
Obr. 28: Ilustrační schéma nosné hřídele kladek.....	53
Obr. 29: Silové poměry kladky pro konkávní výbrus.....	53
Obr. 30: Schéma použité ložiskové jednotky UC205 s ložiskem F205	55
Obr. 31: Schéma použitého ložiska 6005–2Z.....	56
Obr. 32: Silové poměry kladky přípravku pro rovinné broušení v napnuté větvi pásu.....	58
Obr. 33: Izometrický pohled na brusku ve variantě pro rovinné broušení	61
Obr. 34: Izometrický pohled na brusku ve vodorovné variantě	62
Obr. 35: Izometrický pohled na brusku ve variantě s kontaktním kolem	62

Seznam tabulek

Tab. 1: Vlastnosti nejčastěji používaných abrazivních materiálů pro brusné pásy.....	24
Tab. 2: Hrubosti brusiva používané v nožířství.....	26
Tab. 3: Průzkum dostupnosti nejfrekventovanějších rozměrů brusných pásů	27
Tab. 4: Průzkum vhodnosti hliníkových slitin pro výrobu kladek	30
Tab. 5: Doporučené řezné rychlosti pro brusné pásy	38
Tab. 6: Základní parametry zvoleného motoru	40
Tab. 7: Základní parametry zvoleného frekvenčního měniče	41
Tab. 8: Parametry zvolené spojky K1894.24800782025	52
Tab. 9: Parametry zvolené ložiskové jednotky UCF205	56
Tab. 10: Parametry zvoleného ložiska 6005–2Z	57
Tab. 11: Náklady na nakupované položky	63
Tab. 12: Náklady na vyráběné komponenty	65
Tab. 13: Náklady na spojovací a přídatný materiál	66
Tab. 14: Odhad celkových nákladů na výrobu prototypu	67

Seznam zkratek

AW	Aluminium Wrough
BTS	Bench-top Belt and Disc Sander
CGW	Camel Grinding Wheels
CNC	Computer Numerical Control
ČSN	Česká státní norma
DIN	Deutsches Institut für Normung
DT	Distribution
EMC	Electromagnetic Compatibility
EN	European Standard
FEPA	Federation of European Producers of Abrasives
FFP	Filtering Face Piece
HMH	Huber-von Mises-Hencky
HRC	Hardness Rockwell C-scale
IE	International Efficiency
INC	Incorporated
IP	Ingress Protection
ISO	International Organization of Standardization
KD	Kraft&Dele
KMG-PL	Knife Maker's Grinder-Platen
MAG	Metal Active Gas
MIG	Metal Inert Gas
OOPP	Osobní ochranné pracovní prostředky
PTC	Positive Temperature Coefficient
Ra	Roughness average
RAL	Reichsausschuss für Lieferbedingungen und Gütesicherung
SKF	Svenska Kullagerfabriken
SW	Software
UC	Unit Collar

Úvod

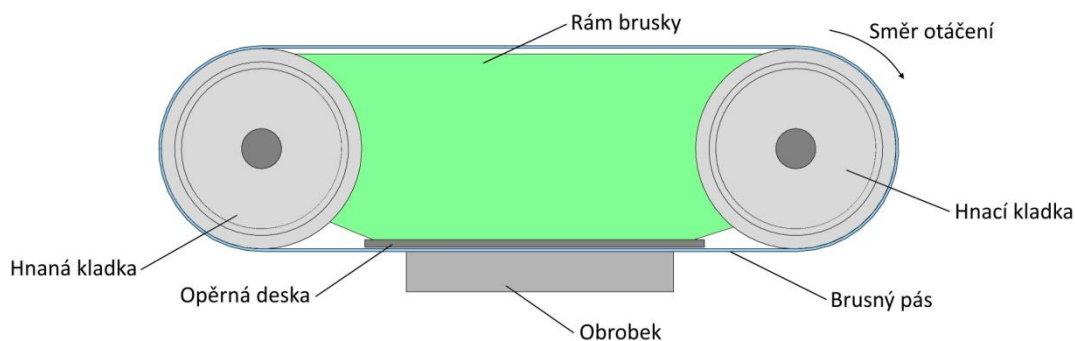
Nožířství je řemeslo provázející lidstvo od úsvitu dějin. První kamenné nože vyráběli naši předkové již v dobách paleolitu a i dnes ve třetí dekádě jedenadvacátého století patří nůž k nejběžněji používaným nástrojům. Ať už se jedná o součást jídelního příboru, či o knajp používaný obuvníkem k řezání kůží, jednu věc mají společnou. S jejich výrobou je neodmyslitelně spjat obráběcí stroj specifické konstrukce, umožňující nožíři z ocelového polotovaru nože vybrousit ostří požadované geometrie – pásová bruska.

Pásové brusky různého provedení nalézají své uplatnění v celé řadě oborů lidské činnosti. Nejčastěji pak v průmyslu dřevozpracujícím a kovoobráběcím. Nožíř však pro svou práci vyžaduje stroj poněkud odlišný. Charakteristickým znakem je přitom univerzálnost konstrukce, umožňující, za přispění různých přípravek a jednoduchých přestaveb, všestranné využití brusky při celém výrobním procesu samotného nože. I přes otevřenost trhu s obráběcími stroji a jeho globalizaci však v sortimentu pásových brusek stále existuje určité vakuum – chybí dominantní, či rozhodující hráč. Společnost, jejíž podnikatelský záměr by cílil zejména na výrobu strojů, které nejsou primárně spotřebním zbožím, ale naopak poskytují vysokou přidanou hodnotu v podobě odolné a prakticky řešené konstrukce rámu, zajišťující dlouhou životnost a umožňující již zmiňované všestranné využití díky drobným přestavbám.

Hlavním cílem této práce je proto navrhnout koncept takovéto univerzální stolní pásové brusky, určené primárně pro použití v nožířské výrobě, která však nalezne uplatnění i v příbuzných oborech. Hlavní důraz přitom bude kladen na všestrannou upotřebitelnost stroje v podobě umožnění jak vertikálního, tak horizontálního a částečně též tvarového broušení. Dále na celkovou tuhost a životnost konstrukce spolu s dodržením základních konstruktérských zásad. V neposlední řadě na přínos jisté dávky osobní invence do navrhovaného konceptu spolu s kritickým posouzením benefitů těchto vylepšení v závěru práce. V práci budou rovněž na různých dílčích cílech prakticky aplikovány souhrnné poznatky napříč celým bakalářským studiem autora. Ať už se jedná o zevrubný rozbor trhu s pásovými bruskami a bližší specifikování konstrukčních požadavků konceptu, nebo o jejich postupné řešení formou analytického přístupu za přispění odborné literatury, či uplatněním návrhových, pevnostních i kontrolních výpočtů. Nespornou motivací představuje taktéž autorův dlouhodobý aktivní zájem o nožířské řemeslo, ale i o práci konstruktérsko-vývojovou.

1 Současný stav problematiky

Pásová bruska, jak sám název napovídá, je obráběcí stroj odebírající materiál z obrobku za pomoci nekonečného pásu, tvořeného nosnou částí a pojivem fixujícím brusná zrna. Základní konstrukce (obrázek. 1) je tvořena pohonem – v drtivé většině případů se jedná o elektromotor a dvojici kladek, z nichž jedna je hnací, a mezi nimiž je brusný pás napnut. Dle typu lze tyto brusky rozdělit na ruční a dílenské. Použití nalézají především v truhlářských, tesařských, zámečnických a opravárenských dílnách, ale i ve svařovnách a kovárnách, kde plní nejčastěji funkci stroje pro dokončovací obrábění rovinných, ale i tvarových ploch. Broušeným materiálem bývá nečastěji dřevo a ocel, ale díky široké škále dostupných druhů pásů, různých typů brusiva i jeho hrubostí lze s pomocí pásových brusek obrábět materiál takřka libovolný. Existují však i speciální varianty pásových brusek určených pro použití ve výrobě nožů. Následná analýza se v souladu se zadáním práce bude napříště zabývat převážně tímto typem strojů.



Obr. 1: Zjednodušené schéma funkce pásové brusky

Zdroj: Autor

1.1 Analýza trhu

Průmyslové a hobby elektrické pásové brusky různé konstrukce a určení představují v době sepsání bakalářské práce na trhu široce pokrytý segment. Zastoupeny jsou stroje ve všech kategoriích cenových, výkonových i těch z hlediska použití a broušeného materiálu. Přesto se, především trh s hobby nářadím, zaměřuje na výrobu a prodej brusek primárně určených k obrábění dřeva, jejichž využitelnost je pro nožíře omezená. Nejenže při zátěži mnohdy nedosahují ani řezných rychlostí, potřebných pro broušení dřeva, k němuž jsou od výrobce určeny, ale pro skutečně efektivní práci, a to i na hobby úrovni, nikoli profesionální, postrádají dostatečný výkon. Specifika nožířského řemesla rovněž vyžadují odlišné uspořádání v konstrukci stroje. Pro broušení řezné geometrie čepele nože, což představuje majoritní a nejdůležitější činnost celého výrobního procesu, je nejčastěji vyžadován pás, pohybující se po konstrukčně pevné a abrazivzdorné opěře, ve formě silného plechu, či desky. Kolmo k desce a tím i k pásu je obvykle umístěn stůl, o jehož horní plochu se při broušení opírá hřbet budoucí čepele, tak jak je tomu na obr. 2. Tímto postupem vzniká plochý, či klínový výbrus, ve výrobě nožů nejpoužívanější.



Obr. 2: Uspořádání pásové brusky pro výrobu klínového výbrusu čepele

Zdroj: 84 Engineering 2025

Zmíněné konstrukční uspořádání lze na bruskách v nejnižší cenové relaci, autorem práce stanovené na 5 000 Kč k době vzniku díla, zaznamenat jenom sporadicky. Příkladem může být hobby pásová bruska Scheppach BTS 700 (obr. 3), určená především pro broušení dřeva. Tuhost a dlouhodobá životnost těchto strojů jsou následně úměrné pořizovacím nákladům a lze o nich vcelku úspěšně pochybovat. Zdánlivě cenově dostupné a alespoň z hlediska konstrukce rámu lépe zpracované brusky s původem výroby v jihovýchodní Asii, především pak v Čínské lidové republice, mají své vlastní specifické problémy. Importované zboží prodávané přes různé internetové obchody (Amazon, AliExpress, allegro, eBay apod.) prodražují dovozní cla, dostupnost omezují dlouhé dodací lhůty. Materiálem kladek nejlevnějších strojů bývá nezděná plastická hmota jako silon, nebo polyamid, které jsou, především pro špatný odvod tepla z ložisek a nízkou otěruvzdornost, na tyto součásti materiálem nevhodným. Výkon elektromotoru 500 až 1 000 W, bývá při použití kratšího rozměru pásu 50x915 mm dostačujícím, problémem však bývá obvykle motor samotný, často i ve verzi na stejnosměrný proud, případně ostatní elektronika, která nutně nemusí splňovat kritéria pro bezpečné použití v Evropské elektrické síti. Využití tohoto typu brusek v nožířské praxi se obvykle omezuje na pomocné práce, jako je ostření nástrojů, nebo broušení drobných dřevěných součástí.



Obr. 3: Hobby pásová bruska Scheppach BTS 700

Zdroj: Manuals.plus 2016

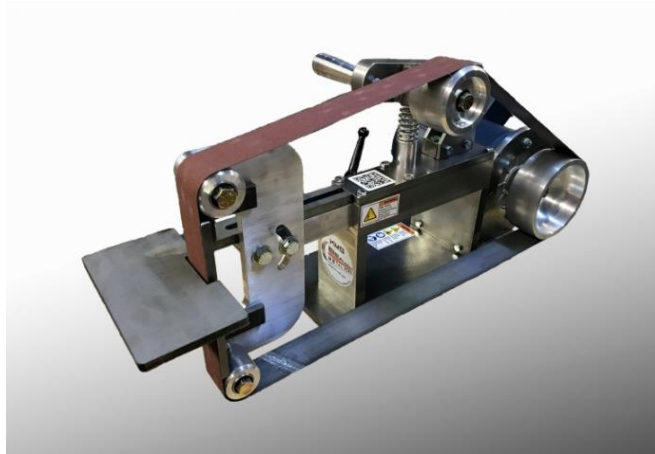
Finančně náročnější výrobky do cca 15 000 Kč mývají již nosnou konstrukci dostatečně tuhou, tvořenou nejčastěji ocelovými profily, či silnými plechy z hliníkové slitiny. Obvykle užívaný výkon motoru 1,2 až 1,5 kW, při šíři pásu dva palce, resp. 50 mm již postačuje pro nepravidelné, dalo by se říci též poloprofesionální použití. Tyto brusky běžně nedisponují prostředky pro změnu řezné rychlosti. Použitý motor bývá asynchronní jednofázový. Problémy může způsobovat nedostatek dokoupitelného příslušenství a obecně nižší životnost, daná použitím méně kvalitních komponent v důsledku tlaku na nízkou pořizovací cenu. Takové výrobky mohou být vhodnou alternativou pro začínajícího nožíře amatéra, či jako druhá, anebo třetí bruska pro profesionála s tím dodatkem, že nebudou používány na denní bázi. Typickým zástupcem této kategorie na trhu je bruska SMART GRINDER Model-M1 polského výrobce Lasana Smart Machines (obr. 4).



Obr. 4: Pásová bruska SMART GRINDER Model-M1

Zdroj: Lasana Smart Machines b. r.

Brusky z finančně nejnáročnější kategorie, pohybující se v rozmezí 15 až 55 tisíc Kč i více, jsou již od začátku konstruované pro specifickou potřebu, či použití. Poprvé se tak vyskytují stroje výslovně určené pro nožíře, a co je důležitější, splňující bez větších nedostatků všechny požadavky z toho plynoucí. Výroba těchto brusek bývá obvykle malosériová, případně zakázková, dle konkrétních potřeb zákazníka. Zahraniční i tuzemské firmy, které se výrobou vlastních konceptů a výrobků zabývají, mívají ceny úměrné kvalitě zpracování, nabízejí dostatek příslušenství, náhradních dílů i servis stroje. Také již disponují tuhou ocelovou konstrukcí, kvalitní ergonomií, ocelovými, či hliníkovými kladkami i frekvenčními měniči pro řízení rychlosti brusného pásu. Takovým strojem je například Classic KMG-PL DIRECT DRIVE Grinder vyráběný společností Beaumont Metal Works, Inc v Ohio (obr. 5). Samostatnou skupinu výrobců pak tvoří amatérští nadšenci, pro něž je výroba různých strojů pro řemeslníky obecně pouhým přivýdělkem, či koníčkem. Kvalita i cena takových výrobků jsou různé.



Obr. 5: Classic KMG-PL DIRECT DRIVE Grinder

Zdroj: Beaumont Metal Works 2020

Koncept pásové brusky této bakalářské práce, by se měl svými parametry pohybovat právě ve finančně, ale i konstrukčně nejvyšší třídě strojů. Nemělo by se jednat o návrh kompromisní, výrazně nedostačující svými vlastnostmi konkurenci.

Výše použité rozdělení s ohledem na finální pořizovací cenu pásové brusky pro nožířské účely lze díky existenci volného trhu a jeho provázanosti uplatnit jak obecně, tak i pro tuzemské podmínky. Na problematiku však nelze pohlížet jednostranně pouze s ohledem na cenu. Oba trhy, a to jak zahraniční, tak domácí mají svá vlastní specifika, která je pro potřeby komplexnější analýzy uvést.

1.1.1 Specifikace zahraničního trhu

Předně světový trh s pásovými bruskami, jejichž primárním určením je výroba nožů, není kompaktní, o to méně pak rovnoměrně rozložený. Tuto skutečnost odráží především zákonné legislativy jednotlivých států. V zemích omezujících vlastnictví, případně veřejné nošení nožů, logicky není ani výroba strojů pro jejich výrobu výrazněji rozšířená. Typické jsou v tomto ohledu země západní Evropy, jako je Německo a Velká Británie. Spojené státy americké a část zemí jihovýchodní Asie v čele s Čínskou lidovou republikou naopak tvoří výjimku z tohoto pravidla (Kopel 2013; Pajl 2010, s. 232). Celosvětově pak v zásadě neexistuje žádná opravdu velká, nadnárodní společnost zabývající se primárně výrobou nožířských pásových brusek. Celý segment pokrývají spíše národní, či regionální producenti, doplnění o drobné živnostníky.

Další obvyklostí bývá udávání parametrů brusek v imperiálních jednotkách, a to i v zemích běžně užívajících metrický systém. Například v USA nejpoužívanějšímu rozměru brusného pásu 2x72" zhruba odpovídá metrický ekvivalent 50x2 000 mm, výkony elektromotorů brusek z Čínské provenience jsou běžně udávány v koňských silách, apod. Důvodem může být přejímání zvyklostí podle původního, případně dominantního hráče na trhu, jímž jsou bezesporu Spojené státy americké.

Z hlediska konstrukce se především v USA a Evropě ustálil koncept vedení brusného pásu přes čtyři kladky, případně přes dvě a kontaktní kolo, z nichž hnací je uložena přímo na hřídeli elektromotoru. Jedná se o základní koncept, praxí osvědčený. Naproti tomu výrobky z Asie bývají řešeny ekonomičtěji, někdy pouze za použití dvou kladek, a nezdědka mívají tendence

kombinovat i několik strojů v jednom, například ve spojení s talířovou bruskou. Obdobná analogie platí i pro konstrukci rámu brusek, který bývá u renomovaných zahraničních výrobců původem z Evropy a USA, jako je Beaumont Metal Works, DT Grinder, Northridge Tool, TORUS CNC, apod. tvořen mnohdy až neúčelně silnými ocelovými plechy, zatímco výrobky z jihovýchodní Asie jsou konstruovány za účelem snížení pořizovacích nákladů výrazně subtilněji.

1.1.2 Specifikace tuzemského trhu

Pomineme-li zahraniční e-shopy, zmíněné výše a různorodou nabídku nářadí pro kutily, které však nedosahuje parametrů ani kvalit pro nožířskou tvorbu, existuje v naší republice několik profesionálních výrobců, případně prodejců pásových brusek pro zámečnické a kovoobráběcí účely obecně. Z těchto společností vyrábí fy. Haim (v době tvorby bakalářské práce přecházející s výrobou brusek pod firmu Cazer, s.r.o.), Brusky Štáhla, RED MACHINE, s.r.o., PVPTECH a částečně i CORMAK.CZ (partner CORMAK JERZY ZALEWSKI původem z Polska) kvalitní a výkonné stroje použitelné jak pro zámečnické, tak přímo nožířské potřeby. Tuto skupinu pochopitelně doplňují i drobní živnostníci vyrábějící kusovou, či pouze zakázkovou formou. Dalším aspektem, který nelze nezhlednit, je fakt, že český národ je národ kutilů a nezanedbatelné množství potenciálních zákazníků si raději svůj vysněný stroj vyrobí svépomocí.



Obr. 6: Pásová bruska vyrobená vlastními prostředky

Zdroj: R&H – knives 2015

Výrazným rysem domácí konstrukční školy, s přesahem do sousedních zemí – nejčastěji východoevropských, je zejména jednoduchost, účelnost, účelovost, důraz na preciznost zpracování a praktičnost. Převládá čtyřkladková koncepce, používaná ve Spojených státech amerických a západní Evropě. Rám brusek bývá obecně masivnější než v případě strojů z Asie, ale ne tolik jako u brusek z USA. Na konstrukci rámu bývají namísto plechů použity i ocelové profily. Důraz je kladen především na kvalitu stěžejních komponent pro výkon brusky, jako jsou elektromotor a frekvenční měnič, naopak estetická stránka ustupuje spíše do pozadí. Tyto tendence jsou z části dány omezenou velikostí trhu, poptávkou i kupní silou.

2 Požadavky konstrukce

Každý nový koncept obráběcího stroje by měl kromě zajištění funkčních požadavků obsahovat i jistou invenci svého autora a nebyť pouhou kompilací návrhů stávajících. Nikdy však na úkor technologičnosti konstrukce. Důsledně by přitom měla být využívána normalizace, typizace a unifikace. Z hlavních technicko-ekonomických hledisek, kladených na výrobní, či konkrétněji obráběcí, stroje např. Borským (1991, s. 14) a Kovářem (2019, s. 8), je pak třeba vybrat především taková, která odpovídají požadavkům na navrhovanou brusku a stanovit jejich klíčovost.

Jelikož se v případě brusky, s primárním zaměřením na oblast nožířství, jedná o obráběcí stroj speciální, tedy určený pro omezený typ výrobků, mohou být některé tyto požadavky méně, či výrazněji upozaděny. Kupříkladu účinnost a energetická náročnost stroje s největším plánovaným výkonem hlavního pohonu do 3 kW nebudou v práci analyzovány. Nebude též příliš posuzována estetika, či design, ani vliv na životní prostředí. Posouzení bezpečnostní problematiky a nákladů proběhne pouze v hlavních rysech a bodech. Naopak požadavky související s konstrukcí, univerzalitou, produktivitou práce, spolehlivostí, trvanlivostí a ergonomií si práce klade za cíl posoudit důkladněji.

2.1 Koncepční a konstrukční jednoduchost

V případě stroje primárně určeného pro drobného živnostníka-nožíře, nebude nejdůležitějším parametrem brusky tlak na maximální výkonnost, či produktivitu práce. Klíčová je především jednoduchost po stránce konstrukční, ergonomické a údržbové. Konstrukce brusky musí být po technické stránce co nejjednodušší na výrobu, využívat v nejvyšší možné míře normalizovaných, či alespoň na trhu dostupných dílů, ale zároveň mechanicky dostatečně tuhá, se schopností tlumit vibrace. Nelze opominout taktéž požadavek na univerzálnost. Stroj bude ze své podstaty nahrazovat několik jiných obráběcích strojů (brusku na dřevo, na kov, kotoučovou brusku, brusku na broušení nástrojů, částečně úhlovou brusku atd.).

Návrh stroje by měl též respektovat bezpečnostní předpisy, především ochranu obsluhy proti odletujícím třískám a pro případ přetržení brusného pásu (Kissiková 2021, s. 58, 70–71). Naopak možnost zabránění přístupu obsluhy k rotujícím částem a vzniku zdravotně závadného prostředí nelze vzhledem k povaze stroje a jeho primárnímu účelu zcela odstranit, resp. hlubší řešení těchto problémů není předmětem bakalářské práce. Totéž se týká ochrany před nadměrným hlukem.

Opatřením proti vzniku zdravotně závadného prostředí bude proto pouze použití osobních ochranných pracovních prostředků (OOPP) pro obsluhu brusky ve formě respirátoru s výdechovým ventilem třídy FFP3 dle ČSN EN 149, nebo odpovídající polomasky s příslušným filtrem proti prachu (Doušek 2020). Nouzové vypnutí stroje pak zajistí tlačné hříbovitě tlačítko s aretací, umístěné na čelní straně rámu brusky (Kissiková 2021, s. 59).

2.2 Výkonnost pohonu

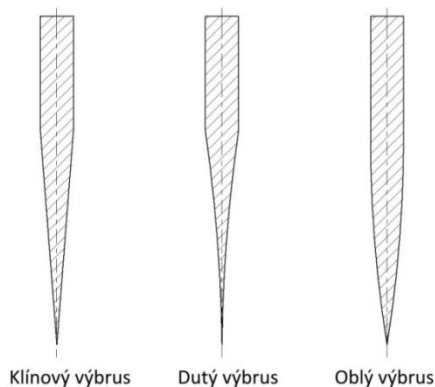
V druhé řadě významných parametrů stojí výkonnost. Bruska musí být schopná obrábět i nejvíce otěruvzdorné a obtížně brouditelné materiály za požadovaných řezných rychlostí. Tato rychlost nesmí ani při hrubším zacházení a úběru materiálu výrazněji klesat. Pohon by též měl dlouhodobě a bez poruch snášet prašnost prostředí a krátkodobé přetížení. Poslední požadavek kladený na pohon pak představuje možnost řízení otáček a tím i samotné řezné rychlosti.

2.3 Variabilita rychlosti brusného pásu

Požadavek úzce souvisí s možností řízení otáček pohonu. Nožíř sice při své práci opracovává především oceli, nejčastěji pak nástrojové, ale nevyhne se ani broušení různých druhů neželezných kovů, dřev, polymerních materiálů, zvířecích usní (dále jen kůže), paroží, rohoviny apod. Každý z těchto materiálů nejenže vyžaduje specifické brusivo, různé hrubosti, ale především určitou optimální řeznou rychlost broušení, resp. rozsah rychlostí, při kterých by se mělo pracovat. Má-li tedy bruska posloužit jako univerzální stroj k obrábění všech, případně alespoň podstatné části, zmíněných materiálů, je nutno ji vybavit vhodným regulátorem otáček.

2.4 Univerzálnost a ergonomie

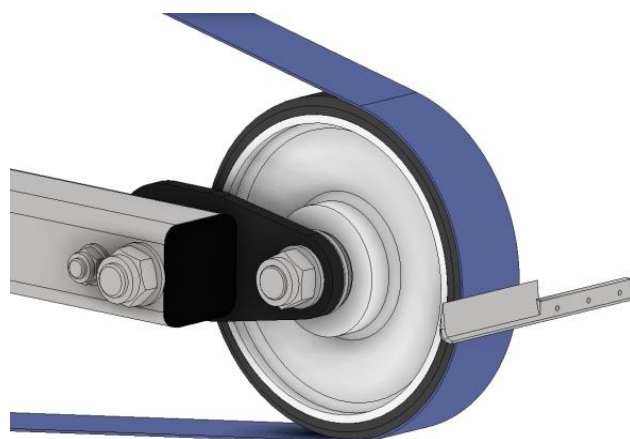
Všestrannost brusky však nespočívá pouze v regulaci řezné rychlosti pásu. Při výrobě nožů rozlišujeme tři základní druhy geometrií ostří čepel (obr. 7), v praxi označované též pod pojmem *výbrus*.



Obr. 7: Příčné řezy základních geometrií čepel

Zdroj: Vlastní zpracování dle (Boye 1977; SharpEdge 2025)

Výbrus klínový – čepel v příčném řezu klín skutečně evokuje, vzniká při broušení na přípravku pro rovinné broušení, který si lze zjednodušeně představit jako pás podepřený ze strany nosného podkladu o rovnou desku. Jedná se o nejpoužívanější geometrii pro výrobu nožů, především kuchyňských a zavíracích. *Dutý*, v praxi též *konkávní výbrus*, vzniká při broušení na volně se otáčející kladce (kontaktním kole), nejčastěji obvodově pogumované (obr. 8). Uplatnění nachází u nožů vyžadujících největší ostrost, ovšem za cenu velké subtilnosti ostří a náchylnosti k jeho vylamování nebo vyhnutí, jako je tomu u břitev, lékařských skalpelů a řidčeji u zavíracích nožů.

**Obr. 8: Schéma výroby konkávního výbrusu**

Zdroj: Autor

Poslední *oblý*, nebo také *konvexní výbrus*, poskytuje nejodolnější ostří z hlediska silového zatížení čepele. Používá se u seker, nebo třeba u řeznických sekáčků na maso (Pajl 2010). K jeho výrobě je vhodný volněji podepřený pás o opěrnou desku, tzn., že mezi nosnou stranou pásu a deskou je větší mezera (několik mm) než v případě výroby výbrusu klínového. Konvexní výbrus lze rovněž brousit takzvaně „z ruky“ na kontaktním kole, tedy bez podepření hřbetu, či ostří čepele o desku opěrného stolu. I přes tato opatření klade tvorba konvexního výbrusu na zručnost nožíře vyšší požadavky.

Nožíř pochopitelně upřednostní takový stroj, na kterém lze po seřízení, či drobné přestavbě, vytvářet všechny tři druhy výbrusů i s jejich v praxi uplatňovanými obměnami a variantami. Z tohoto důvodu by bruska měla disponovat možností výměny přípravku pro rovinné broušení za kontaktní kolo.

K větší univerzálnosti přispívá také volba takového rozměru brusného pásu, který je na trhu dostupný v dostatečném množství variant a hrubostí. Tento požadavek odráží různorodost potenciálně obráběných materiálů v kombinaci s tlakem na nízkou cenu provozu, protože zakázková výroba pásů neobvyklých rozměrů může být nákladnější, nemluvě o nedostupnosti některého druhu brusiva, jeho hrubosti, či typu nosného podkladu. Také je třeba mít na zřeteli, že volba příliš krátkého pásu může razantně omezit prostorové možnosti konstrukce. Dlouhý pás má obecně delší životnost, totéž platí i o šířce. Rovněž pravidelná výměna pásu při jeho opotřebení, z důvodu změny hrubosti, nebo broušeného materiálu, musí probíhat snadno a rychle, bez nutnosti většího zásahu do konstrukce stroje. Dlouhý a přiměřeně široký brusný pás proto vychází všeobecně výhodnější. I tato tendence má však své limity, dané především možnostmi trhu, méně pak mezním rozměrem konstrukce brusky.

Z hlediska ergonomie je požadováno umístění stroje na pracovní stůl běžných rozměrů. Nařízení vlády č. 361/2007 Sb. § 49 Rozměry pracovní roviny, pracovního místa a požadavky na ovladače, stanovuje: „Optimální výška pracovní roviny při práci muže a ženy vstojе se řídí jejich antropometrickými rozměry a zpravidla se stanoví mezi 800 až 1 000 mm“. Minimální rozměry pracovní plochy jsou následně uvažovány 800x500 mm. Velikost stroje musí být tedy volená s ohledem na umístění na dílenský stůl vysoký okolo 850 mm (vzhledem k povaze práce se předpokládá obsluha spíše mužem) a s půdorysem ne větším než 1 000x700 mm (délka x šířka). V případě použití dílenského stolu by předpokládaná maximální váha brusky 100 kg neměla představovat problém.

Poslední prvek brusky, dále rozšiřující její mnohostrannost, představuje mechanismus umožňující překlopení stroje do vodorovné polohy tj. o 90°. Toto překlopení umožňuje snazší a především přesnější broušení hranolů dřeva, či obdobného materiálu větších rozměrů, do roviny. V této poloze se rovněž lépe zbrušují nerovnosti čepele vzniklé při předchozí operaci, typicky otlaky čela kladiva, příp. kovadla bucharu v průběhu kování.

2.5 Dlouhá životnost a snadná údržba

Na rozdíl od části komerčních strojů, především pak těch z nejnižší cenové kategorie, nebude koncept brusky bakalářské práce vytvořen jako spotřební zboží, ale naopak s důrazem na dlouhou životnost. Morální zastarávání stroje nebude vzhledem k předpokládanému použití primárně u drobného podnikatele postupovat příliš rychle. Rovněž se jedná o obráběcí stroj speciální, určený pro výrobu jednoho typu výrobků, a dlouhodobě zažité, osvědčené konstrukce. A ani z hlediska současného trendu vývoje se nepředpokládá, jeho nahrazení přelomovým, výrazně odlišným konceptem v budoucnu. Živnostník spíše ocení stroj s mnohaletou životností rámu, jehož konstrukce je výrazně naddimenzovaná z hlediska pevnosti, a zároveň natolik jednoduše řešená, že si podstatnou část rutinních oprav z důvodu opotřebení jednotlivých součástí, provede svépomocí. Fyzická životnost stroje do jeho výměny, přestavby, anebo generální opravy se plánuje minimálně 10 až 15 let (Borský 1991, s. 22), při předpokladu osmihodinové pracovní směny, 52 týdnů v roce.

Za tímto účelem je vhodné použít maximální množství normalizovaných součástí a polotovarů, umožňujících snazší vyměnitelnost a urychlujících tak údržbu a opravy. Samotná konstrukce rámu přitom musí tyto opravy umožňovat a usnadňovat, např. snadným přístupem k těm součástkám, jejichž životnost se předpokládá nižší než rámu stroje. Důležitá je rovněž unifikace, tedy proces sjednocování a zjednodušování návrhu co do počtu typů součástek a používaných technologií. Typickým příkladem je použití pouze jedné, maximálně dvou tloušťek plechu pro výrobu rámu brusky, anebo identické omezení typů použitého spojovacího materiálu a ložisek. Zhotovované součásti stroje by rovněž měly být kompletně vyrobitelné i opravitelné pouze za pomoci strojů, kterými disponuje běžná malosériová obráběcí dílna: univerzálního soustruhu, univerzální konzolové frézky, pásové pily, stojanové vrtačky, CNC laseru, MIG/MAG svářečky, konvenčního, případně CNC ohraňovacího lisu a zakružovačky plechu.

2.6 Finanční dostupnost

Neopominutelná je též cenová otázka konstrukce brusky. Pořizovací a provozní náklady se obecně řídí kritériem technicko-ekonomické bilance, jejíž výsledek je různý pro konkrétní podmínky využití stroje (Borský 1991, s. 28). V tomto konkrétním případě, tedy speciálního obráběcího stroje, určeného primárně pro řemeslnou malovýrobu, jehož hlavním ukazatelem není maximální výkonnost, či produktivita, lze tento ukazatel nahradit zjednodušenou analýzou. Základní podstata konceptu spoleshá nikoli na maximální možné snížení pořizovací ceny, ale na zajištění vysokého stupně jakosti výrobku, za nějž bude zákazník ochoten zaplatit vyšší cenu. Ovšem pouze v případě, že mu zvýšení jakosti stroje poskytne celkově vyšší úroveň poskytované hodnoty a z dlouhodobého hlediska především snížení nákladů a časů na údržbu (Nenadál 2008, s. 81–82).

V prvé řadě má být kladen důraz na kvalitu funkčních součástí brusky. Jedná se hlavně o pohon, regulátor otáček, součásti dimenzované na základě výpočtů a součásti vedení brusného pásu. Menší důraz pak na díly podléhající zvýšenému riziku koroze v důsledku chemických reakcí s okolním prostředím, jako je opěrný stůl brusky, opěrná deska a posuvná vedení. Ostatní, převážně nepohyblivé a nosné díly, budou pak konstruovány s ohledem na co nejnižší výrobní, či pořizovací náklady a s požadavkem na dostatečnou hmotnost, zajišťující stroji celkovou tuhost.

3 Předběžný návrh

Finální koncept brusky lze začít modelovat až po vykonání nezbytné konstrukční práce, spočívající v definování stěžejních požadavků kladených na stroj a následném vyřešení pevnostních a kontrolních výpočtů. Přesto lze již v této fázi postupu konkrétně definovat, přiblížit, či alespoň omezit některé další kroky budoucí konstrukce.

3.1 Motor

V souladu se zavedenou konvencí a provedenou analýzou trhu se zdá optimální použít k pohonu brusky elektromotor. Vzhledem k určení stroje pro řemeslnou dílnu je použití elektrického pohonu též nejjednodušší varianta, neboť dostupnost tlakových médií pro pohony hydraulické, či pneumatické, jež by teoreticky připadaly v úvahu, může představovat problém. Na rozdíl od rozvodu jednofázového a třífázového napětí, jehož přítomnost se v dílně předpokládá. Elektromotory jsou obecně dostupné v mnoha výkonových, otáčkových a momentových variantách, jejich obsluha i údržba jsou v porovnání s hydraulickými pohony a částečně i s pneumatickými, jednodušší a dosahují vysoké energetické účinnosti (Borský 1991, s. 79; Kovář 2019, s. 18).

Obecně lze konstatovat, že nejmenší a nejlevnější prodávané modely pásových brusek využívají ke svému pohonu elektromotory stejnosměrné. Jejich nespornou výhodou je snadná možnost regulace otáček, kdy postačí změna napětí zdroje, což by teoreticky odstraňovalo potřebu samostatného regulátoru. Naopak zásadní nevýhodu představuje nutnost usměrňovače. Použití komutátorového motoru, ať už napájeného stejnosměrným, či střídavým proudem, by zase znamenalo nutnost zamezení vniknutí jemného prachu (dřevěného, hliníkového i titanového) k uhlíkům, z důvodu rizika možného zahoření. Konstrukce brusky by se tímto opatřením prodražila, nehledě k faktu, že komutátorové motory dosahují relativně nízké střední doby mezi poruchami právě v důsledku opotřebování uhlíků, které je nutno měnit. To je v přímém rozporu s požadavkem na dlouhou životnost a snadnou údržbu brusky.

Zmiňovanými nevýhodami netrpí elektromotory na střídavý proud. Jejich konstrukce postrádá komutátor, v důsledku čehož je méně složitá a tím i levnější. Nejčastěji používané typy jsou synchronní a asynchronní elektromotor. Použití synchronního motoru pak není optimální z hlediska jeho averze k častému spouštění a nízké úrovni přetížitelnosti (Kovář 2019, s. 21).

Z celkového výčtu použitelných elektromotorů zbývají střídavé motory asynchronní, hlavním zástupcem jsou pohony s kotvou nakrátko. Volbu jednofázového motoru částečně omezuje výkon (běžně asi do 3 kW), kvůli velkému záběrovému proudu při přímém spouštění. Pro potřeby pásové brusky se sice předběžně jedná o výkon dostatečný, ale přesto bude výhodnější použít motor třífázový, u kterého lze velkému záběrovému proudu při přímém spouštění zamezit za použití přepínače hvězda-trojúhelník, či jinou metodou. Třífázové asynchronní motory s kotvou nakrátko jsou taktéž vyráběny v mnoha výkonových a otáčkových variantách a konstrukčních provedeních, což pomůže usnadnit výslednou integraci pohonu do rámu brusky.

Pro pohon brusky je tedy v prvotním návrhu zvolen třífázový asynchronní motor s kotvou nakrátko o předběžném výkonu 1,5 až 3 kW. Další upřesnění typu se provede až na základě hlubších znalostí řezných podmínek.

3.2 Regulátor

Má-li bruska obrábět různé materiály, musí disponovat vhodnou regulací otáček pohonu, případně hřídele osazeného hnací kladkou, která následně určuje samotnou řeznou rychlost. V nabídce na trhu se sice vyskytují i brusky jednorychlostní, oblast jejich použití je však tímto faktem podstatně omezená. Lepšího pokrytí intervalu řezných rychlostí by bylo možno dosáhnout použitím elektromotoru s variantou přepínání mezi dvojpólovou a čtyřpólovou funkcí, tedy s dvojí rychlostí, případně přidáním alespoň dvoustupňové mechanické převodovky, nejlépe řemenové.

První možnost se přitom jeví jako reálná, problém představuje dostupnost dvourychlostních motorů požadovaného výkonu a jejich finanční náročnost, druhý možný krok by konstrukci brusky už neúměrně zkomplikoval a změna otáček pomocí mechanické převodovky by vždy zabrala značné množství času, což není pro praktické použití, kdy se několikrát do hodiny mění jak broušený materiál, brusný pás tak i řezná rychlost, výhodné.

Třetí a nejschůdnější možnost představuje řízení otáček elektromotoru za pomoci frekvenčního měniče. Varianta vyniká především konstrukční jednoduchostí a uživatelskou přívětivostí. Měniče umožňují řízení asynchronních otáček motoru na základě změny napájecí frekvence, přičemž rozsah změn může dosahovat, za předpokladu externího chlazení motoru, teoreticky od 0 Hz až po cca 100 Hz, kdy už ovšem hrozí nebezpečí mechanického poškození motoru. Typická oblast použití je v různých oblastech průmyslové automatizace, kde je vyžadován plynulý rozběh elektromotoru, regulace jeho otáček za účelem dosažení konkrétní rychlosti, popřípadě i plynulý doběh. Moderní frekvenční měniče umožňují dokonce přesné řízení na polohu, což však už není pro potřeby práce požadováno (Frolík 2007).

Regulace otáček elektromotoru brusky, a v důsledku toho i řezné rychlosti, se proto provede za pomoci frekvenčního měniče. Konkrétní model bude následně zvolen až na základě typu použitého elektromotoru. Měnič samotný sice nepředstavuje zanedbatelnou investici, ale na rozdíl od mechanické převodovky umožňuje volit otáčky za chodu stroje. Díky tomu je pro obsluhu mnohem přívětivější. Při umístění měniče přímo na rámu brusky by musel být chráněn před vniknutím prachu a vody (čepele nožů po zakalení je třeba často chladit). Dlouhodobou životnost měniče lze do jisté míry zajistit použitím zvýšeného krytí IP65 nebo lépe IP66. V praxi však toto opatření ne vždy dostačuje (Hriň 2025). Vnikající prach ulpívá na povrchu elektronických komponent měniče, jako jsou chladiče a ventilátory, díky čemuž dochází k jejich přehřívání a následnému selhání (Reponen 2019). Kovový prach následně způsobuje zkraty plošných spojů (Trunz 2019, s. 64–72). Z tohoto důvodu se jako výhodnější jeví ochrana vnější, tedy použití měniče s nižším stupněm krytí např. IP20, který bude rovněž cenově dostupnější, a jeho umístění mimo stroj, nejlépe do prosklené prachotěsné skříně, umístěné na zdi v dosahu obsluhy, méně příhodně vedle brusky anebo pod desku pracovního stolu, alternativně pak přímo do rozvaděče, vnitřního elektrického krytu, či sousední místnosti (Hriň 2025). Řízení by bylo v těchto případech z měniče vyvedeno kabelem skrze prachotěsné kabelové vývodky do potenciometru, umístěného na rámu stroje.

3.2.1 Předběžné stanovení rozsahu řezných rychlostí

S výběrem regulátoru úzce souvisí i předběžné stanovení řezných rychlostí pásu, jichž by měla bruska dosahovat. Nožíř při své práci brousí především nástrojovou ocel různých jakostí a chemického složení. To však zdaleka nevylučuje nutnost opracování i materiálů jiných, jejichž optimální řezné rychlosti se mnohdy výrazně liší. Nejvyšší rychlost se obecně používá pro broušení slitin hliníku a mědi. Udávané hodnoty se různí v závislosti na mnoha aspektech, ale maxima dosahují okolo rychlosti 40 m/s. Tato rychlost bude tedy pro koncept brusky předběžně stanovena jako nejvyšší. Hodnotu minimální rychlosti pak omezují termoplasty, a to na 5 m/s (Hermes Abrasives b.r.). Celý rozsah 5 až 40 m/s však u finálního konceptu pro různé kompromisy pravděpodobně dodržen nebude.

3.3 Brusný pás

Po výkonu pohonu a velikosti řezné rychlosti představuje výběr vhodného brusného pásu další faktor významně ovlivňující produktivitu práce výsledného stroje. Nejdůležitější parametr přitom reprezentuje rozměr pásu, rozuměje jeho šířka a délka. Tím spíše, že jednou stanovený rozměr nelze u vyrobeného stroje snadno změnit, na rozdíl od elektromotoru, či frekvenčního měniče, kde je omezená dodatečná přizpůsobitelnost co do typů možná. Především volbě optimálního rozměru brusného pásu by proto měla předcházet rozsáhlejší analýza.

3.3.1 Popis brusného pásu

Nekonečný brusný pás (obr. 9) je obráběcí nástroj, určený především pro strojní broušení. Používá se jak pro hrubý úběr materiálu, tak pro dokončovací operace. Spektrum opracovávaných materiálů je následně omezeno v zásadě pouze dostupností požadovaného brusiva vhodné hrubosti. Tvoří ho pevný, ale dostatečně ohebný nosný podklad, na kterém je nanесena vrstva abraziva ve formě zrn nepravidelného tvaru, ale stejnoměrné velikosti. Abrazivum se na pás zpravidla nanáší posypem. Jednotlivá zrna pak na podkladu drží za pomoci vhodného pojiva, schopného odolat mechanickému zatížení a teple vznikajícímu při broušení (Shatko et al. 2020).



Obr. 9: Příklad nekonečného brusného pásu: 3M Cubitron 784F 50x2 500 mm

Zdroj: Piskač 2024

Kromě pásů této, řekněme základní konstrukce, se lze na trhu setkat i s pásy neobvyklými, určenými pro speciální použití. Sem patří především brusné pásy 3M™ Trizact™, speciálně vytvořené pro dokončovací broušení a leštění všech druhů ocelí i neželezných kovů. Brusným materiálem v případě těchto pásů není zrna, ale pyramidální konglomerát – polykrystalická struktura, vzniklá slepením směsi pojiva a brusného materiálu. Dále brusné pásy z brusného rouna, sloužící po nanesení brusné pasty různé hrubosti pro leštění, či sjednocení povrchu, především u kovů. Pásy vyrobené z materiálu Scotch-Brite™, plní v zásadě obdobnou funkci, jako ty z brusného rouna s tím rozdílem, že jednotlivá brusná zrna jsou již z výroby začleněna do syntetických vláken tvořících nosnou strukturu pásu (3M 2020, s. 5).

3.3.2 Klasifikace podle zvolených kritérií

Brusné pásy lze dělit dle několika hlavních kritérií. Zmíněn již byl *rozměr pásu*, udávaný v ustálené formě *šířka x délka*. Angloamerická část světa, částečně spolu se zeměmi jihovýchodní Asie, přitom preferuje imperiální jednotky, konkrétně palce, zatímco v Evropském prostoru jsou používány milimetry. Hodnoty šířky prodáváných pásů začínají na 6 mm a končí až na stále relativně běžně dostupných 300 mm. Pro průmyslové požití lze ale vyrobit i pásy o šíři přes 3 000 mm. Rozpětí délky se pak pohybuje od cca 200 mm po 20 000 mm, kde ale délky nad 8 000 mm nejsou standardně dostupné. Pás větší délky dosahuje obecně i delší životnosti, je ovšem pochopitelně dražší (ABRASIV 2025; CGW Abrasives a PASCO 2015).

Dalšími měřítky pro výběr pásu jsou: **použitý brusný materiál, nosný podkladový materiál, provedení spoje, hrubost zrna a typ pojiva** (Očkajová et al. 2016, s. 5 242–5 243). Všechna tato kritéria však již přímo nesouvisí s konstrukcí brusky, ale především se samotným obráběcím procesem. Trh, a to i ten tuzemský, dobře pokrývá poptávku po různých typech pásů, vyžadujících rozličné kombinace stran zmíněných faktorů. Z těchto důvodů budou tato dodatečná kritéria výběru brusného pásu shrnuta pouze zevrubně a ještě jen ta nejpodstatnější.

Brusný materiál je volen především s ohledem na materiál obrobku a charakter obrábění (hrubý úběr, dokončování, leštění, či jiná povrchová úprava). Nejčastěji používané materiály popisuje následující tabulka.

Tab. 1: Vlastnosti nejčastěji používaných abrazivních materiálů pro brusné pásy

<i>Materiál</i>	<i>Stěžejní vlastnosti</i>	<i>Oblast použití</i>
Oxid Hlinitý	- všestranný - cenově výhodný - snadněji se opotřebovává	- všeobecné použití - zejména dřevo a měkké kovy
Zirkonoxid hlinitý (Zirconia Alumina)	- umožňuje velký úběr materiálu - samoostřící efekt - dlouhá životnost	- především ocel - také nerezavějící ocel a sklolaminát
Keramické zrna (Ceramic Alumina)	- velký úběr materiálu - samoostřící efekt - velmi dlouhá životnost	- všeobecné použití - zejména nerezavějící oceli, titanové slitiny a kalená ocel

Karbid křemíku	• vysoká tvrdost • vysoká ostrost jednotlivých zrn • vhodný pro dokončovací broušení • snadněji se opotřebovává	• plasty • neželezné kovy • sklo • kámen
-----------------------	--	---

Zdroj: vlastní zpracování dle (Piskač 2024; 3M 2020; CGW Abrasives a PASCO 2015)

Nosný podkladový materiál ovlivňuje především výslednou pevnost pásu v tahu, přilnavost k povrchu kladky, odolnost vůči chladicí kapalině a tendenci pásu k prodlužování během používání a opotřebování. Nejčastěji se využívají následující typy podkladů:

- papírový,
- tkaninový,
- polyesterový film,
- kombinace tkanina-polyesterový film,
- netkaná textilie.

Papírový podklad je z hlediska ceny nejdostupnější. Dosahuje však nejnižších pevnostních vlastností a špatně odolává vodě i jiným chladicím kapalinám. Díky své struktuře se s jeho použitím dá dosáhnout hladšího povrchu než s jinými podkladovými materiály při stejné hrubosti zrna. Běžně se odstupňovává podle gramáže od nejlehčího typu A (80 g/m²) po nejtěžší G (400 g/m²). S přibývajícím gramáží pochopitelně roste pevnost, ale zároveň klesá ohebnost výsledného pásu (CGW Abrasives a PASCO 2015; Aryan 2022).

Tkaninové podklady dosahují lepších mechanických vlastností než podklady papírové. Umožňují částečné chlazení vodou při obrábění. Jedná se o nejpoužívanější podkladové materiály pro brusné pásy. Dělení je obdobné, jako u podkladů papírových, s tím rozdílem, že tentokrát není posuzována gramáž, ale váha, či ohebnost. Ke značení se opět používají velká písmena (F, J, X a Y, někdy též i M, T a H). Materiálem vláken bývá nejčastěji bavlna, polyester, nylon, případně jejich směs (Aryan 2022).

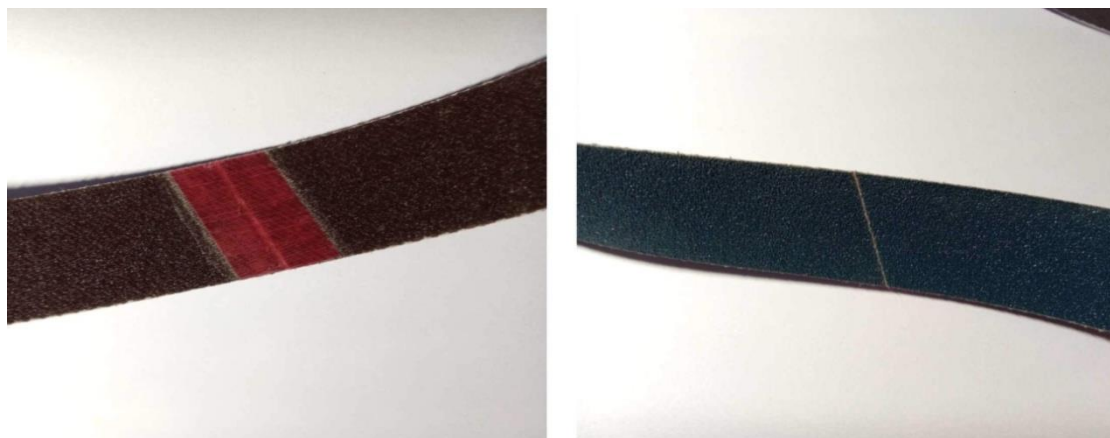
Voděodolné a odolné proti roztržení jsou především nosné podklady tvořené *polyesterovým filmem*. Film nebo folie dosahují též velmi rovnoměrného povrchu, díky čemuž se tyto pásy dají velmi dobře použít k přesnému dokončovacímu broušení. Kombinované spojení tkaniny a polyesterového filmu není používáno tak často, kombinuje však výhody obou podkladů. Nevýhodou může představovat vyšší cena, popřípadě snížená ohebnost pásu (Aryan 2022).

Netkanou textilií využívají pro svou nosnou konstrukci především speciální pásy z brusného rouna a pásy Scotch-Brite™. Jejich zevrubný popis je obsažen v kapitole 3.3.1.

Provedení spoje nekonečného pásu ovlivňuje především výslednou tahovou pevnost pásu a tím i jeho životnost. Pro praxi důležitá je rovněž úroveň hladkosti chodu, kdy lze při každé dokončené rotaci pásu ucítit drobný náraz spoje pásu o povrch obrobku. V nožířském slangu se říká, že pás tzv. „kope“. Intenzita těchto nárazů by pochopitelně měla být co nejmenší.

U naprosté většiny běžně prodávaných pásů pro použití v nožířských, či zámečnických bruskách se používá tzv. tupý spoj (v Angloamerické sféře známý jako Butt Splice, nebo Tape Joint). Spoj je charakteristický tím, že oba konce budoucího nekonečného pásu se odříznou šikmo, nejčastěji pod úhlem 67°, následně se přiloží tak, aby k sobě doléhaly bez mezery (obr. 10 vpravo), a nakonec se na podkladovou stranu pásu nalepí foliová spojovací páska (obr. 10 vlevo). Spoj dosahuje dobré pevnosti, poskytuje hladký povrch a minimalizuje rázy

(CGW Abrasives a PASCO 2015). Přeplátované spoje, kdy je z vrchní strany pásu odstraněn úzký pruh brusiva z důvodu nalepení i druhé pásky, ani jiné varianty se běžně neuplatňují, pouze leštící pásy z brusného rouna mohou být mimořádně spojeny „zámkem“ (jeden konec pásu tvaru „T“ se provlékne otvorem v druhém konci pásu).



Obr. 10: Detail spojení nekonečného brusného pásu tupým spojem

Zdroj: Autor

K určení **hrubosti zrna** se historicky používá prosévání skrze síto s definovaným počtem otvorů na lineární palec. Zařazení hrubostí brusiva do jednotlivých tříd se následně odvíjí podle počtu otvorů, kterými částice projdou. Vyšší číslo tedy značí jemnější brusivo. Podle používaného standardu FEPA P společnosti Federace evropských výrobců brusiv (FEPA) se brusiva následně dělí do skupin počínaje nejhrubším zrnem P12 až po nejjemnější P5 000. Brusné pásy se však běžně používají k výrobě nožů v omezenějším rozsahu hrubostí, viz následující tabulka (Pikul 2019; Grainger 2024; CGW Abrasives a PASCO 2015; Aryan 2022).

Tab. 2: Hrubosti brusiva používané v nožářství

Rozsah hrubostí brusiva dle FEPA P ¹	Hlavní oblast použití
36–60	Tvarování polotovaru čepele, hrubý výbrus
80–120	Výbrus čepele před kalením, broušení materiálů rukojeti
150–240	Výbrus čepele po kalení, finální úprava rukojeti
280–400	Finální úprava čepele před leštěním na leštičce
500–800	Předleštění čepele a rukojeti

Zdroj: vlastní zpracování dle (Grainger 2024; CGW Abrasives a PASCO 2015; Aryan 2022)

3.3.3 Návrh rozměru pásu

Konečnému rozhodnutí o použitém rozměru pásu brusky předcházela analýza trhu. Z ní jasně vyplynulo, že nejčastěji používaným rozměrem pro použití na výrobu nožířské brusky zamýšlené konstrukce je 50x2 000 mm, resp. jeho imperiální ekvivalent 2x72". Jedná se o pás dostatečně široký i pro broušení delších čepelí, např. nožů typu bowie, ale zároveň svou šířkou stále plně využitelný i při výrobě nožů zavíracích. Délka 2 000 mm pak zajišťuje pásu dlouhou životnost. O poznání méně častým byl rozměr 50x1 500 mm. Kratší pásy nebyly brány v potaz, neboť neodpovídají požadavkům z kapitol 1.1 a 2.4.

¹ Uvedené rozsahy jsou pouze orientačního charakteru. Konkrétní hodnoty se budou lišit v závislosti na broušeném materiálu, typu brusiva, přitlačné síle i osobní preferenci nožíře. U anizotropních materiálů může navíc hrát svou roli orientace vůči brusnému pásu apod.

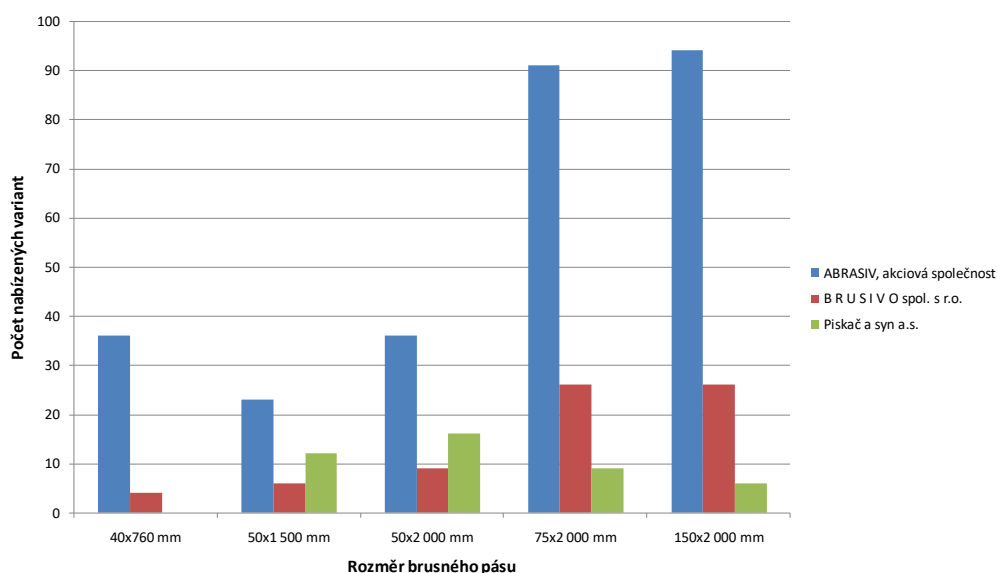
Se zřetelem na dostupnost tohoto předběžně navrženého rozměru brusného pásu v různých variantách, především s ohledem na druhy brusiva a širokou škálu hrubostí, byl proveden ještě jeden průzkum, tentokrát pouze tuzemského trhu. Byly v něm vybrány tři významné e-shopy zaměřující se na prodej nekonečných brusných pásů a představující, s jistým zjednodušením, jeho reprezentativní vzorek. Průzkum spočíval ve zjištění, zda je předběžně navržený brusný pás o rozměru 50x2 000 mm na českém trhu dostupný v dostatečném množství různých variant, či nikoli. Případně, zda neexistuje rozměr pásu, který by na trhu existoval ve větší dostupnosti, a zároveň splňoval požadavky pro koncept pásové brusky bakalářské práce. Výsledky zobrazuje následující tabulka a graf.

Tab. 3: Průzkum dostupnosti nejfrekventovanějších rozměrů brusných pásů

Rozměr brusného pásu	Počet nabízených variant brusného pásu v daném e-shopu		
	ABRASIV, akciová společnost	B R U S I V O spol. s r.o.	Piskač a syn a.s.
40x760 mm	36	4	0
50x1 500 mm	23	6	12
50x2 000 mm	36	9	16
75x2 000 mm	91	26	9
150x2 000 mm	94	26	6

Zdroj: vlastní zpracování dle dat dostupných k 5. 11. 2025 (ABRASIV 2025; BRUSIVO spol. s r.o. 2025; Piskač 2025)

Ze získaných dat tabulky i vizualizace níže je na první pohled zřejmý překvapivý fakt. Nejdostupnějšími rozměry brusných pásů na tuzemském trhu, alespoň ve zvolených významných e-shopech, jsou jiné, než předběžný návrh předpokládal. Pásové rozměry 75x2 000 a 150x2 000 mm se shodně vyskytují v celkem 126 variantách, z nichž však budou některé duplicitní (více obchodů nabízí stejný produkt).



Obr. 11: Graf nejdostupnějších brusných pásů

Zdroj: vlastní zpracování dle dat dostupných k 5. 11. 2025 (ABRASIV 2025; BRUSIVO spol. s r.o. 2025; Piskač 2025)

Ze získaných dat je však nutno pro potřeby práce vyřadit nejmenší rozměr 40x760 mm, který je sice na trhu stále ještě relativně dostupný v dostatečném množství variant, ale nesplňuje požadavky připomínané výše. Stejně tak největší rozměr 150x2 000 mm. Jeho dostupnost je sice značná, ale šíře pásu je již zbytečně velká a proto pro výrobu drobnějších čepelí zavíracích nožů nevhodná.

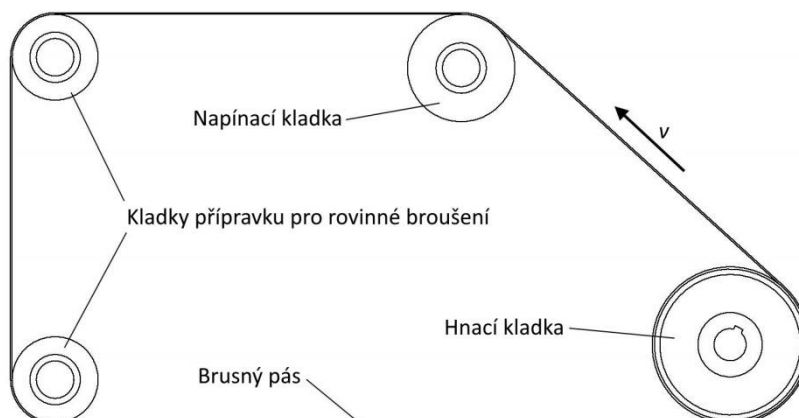
Přes zjevné výhody rozměru pásu 75x2 000 mm, pramenící z průzkumu, byl přesto pro potřeby práce zvolen předběžně navržený 50x2 000 mm. Předně dostupnost variant je i pro tento rozměr dostačující (celkem 61 ve všech třech obchodech – nepočítají-li se duplicity), v druhé řadě se jedná o variantu celoevropsky a z části též světově používanou a tím pochopitelně praxí osvědčenou. Z toho, mimo jiného, plyne přístup k množství dílů, které lze pro potřeby konceptu teoreticky nakoupit a vyhnout se tak jejich redundantnímu konstruování a výrobě. Závěrečným, subjektivním názorem autora, založeném však do značné míry na informacích z knihy *Step by Step Knifemaking* (Boye 1977, s. 28–30), je pak konstatování, že brusný pás 75x2 000 mm je pro efektivní výrobu, zvláště menších čepelí zavíracích nožů, stále příliš široký, nemluvě o tvarovém broušení rukojetí a drobnějších součástek jako například hřebetních pružin, či bolsterů.

3.4 Kladky

Brusný pás se bude pohybovat velkou rychlostí po obvodu několika kladek. Jejich konstrukci je proto třeba věnovat zvýšenou pozornost. Z nevhodně navržené kladky by se totiž mohl brusný pás sesmeknout a ohrozit tak zdraví obsluhy. Správné konstrukční provedení kladek spolu s volbou vhodného materiálu pro jejich výrobu též výrazně ovlivní životnost brusky. Důležitá je též úvaha nad použitím vhodného vedení pásu.

3.4.1 Vedení pásu

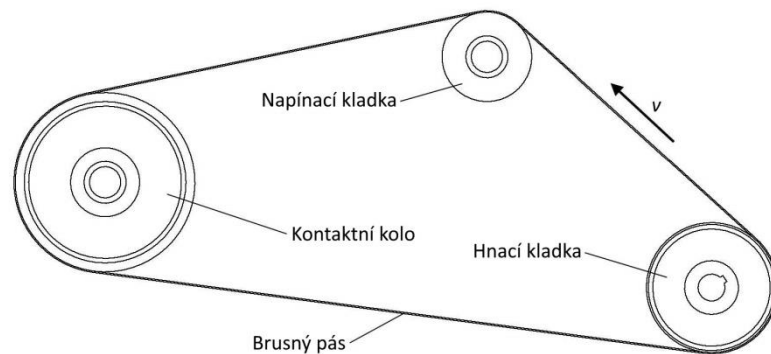
Pro koncept brusky představuje optimální volbu tzv. *čtyřkladková konstrukce* viz obrázek níže. Jedná se o osvědčené uspořádání, jež s drobnými obměnami využívá většina výrobců zámečnických a nožířských pásových brusek. *Tříkladková konstrukce s kontaktním kolem* pro konkávní výbrus (obr. 13) je následně pouhou obměnou výše zmíněného uspořádání, kdy poloha hnací i napínací kladky zůstává neměnná.



Obr. 12: Čtyřkladková konstrukce vedení pásu

Zdroj: Autor

Vedení pásu čtyřkladkové konstrukce zajišťuje čtveřice kladek obecně s různými průměry, z nich největšího dosahuje hnací. Napínací kladka mívá pracovní plochu vypouklou a bývá uložena kyvně vzhledem k ose, aby mohla s přispěním středícího mechanismu kompenzovat nesouososti ostatních kladek a udržovat brusný pás neustále vycentrovaný. Vypouklou pracovní plochou disponuje někdy též kladka hnací. Zvolený tvar čtyřkladkové konstrukce využívá uspořádání vždy dvou kladek tak, aby se mezi nimi brusný pás pohyboval vodorovně. Frekventovanějším však bývá umístění napínací kladky výše, než horní kladky přípravku pro rovinné broušení. V případě porušení brusného pásu pak tento nevyletí přímo do obličeje obsluhy. Navrhovaný koncept brusky však bude disponovat ochranným krytem, proto mohou být kladky navrženy i v tomto geometricky jednodušším uspořádání.



Obr. 13: Tříkladková konstrukce vedení pásu s kontaktním kolem

Zdroj: Autor

3.4.2 Materiál

Na trhu nabízené brusky využívají pro svou stavbu kladek ze tří základních materiálů v různých jakostech. U nejlevnějších strojů jsou použity *plastické hmoty*, jako je například Polyamid. Výhodou takových kladek je jejich cenová dostupnost, snadná výroba a nízká hmotnost. Nevýhody však převládají. Plastová kola nesnesou vyšší teploty než zhruba 70°C. Jejich pevnostní vlastnosti se nad touto mezí již podstatně zhoršují (Halaška 2020). Přitom dosažení zmíněné teploty není, díky zatíženým ložiskům uvnitř kladek, pracujícím v prašném prostředí při dlouhodobém provozu, zdaleka vyloučeno. Taktéž samotná instalace ložisek do otvorů kladek tak, aby bylo docíleno dostatečně pevného spojení a souososti, může představovat problém díky nízkým pevnostním vlastnostem plastických hmot. Poslední komplikací představuje nízká životnost, jež by se však dala řešit pravidelnou výměnou kladky, či rovnou celé sady.

Druhým materiálem, používaným pro konstrukci kladek brusek z vyšší cenové kategorie je *ocel*. Vzhledem k nevelkému namáhání není konkrétní jakost běžně udávána, lze však předpokládat, že se jedná o běžnou, cenově dostupnou ocel např. 1.0036 (11 373 dle ČSN). Použití ocelových kladek v zásadě řeší všechny problémy kladek plastových s výjimkou cenové dostupnosti a s ní úzce související snadností výroby. Další komplikace představují náchylnost ke korozi a značná váha, které může, především u neodlehčených kladek, způsobovat vznik velkých setrvačných, případně odstředivých sil.

Vhodný kompromis mezi použitím oceli a plastu představují kladky vyrobené z *hliníkové slitiny*. Hlavní výhodou je pak především jejich nízká hmotnost, jelikož se jedná o součást vykonávající rychlý rotační pohyb. Méně výraznou nevýhodou může být vyšší cena vstupního materiálu, ale vzhledem k faktu, že životnost výsledných kladek lze předpokládat jako mnohaletou, nejedná se o handicap zásadní. V ostatních ohledech (pevnost, obrobiteľnosť apod.) se jedná o materiál více, či méně průměrný. Kladky z hliníkové slitiny se na trhu běžně vyskytují, především pak u výrobků střední kategorie např. u modelu SMART GRINDER Model-M1 (obr. 4).

Realizovatelná je pochopitelně i varianta zkombinovat pro konstrukci různé kladky z různých materiálů. Lze také použít pro výrobu věnce kladky otěruvzdornou ocelovou obruč, pro náboj ocelovou vložku, kotouč takovéto kompozitní kladky vyrobit z důvodu úspory hmotnosti plastový a všechny tři části pak navzájem slisovat. Takováto úvaha by jistě byla účelná při předpokladu sériové výroby brusek. Pro potřeby práce však budou všechny kladky zhotoveny z jediného materiálu. Taktéž se bude jednat o součásti konstruované. Toto rozhodnutí jde sice na první pohled proti stanoveným požadavkům týkajících se zjednodušení konstrukce, neboť kladky požadovaného rozměru lze na trhu najít, nicméně jejich kompatibilitu s celkem konceptu by nešlo zaručit. Kladky a celé vedení pásu rovněž představují právě tu část konstrukce, kde lze uplatnit invenci autora, zmíněnou v kapitole 2.

Jako materiál všech kladek byla po zvážení všech kladů i záporů zvolena hliníková slitina. Vzhledem ke kusové povaze výroby se použije slitina tvářená, naopak v případě sériové výroby by stálo za zvážení využití odlitků. Pro výběr konkrétní jakosti slitiny pak byla vytvořena následující tabulka (tab. 4), založená na sledování jednotlivých zvolených parametrů. Jsou jimi orientační cena slitiny, její pevnost a obrobiteľnosť.

Základní omezující požadavek pak představovala dostupnost všech potenciálních slitin na trhu ve formě kruhové tyče o průměru alespoň 150 mm, z důvodu snadnější výroby kladek za pomoci soustružení. Tomuto kritériu vyhovují běžně dostupné slitiny EN AW-2030 (AlCu4PbMg), EN AW-5083 (AlMg4,5Mn0,7), EN AW-5754 (AlMg3), EN AW-6061 (AlMg1SiCu) a EN AW-6082 (AlSi1MgMn). Data k výzkumu pochází ze stránek firmy Feron a.s. (2025) k datu 5. 11. 2025.

Každá ze sledovaných veličin byla následně bodově ohodnocena čísly 1 až 3, kde vyšší číslo značí příznivější hodnotu parametru dané slitiny. Jednotlivé body všech parametrů se následně sečetly a slitina s nejvyšším celkovým skóre byla prohlášena za nejvhodnější pro danou aplikaci.

Tab. 4: Průzkum vhodnosti hliníkových slitin pro výrobu kladek

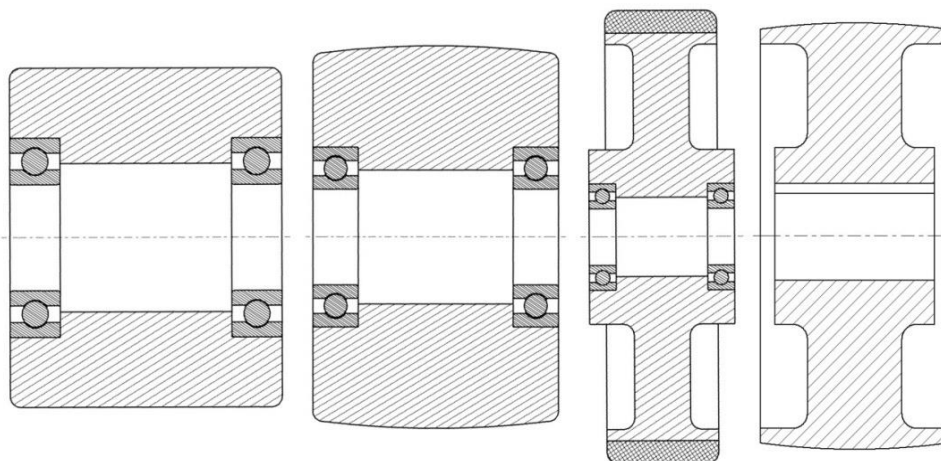
Slitina	Sledovaný parametr			Součet
	Cena	Pevnost	Obrobiteľnosť	
EN AW-2030	1	3	1	5
EN AW-5083	1	3	2	6
EN AW-5754	3	1	2	6
EN AW-6061	2	2	3	7
EN AW-6082	3	2	3	8

Zdroj: vlastní zpracování dle (Leinveber a Vávra 2011, s. 262–263; Davis 2001, s. 353–363)

Na základě výsledků průzkumu byla jako nejvhodnější zvolena slitina EN AW-6082. Jedná se o svařitelnou, cenově dostupnou, tepelně zpracovatelnou slitinu střední pevnosti s dobrou obrobitelností a odolností proti korozi. Použití nalézá především v konstrukci středně namáhaných strojních součástí pro automobilový a stavební průmysl (Leinveber a Vávra 2011, s. 262; Davis 2001, s. 353–363).

3.4.3 Konstrukce

Malé kladky, nebo též *kladky přípravku pro rovinné broušení* (obr. 14, první zleva) se vyrobí z tyče příslušného průměru soustružením. Jejich šířka bude dosahovat 65 mm. To proto, aby se pás široký pouze 50 mm o hrany kladky při nedokonalém vycentrování nepoškozoval. Hrany se z tohoto důvodu rovněž zaoblí vhodným rádiusem cca 2,5 mm. Každá kladka bude osazena dvěma ložisky, pravděpodobně valivými-kuličkovými, jež se budou vnějším kroužkem opírat o vybrání. Z důvodu malého axiálního zatížení postačí jejich montáž za využití vhodného uložení např. H7/k6. Na hřídeli pak budou kladky proti posuvu zajištěny za pomoci pojistných kroužků. (Leinveber a Vávra 2011, s. 124).



Obr. 14: Předběžný ilustrační návrh konstrukce kladek²

Zdroj: Autor

Napínací kladka se konstrukčně vyřeší obdobně, jako ty přípravku pro rovinné broušení. Jediný rozdíl bude spočívat v tzv. klenutí, kdy se pracovní plocha kladky provede jako vypouklá s velkým rádiusem (obr. 14, druhá zleva). Důvodem tohoto konstrukčního zásahu je lepší centrování brusného pásu. Velikost klenutí se určí podle odborné literatury. Vyjde se přitom z hodnot pro řemenice plochých řemenů, jelikož data pro kladky brusných pásů nejspíše nebudou k dispozici.

Kontaktní kolo bude již dosahovat velkého průměru. Z tohoto důvodu by mělo být vylehčeno obdobně jako na následujícím obrázku (obr. 14, třetí zleva). Pracovní plocha bude stejného tvaru jako u kladky přípravku pro rovinné broušení, ale na rozdíl od nich bude tvořena pryží z důvodu lepší přilnavosti pásu. Pryžová obruč tloušťky 10 mm se na věnec kladky navlékne lisováním, případně přímo navulkanizuje. Tvrdost pryže se u tohoto typu kladky běžně užívá 55–60 Shore.

² Kladky nejsou zobrazeny v jednotném měřítku

Hnací kladka (obr. 14, čtvrtá zleva) nebude osazena ložisky, ale nasazena na hnací hřídel. Přenosu krouticího momentu se docílí za využití spoje s těsným perem. Kombinovat bude již výše zmíněné konstrukční prvky a její rozměry se určí z příslušných výpočtů, podle dostupné odborné literatury. Axiální zabezpečení se provede za pomoci vhodného uložení, případně za dodatečného přispění stavěcích šroubů.

3.5 Rám a nosná konstrukce

Přestože se nejedná o části brusky podléhající pevnostním výpočtům, plní nosná konstrukce brusky i samotný rám důležitou funkci v zajištění její celkové tuhosti, v důsledku čehož se nejenom zlepšuje přesnost broušení, ale snižují se i vibrace celé soustavy stroj-nástroj-obrobek a tím pochopitelně stoupá životnost brusných pásů, ale i všech rotujících součástí. Optimalizaci tvaru rámu a nosné konstrukce je z těchto důvodů věnována vlastní kapitola.

3.5.1 Volba typu konstrukce

Cenově ekvivalentní brusky na trhu využívají v zásadě dvou variant konstrukce. První typ lze demonstrovat na levnějším stroji z obr. 4. Tělo brusky je zde tvořeno ohýbanými plechy o tloušťce do deseti milimetrů, pospojovanými za pomoci šroubů tak, aby se obešla nutnost využít svařování. Nosník přípravku pro rovinné broušení se u tohoto typu rámu kluzně posouvá po samotných dřících šroubů. Konstrukce vedení přípravku pak využívá čtvercovou tyč z hliníkové slitiny, alternativně lze vidět použití uzavřených silnostěnných profilů. Dosedací plocha základové desky brusky je omezená. Jeden z důvodů přitom představuje možnost přesahu brousícího přípravku přes hranu pracovního stolu. Elektromotor spojuje s rámem samostatný plech za pomoci šroubů.

Použitá konstrukce cílí záměrně na uplatnění pravidel výrobně-technických a především pak ekonomických. Jedná se o spotřební zboží. Hlavní výhody tak představuje především jednoduchost, a to i výrobní, nízká cena a snadná montáž, potažmo údržba. Slabá místa konceptu naopak představuje nízká statická, dynamická i kontaktní tuhost, snížená bezpečnost proti elastické i plastické deformaci součástí dosahujících výraznější volné délky a tendence k vibracím (Borský 1991, s. 31–33).

Druhý typ konstrukce využívá bruska z obr. 5. Typickým poznávacím znakem tohoto konceptu je využití ocelových plechů, mnohdy až redundantní tloušťky, ale též upozadování některých konstrukčních zásad, především pak popření obecného pravidla, kdy součást obráběcího stroje má mít takový tvar, aby její tuhost dosahovala při minimalizaci spotřeby materiálu co nejvyšších hodnot (Borský 1991, s. 42). Takový rám tvoří pak sice velice tuhá, ale funkčně a esteticky nepromyšlená kolekce navzájem různě pospojovaných výpalků.

Pro koncept brusky bakalářské práce je nutno zkombinovat všech výhod obou zmíněných konstrukcí. Využít především ocelových plechů, jejichž tvar i větší otvory se vypálí přímo na číslicově řízeném laseru, což výrazně ušetří výrobní náklady. Nefunkční plochy navíc ponechat bez dalšího obrobení. Využít při organizaci těchto výpalků zásad technologičnost konstrukce i jisté úrovně estetiky. Nosník obou brousících přípravků i opěrného stolku navrhnout ze silnostěnného normalizovaného ocelového profilu, jež má zhruba třikrát vyšší hodnotu modulu pružnosti v tahu než hliníková slitina, použitá v případě modelu brusky

SMART GRINDER Model-M1 (obr. 4), a zajistí jim tak větší tuhost i menší průhyb. Plochu základové desky zvolit dostatečnou z hlediska stability, ale též maximální možné hmotnosti 100 kg, stanovené v kapitole 2.4. Vhodně kombinovat svarová spojení se spoji šroubovými a v souladu s unifikací se dle možností a ISO 262 omezit pouze na tři jejich preferované rozměry např.: M6, M12 a M20 (Borský 1991). Frekventovaněji používané závity těchto šroubů, zvláště pak v samotném rámu, vyvložkovat z důvodu prodloužení životnosti. Tloušťky plechů postačí dvě, a to 10 mm na rám a konstrukci těla brusky a 3 mm na kryty a pomocné díly. Materiálem všech plechů bude cenově dostupná ocel se zaručenou svařitelností 1.0038 (ČSN 11 375). Jako povrchová úprava spojovacího materiálu se zvolí žárové zinkování, nefunkční plochy konstrukce se nabarví komaxitem v odstínu RAL 7021, kryty pak odstínem RAL 5015. Funkční plochy zůstanou bez úpravy.

3.5.2 Svařovaný rám

Nosnou konstrukci brusky budou tvořit dva větší celky. Převážně šroubované *tělo brusky* osazené motorem, vedením brusného pásu, jeho napínáním a středícím mechanismem bude k samotnému *svařovanému rámu* připevněno přes ústrojí, umožňující jeho překlopení do vodorovné polohy, tj. o 90° proti směru hodinových ručiček.



Obr. 15: Ilustrační řešení překlápěcího ústrojí

Zdroj: GPgraphicplans 2022

Samotný rám bude tvořit *základová deska* stojící na pracovním stole za pomoci ocelových nožek s možností dodatečného připevnění za pomoci šroubů. Toto opatření výrazně usnadní případnou manipulaci s bruskou. Většina komerčních konceptů (např. i na obr. 15) přitom upřednostňuje konstrukci desky ploché, opatřené pouze v rozích čtyřmi otvory pro montážní šrouby, která přemístění podstatně znesnadňuje. Případný přesun brusky po pracovním stole, či její zvednutí zjednoduší též odlehčovací otvory. K základní desce se následně přivaří dvě plechové stojny, vyztužené žebrem a opatřené částí otočného mechanismu. Prostor mezi stojnami též poslouží k montáži elektroinstalace.

3.5.3 Konstrukce těla brusky

Tělo brusky se vytvoří rozebíratelným spojením dvou tvarových plechů tloušťky 10 mm za pomoci trubkových rozpěr a šroubů. Volně se otáčející rozpěry na dřících šroubů rovněž poslouží jako valivá dráha pro pohyb nosníků přípravku pro rovinné broušení, kontaktního kola a opěrného stolku. K tělu brusky se za pomoci šroubů připojí též středící mechanismus, a dále podpěry motoru a ložiskové jednotky hřídele hnací kladky.

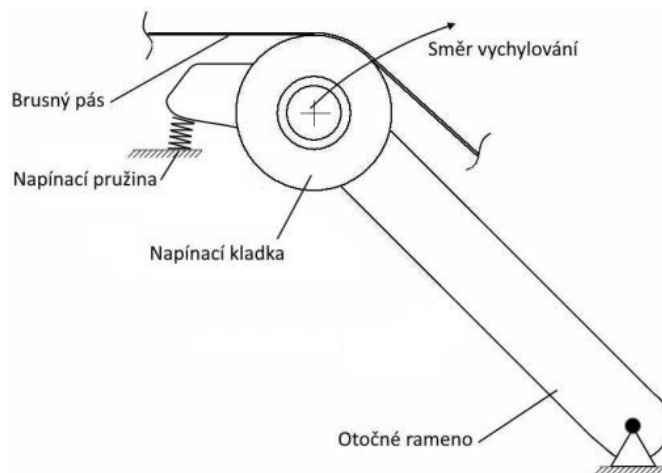
Použité *nosníky* se vyrobí z dutého svařovaného čtvercového profilu s podélným svárem 60x60x5 mm. Zvolený průřez zajistí dostatečnou pevnost a tuhost. Předpokládaná délka nemá překročit 500 mm. V zájmu prodloužení životnosti celého vedení a v důsledku korozivního prostředí od častého chlazení broušených čepelí ve vodě se jako konstrukční materiál zvolí nerezavějící ocel 1.4301 (17 240 dle ČSN).

Ochranné *kryty* zamezující, či omezující přístup obsluhy k rotujícím částem brusky a chránící ji před poraněním v důsledku přetržení brusného pásu, se k tělu brusky připevní za pomoci šroubů M6. Tvořeny budou vhodně naohýbanými, či zakrouženými plechy tloušťky 3 mm, které se následně nerozebíratelně spojí svařením. Použití tenčího plechu by mohlo u výsledného krytu vyvolávat nežádoucí vibrace.

3.5.4 Napínání pásu

Nerovnoměrnostem v chodu brusného pásu zabrání, a zajištění jeho nepřetržitého napnutí umožní, *napínací mechanismus*. Princip jeho funkce spočívá v silovém působení na otočně uložené rameno, nesoucí středící ústrojí, jež bude prostřednictvím napínací kladky tlačít na brusný pás. Samotnou sílu lze, dle použité konstrukce, vyvozovat především vinutou tažnou pružinou, tlačnou pružinou, ale i plynovou vzpěrou, jejíž použití je sice finančně náročnější, ale která zároveň umožňuje plynulejší chod brusky.

Koncept brusky využije variantu s tlačným silovým prvkem, která zabírá z prostorového hlediska méně místa. Konečné rozhodnutí o volbě mezi vinutou válcovou pružinou a plynovou vzpěrou pak proběhne ve výpočetní části.



Obr. 16: Schéma použitého napínacího mechanismu

Zdroj: Autor

3.5.5 Středící mechanismus

V případě významné úhlové nesouososti kladek, či nedokonale vyrobeném brusném pásu dochází k jeho sesmýkávání z pracovní plochy kladek. Částečným řešením tohoto problému je již zmíněné použití kladek klenutých. Středící mechanismus však umožňuje brusný pás nejen centrovat, ale rovněž ho v případě nutnosti vychýlit k jedné straně kladky. Část pásu se přitom stále opírá o opěrnou desku, zatímco zbylá část, posunutá mimo její pracovní plochu, je volná. Zmíněné postavení umožňuje lépe postupovat v případě broušení vnitřních rádiusů malých poloměrů, jaké se uplatňují u výběhu ostří, či v přechodu záštity v rukojeť.

Konstrukce mechanismu spočívá v kyvném uložení nosné konstrukce hřídele napínací kladky vůči rámu. Otáčením křídlatého šroubu, či jiného, vhodně uzpůsobeného pro povolování a utahování rukou, jehož konec dříku se opírá o tuto konstrukci uložení kladky, lze úhel výkyvu plynule měnit. Maximální úhel samotného výkyvu vůči souosé poloze obvykle postačuje $\pm 10^\circ$.

3.5.6 Přípravek pro rovinné broušení

Nosná část přípravku bude stejně jako rám a tělo brusky tvořena ocelovým výpalkem tloušťky 10 mm s otvory příslušného rozměru pro montáž dalších dílů, jako jsou osy kladek a bezpečnostní kryt. S nosníkem vedení se spojí za pomoci dvou šroubů. Jeden z nich přitom poslouží jako osa, kolem které lze celý přípravek naklápět z důvodu vymezení požadovaného úhlu mezi opěrnou deskou a stolkem. Naklápěcí přípravek tak rovněž umožní broušení úkosů pod úhlem v rozmezí $\pm 45^\circ$ využitelných při tvarování rukojetí a bolsterů.

Opěrná deska představuje nejnamáhavější část přípravku pro rovinné broušení, jelikož je při výrobním procesu namáhána v důsledku tření jak otěrem, tak tepelně. A to i v případě, že se po její ploše smýká pouze nosná vrstva brusného pásu. Na následujícím obrázku je vidět funkční plochu opěrné desky hobby pásové brusky Kraft & Dele KD1731, vyrobené z 3 mm silného, ohýbaného plechu, pravděpodobně z konstrukční, tepelně nezpracované oceli, po zhruba padesáti hodinách používání. Poškození prostupuje do hloubky cca 0,25 mm. Při výraznějším poškození již opěrná deska nadále neplní svůj účel a nelze s jejím přispěním vytvořit kvalitní plochý výbrus nože. V případě dostatečně silné desky však lze požadovanou kvalitu funkční plochy několikrát obnovit odbroušením adekvátní tloušťky materiálu na rovinné brusce. Životnost desky lze rovněž prodloužit zvolením vhodného konstrukčního materiálu a jeho příslušným tepelným zpracováním.



Obr. 17: Opatřebení opěrné desky hobby pásové brusky

Zdroj: Autor

Z běžně dostupných otěruvzdorných ocelí připadají v úvahu např. nástrojová ocel 1.2379 (ČSN 19 573) nebo otěruvzdorný plech Hardox® 600. Po porovnávací analýze byla pro konstrukci opěrné desky zvolena jako vhodnější nástrojová ocel 1.2379 (Hawryluk et al. 2022). Předběžný rozměr 300x50 mm spolu s tloušťkou 10 mm pak zaručí dlouhodobou životnost dílu. Náběžná i úběžná hrana funkční plochy desky se zaoblí rádiusem R5. Deska se po vyřezání na laseru a ofrézování zakalí v souladu s materiálovým listem a popustí na výslednou tvrdost 60 ± 1 HRC (Černoch 1977, Leinveber a Vávra 2011). Po tepelném zpracování se pracovní plocha ještě přebrousí na drsnost Ra 0,4 z důvodu minimalizace tření o nosnou vrstvu brusného pásu.

Materiálem *opěrného stolku* s rozměry 350x150 mm a tloušťkou 10 mm bude nerezavějící ocel 1.4301. Důvodem je opět požadavek na zvýšenou korozní odolnost, obdobně jako v případě vedení. Pracovní plocha stolku se nakonec jemně ofrézuje na výslednou drsnost Ra 1,6.

3.5.7 Kladka pro broušení konkávního výbrusu

Jelikož nemůže být broušeno na obou přípravných zároveň, využívá kontaktní kolo ke svému uchycení tentýž nosník, jako přípravek pro rovinné broušení. Pro dosažení potřebného napnutí pásu je samotná nosná hřídel kola k nosníku upevněna za pomoci prodlužovacího nástavce ze silného plechu. Použití kombinace kontaktního kola s v ose umístěným opěrným stolkem se nepředpokládá, dutý, či oblý výbrus i tvarové broušení se obvykle provádí bez jeho využití.

4 Konstrukční řešení

Základními a nejdůležitějšími parametry každého obráběcího stroje jsou jeho řezné rychlosti a výkon pohonu. Celá konstrukce brusky proto musí podléhat především požadavkům na tyto dva předem zvolené parametry. Rám brusky se jim později přizpůsobí co do rozměrů a tvaru, na úkor funkčnosti. Parametry a podmínky, stanovené v předchozích kapitolách, zde budou proto dále rozšiřovány, upřesňovány a doplňovány o konkrétní hodnoty.

4.1 Návrh rozsahu řezných rychlostí

Vydeme-li z tohoto předpokladu, je zřejmé, že jako první musí být konstrukčně navrženo vedení pásu spolu s rozměry jednotlivých kladek, hřídelí a ložisek. Výchozí jsou proto především oba mezní stavy, ve kterých bude stroj pracovat. Při nejnižší předpokládané řezné rychlosti pásu cca 5 m/s, může být vystaven riziku přehřívání elektromotor v důsledku nízkých otáček vestavěného ventilátoru. Naopak při nejvyšší rychlosti 40 m/s a příliš malém průměru hnaných kladek představují nejslabší článek vedení pásu ložiska, u nichž může teoreticky dojít k překročení maximálních otáček.

Nejdůležitější komponentou brusky, od níž se především odvíjí její parametry, a s jejímž výběrem by se mělo před finální konstrukcí začít, je elektromotor. Optimální výkon pohonu brusek obdobné konstrukce se dle analýzy trhu pohybuje od 1,5 do 2,2 kW. Bruska má sloužit jako profesionální, na denní bázi používaný stroj, schopný odolat i hrubému zacházení. Proto byl po konzultaci s uživateli i v reakci na vlastní zkušenosti autora práce nakonec zvolen výkonnější model 2,2 kW. V úvahu připadají motory s asynchronními otáčkami 1 425 a 2 855 min^{-1} , lišící se konstrukčně počtem pólů. Pro motor s nižšími otáčkami by již vycházel průměr hnací kladky, pro dosažení nejvyšší řezné rychlosti, neúměrně velký. Rozsah možných změn otáček za pomoci frekvenčního měniče pak může u obou typů motorů dosahovat od cca 30 Hz do asi 80 Hz. Krátkodobě by sice mělo být možné provozovat běžný třífázový elektromotor bez externího chladiče i při frekvenci okolo 25 Hz, výrobce Siemens ve svém katalogu uvádí dokonce hodnotu pouhých 5 Hz (Siemens 2016, s. 1/27 a 2/6), ale po úvaze a konzultaci s odborníky z oblasti elektroniky, byla nejnižší mezní frekvence stanovena na zmíněných 30 Hz. Vyšší napájecí frekvence než 100 Hz by zase mohla způsobit mechanické poškození ložisek i všech ostatních rotujících dílů motoru v důsledku překročení hodnoty mezních otáček. (Siemens 2016, s. 1/53, 2/6). Horní mez kmitočtu byla z tohoto důvodu stanovena 75 Hz.

Z uvedeného rozsahu předpokládaných řezných rychlostí a dosažitelných otáček elektromotoru s frekvenčním měničem je zřejmé, že výsledný koncept bude nutně určitým kompromisem, neboť celý rozsah rychlostí nelze zvolenou konstrukcí pokrýt. Vzhledem k primárnímu určení brusky, tj. výroba nožů, je však pravděpodobné, že větší část provozní doby bude broušena ocel, především pak nástrojová. Řezná rychlost takových materiálů se pohybuje v rozmezí 25 až 40 m/s dle konkrétního typu oceli (Hermes Abrasives b.r.). Do tohoto rozsahu spadají z části i měděné a hliníkové slitiny, používané pro výrobu záští a koncovek rukojetí. Čas strávený výrobou rukojetí však bývá neúměrně kratší, než čepele, navíc tyto součásti bývají obvykle dokončovány ručně. Nemá proto valný smysl volit maximální rychlost pásu brusky vyšší než

35 m/s. Totéž platí i pro dřevo, jenom s tím rozdílem, že jeho požadovaná řezná rychlost je menší. Ještě menší rychlosti vyžadují slitiny titanu. Využitelnost těchto materiálů je, zvláště u cenově náročnějších závěracích nožů, poměrně značná. Stejně jako v případě různých typů laminovaných epoxidových pryskyřic a například i paroží. Bruska by proto měla být schopna požadavky na broušení těchto materiálů pokrýt. Termoplasty, požadující nejvyšší řeznou rychlost, budou broušeny výjimečně a krátkodobě. Z těchto důvodů by se optimální rozsah řezných rychlostí měl pohybovat mezi 12 a 35 m/s, s dodatkem, že v případě kompromisu bude dána přednost zachovat z větší části oblast řezných rychlostí pro obrábění ocelí.

Tab. 5: Doporučené řezné rychlosti pro brusné pásy

Broušený materiál	Doporučené řezná rychlost³ [m/s]
Ocel nástrojová a nerezavějící	20–35
Ocel konstrukční	25–40
Mosaz	15–35
Bronz	25–45
Titan a titanové slitiny	10–25
Hliník a hliníkové slitiny	10–35
Tvrdé dřevo	8–15
Měkké dřevo	10–25
Kůže	5–15
Paroží	5–15
Korek	7–17
Epoxidové pryskyřice vystužené skelným vláknem	8–17
Uhlíkový laminát	20–30
Rohovina	7–14
Kost	6–18
Termoplasty	10–15

Zdroj: vlastní zpracování dle (Piskač 2020; Piskač b.r.; Abrasive Finishing Systems 2015; Varasquim et al. 2012; Hermes Abrasives b.r.)

4.2 Výběr typu motoru

Po stanovení bližšího rozsahu řezných rychlostí, kterých by měla bruska dosahovat, přichází na řadu výběr typu motoru, na základě jeho asynchronních otáček. Ve zvolené výkonové řadě 2,2 kW se jedná o motory s otáčkami 1 425 a 2 855 min⁻¹. Možné problémy s nedostatečným chlazením motoru řeší stanovení minimální frekvence, a tím i minimální řezné rychlosti nad nebezpečný limit. Z hlediska namáhání konstrukce a jejího následného dimenzování jsou však podstatné otáčky a řezná rychlost maximální.

Při použití dvoupólového asynchronního motoru se jmenovitými otáčkami 2 855 min⁻¹, by při maximální frekvenci 75 Hz dosahovala hnací kladka, umístěná na společné hřídeli, otáček 4 282,5 min⁻¹. Při použití motoru se jmenovitými otáčkami 1 425 min⁻¹ pak polovičních. Skluz elektromotoru při zátěži je zanedbán.

³ Uvedené rozsahy jsou orientačního charakteru. Konkrétní řezná rychlost pro jednotlivé kovové materiály se bude lišit v závislosti na chemickém složení slitiny, jejím tepelném zpracování, hrubosti pásu, typu brusiva, nosném podkladu i formě broušení (hrubování nebo dokončování), u nekovových materiálů, především vysoce anizotropních, bude navíc hrát roli orientace vůči brusnému pásu atd.

$$n_{fmax} = \frac{f_{max}}{f} \cdot n = \frac{75}{50} \cdot 2\,855 = 4\,282,5 \text{ min}^{-1} \quad (1)$$

kde: n_{fmax} - otáčky elektromotoru při maximální frekvenci [min^{-1}]
 f_{max} - maximální frekvence elektromotoru [Hz]
 f - nominální frekvenci elektromotoru [Hz]
 n - jmenovité otáčky elektromotoru [min^{-1}]

Analogicky lze určit otáčky elektromotoru při minimální frekvenci n_{fmin}

$$n_{fmin} = \frac{f_{min}}{f} \cdot n = \frac{30}{50} \cdot 2\,855 = 1\,713 \text{ min}^{-1} \quad (2)$$

kde: f_{min} - minimální frekvence elektromotoru [Hz]

Výpočtový průměr hnací kladky je následně dán obecným vzorcem

$$D = \frac{v \cdot 60 \cdot 1\,000}{\pi \cdot n} \quad (3)$$

kde: D - je výpočtový průměr hnací kladky [mm]
 v - řezná rychlost [m/s]

A vzorec pro určení řezné rychlosti získaný úpravou předchozího

$$v = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60 \cdot 1\,000} \quad (4)$$

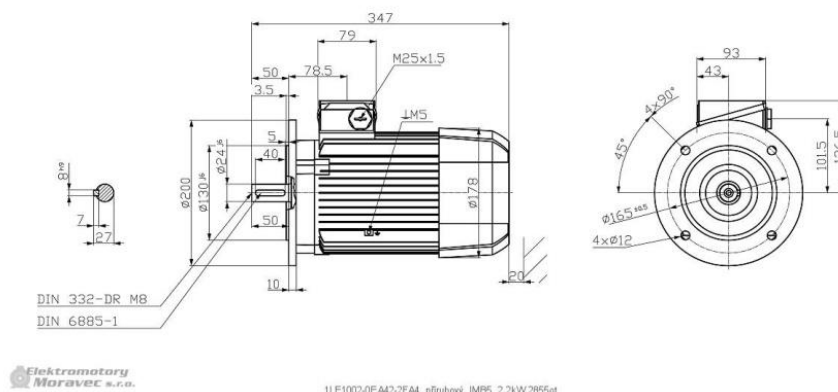
Pro maximální řeznou rychlost z prvotního návrhu 40 m/s, vychází pro motor s otáčkami $1\,425 \text{ min}^{-1}$ výpočtový průměr hnací kladky 357,4 mm. Pro stejný průměr a otáčky při minimální frekvenci, vyjde řezná rychlost 16 m/s, což je více, než kolik je požadovaná hodnota. Průměr kladky také dosahuje vzhledem k délce pásu neúměrné velikosti. Z toho plyne značné konstrukční omezení návrhu stroje.

Vedení brusného pásu i přenos výkonu elektromotoru na pás by bylo lepší, než v případě kladky menšího průměru, resp. motoru dvoupólového, pro nějž vychází průměr hnací kladky poloviční, ale výroba samotné kladky podstatně komplikovanější, nehledě na možné dynamické účinky v důsledku jejího nedostatečného vyvážení. Z těchto důvodů bude lepší zvolit motor dvoupólový se jmenovitými otáčkami $2\,855 \text{ min}^{-1}$ a maximální řeznou rychlost omezit na 35 m/s. Výpočtový průměr hnací kladky vychází pro tuto variantu 156,1 mm.

4.2.1 Motor

Na motor samotný nebudou kladeny žádné zvláštní požadavky. Postačí model se standardní účinností IE1, s vlastním chlazením a hliníkovou kostrou, ve verzi přírubový, bezpatkový s umístěním svorkovnice nahoře. Elektromotor musí snést trvalé zatížení S1 podle ČSN EN 60034–1. Dodatečnou tepelnou ochranu motoru zajistí PTC termistory.

Zvolen *nízkonapěťový trojfázový asynchronní motor s kotvou nakrátko* od firmy Siemens typ *Simotics 1LE1002-OEA40-2FB4* (obr. 18). Základní parametry motoru lze nalézt v následující tabulce.



Obr. 18: Schéma zvoleného elektromotoru 1LE1002-0EA40-2FB4

Zdroj: Elektromotory Moravec 2011

Tab. 6: Základní parametry zvoleného motoru

Parametr	Hodnota
Jmenovitý výkon	2,2 kW
Počet pólů	2
Jmenovité napětí	400 V
Kmitočet	50 Hz
Jmenovité otáčky	2 855 min ⁻¹
Synchronní otáčky	3 000 min ⁻¹
Stupeň krytí motoru	IP55
Průměr výstupní hřídele	24 mm
Rozměr pera hřídele	Pero těsné DIN 6885 A 8x7x36 mm
Ložisko strana D	6205 2ZC3
Ložisko strana ND	6004 2ZC3
Velikost (osová výška)	90 mm (90 L)
Váha	14 kg

Zdroj: vlastní zpracování dle (Siemens 2016)

4.3 Frekvenční měnič

Výrobce motoru Siemens doporučuje pro provoz měniče kmitočtu SINAMICS G a SINAMICS S (Siemens 2016, s. 1/27). Jedná se o měniče od stejného výrobce. Ovšem vzhledem k faktu, že prvořadými požadavky jsou pouze základní funkce, jako řízení rychlosti elektromotoru a prachotěsnost – v případě použití měniče v blízkosti brusky, postačí některý z modelů základní řady SINAMICS V. Frekvenční měniče této řady vynikají jednoduchostí, spolehlivostí a především nízkou cenou.

Vhodnými dodatečnými vlastnostmi měniče pro použití při řízení otáček pohonu pásové brusky je také krátkodobá přetížitelnost do 150% a splnění příslušné elektromagnetické kompatibility (EMC) dle EN61800-3 kategorie C3 pro průmysl. Vzhledem k dostupnosti sítě 3x400 V a použití třífázového elektromotoru je vhodnější použít frekvenční měnič také třífázový z důvodu rovnoměrnějšího zatížení jednotlivých fází a celkově lepší stability chodu motoru. Umístění měniče se zvolí mimo stroj do sousední místnosti, případně prachotěsné skříň. Díky tomu postačí základní stupeň krytí IP 20, čímž se pochopitelně sníží pořizovací cena měniče.

Na základě těchto specifikací byl zvolen frekvenční měnič *SINAMICS V20* typ a model *6SL3210 5BE22 2CV0* od výrobce Siemens.



Obr. 19: Ilustrační vyobrazení frekvenčního měniče *6SL3210 5BE22 2CV0*

Zdroj: MTECH 2019

Tab. 7: Základní parametry zvoleného frekvenčního měniče

Parametr	Hodnota
Produktová řada	SINAMICS V20 basic converters
Jmenovitý výkon	2,2 kW
Napájecí napětí	380–480 V AC, 3 fáze
Napájecí frekvence	47–63 Hz
Jmenovitý proud	4,8 A – nízké přetížení 5,6 A – vysoké přetížení
Přetížitelnost	150 % po dobu 60 sekund
Integrovaný filtr	Třída C3
I/O rozhraní	4 digitální vstupy (DI) 2 digitální výstupy (DO) 2 analogové vstupy (AI) 1 analogový výstup (AO)
Ovládací panel	Vestavěný základní ovládací panel (BOP)
Stupeň krytí	IP20
Rozměry	Šířka: 90 mm Výška: 166 mm Délka: 146 mm
Hmotnost	1,050 kg

Zdroj: vlastní zpracování dle (Siemens 2017)

4.4 Určení průměru hnací kladky

Výpočtový průměr hnací kladky 156,1 mm vychází stále příliš velký. Dolní mez řezné rychlosti je nad předpokládanou minimální hodnotou. Z tohoto důvodu navrhuji průměr zmenšit a zaokrouhlit na tzv. „rozumnou“ hodnotu. Jako optimální se jeví průměr 145 mm.

$$v_{min} = \frac{\pi \cdot d_{kl} \cdot n_{fmin}}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 145 \cdot 1713}{60 \cdot 1000} = 13 \text{ m/s} \quad (5)$$

$$v_{max} = \frac{\pi \cdot d_{kl} \cdot n_{fmax}}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 145 \cdot 4282,5}{60 \cdot 1000} = 32,5 \text{ m/s} \quad (6)$$

kde: v_{min} - minimální řezná rychlost [m/s]
 v_{max} - maximální řezná rychlost [m/s]
 d_{kl} - průměr hnací kladky [mm]; zvolený na základě výpočtového průměru

Při tomto zvoleném průměru hnací kladky vyjde minimální řezná rychlost 13 m/s a maximální 32,5 m/s. Předem stanovený rozsah je tedy v zásadě splněn s tím, že lépe bude pokryta skupina nejčastěji broušených materiálů, tj. ocelí a neželezných kovů vyžadujících vyšší řeznou rychlost. Titan, hliník, měď a jejich slitiny se do rozsahu z větší části vejdou, totéž platí pro dřevo, skelným a uhlíkovým laminátem vyztužené epoxidové pryskyřice, částečně pro kůži, korek, paroží, rohovinu, kost i termoplasty. Z výše uvedeného výčtu vyplývá, že většinu nožířů běžně používaných materiálů lze na brusce obrábět bez, anebo jen s menším omezením. Koncept regulace řezné rychlosti brusky pouze frekvenčním měničem je tedy z funkčního hlediska dostačující.

4.5 Návrh hnaných kladek

Funkční rozměry hnaných kladek, včetně napínací podléhají v zásadě jedinému limitnímu požadavku. Jedná se o nepřekročení maximálních dovolených otáček použitých valivých, s největší pravděpodobností jednořadých kuličkových, ložisek, při provozu brusky na nejvyšší řezné rychlosti pásu. Silové zatížení těchto ložisek se přitom předpokládá řádově menší, než dovolené. I přesto budou nejnamáhavější ložiska, a to jak silově, tak nejvyššími otáčkami, kontrolována z hlediska trvanlivosti podle příslušných norem a početních postupů výrobce. Teoreticky lze při definování minimálního průměru kladek sice uvažovat i o minimálním poloměru ohybu pásu, v praxi však obvykle nebývá výrobcem uváděn. Lze však předpokládat, že jeho hodnoty jsou podstatně menší, jelikož na trhu jsou k dostání i kladky od průměru 12 mm, určené k broušení a odjehlování vnitřních rádiusů (Horák 2020).

4.5.1 Návrh nejmenšího průměru kladek

Kladky přípravku pro rovinné broušení budou mít vnější průměr 80 mm. Jedná se o hodnotu empirickou, vycházející z analýzy brusek na trhu, kde se rozměry běžně pohybují v rozsahu 60 až 90 mm (Horák 2020). Větší rozměr kladek zajistí jejich menší otáčky, a v důsledku toho i delší životnost ložisek. Kladky s větším průměrem rovněž umožňují instalaci většího počtu typů ložisek, včetně větších, a tudíž i únosnějších, což může z hlediska budoucí konstrukce představovat výhodu.

Pro zvolený průměr kladek přípravku pro rovinné broušení se provede kontrola na maximální otáčky, jelikož se jedná o kladky nejmenšího průměru.

$$n_{max} = \frac{v_{max} \cdot 60}{\pi \cdot d_{min}} \cdot 1\,000 = \frac{32,5 \cdot 60}{\pi \cdot 80} \cdot 1\,000 = 7\,758,8 \text{ min}^{-1} \quad (7)$$

kde: n_{max} - jsou maximální možné otáčky kladek [min^{-1}]
 d_{min} - nejmenší průměr kladky celé pásové brusky [mm]

Vypočtené maximální otáčky jsou výrazně nižší, než přípustné otáčky běžných jednořadých kuličkových ložisek do průměru vnějšího kroužku 72 mm udávané výrobcem (SKF 2019, s. 260–276). Ložisko větších rozměrů se pro instalaci do kladek neuvažuje. Minimální průměr kladky 80 mm lze tedy považovat za vhodný.

4.5.2 Ostatní kladky

Průměr napínací kladky je zvolen 100 mm, tedy větší, než kladek přípravku pro rovinné broušení. Důvodem je lepší vedení pásu, jelikož kladka bude součástí středícího mechanismu. Toho lze docílit právě zvětšením dosedací plochy pásu na obvodu kladky. Další možností je zvětšení úhlu opásání změnou konstrukce, ta však již byla definována v kapitole 3.4.1.

Kladka, určená primárně pro broušení konkávního výbrusu, bude dosahovat vnějšího průměru 200 mm. V praxi jsou přitom běžně používané rozměry od 150 mm do 300 mm (Horák 2020; Pajl 2010). Jedná se o kompromisní řešení, dané omezeným rozsahem práce. Výroba většího počtu těchto kontaktních kladek různě odstupňovaných průměrů, by v praxi nepředstavovala překážku.

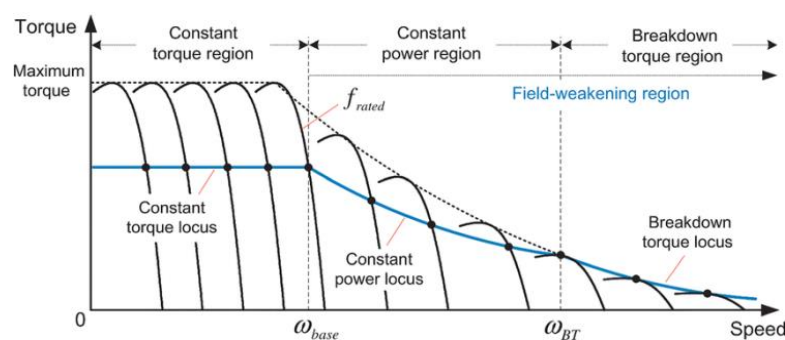
4.6 Výpočet sil v pásu

Jako první je nutno určit krouticí moment elektromotoru. Znalost velikosti krouticího momentu bude potřebná pro výpočet napínací síly pásu, z jejíž hodnoty se bude následně dimenzovat napínací pružina. Ta musí být schopna udržovat pás bezpečně napnutý v celém rozsahu rezných rychlostí. Při nízkém napnutí pásu může tento prokluzovat a v axiálním směru se posouvat po obvodu kladek, při příliš velkém pak v extrémním případě prasknout. Od napínací síly pružiny se rovněž odvíjí i zatížení a tím pádem životnost ložisek použitých uvnitř kladek.

$$M_k = 9\,550 \cdot \frac{P}{n} = 9\,550 \cdot \frac{2,2}{2\,855} \cong 7,36 \text{ Nm} \quad (8)$$

kde: M_k - je krouticí moment elektromotoru [Nm]
 P - jmenovitý výkon elektromotoru [kW]

Uvedená hodnota platí pro jmenovité otáčky elektromotoru. Z obecné momentové charakteristiky asynchronního elektromotoru, řízeného frekvenčním měničem (obr. 20) vyplývá, že pro zvolený rozsah frekvencí lze s touto hodnotou počítat, jelikož je zároveň hodnotou nejvyšší, pomineme-li moment při rozběhu.



Obr. 20: Provozní podmínky indukčních motorů

Zdroj: Sehar et al. 2022

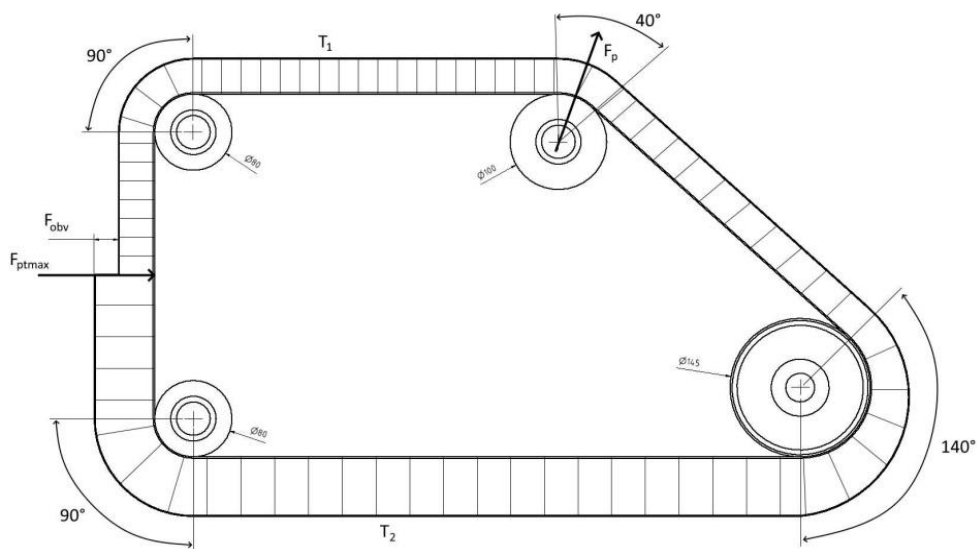
Hodnoty doporučené napínací síly se rovněž liší dle přístupu uživatelů a vývojářů brusek a brusných pásů. Douglas Jensen (2017), udává rozsah 15 až 20 liber na jeden palec šířky pásu, tedy asi 130 až 174 N pro pás o šíři 50 mm. S těmito hodnotami v zásadě korespondují názory uživatelů brusek z autorova okolí. Nejčastěji uváděnými hodnotami jsou přitom 100 N a 150 N. Někteří uživatelé zájmového fóra Knife.cz (2020), však úspěšně pracují i s hodnotami okolo 50 N, přičemž se ovšem jedná o samotnou sílu napínací pružiny.

Je tedy zřejmé, že velikost napínací síly se dosti výrazně liší jak v závislosti na konstrukci brusky, tak na přístupu konkrétního tvůrce, či uživatele a s trochou štěstí by ji bylo možno, spolu se samotnou napínací pružinou, úspěšně navrhnout na základě empirických zkušeností vlastníků a analýzy na trhu prodávaných brusek. V práci bude přesto uplatněn postup analyticko-matematický.

Na pás působí tři hlavní síly. Napínací síla pásu v odlehčené větvi, napínací síla pásu ve větvi napnuté a obvodová síla související s přitlakem obrobku. Mezi těmito silami platí obecný vztah:

$$T_2 = F_{obv} + T_1 \quad (9)$$

kde: T_2 - je napínací síla pásu v napnuté větvi [N]
 F_{obv} - obvodová síla [N]
 T_1 - napínací síla pásu v odlehčené větvi [N]



Obr. 21: Silové poměry v brusném pásu

Zdroj: Autor

Skutečná napínací síla pružiny se následně odvodí ze síly pásu v odlehčené větvi. Měla by být rovněž navržena i s ohledem na bezpečnost a krátkodobé přetížení, tedy poněkud vyšší. Výpočet bude mít i přesto spíše orientační formu, protože matematicky přesných hodnot napnutí, sil, ale třeba i koeficientů tření mezi pásem, obrobkem a kladkami, především pak hnací, nelze v praxi dosáhnout. V případě výměny přípravku pro rovinné broušení za kontaktní kolo, umožňující výrobu konkávního výbrusu, se též jednotlivé silové poměry a úhly opásání mírně změní. Přesto pro potřeby práce postačí následující výpočtové pojetí.

Pro určení napínací síly je třeba nejprve určit obvodovou sílu. Tedy sílu kritickou pro prokluz pásu na obvodu hnací kladky. Určí se z krouticího momentu podle následující rovnice:

$$F_{obv} = \frac{M_k}{r_{kl}} = \frac{7,36}{0,0725} = 101,5 \text{ N} \quad (10)$$

kde: r_{kl} - je poloměr hnací kladky [m]; polovina průměru d_{kl} , jehož hodnota byla stanovena v kapitole 4.4 na 145 mm

Při rozběhu však může hodnota momentu dosahovat i dvojnásobku. Vypočtená napínací síla pásu by proto nemusela postačovat, pás by mohl prokluzovat a v důsledku toho se vysmeknout z vedení. Po rozběhu elektromotoru a ustálení jeho otáček již prokluz do překročení obvodové síly, např. přílišným přitlakem obrobku, nehrozí. Z tohoto důvodu bude tato vypočtená síla znásobena o koeficient bezpečnosti k . Jeho hodnota 1,3 je pak volena na základě odhadu.

$$F_{obv} = F_{obv} \cdot k = 101,5 \cdot 1,3 = 132 \text{ N} \quad (11)$$

Napínací síla pásu v odlehčené větvi se následně určí z Eulerova-Eytelweinova vztahu pro vláknové tření. Potřebná hodnota úhlu opásání α je přitom rovna 140° (2,443 rad). Jedná se o hodnotu stanovenou, nikoli vyplývající z konstrukce. Ta bude naopak této hodnotě podléhat. Úhel je zvolen empiricky s přihlédnutím k zajištění spolehlivého přenosu výkonu od motoru. Hodnota koeficientu tření $\mu_{al/pt}$ pro kombinaci hliník-plátno (tkanina), které je nejpoužívanějším nosným podkladovým materiálem pásu, je na základě materiálových analogií stanovena v rozmezí 0,1 až 0,4 (Černoch 1977, s. 188–189; Dhotare 2025, s. 9; Lubarda 2014; The Engineering ToolBox 2004). Pro výpočet je následně počítáno se střední hodnotou 0,25.

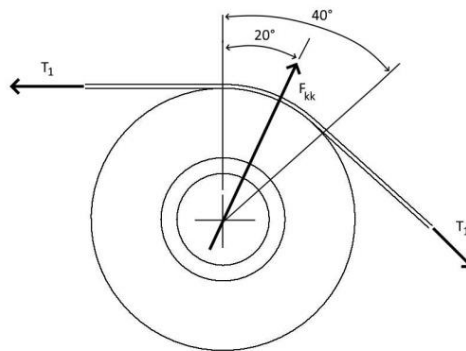
$$T_2 = T_1 \cdot e^{\mu_{al/pt} \cdot \alpha} \Rightarrow F_{obv} + T_1 = T_1 \cdot e^{\mu_{al/pt} \cdot \alpha} \Rightarrow T_1 = \frac{F_{obv}}{e^{\mu_{al/pt} \cdot \alpha} - 1} \quad (12)$$

po dosazení

$$T_1 = \frac{132}{e^{0,25 \cdot 2,443} - 1} = 156,8 \text{ N}$$

Vypočtená hodnota spadá do intervalu hodnot udávaných odbornou literaturou, lze ji proto považovat za validní. Relativní odlišnost od hodnot uváděných samotnými uživateli, kutily a zájmovými skupinami lze potom vysvětlit oním bezpečnostním naddimenzováním, případně odlišnostmi konstrukce.

Z napínací síly pásu v odlehčené větvi lze nyní za pomoci kosinové věty (13) vypočítat potřebnou sílu F_{kk} , kterou působí kladka na pás.



Obr. 22: Silové poměry napínací kladky

Zdroj: Autor

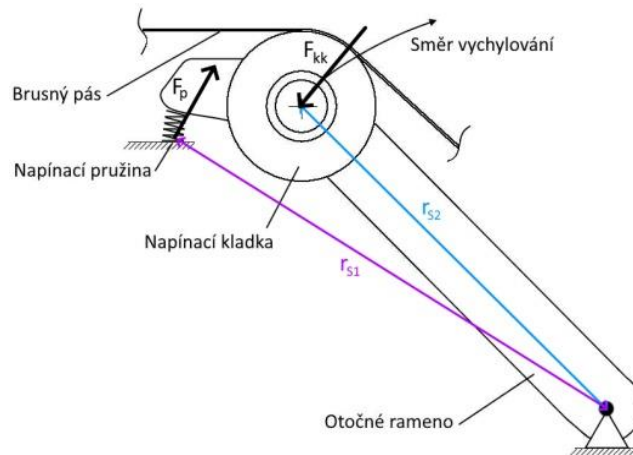
$$F_{kk}^2 = 2 \cdot T_1^2 - 2 \cdot T_1^2 \cdot \cos(180^\circ - 40^\circ) \quad (13)$$

$$F_{kk}^2 = 2 \cdot T_1^2 \cdot [1 - \cos(180^\circ - 40^\circ)]$$

$$F_{kk} = \sqrt{2 \cdot T_1^2 \cdot [1 - \cos(180^\circ - 40^\circ)]}$$

$$F_{kk} = \sqrt{2 \cdot 156,8^2 \cdot [1 - \cos(180^\circ - 40^\circ)]} = 294,7 \text{ N}$$

A z rovnice momentové ekvivalence (14) následně i hledanou sílu napínací pružiny F_p . Síly mají různou velikost, neboť nepůsobí na stejném rameni, jak je znázorněno na obr 23.



Obr. 23: Silové poměry napínacího mechanismu

Zdroj: Autor

$$F_p \cdot r_{s1} = F_{kk} \cdot r_{s2} \Rightarrow F_p = \frac{F_{kk} \cdot r_{s2}}{r_{s1}} = \frac{294,7 \cdot 181,2}{243} = 220 \text{ N} \quad (14)$$

- kde: r_{s1} - je vzdálenost osy plynové vzpěry od středu otáčení otočného ramena [mm];
dána konstrukcí 243 mm
- r_{s2} - vzdálenost osy napínací kladky od středu otáčení otočného ramena [mm];
dána konstrukcí 181,2 mm

Poslední silou je napínací síla pásu v napnuté větvi. Znalost její velikosti poslouží později při kontrolním výpočtu ložisek.

$$T_2 = F_{obv} + T_1 = 132 + 156,8 = 288,8 \text{ N}$$

Sílu by bylo rovněž vhodné porovnat s maximální tažnou silou v pásu při přetržení. Její určení je však obtížné. Jednak proto, že snad žádný z výrobců tuto hodnotu běžně neudává a také proto, že se její hodnota silně odvíjí od podkladového materiálu (papír, tkanina nebo fólie), tloušťky podkladu a typu spojení pásu.

Za předpokladu, že nejslabším místem pásu je právě lepený spoj, lze již dospět alespoň k pevnostním hodnotám pásků pro spojování brusných pásů. Společnost Qingdao Fantech Abrasives (2018), uvádí u těchto svých výrobků pevnost od 350 do 840 N na centimetr. Pro případ brusného pásu se šířkou 50 mm se tedy jedná o pevnost od 1 750 do 4 200 N. I v případě používání opotřebovaného pásu s nedokonalé lepeným spojem a tenkým podkladem se tedy dá hovořit o bezpečné pevnostní rezervě.

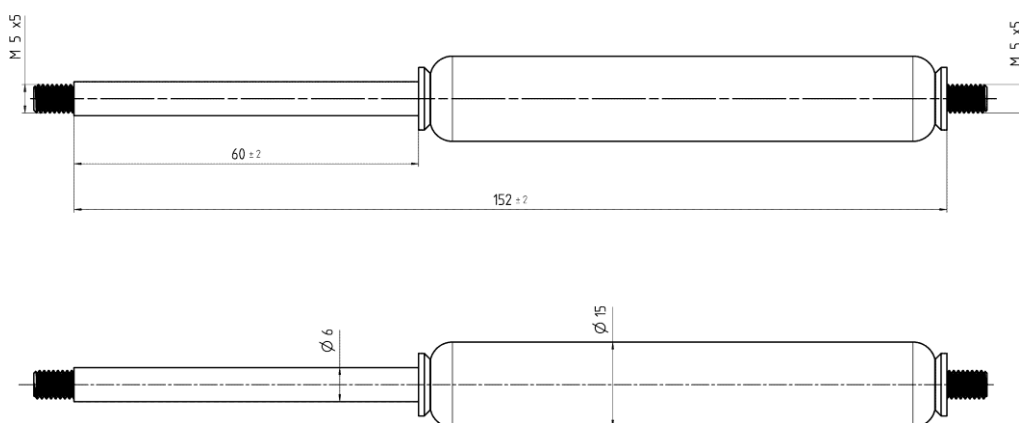
V úvahu rovněž připadá výpočet maximální přitlačné síly na pás během broušení, pro zjištění meze, kdy začne pás prokluzovat. Tato síla se odvíjí od síly obvodové, není s ní však totožná. Síla obvodová je silou třecí, kterou přitlačná síla vyvolává. Ovšem vzhledem k faktu, že se nejedná o broušení silové a především dokončovací operace s již zakalenou čepelí se provádějí téměř bez přitlaku z důvodu jejího možného dodatečného popuštění vznikajícím teplem, nemá valnou cenu tuto sílu přesně určovat. Přibližný výpočet bude přesto použit v kapitole 4.11.

4.7 Napínací pružina

Napínací pružina je řešena jako plynová vzpěra. Použití vinuté ocelové tlačné pružiny by se sice vzhledem k prašnosti prostředí zdálo výhodnější, ale takováto pružina, především pak delšího rozměru by mohla být při provozu náchylnější k rezonanci. Provozování brusky dlouhodobě v tomto stavu snižuje životnost brusných pásů a uživatelskou přívětivost. V extrémním případě může dojít k sesmeknutí, či přetržení pásu a v důsledku toho i k poranění obsluhy. Štíhlá tlačná pružina delšího rozměru by rovněž konstrukčně vyžadovala vedení z důvodu možného vybočení.

Plynová vzpěra má pomalejší odezvu na nerovnosti chodu pásu, tudíž je méně náchylná k rezonanci. Rychlost odezvy je však pro použití stále postačující. Její výhodou je i fakt, že na rozdíl od tlačné pružiny nepotřebuje vlastní vedení. Naopak značnou nevýhodou plynové vzpěry je její náchylnost k poškození v důsledku provozu v prašném, abrazivním prostředí. Napínací síla vzpěry tím postupně klesá. I přes tuto nevýhodu se její použití jeví jako příhodnější. Řešením problému s prašností pak bude občasná výměna vzpěry za novou. V rámci stroje se nejedná o cenově náročnou položku. Budoucí konstrukce rámu však musí toto rozhodnutí reflektovat. Síla vzpěry se zvolí jako nejbližší vyšší hodnota k vypočítané napínací síle pružiny z rovnice (14).

Zdvih vzpěry pak definuje především nutnost výměny brusného pásu. Při tomto kroku se vzpěra stlačí do koncové polohy, zaaretuje se, čímž umožní obsluze používat k výměně brusného pásu obou rukou. Po výměně pásu dojde k odaretování vzpěry a opětovnému napnutí pásu. Změna délky pásu protažením v důsledku používání bude mít na definování délky zdvihu vliv menší. Dostačující hodnota zdvihu je zhruba od 40 mm. Po připočtení jisté rezervy z důvodu prodloužení brusného pásu během jeho životnosti je pro napínání pásu zvolena *tlačná plynová vzpěra MOLITON typ MS06-3-2T2T-250-60-200* o výsuvné síle 250 N, délce 200 mm a zdvihu 60 mm, opatřená na obou stranách závity M5 pro našroubování vhodných koncovek k pozdější montáži vzpěry k tělu brusky, které se však zvolí až s ohledem na konstrukční řešení rámu (Moliton b.r.).



Obr. 24: Schéma plynové vzpěry MOLITON MS06-3-2T2T-300-80-220

Zdroj: Plynovepruzinyshop.cz 2025

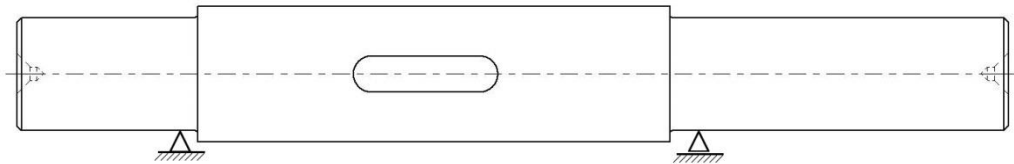
4.8 Návrh hřídele hnací kladky

Běžně používaným konstrukčním konceptem pro tento typ pásových brusek je uložení hnací kladky přímo na hřídeli elektromotoru. Nejčastěji pak letmo, kde podstatnou část zatížení přenáší bližší z ložisek elektromotoru, tedy ložisko na straně D. U zvoleného motoru jde o typ 6205 2ZC3. Jedná se o řešení konstrukčně jednoduché, ale z mechanického hlediska nepřiliš výhodné, neboť i přesto, že výrobcem Siemens (2016) udávaná přípustná radiální síla působící na hřídelový konec 725 až 605 N (pro zvolený motor a v závislosti na vzdálenosti středové linie řemenice od osazení konce hřídele), je větší, než síla níže vypočítaná, dle zjednodušeného vzorce (15) z katalogu (Siemens 2016), budou ložiska motoru namáhána více, než je nezbytně nutné. Životnost motoru, resp. minimálně jeho ložisek se tím zkrátí. Vzhledem k faktu, že elektromotor je, kromě frekvenčního měniče, finančně nejnáročnější samostatnou položkou v konceptu brusky, jeví se jako výhodné použít odlišnou konstrukci uložení hnací kladky a to na vlastní hřídeli, spojené s elektromotorem za pomoci vhodné spojky. Díky tomu se zatížení namáhající hřídele rozloží rovnoměrněji, a to nikoli do dvou, ale do čtyř ložisek.

$$F_Q = c \cdot F_{obv} = 2,5 \cdot 132 = 330 \text{ N} \quad (15)$$

kde: F_Q - je celková radiální síla [N]
 c - empirická hodnota předpětí [-]; pro řemeny se volí 2 až 2,5; zvoleno 2,5

Hřídel je navržena jako staticky určitá, osazená pro umístění dvou *valivých kuličkových ložisek*, resp. příslušných *přírubových ložiskových jednotek*. Volný konec pak bude vhodně uzpůsoben pro montáž hřídelové spojky.



Obr. 25: Ilustrační schéma hřídele hnací kladky

Zdroj: Autor

Jako materiál hřídele je dána ocel 1.0050 (11 500 dle ČSN). Dovolené napětí pro kombinaci namáhání ohyb/kрут je stanoveno na hodnotu 120 MPa, dovolené napětí v krutu pro předběžný výpočet pak 15 MPa (Řeřábek 2009, s. 29–30).

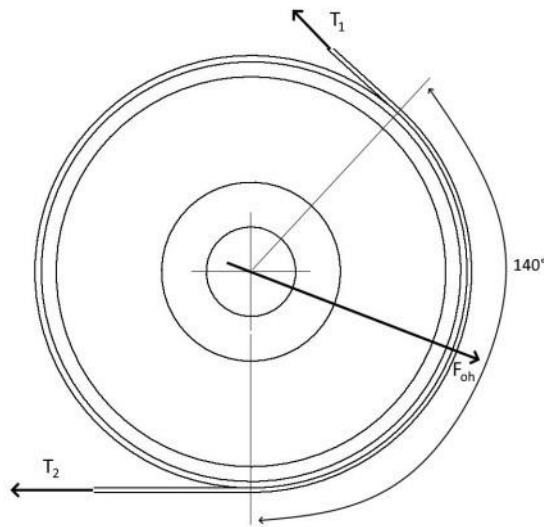
Předběžný nejmenší průměr hřídele se vypočítá z rovnice pevnosti v krutu (16) se sníženým dovoleným napětím a zaokrouhlení na vyšší normalizovanou hodnotu.

$$\tau_{kD} \geq \frac{M_k}{W_k} \geq \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d_p^3}{16}} \Rightarrow d_p \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_{kD}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 7360}{\pi \cdot 15}} = 13,6 \text{ mm} \Rightarrow 25 \text{ mm} \quad (16)$$

kde: d_p - je nejmenší předběžný průměr hřídele [mm]
 M_k - krouticí moment elektromotoru [Nmm]
 W_k - průřezový modul v krutu [mm³]
 τ_{kD} - dovolené napětí v krutu pro předběžný výpočet [MPa]; určeno dle literatury výše na 15 MPa

Vypočtený průměr bude použit pro vstupní a výstupní osazení hřídele s ložisky, včetně volného konce pro upevnění spojky. Zdánlivě zbytečné zaokrouhlení až na hodnotu 25 mm odráží fakt, že hřídel elektromotoru má průměr 24 mm. Hřídelovou spojku, jež by měla být primárně zvolena jako komponenta kupovaná, tak bude snazší přizpůsobit potřebám konstrukce např. obráběním, jelikož obě hřídele budou dosahovat korespondujících průměrů. Rovněž dojde k nárůstu pevnosti hřídele. Část nesoucí hnací kladku bude z konstrukčních i pevnostních důvodů osazena na průměr větší. Tento průměr bude stanoven na základě velikosti redukovaného momentu a podle hypotézy HMM.

Síly působící na kladku již byly vypočítány výše. S jejich pomocí se stanoví velikost ohybového momentu. K výpočtu ohybové síly bude opět použita kosinová věta. Vlastní tíha hřídele a kladky nebude při výpočtu zohledněna.



Obr. 26: Silové poměry hnací kladky

Zdroj: Autor

$$F_{oh}^2 = T_2^2 + T_1^2 - 2 \cdot T_2 \cdot T_1 \cdot \cos(180^\circ - \alpha) \quad (17)$$

$$F_{oh} = \sqrt{T_2^2 + T_1^2 - 2 \cdot T_2 \cdot T_1 \cdot \cos(180^\circ - \alpha)}$$

kde: F_{oh} - je ohybová síla hřídele na hnací kladce [N]

α - úhel opásání hnací kladky [°]

Po dosazení vyjde hodnota ohybové síly

$$F_{oh} = \sqrt{288,8^2 + 156,8^2 - 2 \cdot 288,8 \cdot 156,8 \cdot \cos(180^\circ - 140^\circ)} = 196,5 \text{ N}$$

V podporách, tj. na ložiska přitom působí reakční síly R_A a R_B

$$R_A = R_B = \frac{1}{2} \cdot F_{oh} = \frac{1}{2} \cdot 196,5 \cong 98,3 \text{ N} \quad (18)$$

Díky symetrii hřídele lze maximální ohybový moment M_{omax} vypočítat jako:

$$M_{omax} = \frac{1}{2} \cdot F_{oh} \cdot \frac{1}{2} \cdot l = \frac{1}{2} \cdot 196,5 \cdot \frac{1}{2} \cdot 0,135 \text{ m} = 6,64 \text{ Nm} \quad (19)$$

kde: l - je vzdálenost mezi podporami [m]; dána konstrukcí 135,2 mm = 0,135 2 m

Následný redukovaný moment M_{red} se spočítá podle HMM z rovnice

$$M_{red} = \sqrt{M_{omax}^2 + 0,75 \cdot (\alpha_B \cdot M_k)^2} \quad (20)$$

kde: α_B - je opravný součinitel závislý na druhu namáhání krutem a ohybem [-];
pro střídavý M_o a stálý M_k je jeho hodnota 0,73 (Řeřábek 2009, s. 30)

Po dosazení vyjde

$$M_{red} = \sqrt{6,64^2 + 0,75 \cdot (0,73 \cdot 7,36)^2} = 8,1 \text{ Nm}$$

A výsledný průměr hřídele s hnací kladkou se spočítá jako:

$$d_h \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{red}}{\pi \cdot \sigma_{oD}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 8,1}{\pi \cdot 120}} = 8,8 \text{ mm} \Rightarrow 30 \text{ mm} \quad (21)$$

kde: d_h - je výsledný průměr hřídele [mm]
 M_{red} - redukovaný moment [Nmm]; spočítaný v rovnici (20)
 σ_{oD} - dovolené napětí [MPa]; stanoveno výše

Výsledný průměr hřídele byl zaokrouhlen nahoru tak, aby nebyl menší, než průměr předběžný, použitý pro vstupní a výstupní osazení hřídele s ložisky. I průměr předběžný pak dosahuje většího rozměru než průměr vypočtený podle teorie pevnosti HMM, existuje tedy relativní jistota, že takto navržená hřídel v provozu dlouhodobě obstojí. Zvolené průměry jsou záměrně naddimenzovány v souladu s požadavky stanovenými výše a též v kapitole 2.5. Krouticí moment je, kromě krátké doby rozběhu elektromotoru, stálý. Z těchto důvodů není pokládáno za důvodné kontrolovat hřídel ještě i na únavovou pevnost.

4.9 Rozměry hnací kladky

Se znalostí průměru hřídele hnací kladky lze nyní spočítat i její zbylé rozměry. Nejprve hodnota výšky klenutí kladky:

$$h_k = 0,01 \cdot b + 1 \text{ až } 2 \text{ mm} \quad (22)$$

kde: h_k - je výška klenutí kladky [mm]
 b - šířka věnce kladky [mm]

Vzorec je převzat ze Strojné technické příručky (Černoch 1977, s. 990) a platí pro řemenice plochých řemenů. Vzhledem k podobnosti konstrukce však byl přesto použit. Přičítaná hodnota z udávaného rozpětí byla zvolena 1,5 mm.

$$h_k = 0,01 \cdot 65 + 1,5 = 2,15 \text{ mm}$$

Následuje výpočet tloušťky věnce u okrajů t_v (Černoch 1977, s. 990)

$$t_v = 0,004 \text{ až } 0,005 \cdot d_h + 3 \text{ mm} \quad (23)$$

Násobek z udávaného rozpětí volen 0,0045

$$t_v = 0,0045 \cdot 30 + 3 = 3,135 \text{ mm} \Rightarrow 5 \text{ mm}$$

Zaokrouhlení na vyšší hodnotu 5 mm je provedeno s přihlédnutím k faktu, že kladka má být vyrobena z hliníkové slitiny, kdežto vzorec je pravděpodobně navržen pro ocel, případně litinu, jejichž pevnost je obecně vyšší.

Délka náboje l_n se vypočítá podle vzorce (24):

$$l_n = 0,5 \cdot (b + 0,1 \cdot d_{kl}) = 0,5 \cdot (65 + 0,1 \cdot 145) = 39,75 \text{ mm} \Rightarrow 55 \text{ mm} \quad (24)$$

Zaokrouhlení na vyšší hodnotu je tentokrát rovněž provedeno z důvodů pevnostních a kvůli očekávané délce těsného pera cca 30 mm.

Tloušťka náboje se v souladu s literaturou (Černoch 1977, s. 990) určí jako polovina průměru hřídele, tedy 15 mm. Šířka kotouče, spojujícího náboj s věncem je pak pouze odhadnuta na polovinu šířky věnce kladky tzn. 32,5 mm.

4.10 Hřídelová spojka

V souladu s klíčovými parametry ze zadání práce, především pak s požadavky na koncepční, konstrukční jednoduchost a finanční dostupnost bude hřídelová spojka pokud možno kupovanou položkou, a nikoli vlastní konstrukcí. Spojka proto musí splňovat pevnostní a mechanické požadavky vyplývající z předchozích i následujících výpočtů, umožňovat snadnou a v ideálním případě i rychlou montáž a výměnu, mít rozměry úměrné průměrům hřídelů elektromotoru a hnací kladky, alespoň částečně tlumit vibrace a momentové rázy, kompenzovat axiální, radiální a úhlové chyby souososti, být finančně dostupná a umožňovat možnost přizpůsobení potřebám konstrukce, především pak formou obrábění. Postačí tedy spojka pružná, neovládaná, splňující výše uvedené parametry.

Hlavním parametrem při výběru je přitom krouticí moment, který musí být spojka schopna dlouhodobě přenášet. Velikost tohoto momentu lze matematicky určit z momentu elektromotoru M_k . Ale jak již bylo zmíněno v kapitole 4.6, může při rozběhu elektromotoru dosahovat tento moment i dvojnásobných hodnot. Tuto skutečnost je při výpočtu nutno zohlednit.

Při návrhu spojky se výpočtový točivý moment M_v určí jako:

$$M_v = C \cdot M_k \quad (25)$$

kde: $C \geq 1$ - je provozní součinitel [-]

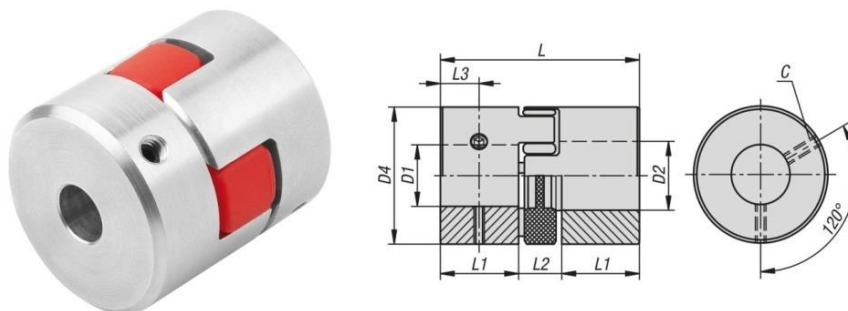
Provozní součinitel je dán druhem stroje a zohledňuje přenos i momentů větších, než jmenovitých. Jelikož však nejsou známy kritické otáčky hřídele spojky, ani další parametry potřebné k detailnímu určení tohoto součinitele, a jejich výpočet je nad rámec této práce, bude postup hledání zjednodušen. Skupina hnaného stroje je zvolena jako typ IV. Jedná se o kompromis mezi skupinou III, kam patří kovoobráběcí obráběcí stroje jako malé soustruhy, vrtačky a frézky a mezi skupinou V, kde se nachází brousící stroje na dřevo. A to z toho důvodu, že brusky na kov nejsou zmíněny. Hnaným strojem je pak asynchronní motor s kotvou nakrátko. Pro tuto konkrétní kombinaci skupin dosahuje provozní součinitel hodnoty 1,9 až 2,2. Pro výpočet je zvolena hodnota součinitele 2 (Černoch 1977, s. 704–707).

Po dosazení

$$M_v = 2 \cdot 7,36 = 14,7 \text{ Nm}$$

Zvolená spojka musí být trvale schopna přenášet alespoň tento moment.

Po analýze trhu se jako vhodná jeví *Elastomerová zubová spojka se závitovým kolíkem* typ K1894 s konkrétním označením modelu K1894.24800782025. Zmíněná spojka splňuje všechny v úvodu kapitoly požadované parametry. Výrobce navíc umožňuje přizpůsobení otvorů obou vstupních nábojů spojky v rozmezí 16 až 28 mm, při garantovaném přenosu jmenovitého krouticího momentu do 17 Nm (Kipp 2025).



Obr. 27: Elastomerová zubová spojka se závitovým kolíkem typ K1894

Zdroj: KIPP 2025

Tab. 8: Parametry zvolené spojky K1894.24800782025

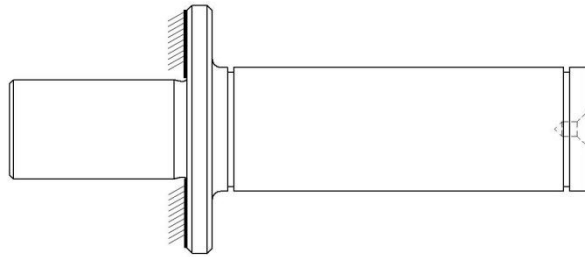
Parametr	Označení parametru	Hodnota
Materiál základního tělesa	-	Hliníková slitina
Materiál spojovací hvězdice	-	Modrý polyuretan
Tvrdost materiálu spojovací hvězdice	-	80 Shore A
Délka	L	78 mm
Minimální průměr hřídelí	D1 a D2	16 mm
Maximální průměr hřídelí	D1 a D2	28 mm
Vnější průměr spojky	D4	55 mm
Délka kotouče spojky	L1	30 mm
Délka elastomerové spojovací hvězdice	L2	18 mm
Vzdálenost závitového kolíku od čela kotouče spojky	L3	10 mm
Závit kolíku	C	M5
Utahovací moment kolíku	-	6 Nm
Jmenovitý krouticí moment	-	17 Nm
Maximální krouticí moment	-	34 Nm
Maximální otáčky	-	8 500 min ⁻¹
Maximální úhlový posun	-	1°
Maximální axiální odchylka hřídele	-	-0,5 až +1,4 mm
Maximální radiální odchylka hřídele	-	0,2 mm

Zdroj: vlastní zpracování dle (Kipp 2025)

4.11 Kontrola hřídele kladky pro konkávní výbrus

Další součástí, jež bude podléhat pevnostní kontrole, je hřídel kladky, určené pro broušení konkávního výbrusu (kontaktního kola). Jedná se o hřídel silově nejvíce namáhanou, a jelikož budou mít hřídele ostatních kladek, kromě hnací, stejné rozměry i ložiska, případně velmi obdobné, postačí pevnostně zkontrolovat pouze ji. Pevnostní kontrola bude přitom spočívat

jen v kontrole na průhyb a úhlovou výchylku, jelikož se jedná o hřídel nosnou. V rámci správného chodu brusného pásu nesmí být hřídel příliš prohnutá, aby z kladky i přes funkci středícího mechanismu pás nesjížděl.



Obr. 28: Ilustrační schéma nosné hřídele kladek

Zdroj: Autor

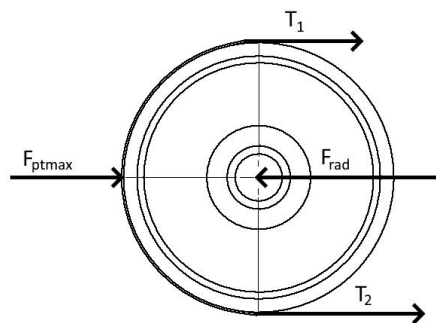
Zjednodušujícím předpokladem pro potřeby práce, je alternativní stanovení velikosti výsledné radiální síly působící na kladku pro konkávní výbrus a v důsledku toho ohýbající její hřídel. K jejímu výpočtu, opět za pomoci kosinové věty, by bylo nutno znát nejen úhel opásání této kladky, ale rovněž i maximální přitlačnou sílu na pás při broušení. První sílu však nelze vzhledem k dosud neexistující kompletní výkresové dokumentaci jednoznačně určit, a to ani geometricky, a matematicky přesné zjištění síly druhé je sice možné, ale přesto bude dostačující stanovit ji zjednodušeně.

Zjednodušující předpoklad stanoví, že při napnutém a obrobkem zatíženém pásu, jehož úhel opásání je roven právě 180° , působí na kladku největší možné zatížení a to:

$$F_{rad} = T_1 + T_2 + F_{ptmax} \quad (26)$$

kde: F_{rad} - je výsledná radiální síla působící na kladku pro konkávní výbrus [N]

F_{ptmax} - maximální přitlačná síla na pás při broušení [N]



Obr. 29: Silové poměry kladky pro konkávní výbrus

Zdroj: Autor

Ve výsledném konceptu bude úhel opásání o něco menší a tím pádem i velikost síly F_{rad} . Vše díky faktu, že T_1 a T_2 nepůjde sečíst přímo, ale přes kosinovou větu. Chyba, které se zjednodušující předpoklad dopouští, není velká a v konečném důsledku vede k přísnější kontrole hřídele kladky a ložisek. Alternativní možností, by byl přesný výpočet až po vytvoření konstrukčního návrhu. Tato alternativa je však v rozporu s postupem, stanoveným na začátku praktického návrhu.

Maximální přítlakovou sílu lze následně určit ze vzorce pro výpočet třecí síly, kde výsledný součinitel smykového tření f mezi obrobkem a brusným pásem lze s přihlédnutím k vhodným analogiím v příslušných tabulkách Strojně technické příručky (1977, s. 188–189) odhadnout na 0,8.

$$F_{obv} = F_{ptmax} \cdot f \Rightarrow F_{ptmax} = \frac{F_{obv}}{f} \quad (27)$$

Po dosazení vyjde

$$F_{ptmax} = \frac{132}{0,8} = 165 \text{ N}$$

Vypočtené hodnotě je v praxi možné se přiblížit. Ovšem pouze za velmi náročných operací a podmínek, jako jsou hrubovací předbrušování čepele z těžce obrobitelných ocelí, případně i rukojetí z výjimečně tvrdých dřev v kombinaci s opotřebovaným brusným pásem.

A výsledná radiální síla působící na kladku

$$F_{rad} = 156,8 + 288,8 + 165 = 610,6 \text{ N}$$

Průhyb hřídele pod kladkou se následně určí zjednodušeně jako průhyb vetknutého, staticky určitého nosníku, zatíženého osamělou silou (v reálu budou na hřídel působit dvě síly přes ložiska). Ve stavbě obráběcích strojů se dle literatury (Černoch 1977 s. 690), připouští průhyb pod ozubeným kolem až 0,05 mm. Jiná literatura (Výrobní stroje b.r., s. 65) pak uvádí různé hodnoty, např. 0,035 mm. Pro potřeby práce je jako mezní použit údaj ze Strojně technické příručky. Pro konkrétní příklad platí:

$$w_a = \frac{F_{rad} \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot J} = \frac{610,6 \cdot 36,7^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 19\,174,8} = 0,002\,5 \text{ mm} < 0,05 \text{ mm} \quad (28)$$

- kde: w_a - je výsledný průhyb hřídele pod kladkou [mm]
 l - vzdálenost středu kladky od vetknutí [mm]; dáno konstrukcí 36,7 mm od nákrůžku
 E - modul pružnosti v tahu [MPa]; pro ocel $2,1 \cdot 10^5$ MPa
 J - kvadratický moment průřezu [mm⁴]; spočítán v rovnici (29)

Zatímco kvadratický moment průřezu kruhové hřídele o zvoleném průměru $d = 25 \text{ mm}$, se vypočetl podle rovnice (29). Ztenčení v důsledku zápchů pro pojistné kroužky je zanedbáno.

$$J = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 25^4}{64} = 19\,174,8 \text{ mm}^4 \quad (29)$$

Následuje výpočet úhlové výchylky ϑ_a

$$\vartheta_a = \frac{F_{rad} \cdot l^2}{2 \cdot E \cdot J} = \frac{610,6 \cdot 36,7^2}{2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 19\,174,8} = 0,000\,102 \text{ rad} = 0,005\,85^\circ \quad (30)$$

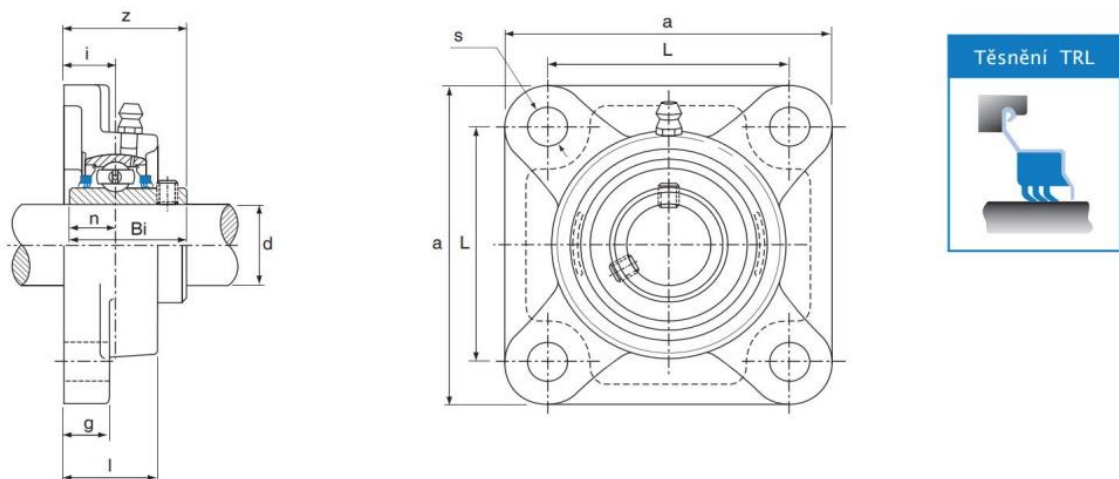
Z výsledku jasně vyplývá, že nosné hřídele navrženého průměru se ani pod největším možným zatížením neprohnu, resp. nevychýlí více, než kolik je přípustné dle dostupné literatury. Především úhlová výchylka je pak vzhledem k očekávaným výrobním a montážním tolerancím v řádu desetin stupňů zanedbatelná. Průhyb tak nebude mít na funkci středícího mechanismu pásu znatelný vliv.

4.12 Rozměry kontaktního kola

Zbylé rozměry kladky pro konkávní výbrus, nebo též kontaktního kola se už pouze určí na základě výpočtů, provedených pro hnací kladku v kapitole 4.9. Tloušťka věnce se ponechá stejná, tedy 5 mm, taktéž tloušťka náboje 15 mm a rovněž i šířka kotouče, spojujícího náboj s věncem 32,5 mm. Délka náboje bude tentokrát totožná jako u kladek přípravku pro rovinné broušení a napínací kladky, tj. 65 mm. Rozdílná bude pouze šířka věnce. Ta musí být rovna šířce pásu, tedy 50 mm, a to z toho důvodu, aby se čepel při broušení neměla tendenci zařezávat do pryžové obruče na obvodu kola. Tento stav je potenciálně velmi nebezpečný. Hrany obruče navulkanizované na kole se navíc zaoblí poloměrem 5 mm. Takový krok umožní lepší broušení tvarových ploch na kole. Stejně zaoblení se provede též u kladek přípravku pro rovinné broušení a napínací kladky.

4.13 Ložiska kladek

V rámci unifikace budou pro celý koncept pásové brusky použity pouze dva typy ložisek, a to ze dvou důvodů. Tím prvním je již v úvodu práce zmíněná jednoduchost konstrukce a s ní související snadná údržba. Důsledkem toho budou méně zatížená ložiska z konstrukčního hlediska poněkud naddimenzovaná. Jelikož však dalším požadavkem z úvodu je dlouhá celková životnost stroje, jedná se o důsledek žádoucí. Druhý důvod představuje snadnější dimenzování ložisek, kdy se výpočty provedou pouze pro ložiska hřídelí silově a otáčkově nejnamáhavějších kladek, u nichž lze očekávat nejmenší trvanlivost. Těmito kladkami jsou kladka určená pro broušení konkávního výbrusu a kladka přípravku pro rovinné broušení v napnuté větvi pásu. U hřídele hnací kladky jsou sice použita jiná ložiska (F205 v ložiskové jednotce UC205, obr. 30), dosahují však vyšší únosnosti, a to jak statické, tak dynamické. Jejich zatížení je rovněž menší. Z těchto důvodů nebudou kontrolována.



Obr. 30: Schéma použité ložiskové jednotky UC205 s ložiskem F205

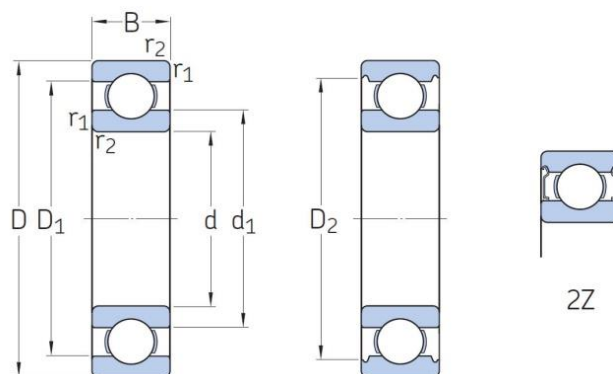
Zdroj: Challenge 2013

Tab. 9: Parametry zvolené ložiskové jednotky UCF205

Parametr	Označení parametru	Hodnota
Označení tělesa	-	UC205
Označení ložiska	-	F205
Typ příruby ložiskového tělesa	-	Čtvercová
Počet otvorů pro připevňovací šrouby	-	4
Upevňovací šroub	-	M10
Materiál tělesa	-	Litina
Základní rozměry	d	25 mm
	a	95 mm
	L	70 mm
	i	16 mm
	g	14 mm
	l	27 mm
	s	12 mm
	z	35,8 mm
	Bi	34,1 mm
	n	14,3 mm
Dynamická únosnost	C	14 000 N
Statická únosnost	C ₀	7 800 N
Přípustné otáčky (pro hřídele tolerance h6)	-	7 000 min ⁻¹

Zdroj: vlastní zpracování dle (Challenge 2013; SKF 2019, s. 372)

Pro konstrukci brusky jsou dále zvolena jednořadá ložiska kuličková. Jedná se o nejčastěji používaný druh valivých ložisek v konstrukci strojů, schopný přenášet radiální i axiální zatížení při vysokých otáčkách. Podle průměru navržených hřídelí, resp. průměrů jejich koncových čepů, se použije běžně dostupný typ ložiska 6005–2Z výrobce SKF (obr. 31). Oboustranné krytování ložiska ocelovým plechem (označení 2Z) pak poskytne dostatečnou ochranu před vniknutím abrazivních nečistot, vznikajících při provozu brusky. Třídu přesnosti lze vzhledem k nepředpokládaným výrazným změnám teplot, ani extrémním otáčkám použít normální, tedy P0. Výpočet trvanlivosti ložiska se provede podle normy ISO 281 a katalogu výrobce (SKF 2019, s. 89–93).



Obr. 31: Schéma použitého ložiska 6005–2Z

Zdroj: SKF 2019, s. 272

Tab. 10: Parametry zvoleného ložiska 6005–2Z

Parametr	Označení parametru	Hodnota
Základní rozměry	d	25 mm
	D	47 mm
	B	12 mm
	d1	32 mm
	D1	40 mm
	D2	42,2 mm
	r1 min.	0,6 mm
	r2 min.	0,6 mm
Dynamická únosnost	C	11 900 N
Statická únosnost	C ₀	6 550 N
Přípustné otáčky	-	32 000 min ⁻¹

Zdroj: vlastní zpracování dle (SKF 2019, s. 272-273)

Směrná hodnota specifické trvanlivosti pro různé typy strojů je rovněž udávána výrobcem. Pro návrh brusky připadají v úvahu doporučené trvanlivosti týkající se strojů pro osmihodinový denní provoz. Pro nepřetržitě využívané stroje je doporučená trvanlivost 20 až 30 tisíc provozních hodin (SKF 2019, s. 88). Výrobce elektromotorů Siemens udává životnost ložiskového systému 20 až 40 tisíc pracovních hodin. Konstrukce brusky má být dle zadání odolná s dlouhou životností. Výsledná trvanlivost by se proto měla pohybovat v horní polovině tohoto rozmezí, a to i přes náročnost pracovního prostředí.

Základní trvanlivost ložiska v provozních hodinách při spolehlivosti 90 % L_{10h1} kladky určené pro broušení konkávního výbrusu se určí jako:

$$L_{10h1} = \left(\frac{C}{P_1}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_k} = \left(\frac{11\,900}{\frac{610,6}{2}}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 3\,103,5} = 318\,022 \text{ hod.} \quad (31)$$

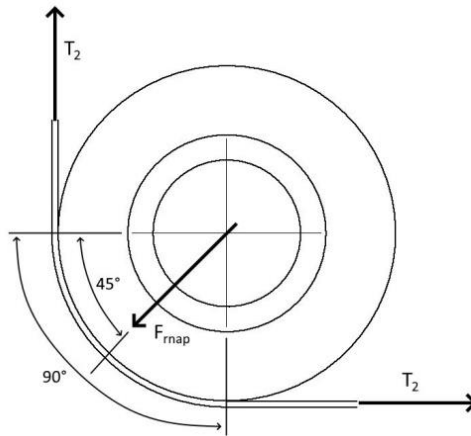
- kde: C - je základní dynamická únosnost [N]; dána typem ložiska; pro 6005-2Z je výrobcem uváděno 11 900 N (SKF 2019, s. 272)
- P_1 - ekvivalentní dynamické zatížení ložiska [N]; je rovno polovině F_{rad} , protože síla se rozloží na dvě ložiska
- p - exponent rovnice trvanlivosti [-]; pro ložiska s bodovým stykem je $p = 3$
- n_k - otáčky kladky pro broušení konkávního výbrusu [min⁻¹]; výpočet v rovnici (32)

Zatímco otáčky těžké kladky se vypočítaly z následující rovnice:

$$n_k = \frac{v_{max} \cdot 60}{\pi \cdot d_k} \cdot 1\,000 = \frac{32,5 \cdot 60}{\pi \cdot 200} \cdot 1\,000 = 3\,103,5 \text{ min}^{-1} \quad (32)$$

- kde: d_k - průměr kladky pro broušení konkávního výbrusu [mm]

Druhým ložiskem ke kontrole je ložisko hřídele kladky přípravku pro rovinné broušení v napnuté větvi pásu. Tato kladka je z obou zatížena větší silou, zatímco jejich otáčky jsou stejné a zároveň nejvyšší v celé konstrukci brusky. Jedná se taktéž o typ 6005–2Z výrobce SKF. Z tohoto důvodu bude základní dynamická únosnost ložiska totožná. Otáčky kladky byly vypočítány v kapitole 4.5.1. Poslední neznámou tak představuje zatížení ložisek. Vzhledem ke geometricky výhodné konstrukci (obr. 32) ho lze stanovit Pythagorovou větou z příslušného pravoúhlého trojúhelníku.



Obr. 32: Silové poměry kladky přípravku pro rovinné broušení v napnuté větvi pásu

Zdroj: Autor

$$F_{rnap}^2 = T_2^2 + T_2^2 \Rightarrow F_{rnap} = \sqrt{2 \cdot T_2^2} \quad (33)$$

kde: F_{rnap} - je radiální síla působící na kladku v napnuté části pásu [N]

Po dosazení

$$F_{rnap} = \sqrt{2 \cdot 288,8^2} = 408,4 \text{ N}$$

Základní trvanlivost se následně určí analogicky, jako u předchozího ložiska. Otáčky n_{max} byly vypočteny v rovnici (7).

$$L_{10h2} = \left(\frac{C}{P_2}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{max}} = \left(\frac{11\,900}{\frac{408,4}{2}}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 7\,758,8} = 425\,152 \text{ hod.} \quad (34)$$

kde: P_2 - ekvivalentní dynamické zatížení ložiska [N]; je rovno polovině F_{rnap} , protože síla se rozloží na dvě ložiska

Trvanlivost obou, resp. všech čtyř, nejvíce zatížených ložisek brusky, násobně překračuje doporučenou specifickou životnost udávanou výrobcem, a to i po zohlednění faktu, že trvanlivost reálnou poněkud zkrátí abrazivní prašnost prostředí. Konstrukce je tedy vzhledem k požadavkům zvolena účelně a k výměnám ložisek bude docházet s dostatečně dlouhým intervalem, popřípadě nikdy za celou dobu životnosti stroje.

4.14 Kontrola pera hnací kladky

Upevnění kladky na hřídel bude provedeno za použití těsného pera. Axiální pojištění se následně, vzhledem k minimálním osovým silám, provede vhodným lícováním, kdy kladka bude na hřídel uložena dostatečně pevně. V úvahu přichází preferované uložení H7/k6 eventuálně H7/j6, určené pro náboje ozubených kol, řemenic nebo ložisek na hřídeli. Montáž uložení se uskuteční naražením, případně lisováním za studena (Řeřábek 2006; Výrobní stroje b.r., s. 76).

Vzhledem k průměru hřídele 30 mm a předpokládané délce náboje max. 65 mm, připadá v úvahu *pero těsné zaoblené* 8x7x32, ISO 773, DIN 6885 A, ČSN 02 2562 (Černoch 1977, s. 609). Délka 32 mm se subjektivně jeví jako dostatečná, jelikož pero bude přenášet menší zatížení, než na které je hřídel dimenzována. Kritickou částí spoje není však hřídel, ale náboj – kladka, která je zhotovena z hliníkové slitiny, jejíž pevnostní parametry jsou oproti oceli nižší.

Kontrola pera se provede nejprve na tlak ve stykové ploše

$$p_{sk} = \frac{4 \cdot M_k}{d_h \cdot l_{pk} \cdot h_p} = \frac{4 \cdot 7\,360}{30 \cdot 32 \cdot 7} = 4,4 \text{ MPa} \quad (35)$$

kde: p_{sk} - je tlak ve stykové ploše pera hnací hřídele s kladkou [MPa]
 d_h - průměr hřídele [mm]; stanoveno v rovnici (21)
 l_{pk} - délka pera [mm]; dána empiricky
 h_p - výška pera [mm]; plynoucí z rozměru pera

Dovolený tlak ve stykové ploše pro náboje z hliníkové slitiny EN AW-6082 není běžně uváděn. Ve Strojnických tabulkách (Leinveber a Vávra 2011, s. 262) lze najít pouze rozsah pevnosti slitiny v tahu 100–270 MPa. Vyjdeme-li však z údajů pro náboje ocelové a litinové, kde je dovolený tlak pro neposuvný náboj stanoven na hodnotu 120 MPa, resp. 80 MPa (Černoch 1977, s. 608; Řeřábek 2006, s. 71), je zřejmé, že použité spojení, dosahující tlaku ve stykové ploše hodnoty 4,4 MPa, tedy 20krát menšího, než pro náboj litinový, v provozu s vysokou pravděpodobností obstojí.

Následuje kontrola pera na střih

$$\tau_{sk} = \frac{2 \cdot M_k}{d_h \cdot l_{pk} \cdot b_p} = \frac{2 \cdot 7\,360}{30 \cdot 32 \cdot 8} = 1,9 \text{ MPa} \quad (36)$$

kde: τ_{sk} - je střihové napětí mezi perem hnací hřídele a kladkou [MPa]
 b_p - šířka pera [mm]; plynoucí z rozměru pera

I v tomto případě je výsledná hodnota napětí velmi nízká. Dovolené střihové napětí pro ocel je dáno v rozpětí 60 až 90 MPa, tedy řádově vyšší (Černoch 1977, s. 646). Spojení lze tedy považovat za dostatečně dimenzované.

4.15 Kontrola pera spojky

Pero zajišťující spojení hřídele elektromotoru se spojkou má totožný příčný rozměr jako to upevňující hnací kladku. Liší se pouze funkční délkou spojení, která činí 30 mm a průměrem hřídele. Podle předchozích vzorců, a za předpokladu, že pevnostní parametry hliníkové slitiny tělesa spojky jsou obdobné jako materiálu kladky, vyjde:

Tlak ve stykové ploše

$$p_{ssp} = \frac{4 \cdot M_k}{d_e \cdot l_{psp} \cdot h_p} = \frac{4 \cdot 7\,360}{24 \cdot 30 \cdot 7} = 5,8 \text{ MPa} \quad (37)$$

kde: p_{ssp} - je tlak ve stykové ploše pera hřídele elektromotoru s kotoučem spojky [MPa]
 d_e - průměr hřídele elektromotoru [mm]; 24 mm, vyčteno z katalogu výrobce (Siemens 2016)
 l_{psp} - funkční délka pera ve spoji [mm]

A dále kontrola pera na střih

$$\tau_{ssp} = \frac{2 \cdot M_k}{d_e \cdot l_{psp} \cdot b_p} = \frac{2 \cdot 7\,360}{24 \cdot 30 \cdot 8} = 2,6 \text{ MPa} \quad (38)$$

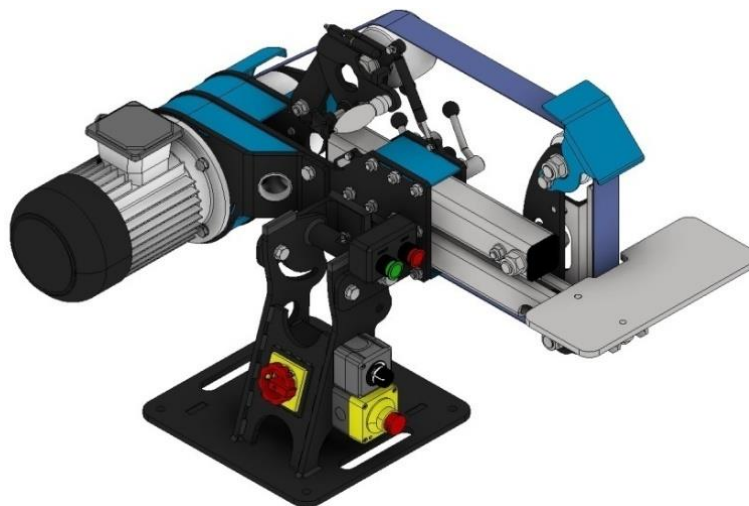
kde: τ_{ssp} - je střihové napětí mezi perem hřídele elektromotoru a kotoučem spojky [MPa]

I perový spoj hřídele elektromotoru s kotoučem spojky v provozu pravděpodobně obstojí, hodnoty napětí jsou stále dosti nízké. Samotné pevnostní parametry součástí spojky, včetně garance přenášeného výkonu, pak zaručuje výrobce. Z tohoto důvodu nebudou v práci kontrolovány. To se týká rovněž spojení hřídele hnací kladky s druhým kotoučem spojky za pomoci svěrného spoje s radiálním stavěcím šroubem.

5 Finální podoba konceptu

K vytvoření 3D modelu pásové brusky byl použit program Autodesk Inventor. Většinu konstrukčních požadavků stanovených v kapitolách 2 a 3 se přitom podařilo dodržet zcela, či alespoň z větší části. Celková váha brusky dosahuje dle výpočtu programu hodnoty 84,6 kg pro verzi umožňující rovinné broušení a 81,7 kg ve variantě s kontaktním kolem. Maximální rozměr zastavěné plochy, stanovený na 1 000x700 mm byl dodržen s rezervou větší než 50 mm v obou směrech. Pracovní plocha opěrného stolku se nachází ve výšce 466, resp. 376 mm nad deskou stolu. Z hlediska ergonomie se již jedná o výšku značnou, především pro osoby dosahující menšího vzrůstu. Důvod představuje elektromotor, jehož mřížka krytu ventilátoru se i po překlapaní brusky do vodorovné polohy musí nacházet alespoň 20 mm nad deskou stolu z důvodu zajištění funkce chlazení (Siemens 2016, s. 1/30). K vyřešení tohoto problému by stačilo použít nižší pracovní stůl, než jaký byl původně zamýšlen v kapitole 2.4. Všechny ovládací prvky stroje se podařilo umístit buď na čelní, nebo na některou z bočních stran, a jsou tudíž ve všech variantách relativně dobře dostupné, a to i za chodu. Za zvážení by nicméně stálo i použití nouzového vypínače ovládaného nožně. Průhledné polykarbonátové inspekční kryty, situované na obou stranách těla brusky, umožňují vizuální kontrolu stavu spojky a hnací kladky. Dovolují tak obsluhu snadno a rychle diagnostikovat případnou poruchu.

Využitelný prostor při rovinném broušení dosahuje výšky 143 mm (od pracovní plochy opěrného stolku po horní hranu opěrné desky), což dovoluje brousit i nože vyžadující vysoký výbrus, např. kuchyňské. Zranitelné části těla obsluhy, jakými jsou obličej a krk, chrání nastavitelný kryt.



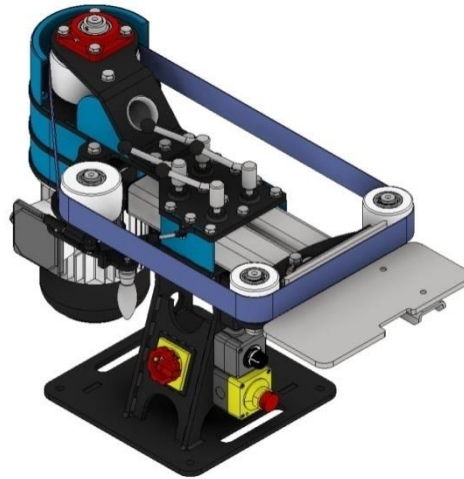
Obr. 33: Izometrický pohled na brusku ve variantě pro rovinné broušení

Zdroj: Autor

Přípravek pro rovinné broušení lze vůči rovině pracovního stolu libovolně naklonit v rozmezí $\pm 45^\circ$. Funkce otočného ochranného krytu přitom zůstane zachována. Samotný opěrný stolek lze též snadno spolu s nosníkem demontovat z vedení a využít tak při broušení celé délky opěrné desky bez nutnosti horizontální opory.

5.1.1 Překlopení do vodorovné polohy

Překlopená verze brusky využívá maximální plochy opěrné desky i stolku. Přestavba vyžaduje povolení a znovudotažení pouhých šesti, resp. sedmi šroubů a až na dodatečné vyložení stolku využívá stejné komponenty jako verze pro rovinné broušení. Díky vyložení lze hranu brusného pásu přesunout až pod úroveň pracovní plochy stolu. V důsledku toho je možné snadno brousit vnější radiusy např. při tvarování hlavic rukojetí. Při práci však nelze použít ochranný kryt a ani jeho zvažovaná alternativa, upevněná na nosné části středícího mechanismu, by neposkytovala dostatečné zabezpečení v případě přetržení brusného pásu. Vyřešení tohoto problému tak představuje vhodný směr následného bádání.



Obr. 34: Izometrický pohled na brusku ve vodorovné variantě

Zdroj: Autor

5.1.2 Verze s kontaktním kolem

Díky příhodně zvolené konstrukci se u verze s kontaktním kolem nachází pracovní plocha stolku asi o 33 mm pod osou samotného kola. Za pomoci vyložení stolku se dá tato výška zmenšit o dalších 10 mm. Jedná se o příhodný rozměr pro tvorbu dutého výbrusu zavíracích nožů, jestliže je používán přípravek udržující konstantní úhel. Pokud ne, představuje lepší alternativu broušení tzv. „z ruky“ – bez použití stolku. V případě výroby břitů na holení by muselo být použito kontaktní kolo menšího průměru asi do 120 mm v závislosti na tloušťce čepele a požadované tloušťce výsledného ostří.



Obr. 35: Izometrický pohled na brusku ve variantě s kontaktním kolem

Zdroj: Autor

5.2 Cenová kalkulace

Nedílnou součástí bakalářské práce představuje odhad celkových nákladů na případnou výrobu prototypu brusky dle navrženého konceptu. Kalkulace zahrnuje běžné ceny za nakupované položky, hutní materiál, práci, i odhad ceny a potřebného času výroby u komponent konstruovaných. Kalkulace dále počítá a zohledňuje pouze potřebné množství hutního materiálu pro účely výroby prototypu. V případě rámu to znamená ignorování ceny odpadu příslušné tabule plechu, či zbylého rozměru tyče po soustružení kladek. Amortizace výrobního, či montážního zařízení a nářadí, doprovodné i nepřímé náklady, ceny za dopravu a režii nejsou do odhadu kalkulace zahrnuty. Pro výrobu i montáž se počítá s prací jediné osoby, vykonávající veškerou činnost. Veškeré uvedené ceny jsou s DPH.

5.2.1 Náklady na nakupované položky

První část celkové kalkulace tvoří komponenty, či konstrukční celky nakupované. Do seznamu jsou zahrnuty všechny nevyráběné položky vyjma spojovacího materiálu, součástí hřídelí a různých distančních, rozpěrných a kluzných podložek. Náklady na tento materiál jsou shrnuty v kap. 5.2.3. Ceny položek pochází z různých, především internetových, zdrojů a uvedena je vždy nejnižší nalezená hodnota.

Tab. 11: Náklady na nakupované položky

Název	Počet [ks]	Cena za kus ⁴ [Kč]	Cena celková [Kč]
Elektromotor	1	4 850	4 850
Frekvenční měnič	1	10 550	10 550
Spojka	1	1 810	1 810
Ložisková jednotka	2	185	370
Závitová vložka	5	170	850
Záslepka nosníku	3	15	45
Čep středícího mechanismu	1	220	220
Otočná rukojeť napínání pásu	1	120	120
Mazací hlavice kulová	2	10	20
Rukojeť otočná	4	215	860
Šroub křídlatý	1	65	65
Plynová pružina	1	660	660
Pružina středícího mechanismu	1	35	35
Inspekční kryt	2	100	200
Pryžový doraz	2	10	20
Kryt hlavního vypínače	1	150	150
Skříňka elektroinstalace	1	220	220
Hlavní vypínač	1	565	565
Nouzový vypínač	1	235	235
Potenciometr	1	175	175
Tlačítko START/STOP	2	80	160
Celkem			22 180

Zdroj: Autor

⁴ Ceny byly stanoveny na základě průzkumu trhu k datu 22. 11. 2025

Již pouze samotné výdaje na nakupované komponenty prototypu dosahují ceny nožířské pásové brusky střední kategorie. Dle očekávání představují nejnákladnější položky elektromotor spolu s frekvenčním měničem. Právě náhradou těchto dvou položek levnější alternativou, od méně renomovaného výrobce, by bylo možno výslednou cenu prototypu znatelně snížit. Elektromotor od výrobce KASTE lze pořídit v průměru o 1 000 Kč levněji, na frekvenčním měniči lze obdobným způsobem ušetřit i 4 000 Kč. V souladu s požadavky z kapitoly 2.6, však není finální cena brusky rozhodujícím parametrem. Tedy za předpokladu, že nebude výrazně vyšší, než u konkurenčních – na trhu dostupných strojů, a pokud bude opodstatněná vysokou jakostí použitých komponent. Důraz byl přitom kladen především na stěžejní součásti pohonu. Použitím elektromotoru a frekvenčního měniče od fy. Siemens lze požadavky na vysokou úroveň kvality spolu s dlouhou životností považovat za splněné.

5.2.2 Náklady na vyráběné komponenty

Seznam vyráběných komponent obsahuje všechny součásti prototypu, u nichž by byla poptávána jejich výroba externím zhotovitelem. Celkové náklady za vyráběnou položku jsou pro větší názornost a zjednodušení tvořeny pouze odhadem ceny materiálu součásti a práce. Ceny za konstrukční materiály pak byly na základě průzkumu trhu stanoveny následovně:

- *ocel 1.0038* – 33 Kč za kilogram,
- *ocel 1.0050* – 40 Kč za kilogram,
- *nástrojová ocel 1.2379* – 250 Kč za kilogram,
- *nerezavějící ocel 1.4301* – 110 Kč za kilogram,
- *hliníková slitina EN AW-6082* – 225 Kč za kilogram.

Váha jednotlivých součástí byla převzata z 3D CAD software Autodesk Inventor a zvětšena o předpokládané množství materiálu odebraného během procesu obrábění. Čas potřebný pro výrobu polotovarů součástí z plechu je určen na základě rychlosti řezání laserem, která dosahuje 1 500 mm za minutu. Doba zbývajících obrábění je stanovena odhadem.

Hodinová sazba za práci vychází od 350 Kč za provedení méně náročných činností, jako například montáž až po 700 Kč za přesné soustružení na konvenčním soustruhu, vybaveném přídatným kopírovacím zařízením.

Cena za oboustranný jednovrstvý nátěr komaxitu s bezbarvým krycím lakem byla na základě součtu všech exponovaných ploch – opět za pomoci SW Autodesk Inventor, vyčíslena na 3 500 Kč. Tepelné zpracování opěrné desky vyjde odhadem na 150 Kč.

Tab. 12: Náklady na vyráběné komponenty

Název	Počet [ks]	Cena za materiál ⁵ [Kč]	Doba výroby [hod]	Hodinová sazba [Kč]	Cena za kus [Kč]	Cena celková [Kč]
Stojna přední	1	78	0,25	400	178	178
Stojna zadní	1	78	0,75	400	378	378
Základová deska rámu	1	262	0,8	500	662	662
Nožka rámu	3	8	0,1	350	43	129
Žebro rámu	1	38	0,2	450	128	128
Levá deska	1	274	2,25	500	1 399	1 399
Pravá deska	1	254	2,75	500	1 629	1 629
Víčko závitové vložky	5	15	0,15	350	67,5	337,5
Nosník přípravku	1	430	0,1	350	465	465
Nosník opěrného stolku	1	430	0,25	450	542,5	542,5
Osa hnaných kladek	4	40	0,5	650	365	1 460
Kryt pravý – přední	1	8	0,25	400	108	108
Kryt hnací kladky	1	15	0,4	400	175	175
Kryt levý	1	20	0,5	400	220	220
Kryt horní	1	17	0,15	350	69,5	69,5
Kryt střední	1	25	0,5	400	225	225
Kryt dolní	1	22	0,1	350	57	57
Plech středícího mechanismu	1	37	0,25	450	149,5	149,5
Páka středícího mechanismu	1	42	0,15	400	102	102
Hnací hřídel	1	45	1	700	745	745
Vyložení opěrného stolku	1	10	0,1	350	45	45
Opěrný stolek	1	415	0,55	400	635	635
Držák přípravku pro rovinné broušení	1	55	0,25	400	155	155
Držák přípravku pro broušení konkávního výbrusu	1	21	0,15	350	73,5	73,5
Kladka přípravku pro rovinné broušení	2	119	0,5	600	419	838
Napínací kladka	1	180	0,6	650	570	570
Kontaktní kolo	1	594	1,2	650	1 474 ⁶	1 474
Hnací kladka	1	538	1	700	1 238	1 238
Opěrná deska	1	250	0,75	600	850 ⁷	850
Kryt pásu	1	28	0,2	400	108	108
Aretace	1	5	0,1	350	40	40
Podpěra motoru	1	87	0,5	450	312	312
Podpěra ložiska	1	84	0,5	450	309	309
Držák opěrné desky	1	34	0,6	500	334	334
Otočný mechanismus	1	69	0,35	450	226,5	226,5
Nátěr komaxitem	24	3 500	-	-	-	3 500
Montáž prototypu			7,5	350	-	2 625
Celkem						22 492

Zdroj: Autor

⁵ Ceny byly stanoveny na základě průzkumu trhu k datu 22. 11. 2025⁶ Včetně pogumování⁷ Včetně nákladů na tepelné zpracování

5.2.3 Náklady na spojovací a přídatný materiál

Spojovací materiál je zvolen v pevnostní třídě 8.8 s povrchovou úpravou žárovým zinkováním. Přídatný materiál a podložky jsou ponechány bez úpravy.

Tab. 13: Náklady na spojovací a přídatný materiál

Název	Rozměr	Počet [ks]	Cena za kus ⁸ [Kč]	Cena celková [Kč]
Šroub se šestihrannou hlavou ISO 4017	M6x15	9	4,2	37,8
	M10x25	8	5,2	41,6
	M10x110	2	16,6	33,2
	M12x20	5	4,7	23,5
	M12x25	7	5	35
	M12x40	3	6,8	20,4
Šroub se šestihrannou hlavou ISO 4014	M10x85	5	7,6	38
	M10x95	8	8,4	67,2
	M12x90	1	10,7	10,7
	M12x95	2	12,7	25,4
	M12x110	1	18,7	18,7
	M20x100	1	36,3	36,3
Matice samojistná ISO 10511	M10	12	2,9	34,8
	M12	4	4	16
	M20	5	16,6	83
Podložka plochá ISO 7089	6,4 pro M6	1	0,8	0,8
	10,5 pro M10	25	2	50
	13 pro M12	15	2,5	37,5
	21 pro M20	6	5	30
Podložka pružná talířová ČSN 02 1741	6 pro M6	10	0,9	9
	10 pro M10	14	2,2	30,8
	12 pro M12	7	3	21
Pero těsné ISO 773	8x7x32	2	12	24
Ložisko kuličkové jednořadé ⁹ ISO 8443:1985	6005–2Z	8	125,4	1 003,2
Kroužek pojistný vnější ČSN 02 2930	25 mm	8	3,5	28
Kroužek pojistný vnější třmenový ČSN 02 2929	7 mm	1	1	1
Trubka rozpěrná ČSN 42 6711	12x2x60	11	25	275
	25x2x50	2	35	70
Podložka kulová DIN 6319C	10,5x21x4	1	12,4	12,4
Pánvička kuželová mosazná DIN 6319D	12x21x4,2	2	32	64
Podložka vymezovací	35x6,5x1	2	4	8
Podložka kluzná, mosazná	21x5x0,8	3	17	51
	35x6,5x0,8	5	25	125
Celkem				2 438,1

Zdroj: Autor

⁸ Ceny byly stanoveny na základě průzkumu trhu k datu 23. 11. 2025⁹ Preferován výrobce SKF

5.2.4 Vyhodnocení kalkulace

Odhad celkových nákladů na výrobu prototypu stolní pásové brusky udává tab. 14. Z jejích dat, ale i z dat tabulek předchozích, se lze dozvědět několik zajímavých informací. Zásadní je zjištění, že výsledné náklady v zásadě korespondují s cenou prodáváných brusek obdobné konstrukce a parametrů. Stroje s příslušenstvím v podobě kontaktního kola a mechanismu umožňující překlopení do vodorovné polohy pak bývají i o několik tisíc dražší, než na kolik vychází odhad za výrobu prototypu.

Cenu pochopitelně navyšuje použití značkových komponent, záměrné naddimenzování konstrukce, ale i fakt, že vyráběné komponenty by byly zhotovované formou zakázkové výroby, a proto i relativně nákladně. Použitím většího množství kupovaných dílů, komponent od méně renomovaných výrobců a adekvátní úpravou konstrukce, by bylo možno náklady poněkud zredukovat, ovšem za cenu odpovídajícího snížení úrovně zpracování výrobku, případně jeho životnosti. Pozoruhodný je i fakt, že třetinu ceny celého stroje tvoří pouze elektromotor a frekvenční měnič. Náklady na pořízení, či výrobu ostatních komponent jsou pak výrazně nižší.

Tab. 14: Odhad celkových nákladů na výrobu prototypu

Název	Cena [Kč]
Náklady na nakupované položky	22 180
Náklady na vyráběné komponenty	22 492
Náklady na spojovací a přídavný materiál	2 438,1
Celkové náklady prototypu	47 110,1

Zdroj: Autor

Závěr

Primárním cílem závěrečné bakalářské práce bylo navrhnout koncept univerzální stolní pásové brusky určené pro nožířské potřeby, schopné obrábět jak ocel, tak i další materiály, se kterými přichází nožíř při své práci běžně do styku. Brusku poskytující variabilitu v podobě výměny přípravku pro rovinné broušení za kontaktní kolo, umožňující broušení konkávního výbrusu.

V teoretické části byl zhodnocen současný stav trhu s pásovými bruskami použitelnými pro účely nožíře, a to jak globálně, tak se zohledněním tuzemské dostupnosti těchto strojů. Zároveň došlo ke stanovení přibližné cenové hladiny, ve které se má výsledný koncept nacházet. Bližší vytyčení základních požadavků kladených na brusku proběhlo v kapitole 2. Zároveň zde byla stanovena priorita těchto požadavků.

V předběžném návrhu došlo na posouzení možných variant pohonu a regulace otáček. Na základě této analýzy byl zvolen třífázový asynchronní motor s kotvou nakrátko, tak i frekvenční měnič coby regulátor. Předběžně byl stanoven také rozsah řezných rychlostí 5 až 40 m/s. Výběru vhodného rozměru brusného pásu 50x2 000 mm pak předcházela analýza dostupnosti nejfrekventovanějších rozměrů brusných pásů na tuzemském trhu. Krátce shrnuty a popsány byly obě varianty uspořádání brusky. Následoval výběr vhodného konstrukčního materiálu kladek v podobě hliníkové slitiny EN AW-6082 a rovněž návrh jejich základního provedení a tvaru. Zvolen byl typ rámu, popsány základní požadavky kladené na napínací i středící mechanismus. V další části bakalářské práce došlo na analýzu problematiky nejnamáhavější součásti přípravku pro rovinné broušení a její řešení.

V praktické a výpočetní části práce byly postupně, a na základě příslušných výpočtů, zvoleny nejprve konečné meze řezných rychlostí 13 a 32,5 m/s, díky čemuž mohl být vybrán konkrétní typ elektromotoru i frekvenčního měniče. Došlo též postupně na stanovení průměru hnací kladky 145 mm i průměrů kladek ostatních. Ze znalosti silových poměrů v brusném pásu se podařilo zvolit vhodný typ napínací pružiny a následně provést pevnostní návrhy a kontroly namáhaných dílů. Díky tomu, a též za přispění odborné literatury, mohly být stanoveny všechny jejich zbývající rozměry. Následovala tvorba 3D modelu brusky spolu s výkresovou dokumentací sestavy a vybraných dílů. Poslední část závěrečné práce představuje odhad celkové kalkulace případného prototypu brusky.

Výsledný koncept splnil hlavní zvolené požadavky. Konstrukce brusky je dostatečně naddimenzována pro dlouhou životnost, zaručuje univerzálnost a v jediném stroji nabízí jak možnost horizontálního, vertikálního, tak i tvarového broušení na kontaktním kole, což i v případě výrobků cenově konkurenčních dosud ne vždy představuje standard. Z cenové kalkulace též vyplývá, že hypoteticky lze prototyp vyrobit za srovnatelnou částku, za kterou se nabízejí výrobky renomovaných značek.

Mezi drobná zlepšení oproti konkurenci patří využití pružné spojky, která částečně tlumí momentové rázy a kompenzuje chyby souososti hřídelí. S tím souvisí i uložení hnací kladky stroje na samostatnou hřídel, díky čemuž jsou méně namáhána ložiska elektromotoru. Toto řešení je v rámci konkrétního typu pásových brusek ojedinělé. Poslední inovaci představují průhledné inspekční kryty, umožňují rychlou kontrolu stavu spojky a hnací kladky. Menší nedostatek konstrukce představuje zmíněná výška brusky, jež by však šlo snadno

kompensovat volbou nižšího pracovního stolu, a problém s nedostatečným zakrytváním v případě vodorovné polohy a u verze s kontaktním kolem.

Seznam použité literatury

- ABRASIV. *Brusné pásy z brusného plátna*. Online. ABRASIV, akciová společnost. Eshop.abrasiv.cz. © 2025. 2025. Dostupné z: <https://eshop.abrasiv.cz/brousici-platna-a-papiry/brousici-platna/nekonecne-pasy>. [cit. 2025-11-05].
- ABRASIVE FINISHING SYSTEMS. *Recommended Sanding Speed*. Online. [HTTPS://ABRASIVE-SYSTEMS.CO.UK](https://ABRASIVE-SYSTEMS.CO.UK). Abrasive-systems.co. [2015]. Dostupné z: <https://abrasive-systems.co.uk/hand-held-sanding-machines/recommended-sanding-speeds>. [cit. 2025-10-28].
- ARYAN, Garrett. *Sanding Belt Material Explained*. Online. MAVERICK ABRASIVES. 2022. Dostupné z: <https://www.maverickabrasives.com/blogs/sandpaper-guides/sanding-belt-material-explained>. [cit. 2025-11-05].
- BEAUMONT METAL WORKS. *IMG_4803-KMG-PL-w-2hp-motor-white-background-1536x1060.jpg*. Online. In: [HTTPS://BEAUMONTMETALWORKS.COM](https://BEAUMONTMETALWORKS.COM). Beaumontmetalworks.com. [2020]. Dostupné z: https://beaumontmetalworks.com/wp-content/uploads/2020/11/IMG_4803-KMG-PL-w-2hp-motor-white-background-1536x1060.jpg. [cit. 2025-11-04].
- BORSKÝ, Václav. *Základy stavby obráběcích strojů*. Vyd. 2., přeprac. Brno: VUT, 1991, 214 s.: il. tabulky, grafy. ISBN 80-214-0361-6.
- BOYE, David. *Step by Step Knifemaking*. BOYE KNIVES PR, 1977. ISBN 0615116590.
- BRUSIVO spol. s r.o. *Brusné pásy*. Online. © 2023. 2025. Dostupné z: <https://eshop.brusivo.eu/brusne-pasy>. [cit. 2025-11-05].
- CGW ABRASIVES a PASCO. *ABRASIVE BELTS: Capability Catalog*. Online. Oak Park Ave, Niles, IL, 2015. Dostupné z: https://cdn.grovesindustrial.com/pdf/sds/CGW_53382_Catalog.pdf. [cit. 2025-11-05].
- ČERNOCH, Svatopluk. *Strojně technická příručka*. Třinácté, upravené vydání. Řada strojírenské literatury. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1977. Dostupné také z: <http://krameriusndk.nkp.cz/search/handle/uuid:256c5a80-f224-11e4-8ded-5ef3fc9ae867>.
- DAVIS, J.R. a DAVIS, J.R. *Aluminum and Aluminum Alloys*. Online. In: ASM. *Alloying: Understanding the Basics*. 2001, s. 351-416. ISBN 978-1-62708-297-6. Dostupné z: <https://materialsdata.nist.gov/bitstream/handle/11115/173/Aluminum%20and%20Aluminum%20Alloys%20Davis.pdf>. [cit. 2025-11-06].
- DHOTARE, Sagar. *Design of Belt Drives With Pulley: Theory By Prof. Sagar A. Dhotare*. Online, Education text. Vishwaniketan's Institute of Management Entrepreneurship and Engineering Technology, [2025]. Dostupné z: <https://www.slideshare.net/slideshow/design-of-belt-drives-with-pulley-theory-by-prof-sagar-a-dhotare/239371961>. [cit. 2025-11-05].
- DOUŠEK, Karel, HEMERKA, Jiří (recenz.). *Požadavky na respirátory a ochranné masky. Vytápění, větrání, instalace*. 2020, roč. 29, č. 3, s. 122 - 127. ISSN 1210-1389. Dostupné také z: https://www.stpcr.cz/download/_/vvi-databaze/dousek_03_2020.pdf.

- ELEKTROMOTORY MORAVEC. *Elektromotor SIEMENS 2,2kW,2855ot, 1LE10020EA42*. Online. In: ELEKTROMOTORY MORAVEC S.R.O. Elektromotory.net. (C) 2011. Dostupné z: <https://www.elektromotory.net/upload/produktimg/1le1002-0ea42-2fa4-prirubovy-imb5-2-2kw-2855ot.jpg>. [cit. 2025-11-09].
- FERONA, a.s. <https://online.ferona.cz/vyhledavani/338>. Online. © 2017. 2025. Dostupné z: <https://online.ferona.cz>. [cit. 2025-11-06].
- FROLÍK, Michal. *Řídící a vizualizační aplikace elektrického servopohonu Siemens Micromaster MM440*. Online, Bakalářská práce, vedoucí Martin Diblík. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2007. Dostupné z: file:///E:/Uživatel/Dokumenty/Škola/VŠPJ/Závěrečná%20práce/bc_13599.pdf. [cit. 2025-11-04].
- GPGRAPHICPLANS. *2x72" Tilting Belt Grinder Plans | PDF and DXF Files Included*. Online. In: ETSY, INC. Etsy.com. © 2025, 2022. Dostupné z: https://i.etsystatic.com/30852733/r/il/8f32a5/3857700916/il_1588xN.3857700916_5wgw.jpg. [cit. 2025-11-10].
- GRAINGER. *Sandpaper Grit Charts & Grades*. Online. W.W. GRAINGER, INC. Grainger.com. 3/6/2024. Dostupné z: <https://www.grainger.com/know-how/equipment/kh-video-sandpaper-grit-chart>. [cit. 2025-11-05].
- HALAŠKA, Petr. *Predikce mechanického chování plastových dílů*. Online. SMARTPLAST S.R.O. 2020. Dostupné z: <https://www.plasticportal.cz/clanky/predikce-mechanickeho-chovani-plastovych-dilu>. [cit. 2025-11-17].
- HAWRYLUK, Marek; LACHOWICZ, Marzena M.; MARZEC, Jan; NOWAK, Kamila a SULIGA, Maciej, CAI, Zhenbing (ed.). *Comparative Analysis of the Wear of NC11LV and Hardox 600 Steel Used in Tools for Extrusion of Clay Strands in the Process of Producing Ceramic Roof Tiles*. Online. WROCLAW UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGY. 2022. Dostupné z: <https://pmc.ncbi.nlm.nih.gov/articles/PMC9822048>. [cit. 2025-11-10].
- HERMES ABRASIVES. *Sanding Speed Guide*. Online. [HTTPS://WWW.HERMES.COM.AU](https://WWW.HERMES.COM.AU). Hermes.com. b.r. Dostupné z: <https://www.hermes.com.au/assets/hermes-abrasives-australia-sanding-speed-guide.pdf>. [cit. 2025-10-28].
- HORÁK, Vladimír. *Držák malých kladek H01-MK50*. Online. [HTTPS://WWW.PASOVEBRUSKY.COM](https://WWW.PASOVEBRUSKY.COM). Wwww.pasovebrusky.com. 2020. Dostupné z: https://www.pasovebrusky.com/product/pasove-brusky/---prislusenstvi-k-h01-v1-do-31_10_2020/drzak-malych-kladek-h01-mk50/226. [cit. 2025-10-28].
- HRIŇ, Jan. *Poruchy frekvenčních měničů: Jak předejít neočekávaným prostojům a chránit váš provoz*. Online. ELEKTRO HRIŇ. © 2024. 2025. Dostupné z: <https://www.elektro-hrin.cz/l/poruchy-frekvencnich-menicu-jak-predejti-neocekanym-prostojum-a-chranit-vas-provoz>. [cit. 2025-11-04].
- CHALLENGE. *Ložiskové jednotky: Přírubové jednotky*. Online. In: MORAVIA ŘETĚZY A.S. Moravia-retezy.cz. 2013. Dostupné z: <https://www.moravia-retezy.cz/files/design/custom-backgrounds/loziska/prirubove-jednotky-4-srouby.pdf>. [cit. 2025-11-09].

- JENSEN, Douglas. *Abrasive belt tensioning: Overlooked and under-addressed: How proper tensioning improves belt sanding and grinding quality, productivity, and abrasive life*. Online. Thefabricator.com. 2017. Dostupné z: <https://www.thefabricator.com/thefabricator/article/finishing/abrasive-belt-tensioning-overlooked-and-under-addressed>. [cit. 2025-10-28].
- KIPP. *Elastomerová zubová spojka*. Online. WWW.KIPP.CZ. Kipp.cz. [2025a]. Dostupné z: <https://www.kipp.cz/cs/výrobky/OVLÁDACÍ-PRVKY/Díly-pro-stroje-a-pro-přípravky/Spojky/Elastomerové-zubové-spojky-se-závitovým-kolíkem/Elastomerová-zubová-spojka-sevření-se-závitovým-kolíkem-hliník/p/K1894.24800782025>. [cit. 2025-10-28].
- KISSIKOVÁ, Lenka. *BEZPEČNOST STROJŮ A ZAŘÍZENÍ*. Online, Učební text. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta bezpečnostního inženýrství, 2021. Dostupné z: file:///E:/Uživatel/Dokumenty/Škola/VŠPJ/Závěrečná%20práce/Soubor%20č.%203_Bezpečnost%20strojů%20a%20zařízení.pdf. [cit. 2025-11-02].
- KNIFE.CZ [@JIM11; Karel W]. *Pásová bruska II*. Online. 2020. Dostupné z: <https://www.knife.cz/Default.aspx?tabid=53&g=posts&t=1016&p=296>. [cit. 2025-10-28].
- KOPEL, David B.; CRAMER, Clayton E. a OLSON, Joseph Edward. *Knives and the Second Amendment*. Online. *University of Michigan Journal of Law Reform*. 2013, s. 167-215. Dostupné z: <https://repository.law.umich.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=1027&context=mjlr>. [cit. 2025-10-30].
- KOVÁŘ, Ladislav. *Výrobní stroje I.: Studijní podklady k vybraným kapitolám*. Online. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 2019. Dostupné z: file:///E:/Uživatel/Stažené%20soubory/Soubor%20č.%203_Výrobní%20stroje%20I..pdf. [cit. 2025-10-31].
- LASANA SMART MACHINES. *IMG_0927.jpg*. Online. In: <HTTPS://LASANA-GRINDERS.COM>. Lasana-grinders.com. b. r. Dostupné z: https://lasana-grinders.com/wp-content/uploads/2022/02/IMG_0927.jpg. [cit. 2025-11-04].
- LEIVEBER, Jiří a VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky: Pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. Páté upravené vydání. Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- LUBARDA, Vlado A. *The mechanics of belt friction revisited*. Online. UNIVERSITY OF CALIFORNIA & MONTENEGRIN ACADEMY OF SCIENCES AND ARTS. *International Journal of Mechanical Engineering Education*. 2014, č. 2, s. 97 - 112. ISSN 0306-4190. Dostupné z: http://maeresearch.ucsd.edu/~vlubarda/research/pdfpapers/IJMEE_14.pdf. [cit. 2025-11-05].
- MANUALS.PLUS. *Scheppach-BTS-700-Electric-Belt-and-Disc-Sander-Product-Image.jpg*. Online. In: <HTTPS://MANUALS.PLUS/CS>. Manuals.plus. [2016]. Dostupné z: <https://manuals.plus/wp-content/uploads/2022/10/scheppach-BTS-700-Electric-Belt-and-Disc-Sander-Product-Image.jpg>. [cit. 2025-11-03].

- MOLITON. *Plynová vzpěra délky 200mm, zdvih 60mm, zatížení 0250N*. Online. [HTTPS://WWW.MOLITON.CZ/INDEX.PHP](https://www.moliton.cz/index.php). Moliton.cz. b.r. Dostupné z: <https://www.moliton.cz/delka-vzpery-200-249-mm/delka-200mm-zdvih-60mm-zatizeni-0250n-13948.html>. [cit. 2025-10-28].
- MTECH. *6SL3210-5BE22-2CV0*. Online. MTECH INDUSTRIAL AUTOMATION CORP. Mtech-siemens.com. © 2019. Dostupné z: <http://www.mtech-siemens.com/product/6sl3210-5be22-2cv0/>. [cit. 2025-11-13].
- NAŘÍZENÍ VLÁDY Č. 361/2007 SB. *Nařízení vlády, kterým se stanoví podmínky ochrany zdraví při práci: § 49 Rozměry pracovní roviny, pracovního místa a požadavky na ovladače*. Online. ZÁKONY PRO LIDI. www.zakonyprolidi.cz. 15.02.2025 (verze 19). Dostupné z: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2007-361>. [cit. 2025-11-02].
- NENADÁL, Jaroslav a kol. *MODERNÍ MANAGEMENT JAKOSTI: principy postupy metody*. Praha: Management Press, 2008. ISBN 978-80-7261-186-7.
- OČKAJOVÁ, Alena; KUČERKA, Martin; KRIŠŤÁK, Luboš; RUŽIAK, Ivan a GAFF, Milan. *Efficiency of Sanding Belts for Beech and Oak Sanding*. Online. 2016, 11(2). 2016. Dostupné z: [bioresources.com, https://bioresources.cnr.ncsu.edu/BioRes_11/BioRes_11_2_5242_Ockajova_KKRG_Wear_Sand%20Belts_Beech_Oak_Sanding_9299.pdf](https://bioresources.cnr.ncsu.edu/BioRes_11/BioRes_11_2_5242_Ockajova_KKRG_Wear_Sand%20Belts_Beech_Oak_Sanding_9299.pdf). [cit. 2025-11-05].
- PAJL, Josef. *O nožích: nejen loveckých*. Praha: Grada, 2010. ISBN 978-80-247-3502-3.
- PIKUL, Richard. *SANDPAPER AND SANDING: Sandpaper for Woodturning*. Online. [2019]. Dostupné z: https://wgo.ca/Documents/Skills_Techniques/Sandpaper%20for%20Woodturning.pdf. [cit. 2025-11-05].
- PISKAČ, Vít. *Doporučené řezné rychlosti pro brusné pásy*. Online. [HTTPS://WWW.ESHOP.PISKACASYN.CZ](https://www.eshop.piskacasyn.cz). Piskacasyn.cz. b.r. Dostupné z: <https://www.eshop.piskacasyn.cz/sk/doporucene-rezne-rychlosti-pro-brusne-pasy>. [cit. 2025-10-28].
- PISKAČ, Vít. *BRUSNÉ PÁSY PRO NOŽÍŘE*. Online. [HTTPS://WWW.ESHOP.PISKACASYN.CZ](https://www.eshop.piskacasyn.cz). Piskacasyn.cz. 2020. Dostupné z: <https://www.piskacasyn.cz/wp-content/uploads/noziri-2020.pdf>. [cit. 2025-10-28].
- PISKAČ, Vít a syn a.s. *Brusné pás 3M 784F 50x2500 mm: 3M%20784F%20pás.jpg*. Online. In: [WWW.ESHOP.PISKACASYN.CZ](https://www.eshop.piskacasyn.cz). Eshop.piskacasyn.cz. [2024]. Dostupné z: <https://img.eshop.piskacasyn.cz/images/3M%20784F%20pás.jpg?vid=1&tid=37&r=A>. [cit. 2025-11-04].
- PISKAČ, Vít a syn a.s. *Brusné pásy*. Online. Eshop.piskacasyn.cz. 2025. Dostupné z: <https://www.eshop.piskacasyn.cz/brusne-pasy?page=1&pa-8=25&pa-7=40>. [cit. 2025-11-05].
- PLYNOVEPRUZINYSHOP.CZ. *Plynová vzpěra 6-15 zdvih 60*. Online. In: [Plyновеpruzinyshop.cz](https://www.plyновеpruzinyshop.cz). [2025]. Dostupné z: https://www.plyновеpruzinyshop.cz/wp-content/featherlight/product-data/gs/png/G_6_15_60_1_152_Steel.png?v=1720440994. [cit. 2025-10-28].

- QINGDAO FANTECH ABRASIVES. *Abrasive Tools 10*330mm Fantech Non Woven Abrasive Sanding Belts Used With Machine for Grinding*. Online. [HTTPS://WWW.FT-ABRASIVES.COM](https://www.ft-abrasives.com). Ft-abrasives.com. [2018]. Dostupné z: https://www.alibaba.com/product-detail/Abrasive-Tools-10-330mm-Fantech-Non_1600881359495.html. [cit. 2025-10-28].
- REPONEN, Jaakko. *THE RELIABILITY OF FREQUENCY CONVERTERS IN A PULP AND PAPER INDUSTRY COMPANY*. Online, Master's Thesis, vedoucí Ari Wallenius. Mikkeli, Finland: Lappeenranta University of Technology, 2019. Dostupné z: https://lutpub.lut.fi/bitstream/handle/10024/159755/DI_tyo_JR.pdf?sequence=1&isAllowed=y. [cit. 2025-11-04].
- R&H - KNIVES. *Resource.ashx?ab=392068*. Online. In: WWW.KNIFE.CZ. Knife.cz. 6. Prosince 2015 15:08:47. Dostupné z: <https://www.knife.cz/DesktopModules/YetAnotherForumDotNet/resource.ashx?ab=392068>. [cit. 2025-11-17].
- ŘEŘÁBEK, Antonín. *Stavba a provoz strojů 1: pro školu a praxi*. Praha: Scientia, 2006. ISBN 80-86960-02-1.
- ŘEŘÁBEK, Antonín. *Stavba a provoz strojů 2: pro školu a praxi*. Praha: Scientia, 2009. ISBN 978-80-86960-21-0.
- SEHAR, Fantin Irudaya Raj Edward; APPADURAI, M.; DARWIN, S. a CHITHAMBARA, Thanu M. *Detailed study of efficient water jacket cooling system for induction motor drive used in electric vehicle*. Online. International Journal on Interactive Design and Manufacturing, 2022. Dostupné z: <https://www.researchgate.net/publication/365782456/figure/fig3/AS:11431281230897787@1711163901894/Operating-conditions-of-IM-28.png>. [cit. 2025-10-28].
- SHARPEDGE. *Blade construction: Geometry*. Online. In: SHARPEDGE. Sharpedgeshop.com. 2025. Dostupné z: <https://sharpedgeshop.com/blogs/knives-101/blade-construction-geometry?srltid=AfmBOor5PDk2CE2PjFRQ131JUozmJO0DV2Gazr7LKhXIIHpW7KHIWg3> [cit. 2025-11-02].
- SHATKO, D. B.; LYUKSHIN, V. S. a STRELNÍKOV, P. A. *Development of innovative approach to diagnosis of coated abrasive surface*. Online. In: T.F. GORBACHEV KUZBASS STATE TECHNICAL UNIVERSITY. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 843. Kemerovo, 2020, s. 2-3. Dostupné z: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/843/1/012011/pdf>. [cit. 2025-11-05].
- SIEMENS. *Motory SIMOTICS nízkonapěťové trojfázové asynchronní motory nakrátko podle IEC: Katalog D 81.1 CZ*. Online. 2016. Dostupné z: https://opis.cz/siemens/pdf/katalog_1le1.pdf. [cit. 2025-10-28].
- SIEMENS. *SINAMICS V20*. Online, Produktový katalog. © Siemens, s.r.o., 2017. Dostupné z: <https://www.jork.shop/priloha.php?ak=115544>. [cit. 2025-11-13]. Přeloženo z originálu E20001-A90-P670-V9-2D00.

- SKF. *Valivá ložiska*. Online, Produktový katalog. 2019. Dostupné z:
https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d1968096351e/pdf_preview_medium/0901d1968096351e_pdf_preview_medium.pdf. [cit. 2025-10-28].
- THE ENGINEERING TOOLBOX. *Friction - Coefficients for Common Materials and Surfaces*. Online. 2004. Dostupné z: https://www.engineeringtoolbox.com/friction-coefficients-d_778.html. [cit. 2025-10-28].
- TRUNZ, Peter a PCB AND ELECTRONIC SYSTEMS DIVISION (ed.). *Technical Cleanliness in Electrical Engineering: Dirt is simply matter in the wrong place*. Online. 2nd extended edition. 2019. Dostupné z:
[https://www.zvei.org/fileadmin/user_upload/Presse_und_Medien/Publikationen/2021/Jul i/Leitfaden_Technische_Sauberkeit/ZVEI_BR_Technical_Cleanliness_engl.pdf](https://www.zvei.org/fileadmin/user_upload/Presse_und_Medien/Publikationen/2021/Jul_i/Leitfaden_Technische_Sauberkeit/ZVEI_BR_Technical_Cleanliness_engl.pdf). [cit. 2025-11-04].
- VARASQUIM, Francisco Mateus Faria de Almeida; ALVES, Manoel Cléber de Sampaio; GONÇALVES, Marcos Tadeu Tiburcio; SANTIAG, Luis Fernando Frezzatti a SOUZA, Alexandre Jorge Duarte de. *Influence of belt speed, grit sizes and pressure on the sanding of Eucalyptus grandis wood*. Online. CERNE. 2012, roč. 18, č. (2), s. 231-237. Dostupné z: <https://doi.org/10.1590/S0104-77602012000200007>. [cit. 2025-10-28].
- Výrobní stroje I*. Online, Skripta. [Liberec]: [Technická univerzita v Liberci Katedra výrobních systémů a automatizace], b.r. Dostupné z:
http://www.kvs.tul.cz/download/vyrobní_stroje/obrabeci.pdf. [cit. 2025-11-03].
- 3M. *3M™ Abrasives Core Belt Range*. Online. Manchester, United Kingdom: 3M Abrasive Systems Division, © 3M 2020. Dostupné z:
<https://multimedia.3m.com/mws/media/1888736O/omg82682-si-asd-40-core-belts-brochure-a4-fv-for-office-use.pdf>. [cit. 2025-11-05]. Katalog výrobce 3M.
- 84 ENGINEERING. *IMG_0953_copy.jpg*. Online. In: [HTTPS://84ENGINEERING.COM.AU](https://84ENGINEERING.COM.AU). 84engineering. © 2025. Dostupné z:
https://84engineering.com.au/cdn/shop/files/IMG_0953_copy.jpg?v=1683614175. [cit. 2025-11-03].

Přílohy

Příloha A.1 3D model sestavy stolní pásové brusky

Příloha A.2 3D model sestavy stolní pásové brusky s kontaktním kolem pro broušení konkávního výbrusu

Příloha A.3 3D model sestavy stolní pásové brusky pro vodorovné broušení

Příloha B.1 Výkres sestavy stolní pásové brusky (HP-NKSPB-00-01)

Příloha B.2 Výkres podsestavy přípravku pro broušení konkávního výbrusu (HP-NKSPB-01-01)

Příloha B.2.1 Kusovník podsestavy přípravku pro broušení konkávního výbrusu (HP-NKSPB-02-01)

Příloha B.3 Výkres hnací hřídele (HP-NKSPB-03-01)

Příloha B.4 Výkres hnací kladky (HP-NKSPB-03-02)

Příloha B.5 Výkres osy hnaných kladek (HP-NKSPB-03-03)

Příloha B.6 Výkres opěrné desky (HP-NKSPB-03-04)

Příloha B.7 Výkres držáku přípravku pro rovinné broušení (HP-NKSPB-03-05)