

Vysoká škola báňská-Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

**DOPRAVNÍ A MANIPULAČNÍ
ZAŘÍZENÍ**

I.

Jaromír Polák

Jiří Pavliska

Aleš Slíva

OSTRAVA

ÚVOD

Manipulace s materiálem, jehož významnou částí je právě doprava, je neoddělitelnou součástí prakticky každého technologického procesu. Výrazně ovlivňuje kvalitu, ekonomiku i bezpečnost práce ve strojírenství, stavebnictví, těžebním průmyslu, ale i v jiných aktivitách lidské činnosti.

Skriptum **Dopravní a manipulační zařízení I** je určeno pro výuku předmětů **Dopravní a manipulační zařízení** ve 3. a 4. ročníku Fakulty strojní, **Dopravní zařízení a Doprava v dolech a lomech** ve 3. ročníku Fakulty hornicko-geologické a **Manipulace s materiálem** ve 3. ročníku Fakulty stavební. Obsahuje úvod do problematiky dopravy a manipulace s materiálem, jako jsou názvosloví a základní pojmy, dopravované materiály a jejich klasifikace, mechanické vlastnosti sypkého materiálu, rozdělení dopravních a manipulačních zařízení, výpočet dopravního výkonu, pohybová rovnice, možnosti přenosu tažné síly, používané tažné prvky a analýzu tažných sil v nekonečných tažných prvcích a v závěru přehled pohonu dopravních, zvedacích a manipulačních zařízení.

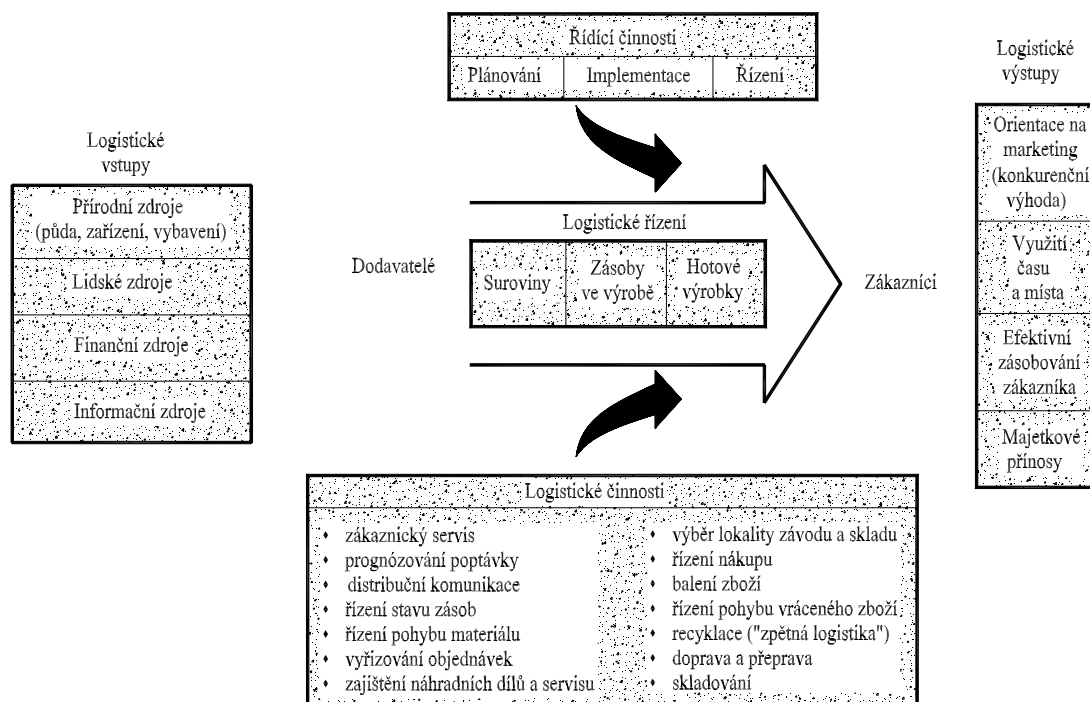
Skriptum bude postupně doplňováno o další tři části, obsahující dopravní zařízení, dopravní prostředky a manipulační zařízení.

1. Názvosloví a základní pojmy

1.1 Logistika

Logistika je rozsáhlý obor, který v mnoha oblastech a ve velké míře ovlivňuje životní úroveň společnosti. V moderní vyspělé společnosti jsme si zvykli na to, že logistické služby fungují bezvadně, a máme tendenci si všimnout logistiky až v okamžiku, kdy nastane nějaký problém, který je potřeba bezodkladně vyřešit.

O logistice mluvíme v souvislosti s procesem plánování a řízení efektivního, výkonového toku a skladování zboží, služeb a souvisejících informací z místa vzniku do místa spotřeby, jehož cílem je uspokojit požadavky zákazníků. Logistika komplexně zahrnuje především tok materiálu a služeb v sektoru výrobním a v sektoru služeb. Do sektoru služeb lze zařadit takové jednotky jako státní správu, nemocnice, banky, maloobchod a velkoobchod. Kromě toho je nutné se zabývat i následnou likvidací, recyklováním a opětovným použitím produktů, neboť logistice se v poslední době ve zvýšené míře přiřazuje odpovědnost za takové oblasti jako odstraňování obalového materiálu, jakmile je zboží dodáno, anebo odvoz starých použitých zařízení. Logistika se týká všech podniků a organizací, včetně státní správy, včetně takových institucí jako jsou nemocnice nebo školy, a včetně organizací poskytujících obchodní, bankovní nebo finanční služby (viz. obr. č. 1.1).



Obr. č. 1.1: Zobrazení složek logistického řízení

Vývoj logistiky

Pojem „logistika“ jako druh činnosti je doslova tisíce let stará. Název pravděpodobně vznikl od řeckého logistikon=důmysl, rozum nebo logos=slovo, řečnická myšlenka, zákon, pravidlo.

Její vznik můžeme spojovat již s nejranějšími formami organizovaného obchodu. Předmětem zkoumání se však stala až na počátku tohoto století, a to v souvislosti s distribucí zemědělských produktů, jako způsob podpory obchodní strategie podniku a jako způsob dosahování užité hodnoty času a místa.

Mnohem větší a soustavnější pozornost se logistice začíná věnovat po druhé světové válce, neboť efektivnímu řešení logistických operací se připisoval významný podíl na vítězství spojeneckých vojsk. Stejně tomu bylo v případě války v Perském zálivu v letech 1990-91, kdy efektivní, výkonná distribuce a zásobování jak hmotných dodávek, tak personálu byly klíčovými faktory úspěchu amerických ozbrojených sil.

Tento princip „správného jednání ve správném čase a prostoru“ zákonitě převzala i hospodářská sféra, která byla v době války intenzivně napojena na armádu. Vznikla hospodářská logistika a podniková logistika.

První ucelené texty o logistice se začínají objevovat na počátku 60. let v USA: - "Organizace, plánování, řízení a uskutečňování toku zboží, počínaje vývojem a nákupem a konče výrobou a distribucí podle objednávky zákazníka tak, aby byly splněny všechny požadavky trhu při minimálních nákladech a minimálních kapitálových výdajích." Zhruba ve stejné době přichází významný autor, obchodní expert a konzultant Peter Drucker s myšlenkou, že logistika je jednou z posledních možností, kde mohou podniky zvýšit svoji efektivnost.

Význam logistiky je podtržen dramaticky se měnícím světem, kdy staré vazby jsou nahrazovány novými, změnou životní filosofie v duchu tržního hospodářství, globalizací a technickou revolucí.

Hlavní směry vývoje společnosti tzv. megatrendy zahrnují:

- přechod od trhu prodávajícího k trhu kupujícího
- zvětšování sortimentu výrobků
- zkracování životního cyklu výrobků - růst komplexnosti výrobků
- zkracování termínů dodání

tyto směry zapadají pod společný jmenovatel: Převaha tržního hospodářství a tomu odpovídajícího způsobu života

- individualizace
 - internacionalizace
 - ekologizace - deregulace
 - standardizace
- společný jmenovatel: Globalizace

- rozvoj dopravy
 - rozvoj telekomunikací - informatizace
- společný jmenovatel: Technická revoluce

- stárnutí průmyslových společností
- mezinárodní migrace

Tyto směry jsou provázeny zřetelnými tendencemi, kdy se svět vyvíjí směrem k převaze tržního hospodářství a odpovídajícího způsobu života a s tím spojeného individualismu. Zároveň dochází ke změnám v hodnotové orientaci, životním stylu a vztahu k práci. Ekonomický vývoj byl kontinuální až do 70. let, pak nastoupil vývoj turbulentní tj. nepravidelný, nelineární a nevypočitatelný. Spolu s globalizací trhu se mění povaha konkurence. Především úroveň služeb se stala nástrojem strategického významu v konkurenčním boji, rozdíly v hmotném zboží budou minimální. Roste význam informací pro fungující tržní hospodářství i obecně pro život společnosti. Strategickým faktorem konkurenceschopnosti podniků je čas v podobě pružnosti při uspokojování zákazníků a při inovaci výrobků, služeb a technologií.

Technicky se logistika realizuje prostřednictvím systému, čímž se rozumí účelově definovaná množina prvků a množina vazeb mezi nimi. Logistický systém podniku, jako základní článek je definován v průmyslové sféře:

jako realizátor hmotných a informačních toků podle zásady „správné zboží ve správném množství a správné kvalitě ve správném okamžiku, na správném místě s minimálními náklady“

ve sféře informatiky:

jako součást strategie "časově podmíněného rozmíst'ování zdrojů jako zboží, lidí, kapacit a informací"

v systémovém přístupu myšlení: " spočívajícího v komplexním chápání jevů v jejich vnitřních a vnějších souvislostech".

Logistický systém se realizuje v logistických řetězcích. Řetězec je účelné uspořádání množiny technických prostředků pro uskutečňování logistických cílů. V tomto systému jde o přemíst'ování věcí (osob) a přemíst'ování informací (nosičů informací, signálů atd.). Cílem může být i přemíst'ování energií a financí.

Chováním logistického systému rozumíme způsob realizace cílů logistického systému, resp. reakce log.systému na podněty. Chování log. systému jako celku je adaptivní, přičemž se systém přizpůsobuje parametrům, resp. hodnotám vnějších vazeb (slouží zákazníkům - zákaznický orientované chování). Vztahy podsystémů uvnitř logistického systému mají však charakter agresivní, při kterém podsystém (článek log.řetězce) stojící blíže objektu konečného efektu vnucuje své parametry, resp.hodnoty parametrů podsystémům vzdálenějším. Tyto se musí přizpůsobit (odběratel "znásilňuje" dodavatele).

Za cíl pragmaticky pojatého log.systému většinou bývá považováno posílení pozice podniku na trhu, ale cílem systému může být:

- dosažení požadovaného stavu v daném časovém intervalu (stavu systému nebo trajektorie stavů systému)
- dosažení určité struktury systému nebo chování systémů
- plnění určité funkce nebo dosažení určitého výstupu (výsledku) systému.

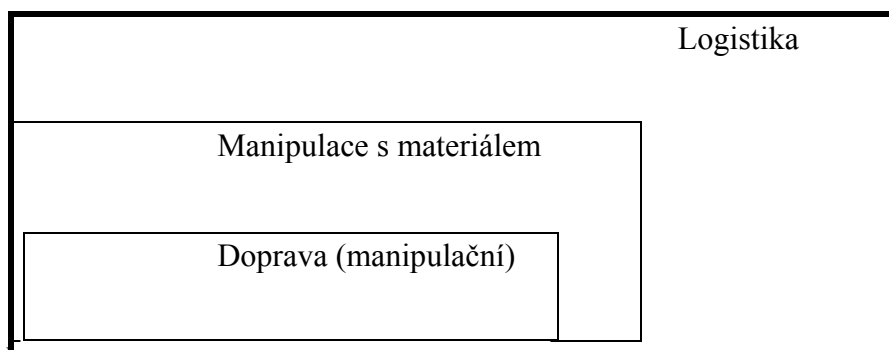
Dominantním cílem log.systému je uspokojení určité potřeby objektu konečného efektu, tedy dosažení žádoucího stavu podstatného okolí logistického systému buď v určitém čase nebo s minimální potřebou času (vnější cíl). Naproti tomu je vnitřním cílem, takové chování log. systému, které povede k minimalizaci nákladů nebo při pružném časovém intervalu k optimalizaci nákladů.

Pojem logistický řetězec je vůbec nejdůležitějším pojmem logistiky. Označujeme jím takové dynamické propojení trhu spotřeby s trhy surovin, materiálů a dílů v hmotném a nehmotném stavu, které účelně vychází od poptávky konečného zákazníka nebo které se váže na konkrétní zakázky. V řetězci se vyskytují pasivní prvky, tj. suroviny, materiál, nedokončené výrobky, zboží,obaly, odpad, informace a pod., a dále aktivní prvky tj. prostředky, jejichž působením se toky pasivních prvků realizují. Jsou to mimo jiné právě technické prostředky pro manipulaci, přepravu,skladování, balení a fixaci a technické

prostředky sloužící operacím s informacemi včetně lidské složky. Za články log. řetězce považujeme závody, dílny, linky, sklady, komunikace, železnice, přístavy, letiště, spedice, prodejny velkoobchodu a maloobchodu a pod. Oběhem se rozumí souhrn všech předvýrobních a povýrobních procesů, jimiž prochází zboží určené k prodeji (netechnologické povahy).

Logistika staví na základech dílčích disciplín manipulace s materiálem, skladování, balení a dopravy a na základech informačních a komunikačních systémů. Není jejich prostým pospojováním. Je zcela novým know-how, které svým systémovým pojetím vede k nové kvalitě.

Zachycení manipulace s materiálem jako neoddělitelné složky logistiky je vyobrazeno v obr. č. 1.2.



1.2 Manipulace s materiálem

Obr. č. 1.2: Manipulace s materiálem jako součást logistiky

Pro původ názvu „Manipulace s materiálem“ je nutno jít hodně daleko do historie. Když člověk začal vyrábět, manipuloval se surovinou, předměty a nástroji a výsledkem jeho úsilí byl výrobek. Výrobek byl směnitelný, ohodnotitelný, přičemž se manipulace významně podílela na ceně výrobku. Čím pracnější byl výrobek, tím více byl ceněn. Podle složitosti výrobku a úrovně technologie výroby byl podíl „Manipulace s materiálem“ větší nebo menší, ale vždy se jednalo o podíl poměrně velký, měřitelný v desítkách procent ceny výrobku.

Manipulace s materiálem, jako soubor operací nutných při výrobě, se stala významným oborem novodobé techniky. Obor se začal rozvíjet, studovat a zastřešovat jiné významné operace. Tak se dnes do manipulace běžně započítává veškerá technologická doprava a skladování a řada dalších manipulačních operací.

Ve smyslu normy ČSN 26 0002 je Manipulace s materiálem **odborné přemísťování, ložení a usměrňování materiálu - věcí ve výrobě , oběhu a skladování**. Manipulační systém je pak seskupení dvou nebo více zařízení a prostředků tvořících celek pro určitou oblast manipulace a přepravy, včetně organizace a řízení.

Neustálé obnovování výroby vyvolává potřebu přepravy a skladování a s tím související nakládku, vykládku a překládku surovin, polotovarů a hotových výrobků, tedy operací běžně označovaných jako „Manipulace s materiálem“, ale tentokrát prováděných ekologicky a ekonomicky optimálně, tedy logisticky. Hladký průběh procesů ve výrobě a v celém tržním mechanismu vyžaduje, aby pracovní síly, prostředky a předměty byly v požadovaném množství, sortimentu a jakosti ve stanoveném čase na požadovaném místě.

K manipulaci s materiálem jsou využívány prostředky a zařízení, které jsou přehledně uvedeny v normě ČSN 26 0002 a zahrnují:

Zdvihací zařízení (jeřáby, zdvihadla, výtahy apod.)

Dopravní zařízení (dopravníky, lanovky, prostředky hydraulické a pneumatické dopravy apod.)

Zařízení pro operační a mezioperační manipulaci (roboty a manipulátory)

Zařízení pro ložné operace (rýpadla, zakladače, zemní a stavební práce)

Přepravní prostředky (obaly, palety, kontejnery)

Skladovací zařízení (zařízení pro sklady kus. zboží, zařízení pro ložné operace)

Zařízení pro úpravu materiálu k manipulaci (váhy, plnicí a balicí stroje, transportní zařízení)

Dopravní prostředky (vozíky, přívěsy, návěsy, automobily, kolejová vozidla, lodě, letadla)

Nejdůležitější pojmy a definice v manipulaci s materiálem jsou:

Manipulace s materiálem je odborné přemísťování, ložení a usměrňování materiálu ve výrobě, oběhu a skladování. Jedná se vlastně o souhrn operací skládajících se převážně z

nakládky, přepravy, vykládky a překládky, tedy z dopravy materiálu, polotovarů, z technologických manipulací, vážení, balení, třídění, dávkování, měření a počítání kvantity a z manipulace s odpadem.

Dopravní (transportní) zařízení je zařízení určené k vodorovnému, úklonnému a svislému přemísťování nákladu, který je na zařízení přiveden jiným mechanismem. **Podstatná část zařízení je v klidu a pohybuje se náklad a část zařízení** (tažný a nosný prvek).

Dopravní prostředek je technický prostředek, kterým se uskutečňuje přeprava nákladu. Prostředek včetně nákladu se pohybuje po dopravních cestách.

Na dopravu a manipulaci s materiálem se vztahují následující nejdůležitější, dosud nepoužívanější a stále platící normy:

ČSN 26 0001 Dopravní zařízení. Názvosloví a rozdělení.

ČSN 26 0002 Manipulace s materiálem. Názvosloví.

ČSN 26 0010 Transportní zařízení. Základní parametry.

ČSN 26 0070 Klasifikace a označování sypkých hmot.

ČSN 26 0074 Značky veličin pro dopravní zařízení.

ČSN 26 0360 Názvosloví pro dopravní pásy.

ČSN 26 03.. Společné nosné prostředky.

ČSN 26 04.. Řetězy a řetězová kola pro transportéry.

ČSN 26 13.. Pásové dopravníky s korýtkovým dopravním profilem.

ČSN 26 20.. Korečkové elevátory.

ČSN 26 25.. Redlerové transportéry.

ČSN 26 28.. Dopravní šneky.

ČSN 26 40.. Poháněné závěsové tratě.

ČSN 26 45.. Válečkové tratě gravitační.

ČSN 26 57.. Vibrační dopravníky.

ČSN 26 90.. Manipulace s materiálem všeobecně.

ČSN 26 9004 Manipulační jednotky. Názvosloví.

ČSN 26 93.. Palety, přepravky, regály.

ČSN ISO 5048 Pásové dopravníky s nosnými válečky. Výpočet výkonu a tahových sil.

ČSN ISO 1819 Zařízení pro plynulou dopravu nákladů. Bezpečnostní předpisy. Všeobecná ustanovení.

ČSN ISO 7149 Zařízení pro plynulou dopravu nákladů. Bezpečnostní předpisy. Zvláštní ustanovení.

Některé často používané termíny lze dle ČSN 26 0001 vyjádřit takto:

Doprava-pohyb dopravních prostředků po dopravních cestách nebo činnost dopravního zařízení.

Plynulá doprava-doprava v nepřetržitém pracovním sledu.

Přetržitá (přerušovaná) doprava -doprava nákladu v jednotlivém nebo opakovaném pracovním cyklu.

Druh dopravy-doprava uskutečňovaná určitým druhem dopravního prostředku nebo zařízení.

Pracovní cyklus-sled operací nutných k uskutečnění daného úkolu, přičemž je úkol v jednom pracovním cyklu ukončen.

Ložení-nakládání, vykládání, překládání materiálu a manipulačních jednotek.

Dopravní výkon-náklad dopravený za jednotku času (jmenovitý, teoretický, skutečný, objemový, hmotnostní, kusový).

Dopravní profil-teoretický příčný průřez dopravovaného nákladu na unášecím nebo vodícím prostředku.

Tah-síla v libovolném nebo daném místě unášecího nebo tažného prostředku.

Unášecí prostředek-část dopravníku, která se pohybuje s nákladem.

Tažný prostředek-část dopravníku předávající energii z pohonu na unášecí prostředek (může být např. u pásového dopravníku totožný s unášecím prostředkem).

Nosná větev-část unášecího prostředku zatížená nákladem mezi pohonem a vratnou stanicí.

Vratná větev-část unášecího prostředku nezatížená nákladem mezi vratnou stanicí a pohonem.

Pohon-mechanismus přeměňující přivedenou energii na tažnou sílu.

Poháněcí orgán-konstrukční prvek, který převádí točivý moment ze zdroje na tažný prostředek.

Poháněcí stanice-pohon doplněný dalšími konstrukčními prvky potřebnými pro jeho činnost.

Násypka-konstrukční prvek usměrňující přívod materiálu na dopravník.

Výsypka-konstrukční prvek usměrňující odvádění nákladu z dopravníku.

Přesyp-prvek pro předávání nákladu mezi dopravníky (přímý, boční).

2. Dopravované materiály a jejich klasifikace

Výrazný vliv na výběr manipulačních metod a tím i na volbu používaných prostředků a zařízení má materiál, který se má přemísťovat.

Materiál, který podléhá výrobnímu procesu, několikrát změní své vlastnosti a charakteristické znaky. Z důvodů tvorby manipulační jednotky je zcela podstatné rozřadit manipulované materiály do skupin (položek). V každé skupině (položce) jsou tedy materiály podobné buď jedním převládajícím charakteristickým znakem, nebo kombinací několika znaků.

Každá skupina je charakteristická tím, že v této skupině je manipulováno s materiálem stejnými manipulačními prostředky. Počet materiálových skupin je pochopitelně nižší, než je celkový počet různých položek materiálu. Mluvíme pak o tzv. klasifikaci, resp. třídění materiálu.

Dopravované materiály lze klasifikovat do několika skupin, např. dle stavu, v jakém se nacházejí na:

-tuhé, kapalné a plynné,

a podle snadnosti přepravy i přípravy k přepravě (viz. tab. č. 2.1) na:

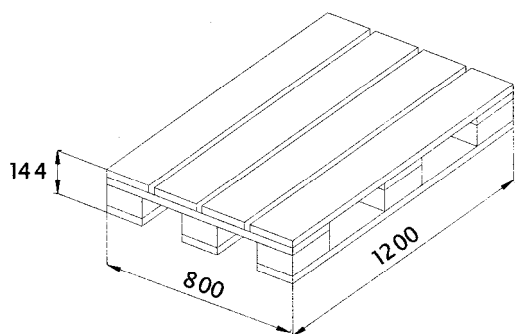
- jednotlivé kusy,
- manipulační jednotky (palety viz. obr. č. 2.1, kontejnery viz. obr. č. 2.2, obaly apod.)
- sypké hmoty volně ložené

Stav	Jednotlivé kusy	Manipulační jednotky	Volně ložený
Tuhé	ANO př. kusový materiál (cihly)	ANO př. materiál (cihly) na paletě (v kontejneru)	ANO př. sypký materiál na podložce
Kapalné	NE	ANO př. cisterna (chemikálie)	ANO př. doprava v potrubí
Plynné	NE	ANO př. tlaková láhev s plynem na paletě (v kontejneru)	ANO př. doprava v potrubí

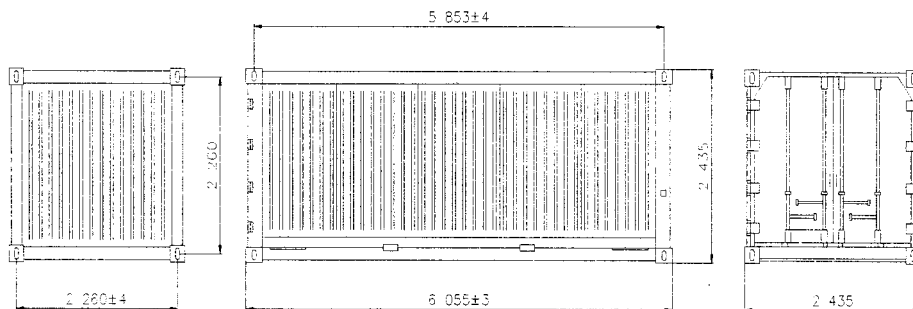
Pozn. Rozměry kontejneru ISO: 2450x2450xdélka
Max. délka kontejneru je 40 stop (12190 mm), max. nosnost 40 t.

Hlavní a nejdůležitější charakteristické (fyzikální) znaky materiálu jsou:

1. rozměry
2. hmotnost
3. tvar (plochý, zakřivený, nepravidelný atd.)
4. nebezpečí poškození (křehký, výbušný, korozivní atd.)
5. stav (horký, špinavý, mokrý, lepkavý atd.)



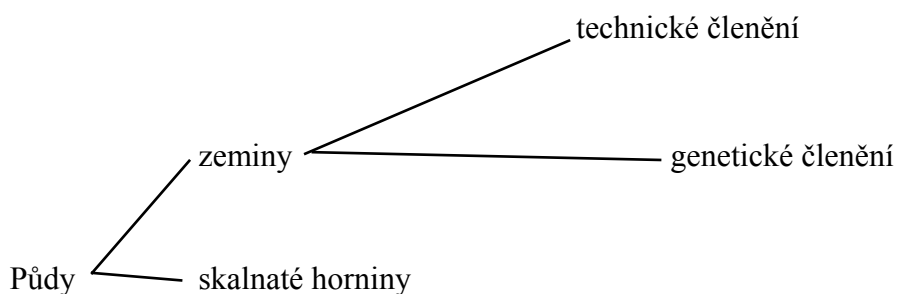
Obr. č. 2.1: Dřevěná prostá paleta



Obr. č. 2.2: Univerzální jednodvéřový kontejner ISO 1C (20t)

2.1 Sypké materiály

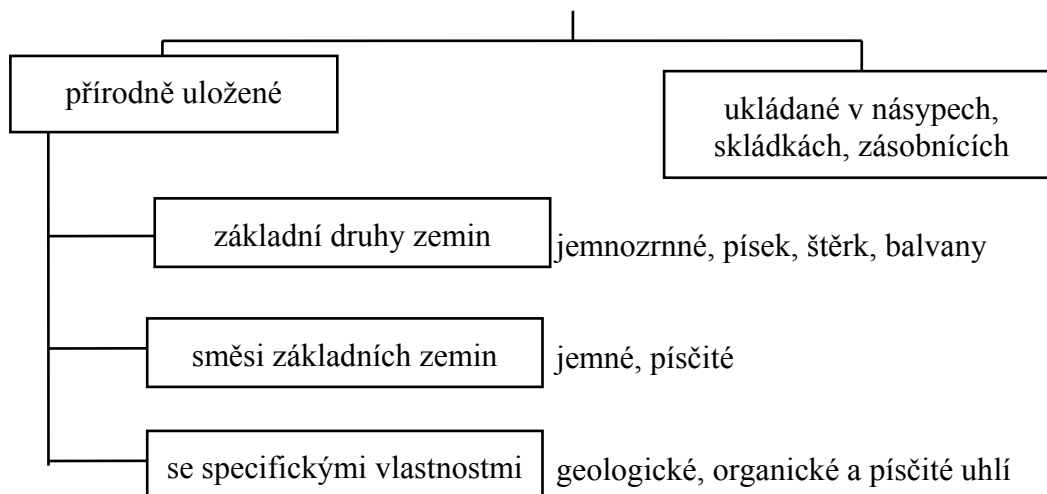
Vznik sypkých a zrnitých materiálů



Zeminu dle technického členění z pohledu převládajících mech.-fyzikálních vlastností lze dále rozdělit:

- skalní a poloskalní (žula, čedič, vápenec.....)
- nesoudržné (nepřenáší tah-písek, šterky)
- soudržné (přenáší i tah-jíly)
- organogenní (uhlí)

Zeminy



Klasifikace sypkých materiálů dle FEM

Jeden z návrhů pro klasifikaci kusových materiálů rozříděním do skupin vypracovala **FEM** (Fédération Européenne de la Manutention), podle něhož je na sypkou hmotu pohlíženo jak v zájmu výrobců dopravních zařízení, tak v zájmu jejich uživatelů.

Podle tohoto návrhu je sypká hmota charakterizována pěti základními údaji, a to:

- | | |
|---------------------------|--|
| a) zrnitostí | $A \rightarrow K$ a $I \rightarrow VI$ |
| b) soudržností | $1 \rightarrow 6$ |
| c) chováním během dopravy | $o \rightarrow x$ |
| d) objemovou hmotností | $\rho_v [kg \cdot m^{-3}]$ |
| e) teplotou | $[^{\circ}C]$ |

Zrnitost je udána dvěma znaky. **První znak** udává velikost, resp. rozměr zrna a je označen velkým písmenem **A** až **K**, které se dělí do deseti skupin podle tab. č. 2.2.

Druhý znak označený římskými číslicemi, udává tvar zrna takto:

- I. Ostré hrany s přibližně stejnými rozměry ve všech dimenzích (příklad: kostky).
- II. Ostré hrany, u nichž je jeden rozměr zřetelně větší než ostatní (příklad: hranoly).
- III. Ostré hrany, u nichž jeden rozměr podstatně menší než ostatní (příklad: desky, šupiny).
- IV. Zaoblené hrany s přibližně stejnými rozměry ve všech třech dimenzích (příklad: předměty kulového tvaru).

V. Oblé hrany mající jeden rozměr podstatně větší než ostatní (příklad: válce, tyče).

Označení	Většina zrn má rozměr (mm)	
A	do 0,4	
B	od 0,4	do 1,0
C	od 1	do 3
D	od 3	do 10
E	od 10	do 25
F	od 25	do 50
G	od 50	do 75
H	od 75	do 150
J	od 150	do 300
K	od 300 výše	

Tab. č. 2.2: Označení velikosti zrn

Soudržnost je udávána arabskými číslicemi v tomto odstupňování:

1. materiál ve vzduchu se vznášející a tekoucí jako tekutina,
2. lehce tekoucí materiál, sypný úhel menší než 30°,
3. normálně tekoucí, sypný úhel mezi 30 a 45°,
4. těžko tekoucí se sypným úhlem mezi 45 a 60°,
5. soudržný materiál, sypný úhel větší než 60°,
6. materiál netvořící skluzu, netekoucí, se sklonem ke tvoření kleneb a těžko od sebe oddělitelný.

Chování materiálu během dopravy se označuje malými písmeny a obsahuje 10 skupin vlastností, které jsou pro dopravu významné a uvádí je tab. č. 2.3.

Označení	Vlastnost	Příklady
----------	-----------	----------

o	abrazivní (obrusivý)	koks, křemen, vysokopecní struska
p	korozivní	kuchyňská sůl
q	rozbitelný, křehký	mýdlové vločky
r	explozivní	uhelný prach
s	hořlavý	dřevěné hobliny a třísky
t	prachovitý	cement
u	vlhký (v %)	
v	lepivý	vlhká hlína
w	hygroskopický	sádra, kuchyňská sůl
x	páchnoucí	odpadky

Tab. č. 2.3: Označení vlastností materiálu při dopravě

Objemovou hmotnost sypkého materiálu je nutno vyjádřit jako podíl hmotnosti v tunách a příslušného objemu v kubických metrech (viz. dále).

Teplota dopravovaného materiálu je dána symbolem udávajícím počet stupňů současně s doplňkem údaje o stupnici (C, F).

2.2 Kusové materiály

Kusové materiály je možno klasifikovat rovněž podle návrhu FEM. Ten obsahuje osm kritérií:

1. Tvar přepravovaného materiálu

- geometrický tvar: krychlový, válcový, jehlancovitý nebo kuželový, kulový
- běžné tvary přepravovaných předmětů: palety, desky, balíky, pytle
- nepravidelné tvary, např. obrobky, montážní jednotky, palety na kolečkách, přepravky

2. Rozdělení podle polohy předmětu při přepravě a stability přepravovaných kusů

- poloha přepravovaného kusového materiálu vůči směru dopravy: paralelně s dopravou, příčně k dopravě, šikmá vůči směru dopravy
- poloha těžiště vzhledem k dosedací ploše

3. Rozdělení podle hmotnosti přepravované dopravní jednotky

- 0 až 50 g; 50-500 g; 0,5 až 2,5 kg; 2,5 až 10 kg; 10 až 25 kg; 25 až 100 kg; 100 až 250 kg; 250 až 1000 kg; 1 t až 5 t; nad 5 t

4. Rozdělení podle objemu dopravované jednotky

- 0 až 10 cm³; 10 až 100 cm³; 100 až 1000 cm³; 1 až 10 dm³; 10 až 100 dm³; 100 až 1000 dm³; 1 až 10 m³; nad 10 m³

5. Druh přepravovaného materiálu, který přichází do styku s dopravníkem

- kov, dřevo, papír, lepenka, textil, pryž, plastická hmota, sklo, porcelán, keramika apod.

6. Tvar dosedací plochy a jiné vlastnosti povrchu dopravovaných předmětů

- geometrický tvar dosedací plochy: rovný, vypuklý, vydutý, nepravidelný, nestejnoseměrný, zborcený, s přesahujícím okrajem, se žebry, lištami, drážkami rovnoběžnými, příčnými či šikmými ke směru dopravy

-ostatní mechanické vlastnosti dosedacích ploch: hladké-lehce kluzné, hrubé-obtížně kluzné, měkké-poddajné-flexibilní, tuhé-tvrdé-pevné-nepoddajné, elastické apod.

7. Další pozoruhodné vlastnosti dopravovaných předmětů:

-převážně fyzikální vlastnosti-abrazivní-obrusivé, korozivní-agresivní, prašné, vlhké-mokré, mastné-olejnaté, horké (přes 80° C), chladné (pod -5° C), lehce rozbitné, s ostrými hranami

-další, např. chemické vlastnosti: lehce zápalné, výbušné, hygroskopické, lepidlo, jedovaté, páchnoucí, radioaktivní-zářivé, vyvolávající statickou elektřinu, vlastnosti měnící se během dopravy

8. Citlivost dopravovaného kusového materiálu

-citlivost k mechanickým účinkům: tlak, ráz-pád, přesýpání, změna polohy, zrychlení-zpoždění, proudění vzduchu

-citlivost k ostatním účinkům: chlad, teplo, světlo, záření, vlhkost, vysušení, znečištění, zestárnutí-zkažení.

3. Mechanické vlastnosti sypkého materiálu

Mechanické chování sypké hmoty je složitým odrazem struktury, tj. v podstatě charakteru pohybu každé částice. Proto se zásadně liší od mechanického chování spojitého materiálu (kontinua), tvořeného pevnými částicemi. Pohyblivost částic sypkého materiálu je důvodem, proč se, na rozdíl od spojitých látek, stav sypkých materiálů mění i v relativně úzkých mezích, takže v obvyklém inženýrském rozsahu napětí se může postupně uplatnit řada deformačních mechanismů.

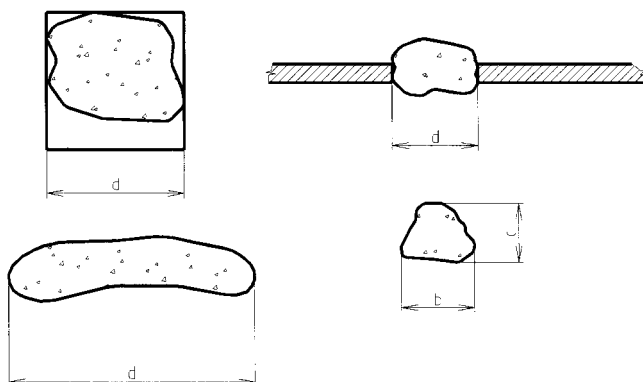
Pro techniky, konstruktéry a provozovatele dopravních zařízení jsou důležité tyto parametry materiálu:

- a) zrnitost
- b) vlhkost
- c) měrná, objemová a sypná hmotnost
- d) sypný úhel
- e) úhel vnitřního a vnějšího tření
- f) soudržné napětí
- g) napěťový stav sypkého tělesa

3.1 Zrnitost

Zrnitost (granulometrické složení materiálu) je složení podle velikosti zrna vyjádřené buď procentuálním obsahem zvolených tříd zrnitosti nebo křivkou zrnitosti.

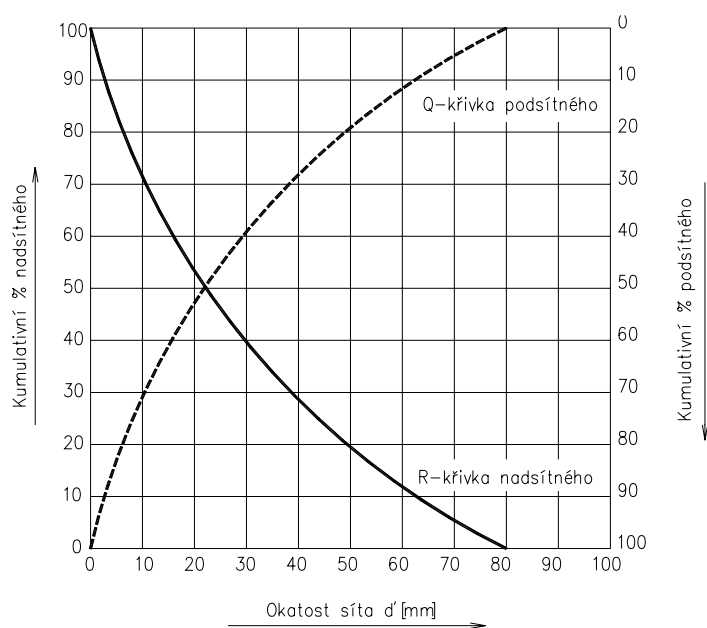
Velikost zrna d [mm; μm]



Obr. č. 3.1: Stanovení velikosti částice (zrna) jako velikost průměru ekvivalentní koule nebo pro nepravidelný tvar zrna jako největšího rozměru

Protože sypká hmota je tvořena různými velikostmi zrna různého tvaru, je velice obtížné stanovit velikost byt' jediného zrna vzorku. Nejčastěji se bere v úvahu největší rozměr zrna (obr. č. 3.1) nebo největší rozměry ve dvou na sobě kolmých rovinách. Nejvíce používaný je však rozměr reprezentativní částice-koule mající stejný objem jako skutečné zrna sypké hmoty. Odlišení od kulovitosti se pak vyjadřuje součinitelem odklonu od sféricity.

Sítový rozbor (rozsev) je stanovení zrnitosti na soustavě konkrétních sítí různé okatosti seřazených od nejmenší po největší okatost síta a umístěných na vibrujícím zařízení. Znázornění rozboru udávají tzv. rozsévací křivky (obr. 3.2).



Obr. 3.2 Rozsévací křivky

Rossin - Ramlerovy rovnice udávají analytické vyjádření rozsévacích křivek jako kumulativní procenta nadsítného a podsítného v závislosti na velikosti okatosti sít

$$R = 100 \cdot e^{-\left(\frac{d'}{d}\right)^n} \quad [\%] \quad (3.1)$$

$$Q = 100 \cdot e \left[1 - e^{-\left(\frac{d'}{d}\right)^n} \right] \quad [\%] \quad (3.2)$$

kde d' – velikost zrna při výnosu nadsítného 36,8 %

n – parametr stejnoměrnosti zrna $\in (0,7 \div 1,4)$

Tyto analyticky vyjádřené křivky (3.1 a 3.2) často v logaritmických souřadnicích přechází v přímky se sklonem daným parametrem stejnoměrnosti n .

Maximální kusovitost (velikost zrna) d_{max} [mm] je jmenovitá velikost strany čtvercového síta, kterým propadne 95 % hmotnosti zrniva.

3.2 Vlhkost

Vlhkost je definována jako obsah vody ve vzorku v procentech hmotnosti.

Obsah vody se během úpravy, expedice a skladování sypkých hmot neustále mění.

Sypkému materiálu schopnému zadržovat určitý obsah vody říkáme vlhký, jedná se vlastně o materiál, ve kterém voda ulpívá na zrnech. Vlhkost a nasákavost (schopnost přijmout vodu) je důležitá k posouzení náchylnosti k nalepování a namrzání sypké hmoty na dopravních systémech.

Obsah vody a nasákavosti v uhlí a lignitech uvádějí normy ČSN 44 1377, 44 1375, 44 1376 a nejdůležitější pojmy a názvosloví jsou uvedeny v následujících odstavcích.

Voda - přimíšená (gravitační) W_g se dá mechanicky oddělit (filtrace, odstředění),

- hrubá W_{ex} podíl, který se po odstředění přimíšené vody volně vypaří do vzduchu,

- zbylá W_h kapilárně vázaná, sušení při 110 °C.

Voda veškerá W_t je souhrn hrubé a zbylé vody, kdy vzorek je v přirozeném stavu. Zjištění je možné porovnáním hmotností původního a vysoušeného vzorku.

Nasákavost W_{max} je schopnost sypkých hmot přijímat vodu až do ustavení rovnovážného stavu.

Volná voda je rozdíl mezi obsahem veškeré vody a nasákavostí.

Materiál	Sypná hmotnost ρ_s [kg·m ⁻³]	Dynamický sypný úhel ψ_d [°]	Největší úhel sklonu dopravníku ε_{\max} [°]
Antracit drcený	592 až 672	max. 15	18
Bauxit	1100 až 1400	10 až 15	15
Beton škvárový	1440 až 1600	25	-
Břidlice lámaná	1440 až 1600	10	18
Cement sypaný	1200 až 1400	5	5
Hlína suchá	960 až 1200	20	20
Hlína těžená	1200	20	18
Kámen drcený	1500 až 2100	15	15
Koks	400 až 600	15	17
Lignit	640 až 720	20	18
Obilí	500 až 800	10	12
Písek mokrý	1800 až 2100	10 až 15	15 až 18
Písek suchý	1300 až 1600	10 až 15	12 až 15
Popílek mokrý	750 až 900	15	18
Popílek suchý	500 až 650	10	16
Popílek vysokopecní	1760 až 2000	20	-
Ruda železná	2100 až 3000	15	18
Skrývka	1300 až 1800	12 až 20	12 až 20
Struska drcená	2080 až 2880	15	18
Škvára	1200 až 1500	10 až 15	18
Štěrka říční	1440 až 1600	25	15
Štěrka suchý	1390 až 1440	25	20
Štěrkopísek	1700 až 1950	18	-
Uhlí černé	850 až 1100	15 až 18	18
Uhlí hnědé	700 až 1000	15 až 20	18
Vápenec drcený	1360 až 1440	15	15
Zemina těžená	1120 až 1280	10 až 20	18 až 20
Zemina s jílem, vlhká	1600 až 1760	25	20

Tab. č. 3.1: Příklady mechanicko-fyzikálních parametrů vybraných sypkých hmot

3.3 Měrná, objemová a sypná hmotnost

Měrná hmotnost ρ [kg·m⁻³] je hmotnost objemové jednotky tuhé substance zrn materiálu. Zjišťuje se po rozemletí materiálu na velikost zrna menší než 0,125 mm a zahřátí na 105-110 °C.

Objemová hmotnost ρ_v [kg·m⁻³] je hmotnost objemové jednotky materiálu v rostlém stavu, tj. s jeho dutinami a póry.

Sypná hmotnost ρ_s [kg·m⁻³] je hmotnost objemové jednotky rozpojeného, volně sypaného materiálu, tj. materiálu ve stavu, ve kterém se dopravuje (tab. č. 3.1).

Součinitel nakypření udává poměr mezi objemovou a sypnou hmotností

$$k_N = \frac{\rho_v}{\rho_s} \quad [-] \quad (3.3)$$

Všeobecně platí, že

$$\rho_s \langle \rho_v \langle \rho \quad [\text{kg.m}^{-3}] \quad (3.4)$$

Ve výpočtech se z výhodou často uplatňuje odvozená veličina-**sypná tíha**. Jedná se vlastně o tíhu objemové jednotky materiálu v rozpojeném stavu a určí se ze vztahu:

$$\gamma_s = \rho_s \cdot g \quad [\text{N.m}^{-3}] \quad (3.5)$$

3.4 Sypný úhel

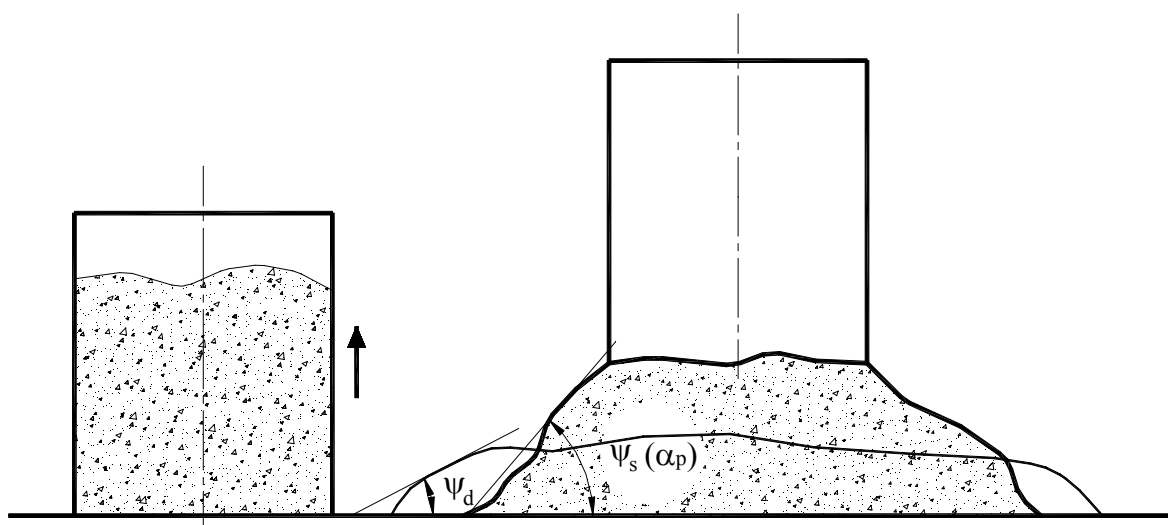
Přirozený sypný úhel (klidový) ψ_s je úhel, který svírá tečna ke svahu volně nasypného materiálu s vodorovnou rovinou. Dá se demonstrovat pozvolným zvedáním válcové nádoby bez dna, naplněné sypkým materiálem (obr. č. 3.3)

Při kmitání podložky (pohyb, doprava) dochází ke zmenšení sypného úhlu a vzniku tzv. dynamického sypného úhlu ψ_d , pro který platí:

$$\psi_d \langle \psi_s \quad [\text{deg}] \quad (3.6)$$

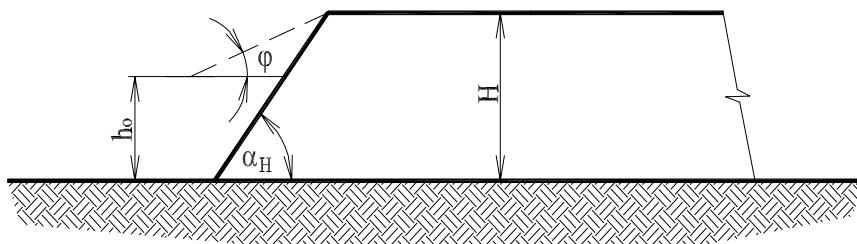
Úhel hromady α_H se stanoví ze vztahu (3.7) a z obr. č. 3.4

$$\text{tg} \alpha_H = \text{tg} \varphi \cdot \frac{H}{H - h_o} \quad (3.7),$$



Obr. 3.3: Znázornění měření úhlu přirozeného svahu sypké hmoty vysypáváním z válcové nádoby

kde H - výška hromady [m]
 h_o - charakteristická výška [m]
 φ - úhel vnitřního tření [°]



Obr. č. 3.4: Stanovení úhlu hromady α_H

3.5 Úhel vnitřního a vnějšího tření

Úhel vnitřního tření φ zahrnuje tření mezi jednotlivými zrny materiálu. U téhož materiálu závisí na normálovém tlaku a na míře konsolidace materiálu. S rostoucím vertikálním napětím σ_1 úhel vnitřního tření sypké hmoty roste.

Měření se provádí na smykovém a rotačním stroji na čerstvém a konsolidovaném materiálu. Výsledky smykových zkoušek černého uhlí na přímočarém smykovém stroji jsou zachyceny na obr. č. 3.5.

V obrázku č. 3.5 symboly znamenají:

φ_e - efektivní úhel vnitřního tření (za klidu) a

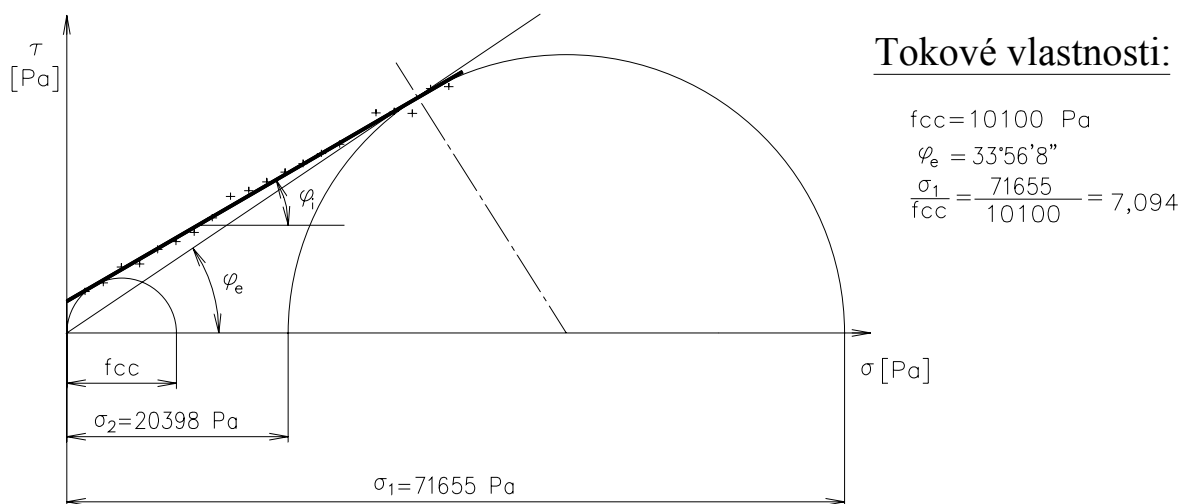
φ_i - instantní úhel vnitřního tření sypké hmoty (za pohybu).

Úhel vnitřního tření sypké hmoty φ lze přibližně vyjádřit z přirozeného sypného úhlu ψ_s

$$\varphi \div \arctg(0,9 \operatorname{tg} \psi_s) \quad [^\circ] \quad (3.8)$$

Součinitel vnitřního tření z úhlu vnitřního tření je vyjádřen následujícím vztahem

ČERNÉ UHLÍ



Obr. č. 3.5: Úhel vnějšího, vnitřního tření a další tokové parametry černého uhlí

$$f = \operatorname{tg} \varphi \quad [-] \quad (3.9)$$

Úhel vnějšího tření je úhlem při kterém sypký materiál začíná klouzat po podložce a je třeba odlišovat úhel vnějšího tření

- **za klidu** $\operatorname{tg} \nu = \mu$, kde μ - součinitel vnějšího tření za klidu;

- **za pohybu** $\operatorname{tg} \nu_d = \mu_d$, kde μ_d - součinitel vnějšího tření za pohybu.

Vzájemnou relaci mezi úhlem vnějšího tření za klidu a za pohybu lze vyjádřit následujícím vztahem

$$\mu_d \setminus \mu \Rightarrow \nu_d \setminus \nu \quad [^{\circ}] \quad (3.10)$$

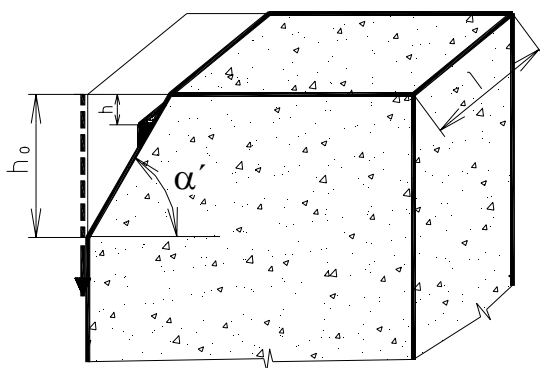
Součinitel vnějšího tření se mění s velikostí normálového tlaku. Výrazně závisí na typu podkladového materiálu. (např. stěny zásobníku). Měření se provádí na stejném zařízení jako u úhlu vnitřního tření.

3.6 Soudržnost sypkých hmot

Soudržnost sypkých hmot je jedna z jejich základních vlastností. Jedná se o schopnost přenášet vnitřním třením nejen smyková a tlaková namáhání, ale i malá tahová a krutová namáhání.

Ideální sypké hmoty přenášejí jen smyk a tlak.

Počáteční soudržné napětí τ_0 udržuje sypké těleso pohromadě. Působí s vnitřním třením na smykových plochách. Je závislé na sypné tíze γ_s , charakteristické výšce h_0 ,



Obr. č. 3.6: Měření charakteristické výšky a úhlu smykové roviny

součiniteli vnitřního tření f a na úhlu smykové roviny α' .

Měření charakteristické výšky a úhlu smykové roviny se provádí na upravené nádobě v zásobníku s jednou posuvnou stěnou směrem dolů. Princip měření spočívá v nasypání sypké hmoty o jisté sypné hmotnosti a posouvání boční stěny až dojde k sesmeknutí klínu materiálu (obr. č. 3.6). Následně je potřebné změřit charakteristickou výšku h_o a úhel smykové roviny α' .

Kde v obr. č. 3.7 symboly znamenají:

- α' - úhel smykové roviny [°]
- τ_o - počáteční soudržné napětí [Pa]
- σ_1 - napětí ve svislém směru [Pa]
- σ_2 - napětí ve vodorovném směru [Pa]
- h_o - charakteristická výška [m] (laboratorně změřena)

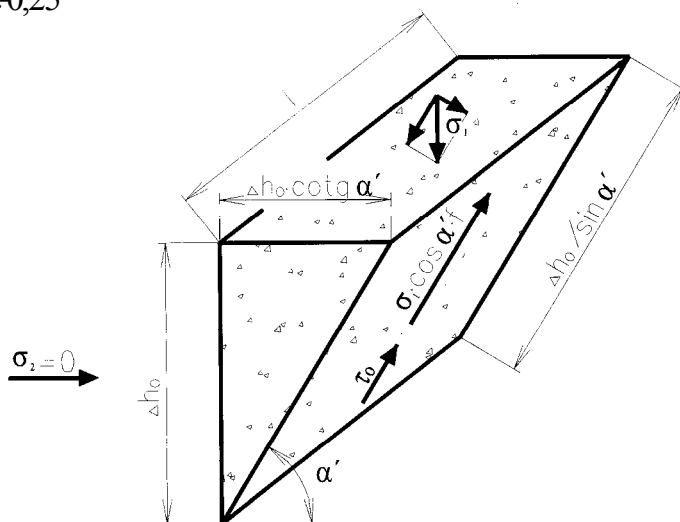
Z rovnováhy sil na zvoleném elementu (klín) (obr. č. 3.7)

$$\tau_o \cdot \frac{\Delta h_o}{\sin \alpha'} \cdot l + \sigma_1 \cdot f \cdot \Delta h_o \cdot \cot g \alpha' \cdot \cos \alpha' = \sigma_1 \cdot \Delta h_o \cdot l \cdot \sin \alpha' \cdot \cot g \alpha' \quad [\text{Pa}] \quad (3.11)$$

$$\sigma_1 = \gamma_s \cdot h_o$$

$$\tau_o = \gamma_s \cdot h_o \underbrace{(0,5 \cdot \sin 2\alpha' - f \cdot \cos^2 \alpha')}_{\div 0,25}$$

$$\tau_o \div \frac{\gamma_s \cdot h_o}{4}$$



Obr. č. 3.7: Znázornění stanovení počátečního smykového napětí z výšece elementu

[Pa] (3.12)

Lze odvodit skluzovou plochu max. klínu:

$$\alpha' = \frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2} = 45^\circ + \frac{\varphi}{2}$$

a pak

$$\tau_o = \frac{\gamma_s \cdot h_o}{2} \cdot \frac{1 - \sin \varphi}{\cos \varphi} \quad [\text{Pa}] \quad (3.13)$$

Za předpokladu goniometrické úpravy vztahu (3.13) lze pak dospět ke vztahu

$$\tau_o = \frac{\gamma_s \cdot h_o}{2} \cdot \text{tg}(90^\circ - \varphi) \quad [\text{Pa}] \quad (3.14)$$

3.7 Napěťový stav sypkého tělesa

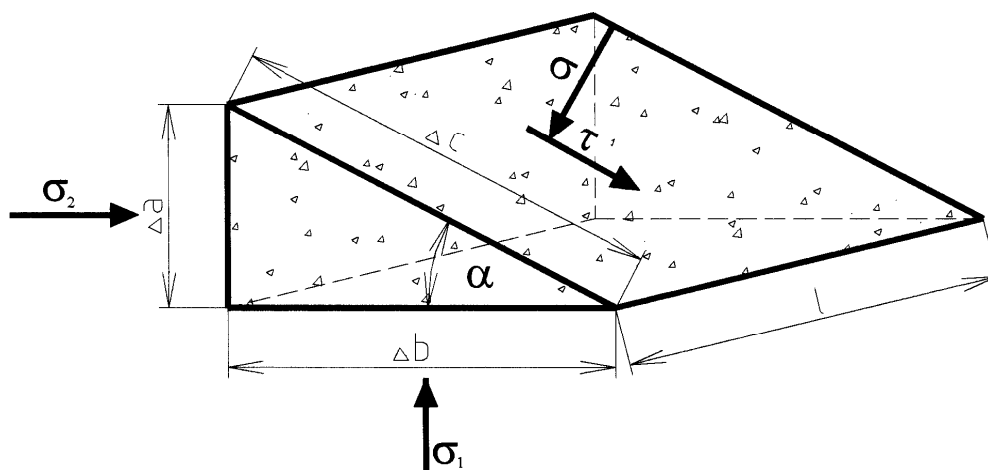
Sypký materiál volně ložený nebo uložený v zásobníku vytváří tzv. sypké těleso, které podléhá napěťovému stavu.

Budeme-li hledat velikosti napětí v obecné rovině ze sypkého tělesa vyjmeme nejprve malý element tvaru trojbokého hranolu a nahradíme účinek oddělených částic příslušnými silami (obr.č. 3.8).

Pro rovnováhu sil platí

$$\sum F_{i\sigma} = 0 \Rightarrow l \cdot (\Delta c \cdot \sigma - \Delta a \cdot \sigma_2 \cdot \sin \alpha - \Delta b \cdot \sigma_1 \cdot \cos \alpha) = 0 \quad (3.15)$$

$$\sum F_{i\tau} = 0 \Rightarrow l \cdot (\Delta c \cdot \tau + \Delta a \cdot \sigma_2 \cdot \cos \alpha - \Delta b \cdot \sigma_1 \cdot \sin \alpha) = 0 \quad (3.16)$$



Obr. č. 3.8 Působící síly na vyjmutý element materiálu

$$\Delta a = \Delta c \cdot \sin \alpha \qquad \Delta b = \Delta c \cdot \cos \alpha \qquad (3.17)$$

úpravou tj. dosazením (3.17) do (3.15) a (3.16):

$$\sigma = \sigma_1 \cdot \cos^2 \alpha + \sigma_2 \cdot \sin^2 \alpha \qquad [\text{Pa}] \qquad (3.18)$$

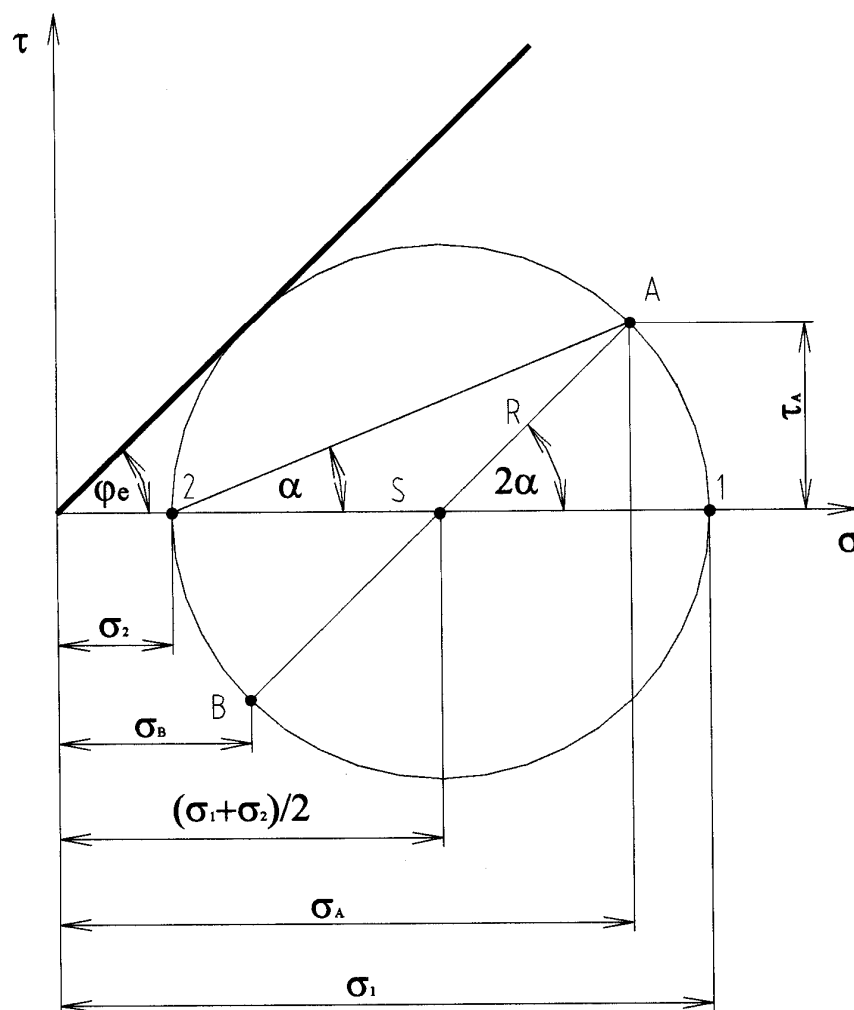
$$\tau = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \cdot \sin 2\alpha \qquad [\text{Pa}] \qquad (3.19)$$

Úpravou první rovnice (3.18) využitím trigonometrických operací dostaneme tvar

$$\sigma = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2} + \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \cdot \cos 2\alpha \qquad [\text{Pa}] \qquad (3.20)$$

a umocněním rovnic (3.19) a (3.20) jejich sečtením dostaneme rovnici Mohrovy kružnice napětí (3.21, viz. obr. č. 3.9).

$$\left(\sigma - \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2} \right)^2 + \tau^2 = \left(\frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \right)^2 \qquad [\text{Pa}] \qquad (3.21)$$



Obr. č. 3.9: Mohrova kružnice znázorňující napět'ový stav sypké hmoty

Kromě hlavních napětí při výpočtech potřebujeme znát i napětí kolmá, nebo boční σ_B .

Součinitel bočního tlaku

$$k_b = \frac{\sigma_B}{\sigma_A} \quad [-] \quad (3.22)$$

Minimální hodnota součinitele bočního tlaku (3.22) se nazývá součinitel sypnosti a je vyjádřen následujícím vztahem:

$$k = \frac{\sigma_2}{\sigma_1} = \frac{1 - \sin \varphi}{1 + \sin \varphi} \quad (3.23)$$

3.8 Stanovení tlaků v sypkém tělese

Pro stanovení tlaků v sypném tělese není možno použít Pascalova zákona uvažujícího rovnoměrné šíření tlaku všemi směry. Nejjednodušší je teorie **Rankinova**, která zanedbává vnitřní tření materiálu i tření po stěnách zásobníku a tudíž uvažuje svislé napětí na vodorovnou plochu jako hydrostatický tlak, který se dá vyjádřit následujícím vztahem:

$$\sigma_1 = \gamma_s \cdot h \quad [\text{Pa}] \quad (3.24)$$

a pro svislou plochu pak vodorovným napětím

$$\sigma_2 = \sigma_1 \cdot k = k \cdot \gamma_s \cdot h \quad [\text{Pa}] \quad (3.25)$$

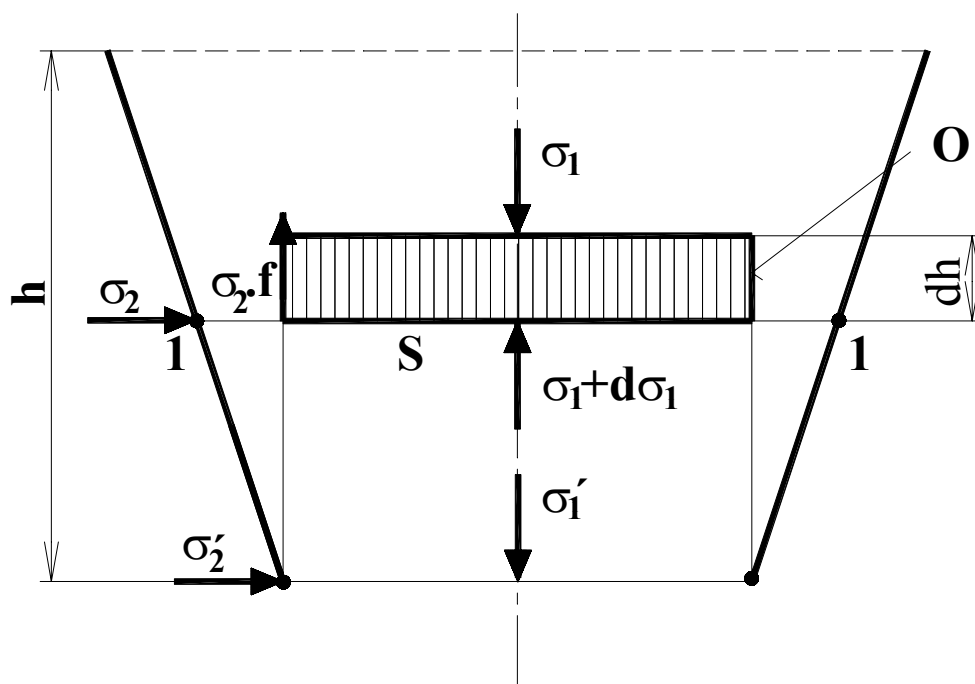
Tato teorie se dá s dostatečnou přesností využít pro mělké zásobníky do výšky $h \leq (8 \div 10) \cdot R$, kde R je hydraulický poloměr. Pro připomenutí, velikost hydraulického poloměru se určí ze vztahu:

$$R = \frac{S}{O} \quad [\text{m}] \quad (3.26)$$

Přesnější je teorie **Jansenova**, která předpokládá, že sloupec uvnitř zásobníku je zavěšen na ostatních vrstvách materiálu a jejich prostřednictvím na stěnách. Bere tudíž v úvahu vnitřní i vnější tření materiálu. Velikost hlavních napětí se dá odvodit dle obr. č. 3.10.

Pro rovinu 1-1 platí $\sum F_{iy} = 0$

$$\sigma_1 \cdot S + \gamma_s \cdot S \cdot dh - \sigma_2 \cdot O \cdot f \cdot dh = (\sigma_1 + d\sigma_1) \cdot S \quad | : S \quad (3.27)$$



Obr.č. 3.10: Stanovení Jansenovy síly působící na stěny zásobníku

Po dosazení do (3.27) a úpravě

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_2}{k}, \quad d\sigma_1 = \frac{d\sigma_2}{k} \quad \text{a} \quad \frac{O}{S} = \frac{1}{R}$$

dostáváme vztah

$$\frac{\sigma_2}{k} + \gamma_s \cdot dh - \frac{\sigma_2}{R} \cdot f \cdot dh = \frac{\sigma_2}{k} + \frac{d\sigma_2}{k}$$

Následnou separací proměnných na levé a pravé straně neurčitého integrálu lze dospět ke vztahu

$$\int dh = \int \frac{d\sigma_2}{\gamma_s \cdot k - \frac{k \cdot f}{R} \cdot \sigma_2}$$

Po integraci a zavedení okrajových podmínek tj. $h=0 \Rightarrow \sigma_2 = 0$ a pro $h=h \Rightarrow \sigma_2 = \sigma'_2$ dostáváme tzv. **Jansenovo napětí**

$$\sigma'_2 = \frac{\gamma_s \cdot R}{f} \cdot \left(1 - e^{-\frac{k \cdot f \cdot h}{R}} \right) \quad [\text{Pa}] \quad (3.28)$$

$$\sigma'_1 = \frac{\gamma_s \cdot R}{f \cdot k} \cdot \left(1 - e^{-\frac{k \cdot f \cdot h}{R}} \right) \quad [\text{Pa}] \quad (3.29)$$

a pro $h \rightarrow \infty$ dostáváme přibližné hodnoty z rovnic (3.28) a (3.29)

$$\sigma'_2 \div \frac{\gamma_s \cdot R}{f} \quad [\text{Pa}] \quad (3.30)$$

$$\sigma'_1 \div \frac{\gamma_s \cdot R}{f \cdot k} \quad [\text{Pa}] \quad (3.31)$$

Pro výpočet **skutečných tlaků** p_1' a p_2' , které se vyskytují v reálných zásobnících při otevírání a zavírání výpustě za vzniku rázových špiček, se používají opravní součinitelé k_o a k_d

$$p_1' = \sigma'_1 \cdot k_o \cdot k_d \quad [\text{Pa}] \quad (3.32)$$

$$p_2' = \sigma'_2 \cdot k_o \cdot k_d \quad [\text{Pa}] \quad (3.33)$$

kde k_o - součinitel závěsu $\in (1 \div 2)$
 k_d - dynamický součinitel $\in (1,1 \div 1,6)$

4. Rozdělení dopravních a manipulačních zařízení

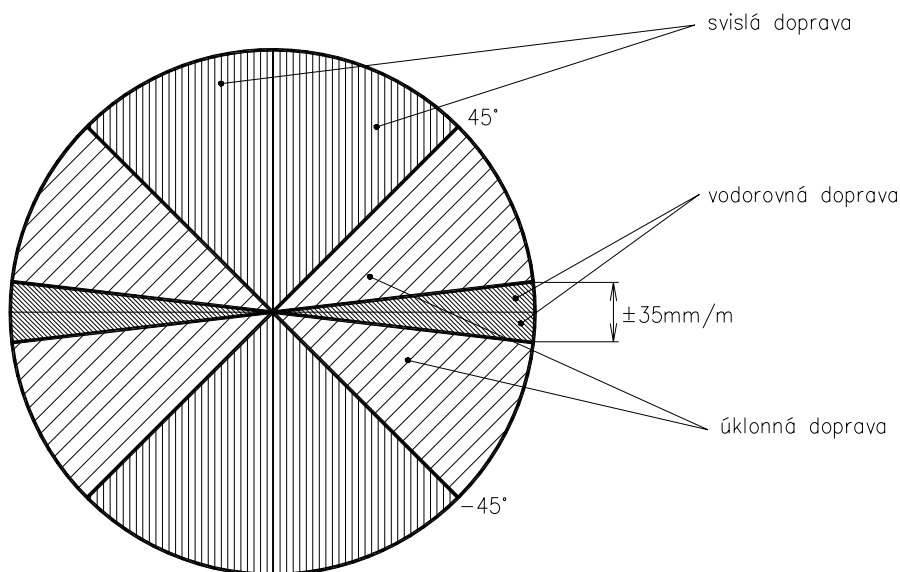
Základní členění dopravních a manipulačních zařízení je možné z několika hledisek:

- a) z hlediska dráhy, po které se pohybuje dopravovaný materiál
- s pohybem po volné dráze (nezdvihová zařízení)
 - automaticky
 - jeřáby s bezkolejovým pojezdem
 - vysokozdvížené vozy
 - nakládače a vykladače
 - s pohybem materiálu po vázané dráze (vedená zařízení)
 - nakládače a vykladače
 - jeřáby kolejové mostové a otočné
 - dopravní tratě
 - manipulátory
 - s pohybem nezávislým na dráze
 - zařízení skladů
 - zařízení na úpravu materiálu
 - přepravní prostředky
- b) podle úklonu dráhy (příklad pro podniky podléhající Státní báňské správě-Výnos Českého báňského úřadu č. 22/1989 Sb. viz. obr. č. 4.1)
- doprava vodorovná
 - doprava úklonná
 - doprava svislá
- c) podle silového působení na dopravovaný materiál
- gravitační (vlastní tíhou)
 - s mechanickým přenosem sil
 - doprava v pomocném médiu (hydraulická, pneumatická)
- d) podle manipulovaného materiálu
- se sypkými hmotami

- s kusovitým materiálem
- se sypkými hmotami a kusovitým materiálem
- osob

e) podle funkce a konstrukce

- zdvihací zařízení
 - pro zdvihání do malých výšek, ale s velkou silou (zvedáky mechanické, hydraulické, pneumatické)
 - pro zvedání břemen do velkých výšek převážně pomocí lan (kladkostroje, vrátky, jeřáby, výtahy)
 - vrtulníky
- zařízení plynulé dopravy
 - dopravníky s tažným prvkem, bez tažného prvku
 - doprava v potrubí-hydraulická, pneumatická
 - lanové dráhy
 - gravitační
- prostředky přerušované dopravy
 - kolejová vozidla-hnací a hnaná
 - automobilová doprava-s pevnou korbou, s výklopnou korbou, vlečné vozy (přívěsy), tahače a návěsy



Obr. č. 4.1: Rozdělení dopravy podle úklonu dle Výnosu ČBÚ č. 22/1989 Sb.

5. Výpočet dopravního výkonu

Dopravní výkon je množství materiálu, které může dopravní anebo manipulační zařízení přemístit za časovou jednotku.

Určuje se většinou:

- v jednotkách hmotnosti za čas Q [$t.h^{-1}$, $t.sm^{-1}$, $t.d^{-1}$ atd.]
- v jednotkách objemu za čas Q_v [$m^3.h^{-1}$, $m^3.sm^{-1}$, $m^3.d^{-1}$ atd.]
- počtem kusů nebo osob za čas Q_k, Q_o [$ks.h^{-1}$, $ks.d^{-1}$, $osob.h^{-1}$, $osob.d^{-1}$]

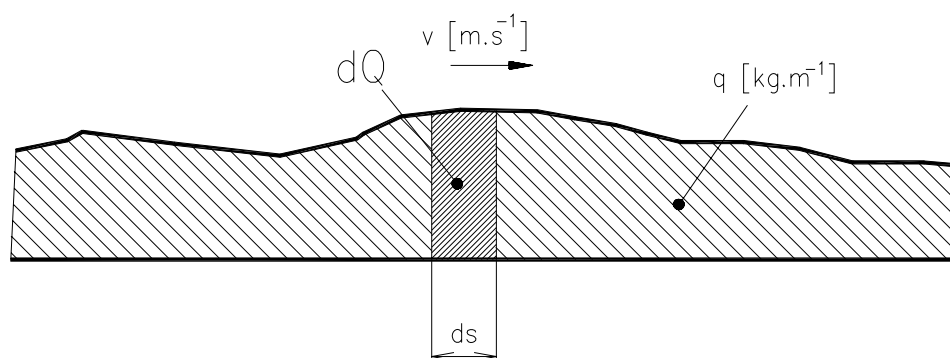
Dopravní výkon lze rozdělit na:

- jmenovitý-vychází z reálného dopravního zařízení, charakterizuje zařízení
- teoretický-vypočtený teoreticky ze základních parametrů dopravy
- skutečný-změřený na reálném zařízení

Dopravní výkon závisí na tom, zda dopravní systém pracuje **plynule** anebo **přerušovaně**, na míře jeho využívání, na dopravní rychlosti a objemových parametrech zařízení.

5.1 Dopravní výkon zařízení s plynulou činností

Do této skupiny patří všechny typy dopravníků, doprava v potrubí–**plynulý tok materiálu**, ale také **doprava v pravidelných dávkách**, reprezentována např. korečkovými elevátory, lanovou dráhou apod.



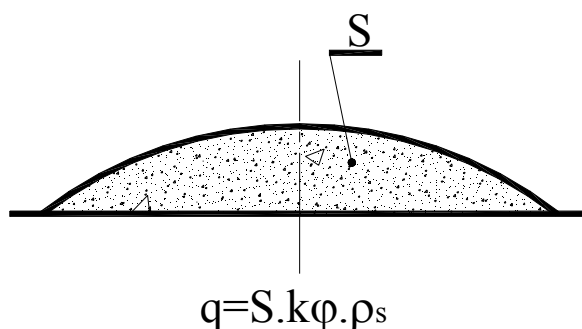
Obr. č. 5.1: Stanovení dopravního výkonu u plynulé dopravy

V prvním případě je dopravovaný materiál reprezentován měrnou hmotností materiálu q [kg.m⁻¹], z čehož při vyjmutí elementu z toku materiálu (obr. č. 5.1) a dále pak při známé rychlosti v [m.s⁻¹] lze napsat jednoduchou integrální rovnici a integrovat

$$\int_0^Q dQ = q \cdot ds = \int_0^t q \cdot v \cdot dt$$

$$Q = q \cdot v \cdot t \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (5.1)$$

$$Q = 3,6 \cdot q \cdot v \quad [\text{t} \cdot \text{h}^{-1}] \quad (5.2)$$



Obr. č. 5.2: Výpočet měrné hmotnosti materiálu pro plynulou dopravu

Pro plynulou dopravu s plynulým tokem materiálu (obr. č. 5.2) se měrná hmotnost dopravovaného materiálu určí ze vztahu:

$$q = S \cdot \rho_s \cdot k_{\phi} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (5.3)$$

a při dosazení (5.3) do (5.2) dostáváme **hodinový dopravní výkon** ($t=3600$ s) při plynulém toku materiálu (dopravníky) určený ze vztahů

$$Q = 3,6 \cdot S \cdot k_{\phi} \cdot \rho_s \cdot v \quad [\text{t} \cdot \text{h}^{-1}] \quad (5.4)$$

$$Q_V = 3600 \cdot S \cdot k_{\phi} \cdot v \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}] \quad (5.5),$$

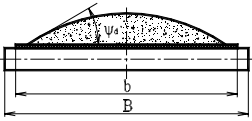
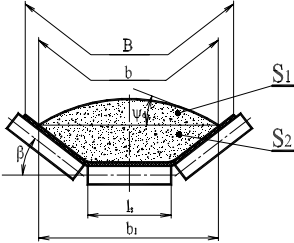
kde S - průřez náplně dopravního zařízení [m²] (viz tab. 5.1 pro pásové dopravníky a tab. č. 5.2 a, b pro jiné, než pásové dopravníky),

k_{ϕ} - součinitel plnění dopravního zařízení (při pevnostních výpočtech se uvažuje 100% plnění dopravního zařízení, tj. $k_{\phi}=1$, při kapacitních výpočtech se doporučuje uvažovat $k_{\phi}=0,8$, u korečkových elevátorů $k_{\phi}=0,6$)

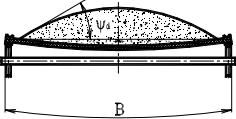
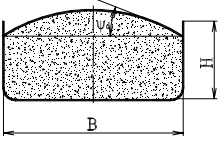
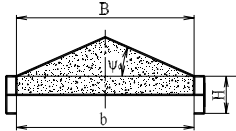
ρ_s - sypná hmotnost dopravovaného materiálu [kg.m⁻³] (viz. tab.č. 3.1)

v - rychlost dopravy [m.s⁻¹]

Dopravní a manipulační zařízení - skripta

Typ dopravníku	Zobrazení	Vztahy pro výpočet průřezů náplně S [m ³]
Pásový dopravník ploché uspořádání		$S = \frac{1}{6} \cdot b^2 \cdot \text{tg} \psi_d$ $b = 0,9 \cdot B - 0,05$
korýtkové uspořádání		$S = S_1 + S_2$ $S = \frac{1}{6} \cdot b_1^2 \cdot \text{tg} \psi_d + \frac{1}{4} \cdot (b_1^2 - l_s^2) \cdot \text{tg} \beta$ $b_1 = b \cdot \cos \beta + l_s \cdot (1 - \cos \beta)$
Legenda:	<p>b - využitá ložná šířka pásu [m] ψ_d - dynamický sypný úhel dopravovaného materiálu [°] l_s - délka středního válečku [m] β - úhel sklonu bočních válečků [°]</p>	

Tab. č. 5.1: Zobrazení výpočtu průřezových profilů pásových dopravníků

Typ dopravníku	Zobrazení	Vztahy pro výpočet průřezů náplně S [m ³]
Lanopásový dopravník		$S = 0,16 \cdot B^2 \cdot k_1 \cdot \text{tg} \psi_d$
Článkový dopravník ploché uspořádání	dtto pásový dopravník	
korýtkové uspořádání		$S = 0,8 \cdot H \cdot B + \frac{1}{6} \cdot B^2 \cdot \text{tg} \psi_d$
Hřeblový dopravník bez nastavných plechů		$S = 0,45 \cdot H \cdot b + \frac{1}{4} \cdot b^2 \cdot \text{tg} \psi_d$ pro $b = 0,8 \cdot B$ a $\psi_d = 20^\circ$ $S = 0,36 \cdot H \cdot B + 0,06 \cdot B^2$

Tab. č. 5.2 a : Zobrazení výpočtu průřezových profilů ostatních dopravníků

Dopravní a manipulační zařízení - skripta

Typ dopravníku	Zobrazení	Vztahy pro výpočet průřezů náplně S [m]
Hřeblový dopravník s jednostranným nástavným plechem		$S = 0,45 \cdot H \cdot b + \frac{1}{4} \cdot b^2 \cdot (h_1 + h_2) + 0,5 \cdot B \cdot h_2$ $h_2 = h_1 + 0,5 \cdot b \cdot \operatorname{tg} \psi_a$ <p>pro $b=0,8 \cdot B$, $h_1=0$ a $\psi_a=20^\circ$ $S=0,36 \cdot B \cdot H + 0,1 \cdot B^2$</p>
		$S = 0,45 \cdot H \cdot b + h \cdot B + 0,25 \cdot B^2 \cdot \operatorname{tg} 15^\circ$ <p>pro $b=0,8 \cdot B$, $h=0,23 \cdot B$ $S=0,36 \cdot B \cdot H + 0,23 \cdot B + 0,067 \cdot B^2$</p>
<p>Legenda: h_1 - výška nahmovacích plechtí nad žlabem [m] Poznámka: Dynamický sypaný úhel se u jednostranného nástavného plechu doporučuje brát $\psi_a=35^\circ$</p>		
Šnekový dopravník		$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$
<p>Poznámka: Správná funkce šnekového dopravníku je podmíněna <u>částečným</u> naplněním žlabu Doporučuje se: $\psi_a=0,45$ sypké neabrazivní materiály (obilí) $\psi_a=0,30$ zrnitý materiál (kusové uhlí) $\psi_a=0,15$ abrazivní materiál (písek, koks)</p>		

Tab. č. 5.2 b : Zobrazení výpočtu průřezových profilů ostatních dopravníků

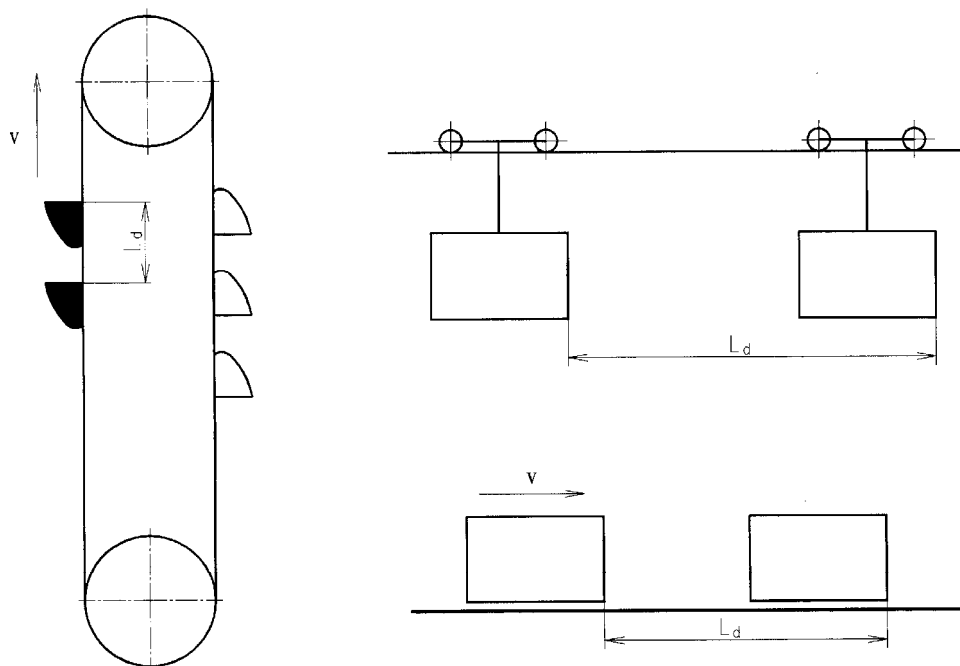
Při dopravě v pravidelných dávkách (patří sem např. i doprava kusového materiálu nebo osob na dopravnících) se hodinový dopravní výkon určí ze vztahu

$$Q = 3,6 \cdot \frac{V}{L_d} \cdot k_\varphi \cdot \rho_s \cdot v \quad [\text{t} \cdot \text{h}^{-1}] \quad (5.6)$$

$$Q_v = 3600 \cdot \frac{V}{L_d} \cdot k_\varphi \cdot v \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}] \quad (5.7)$$

kde V - objem 1 dávky materiálu (korečku, vozu atd.) $[\text{m}^3]$

L_d - vzdálenost mezi dávkami (viz obr. č.5.3) $[\text{m}]$



Obr. č. 5.3: Doprava v pravidelných dávkách

Poznámka: Součinitel plnění dopravního zařízení k_φ při dopravě kusového materiálu nebo osob vyjadřuje poměr mezi vzdáleností projektovanou L_d a skutečnou vzdáleností mezi dávkami L_{ds} , tj. $k_\varphi = L_d \cdot L_{ds}$. Doporučuje se uvažovat se stejnými hodnotami jako u vztahů (5.4) a (5.6).

5.2 Dopravní výkon zařízení s přerušovanou činností

Do této skupiny patří doprava lokomotivní, automobilová, manipulace pomocí nakladačů, jeřábů a pod., ale rovněž i doprava na laně (těžní zařízení, výtahy, doprava otevřeným lanem). Přerušovaná doprava je charakteristická svou nepravidelností a s tímto faktorem je nutno při stanovení dopravního výkonu uvažovat.

Hodinový dopravní výkon se určí jako součin frekvence f (počet pracovních cyklů za hodinu) a užitečné hmotnosti dopravovaného materiálu v jednom dopravním cyklu m_Q .

$$Q = f \cdot m_Q = \frac{3,6}{t_c \cdot k_N} \cdot V \cdot \rho_s \cdot k_\varphi \quad [\text{t} \cdot \text{h}^{-1}] \quad (5.8)$$

nebo

$$Q = \frac{3,6}{t_c \cdot k_N} \cdot m_Q \cdot k_\varphi \quad [\text{t} \cdot \text{h}^{-1}] \quad (5.9)$$

kde

t_c - celková délka pracovního cyklu je dána součtem doby jízdy t_j a technologické přestávky t_p , pak
$$t_c = t_j + t_p \quad [s]$$

k_N - součinitel nerovnoměrnosti dopravy

V - užitečný objem dopr. nádoby (korby vozidla, nádob současně dopravovaných atd.) $[m^3]$

m_Q - nosnost současně dopravovaných vozidel (nádob) [kg]

Celková doba pracovního cyklu (teoretická) se určí z rozboru pracovních operací v průběhu cyklu (obr. č. 5.4). Obvykle zahrnuje čtyři části: nakládání materiálu, dopravu materiálu, vykládání materiálu, zpětnou jízdu do místa nakládky a pro jednočinnou dopravu platí

$$t_c = t_{z1} + \frac{L_{PL}}{v_{PL}} + t_{z2} + \frac{L_{PR}}{v_{PR}} \quad [s] \quad (5.10)$$

kde

t_{z1} - doba nakládání materiálu (plnění dopravních nádob) v jednom pracovním cyklu [s]

L_{PL} - celková dráha při dopravě plných vozidel (dopravních nádob) [m]

v_{PL} - průměrná dopravní rychlost plných vozidel (dopravních nádob) $[m \cdot s^{-1}]$

t_{z2} - doba vykládání materiálu (vyprazdňování dopravních nádob) v jednom pracovním cyklu [s]

L_{PR} - celková dráha při dopravě prázdných vozidel (dopravních nádob) [m]

v_{PR} - průměrná dopravní rychlost prázdných vozidel (dopravních nádob) $[m \cdot s^{-1}]$

Součinitel nerovnoměrnosti dopravy k_N bývá 1,1 až 1,4 u lokomotivní i automobilové dopravy. U dopravy na laně se u skipového těžního zařízení uvažuje $k_N=1,1$ a u klecového těžního zařízení $k_N=1,15$.

U dvojčinného těžního zařízení (obr. č. 5.4) se vztah (5.10) zjednoduší takto

$$t_c = \frac{H_D}{v} + k \frac{v}{a} + t_p \quad [s] \quad (5.11)$$

kde doba jízdy je

$$t_j = \frac{H_D}{v} + k \frac{v}{a} \quad [s] \quad (5.12)$$

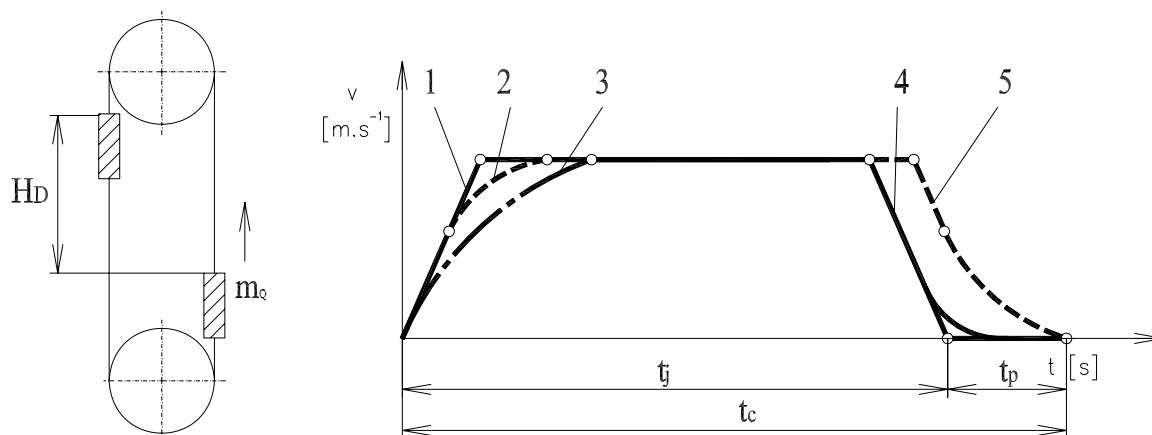
Ve vztazích (5.11) a (5.12) je

- H_D - hloubka těžení [m]
- k - součinitel, závislý na způsobu rozjezdu těžního stroje (tab. č. 5.3)
- a - maximální zrychlení při rozjezdu [m.s⁻²]
- t_p - doba technologické přestávky [s]

Uvedený vztah (5.11) platí za předpokladu, že zpoždění těžního stroje je v absolutní hodnotě stejně velké, jako jeho zrychlení při rozjezdu, tj. $a = /z/$

součinitel k	charakter rozjezdu	charakter dopadu
1,0	lineární	lineární
1,04	poloparabolický	lineární
1,50	parabolický	poloparabolický
1,63	lineární	poloparabolický
1,17	poloparabolický	lineární
1,46	parabolický	poloparabolický

Tab. 5.3: Součinitel závislý na způsobu rozjezdu a dojezdu těžního stroje



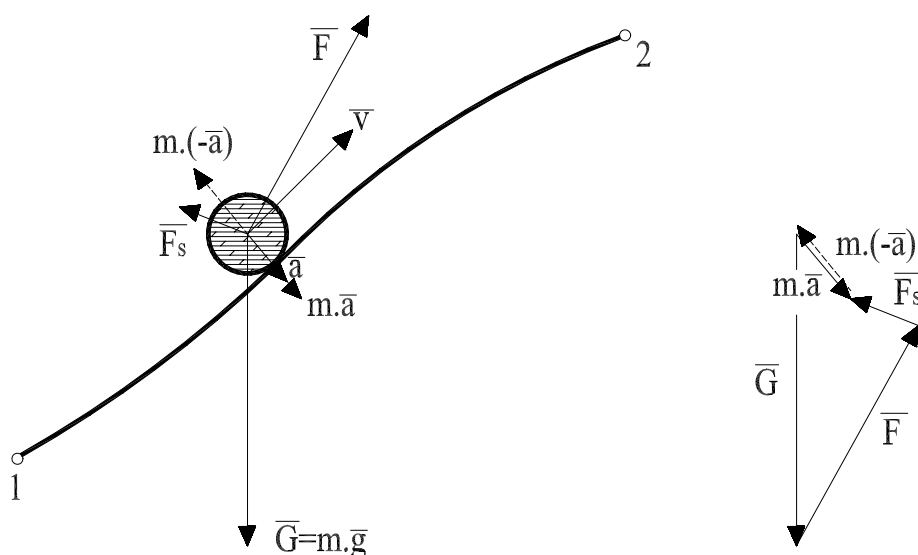
Obr. 5.4 Diagram jízdy těžního stroje

- 1 - lineární rozjezd, 2-poloparabolický rozjezd, 3 - parabolický rozjezd, 4 - lineární dojezd, 5 - poloparabolický dojezd

6. Pohybová rovnice

Při řešení dopravních problémů často vycházíme z bilance momentů nebo sil působících na částici hmotnosti m pohybující se po dráze rychlosti \bar{v} a zrychlením \bar{a} .

Na částici (obr. č. 6.1) vždy působí tíha $\bar{G} = m \cdot \bar{g}$. Tažná síla \bar{F} může mít vzhledem k dráze obecný směr (snaha aby kopírovala dráhu). Jakmile se částice začne pohybovat rychlostí \bar{v} , začnou proti pohybu působit pasivní odpory, jejichž výslednicí je síla \bar{F}_s .



Obr.č. 6.1 Zobrazení vektorů působících na částici

Z věty , že impuls hnací síly je roven časové změně hybnosti hmotného bodu platí

$$\begin{aligned}
 (\bar{F} + \bar{F}_s + \bar{G}) \cdot dt &= m \cdot d\bar{v} \\
 \bar{F} + \bar{F}_s + \bar{G} &= m \cdot \frac{d\bar{v}}{dt} = m \cdot \bar{a}
 \end{aligned}
 \tag{6.1}$$

Z vektoru zrychlení lze usoudit na pohyb částice. Jestliže

$m \cdot \bar{a} > 0$ - částice se urychluje,

$m \cdot \bar{a} = 0$ - částice se pohybuje ustáleným pohybem,

$m \cdot \bar{a} < 0$ - částice se zpomaluje.

Protože působení tíhy se projeví v okamžitých pohybových odporech, eventuálně jako tažná síla při úpatní dopravě (viz. obr. č. 6.2) přechází pohybová rovnice na obvyklý a známý tvar (pro posuvný pohyb)

$$\bar{F} - \bar{F}_s - m \cdot \frac{d\bar{v}}{dt} = 0 \quad (6.2)$$

kde

F - okamžitá tažná síla (její složka do směru pohybu),

F_s - suma všech okamžitých odporů,

$m \cdot \frac{dv}{dt}$ - síla potřebná pro urychlení posuvných a rotujících hmot.

Hmotnost pro určení setrvačné síly je tvořena celkovou hmotností posuvných hmot a rotačních hmot redukováných do tažného prvku

$$m = m_{pos} + m_{red}$$

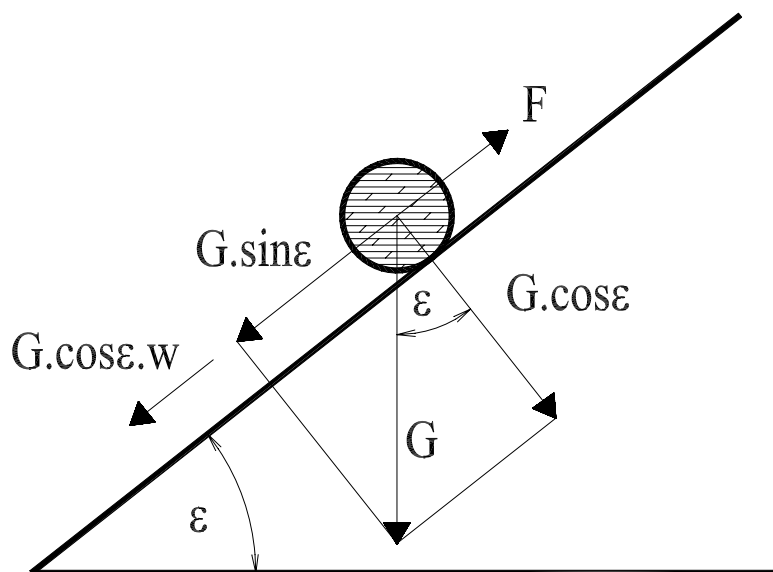
Je-li J moment setrvačnosti rotačních hmot a R poloměr, na kterém hmoty rotují, redukce se provede dle vztahu:

$$m_{red} = \frac{J}{R^2} = \frac{J}{(0,5D)^2}$$

Vynásobíme-li pohybovou rovnici pro přímočarý pohyb (6.1) poloměrem R a zavedeme-li kinetický převod, pak dostáváme pohybovou rovnici pro rotační pohyb částice

$$F - F_s - m \cdot \frac{dv}{dt} = 0 \quad | \cdot R$$

$$F \cdot R - F_s \cdot R - m \cdot R \cdot \frac{d\omega}{dt} = 0 \quad v = \omega \cdot R \Rightarrow dv = R \cdot d\omega$$



Obr. č. 6.2: Statické odpory na částici

$$M - M_s - J \cdot \frac{d\omega}{dt} = 0 \quad [\text{N}] \quad (6.3)$$

Odpory při ustáleném pohybu (statické odpory, viz. obr. č. 6.2) jsou tvořeny pohybovým odporem daným součinem kosinové složky tíhy a měrného pohybového odporu ($G.w.\cos\varepsilon$) a při dovrchním pohybu i odporem k překonání dopravní výšky ($G.\sin\varepsilon$). Při úpatním pohybu působí tato složka jako tažná síla.

Pro určení potřebné tažné síly je potřeba znát velikost statických odporů, protože při ustáleném pohybu platí:

$$v = \text{konst.} \Rightarrow \bar{F} = |\bar{F}_s|$$

$$F = F_s = G.w.\cos\varepsilon + G.\sin\varepsilon \quad [\text{N}] \quad (6.4)$$

kde

$G.w.\cos\varepsilon$ - pohybové odpory

$G.\sin\varepsilon$ - odpory při zvedání materiálu

Měrný pohybový odpor w [$\text{N}.\text{N}^{-1}$] nebo lépe [-] udává vlastně poměr mezi potřebnou tažnou silou a tíhou částice při ustáleném vodorovném pohybu

$$w = \frac{F}{G} \text{ pro } \varepsilon=0^\circ \text{ a } v=\textit{konst.}$$

Pohybové rovnice můžeme využít např. pro stanovení doby rozběhu dopravního zařízení. Jejich integrací a úpravou dostaneme vztahy pro tento výpočet použitelné.

Pro přímočarý pohyb pak platí rovnice

$$\int_0^{t_r} dt = \int_0^v \frac{m}{F - F_s} \cdot dv \quad (6.5)$$

nebo pro rotační pohyb

$$\int_0^{t_r} dt = \int_0^\omega \frac{J}{M - M_s} \cdot d\omega \quad (6.6)$$

Obě rovnice (6.5) a (6.6) popisují chování celého dopravního systému.

7. Přenos tažné síly

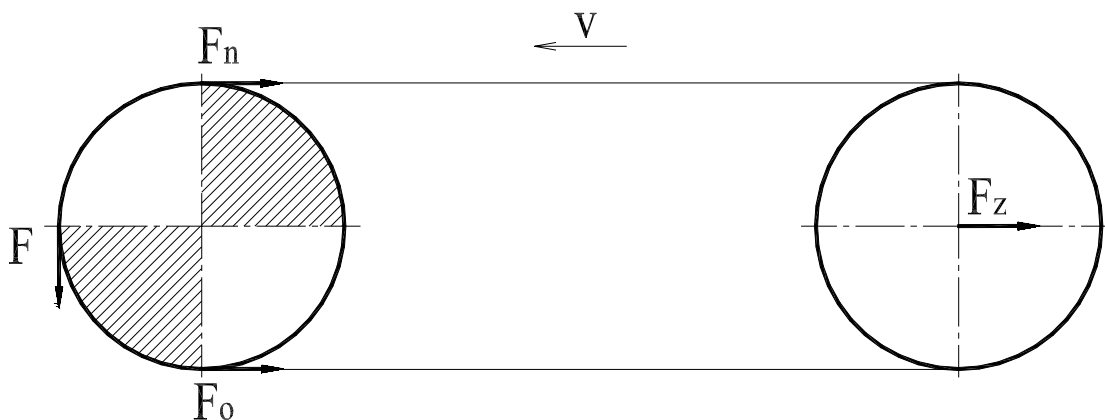
Přenos tažné síly u dopravních a manipulačních zařízení do tažného prvku nebo na obvod kol se principiálně realizuje třemi způsoby:

- třením
- adhezí
- řetězovým kolem

Přenášení tažné síly třením mezi poháněcím bubnem a dopravním pásem, třecím kotoučem a nekonečným lanem je u dopravních zařízení velmi rozšířeno.

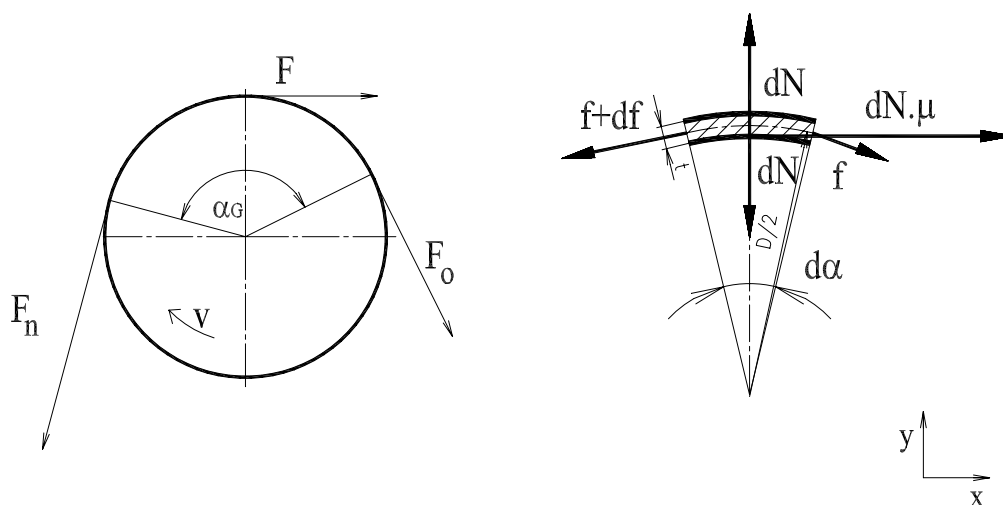
Příkladem může být pásový nebo lanopásový dopravník, lanová dráha anebo těžní a výtahový stroj s třecím kotoučem. Nekonečný tažný prvek opásaný přes koncové bubny (kotouče) udržujeme v pohybu pohonem alespoň jednoho z nich (obr. č. 7.1). Předpokladem je dostatečná velikost odbíhající síly F_o , která je jakýmsi garantem přenosu síly třením. Její dostatečná velikost se zajišťuje napínáním tažného prvku silou F_z .

Dalším reprezentativním příkladem je přenos tažné síly třením z řetězového kola (bubnu) na řetěz (kap. 7.2) nebo přenos tažné síly lokomotivy (kap. 7.3).



Obr. č. 7.1: Schema dopravníku s nekonečným tažným prvkem

7.1 Teorie přenášení síly třením mezi pohonem a dopravním pásem (lanem) dopravního zařízení



Obr. č. 7.2: Přenos síly z pohonu na dopravní pás

Teorie přenášení síly z pohonu na orgán dopravního zařízení vychází z dobře známého Eulerova vztahu pro vlákninové tření (7.6). Odvození tohoto elementárního vztahu je jednoduché a předpokládá vyjmutí elementu dopravního orgánu při přenosu a nahrazení účinků působících sil (obr. č. 7.2).

Ve směru osy y

$$dN - (f + df) \cdot \sin \frac{d\alpha}{2} - f \cdot \sin \frac{d\alpha}{2} = 0 \quad (7.1)$$

Ve směru osy x

$$(f + df) \cdot \cos \frac{d\alpha}{2} \cdot \left(\frac{D}{2} + \frac{t}{2} \right) - f \cdot \cos \frac{d\alpha}{2} \cdot \left(\frac{D}{2} + \frac{t}{2} \right) - dN \cdot \mu \cdot \frac{D}{2} = 0 \quad (7.2)$$

Při uvažování $\frac{D}{2} \gg \frac{t}{2}$ pak lze rovnici (7.2) vykrátit $\frac{D}{2}$ a dostáváme

$$df \cdot \cos \frac{d\alpha}{2} = dN \cdot \mu \quad (7.3)$$

Za předpokladu diferenčního počtu nekonečně malých úhlů platí zjednodušení

$$\cos \frac{d\alpha}{2} \doteq 1 \text{ a } \sin \frac{d\alpha}{2} \doteq \operatorname{tg} \frac{d\alpha}{2} = \frac{d\hat{\alpha}}{2}$$

a po uplatnění těchto vztahů lze rovnici (7.1) upravit

$$dN = 2 \cdot f \cdot \frac{d\hat{\alpha}}{2} + \underbrace{df \cdot \frac{d\hat{\alpha}}{2}}_{\text{zanedbáváme}} \quad (7.4)$$

Docházíme k finálnímu vztahu

$$df = dN \cdot \mu = f \cdot d\hat{\alpha} \cdot \mu \quad (7.5)$$

Separací proměnných a integrací předchozího vztahu (7.5) v definovaných mezích (obr. č. 7.2) je možné dojít ke vztahu

$$\int_{F_0}^{F_n} \frac{df}{f} = \mu \cdot \int_0^{\hat{\alpha}} d\hat{\alpha} \Rightarrow \log F_n - \log F_0 = \mu \cdot \hat{\alpha}$$

a následným odlogaritmováním ke známému Eulerovu vztahu mezi nabíhající a odbíhající silou

$$F_n = F_0 \cdot e^{\mu\hat{\alpha}} \quad [\text{N}] \quad (7.6)$$

$$\text{kde } \hat{\alpha} \in \langle 0; \alpha_G \rangle \quad [\text{rad}]$$

Pro využití celého úhlu opásání (obr. č. 7.3 a 7.4) platí, že $\hat{\alpha} = \alpha_G$ a tedy nabíhající síla nabývá své maximální hodnoty

$$F_{n\max} = F_0 \cdot e^{\mu\alpha_G} \quad [\text{N}] \quad (7.7)$$

Přítom tření mezi tažným prvkem a povrchem bubnu (kotouče) vznikne maximální obvodová síla F_{\max} , kterou je pohon schopen přenést. Bývá také nazývána **přenosová schopnost pohonu** a její velikost se určí ze vztahu

$$F_{\max} = F_{n\max} - F_0 = F_0 \cdot (e^{\mu\alpha_G} - 1) \quad [\text{N}] \quad (7.8)$$

kde μ - součinitel tření mezi tažným prvkem a povrchem bubnu (kotouče),
 α_G - geometrický úhel opásání

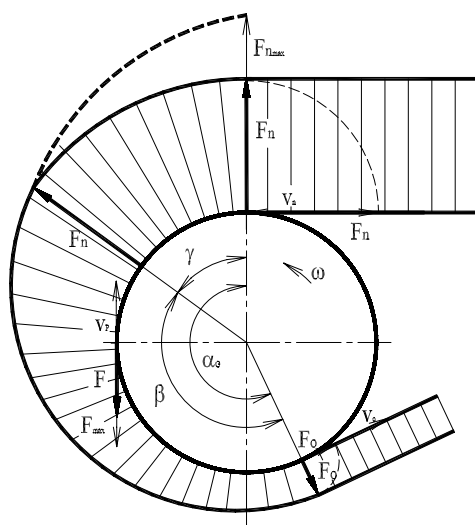
Ve skutečnosti na pohonu přenášíme **obvodovou sílu** $F < F_{\max}$. K jejímu přenosu nepotřebujeme využívat celého geometrického úhlu opásání, ale jenom jeho části, kterou nazveme využitým úhlem opásání β . Doplnkový úhel, který je měřítkem bezpečnosti přenosu obvodové síly, se nazývá úhlem klidu γ .

Pro skutečně přenášenou sílu (dosazením do Eulerových vztahů za $\alpha=\beta$) dostaneme

$$F_n = F_o \cdot e^{\mu\beta} \quad [\text{N}] \quad (7.9)$$

$$F = F_n - F_o = F_o \cdot (e^{\mu\beta} - 1) \quad [\text{N}] \quad (7.10)$$

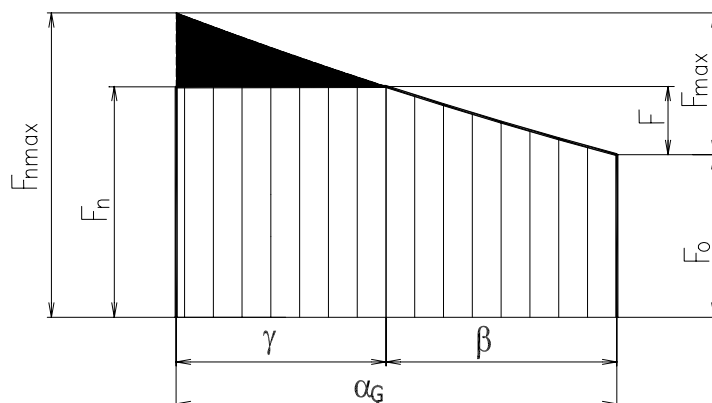
Vztahy (7.9) a (7.10) však považujeme jen za pomocné, protože za skutečnou velikost obvodové síly F dosazujeme celkové odpory dopravního zařízení při ustáleném chodu. Metodika jejich získávání bude uvedena v kapitole 8.



Obr. č. 7.3: Silové a rychlostní poměry na hnacím bubnu

Statická bezpečnost proti prokluzu tažného prvku na pohonu je daná poměrem mezi přenosovou schopností pohonu a velikostí skutečně přenášené obvodové síly

$$k_s = \frac{F_{\max}}{F} = \frac{F_o \cdot (e^{\mu\alpha_G} - 1)}{F} \quad [\text{N}] \quad (7.11)$$



Obr. č. 7.4: Rozvinutý diagram sil na hnacím bubnu

Minimální velikost této bezpečnosti je doporučena (pro těžní stroje s třecím kotoučem je předepsána) takto

$$\begin{aligned} k_s &\geq 1,3 && \text{pro pásové dopravníky} \\ k_s &\geq 1,25 && \text{pro lanové dráhy} \\ k_s &\geq 2,5 && \text{pro těžní stroje s třecím kotoučem} \end{aligned}$$

Vztahu (7.11) využíváme k určení potřebné odbíhající síly pro daný pohon

$$F_o \geq \frac{k_s \cdot F}{e^{\mu\alpha_G} - 1} \quad [\text{N}] \quad (7.12)$$

kde za k_s dosazujeme výše uvedené hodnoty dle typu zařízení.

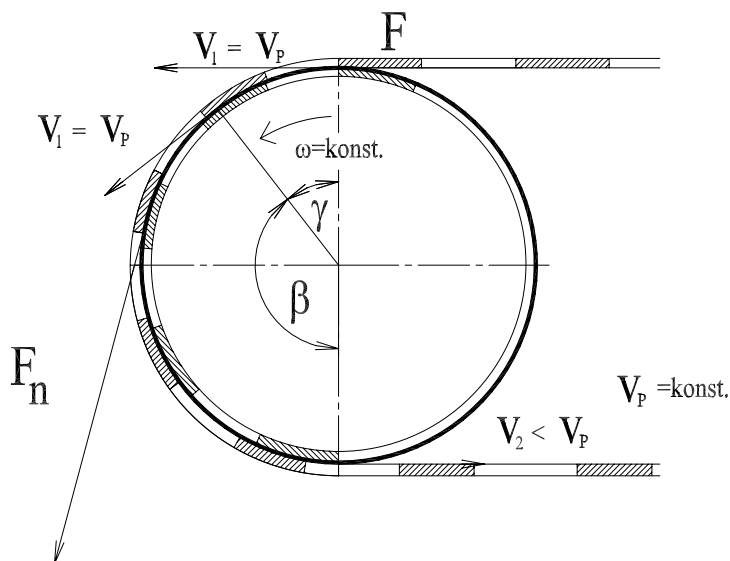
Vztahy (7.7) až (7.12) v uvedeném tvaru platí pro případ, že skutečně přenášená obvodová síla F je kladná. Jestliže tato síla je záporná ($F < 0$), tzn., že $F_n < F_o$ pracuje zařízení jako brzdič, poháněcí elektromotor pracuje v generatorické oblasti a ve výše uvedených vztazích je nutno vzájemně zaměnit F_n a F_o . Např. nerovnice (7.12) bude platit pro určení potřebné minimální velikosti síly pro dostatečný přenos brzděné síly třením.

Z charakteru přenosu tažné síly třením vyplývá, že na poměrně malé délce (na využitém úhlu opásání β) dochází v tažném prvku k výrazné změně tahu z hodnoty F_n na hodnotu F_o . Protože tažný prvek je pružné těleso, plynule se zmenšuje jeho poměrné prodloužení a tažný prvek se postupně zpožďuje (smršťuje) na obvodu bubnu (kotouče).

Dochází tak k relativnímu pohybu mezi tažným prvkem a povrchem bubnu (kotouče), který nazýváme **plazení** (obr. č. 7.5). Jeho důsledkem je, že rychlost tažného prvku při odběhu z pohonu v_1 je menší, než při náběhu na pohon v_2 . Rozdílu obou říkáme rychlost plazení a určíme ze vztahu (7.13)

$$v_p = v_1 - v_2 = v_1 \cdot \frac{F}{E \cdot S} \quad [\text{N}] \quad (7.13)$$

kde $E \cdot S$ - tuhost tažného prvku [N]



Obr. č. 7.5: Plazení dopravního pásu (lana)

Výpočet parametrů poháněcí stanice

Celkový provozní výkon motorů poháněcí stanice se určí ze vztahu

$$P = \frac{F \cdot v}{10^3 \cdot \eta} \quad \text{pro } F > 0 \quad [\text{kW}] \quad (7.14)$$

$$P = \frac{F \cdot v \cdot \eta_{\max}}{10^3} \quad \text{pro } F < 0 \quad [\text{kW}] \quad (7.15)$$

kde

η - účinnost poháněcí stanice [-]

η_{\max} - maximální účinnost poháněcí stanice [-]

a příkon jednoho motoru musí vyhovovat vztahu

$$P_m \geq \frac{P}{n_e} \quad [\text{kW}] \quad (7.16)$$

kde

n_e - je počet použitých elektromotorů [-]

Točivý moment na hřídeli motoru při ustáleném chodu

$$M_k = \frac{1}{n_e} \cdot F \cdot \frac{D_b}{2} \cdot \frac{1}{i_p \cdot \eta} \quad [\text{N.m}] \quad (7.17)$$

kde

D_b - průměr hnacího bubnu [m]
 i_p - převodový poměr převodovky [-]

Točivý moment na hřídeli motoru při rozběhu

$$M_{kr} = \frac{M_s}{n_e} + M_k \quad [\text{N.m}] \quad (7.18)$$

kde

M_s -moment potřebný pro urychlení posuvných a rotačních hmot přepočtený na hřídel motoru

$$M_s = \left[(q + 2m_p + m_v) L \frac{D_b}{2} \cdot \frac{1}{\eta i_p} + \frac{2 \sum J_b}{D_b} \cdot \frac{1}{\eta i_p} + n_e \cdot \frac{2(J_p + J_s)}{D_b \eta} \cdot i_p \right] \frac{v}{t_r} \quad [\text{N.m}] \quad (7.19)$$

kde

q -měrná hmotnost dopravovaného materiálu [kg.m^{-1}]
 m_p -měrná hmotnost dopravního orgánu [kg.m^{-1}]
 m_v -měrná hmotnost rotujících částí [kg.m^{-1}]
 J_p -moment setrvačnosti převodovky [kg.m^2]
 J_s -moment setrvačnosti spojky [kg.m^2]
 $\sum J_b$ -moment setrvačnosti hnacích, převáděcích, výsypných, vratných a napínacích bubnů [kg.m^2]
 v -rychlost dopravy [m.s^{-1}]
 t_r -doba rozběhu [s]

Brzdný moment pro zastavení

Brzdný moment potřebný k zastavení se určí ze vztahu

$$M_B = \frac{1}{n_B} \cdot \left[M'_s - F \cdot \frac{D_b}{2} \cdot \frac{\eta_{\max}}{i_p} \right] \cdot k_b \quad [\text{N.m}] \quad (7.20)$$

kde

n_e -počet brzd [-]
 k_b -součinitel bezpečnosti brzd [-]

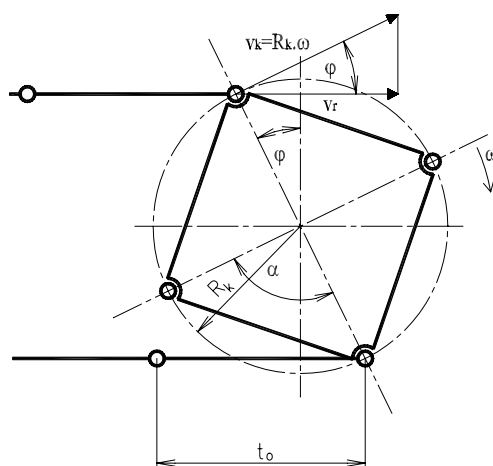
$$M'_s = \left(M_s \cdot \frac{t_r}{v} + n_e \cdot \frac{2J_M}{D_b} \cdot i_p \right) \cdot \frac{v}{t_b} \quad [\text{N.m}] \quad (7.21)$$

kde

J_M -moment setrvačnosti motoru [kg.m^2]
 t_b -doba zastavení [s]

7.2 Přenos tažné síly z řetězového kola na řetěz

Při přenosu tažné síly z řetězového bubnu (kola) na řetěz dochází k rázovému zatížení řetězu a vzniku dynamické síly, protože rychlost řetězu v_r je funkcí obvodové rychlosti kola v_k a úhlu natočení kola φ (obr. č. 7.6).



Obr. č. 7.6: Dynamické síly v řetězu při náběhu na buben

Velikost proměnlivé rychlosti řetězu je dána následujícím vztahem

$$v_r = v_k \cdot \cos \omega \cdot t, \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (7.22)$$

kde

$\omega \cdot t = \varphi$ [rad] - úhlová dráha vyjádřená v radiánech,
 v_r je rychlost řetězu a v_k je rychlost řetězového kola (bubnu).

Obvodová rychlost řetězového kola (bubnu) je vyjádřena vztahem

$$v_k = R_k \cdot \omega \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (7.23)$$

Po dosazení (7.23) do (7.22) platí pro kolísavou rychlost řetězu

$$v_r = v_k \cdot \cos \varphi = R_k \cdot \omega \cdot \cos \varphi \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (7.24)$$

Pro $\varphi \in \left\langle -\frac{\alpha}{2}, +\frac{\alpha}{2} \right\rangle$ pak vztah (7.24) nabývá těchto špičkových hodnot (obr. č. 7.7)

$$\begin{aligned} \varphi = \frac{\alpha}{2} & \quad v_r = R_k \cdot \omega \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \\ \varphi = 0 & \quad v_r = R_k \cdot \omega \end{aligned}$$

$$\varphi = -\frac{\alpha}{2} \quad v_r = R_k \cdot \omega \cdot \cos \frac{\alpha}{2}$$

Zrychlení řetězu je vlastně časovou derivací jeho rychlosti , tj. vztahu (7.22)

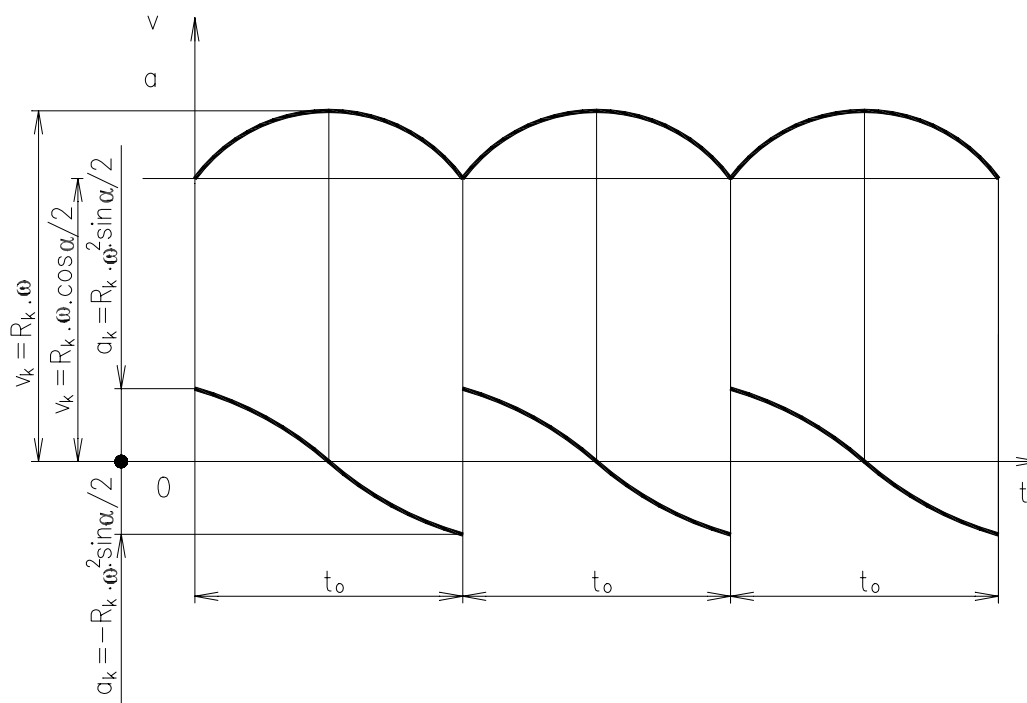
$$a_r = -R_k \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t, \text{ kde} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-2}] \quad (7.25), \text{ kde}$$

$$\varphi = \omega \cdot t$$

a pro špičkové hodnoty nabývá velikosti (viz. obr. č. 7.7)

$$\varphi = 0 \quad a_r = 0$$

$$\varphi = \pm \frac{\alpha}{2} \quad a_r = \pm R_k \cdot \omega^2 \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \quad (7.26)$$



Obr. č. 7.7: Časový průběh proměnlivých rychlostí a zrychlení v řetězu (polygonový efekt)

Rozteč řetězu tj. čas pootočení 1 zubu je dána vztahem

$$t_o = \frac{\alpha}{\omega} = \frac{1}{z \cdot \omega}$$

Při stanovení dynamické síly F_d při rázovém zatížení řetězu vycházíme z předpokladu, že v záběru jsou dva zuby, tzn. bereme-li absolutní velikost možného zrychlení, tj. $2 \cdot a_{max}$, pak

$$F_d = 2 \cdot 2 \cdot m \cdot a_{max} - m \cdot a_{max} = 3 \cdot R_k \cdot \omega^2 \cdot \sin \frac{\alpha}{2} = 6 \cdot \pi^2 \cdot n^2 \cdot t \cdot m \text{ pro kloubové řetězy,}$$

$$F_d = 12 \cdot \pi^2 \cdot n^2 \cdot t \cdot m \quad (\alpha \approx 2 \cdot t) \quad \text{pro článkové řetězy (7.27),}$$

kde

R_k - poloměr roztečné kružnice řetězového kola, [m]

α - úhel pootočení kola o 1 zub [°]

n - počet otáček řetězového kola za vteřinu, [s^{-1}]

t - rozteč řetězu, [m]

m - součet zrychlovaných (zpomalovaných) hmot [kg]

Velikost maximální možné velikosti tahové síly v řetězu F_{max} je dána součtem statické složky F_s získané z rozvinutého diagramu tahových sil (viz. kap. 8) a dynamické síly F_d , tj. (7.27).

$$T_{max} = F_s + 3 \cdot m \cdot R_k \cdot \omega^2 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}, \text{ kde} \quad [N] \quad (7.28)$$

$$F_s = F_{oh} + F_{od}$$

F_s -součet statických odporů proti pohybu horní a dolní větve řetězu (nabíhající a odbíhající).

Tahy kolísají mezi F_{max} a F_{min} s periodicitou $T = \frac{2 \cdot L}{v}$, kde

L - délka mezi osy poháněcího a vratného řetězového kola, prakticky délka dopravníku.

Počet rázů v řetězu v jednom oběhu se stanoví ze vztahu

$$n_r = \frac{L}{\pi \cdot R_k} \cdot z, \quad [N] \quad (7.29)$$

kde

z - počet zubů řetězového kola

F_s - statická maximální tažná síla v tažné, prvku - viz. kap. 8

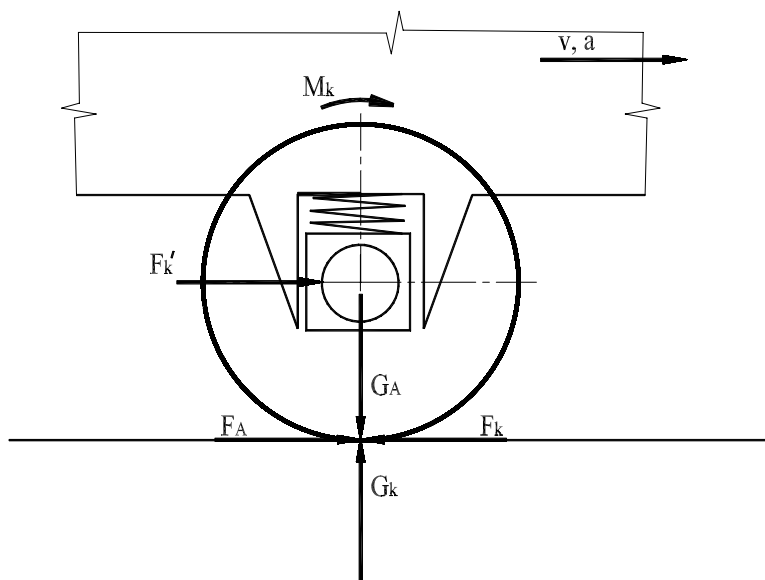
F_d - dynamická složka tažné síly - viz. dynamika řetězu

F_{max} -je největší provozní tažná síla působící na řetěz

7.3 Tažná síla lokomotivy

Výkon hnacího ústrojí lokomotivy se přenáší na hnací dvojkolí a na tažný hák hnacího vozidla, kde se projevuje působením tažné síly. Dle místa působení tažné síly lze rozlišovat

- tažnou sílu na obvodu hnacích kol
- tažnou sílu na háku



Obr. č. 7.8: Tažná síla na obvodu kola

Účinkem uvedeného momentu M_k (obr. č. 7.8) působí dvojkolí silovou dvojicí F_k' , F_k . Dvojkolí přenáší určitou část tíhy vozidla tzv. adhezni tíhu G_A . Podle III. Newtonova zákona působí v místě dotyku reakce koleje (ve skutečnosti mírně posunuta ve směru jízdy). Obě síly se navzájem zruší a na pohyb vozidla nemají přímý vliv. Jejich působením však vzniká v místě dotyku tření, představované tečnou (adhezni) silou F_A . Vlak se uvede do pohybu teprve v důsledku této síly, která působí z koleje na hnací dvojkolí ve směru pohybu. Tato síla F_A je v rovnováze se silou na obvodu kola F_k (kdyby tomu tak nebylo, dvojkolí by prokluzovalo), navzájem se ruší a nevyvážená síla F_k' dvojkolí způsobí odvalování dvojkolí.

Tažná síla F_k na obvodu dvojkolí se určí ze vztahu

$$F_k = \frac{2 \cdot M_k}{D_k} \cdot n_{dv} \quad (7.30),$$

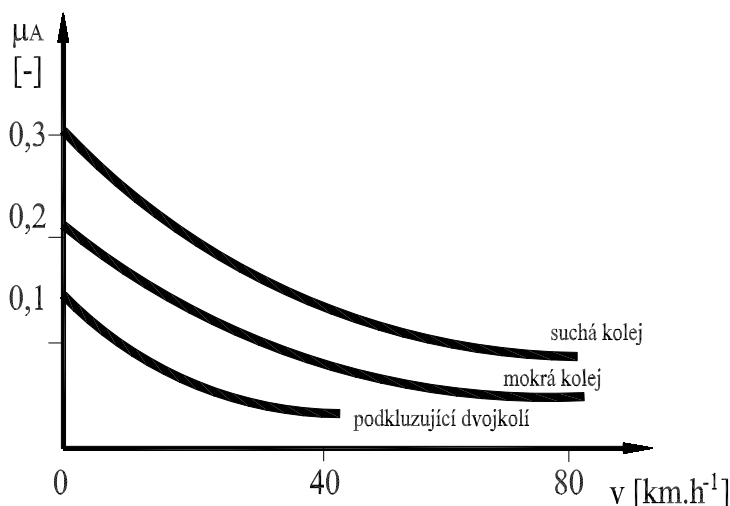
kde n_{dv} je počet hnacích dvojkolí kol [-].

Tato síla F_k musí být v rovnováze s tečnou reakcí koleje. Schopnosti vytvářet tuto reakci říkáme **adheze**. Limituje velikost tažné síly lokomotivy na obvodu kola. Největší tažná síla, kdy ještě nedochází k prokluzu se nazývá tažná síla na mezi adheze a je určena následujícím vztahem

$$F_{k\max} = F_A = G_A \cdot \mu_A \quad (7.31),$$

kde G_A -adhezní tíha lokomotivy (tíha připadající na hnací dvojkolí) [N]
 μ_A -součinitel adheze [-]

Fyzikální podstata adheze nebyla doposud uspokojivě vysvětlena. Zvyšování adheze je ovšem podmíněno dobrým stavem kolejového svršku s jemně opracovaným povrchem kol a konstrukcí vypružení snižujících dynamické účinky při jízdě na nerovné trati.



Obr. č. 7.9: Velikost součinitele adheze v závislosti na rychlosti lokomotivy a stavu povrchu koleje

Součinitel adheze (viz. obr. č. 7.9) μ_A závisí na povětrnostních podmínkách, rychlosti jízdy a na konstrukci lokomotivy (nejpříznivější je u lokomotivy s dynamickým vyváženým pohonem).

Přibližně lze součinitel adheze vyjádřit empirickým vztahem dle Kothera (v souladu s obr. č. 7.9).

$$\mu_A = \frac{9}{v + 42} + 0,116 \quad (7.32),$$

kde v je rychlost lokomotivy [km.h⁻¹]

Doporučené hodnoty součinitele adheze pro výpočty jsou následující

$\mu_A=0,33$ pro pevnostní výpočty hnacích mechanismů,

$\mu_A=0,25$ pro trakční výpočty při rozjezdu na dobré stabilizované kolejové trati,

$\mu_A=0,20$ pro trakční výpočty při rozjezdu na špatné trati,

$\mu_A=0,15$ pro výpočty brzdných drah,

$\mu_A=0,10$ pro kontrolu bezpečnosti zabrzděných vozidel na úklonu,

$\mu_{Amax}=0,22 \pm 0,25$ v důlních podmínkách,

$\mu_A=0,7 \cdot \mu_{Amax}$ na mokré trati.

Zvýšení tažné síly na mezi adheze je možno dosáhnout snížením změn svislých reakcí koleje buď použitím skupinového nebo ústředního pohonu dvojkolí. Působením podélných sil dochází totiž k nerovnoměrnému rozdělení svislých reakcí koleje.

U dvounápravové lokomotivy bez ústředního nebo skupinového pohonu dvojkolí má každá náprava svůj samostatný elektromotor a tažná síla na mezi adheze je dána součinitelem adheze, jak je uvedeno ve vztahu (7.32). Z rovnováhy vnějších sil na lokomotivu však vyplývá rozdílná hodnota nápravových sil, přestože je tíha rozdělena symetricky na obě nápravy. Příčinou jsou různá působišť podélných sil.

$$A_1 = \frac{G_A}{2} - \frac{W_L \cdot x + W_Z \cdot h}{t} \quad (7.33)$$

$$A_2 = \frac{G_A}{2} + \frac{W_L \cdot x + W_Z \cdot h}{t} \quad (7.34)$$

A_1, A_2 jsou nápravové síly (reakce koleje)

W_Z, W_L – jízdní odpor zátěže (vlaku) a lokomotivy

h – výška tahadla nad temenem koleje (háku)

x – výška působišť jízdního odporu lokomotivy nad temenem koleje

t – rozvor lokomotivy

Podle vztahů (7.33 a 7.34) platí zřejmá nerovnost $A_1 < 0,5 \cdot G_A < A_2$ a tedy i tažná síla na mezi adheze bude mít rozdílné hodnoty a pro výpočet tažné síly lokomotivy je rozhodující tažná síla dvojkolí s nejmenší hodnotou nápravové síly. V opačném případě by došlo u méně zatížených náprav k prokluzu dvojkolí. U lokomotiv s ústředním pohonem jsou dvojkolí mechanicky svázána, což umožňuje dosáhnout meze adheze u všech dvojkolí současně. U

skupinových pohonů jsou mechanicky svázána všechna dvojkolí téhož podvozku, což je výhodnější než individuální nápravové pohony.

Tažná síla na tahadle (háku) je určena vztahem

$$F_t = F - W_L \quad (7.35)$$

Tažná síla lokomotivy na tahadle je tažná síla lokomotivy na obvodu kol zmenšená o jízdní odpor lokomotivy.

8. Analýza tažných sil v nekonečném tažném prvku

U dlouhých dopravníků s mnoha změnami směru toku materiálu je složité určit průběh tahových sil v dopravním páse. V horní větvi **plynulé (kontinuální) dopravy s plynulým tokem těživa** je nesen dopravní prvek o měrné hmotnosti m_p [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}$] a dopravní materiál s měrnou hmotností q [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}$], tzn. že horní dopravní větev je zatížena měrnou hmotností

$$\sigma_{PL} = m_p + q \quad (\text{plná větev}) \quad [\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}] \quad (8.1)$$

Dolní větev je zatížena pouze měrnou hmotností dopravního prvku, tedy

$$\sigma_{PR} = m_p \quad (\text{prázdná větev}) \quad [\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}] \quad (8.2)$$

Horní větev **nepřerušované dopravy s pravidelnými dávkami těživa** je zatížena také materiálem m_Q [kg], ovšem tento materiál je umístěn a nesen v dopravní nádobě m_N [kg] na dopravním prvku o měrné hmotnosti m_L [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}$]. Tyto dopravní nádoby vlastně tvoří dopravní dávku vzdálenou mezi sebou o délku l [m].

Dopravní horní větev je tedy zatížena měrným zatížením

$$\sigma_{PL} = \frac{m_Q + m_N}{l} + m_L \quad [\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}] \quad (8.3)$$

a spodní větev bez materiálu

$$\sigma_{PR} = \frac{m_N}{l} + m_L \quad [\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}] \quad (8.4)$$

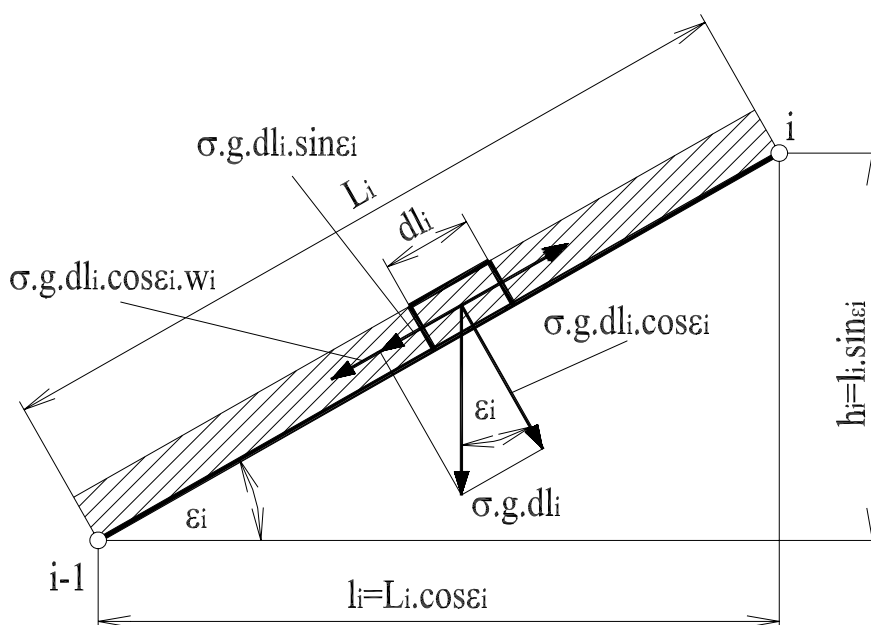
Při snaze určit měrné zatížení horní a spodní větve je tedy nezbytné znát toto zatížení, které je podkladem pro graficko-početní metodu (kap. 8.1) sloužící ke kompletnímu určení průběhu tahových sil v celé části dopravního zařízení a následnému návrhu např. poháněcí stanice nebo posouzení stávajícího stavu celého zařízení.

8.1 Graficko-početní metoda k určení tažné síly

Při matematickém vyjádření vyjdeme z elementu zátěžných sil na nakloněné rovině charakterizující strmý úsek dopravního zařízení (obr. č. 8.1). Dále pak zavedeme reakce působících sil na element a sestavíme rovnici rovnováhy tohoto elementu.

Integrovaná rovnice rovnováhy zatěžujícího elementu v úseku $i-1$ až i se skloněným úsekem L_i , převýšením h_i , délkou úseku l_i a měrného pohybového odporu dopravníku w_i je tedy

$$\int_{T_{i-1}}^{T_i} dT_i = \sigma \cdot g \cdot \int_0^{L_i} dl_i \cdot \sin \varepsilon_i + \sigma \cdot g \cdot \int_0^{L_i} dl_i \cdot \cos \varepsilon_i \cdot w_i$$



Obr. č. 8.1: Matematické vyjádření graficko-početní metody

Po integraci v úseku $i-1$ až i , tj. v úseku 0 až L_i se sklonem ε_i nabývá rovnice tvar

$$T_i - T_{i-1} = \sigma \cdot g \cdot L_i \cdot \sin \varepsilon_i + \sigma \cdot g \cdot L_i \cdot \cos \varepsilon_i \cdot w_i \quad [\text{N}]$$

Podle obr. č. 8.1 pak po vyjádření platí

$$T_i = T_{i-1} + \sigma \cdot g \cdot (\pm h_i + w_i \cdot L_i) \quad [\text{N}] \quad (8.5)$$

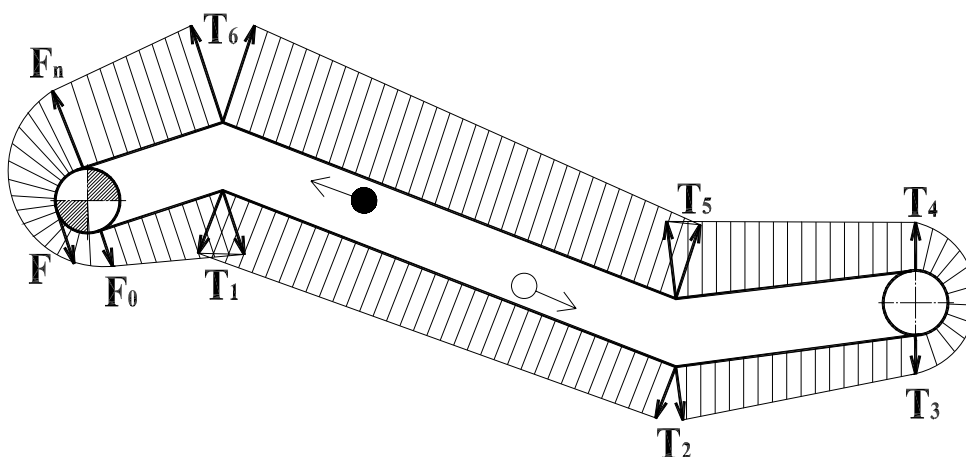
Ze vztahu (8.5) vyplývá schopnost určení tažné síly v libovolném úseku dopravního zařízení na základě znalosti zatížení horní (8.1 nebo 8.3) či spodní větve (8.2 nebo 8.4) a

údajů o trati, tj. vzdáleností a převýšení (+ pro kladný, - pro záporný směr osy y), vč. známosti hodnoty měrných pohybových odporů v úsecích trati.

Výpočet tahových sil v dopravním pásu

Pro určení velikosti tahových sil v dopravním pásu je důležité z těchto důvodů:

- pro určení potřebného příkonu poháněcí stanice
- pro pevnostní kontrolu pásu
- pro určení prodloužení pásu a s tím souvisejícího potřebného zdvihu napínacího zařízení
- pro určení velikosti napínací síly



Obr. č. 8.2: Průběh tahových sil v dopravním pásu

Pro stanovení průběhu tahových sil v dopravním pásu (obr. č. 8.2), zejména je-li dopravní trasa členitá, je výhodné použít graficko-početní metodu (kap. 8.1). Ta vychází z měrného pohybového odporu dopravníku w a z měrného zatížení dopravníku posuvnými i rotujícími hmotami (v souladu se vztahem 8.5) a využívá tohoto vztahu

$$T_i = T_{i-1} + (m_{pos} + m_{rot}) \cdot g \cdot w_i \pm m_{pos} \cdot g \cdot h_i + \sum F_{PV_i} \quad [\text{N}] \quad (8.6)$$

Pro plnou (horní) větev dopravníku platí vztah (ze vztahu 8.6)

$$T_i = T_{i-1} + (m_p + q + m_{vh}) \cdot g \cdot w_i \pm (m_p + q) \cdot g \cdot h_i + \sum F_{PV_i} \quad [\text{N}] \quad (8.7)$$

Pro prázdnou (spodní) větev dopravníku platí vztah (ze vztahu 1.8.6)

$$T_i = T_{i-1} + (m_p + m_{vs}) \cdot g \cdot w_i \pm m_p \cdot g \cdot h_i + \sum F_{PVi} \quad [N] \quad (8.8), \text{ kde}$$

T_i - tahová síla v dopravním pásu na konci i-tého úseku konstantního úklonu [N]

T_{i-1} - tahová síla v dopravním pásu na začátku i-tého úseku konstantního úklonu [N]

m_{pos} - zatížení dopravníku posuvnými hmotami [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$]

$m_{pos} = m_p + q$ v zatížené horní větvi (viz. vztah 8.7)

$m_{pos} = m_p$ v nezatížené spodní větvi (viz. vztah 8.8)

m_{rot} - zatížení dopravníku rotačními hmotami [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$]

$m_{rot} = m_{vh}$ měrná hmotnost rotujících částí válečků i-tého úseku horní větve redukovaná do pásu [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$]

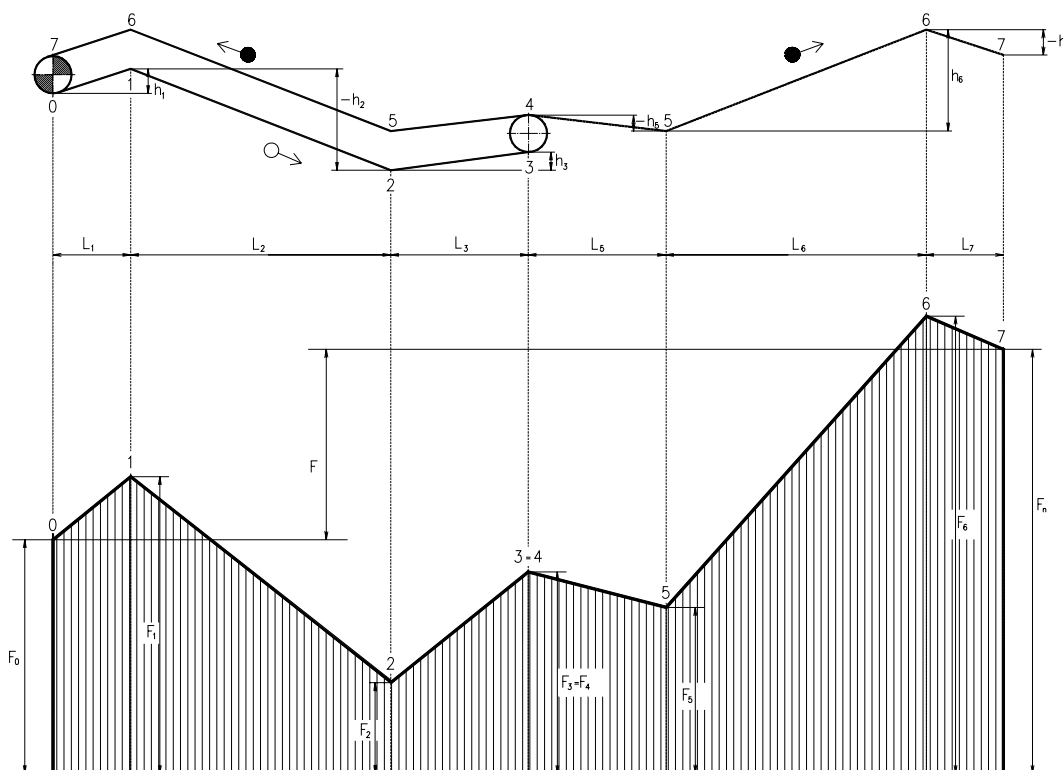
$m_{rot} = m_{vs}$ měrná hmotnost rotujících částí válečků i-tého úseku spodní větve redukovaná do pásu [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$]

w_i - měrný pohybový odpor v i-tém úseku [-]

l_i - vodorovný průmět délky i-tého úseku [m]

h_i - převýšení i-tého úseku (stoupání +, klesání -) [m]

$\sum F_{PVi}$ - suma přídavných a vedlejších odporů v i-tém úseku [N]



Obr. č. 8.3: Průběh tažných sil v dopravním prvku. Grafické řešení

Algoritmus určování tahových sil v dopravním pásu je naznačen na obr. č. 8.3 a lze ho nastínit do následujících odstavců:

- 1) Rozdělíme dopravní trasu na úseky konstantního úklonu a očíslováme tak, že začínáme v místě, kde dopravní pás opouští poháněcí stanici (bod 0). Pokračujeme ve směru pohybu pásu a označíme body 1, 2 atd.
- 2) Zakreslíme zrcadlový obraz plné větve a zakótujeme převýšení (h_i) a vodorovné průměty délek (l_i) jednotlivých úseků.
- 3) Dle vztahu (8.7) a (8.8) vypočteme tahové síly v pásu relativně k tahu v bodě 0, což je zatím neznámá odbíhající síla F_0 . Pro situaci dle obr. č. 8.3. platí ($w=\text{konst.}$):

$$T_0 = F_0$$

$$T_1 = T_0 + (m_p + m_{vs})g \cdot w \cdot l_1 + m_p \cdot g \cdot h_1 + \sum F_{pv1} = F_0 + K_1$$

$$T_2 = T_1 + (m_p + m_{vs})g \cdot w \cdot l_2 - m_p \cdot g \cdot h_2 + \sum F_{pv2} = F_0 + K_1 + K_2$$

$$T_3 = T_2 + (m_p + m_{vs})g \cdot w \cdot l_3 + m_p \cdot g \cdot h_3 + \sum F_{pv3} = F_0 + K_1 + K_2 + K_3 = F_0 + \sum_1^3 K_i$$

$$T_4 = T_3 + \sum F_{pv4} = F_0 + K_1 + K_2 + K_3 + K_4 = F_0 + \sum_1^4 K_i$$

$$T_5 = T_4 + (m_p + q + m_{vh})g \cdot w \cdot l_5 - (m_p + q)g \cdot h_5 + \sum F_{pv5} = F_0 + \sum_1^5 K_i$$

$$T_6 = T_5 + (m_p + q + m_{vh})g \cdot w \cdot l_6 + (m_p + q)g \cdot h_6 + \sum F_{pv6} = F_0 + \sum_1^6 K_i$$

$$T_7 = F_n = T_6 + (m_p + q + m_{vh})g \cdot w \cdot l_7 - (m_p + q)g \cdot h_7 + \sum F_{pv7} = F_0 + \sum_1^7 K_i$$

$$\text{Obvodová síla } F = F_n - F_0 = \sum_1^7 K_i,$$

Kde K_i – celkové pohybové odpory dopravníku v i -tém úseku [N]

- 4) Určíme velikost odbíhající síly F_0 tak, aby byly současně splněny podmínky:

- a) - přenosu obvodové síly třením poháněcí stanici

$$F_0 \geq \frac{k_s \cdot F}{e^{\mu \cdot \alpha_G} - 1} \quad [\text{N}] \quad (8.9)$$

- přenosu obvodové síly na řetězové kolo

$$F_0 = 2 \div 5 \text{ kN}$$

b) - dovoleného průvěsu dopravního pásu nebo lana, tj.

$$\text{pro plnou větev} \quad T_i \geq \frac{t_1 \cdot (m_p + q) \cdot g}{8 \cdot y_{\max}} \quad [\text{N}] \quad (8.10)$$

$$\text{pro prázdnou větev} \quad T_i \geq \frac{t_2 \cdot m_p \cdot g}{8 \cdot y_{\max}} \quad [\text{N}] \quad (8.11)$$

- dovoleného průvěsu řetězu, tj.

$$T_i \geq 0 \text{ kN}$$

kde

k_s - statická bezpečnost proti prokluzu dopravního pásu na hnacím bubnu.

Doporučuje se $k_s \geq 1,3$

μ - součinitel tření mezi poháněcím bubnem a dopravním pásem

α_G - úhel opásání poháněcího bubnu dopravním pásem [rad]

y_{\max} - dovolený relativní průvės dopravního pásu [-]

Dle ČSN ISO 5048 $y_{\max} \in \langle 0,005; 0,02 \rangle$

- 5) Přepočteme tahové síly určené dle bodu 3 dosazením zvolené hodnoty odbíhající síly F_0 a zakreslíme do rozvinutého tvaru dopravníku.

Jak je z uvedeného postupu zřejmé, grafická část slouží hlavně z metodologického důvodu a pro praktický výpočet není nutná. Stačí numerické kroky dle bodů 3 až 5 uvedeného algoritmu.

Ze stanovené maximální tahové síly T_{\max} při ustáleném chodu dopravního pásu se může provést jeho pevnostní kontrola (dle vztahu 9.1).

- 6) Provedeme návrh poháněcí stanice (viz kap. 7.1), včetně určení velikosti napínací síly (viz kap. 8.1).

Teoretické odvození prodloužení dopravního pásu a zdvih napínacího zařízení (viz kap. 9.1).

Určení velikosti napínací síly

Ze znalosti průběhu tahových sil po celé délce dopravního pásu se dá určit nejenom potřebný zdvih napínacího zařízení, ale i potřebná velikost napínací síly. Už bylo uvedeno, že dopravní pás musíme napínat pro zabezpečení přenosu tažné síly třením z poháněcího bubnu a pro zamezení nadměrného průhybu dopravního pásu. Metoda určení tahových sil dle kap.

1.8.1 obě tato hlediska zohledňuje a proto je možno okamžitě určit velikost napínací síly v závislosti na umístění napínacího zařízení. Například při napínání vratné stanice by byla potřebná velikost napínací síly $F_Z = T_3 + T_4$. Je známo, že optimální je umístění napínacího zařízení do místa nejmenší tahové síly, tzn. V našem případě bodu 2. Pak by byla velikost potřebné napínací síly jen $F_Z = 2 \cdot T_2$.

Pokud se provádí jen výpočet potřebné obvodové hnací síly F bez určování průběhu tahových sil v dopravním pásu, např. dle ČSN ISO 5048, je možno určit potřebnou napínací sílu z těchto vztahů:

při dopravě směrem k pohonu

$$F_Z \geq 2 \cdot (F_0 - m_p \cdot g \cdot L' \cdot \sin \varepsilon) \quad [\text{N}] \quad (8.12)$$

při dopravě směrem od pohonu

$$F_Z \geq 2 \cdot (F_N - m_p \cdot g \cdot L' \cdot \sin \varepsilon) \quad [\text{N}] \quad (8.13)$$

Pro $F > 0$ platí vztah (1.8.9)

Pro $F < 0$ platí

$$F_n \geq \frac{k_s \cdot |F|}{e^{\mu \cdot \alpha_G} - 1} \quad [\text{N}] \quad (8.14), \text{ kde}$$

L' - vzdálenost napínacího zařízení od poháněcí stanice [m]

Takto stanovená napínací síla musí být zkontrolována i na dodržení minimálních tahových sil, garantujících dovolený průvěs dopravního pásu dle vztahů (8.10) a (8.11).

9. Tažné prvky

Uzavřený tažný prvek opásaný okolo koncových bubnů plní tažnou i nosnou funkci. Tažný prvek u klasické dopravy je tvořen dopravním pásem, lanem a řetězem. Jedná se o odlišné skupiny prvků, lišící se především materiálem, z kterého jsou vyrobeny a tomu odpovídá i způsob namáhání.

9.1 Dopravní pásy

Dopravní pásy tvoří nejdůležitější část dopravníků. Jedná se uzavřený prvek obíhající okolo koncových bubnů, plnící funkci nesení materiálu, břemen a osob na dopravované délce a současně plní také funkci tažného prvku a přenáší všechny odpory vznikající při jeho oběhu.

Klasický gumový pás (obr. 9.1 a) je složen z tažného prvku - z textilních vložek, tvořících kostru dopravního pásu a přenášející veškeré tahové síly a horní a dolní krycí vrstvy s bočními okraji. Textilní kostra dopravního pásu je tvořena buď jednou vrstvou, většinou z polyamidu a polyesteru nebo z více vrstev (2 až 5) vulkanizací spojených z materiálu - polyamidu, bavlny, kevlaru nebo aramidu. Pevnost pásů tohoto typu se pohybuje od 160 do 3150 N.mm⁻¹ podle materiálu a počtu vložek a samozřejmě šířky dopravního pásu. Šířka dopravního pásu se pohybuje v rozmezí ⟨400, 500, 650, 800, 1000, 1200, 1400, 1600, 1800, 2000, 2200, 2400⟩ mm.

Gumový pás s kostrou tvořenou ocelovými lanky (obr. 9.1 b) je speciálně určen pro práci v těžkých podmínkách na dopravnících s velkým výkonem. Kostra je tvořena vysokopevnostními ocelovými stejnosměrnými pozinkovanými lanky, které jsou uloženy v jedné rovině a přenášející tah v podélné ose pásu. Tento typ dopravního pásu není náchylný na protažení a deformaci vlivem působení tahových sil v průběhu určité doby. Je vyráběn v šířkách ⟨800, 1000, 1200, 1400, 1600, 1800, 2000, 2200, 2400⟩mm a pevností od 1000 do 5000 N.mm⁻¹.

Sklony pásových dopravníků s klasickým dopravním pásem nebo s kostrou tvořenou ocelovými lanky (obr. č. 9.2 a 9.3) nemohou být větší než 18 až 20° podle dopravovaného materiálu (vodorovná a úklonná doprava z obr. č. 4.1), úpravami dopravníku (obr. č. 9.7) nebo pásu (obr. č. 9.4) však lze dosáhnout sklonů podstatně větších.

Takto upravené pásové dopravníky řadíme do skupiny tzv. **strmých pásových dopravníků**.

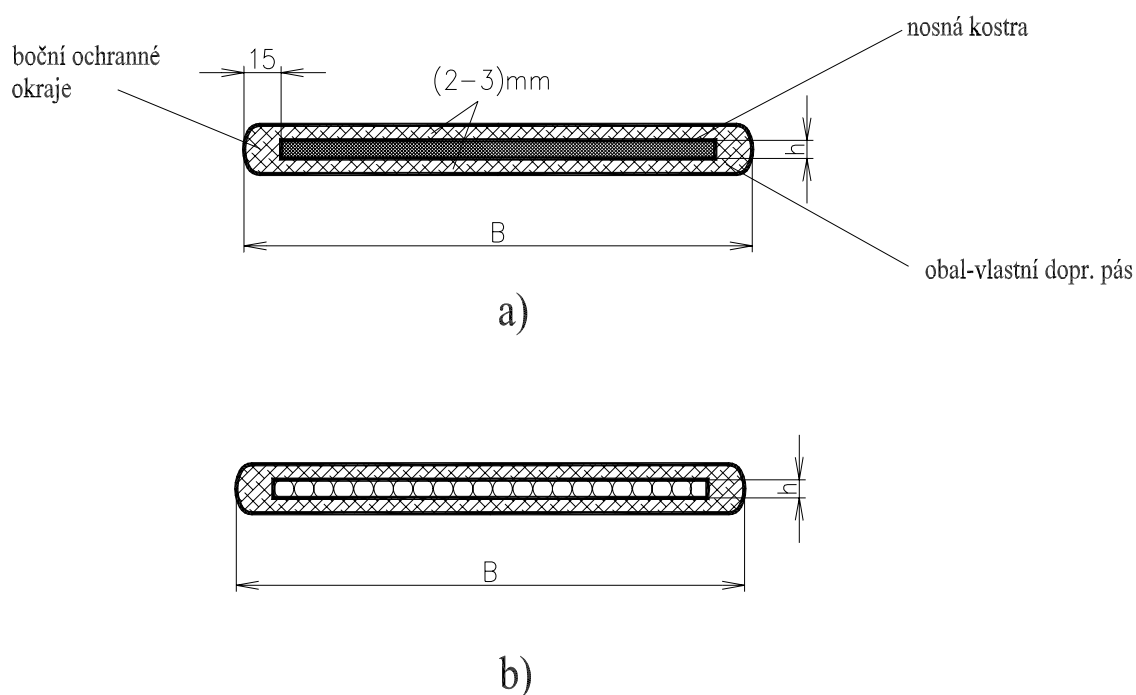
Nejčastěji se úpravy týkají jen pásu. Je-li pás opatřen příčnými žebry (obr. č. 9.4 a 9.5), je možné sklon dopravníku zvětšit na 30 až 45° podle výšky žeber a dopravovaného materiálu (tab. č. 3.1). Rozteč žeber je třeba brát v úvahu podle sypkého úhlu dopravovaného materiálu a sklonu dopravníku tak, aby se pásu náležitě využilo.

Také zvlnění boční stěny připevněné k pásu (obr. č. 9.4 a 9.6) umožní kromě zvětšení ložného průřezu větší sklon dopravníku, a to 45 až 60° a v případech, kdy žebra se vlnitými lemy tvoří kapsu i dokonce až do 90° (svislá doprava) (výrobce fy. FLEXOWELL nebo např. SBS).

Nevýhodou všech uvedených typů pásu je jejich obtížné čištění a komplikované vedení vratné větve.

Značení dopravních pásů

Dopravní pásy se označují většinou podle účelu použití (označuje výrobce), typu (pevností) a počtu vložek.



Obr. č. 9.1: Základní konstrukce dopravního pásu s

a) textilní vícevrstvou kostrou
b) kostrou z ocelových lanek

Např. v dopravním pásu s označením **TRANSBELT A1 400/2 (2+3)** symboly znamenají:

A1- označení podle DIN 22 102 pro dopravu brusného a ostrohanného materiálu s velkou kusovitostí,

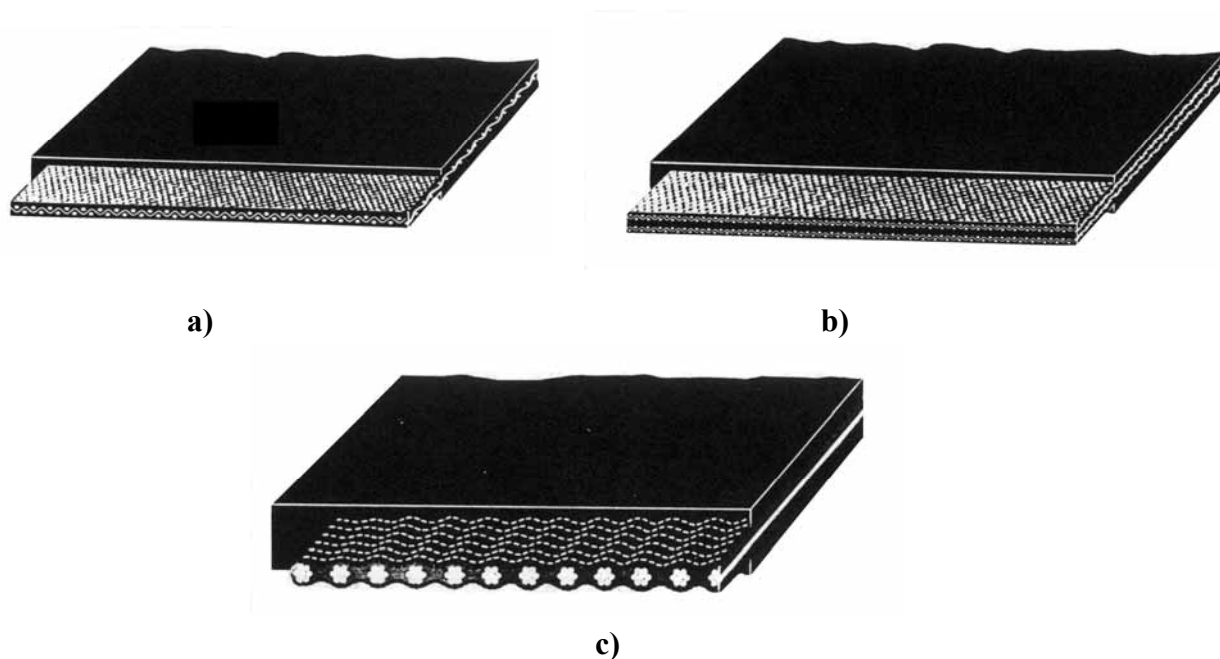
400 - typ-pevnost [$\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$] odpovídající určité šířce B [mm] a typu materiálu např. polyamid (P), polyester (EP), bavlna (BA),

2 -počet vložek,

(2+3) - tloušťka vrchní a spodní krycí vrstvy [mm],

Dalšími údaji jsou

- plošná hmotnost [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}$] a tloušťka kostry [mm] a k ní vztahující se doporučený průměr hnacího, vratného a přítlačného bubnu [mm] pro minimalizaci ohybových napětí,
- celková tloušťka pásu s krycími (tj. horními a dolními) vrstvami tvořená pryží ČSN 26 0381 a PVC ČSN 26 0383.

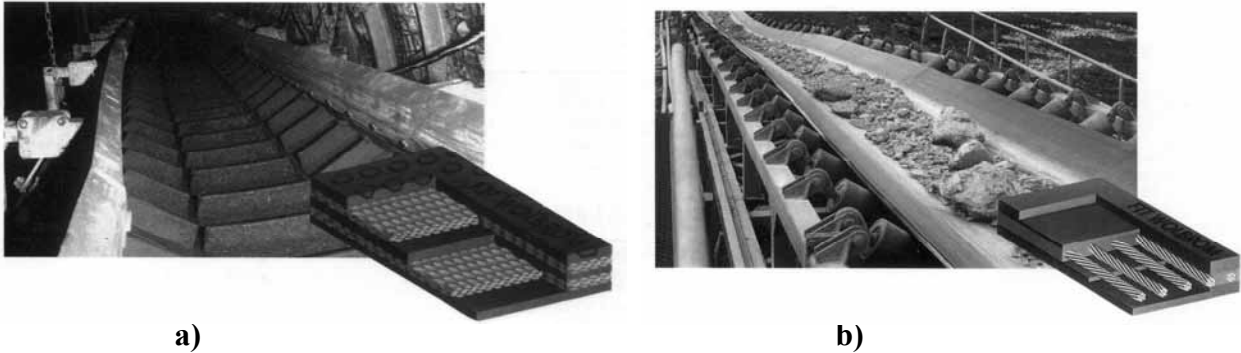


Obr. č. 9.2: Příklad konstrukce jádra dopravního pásu **CONTITECH**

- a) jednovrstvá kostra s polyesterovou nebo polyamidovou vrstvou (s obch. označením CON-MONTEX)
- b) dvouvrstvá kostra s polyesterovými nebo polyamidovými vrstvami (s obch. označením CON-BITEX)
- c) kostra tvořená zapletenými ocelovými lanky v textilní vrstvě (s obch. označením CONTI-CROSS)

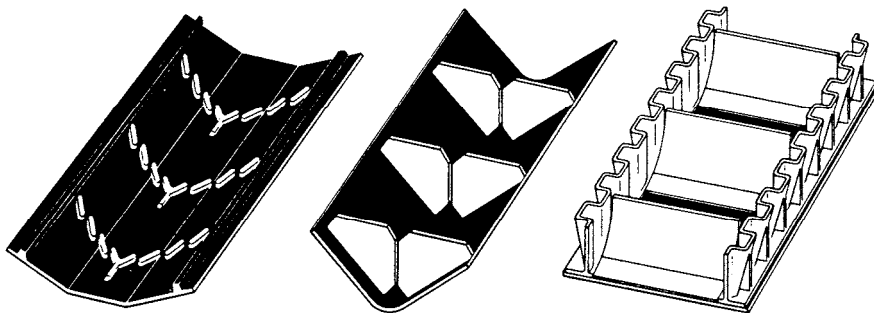
Poznámka

U pásů s ocelovými lanky se uvádí také průměr lanka [mm] a rozstup lanek [mm]. Typ-pevnost nese většinou označení ST v [N.mm⁻¹] tzn. že se jedná o tento druh pásu.



Obr. č. 9.3: Dopravní pásy FFT WOLBROM

- a) dvouvrstvý dopravní pás s příčnými žebry pro strmou dopravu
- b) dopravní pás s ocelovými lanky pro dopravu velmi kusovité sypké hmoty



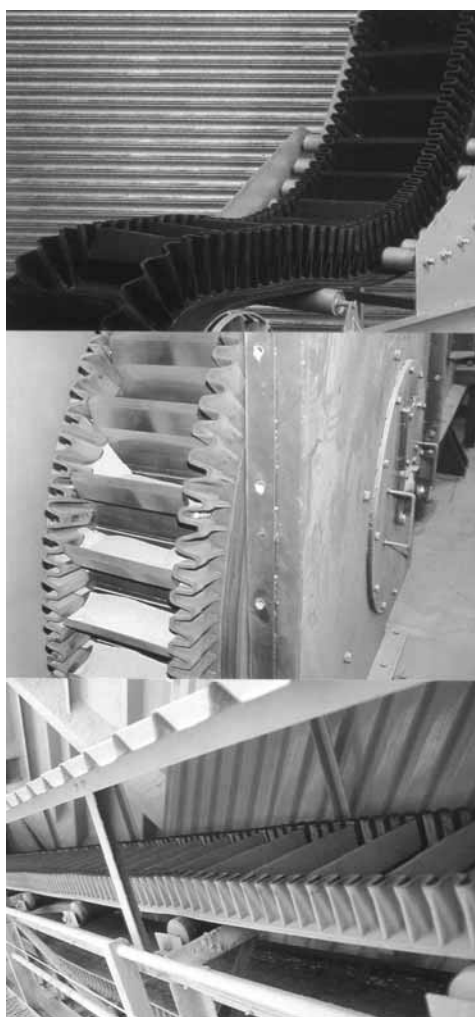
Obr. č. 9.4: Různé typy dopravních pásů pro strmou dopravu



Obr. č. 9.5: Použití dopravního pásu se zešíkmenými příčnými žebry v strmé pásové dopravě



Obr. č. 9.6: Pás se příčkami a vlnitými bočními lemy pro strmou až svislou dopravu



Obr. č. 9.7: Strmý pásový dopravník s konstrukčními prvky pro vertikální dopravu

Namáhání a kontrola dopravního pásu

Dopravní pás je namáhán především tahovou silou, ohybovou a odstředivou silou. Tedy celková výsledná síla namáhající dopravní pás je dána součtem všech tří namáhajících sil.

Ohybová síla vzniká při náběhu dopravního pásu s určitou tloušťkou kostry na buben jistého průměru. Vhodnou volbou kostry a k němu odpovídajícímu průměru lze eliminovat významný vliv ohybové síly na namáhání dopravního pásu. Odstředivá síla při předešlém návrhu průměru bubnu tudíž ztrácí na významnosti a dopravní pás (resp. jeho kostra) se z těchto důvodů kontroluje pouze na maximální tahovou statickou sílu, která se vyskytuje v dopravním páse (kostře).

Tedy platí vztah

$$T_{\max} \cdot k_B \leq F_j, \quad [\text{N}] \quad (9.1)$$

kde

k_B - součinitel bezpečnosti (volí se 10 až 12)

F_j - jmenovitá podélná pevnost dopravního pásu [N] vyjádřená rovnicí

$$F_j = \sigma_t \cdot (B - 30), \quad [\text{N}] \quad (9.2)$$

kde

σ_t - podélná pevnost dopravního pásu [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$] a B - aktivní šířka dopravního pásu [mm] (jsou zde brány v úvahu okraje 2×15 mm) (obr. č. 1.9.1 a)

Poznámka

Stanovení podélné pevnosti dopravního pásu σ_t [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$] se provádí měřením pevností osnovní sítě σ_n [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$], při znalosti počtu osnovních tkanin n [ks] a počtu vložek tahové složky pásu i [ks].

$$\sigma_t = \sigma_n \cdot n \cdot i \quad [\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}] \quad (1.9.3)$$

Prodloužení dopravního pásu a zdvih napínacího zařízení

Dopravní pás je nehomogenním, anizotropním prvkem. Vykazuje výrazné reologické znaky i značnou hysterezi. Jeho chování při zatížení je velmi složité, přesto pro základní úvahy je možno vystačit s aplikací Hookeova zákona.

Tahové síly způsobují prodloužení dopravního pásu, které sestává z permanentního a pružného prodloužení. Toto prodloužení je charakterizováno tzv. poměrným prodloužením dopravního pásu

$$\varepsilon_c = \varepsilon_p + \varepsilon_D \quad [\%] \quad (9.4), \text{kde}$$

ε_c – celkové poměrné zatížení dopravního pásu [%]

ε_p – permanentní (trvalé) poměrné prodloužení dopravního pásu [%]

ε_D – pružné poměrné prodloužení dopravního pásu [%]

Trvalé prodloužení pásu dosahuje zpočátku, když se dopravní pás stabilizuje, poměrně velkých hodnot, později se výrazně zmenší a při výpočtu pružného prodloužení pásu se prakticky zanedbává. České normy ani výrobci doposud neuvádí hodnoty poměrného trvalého prodloužení při dovoleném zatížení (v podstatě ε_D) a při přetržení pásu.

Při projektování pásového dopravníku, kdy je nutno brát v úvahu i trvalé prodloužení dopravního pásu, se doporučuje zdvih napínacího zařízení určit ze vztahu

$$\Delta s_c = \varepsilon_c \cdot 10^{-2} \cdot L \quad [\text{m}] \quad (9.5)$$

Pokud není hodnota ε_c známa, je možno s dostatečnou přesností uvažovat s maximálním poměrným prodloužením při dovoleném namáhání dle údajů výrobce. Po stabilizování dopravního pásu a jeho eventuálního zkrácení se uvažuje jen pružné prodloužení dopravního pásu, které se určí z Hookeova zákona

$$\Delta l = \frac{U}{E \cdot B} \quad [\text{m}] \quad (9.6), \text{kde}$$

$E \cdot B$ - tahová tuhost dopravního pásu [m]

E - modul pružnosti dopravního pásu [$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$]

B - šířka dopravního pásu [m]

U - velikost celkové zatěžovací plochy [$\text{N} \cdot \text{m}$]

Velikost celkové zatěžovací plochy (viz. např. obr. č. 8.3) se určí ze vztahu

$$U = \int_0^{2.L} T_x . dx \quad [\text{N.m}] \quad (9.7)$$

anebo při lineární změně velikosti tahových sil v úseku konstantního úklonu

$$U = \sum_1^n \frac{T_{i-1} + T_i}{2} . L_i \quad [\text{N.m}] \quad (9.8)$$

Při známém pružném poměrném prodloužení pásu můžeme jeho tahovou tuhost přibližně určit ze vztahu

$$E.B = \frac{\sigma_{Dov} . B}{\varepsilon_D} . 10^{-2} \quad [\text{N}] \quad (9.9)$$

Potřebný zdvih napínacího zařízení pro eliminování pružného prodloužení pásu se určí ze vztahu

$$\Delta s_D = \frac{U - U_K}{2.E.B} \quad [\text{m}] \quad (9.10)$$

$$U_K = L.F_Z \quad [\text{N.m}] \quad (9.11), \text{ kde}$$

U_K - velikost klidové zatěžovací plochy [N.m]

F_Z - velikost napínací síly [N]

Zatím uvedené výpočty byly pro ustálený chod dopravního pásu. Při rozběhu a brzdění je pás dále namáhán dynamickými silami, jejichž velikost určíme (při zanedbání rotujících hmot poháněcí stanice a bubnů) ze vztahů

$$F_{Dh} = L.(m_p + q + m_{vh}) . \frac{v}{t_{r,B}} \quad [\text{N}] \quad (9.12)$$

$$F_{Ds} = L.(m_p + m_{vs}) . \frac{v}{t_{r,B}} \quad [\text{N}] \quad (9.13), \text{ kde}$$

F_{Dh} - dynamická síla v horní větvi [N]

F_{Ds} - dynamická síla v dolní větvi [N]

t_r - doba rozběhu dopravního pásu [s]

t_B - doba brzdění dopravního pásu [s]

9.2 Lana

Lano je jedno z nejstarších zařízení používaných v dopravě. Lana se vyrábí z různých materiálů, textilních, umělohmotných, kovových. V tomto textu máme na mysli lana ocelová.

Hlavní výrobce v České republice - Železářny a drátovny Bohumín, a.s.

Vyrábí se zde:

lana důlní - těžní, plochá, vyrovnávací, pro svážné a lanovky, signální, pro hloubení, pro dobývací stroje,

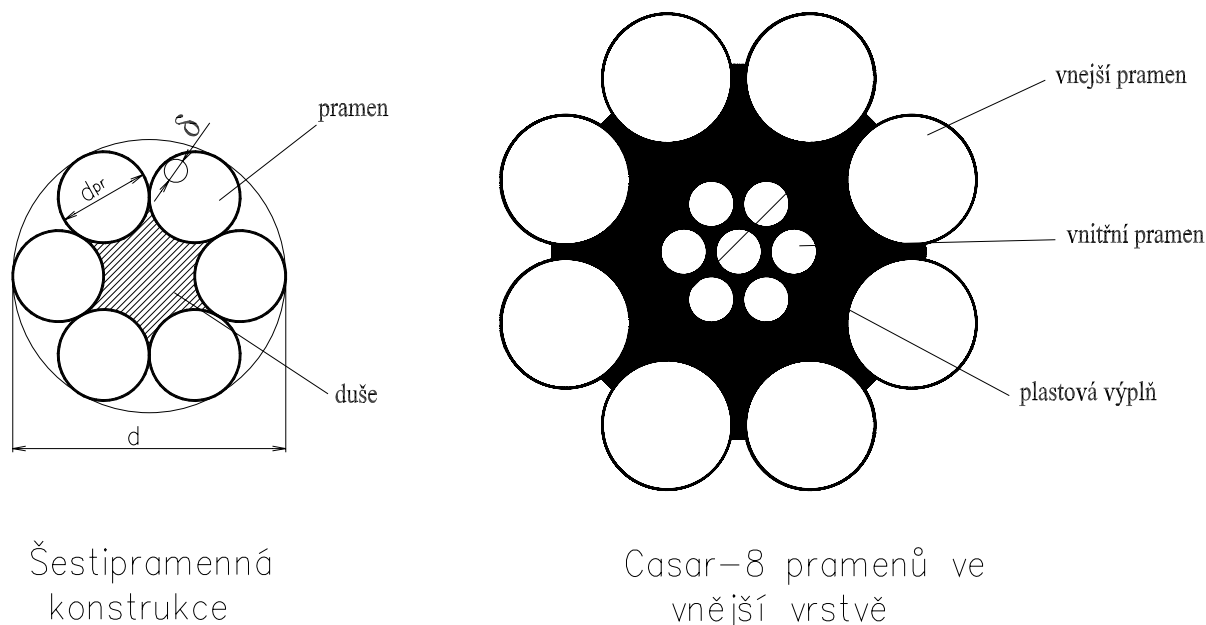
lana všeobecného použití - jeřábové, výtahová, rýpadlová, kotevní,

lana pro lanové dráhy - nosná otevřená, uzavřená, tažná, závěsná, pro lesní lanovky, pro sedačkové výtahy, lyžařské vleky,

lana pro stavební průmysl - pro střešní konstrukce, pro předpjatý beton, kotevní,

lana s oky a nalisovanými objímkami - vázací lana, lana nekonečná.

Přímý prodejce speciálních ocelových lan - METALLAN s.r.o. Dobré Pole dováží lana typu CASAR (obr. č. 9.8) - (Drahtseilwerk Saar GmbH) označované jako: Starlift, Eurolift, Powerlift, Powerplast, Stratoplast a Turboplast.



Obr. č. 9.8: Schema šestipramenného lana a lana Casar

Ocelové lano je výrobek z tažených ocelových drátů vinutých v prameny. Několik pramenů, nejčastěji šest, je svinuto v lano (obr. č. 9.8). Některá lano jsou jednopramenná, tato se používají jako lano nosná, po kterých se dopravuje, nebo se používají ve stavebnictví jako tažné prvky - předepjatý beton, mostní nebo střešní konstrukce. Většina lan je vícepramenných, někdy jsou lano splétána v další lano a tvoří lano kabelová (obr. č. 9.14). Každé lano je charakteristické pevností drátů, průměrem, jmenovitou únosností a konstrukcí lana. Tyto údaje jsou uvedeny v katalogu výrobce a v ČSN 02 43 10 - 4385.

Používají se zavedené názvy, symboly a jednotky a to

jmenovitý průměr drátu	δ [mm] ČSN 42 6403,
jmenovitý průřez	S [mm ²],
jmenovitá pevnost v tahu	σ [MPa],
jmenovitá únosnost	N_j [N,kN],
jmenovitá hmotnost	m_l [kg.m ⁻¹],

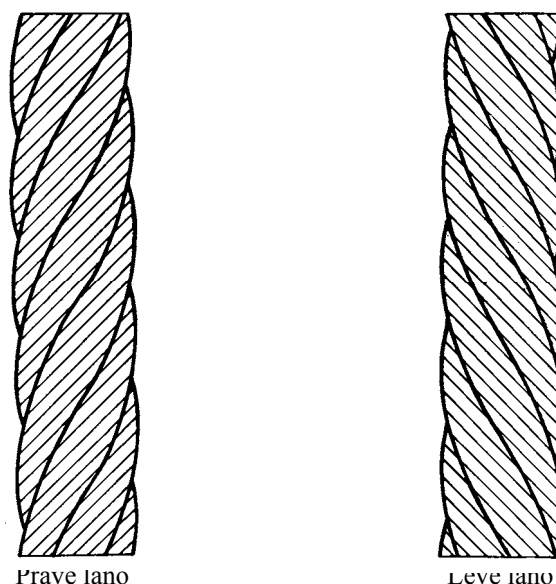
skutečná únosnost - únosnost zjištěná na tahovém stroji,

vypočtená pevnost drátu v tahu - podíl ze skutečné únosnosti a jmenovitého průřezu,

pramen - několik drátů vinutých do šroubovice tak, aby se vzájemně dotýkaly, a aby tvořily stále stejný pravidelný průřez, dráty se vinou do jedné nebo více vrstev kolem duše, která je v ose pramene.

Smysl vinutí pramene - *P, L*, pravý pramen má povrchové dráty vinuty do šroubovice, která při pohledu na svislý pramen stoupá odleva doprava (obr. č. 9.9).

Prameny se svinují kolem vložky nebo drátěné duše nebo se pokládají vedle sebe a sešívají se v plochá lana, prameny mohou být vinuty v jedné nebo několika vrstvách.



Obr. č. 9.9: Rozdělení podle smyslu vinutí pramenů v laně

Duši (obr. č. 9.11) mohou tvořit

- ⇒ **středový drát** - započítává se do únosnosti je-li z materiálu minimálně stejné pevnosti v tahu jako ostatní dráty a označuje se v konstrukci číslicí *I*,
- ⇒ **jádrový drát** - nezapočítává se do únosnosti a označuje se číslicí *0*,
- ⇒ **jádro pramene** - těleso nekruhového průřezu z jiného materiálu než jsou dráty, označuje se písmenem *J*,
- ⇒ **nekovová vložka** - vyrobena z vláken, nezapočítává se do únosnosti, označuje se *N*.

Vložka lana - středová část lana může být z kovového nebo nekovového materiálu. Vložka v laně plní funkci vnitřního rezervoáru maziva, funkci minimalizace kontaktního napětí mezi drátky a udržuje stálý tvar lana. Pokud je z materiálu stejné pevnosti jako dráty, započítává se do únosnosti lana, nekovová vložka se označuje *v*.

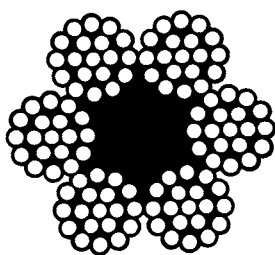
Rozdělení lan

podle jmenovité pevnosti $\sigma_j = 690 - 2090$ MPa,

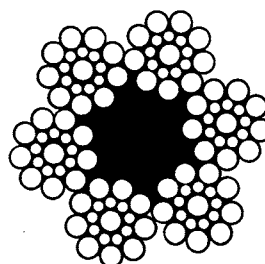
podle jakostních skupin - *V* - výběrová lana, *N* - normální lana,

podle povrchu drátů - *Ho* - holé, *Zn*- pozinkované aj.,

podle tvaru průřezu drátů a lana (obr. č. 9.15)- kruhový průřez, Z – průřez drátů,



Šestipramenné lano se stejným průměrem všech drátů v pramenech



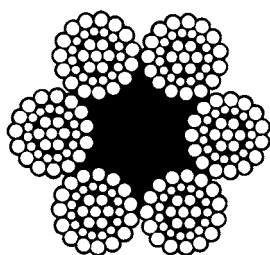
Šestipramenné lano s různými průměry drátů v pramenech

Obr. č. 9.10: Rozdělení podle průměrů drátů v laně

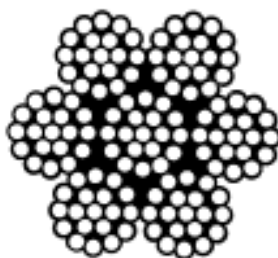
podle průměru drátů v laně (obr. č. 9.10) - lana ze stejných drátů, lana z drátů různých průřezů,

podle druhu duše (obr. č. 9.11) - kovová, nekovová,

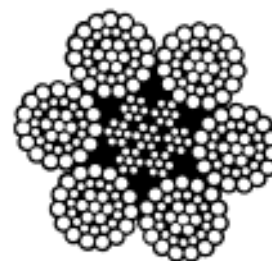
podle způsobu vinutí drátů v pramenech (obr. č. 9.18)- způsob klasický, kde dráty v pramenech jsou vinuty s různou výškou vinutí v jednotlivých vrstvách pramene nebo způsob souběžný dráty v pramenech jsou vinuty se stejnou výškou vinutí v jednotlivých vrstvách souběžně slaňovaných.



Lano s nekovovou duší

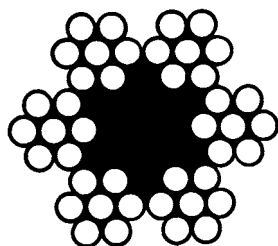


Lano s kovovou duší tvořenou pramenem

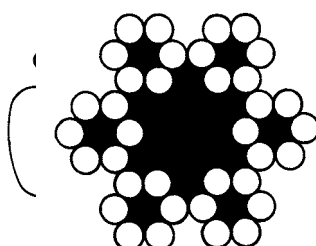


Lano s kovovou duší tvořenou ocelovými lany

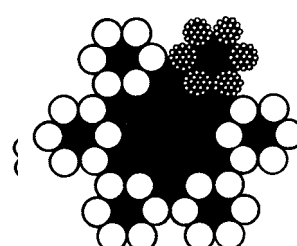
Obr. č. 9.11: Rozdělení podle druhu duší v laně



Šestipramenné lano s jedním pramenem kruhového průřezu



Šestipramenné lano s sedmi dušemi



Kablové lano se sedmi dušemi

podle počtu duší v laně (obr. č. 9.12) - buď lano má jednu duši mezi prameny nebo může mít duše v jednotlivých pramenech,

podle tvaru průřezu pramenů (obr. č. 9.13) - s kruhovými, trojúhelníkovými, oválnými prameny,

podle počtu pramenů v lanu (obr. č. 9.16) - jednopramenná a vícepramenná (šestipramenná, Herkules),

podle tvaru průřezu lana (obr. č. 9.14) - kruhová, plochá-kabelová,

podle smyslu vinutí (obr. č. 9.17)– stejnosměrná (drátky v pramen a prameny v lano jsou vinuty ve stejném smyslu), protisměrná (opačný smysl),

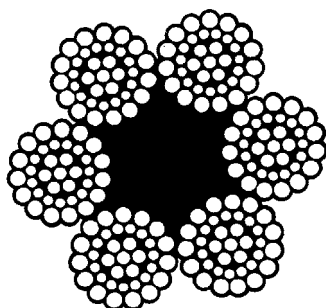
podle konstrukce lana (obr. č. 9.19):

klasická (obr. č. 9.18) $6(1+6+12)+v$ (úhel vinutí ve všech vrstvách stejný, bodový styk),

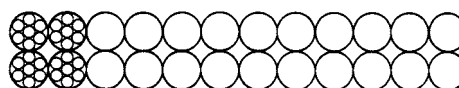
souběžná (obr. č. 9.18) **Seal** $6(1+9+9)+v$, **Warrington** (obr. č. 9.19) $6(1+6+[6+6])+v$ (přímkový dotyk, různý úhel vinutí, větší využití profilu),

kompaktní Filler (obr. č. 9.19) $6+(1+[6+6]+12)+v$ (mezi 1.a 2. vrstvou výplňové dráty).

Důležitou úlohu má mazání lan, které se dělí na vnitřní a vnější a pro lana pro třecí kotouče se používají zvláštní mazadla. Při volbě průměru a pevnosti drátů zohledňujeme způsob namáhání lana.

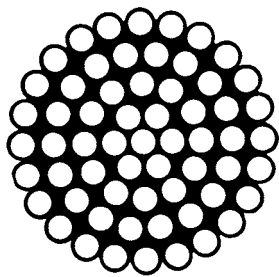


Lano kruhového průřezu
(lana jednopramenná, šestipramenná
a vícepramenná)

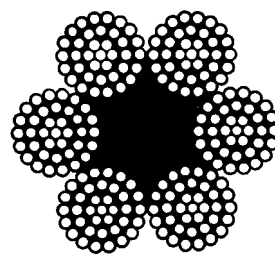


Lano ploché-kabelové

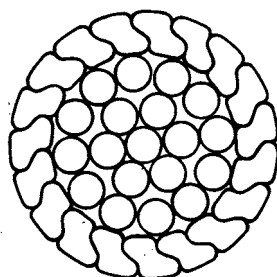
Obr. č. 9.14: Rozdělení podle tvaru celkového průřezu lana



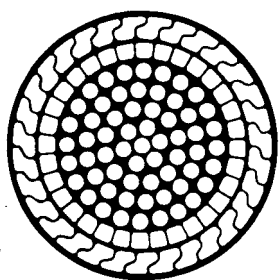
Jednopramenné otevřené lano
z drátů kruhového průřezu



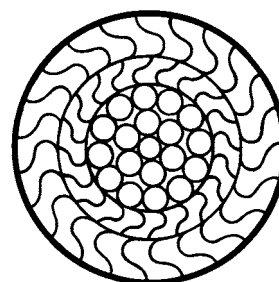
Šestipramenné lano z drátů
kruhového průřezu



Jednopramenné uzavřené lano
z drátů kruhového průřezu
kryté vrstvou tvarových drátů



Jednopramenné uzavřené lano
z drátů kruhového průřezu
kryté dvěma vrstvami
tvarových drátů



Jednopramenné uzavřené lano
z drátů kruhového průřezu
kryté dvěma vrstvami „Z“ drátů

Obr. č. 9.15: Rozdělení podle tvaru průřezu lana

Kontrola bezpečnosti navrženého lana

Bezpečnost lana (tab. 9.1) je bezrozměrné číslo, dané poměrem mezi jmenovitou (započitatelnou) únosností lana a jeho maximálním statickým zatížením.

$$k_b = i \cdot \frac{N_j}{F} \quad (9.14)$$

kde

N_j - jmenovitá únosnost lana,

i - počet lana

F - max. statické (osové) zatížení

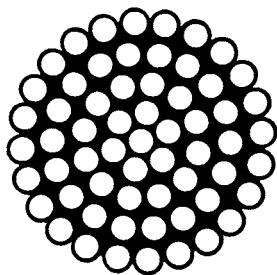
Použití lana	Bezpečnost
Těžní	6 - 9
vyrovnávací	5 - 7
vodící, odrazové	5 - 7
nosné lanovkové	3,5 - 4
Tažné lanovkové	5 - 6
Výtahové	8 - 16
Jeřábové	3 - 8,5
Kotevní	3,5 - 5
pro lyžařské vleky	4 - 5

Tab. č. 9.1: Směrné bezpečnosti lan

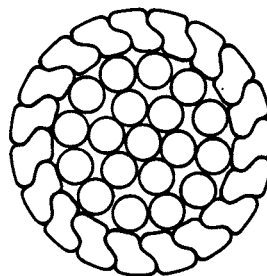
Výběr typu lana

Podle způsobu práce jsou lana **nepohyblivá a pohyblivá**. V dopravě používáme převážně lana pohyblivá, která se za provozu pohybují ve směru své osy, přitom se obvykle lano ohýbá a narovnává, prodlužuje, někdy zkrucuje, přičemž vzniká tření pramenů a drátů v laně. Kromě toho se lano tře v drážkách kotoučů, kladek a bubnů. Pohybem na kladkách a navíjením vzniká přídavné ohybové namáhání. Proto je předepsán min. poměr D/d a ten má být pokud možno co největší. Obvykle se užívá lan pravých, některá lana pro výtahy nebo jiné účely jsou levá.

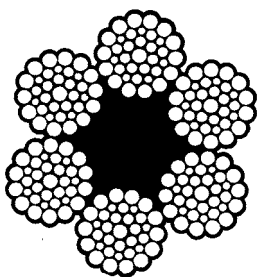
Stejnoseměrný způsob pletení (obr. č. 9.17) lana znamená, že všechny dráty v prameni a všechny prameny v laně jsou vinuty ve stejném smyslu. Protisměrný způsob pletení lana znamená, že vinutí drátů v prameni a vinutí pramenů v laně mají opačný smysl (levý a pravý). Taková lana jsou méně krotivá, ale vykazují nižší životnost. Lana stejnoseměrná se snadno roztáčejí, proto je lze užít jen tam, kde je břemeno vedeno. Jejich opotřebení je menší, jsou rovněž měkčí a ohebnější. Lana stejnoseměrná se používají jako lana těžní, u rýpadel s vedenou lžící apod.



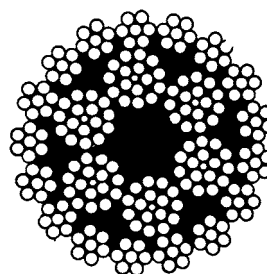
Jednopramenné lano (otevřené)



Jednopramenné lano (uzavřené)



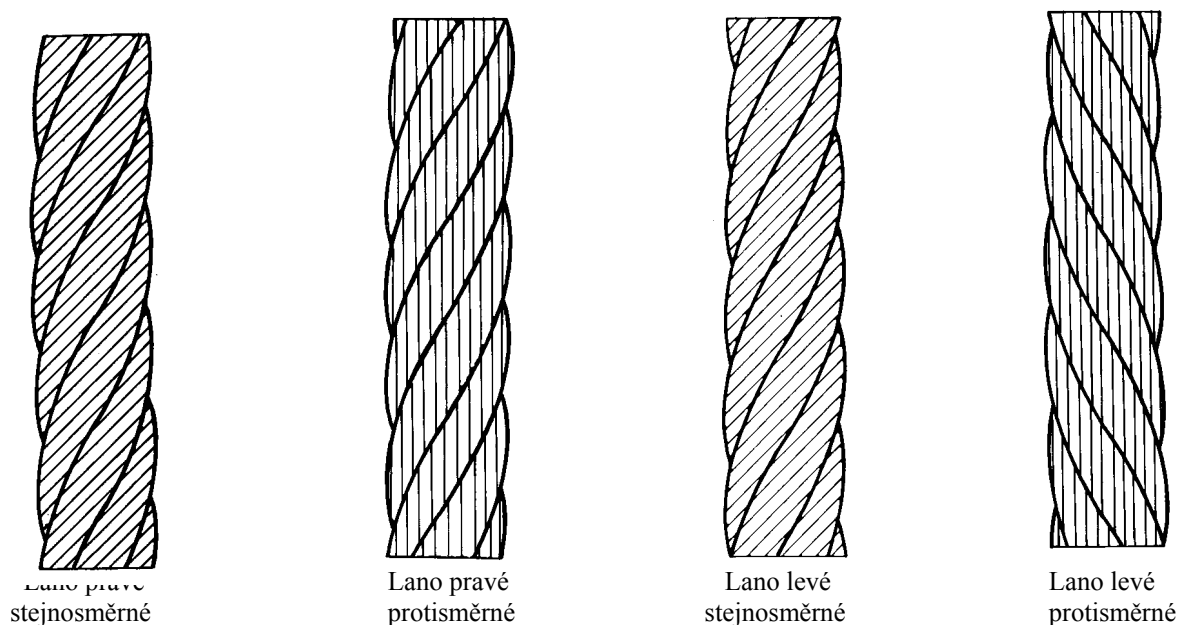
Šestipramenné lano
Jednovrstvové



Vícepramenné lano
dvouvrstvé

Obr. č. 9.16: Rozdělení podle počtu pramenů v laně

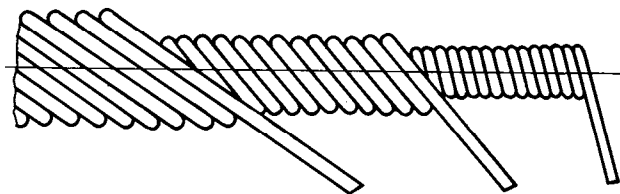
Lana protisměrná (obr. č. 9.17) se lépe pokládají a navinují a lépe snášejí neodborné zacházení. Lana umrtvená jsou vinuta speciálním způsobem, který značně snižuje vnitřní pnutí v laně, které vzniká splétáním. Jsou méně náchylná k tvoření smyček, břemeno zavěšené na volném konci se neotáčí kolem svislé osy. Stejný účinek na břemeno mají lana plochá, která se používají hlavně jako vyrovnávací a jako lana pro hloubení.



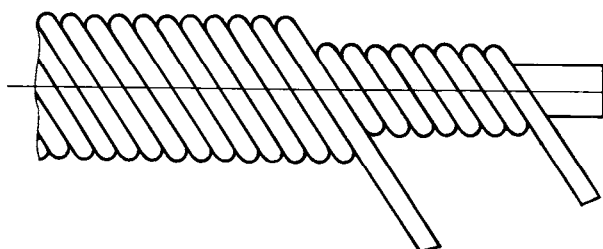
Obr. č. 9.17: Rozdělení podle smyslu vinutí drátů v pramenech a pramenů v laně

Lana těžní pro hornictví mají pro svoji důležitost významné postavení. Při výběru se berou v úvahu dosavadní zkušenosti a podmínky, ve kterých budou lana provozována (hloubka, vlhkost, životnost, cena). Uplatňují se lana souběžných konstrukcí, lana z trojbokých pramenů o pevnosti drátů min. 1770 MPa, s dráty holými nebo pozinkovanými. Lana pro dobývací stroje a hornická dopravní zařízení jsou kratší a menších průměrů. Proto se používají lana jednoduchých konstrukcí a menší životností a cenově výhodná.

Lana používaná u jeřábů se dělí na pohyblivá a nepohyblivá se širokou škálou bezpečností. Většinou jsou klasických konstrukcí s pevností drátů 1570 MPa, protisměrně pletená. Lana pro výtahy mají dráty průměru 0,4 - 1,5 mm a jmenovitou pevnost od 1275 do 1770 MPa.



Způsob klasický



Způsob souběžný

Obr. č. 9.18: Rozdělení podle způsobu vinutí drátu v pramenech

Lana horských lanových drah jsou nosná, tažná a napínací, pro osobní dopravu výběrové jakosti. Jako nosná se nejčastěji používají lana jednopramenná uzavřená nebo polouzavřená pevnosti od 880 - 1470 MPa. Uzavřená lana mají hladší povrch a vyšší životnost. Namáhání nosných lan je prostým tahem, ohybem a otláčením. Jako tažná se používají výhradně šestipramenná lana stejnoměrně nebo protisměrně pletená s pevností drátů 1570 a 1770 MPa.

Napínací lana slouží k zavěšení závaží. Protože závaží mají značnou hmotnost a jsou namáhána ohybem přes lanovnice, používají se vícepramenná lana (Herkules) s pevností 1270 - 1770 MPa.

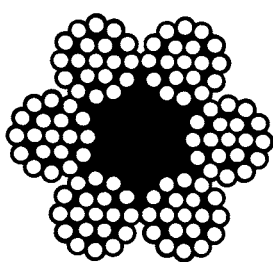
Lyžařské vleky používají lana souběžných i klasických konstrukcí s pevností 1370-1570 MPa.

Lana rýpadel a velkstrojů se dělí do čtyř skupin podle způsobu práce - v podstatě pracovní a kotevní. Pracovní lana klasické a souběžné konstrukce mají pevnost max. 1570 MPa, lana kotevní jsou jednopramenná polouzavřená nebo uzavřená a mají pevnost 1570 MPa a vyšší.

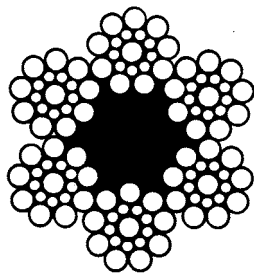
Lana vícepramenná (obr. č. 9.16) se užívají tam, kde je břemeno zavěšeno jen na jednom průřezu lana a není vedeno, dále jako vyrovnávací.

Lana vystavená trvale vlhkému prostředí se doporučují navrhovat jako pozinkovaná. (vinutá z pozinkovaných drátů)

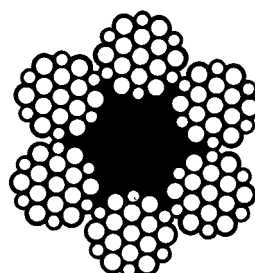
Za stejných podmínek se dráty menšího průměru rychleji opotřebují a snáze zreziví. Čím větší je zatížení a možnost opotřebení, tím vyšší se zpravidla volí jmenovitá pevnost drátu k dosažení menšího průměru a tíhy lana. Přitom je nutno počítat s tím, že u stejných průměrů drátů klesají s vyšší pevností drátů poměrně prudce jejich mechanické vlastnosti (odolnost v ohýbání a kroucení) a tím klesá i životnost lana. Drátů o jmenovité pevnosti vyšší než 1770 MPa se má užívat ve výjimečných případech.



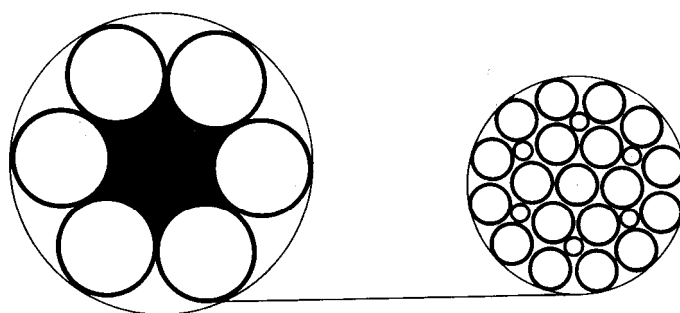
Klasická konstrukce
 $6(1+6+12)+v$
 ČSN 02 4322



SEAL konstrukce
 $6(1+9+9)+v$
 ČSN 02 4340



Warrington konstrukce
 $6(1+6+[6+6])+v$
 ČSN 02 4352



Filler konstrukce
 $6(1+[6+6]+12)+v$

Obr. č. 9.19: Konstrukce lana

Jeřábová lana jsou běžných konstrukcí-lano ČSN 02 4322 je konstrukce 6(1+6+12)+v, lano ČSN 02 4340 je lano typu SEAL 6(1+9+9)+v, ve kterém jsou v první vrstvě dráty průměru 0,8 a ve druhé vrstvě dráty průměru 1,8 mm - větší průměr ve druhé vrstvě činí lano odolnější z hlediska opotřebení. Vzhledem k omezeným možnostem volby průměru kladek a bubnů neměla by být pro jeřáby volena lana s pevností vyšší než 1570 MPa. Podle četnosti výměn lana ocení se lana s malou kroutivostí (lana protisměrně pletená).

Doporučená norma pro ocelová lana pro elektrické výtahy je ISO 4344. Lana podle této normy jsou typu Seal 6x19 nebo 8x19, jmenovitých průměrů 6-22 mm stejnosměrně vinutá z drátů pevnosti 1570 nebo 1770 MPa. Bezpečnosti lan se prokazují výpočtem (v souladu se vztahem 9.14)

$$k_b = \frac{i \cdot N_j}{(Q + K) \cdot g}, \quad (9.15)$$

kde

i - počet lan,

Q - nosnost výtahu (t)

K - hmotnost kabiny (t)

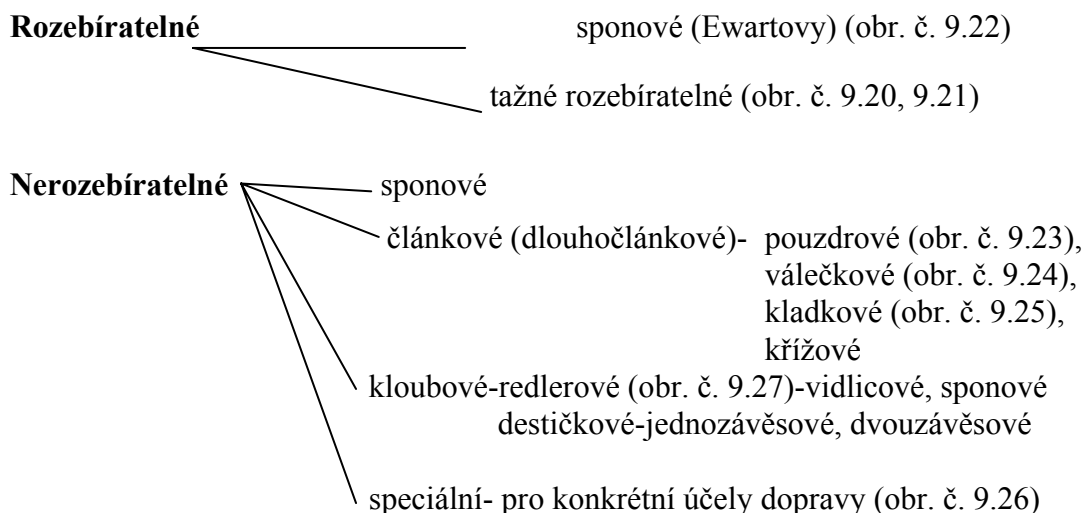
bezpečnost lan je odstupňována podle skupiny výtahu (A, B, C, D) a rychlosti (ISO 2408)

9.3 Řetězy v dopravě

Rozdělení řetězů

Řetězy v strojírenství mají široké použití. Pomineme-li řetězy převodové (ke změně otáček), používají se řetězy u jeřábů k zavěšování a zdvihání břemen a řetězy dopravní. Každý řetěz je složen z článků konstrukčně uspořádaných a vzájemně spojených tak, aby vyhovoval funkci tažného prostředku, tj. se schopností přenášet tahovou sílu při vzájemném pohybu článků vůči sobě v jedné nebo více rovinách. Základní názvosloví je v ČSN 26 0001, Dopravní řetězy, jejich technické požadavky, pak v normě ČSN 26 0402.

Rozdělení dopravních řetězů podle této normy je:

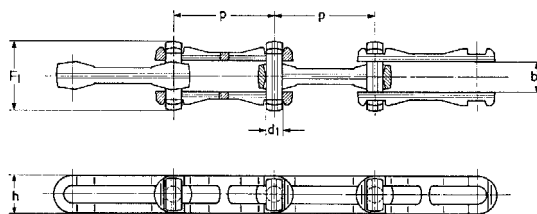


Podle použití ve strojnictví lze rozřadit na **převodové**, **jeřábové** (k zavěšení a zdvínání břemen) a na **transportní**.

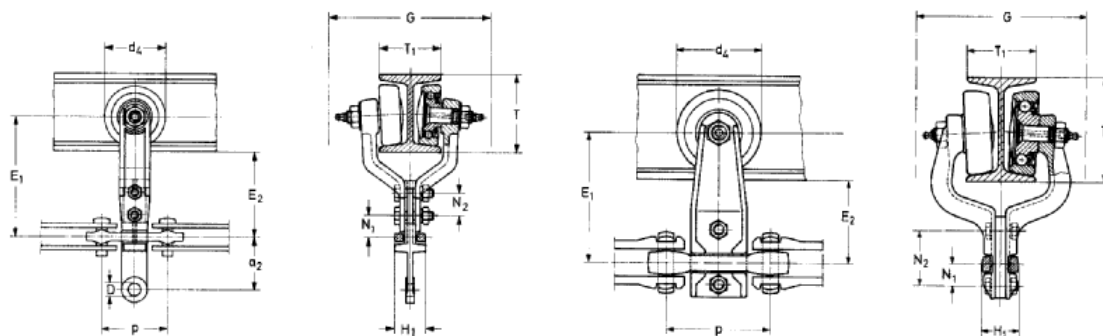
Další text se bude týkat řetězů používaných v jeřábové technice a transportních (dopravních) řetězů. Pro tyto účely se používají řetězy **článkové** a **kloubové**. Osvědčují se dobře v podmínkách hrubého provozu a snášejí vysoké teploty. Lze používat kladek velmi malých průměrů. Nevýhodou je hlučnost, značná hmotnost, citlivost k rázům a malá trvanlivost.

Článkové řetězy se vyrábějí v normalizovaných rozměrech, články jsou kované nebo svařované. Jsou nerozebíratelné.

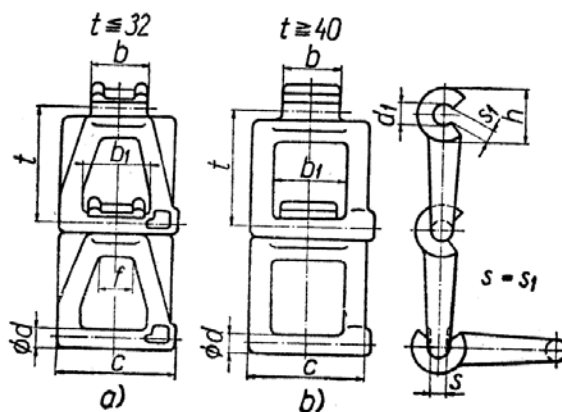
Kloubové řetězy jsou sestaveny z rovinných destiček, které jsou uloženy na ocelových čepech. Mohou být rozebíratelné nebo nerozebíratelné, podle toho, je-li čep roznýtován nebo zajištěn závlačkami (Segerovými kroužky). Používají se pro výtahy, ruční kladkostroje velkých nosností s rychlostí zdvihu do $0,3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ a jako řetězy transportní.



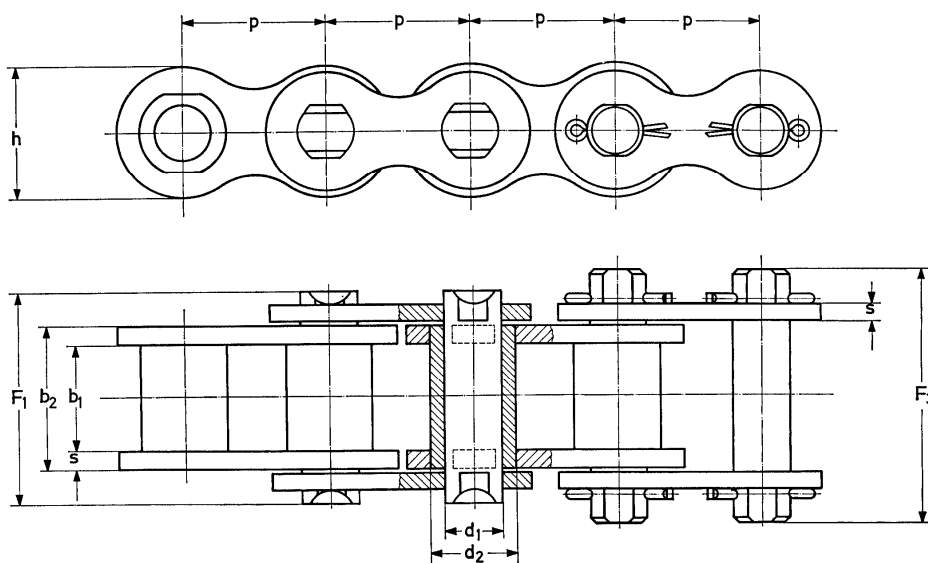
Obr. č. 9.20: Rozebíratelný tažný řetěz



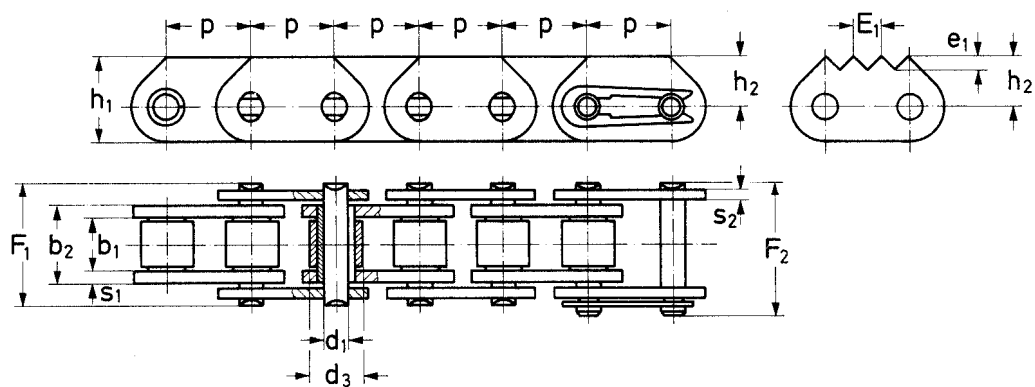
Obr. č. 9.21: Použití rozebíratelného tažného řetězu u závěsných řetězových dopravníků



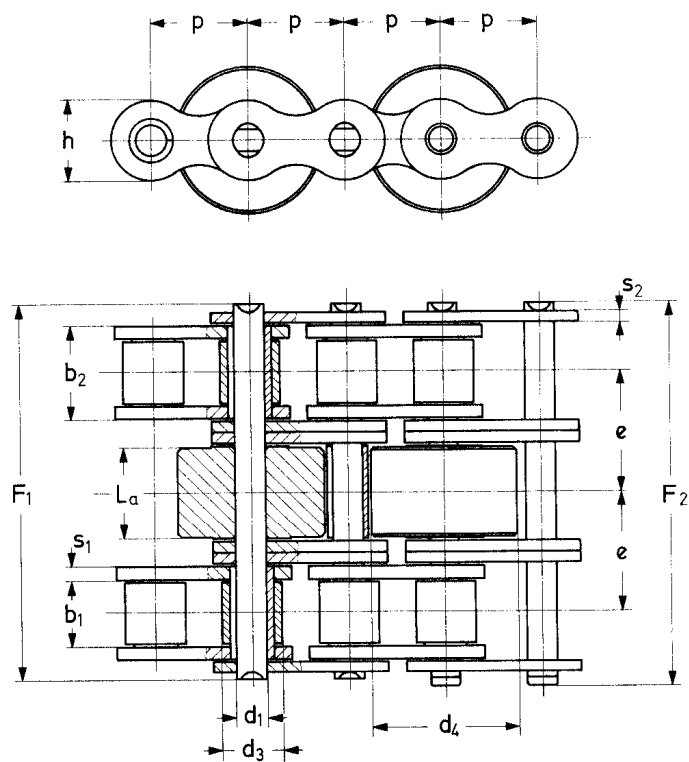
Obr. č. 9.22: Sponový řetěz (Ewartův)



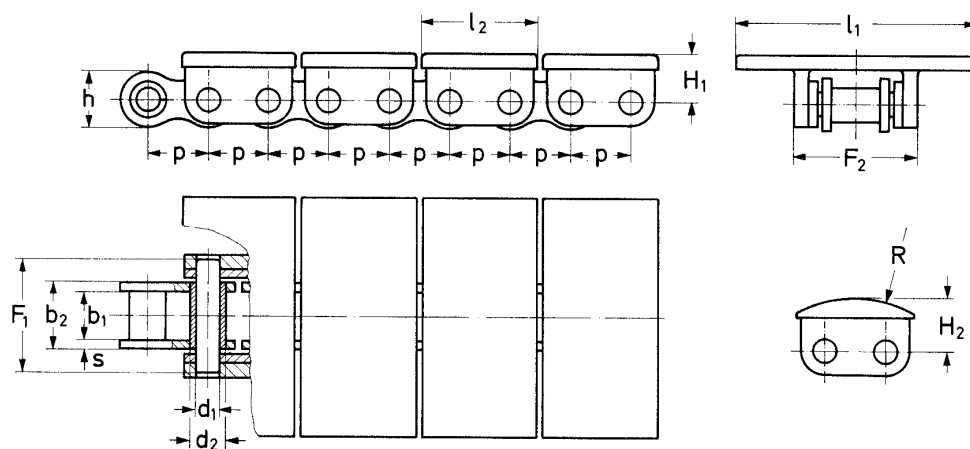
Obr. č. 9.23: Konstrukce článkového pouzdrového řetězu



Obr. č. 9.24: Válečkový řetěz

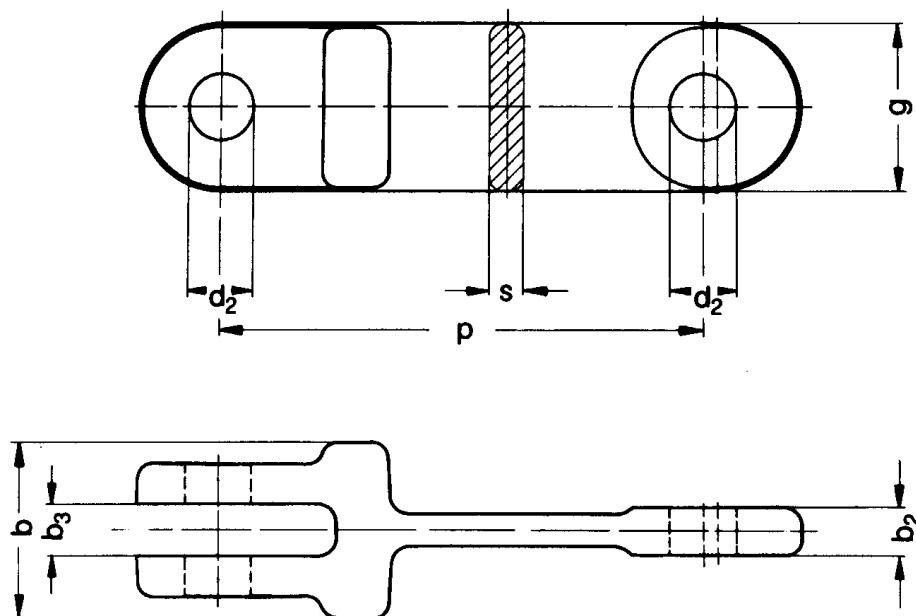


Obr. č. 9.25: Článekový kladkový řetěz



Obr. č. 9.26: Článekový pouzdrový řetěz s unášecími destičkami

Řetězy transportní jsou řetězy tažné, kdy řetěz spolu s unášecí tvoří nekonečný pás u řetězových dopravníků. Podle konstrukce mohou být dopravníky hřeblové, článkové, redlery, dopravníky korečkové nebo speciální. Používají se řetězy článkové nebo kloubové.



Obr. č. 9.27: Redlerový vidlicový řetěz

U řetězových dopravníků se používají dopravní pásma sestavené z jednoho, dvou nebo tří nekonečných řetězů, ke kterým jsou upevněny unášče (články, hřebla, korečky, kabelky apod.). Použití řetězových dopravníků je všestranné. Dopravníky se nacházejí ve všech průmyslových odvětvích. Speciální jsou závěsné řetězové dopravníky.

Článekové řetězy

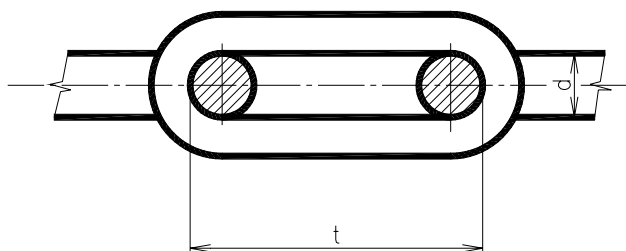
Článekový řetěz je nejběžnější a nejpoužívanější. Články jsou kované nebo svařované a řetěz tímto nerozebíratelný. Osvědčují se v podmínkách hrubého provozu a snášejí vysoké teploty. Kladky mohou mít malý poloměr. Nevýhodou je hlučnost a značná hmotnost.

Normy platí pro svařované řetězy zkoušené i nezkoušené, kalibrované i nekalibrované, krátkočlánekové i dlouhočlánekové ČSN 02 3201-3283, DIN 762-766, 5683-587, 22252 (ČSN 02 3215).

Řetězy jsou zařazeny do pevnostních skupin podle pevnosti materiálu (jakost 24 a 30, vysokopevnostní řetězy). Jakost odpovídá desetina pevnosti v MPa, vysokopevnostní řetězy jsou označovány B, C, D s pevnostmi 630, 800 a 1000 MPa. Vedle zatížení na mezi pevnosti je v normě uvedena nosnost řetězu, základní zatížení, zkušební zatížení, tepelné zpracování a úprava povrchu.

Největší výrobce článekových řetězů v ČR je Řetězárna a.s. Česká Ves. Německá norma DIN 22 252 určuje článekové řetězy pro dopravníky a zdvihací zařízení v hornictví.

Článekové řetězy (obr. č. 9.28-9.30) jsou charakterizovány vedle pevnosti materiálu jmenovitým průměrem a roztečí $d \times t$, kde je d - tloušťka článku, t - rozteč řetězu (jmenovitý rozměr vnitřní délky článku). Jmenovitá délka řetězu $L = n \cdot t$, přičemž n je počet článků.



Obr.č . 9.28: Článekový řetěz

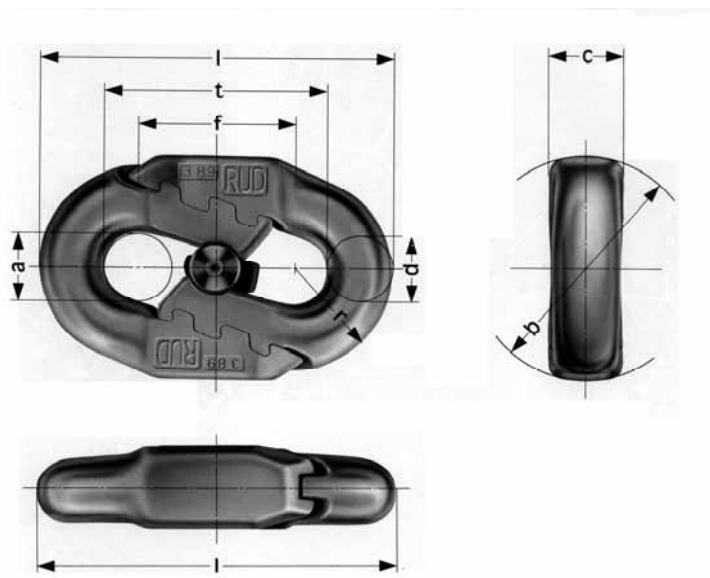
Norma zde zavádí několik základních pojmů charakterizujících řetězy:

- nosnost [kg] - největší dovolená hmotnost břemene, kterou smí být řetěz při používání zatížen
- základní zatížení - tažná síla, které se podrobí úsek řetězu v průběhu měření jeho skutečné délky
- zkušební zatížení - tažná síla, které se podrobí úsek řetězu při měření prodloužení
- zatížení na mezi pevnosti - největší tažná síla do přetržení
- kontrolní zatížení - rovno 1,5 násobku dovoleného (pracovního) zatížení
- kalibrovaný řetěz je charakteristický vyšší přesností rozteče a mezními úchytkami délek dílů
- jakost a tepelné zpracování se označují první doplňkovou číslicí za číslem normy, druhá doplňková číslice označuje úpravu povrchu - blíže viz. příslušná norma

Článekové vysokopevnostní řetězy ČSN 02 3215 (obr. č. 9.30) pro důlní zařízení jsou vyráběny z materiálů vysokých pevností ve skupině B, C, D podle napětí na mezi pevnosti (tab. č. 9.2).

Pevnostní třída	B (630 MPa)	C (800 MPa)	D (1000 MPa)
Napětí při zkušebním zatížení	500 MPa	640 MPa	800 MPa

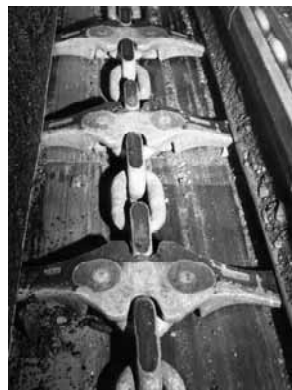
Tab. č. 9.2: Pevnostní třídy vysokonapěťových řetězů ČSN 02 3215



Obr. č. 9.29: Článekové řetězy od fy. RUD

Další parametry řetězu ČSN 02 3215

- velikost řetězu 14x50 až 34x126 mm ve všech pevnostních třídách,
- řetězy jsou tepelně zpracovány a kalibrovány.



Obr. č. 9.30: Článekový řetěz pro důlní použití

Poznámka

pro řetězová kola důlních strojů se stále doporučuje norma ON 44 5160.

Řetězy kloubové

Kloubové řetězy (obr. č. 9.20-9.27) jsou nazvány podle autora Gallovy, Ewartovy nebo podle konstrukce pouzdrové, válečkové, kladkové, atd. Řetězy jsou tažné a spolu s unášeči tvoří nekonečný pás ohebný v jedné rovině. Kloubové řetězy jsou normovány větším počtem norem s ohledem na svou větší tvarovou a účelovou variabilitu. Řetězy s pouzdry, válečky, kladkami jako řetězy sponové podle normy ČSN 26 0401, DIN 8150-8157, DIN 8165, 8167, 8168, 8175, 8181, 8189.

Norma uvádí typové označení řetězu, velikostní rozměry a zatížení při přetržení.

Příklad označení řetězu:

Řetěz tažný sponový M 20 – 2 – 63 – 1 ST SEV 1011-78.

Takto označený řetěz má zatížení na mezi pevnosti 20 kN, válečkový s roztečí 63 mm, nerozebíratelný. Vzhledem k četnosti norem a jejich uvádění do souladu s evropskými normami je lépe uvádět řetěz podle katalogových údajů výrobců.

Navrhování řetězů

Podobně jako u ocelových lan se navrhují řetězy na prosté tahové zatížení při respektování předepsané bezpečnosti: u hřeblových dopravníků s 3-násobnou bezpečností vzhledem ke zkušebnímu zatížení, u ostatních s bezpečností 6 a vyšší vůči pevnosti při přetržení.

Nejmenší zatížení na mezi pevnosti článkového řetězu se vypočte ze vztahu:

$$F = 1,57 \cdot d^2 \cdot R_m \cdot n \quad [\text{N}] \quad (9.16),$$

kde d – jmenovitý průměr článku [m]
 R_m – mez pevnosti v tahu materiálu [Pa]
 n – součinitel snížení pevnosti vlivem tvaru článku (0,7175)

Řetězy článkové se používají ke zvedání břemen jak ve vázací jeřábové technice tak jako nosné řetězy u elektrických a ručních kladkostrojů.

Při odborných kontrolách, které jsou ČSN předepsány se ověřují označení řetězů a vnější vady (změny tvaru, stav povrchu, trhliny, opotřebení, zeslabení průměru apod.). Zkoušení řetězů břemenem 1,5 násobku pracovního zatížení se provádí po každém tepelném zpracování, po opravě a to v pravidelných obdobích. U zdvihacích zařízení se používají pouze řetězy zkoušené. Opravy článkových řetězů se provádějí dle ČSN 02 3201. Je povoleno svařování elektrickým obloukem při použití svaru „X“. V současné době se pro zdvihací zařízení navrhují vysokopevnostní řetězy.

Na rozdíl od pásových dopravníků a lanových dopravních zařízení (lanovky, výtahy, těžní zařízení) se tažná síla na řetěz přenáší řetězovým kolem. Charakteristický parametr je počet zubů řetězového kola, poloměr kola a dopravní rychlost resp. úhlová rychlost kola. Průvodním jevem je tzv. polygonový efekt-viz. kap. 1.7.2.

$$T_{\max} \cdot k_b \leq F_p, \quad [\text{N}] \quad (9.17)$$

$$T_{\max} = F_s + F_d, \quad [\text{N}] \quad (9.18)$$

kde

F_p – síla na mezi pevnosti

k_b – bezpečnost vůči přetížení

F_s – statická maximální tažná síla v tažné, prvku - viz. kap. 8

F_d – dynamická složka tažné síly - viz. dynamika řetězu kap.7.2

T_{\max} – největší provozní tažná síla působící na řetěz (viz. např. z 8.3)

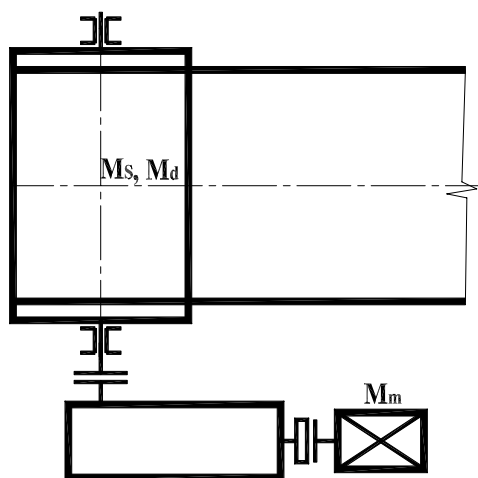
10. Pohony dopravních, zvedacích a manipulačních zařízení

10.1 Základní rovnice mechaniky pohonu a mechanické charakteristiky

Při návrhu pohonu poháněcí stanice dopravních, zvedacích a manipulačních zařízení je nutno brát v úvahu všechny stavy zařízení, tj. rozběh, ustálený chod a doběh, resp. brzdění apod. Tyto provozní stavy rozhodujícím způsobem ovlivňují provozní spolehlivost celého zařízení a zvláště u dálkových dopravních systémů jsou dynamické pochody obzvláště náročné a komplikovatelně popsatelné.

Motor na výstupním hřídeli (obr. č. 10.1) vytváří moment M_m , který musí pokrýt (viz. kap. 6) statické pracovní odpory M_s a moment dynamických sil M_d . Tyto hmoty je třeba dále redukovat na hřídel elektromotoru (10.1).

$$M_m = (M_s + M_d)_{red.} \quad (10.1)$$



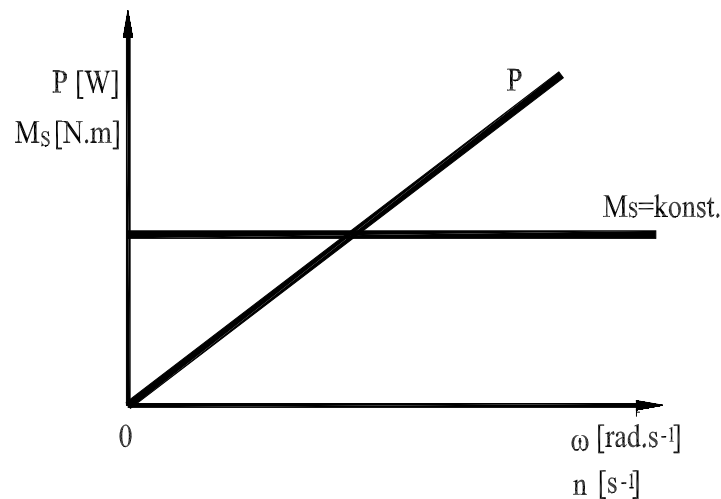
Obr. č. 10.1: Poháněcí stanice pásového dopravníku

V provozu dopravních a manipulačních zařízení nastávají následující tři případy

- pro ustálený stav zařízení (provozní stav) platí $M_m = M_{Sred.}$ $M_d = J \cdot \frac{d\omega}{dt} = 0$
- při rozběhu (proces urychlování hmot) $M_m > M_{Sred.}$ $M_d > 0$
- ke zpomalování hmot dochází při doběhu zařízení $M_d < 0$

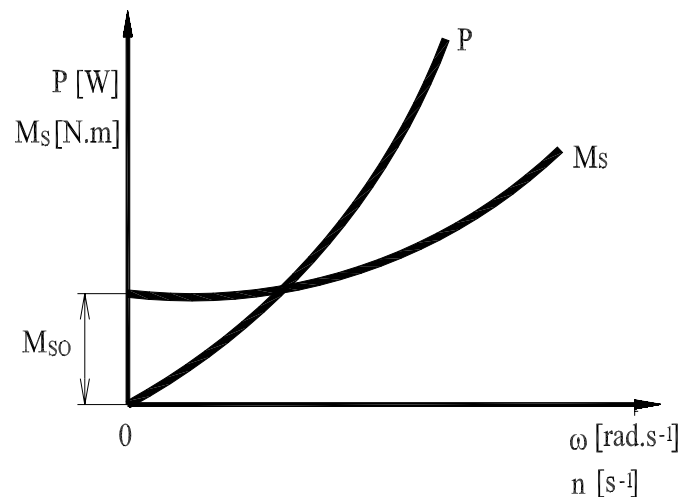
Momentová charakteristika je grafické vyjádření vztahu momentu motoru nebo zátěže na úhlové rychlosti nebo otáčkách tj. $M=f(\omega, n)$

Stroje pracující s malými rychlostmi (dopravníky, jeřáby, výtahy apod.) mají tzv. **jeřábovou charakteristiku** (obr. č. 10.2)



Obr. č. 10.2: Jeřábová charakteristika

Pro automobily a kolejová vozidla platí ventilátorová charakteristika (obr. č. 10.3).



Obr. č. 10.3: Ventilátorová charakteristika

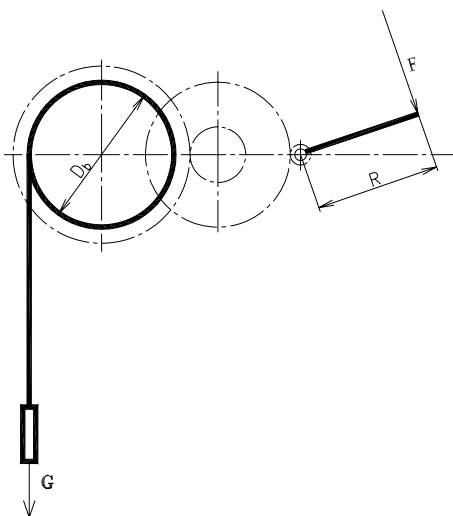
Ventilátorovou charakteristiku lze analyticky vyjádřit

$$M_S = M_{S0} + k \cdot \omega^n \quad [\text{N.m}] \quad (10.2)$$

10.2 Ruční pohon

Ruční pohon se používá pouze u malých a pomocných zařízení nevyžadujících většího výkonu než 100 až 300 W a pracujících krátkodobě.

Při ručním pohonu (obr. č. 10.4) se používá klik nebo článkových řetězů s řetězovými koly.



Obr. č. 10.4: Ruční pohon

10.3 Motorový pohon

Motorový pohon lze rozdělit do 4 skupin na

- elektrický,
- spalovací,
- hydraulický,
- pneumatický.

Volba použití druhu pohonu je závislá

- na kinematice a dynamice pohonu, tj. na pohybu přímočarém, kyvadlovém, rotačním, rychlosti pohybu, počtu spouštění, brždění, možnosti reverzace apod.
- na prostorovém uspořádání, pracovních podmínkách a prostředí použití.

Často se používá kombinace např. diesel-hydraulický, diesel-elektrický, elektro-hydraulický apod.

Elektrické pohony

Elektrické pohony mají pro své výhody v oblasti manipulačních prostředků prvořadý význam. Uskutečňuje se zde přeměna elektrické energie na mechanickou.

Hlavní výhody jsou

- jednoduchost,
- malá hmotnost a cena,
- pracuje v jakékoli poloze,
- vhodnost pro dálkové řízení a automatizaci,
- vysoká účinnost,
- možnost regulace otáček
- přizpůsobitelnost zatížení,
- připravenost k provozu, čistota, hospodárnost, spolehlivost, bezpečnost apod.

Nevýhody vyplývající z použití elektrických pohonů jsou následující

- závislost na dodávce el. energie,
- nebezpečí úrazu,
- značné požadavky na kvalitu doplňujících zařízení.

Vlastnosti elektrických pohonů vyjadřují vnější charakteristiky.

El. pohony se rozdělují na

- stejnosměrné- sériové, derivační, s cizím buzením,
- střídavé- asynchronní s kotvou nakrátko a kroužkovou kotvou, synchronní.

Pohonů na stejnosměrný proud se dnes používá jen ve speciálních případech. Změna otáček rotoru stejnosměrného motoru se uskutečňuje regulačním systémem rezistoru R_Z (obr. č. 10.5) nebo napěťovým pulzním měničem v budícím obvodu řídicího dynama změnou směru a velikosti budícího proudu dle vztahu

$$n = \frac{U}{k \cdot \phi} \quad [s^{-1}] \quad (10.3)$$

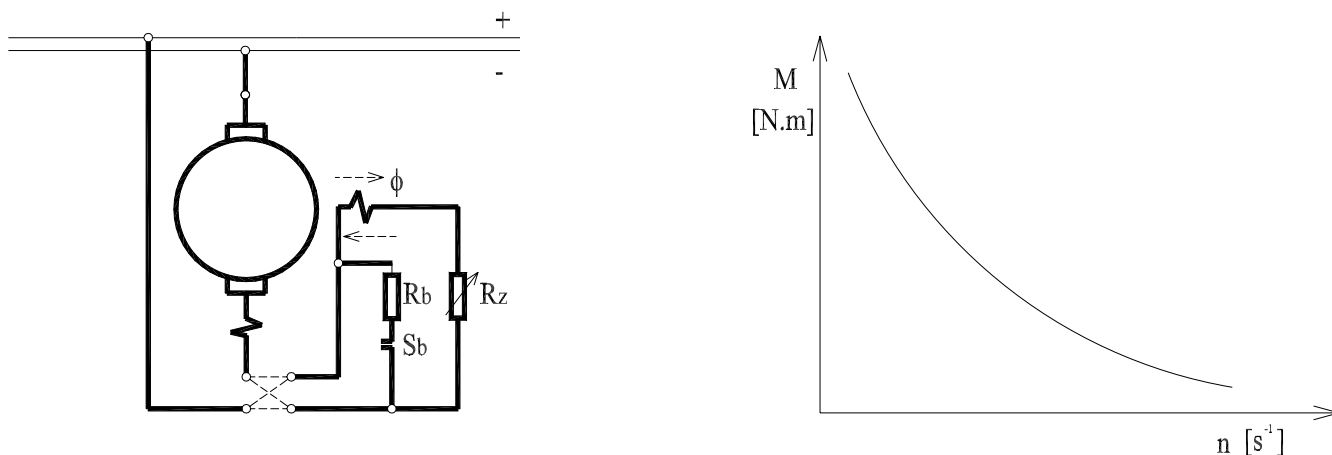
kde

U - napětí na rotoru motoru

ϕ - magnetický tok ve statoru motoru (buzení)

Krouticí moment motoru je při konstantním buzení přímo úměrný proudu v rotorovém obvodu

$$M = k \cdot I \quad [\text{N.m}] \quad (10.4)$$



Obr. č. 10.5: Sériový stejnosměrný motor

Asynchronní motor s kotvou nakrátko (obr. č. 10.6) patří mezi motory pracující se střídavým proudem, mají tvrdou charakteristiku, jsou výrazně jednodušší, levnější a provozně spolehlivější. Z tohoto důvodu mají výrazné zastoupení u dopravních a manipulačních zařízení.

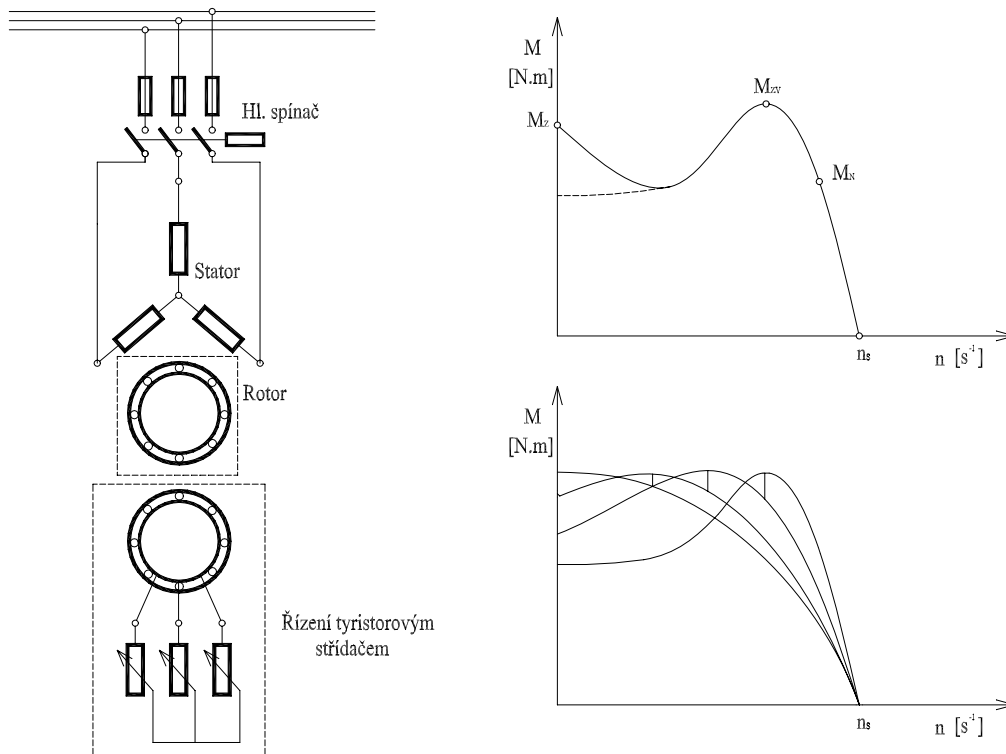
Princip fungování motoru je jednoduchý-třífázový proud vytváří napětí 280 V, 500 V, 1000 V při frekvenci 50 Hz dochází k tvorbě točivého magnetického pole. V rotoru se indukují napětí, které dává vzniku proudu v motorovém vinutí a spolu s magnetickým polem statoru točivý moment

$$M \doteq k_n \cdot J_2 \cdot \cos \varphi_2 \quad (10.5)$$

kde

J_2 - motorový proud

$\cos \varphi_2$ - účinník rotorového obvodu



Obr. č. 10.6: Asynchronní elektromotor s řízením pomocí tyristorového střídače

Ve statoru těchto motorů, napájených střídavým, obvykle trojfázovým proudem, vzniká točivé magnetické pole, které se otáčí synchronními otáčkami

$$n_s = \frac{60 \cdot f}{p} \quad [\text{min}^{-1}] \quad (10.6)$$

kde

f - frekvence střídavého proudu [Hz]
 p - počet pólových dvojic motoru

Ve vinutí rotoru se indukuje proud a rotor se otáčí otáčkami $n < n_s$.

Poměrný rozdíl otáček se vyjadřuje skluzem

$$s = \frac{n_s - n}{n_s} \cdot 100 \quad [\%] \quad (10.7)$$

Spalovací motory

Jedná se o nejpoužívanější mobilní dopravní prostředky používaných v místech, kde není zaveden elektrický proud. Užívá se jak zážehových (benzínových), tak vznětových (naftových) motorů.

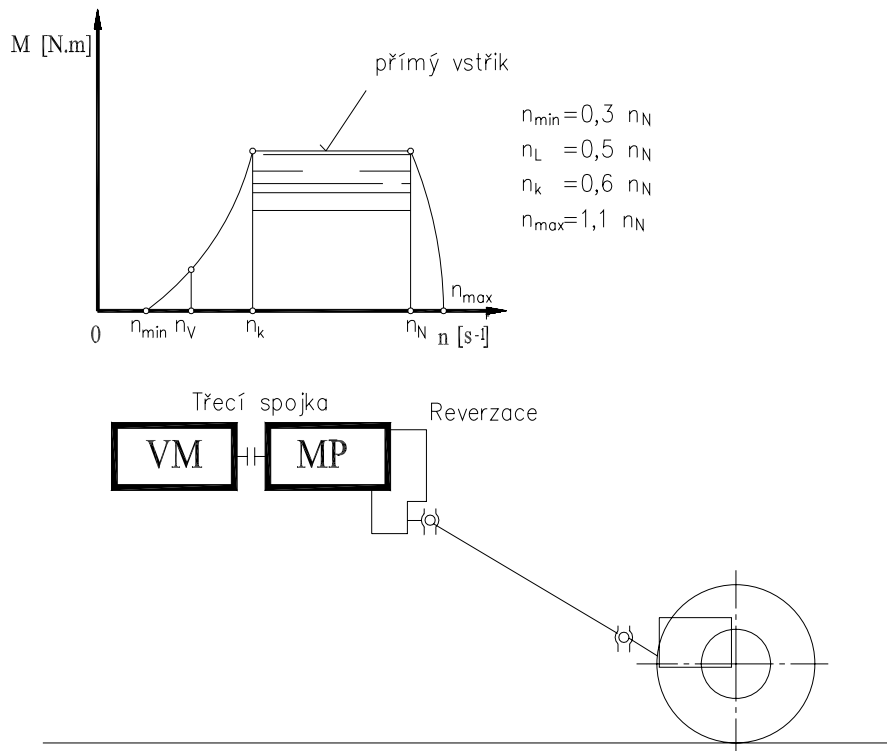
Výhody:

- nezávislost na přívodu energie zvenčí,
- tradice ve výrobě.

Nevýhody:

- momentová charakteristika (není použitelný pro celý rozvod otáček od 0- n_s),
- nemožnost reverzace,
- výfukové plyny,
- výfukové plyny,
- nepřetížitelné,
- jmenovitý výkon při jmenovitých otáčkách.

Úprava momentové charakteristiky (obr. č. 10.7) je možná převodovkou včetně třecí spojky nebo použitím hydrostatického převodu či elektrického převodu.



Obr. č. 10.7: Charakteristika spalovacího motoru včetně schématu pohonu

Hydraulické pohony a jejich rozdělení

Jedná se o změnu mechanické energie na tlakovou (hydrostatické) nebo kinetickou (hydrodynamické) energii a zpět na energii mechanickou.

Vhodné je použití pro přímočarý pohyb (přimočaré hydraulické motory) pro zvedání (výtahy, dampry, zvedáky) a přesouvání zátěže (posunovače).

Pohon je elektromotorem nebo spalovacím motorem. Hydromotor je v podstatě umístěn na kole, na nápravě nebo na kardanu dopravního zařízení (obr. č. 10.8).

Výhody:

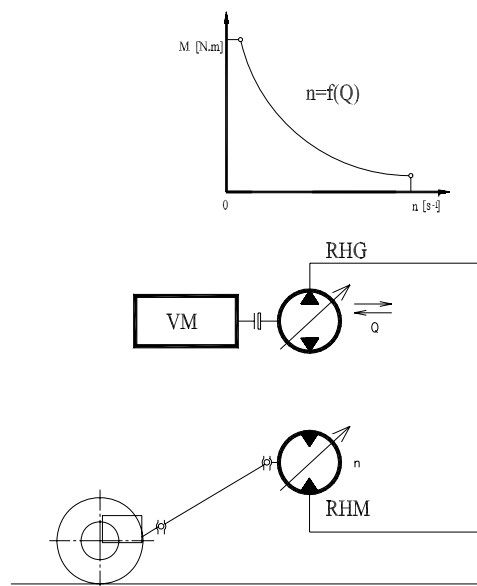
- ideální momentová charakteristika pro frakční prostředky,
- dobrá regulace otáček,
- malé rozměry a hmotnost prvků,
- hydrostatická brzda.

Nevýhody:

- účinnost pouze asi 60 %,
- přítomnost hořlavého oleje,

- nutnost dodržování čistoty oleje.

Hydrostatické převody ztrácí v podstatě svůj význam vlivem použití regulační hydraulické spojky.



Obr. č. 10.8: Hydrostatický převod

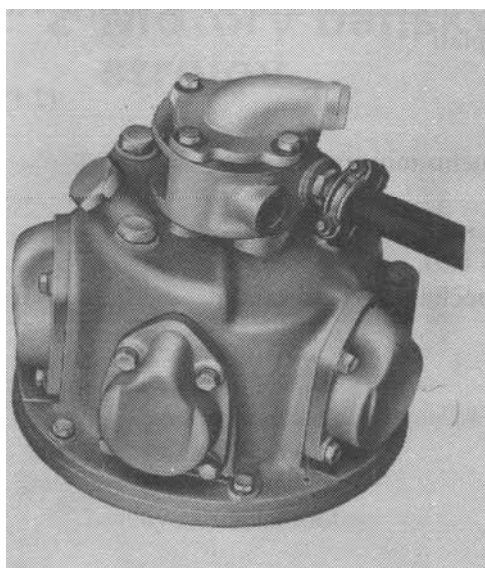
Pneumatické pohony

U pneumatických převodů je stlačený vzduch z centrálního rozvodu nositelem energie. Výhodné použití je především v dolech, kde je nebezpečí výbuchu báňských plynů nebo kde je použití vzduchového motoru výhodnější než použití elektrického motoru. Pneumatické pohony jsou v provozu spolehlivé, mají malé nároky na údržbu a jsou bezpečnější než elektrické pohony. Nevýhodou je jejich malá energetická účinnost (asi 1/7 účinnost elektrických pohonů) a velké ztráty v potrubí stlačeného vzduchu. Oproti hydraulickým pohonům řádově nižší tlak (700 kPa u kompresoru, pracovní ještě 400 kPa).

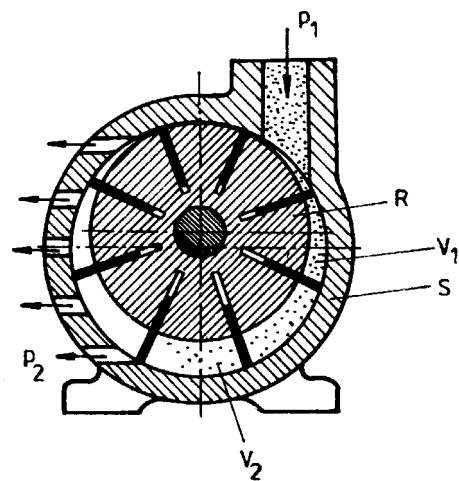
Použití pneumatických pohonů je vhodné pro přímočarý pohyb a pro možnost zdvihu až 3 m a více.

Pneumatické pohony rozdělujeme na

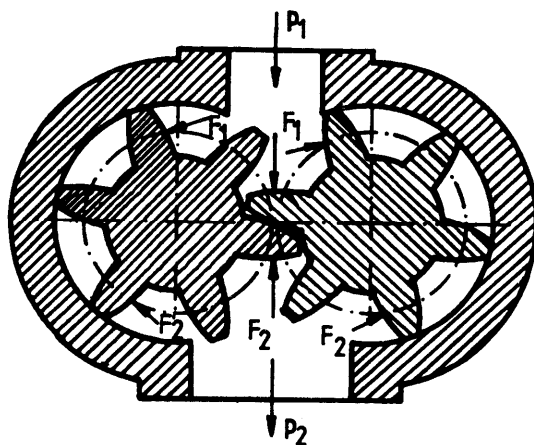
- pístové (obr. č. 10.9),
- lamelové (obr. č. 10.10),
- zubové (obr. č. 10.11).



Obr. č. 10.9: Pětiválcový vzduchový motor MV 8H/1



Obr. č. 10.10: Princip práce lamelového pneumatického motoru



Obr. č. 10.11: Princip práce plnotlakového zubového pneumatického motoru

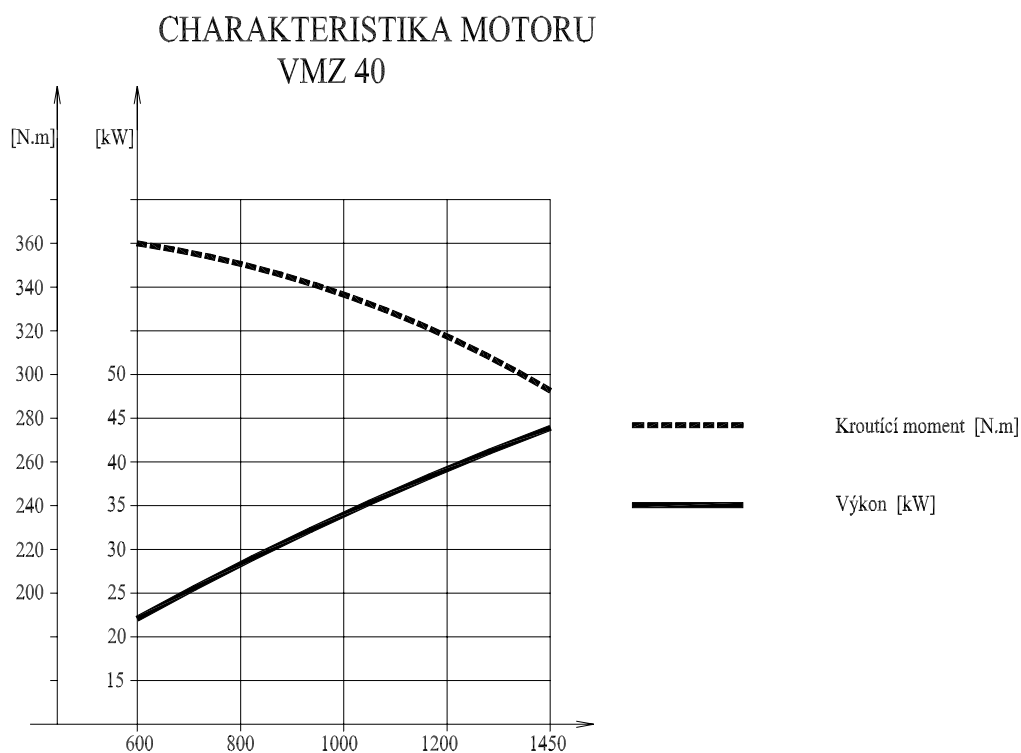
Pneu-pohony jsou charakteristické měkkou charakteristikou (obr. č. 10.12), nemožnosti přetížení a jsou poměrně drahé.

Použitá literatura

Cvekl Z. a kol.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení - Praha : České vysoké učení technické, 1984.

Dražan F., Kupka L. a kolektiv: Transportní zařízení - Praha : Státní nakladatelství technické literatury, 1966.

Lambert D. M., Stock J.R., Ellram L.M.: Logistika – Praha : Computer Press, 2000.



Obr. č. 10.12: Pneumatický zubový motor VMZ 40

ISBN 80-7226-221-1.

Polák J., Bichler J.: Dopravní zařízení v hlubinných dolech - Ostrava : Vysoká škola báňská, 1990.

*Vojtek Z., Matušová S., Polák J., Macura M., Malýška B.: **PVC Dopravní pásy FATRA – ALIACHEM, a.s. Praha, odštěpný závod FATRA Napajedla: NAPAJEDLA 1999.***

*Zajac O., Boroška J., Gondek H.: **Hlbinné dobývacie stroje a dopravné zariadenia – Bratislava: Vydavateľstvo Alfa 1991. ISBN 80-05-00713-2.***

KATALOG: OCELOVÁ LANA- ŽDB ZÁVOD DRÁTOVNY.