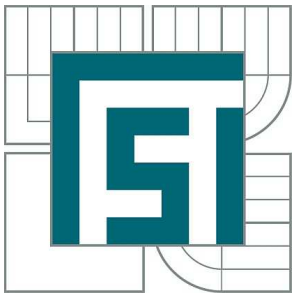
VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

POSUVOVÉ ZAŘÍZENÍ PRO OHRAŇOVAČKU DŘEVA

FEED MECHANISM FOR EDGE BANDING MACHINE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE — JAN HEGER
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — doc. Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSc.
SUPERVISOR

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Jan Heger

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

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

Posuvové zařízení pro ohraňovačku dřeva

v anglickém jazyce:

Feed mechanism for edge banding machine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte posuvové zařízení pro posuv zpracovávaného materiálu v ohraňovačce dřeva.
Základní technické parametry:
- rychlost posuvu
- šířka posouvaného materiálu max/min

Cíle bakalářské práce:

Technická zpráva obsahující.
- návrh mechanismu
- pevnostní a kapacitní výpočty
- další výpočty dle vedoucího BP

Výkresová část obsahující
- sestavu zařízení
- podsestavy a dílenské výkresy dle pokynů vedoucího BP

Seznam odborné literatury:

1. POLÁK, J.: Dopravní a manipulační zařízení II., 1. vyd., Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 2003, 104 s., ISBN: 80-248-0493-X
2. PAVLISKA, J., HRABOVSKÝ, L.: Dopravní a manipulační zařízení IV, 1. vyd., Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2004, 128 s., ISBN: 80-248-0537-5
3.GAJDŮŠEK, J.; ŠKOPÁN, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno, 1988

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 8.11.2010

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

Bakalářská práce se zabývá návrhem posuvového zařízení pro ohraňovačku dřeva. Jsou zde provedeny základní výpočty. Jako příloha je výkresová dokumentace sestavy.

KLÍČOVÁ SLOVA

Posuvové zařízení, řetěz, unášecí destička.

ABSTRACT

This thesis deals with the adjusting device for edge banding. There are carried out basic calculations. As an annex to the assembly drawings.

KEYWORDS

The feed mechanism, chain, drag plate.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HEGER, J. Posuvové zařízení pro ohraňovačku dřeva. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 38 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSc.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. MIROSLAVA ŠKOPÁNA, CSc., a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 27. května 2011 ……..……..

Jan Heger

PODĚKOVÁNÍ

Za podporu a cenné rady děkuji doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc., a Ing. Františku Štanclovi z firmy Mecawel, spol. s r.o.

OBSAH

Úvod 10
1. Návrh řešení 11
1.1 Volba řetězu v závislosti na tažné síle 11
1.1.1 Rychlost pohybu řetězu 11
1.1.2 Celkové zatížení 11
1.1.3 Hmotnost řetězu 12
1.1.4 Součinitel tření a valivý odpor 12
1.1.5 Měrný tlak 12
1.2 Mazání řetězu 12
1.3 Volba unášecí destičky 12
1.4 Volba ozubených kol 13
1.5 Unášecí dráha 13
1.5.1 Vodicí lišta 13
1.5.2 Podpírací zařízení 14
1.6 Napínání řetězu 14
1.7 Volba kolečkové dráhy 14
1.8 Volba zvedacího zařízení kolečkové dráhy 15
1.9 Volba pohonu 15
1.10 Volba stojanu 15
2 Výpočtová část 17
2.1 Parametry řetězu 17
2.1.1 Výpočet celkového zatížení řetězu 17
2.1.2 Kontrola řetězu na přetržení [3] 18
2.1.3 Výpočet počtu článků [4] 18
2.1.4 Výpočet skutečné osové vzdálenosti ozubených kol [4] 19
2.1.5 Výpočet obvodové rychlosti řetězu [3] 19
2.2 Výpočet ozubeného kola [7] 19
2.2.1 Výpočet roztečné kružnice 19
2.2.2 Výpočet poloměru dna zubní mezery 20
2.2.3 Výpočet poloměru boku zubu 21
2.2.4 Výpočet hlavové kružnice 21
2.2.5 Výpočet patní kružnice 22
2.2.6 Výpočet úhlu otevření zubové mezery 22
2.2.7 Výpočet největšího průměru věnce 22
2.2.8 Výpočet šířky zubu 23

2.2.9 Výpočet hodnoty zaoblení zubu 23
2.2.10 Výpočet poloměru zaoblení zubu 23
2.3 Výpočet výkonu motoru 24
2.3.1 Výpočet hlavního odporu 24
2.3.2 Výpočet odporu přítlačných koleček 24
2.3.3 Výpočet valivého tření mezi přítlačným kolečkem a deskou 25
2.3.4 Výpočet obvodové hnací síly 25
2.3.5 Výpočet výkonu pohonu 25
2.4 Kontrola řetězu [4] 26
2.4.1 Pevnostní kontrola – statické zatížení 26
2.4.2 Pevnostní kontrola – dynamické zatížení 27
2.4.3 Dovolený tlak v kloubu řetězu 28
2.4.4 Kontrola na otlačení řetězu 28
2.5 Kontrola pohonu na rozběh [11] 28
2.5.1 Parametry elektromotoru a převodovky [P5] [P4] 28
2.5.2 Účinnost převodovky 29
2.5.3 Výpočtový krouticí moment na hřídeli motoru 29
2.5.4 Moment od setrvačné hmoty zátěže 29
2.5.5 Moment od setrvačné hmoty zátěže přepočtený na hřídel motoru 30
2.5.6 Moment potřebný k roztočení řetězového kola 30
2.5.7 Moment potřebný k roztočení řetězového kola přepočtený na hřídel motoru 31
2.5.8 Celkový moment na hřídeli elektromotoru 31
Závěr 33
Seznam použitých zkratek a symbolů 35
Seznam příloh 38

ÚVOD

Návrh posuvového zařízení byl vyvolán poptávkou po stroji, jenž by doplnil sortiment ohraňovaček určených pro menší výrobce a živnostníky. Požadavkem je snížení nákladů na výrobu a montáž se zachováním vysoké kvality ohraňování.

Ohraňovačky slouží k nalepování hran na dřevotřískovou desku, která je již opracována na konečné rozměry, jedná se tedy o finální úpravu. Hrany se liší dle provedení, a to jednak podle materiálu – ABS, PVC, melamin, dřevo, za druhé podle výšky – 24 mm, 45 mm, za třetí podle šířky – 0,4 mm až 3 mm a také podle délky. Dále se pak dělí na provedení v rolích, popřípadě na předem nakrácenou délku.

V ohraňovačce je hrana postupně opracovávána za neustálého přímočarého pohybu, a to v následujících fázích. Nejdříve je do posuvového zařízení zavedena olepovaná deska, přičemž je snímána počáteční a koncová poloha pomocí indukčního snímače z důvodu přesného časování spouštění jednotlivých obráběcích agregátů. Jako alternativu je možné použít snímání polohy pomocí koncových spínačů u jednotlivých obráběcích agregátů. Na hranu desky je nanášeno tavné lepidlo ze zásobníku, v kterém je lepidlo zahřáto na pracovní teplotu pomocí rotujícího ozubeného válečku. Po nanesení lepidla je na desku podávacím a přítlačným zařízením přitlačena zvolená hrana s přesahem cca 10 mm před začátkem desky. Hrana je volena přibližně o 3 až 4 mm vyšší než olepovaná deska. Po projetí konce desky je hrana, opět s přesahem 10 mm, střihacím zařízením odstřihnuta. V další fázi kapovací agregát přesně ořízne nalepenou hranu souběžně s počátkem a koncem dřevotřískové desky. K úpravě hrany na výšku, shodnou s výškou desky, slouží frézovací agregát, který může být osazen frézami s rovnými popřípadě rádiusovými destičkami. Pro konečnou úpravu nalepené hrany je možno použít cidlinu, která pomocí destiček, volených v závislosti na frézovacím agregátu, upraví ofrézovanou plochu odebráním dokončovací třísky. Jako další lze zvolit leštění pomocí lešticího agregátu, kde je konečná úprava prováděna pomocí rotujících lešticích kotoučů.

Obr. 1 Prototyp posuvového zařízení

1. NÁVRH ŘEŠENÍ

Posuvové zařízení slouží jednak jako dopravník pro posuv dřevotřískové desky mezi jednotlivými obráběcími operacemi a zároveň jako upínací zařízení dřevotřískové desky. Současně posuvové zařízení slouží jako nosná část jednotlivých obráběcích agregátů opracovávajících nalepovanou hranu. Z tohoto důvodu je nutné zajistit dostatečné upnutí materiálu a jeho přesné a plynulé vedení po celé dopravované délce. Při upnutí desky nesmí v žádném případě docházet k jejímu poškození.

Na základě těchto požadavků navrhuji použití řetězového dopravníku s unášecími destičkami a jako upínací prostředek kolečkovou dráhu, která zajistí horní přítlak na desku a zároveň umožní její posuv pomocí unášecích destiček. V případě ohraňování větších rozměrů je nutné použít podpírací přípravek. Dle zadaných hodnot pro posuvové zařízení volím jednotlivé součásti a konstrukční řešení.

1.1 VOLBA ŘETĚZU V ZÁVISLOSTI NA TAŽNÉ SÍLE

Pro správné navržení řetězu je třeba zohlednit podmínky, za kterých bude provozován. Zejména musíme uvažovat složitost určení tažné síly z důvodu jejího kolísání v průběhu provozu. Proto je doporučováno, aby mezní zatížení zvoleného řetězu bylo 8krát vyšší než vypočtená tažná síla.

1.1.1 RYCHLOST POHYBU ŘETĚZU

Rychlost pohybu řetězu je veličina důležitá pro určení vhodného řetězu. Pro dopravníky je doporučená rychlost v rozmezí 0–30 m/min, přičemž maximální hodnota je 60 m/min.

1.1.2 CELKOVÉ ZATÍŽENÍ

V tomto případě se jedná o zatížení vyvolané přítlakem kolečkové dráhy nutné pro upnutí desky, hmotností desky, hmotností řetězu na tažné větvi, kterou vypočtu z předpokládané osové vzdálenosti 2500 mm, a hmotností 41 kusů unášecích destiček na tažné větvi řetězu. Předběžně volím jednořadý válečkový řetěz 20B-1 dle DIN 8187 (Obr. 2) s oboustranně prodlouženým čepem s parametry dle tabulky v příloze P1 [1]. Kontrola řetězu bude provedena výpočtem. Délka čepu je upravena výrobcem podle požadavku na délku 43,7 mm. Prodloužené čepy slouží k upevnění unášecích destiček. Spona řetězu je volena jako volně nasouvací bez pojistky. Jako pojistka je použita unášecí destička, která se při montáži označí červenou barvou.

Obr. 2 Řetěz s prodlouženým čepem [1]

1.1.3 HMOTNOST ŘETĚZU

Do výpočtu se použije celková hmotnost řetězu, kterou určím z délky a délkové hmotnosti zvoleného řetězu.

1.1.4 SOUČINITEL TŘENÍ A VALIVÝ ODPOR

Součinitel tření je hodnota určující sílu nutnou pro překonání odporu při pohybu dvou ploch, které se vzájemně dotýkají. V tomto případě se jedná o smykové tření mezi zatíženými unášecími destičkami a vodicí dráhou. Další tření, které je nutno zohlednit ve výpočtu, je čepové tření mezi čepy a přítlačnými kolečky a rovněž valivý odpor mezi kolečky a posunovanou deskou.

1.1.5 MĚRNÝ TLAK

Po volbě řetězu je vhodné překontrolovat výpočtem měrný tlak na čep. Jestliže bude překročena povolená hodnota dle tabulky (Tab. 1), je nutné zvolit řetěz, u kterého bude dostatečná styčná plocha mezi pouzdrem a čepem řetězu.

Tab. 1 Maximální měrný tlak [3]

Materiály, které jsou ve tyku		***maximální měrný tlak***
Pouzdro	*Otočný čep*	***MPa***
Cementovaná ocel	Cementovaná ocel	25,0
Cementovaná ocel	Zušlechtěná ocel	21,0
Litina	Cementovaná ocel	17,5
Nerezová ocel	Nerezová ocel	12,0
Bronz	Cementovaná ocel	10,0

1.2 MAZÁNÍ ŘETĚZU

Mazáním řetězu snižujeme odpor tření mezi pouzdrem, čepem a válečkem, což příznivě ovlivňuje opotřebení řetězu, a tím nedochází ke zvyšování výkonu motoru potřebného pro pohon. Mazáním zároveň chráníme řetěz před korozí.

1.3 VOLBA UNÁŠECÍ DESTIČKY

Je nutno zachovat typizované unášecí destičky (Obr. 3) obchodního partnera z důvodu snadné dostupnosti v servisní síti. Jedná se o destičky vyrobené z materiálu PA6, vrchní unášecí plocha je z pryže. Destička je připevněna na řetěz nacvaknutím pomocí dvou patek s otvory a náběžnými hranami pro čep. Tím je zajištěna jejich snadná montáž nebo výměna při opotřebení bez nutnosti demontáže celého hnacího ústrojí. Ze spodní strany destičky je na straně k obráběcím agregátům rádiusové vybrání určené pro vedení destičky po řetězové dráze.

Obr. 3 Unášecí destička [1]

1.4 VOLBA OZUBENÝCH KOL

Z důvodu co nejmenšího namáhání v kloubech řetězu je doporučeno volit ozubená kola s co největším průměrem. Hnací kolo se umísťuje na výstupní konec dopravníku. Počet zubů hnacího a hnaného ozubeného kola určím v závislosti na předpokládané obvodové rychlosti podle tabulky (Tab. 2).

Tab. 2 Minimální počet zubů v závislosti na obvodové rychlosti v [5]

v [m·s^{-1}]	< 4	8	10	12	15
Z_{min}	17	19	21	23	25

1.5 UNÁŠECÍ DRÁHA

Přesnost vedení materiálu v horizontální i vertikální poloze po celé dopravované délce zajistím vedením unášecích destiček, a to na straně k obráběcím agregátům pomocí plochého profilu s navařeným rádiusovým profilem, který zabezpečuje přesnou polohu destiček a omezuje jejich boční posuv vůči dráze. A na protější straně pomocí plochého profilu, který podepírá destičky, ale zároveň umožňuje jejich prodloužení vlivem zatížení a následné deformace. Tyto boční profily jsou k sobě připojeny navařenými žebry z ocelového plechu. Třecí plochy mezi destičkou a vodicí dráhou je nutno na náběhové straně mazat plastickým mazivem. Na vstupní straně jsou vodicí plochy zkoseny pro plynulé upnutí materiálu. Řetěz je veden volně pomocí unášecích destiček.

1.5.1 VODICÍ LIŠTA

Materiál je zaváděn do posuvového zařízení ručně, přitlačením na vodicí lištu (Obr. 4), která zajišťuje přesnou polohu materiálu vzhledem k podélné ose unášecí dráhy. Následně je materiál posunut na unášecí destičky. Vodicí lišta je seřiditelná vůči podélné ose unášecí dráhy pomocí dvou šroubů s digitálními číselníkovými ukazateli. Šrouby jsou umístěny na obou koncích vodicí lišty. Pro snadné seřízení jsou šrouby opatřeny ručními hvězdicovými kolečky.

Obr. 4 Vodicí lišta

1.5.2 PODPÍRACÍ ZAŘÍZENÍ

Pro ohraňovaný materiál o hloubce větší než 300 mm je nutné použít podpírací výsuvné zařízení opatřené válečkovou dráhou a zajištěním ve vysunuté poloze. Vysouvání podpíracího zařízení je realizováno dvěma broušenými kruhovými tyčemi, jež jsou vedeny lineárními ložisky.

1.6 NAPÍNÁNÍ ŘETĚZU

Napnutí řetězu je dostatečně zajištěno vypočtenou osovou vzdáleností hnaného a hnacího ozubeného kola.

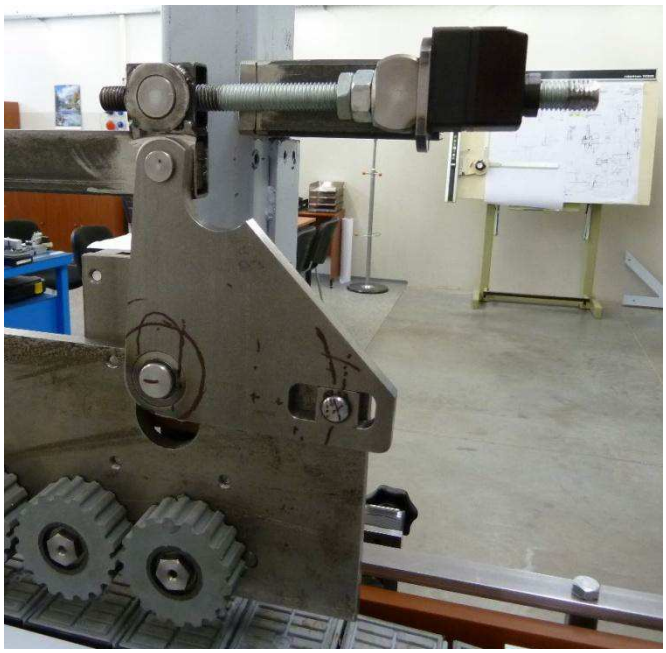
1.7 VOLBA KOLEČKOVÉ DRÁHY

Jako nosnou část pro upínací kolečka volím plochý profil, na kterém budou oboustranně přišroubována pomocí čepů přítlačná polyamidová kolečka s pryžovým ozubením (Obr. 5) zabezpečující dostatečné upnutí materiálu. Kolečka budou na jedné straně profilu posunuta o polovinu jejich osové vzdálenosti pro vyvinutí rovnoměrné přítlačné síly po celé dopravované délce. Přítlačná síla byla empiricky stanovena 1200 N.

Obr. 5 Ozubené přítlačné kolečko

1.8 VOLBA ZVEDACÍHO ZAŘÍZENÍ KOLEČKOVÉ DRÁHY

Z důvodu možnosti ohraňování dřevotřískových desek různé tloušťky je třeba zajistit přesné zvedání a spouštění kolečkové dráhy sloužící jako upínání. Volím zvedání pomocí dvou excentrů (Obr. 6) umístěných na koncích kolečkové dráhy. Horní ramena jsou navzájem spojena pomocí táhla s kloubovými hlavami. Dolní rameno je posuvně spojeno s kolečkovou dráhou. V bodě rotace je excentr spojen se stojanem. Toto spojení slouží zároveň jako vodicí plocha pro kolečkovou dráhu, ve které je vyfrézována odpovídající drážka. Zvedání a spouštění je realizováno pomocí trapézového šroubu s mechanickým digitálním ukazatelem.



Obr. 6 Zvedací zařízení

1.9 VOLBA POHONU

Na základě rychlosti posuvu materiálu, zatížení a následných výpočtů volím čelní převodovku M502A-N19NHNRCB3 od výrobce Hydromec a k ní přírubový asynchronní motor MDEMAXX080-12C1C o jmenovitém výkonu 0,55 kW s vlastním chlazením a tepelnou ochranou. Montáž převodovky s elektromotorem na plochý profil vodicí dráhy je provedena pomocí příruby převodovky.

1.10 VOLBA STOJANU

Jako nosný rám posuvového zařízení volím stojan svařený z ocelových profilů dle ČSN EN 10219-2. Ve spodní části jsou přivařeny dva podstavce sloužící k připevnění k podlaze, popřípadě k montáži přepravního podvozku pro snadnou manipulaci se strojem. Ve spodní

části stojanu je umístěna plechová svařovaná skříň vyztužená profilem, určená pro elektroinstalaci a zároveň pro zvýšení stability a tuhosti konstrukce.

2 VÝPOČTOVÁ ČÁST

2.1 PARAMETRY ŘETĚZU

2.1.1 VÝPOČET CELKOVÉHO ZATÍŽENÍ ŘETĚZU

$$P_1 = P_2 + P_3 + P_4 + P_5 \ [N] \quad (1)$$

$$P_1 = 1200 + 1030 + 91 + 33$$

$$P_1 = 2354 \ N$$

kde: P_2 – zatížení vyvolané kolečkovou dráhou [N]
P_3 – maximální zatížení od dřevotřískové desky [N]
P_4 – maximální zatížení od řetězu [N]
P_5 – maximální zatížení od unášecích destiček [N]

z toho:

$$P_3 = m_1 \cdot g \ [N] \quad (2)$$

$$P_3 = 105 \cdot 9{,}81$$

$$P_3 = 1030 \ N$$

kde: m_1 – hmotnost dřevotřískové desky [kg]
g – tíhové zrychlení $[m \cdot s^{-2}]$

$$P_4 = m_2 \cdot A_p \cdot g \ [N] \quad (3)$$

$$P_4 = 3{,}70 \cdot 2{,}5 \cdot 9{,}81$$

$$P_4 = 91 \ N$$

kde: m_2 – hmotnost řetězu $[kg \cdot m^{-1}]$
g – tíhové zrychlení $[m \cdot s^{-2}]$
A_p – předpokládaná osová vzdálenost hnacího a hnaného kola [m]

$$P_5 = m_3 \cdot 41 \cdot g \ [N] \quad (4)$$

$$P_5 = 0{,}081 \cdot 41 \cdot 9{,}81$$

$$P_5 = 33 \ N$$

kde: m_3 – hmotnost unášecí destičky [kg]
g – tíhové zrychlení $[m \cdot s^{-2}]$

voleno: $P_2 = 1200$ N
délka tažné větve řetězu = 2,5 m
počet destiček na tažné větvi = 41 ks
$m_1 = 105$ kg
$m_2 = 3{,}70$ kg·m^{-1} (dle tabulky v příloze P1) [1]
$m_3 = 0{,}081$ kg·ks^{-1}

2.1.2 KONTROLA ŘETĚZU NA PŘETRŽENÍ [3]

$$F_{Bs} = P_1 \cdot k \tag{5}$$

$$F_{Bs} = 2354 \cdot 8$$

$$F_{Bs} = 18832 \text{ N}$$

$$F_{Bs} < F_B$$

kde: F_{Bs} – celková požadovaná pevnost proti přetržení řetězu [N]
P_1 – celkové zatížení řetězu [N]
k – koeficient bezpečnosti
F_B – pevnost proti přetržení řetězu [N]

voleno: k = 8 [-]
$F_B = 95000$ N

Z vypočtené hodnoty celkového zatížení a zvoleného bezpečnostního koeficientu je po kontrole dle tabulky v příloze P1 [1] řetěz z hlediska pevnosti proti přetržení dostatečně vyhovující.

2.1.3 VÝPOČET POČTU ČLÁNKŮ [3]

$$x = 2 \cdot \frac{A_p}{p} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi}\right)^2 \cdot \frac{p}{A_p} \ [-] \tag{6}$$

$$x = 2 \cdot \frac{2500}{31{,}75} + \frac{18 + 18}{2} + \left(\frac{18 - 18}{2\pi}\right)^2 \cdot \frac{31{,}75}{2500}$$

$$x = 175$$

kde: x – počet článků řetězu zaokrouhlený na celé číslo[-]
A_p – předpokládaná osová vzdálenost hnacího a hnaného kola [mm]
p – rozteč článku řetězu [mm]
Z_1 – počet zubů hnacího kola [-]
Z_2 – počet zubů hnaného kola [-]

voleno: $A_p = 2500$ mm
p = 31,75 mm (dle tabulky v příloze P1) [1]

$Z_1 = 18$
$Z_2 = 18$

2.1.4 VÝPOČET SKUTEČNÉ OSOVÉ VZDÁLENOSTI OZUBENÝCH KOL [3]

$$A_s = \frac{p}{8} \cdot \left[2 \cdot x - Z_1 - Z_2 + \sqrt{(2 \cdot x - Z_1 - Z_2)^2}\right] \ [mm] \quad (7)$$

$$A_s = \frac{31{,}75}{8} \cdot \left[2 \cdot 175 - 18 - 18 + \sqrt{(2 \cdot 175 - 18 - 18)^2}\right]$$

$$A_s = 2493{,}16 \ mm$$

kde: A_s – skutečná osová vzdálenost hnacího a hnaného kola [mm]
x – počet článků řetězu zaokrouhlený na celé číslo[-]
p – rozteč článku řetězu [mm]
Z_1 – počet zubů hnacího kola [-]
Z_2 – počet zubů hnaného kola [-]

2.1.5 VÝPOČET OBVODOVÉ RYCHLOSTI ŘETĚZU [3]

$$v = \frac{p \cdot Z_1 \cdot n}{1000} \ [m \cdot min^{-1}] \quad (8)$$

$$v = \frac{31{,}75 \cdot 18 \cdot 23}{1000}$$

$$v = 13 \ m/min$$

kde: v – obvodová rychlost řetězu [m·min^{-1}]
p – rozteč článku řetězu [mm]
Z_1 – počet zubů hnacího kola [-]
n – počet otáček hnacího ozubeného kola [n·min^{-1}]

Z tohoto výpočtu stanovuji maximální kapacitu ohraňování na 9 m/min.

2.2 VÝPOČET OZUBENÉHO KOLA [7]

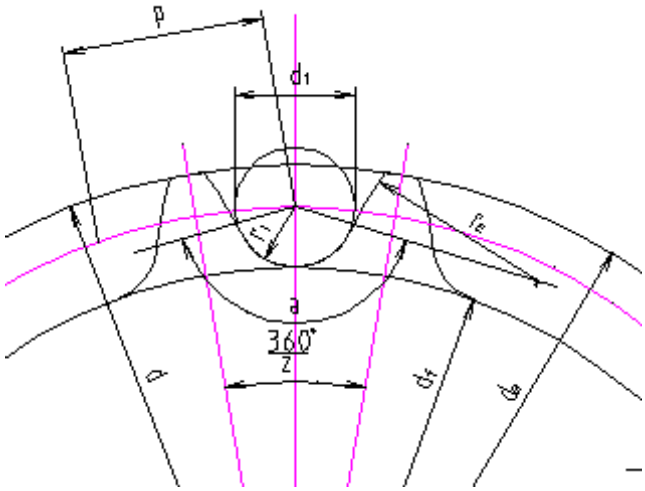
2.2.1 VÝPOČET ROZTEČNÉ KRUŽNICE

$$d = \frac{p}{sin\frac{180°}{Z_1}} \ [mm] \quad (9)$$

$$d = \frac{31{,}75}{sin\frac{180°}{18}}$$

$$d = 182{,}84\ mm$$

kde: d – průměr roztečné kružnice [mm]
p – rozteč článku řetězu [mm]
Z_1 – počet zubů hnacího kola [-]



Obr. 7 Základní rozměry ozubeného kola

2.2.2 VÝPOČET POLOMĚRU DNA ZUBNÍ MEZERY

$$r_{imin} = 0{,}505 \cdot d_1\ [mm] \tag{10}$$

$$r_{imin} = 0{,}505 \cdot 19{,}05$$

$$r_{imin} = 9{,}62\ mm$$

$$r_{imax} = 0{,}505 \cdot d_1 + 0{,}069\sqrt[3]{d_1}\ [mm] \tag{11}$$

$$r_{imax} = 0{,}505 \cdot 19{,}05 + 0{,}069\sqrt[3]{19{,}05}$$

$$r_{imax} = 9{,}69\ mm$$

kde: r_{imin} – minimální poloměr dna zubní mezery [mm]
r_{imax} – maximální poloměr dna zubní mezery [mm]
d_1 – průměr válečku řetězu [mm]

voleno: $d_1 = 19{,}05$ mm (dle tabulky v příloze P1) [1]

2.2.3 VÝPOČET POLOMĚRU BOKU ZUBU

$$r_{emin} = 0{,}12 \cdot d_1 \cdot (Z_1 + 2) \ [mm] \tag{12}$$

$$r_{emin} = 0{,}12 \cdot 19{,}05 \cdot (18 + 2)$$

$$r_{emin} = 45{,}72 \ mm$$

$$r_{emax} = 0{,}0082 \cdot d_1 \cdot \left({Z_1}^2 + 180\right) \ [mm] \tag{13}$$

$$r_{emax} = 0{,}0082 \cdot 19{,}05 \cdot (18^2 + 180)$$

$$r_{emax} = 78{,}73 \ mm$$

kde: r_{emin} *– minimální poloměr boku zubu [mm]*
r_{emax} *– maximální poloměr boku zubu [mm]*
d_1 *– průměr válečku řetězu [mm]*
Z_1 *– počet zubů hnacího kola [-]*

2.2.4 VÝPOČET HLAVOVÉ KRUŽNICE

$$d_{amin} = d + 0{,}5 \cdot d_1 \ [mm] \tag{14}$$

$$d_{amin} = 182{,}84 + 0{,}5 \cdot 19{,}05$$

$$d_{amin} = 192{,}37 \ mm$$

$$d_{amax} = d + 1{,}25 \cdot p - d_1 \ [mm] \tag{15}$$

$$d_{amax} = 182{,}84 + 1{,}25 \cdot 31{,}75 - 19{,}05$$

$$d_{amax} = 203{,}48 \ mm$$

kde: d_{amin} *– minimální průměr hlavové kružnice [mm]*
d_{amax} *– maximální průměr hlavové kružnice [mm]*
d *– průměr roztečné kružnice [mm]*
p *– rozteč článku řetězu [mm]*
d_1 *– průměr válečku řetězu [mm]*

2.2.5 VÝPOČET PATNÍ KRUŽNICE

$$d_f = d - 2 \cdot r_{imin} \ [mm] \tag{16}$$

$$d_f = 182{,}84 - 2 \cdot 9{,}62$$

$$d_f = 163{,}60\ mm$$

kde: d_f *– průměr patní kružnice [mm]*
d *– průměr roztečné kružnice [mm]*
r_{imin} *– minimální poloměr dna zubní mezery [mm]*

2.2.6 VÝPOČET ÚHLU OTEVŘENÍ ZUBOVÉ MEZERY

$$a_{max} = 140° - \frac{90°}{Z_1} \ [°] \tag{17}$$

$$a_{max} = 140° - \frac{90°}{18}$$

$$a_{max} = 135°$$

$$a_{min} = 120° - \frac{90°}{Z_1} \ [°] \tag{18}$$

$$a_{min} = 120° - \frac{90°}{18}$$

$$a_{min} = 115°$$

kde: a_{min} *– minimální úhel otevření zubové mezery [°]*
a_{max} *– maximální úhel otevření zubové mezery [°]*
Z_1 *– počet zubů hnacího kola [-]*

2.2.7 VÝPOČET NEJVĚTŠÍHO PRŮMĚRU VĚNCE

$$d_g = d - 2 \cdot f \ [mm] \tag{19}$$

$$d_g = 182{,}84 - 2 \cdot 22{,}23$$

$$d_g = 138{,}38\ mm$$

z toho:

$$f = 0{,}7 \cdot p \ [mm] \tag{20}$$

$f = 0{,}7 \cdot 31{,}75$

$f = 22{,}23\ mm$

kde: d_g – největší průměr věnce [mm]
f – rozdíl poloměrů roztečné kružnice a věnce [mm]
d – průměr roztečné kružnice [mm]

2.2.8 VÝPOČET ŠÍŘKY ZUBU

$$b_f = 0{,}95 \cdot b_1\ [mm] \tag{21}$$

$b_f = 0{,}95 \cdot 19{,}56$

$b_f = 18{,}58\ mm$

kde: b_f – šířka zubu ozubeného kola [mm]
b_1 – vnitřní šířka řetězu [mm]

voleno: b_1 = 19,56 mm (dle tabulky v příloze P1) [1]

2.2.9 VÝPOČET HODNOTY ZAOBLENÍ ZUBU

$$b_a = 0{,}15 \cdot d_1\ [mm] \tag{22}$$

$b_a = 0{,}15 \cdot 19{,}05$

$b_a = 2{,}86\ mm$

kde: b_a – hodnota zaoblení zubu [mm]
d_1 – průměr válečku řetězu [mm]

2.2.10 VÝPOČET POLOMĚRU ZAOBLENÍ ZUBU

$$r_x = 1{,}5 \cdot d_1\ [mm] \tag{23}$$

$r_x = 1{,}5 \cdot 19{,}05$

$r_x = 28{,}58\ mm$

kde: r_x – poloměr zaoblení zubu [mm]
d_1 – průměr válečku řetězu [mm]

2.3 VÝPOČET VÝKONU MOTORU

2.3.1 VÝPOČET HLAVNÍHO ODPORU

$$F_H = P1 \cdot f_d \ [N] \tag{24}$$

$$F_H = 2354 \cdot 0{,}3$$

$$F_H = 706\ N$$

kde: F_H *– hlavní odpor [N]*
f_d *– součinitel tření polyamidu PA6 [-]*

voleno: $f_d = 0{,}3$ (dle tabulky v příloze P2) [8]

2.3.2 VÝPOČET ODPORU PŘÍTLAČNÝCH KOLEČEK

$$F_k = F_{k1} \cdot 59 \ [N] \tag{25}$$

$$F_k = 1{,}6 \cdot 59$$

$$F_k = 94\ N$$

z toho:

$$F_{k1} = \frac{F_r \cdot f_d \cdot r_č}{r_k} \ [N] \tag{26}$$

$$F_{k1} = \frac{20{,}3 \cdot 0{,}3 \cdot 9}{35}$$

$$F_{k1} = 1{,}6\ N$$

$$F_{k1} = \frac{F_r \cdot f_d \cdot r_č}{r_k} \ [N]$$

kde: F_k *– celkový odpor v čepech přítlačných koleček [N]*
F_{kl} *– odpor v čepu přítlačného kolečka [N]*
F_r *– síla působící na čep od přítlačného kolečka [N]*
f_d *– součinitel tření polyamidu PA6 [-]*
$r_č$ *– poloměr čepu [mm]*
r_k *– poloměr přítlačného kolečka [mm]*

voleno: $F_r = 20{,}3$ N
$r_č = 9$ mm
$r_k = 35$ mm
$f_d = 0{,}3$ (dle tabulky v příloze P2) [8]
počet přítlačných koleček = 59 ks

2.3.3 VÝPOČET VALIVÉHO TŘENÍ MEZI PŘÍTLAČNÝM KOLEČKEM A DESKOU

$$F_d = F_{d1} \cdot 59 \ [N] \tag{27}$$

$$F_d = 1{,}2 \cdot 59$$

$$F_d = 71 \text{ N}$$

z toho:

$$F_{d1} = \frac{F_m \cdot \xi}{r_k} \ [N] \tag{28}$$

$$F_{d1} = \frac{20{,}3 \cdot 2}{35} \ [N]$$

$$F_d = 1{,}2 \ N$$

kde: F_d *– třecí síla mezi přítlačnými kolečky a deskou [N]*
F_{dl} *– třecí síla mezi přítlačným kolečkem a deskou [N]*
F_m *– zatěžovací síla od přítlačného kolečka [N]*
ξ *– rameno valivého odporu pro pryž [mm]*
r_k *– poloměr přítlačného kolečka [mm]*

voleno: F_m = 20,3 N
ξ= 2 mm
r_k = 35 mm
počet přítlačných koleček = 59 ks

2.3.4 VÝPOČET OBVODOVÉ HNACÍ SÍLY

$$F_o = F_H + F_k + F_d \ [N] \tag{29}$$

$$F_o = 706 + 94 + 71$$

$$F_o = 871 \ N$$

kde: F_o *– obvodová hnací síla [N]*
F_H *– hlavní odpor [N]*
F_k *– celkový odpor v čepech přítlačných koleček [N]*
F_d *– třecí síla mezi přítlačnými kolečky a deskou [N]*

2.3.5 VÝPOČET VÝKONU POHONU

$$P = F_o \cdot v \ [kW] \tag{30}$$

$$P = 0{,}871 \cdot 0{,}22$$

$$P = 0{,}19\ kW$$

kde: P – výkon motoru [kW]
F_o – obvodová hnací síla [kN]
v – obvodová rychlost řetězu [m·s^{-1}]

Na základě vypočteného výkonu volím z konfigurátoru firmy Lenze [9] přírubový motor MDEMAXX 080-12C1C (příloha P5) s jmenovitým výkonem 0,55 kW, jmenovitými otáčkami 1390 n/min, jmenovitým výkonem 3,80 Nm a s vlastním ventilátorem. K tomuto motoru volím z konfigurátoru firmy Hydromec [9] převodovku M502A-N19NHNRCB3 (příloha P4) s převodovým poměrem 60.9 a výstupním točivým momentm 226 Nm.

Obr. 8 Motor MDEMAXX 080-12C1C [9]

2.4 KONTROLA ŘETĚZU [4]

2.4.1 PEVNOSTNÍ KONTROLA – STATICKÉ ZATÍŽENÍ

$$k_s = \frac{F_B}{P_1} \geq 15 \ [-] \tag{31}$$

$$k_s = \frac{95000}{2354}$$

$$k_s = 40{,}36 \geq 15$$

kde: k_s – koeficient bezpečnosti pro statické zatížení [-]
P_1 – celkové zatížení řetězu [N]
F_B – pevnost proti přetržení řetězu [N]

voleno: $k_s = 15$ dle tabulky (Tab. 3)

Tab. 3 Doporučené koeficienty bezpečnosti pro válečkové řetězy [4]

Obvodová rychlost	Rozteč p < 25,4 mm	Rozteč p > 25,4 mm
do 4 m/sec.	20 – 30	10 – 15
do 10 m/sec.	30 – 40	15 – 25
nad 10 m/sec.	40 a více	–

Řetěz vyhovuje, nedojde k přetržení.

2.4.2 PEVNOSTNÍ KONTROLA – DYNAMICKÉ ZATÍŽENÍ

$$k_d = \frac{F_B}{P_1 \cdot Y} \geq 10 \ [-] \tag{32}$$

$$k_d = \frac{95000}{2354 \cdot 1{,}8} \geq 10$$

$$k_d = 22{,}4 \geq 10$$

kde: k_d – koeficient bezpečnosti pro dynamické zatížení [-]
P_1 – celkové zatížení řetězu [N]
F_B – pevnost proti přetržení řetězu [N]
Y – součinitel rázu [-]

voleno: $k_d = 10$ dle tabulky (Tab. 3)
$Y = 1{,}8$ dle tabulky (Tab. 4)

Řetěz vyhovuje, nedojde k přetržení.

Tab. 4 Součinitel rázu [4]

Hnané stroje	Hnací stroje – Součinitel rázu "Y"										
	Elektromotory	Spalovací motory					Turbíny			Píst. parní stroje	Transmise
		pomaloběžné		rychloběžné			vodní		parní		
		1 vál.	2 vál.	2 vál.	4 vál.	6 vál.	rychl.	poma.			
Soustruhy, vrtačky	1,4									3,5	
Frézy	1,5										
Hoblovky	2,3										
Obrážečky	2,0										
stroje	1,8										
Lisy hydraulické	1,8			2,8	2,5	2,2					
Lisy excentrické	2,5										
Lisy s lom. Pákou	2,0										
Stroje pro opracování dřeva	1,8	4,5	4,0	3,7	3,0	2,5	2,5	3,5			1,8
Tkalcovské stavy	2,0										2,0
Stávkové stroje otočné	1,5									3,5	
Stávkové stroje vratné	2,0										
Pístové kompresory 1 stup.	2,5		5,0	4,5	4,0	3,5					1,5
Pístové kompresory 2 stup.	2,0		4,5	4,0	3,5	3,0					
Odstředivé kompresory 1 stup.	1,6	4,0	3,2	3,0	2,5	2,0					
Odstředivé kompresory 2 stup.	1,3	3,0	2,7	2,5	2,0	1,6					
Dmychadla	1,5		3,0	2,7	2,5	2,0					
Ventilátory	2,5		3,7								2,5

2.4.3 DOVOLENÝ TLAK V KLOUBU ŘETĚZU

$$p_d = p_i \cdot I_1 \cdot I_2 \; [MPa] \tag{33}$$

$$p_d = 30{,}41 \cdot 0{,}82 \cdot 1$$

$$p_d = 24{,}9 \; MPa$$

kde: p_d – dovolený tlak v kloubu [MPa]
p_i – měrný tlak při ideálních podmínkách [MPa]
I_1 – součinitel tření [-]
I_2 – součinitel mazání [-]

voleno: p_i = 30,41 MPa (dle přílohy P6) [4]
I_1 = 0,82 (dle přílohy P6)
I_2 = 0,15 (dle přílohy P6)

2.4.4 KONTROLA NA OTLAČENÍ ŘETĚZU

$$p_c = \frac{P_1}{A} \leq p_d \; [MPa] \tag{34}$$

$$p_c = \frac{2354}{296}$$

$$p_c = 8 \; MPa \leq p_d$$

kde: p_c – měrný tlak v kloubu [MPa]
P_1 – celkové zatížení řetězu [N]

voleno: A = 296 mm^2 (dle přílohy P1)

Řetěz vyhovuje.

2.5 KONTROLA POHONU NA ROZBĚH [11]

2.5.1 PARAMETRY ELEKTROMOTORU A PŘEVODOVKY [P5] [P4]

Motor:

Výkon P_m = 0,55 kW
Otáčky n_m = 1390 min^{-1}
Krouticí moment M_m = 3,8 Nm

Převodovka:

Převodový poměr i = 60,9
Otáčky n_p = 23 min^{-1}

Krouticí moment M_p = 226 Nm

2.5.2 ÚČINNOST PŘEVODOVKY

$$\eta_p = \frac{M_p}{i \cdot M_m} \cdot 100\ [\%] \tag{35}$$

$$\eta_p = \frac{226}{60{,}9 \cdot 3{,}8}$$

$$\eta_p = 97{,}6\ \%$$

kde: η_p *– účinnost převodovky [%]*
i *– převodový poměr [-]*
M_m *– krouticí moment motoru [Nm]*
M_p *– krouticí moment převodovky [Nm]*

2.5.3 VÝPOČTOVÝ KROUTICÍ MOMENT NA HŘÍDELI MOTORU

$$M_k = P_1 \frac{d}{2} \cdot \frac{1}{i \cdot \eta_p}\ [Nm] \tag{36}$$

$$M_k = 2354 \frac{0{,}18284}{2} \cdot \frac{1}{60{,}9 \cdot 97{,}6}$$

$$M_k = 0{,}036\ Nm$$

kde: M_k *- výpočtový krouticí moment motoru [Nm]*
η_p *– účinnost převodovky [%]*
i *– převodový poměr [-]*
P_1 *– celkové zatížení řetězu [N]*
d *– průměr roztečné kružnice [m]*

2.5.4 MOMENT OD SETRVAČNÉ HMOTY ZÁTĚŽE

$$M_{sz} = m_1 \cdot a \frac{d}{2}\ [Nm] \tag{37}$$

$$M_{sz} = 105 \cdot 0{,}11 \frac{0{,}18284}{2}\ [Nm]$$

$$M_{sz} = 1{,}06\ \ [Nm]$$

z toho:

$$a = \frac{v}{t_0} \ [m \cdot s^{-2}] \tag{38}$$

$$a = \frac{0{,}22}{2}$$

$$a = 0{,}11 \ m \cdot s^{-2}$$

kde: M_{sz} *– moment setrvačné hmoty zátěže [Nm]*
v *– obvodová rychlost řetězu [m·s^{-1}]*
m_1 *– hmotnost dřevotřískové desky [kg]*
a *– zrychlení desky [m·s^{-2}]*
d *– průměr roztečné kružnice [m]*
t_0 *– doba rozběhu [s]*

2.5.5 MOMENT OD SETRVAČNÉ HMOTY ZÁTĚŽE PŘEPOČTENÝ NA HŘÍDEL MOTORU

$$M_{szm} = \frac{M_{sz}}{i \cdot \eta_p} \ [Nm]$$

$$M_{szm} = \frac{1{,}06}{60{,}9 \cdot 97{,}6} \tag{39}$$

$$M_{szm} = 1{,}74 \cdot 10^{-4} \text{ Nm}$$

kde: M_{szm} *– moment setrvačné hmoty zátěže přepočtený na hřídel motoru [Nm]*
M_{sz} *– moment setrvačné hmoty zátěže [Nm]*
η_p *– účinnost převodovky [%]*
i *– převodový poměr [-]*

2.5.6 MOMENT POTŘEBNÝ K ROZTOČENÍ ŘETĚZOVÉHO KOLA

$$M_{sk} = J_k \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_p}{t_0} \ [Nm] \tag{40}$$

$$M_{sk} = 0{,}01 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 0{,}38}{2}$$

$M_{sk} = 0{,}01\ Nm$

z toho:

$$J_k = \frac{1}{2} \cdot m \cdot \left(\frac{d_{amax}}{2}\right)^2 \ [kg \cdot m^2] \tag{41}$$

$$J_k = \frac{1}{2} \cdot 2{,}54 \cdot \left(\frac{0{,}20348}{2}\right)^2$$

$$J_k = 0{,}01\ kg \cdot m^2$$

kde: M_{sk} – moment potřebný k roztočení řetězového kola [Nm]
J_k – moment setrvačnosti řetězového kola [kg·m^2]
n_p – otáčky převodovky [s^{-1}]
t_0 – doba rozběhu [s]
m – hmotnost řetězového kola [kg]
d_{amax} – maximální průměr hlavové kružnice [mm]

2.5.7 MOMENT POTŘEBNÝ K ROZTOČENÍ ŘETĚZOVÉHO KOLA PŘEPOČTENÝ NA HŘÍDEL MOTORU

$$M_{skm} = \frac{M_{sk}}{i \cdot \eta_p} \ [Nm]$$

$$M_{skm} = \frac{0{,}01}{60{,}9 \cdot 97{,}6} \tag{42}$$

$$M_{skm} = 1{,}68 \cdot 10^{-6}\ \text{Nm}$$

kde: M_{skm} – moment potřebný k roztočení kola přepočtený na hřídel motoru [Nm]
M_{sk} – moment potřebný k roztočení řetězového kola [Nm]
η_p – účinnost převodovky [%]
i – převodový poměr [-]

2.5.8 CELKOVÝ MOMENT NA HŘÍDELI ELEKTROMOTORU

$$M_{cm} = M_k + M_{szm} + M_{skm} \ [Nm] \tag{43}$$

$$M_{cm} = 0{,}036 + 1{,}74 \cdot 10^{-4} + 1{,}68 \cdot 10^{-6}$$

$$M_{cm} = 0{,}036\ Nm$$

kde: M_{cm} – celkový moment na hřídeli elektromotoru [Nm]
M_{szm} – moment setrvačné hmoty zátěže přepočtený na hřídel motoru [Nm]

M_{skm} – moment potřebný k roztočení kola přepočtený na hřídel motoru [Nm]
M_k – výpočtový krouticí moment motoru [Nm]

$M_{cm} \ll M_m$

Celkový moment je menší než moment elektromotoru – elektromotor je vyhovující.

ZÁVĚR

Cílem bakalářské práce bylo navrhnout posuvové zařízení pro ohraňovačku dřeva. Volil jsem osvědčenou samonosnou kompaktní konstrukci, která umožňuje osazení stroje různými obráběcími agregáty dle přání zákazníka. Výhodou byla možnost prováděné konstrukční řešení částečně ověřovat v praxi na reálném stroji. Zvolené provedení se osvědčilo a proběhla výroba prvního ověřovacího stroje. Největším problémem byl nedostatek literatury, což bylo vynahrazeno možností ověřit zvolené postupy v praxi.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

[1] www.rexnord.de [online]. [cit 2011-04-10] Rexnord Kette GmbH. Dostupné z http://rexnord.de/fileadmin/Rexnord_Kette/PDF/Catalogue_Flyer/2009/Rexnord_Anbaute ile_D_00-2010_02.pdf

[2] *www.weisshaar-vs.de* [online]. [cit. 2011-04-10] Weisshaar GmbH & Co. KG Kunststoffspritzguss. Dostupné z http://www.weisshaar-vs.de/3_0.htm

[3] www.retezy-vam.com [online]. [cit. 2011-04-15] ŘETĚZI Vamberk spol. s r.o.. Dostupné z http://www.retezy-vam.com/pdf/volba_dopravniho.pdf

[4] www.retezy-vam.com [online]. [cit. 2011-04-15] ŘETĚZI Vamberk spol. s r.o.. Dostupné z http://www.retezy-vam.com/pdf/volba_valeckoveho.pdf

[5] KALÁB, K., Návrh a výpočet řetězového převodu – vysokoškolská příručka, Ostrava 2008

[6] www.siko.de [online]. [cit. 2011-04-21] SIKO GmbH Winkel und Längenmesssysteme Dostupné z http://www.siko.de/produkte/positionline/mechanisch-digital/details/da04/

[7] SVOBODA, P., BRANDEJS, J., PROKEŠ, F., Výběry z norem pro konstrukční cvičení. Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., druhé vydání, Brno, 2007. ISBN 978-80-7204-534-1.

[8] www.arco.cz [online]. [cit 2011-04-10] ARCO technik s.r.o.. Dostupné z www.arco.cz – ostatní materiály – PA6

[9] www.lenze.de [online]. [cit 2011-04-25] Lenze Vertrieb GmbH. Dostupné z http://dsc.lenze.de/dsc/deepLink.jsp?lang=D

[10] www.hydromec.com [online]. [cit 2011-04-25] Dostupné z http://www.hydromec.com/en/corporate/coaxial.html

[11] MARTÍNEK, P., Transportní zařízení: řešené příklady. Ostrava: Vysoká škola báňská v Ostravě, 1993.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[m·s^{-2}]	zrychlení desky
a_{min}	[°]	minimální úhel otevření zubové mezery
A_p	[mm]	předpokládaná osová vzdálenost hnacího a hnaného ozubeného kola
A_s	[mm]	skutečná osová vzdálenost hnacího a hnaného ozubeného kola
b_1	[mm]	vnitřní šířka řetězu
b_a	[mm]	hodnota zaoblení zubu
b_f	[mm]	šířka zubu ozubeného kola
d	[mm]	průměr roztečné kružnice
d_1	[mm]	průměr válečku řetězu
d_{amax}	[mm]	maximální průměr hlavové kružnice
d_{amin}	[mm]	minimální průměr hlavové kružnice
d_f	[mm]	průměr patní kružnice
d_g	[mm]	největší průměr věnce
f	[mm]	rozdíl poloměrů roztečné kružnice a věnce
F_B	[N]	pevnost proti přetržení řetězu
F_{Bs}	[N]	celková požadovaná pevnost proti přetržení řetězu
f_d	[-]	součinitel tření polyamidu PA
F_{d1}	[N]	třecí síla mezi přítlačným kolečkem a deskou
F_H	[N]	hlavní odpor
F_k	[N]	celkový odpor v čepech přítlačných koleček
F_{kl}	[N]	odpor v čepu přítlačného kolečka
F_m	[N]	zatěžovací síla od přítlačného kolečka
F_o	[N]	obvodová hnací síla
F_r	[N]	síla působící na čep od přítlačného kolečka
g	[m·s^{-2}]	tíhové zrychlení
i	[-]	převodový poměr
I_1	[-]	součinitel tření
I_2	[-]	součinitel mazání
J_k	[kg·m^2]	moment setrvačnosti řetězového kola
k	[-]	koeficient bezpečnosti

k_d	[-]	koeficient bezpečnosti pro dynamické zatížení
k_s	[-]	koeficient bezpečnosti pro statické zatížení
m	[kg]	hmotnost řetězového kola
m_1	[kg]	hmotnost dřevotřískové desky
m_2	[kg·m^{-1}]	hmotnost řetězu
m_{2s}	[kg]	celková hmotnost řetězu
m_3	[kg]	hmotnost unášecí destičky
M_{cm}	[Nm]	celkový moment na hřídeli elektromotoru
M_k	[Nm]	výpočtový krouticí moment motoru
M_m	[Nm]	krouticí moment motoru
M_p	[Nm]	krouticí moment převodovky
M_{sk}	[Nm]	moment potřebný k roztočení řetězového kola
M_{skm}	[Nm]	moment potřebný k roztočení kola přepočtený na hřídel motoru
M_{sz}	[Nm]	moment setrvačné hmoty zátěže
M_{szm}	[Nm]	moment setrvačné hmoty zátěže přepočtený na hřídel motoru
n	[n·min^{-1}]	počet otáček hnacího ozubeného kola
n_p	[s^{-1}]	otáčky převodovky
p	[mm]	rozteč článků řetězu
P	[kW]	výkon motoru
P_1	[N]	celkové zatížení řetězu
P_2	[N]	zatížení vyvolané kolečkovou dráhou
P_3	[N]	maximální zatížení od dřevotřískové desky 2000×2000×45 [mm]
P_4	[N]	maximální zatížení od řetězu
P_5	[N]	maximální zatížení od unášecích destiček
p_c	[MPa]	měrný tlak v kloubu
p_d	[MPa]	dovolený tlak v kloubu
p_i	[MPa]	měrný tlak při ideálních podmínkách
$r_č$	[mm]	poloměr čepu
r_{emax}	[mm]	maximální poloměr boku zubu
r_{emin}	[mm]	minimální poloměr boku zubu
r_{imax}	[mm]	maximální poloměr dna zubní mezery
r_{imin}	[mm]	minimální poloměr dna zubní mezery
r_k	[mm]	poloměr přítlačného kolečka

r_x	[mm]	poloměr zaoblení zubu
t_0	[s]	doba rozběhu
v	[m·min^{-1}]	obvodová rychlost řetězu
x	[-]	počet článků řetězu
Y	[-]	součinitel rázu
Z_1	[-]	počet zubů hnacího kola
Z_2	[-]	počet zubů hnaného kola
η_p	[%]	účinnost převodovky
ξ	[mm]	rameno valivého odporu pro pryž

SEZNAM PŘÍLOH

P1 Tabulka řetězů [1]

P2 Vlastnosti polyamidu PA6

P3 Tabulka řetězů s prodlouženým čepem

P4 Tabulky s parametry převodovky

P5 Tabulka s parametry motoru

P6 Tabulky měrného tlaku v kloubech, součinitele tření a součinitele mazání

Rexnord

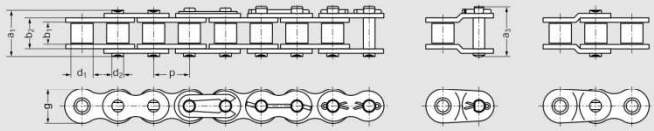
Roller Chains, European Standard

High Performance Roller Chains

Links A and B available for all chains.

■ With straight link plates on page 21.
○ Higher inner plate **"g"** = higher fatigue strength.

Roller Chains, Single Strand, DIN 8187 / ISO 606



ISO-No.	Pitch p inch	Pitch p mm	Roller Width b_1 min. mm	Roller Diameter d_1 max. mm	Pin Diameter d_2 max. mm	Inner Width b_2 max. mm	Linkplate Height g max. mm	Transverse e mm	Pin Width a_1 max. mm	Overall Width a_3 max. mm	Bearing Area A cm²	Required *) Ultimate Strength min. F_B N	Weight ≈ q kg/m	Loose Parts S	C	E	L
04		6,0	2,8	4,0	1,85	4,1	5,0	–	7,4	10,3	0,08	3 000	0,12		x	x	
05 B – 1		8,0	3,0	5,0	2,31	4,77	7,1	–	8,6	11,7	0,11	5 000	0,18		x	x	
■ 06 B – 1	0,375	9,525	5,72	6,35	3,28	8,53	8,3	–	13,5	16,8	0,28	9 000	0,41		x	x	
081	0,50	12,7	3,3	7,75	3,66	5,8	9,9	–	10,2	11,7	0,21	8 200	0,28		x	x	x
083	0,50	12,7	4,88	7,75	4,09	7,9	10,3	–	12,9	14,4	0,32	12 000	0,42		x	x	x
084	0,50	12,7	4,88	7,75	4,09	8,8	11,1	–	14,8	16,3	0,326	16 000	0,59		x	x	x
085	0,50	12,7	6,38	7,77	3,58	9,07	9,9	–	14,0	16,0	0,32	6 800	0,38		x	x	x
08 B – 1	0,50	12,7	7,75	8,51	4,45	11,3	11,6	–	17,0	19,0	0,50	18 000	0,70		x	x	x
■ 10 B – 1	0,625	15,875	9,65	10,16	5,08	13,28	14,6	–	19,6	22,0	0,67	22 400	0,90		x	x	x
■ 12 B – 1	0,75	19,05	11,68	12,07	5,72	15,62	15,9	–	22,7	25,1	0,89	29 000	1,15		x	x	x
■ 16 B – 1	1,00	25,4	17,02	15,88	8,28	25,4	20,5	–	36,1	42,4	2,1	60 000	2,60	x	x	x	x
■ 20 B – 1	1,25	31,75	19,56	19,05	10,19	29,0	25,7	–	40,4	47,6	2,96	95 000	3,70	x			x
■ 24 B – 1	1,50	38,1	25,4	25,4	14,63	37,9	33,0	–	53,8	60,6	5,54	160 000	6,90	x			x
28 B – 1	1,75	44,45	30,99	27,94	15,90	46,5	37,0	–	63,3	72,8	7,39	200 000	8,60	x			x
32 B – 1	2,00	50,8	30,8	29,21	17,81	45,5	41,2	–	65,1	73,6	8,1	250 000	9,50	x			x
40 B – 1	2,50	63,5	38,1	39,37	22,89	55,7	51,5	–	78,9	91,3	12,75	355 000	15,10	x			x
48 B – 1	3,00	76,2	45,72	48,26	29,24	70,5	63,5	–	98,5	124,0	20,61	560 000	24,50	x			x
56 B – 1	3,50	88,9	53,34	53,98	34,32	81,3	77,0	–	114,7	140,0	27,9	850 000	36,50	x			x
○ 64 B – 1	4,00	101,6	60,96	63,50	39,40	92,0	93,3	–	130,0	143,0	36,25	1 120 000	50,0	x			
○ 72 B – 1	4,50	114,3	68,58	72,39	44,50	103,8	105,3	–	147,0	161,0	46,19	1 400 000	65,0	x			

*) On request, we shall advise the effective higher Rexnord breaking load values and fatigue resistance values.

ARCO technik s.r.o.
Kutnohorská 288, 109 00 Praha 10 – Dolní Měcholupy
TEL: +420 272 701 000 FAX: +420 272 702 793
Email: arco@arco.cz www.arco.cz

Základní vlastnosti alkalického Polyamidu- PA6 G

vlastnost	jednotka	APA	APA 03	APA 06	MAPA	Zkušební metoda
pevnost v tahu	Mpa	min. 45[0]	min. 40[0]	min. 35[0]	min. 65[0]	DIN 53455
tažnost	%	min. 25[0]	min. 35[0]	min.100%	min.3%	DIN 53455
tvrdost shore stupnice D		82+-5	78+-5	76+-5	80+-5	
	*Sh D	76+-5[0]	72+-5[0]	71+-5[0]	75+-5[0]	
hustota(2)	$g.cm^{-3}$	1,15	1,15	1,14	1,15	DIN 53479
teplota tání(2)	[0]C	220	218	218	220	DIN 53736
součinitel tření(1)(2)		0,3-0,35	0,25-0,3	0,22-0,27	0,3-0,35	
teplota použití trvalá(2)	[0]C	-30 až +80				
relativní permitivita(2)		3,7-4,5				DIN 53489
		8,5-9,5*				
rovnovážný obsah vody(2)	%	2,5*				DIN 53495
		7,5**				
relativní změna lineárních rozměrů(2)	%	0,85*				
		2,4**				

Poznámka: hodnoty, uvedenév tabulce bez(*,**) jsou stanoveny na suchých vzorcích, materiálů

* podmínky stanovení: +23[0]C při 50% relativní vlhkosti

** podmínky stanovení +23[0]C při 100% relativní vlhkosti

1) stanoveno za sucha oproti konstrukční oceli, povrch broušený

2) uvedené údaje popisují běžný rozsah vlastností materiálů, neměly by být použity pro stanovení jejich technických limitů, ani jako základ pro stanovení designu

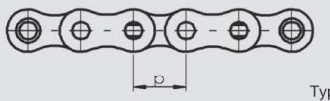
Chemické vlastnosti Alkalického Polyamidu

Alkalický Polyamid dobře odolává vodě, tukům,anorganickým zásadám (čpavek, vápno, alkalické hydroxidy) a solím, acetonu, benzenu, benzínu, metanolu, petroleji, olejům, toluenu, trichloretylenu atd.
Je málo odolný vůči anorganickým i organickým kyselinám, fenolu, krezolu a oxidačním látkám

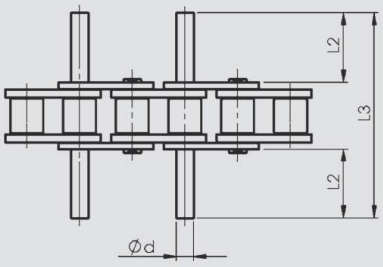
REXNORD
PRECISION. POWER. PERFORMANCE.

Rollenketten mit verlängerten Bolzen

einseitig verlängert: Typ 35
beidseitig verlängert: Typ 36



Typ 35/36



Typ des Anbauteils	Ketten Bezeichnung	Bezeichnung des Anbauteils	Teilung p		d	l1	l2	l3
			mm	Zoll	Bolzen-durchmesser	Bolzenüberstand einseitig	Bolzenüberstand beidseitig	Gesamtbreite
Einfach- und Mehrfach-Rollenketten ISO 606, Europäische Bauart DIN 8187, Amerikanische Bauart DIN 8188								
35 + 36	08 B-1	BGL 08 B-2 *	12,7	½ "	4,45	15	8	31
35 + 36	08 B-1	BGL 08 B-3 *	12,7	½ "	4,45	29	15	44,9
35 + 36	10 B-1	BGL 10 B-2 *	15,875	⅝ "	5,08	17,8	9,5	35,5
35 + 36	10 B-1	BGL 10 B-3 *	15,875	⅝ "	5,08	34,4	17,8	52,2
35 + 36	12 B-1	BGL 12 B-2 *	19,05	¾ "	5,72	20,8	11	41,7
35 + 36	12 B-1	BGL 12 B-3 *	19,05	¾ "	5,72	40,2	20,8	61,3
35 + 36	16 B-1	BGL 16 B-2 *	25,4	1 "	8,28	33,6	17,6	67,4
35 + 36	16 B-1	BGL 16 B-3 *	25,4	1 "	8,28	65,5	33,6	99,3
35 + 36	20 B-1	BGL 20 B-2	31,75	1 ¼ "	10,19	38,3	20,1	76,9
35 + 36	20 B-1	BGL 20 B-3	31,75	1 ¼ "	10,19	74,8	38,3	113,4
35 + 36	24 B-1	BGL 24 B-2	38,1	1 ½ "	14,63	51,2	26,8	102,2
35 + 36	24 B-1	BGL 24 B-3	38,1	1 ½ "	14,63	99,2	50,8	150
35 + 36	08 A-1	BGL 08 A-2	12,7	½ "	3,96	15,3	8,1	30,7
35 + 36	08 A-1	BGL 08 A-3	12,7	½ "	3,96	29,7	15,3	45,1
35 + 36	10 A-1	BGL 10 A-2	15,875	⅝ "	5,08	19,2	10,2	38,5
35 + 36	10 A-1	BGL 10 A-3	15,875	⅝ "	5,08	37,3	19,2	56,7
35 + 36	12 A-1	BGL 12 A-2	19,05	¾ "	5,94	24,2	12,8	48,5
35 + 36	12 A-1	BGL 12 A-3	19,05	¾ "	5,94	46,9	24,2	71,3
35 + 36	16 A-1	BGL 16 A-2	25,4	1 "	7,92	31,3	16,6	62,5
35 + 36	16 A-1	BGL 16 A-3	25,4	1 "	7,92	60,6	31,3	91,7
35 + 36	20 A-1	BGL 20 A-2	31,75	1 ¼ "	9,53	37,6	19,7	75,3
35 + 36	20 A-1	BGL 20 A-3	31,75	1 ¼ "	9,53	73,4	37,6	111,2

Typ 35 und 36 bis 1" für die europäische Bauart auch in rost- und säurebeständiger Ausführung (RexPlus) verfügbar!

* Im Rahmen des Quick-Step Programms sind verlängerte Bolzen nur einseitig (Typ 35) lieferbar.

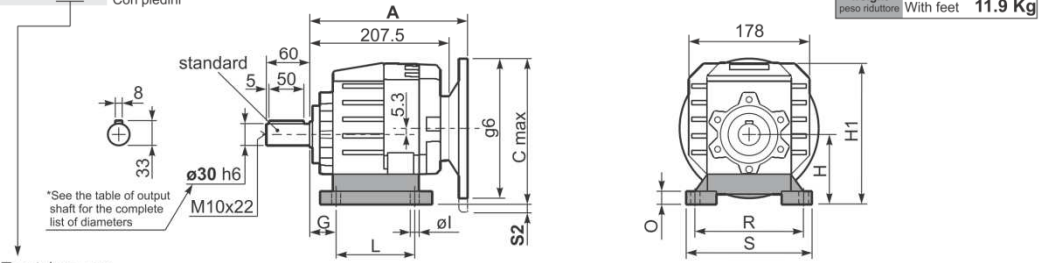
Weitere spezielle Ausführungen auf Anfrage!

3D dimensions on the Web

Coaxial - Gear
320Nm 502A

P502A**B1**... With feet
Con piedini

Gearbox weight / peso riduttore: With flange **11.7 kg** / With feet **11.9 Kg**



Feet / piedini

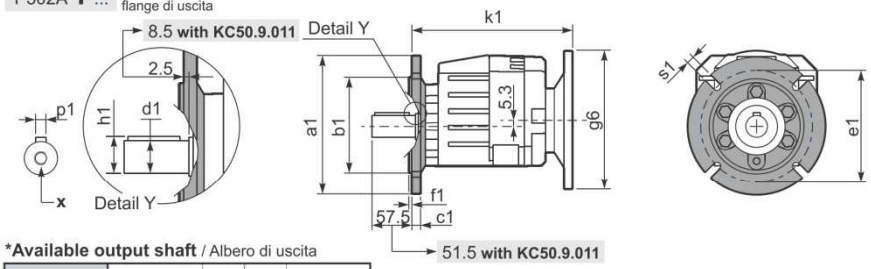
Feet Code	Market reference	G	H	R	L	S	H1	O	øl	S2 only with motor flange	B5 max. Flange	kit code
B3	312/3	18	110	160	130	190	211.5	20	11	10 100/112B5		KC50.9.024
B4	30/35	20	130	180	149.5	216	231.5	18	14			KC60.9.024
S4	47-57	30	115	135	165	170	216.5	24	13.5	5 100/112B5		KC50.9.022
H3	023-233	30	130	135	135	185	231.5	25	14			KC50.9.025
M2	52/3	30	110	135÷150	100	190	226.5	18	11			KC50.9.023
L6	06	19	125	160	106	205	201.5	8	14		80/90B5	KC50.9.026LM
E2	2202/3	13	100	135	192	164	201.5	6	14	10 100/112B5		KC50.9.027LM
P4	142	35	142	130	145	160	243.5	8	14			KC50.9.028LM
J3	4100-05G	25	100	150	90	180	201.5	8	14	20 100/112B5		KC50.9.029LM

Other feet are available, see our web site
Sono disponibili altri piedini, consulta il nostro sito web

A see on page bottom

Most popular types
Tipi più diffusi

P502A-**F**... Output flanges
flange di uscita



***Available output shaft** / Albero di uscita

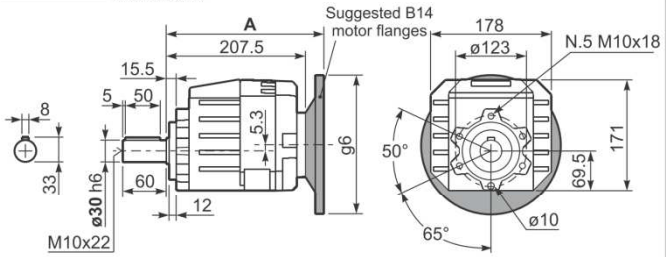
	Shaft - d1	p1	h1	x
Standard	ø 30x60	8	33	M10x22
On request A richiesta	ø 24x50	8	27	M8x19
	ø 25x50	8	28	M8x19
	ø 28x60	8	31	M8x19
	ø 35x60	10	38	M10x22

Available output flanges / flange di uscita

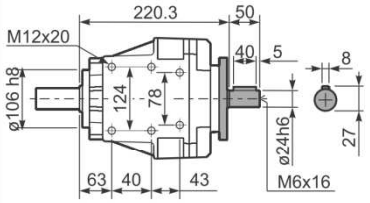
a1 ø	b1	c1	e1	f1	s1	kit code
160	110	14	130	3.5	9	KC50.9.011
200	130	13	165	3.5	11	KC50.9.012
250	180	15.5	215	4	14	KC50.9.013

With flange and feet only on request. Ask for compatibility

P502A-**N**... Basic gearbox
Riduttore base



R502A-**N**... Input Shaft
Albero in entrata

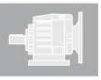


B5 Motor Flanges	A	C_{max}	g6	k1	kit code	k1 with KC50.9.011
71 B5	226	227.3	160	228.5	KC023.4.041	234.5
80/90 B5	228	247.3	200	230.5	KC023.4.042	236.5
100/112 B5	234	272.3	250	236.5	KC023.4.043	242.5

B14 Motor Flanges	A	C_{max}	g6	k1	kit code	k1 with KC50.9.011
80 B14	226	207.3	120	228.5	KC085.4.046	234.5
90 B14	226	217.3	140	228.5	KC085.4.045	234.5
100/112 B14	240.7	227.3	160	243.2	KC085.4.047	249.2
132 B14	261.5	247	200	264	KC50.4.041	270

502A Coaxial - Gear 320Nm

Rating - Alluminum COAXIAL GEARBOXES



▪ QUICK SELECTION / Selezione veloce

input speed (n_1) = 1400 min^{-1}

Output Speed n_2 [min^{-1}]	Ratio i	Motor power P_{1M} [kW]	Output torque M_{2M} [Nm]	Service factor f.s.	Nominal power P_{1R} [kW]	Nominal torque M_{2R} [Nm]	Available B5 motor flanges C 71	D 80	E 90	F 100* 112	Available B14 motor flanges R 80	T 90	U 100 112	V 132		Output Shaft ø	Ratios code
388	**3.61**	5.5	130	1.2	6.3	150	B								3018		-
331	**4.23**	5.5	152	1.1	6.1	170	B								3016		
279	**5.01**	5.5	180	1.1	6.1	200	B								3014		
231	**6.07**	5.5	219	1.1	6.3	250	B								3012		
206	**6.81**	5.5	245	1.2	6.7	300	B								2018		
176	**7.96**	5.5	287	1.2	6.3	330	B								2016		
148	**9.45**	5.5	340	1.0	5.7	354	B								2014	**standard ø30**	
122	**11.43**	4	299	1.1	4.4	326	B								2012		
99	**14.21**	3	279	0.9	2.7	250	B								2010		
84	**16.62**	3	327	1.1	3.3	354	B								1314	ø24 ø25 ø28 ø35	
70	**20.10**	2.2	290	1.1	2.5	326	B								1312		
57	**24.61**	2.2	354	0.9	2.0	326	B								1112		
56	**24.98**	1.5	245	1.0	1.5	250	B								1310	On request	
47.6	**29.41**	1.5	289	1.2	1.8	354	B								814		
39.3	**35.58**	1.5	349	0.9	1.4	326	B								812		
34.6	**40.50**	1.1	292	1.0	1.1	295	B								614		
31.7	**44.23**	1.1	319	0.8	0.86	250	B								810		
28.6	**49.00**	1.1	353	0.9	1.0	326	B								612		
23.0	**60.90**	0.75	299	0.8	0.63	250	B								610		

The dynamic efficiency is **0.96** for all ratios

*Nel montaggio P la flangia può superare l'ingombro massimo dei piedi. Eventualmente utilizzare la flangia B14
* In the P mounting the B5 motor flange can exceed the foot maximum dimensions. Possibly use the flange B14

Motor Flanges Available / Flange Motore Disponibili

B) **Supplied with Reduction Bushing** / Fornito con Bussola di Riduzione

B) **Available on Request without reduction bushing** / Disponibile a Richiesta senza Bussola di Riduzione

C) **Motor Flange Holes Position** / Posizione Fori Flangia Motore

EN Unit **502A** is supplied with synthetic oil for lifetime lubrification, no maintenance is necessary.
See table 1 for lubrication and recommended quantity.
In table 2 please see possible radial loads and axial loads on the gearbox.
For complete documentation please visit our web site.

I Il riduttore **502A** viene fornito completo di olio sintetico per la lubrificazione permanente e non necessita di alcuna manutenzione.
Vedi tab.1 per oli e quantità consigliati.
In tab.2 sono presenti i carichi radiali e assiali applicabili al riduttore.
Per la documentazione completa consulta il nostro sito.

D Das Getriebe **502A** ist mit synthetischem Öl gefüllt und ist lebensdauergeschmiert.
In Tabelle 1 ist die Schmiermenge und das empfohlene Schmiermittel angegeben.
In Tabelle 2 sind die zulässigen Radial - und Axialbelastungen des Getriebes aufgeführt.
Die komplette Dokumentation, Wartungs - und Inbetriebnahmeanleitungen finden Sie unter.

E El reductor tamaño **502A** se suministra, lubricado de por vida con aceite sintético y no requiren mantenimiento alguna.
Ver tabla 1, para cantidades y aceites recomendados.
En la tabla 2, se encuentran las cargas radiales y axiales admitidas por el reductor.
Para documentación completa, consultar nuestra Web.

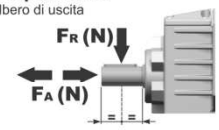
Standard supplied	For these mounting position specify in the order or add oil Per queste posizioni specificare in fase d'ordine o aggiungere olio					
B3	B6	B7	B8	V5	V6	V8
0.45 LT	0.55 LT	1.00 LT	1.10 LT	1.10 LT	1.15 LT	1.10 LT

AGIP	BP	SHELL	KLUBER	MOBIL
Telium VSF 320	Energol SGXP220	Tivela Oil WB	Syntheso D220 EP	Glygoyle 30

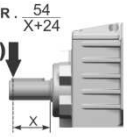
tab. 1

RADIAL AND AXIAL LOADS

Output shaft
Albero di uscita

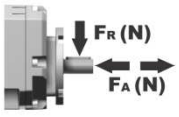


$F_{eq} = F_R \cdot \frac{54}{X+24}$



n_2	FA	FR	n_2	FA	FR	n_2	FA	FR
300	460	2300	**140**	600	3000	**70**	780	3900
250	480	2400	**120**	620	3100	**40**	900	4500
200	520	2600	**85**	700	3500	**15**	1000	5000

Input shaft
Albero in entrata



n_1	FA	FR
1400	400	2000
900	440	2200
500	440	2200

tab. 2

▪ **SELECT THIS TYPE AND THIS SPECIFIC SIZE ON THE WEB PAGES TO GET COMPLETE TECHNICAL DATA.**
Selezionare tipo e gandezza specifica nel sito web per la documentazione completa.

MT Basis | MT Option | motec | **Konfigurationsergebnis**

Motor	MDEMAXX080-12C1C
Motorart	Drehstrommotor (Standardeffizienz)
Bemessungsleistung	0,550 kW
Bemessungsspannung	230 / 400 V +-10%
Bemessungsfrequenz	50 Hz
Bemessungsstrom	2,5 / 1,4 A
Leistungsfaktor	0,80
Bemessungsdrehzahl	1390 1/min
Bemessungsdrehmoment	3,80 Nm
Schutzart	IP55
Betriebsart	S1
Wärmeklasse	F
Motorbauform	B14 FT100 (C120)
Motorwelle dxl	19x40 mit Passfeder
Motorschutz	TKO/KTY 83-110
Klemmenkasten	in Lage 2
Anschlussart	Standard
Kühlung	Eigenlüfter
Farbe	unlackiert
Motorcode C86	1263

Obvodová Rychlost m/sec.	Měrný tlak v kloubu řetězu p_i (MPa) při počtu zubů malého kola							
	11	13	15	17	19	21	23	25
0,1	31,29	31,29	31,29	31,78	31,98	32,47	32,47	32,86
0,2	27,96	30,02	30,21	30,41	30,41	31,00	31,49	31,89
0,4	25,9	27,57	28,45	28,94	29,33	29,63	29,92	30,51
0,6	24,13	26,09	27,08	27,76	28,15	28,45	29,04	29,72
0,8	22,46	24,53	25,70	26,59	27,08	27,57	27,96	28,55
1,0	21,29	23,35	24,72	25,60	26,39	26,78	27,46	27,96
1,5	18,64	21,19	22,76	24,03	24,62	25,21	25,80	26,19
2,0	16,68	19,33	21,09	22,17	23,35	23,94	24,53	25,11
2,5	15,11	17,95	19,82	20,90	21,88	22,66	23,45	24,13
3,0	(13,64)	16,48	18,54	20,01	20,90	21,68	22,37	23,05
4,0	(11,38)	14,42	16,67	18,15	19,13	20,01	20,70	21,32
5,0	(9,32)	(12,75)	14,91	16,68	17,85	18,77	19,42	20,11
6,0		(11,08)	13,64	15,50	16,58	17,46	18,25	18,93
7,0		(9,61)	(12,35)	14,32	15,60	16,48	17,27	18,05
8,0			(11,18)	(13,34)	14,72	15,60	16,48	17,17
10,0			(9,12)	(11,48)	(13,05)	14,03	14,91	15,60
12,0				(9,91)	(11,67)	(12,85)	13,73	14,42
15,0				(7,85)	(9,99)	(11,18)	(12,16)	12,95

Provozní podmínky odpovídající údajům v závorkách se nedoporučují.

Součinitel rázu Y	Součinitel tření l_1														
	a = 20 . p					a = 40 . p						a = 80 . p			
	$z_2 : z_1$					$z_2 : z_1$						$z_2 : z_1$			
	1:1	2:1	3:1	5:1	7:1	1:1	2:1	3:1	5:1	7:1	1:1	2:1	3:1	5:1	7:1
1	0,69	0,80	0,87	0,98	1,04	0,83	0,93	1,00	1,09	1,15	1,00	1,12	1,19	1,27	1,32
2	0,50	0,58	0,64	0,72	0,76	0,60	0,68	0,73	0,79	0,84	0,73	0,82	0,87	0,93	0,97
3	0,44	0,50	0,55	0,62	0,66	0,52	0,59	0,63	0,69	0,73	0,63	0,71	0,75	0,80	0,83
4	0,40	0,46	0,51	0,57	0,61	0,48	0,54	0,58	0,63	0,67	0,58	0,65	0,69	0,74	0,77

Rozmezí výkonu viz. tab. C	Rychlost řetězu (m/s)	Mazání		Součinitel mazání l_2			
		Vhodné	Přípustné	Mazání			bez mazání
				Vhodné Přípustné	dostatečné		
					bez znečištění	se	
I	do 4	Mazání kapkami 4 až 14 kapek/min	Tukové mazání Ruční mazání	1	0,6	0,3	0,15
II	do 7	Ponorné mazání v olejové lázni	Mazání kapkami asi 20 kapek/min	1	0,3	0,15	nepřípustné
III	do 12	Tlakové oběžné mazání	Olejová lázeň s rozstřikovacím kotoučem	1	Nepřípustné		
	přes 12	Mazání olejovou mlhou	Tlakové oběžné mazání	1			