

Pro zajištění správného postupu při volbě a výpočtu dopravních řetězů, dovolujeme si Vás upozornit na následující aspekty, které nutno vzít v úvahu:

- Typ dopravníku
- Celková přepravovaná hmotnost
- Rychlost posuvného pohybu řetězu
- Rozteč řetězu
- Propojení řetězů
- Pracovní prostředí
- Mazání
- Mez pevnosti řetězu, lomové zatížení

1. Typ dopravníku

Dopravníky můžeme rozdělit do těchto základních kategorií:

- horizontální
- skloněné (šikmé)
- vertikální
- kombinované

2) Celková přepravovaná hmotnost

V tomto případě jde o hmotu dopravovaného materiálu, která zatěžuje dopravní řetěz a jeho eventuelní podpěry (latky dopravníku - lehké unášecí elementy - příčky, příčné nosné elementy - klouby, kloubové závěsy a.p.).

Také je nutno vzít v úvahu rozložení zatížení na dopravníku. Postup výpočtu v případě, že zatížení je koncentrováno na menší podpěrné plochy, se liší od výpočtu při rovnoměrně rozděleném zatížení.

3) Rychlost pohybu řetězu

Rychlost pohybu řetězu je dána dráhou, kterou vykoná řetěz za jednotku času. Tato rychlost je základním faktorem pro stanovení výkonu dopravníku. Stanovení výkonu je dále spojeno s roztečí řetězu, v závislosti průměru hnacího a vodícího kola.

Na následujícím grafickém znázornění jsou objasněny tyto závislosti.

$$v = \frac{p \cdot Z \cdot n}{1000} \quad (\text{m/min.})$$

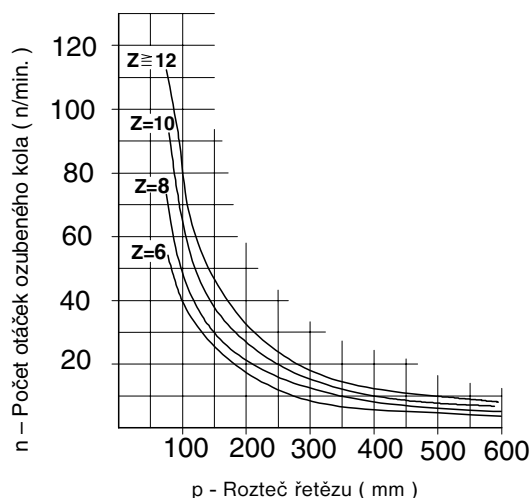
v = rychlost pohybu řetězu

Z = počet zubů

p = rozteč řetězu (mm)

n = počet otáček ozubeného kola (n/min.)

Obr. 1



Volba dopravního řetězu

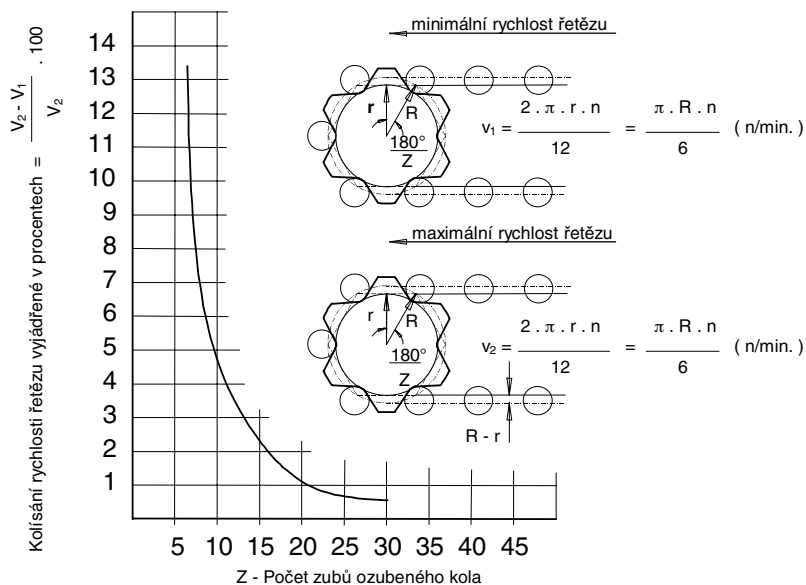
U dopravních řetězů je maximální hranice rychlosti asi 60 m/min.. Optimální hodnoty se pohybují mezi 0 až 30 m/min. Speciální pozornost musíme věnovat dopravníkům, jejichž rychlost řetězu je nižší než 1 m/min..

V případě, že se tato nízká rychlost řetězu kombinuje se značnými délkami dopravníku (od 80 - 100 m) s malými hnacími koly (Z od 18 - 20) s velkou roztečí a krokem řetězu je možné, že dojde ke „kyvadlovému pohybu“ řetězu. Tento kyvadlový pohyb znamená nerovnoměrný pohyb transportéru ve směru vpřed s rázy a následným uvolněním řetězu.

Tato skutečnost je zaviněna tím, že není zajištěna stejnoběžnost řetězového pohonu a v důsledku mnohoúhelníkového efektu dochází k navijení řetězu na hnací a vodící kola.

Grafické znázornění ukazuje rozsah změn, kolísání rychlosti v procentech

Obr. 2



Z = počet zubů ozubeného kola
R = poloměr ozubeného kola (m)
n = počet otáček ozubeného kola (n/min.)

$$r = R \cdot \cos \frac{180^\circ}{Z} \quad (\text{m})$$

r - R = rozsah změn, kolísání mnohoúhelníkového efektu

Jev "kyvadlového kolísání" nemá žádný vliv v případě, že hodnoty kolísání vyjádřené v % se pohybují kolem 1.

4) Rozteč řetězu

Roztečí řetězu je myšlená osová vzdálenost po sobě jdoucích otočných čepů řetězu, vyjádřená v mm nebo palcích. Rozteč řetězu se určuje podle následujících charakteristik transportéru:

- rychlost pohybu řetězu
- průměr hnacího a vodícího kola
- rozdělení zatížení na dopravníku
- rozměrů eventuálních podpěrných elementů (latky dopravníku, lehké unášecí elementy - příčky, příčné nosné elementy - klouby, kloubové závěsy a podobně)

5) Propojení řetězů

V běžných případech je propojení dvou dopravních řetězů provedeno pomocí úhelníku. Úhelník je přivařen k deskám řetězu. Řetězy mohou být propojeny také jinými elementy. Spojení řetězu je definováno rozměrovými charakteristikami řetězu, tvarem a počtem podpěrných elementů na 1 metr délky řetězu.

6) Pracovní prostředí

Pracovní prostředí jsou prostor a podmínky, ve kterých řetěz pracuje. Povšimnutí zasluhují následující faktory:

- stupeň čistoty, čištění
- teplota
- přítomnost abrasivních látek (např. prach, písek, štěrk, mouka atd.)
- vlhkost, atmosférická činidla
- chemické agresivní látky
- a podobně

Tyto faktory určují dimenzování řetězu, kvalitu konstrukčních materiálů, vůle, výrobní tolerance, galvanickou úpravu a koeficienty bezpečnosti.

Tabulka č. 1 obsahuje koeficienty v závislosti na působení teploty.

Teplota	Správné pracovní zatížení	koeficient korekce
- 40°C ~ - 20°C	(maximální dovolené pracovní zatížení)	x 0,25
- 20°C ~ - 10°C	(maximální dovolené pracovní zatížení)	x 0,30
- 10°C ~ 160°C	(maximální dovolené pracovní zatížení)	x 1,00
160°C ~ 200°C	(maximální dovolené pracovní zatížení)	x 0,75
200°C ~ 300°C	(maximální dovolené pracovní zatížení)	x 0,50

7) Mazání

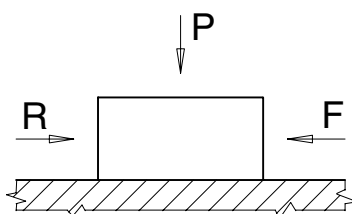
Mazání velmi ovlivňuje životnost řetězu. Jeho vhodný způsob podporuje odolnost proti opotřebení, odolnost proti působení koroze a odolnost proti oxidaci všech komponentů řetězu. Mazání řetězu musí splňovat tyto hlavní funkce:

- a) snižovat součinitele tření
- b) snižovat opotřebení řetězu a přinášet energetické úspory
- c) chránit řetězy proti korozi
- d) zabezpečovat správnou funkci řetězu

a) Snižování součinitele tření

Při každém pohybu se musí překonávat určitý odpor, který definujeme jako **třecí odpor**. Budeme předpokládat, že máme těleso o hmotnosti "P", které spočívá na nějaké rovině.

Obr. 3



F - směr pohybu

Třecí odpor "R", který se projevuje tehdy, jestliže se dvě tělesa pohybují jedno na druhém, má směr opačný než je vlastní směr pohybu.

Tento třecí odpor závisí na dvou faktorech:

- na hmotnosti tělesa "P"
- na statickém součiniteli "m" nebo na dynamickém součiniteli tření "t"

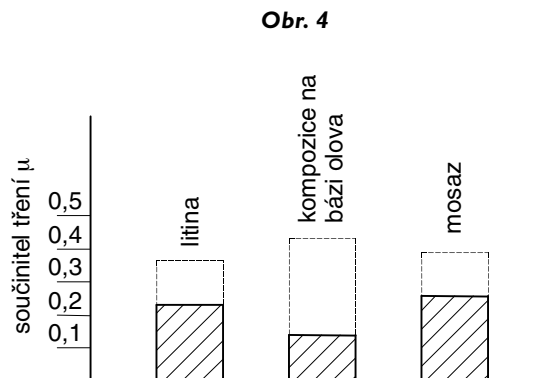
Hodnota R je následující :

$$R = \mu \cdot P \text{ (kg)}$$

$$R = \tau \cdot P \text{ (kg)}$$

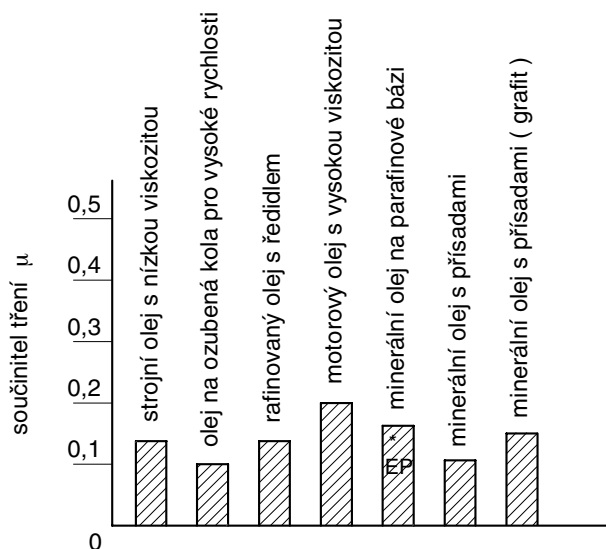
Součinitel tření “ τ ” je vždy nižší, než součinitel “ μ ”. To znamená, že síla potřebná k překonání třecího odporu v případě uvedení tělesa do pohybu je mnohem větší (1,5 až 3 krát), než síla, která je nutná pro udržení pohybu. Součinitel tření “ μ ” a “ τ ” závisí na kvalitě stykových ploch, na způsobu styku (kluzký, smykový, valivý) a na přítomnosti maziva.

Obr.4 ukazuje na značné snížení hodnot “ μ ” v případě aplikace minerálního oleje mezi dva kovy.



Hodnoty součinitele tření “ μ ” pro různé materiály proti oceli za podmínek mazání s použitím minerálního oleje (znázorněno plnou čarou) a za podmínek bez mazání (znázorněno přerušovanou čarou).

Obr. 5 znázorňuje vliv druhu maziva na velikost součinitele tření “ μ ”.



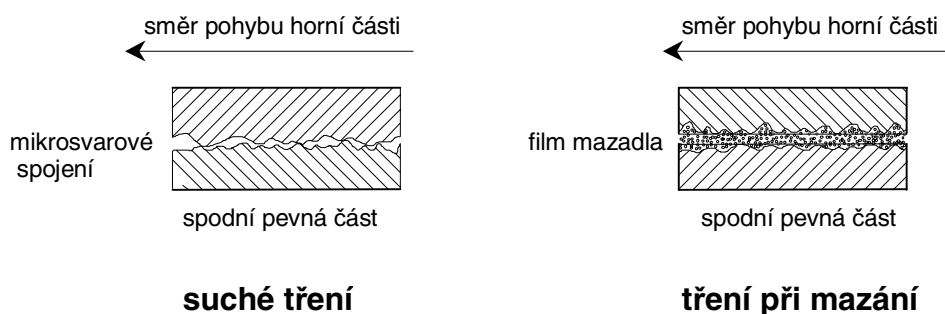
Hodnoty součinitele tření “ μ ” pro styk mezi ocelí a ocelí v závislosti na různých mazivech.

* EP = extrémně vysoký tlak (přísady pro extrémní tlaky).

b) Omezení opotřebení řetězu

Vzájemný pohyb mezi pouzdem a čepem, mezi pouzdem a válečkem bez mazání vede k postupné abrazi příslušných ploch. Tento stav vede k předčasnému opotřebení řetězu, k značnému zvýšení odporu tření a tím také ke zvýšení potřebného výkonu motoru. Přítomnost vhodného mazacího filmu zabraňuje přímému styku kovových ploch a výše uvedené nedostatky odstraňuje.

Obr.6



c) Ochrana proti korozi

Jakýkoliv kov, který není chráněn, má tendenci oxidovat. Tento jev může být podpořen zvláštními provozními podmínkami, jako jsou:

- vysoké teploty
- zvýšená vlhkost
- přítomnost chemických agresivních látek

Oxidace představuje hrozbu pro životnost řetězu. Přítomnost filmu maziva na povrch řetězu zabraňuje oxidaci a bojuje proti tvorbě koroze. Účinnost této ochrany může být zlepšena tím, že takové mazivo bude obsahovat inhibitor koroze.

d) Správná funkce řetězu

Každý uživatel se snaží vyřešit problémy s mazáním použitím jednoho mazadla. Toto se vždy nedá plně docílit, protože existuje mnoho parametrů, které mají vliv na volbu příslušného mazadla. Základním takovým parametrem je provozní teplota řetězu. Provozní teploty, za kterých řetězy pracují, můžeme rozdělit do čtyř zón:

- nízká teplota až do -40°C
- běžná teplota od 15°C do 110°C
- vysoká teplota od 150°C do 250°C
- velmi vysoká teplota nad 250°C

Nízká teplota (až do -40°C)

Je nezbytné používat syntetické mazadlo o co nejnižší viskozitě. Často je možné řešit problém mazání s použitím disperzního mazacího tuku. Tento musí být rozpuštěn ve vhodném rozpouštědle. V tomto případě musí být použito takové rozpouštědlo, které usnadňuje vniknutí mazadla mezi čepy, pouzdra a válečky. (např. trichlortetan, freon). Po odpaření rozpouštědla zůstane na povrchu součásti řetězu tenký film mazacího tuku, který vykazuje zvýšenou přilnavost a odolnost proti mechanickému působení eventuálně přítomných medií z okolního prostředí.

Běžná teplota (až do 110° se špičkami až do 150°)

Tento rozsah představuje provozní podmínky, které jsou nejvíce rozšířené. Zde nedoporučujeme používat minerálních olejů. Pro tyto teploty je vhodné používat pouze speciální mazadla na řetězy. Tato mazadla jsou legována nebo obsahují přísady. Tyto přísady zamezují skapávání mazadla a zlepšují jeho kapilaritu.

Vysoké teploty (od 150°C do 250°C)

V tomto teplotním intervalu je nutno používat syntetické oleje. Syntetické oleje mají větší teplotní stabilitu než minerální oleje a obsahují kombinaci pevných pigmentů na grafitové bázi nebo na bázi disulfidu. Tyto přísady dávají syntetickým olejům charakteristiku " nouzového mazání ", rovněž umožňují zvýšení měrného tlaku v kloubech řetězu. Kvalita syntetických olejů je odvislá od kvality přísad a aditiv, aby se zabránilo tvorbě škodlivých usazenin na řetězu.

Velmi vysoké teploty (nad 250°C)

Za těchto teplot nemůžeme použít tekuté mazání. V tomto případě se musíme orientovat na suspence pevných látek v syntetickém roztoku, který po odpaření zajistí mazání za sucha. Jelikož při tomto způsobu mazání dochází k odpařování, musíme mazání provádět na takovém místě, kde je teplota řetězu co nejnižší.

8) Systémy mazání

Volba správného mazadla a mazacího systému určují do budoucna jeho spolehlivost a hospodárnost. U řetězových převodů používáme nejčastěji následující systémy mazání :

- a) občasné mazání olejničkou
- b) občasné mazání ponorem v oleji
- c) přerušované mazání s kapací maznicí
- d) mazání ponorem v lázni - oběhové mazání
- e) mazání olejovým paprskem pomocí čerpadla
- f) mazání olejovou mlhou

Jako nejnevhodnější je nutno považovat mazání řetězu ručně pomocí olejničky. V důsledku toho, že tento způsob mazání nedává jistotu, že každý článek řetězu bude namazán, může tento způsob být použit jen pro podřadné účely. Vhodnějším způsobem je periodické ponořování řetězu do olejové lázně. Ponechá-li se při tom řetěz delší dobu v lázni může olej vniknout do všech dutin řetězového článku. Pro malé rychlosti a malé přenášené výkony možno výhodně použít kapací maznice. Při vyšších rychlostech a výkonech se používá způsob brodění řetězu v olejové lázni. Tento způsob dává záruku dobré provozní jistoty a spolehlivosti. Nejlepším způsobem mazání pro vysoké rychlosti s vysokými výkony je periodické rázové mazání na větvi řetězu nebo mazání olejovou mlhou.

Volba správného mazadla, mazacího systému pro příslušný řetězový převod také mimo výše uvedené vycházejí z velikosti měrného tlaku v kloubu řetězu.

9) Čištění řetězu

Dokonalé čištění a mazání je základním předpokladem pro správnou funkci a provoz řetězu. Každé mazání ztrácí svou účinnost, jestliže nebyl předtím řetěz řádně očištěn. Při čištění musí být odstraněny nežádoucí nečistoty a usazeniny, ke kterým dochází při stálém používání řetězu. K odstranění nečistot a usazenin můžeme použít vhodná rozpouštědla na bázi chloru nebo fluoru. Obě rozpouštědla dobře odstraňují produkty nebo látky na bázi motorové nafty nebo petroleje. Po očištění musí zůstat kovové plochy řetězu suché. Toto nelze docílit rozpouštědly na bázi petroleje nebo nafty. Tyto rozpouštědla zanechávají na kovových plochách mastný film. Na tomto filmu má mazadlo tendenci "plavat". Kromě toho při vysokých teplotách mohou zbytky petroleje zapříčinit, vyvolat nebo urychlit oxidační pochody u maziva.

Čištění řetězu se provádí vždy za studena. Rozpouštědlo se nanáší pomocí štětce. V případech, kdy není možno zastavit stroj, doporučuje se aplikovat mazadlo zředěné detergentem v poměru 1:1.

10) Mez pevnosti řetězu, lomové zatížení

Mez pevnosti řetězu, vyjádřená v N (NEWTON), představuje hodnotu zatížení v okamžiku přetržení řetězu. Katalogové údaje se vztahují ke zkouškám, které byly prováděny při teplotě okolního prostředí asi 20°C. Normy ISO 1977 předepisují, že minimální zatížení při přetržení v tahu nesmí být menší než 95% hodnoty, která je specifikována k určitým typům řetězů.

11) Volba typu řetězu v závislosti na tažné síle

Tažná síla, představuje sílu, která je nezbytná k zajištění pohybu řetězu, mechanických částí s ním spojených a přepravovaném nákladu.

Výpočet můžeme rozdělit na dvě fáze:

1. předběžná fáze - během této fáze se stanoví model řetězu, hmotnost řetězu a koeficient tření
2. ověřovací fáze - v této fázi se za hmotnost řetězu a koeficient tření dosadí hodnoty identického řetězu

Při stanovení tažné síly spolupůsobí následující faktory :

- a) Hmotnost dopravníkem přepravovaného materiálu
- b) Hmotnost řetězů a přidavných nosných elementů (latky dopravníku - lehké unášecí elementy - příčníky, příčné nosné elementy - klouby, kloubové závěsy a podobně)
- c) Součinitel tření
- d) Provozní součinitel v závislosti na zatížení a provozních hodinách
- e) Součinitel rychlosti
- f) Součinitel navíjení
- g) Bezpečnostní součinitel a měrný tlak

a) Hmotnost dopravovaného materiálu = P_I (kg)

Viz. bod 2

b) Hmotnost řetězů = P (kg)

V přibližném výpočtu se jako hmota řetězů uvažuje přibližná hmota celých okruhů řetězů. V ověřovacím výpočtu je to skutečná hmota okruhu řetězů.

c) Součinitel tření = f_r

Součinitel tření představuje hodnotu, která definuje sílu, která je nezbytná k překonání odporu při pohybu dvou částí, které jsou ve styku. Jestliže řetězy pracují "s dotykem" na drahách, pak se dochází ke kluznému, smykovému tření - "fr". Hodnoty součinitelů kluzného, smykového tření jsou souhrnně uvedeny v následující tabulce.

Tabulka č. 2

Dotýkající se tělesa	součinitel smykového tření "fr" suchý povrch	součinitel smykového tření "fr" mazaný povrch
Ocelové řetězy na vedení z tvrdého dřeva	0,44	0,29
Ocelové řetězy na ocelových vedeních	0,30	0,20
Ocelové řetězy na drsných, nerovných nebo zrezivělých vedeních	0,35	0,25
Ocelové řetězy na vedeních z polyethylenu o vysoké hustotě a o velmi vysoké molekulové váze	0,18	0,05

Když řetězy kloužou na vlastních válečkách (kladkách) na příslušných drahách, nastávají podmínky kombinovaného kluzného tření a valivého tření - "fv". Hodnota součinitele při valivém pohybu v předběžném výpočtu je $f_v = 0,2$,

$$f_v = C \times \frac{r}{R} + \frac{b}{R} \quad (m)$$

kde značí :

C = součinitel smykového, kluzného tření mezi pouzdrem a válečkem, podle hodnot uvedených v následující tabulce.

Tabulka č. 3

Tělesa ve styku	bez mazání " C "	s mazáním " C "
Ocelový váleček s ocelovým pouzdrém	0,25	0,15
Ocelový váleček s bronzovým pouzdrém	-	0,13
Nylonový váleček s ocelovým pouzdrém	0,15	0,10

r = vnější průměr pouzdra (mm)

R = vnější poloměr válečku (mm)

b = experimentální součinitel ke stanovení valivého tření, které závisí na povaze materiálů, které jsou ve styku a na stupni opracování příslušných stykových ploch

$b = 0,5$ pro ocelový váleček na ocelovém vedení s hladkým povrchem

$b = 1,0$ pro ocelový váleček na ocelovém vedení s hrubým nerovným povrchem

Důležité:

Na začátku pohybu může součinitel tření představovat hodnotu, která je 1,5 až 3 krát vyšší než je hodnota dynamického součinitele tření. V tomto případě je pravidlem, aby pro zajištění správného valivého pohybu válečku byl vnější průměr alespoň 2,5 krát větší než je vnější průměr pouzdra.

d) Součinitel provozu = F_s

Jedná se o korekční součinitel tahové síly. Tento korekční součinitel se aplikuje na tahovou sílu, která závisí na podmínkách a provozních charakteristikách dopravníku. Následující tabulka uvádí hodnoty součinitele provozu F_s , které se týkají nejobvyklejších aplikací.

Tabulka č.4

Podmínky provozu	F_s
Poloha nákladu - vystředěná - nevystředěná	1,0 1,5
Charakteristiky zatížení materiálem - stejnoměrné: Výskyt přetížení méně než 5% - s mírnými změnami, kolísáním: Výskyt přetížení 5-20% - s velkými změnami, kolísáním: Výskyt přetížení 20-40%	1,0 1,2 1,5
Frekvence rozběhu – zastavování pod zatížením - méně než 5 krát za den - od 5 krát za den až do 2 krát za hodinu - častěji než 2 krát za hodinu	1,0 1,2 1,5
Pracovní prostředí - relativně čisté - středně prašné nebo špinavé - vlhké, velice špinavé nebo korosivní	1,0 1,2 1,3
Počet provozních hodin za den - do 10 - do 24	1,0 1,2

Celková hodnota provozního součinitele F_s pro použití ve výpočtu tahové síly je součinem částečných hodnot (F_s) provozního součinitele odpovídajících každému stavu provozu.

e) Součinitel rychlosti = F_v

Jedná se o korekční součinitel, který se aplikuje na tahovou sílu. Tento korekční součinitel závisí na rychlosti posuvného pohybu řetězu v poměru k počtu zubů hnacích a vodících kol - viz. následující tabulka.

Tabulka č.5

rychlost m/min.	Počet zubů ozubeného kola						
	6	7 – 8	9 - 10	11 - 12	13 - 16	17 - 20	21 - 24
3,0	0,9	0,8	0,8	0,8	0,7	0,7	0,7
7,5	1,0	0,9	0,8	0,8	0,8	0,8	0,7
15,0	1,4	1,0	0,9	0,9	0,8	0,8	0,8
30,0	2,0	1,3	1,1	1,0	0,9	0,9	0,8
60,0	4,4	2,0	1,4	1,2	1,1	1,0	0,9

f) Součinitel navíjení = Fa

Jedná se o korekční součinitel tahové síly, který se zvětšuje v důsledku odporu tření při navíjení řetězů na hnací kolo a na kolo vodící.

Fa = 1,05 pro kola namontovaná s použitím bronzových pouzder

Fa = 1,03 pro kola namontovaná na ložiskách.

Koeficient "Fa" má v našich následujících výpočtech zanedbatelný vliv a nebude dále používán.

g) Součinitel bezpečnosti a měrný tlak

Abychom správně dimenzovali řetěz, musíme vzít v úvahu dovolené namáhání konstrukčních materiálů. Již při pracovním zatížení, které odpovídá 2/3 mezního zatížení řetězu, jsou materiály namáhány za hranici "trvalé deformace" (0,2% tažnosti). Z tohoto důvodu doporučujeme, aby mezní zatížení řetězu bylo 8-krát vyšší než je maximální tažná síla. Tento poměr nazýváme "bezpečnostní koeficient".

Při velmi těžkých provozních podmínkách můžeme jen těžko určit tažné síly, jejich změny a kolísání. Proto je nutné aplikovat odpovídající součinitele bezpečnosti. K určení vhodných součinitelů bezpečnosti je Vám vždy k dispozici naše technické oddělení.

Po stanovení vhodného typu řetězu pro daný způsob dopravy doporučujeme Vám, aby byly ověřeny měrné tlaky mezi pouzdry a válečky a mezi čepy a pouzdry. Toto je zvláště důležité v případě, když se jedná o takové zatížení, které je koncentrováno na malé ploše dopravníku. Pro tyto speciální podmínky zatížení a specifické použití není výpočet tažné síly pro stanovení typu řetězu dostačující. V případě, že bude zjištěno že hodnoty měrného tlaku budou překračovat dovolené meze (viz. tab. 6, 7) musí se nezbytně volit takový řetěz, který bude mít větší styčnou plochu mezi válečkem, pouzdrům a čepem. Tím se dosáhne snížení měrného tlaku.

Výpočet měrného tlaku:

$$a) \text{ měrný tlak na váleček} = \frac{P}{L \cdot Dr} \text{ (MPa)}$$

$$a) \text{ měrný tlak na čep} = \frac{T}{Lb \cdot Dp} \text{ (MPa)}$$

kde značí

P = zatížení (N), které přináší každý z válečků

T = efektivní tahová síla působící na řetěz

L = délka otvoru válečku (mm)

Lb = celková délka pouzdra (mm)

Dr = průměr otvoru válečku (mm)

Dp = vnější průměr otočného čepu (mm)

Maximální přípustné měrné tlaky:

Tabulka č.6

Materiály, které jsou ve tyku		maximální měrný tlak MPa
Pouzdro	Otočný čep	
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

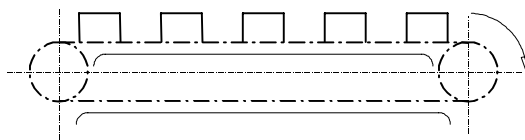
Tabulka č.7

Materiály, které jsou ve tyku		maximální měrný tlak MPa
Váleček	Pouzdro	
Cementovaná ocel	Cementovaná ocel	10,0
Zušlechtěná ocel	Cementovaná ocel	10,0
Litina	Cementovaná ocel	7,0
Bronz	Cementovaná ocel	6,0
Polyethylen	Cementovaná ocel	1,0
Nerezová ocel	Nerezová ocel	4,0
Litina	Bronz	2,8

Vzorce pro výpočet tahové síly u dopravníku s dopravními řetězy

a) Horizontální dopravník - kluzné provedení

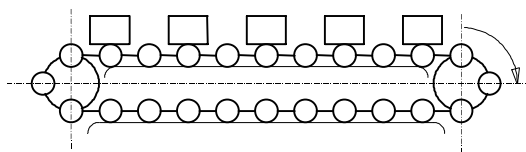
Obr. 7



$$T = 9,81 \cdot \frac{(P + P1) \cdot fr \cdot Fs \cdot Fv}{\text{počet řetězů}} \quad (\text{N})$$

b) Horizontální dopravník - s vodícími kladkami

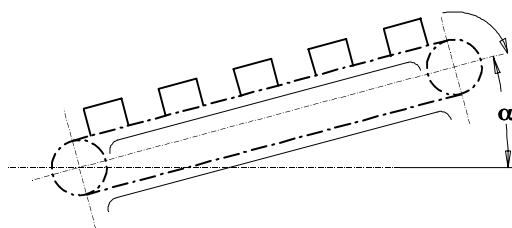
Obr. 8



$$T = 9,81 \cdot \frac{(P + P1) \cdot fv \cdot Fs \cdot Fv}{\text{počet řetězů}} \quad (\text{N})$$

c) Šikmý dopravník - kluzné provedení

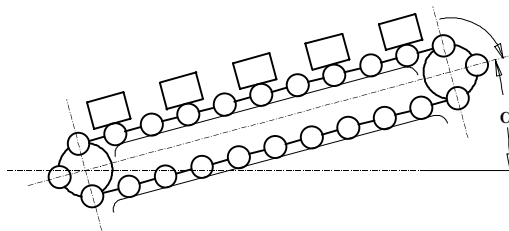
Obr. 9



$$T = 9,81 \cdot \frac{[\cos \alpha \cdot (P + P1) \cdot fr + \sin \alpha \cdot P1] \cdot Fs \cdot Fv}{\text{počet řetězů}} \quad (\text{N})$$

d) Šikmý dopravník - s vodícími kladkami

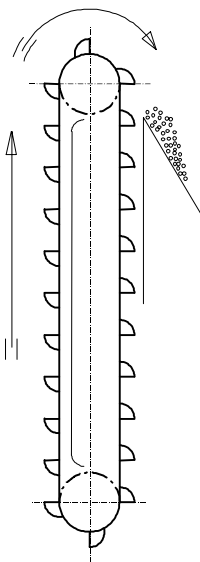
Obr. 10



$$T = 9,81 \cdot \frac{[\cos \alpha \cdot (P + P1) \cdot f_v + \sin \alpha \cdot P1] \cdot F_s \cdot F_v}{\text{počet řetězů}} \quad (\text{N})$$

e) Vertikální dopravník

Obr. 11



$$T = 9,81 \cdot \frac{(P/2 + P1) \cdot F_s \cdot F_v}{\text{počet řetězů}} \quad (\text{N})$$

Pro jiná uspořádání dopravníků, jenž nejsou identická s uvedenými obrázky musíme zvážit aplikaci příslušných metod.

Metody výpočtu tažné síly pro hřeblové dopravníky

Pro výpočet tažné síly používáme kromě již známých veličin ještě další následující faktory:

- f_m = součinitel tření mezi dopravovaným materiálem a kanálem - tabulka č.8
- L = délka plněného dopravníku (m)
- Q = množství přepravovaného výrobku (T/h)
- H = výška přepravního kanálu (m)
- B = šířka dopravního kanálu (m)
- b = stupeň plnění v dopravním kanále - 0,5 - 0,6
- g = měrná hmotnost dopravovaného materiálu (T/m³) - tabulka 8
- v = rychlost posuvného pohybu řetězu (m/sec.)

Tabulka č.8

Dopravovaný materiál	** měrná hmotnost . γ (T/m ³)	** součinitel tření f_m
Oves	0,45	0,7
Obilí	0,75	0,4
Kukuřice	0,80	0,4
Ječmen suchý	0,45	0,7
Žito	0,65	0,4
Rýže	0,75	0,4
Lněné semeno	0,70	0,4
Slad suchý	0,40	0,4
Obilná mouka	0,70	0,4
Kukuřičná mouka	0,65	0,4
Cukr rafinovaný práškový	0,80	0,5
Cement	1,00	0,9
Antracitové uhlí kusové	0,70 - 0,90	0,4
Uhelný koks	0,50	0,7
Suchý jíl	1,60	0,7
Popel	0,60	0,6
Štěrka cementový	1,30	0,8

a) Horizontální dopravník s hřebly - kluzné provedení

Obr. 12



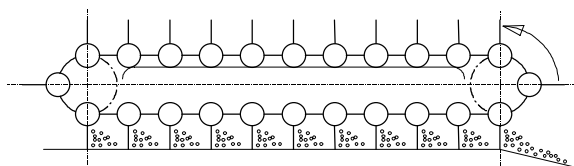
$$T = 9,81 \cdot \frac{(P \cdot f_r + P1 \cdot f_m) \cdot F_s \cdot F_v}{\text{počet řetězů}} \quad (\text{N})$$

nebo
$$T = 9,81 \cdot \frac{(P \cdot f_r + L \cdot \frac{Q}{3,6 \cdot v} \cdot f_m)}{\text{počet řetězů}} \cdot F_s \cdot F_v \quad (\text{N}), \text{ kde značí } P1 = H \cdot B \cdot L \cdot \beta \cdot \gamma \cdot 1000 \quad (\text{kg})$$

nebo
$$P1 = L \cdot \frac{Q}{3,6 \cdot v} \quad (\text{T}), \text{ kde } Q = H \cdot B \cdot L \cdot \beta \cdot \gamma \cdot v \cdot 3600 \quad (\text{T/h})$$

b) Horizontální dopravník - s hřebly a vodícími kladkami

Obr. 13



$$T = 9,81 \cdot \frac{(P \cdot fv) + (P1 \cdot fm) \cdot Fs \cdot Fv}{\text{počet řetězů}} \quad (N)$$

nebo
$$T = 9,81 \cdot \frac{(P \cdot fv + L \cdot (\frac{Q}{3,6 \cdot v} \cdot fm) \cdot Fs \cdot Fv)}{\text{počet řetězů}} \quad (N), \text{ kde značí } P1 = H \cdot B \cdot L \cdot \beta \cdot \gamma \cdot 1000 \text{ (kg)}$$

nebo
$$P1 = L \cdot \frac{Q}{3,6 \cdot v} \quad (T), \text{ kde } Q = H \cdot B \cdot L \cdot \beta \cdot \gamma \cdot v \cdot 3600 \text{ (T/h)}$$

Výpočet požadovaného výkonu na hřídeli

Pro určení celkové tažné síly působící na dopravník doporučujeme následující postup výpočtu:

$$Mt = \frac{9550 \cdot N}{n} = \frac{T \cdot dp}{2000} \quad (Nm)$$

$$N = \frac{T \cdot v}{1000} = \frac{Mt \cdot n}{9550} \quad (kW)$$

Mt = kroutící moment na hřídeli (Nm)

N = požadovaný výkon (kW)

n = počet otáček hnacího kola dopravníku (1/min.)

T = tahová síla (N)

dp = roztečný průměr hnacího kola (m)

v = obvodová rychlost (m/sec.)

Z obou výše uvedených vzorců můžeme odvodit:

$$T = \frac{1000 \cdot N}{v} = \frac{2000 \cdot Mt}{dp} \quad (N)$$

Vypočtený teoretický výkon je ovlivněn stupněm účinnosti celého převodu (motory, převodovky, řemeny a podobně).

12) Příklad výpočtu a volby dopravního řetězu

Pro horizontální redlerový dopravník má být navržen vhodný typ redlerového dopravního řetězu:

Základní technické údaje:

dopravovaný materiál	hnědé uhlí
délka dopravníku	30 m
dopravní výkon	40 T/h
dopravní žlab - šířka	350 mm
- výška	250 mm
počet řetězů	1
počet zubů řet. kol	9 (zvoleno)
způsob zatížení	rovnoměrné



1. Hmotnost dopravovaného materiálu Q

$$Q = 40 \text{ T/h}$$

2. Dopravní rychlost řetězu v

vypočteme ze vztahu: $Q = H \cdot B \cdot \beta \cdot \gamma \cdot v \cdot 3600 \text{ (T/h)}$

$$v = \frac{Q}{H \cdot B \cdot \beta \cdot \gamma \cdot 3600} = \frac{40}{0,25 \cdot 0,35 \cdot 0,6 \cdot 0,7 \cdot 3600} = 0,3 \text{ m/sec.}$$

$\beta = 0,6$ (zvoleno)

$\gamma = 0,7$ (zvoleno dle tab.8)

3. Hmotnost dopravovaného materiálu $P1$

$$P1 = a \cdot \frac{Q}{3,6 \cdot v} = 30 \cdot \frac{40}{3,6 \cdot 0,3} = 1111 \text{ kg} \dots 10900 \text{ N}$$

4. Volba vhodného řetězu

S ohledem na zatížení řetězu hmotností dopravovaného materiálu a na požadovanou bezpečnost proti přetržení $k=7$ musí mít zvolený řetěz minimální pevnost proti přetržení

$$F_B = P1 \cdot k = 10900 \cdot 7 = 76300 \text{ N}$$

tomu odpovídá řetěz typ dle DIN 8167 (ISO 1977) **MRC 80 x 125**

5. Hmotnost řetězu P

Zvolenému typu řetězu odpovídá hmotnost $q = 4,5 \text{ kg/m}$ při rozteči $p = 125 \text{ mm}$ a předpokládaném počtu zubů řetězového kola $Z = 9$. Celková hmotnost řetězu:

$$d_t = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{Z}} = \frac{125}{\sin \frac{180}{9}} = 367,6 \text{ mm} \dots 0,368 \text{ m}$$

$$L = 2 \cdot a + \pi \cdot d_t = 2 \cdot 30 + \pi \cdot 0,368 = 61,16 \text{ m} - \text{celková délka řetězu na dopravníku}$$

$$P = L \cdot q = 61,16 \cdot 4,5 = 275 \text{ kg}$$

6. Volba koeficientu tření fr

Řetěz se pohybuje po hladkém ocelovém vedení. Z tab.2 odhadneme $fr = 0,3$.

7. Provozní koeficient F_s

Uřídíme z tab. 4

poloha nákladu - soustředná	$F_s = 1,0$
zatížení materiálem s mírnými změnami	$F_s = 1,2$
frekvence rozběhu	$F_s = 1,2$
pracovní prostředí středně prašné	$F_s = 1,2$
počet pracovních hodin	$F_s = 1,0$
Celkový provozní součinitel	$F_s = 1,73$

8. Stanovení součinitele rychlosti F_v

Rychlost pohybujícího se řetězu $v = 0,3 \text{ m/sec.}$

Při této rychlosti z tab.5 pro počet zubů ozubeného kola $Z = 9$ je $F_v = 0,8$.

9. Součinitel tření fm

Součinitel tření "fm" vyjadřuje vliv tření mezi dopravovaným materiálem a dopravním žlabem. Z tab.8 pro daný druh materiálu je $fm = 0,7$.

10. Výpočet tažné síly T

$$T = 9,81 \cdot \frac{(P \cdot fr + P1 \cdot fm) \cdot F_s \cdot F_v}{\text{počet řetězů}} = 9,81 \cdot \frac{(275 \cdot 0,3 + 1111 \cdot 0,7) \cdot 1,73 \cdot 0,8}{1} = 11\,679 \text{ N}$$

11. Výpočet požadovaného příkonu N pro pohon dopravníku

$$N = \frac{T \cdot v}{1000} = \frac{11\,679 \cdot 0,3}{1000} = 3,5 \text{ kW}$$

12. Měrný tlak v kloubu řetězu p_t

$$p_t = \frac{T}{f} = \frac{11\,679}{468} = 24,96 \text{ MPa} < 25 \text{ MPa} \text{ (z tab.6)}$$

$f = 468 \text{ mm}^2$ z tabulky katalogu řetězů.

Vypočtený měrný tlak v kloubu je nižší než přípustný maximální tlak uvedený v tab.6. **Navržený řetěz vyhovuje.**

13) Řetězová kola

Pro životnost řetězu je také rozhodující konstrukce řetězových kol a stav jejich ozubení. Všeobecně se pro pravidelnou a správnou funkci dopravníku doporučuje následující:

- Ke snížení namáhání v kloubech řetězu a snížení vlivu mnohoúhelníkového efektu používat řetězová kola o co možno největším průměru.
- Hnací kola musí být umístěna na výstupním konci dopravníku, zvláště při komplikovaných provedeních dopravníků. (např. zařízení s vaničkami, s prostory pro kvašení nebo sušení)
- Jakmile dopravník má dva nebo více sdružených řetězů, musí být vůči sobě volná.

Pro stanovení průměru roztečné, hlavové a patní kružnice ozubeného kola můžeme použít následující vzorce:

$$D_p = \frac{P}{\sin \frac{180^\circ}{Z}} \quad (\text{mm})$$

$$D_e = D_p + (0,55 \div 0,8) \cdot D \quad (\text{mm})$$

$$D_i = D_p - D \quad (\text{mm})$$

kde značí:

D_p = roztečný průměr (mm)

D_e = průměr hlavové kružnice (mm)

D_i = průměr patní kružnice (mm)

P = rozteč řetězu (mm)

Z = počet zubů ozubeného kola

D = průměr válečku řetězu (mm)

Jestliže v následujícím vzorci:

$$D_p = \frac{P}{\sin \frac{180^\circ}{Z}} \quad \text{dosadíme za hodnotu } \sin \frac{180^\circ}{Z} \quad \text{hodnotu } \frac{1}{n}$$

kde n je pevné číslo, které je uvedeno v následující tab. 9, pak tedy dostaneme následující:

$$D_p = \frac{P}{\frac{1}{n}} = P \cdot n \quad (\text{mm})$$

Tabulka č. 9

Počet zubů	Pevné číslo	Počet zubů	Pevné číslo	Počet zubů	Pevné číslo
6	2,000	21	6,709	36	11,474
7	2,305	22	7,027	37	11,792
8	2,613	23	7,344	38	12,110
9	2,924	24	7,661	39	12,428
10	3,236	25	7,979	40	12,746
11	3,549	26	8,296	41	13,063
12	3,864	27	8,614	42	13,382
13	4,179	28	8,931	43	13,700
14	4,494	29	9,249	44	14,018
15	4,810	30	9,567	45	14,336
16	5,126	31	9,885	46	14,654
17	5,442	32	10,202	47	14,972
18	5,759	33	10,520	48	15,290
19	6,076	34	10,838	49	15,608
20	6,392	35	11,156	50	15,926

14) Závěr

Používání řetězových převodů je spojeno s mnoha problémy a aspekty. Tyto problémy při navrhování řetězového převodu je nutno nejen vzít v úvahu, ale především je řešit. Shora uvedené údaje nemohou problematiku zcela vyčerpat, jejich úkolem je upozornit na základní problémy a zabránit případným potížím.