

**Vysoká škola báňská-Technická univerzita Ostrava**

**Fakulta strojní**

---

**DOPRAVNÍ A MANIPULAČNÍ  
ZAŘÍZENÍ III.**

**Jaromír Polák**

**Aleš Slíva**

**OSTRAVA 2004**

---

## ÚVOD

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

Skriptum **Dopravní a manipulační zařízení III.** navazuje na předchozí I., II. a IV. díl stejnojmenných skript a kompletně je doplňuje. Je věnováno oblasti kolejové a okrajově automobilové dopravy, svislé dopravě pomocí výtahů a oblasti pomocných zařízení při manipulaci se sypkými hmotami. Skriptum je určeno pro výuku předmětů **Dopravní a manipulační zařízení** ve 2. a 3. 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 strojní.

## **Prostředky přerušované dopravy**

Přerušovaná doprava v porovnání s dopravou plynulou vyžaduje menší investiční náklady, lépe se přizpůsobuje rychle se měnícím podmínkám (je flexibilnější), je univerzálnější z hlediska dopravovaných materiálů, ale vyžaduje větší nároky na organizaci provozu a jeho řízení.

Přerušovaná doprava v oblasti dopravy a manipulace může být realizována po pevném vedení (kolej, závěsná dráha, nosné lano, speciální pozemní dráha) a to pomocí mobilních tažných prostředků (lokomotiva, tahač, samohybné vozidlo), tažného lana, tažného řetězu apod.

Vývoj moderní železniční dopravy je v současnosti podmíněn stále bližším kontaktem s vědeckým poznáním. Současné problémy moderní železniční dopravy, především pozorováním vysokorychlostních tratí, už není možno řešit jen jednoduchými a přibližnými výpočtovými metodami. Do popředí zde vstupují mnohem dokonalejší výpočtové modely modelující konstrukci trati a pohybující se vozidlo jako jednu mechanickou soustavu, počítačové simulace a experimentální ověřování složitých dynamických jevů. Jen takovýmto způsobem můžeme zodpovědně navrhovat a realizovat adekvátní úpravy v konstrukci tratí, ale i v konstrukci kolejových vozidel.

Význam a důležitost řešení problematiky zvýrazňují také současné vysoké nároky na spolehlivost interakční soustavy pohybujícího se kolejového vozidla-trati, komfort cestování, ekologické aspekty železniční dopravy a další. Zvyšování dopravních rychlostí vlaků přímo souvisí s nárůstem dynamických sil působících na kolejové vozidlo a konstrukci trati. Jde především o dynamické složky sil, které výrazně ovlivňují spolehlivost komponentů trati-geometrickou polohu kolejových pásů, stabilitu celého kolejového roštu kotveného ve štěrkovém loži a podvalovém podloží. Změny mechanických parametrů těchto komponentů špatně a nepříznivě ovlivňují i konstrukci kolejových vozidel, jejich rozkmitávání, vznik poruch, poškození a rychlé opotřebování.

## 1. Kolejová doprava

Pod pojmem kolejová doprava rozumíme dopravu kolejovými vozidly po kolejových tratích daných rozchodem. Rozchodem rozumíme vzdálenost rovin dotykových kružnic kol dvojkolí nebo vzdálenost pojižděných hran kolejnic měřených 14 mm, u žlábkových kolejnic 10 mm, pod jejich temeny.

Tam, kde je to potřebné vzhledem ke stísněným podmínkám a malým dopravovaným množstvím, tj. ve strojírenských provozech, v dolech, se používají **úzkorozchodné tratě** s rozchody 600, 750, 760, 800, 914, 1000, 1067 mm. V ČR se používá na jediné trati ČD rozchod 760 mm (Třemešná ve Slezsku-Osoblaha s délkou 20 km) a dále na dvou soukromých drahách a to Jindřichův Hradec-Nová Bystřice 33 km a Jindřichův Hradec-Obrataň 46 km.

Na vlečkách ve spojení vnitropodnikové dopravy s vnějším připojením podniku se používá **normálněrozchodná trať** (rozchod kol 1435 mm), která tvoří základní páteř kolejové mimopodnikové dopravy a přepravy osob. Normální rozchod je převládajícím rozchodem v Evropě, Severní Americe, Austrálii a i v jiných částech světa.

Tratě širokého rozchodu mají rozchod větší než tratě normálního rozchodu. Ze širokých rozchodů význam rozchod 1524, resp. 1520 mm, který byl zaveden v bývalém Sovětském svazu a tento rozchod je zaveden na Slovensku a to do blízkosti Košic. Cílem zavedení tohoto rozchodu stejně jako v blízkosti Katovic (PKP v Polsku) bylo omezit překládkové operace při vzájemné výměně zboží, zejména pak dovozu železné rudy z bývalého Sovětského svazu. Další široké rozchody jsou 1600 mm používány v Irsku, Brazílii a Austrálii a 1670 mm ve Španělsku.

### 1.1 Konstrukce trati

Z konstrukčního hlediska, ale i z příslušných železničních předpisů a normách pro stavbu a údržbu tratě, je konstrukce tratě dělena na **železniční svršek** a **železniční spodek** (obr. č. 1.1.1). **Železniční spodek** je inženýrská konstrukce vybudovaná z největší části stavební úpravou terénu. Je tvořeno zemním tělesem a umělými stavbami. Umělých staveb, propustků a mostů se běžně užívá tam, kde železnice křížuje jiné komunikace, strže, vodoteče. Vysoké násypy a hluboké zářezy se nahrazují umělými stavbami zčásti (opěrné zdi, zárubní zdi) nebo zcela (viadukty, tunely). K železničnímu spodku náleží dále stavby

zajišťující stabilitu železničního tělesa (odvodňovací a zpevňovací), tělesa zasahující do vodotečí a stavby tvořící ochranu proti živelným silám: povodním, sněhu, lavinám, atd.

Z hlediska konstrukčního lze železniční trať považovat za kolejový rošt uložený na pražcovém podloží (vícevrstvý systém tvořený zpravidla štěrkovým ložem a zemním tělesem).

**Zemní těleso** je základní složkou železniční trati, na jejímž stavu je závislá bezpečnost a hospodárnost provozu. Je tvořeno zářezy vyhloubenými v terénu, násypy vybudovanými zpravidla z hornin a zemin vytěžených v zářezích, odřezy a kombinací částečného zářezu a odřezu. Musí být dostatečně únosné a nepodléhat změnám způsobeným provozními zatíženími a vlivům atmosférických činitelů. Důležitým požadavkem je jeho dokonalé odvodnění. K tomu je třeba vybudovat dostatečně dimenzovaná ochranná a odvodňovací zařízení, která si za všech okolností zachovají svou funkci. Závady ve funkci těchto zařízení zavinují zvýšení vlhkosti materiálu zemního tělesa nebo jeho podloží a tím snížení stability zemního tělesa.

Pro dobrý stav koleje je zapotřebí, aby pláň železničního spodku byla dostatečně únosná a přenášela bezpečné zatížení vyvozená železničním provozem a na pláň prostřednictvím železničního svršku, protože každá trvalá deformace železniční pláně se opět projeví deformací koleje. Z tohoto hlediska je tedy možno považovat z železničního tělesa za nejdůležitější část pláň železničního spodku.

**Pražcové podloží** se skládá z vrstev různé únosnosti a tloušťky, včetně vrstvy štěrkového lože pod úložnou plochou pražce. Únosnost pražcového podloží se vyjadřuje hodnotou modulu přetvoření, zjištěného zatěžovací zkouškou tuhé desky o průměru 0,3 m. Modul přetvoření pražcového podloží vyjadřující závislost mezi zatížením a pružným zatlačením desky se zjišťuje na povrchu štěrkového lože pod úložnou plochou pražce. Pro výpočet modulu přetvoření se používá vzorec:

$$E = \frac{1,5 \cdot p \cdot r}{y} \cdot 10^5 \quad [\text{Pa}] \quad (1.1.1),$$

kde

p je specifické zatížení desky [Pa],

r-poloměr zatěžující desky [m],

y- zatlačení zatěžující desky [m].

Modul přetvoření zemní pláně se určuje zatěžovací zkouškou, při které se volí zatížení desky  $p=2 \cdot 10^5$  Pa. V případě, že není možno měření modulu přetvoření zemní pláně uskutečnit v nejnepříznivějším ročním období, musí se modul přetvoření redukovat opravným součinitelem. Tento opravný součinitel se stanoví zpravidla jako poměr hodnoty únosnosti vzorku zeminy saturované vodou k hodnotě únosnosti vzorku zeminy s přirozenou vlhkostí odebraného při měření modulu přetvoření.

**Konstrukce pražcového podloží** u ČD se rozděluje do základních 5 typů:

**Typ 1** složený z jedné vrstvy a zeminy železničního spodku-šterkové lože tloušťky 0,3 m pod spodní úložnou plochou pražce.

**Typ 2** složený ze dvou vrstev a zeminy železničního spodku-šterkové lože tloušťky 0,3 m pod spodní úložnou plochou pražce; vrstva nebo šterkopísku.

**Typ 3** složený ze tří vrstev a zeminy železničního spodku-šterkové lože tloušťky 0,3 m pod spodní úložnou plochou pražce; vrstva šterkopísku; vrstva zeminy stabilizované cementem nebo vápnem.

**Typ 4** složený ze tří vrstev a zeminy železničního spodku-šterkové lože tloušťky 0,3 m pod spodní úložnou plochou pražce; vrstva šterkopísku; živičný koberec.

**Typ 5** složený ze tří vrstev a zeminy železničního spodku-šterkové lože tloušťky 0,3 m pod spodní úložnou plochou pražce; prefabrikovaná deska z předepjatého betonu 3,00 x 0,50 m, tloušťky 0,06m; vrstva písku nebo šterkopísku.

**Plán železničního spodku** je nejdůležitější součást zemního tělesa. Přejímá zatížení železničního svršku a provozu. Pro únosnost železniční pláně stanovíme podmínku, že stlačení pláně způsobené účinky pojíždějících vozidel musí zůstat v oboru pružných deformací, tj. že se nesmí porušit zemina pláně zatížená šterkovým ložem, protože jinak by se šterkové lože do pláně zabořilo.

Má-li zemina na pláni mít pouze pružné stlačení, musí být zpracována tak, aby měla rovnovážnou objemovou hmotnost, která odpovídá tlaku, který na pláň vyvozují pojíždějící vozidla. Únosnost železniční pláně je tedy dána vztahem:

$$k = \frac{P}{\mu} \quad [\text{Pa}] \quad (1.1.2),$$

kde

$P$  je zatížení, při kterém v zemině nastal rovnovážný stav,  
 $\mu$ -součinitel bezpečnosti (vždy  $>1$ ).

Únosnost zeminy pláně se mění během roku. V zimě, kdy je zemina zmrzlá, je největší, v době tání, kdy se zemina obohacuje vodou, je nejmenší. V létě, kdy zemina vysychá se zatěžuje a při podzimních deštích opět klesá. Pro únosnost pláně je rozhodující stav zeminy s největší vlhkostí v průběhu roku.

Podle výsledků měření na Univerzitě Illinois byl odvozen vyhovující empirický vzorec pro výpočet max. napětí pod pražcem:

$$p_{\max} = \frac{0,5387}{h^{1,25}} \cdot P \quad [\text{Pa}] \quad (1.1.3),$$

kde rovnoměrné napětí na úložné ploše pražce  $p$  je

$$p = \frac{2 \cdot P}{O} \quad [\text{Pa}] \quad (1.1.4),$$

odtud

$P$ -tlak kolejnice na pražec [N],

$O$ -úložná plocha pod pražcem [ $\text{m}^2$ ],

$h$ -hloubka pod pražcem [m].

**Deformace železničního spodku** vzniká překročením její únosnosti při nepříznivém působení provozního zatížení a atmosférických činitelů, zvláště vody a mrazu. Projevuje se v začátku zatlačováním šterku do pláně železničního spodku, později vznikem prohlubní, vodních pytlů, popř. rozvalením zemního tělesa. Pod kolejnicovými styky vlivem zvýšených dynamických účinků při přetížení dochází k rychlejšímu zatlačování šterku do pláně železničního spodku, tím k jejímu porušení a k vytváření příčných prohlubní pod pražci, ve kterých se při deštích shromažďuje voda, způsobující rozbřídání zeminy, další zmenšování její únosnosti a zatlačování šterku. U takových styků je železniční svršek silně znečištěn

vystřikujícím bahnem, které se dostává na povrch lože při přeježdění styků. Podbíjením pražců při udržování výškové polohy kolejnice na takovýchto stykách se dosáhne jen dočasného zlepšení.

V zimním období při mrazu se mění v deformované pláni voda v led, který nabývá na objemu, přičemž dochází k tvoření povrchových výmrazků a výškové deformaci koleje. Výmrazky povrchové způsobují zvednutí koleje o 0,03 až 0,06 m, u vodních pytlů pak mohou vzniknout výmrazky o výšce 0,10 až 0,20 m. Výšková poloha koleje za mrazu, kdy se výmrazky tvoří, se upravuje podkládáním dřevěných destiček pod podkladnice. Při tání je třeba včas tyto destičky vyjmout.

### **Rozměry a tvar pláně železničního spodku**

Šířka pláně železničního spodku u normálně rozchodných železnic ČD je 6,0 m (dříve 5,0 popř. 5,2 m). Zvětšení šířky pláně železničního spodku bylo nutné pro snadnější manipulaci a lepší pohyb mechanizovaných prostředků pro stavbu a udržování železničního spodku a svršku. Volná plocha pláně se nazývá pěšina. U trati v oblouku se pláň železničního spodku rozšiřuje na vnější stranu, aby byla zachována šířka pěšiny při zvýšení a rozšíření štěrkového lože u koleje převýšením. Velikost rozšíření závisí na hodnotě převýšení a je uvedena v tab. č. 1.1.1.

Převýšení p (m)	Rozšíření r (m)
0,000-0,030	0
0,031-0,080	0,1
0,081-0,150	0,2

*Tab. č. 1.1.1*

Na dvojkolejových tratích je šířka pláně železničního spodku závislá na vzdálenosti os obou kolejí, která je stanovena s ohledem na velikost min. poloměru užitého na trati. Pro úseky přímé a oblouky o nejmenším poloměru 700 m je vzdálenost os kolejí 4,10 m. Na tratích s min. poloměrem 350 m je vzdálenost os kolejí 4,20 m a na tratích s min. poloměrem 250 m činí 4,30 m. Šířka pláně železničního spodku je tedy v přímé 10,10-10,30 m (dříve 9,20 m). Pláň bývá vodorovná, sedlaná, jednostranně sedlaná nebo lichoběžníková. Příčný sklon 1:20 až 1:30 se upravuje pro lepší odvodnění pláně. Lichoběžníkový tvar pláně se užívá



v bývalých státech SSSR a v USA, kde je běžná úprava kolejového lože ve dvou vrstvách. Spodní vrstva z písku nebo štěrkopísku, vrchní vrstva (0,1-0,2 m pod úložnou plochou pražce) z drceného štěrku. Jednostranně sedlaná pláň vyhovuje pro práci těžkých strojních čističek štěrkového lože. U dvojkolejových tratí se sedláni pláně provádí od středu pláně, takže pod každou z kolejí je vlastně pláň sedlaná jednostranně. Pláň železničního spodku v ČD je vodorovná na jednokolejových i na dvoukolejových tratích.

### **Tvar a rozměry tělesa**

Příčný řez jednokolejnou tratí v přímém řezu v propustných zeminách je patrný na obr. č. 1.1.1. Šířka pláně je 0,6 m, v oblouku s převýšením  $p$  větším jak 0,03 m se pláň na vnější stranu rozšiřuje podle hodnot uvedených v tab. . Proti svahu terénu se zřizuje příkop, oddělený od paty náspu lavičkou širokou 1,0 m se sklonem 5% do příkopu. Rostlý terén lavičky chrání patu náspu před podemiláním vodou. Minimální hloubka příkopu je 0,5 m.

**Železniční svršek**, který tvoří vlastní vodící a nosnou dráhu železničních vozidel, se skládá z kolejnic, pražců a štěrkového lože. Je to konstrukce, která má tvořit dokonalou jízdní dráhu pro pohybující se železniční vozidla a bezpečně je vést a přenést veškerá statická a dynamická zatížení vyvozovaná vozidly bezpečně do železničního spodku. Železniční svršek je složen z opakujících se typizovaných částí spojených do dlouhých lineárních konstrukcí-kolejnicových pásů. Jednotlivé části železničního svršku nesou charakteristické znaky svým tvarovým, rozměrovým a konstrukčním uspořádáním i volbou použitého materiálu a jejich souhrn se označuje jako soustava železničního svršku nesoucí jméno podle tvaru použité kolejnice.

**Kolejnicové pásy** (kolejnice) jsou hlavními nosními prvky konstrukce tratě, které prvotně přebírají a přenášejí složité silové účinky pohybujících se kolejových vozidel (vlakových souprav) do konstrukce tratě. Prostřednictvím různých systémů jejich upevnění k pražcům tvoří kolejnice spolu s podvaly kolejový rošt, který tvoří nosnou konstrukci železniční tratě. **Kolejové jármo** (obr. č. 1.1.2) je část koleje o délce jedné kolejnice (zpravidla 6000 mm). Je tvořeno dvěma kolejnicemi, osmi (nebo max. devíti) pražci, upevňovacími a spojovacími materiálem.

**Kolejový rošt** je uložený-kotvený ve štěrkovém loži, které spočívá na pláni železničního spodku, resp. na konstrukci železničního spodku.

Železniční svršek:

- kolejnice
- upevnění
- pražce
- štěrkové lože

Kolejový rošt:

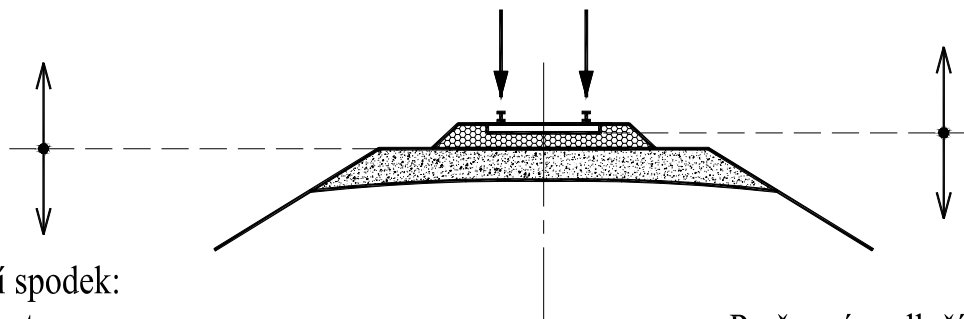
- kolejnice
- upevnění
- pražce

Železniční spodek:

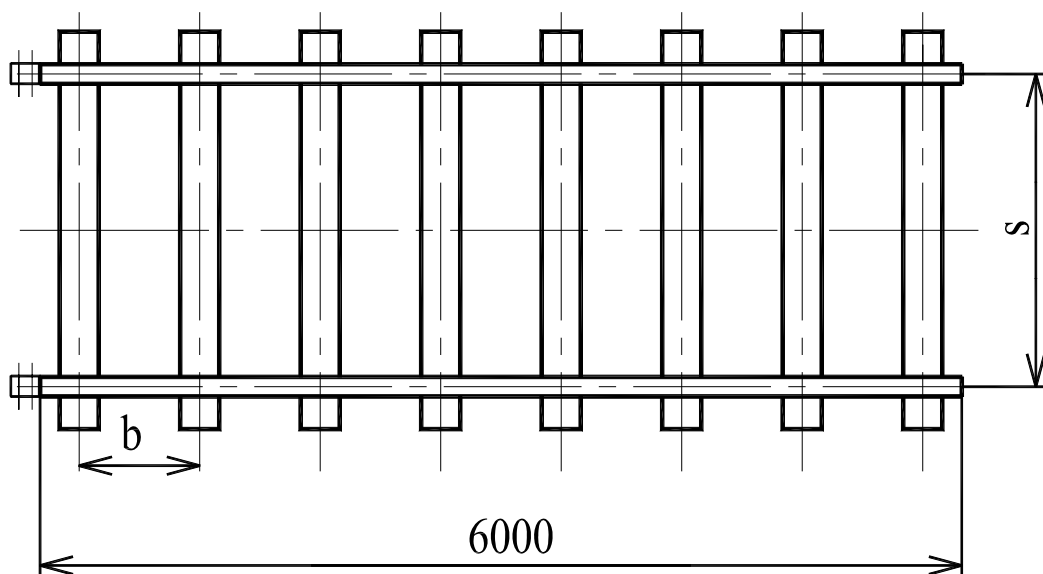
- sanační vrstvy
- zemní těleso
- odvodňovací stavby
- opěrné stěny
- mosty
- tunely

Pražcové podloží:

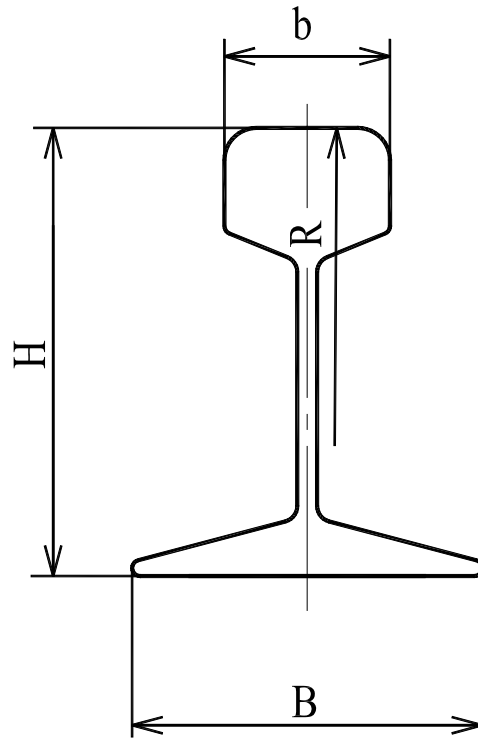
- štěrkové lože
- podkladné vrstvy
- zemní těleso



Obr. č. 1.1.1: Příčný řez konstrukce tratě

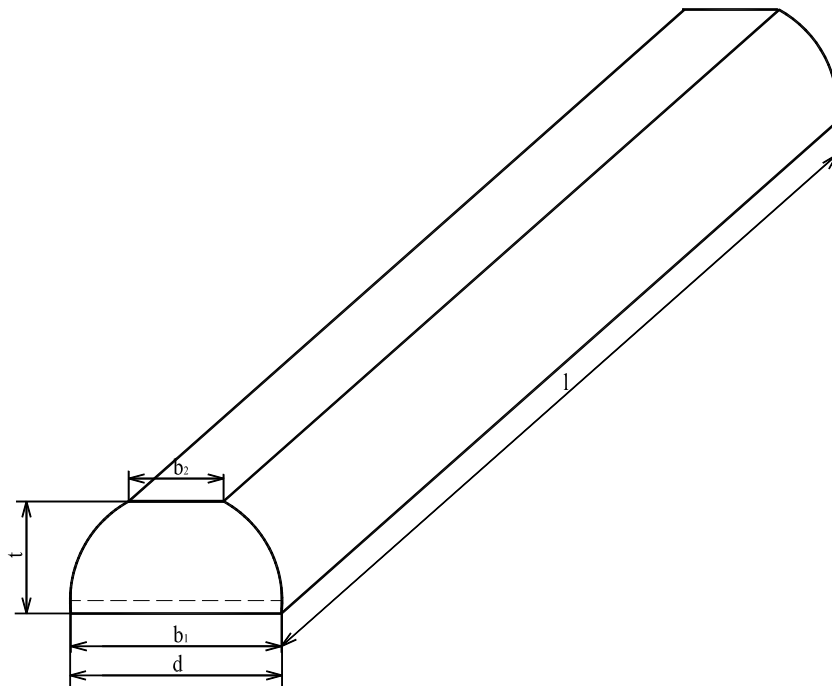


Obr. č. 1.1.2: Kolejové jařmo



Obr. č. 1.1.3: Širokopatková (Vignolova) kolejnice

Pro normální provoz se postupným vývojem vytvořily typy kolejnic: širokopatkové , žlábkové a dvouhlavé.



Obr. č. 1.1.4: Dřevěný pražec

Ve vnitropodnikové dopravě se široce uplatňují **širokopátkové (tzv. Vignolovy) kolejnice** (obr. č. 1.1.3). Tyto kolejnice jsou charakteristické hlavou, stojiny a patky. Hlava kolejnice je mírně klenutá, aby tlak působící na kolejnici byl vždy centrální a namáhal stojinu na ohyb. Kolejnice **žlábkové** (obr. č. 1.1.5) se používají převážně pro tramvaje, v kolejích zřízených v silničních vozovkách a továrních halách. Jsou válcovány v několika tvarech a různých šířkách žlábků-širší žlábek je používán u kolejnic kladených do oblouku. Kolejnice **dvouhlavé** jsou dosud používány v Anglii a Francii. Tyto kolejnice vyžadují mohutné stoličkové podkladnice pro připevnění k pražci. Byly válcovány souměrně se snahou, aby pro ojetí hlavy se pouhým otočením dala pojíždět i hlava druhá.

Tvar průřezu kolejnice vychází z provozních podmínek (rychlost, nápravové tlaky, množství přepravované zátěže, směrové a spádové poměry, apod.), z konstrukčního uspořádání a podmínek hospodárného udržování svršku.

Pro úzkokolejné tratě se používají kolejnice  $x_a$  nebo 115/24, na vedlejších tratích kolejnice 115/24 nebo 93/18. Kolejnice 80/14 nalézají uplatnění především pro závěsnou dopravu. Pro výpočet namáhání působící na kolejnici jsou důležité konstrukční a materiálové parametry kolejnice, které jsou vyjádřeny v tab. 1.1.2.

Parametr	Typ kolejnice			
	80 / 14	93 / 18	115 / 24	$x_a$
Výška kolejnice H [mm]	80	93	115	125
Šířka hlavy b [mm]	38	43	53	58
Šířka patky B [mm]	70	82	90	110
Moment setrvačnosti $J_x$ [cm <sup>4</sup> ]	154	278	569	925
Průřezový modul v ohybu $W_x$ [cm <sup>3</sup> ]	36,9	58,1	100,9	145
Měrná hmotnost	14	18,3	24,43	35,65

Tab. č. 1.1.2: Hlavní parametry typů kolejnic

Jednotlivé části kolejnic se opotřebovávají charakteristickým způsobem provozem a korozí. Nejvíce se provozem opotřebovává hlava kolejnice, která je postupně ojížděna. Tvar ojíždění závisí na směrových poměrech tratě, velikost ojíždění pak na intenzitě provozu. V přímých úsecích je hlava ojížděna rovnoměrně výškově, v obloucích dochází kromě ojetí výškového ještě k ojetí bočnímu.

Kolejnice se upevňují na své podpory pomocí upevňovadel, které zajišťují stálou polohu kolejnice-mají zamezit jejich klopení a posuny na podpoře v podélném a příčném směru a tím zajišťovat stálý rozchod kolejnice. Upevnění musí umožnit tuhé, ale i pružné

přípevnění. Kolejnice se upevňuje na podporu buď přímo nebo prostřednictvím podkladnice, která roznáší provozní tlaky a dynamické účinky na větší plochu a tím zmenšuje specifické tlaky na podklad. Pro zajištění pružného uložení kolejnice se vkládá mezi její patu a podklad či podkladnici pružná podložka z tvarované pryže či plastických hmot.

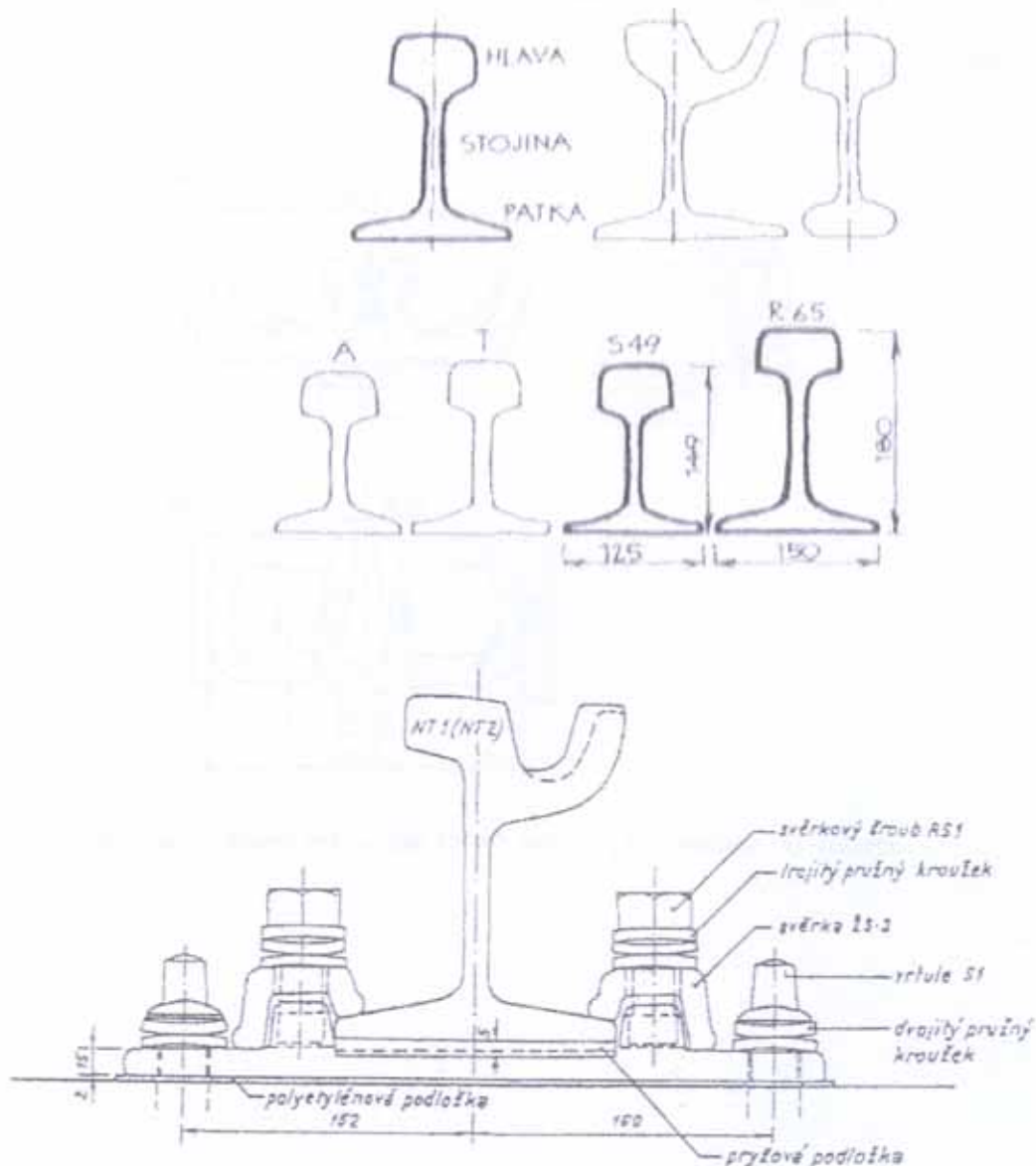
**System upevnění** má zaručit nejen stálost rozchodu koleje, ale popř. dovolit i jeho změny bez narušení podkladů. Má být jednoduché, s nejmenším počtem součástí s možností údržovacích zásahů. Pro širokopátkové kolejnice byly vyvinuty tři skupiny upevnění:

- a) upevnění přímé, kde kolejnice přímo či s podkladnicí je přípevněna k podkladu společnými upevňovacími prvky,
- b) nepřímé, kde kolejnice je k podkladnici přípevněna jedním druhem upevňovacích prvků a podkladnice k podkladu dalším druhem upevňovacích prvků,
- c) smíšené, používající kombinace obou prvních způsobů.

#### **Upevňovací prvky-hřebce a vrtule**

**Hřebce** čtyřhranné se používají především pro svršek tvaru  $x_a$  a starší tvary. Tlustší část hlavy doléhá na patu kolejnice, proto je její přechod do dřívku zaoblen podle tvaru paty kolejnice. Druhá část hlavy hřebce je nižší, aby hřebec mohl být vytažen z pražce. S ohledem na pracnost při zarážení hřebců a jejich menší drážebnost ve dřevě pražce se u nás opustilo od jejich používání.

**Vrtule** (obr. č. 1.1.5) se skládá z dřívku se závitem, krčku a hlavy z kulové úseče, přecházející do komolého jehlanu, sloužícího k nasazení zástrčkového klíče pro zatáčení vrtule. Spodek hlavy vrtule je vytvořen dvojím způsobem. Slouží-li vrtule k přímému přípevnění kolejnice, je přechod mezi hlavou a krčkem přizpůsoben tvaru paty kolejnice. Slouží-li vrtule pro přípevnění podkladnici k pražci, pak krček přechází do hlavy kolmo, aby byl zajištěn sytý dotek. Na komolém čtyřbokém jehlanu, sloužícím k nasazení hlavice zatáčečky je ještě malý jehlan, který dříve sloužil jako kontrola k tomu, aby vrtule byla do pražce zatažena a ne zarážena. Jelikož dosedací plocha kolejnice na pražec je malá a kolejnice se zamačkávala do práce při růstu nápravových tlaků a rychlostí a zvláště provozním zatížením, přestal tento způsob upevnění vyhovovat a začalo se používat podkladnic.



Obr. č. 1.1.5: Různé typy a tvary kolejnic (nahore) a příčný řez upevněním žlábkové kolejnice na žebrové podkladnici pomocí pružných svěrech

### Podkladnice

Konstrukční uspořádání podkladnic lze u kolejnic širokopátních rozdělit do tří typů:

- a) pro přímé připevnění-klínová,
- b) pro nepřímé připevnění-rozponová, žebrová,
- c) pro smíšený způsob připevnění

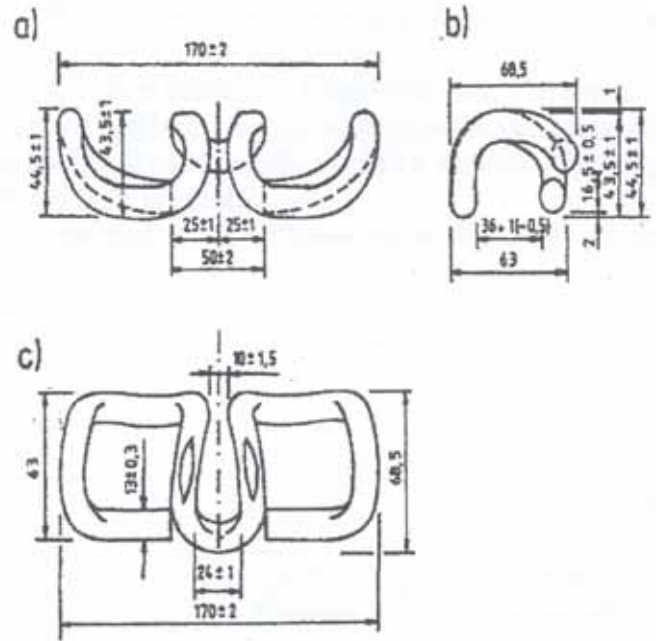
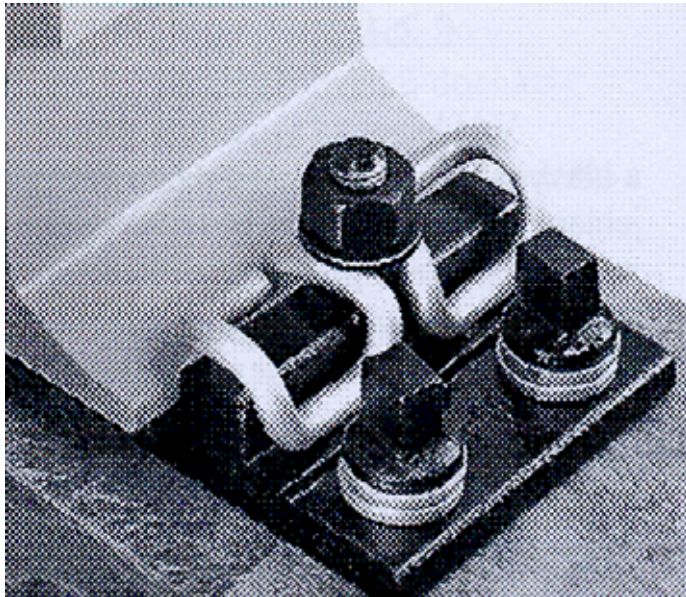
**Klínová podkladnice** je ocelová deska s drážkou pro uložení kolejnice a otvory pro upevňovací, které jsou buď čtvercové nebo kruhové podle druhu upevňovacích. Úklon horní plochy klínové podkladnice je 1: 20. Výhodou klínových podkladnic je jejich jednoduchost. Nevýhodou je nemožnost změny rozchodu a přímý způsob připevnění kolejnic k pražci.

Jakmile dojde jen k nepatrnému zatlačení podkladnice do pražce, přestává být přípevnění syté a stabilita svršku se zhoršuje. Proto je u tohoto způsobu přípevnění neustálé kontroly a dotahování vrtulí či dorážení hřebů.

**Rozponová podkladnice** umožňuje nepřímé přípevnění kolejnice k pražci, je přípevněna k pražci čtyřmi vrtulemi, kolejnice pak k podkladnici dvěma tuhými svěrkami, aniž by bylo zapotřebí měnit upevnění podkladnice k pražci. Otvor pro svěrkové šrouby je uzpůsoben tak, že šrouby lze vkládat do podkladnice seshora. Jejich poloha v otvoru proti posunutí a pootočení je zajištěna vložení plechové vložky. Po přípevnění podkladnice k pražci se vloží na podkladnici kolejnice, zasunou se svěrkové šrouby, položí se svěrky mezi patou kolejnice a podkladnici, navléknou se pružné kroužky na svěrkové šrouby a utáhnou se jejich matice. Pro zajištění pružného přípevnění jsou důležité pružné kroužky, které se vkládají i při montáži podkladnice pod hlavy vrtulí. Ze stejného důvodu se pod podkladnici a pod patu kolejnice vkládá pryžová rýhová podložka. Tím je zaručeno pružné přípevnění kolejnice při zatížení kolejnice i při jejím pohybu vzhůru, kdy sleduje ohybovou čáru. Výhodou rozponové podkladnice je nepřímé přípevnění kolejnice k pražci a možnost regulace rozchodu.

**Žebrová podkladnice** (obr. č. 1.1.6) je používána u velké řady železničních správ v Evropě. Tato podkladnice umožňuje nepřímé přípevnění kolejnice k pražci. Podkladnice je přípevněna k pražci čtyřmi vrtulemi. Kolejnice k podkladnici pak pomocí zvonovitých tuhých svěrek a svěrkových šroubů, které se zasouvají do vyfrézovaných otvorů v žebrech. Pod hlavou vrtulí a pod matice svěrkových šroubů se vkládají pružné dvojité kroužky. Pod patu kolejnice pak pryžová podložka, aby se docílilo pružného přípevnění kolejnice. Žebra na podkladnici mají vzdálenost rovnou šířce paty kolejnice, takže tato podkladnice neumožňuje změnu rozchodu. Předností žebrové podkladnice je její dokonalé přichycení kolejnice a snadnější montáž.

**Hákové podkladnice** jsou typem smíšeného přípevnění-podkladnice drží jednu stranu paty kolejnice hákem, pod který je pata zasunuta, druhá strana paty je přípevněna hřebem, vrtulí nebo svěrkou.



Obr. č. 1.1:6: Připevnění žebrové podkladnice (vlevo) k pražci čtyřmi vrtulemi. Kolejnice k podkladnici je připevněna pomocí zvonovitých tuhých svěrek (vpravo) a svěrkových šroubů.

### Kolejové styky

Kolejový styk je spojení dvou sousedních kolejnic v koleji, které jsou přerušeny dilatační spárou. Kolejnice jsou spojovány pomocí spojek, které jsou vklíněny mezi spodní část hlav a horní část paty a jsou spojeny spojkovými šrouby. Styky mají nahradit únosnost kolejnicového nosníku, přerušeno spárou a zaručit plynulost pohybu po obou kolejnicích. Podle vzájemné polohy v koleji jsou styky: vstříčné, vystřídané a neuspořádané. Běžně se užívá styků vstříčných, které soustřeďují rázy do jednoho místa a usnadňují strojní kladení kolejových polí.

### Spojky

Pro převislé styky se používá spojek úhlových nebo dvojúhlových, které mají velký moment setrvačnosti a lépe přenášejí tlaky vyvozované pohybujícími se vozidly. Potřebují opracování, protože nad pražcem musí být část spojky odstraněna. Proto se používají stále častěji jednoduchých spojek plochých zvláště pro styky můstkové a podporované. U vysokých a těžkých kolejnic, které mají přechod ze stojiny do hlavy a paty kolejnic proveden oblouky o větších poloměrech, jsou pak spojky více vzdáleny od stojiny kolejnice, proto zde vzniká velká vodorovná síla, jejíž přenesení vyžaduje mohutný spojkový šroub. Spojky se nemají dotýkat stojiny kolejnice, aby statické poměry při přenášení nápravových tlaků spojkami byly jasné a aby nemohlo dojít k lomu kolejnice či spojky při rázech na styku.



Otvory pro spojkové šrouby a ve stojině kolejnice jsou větší než průměr dřívku spojovaného šroubu, aby bylo umožněno dilatování kolejnice. Proto také nesmí být spojkové šrouby dotaženy pevně. Tření an stykových plochách kolejnice a spojek brzdí posun konců kolejnic, nemá mu však zcela zabránit.

### **Pražce**

Pražců je zapotřebí v konstrukci železničního svršku k vytvoření kolejového roštu, který vznikne připevněním kolejnic, k zajištění stálého rozchodu koleje a k roznášení nápravových tlaků od pohybujících se vozidel do šterkového lože a na pláň železničního spodku. Nejrozšířenějším typem pražců jsou příčné, ve zvláštních případech se používají pražce podélné nebo ojedinele podpory. Podle materiálu dělíme příčné pražce na dřevěné, ocelové a betonové. **Dřevěné pražce** (obr. č. 1.1.4) jsou pražci klasickými, protože ještě donedávna splňovaly požadavky na ně kladené—snadná výroba, dokonalé připevnění kolejnic, snadný způsob připevňování kolejnice na pražec, dostatečná pevnost, pružnost a měkká jízda, dostatečně velká dosedací plocha na pražec, dostatečný odpor proti podélným a příčným posuvům v kolejovém loži, dostatečná držečnost upevňovadel, malé pořizovací náklady, dostatečná doba služebnosti, apod.

Tvarově se používají pražce hraněné a povalové, což je dáno nutností použít k jejich výrobě i kmenů menších průměrů. Horní úložná plocha pražce má být dostatečně široká, aby se na ni dala dobře uložit podkladnice. Dolní ložná plocha o dostatečné šířce zaručuje dobré podbíjení pražce i to, aby tlaky, předávané kolejovému loži byly přiměřené. Délka pražců se volí taková, aby se prohnutím pražce pod zatížením nezměnil úklon a tím i rozchod kolejnic.

**Ocelové pražce** se používají u některých železničních správ, převážně jako pražců výhybkových. Ocelové pražce se válcují z ocelí pevností 370 až 500 MPa o průřezu korýtkového tvaru.

**Pražce betonové** jsou dnes hojně používané zvláště z předepjatého betonu, protože mají vlastnosti rovnocennou konstrukci pražci dřevěnému a některé vlastnosti jej předčí. Na tratích s rychlostmi až do 100 km/h a nápravovými silami 24 kN, byl u nás v minulosti vyvinut dvouslokový pražec se střední spojovací ocelovou tyčí.

Pražec je konstrukce velmi dynamicky namáhána, proto u betonových pražců

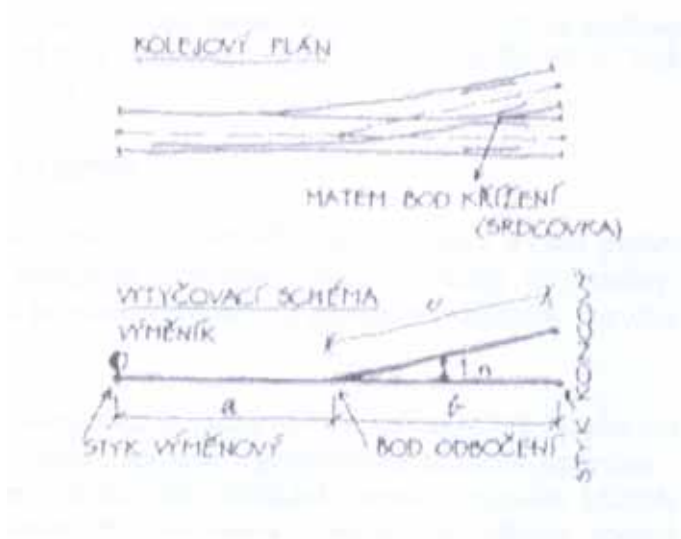
s klasickou výztuží vznikají v místech namáhaných dynamickými účinky na tah trhlínky, které se provozem postupně rozšiřují a narušují celistvost pražce. Při dostatečném předpětí se při užitečném zatížení nevyskytuje v žádné části průřezu pražce tah a proto nevzniknou ani trhlínky v betonu. Předpětím ocelové výztuže se zvýší i trvanlivost pražců nejen tím, že se zabraňuje korozi výztuže, ale také z hlediska únavy materiálu. Při opakovaném zatížení tu dochází ke změně napětí jen v jednom smyslu, tlaku nikoliv ke střídání tahu a tlaku. Výpočet pražce se realizuje podle následujících vztahů (1.1.17-1.1.24).

### Výhybky a železniční zhlaví

Výhybky (obr.č. 1.1.7) umožňují nepřerušovaný plynulý přechod z jedné koleje na kolej sousední. Během vývoje železnic byla zkonstruována velká řada výhybek. Od roku 1972 se ale používají výhybky jednoduché a křižovatkové. Podle traťové rychlosti se výhybky odbočují ve směru daném tangentou. Z těchto jednoduchých výhybek se skládají výhybky další, jak v přímém směru, tak v obloucích. Podle směru odbočení z hlavního směru jsou dále výhybky levé a pravé, ve výkresech jsou označovány tmavou polovičkou symbolu výměníku. Označení výhybek se řídí podle následujícího klíče:

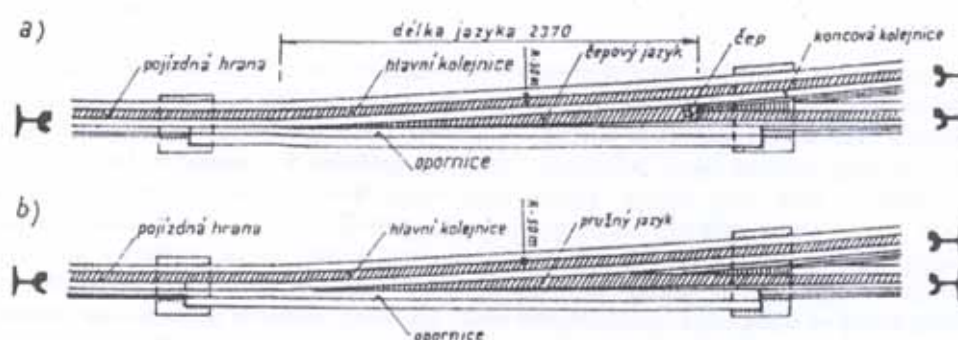
$$4 - J - x_a - 1 : 9 / 300 - L1 d$$

V tomto případě se jedná o výhybku v pořadí čtvrtou, jednoduchou z kolejnic  $x_a$ , odbočení probíhá v úhlu 1:9, poloměr následujícího oblouku je umístěn na levé straně a pražce jsou dřevěné.



Obr. č. 1.1.7: Kolejový plán, včetně vytyčovacího schématu výhybky

Výhybka se skládá ze tří částí: z výměny, srdcovky (obr. č. 1.1.7) a kusu kolejnic (přímých a obloukových) mezi výměnou a srdcovkou. Jednoduchá výhybka může být konstruována tak, že za výměnovým obloukem je nasazena přímá (výhybka má přímou srdcovku) nebo je za výměnový blok nasazen další oblouk (zpravidla o menším poloměru). Jednotlivé díly výhybky jsou spojeny v jeden celek rozchodnicemi. K výhybce náleží také výhybková skříň se stavěcím zařízením. Kolejové konstrukce výhybek se konstruují z typizovaných výměn nebo z typizovaných výhybkových jednotek. Moderní typy výhybek užívají výměny a kloitodickou částí napojenou na kružnicový oblouk nebo na složený kružnicový oblouk (tzv. přechodnicový tvar výměny). Užívají se také výměny ve tvaru kružnicového oblouku (tzv. kruhový tvar výměny). Dříve se užívaly výměny s čepovým upevněním jazyka. Dnes se vyrábějí vesměs výměny s pružnými jazyky. Výhybky se ukládají na dřevěné pražce, na betonové pražce a betonové výhybkové pražce. Výhybky je také možno ukládat na betonové panely.



Obr. č. 1.1.8: Konstrukce výměny a) čepové, b) pružné

### Výhybková výměna

Výhybková výměna se sestává z části pevné a z části pohyblivé. Část pevnou tvoří pojízdňá (hlavní) kolejnice, opornice a litinové vložky (u výměny čepové). Pohyblivá část výměny je tvořena jazykem (hrotnicí) a stavěcím zařízením. Jazyk výměny může být čepový nebo pružný. U čepové konstrukce výměny (obr. č. 1.1.8 a) vytváří prodloužení jazyka koncová kolejnice, která je pomocí šroubů a vložek spojena s protilehlým koncem opornice. Jazyk výměny, uložený v lůžku výměny na litinových vložkách (nebo ocelovém kluzném plechu), je upevněn pomocí čepů o průměru 50 mm. Jazyky jsou spojeny táhlem, které je uloženo ve výhybkové (stavěcí) skříni. U výměny s pružným jazykem (obr. č. 1.1.8b) je pružný jazyk vytvořen z opracovaného ocelolitinového odlitku.

## **Srdcovka**

Srdcovky (obr. č. 1.1.7) se zhotovují buď skládané z jednotlivých kusů kolejnic nebo se používá opracovaných odlitků z ocelolity. Skládaná srdcovka je vytvořena ze tří kusů kolejnic. Průběžná kolejnice zajišťuje jeden směr, zatímco druhý směr je zajištěn dvěma kusy kolejnic, které jsou těsně přisazeny k průběžné kolejnici. Jednotlivé kusy kolejnic jsou spojeny stykovými spojkami a šesti až osmi spojkovými šrouby. Spojky jsou ještě přivařeny ke kolejnicím. Dále je srdcovka vyztužena podkladným plechem přivařených vložkami. V úrovni hlav kolejnic je do ostrého úhlu přivařen rýhovaný plech. V provozu dochází u skládaných srdcovek k rychlému opotřebení a srdcovky musí být často vyměňovány. Výhodnější je proto použít k vytvoření srdcovky ocelolitinového bloku o výšce 180 mm, ve kterém se vybrousí nebo vyfrézují měkké žlábků k proniku obou směrů.

## **Výhybkové zhlaví**

Pod pojmem výhybkové zhlaví se rozumí rozvětvení koleje do koleji dalších, které jsou navzájem rovnoběžné. Vytváří se tak kolejiště v nádražích nebo dopravnách. Nejčastěji zhlavími jsou matečná kolej a stromkové zhlaví. Matečná kolej je tradičním zhlavím. Jedná se v podstatě o odkloněný úsek koleje, k němuž jsou přímo připojeny paralelní koleje kolejiště. Toto řešení je dnes opouštěno, protože obsahuje příliš dlouhé úseky kolejí, které nemohou být pro manipulaci s nákladem využity.

Stromková zhlaví jsou ekonomičtější, protože zajistí zmnožení kolejí na kratším úseku. Ztrátové úseky kolejí jsou tedy výrazně menší.

## **Geometrické uspořádání kolejové trati**

### **Rozchod koleje a jeho rozšíření**

Rozchod je definován jako vzájemná vzdálenost pojížděných hran pravého a levého kolejnicového pásu koleje, měřená pod temenem kolejnice v různé hloubce podle tvaru kolejnic. Rozšíření rozchodu lze navrhnout jen v obloucích s poloměrem 50 m nebo menším. Rozšíření nesmí být větší než 5 mm a má mít plnou hodnotu v celé délce oblouku. V obloucích kolejových rozvětvení a křížení se rozšíření zpravidla neprovádí.

### Převýšení koleje

Převýšení může být teoretické, snížené nebo nejmenší a lze jej navrhnout v hodnotách (u rozchodu 1435) od 20 do 150 mm. Převýšení teoretické je převýšení, které při konstantní rychlosti odstraňuje účinek odstředivé síly působící na kolejové vozidlo. Zřizuje se všude v obloucích, kde lze předpokládat jízdu všech vlakových souprav téměř stejnou rychlostí. Převýšení teoretické se určí podle vzorce (pro rozchod 1435 mm):

$$p_t = \frac{11,5 \cdot v^2}{R} - 150 \cdot a_n \quad [\text{mm}] \quad (1.1.5),$$

kde

v-rychlost [km.h<sup>-1</sup>],

R-poloměr kružnicového oblouku [m],

a<sub>n</sub>-nevyrovnané příčné zrychlení v rozmezí 0,0 až 0,2 [m.s<sup>-2</sup>].

Převýšení snížené je převýšení menší než teoretické a použije se tehdy, není-li účelné nebo nelze-li zřídít převýšení teoretické. Je-li u tratí v jízdním pásu nebo pruhu, kde teoretické převýšení by narušilo příčný profil vozovky, ve stísněných poměrech a v místech, kde nelze předpokládat jízdu stejnou rychlostí. Převýšení snížené se určí podle vzorce (pro rozchod 1435 mm):

$$p_s = \frac{11,5 \cdot v^2}{R} - 150 \cdot a_n \quad [\text{mm}] \quad (1.1.6),$$

kde

v-rychlost [km.h<sup>-1</sup>],

R-poloměr kružnicového oblouku [m],

a<sub>n</sub>-nevyrovnané příčné zrychlení do 0,2 až 0,8 [m.s<sup>-2</sup>].

Nejmenší převýšení je převýšení snížené, u kterého hodnota nevyrovnaného příčného zrychlení stoupla na hodnotu a<sub>n</sub>=0,8 m.s<sup>-2</sup>.

### Vzestupnice

Vzestupnice tvoří plynulý výškový přechod mezi kolejnicí nepřevýšenou a kolejnicí převýšenou. Vzestupnice se zřizuje v kolejnicovém pásu, jehož poloha je vůči druhému pásu téže koleje zvýšena. Vzestupnice má v celé délce jednotný sklon určený poloměrem 1:n. Začátek a konec vzestupnice se zaobljuje výškovým obloukem. Součinitel a, určující sklon vzestupnice má mít hodnotu alespoň 5.v, nejméně však 150 (pro rychlosti v<30 km.h<sup>-1</sup>). Mezi přímým úsekem koleje a obloukem s převýšením se vytváří vzestupnice krajní a ve složeném oblouku s rozdílnými hodnotami převýšení se vytváří vzestupnice mezilehlá.

Délka krajní vzestupnice směrového oblouku bez přechodnice se určí podle vzorce:

$$l_v = \frac{n \cdot p}{1000} \quad [\text{m}] \quad (1.1.7),$$

kde

p je převýšení [mm].

Na začátku směrového oblouku má vzestupnice dosáhnout stanovené hodnoty převýšení. Délka přechodnice u oblouku s převýšením se zpravidla rovná délce vzestupnice a začátek přechodnice je totožný se začátkem vzestupnic (předchozí vzorec).

U oblouku bez převýšení lze upustit od přechodnice, je-li:

$$R \leq \frac{v^3}{40 \cdot R} \quad ,\text{pak} \quad L = \frac{v^3}{40 \cdot R} \quad [\text{m}] \quad (1.1.8)$$

Je-li délka přechodnice kratší než

$$L = 0,72\sqrt{R} \quad [\text{m}] \quad (1.1.9),$$

pak se prodlouží se na tuto délku.

Délka mezilehlé přechodnice mezi oblouky bez převýšení se určí podle vzorce:

$$L = \frac{v^3}{40 \cdot R_x} \quad [\text{m}] \quad (1.1.10),$$

kde

$$R_x = \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 - R_2} \quad [\text{m}] \quad (1.1.11),$$

pro  $R_1 < R_2$

Je-li délka mezilehlé přechodnice podle předchozího vzorce kratší než

$$L = 0,72\sqrt{R_x} \quad [\text{m}] \quad (1.1.12),$$

pak se prodlouží na tuto délku.

Délka mezilehlé přechodnice mezi oblouky s převýšením se rovná délce mezilehlé vzestupnice

$$L = \frac{n \cdot (p_1 - p_2)}{1000} \quad [\text{m}] \quad (1.1.13),$$

a začátek mezilehlé přechodnice je totožný se začátkem mezilehlé vzestupnice.

### **Směrové kružnicové oblouky**

Směrové kružnicové oblouky se navrhují s co největším poloměrem, jehož velikost musí odpovídat stanovené návrhové rychlosti trati nebo úseku trati. Oblouky, zejména s malým středovým úhlem, mají mít tak velký poloměr zakřivení, aby se nemuselo zřizovat převýšení. Poloměr oblouku má být alespoň 300 m, mimořádně 100 m. Při rekonstrukcích, na křižovatkách a na dočasných přeložkách lze ve zdůvodněných případech použít poloměru menšího, nejméně však 20 m. Na obratištích, ve vozech nebo kolejích, které neslouží veřejné hromadné dopravě, lze užít poloměru menšího než 25 m, nejméně však 20 m.

Velikost poloměru oblouku s převýšením se určí z návrhové rychlosti trati nebo úseku trati, je-li dáno převýšení (pro rozchod 1435 mm). Při největší přípustné hodnotě převýšení 150 mm u rozchodu 1435 mm se stanoví velikost poloměru oblouku ( $p_t=150$  mm)

$$R = 0,0767 \cdot v^2 \quad [\text{m}] \quad (1.1.14),$$

kde

rychlost se stanoví ze vztahu

$$v = 3,61 \cdot \sqrt{R} \quad [\text{km} \cdot \text{h}^{-1}] \quad (1.1.15).$$

Nejmenší velikost poloměru oblouku bez převýšení se určí z návrhové rychlosti trati (nebo úseku trati) podle vzorce ( $p_t=0$ )

$$R = 0,23 \cdot v^2 \quad [\text{m}] \quad (1.1.16)$$

a rychlost se stanoví ze vztahu

$$v = 2,09 \cdot \sqrt{R} \quad [\text{km} \cdot \text{h}^{-1}] \quad (1.1.17).$$

Délka oblouku s převýšením se navrhuje alespoň v délce  $v/4$ , nejméně 6 m. Délka oblouku bez převýšení se navrhuje alespoň v délce  $v/4$ , nejméně však 4 m. Mimořádně lze navrhnout přechodnicový oblouk, kde mezi dvěma krajními přechodnicemi kružnicový oblouk zcela zanikne. Je-li to z technických důvodů nutné, lze ve výhybkách, kolejových křižovatkách, kolejových rozvětvených a ve vozovných navrhnout kratší délky oblouků. Oblouk výhybky se posuzuje jako oblouk příslušného poloměru.

### **Sklon kolejí**

Podélný sklon nové projektové kolejové trati nesmí být větší než  $70 \text{ ‰}$ . Větší sklon, nejvýše však  $90 \text{ ‰}$  je dovoleno ponechat jen u stávajících tratí. Koleje, kde budou odstavovány vozy se navrhují vodorovné nejvýše ve sklonu  $2,5 \text{ ‰}$ . Před konečnou zastávkou, která klesá do traťového úseku ve sklonu větším než  $2,5 \text{ ‰}$ , je vhodné navrhnout dostatečně dlouhý protisklo. Na tratích s krytem je vhodné navrhnout místo vodorovných úseků podélný sklon 3 až  $5 \text{ ‰}$ , aby byl zajištěn plynulý odtok dešťové vody.

**V teoretické a experimentální analýze konstrukce tratě, statických a dynamických výpočtů, resp. pro úlohy mechaniky tratě je výhodné rozčlenit konstrukce prvků tratě na:**

- kolejový rošt složený z kolejnic, upevnění a pražců,
- pražcové podloží tvořené šterkovým lůžkem, podkladových vrstev a zemního tělesa.

Kolejnicový pás jako nosný prvek konstrukce tratě se teoreticky i experimentálně vyšetřuje na silové účinky od kola kolejového vozidla jako:

a) Kolejnice jako prvek kolejového roštu a analogickými pružnými vazbami mezi kolejovými pásy a pražci a s vazbou na pražcové podloží v prostorovém uspořádání.

b) Samostatný konstrukční prvek, který je potřeba uvažovat ve vazbě s pražci a pražcovému podloží. Vazby jsou modelovány pružnými a tlumícími prvky mezi kolejnicí a pražcem (vazby pružného systému upevnění kolejnice) a vazby mezi pražci a podložím, které představují pružné a tlumící vlastnosti pražcového podloží jako pružného poloprostoru nebo povrchových modelů.



Teoretická analýza silových účinků na kolejnici, resp. kolejový rošt se využívá zejména při:

- posuzování namáhání a únosnosti kolejnic,
- hodnocení pružného přetvoření kolejnice v zatíženém stavu,
- hodnocení kumulace poškození při opakovaném zatěžování tratě.

Výpočetní model kolejnicového pásu vertikálně zatíženého (rovinná úloha) představoval ještě donedávna jediný výpočtový model železniční tratě. V takto formulované úloze se zatížení, vnitřní síly a průhyby vyšetřují ve vertikální rovině kolejnice jako odezva od účinku soustavy kolových sil, ve které se na různém stupni přesnosti modelují i mechanické vlastnosti pružných a tlumících vazeb a to ve třech oddílech:

- pružné upevnění kolejnic ke kolejovým podpěrám,
- kolejové podpěry,
- štěrkové lože a pražcové podloží.

Charakteristiky pružných a tlumících vazeb vystupují ve výpočtech jako základní vstupy řešení, přičemž se získávají jako experimentálním vyšetřováním v laboratorních podmínkách nebo měřením přímo v konstrukci trati.

Teoretická analýza kolejnice se obvykle aplikuje odděleně pro vertikální a horizontální silové účinky. Vzhledem na dominantní vertikální silové účinky, jsou zpravidla teoretické analýzy a řešení soustředěné na vertikální silové účinky.

## **1.2 Základní výpočet kolejové trati**

### **Výpočet únosnosti železničního svršku**

Složitost namáhání železničního svršku pod jedoucimi vozidly a z toho vyplývající obtížný výpočet a dimenzování jednotlivých částí železničního svršku i svršku jako celku. Zjednodušený výpočet kolejnice, která je namáhána komplikovanými statickými a především dynamickými silami (vzhledem na vyskytující se rázy ve spojích, rozjezd a brzdění, apod.) se nejjednodušeji provádí podle **Winklera**.

### **Výpočet podle Winklera**

Při výpočtu kolejnice na příčných pražcích uvažuje Winkler kolejnici jako nekonečně dlouhý spojitý nosník stálého průřezu na osamělých, stejně od sebe vzdálených podporách-pražcích, které zůstávají i ve stavu zatíženém ve vzájemné výši, což odpovídá v podstatě nepružnému podkladu koleje. Tomuto předpokladu, který platí pouze beze zbytku pro hmoty, které se chovají podle Hookova zákona, odpovídají hmoty podloží jenom v omezené míře. Převážná většina výpočtů svršku jej však přejímá.

Dynamické ohybové namáhání podle **Winklera** se pak určí podle vztahu:

$$\sigma_o = \frac{M_{o\max}}{W_x \cdot k_D} \leq \sigma_{oDOV} = 135 \text{ MPa} \quad [\text{MPa}] \quad (1.2.1),$$

kde

$W_x$  je průřezový modul v ohybu [ $\text{m}^3$ ] z tab. č. 1.1.2.

$M_{o\max}$  je maximální ohybový moment od kolové síly  $F_k$  [N] v polovině rozteče prážců  $b$  [m], tedy:

$$M_{o\max} = 0,1888 \cdot F_k \cdot b \quad [\text{N.m}] \quad (1.2.2),$$

Tento moment je o 0,7 % větší než aritmetický průměr největších ohybových momentů nosníků prostého a oboustranně dokonale vetknutého o stejném rozpětí a při zatížení břemenem  $F_k$  uprostřed. Účinek jedoucího vozidla na kolejnici počítá Winkler z tlaku kola zvýšeného o odstředivou sílu vyvolanou tím, že kolo pojíždí po zakřivené dráze, odpovídající čáře průhybu.

Protože křivost ohybové čáry pod kolem lze vyjádřit výrazem:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M_{o\max}}{E \cdot J} \quad [\text{m}^{-1}] \quad (1.2.3),$$

bude odstředivá síla:

$$F_c = \frac{m \cdot v^2}{\rho} = \frac{F_k \cdot M_{\max} \cdot v^2}{E \cdot J_x \cdot g} \quad [\text{N}] \quad (1.2.4),$$

a tudíž dynamický ohybový moment bude zvětšen o tuto hodnotu odstředivé síly:

$$M_{\max}^{dyn} = 0,188 \cdot (F_k + F_c) \cdot b \quad [\text{N.m}] \quad (1.2.5),$$

po dosazení za  $F_c$  a úpravě:

$$M_{\max}^{dyn} = \frac{M_{\max}}{1 - 0,00188 \frac{v^2 \cdot F_k \cdot b}{E \cdot J_x \cdot g}} = k_D \cdot M_{\max} \quad [\text{N.m}] \quad (1.2.6),$$

$k_D$  je dynamický součinitel daný vztahem:

$$k_D = 1 - 7 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{F_k \cdot b \cdot v^2}{J_x} \quad [-] \quad (1.2.7).$$

Ve vztahu (1.2.7) je nutno vyjádřit uvedené veličiny v základních, ale také v odvozených jednotkách a to  $F_k$  [N],  $b$  [m],  $v$  [ $\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$ ] a  $J_x$  [ $\text{cm}^4$ ] (tab. č. 1.1.2).

Kolová síla  $F_k$  je kontaktní síla mezi kolem lokomotivy a kolejí a je dána vztahem:

$$F_k = \frac{m_L \cdot g}{n_k} \cdot k_N \quad [-] \quad (1.2.8),$$

kde

$m_L$  je maximální hmotnost lokomotivy [kg],

$n_k$  počet kol lokomotivy [-],

$k_N$  je součinitel nerovnoměrnosti dopravy [-] (obvykle  $k_N=1,1$ ).

### **Výpočet podle Zimmermanna**

Zimmermann uvažuje kolejnici jako nekonečný dlouhý nosník stálého průřezu, uložený na osamělých, pružně poddajných, navzájem stejně vzdálených podporách. Snížení podpor považuje jako Winkler za přímo úměrné podporovým tlakům. Ohybový moment odvozuje za spojitého nosníku o třech polích, zatíženého jedním osamělým břemenem.

Výsledný vzorec pro ohybový moment má jednoduchý tvar:

$$M_{\max} = \frac{8 \cdot \gamma + 7}{4 \cdot \gamma + 10} \cdot \frac{F_k \cdot b}{0,4} \quad [\text{N}\cdot\text{m}] \quad (1.2.9),$$

Zimmermannova způsobu výpočtu používají některé železniční správy, zvláště v Německu. Pro výpočet napětí při pohyblivém zatížení má dynamický součinitel hodnotu:

$$k_D = 1 + \frac{v^2}{30000} \quad [-] \quad (1.2.10),$$

### **Výpočet podle Timošenka**

Timošenko uvažuje kolejnici na příčných pražcích jako nosník neomezené délky a stálého průřezu spočívající na souvislém pružném podkladě. Čára průhybu nosníku na souvislém pružném podkladě a nosníku na pružně poddajných ojedinelých podporách se totiž navzájem blíží se zmenšující se vzdáleností ojedinelých podpor. Předpoklad souvislého pružného podkladu je proto tím oprávněnější, čím jsou průhyby od popuštění podpor větší než průhyby kolejnice mezi podporami, tj. čím menší je vzdálenost sousedních pražců.

Podle této teorie, je brán v úvahu ne pouze kolejový tlak od lokomotivy (viz. výpočet podle Winklera), ale také i další kolejové tlaky od ostatních tažených vozidel. Přesnější výpočet umožnil snížení dovoleného ohybového momentu. Ohybové napětí podle Timošenka je dáno:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_x \cdot k_D} \leq \sigma_{oDOV} = 80 \text{ MPa} \quad [\text{MPa}] \quad (1.2.11),$$

kde ohybový moment  $M_o$  bere vliv i ostatních účinků na samotné kolejové těleso vyjádřené vztahem:

$$M_o = \frac{\sum_{i=1}^n F_i \cdot \kappa_i}{4 \cdot k} \quad [\text{N.m}] \quad (1.2.12),$$

kde  $\sum_{i=1}^n F_i \cdot \kappa_i$  je součet sil vyvozených od účinku prvního kontaktu kolejového tělesa s kolem lokomotivy. Jak tyto momenty, tak i průhyby se modelují pomocí komplikovaných funkcí zachycených do součinitelů  $\kappa_i$  a  $\eta_i$  podle:

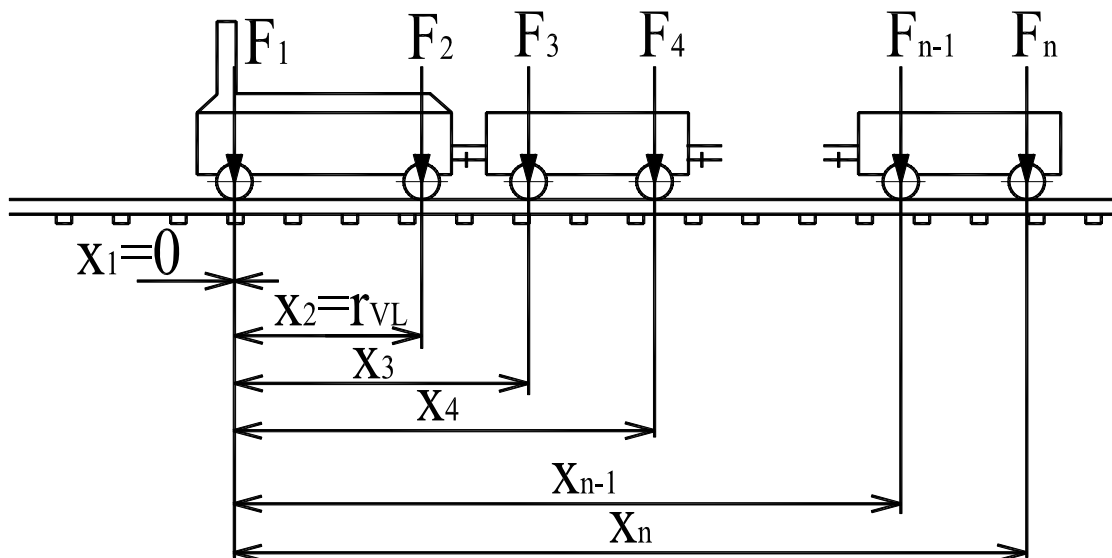
$$\begin{aligned} \kappa_i &= e^{-k \cdot x_i} \cdot (\cos k \cdot x_i - \sin k \cdot x_i) \\ \eta_i &= e^{-k \cdot x_i} \cdot (\cos k \cdot x_i + \sin k \cdot x_i) \end{aligned} \quad [-] \quad (1.2.13),$$

kde  $F_i$  (1.1.8) je kontaktní síla [N] v místě  $i$  a  $x_i$  je rameno kontaktní síly  $F_i$  v uvažovaném místě od prvního kontaktu (viz. obr. č. 1.2.1).

Průhyb trati je taktéž modelován postupným zatěžováním (obr. č. 1.2.1) a součtem jednotlivých účinků, tj.:

$$y = k \cdot \frac{\sum_{i=1}^n F_i \cdot \eta_i}{2u} \quad [\text{m}] \quad (1.1.14),$$

Z rovnice pro první kontaktní místo (viz. rov.1.2.13) platí  $x_1=0 \Rightarrow \kappa_1=1$ , pak pro  $x_2=r_{VL}$ (rozvor kol lokomotivy)  $\Rightarrow \kappa_2 \leq 0$ , pro hodnotu  $\kappa_2 \leq 0$  se hodnota  $\kappa_1$  zvětší o 9%, tj.  $\kappa_1=1,09$  a dále se nepostupuje. Pro hodnotu  $\kappa_2 \geq 0$  se postupuje tak dlouho, až  $\kappa_i \leq 0$ , pak  $\kappa_{i-1}=1,09$  a opět se dále nepostupuje.



Obr. č. 1.2.1: Výpočet soustavy podle Timošenska

**k** je charakteristika soustavy vyjádřená vztahem:

$$k = \left( \frac{u}{4 \cdot E \cdot J_x} \right)^{\frac{1}{4}} \quad [\text{m}^{-1}] \quad (1.2.15),$$

odtud

**u** je charakteristika pružnosti kolejového lože, E-modul pružnosti v tahu pro kolejové těleso (ocel  $E=2,1 \cdot 10^{11}$  Pa) a  $J_x$  osový modul pružnosti (viz tab. č. 1.1.2).

$$u = \frac{C \cdot k_\alpha \cdot l \cdot b_2}{2 \cdot b} \quad [\text{Pa}] \quad (1.2.16), \text{ kde}$$

C-součinitel ložnosti (obvykle  $C=60-70 \text{ N} \cdot \text{cm}^{-3}$ )  $[\text{N} \cdot \text{m}^{-3}]$ ,

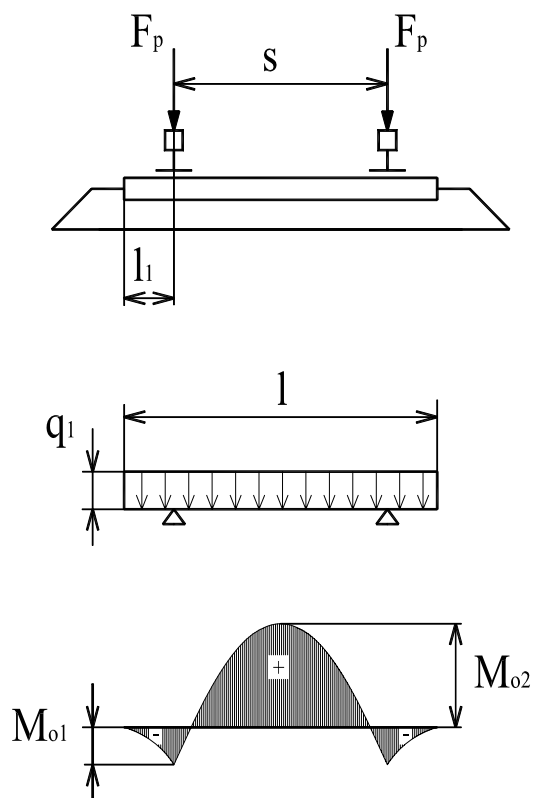
$k_\alpha$ -součinitel průhybu pražce (obvykle  $k_\alpha=0,8$ ),

l-délka pražce [m],  $b_2$ - rozměr pražce (obr. č. 1.1.4) [m], b-rozteč pražců [m].

Vlivem opotřebení kolejového lože dochází obvykle ke snížení průřezového modulu v ohybu  $W_x$  (viz tab. č. 1.1.1) a zvětšení charakteristiky soustavy **k**.

## Výpočet pražců

Pražec je zatížen kolejovými tlaky  $F_k$ , které působí na kolejové tělesa. Tyto kolejové tlaky se obvykle vyjadřují silou  $F_p$ , která simuluje vlivy soustavy a vyjadřuje se podle **Hofmana** (viz. dále).



Obr. č. 1.2.2: Výpočet pražce

Předpokládáme-li spojitě zatížení pražce, pak tento účinek se spojitě rozloží na pražec (obr. č. 1.2.2) a velikost tohoto spojitého zatížení  $q_1$  je definováno:

$$2F_p = q_1 \cdot l \quad [\text{N}] \quad (1.2.17),$$

Nad podporou se vyskytuje moment  $M_{o1}$ , který namáhá pražec ohybovým napětím:

$$M_{o1} = \frac{q_1}{2} \cdot l_1^2 = F_p \frac{l_1^2}{l} \quad [\text{N.m}] \quad (1.2.18)$$

a maximální moment  $M_{o2}$  nacházejí se v polovičce délky pražce  $l$  je dán:

$$M_{o2} = F_p \left( \frac{l}{4} - \frac{s}{2} \right) \quad [\text{N.m}] \quad (1.2.19),$$

kde síla  $F_p$  podle Hofmanna z kolejového tlaku (síly)  $F_k$ :

$$F_p = \frac{4\gamma + 1}{8\gamma + 1} F_k \quad [\text{N.m}] \quad (1.2.20),$$

odkud  $\gamma$  je definováno poměrem tuhosti kolejnice B a tuhostí pražce D:

$$\gamma = \frac{B}{D} \quad [-] \quad (1.2.21),$$

kde tuhost kolejnice je dána poměrem součinu modulu pružnosti v tahu kolejnice E (pro ocel  $E=2,1 \cdot 10^{11}$  Pa) a osovému momentu setrvačnosti  $J_x$  (tab. č. 1.1.2), a vzdáleností prážců  $b$  (obr. č. 1.1.2) :

$$B = \frac{6EJ_x}{b^3} \quad [\text{N.m}^{-1}] \quad (1.2.22)$$

Tuhost dřevěného pražce D (obr. č. 1.1.4) je určena vztahem:

$$D = 2C \cdot \frac{b_1 + b_2}{2} \cdot I_1 \quad [\text{N.m}^{-1}] \quad (1.2.23),$$

odkud rozměry pražce vyplývají z obr. č. 1.1.4.

### **Kontrola pražce:**

$$\sigma_o = \frac{M_{o\max}}{W_x \cdot k_\alpha} = \frac{M_{o1} \text{ nebo } M_{o2}}{W_x \cdot k_\alpha} \leq \sigma_{o\text{dov}} = 4 \text{ MPa} \quad [\text{MPa}] \quad (1.2.24),$$

kde

$W_x$  pro čtvercový průřez pražce (obr. č. 1.1.4) je  $W_x = \frac{1}{6} b_1^3$  a  $k_\alpha$  je průřezový součinitel.

### **Kontrola měrného tlaku na kolejové lože:**

$$p = \frac{2 \cdot F_p}{l \cdot b_2 \cdot k_\alpha} \leq p_{\text{Dov}} = 3,3 \text{ MPa} \quad [\text{MPa}] \quad (1.2.25)$$

### 1.3 Kolejová vozidla

Mezi nejdůležitější tažné kolejové vozidla určená pro tažení přípojných vozů ve vlacích patří lokomotivy, které lze rozdělit podle přívodu energie na závislá (vozidla elektrické trakce), polozávislá (akumulátorová a setrvačnicková) a nezávislá (parní a motorová trakce).

Dříve byl nejčastějším pohonem lokomotiv parní stroj, ale vývoj požadovalo rozšiřování železniční dopravy po celém světě. Požadavky vyšších výkonů i rychlostí jízdy podpořilo použití spalovacích motorů, turbín a elektrických motorů.

Charakteristickým vyjádřením provozní schopnosti hnacího vozidla je pak trakční charakteristika, ve které znázorňují křivky uvedenou závislost  $F=f(v)$  (viz. kap. 1.5).

#### ELEKTRICKÁ TRAKCE

Provoz elektrických vozidel je závislý na kontaktním přívodu na vozidlo. Rozvod trakčního proudu se provádí vrchním nebo spodním vedením, izolovaným od země a zpětným vedením obvykle kolejnicemi. Zásobování trakčního vedení zajišťují napájecí stanice a podle druhu proudové soustavy pak trakční transformovny, měničny, spínací stanice apod.

Na lokomotivách elektrické trakce musí být zařízení k odběru proudu z přívodního vedení a zařízení k přeměně elektrické energie na mechanickou práci. Mimo toto elektrické trakční zařízení jsou na vozidlech i pomocná zařízení pro chlazení některých strojů, na výrobu stlačeného vzduchu, na topení vlaku, apod. Zařízení trakční i pomocná označujeme jako elektrickou výzbroj vozidel.

Zavádění elektrického provozu umožňuje zvyšovat dopravní výkonnost tratí, jízdní rychlosti vlaků, dopravní hmotnosti vlaků i hospodárnost jejich provozu na dopravně silně zatížených tratích. Zvyšuje se akční rádius vozidel. K nevýhodám patří velké investiční náklady na pevná trakční zařízení, závislost provozu na dodávkách elektrického proudu, velká zranitelnost trakčního vedení, vyšší pořizovací cena vozidel a jejich údržby a vyšší kvalifikační nároky na obsluhující a údržbářský personál.



## Rozdělení vozidel elektrické trakce

Základním hlediskem pro rozdělení lokomotiv v elektrické trakci je druh proudové soustavy.

V kolejové dopravě používáme **proudové soustavy**:

- jednosměrnou- s napětím v troleji 250, 600, 750, 900, 1200, 1500, 3000 a 6000 V,
- střídavou jednofázovou- s normálním kmitočtem 50 Hz a napětím v troleji 6, 10, 15, 20 a 25 kV; se zvýšeným kmitočtem 60 Hz a napětím v troleji 20, 25 a 30 kV; se sníženým kmitočtem 16 Hz (třetinový) nebo 25 kV,
- střídavou trojfázovou- se sníženým kmitočtem 16 Hz a napětím 3,6 kV.

Pro jednotlivé proudové soustavy lze rozdělit **druhy elektrických hnacích vozidel** na:

- stejnoseměrné-proud je přiváděný jednoduchým vodičem, trakční motory jsou pro přiváděné nebo dílčí napětí,
- jednofázové-přívod proudu jednofázovým jednoduchým vedením. Na lokomotivě se provádí transformace na nižší napětí pro jednofázové kolektorové motory,
- trojfázové-přívod proudu zdvojeným vedením, příp. transformace na lokomotivě. Motory jsou trojfázové, indukční, kroužkové nebo s kotvou nakrátko.
- měničové-
  - jednofázové-jednofázové-přívod proudu jednoduchým vodičem, motory jednofázové,
  - jednofázové-stejnoseměrné-přívod jednofázového proudu jednoduchým vodičem. Transformace na nižší napětí n lokomotiv. Proud napájí synchronizovaný jednofázový stejnosměrný motor generátor. Vyrobený stejnosměrný proud pohání trakční motor,
  - jednofázové s usměřňovačem- přívod jednofázového proudu jednoduchým vodičem, transformace a usměrnění na lokomotivě, motory stejnosměrné,
  - jednofázové-trojčázové- přívod jednofázového proudu jednoduchým vodičem, transformace a změna na trojfázový proud měničem počtu fází na lokomotivě. Motory jsou trojfázové indukční, kroužkové nebo s kotvou nakrátko.

Zvláštní skupinu vozidel elektrické trakce polozávislé tvoří akumulátorová vozidla, jež získávají proud pro trakční motory z akumulátorových baterií na vozidle, které je však nutné po určitém traťovém výkonu dobíjet. Nevýhodou je velká hmotnost přepravovaných akumulátorů.

Podle přívodu proudu lze trakční vozidla rozdělit na:

- horní trolejí
- boční trolejí,
- střední nebo boční kolejnicí, apod.

Rozlišovacím znakem je i způsob přenosu kroutícího momentu z trakčního motoru na hnací dvojkolí:

- motor je uložen přímo na hnací nápravě,
- s ozubeným převodem,
- s ozubeným převodem a dutým hřídelem,

- s ojníčkovým přenosem,
- s lamelovou spojkou,
- se skupinovým pohonem náprav,
- s jalovým hřídelem a skupinovým pohonem náprav

### Stejnoseměrný systém

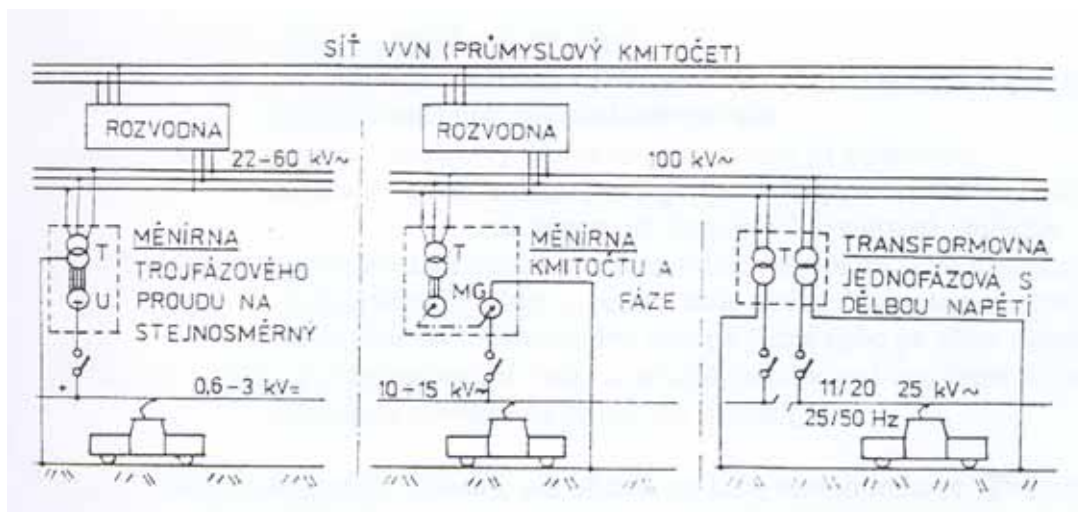
Stejnoseměrná proudová soustava používá na hlavních tratích v trolejové síti napětí 1,5 kV a 3,0 kV. Toto napětí se do trolejové sítě přivádí z měničů umístěných asi v 20ti kilometrových vzdálenostech podél trati. V měničích se v usměrňovacích jednotkách mění přiváděný střídavý proud na stejnoseměrný. Střídavý proud se přivádí z veřejné energetické sítě o napětí 110 kV nebo 220 kV. Přívod elektrického proudu na stejnoseměrná hnací vozidla se provádí pomocí pevných trakčních zařízení, které tvoří rozvodny, transformovny, spínací stanice, pevné a pojízdné měničky a trakční vedení (obr. č. 1.3.1).

V provozu vozidel elektrické trakce používáme trakční napájecí stanice dle tab. č. 1.3.1:

Výrobní síť	Trakční síť	Trakční a napájecí stanice	Změna
Jednofázová 16 (2/3) Hz	Jednofázová 16 (2/3) Hz	Transformovny	Napětí
		Měničky	Napětí a kmitočet
Trojfázová 50 Hz	Jednofázová 50 Hz stejnoseměrná	Transformovny	Napětí a počet fází
		Měničky	Napětí a kmitočet

Tab. č. 1.3.1: Trakční napájecí stanice

Trakční napájecí stanice stejnoseměrné proudové soustavy jsou měničkami, ve kterých se mění trojfázový proud vysokého nebo velmi vysokého napětí a průmyslovým kmitočtem 50 Hz na stejnoseměrný proud odpovídajícího trakčního napětí. Dříve se u nás používaly rotační měniče. Později to byly rtuťové usměrňovače, které se v současnosti nahrazují výhodnějšími usměrňovači křemíkovými.



Obr. č. 1.3.1 : Princip napájení železničních tratí elektrickým proudem

Vstupní napětí z veřejné sítě se musí před usměrněním transformovat na hodnotu napětí usměrňovačů (tab. č. 1.3.2).

Druh dopravy	Hlubinné doly	Pouliční dráhy	Metro	Hlavní dráhy	
Napětí v troleji (V)	250	600	750	1500	3000
Napětí měničny (V)	275	660	825	1650	3300
Napětí trojfázové sítě (kV)	6	22	22	22; 35	22; 110

Tab. č. 1.3.2: Transformace napětí v závislosti na druhu dopravy

Rozdíl jmenovaných napětí v troleji a měničně respektuje úbytky napětí ve vedení a v usměrňovačů jednotkách.

Vzdálenosti trakčních napájecích stanic závisí na napětí, na vodivém průřezu a dopravním toku (viz. tab. č. 1.3.3)

Napětí (V)	250	600 a 750	1500	3000
Vzdálenost (km)	1-2	2-5	10-15	20-30

Tab. č. 1.3.3: Závislost vzdálenosti napájecích stanic na napětí

Pojízdná měnična je složena ze dvou vozů:

- transformační a usměrňovací vůz,
- napájecí vůz se stejnosměrným rozváděčem

Trakční vedení je složeno z přírodního vedení a zpětného vedení.

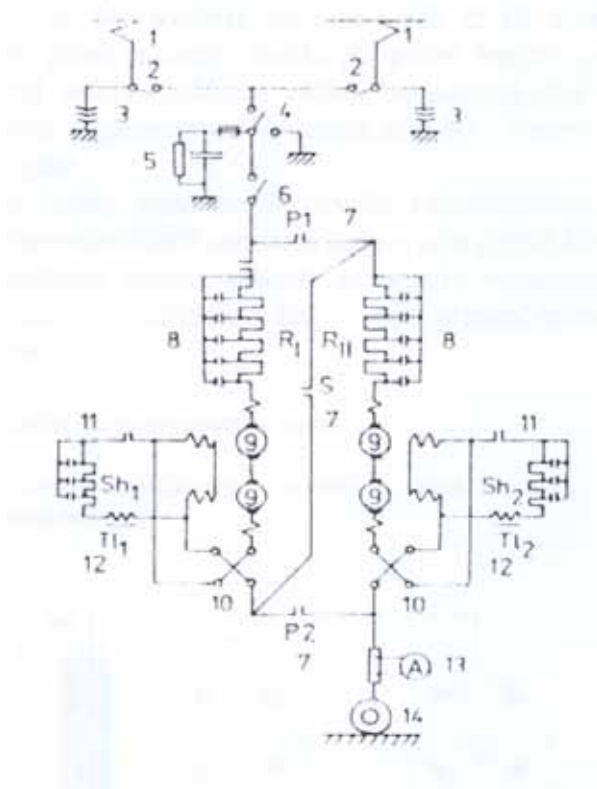
**Přívodní trakční vedení** se skládá z těchto částí:

- Napájecí vedení-vývody z měřírny k trolejovému vedení. Obvykle je provedeno holými vodiči přes růžkové odpojovače.
- Trolejové vedení a) prosté-trolejový drát je zavěšen přímo na podpěrách, b) řetězovkové- trolejový drát je zavěšený pomocí věšáků různé délky na závěsném laně, které je zároveň vodičem.
- Zesilovací vedení se používá na tratích s velkým odběrem elektrického proudu, na velkých stoupáních. Zvětšuje se průřez trolejového drátu pomocí souběžně vedeného ocelohliníkového lana po jedné nebo po dvou stránkách trati.
- Obcházecí vedení spojuje nesouvislé úseky a umožňuje odpojení mezilehlého úseku bez přerušení provozu na přilehlých úsecích.

Trolejový drát je nejčastěji měděný, ale zkouší se také ocelohliníkové. Trolejový drát je ve vodorovné rovině klikatě vedený stranovou výchytkou od osy koleje, což způsobuje rovnoměrnější opotřebení drátu. Upevnění drátu je zajištěno pomocí šikmo zavěšených kotev, které jsou upnuty na konzolách a jejich prostřednictvím na stožárech.

**Zpětné trakční vedení** rozeznáváme:

- kolejnicové vedení je tvořeno kolejnicemi, kterými se trakční elektrický proud přivádí od kol hnacího vozidla zpět do měřírny
- zpětné napájecí vedení jsou kabelové vodivé spoje mezi kolejnicemi a zápornou přípojnici, umístěnou v měřírnamech.



Obr. č. 1.3.2: Trakční obvody elektrické stejnosměrné lokomotivy

1. Sběrače proudu, 2. Odpojovače, 3. Přepětový svodič, 4- Hlavní odpojovač a uzemnění, 5. Přepětová ochrana, 6. Hlavní vypínač, 7. Skupinové spínače, 8. Spouštěcí odporů, 9. Trakční motory, 10. Přepínač směru jízdy, 11. Odporník zeslabování, 12. Thumivka zeslabování, 13. Ampérmetr, 14. Nápravový sběrač.

**Uložení trakčního motoru a převod jeho mechanického výkonu na hnací kola je realizován:**

- neodpruženým motorem spočívajícím svou hmotností na hnací nápravě,
- částečně odpruženým motorem spočívajícím jen části své hmotnosti na nápravě prostřednictvím tlakových ložisek, druhá část je pružně zavěšena na rámu vozidla
- zcela odpruženým motorem zavěšeným na odpruženém rámu podvozku nebo rámu skříně

Trakční motory mohou být umístěny v elektrických lokomotivách hluboko v podvozku pod lokomotivní skříní, vyvýšeně a odpruženě v podvozku, částečně zasahující do lokomotivní skříně a nad nápravou uložené odpruženě v lokomotivní skříní nebo v odpruženém rámu podvozku.

Trakční motory jsou sériové. Nejčastěji jsou napájené proudem přímo z trakční sítě. Vzhledem k nutnosti zmenšení napětí na komutátoru spojují se dva, tři nebo čtyři motory trvale mezi sebou a tvoří elektricky spojené skupiny motorů se stejným protékajícím proudem. Spouštění motorů provádíme ztrátově předřadnými odporníky a k rozšíření hospodárného regulačního rozsahu používáme spínání skupin motorů a zeslabování buzení. Pro přenos kroutícího momentu na pevnou nápravu se používají konstrukce tuhých, pružných a poddajných převodů.

Lokomotivní skříň lokomotiv tvoří rám, střecha a boční stěny. Rám je tvořen z podélných nosníků, které jsou na koncích s výztužnými čely pro tažné a narážecí ústrojí. Střecha vozidel bývá dělena na odnímatelné díly, aby byla snadná montáž a demontáž strojního zařízení ve strojovně. Na koncích střechy bývají upevněny sběrače proudu a mezi nimi v konstrukci střechy umístěny odporníky. V bočních stěnách jsou vstupní dveře, zasouvací žebřík pro výstup na střechu vozidla, okna pro zlepšení viditelnosti ve strojovně a větrací otvory. Na obou koncích skříně jsou kabiny pro obsluhu vozidla. Sběrače proudu slouží ke kontaktnímu odběru proudu z trolejového vedení pomocí lyžin, které jsou zespolu pružícím pantografovým mechanismem přitlačovány stálým tlakem k troleji. Rozměry a pracovní zdvih sběrače jsou přesně limitovány povoleným obrysem pro horní část vozidel. Zvedání a spouštění sběračů se provádí stlačeným vzduchem. Pro kvalitní odběr proudu bývají na lyžinách měděné nebo grafitové lišty.

## **Proudové okruhy elektrické výzbroje vozidla lze rozdělit na**

- trakční,
- pomocných pohonů a zařízení poháněných z trakční sítě,
- řídicími, signálními, měřicími a světelnými napájených ze zdroje pomocného proudu nízkého napětí.

Trakční proudové okruhy obsahují trolejové sběrače proudu, odpojovače sběračů, předpětovou ochranu, odpojovač a zemnič celého trakčního zařízení, hlavní vypínač s nadproudovou spouští, spouštěcí a brzdové odporníky, spínače odporových stupňů, spínače pro zeslabování buzení (šenty), bočníky pro ampérmetry, nápravové sběrače proudu, nadproudová, rozdílová, předpětová, podpětová, skluzová a jiná relé pro ochranu proudových okruhů. Působení ochran je signalizováno klapkovým návěstníkem nebo panelem palubní diagnostiky na pracovišti strojvedoucího. Dále je doplňováno informacemi o měření elektrických veličin, měření rychlosti jízdy, teploty spouštěcích a brzdových odporníků, teploty vinutí pomocných pólů trakčních motorů, tlak vzduchu v hlavní jímce, v potrubí, v brzdovém válci a v pomocné jímce.

U novějších typů vozidel to bývají také zařízení v okruzích pro elektrické brždění do odporů nebo zpět do sítě (rekuperací).

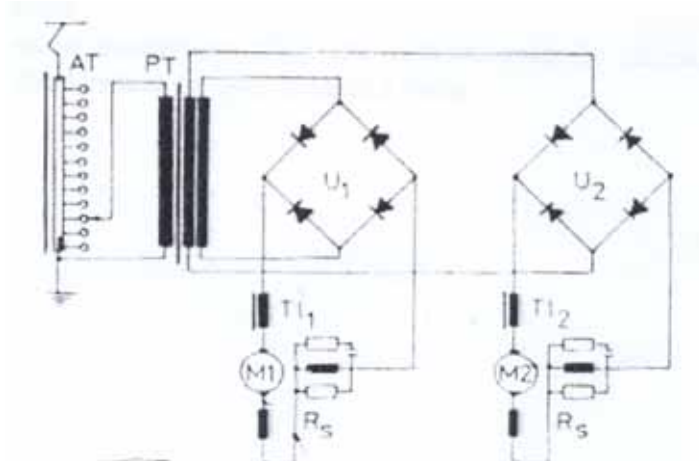
## **Střídavý systém**

Střídavá proudová soustava používá jednoduššího rozvodu střídavého proudu v trolejové síti o napětích od 10 kV do 25 kV a s různými kmitočty 16 2/3, 25, 50, a 60 Hz. Snížený kmitočet je volen u střídavých komutátorových trakčních motorů hlavně z důvodu komutačních. Pro rozvod elektrické energie se nejčastěji používá trojfázový proud s kmitočtem 50 Hz. Elektrické lokomotivy střídavé proudové soustavy jsou složeny ze stejných hlavních částí jako elektrické lokomotivy stejnosměrné. Rozdílnost je značná v elektrické síti, protože přiváděný proud musí být na lokomotivě upravován podle trakčních motorů.

## **Napájení trakčních motorů je uskutečněno:**

- Přímo jednofázovým střídavým proudem 50 Hz sníženého napětí. Motory jsou komutátorové nebo indukční jednofázové.
- Nepřímo přeměnou jednofázového proudu na jiný druh proudu jednofázovou-trojfázovou s použitím stejnosměrných motorů a jednofázovou. Stejnosměrnou s použitím stejnosměrných motorů.
- Přímo usměrněným proudem vlnitým se rtuťovými usměrňovači nebo polovodičovými ventily.

Lokomotivy v provozu ČD (obr. č. 1.3.3) používají rozvodné napětí 25 kV a kmitočet 50 Hz. Na vozidlech musí být proud upravený, protože pro pohon dvojkolí používáme zpravidla stejnosměrné trakční motory. Elektrická výzbroj stejnosměrné části lokomotiv je tedy podobná lokomotivám stejnosměrným. Na vozidle musí být i výzbroj pro část napájenou stejnosměrným proudem.



Obr. č. 1.3.3: Schéma elektrické lokomotivy na střídavý proud

*AT- autotransformátor s regulací napětí na primárním vinutí,  $U_{1,2}$ - usměrňovače,  $TI_{1,2}$ - vyhlazovací tlumivky,  $M_{1,2}$ - stejnosměrné trakční motory*

Priváděný proud vysokého napětí je nutno na lokomotivě transformovat na napětí nižší. Trakční transformátor, zpravidla umístěný mezi podvozky má nucené olejové chlazení a je vybaven vysokonapěťovým přepínačem odboček, poháněným pneumatickým motorem ovládaným z obou stanišť strojvedoucího. Primární vinutí je napájeno regulovaným vinutím z autotransformátoru. Sekundární vinutí je rozděleno na dvě samostatné sekce, které napájejí přes usměrňovače oba podvozky. Dalším obvodem přes usměrňovač je napájeno elektrické vlakové topení a pomocné pohony.

### **Vícesystémová vozidla**

Používání různých proudových soustav, často i na tratích jedné železnice vyžaduje používání vícesystémových vozidel, která umožňují v průběhu jízdy vlaku pouhým přepnutím na stanovišti strojvedoucího změnit zapojení elektrických obvodů na jiný druh přiváděného proudu. Přímý přechod vlaků na trať s odlišnou proudovou soustavou je možný dvou nebo vícesystémovými vozidly, která mají plný výkon ve všech proudových soustavách (obr. č. 1.3.4).

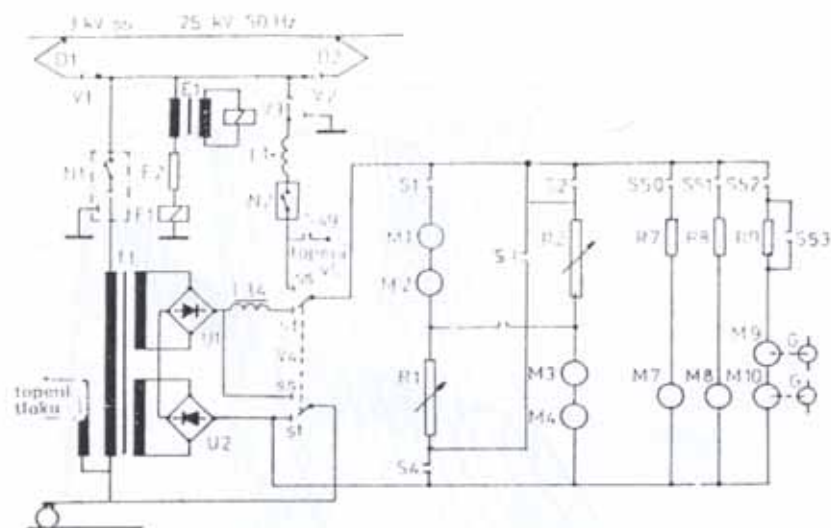
### **Rozdělení vícesystémových vozidel se realizuje na:**

-vozidla, která mají proudové soustavy různých kmitočetů a napětí z nichž alespoň

jedna soustava je stejnosměrná

- dvounapěťová a vícenapěťová vozidla pro proudové soustavy různých napětí, ale stejného kmitočtu,
- dvoufrekvenční vozidla při proudových soustavách střídavých s různým kmitočtem i při různých napětích.

Změna proudové soustavy má přímý vliv na řešení trakčního zařízení, na volbu typu a na spojení trakčních motorů, na jejich napájení a řízení.



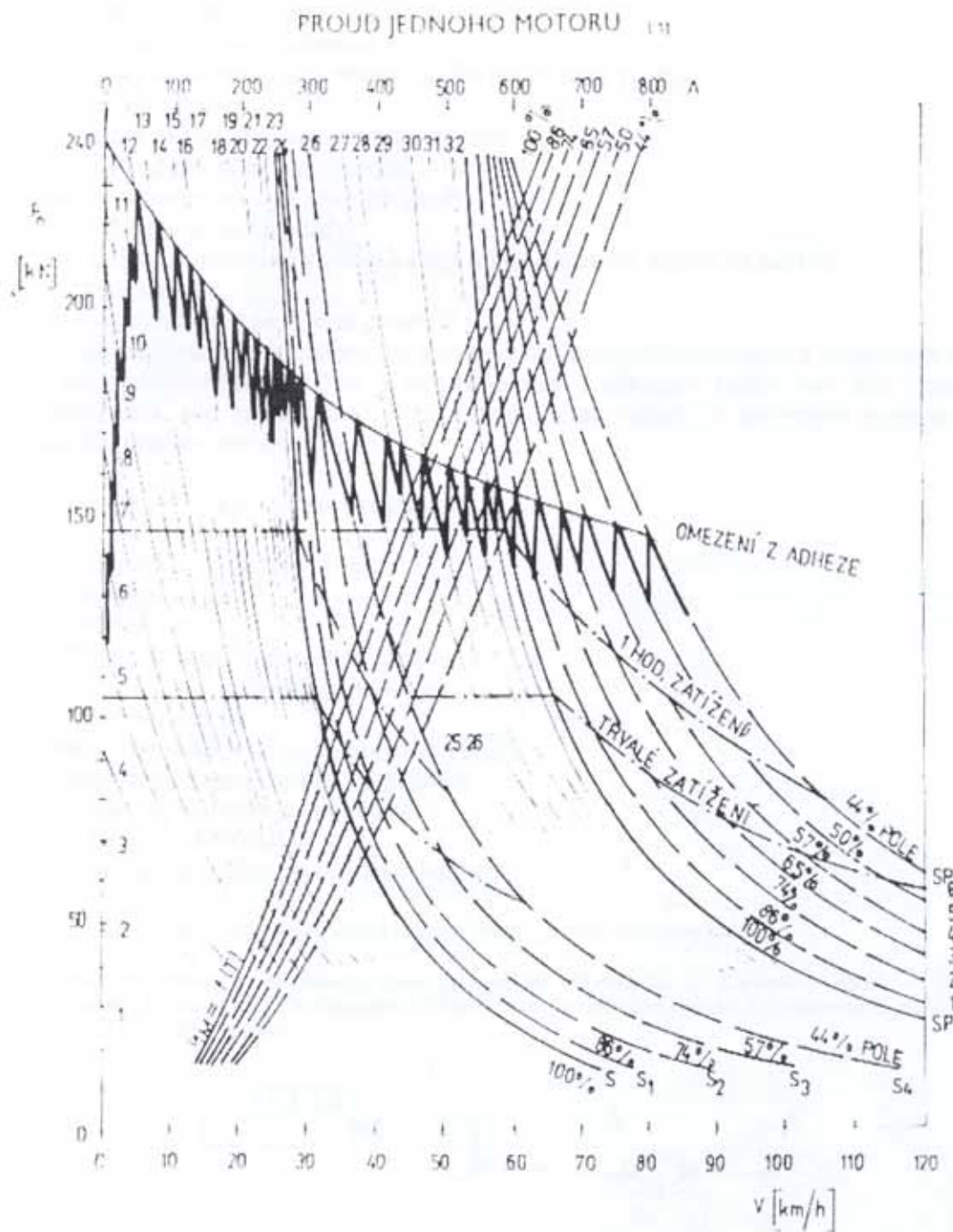
Obr. č. 1.3.4: Vysokonapěťové obvody elektrické dvousystémové lokomotivy pro napětí 3 kV a 25 kV

*D1,2 sběrače proudu; V1,2 odpojovače sběračů; V3 odpojovač stejnosměrného systému; E1 měřicí transformátor; N1 vypínač střídavého proudu; N2 vypínač stejnosměrného proudu; M1,2,3,4 trakční motory; M7,8 motory kompresorů; M9,10 Motory ventilátorů, G generátor stejnosměrného proudu; R1,2,7,8,9 rozběhové odporníky; S1-5 elektropneumatické stykače trakčního obvodu; L3 vyhlazovací tlumivka; U1,2 usměrňovače; T1 trakční transformátor*

### **Akumulátorová vozidla**

Jedná se o vozidla polozávislé trakce. Pohonným soustrojím jsou stejnosměrné motory, převážně sériové a jsou napájeny z vlastního zdroje-akumulátorové baterie. U tohoto systému odpadá nákladná stavba pevných trakčních zařízení pro přívod proudu a vozidla je možné používat i na tratích s menším provozem při všech výhodách elektrické trakce. Velkou nevýhodou těchto vozidel je možnost použití na krátké vzdálenosti a hlavně značná hmotnost akumulátorových baterií.





Obr. č. 1.3.5: Trakční charakteristika elektrické stejnosměrné lokomotivy s vyznačením postupného řazení jízdních stupňů (silná pilová čára)

## Motorová trakce

Používání vozidel motorové trakce má tyto výhody:

- vysokou celkovou účinnost,
- velký akční rádius a možnost vyššího provozního využití,
- snazší obsluha,
- téměř okamžitou použitelnost k dopravnímu výkonu,
- nezávislost na přívodu energie.

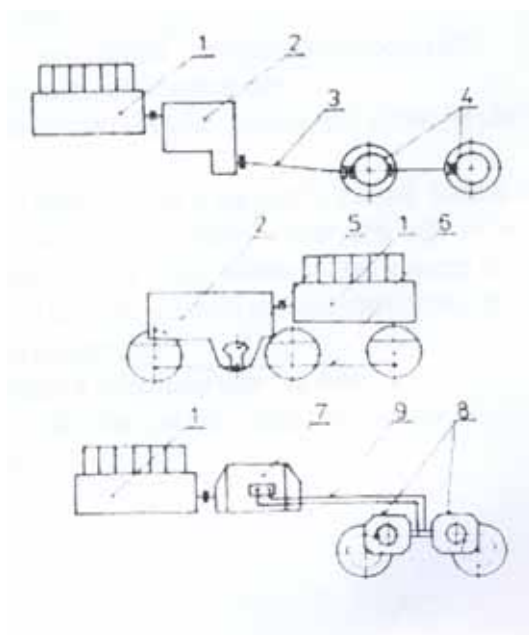
Motorová trakce má však i své nevýhody:

- vyšší pořizovací náklady,
- složitost konstrukce vozidel a s tím související vyšší nároky na údržbu
- cena paliva
- negativní vlivy na životní prostředí.

Srovnáním předchozích faktorů má motorová trakce největší uplatnění v posunovací službě a u manipulačních vlaků. Dále v traťové osobní i nákladní službě a tam, kde dosud není elektrifikace pro rychlou mezistátní dopravu a na tratích se smíšeným provozem nebo různými proudovými soustavami.

Podle použitého přenosu výkonu lze motorové trakce vozidel rozdělit na mechanické, elektrické, hydraulické-hydrostatické a hydrodynamické, popř. kombinované.

Podle způsobu pohonu dvojkolí pak na skupinový pohon Gallovým řetězem, jalovým hřídelem se spojnicemi a kloubovými hřídeli a samostatným pohonem každého dvojkolí. Schématické znázornění druhů přenosu je zobrazeno na obr. č. 1.3.6.



Obr. č. 1.3.6: Schématické znázornění druhů přenosu výkonu u vozidel motorové trakce.

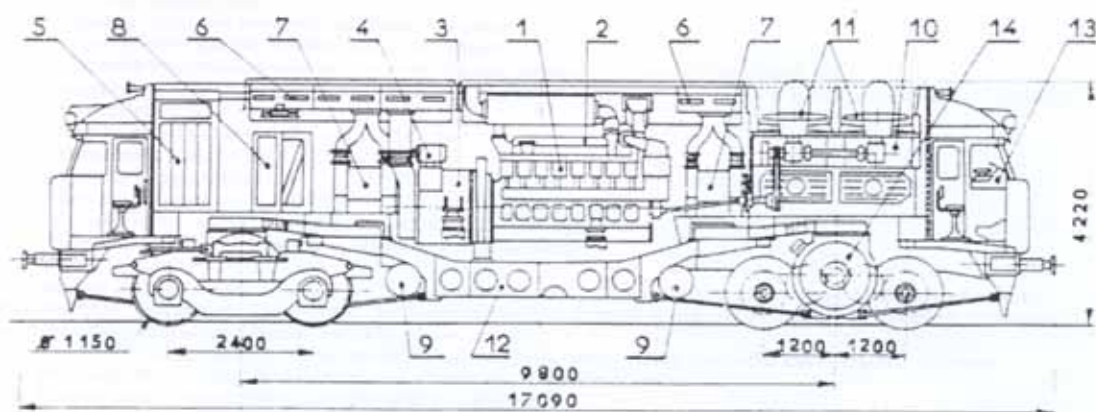
1. Spalovací motor,
2. Mechanická nebo hydraulická převodovka,
3. Kardanový hřídel,
4. Nápravové převodovky,
5. Jalový hřídel,
6. Spojnice,
7. Generátor stejnosměrného proudu,
8. Stejnosměrné trakční motory,
9. Vedení elektrického proudu.

## Spalovací motory

Základní pohonnou jednotkou a zdrojem prvotní energie vozidel motorové trakce je spalovací motor. Pro železniční provoz používáme různé typy, druhy a konstrukce spalovacích motorů.

Nejčastěji se používají čtyřdobé vznětové motory. Zvyšování jejich výkonu můžeme dosáhnout zvýšením počtu otáček nebo středního užitečného tlaku na píst. Místo přirozeného nasávání používáme přetlakového plnění válců. Přeplyňování může být nízkotlaké, středotlaké a vysokotlaké. Stlačený vzduch dodávají dmychadla nebo turbíny. Palivo potřebné pro činnost motoru je z nádrže přiváděno potrubím přes čističe paliva do vstřikovacího čerpadla. Vstřikovací čerpadlo zajišťuje vstřikování správného množství paliva pod vysokým tlakem a v určitém časovém okamžiku do válce motoru. Čerpadla bývají nejčastěji pístová. Chlazení motoru má zajišťovat jeho nejvýhodnější provozní teplotu a zabránit jeho tepelnému přetížení. Kapalinový chladicí okruh obsahuje vodní čerpadlo pro nucený oběh kapaliny, vyrovnávací nádrž potrubím, chladičové bloky, ventilátor chlazení, regulační zařízení a ruční nouzové čerpadlo. Důležitou částí je mazací okruh, který se skládá z olejového čerpadla, potrubí s regulačními a pojišťovacími ventily, čističe a chladiče oleje.

Pro české lokomotivy (obr. č. 1.3.7) vyrábí nejvíce motorů ČKD Plzeň. Nejčastěji se jedná o vznětové motory s kapalinovým chlazením. Válce jsou zpravidla uspořádány do V.



Obr. č. 1.3.7: Schématický řez motorovou lokomotivou

1. Spalovací motor, 2. Turbinové přeplyňování, 3. Trakční generátor, 4. Pomocný generátor, 5. Elektrická přístrojová skříň, 6. Vzduchové filtry, 7. Ventilátor k trakčním motorům, 8. Skříň k pneumatickým přístrojům, 9. Jímky na stlačený vzduch, 10. Vzduchové chladicí ventilátory, 11. Přívod vzduchu, 12. Palivová nádrž, 13. Řídicí pult, 14. Trakční motor.

## **Přenos výkonu motorových lokomotiv**

Motorové lokomotivy a vozy na rozdíl od parního stroje parních lokomotiv musejí mít mezi spalovacím motorem a hnacím dvojkolím vložené zařízení pro přenos výkonu. Toto zařízení přizpůsobuje nevhodní trakční vlastnosti motorů potřebnému průběhu podlé ideální trakční charakteristiky.

Spalovací motor není schopen měnit tažnou sílu ve větším rozmezí, proto musí přenosové zařízení zabezpečovat:

- přenos výkonu motoru na hnací dvojkolí,
- rozdílnost otáček hřídele motoru a hnacího dvojkolí,
- převod kroutícího momentu motoru na tažnou sílu na obvodě kol,
- možnost využití plného výkonu motoru, pokud možno v celém rozsahu jízdních rychlostí,
- maximální tažnou sílu při rozjezdu,
- dosažení maximální účinnosti,
- vysokou spolehlivost,
- možnost reverzace chodu,
- snadné přerušení vazby mezi motorem a dvojkolím,
- nízkou pořizovací cenu a levný provoz a údržbu

Nejstarším přenosem výkonu je mechanický. Používá se u vozidel s menším výkonem motoru. Další možné přenosy jsou elektrické, hydraulické, popř. kombinace.

Mechanický přenos se skládá ze:

1. Spojky-umožňující chod motoru naprázdno, příp. jízdu vozidla bez použití motoru,
2. Převodovky-umožňující řazení různých jízdních stupňů,
3. Reverzace-umožňující jízdu oběma směry,
4. Pohonů provádějících spojení přenosových částí s dvojkolím

**Spojka** uložená mezi motorem a mechanickou převodovkou bývá obvykle třecí. Přenáší plný výkon motoru, přerušuje spojení mezi hřídelem motoru a vstupním hřídelem převodovky a umožňuje pozvolné spojování obou hřídelů a vyrovnání jejich otáček při rozjezdu vozidla až do úplného spojení. Spojky bývají různých konstrukcí, avšak převážně lamelové, kotoučové a kuželové.

**Mechanická převodovka** je skříň, ve které je uložena soustava ozubených kol a hřídelů. Ozubená kola mohou být ve stálém záběru. Řazení stupňů probíhá pomocí zubových spojek nebo jsou některá ozubená kola posuvná. Pomocí třecích spojek se řadí stupně u planetových převodovek. Výkon z převodovky se přenáší na hnací dvojkolí článkovými řetězy a zpravidla kloubovými hřídeli. Ty však vyžadují na každém hnacím dvojkolím zvláštní

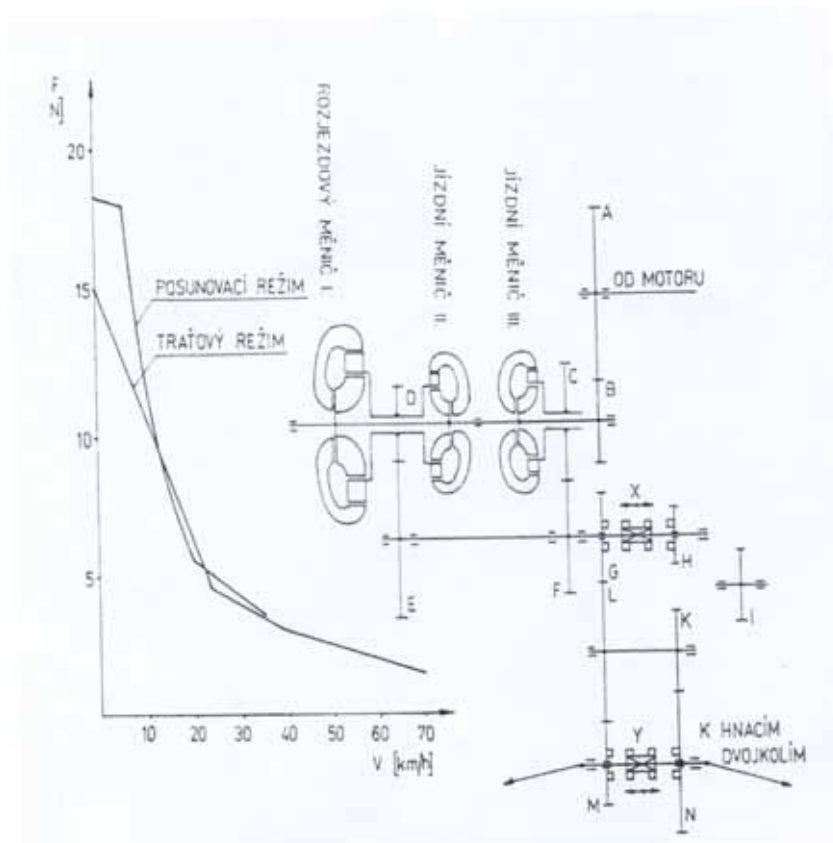
rozvodovou skříň s kuželovými ozubenými koly.

U **hydraulického přenosu výkonu** slouží k přenosu energie kapalina. Nejčastěji je to olej. Spalovací motor pohání čerpadlo, které vtlačuje kapalinu do pracovního prostoru hydraulického stroje a z jeho výstupního hřídele jsou pak poháněna hnací dvojkolí. Přenos se dělí na:

- hydrostatický-pro menší výkony do 300 kW,
- hydrodynamický- pro výkony 1400 kW jednoho agregátu

U **hydrostatického přenosu výkonu** uděluje pístové čerpadlo kapalině vysoký tlak až 30 MPa. Tlaková kapalina je vedena potrubím do pístového hnacího stroje, který je podobný pístovému čerpadlu. Z jeho výstupního hřídele je přenášen kroutící moment na hnací dvojkolí.

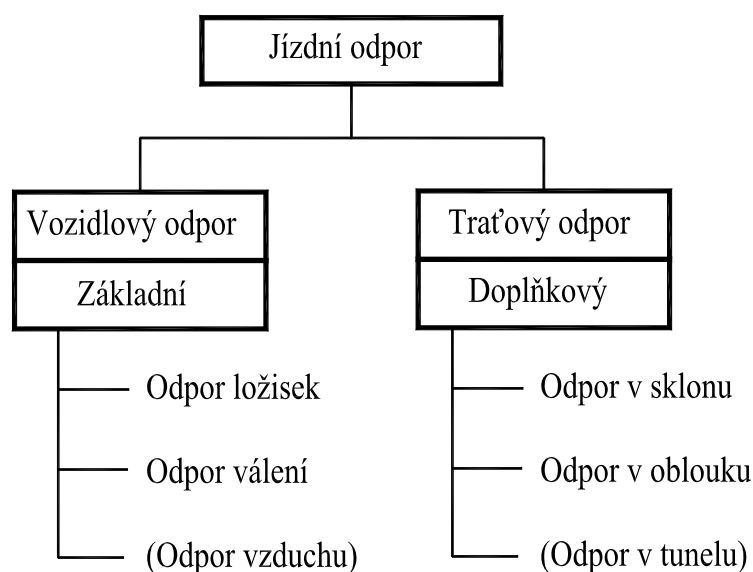
**Hydrodynamický přenos** (obr. č. 1.3.8) výkonu využívá odstředivé čerpadla, které uděluje kapalině vysokou rychlost. Touto rychlostí vtéká kapalina do turbínového kola, uvádí jej do rotačního pohybu a ten je přenášen na hnací dvojkolí.



Obr. č. 1.3.8 : Schématické znázornění hydrodynamického přenosu výkonu tříměničovou převodovkou

## 1.4 Stanovení jízdních odporů kolejových vozidel

Celou skupinu odporů začleňujeme do množiny, která se nazývá jízdní odpor. Jedná se o sílu, která působí proti pohybu vozidla po trati a která není brzdou silou. Tyto odpory lze rozdělit do dvou odlišných skupin podle charakteru vzniku a působení na vozidlový odpor a traťový odpor. Vozidlový odpor je dán jednoznačně konstrukcí vozidla na rozdíl od traťového odporu, který je funkcí průběhu trati.

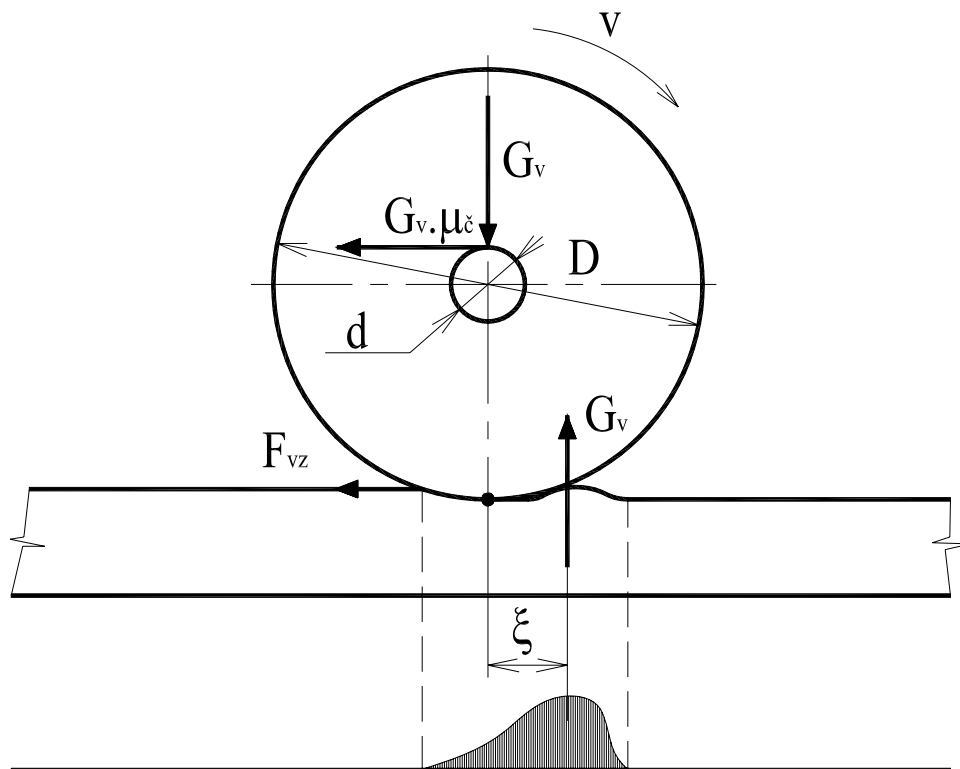


Obr. č. 1.4.1: Rozdělení vozidlového odporu

### Vozidlový odpor

Vozidlový odpor (obr. č. 1.4.2) je součástí jízdního odporu závislý na konstrukci a stavu vozidla. Místo výskytu vozidlového odporu lze najít v místě styku vozidla s dopravní cestou a s vnějším prostředím. Nedělitelnou součástí vozidlového odporu jsou odpory ložisek, odpor válení, popř. odpor vzduchu.

**Odpor ložisek** je vyvolaný u vozidlového odporu třením v ložiskách. Velikost odporu ložisek a tím i jeho součinitele je velmi proměnlivá hodnota. Závisí především na typu ložiska (valivé, kluzné), kvalitě maziva a druhu oleje, teplotě ložiska, zatížením kola a rychlosti pohybu.



Obr. č. 1.4.2: Vozidlový odpor

Z hlediska mazání kluzných ploch rozeznáváme čtyři fáze tření:

1. tření suché-vozdlo bylo delší dobu v klidu, došlo k vytlačení maziva ze styčných ploch a součinitel tření dosáhl poměrně vysoké hodnoty (až 0,2);
2. tření polosuché-nastává v prvních okamžicích rozjezdu, kdy se ještě nevytvoří souvislá vrstva maziva;
3. tření mezní-součinitel tření dosahuje extrémně nízkou hodnotu;
4. tření kapalinové-hodnota součinitele tření se zvětšující se rychlostí pomalu stoupá.

Na velikost součinitele tření v ložiskách má výrazný vliv venkovní teplota. Např. hodnota součinitele tření při mrazu  $-20^{\circ}\text{C}$  je dvojnásobná oproti hodnotě při pokojové teplotě.

**Odpor valení** je součástí vozidlového odporu vyvolaného válením rotačního tělesa po podložce. Je obecně známa skutečnost, že skutečné reálné těleso na drsné podložce se neuvede do pohybu i když na něj působí určitá malá síla nebo moment. Z tohoto důvodu existuje určitá odporová složka síly, kterou nazýváme odpor válení. Tato síla brání rotačnímu tělesu v pohybu a nesouvisí se smykovými silami ani s adhezním třením. Na obr. č. 1.4.2 je znázorněné těleso (dvojkolí) v klidu. Je vyrobeno z tvrdšího materiálu než podložka (kolejnice) a z tohoto důvodu dochází vlivem působení tíhy  $G_v$  k částečnému vtlačování tělesa do podložky. Styk dvojkolí a kolejnice je uskutečňován na malé ploše a reakce  $G_v$  je

symetrická k ose dvojkolí v klidu. V důsledku působení hnací síly a hnacího momentu dochází k uvedení tělesa do valivého odporu a to vede ke stlačování kolejničky rotačním tělesem. Rozložení tlaků v místě kontaktu pak není symetrické (obr. č. 1.4.2). Vzdálenost posunutí reakce tíhy tělesa  $G_v$  ve směru pohybu se nazývá součinitel válení nebo rameno valivého odporu  $\xi$ . Reakce  $G_v$  na rameni  $\xi$  vytváří moment valivého tření  $M_v = G_v \cdot \xi$ , který působí proti hnacímu momentu. Velikost tohoto momentu závisí na materiálu obroucí dvojkolí (tj. rotačního tělesa) a kolejničky, na velikosti přenášení tíhy, rychlosti pohybu, jakosti třecích povrchů, stavu dopravní trasy a charakteru pohybu dvojkolí.

Teoreticky lze vozidlový odpor velice jednoduše odvodit součtem odporu čepového tření a valivého odporu k místu kontaktu (obr. č. 1.4.2):

$$F_V = G_v \cdot \frac{d}{D} \left( \mu_\xi + 2 \frac{\xi}{d} \right) \quad [\text{N}] \quad (1.4.1)$$

Přesné určení matematického vztahu pro výpočet odporu válení je velmi obtížné.

**Odpor vzduchu** se uplatňuje především u velkých rychlostí. Do vztahu pro výpočet celkového vozidlového odporu (1.3.1) se obvykle neuvádí. Odpor vzduchu je přímo úměrný kvadrátu rychlosti. Určí se z všeobecně platného fyzikálního vztahu:

$$F_{VZD} = \frac{1}{2} \cdot c_x \cdot S \cdot \rho_{vzd} \cdot v_1^2 \quad [\text{N}] \quad (1.4.2),$$

kde

$c_x$  je tvarový součinitel závislý na tvaru hnacího vozidla a počtu vozidel (0.25 až 1,2),

$S$ - příčný průřez čelního vozidla [ $\text{m}^2$ ],

$\rho_{vzd}$ - hustota vzduchu [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ],

$v_1$ - relativní rychlost obtékání vzduchu okolo stěn vozidla [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ].

Odpor vzduchu daného vozidla je závislý na rychlosti a příčném průřezu a hustotě vzduchu.

Hustota vzduchu závisí na teplotě a atmosférickém tlaku podle vztahu:

$$\rho_{vzd2} = \rho_{vzd1} \cdot \frac{p_2 \cdot T_1}{p_1 \cdot T_2} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (1.4.3),$$

kde

$p_2, p_1$  je vyjádření změny atmosférického tlaku [Pa],

$T_1, T_2$  je vyjádření změny teploty vzduchu [K].

**Empirický výpočet součinitele vozidlového odporu** bere v úvahu nejdominantnější



veličinu-rychlost. Empirický výpočet vznikl na základě praktického měření.

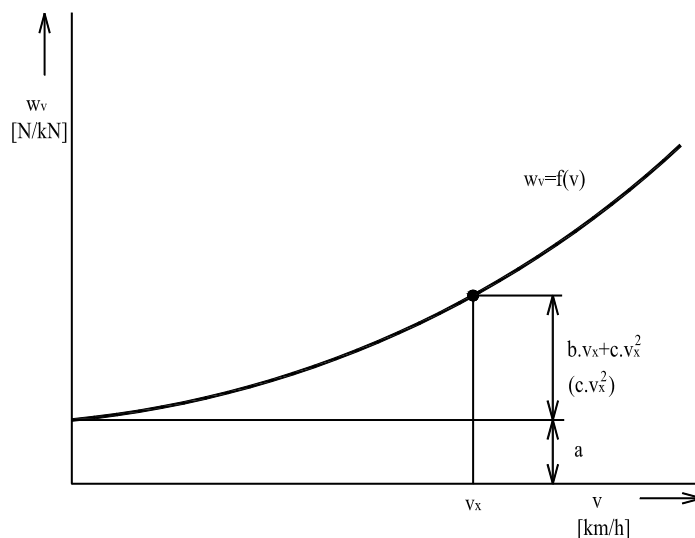
Nejvhodnější model lze vyjádřit v parabolickém tvaru posunutého počátku (obr. č. 1.4.3):

$$w_v = a + b.v + c.v^2 \quad [N.N^{-1}](1.4.4),$$

kde

$v$  je rychlost pohybu zkoumaného vozidla [ $\text{km.h}^{-1}$ ]

$a$ ,  $b$ ,  $c$ -jsou koeficienty polynomu vypočítané metodou nejmenších čtverců z naměřených hodnot.



Obr. č. 1.4.3:

vozidlového odporu

Graf součinitele

U vztahu (1.4.4) není vhodné zkoumat původ koeficientů jako např.  $a$ -odpor válení,  $b$ -odpor ložisek,  $c$ -koeficient vzduchu, protože tyto koeficienty nevyjadřují velikost vlivu jednotlivých separátních odporů v závislosti na rychlosti a vozidlovém odporu.

V případě, že koeficient  $b$  je nula nebo je blízký hodnotě nula, pak:

$$w_v = a + c.v^2 \quad [N.N^{-1}](1.4.5),$$

a není samozřejmě důvod k tomu myslet si, že odpor ložisek je nulový.

Typ vozidlového odporu Index t	Druh nápravy	Nápravové zatížení [kN]	Vztah pro výpočet součinitele vozidlového odporu $w_v$ [ $N \cdot N^{-1}$ ], $v$ [ $km \cdot h^{-1}$ ],	Rozsah platnosti [ $km \cdot h^{-1}$ ]
R	4-nápr.	80 až 150	$1,35+8 \cdot v/100+v^2/300$	0 až 150
S	2-nápr. os.	-	$1,9+v^2/2150$	0 až 100
	2-nápr. náč.	100 až 150	$1,9+v^2/2150$	0 až 100
M 4	Bix 18, 5 m	-	$1,8+v/100+v^2/2100$	0 až 100
M 2	2-nápr. příp.	-	$1,5+v^2/115$	0 až 80
T 4	4-nápr. náč.	151 až 200	$1,3+v^2/3000$	0 až 100
U 4	4-nápr. náč.	50 až 99	$2,0+v^2/1250$	0 až 100

Tab. č. 1.4.1: Empirické vztahy pro výpočet součinitele vozidlového odporu dopravovaných vozidel

V tabulce č. 1.4.1 jsou uvedeny empirické vztahy pro výpočet součinitele vozidlového odporu. Kromě této hodnoty vozidlového odporu nebo součinitele vozidlového odporu je možné najít velikost skutečného vozidlového odporu v technické dokumentaci vozidel. Uvedené součinitele odporu (1.4.4 a 1.4.5 a tab.č. 1.4.1) jsou vztaženy na 1 kN tíhy zatížení vozidla.

### **Vozidlový odpor kolejových vozidel MHD**

Vozidlové odpory kolejových vozidel městské hromadné dopravy (MHD) někteří autoři rozdělují na hnací vozidla a dopravovaná vozidla, příp. hnací dvojkolí a pro běžné dvojkolí. Z tohoto pohledu můžeme síly na překonávání odporů rozdělit na hnací a běžné dvojkolí, tj. na hnací a dopravovaná vozidla.

Empirický vztah pro výpočet součinitele vozidlových odporů kolejových vozidel je dán vztahem pro:

a) dvounápravové tramvaje s hmotností do 20 t

$$w_v = 5 + b \cdot v + 0,00096 \cdot v^2 \quad [N \cdot N^{-1}](1.4.6),$$

b) dvounápravové tramvaje s hmotností do 40 t

$$w_v = 4,4 + b.v + 0,00064.v^2 \quad [\text{N.N}^{-1}](1.4.7),$$

c) čtyřnápravové tramvaje

$$w_v = \frac{25 + 0,01.v^2}{\sqrt{G_v}} + \frac{0,01.S.v^2}{G_v} \cdot (0,43 + 0,06.n_v) \cdot c_x \quad [\text{N.N}^{-1}](1.4.8),$$

c) tramvaje lehké konstrukce s koly s gumovými vložkami (Davis)

$$w_v = 3,65 + \frac{14,5}{A_o} + 0,045.v^2 + \frac{44.S.v^2}{A_o.n_n} \cdot 10^{-4} \quad [\text{N.N}^{-1}](1.4.9),$$

kde

$G_v$  je hmotnost vozidla [N],

$n_v$ -počet vozidel ve vlaku,

$c_x$ - tvarový součinitel,

$A_o$ - nápravové zatížení [N],

$n_n$ - počet dvojkolí,

$S$ - velikost průmětu čelní plochy [ $\text{m}^2$ ].

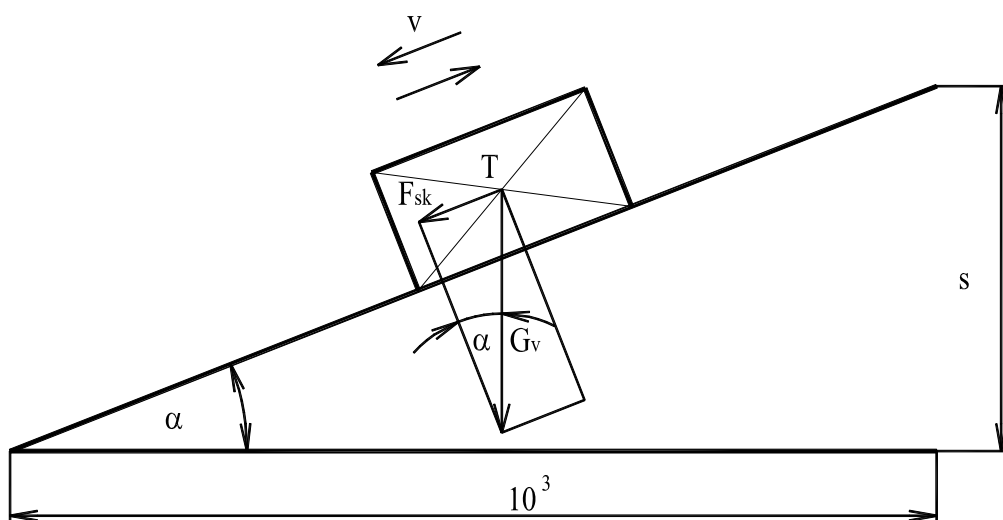
**Vozidlový odpor vlaku** je definován součtem vozidlového odporu hnacího vozidla (hnacích vozidel) a vozidlového odporu dopravovaných vozidel. Odpor vlaku je možné odvodit na základě znalosti součinitelů vozidlového odporu hnacího vozidla a dopravovaných vozidel.

### **Traťový odpor**

Traťový odpor je součástí jízdního odporu závislý na stavu tratě a konstrukci tratě. Tento odpor působí proti pohybu vozidla v průběhu jízdy do stoupání a v traťových obloucích (popř. v tunelech). V průběhu pohybu vozidla po členitém traťovém terénu má významný vliv na traťový odpor velikost stoupání a jeho délka. Zajímavý je výzkum délky vlaku a jeho hmotnosti na velikost traťového odporu.

### **Odpor ve sklonu**

Odpor sklonu je součástí traťového odporu vyvolaný složkou tíhy ve směru rovnoběžném s osou koleje (obr. č. 1.4.4).



Obr. č. 1.4.4: Traťový odpor-odpor sklonu

Podstatné pro vyjádření velikosti odporu sklonu  $F_{sk}$  jako součástí traťového odporu je vyjádření složky tíhy  $G_v$  do směru pohybu. Z obr. č. 1.3.4 vyplývá:

$$\sin \alpha = \frac{F_{sk}}{G_v} \quad [-] \quad (1.4.10),$$

kde úhel  $\alpha$  sklonu tratě se obvykle vyjadřuje jako přírůstek výšky nivelety  $s$  na úseku trati  $10^3$  (viz obr. č. 1.4.4) a vyjadřuje se v promilích ( $^0/_{00}$ ) a  $G_v$  – je tíha všech hmot hnacích a hnaných vozidel, včetně tíhy nákladu [N], pak

$$\tan \alpha = \frac{s}{10^3} \quad [-] \quad (1.4.11),$$

Z podobnosti trojúhelníků platí rovnost úhlů tzn. také goniometrických funkcí. Za předpokladu malých úhlů je rozdíl mezi  $\sin \alpha$  a  $\tan \alpha$  zanedbatelný a je možné napsat:

$$\sin \alpha \approx \tan \alpha \quad \text{a} \quad \frac{F_{sk}}{G_v} = \frac{s}{10^3} \quad [-] \quad (1.4.12),$$

odtud velikost součinitele traťového odporu  $i$  ve sklonu

$$i = \pm \frac{s}{10^3} \quad [N/N] \quad (1.4.13),$$

kde

+ znamená odpor pro dopravu směrem vzhůru a znaménko – značí pro dopravu směrem dolů,

s-sklon tratě v [°/00] ,

### **Odpor v oblouku**

Odpor v oblouku je vyvolaný zakřivením tratě (koleje). V oblouku dochází v důsledku několika vlivů ke tření nákolku a oběžné plochy kol s hlavou kolejnice. Vzniklá třecí síla se projevuje jako zvýšený odpor-odpor v oblouku. Navíc, rozchod kolejnic způsobuje, že v oblouku je délka vnější kolejnice větší než délka vnitřní kolejnice . Dvojkolí vozidla je tuhé a proto kola dvojkolí v oblouku mají stejné otáčky a opisují stejnou dráhu (obr. č. 1.4.5). Vzhledem k nestejně délce kolejnic v oblouku musí zákonitě jedno z kol v oblouku prokluzovat a na hlavě kolejnice vzniká tření. Toto prokluzování zmenšuje kuželovitostí povrchu jízdní plochy kola. Tato kuželovitost má vliv na klidnost jízdy vozidla.

Pro pohyb vozidla v oblouku platí, že odstředivá síla v oblouku má velikost:

$$F_o = \frac{m \cdot v^2}{R_o} \quad [\text{N}] \quad (1.4.14),$$

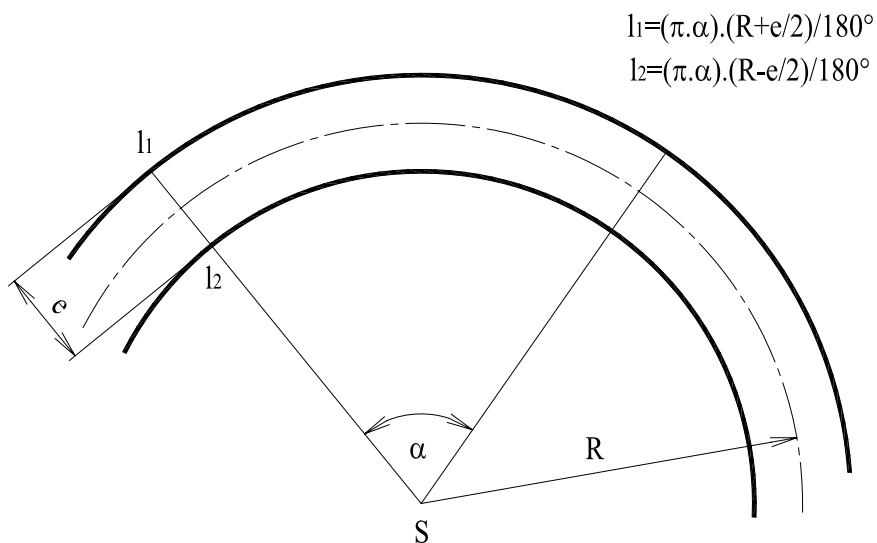
kde

m-hmotnost vozidla [kg],

v-rychlost pohybu [m.s<sup>-1</sup>],

R<sub>o</sub>-poloměr oblouku [m].

Tato síla přitlačuje nákolky vozidla k vnější kolejnici a způsobuje třecí sílu, která se zvětšuje s kvadrátem rychlosti. Na kompenzaci odstředivé síly se dělají opatření na trati i na vozidlech. Za těchto okolností nejsou složky oblouku jen záležitostí stavebně-technického vztahu dopravní cesty, ale také i funkcí závislosti na konstrukci a stavu vozidla.



Obr. č. 1.4.5: Vliv nestejně délky kolejnic v oblouku

Obecně lze funkční závislost součinitele odporu v oblouku vyjádřit následovně:

$$w_o = f\left(\frac{e, \varphi, h, l, a, F, v}{R_o, G}\right) \quad [\text{N/N}] \quad (1.4.15),$$

kde

- e-rozchod koleje [m],
- $\varphi$ -smykové tření [-],
- h-převýšení koleje v oblouku [m],
- l- vzdálenost otočných čepů podvozků [m],
- a- střední hodnota rozvoru [m],
- F- tažná síla [N],
- $R_o$ -poloměr oblouku [m],
- G-tíha vozidel [N],
- v-rychlost jízdy [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ].

V odborné literatuře se většinou velikost součinitele odporu v oblouku vyjadřuje podle všeobecného vztahu, ve kterém figuruje poloměr oblouku  $R_o$  ve tvaru:

$$w_o = \frac{a}{R_o - b} \quad [\text{N/N}] \quad (1.4.15),$$

kde

a, b jsou koeficienty vypočítané při vyhodnocení měření , např. metodou nejmenších

čtverců.

V ČR jsou uznávané tzv. Röcklovy vzorce pro výpočet součinitele odporu v oblouku. Röckl odvodil tyto vztahy na základě rozsáhlých zkoušek v 80. letech 19. století. I když tyto vztahy byly určeny na tehdejší vozy s malým rozvorem a pevnými nápravami, vyhovují i dnes a proto součinitele odporu v oblouku mohou být použitelné pro různé tratě následovně:

$$w_o = \frac{650}{R_o - 55} \quad [\text{N/N}] \quad \text{pro } e=1435 \text{ mm-hlavní tratě} \quad (1.4.16),$$

$$w_o = \frac{500}{R_o - 30} \quad [\text{N/N}] \quad \text{pro } e=1435 \text{ mm-vedlejší tratě} \quad (1.4.17),$$

$$w_o = \frac{400}{R_o - 20} \quad [\text{N/N}] \quad \text{pro } e=1000 \text{ mm} \quad (1.4.18),$$

$$w_o = \frac{300}{R_o - 10} \quad [\text{N/N}] \quad \text{pro } e=750 \text{ mm} \quad (1.4.19),$$

$$w_o = \frac{0,5 \cdot f \cdot (e + a^2 + e^2)}{R_o} \quad [\text{N/N}] \quad (1.4.20),$$

kde

$R_o$  je poloměr oblouku [m],

$f$  součinitel smykového tření mezi kolem a kolejnicí [N/N],

$e$ -rozchod kolejnic [m],

$a$ -pevný rozvor podvozku [m].

### **Odpor v tunelu**

Odpor v tunelu i když je součástí traťového odporu vyvolaný působením vzduchu v tunelu účinkem jízdy, respektujeme ho na železnici jen ve zcela výjimečných případech. Odpor v tunelu vzniká zvětšených aerodynamickým odporem v průběhu přejezdu vozidla tunelem. Vozidlo tlačí sloupec vzduchu, který nemá možnost úniku tak jako na volné trati a z tohoto důvodu způsobuje mohutné víření.

Součinitel odporu tunelu nabývá hodnoty pro jednokolejový tunel:

$$w_t = 2 \text{ N/kN}$$

a pro dvojkolejový tunel:

$$w_t = 1 \text{ N/kN}$$

### **Celkový jízdní odpor (statický odpor vozidel na trati)**

Celkový odpor vozidel nebo statický odpor při jízdě  $F_S$  je dán součtem vozidlových a traťových odporů všech vozidel na příslušném úseku trati, tj.:

$$F_S = n \cdot G_v \cdot \underbrace{(w_v \pm i + w_o)}_w \quad [\text{N}] \quad (1.4.21),$$

odkud součinitel jízdních odporů je definován:

$$w = w_v \pm i + w_o \quad [\text{N/N}] \quad (1.4.22),$$

kde celková tíha všech vozidel je dána:

$$G_v = g \cdot (m_N + m_Q) \quad [\text{N}] \quad (1.4.23),$$

$n$ -počet vozidel [-],

$m_N$ - hmotnost samotného vozidla [kg]

$m_Q$ - hmotnost nákladu přepravovaného ve vozidle [kg]

### **Celkový odpor vlaku**

Celkový odpor vlaku lze vyjádřit součtem všech sil potřebných k pohybu vlaku, tj. součtem statických jízdních odporů vozidel (vozidlových a traťových odporů) a dynamických odporů, které vyjadřují setrvačné účinky všech hmot vlaku.

$$F_{vz} = F_s + F_D \quad [\text{N}] \quad (1.4.24),$$

kde dynamický účinek se vyjádří z Newtonova zákona:

$$F_D = k_s \cdot m \cdot \frac{dv}{dt} \quad [\text{N}] \quad (1.4.25),$$

odkud

$k_s$  je součinitel setrvačných hmot  $k_s \in \langle 1,01 \div 1,1 \rangle$  obvykle se vyskytující ve vztahu

$$k_s = 1 + \frac{m_{red}}{m} \quad [-] \quad (1.4.26),$$

kde



$m$ -hmotnost vlastní poháněcí lokomotivy [kg],

$m_{red}$ -hmotnost ostatních hmot redukovanych na obvod kola lokomotivy [kg].

**Celkový odpor vlaku** lze tedy vyjádřit vztahem:

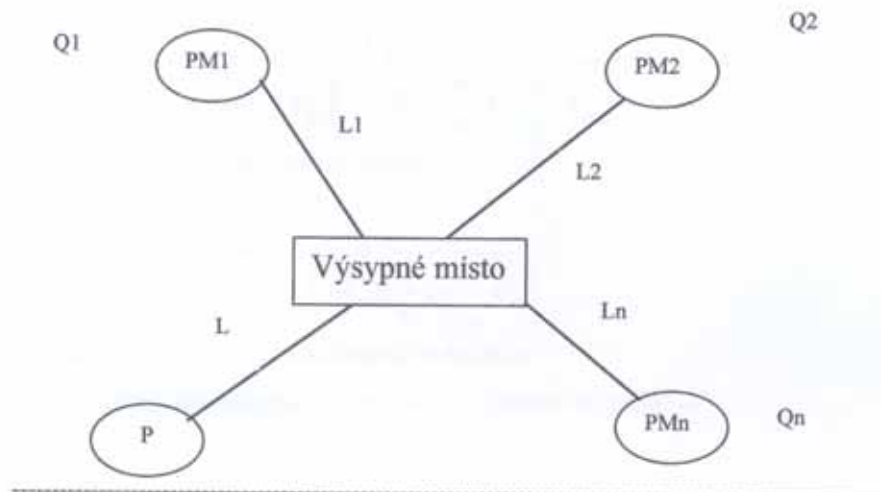
$$F_{vz} = F_s + F_D = n \cdot G_v \cdot (w_v \pm \frac{n_u}{n} \cdot i + \frac{n_o}{n} \cdot w_o + 0,112 \cdot a) \quad [N] \quad (1.4.27),$$

$n_u$ - počet vozidel v úklonu [-],

$n_o$ - počet vozidel v oblouku [-],

$a$ -průměrné zrychlení [ $m \cdot s^{-2}$ ].

**Stanovení počtu kolejových vozidel** z několika plnicích míst.



Obr. č. 1.4.6: Určení vhodného výsypného místa

$L_1 \dots L_n$  vzdálenost jednotlivých plnicích míst (PM) do výsypného místa

$Q_1 \dots Q_n$  směnový výkon [t/směnu]

### Výpočet průměrné dopravní vzdálenosti

-samostatně pro plné i prázdné soupravy

$$L_{PR(PL)} = \frac{\sum_1^n Q_i L_i}{\sum_1^n Q_i} \quad [m] \quad (1.4.28)$$

### Doba obratu vlaku (vozidla)

-samostatně pro plné i prázdné soupravy

$$t_{OL} = \frac{L_{PR}}{60 \cdot v_{PR}} + \frac{L_{PL}}{60 \cdot v_{PL}} + t_{z1} + t_{z2} \quad [\text{min}] \quad (1.4.29),$$

$v_{PR}$  ( $L_{PR}$ )- průměrná rychlost (délka tratě) prázdné soupravy [m/s] ([m]),

$v_{PL}$  ( $L_{PL}$ )- průměrná rychlost (délka tratě) plné soupravy [m/s] ([m]), ,

$t_{z1}$ - ztrátové časy v prostoru plnicího místa (PM) [min],

$t_{z2}$ - ztrátové časy v prostoru průměrná výsypného místa (VM) [min].

### Počet vozidel ve vlakové soupravě

a) při rozjezdu soupravy

$$n_1 = \frac{F_{H\max}}{g \cdot (m_N + m_Q) \cdot \left( 1,5 \cdot w_v \pm \frac{n_u}{n_1} \cdot i + \frac{n_o}{n_1} \cdot w_o \right)} \quad [-] \quad (1.4.30)$$

b) při jízdě jmenovitou rychlostí

$$n_2 = \frac{F_H}{g \cdot (m_N + m_Q) \cdot \left( w_v \pm \frac{n_u}{n_2} \cdot i + \frac{n_o}{n_2} \cdot w_o \right)} \quad [-] \quad (1.4.31),$$

### Stanovení počtu lokomotiv (souprav)

$$N_L = \frac{\left( \sum_1^n Q_i \right) \cdot t_{OL} \cdot k_N}{T_{SM}} + rezerva \quad [-] \quad (1.4.32),$$

$k_N$ - součinitel nerovnoměrnosti dopravy (1,1 až 1,4),

$T_{SM}$ - využitelný pracovní čas ve směně 360 h (6 h)

### Vlaková frekvence v prostoru výsypného místa VM

$$f_{VL} = \frac{n \cdot m_Q \cdot T_{SM}}{\left( \sum_1^n Q_i \right) \cdot k_N} \geq t_{z2} \quad [-] \quad (1.4.33).$$

## 1.5 Základy trakčních výpočtů

Tažná síla a rychlost pohybu vozidla jsou důležité parametry kolejových vozidel, které vymezují přepravní způsobilost na úsecích dopravní cesty, produktivitu a hospodárnost provozu těchto vozidel. Kapacitní výpočty hmotnosti (tíhy) vozidel a rychlost jejich pohybu se vypočítávají podle parametrů trakčních charakteristik, tj. funkce tažní síly a rychlosti, které jsou ověřené experimenty.

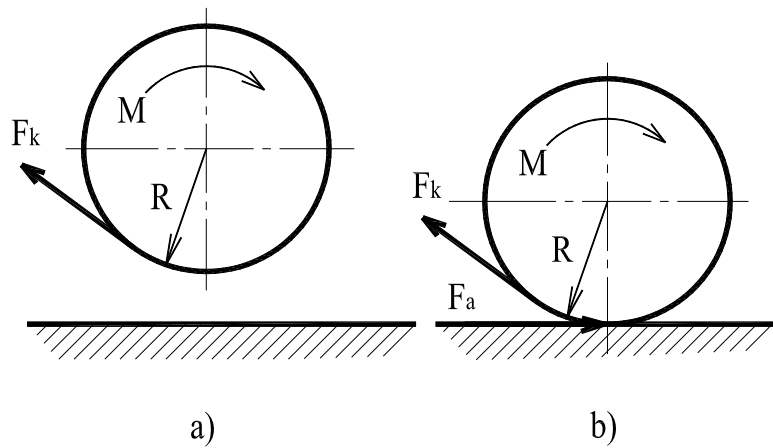
### Tažná síla

Všeobecně lze definovat tažnou sílu  $F$  jako sílu působící ve směru jízdy vyvolanou hnacím zařízením. Ve výpočtech se dále objevují další pojmy tažné síly, u kterých je důležitá základní fyzikální podstata velikosti, směru a působení. Z pohledu místa působení lze rozeznávat následující varianty tažné síly:

1. **Tažná síla indikovaná  $F_i$  [N].** Jedná se o pomocný pojem používaný u motorových hnacích vozidel. Určuje se z práce vykonané ve válcích spalovacího motoru pomocí tzv. indikátorového diagramu, tj. závislosti na průběhu tlaku ve válci na polohu pístu. Plocha indikátorového diagramu je úměrná velikosti vykonané práce.

2. **Tažná síla na obvodu kola  $F_k$  [N].** Tažná síla na obvodě kola je menší než tažná síla indikovaná a to o ztráty přenosem výkonu a u motorových vozidel o spotřebu pomocných zařízení. Působení této síly lze simulovat jednoduchým způsobem. Představme si, že na dvojkolí, které se nedotýká kolejnice působí kroutící moment  $M$  motoru. Na hnacím dvojkolí s poloměrem  $R$  se tento moment projeví působením obvodové síly  $F_k$ . Tato síla ovšem sama není schopna přenášet tuto sílu a zabezpečit posuvný pohyb dvojkolí, protože mu udělí pouze rotační pohyb s úhlovým zrychlením  $\epsilon$ . Jestliže dojde ke kontaktu kola s kolejnicí, dvojkolí přenáší část tíhy a dochází ke vzniku stejně velké síly opačného směru v místě kontaktu. V tomto místě dochází ke vzniku tření-třecí síly, v důsledku čehož vzniká tečná síla nazývaná adhezivní síla  $F_a$  (obr. č. 1.5.1). Platí tedy:

$$F_k \leq F_a \quad [\text{N}] \quad (1.5.1)$$



Obr. č. 1.5.1: Obvodová síla a vznik adhezní síly a) bez kontaktu; b) při kontaktu s kolejnicí

Vznik této síly  $F_a$  má za následek:

- vznik momentu  $F_a \cdot R$ , která působí proti momentu  $F_k \cdot R$ , což se projeví nepříznivým zvýšením úhlového zrychlení dvojkolí,

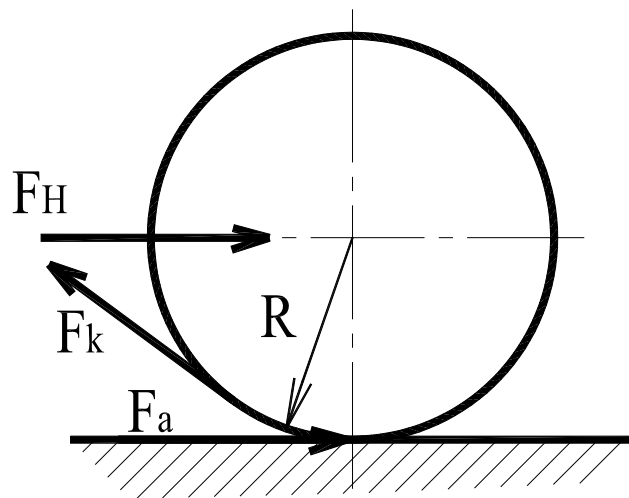
- posuvným pohybem dvojkolí a tím uvedením vozidla do žádaného pohybu po kolejnicí udělením zrychlení  $a = dv/dt$ .

Z praktického hlediska tažná síla na obvodu kola  $F_o$  je definována součtem všech tažných sil dvojkolí hnacího vozidla  $F_k$ .

### Tažná síla na háku

Tažná síla na obvodě kol  $F_{kmax}$  vyvolává v průběhu pohybu vozidla výkon, který je možné rozdělit na dvě části. První se pohybuje na pohyb samotného hnacího vozidla a druhá na pohyb dopravovaných vozidel (obr. č. 1.5.2). Část síly, která se využije na pohyb dopravovaných vozidel, se podle jejího působení nazývá **maximální tažná síla na háku**  $F_{Hmax}$ .

$$F_{Hmax} = F_{kmax} - G_L \cdot w \quad [N] \quad (1.5.2)$$



Obr. č. 1.5.2: Tažná síla na háku

### Adhezní síla a vazba mezi kolem a kolejnici

Při zkoumání mechanismu vzniku tažné síly se předpokládá, že její velikost nepřekročí velikost tažné síly na mezi adheze. Ve skutečnosti však vzniká stav, kde dochází ke skluzu dvojkolí v místě dotyku kol s kolejnici. V průběhu skluzu může dojít k mechanickému porušení vinutí trakčních motorů, porušení ozubených převodů a vzniku přeskočení na elektrickém oblouku na kolektoru trakčního motoru. V momentu přerušování skluzu vznikne prudký nárůst tažné síly a velké nebezpečí roztrhnutí vlaku.

Malé hodnoty skluzu a jeho náhodný vznik je nutné předvídat a kalkulovat z důvodu správné technologie jízdy vlaku. Z toho vyplývá podmínka stability pohybu vozidel ve tvaru základní podmínky vazby:

$$F_{a \max} = G_A \cdot \mu = F_{k \max} \quad [\text{N}] \quad (1.5.3),$$

kde

$F_{a \max}$  je adhezní tažná síla [N],

$G_A$ -adhezní tíha vozidla [N],

$\mu$ -součinitel adheze vyjadřující vztah největší tažné síly ke svislému zatížení dvojkolí na kolejnici [-].

Poznání podstaty adheze umožňuje najít prostředky a způsoby zvyšování hmotnosti vlaku, větší akcelerační schopnosti kolejových vozidel, zmenšování opotřebení kolejnic, apod.

Na zabezpečení stability pohybu a spolehlivosti vazby mezi kolem a kolejnicí je nezbytné, aby obvodové síly na obvodu otáčejících se kol hnacího vozidla nepřekročily velikost adhezní tažné síly kol s kolejnicemi.

### Součinitel adheze

Ukazatelem fyzikálního stavu adheze je součinitel adheze. Je definovaný jako podíl tahové síly dvojkolí na mezi adheze a nápravové síly. Tento součinitel je také možné určit z naměřených hodnot tažných sil na mezi adhezi. Vyjadřuje se vztahem:

$$\mu = \frac{F_a}{G \cdot \varepsilon} \quad [-] \quad (1.5.4),$$

kde

$F_a$  je největší naměřená tažná síla na obvodě kol na mezi adheze [N],  
 $\varepsilon$ - součinitel využití adheze [-].

Hodnoty součinitele adheze  $\mu$  závisí na těchto faktorech:

- na rychlosti vozidla,
- na vlastnostech materiálu kola a kolejnice,
- na nerovnosti povrchu kolejnic,
- na velikosti nápravového zatížení,
- na průměru kola.

Jestliže předpokládáme, že veličina pružného skluzu je úměrná adhezní síle kola (Carter) pak lze napsat rovnici:

$$F_a = K \cdot \frac{\partial n}{\partial x} \quad [\text{N}] \quad (1.5.5),$$

kde

$K$  je empirický koeficient, který závisí na materiálu, průměru kola, velikosti nápravního zatížení a geometrického tvaru zóny kontaktu kola a kolejnice [-],

$\partial n$ -elementární pružný skluz [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ],

$\partial x$ -elementární posuv kola [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ].

Za předpokladu, že zóna má eliptický tvar, který nahradíme rovnoběžníkem (Carter), pak

$$\mu = A + \frac{K_4}{a + b \cdot v} \quad [-] \quad (1.5.6),$$

kde

$A$ ,  $K_4$ ,  $a$ ,  $b$  jsou číselné hodnoty vypočítané při vyhodnocování měření pro každé jednotlivé vozidlo.

Kromě dodnes platného vzorce (1.5.6) existují jiné vzorce známých autorů, např.:

$$\text{Kother:} \quad \mu = 116 + \frac{90000}{42 + v} \quad [-] \quad (1.5.7),$$

$$\text{Cortius-Kniffler:} \quad \mu = 161 + \frac{7500}{44 + v} \quad [-] \quad (1.5.8)$$

Z uvedených vzorců vyplývá obrovský rozptyl hodnot, který ještě navíc je variabilní vzhledem k různým provozním podmínkám stavu kolejnice (viz tab. č. 1.5.1) a pro různé typy vozidel při samotném rozjezdu (tab. č. 1.5.2).

Součinitel adheze $\mu$ [-]	Provozní podmínky
0,05 až 0,1	Kolejnice pokryté sněhem, ledovkou, listím, mazivem
0,25 až 0,28	Elektr. a motorová lokomotiva, vyšší hodnoty pro vozidla s vyrovnáváním nápravových kol
0,3 až 0,33	Maximální hodnoty pro hnací vozidla rovnost soustavy a motorové hnací vozidla
0,35 až 0,38	Maximální hodnotu pro trakce střídavé soustavy
0,4 až 0,5	Pokusné jízdy kolejových vozidel
0,5 až 0,7	Motorová trakce

Tab. č. 1.5.1: Závislost velikosti hodnoty součinitele adheze na provozních podmínkách

Druh hnacích vozidel	Přenos výkonu	Součinitel adheze $\mu$ [-]
Motorová lokomotiva	Hydraulický	0,28 až 0,33
	Elektrický	0,19 až 0,35
Motorové jednotky	Hydraulický	0,09 až 0,3
	Elektrický	0,16 až 0,25
Elektrická lokomotiva	Směšený	0,23 až 0,4
	Stejnoseměrný	0,18 až 0,27
	Střídavý	0,27 až 0,41
Elektrická jednotka	Směšený	0,07 až 0,48
	Stejnoseměrný	0,09 až 0,46
	Střídavý	0,1 až 0,11
Podzemní dráhy	Stejnoseměrný	0,11 až 0,21
Tramvaje	Stejnoseměrný	cca. 0,2

Tab. č. 1.5.2: Velikost součinitele adheze pro výpočet rozjezdu různých typů vozidel

Novější elektrické a motorové hnací vozidla se vyrábějí se všemi nápravami hnacími a z tohoto důvodu pak celá tíha vozidla je rovná adhezní tíze vozidla a platí:

$$G_v = G_A \quad [N] \quad (1.5.9)$$

Zmiňovaný součinitel adheze  $\varepsilon$  ze vztahu 1.3.26 vyjadřuje zmenšení teoretické tažné síly díky různým konstrukčním a elektrickým vlivům vozidla. Obvykle velikost tohoto součinitele využití adhezní tíhy je  $\varepsilon$  (0,9 až 0,96) a na velikosti má především vliv:

- klopný moment od tahové síly na háku,
- neodpružená hmotnost podvozku,
- zapojení trakčních motorů,
- kontaktní regulace,
- tvar charakteristiky trakčního motoru.

Prostředky na odstranění skluzu hnacích dvojkolí a obnovení adhezního stavu jsou:

- pískování,
- vypnutí pohonu,
- přibrzdění,
- samočinné protiskluzové zařízení,
- umělá změna klopného momentu.

### **Trakční charakteristika**

Tažná síla hnacího vozidla není v celém rozsahu rychlostí, ve kterém vozidlo pracuje. Dochází k změně jejího průběhu a právě tato změna je důležitým ukazatelem trakčních vlastností příslušného vozidla. Závislost mezi tažnou silou a rychlostí při určitém výkonu hnacího motoru nelze analyticky vyjádřit. Vyjadřuje se zpravidla graficky a nazývá se trakční charakteristika (obr. č. 1.5.3). Trakční charakteristika je důležitým podkladem pro kapacitní výpočty.

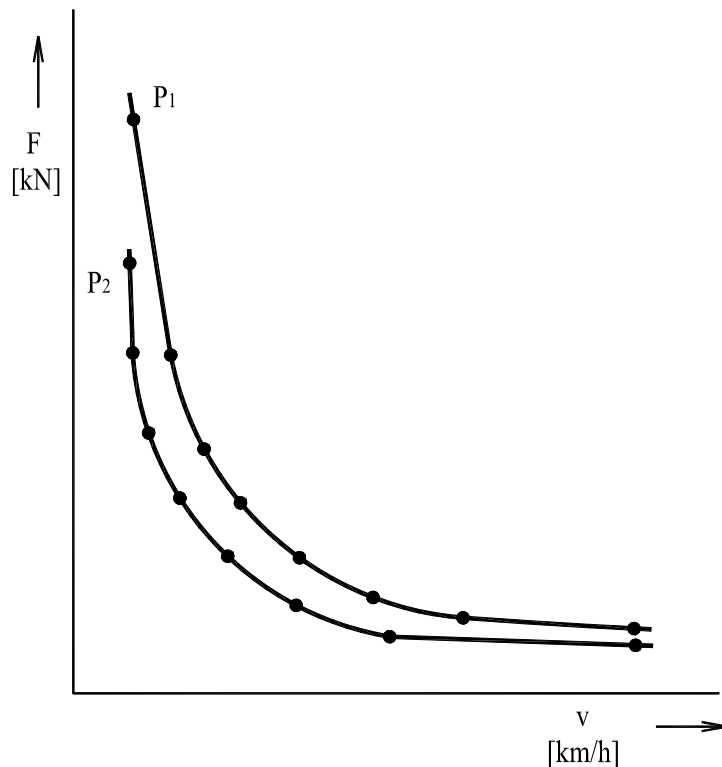
Trakční charakteristika se obvykle doplňuje o charakteristiku provozní, ve které jsou zobrazeny křivky stálé spotřeby paliva, velikosti odebíraného elektrického proudu, účinnosti, apod. Mezi základními třemi parametry trakční charakteristiky, tj. tažnou silou, rychlostí a výkonem vozidla existuje vztah:

$$P = \frac{F \cdot v}{3,6} \quad [kW] \quad (1.3.37),$$

kde

F-tažná síla v [kN],  
v-rychlost v [km.h<sup>-1</sup>].





Obr. č. 1.5.3: Trakční ideální charakteristika pro výkon  $P_1$  a  $P_2$

Z pohledu trakčního i energetického je nejvýhodnější, aby hnací vozidlo pracovalo v celém rozsahu rychlosti při plně využitém, stálém provozním výkonu, tzn. základní požadavek, aby pro průběh funkce  $F=f(v)$ ,  $P=\text{konst.}$ , pak  $F \cdot v = \text{konst.}$ . Jestliže je splněna tato podmínka, pak trakční charakteristika má tvar rovnoosé hyperboly, často nazývaná trakční hyperbola. Různým výkonům pak odpovídají různé rovnoosé hyperboly (obr. č. 1.5.3).

Výhoda této charakteristika spočívá v tom, že při malých rychlostech vyvíjí hnací vozidlo vysokou tažnou sílu potřebnou pro zrychlení vozidla.

Požadovaný ideální průběh trakční charakteristiky se u hnacích vozidel snažíme dosáhnout různými konstrukčními úpravami. Pokud jde o velikost tažné síly, tato síla je u vozidel různých trakcí omezena následujícími činiteli:

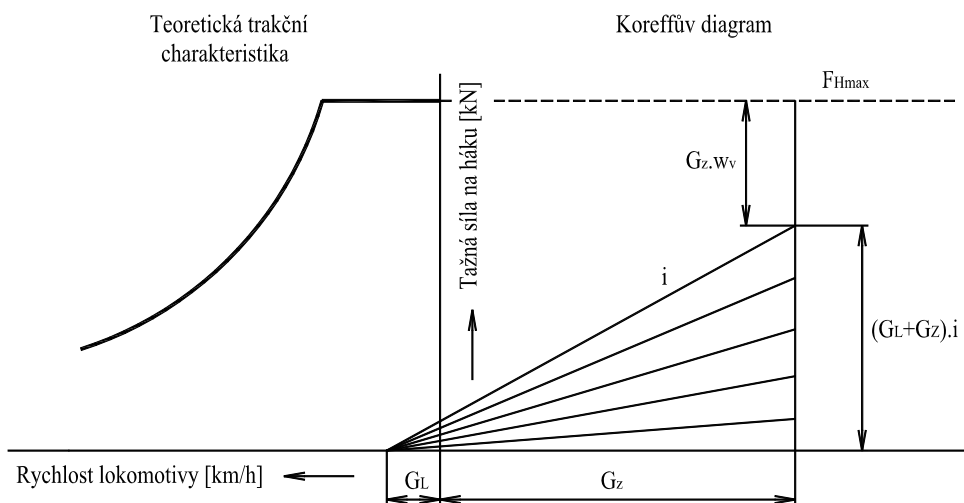
- |                     |   |
|---------------------|---|
| - parní trakce      | - adheze,<br>- výkon parního kotle,<br>- výkon parního stroje,                                    |
| - motorová trakce   | - adheze,<br>- výkon hnacího motoru,<br>- schopnost zařízení pro přenos výkonu na hnací dvoukolí, |
| - elektrická trakce | - adheze,<br>- výkon trakčních elektromotorů s ohledem na jejich oteplení.                        |

Při rozjezdu vlaku se nesmí okamžitě uplatňovat maximální tažná síla daná tažnou silou na mezi adheze z důvodu možnosti vzniku nebezpečných rázů. Z tohoto důvodu je nutné, aby tažná síla při rozjezdu a zvyšování rychlosti stoupala postupně. Její průběh je dán zvláštních režimem vyjádřených tzv. rozjezdovou charakteristikou. Rozjezdová charakteristika omezuje využití tažné síly v oblasti rozjezdových rychlostí.

### Koreffův diagram

Koreffův diagram (obr. č. 1.5.4) ve spolupráci s grafickým vyjádřením teoretické trakční charakteristiky (obr. č. 1.5.3) určuje maximální možné převýšení k zabezpečení bezproblémové jízdy lokomotivy dané trakční charakteristikou s vozidly s požadovanou rychlostí. Při vyhledávání hodnot v Koreffově diagramu se postupuje následovně:

1. Jsou stanoveny počáteční podmínky: trakční charakteristika hnacího vozidla (obr. č. 1.5.3), hmotnost lokomotivy  $m_L$  ( $G_L$ ), hmotnost zátěže  $m_z$  ( $G_z$ ) a znalost vozidlového odporu nebo jeho přibližná hodnota  $w_v$  (tab. č. 1.3.1).
2. Po zvolení měřítka se vynesou hodnoty  $G_L$ ,  $G_z$  (vodorovný směr) a za předpokladu využití max. hodnoty  $F_{Hmax}$  statické odpory  $G_z \cdot w_v$  (svislý směr) a odtud je možné odečíst celkové jízdní odpory v úklonu  $(G_L + G_z) \cdot i$  a následně odečíst hodnotu max. možného sklonu  $i_{max}$  pro  $F_{Hmax}$ .
3. Pro libovolný sklon  $i_1$  odečíst hodnoty  $F_{H1}$  a  $v_1$ , apod.



Obr. č. 1.5.4: Koreffův diagram zátěže

## 2. Doprava lanem

Doprava lanem se realizuje pro vodorovnou a úklonnou dopravu po kolejových i speciálních tratích, zavěšených nosnících a nosném laně. Až donedávna patřila doprava lanem mezi nejpoužívanější dopravní systémy především v hornictví. Zachovala se především pro různé druhy pomocné dopravy v úklonu (doprava materiálu, odtěžení ražeb, apod.).

Lana používaná pro dopravu hmot musí vykazovat nejméně šesti násobnou bezpečnost vzhledem k největším tahům. Stejnou bezpečnost vzhledem k největšímu statickému zatížení musí mít i všechna spojovací zařízení dopravních nádob s lanem. Při dopravě v úklonu větším než  $15^\circ$  se musí používat ještě spojovacího zařízení.

Největší přípustná rychlost při dopravě lanem na vodorovných tratích je  $1,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Při dopravě nekonečným lanem, kde se vozy připojují k lanu pomocí zámků pak  $1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Na úklonných tratích stanoví individuálně maximální rychlost případ od případu vedoucí útvaru a tato rychlost bývá větší než výše uvedené hodnoty.

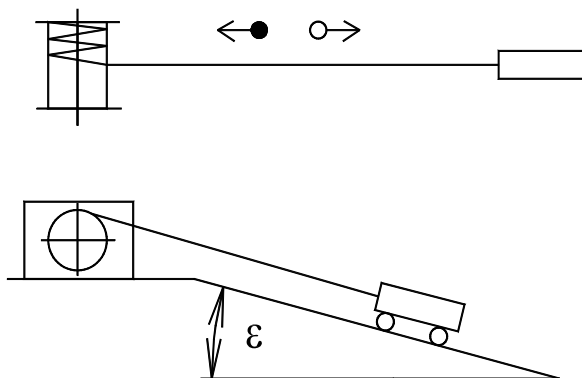
Doprava lanem může být realizována:

- otevřeným lanem (např. vrátky)
- nekonečným lanem (poháněcí stanice s třecím kotoučem)

### Doprava otevřeným lanem

Nejběžnějším systémem dopravy lanem je doprava jedním lanem. Pomocí tohoto systému jsou vozy taženy vrátkem pouze jedním směrem. Druhým směrem se musí pohybovat po úklonu vlastní tíhou (obr. č. 2.1). Vyžaduje to takový úklon úklon tratě, aby tíhová složka vozů a těživa překonala jízdní odpory, musí tedy platit:

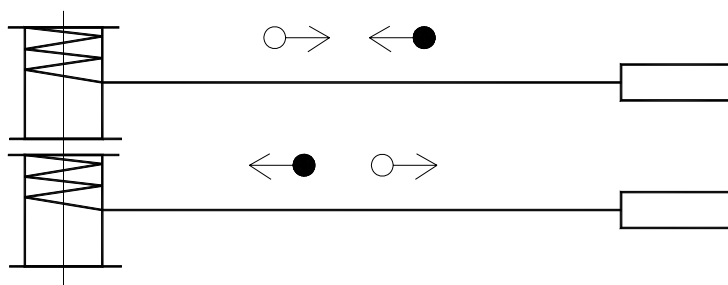
$$\varepsilon > \arctan w_v \quad [^\circ] \quad (2.1)$$



Obr. č. 2.1: Doprava jedním otevřeným lanem v úklonu

Protože se doprava děje v úklonu, musí být tato úklonná dráha určitým způsobem zabezpečena proti nežádoucímu ujetí vozů při jejich seřazování nebo při přetržení lana či spojovacího zařízení.

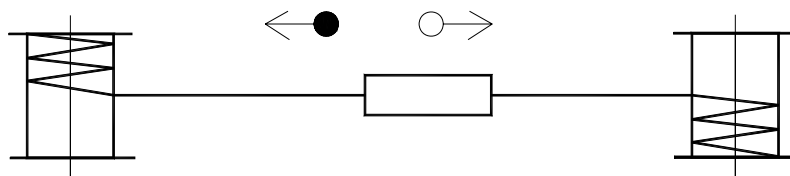
Doprava dvěma lany (obr. č. 2.2) po dvou kolejích se rovněž provádí v úklonu. Ke každému lanu je připojena jedna souprava vozů. Pohyb se děje současně po dvou kolejích pomocí dvoububnového vrátku.



Obr. č. 2.2:

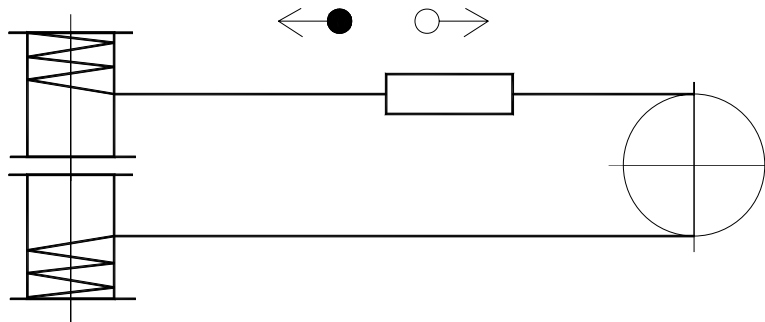
*Doprava dvěma lany po dvou kolejích: dvojčinná doprava (realizace také s úhlem)*

Doprava lanem a protilanem (obr. č. 2.3) se používá na vodorovných nebo také mírně úklonných tratích nebo při střídavém úklonu. Používá se dvou jednobubnových vrátků se vzájemnou signalizací.



Obr. č. 2.3: Vodorovná doprava lanem a protilanem pro nebo střídavě doprava pod úhlem (dva jednobubnové vrátky)

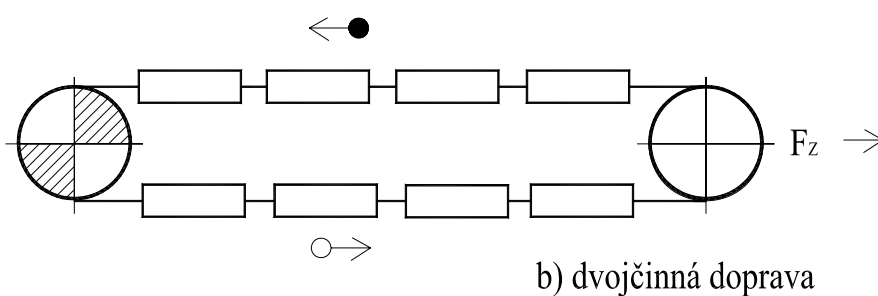
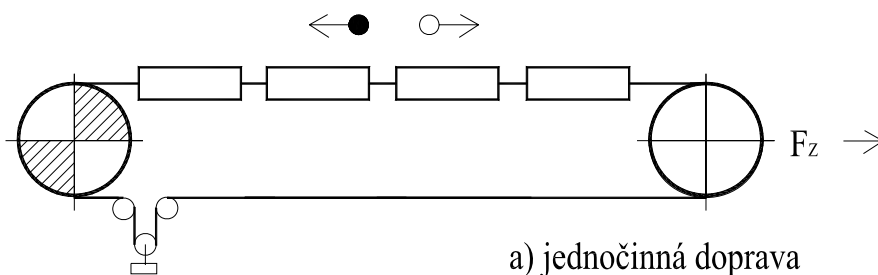
Doprava předním a zadním lanem (obr. č. 2.4) se rovněž používá pro vodorovné tratě nebo pro střídavý úklon. K tomuto systému dopravy je zapotřebí dvoububnový vrátek s nezávisle uloženými bubny a vratný kotouč. Tento systém byl prakticky vytlačen systémem nekonečného lana.



Obr. č. 2.4: Doprava předním a zadním lanem

### Doprava nekonečným lanem

Při dopravě nekonečným lanem se k pohonu používá pohánecí stanice s třecím kotoučem (PS s TK). Tato doprava může být provozována jako jednočinná (obr. č. 2.5a) nebo dvojčinná (obr. č. 2.5b).

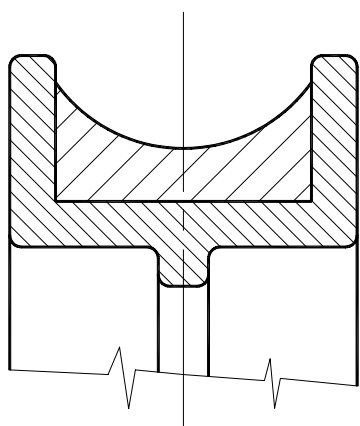


Obr. č. 2.5: Doprava nekonečným lanem

Dvojčinná doprava je možná pouze do úklonu  $7^\circ$ . Třecí kotouče mohou být vedeny:

- širokou drážkou
- vícedrážkové

Třecí kotouče se širokou drážkou (obr. č. 2.6) mají drážku kruhovou. Pro zvýšení úhlu opásání je lano ovinuto kolem kotouče dvakrát nebo třikrát. Lano nabíhá na větším průměru a odbíhá na menším. Tím stále klouže ve směru tahu a dochází ke tření jednotlivých omotků lana o sebe a k jejich postupnému opotřebovávání.



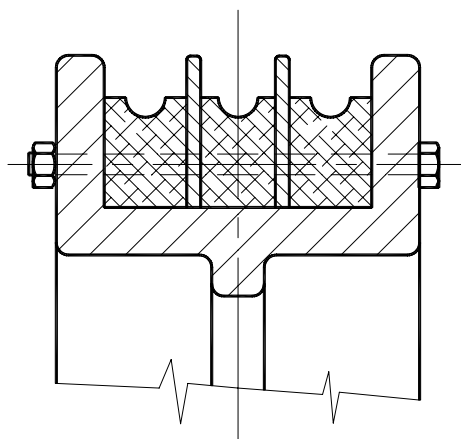
Obr. č. 2.6: Třecí kotouč se širokou drážkou

Bezpečnost proti prokluzu lana na třecím kotouči se určí dle vztahu

$$k_s = \frac{F_{\max}}{F} = \frac{F_o (e^{n \cdot \mu \alpha_G} - 1)}{F} \geq 1,25 \quad [-] \quad (2.2),$$

kde n-počet půlomotků lana (n=1 pro úhel opásání  $180^\circ$ ).

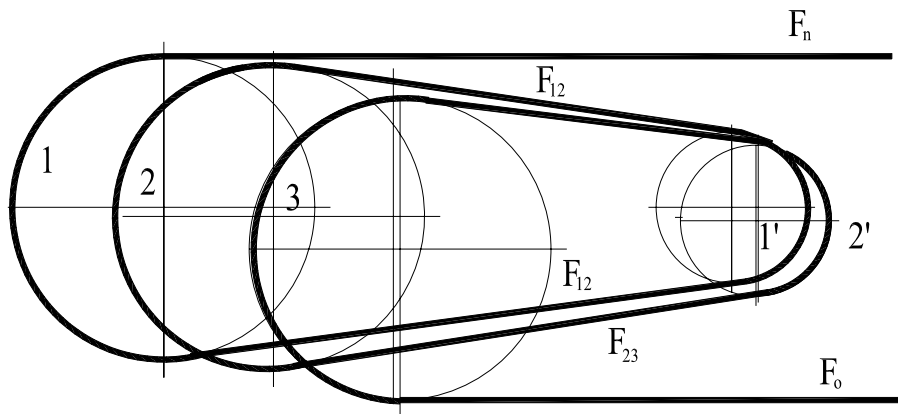
Vícedrážkové kotouče (obr. č.2.7) se pro provoz používají maximálně se třemi oddělenými drážkami. Tyto kotouče musí pracovat s protikotouči (obr. č. 2.8), které však nejsou hnané a proto obvodovou sílu nepřenáší. Rozvinutý průběh sil za předpokladu plného využití úhlů opásání  $\alpha_{G1}$ ,  $\alpha_{G2}$  a  $\alpha_{G3}$ . je znázorněn na obrázku č. 2.9.



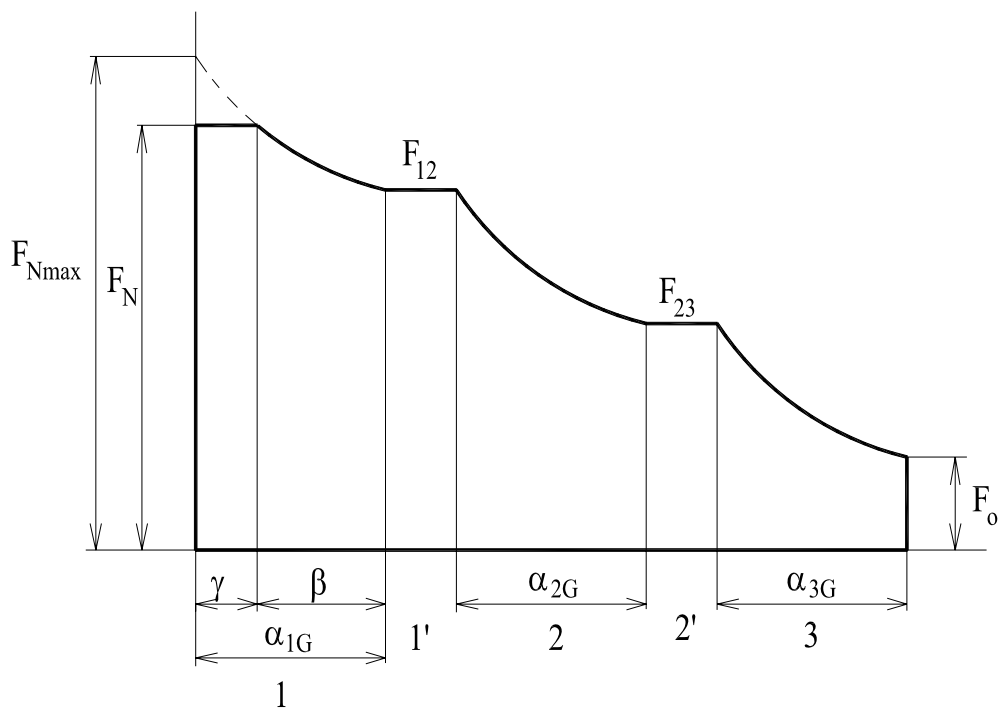
Obr. č. 2.7: Vícedrážkový třecí kotouč



Také u vícedrážkových kotoučů se bezpečnost proti prokluzu lana určí dle vztahu (2.2). Při použití vícedrážkových kotoučů nedochází k povrchovému opotřebování lana, protože jednotlivé očky se navzájem nedotýkají, avšak dochází ke zvýšení počtu ohybů lana.



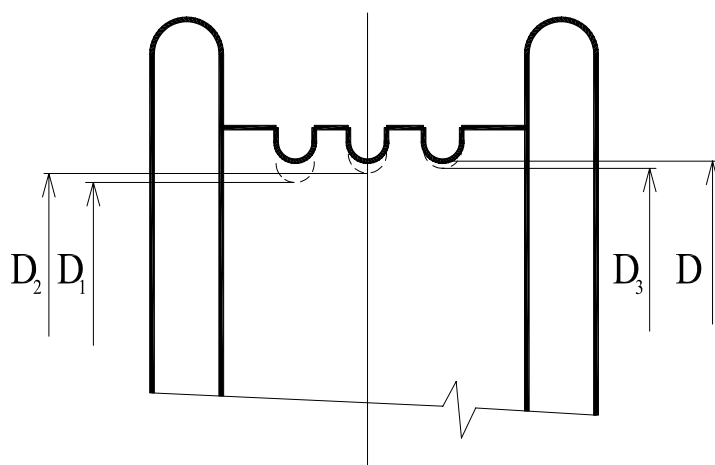
Obr. č. 2.8: Pohon s protikotoučí



Obr. č.2.9: Průběh tahů u vícedrážkového kotouče



Jak je vidět z obr. č. 2.9 je měrný tlak lana v jednotlivých drážkách různý. Největší je v drážce, kde lano z kotouče odbíhá. Z toho vyplývá nerovnoměrné opotřebování drážek, což vede k tomu, že drážka u nabíhajícího lana má nejmenší průměr a drážka u odbíhajícího lana má průměr největší (obr. č. 2.10). Tak se více lana odvinuje než navinuje, což způsobuje zvětšení tahu mezi sousedními drážkami až do té míry, že se tento rozdíl vyrovná smeknutím lana v drážce, což má za následek tvrdý ráz. Původní tah v laně klesne na hodnotu  $F_0 \cdot e^{\mu_D \cdot \alpha_G}$  a znovu stoupá až do té doby, než nastane další vyrovnání. Čím je rozdíl drážek větší, tím je kratší časový interval mezi jednotlivými rázy, kterými trpí jak lano, tak celý pohon.



Obr. č. 2.10: Opotřebení drážek kotouče vlivem sil

Pro snížení těchto nebezpečných tahů jsou protikotouči vždycky uloženy tak, aby se mohly volně proti sobě natáčet. Jejich průměr se volí 0,9 násobku průměru třecích kotoučů.

Vratný kotouč je současně napínací. Jeho průměr se volí asi o 10 % menší než je průměr odpovídajícího hnacího kotouče.

Předpětí lana  $F_z$  se orientačně určí ze vztahu pro dodržení maximálního průhybu lana (z obr. č. 2.11):

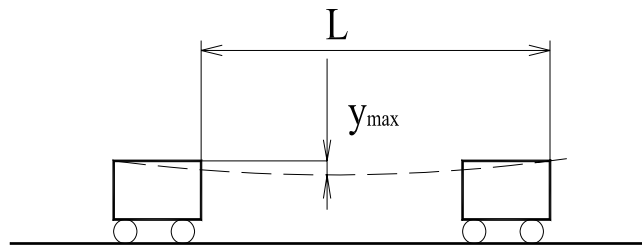
$$F_z = \frac{F_z}{2} = \frac{m_L \cdot g \cdot L^2}{8 \cdot y_{\max}} \quad [\text{N}] \quad (2.3),$$

kde

$m_L$  - měrná hmotnost lana (N)

$L$  - rozteč mezi čely vozů (m)

$y_{\max}$  - dovolený průvės (m).



Obr. č.

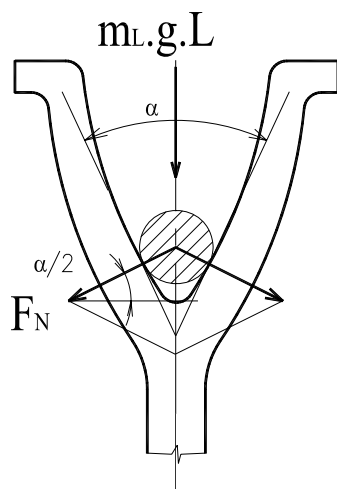
2.11: Umístění lana

Podle umístění lana rozeznáváme lanové dráhy s lanem vrchním (obvyklejší) nebo s lanem spodním (obr. č. 2.11).

U tohoto způsobu dopravy se používá lan klasické konstrukce 6(1+6)+v dle ČSN 02 4320 nebo častěji 6(1+6+12)+v ČSN 02 4322, jejichž volné konce se navzájem nesplétají.

Bezpečnost lana pro úklonnou dopravu je  $k_b \geq 6$ , pro vodorovnou  $k_b \geq 4$ . Vzhledem k maximálnímu zatížení je nutné použít graficko-početní metodou.

Dopravované vozy se nejčastěji připojují k lanu pomocí centrické vidlice (obr. č. 1.5.12) upevněné k čele vozu.



Obr. č. 2.12: Centrická vidlice

Tíhou lana jsou vyvolány normálové síly  $F_N$ , které vyvolají tření mezi lanem a vidlicí

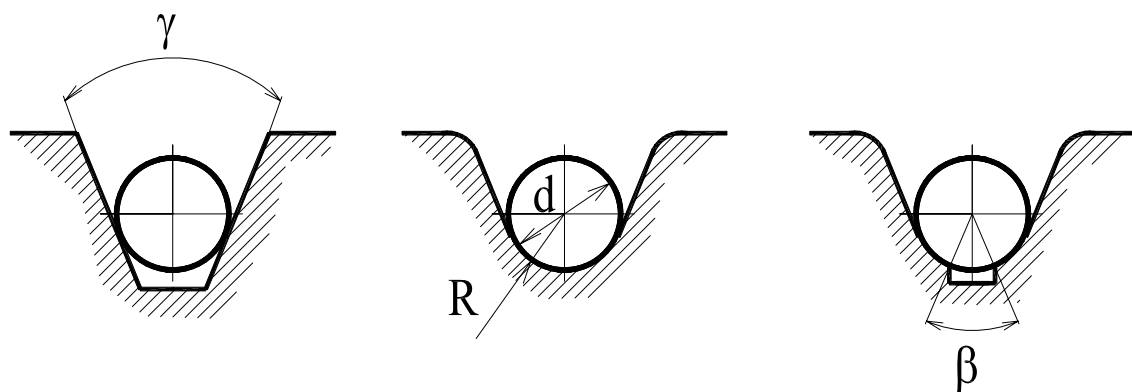
$$F_N = \frac{m_L \cdot L \cdot g}{2 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}} \quad [\text{N}] \quad (2.4)$$

Normálová síla  $F_N$  vyvodí třecí sílu  $F_T$

$$F_T = 2 \cdot F_N \cdot \mu_D = \frac{m_L \cdot L \cdot g}{\sin \frac{\alpha}{2}} \cdot \mu_D \quad [\text{N}] \quad (2.5)$$

Tato třecí síla musí být větší než jsou jízdni odpory.

Pro zlepšení přenosových schopností existuje celá řada možností úpravy tvarů kotoučů, která vyplývá převážně z konstrukce drážek (obr. č.2.13) a z toho vyplývají speciální úprava tření v těchto tvarovaných drážkách (2.6 a 2.7).



a) klínová drážka

b) polokruhová drážka

b) polokruhová drážka se zářezem

Obr. č. 2.13 Různé druhy drážek

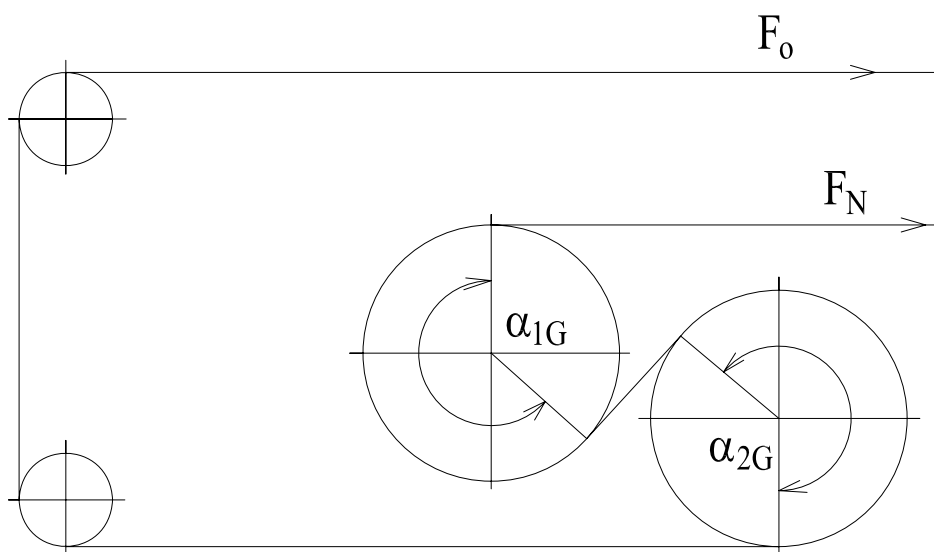
Klínová drážka: 
$$\mu_k = \frac{\mu}{\sin \frac{\gamma}{2}} \quad \gamma \in \langle 35^\circ; 40^\circ \rangle \quad [-] \quad (2.6)$$

Polokruhová 
$$\mu_p = \frac{4\mu(1 - \sin \beta / 2)}{\pi - \beta - \sin \beta} \quad \beta \in \langle 0 \text{ rad}; \pi \rangle [-] \quad (2.7),$$

kde

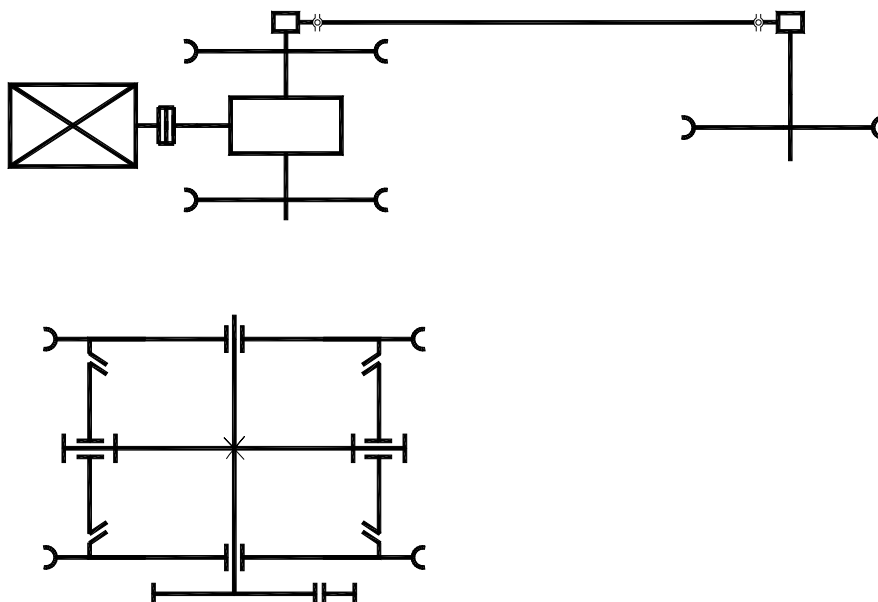
$\beta$ -úhel podříznutí drážky, pro  $\beta=0 \Rightarrow \mu_p = \frac{4\mu}{\pi} = 1,273 \cdot \mu$

Uspořádání dvoububnového drážkového kotouče se systémem opásání lana je znázorněno na obr. č. 2. 14.



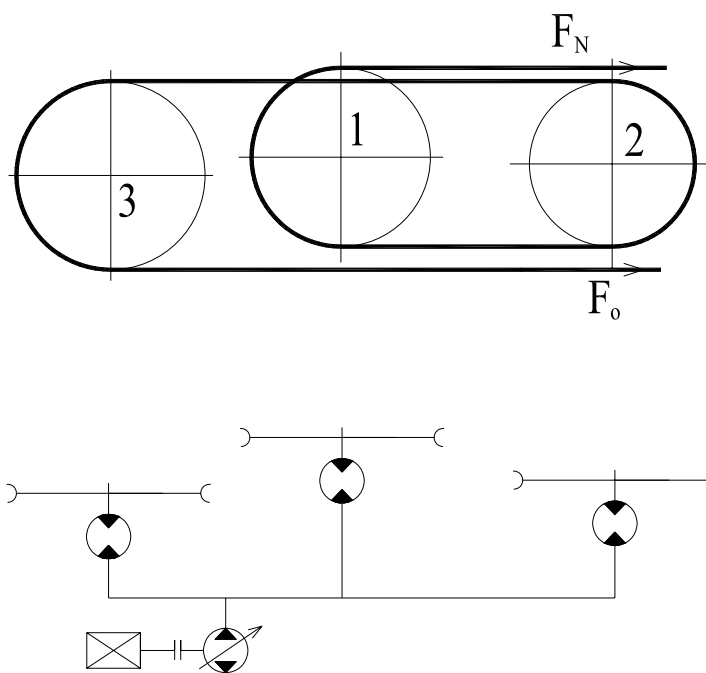
Obr. č. 2.14: Dva samostatné kotouče a jejich konstrukce

Rozdělení vícedrážkového kotouče se realizuje na 2-3 samostatné jednodrážkové kotouče s pohonem se vsunutým mechanickým diferenciálem (viz. obr. č. 2.15) nebo hydraulickým diferenciálem.



Obr. č. 2.15: Dva samostatné kotouče se symetrickým mechanickým diferenciálem

Pro větší výkony se využívá pro pohon rotační hydrogenerátor a hydromotory (obr. č. 2.16).



Obr. č. 2.16: Pohon třech kotoučů pomocí třech hydromotorů, které pohání hydrogenerátor

### 3. Vrátky

Vrátky slouží k dopravě a přemísťování materiálů a to jak na vodorovných, tak na úklonných tratích.

Podle způsobu použití lze vrátky rozdělit do dvou skupin:

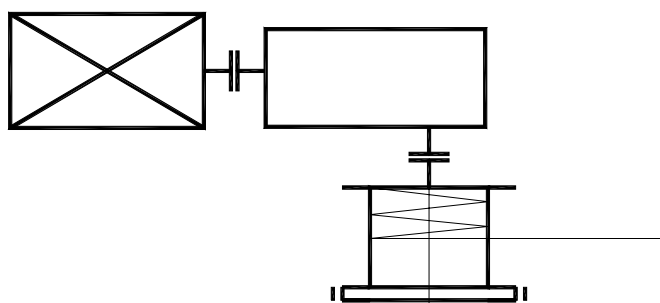
- těžní (pro vodorovnou dopravu a dopravu s úhlem)
- vlečné (pro vodorovnou dopravu)

#### 3.1 Těžní a vlečné vrátky

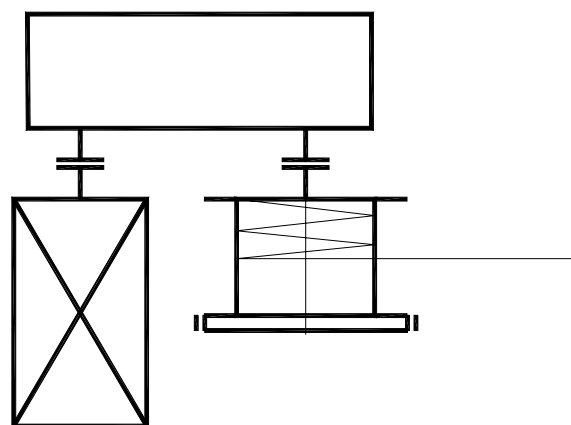
Těžní vrátky jsou určeny k přemísťování nákladů na vodorovných i úklonných tratích. Musí být vybaveny dvěma brzdami, z nichž jedna musí být závažová, v klidovém stavu zabrzděna, za jízdy odbrzdována strojníkem (obr. č. 3.4).

Vlečné vrátky jsou určeny k dopravě a přemísťování nákladů pouze na vodorovných tratích. Konceptně bývají provedeny obdobně jako těžní vrátky, nejsou však vybaveny závažovou brzdou.

Jak těžní, tak vlečné vrátky mohou mít konstrukčně umístění elektromotoru buď kolmo k ose vrátku (obr. č. 3.1) nebo rovnoběžně k ose (obr. č. 3.2).

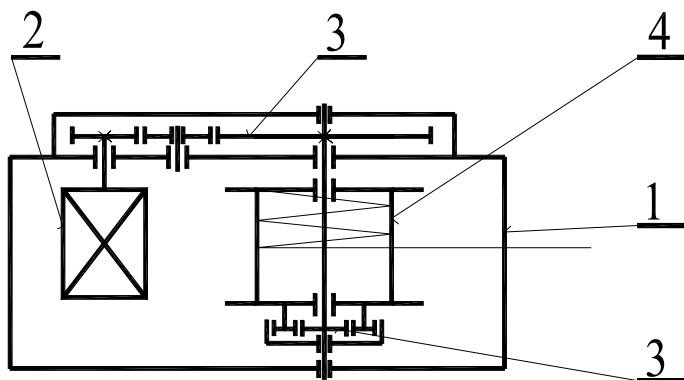


Obr. č. 3.1: Uspořádání elektromotoru vrátku kolmo k ose vrátku

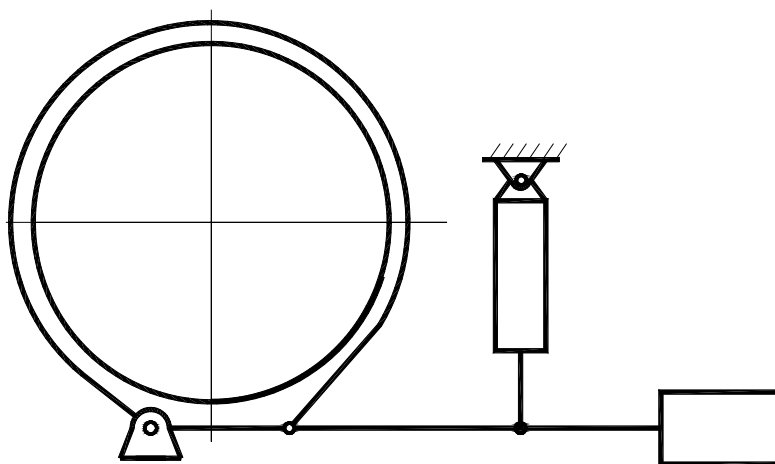


Obr. č. 3.2: Uspořádání elektromotoru vrátku rovnoběžně k ose vrátku

Kinematické schéma těžního vrátku VTA 1000 je patrné z obr. č. 3.3. Vrátek je tvořen rámem (1), motorem (2), patřičnými převody (3), bubnem a lanem (4) a ovládacími zařízeními včetně brzd.



Obr. č. 3.3: Vrátek VTA 1000



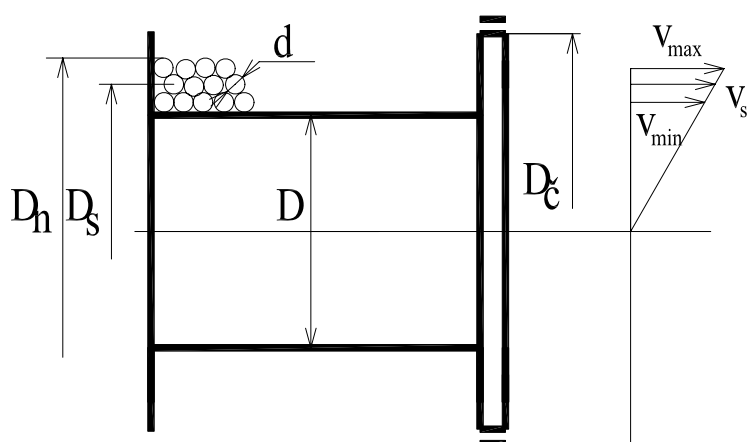
Obr. č. 3.4: Vrátek bržděný pomocí ELDRO

### 3.2 Konstrukce a návrh rozměru vrátku

Rám vrátku bývá svařované konstrukce a slouží pro uchycení ostatních částí vrátku. K pohonu se používá elektromotoru s kotvou nakrátko nebo vzduchového motoru. Současně vyráběné vrátky nepoužívají rozběhovou spojku (rozběh se řídí prostřednictvím planetového převodu převážně u větších vrátků) a proto mají vrátky se vzduchovým pohonem plynulejší rozjezd.

Buben vrátku je uložen na ložiskách na hřídeli bubnu, uloženém na ložiskách v rámu. Převod od motoru na buben je proveden čelními a planetovými ozubenými koly. Brzdy jsou většinou dvě, jedna působí přímo na věnec bubnu a je ovládána závažím, druhá je ovládána pákou působící na věnec planety pro plynulou regulaci tahu v laně.

Délka navinutého lana na buben musí být volena tak, aby na bubnu zůstaly vždy nejméně 3 otočky lana, je-li dopravní nádoba ve své spodní krajní poloze. Vzhledem k úspoře místa se lana navíjí na buben v několik vrstvách na sebe. Při dopravě osob musí být navíjení lana na buben mechanicky usměrňováno. Průměr lana se stanoví z maximálního tahu vrátku.



Obr. č. 3.5: Buben vrátku a jeho obvodové rychlosti

Návrh rozměru vrátku je řízen následujícími empirickými vztahy (3.1 až 3.6), které se řídí jmenovitým průměrem lana  $d$  (mm) a délkou  $L$  (mm)

$$\text{Průměr bubnu} \quad D \geq 15 \cdot d \quad [\text{mm}] \quad (3.1)$$

$$\text{Počet vrstev navinutého lana} \quad n_v \leq 0,35 \cdot \frac{D}{d} \quad [-] \quad (3.2)$$

$$\text{Střední průměr navinutí} \quad D_s = D + n_v \cdot d \quad [\text{mm}] \quad (3.3)$$

$$\text{Průměr navinutí} \quad D_n = D + 2n_v \cdot d \quad [\text{mm}] \quad (3.4)$$

$$\text{Průměr až k okraji} \quad D_c = D_n + 3d \quad [\text{mm}] \quad (3.5)$$

$$\text{Šířka bubnu} \quad B = \frac{d^2 L}{0,785(D_n^2 - D^2)} \quad [\text{mm}] \quad (3.6)$$



Střední tah vrátku (pro střední průměr vinutí lana  $D_S$  na bubnu-obr. č. 3.5) se určí ze vztahu:

$$F_S = 10^3 \cdot \frac{P\eta}{v_S} \quad [\text{N}] \quad (3.7),$$

kde

$P$ - výkon motoru (kW)

$\eta$ -účinnost převodu (-)

$v_S$ - střední rychlost lana ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ )

Střední rychlost lana je dána vztahem:

$$v_S = \frac{\pi \cdot n_m \cdot D_S}{60 \cdot i_p} \quad [\text{m}\cdot\text{s}^{-1}] \quad (3.8),$$

kde

$n_m$ -otáčky motoru ( $\text{min}^{-1}$ )

$i_p$ -přev. poměr

Při navijení poslední vrstvy lana je jeho rychlost maximální a určí se za vztahu:

$$v_{\max} = v_S \cdot \frac{D_n - d}{D_S} \quad [\text{m}\cdot\text{s}^{-1}] \quad (3.9),$$

Při této maximální rychlosti  $v_{\max}$  odpovídá minimální tah vrátku

$$F_{\min} = 10^3 \cdot \frac{P\eta}{v_{\max}} \quad [\text{N}] \quad (3.10),$$

Oproti tomu rychlost lana při prázdném bubnu je minimální

$$v_{\min} = v_S \cdot \frac{D + d}{D_S} \quad [\text{m}\cdot\text{s}^{-1}] \quad (3.11),$$

a odpovídá maximálnímu tahu vrátku

$$F_{\max} = 10^3 \cdot \frac{P\eta}{v_{\min}} \text{-kontrola lana} \quad [\text{N}] \quad (3.12),$$

V tab. č. 3.1 je možné nalézt hlavní parametry některých používaných těžních a vlečných vrátků.

Parametr	těžní					vlečné		
	VT A 100 0	VT 10	VT 25				VB 585	VV 630 (se vzduchovým pohonem)
			P1	P2	P3	P4		
Střední tah v laně (kN)	10	10	25,6 / 16,1		27 / 17		5,85	6,8 / 4,5
Střední rychlost lana (m.s <sup>-1</sup> )	1,2	1,0	1,15 / 1,82		1,07 / 1,69		0,87	0,73 / 1,09
Výkon motoru (kW)	13	13	40		40		6	6
Průměr lana (mm)	14	14 / 12,5	16		16		10	10
Max. navinutá délka (m)	250	350 / 440	800		520		100	120
Vlastní hmotnost bez lana (kg)	885	1760					271	361

Tab. č. 3.1: Hlavní parametry některých používaných těžních a vlečných vrátků

#### 4. Visutá lanová dráha

Dopravní zařízení, kde vozidla tažená nekonečným lanem pojíždějí po nosném laně anebo jsou přímo tažným lanem nesena. Těžištěm vozidel je pod nosním a tažným lanem.

V prvním případě hovoříme o dvoulanové visuté dráze, ve druhém případě o jednolanové visuté dráze.

V obou případech doprava buď nepřetržitá (dvojčinná) nebo vratná (jednočinná)- použití převážně u jednolanových systémů.

Nosné lano je jednopramenné podepřeno botkami nad terénem. Na jednom konci je zakotveno, na druhém napínáno závažím. Každé lano je vedeno samostatně.

Tažné lano je nekonečné lano, spojené s vozidly pomocí svěr.

Protože je tažné lano nekonečné, je pohon zajišťován poháněcí stanicí s třecím kotoučem, obdobného provedení jako u dopravy nekonečným lanem. Potřebnou obvodovou sílu  $F$  nejlépe určíme graficko-početní metodou a pak potřebný výkon motoru ze známého vztahu:

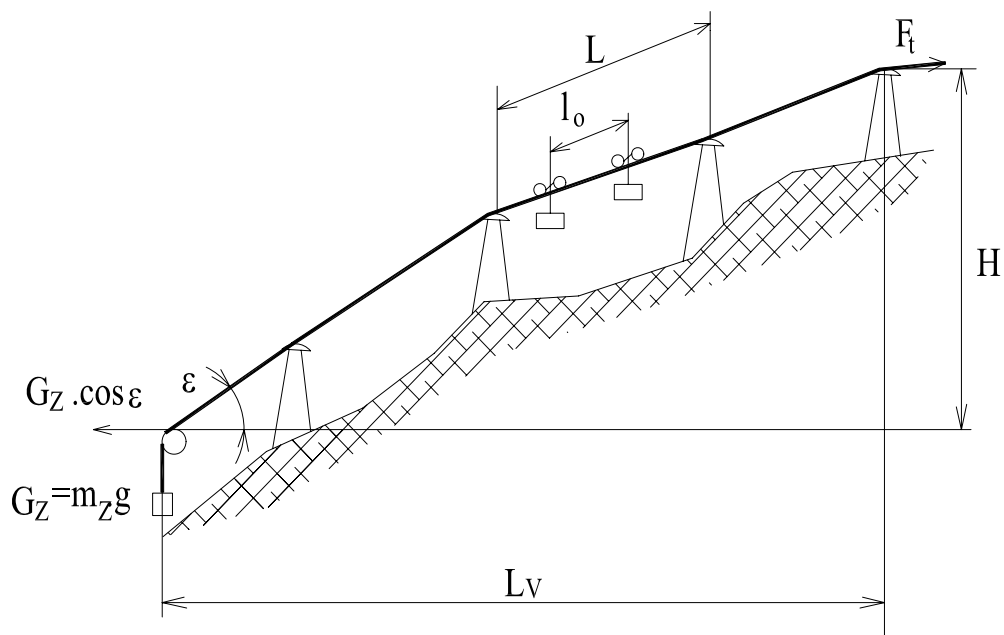
$$P = \frac{F \cdot v}{10^3 \cdot \eta} \quad [\text{kW}] \quad (4.1),$$

kde rychlost volíme v rozmezí 1,5 až 2 m.s<sup>-1</sup>.

##### 4.1 Výpočet nosného lana

Nosné lano je počítáno na tah a ohyb a z tohoto ohledu je potřeba určit maximální tahové a ohybové napětí a toto lano na toto napětí zkontrolovat. Platí tedy:

$$\sigma = \sigma_t + \sigma_{o \max} \quad [\text{N}] \quad (4.2),$$



Obr. č. 4.1: Výpočet lanové dráhy

Tahová síla  $F_t$  v laně je dána:

$$F_t = G_z + m_{LN} \cdot g \cdot H - L_V \cdot \left( \frac{G_V}{l_0} + g \cdot m_{LN} + g \cdot m_{LT} \right) \cdot \mu_1 - G_z \cdot (\mu_1 \cdot \sin \varepsilon + \mu_2) \quad [\text{N}] \quad (4.3),$$

kde

$m_{LN}$ -měrná hmotnost nosného lana

$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}]$

$m_{LT}$ -měrná hmotnost tažného lana

$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}]$

$G_z$ - tíha vozíku  $G_z = g \cdot (m_V + m_Q)$

$[\text{N}]$

$\mu_1$ - součinitel tření mezi lanem a úložným sedlem

$[-]$

$\mu_1=0,16$  pro uzavřené lano a ocel (litina) sedla

$\mu_1=0,2$  pro otevřené lano a ocel (litina) sedla

$\mu_2$ - součinitel tření na odchylovaném sedle (kladce)=0,05

$[-]$

$l_0$ -rozteč vozíku

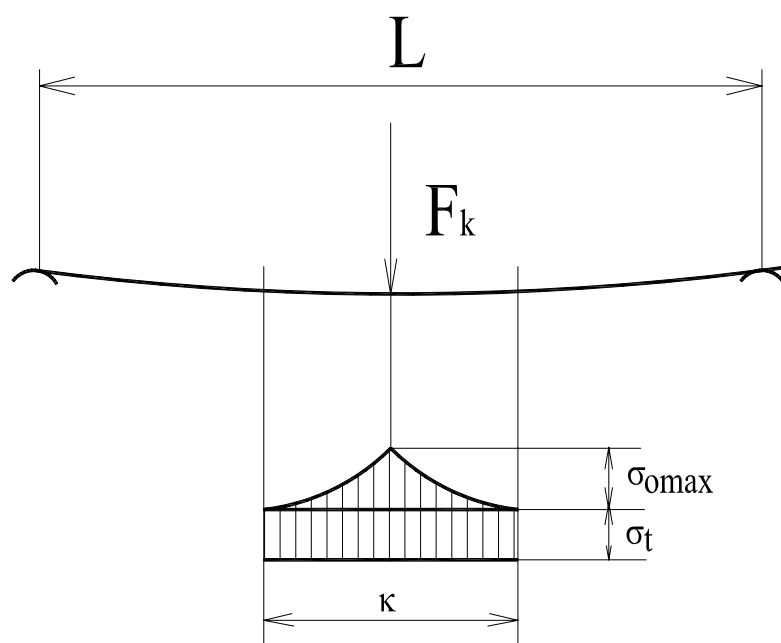
$[\text{m}]$

Tažné napětí v laně je tedy (z 3.3):

$$\sigma_t = \frac{F_t}{S} \quad [\text{Pa}, \text{MPa}] \quad (4.4),$$

## Ohyb

Ohybové namáhání (obr. č. 3.2) je vyvoláno tíhou vozidla transformovanou na vodící kola. Lano se působením kolového tlaku  $F_k$  a vlastní tíhou prohne a zaujme křivku, která se bude asymptoticky blížit směru síly  $F_t$ . Horní dráty jsou namáhány na tlak, spodní na tah. Mezi jednotlivými dráty se vyskytuje enormní tření, které je tím větší, čím je větší tlak drátů na sebe (tím je větší  $\sigma_t$ ).



Obr. č. 4.2: Výpočet nosného lana

## Závislost poměru sil

Následkem tření se zamezuje posunu drátů v jejich ose. Lano se zde chová jako dostatečně tuhý celek. Rozhodujícím kritériem je zde poměr  $F_t: F_k$ .

Pro větší ohybové napětí vlivem příčné síly se dá odvodit vztah

$$\sigma_{o\max} = \frac{F_k}{S} \sqrt{\frac{E}{\sigma_t}} \quad [\text{Pa}] \quad (4.5),$$

kde

$E$ - modul pružnosti materiálu lana (Pa),  
 $S$ -jmenovitý průřez lana ( $\text{mm}^2$ )

Pro délku působícího ohybového vlivu (obr. č. 4.2) se dá odvodit vztah:

$$\kappa = 4 \sqrt{\frac{J \cdot E}{F_t}} \quad [\text{Pa}] \quad (4.6),$$

kde moment setrvačnosti lana  $J$  je určen:

$$J = k \cdot \frac{\pi d^4}{64} \quad [\text{m}^4] \quad (4.7),$$

Je-li rozvor vozidla  $r_v \geq \kappa$  je namáhání od tažné příčné síly nezávislé

Je-li  $r_v < \kappa$  vlivy jednotlivých sil se sčítají, ale nedochází k rozdílu od  $0 - \sigma_{\text{omax}}$  (únava)

Bezpečnost lana se volí čtyřnásobná.

Velikost napínací síly  $G_z$  se dá určit z rovnice pro maximální ohyb (obr. č. 4.1):

$$y_{\text{max}} = \frac{F_t \cdot (L/2)^2}{L \cdot m_z} \quad [\text{m}] \quad (4.8),$$

a tedy

$$m_z = \frac{F_t \cdot L}{4 \cdot y_{\text{max}}} \quad [\text{kg}] \quad (4.9),$$

Výpočet tažného lana u dvoulanových systémů se provádí podobně jako u graficko-početní metody výpočtu tahových sil. Používá se šestipramenných lan SEAL ČSN 024340 a ČSN 02 4347. U jednolanových systémů pak obdobně jako u nosného lana je namáhání na tah a ohyb. Napínací síla se určí z podmínky maximálního dovoleného průvěsu.

## 5. Vozidla na pneumatikách

Pojem vozidla na pneumatikách zahrnuje vozidla určená k provozu na pozemních komunikacích, nevázaná na koleje, určená především pro dopravu osob nebo nákladů, pro zvláštní účely a služby. Nejdůležitější znak, vyjadřující schopnost výrobku plnit požadované funkce po předepsanou dobu v předepsaných provozních podmínkách se nazývá **spolehlivost**-je dána především úrovní jeho konstrukce a výroby. Obecně se vozidla na pneumatikách rozdělují na vozidla poháněná vlastním motorem a přípojná vozidla, která nemají vlastní zdroj a jsou tažena motorovým vozidlem. Podle konstrukce lze vozidla rozdělit na:

- s pevnou korbou,
- přívěsové,
- s výklopnou korbou a
- návěsy.

Dle hmotnosti lze vozidla rozdělit na:

- malá-do 20 t,
- střední-20 až 40 t,
- velká 40 až 75 t,
- velmi velká 75 až 200 t.

Vozidla na pneumatikách jsou charakteristická následujícími nevýhodami, které omezují jejich využití. Jedná se o:

- malý dopravní výkon,
- velkou vlastní hmotnost,
- malou životnost,
- velkou poruchovost,
- malou produktivitu práce.

**Automobilem** je motorové vozidlo, které má 4 nebo více kol (tzv. dvoustopá a vícestopá vozidla). Automobily jsou zpravidla poháněny tepelným motorem (zpravidla spalovacím), také však mohou být poháněny elektromotorem (elektromobily) nebo vodíkem i vázána k trolejbusovému vedení (např. trolejbusy). K automobilům patří i tříkolová vozidla s větší pohotovostní hmotností než 400 kg.

**Osobní automobily a autobusy** jsou určeny k přepravě osob a jejich zavazadel, základní rozdíl mezi nimi je v počtu přepravovaných osob včetně řidiče. Do devíti osob jde o osobní automobil, při větším počtu sedadel o autobus. Podle směrnice EHS se tato vozidla označují jako vozidla **kategorie M<sub>1</sub>**, tj. vozidla užívaná pro dopravu osob a

nejvýše osmi sedadly mimo sedadla řidiče, **kategorie M<sub>2</sub>**, tj. vozidla užívaná pro dopravu osob s více než osmi sedadly mimo sedadla řidiče a jejichž hmotnost nepřevyšuje 5 tun a **kategorie M<sub>3</sub>**, což jsou vozidla užívaná pro dopravu osob s více než osmi sedadly mimo sedadla řidiče a jejichž hmotnost je vyšší než 5 tun.

**Nákladní automobily** jsou automobily určené zejména pro dopravu nákladů. Nákladní automobil, jehož celková hmotnost nepřesahuje 3,5 tuny se označuje jako malý nákladní automobil (dodávkový automobil). Podle směrnice řady EHS se nákladní automobily označují **kategorií N<sub>1</sub>**, to jsou vozidla jejichž maximální hmotnost nepřevyšuje 3,5 tuny, **kategorie N<sub>2</sub>** s maximální hmotností od 3,5 do 12 tun a **kategorie N<sub>3</sub>**, s vyšší maximální hmotností než 12 tun.

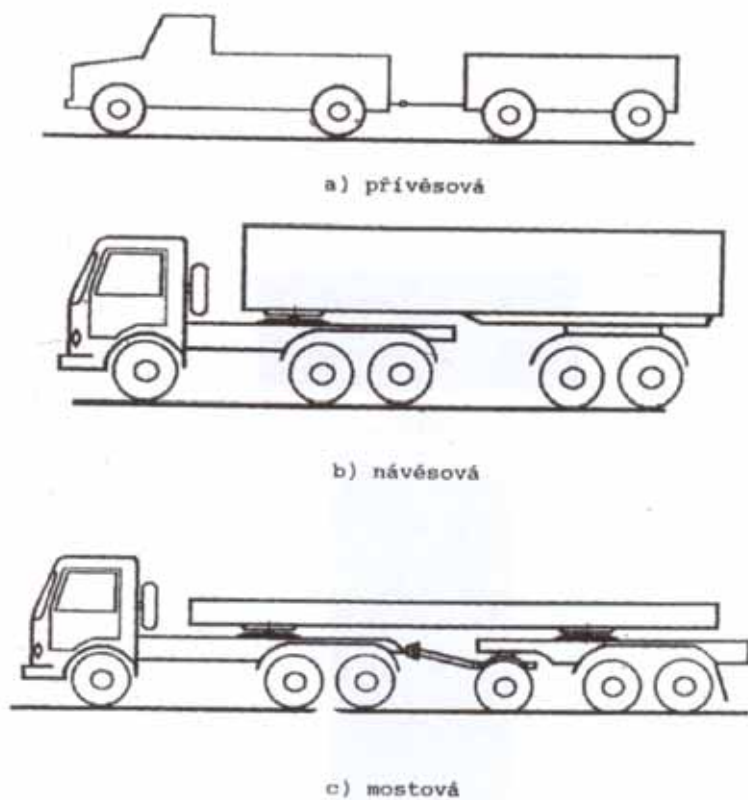
**Speciální automobily** jsou určené pro vykonávání pracovních úkonů (vyprošťovací, jeřábové, zdravotní, ...).

**Tahače** jsou automobily určené výlučně pro tažení přípojných vozidel, se kterými tvoří jízdní soupravu. Ta může být podle druhu přípojného vozidla **přívěsová, závěsová** (obr. č. 5.1). Jízdní soupravu skládající se z tahače návěsu s návěsem a z přívěsu je souprava kombinovaná. Dále může být jízdní souprava **mostová**. U přívěsové soupravy se na tažné vozidlo přenáší pouze nepodstatná část hmotnosti přívěsu, zatímco u návěsové soupravy se podstatná část hmotnosti návěsu přenáší na tahač. Typickou součástí mostové soupravy je mostový nosník a na něm spočívající náklad působí jak na tahač, tak na přípojně vozidlo. Spojení mezi vozidly může zprostředkovat i náklad z jednoho kusu.

Problematiku „druhu vozidel“ zpřesňuje legislativní dokument: **Vyhláška č. 102** Ministerstva dopravy ČR ze dne 31.5.1995 „**O schvalování technické způsobilosti a technických podmínkách provozu silničních vozidel na pozemních komunikacích**“, kterou vydalo Ministerstvo dopravy podle paragrafu 16 zákona č. 38/1995 Sb.

K dalším normám definující základní pojmy a údaje o vozidlech patří ČSN 30 0024 Druhy silničních vozidel, ČSN 30 0025 Základy části a ústrojí vozidel, příslušenství, výstroj a výbava, ČSN 30 0026 Rozměry vozidel, ČSN 30 0027 Motory vozidel, ČSN 30 0029 Údaje o vozidle, ČSN ISO 1176 Hmotnosti-terminologie a kódy, ČSN 30 0031 Díly vozidel.



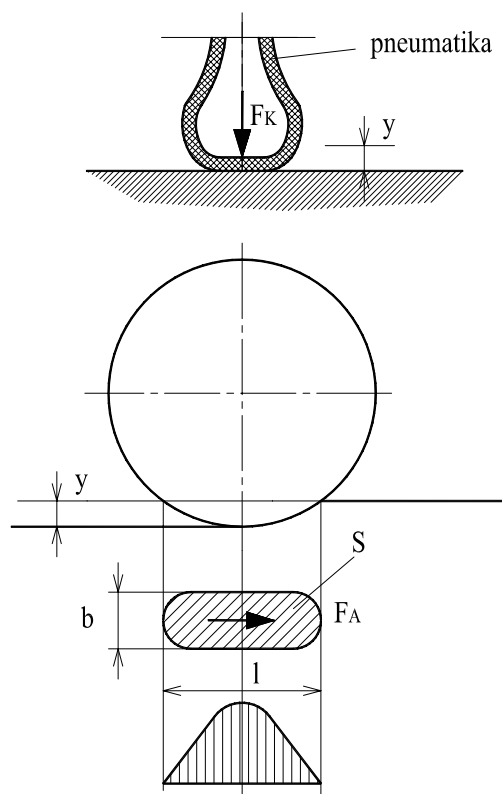


*Obr. č. 5.1: Druhy jízdních souprav*

V rámci sjednocování mezinárodních norem jsou státní normy postupně novelizovány ve smyslu mezinárodních norem ISO a směrnic EHS. Soustava ČSN byla převzata i ČR, která na jejím základě postupně vytváří soustavu českých norem.

## Terramechanika

Terramechanika se v užším smyslu zabývá studiem jevů, jež existují ve styku jízdního ústrojí vozidla s terénem (obr. č. 5.2). K nim patří zejména vytváření stopy a s ním související jízdní odpor a stlačování půdy, záběrové vlastnosti jízdního ústrojí a flotace vozidla. V širším smyslu je terramechanika mechanikou systému vozidlo-terén a zabývá se nejen výše zmíněnými jevy, ale obecně otázkami pohybu vozidla v terénu (např. otázkami průjezdnosti, mechanikou jízdy a zatáčením vozidla, mechanikou hnutí půdy, apod.). Tento relativně nový obor vznikl v průběhu druhé světové války.



Obr. č. 5.2: Tlaky na vozovku od pneumatiky

Kontaktní síla na povrch vozovky od pneumatiky:

$$F_K = \int_S p \cdot dS = p_S \cdot S \quad [\text{N}] \quad (5.1),$$

Deformace vozovky od pneumatiky vozidla je dána:

$$y = \frac{(4 \div 6\%)}{100} \cdot D_K \quad [\text{mm}] \quad (5.2),$$

kde  $D_K$  je průměr kola vozidla v mm.

Bernstein definoval velikost středního tlaku  $p_s$  huštění pneumatik

$$p_s = k_t \cdot y^n \quad [\text{MPa}] \quad (5.3),$$

kde součinitel  $k_t$  závisí na stavu a druhu podloží a  $n$  je součinitel závislý přímo na stavu podloží: pro plastické podloží  $n=0,5$ ; pro tuhé podloží  $n=1$

Tečné napětí je dáno Coulombovým zákonem:

$$\tau = \tau_K + \sigma \cdot \tan \varphi \quad [\text{MPa}] \quad (5.4)$$

Tečné a kohezní napětí (drží zeminu) je možné vyjádřit:

$$\tau = \tau_K + p_s \cdot \mu \quad [\text{MPa}] \quad (5.5)$$

Vynásobením vztahu (5.5) kontaktní plochou  $S$

$$\underbrace{\tau \cdot S}_{F_A} = \tau_K \cdot S + \underbrace{\mu \cdot S \cdot p_s}_{F_K} \quad [\text{N}] \quad (5.6)$$

Vydělením vztahu (5.6) dostáváme:

$$\frac{F_A}{F_K} = \mu_A = \tau_K \cdot \underbrace{\frac{S}{F_K}}_{1/p_s} + \mu \quad [-] \quad (5.7)$$

Součinitel adhezního tření mezi pneumatikou a stavem povrchu vozovky:

$$\mu_A = \frac{\tau_K}{p_s} + \mu \quad [-] \quad (5.8),$$

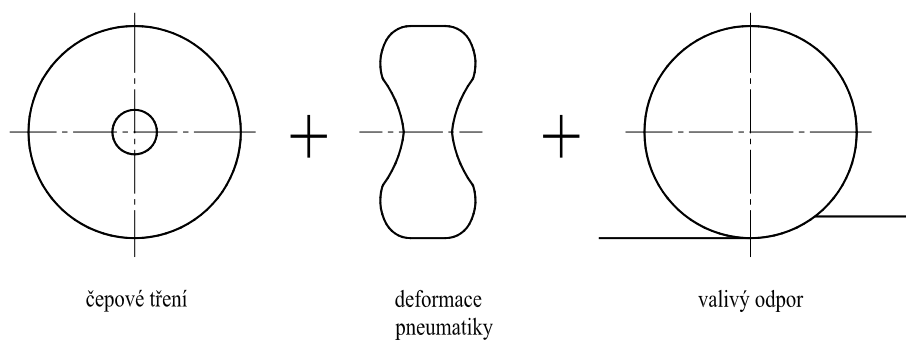
kde

$\mu_A \dots 0,5$  až  $0,73$  na suché a čisté vozovce,  
 $0,1$  až  $0,19$  na zledovatělé vozovce.

Vozidlové odpory (obr. č. 5.3, (5.9)) jsou dány součtem valivého odporu, odporu vznikajícího z deformací pneumatiky a odporu z čepového tření plynoucí z konstrukce a uložení kol vozidla.

$$w_V = \frac{1}{G_V} \left[ C_1 \cdot F_K \cdot \sqrt[3]{\frac{p}{\varepsilon_p \cdot D_K}} + C_2 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_K^4}{p \cdot D_K^2}} \right] \quad [-] \quad (5.9)$$

$w_v$       15 až  $20 \cdot 10^{-3}$  pro asfalt, beton  
              20 až  $25 \cdot 10^{-3}$  makadan  
              25 až  $78 \cdot 10^{-3}$  měkký terén



*Obr. č. 5.3: Tlaky na vozovku od pneumatiky*

## 6. Výtahy

Výtahy umožňují v objektech a budovách komunikaci mezi jednotlivými podlažími ve směru vertikálním. Uvedená konstrukce stavebně strojní povahy má umožňovat bezpečný, pohodlný a energeticky nenáročný pohyb osob a předmětů ve směru vzestupném a sestupném. Děje se to převážně v přímé návaznosti na vodorovné cesty nebo komunikace v objektech nebo budovách různé povahy a budovách konstrukčního provedení i v budovách sloužících k rozmanitým účelům. Ve vyšších nebo výškových budovách doplňují výtahy popř. i pohyblivé schody, schodiště. Únikové, nouzové a někdy také požární schodiště slouží např. k evakuaci osob nebo předmětů. U výškových budov je předepsán požární výtah pro zásahové jednotky hasičského sboru.

Vzhledem k uvedené funkční návaznosti je výtah umístěn společně se schodištěm do svise vymezeného prostoru na základě dispozičních požadavků.

### 6.1 Historický vývoj výtahů

Konstruktérem prvního výtahu v dějinách (r. 236 př. n. l.) byl řecký matematik a fyzik Archimédes. Klec jeho výtahu byla zavěšena na konopném laně a vrátek měl ruční pohon. První výtah, kde bylo použito účinku protizávaží, byl postaven podle návrhu královského stavitele Valayera a zaveden roku 1743 do soukromého apartmá francouzského krále Ludvíka XV. ve Versailleském paláci. Teprve od poloviny 19. století dochází k rozvoji výtahů. Roku 1830 byl v Derby (Anglie) uveden do provozu nákladní výtah poháněný parním motorem. Výtah v moderním pojetí, vybavený plošinou vedenou vodítky a bezpečnostním zařízením, které mělo zabránit pádu při přetržení nosných orgánů, se však objevil až v r. 1853. Jednalo se o výtah vybavený primitivním zachycovacím ústrojím podle vynálezu Elishy Gravise Otise a určený pro dopravu břemen a obsluhy.

**V roce 1854 Otis** provedl veřejnou demonstraci v Crystal Palace v New Yorku tím, že vyjel svým výtahem do určité výšky a poté přeřízl nosné lano, aby tak demonstroval bezpečnost svého stroje. Tento výtah měl bezpečnostní systém založený na funkci západek v kleci, které jsou v okamžiku přetržení lana pružinou donuceny zapadnout do vrubů připevněných na stěně výtahové šachty. Dne 23. března 1857 E.G. Otis instaloval slavnostně první osobní výtah v obchodním středisku EV Haughwout & Co. v New Yorku. Zařízení bylo poháněno parním strojem, sloužilo v pětipodlažní budově a bylo opatřeno vybavením schopným zdvihnout 450 kg rychlostí 0,2 m/s. Roku 1867 Francouz Leon Edoux předvedl na

Všeobecné výstavě v Paříži zdvihací zařízení, které používalo tlaku vody k pohonu klece připevněné na hydraulickém pístu. Výťah byl rozšířen po celém světě, zvláště po znásobení rychlostí možností při zdokonalení systému, který byl pojmenován „nepřímé působení“. V tomto systému píst přímo nepohyboval klecí, ale prostřednictvím soustavy kladek nebo ozubnice a bubnu, který navíjel nebo odvíjel jedno nebo více lan, na kterých byla zavěšena klec. Současně zahájila Evropa svůj pokrok v průmyslu vertikální dopravy. Roku 1874 byla založena společnost Schindler a v roce 1876 byl postaven první výťah pro londýnský poštovní úřad. Ke stále většímu rozšiřování parních výťahů dochází do 80. let 19. stol. s růstem velkých měst s mnohapatrovými budovami.

**Hydraulický výťah** byl poprvé použit r. 1878. Používal vodu místo páry, aby zjednodušil konstrukci a aby dosáhl větší rychlosti a výšky. Hydraulické výťahy byly vylepšovány až bylo dosaženo velkých rychlostí zdvihání a velkých výšek. Roku 1908 byl instalován výťah v City Investment Building v New Yorku s kapacitou 1 360 kg, výškou 108 m a rychlostí 3 m/s.

Zásadní změnu v konstrukci výťahů přinesl **vynález elektrického pohonu**. V roce 1880 Werner von Siemens vystavuje na průmyslové výstavě v Mannheimu první výťah s elektrickým pohonem. **První elektrický výťah se objevil roku 1889** v Demarest Building v New Yorku. Byla to přímá modifikace jednoduchého výťahu s bubnem poháněným párou, pouze zdroj energie byl nahrazen elektrickou energií prostřednictvím motoru na stejnosměrný proud. Tento výťah sloužil do roku 1920, kdy byla budova zdemolována. První výťah s tlačítkem pro automatické přivolávání byl zkonstruován v roce 1894.

Elektrický výťah byl úspěšný už od svých úplných počátků pro jeho nižší konstrukční náklady a náklady na provoz, ale měl nevýhodu v malé přesnosti zastavování. Tento nedostatek byl úplně odstraněn konstrukcí Ward Leopardových skupin pro regulaci rychlosti, které jsou využívány i v současnosti.

V roce 1900 bylo ovládání řízení pomocí lana nahrazeno ovládáním pomocí tlačítek. Ward Leopard systém byl zaváděn v období od roku 1910 do roku 1930, kdy dosahoval rychlosti do 2 m/s a vytvořil cestu moderním výťahům.

S rozvojem elektroniky dochází k rozvoji a využití paměťových prvků uplatňovaných také u výťahů. Tyto prvky registrují všechny povely a vyřizují je tak, aby cestující byli

odbaveni do žádaných podlaží v nejkratším možném čase bez ohledu na pořadí, v jakém byly povely zadány.

V naší republice byl postaven první výtah firma Breitfeld-Daněk (předchůdce dnešní ČKD) v roce 1876 pro pivovar v Litoměřicích. Další firma instalující hydraulické výtahy byla firma Prokopec a první elektrický výtah s jednoduchým tlačítkovým řízením zkonstruovala firma A. Stiegler v hotelu Modrá hvězda. Do konce roku 1948 projektovaly a stavěly firmy ve sdružení výrobců výtahů, zejména ČKD Praha, firmy B. Červenka, M. Klapka, J. Prokopec, J. Schliegl a další, později Závody přesného strojírenství n.p. a od roku 1963 Transporta Chrudim.

## 6.2 Definice výtahu

**Výtah je strojní zařízení sloužící k zdvihání a spouštění osob nebo předmětů mezi dvěma či více stalými místy ve směru vertikálním. U výtahu s přerušovaným pohybem probíhá nastupování a vystupování osob nebo nakládání a vykládání předmětů při stojící kleci-za klidu. Výtahy s plynulým nebo nepřetržitým pohybem umožňují nástup a výstup osob (nákladu) za jízdy (výtahy páternosterové). Norma EN-81 nedovoluje výrobu oběžných výtahů.**

Uvedená konstrukce stavebně strojní povahy má umožňovat bezpečný, pohodlný a energeticky nenáročný pohyb osob a předmětů ve směru vzestupném a sestupnému.

Pohon výtahů obecně je mechanický. Pohon zařízení nebo stroj může být podle požadavku ovládáno strojními mechanismy starší nebo nové, moderní konstrukce. Výtahy lze v podstatě zařadit mezi stroje zdvihací. Proto může být pohon uskutečněn potenciálně, např. i lidskou silou. V průběhu let zaznamenal vývoj výtahů řadu poháněcích mechanismů. Proto lze mluvit o výtazích ručních, parních, pneumatických, hydraulických a dnes převážně používaných výtazích elektrických.

Zařízení výtahů se dnes v podstatě skládá z elektrického pohonu, dále ze všech zařízení souvisejících s ovládáním výtahů a z elektrických přístrojů silnoproudé elektrotechniky. Zde patří taky výtahové elektrické a elektronické přístroje (snímače polohy, tlačítkové ovládače, přístroje a zařízení s aplikací elektroniky, rozvaděče sběrného a skupinového řízení výtahu a další drobná zařízení). Moderní způsob řízení výtahů je pomocí mikroprocesorových systémů. Systém je programovatelný a umožňuje optimální způsob

přidělování výtahů ve skupinových řízeních podle přivolávacích znaků. Mikroprocesorová technika umožnila výrobu moderních systémů pro řízení výtahů mimořádně bezpečných a spolehlivých. Komunikační a diagnostické prostředky umožňují podstatně údržbu a servis. Tato technika předčí řídicí systémy starších koncepcí, jako je reléová technika a neprogramovatelná elektronika.

Volba typů výtahového pohonu závisí především na požadované rychlosti klece výtahů, např. osobních a nákladních. Při dopravě osob je rozhodující plynulý rozjezd a brzdění a dosažení největší rychlosti v časech nejkratším. Dále je důležité fyziologicky přijatelné zrychlení a zpomalení pro člověka. Požadované zrychlení (max. provozní zrychlení) např. při rozjezdu klec výtahu je dáno fyziologicky přijatelnou hodnotou pro člověka v rozmezí 1,8 až 2,0 m.s<sup>-2</sup>. Vliv zrychlení na člověka závisí na hodnotě zrychlení, časovém trvání, vektoru zrychlení ve vztahu k poloze lidského těla, funkčního vztahu lidského organismu a dalších činitelích.

Důležité je také dodržet přípustný (dovolený) rozdíl úrovně podlahy klece a stanice při zastavení výtahu. Pro udržení výtahové klece v rovnoměrném svislém pohybu stačí zpravidla správně navrhnout hmotnost protizávaží. Běžně to bývá poloviční hodnota hmotnosti klece včetně užité hmotnosti počtu osob v prostoru klece.

### **6.3 Rozdělení výtahu podle pohonu, nosnosti a jmenovité rychlosti (ČSN ISO 4190-1)**

Výtahy v budovách se dělí podle pohonu do těchto hlavních skupin:

- s elektrickým pohonem,
- s hydraulickým pohonem,
- s pneumatickým pohonem.

Výtahy s elektrickým pohonem se podle normy ČSN ISO 4190-1 dělí dále do následujících tříd:

- **třída I**-výtahy určené pro dopravu osob;
- **třída II**-výtahy určené převážně pro dopravu osob, ale mohou se v nich přepravovat i náklady; od výtahů třídy I a III se liší v podstatě vnitřní úpravou klece;
- **třída III**- výtahy určené pro dopravu lůžek;
- **třída IV**-výtahy určené především pro dopravu nákladů, které jsou obvykle doprovázeny osobami,



- **třída V**-malé nákladní výtahy-zde musí být splněna podmínka nepřístupnosti osob, rozměry klece nesmějí být větší než: plocha podlahy 1 m<sup>2</sup>, hloubka 1 m, výška 1,2 m (výška větší než 1,2m je dovolena, jestliže se klec skládá z několika oddílů, z nichž každý splňuje uvedené požadavky).

Základními parametry výtahu jsou nosnost a jmenovitá rychlost.

Nosnosti výtahů jsou: 320, 400, 630, 800, 1000, 1250, 1600, 2000, 2500 kg.

Jmenovité rychlosti se vyskytují v řadě: 0,4 (pouze pro hydraulické výtahy); 0,63; 1,00; 1,60; 2,50 m.s<sup>-1</sup> (1,60 a 2,50 m.s<sup>-1</sup> pouze pro elektrické výtahy).

Dalšími doplňujícími parametry, které blíže určují typ výtahu jsou především:

- zdvih výtahu a počet stanic,
- rozměry šachty, klece a strojovny,
- napětí elektrické sítě,
- hustota spínání a zatěžovatel,
- druh řízení výtahu,
- provedení a ovládání šachetních dveří,
- umístění výtahu v budově a druh prostředí v budovách.

## **6.4 Základní rozměry pro elektrické a hydraulické výtahy podle příslušných norem ČSN ISO 4190-1**

### **Vnitřní rozměry šachty**

Pro samostatné výtahy jsou uvedeny v příslušných tabulkách,

Pro skupinu výtahů umístěných vedle sebe ve společné šachtě

- je celková šířka rovna součtu šířek jednotlivých šachet plus součet přepážek mezi šachtami (šířka přepážky je min. 200 mm),
- je hloubka šachty rovna hloubce stanovené pro jednotlivé výtahy,
- hloubka prohlubně se stanoví podle nejrychlejšího v tahu ve skupině,
- minimální výška nad nejvyšším podlažím se stanoví podle nejrychlejšího v tahu ve skupině.

### **Svislá vzdálenost stanic**

Minimální vzdálenost stanic mezi dvěma následujícími stanicemi s ohledem na umístění šachetních dveří je :

- 2450 mm pro šachetní dveře vysoké 2000 mm,
- 2550 mm pro šachetní dveře vysoké 2100 mm.

### **Minimální hloubky nástupiště**

**Výtahy I. třídy**-převážně určené pro bytové domy.

U elektrických výtahů se doporučuje umístit nejvýše čtyři výtahy vedle sebe. Umístění výtahů kolmo k sobě se nedoporučuje.

U hydraulických výtahů se doporučuje umístit nejvýše dva výtahy vedle sebe se společným řízením.

Výtahy I. třídy (nevztahuje se na bytové domy), II. a III. třídy.

Jednotlivé výtahy nebo výtahy ve společné šachtě mohou být umístěny vedle sebe a to

nejvýše čtyři výtahy se skupinovým řízením. U skupiny se čtyřmi výtahy se skupinovým sběrným řízením náležející k jiné třídě než III. je hloubka nástupiště min. 2,4 m.

Výtahy umístěné proti sobě mohou být nejvýše čtyři vedle sebe se skupinovým sběrným řízením. U skupiny výtahu se skupiny sběrným řízením jiné třídy než III. je hloubkou nástupiště max. 4,5 m.

### **Rozměry strojoven pro elektrické výtahy**

Výtahy se společných šachtách

Výtahy I. třídy určené převážně pro bytové domy.

Minimální ploch společné strojovny

- pro výtahy se stejnou nosností je rovna součtu minimálních ploch požadovaných pro jednotlivé výtahy,

- pro dva výtahy s různou nosností je rovna součtu minimálních ploch požadovaných pro jednotlivé výtahy plus rozdíl mezi plochami šachet obou výtahů,

- pro skupinu více než dvou výtahů s různými nosnostmi je rovna součtu minimálních ploch požadovaných pro jednotlivé výtahy plus součet rozdílů mezi plochou šachty největšího výtahu a plochami šachet každého z ostatních výtahů.

Minimální šířka společné strojovny je rovna celkové šířce společné šachty plus boční odpovídající rozšíření, které by měl samostatný výtah s největšími požadavky.

Minimální hloubka společné je rovna hloubce nejhlubší samostatné šachty plus 2,1 m.

Minimální výška společné strojovny je rovna výšce nejvyšší strojovny.

### **Výtahy I. třídy (nevztahuje se na bytové domy), II. a III. třídy.**

Výtahy umístěné vedle sebe

- celková plocha  $A+0,9 A (a-1)$
- minimální šířka  $b_4+(a-1)(B_3+200)$ ,
- minimální hloubka  $d_4$

Výtahy umístěné proti sobě:

- celková plocha  $A+0,9 A (a-1)$
- minimální šířka  $b_4+0,5 (a-1)(B_3+200)$ ,
- minimální hloubka  $2d_2$ +vzdálenost mezi šachtami,
- minimální výška společné strojovny je rovna výšce nejvyšší strojovny,

kde

$b_4$ - je minimální šířka strojovny jednotlivého výtahu,

$d_4$ - minimální hloubka strojovny jednotlivého výtahu,

$A$ - plocha strojovny jednotlivého výtahu,

$b_3$ - šířka šachty jednotlivého výtahu,

$d_2$ - hloubka šachty jednotlivého výtahu,

$n$ - celkový počet výtahů; je-li počet výtahů lichý, a se zaokrouhluje na nejbližší vyšší sudé číslo.

### **Rozměry strojovny hydraulických výtahů**

Jednotlivé výtahy – viz. tab. č.6.1

Dvojice výtahů.

Minimální plocha společné strojovny pro dvojici výtahů

- se stejnou nosností je rovna součtu minimálních ploch požadovaných pro strojovny samostatných výtahů, umístěných za šachtou,

- s rozdílnou nosností je rovna součtu minimálních ploch požadovaných pro strojovny samostatných výtahů umístěných za šachtou plus rozdíl mezi plochami šachet obou výtahů.

Účel	Bytové domy	Nebytové domy (úřady, banky, hotely, atd.)
------	-------------	--

Nosnost		kg	<sup>1)</sup> 320	<sup>1)</sup> 400	630	1000	630	800	1000	1250	1600				
dveře	výška	A mm	900	1100	1100	1100	1100	1350	1600	1950					
		B mm	1000		1400	2100	1400				1750				
		mm	2200						2200	2300					
		E mm	700		800			800		1100					
		typ	na 1 stranu sesuvné						oboustranné						
v=0,4 m/s v=0,63 m/s v=1,00 m/s v=1,60 m/s v=2,50 m/s	výška	C mm	1400	1600			<sup>2)</sup>								
		D mm	<sup>2)</sup>	1800			1800	1900	2400	2600					
		<sup>3)</sup>	1600		1900	2600	2100	2300		2600					
		P mm	1400						1400				1600		
		<sup>4)</sup>	<sup>2)</sup>	1600			1600								
	v=0,4 m/s v=0,63 m/s v=1,00 m/s v=1,60 m/s v=2,50 m/s	typ	<sup>4)</sup>	<sup>2)</sup>	2200			<sup>2)</sup>	2200						
			<sup>3)</sup>	3600						<sup>2)</sup>					
			P mm	3600			3800		4200		4400				
			<sup>4)</sup>	3700			3800		4200		4400				
			<sup>4)</sup>	3800			4000		4200		4400				
Strojovna pro hydraulické výtahy 5)	H mm	šířka nebo hloubka šachty x 2000 mm						<sup>2)</sup>							
		2000													
Strojovna pro elektrické výtahy 6)	v=0,63 m/s	plocha	m <sup>2</sup>	6	7,5	10	12	15	20	22	25				
		6)	T mm	1600	2200		2400	2500	3200						
		6)	R mm	3000	3200	3700	4200	3700	4900		5500				
	v=1,00 m/s	plocha	H mm	2000						2200	2400		2800		
			6)	m <sup>2</sup>	6	7,5	10	12	15	20	22	25			
			6)	T mm	1600	2200		2400	2500	3200					
	v=1,6 m/s	plocha	6)	R mm	3000	3200	3700	4200	3700	4900		5500			
			H mm	2000						2200	2400		2800		
			6)	m <sup>2</sup>	<sup>2)</sup>	10	12	14	15	20	22	25			
	v=2,5 m/s	plocha	6)	T mm	<sup>2)</sup>	2200		2400	2500	3200					
			6)	R mm	<sup>2)</sup>	3200	3700	4200	3700	4900		5500			
			H mm	<sup>2)</sup>	2200						2200	2400		2800	
			6)	m <sup>2</sup>	<sup>2)</sup>	14		16	<sup>2)</sup> 18	20	22	25			
	6)	T mm	<sup>2)</sup>	2800			<sup>2)</sup> 2800	3200							
		6)	R mm	<sup>2)</sup>	3700		4200	<sup>2)</sup>	4900		5500				
		H mm	<sup>2)</sup>	2600						<sup>2)</sup>	2800				
Vysvětlivky:															
1) Rozměry těchto klecí nedovolují vstup invalidů na vozících															
2) Nenormalizované provedení															
3) Pouze pro hydraulické výtahy															
4) Pouze pro elektrické výtahy															
5) Podmínky umístění a národní předpisy mohou požadovat odlišné rozměry strojovny															
6) Hodnoty T a R jsou minimální. Skutečné hodnoty musí dát předepsanou plochu strojovny															

Tab. č. 6.1: Hlavní rozměry výtahu I. třídy dle ČSN ISO 4190-1

## 6.5 Hlavní části výtahů

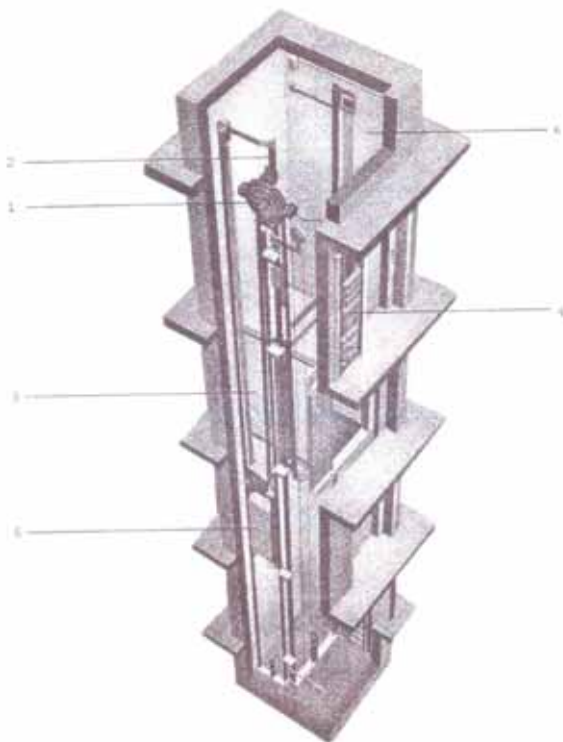
Výtahy mají část stavební a strojní (viz. obr. č. 6.1-6.3).

Stavební část tvoří:

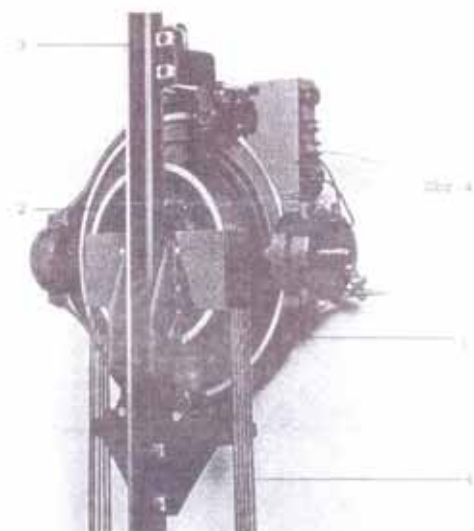
- šachta výtahu,
- strojovna výtahu a prostor pro kladky.

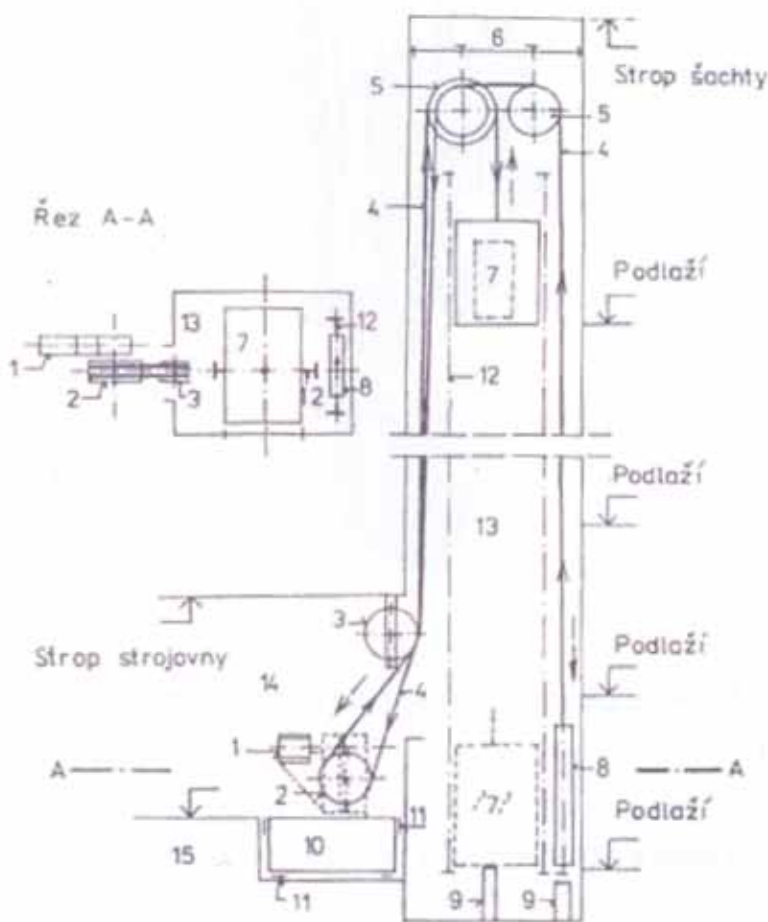
Strojní část tvoří:

- výtahový stroj,
- klec výtahu,
- vyvažovací závaží,
- nosné prostředky,
- vodítka výtahu,
- zachycovače,
- nárazníky,
- dveře klecí a šachet,
- ostatní zabezpečovací zařízení.



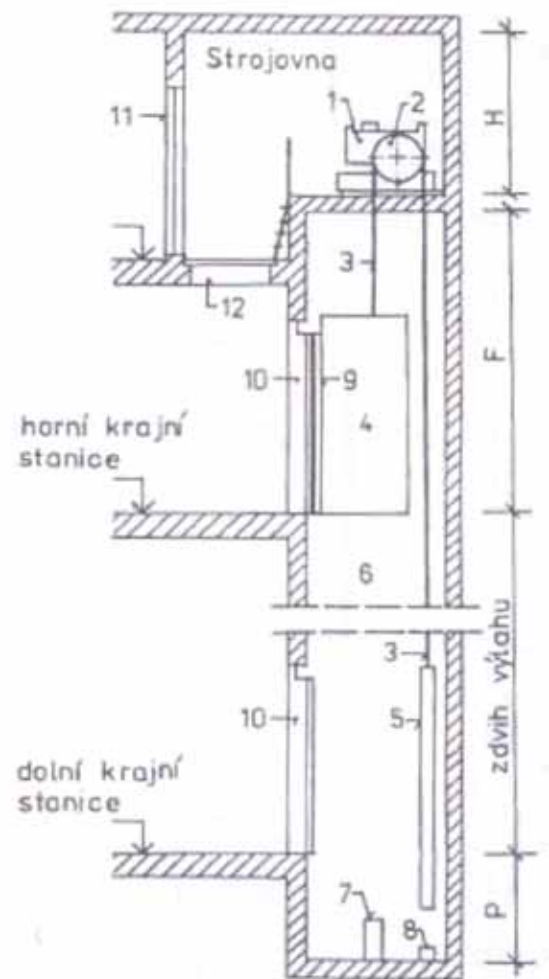
*Obr. č. 6.1: Elektrický výtah KONE Mono Space™ konstruovaný bez strojovny (vlevo) s výtahovým strojem (vpravo)*





Obr. č. 6.2: Výtah s elektromechanickým pohonem

1-výtahový stroj, 2-hnací lanový kotouč,  
 3-vodící kladky (hnané), 4-ocelová lana,  
 5-kladky pro klec a závaží výtahu,  
 6-nosník vodících kladek, 7-klece výtahu  
 8-vyvažovací závaží, 9-nárazníky,  
 10-betonový základ pod výtahový stroj,  
 11-tlumící desky, 12-vodítka klece nebo závaží,  
 13-šachta výtahu, 14-strojovna výtahu,  
 15-základová půda, zemina



Obr. č. 6.3: Výtah se strojovnou nahoře nad šachtou

1-výtahový stroj, 2-hnací lanový kotouč,  
 3-nosná lana, 4-klece, 5-vyvažovací závaží,  
 6-výtahová šachta, 7-nárazníky klece,  
 8- nárazník vyvažovacího závaží, 9-klecové dveře,  
 10-šachetní dveře, 11-dveře do strojovny výtahu,  
 12-montážní otvor,  
 F-horní část šachty nad horní krajní stanicí,  
 H-výška strojovny  
 P-prohlubeň

## **Šachta výtahu**

Šachta je prostor, ve kterém se pohybuje klec a vyvažovací závaží. Tento prostor je ohraničen podlahou v prohlubni, stěnami a stropem. Je přístupná šachetními dveřmi a dveřmi pro údržbu (minimálně 600x400 mm).

Šachetní dveře slouží jako vstupy do klecí. Jsou obvykle plnostěnné kovové a musí být provedeny tak, aby se v průběhu doby nedeformovaly a byly odolné proti požáru. Světlá výška šachetních dveří je minimálně 2,0 m a jejich světlá šířka nesmí přesahovat šířku vstupu do klece o více než 0,05 m, pokud nejsou učiněna vhodná bezpečnostní opatření.

Mimo šachetní dveře jsou v šachtě ještě otvory

- pro odvod plynu a kouře při požáru,
- pro větrání,
- pro montáž mezi šachtou a strojovnou výtahu.

Stěny, strop a podlaha jsou z nehořlavých materiálů, které nepodporují tvoření prachu a mají dostatečnou pevnost. Jsou to např. zdivo, beton, sklo s tloušťkou minimálně 7,5 mm, sklo s drátěnou vložkou, apod. Vnitřní povrch stěny šachty musí tvořit po celé šířce vstupu do šachty souvislou a hladkou plochu, s výjimkou mezer u dveří, které jsou nutné z provozních důvodů.

Spodní část šachty končí prohlubní, jejichž podlaha je vodorovná. Výjimku tvoří podezdívky nárazníků, vodítek a zařízení k odvodnění šachty. Přístup do prohlubně do hloubky maximálně 2,5 m se přístup zajišťuje dveřmi o výšce minimálně 1,4 m a šířce minimálně 0,6 m. Dveře musí být otvíratelné ven a zamykatelné. Prohlubeň je opatřen ovladačem STOP pro vyjmutí výtahu a elektrickou zásuvkou. Ve společné šachtě pro klece a vyvažovací závaží několika výtahů nebo malých nákladních výtahů se v dolní části do výše 2,5 m ode dna šachty zřídí mezi těmito pohyblivými se díly přepážka. Jestliže je vodorovná vzdálenost hrany stropu klece k pohyblivé se části sousedního výtahu nebo malého nákladního výtahu menší než 0,3 m, musí se provést přepážka po celé výšce šachty.

Horní část šachty končí stropem, který zabraňuje pádu předmětů do výtahové šachty. V bytových stavbách musí být šachta ohrazena ze všech stran po celé výšce. Podle ČSN EN 81-1 se nedoporučuje umisťovat výtahové šachty nad prostory, které jsou přístupné osobám. V opačném případě je nutno provést úpravy po dohodě s výrobcem.



Zařízení jako potrubní, elektrická vedení, apod. která nepatří výlučně k výtahu, se do výtahové šachty umísťovat nesmějí. Pro provádění oprav a údržbářské práce se ve výtahové šachtě instaluje elektrické osvětlení. Pro větrání šachty jsou určeny větrací otvory v horní části šachty o průřezu minimálně 1% půdorysu šachty; vedou přímo mimo šachtu přes strojovnu anebo přes prostor pro kladky.

### **Strojovna výtahu a prostor pro kladky**

Strojovna výtahu je samostatná, uzamykatelná, osvětlená a dobře větraná místnost, jejíž stěny, strop, podlaha a dveře, popř. poklop, jsou plnostěnné a z nehořlavého materiálu. Minimální výška strojovny pro elektrické výtahy je 2 m. V této místnosti je umístěn výtahový stroj s jeho příslušenstvím a další zařízení včetně elektrických přístrojů pro zařízení a zajištění bezpečnosti provozu výtahu. Výtahový stroj, jeho příslušenství a prostor pro kladky smějí být přístupné pouze oprávněným osobám (údržba, oprava, revize, apod.). Výjimečně lze výtahový stroj, jeho příslušenství a kladky umístit v prostoru, který slouží i k jiným účelům (např. do průchodu na ploché střechy), jestliže je oddělen přepážkou minimálně 1,8 m vysokou a uzamykatelnou dveřmi.

V každé strojovně je nutno, při hmotnosti jednotlivých dílů výtahového stroje větší než 100 kg, umístit nad strojem ocelový nosník ve výšce minimálně 1,8 m nad podlahou. Tento nosník slouží k umístění zařízení, ke zdvímání těžších součástí a k montáži a demontáži výtahového stroje. Při větším počtu výtahů je již nutná jeřábová dráha. Strojovna výtahů a prostory pro kladky musí být suché a teplota vzduchu v rozmezí od +5 do +40 °C. Před započítáním montáže musí být strojovna výtahů a prostory pro kladky omítnuty a vybíleny (u cihelného zdiva) nebo mít upravený povrch (u panelových staveb). Podlaha v těchto prostorech musí být rovná, zhotovená z trvanlivých stavebních materiálů, které nepodporují tvoření prachu a mají protiskluzový povrch. Ve strojovně výtahu a v prostorech pro kladky nesmí být žádné zařízení, které nepatří k výtahům.

Strojovny výtahů se mají přednostně umísťovat nad šachtou, výjimečně se umísťují dole vedle šachty a ojediněle v mezilehlé poloze (nákladní výtahy).

Vstup do strojovny výtahu a prostoru pro kladky je přes ocelové dveře o rozměrech minimálně 0,6x1,8 m (do strojovny) a 0,6x1,4 m (do prostoru pro kladky), které jsou otevírány směrem ven. V blízkosti těchto dveří se umísťuje hlavní vypínač a světelný vypínač. Přístup osob do prostoru pro kladky bývá přednostně po schodech opatřeného zábradlím z nehořlavého materiálu. Šířka schodiště je minimálně 0,6 m, světlá výška přístupových cest s dveří je minimálně 1,8 m. Výjimečně se mohou použít žebříky z nehořlavého materiálu, které splňují následující požadavky:

- jsou bezpečné proti sklouznutí a překlopení,
- mají v pracovní poloze sklon mezi 70 až 76° k vodorovné rovině , pokud nejsou pevně ukotveny a nejsou nižší než 1,5 m.

Tyto žebříky se opatřují v horní části madlem. Žebříky delší než 3 m se opatřují ochranným košem. Poklopy, které slouží pro vstup, musí mít volný průchod minimálně 0,8x0,8 m a nesmějí se otvírat dolů. Výjimku tvoří poklopy spojené s výsuvnými schody.

Strojovnu lze větrat větracími průduchy nebo sklopným křídlem. Větrací průduchy při podlaze musí být zajištěny sklopnými žaluziemi. U větších strojoven nebo u strojoven, které nesouvisí s nižšími prostory se doporučuje nucené větrání (např. strojovny pro několik výtahů). Strojovny výtahů ani prostory pro kladky se nesmějí používat k větrání budovy.

### **Výtahový stroj**

Výtahový stroj je část pohonu, který přeměňuje energii zdroje na pohyb pomocí mechanických, hydraulických nebo jiných prostředků (obr. č. 6.5, 6.6). Každý výtah musí mít alespoň jeden vlastní výtahový stroj. Umísťuje se zpravidla ve strojovně a skládá se z těchto částí:

- hnacího elektromotoru,
- mechanického a převodového ústrojí,
- brzdového zařízení,
- hnacího lanového kotouče,
- spojky ložiska , hřídele a rámu výtahového stroje.

Příklady používaných druhů výtahových strojů a jejich částí jsou na obr. č.6.1 až 6.3.

Ideální diagram jízdy výtahového stroje je na obr. č. 6.4.

## Poháněcí elektromotory výtahů

Hlavními požadavky na elektrický pohon výtahu jsou minimální čas výtahu, plynulá a pohodlná jízda, vysoká přesnost zastavování v cílových podlažích a ekonomický provoz (malá spotřeba energie, nízké náklady na údržbu).

Pro pohon výtahů jsou k dispozici různé druhy elektromotorů a různé systémy řízení rychlostí (viz tab. č. 6.2). Základní provozní požadavky na výtahový elektromotor jsou následující:

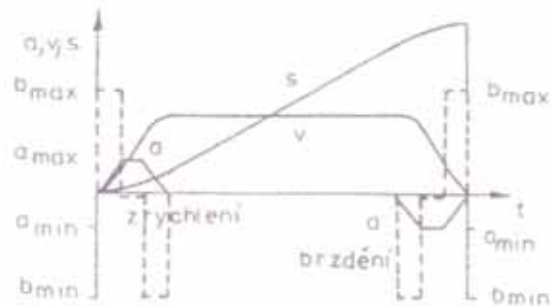
- vhodný tvar momentové charakteristiky,
- tepelné dimenzování musí vycházet z předpokládané hustoty spínání a zatěživatele,
- motor musí být schopen pracovat v motorickém i generatorickém režimu při obou smyslech točení (čtyřkvadrantový pohon), tj.  
motorický stav-zdvihání klece-točivý moment +M, otáčky +n,  
generatorický stav-spouštění klece-točivý moment +M, otáčky -n,  
motorický stav-spouštění klece, převaha závaží-točivý moment -M, otáčky -n,  
generatorický stav-zdvihání klece-převaha závaží-točivý moment -M, otáčky +n,
- statický moment lze vyjádřit:

- 1.Q-motorický stav-otáčení v protisměru hodinových ručiček,
- 2.Q-generatorický stav-otáčení v protisměru hodinových ručiček,
- 3.Q-motorický stav-otáčení ve směru hodinových ručiček,
- 4.Q-generatorický stav-otáčení ve směru hodinových ručiček,
- minimální hlučnost a vibrace,
- poměrný záběrný proud, tzn., že poměr záběrného proudu k jmenovité hodnotě by měl být co nejmenší,
- u většiny elektromotorů je třeba vyvést hřídel na obě strany, aby bylo možné na volný konec hřídele nasadit ruční kolo pro nouzový pohon.

Druh elektrického motoru závisí především na jmenovité rychlosti výtahu, ale také na jeho nosnosti.

Jmenovitá rychlost V [m/s]	Druh elektromotoru	Regulace rychlosti	Výtahový stroj
Do 0,5 (0,63)	Třífázový asynchronní s kotvou nakrátko nebo kroužkovou		Převodový
0,63 až 1,0	Třífázový asynchronní a kotvou nakrátko, dvourychlostní		Převodový
1,0 až 2,5	Třífázový asynchronní s kotvou nakrátko, jedno nebo dvourychlostní	Tyristorový měnič Napětí nebo měnič kmitočtu	Převodový
Přes 2,5	Pomaloběžný stejnosměrný motor s cizím buzením	Rotační nebo statický měnič napětí	Bez převodový

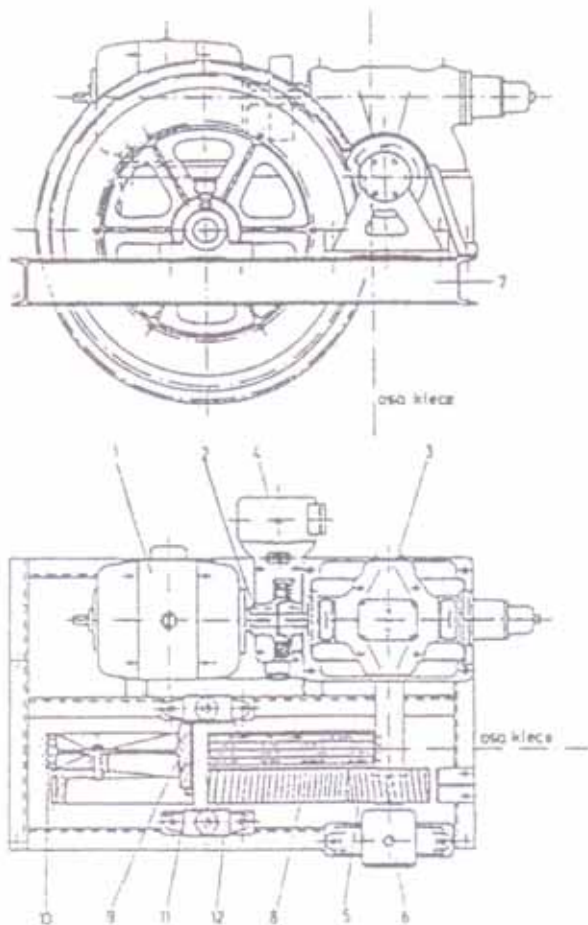
Tab. č. 6.2: Druhy elektrického pohonu



Obr. č. 6.4: Ideální diagram jízdy výtahového zařízení

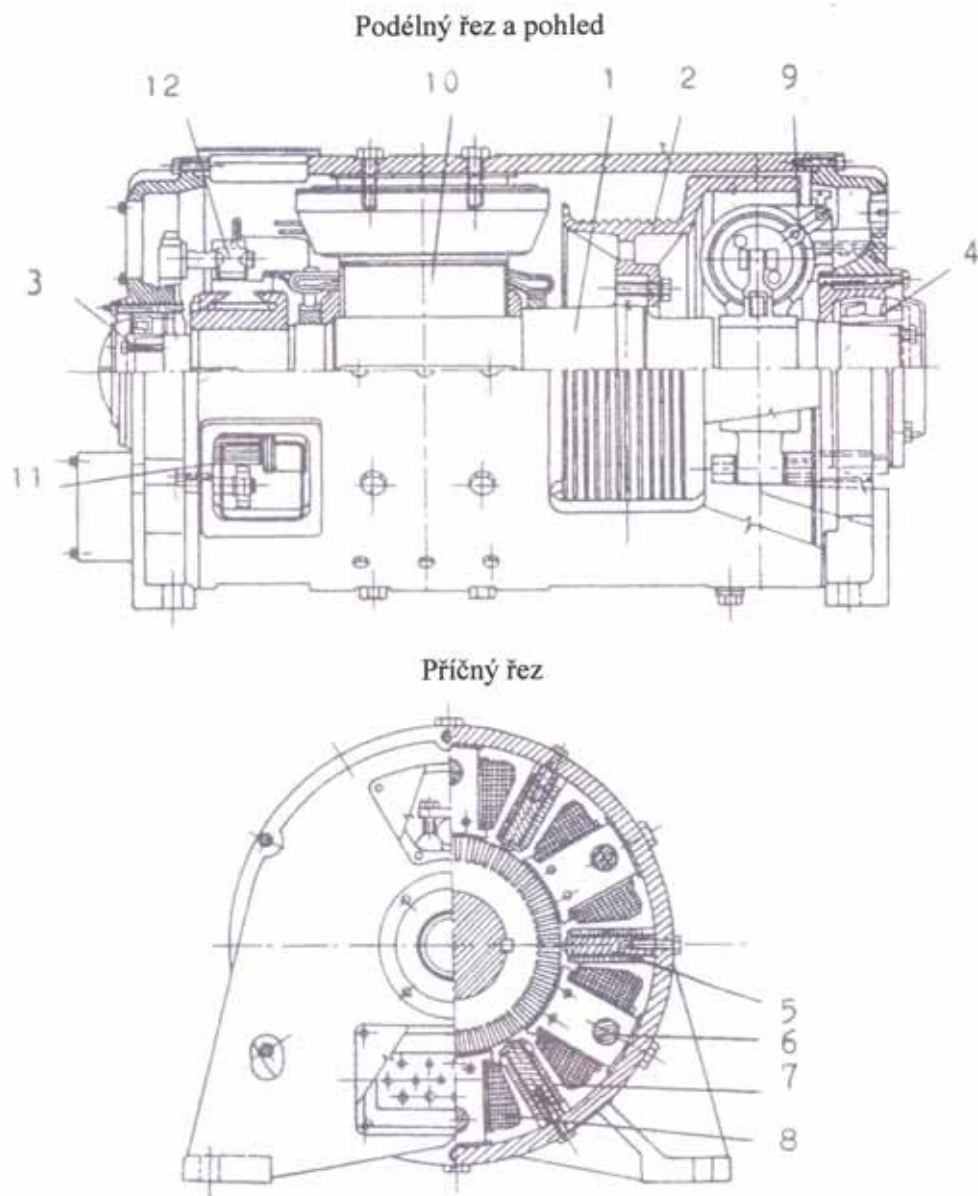
$a$ -zrychlení [ $m \cdot s^{-2}$ ], zpomalení [ $m \cdot s^{-2}$ ],  
 $b$ -změna zrychlení [ $m \cdot s^{-3}$ ],  
 $v$ -rychlost klece [ $m \cdot s^{-1}$ ],  
 $s$ -dráha klece [ $m$ ],  
 $t$ -čas [ $s$ ],

$a_{max/min}$ -maximální/minimální fyziologicky přijatelné zrychlení a zpomalení pro člověka při jízdě výtahem,  
 $b_{max/min}$ -fyziologicky podmíněná změna zrychlení



Obr. č. 6.5: Konstrukce výtahového stroje

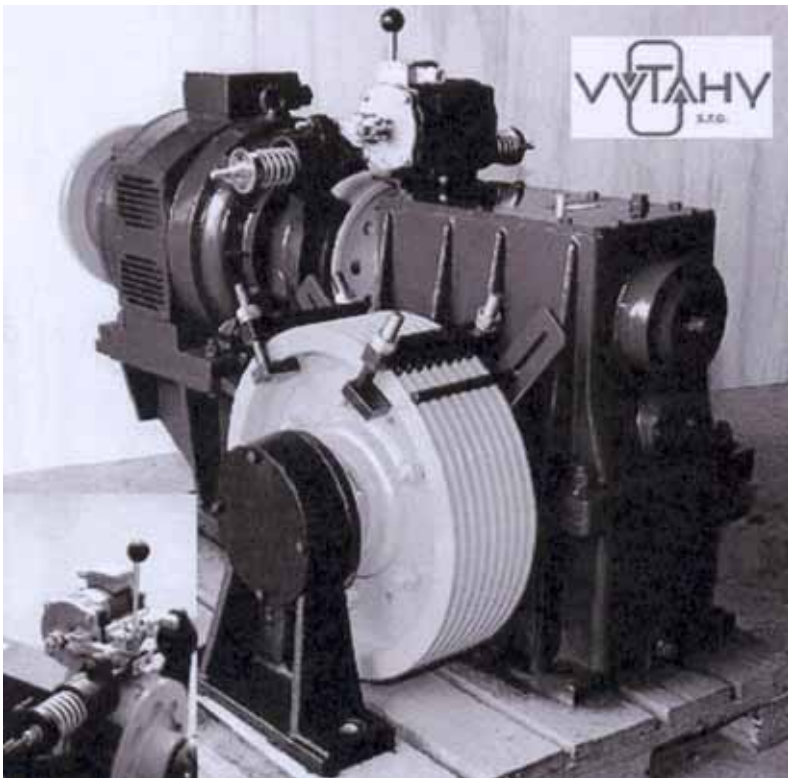
1-trojfázový asynchronní elektromotor,  
 2- pružná spojka,  
 3-šneková převodová skříň,  
 4-dvoučelistová brzda,  
 5- pastorek na hřídeli převodové skříně,  
 6- ložisko,  
 7- nosný rám výtahového stroje,  
 8- ozubený věnec,  
 9- disk hnacího lanového kotouče,  
 10- věnec s drážkami pro nosná lana,  
 11- kluzná pouzdra,  
 12- rám stroje



Obr. č. 6.6: Konstrukce bezpřevodového výtahového stroje pro nosnost 750 kg (10 osob). Určen pro rychlovýtahy s rychlostí  $2,0$  až  $2,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  a výše. Jmenovitý výkon stroje je  $10,3 \text{ kW}$ , jmenovité otáčky pomaluběžného stejnosměrného elektromotoru  $190 \text{ min}^{-1}$ , cizí buzení motoru (derivační budič), jmenovitá rychlost výtahu  $2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , zdvih výtahu  $32\text{m}$ .

1- hřídel,  
 2- hnací kotouč (třecí lanový kotouč),  
 3,4- valivé ložisko hřídele,  
 5- komutační pól elektromotoru,  
 6- hlavní pól elektromotoru,  
 7- vinutí komutačního pólu,

8- vinutí hlavního pólu  
 9- brzdový elektromagnet (zajištění polohy motoru po zastavení a po nouzovém vypnutí motoru )  
 10- kotva nebo rotor stejnosměrného elektromotoru,  
 11- komutátor  
 12- kartáče a kartáčové drážky



*Obr. č. 6.7: Konstrukce výtahového stroje S4, od fy. Výtahy, s.r.o*

### **Klec**

Klec je část výtahu, která slouží k umístění a dopravě osob nebo nákladů. Je namontována v nosné kostře. Klec je ohrazena plnými stěnami, podlahou a stropem. Všechny tyto části musí mít dostatečnou mechanickou pevnost a snést síly, kterým je klec vystavena během normálního provozu výtahu, při vybavení zachycovači nebo při dosednutí klece na nárazníky. Světlá výška klece a vstupu do klece je minimálně 2 m. Vstupy do klece musí mít plnostěnné dveře. Výjimku tvoří nákladní výtahy a výtahy pro automobily, kdy mohou být použity děrované dveře nebo dveře z pletiva. Při použití plnostěnných dveří musí být v horní a dolní části větrací otvory, jejichž účinná plocha má být minimálně 1 % užité plochy klece. Klec musí být vybavena elektrickým osvětlením.

Ke kovové kostře jsou připevněny:

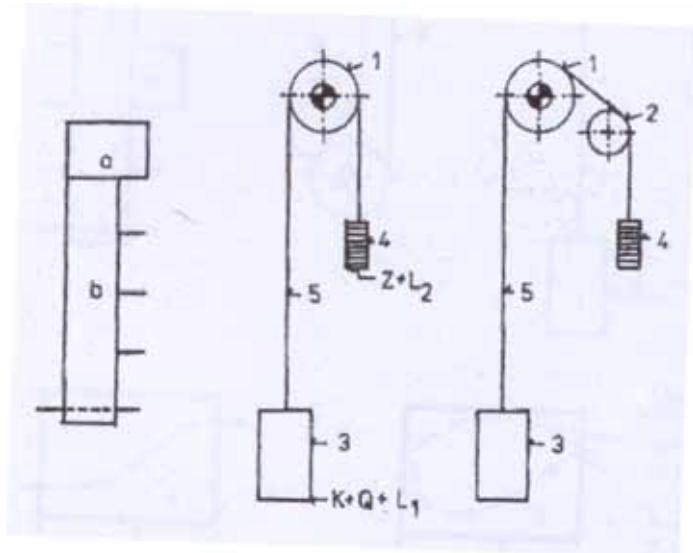
- závěs, jehož prostřednictvím je klec, resp. vyvažovací závaží upevněna k nosným orgánům. Každý nosný orgán musí být k závěsu upevněn samostatně,
- vodící čelisti zajišťující vedení po vodítkách,
- zachycovače,
- závěs a pohon kabinových dveří.

## Vyvažovací závaží

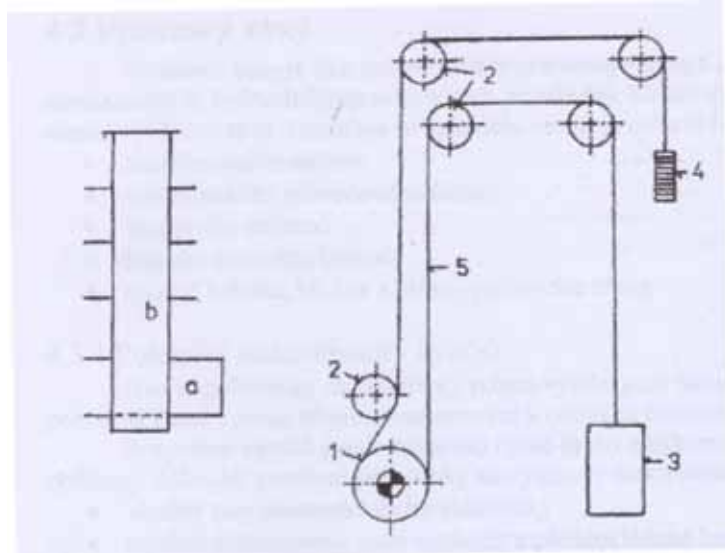
Vyvažovací závaží (na obr. č. 6.2, 6.3) vyvažuje zcela hmotnost klece s příslušenstvím a část hmotnosti břemene (40-50 %). Je stejně jako klec, vedeno vodítky buď v téže šachtě jako klec, nebo v samostatné šachtě. Vyvažovací závaží může být buď z jednoho kusu nebo z několika navzájem spojených částí-litínové nebo betonové hranoly. Prostřednictvím spojovacích táhel jsou hranoly zavěšeny na příčnících se závěsem, např. čtyřlankovým. Vodítka mohou mít průřezy tvaru T nebo kruhový průřez. Vedení je kluzné.

## Nosné prostředky výtahů

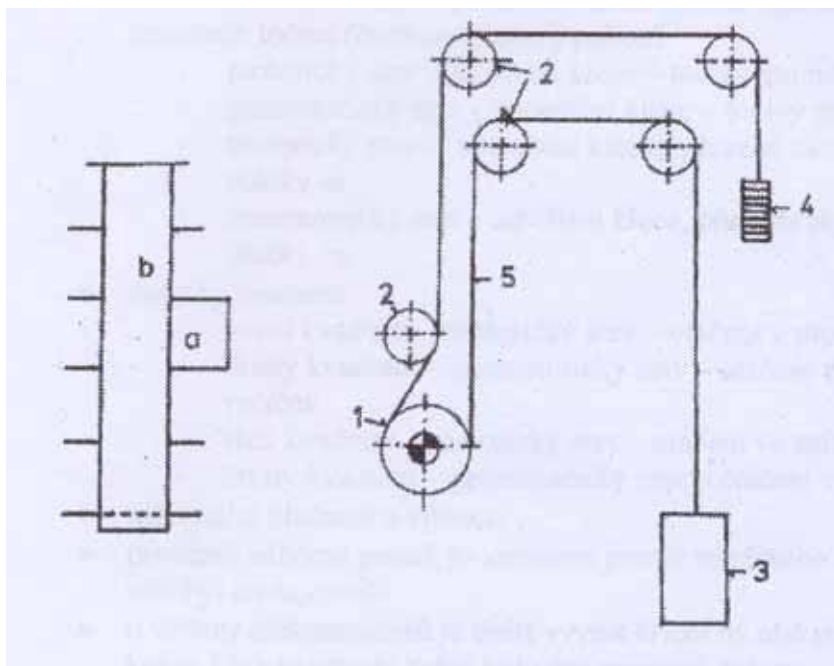
K zavěšení klece a vyvažovacího závaží výtahu slouží buď ocelová lana nebo kloubové řetězy. Přenášejí i sílu pro zdvihání klece nebo závaží z výtahového stroje. Dnes se používají převážně ocelová lana o jmenovitém průměru minimálně 8 mm. Kloubové řetězy se používají jen u výtahů s malou dopravní rychlostí a s omezeným zdvihem. Lana (nebo řetězy) musí být alespoň dvě.



Obr. č. 6.8: Schéma výtahu se strojem v horní poloze s jedním opásáním hnacího kotouče a s lanovým převodem



Obr. č. 6.9: Schéma výtahu se strojem v dolní poloze, s jedním opásáním hnacího kotouče a s lanovým převodem



Obr. č. 6.10: Schéma výtahu se strojem v mezilehlé poloze, s jedním opásáním hnacího kotouče a s lanovým převodem

Na obr. č. 6.8-6.10 jsou schematicky naznačeny principy výpočtu výtahu s elektrickým pohonem. Na jednom konci lana působí hmotnost klece K (kg), dovolená hmotnost zatížení klece Q (kg), hmotnost jedné větve nosných lan  $L_1$  (kg), na druhém konci lana působí hmotnost vyvažovacího závaží Z (kg) a hmotnost druhé větve nosných lan  $L_2$  (kg).

**Trakční únosnost lanového kotouče**, tj. schopnost přenosu hnací síly na nosná lana je dána Eulerovým vztahem:

$$\frac{T_1}{T_2} \leq e^{\mu \cdot \alpha_G} \quad [-] \quad (6.1),$$

kde

$T_1$  je tahová síla v lanech na nabíhající straně hnacího bubnu [N],

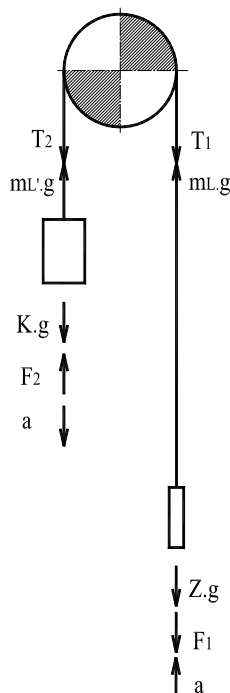
$T_2$  je tahová síla v lanech na odbíhající straně hnacího bubnu [N],

$f$ - součinitel smykového tření v drážce hnacího kotouče [-],

$\alpha_G$ - geometrický úhel opásání [rad].



Nejkritičtější případ nastává při největším rozdílu nabíhající a odbíhající síly:  $T_1 - T_2$ , tj. dochází k rozběhu prázdné klece z horní úvratě (tj. klec je pod výtahovým strojem nahoře).



Obr. č. 6.11: Simulace rozběhu prázdné klece z horní polohy výtahu  
 $K$ -hmotnost klece,  $Z$ -hmotnost vyvažovacího závaží,  $m_L$ - hmotnost nosných lan nad vyvažovacím závažím,  $m_L'$ -hmotnost nosných lan klecí,  $F_1$ - setrvačná síla působící na straně závaží,  $F_2$ - setrvačná síla působící na straně klece,  $a$ -zrychlení pohyblivých hmot soustavy

Dle obr. č. 6.11 platí pro nabíhající a odbíhající větev výtahu:

$$T_1 = (Z + m_L).g + F_1, \text{ kde } F_1 = (Z + m_L).a \quad [\text{N}] \quad (6.2),$$

$$T_2 = (K + m_L').g - F_2, \text{ kde } F_2 = (K + m_L').a \quad [\text{N}] \quad (6.3),$$

Po dosazení do vztahu pro trakční únosnost lanového kotouče (6.1):

$$\frac{(Z + m_L)(g + a)}{(K + m_L')(g - a)} \leq e^{\mu \cdot \alpha_G} \quad [-] \quad (6.4)$$

a po úpravě

$$\frac{(Z + m_L)}{(K + m_L')} \cdot \kappa \leq e^{\mu \cdot \alpha_G} \quad [-] \quad (6.5),$$

kde součinitel zrychlení  $\kappa$  obvykle nabývá hodnot dle tab. č. 6.3 podle ustálené rychlosti výtahu.

<b>v [m.s<sup>-1</sup>]</b>	0,7	1	1,4	2	2,8	4	6,3
<b>κ</b>	1,12	1,15	1,21	1,22	1,28	1,31	1,33

Tab. č. 6.3: Součinitel zrychlení κ

Součinitele tření μ (μ<sub>k</sub>, μ<sub>p</sub>) pro drážku se zářezem a bez zářezu (obr. č. 1.5.13) lze teoreticky vyjádřit podle geometrie drážky dle vztahů (1.5.6) a (1.5.7).

Tíha vyrovnávacího závaží (obr. č. 6.11) je dána:

$$Z.g = (0,4 \div 0,5).Q.g + K.g \quad [\text{N}] \quad (6.6),$$

kde

Q je hmotnost dovoleného zatížení klece [kg]

K-hmotnost klece [kg].

Výkon elektromotoru:

$$P = \frac{F.v}{1000.\eta_c} \quad [\text{kW}] \quad (6.7),$$

kde

F-obvodová síla [N]

v-obvodová rychlost [m.s<sup>-1</sup>]

η<sub>c</sub>-celková účinnost výtahu [-]

Obvodová síla je dána rozdílem nabíhající a odbíhající síly v laně:

$$F = \frac{Q.g + K.g - Z.g}{i_k} + m_L.g - m'_L.g \quad [\text{N}] \quad (6.8),$$

kde

i<sub>k</sub> je lanový převodový poměr [-].

Provozní rychlost:

$$v_v = \frac{\pi.D.n}{60.i_c} \quad [\text{m.s}^{-1}] \quad (6.9),$$

kde

n-synchronní otáčky elektromotoru [min<sup>-1</sup>],

D- roztečný průměr bubnu [m],

i<sub>c</sub>-celkový převodový poměr [-].

Obvodová rychlost třecího kotouče:

$$v = v_v.i_k \quad [\text{m.s}^{-1}] \quad (6.10)$$

Celkový převodový poměr:

$$i_C = i_S \cdot i_{CK} \cdot i_k \quad [-] \quad (6.11),$$

kde

$i_S$ - převodový poměr šnekového soukolí [-],

$i_{CK}$ - převodový poměr čelního kola [-].

Celková účinnost výtahu:

$$\eta_C = \eta_{CK} \cdot \eta_S \cdot \eta_h \cdot \eta_K \cdot \eta_V \quad [-] \quad (6.12),$$

kde

$\eta_{CK}$ -účinnost čelního kola [-],

$\eta_S$ - účinnost šnekového soukolí [-],

$\eta_h$ -účinnost třecího kotouče [-],

$\eta_K$ -účinnost lanového převodu [-],

$\eta_V$ -účinnost vodítek [-].

Kroutící moment, který musí brzda spolehlivě ubrzdit

$$M_k = \frac{F \cdot D \cdot \eta_c}{i_S \cdot i_{CK}} \quad [\text{N.m}] \quad (6.13),$$

Bezpečnost nosných lan:

$$k = \frac{n \cdot N_j}{g \cdot \left( Q + K + m_L + m'_L + \frac{Z}{2} \right)} \geq k_{dov} \quad [-] \quad (6.14),$$

kde

$N_j$ - jmenovitá nosnost lana [N],

$n$ -počet nosných lan [-],

$Z$ -hmotnost závaží vyvažovacích lan [kg],

$k_{dov}$ -koeficienty bezpečnosti nosných lan (viz tab. č. 6.4)

Výťahový stroj	Rychlost [m.s <sup>-1</sup> ]	Typ výtahu 1, 2, 3	Typ výtahu 4, 5, 6
<b>Bubnový s třecím kotoučem</b>	<1 m.s <sup>-1</sup>	8	9
	<1 m.s <sup>-1</sup>	10	11
	<2 m.s <sup>-1</sup>	11	13
	>2 m.s <sup>-1</sup>	12	14

Tab. č. 6.4: Koeficienty bezpečnosti lan pro různé rychlosti a různé typy výtahu:

- 1- výtahy, do jejichž klece nesmějí osoby vstupovat,
- 2- malé nákladní výtahy do nosnosti 100 kg,
- 3- výsypné (skipové) výtahy,
- 4- pro dopravu osob a majetku,
- 5- výtahy, kde osoby směřují do klece při nakládání vstupovat,
- 6- stolové výtahy s poklopem.

### **Vodítka klece**

Klec výtahu je vedena ocelovými vodítky (speciální průřez tvaru T), kotvenými ve výtahové šachtě. Zděné a betonové šachty vyžadují svislý posuv vodítek. Pevné uložení bývá u ocelových konstrukcí šachet.

### **Nárazníky**

Nárazníky se umísťují ve spodní části výtahové šachty a slouží k zastavení jízdy klece nebo vyvažovacího závaží při přejetí dolní krajní polohy. Pružinové a hydraulické nárazníky se počítají tak, aby klec s největším zatížením zastavily se zpožděním nejvýše 25m/s , průměrné zpoždění musí být menší než g. Aktivní části pružinových nárazníků je stlačená šroubová pružina. Hydraulický nárazník se skládá z dutého válce naplněného olejem, pístu a vratné pružiny. Olej je vytlačován z prostoru pod pístem do prostoru nad pístem průtokovými otvory ve stěně válce. Brzdná síla pružinového nárazníku je přímo úměrná stlačení pružiny. Brzdná síla hydraulického nárazníku má konstantní hodnotu Má-li výtah pružinové nebo hydraulické nárazníky, uvažuje se dolní přejezd při stlačených náraznících.

Dolní přejezd klece se musí rovnat nejméně hornímu přejezdu klece zmenšenému o volnou dráhu klece. Horní přejezd klece se určuje podle dopravní rychlosti klece.

### **Zabezpečovací zařízení výtahů: zachycovače a omezovače**

Bezpečnost, spolehlivost a bezporuchovost jízdy výtahem mají zaručovat mechanická zařízení např. při přetržení nosných prostředků (lan, řetězů, apod.) nebo při překročení dopravní rychlosti výtahu stanovené předpisy a normami. Preventivně očekávané a předpokládané poruchy stavu jízdy mají zabránit následnému poškození (zdravotního a materiálního charakteru) v souvislosti s dopravou osob i nákladu.

Zabezpečovací zařízení tvoří mechanické prostředky:

- samosvorné zachycovače (klínové, výstředníkové nebo válečkové), které drží klec výtahu na velmi krátké dráze a používají se pro nižší rychlosti výtahu (ČSN EN

81-2),

- klouzávé zachycovače, které zastaví klec na delší dráze třením o vodítka. Používají se při rychlosti klece větší než 1 m/s,
- omezovače rychlosti, které dávají impuls k činnosti zachycovačů při zvýšení rychlosti o předem stanovanou hodnotu proti hodnotě jmenovité při jízdě klece směrem dolů,
- rychlostní brzdy, které zajišťují klec před pádem tak, že klec sjíždí po vodítkách zmírněnou, avšak stálou rychlostí, až dosedne na nárazníky, které ji zastaví.

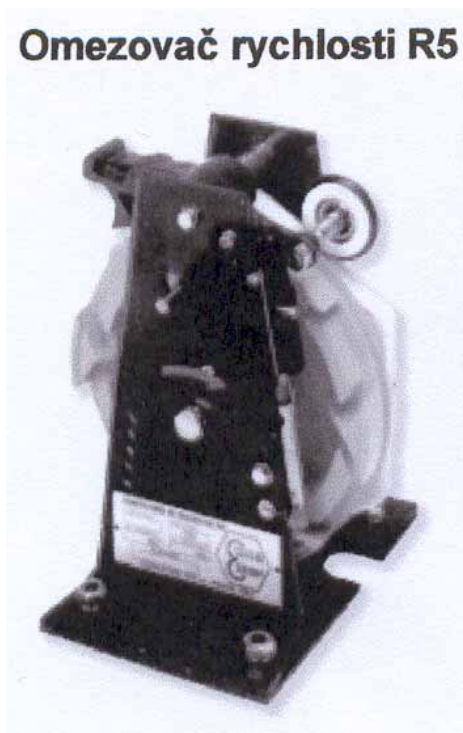
### **Zachycovače**

Zachycovače jsou mechanické bezpečnostní prostředky pro zabrzdění, popř. zastavení a udržení klece (vyvažovacího závaží) na vodítkách. **Samosvorné zachycovače** mají tyto nevýhody: velké zpoždění klece, značné mechanické namáhání konstrukce klece a vodítek, nežádoucí účinek na lidský organismus (možnost zranění-gravitační přetížení). Zpoždění klece se výpočtem nedá spolehlivě stanovit. **Klouzávé zachycovače** mají značné výhody především v přijatelném namáhání konstrukce klece a vodítek klešťových zachycovačů s čelistmi nebo samosvorných zachycovačů klínových. **Klešťový zachycovač** je ovládán pomocným lankem. Další přednosti tohoto zachycovače je jednoduchý ovládací systém, plynulé zastavení, samosvorné klíny-po zapnutí do záběru- jsou nezávislé na laně omezovače, uvolnění mechanismu je automatické.

### **Omezovače rychlosti**

Omezovače rychlosti se dělí na kyvadlové (obr. č. 6.12) a odstředivé. Odstředivé mohou být konstruovány s vodorovnou a svislou osou. Kyvadlový omezovač rychlosti působí pouze v jednom smyslu točení ovládacího lana a není vhodný pro vysoké rychlosti výtahu. Pro jmenovité rychlosti od 1,0 do 1,5 m.s<sup>-1</sup> se používají odstředivé omezovače rychlosti s vodorovnou a svislou osou (Wattův), popř. zvláštní konstrukce pro jmenovité rychlosti větší než 1,5 m.s<sup>-1</sup>. Odstředivé omezovače rychlosti reagují na zvětšování rychlosti zvětšením odstředivé síly a nuceným zastavením kladky při současném zastavení ovládacího lana. Lano je v klidu, pokud síla v laně nepřekročí hodnotu smykového tření v klínové drážce kladky (pro vodorovnou osu). Omezovače rychlosti se svislou osou používají regulátory s koulemi. Rozdíl mezi rychlostní brzdou a omezovačem rychlosti je ten, že rychlostní brzda má pouze

brzdit, kdežto omezovač rychlosti uvede do chodu zachycovače, ale sám omezovač nebrzdí.



*Obr. č. 6.12: Kyvadlový omezovač rychlosti R5*

### **Řízení výtahů**

Řízení je soustava přístrojů, které výtah spouštějí (uvádějí do chodu), řídí a zastavují. Řízení může být mechanické nebo elektrické. U mechanického řízení se spouští výtah lanem. Veškeré potřebné úkony provádí řidič včetně určení směru jízdy a okamžiku zastavení. Elektrické řízení spouští a řídí výtah elektromagnety (relé, stykače) nebo elektromotory. Pro určení vhodného způsobu řízení výtahu jsou rozhodujícím faktorem především:

- druh výtahu (osobní, nákladní, lůžkový, apod.),
- typ budovy (bytová, administrativní, hotel, apod.),
- způsob provozu (samoobsluha, provoz s řidičem, apod.).

Na základě potřebných kombinací těchto určujících hledisek vznikla řada různých druhů řízení s různým stupněm automatizace obsluhy a provozu. V dnešní době se používají např. jednoduchý, sběrný a skupinový způsob řízení s programem, apod.

### **6.6 Výtahy s hydraulickým pohonem**

Hydraulický pohon výtahu (obr. č. 6.13) využívá fyzikálních zákonů hydrostatiky a hydrauliky (Pascalův zákon a hydrostatické paradoxon). Princip pohybu je založen na vzlaku

pístu-plunžru. Plunžr se pohybuje v hydraulickém válci, který obsahuje pracovní kapalinu – vodu, olej nebo jinou vhodnou kapalinu. Břemeno, např. klec výtahu, může být umístěna přímo na pístové tyči či pístnici, a to u přímého pohonu klece s plunžrem, nebo se používá teleskopická pístnice. Hydraulický válec může být umístěn vedle klece s přímým pohonem klece plunžrem „tzv. ruksak“. Nepřímý pohon je kombinací hydraulického válce (ve vodorovné poloze) a lanového nebo řetězového převodu na klec výtahu. Speciální řetěz a hydraulický válec umožňují také někdy přímý pohon klece. Zdvih klece je převážně svislý. Dráha je rovná, plynulá. Hydraulické výtahy umožňují plynulou regulaci rychlosti a přesný dojezd klece do podlaží nezávisle na jejím zatížení. Výtahová šachta má menší půdorysné rozměry. V téže šachtě, jako je klec, musí být umístěny hydraulické válce výtahu, které mohou zasahovat do podzemí nebo do jiných prostorů. Strojovna není umístěna nad výtahovou šachtou, což je architektonicky výhodné. Doporučuje se umísťovat strojovnu tak, aby přiléhala k šachtě. Je-li ve větší vzdálenosti, musí být hydraulické potrubí a elektrické vodiče spojující strojovnu a šachtu instalovány v ochranných trubkách nebo kanálech pouze pro tyto rozvody. Při přímém pohonu klece není nutno používat zabezpečovací zařízení zachycovače.

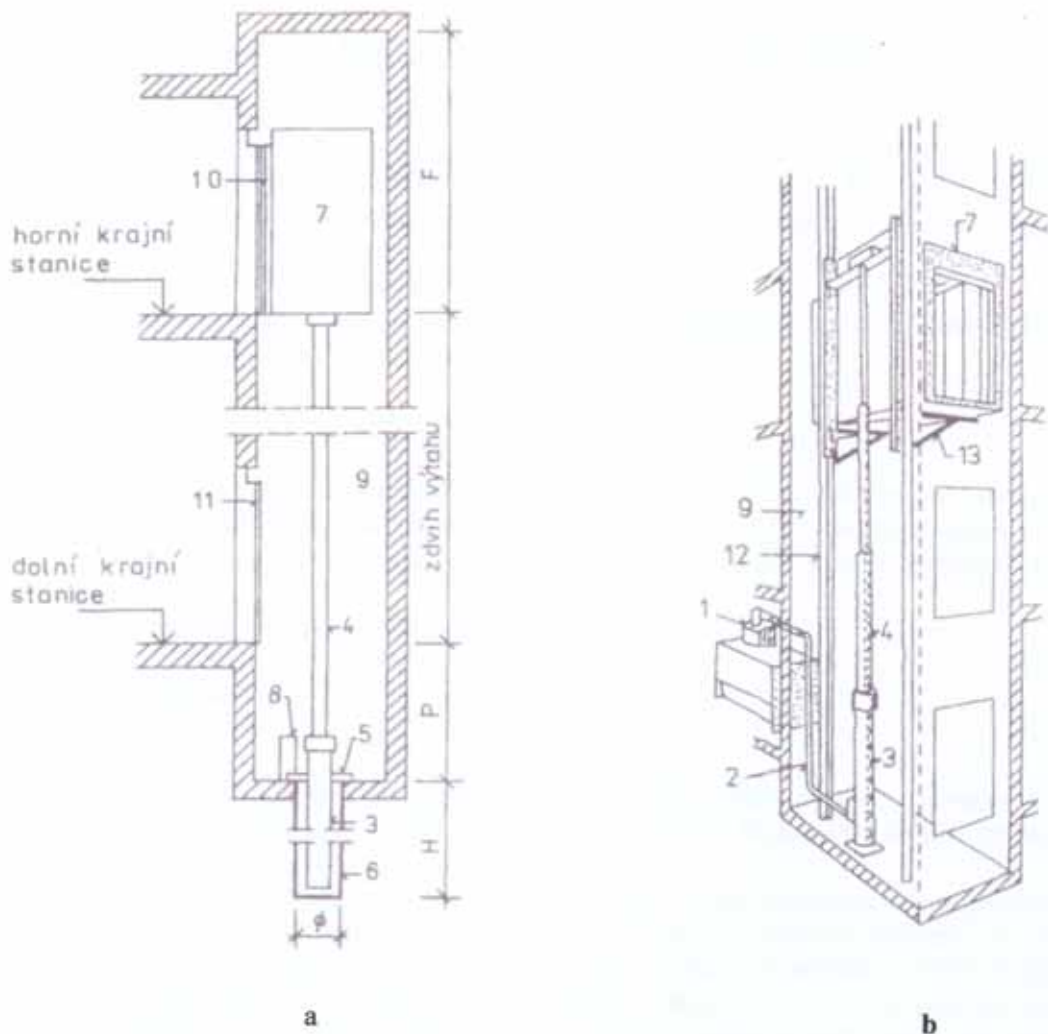
Hydraulické výtahy se nemají umísťovat do prašného prostředí a do prostředí s agresivními výpary nebo plyny, v provozovnách např. tepelné elektrárny, chemických závodů, apod. Hydraulické výtahy jsou vhodné pro břemena nebo náklady o velké hmotnosti a velikosti, a to od 300 až do 20 000 kg nosnosti. Zdvih výtahu bývá 3,5 až 23 m. Jmenovitá dopravní rychlost je závislá na zdvihu a nosnosti a zpravidla se pohybuje v rozmezí od 0,1 až 1 m/s. Teleskopické hydraulické válce s dvoustupňovou, popř. vícestupňovou pístnicí (vysouvání jednotlivých sekcí) nejsou provozně vhodné. Přejíždění májí nepříznivé fyziologické účinky na přepravované osoby a mohou mimo jiné vést k mechanickému poškození zařízení pohonu. Technickým problémem je dokonalejší utěsnění sekcí. Jsou též nákladnější.

Podlaha ve strojovně výtahu a výtahové šachtě musí být provedena tak, aby v případě úniku oleje nedošlo k jeho prosakování do okolí. Pro návrh strojovny výtahu, výtahové šachty, klece, vodítek a nárazníku platí stejné zásady jako pro elektrické výtahy a pro návrh

typů klecových a šachetních dveří jako dveře klecí a šachet.

Klasické obvody řízení výtahů se skládají za součástí hydraulických mechanismů. Používají se otevřené hydraulické obvody a odpadem pracovní kapaliny-oleje- do nádrže. Složitost obvodů je dána hlavně nosností výtahů, požadovanou rychlostí a přesností zastavení klece. Hydraulické výtahy jsou vybaveny elektro-hydraulickou řídicí a ovládací jednotkou pohonu a hydraulickým válcem a plunžrem nebo pístnicí. Hydraulická poháněcí jednotka je ucelená. Její hlavní části jsou: ponorný čerpadlový motor, vřetenové čerpadlo s tlumením pulsací, speciální ventilová řídicí jednotka pro pohon výtahů a nádrže na olej. Hydraulický „zvedák“, složený z plunžru a válce mění energii čerpadla v energii pohybovou. Přenos mezi poháněcí jednotkou a „zvedákem“ zprostředkuje vysokotlaká hadice. Řízení a ovládání klece výtahu je elektronické pomocí moderního mikroprocesoru.





Obr. č. 6.13: Hydraulický výtah

a) výtah s přímým pohonem klece a s použitím teleskopické pístnice

b) výtah s přímým pohonem klece a s použitím teleskopické pístnice a umístěním hydraulického válce v šachtě vedle klece (typ "ruksak").

1-hydraulická poháněcí jednotka,  
 2-vysokotlaká hadice,  
 3-hydraulický válec,  
 4- teleskopická pístnice,  
 5-dosedací nákrůžek plunžru,  
 6- ochranný plášť válce,  
 7- klec,  
 8-nárazník,  
 9- šachta,

10-klecové dveře,  
 11- šachetní dveře,  
 12-vodítka klece,  
 13- nosná část klece („ruksak“)  
 F- horní část šachty nad horní krajní stanicí,  
 P- prohlubeň,  
 H- hloubka prohlubně pro píst.

# Pomocná zařízení pro manipulaci se sypkými hmotami

## 7. ZÁSOBNÍKY

Zásobníky jsou nádrže geometrických tvarů (železobetonové, ocelové, hornické) sloužící k uskladnění sypkých materiálů

- Účely zásobníků:
- zrovnoměření navazujících technologických operací
  - k optimalizaci dopravního systému

### Rozdělení zásobníků

- podle funkce:

a) zásobníky pravé, t.j. určené primárně pro skladování materiálu

b) zásobníky nepravé, t.j. určené pro jinou funkci (vagóny, vlečky, skluzy apod.), avšak využitelné i pro skladování

- podle provedení:

a) zásobníky konstrukční: pravoúhlé (jehlancovité)- jednoduché (obr. č. 7.1)

- kombinované (obr. č. 7.1)

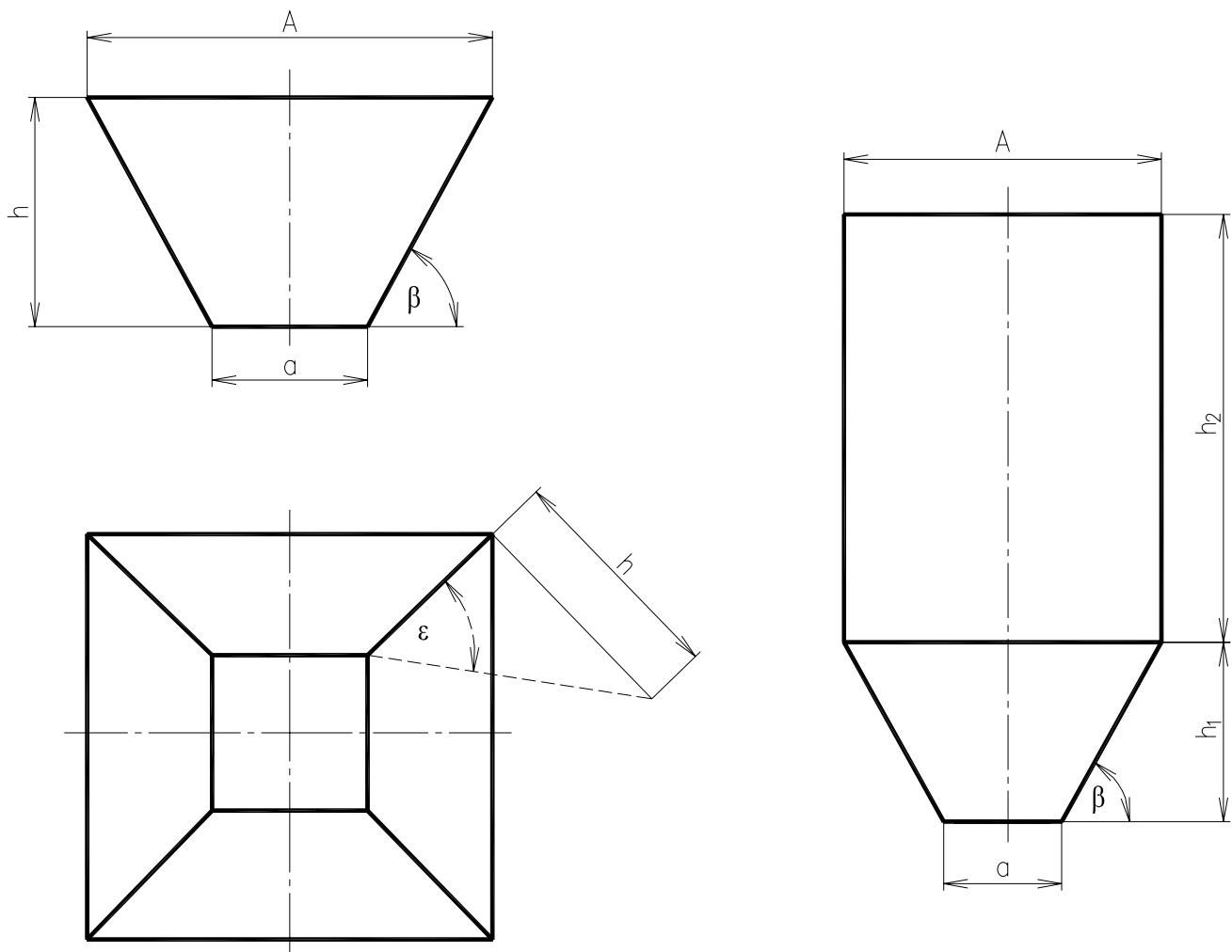
kruhové (kuželovité) - jednoduché (obr. č. 7.2)

- kombinované

b) Stěrbinové zásobníky (obr. č. 7.3)

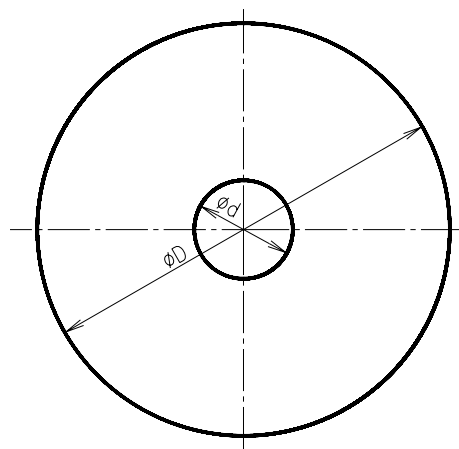
- zásobníky hornické (v hornině): svislé, šikmé a rýhové

c) zásobníky dopravníkové

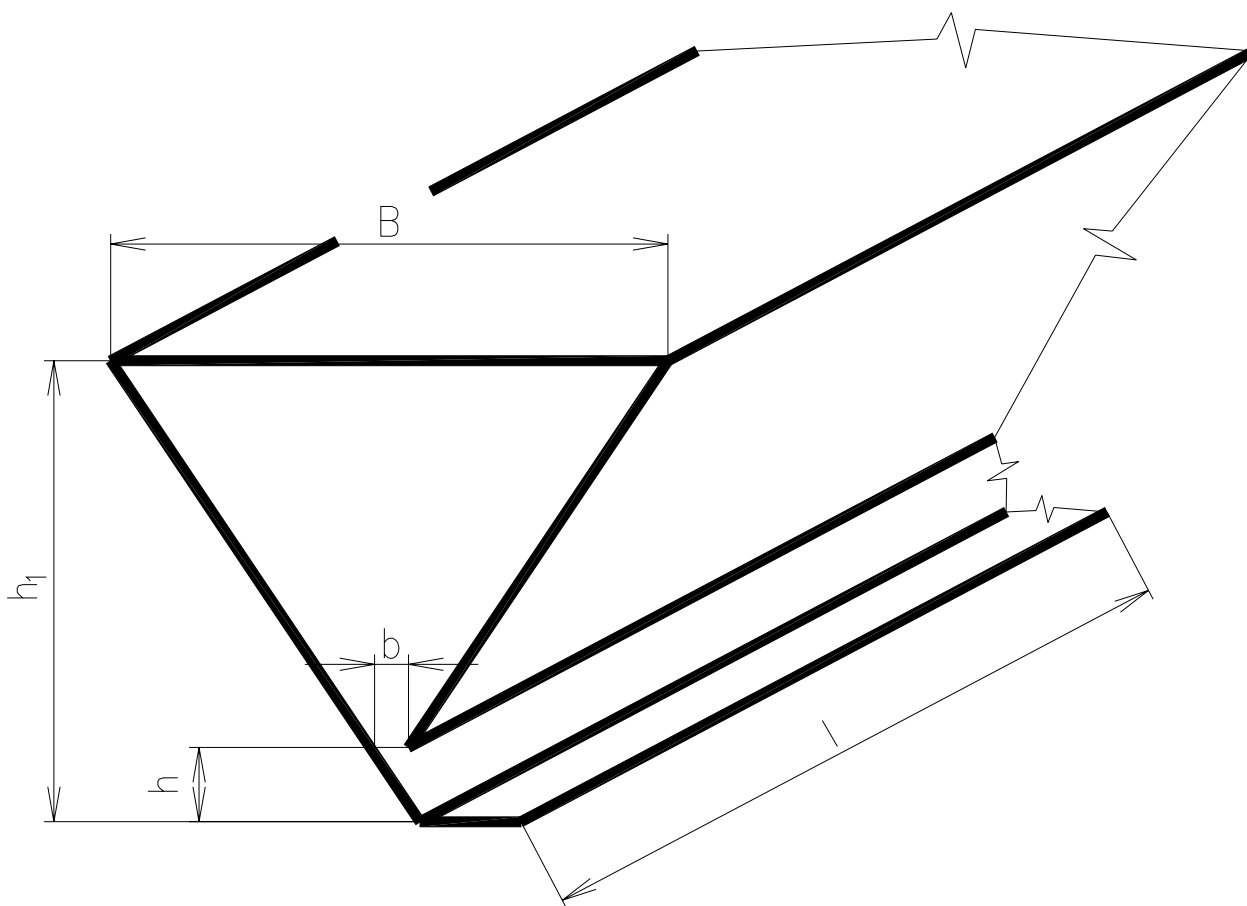


Obr. č. 7.1 Schéma pravoúhlého jednoduchého a kombinovaného zásobníku

U kruhových zásobníků je charakteristický rozměr průměr  $D$  násypného a průměr  $d$  výsypného otvoru. (Obr. č. 7.2)



Obr. 7.2 Půdorys kruhového zásobníku



Obr. 7.3 Štěrbínový zásobník

### **Provedení zásobníků**

Doporučená podmínka pro úhel stěny (viz obr. 7.1):

$$\beta = \psi_s + (5 \div 15^\circ) \quad [^\circ]$$

$$\beta \geq \nu \quad (7.1)$$

Stav stěn zásobníků se časem mění, tj. opotřebovává se:

- u ŽB stěn v roste o  $5 \div 7^\circ$
- u ocel. stěn v roste o  $2 \div 3^\circ$

Pro běžné materiály  $\beta=55^\circ$

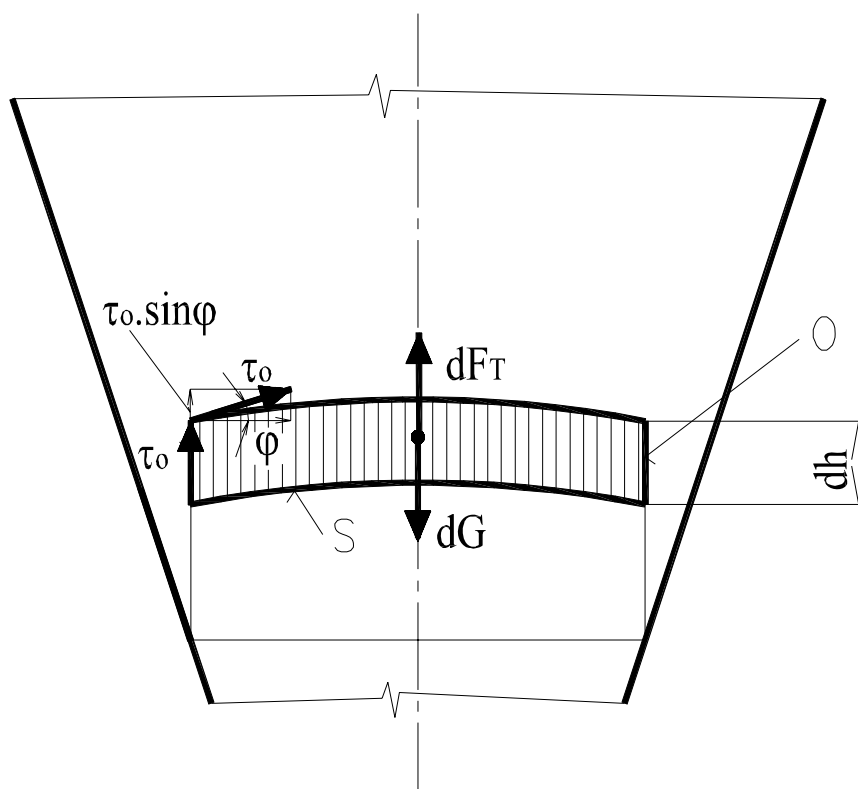
Doporučená podmínka pro úhel hrany (viz obr. 7.1):

$$\varepsilon = \nu + (5 \div 15^\circ) \quad [^\circ] \quad (7.2)$$

$$\varepsilon > \psi_s$$

### **Velikost výpustného otvoru (minimální hydraulický poměr R)**

Stanovení velikosti výpustného otvoru je velice důležité při počátečním návrhu takového zásobníku, aby zde nedocházelo k poruchám toku sypkých hmot v zásobníku, tj. vznik mrtvých zón, komínování, klenbování apod. Vycházíme přitom z obr. č. 7.4. Vyjme-li element sypké hmoty v zásobníku, zobrazíme působící síly na element a vyjdeme-li z předpokladu, že tíha uvažovaného elementu musí být větší než velikost třecí síly na obvodu elementu reprezentovaná počátečním smykovým napětím na plochu tohoto obvodu.



Obr.č. 7.4 Schéma vyjmutí elementu sypké hmoty  
v zásobníku a zavedení působících sil

$$G) F_T$$

$$S \cdot dh \cdot \gamma_s \cdot \tau_o \cdot (1 + \sin \varphi) \cdot o \cdot dh$$

$$R) \frac{\tau_o \cdot (1 + \sin \varphi)}{\gamma_s}$$

**Minimální velikost čtvercového otvoru (a [m])**

se stanoví dle vztahu dosazením (7.3) za minimální hydraulický poloměr:

$$R = \frac{S}{O} = \frac{a^2}{4 \cdot a} = \frac{a}{4} \quad [m] \quad (7.5)$$

$$a_{\min} = \frac{4 \cdot \tau_o \cdot (1 + \sin \varphi)}{\gamma_s} \cdot k_c + d_{\max}$$

[m] (7.6)

$k_c$  - součinitel provozní bezpečnosti, dle Zenkova  $k_c \in \langle 1; 2 \rangle$  pro rudy, aglomeráty až

4

**Pro obdélníkový otvor: (bxl [m])**

$$l = i \cdot b, \rightarrow i \in \langle 1; 2 \rangle \quad [m] \quad (7.7)$$

$$R = \frac{b \cdot l}{2 \cdot (b + l)} = \frac{i \cdot b^2}{2 \cdot b \cdot (1 + i)} = b \cdot \frac{i}{2 \cdot (1 + i)}$$

$$b_{\min} = \frac{1 + i}{i} \cdot \frac{2 \cdot \tau_o \cdot (1 + \sin \varphi)}{\gamma_s} \cdot k_c + d_{\max} \quad [m] \quad (7.8)$$

**Pro kruhový otvor: (d [m])**

$$d_{\min} = \frac{4 \cdot \tau_o \cdot (1 + \sin \varphi)}{\gamma_s} \cdot k_c + d_{\max} \quad [m] \quad (7.9)$$

**Pro štěrbinový otvor: (l >> b [m])**

$$l \gg b \Rightarrow \frac{1+i}{i} \rightarrow 1$$

$$b_{\min} = \frac{2 \cdot \tau_o \cdot (1 + \sin \varphi)}{\gamma_s} \cdot k_c + d_{\max} \quad [\text{m}] \quad (7.10)$$

Vlivem špatného návrhu zásobníku z neznalostí matematicko-fyzikálních parametrů sypkých hmot se často stává, že dochází ke vzniku již zmíněných poruch v zásobnících. Odstranění těchto poruch je obvykle nesnadné a velmi nákladné. Provádí se:

- mechanicky → ručně
- elektromagnetickou vibrací
- pneumaticky            - pryžové polštářů
- vzduchová děla

### **Toky sypké látky v zásobníku**

V zásobnících se nejčastěji vyskytují dva druhy materiálových toků sypké látky a to **materiálový tok**, energeticky nejméně náročnější a nejvýhodnější a **jádrový tok**.

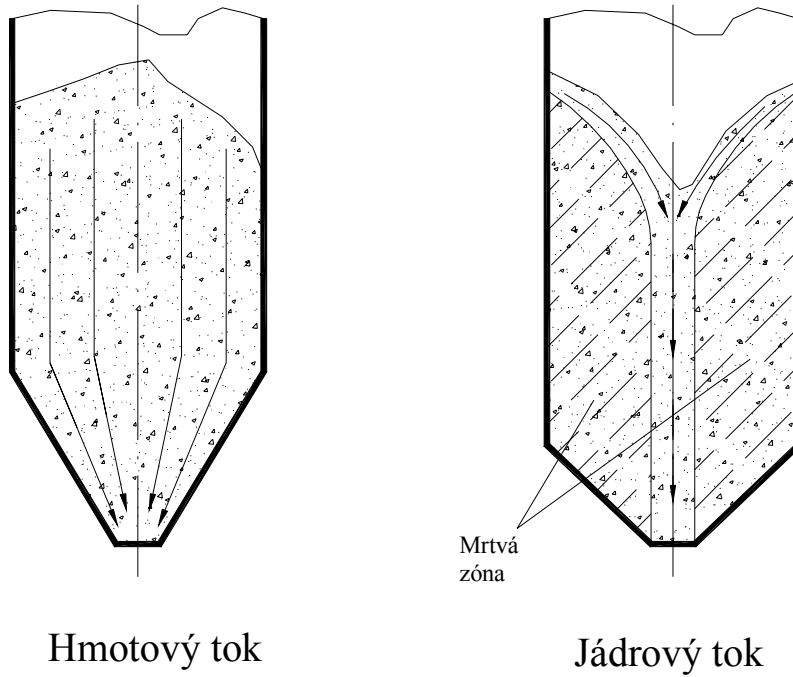
### **Materiálový tok sypké hmoty v zásobníku**

Jedná se o nejideálnější pohyb sypké hmoty v zásobníku. Jednotlivé vrstvy materiálu (obr. č. 7.1.5) tvořící isolinie (křivky stejného napětí) jsou v průběhu vyprazdňování neustále rovnoběžné a materiál, který je nasypáván jako první do zaplněného zásobníku při jeho otevření, vypadává vyprazdňujícím otvorem vždy až při vyprázdnění vrstev pod sebou.

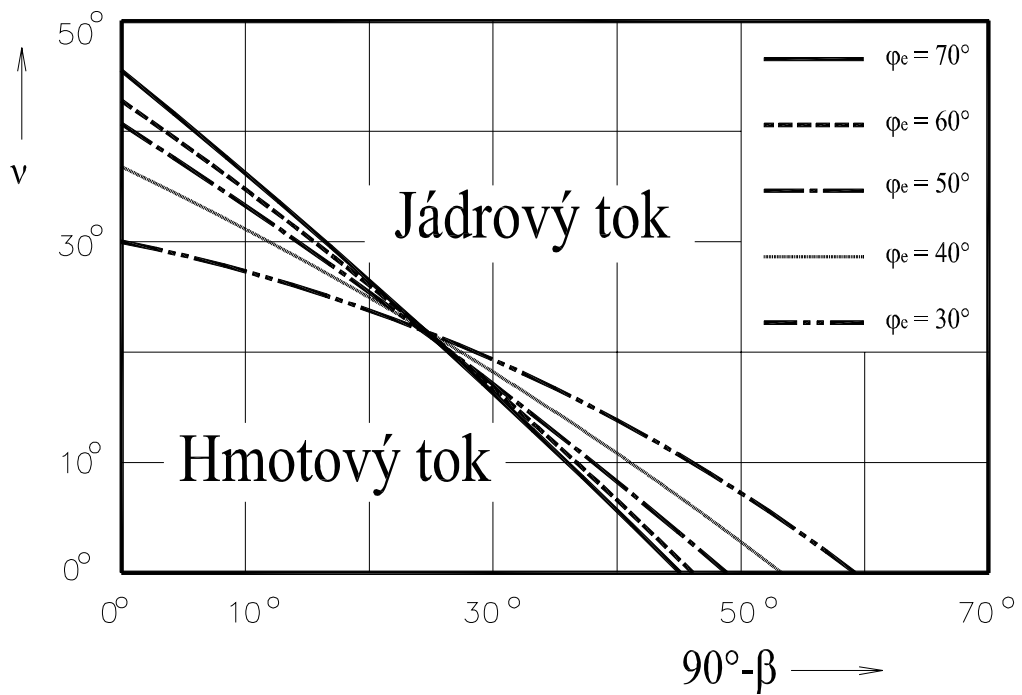
### **Jádrový tok sypké hmoty v zásobníku**

Při jádrovém toku sypké hmoty (obr. č. 7.1.5) dochází ke vzniku nežádoucích tzv. mrtvých zón, tj. oblastí bez pohybu, obtížně odstranitelných. Materiál při vyprazdňování se chová stejně jako v trychtýři, tj. materiál, který je nasypáván jako první, okamžitě putuje k výpustnému otvoru, dochází k nevyužití celého skladovacího prostoru.

## Tokové profily



Obr. č. 7.5 Hmotový a jádrový tok sypké hmoty v zásobníku

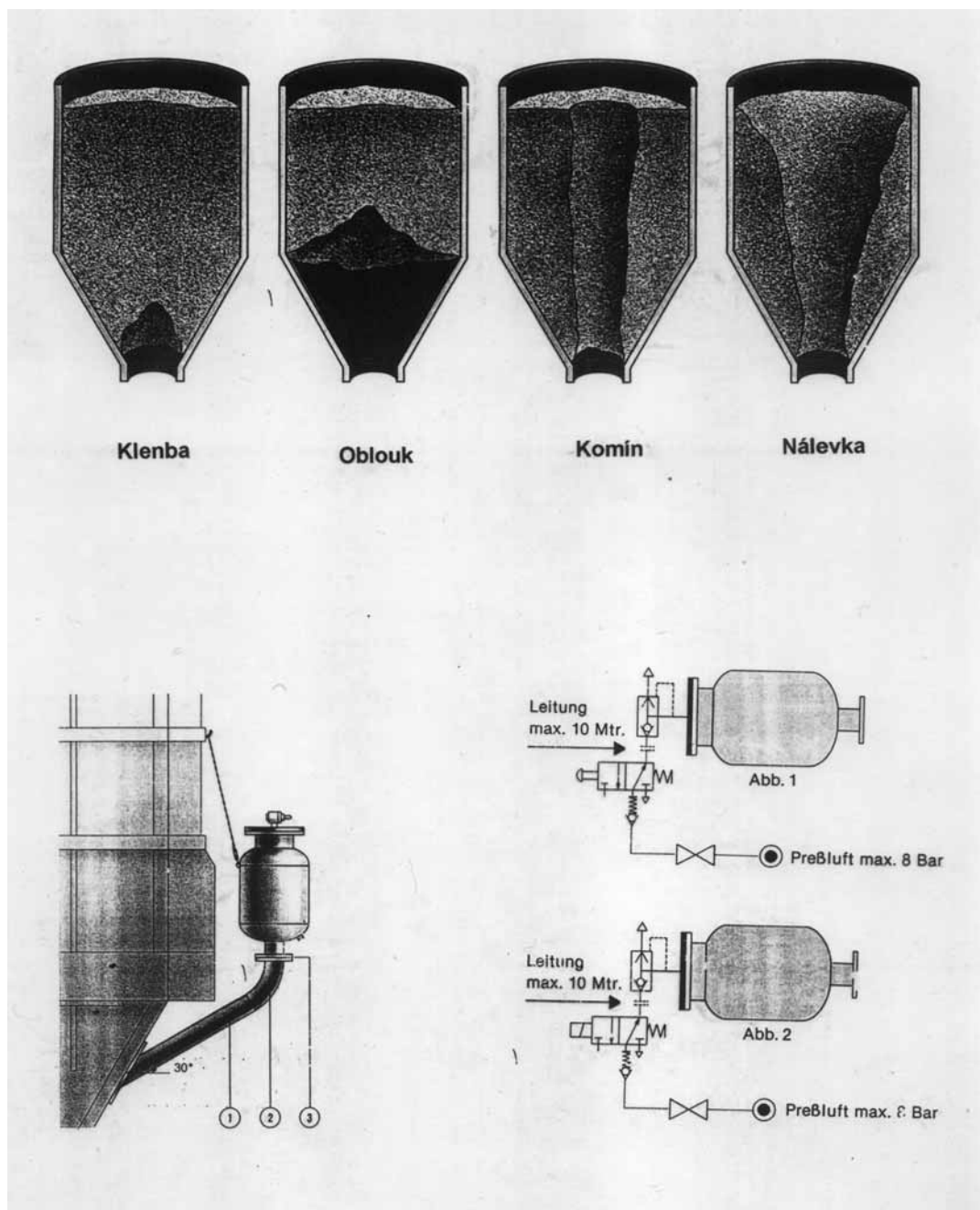


Obr. č. 7.6 Graf závislosti mechanicko-fyzikálních parametrů sypké hmoty na sklonu výsypky zásobníku

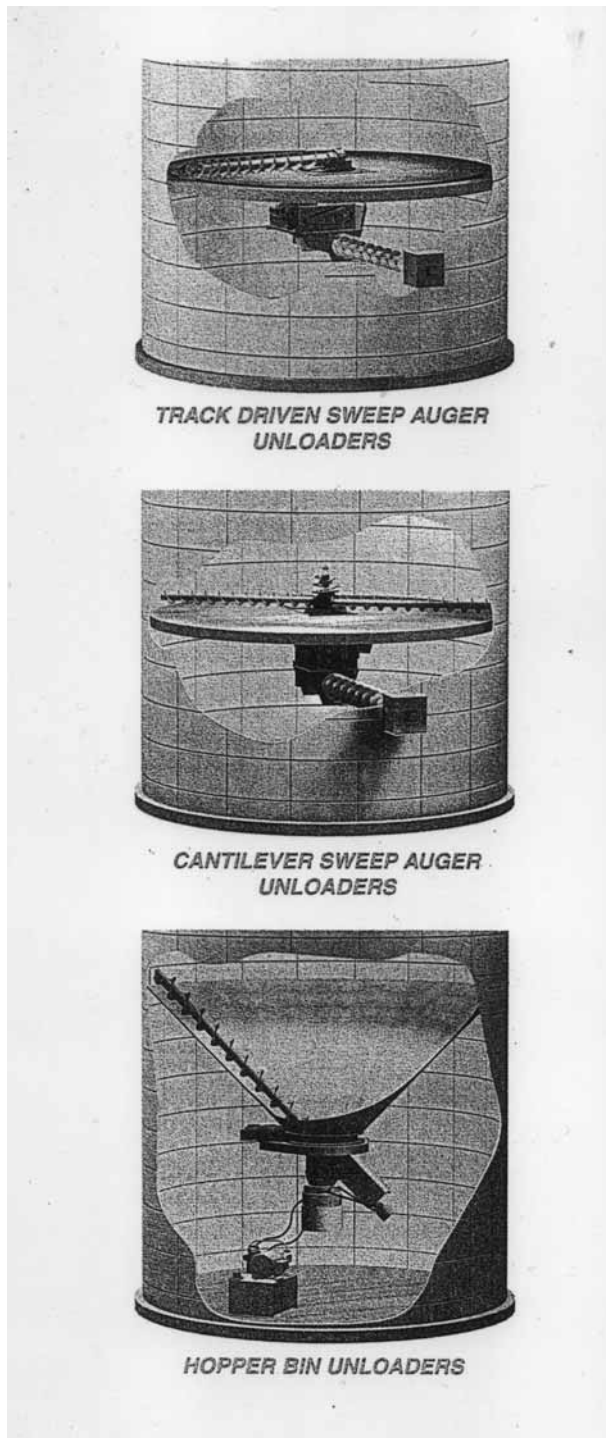


Pomocí tohoto grafu (obr. č. 7.6) lze pro konkrétní sypkou hmotu určenou pro skladování navrhnout takový vnitřní kontaktní materiál a takový tvar zásobníku, aby sypká hmota tekla pouze hmotovým tokem.

Celkový tok sypké hmoty jako celku je velice komplikovaný a závisí na mnoha parametrech, jak sypké hmoty, tak samotného skladovacího zásobníku a proto návrh zásobníku pro konkrétní skladovací materiál se neobejde bez odborného posouzení.



Obr. č. 7.7: Poruchy toku sypké hmoty v zásobníku



Obr. č. 7.8: Odstranění poruchy toku použitím vzduchového děla (dole)

Řízené vyprazdňování pomocí otočného šnekového vynášeče umístěného ve dně zásobníku

Přídavný ostrý hrot sloužící k rozbíjení bloků nad dvojitým šnekovým vynášečem

Otočný šnekový vynášeč přímo na šikmé stěně zásobníku

Obr. č. 7.9: Způsoby vyprazdňování kruhových zásobníků

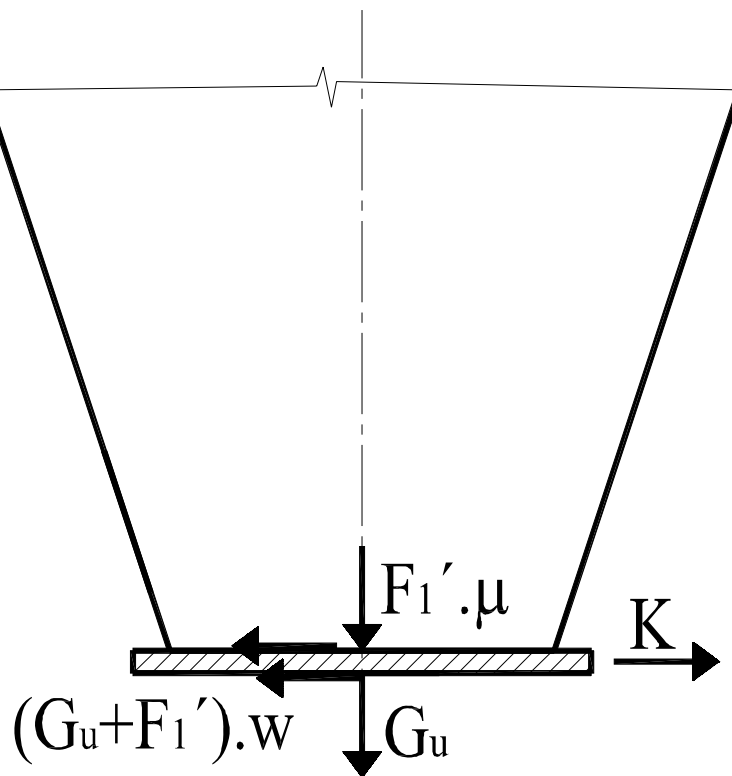
## 7.2 Uzávěry zásobníků a podávače

Uzávěry zásobníku plní především funkci otevírání a zavírání výpustného otvoru zásobníku, tj. zachycování tíhy hmoty.

Lze je rozdělit na:

- ploché
  - vodorovné (spec. tyčové uzávěry)(obr. č. 7.10)
  - svislé (obr. č. 7.11)
  - šikmé (obr. č. 7.12)
- segmentové
  - jednoduché (obr. č. 7.13)
  - dvojité (obr. č. 7.14)
  - na šikmém žlabu (obr. č. 7.15)

### Vodorovný uzávěr plochý (obr. č. 7.2.1)



Obr. č. 7.10 Plochý vodorovný uzávěr zásobníku

$$K \geq F_1' \cdot \mu + (F_1' + G_u) \cdot w \quad [\text{N}] \quad (7.11),$$

kde

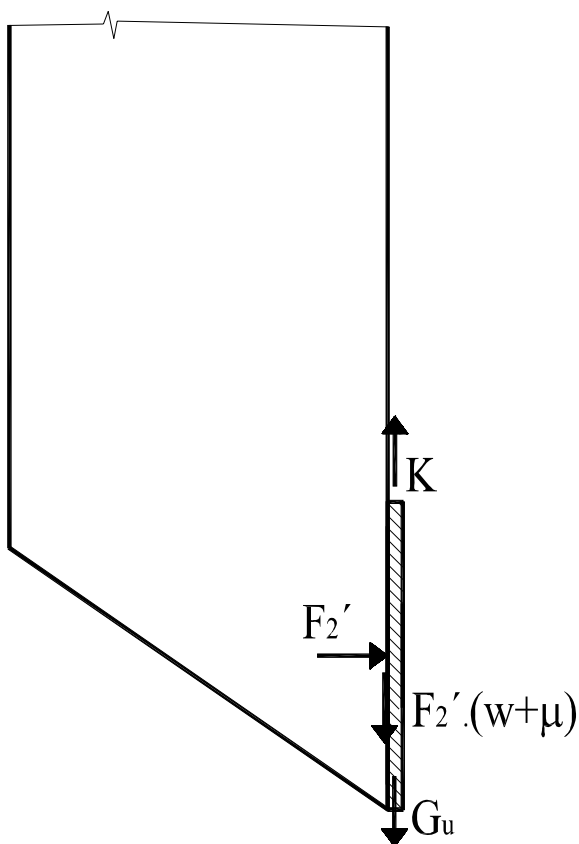
w - měrný odpor proti pohybu (způsob vedení uzávěru)

$\mu$  - souč. kluzného tření mezi mat. a uzávěrem

K se volí 15÷40% větší než vypočtená hodnota

### **Svislý uzávěr plochý (gilotina)**

se používá např. i u skipových nádob. (Obr. č. 7.11)

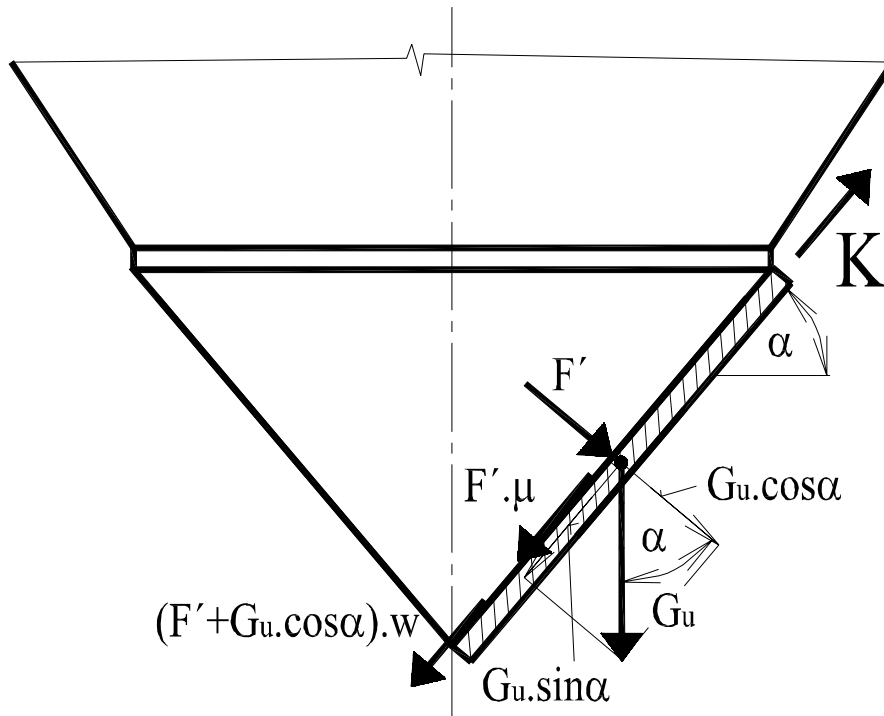


Obr. č. 7.11: Svislý plochý uzávěr zásobníku (gilotina)

$$K \geq G_u + F_2' \cdot (\mu + w) \quad [\text{N}] \quad (7.12)$$

opět o 15÷40% větší

## Šikmý uzávěr plochý



Obr. č. 7.12 Šikmý plochý uzávěr

$$K \geq G_u \cdot \sin \alpha + F' \cdot \mu + (F' + G_u \cdot \cos \alpha) \cdot w$$

[N](7.13)

kde

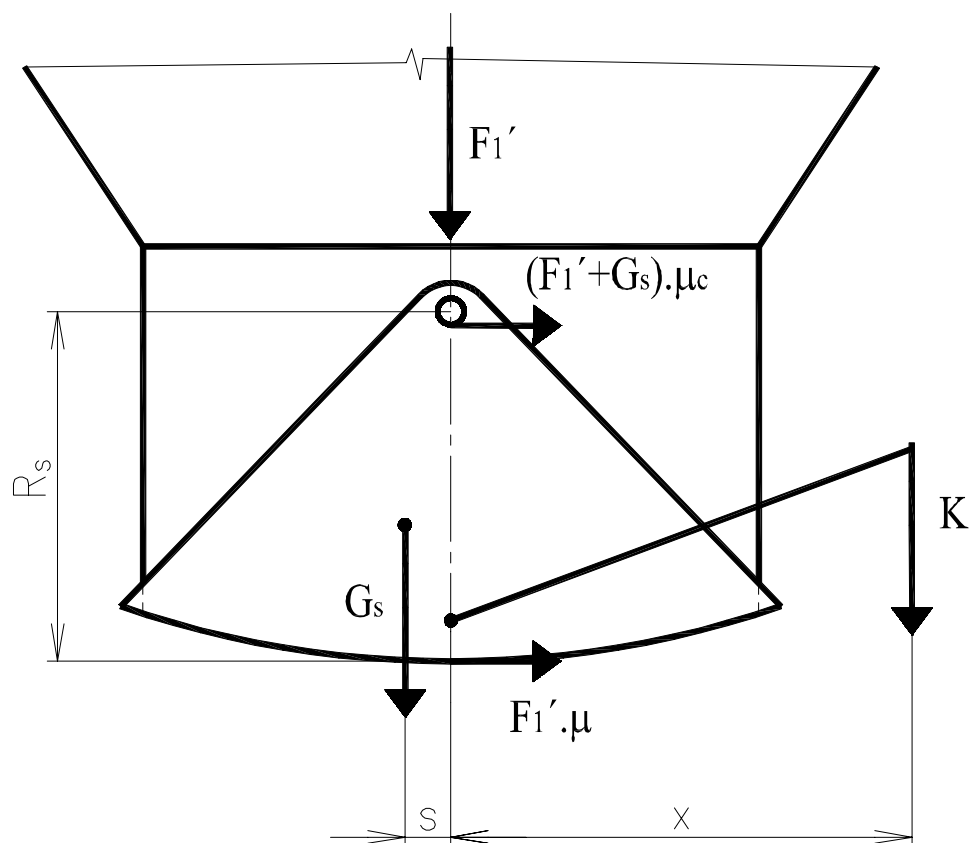
$F'$  - Jansenova síla na šikmý uzávěr a vyjadřuje se vztahem:

$$F' = F'_1 \cdot \cos^2 \alpha + F'_2 \cdot \sin^2 \alpha$$

[N](7.14)

Ve všech případech se nápory během otevírání zmenšují, vztahy uvádějí maximální (odtrhovou) sílu pro otevírání.

## Uzávěr segmentový jednoduchý



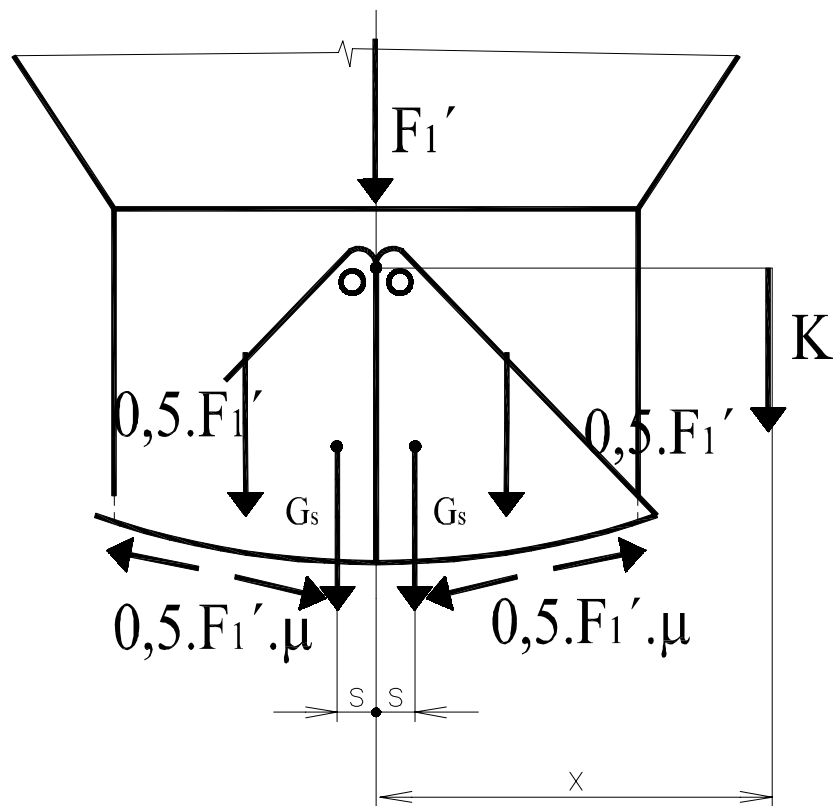
Obr. č. 7.13: Jednoduchý segmentový uzávěr

$$\sum M_i = 0 \quad [\text{N.m}] \quad (7.15)$$

$$K \cdot x = F_1' \cdot \mu \cdot R_s + (F_1' + G_s) \cdot \mu_c \cdot \frac{d}{2} + G_s \cdot s$$

$$K \geq \frac{1}{x} \cdot \left[ F_1' \cdot \mu \cdot R_s + (F_1' + G_s) \cdot \mu_c \cdot \frac{d}{2} + G_s \cdot s \right] \quad [\text{N}] \quad (7.16)$$

**Uzávěr segmentový dvojitý**



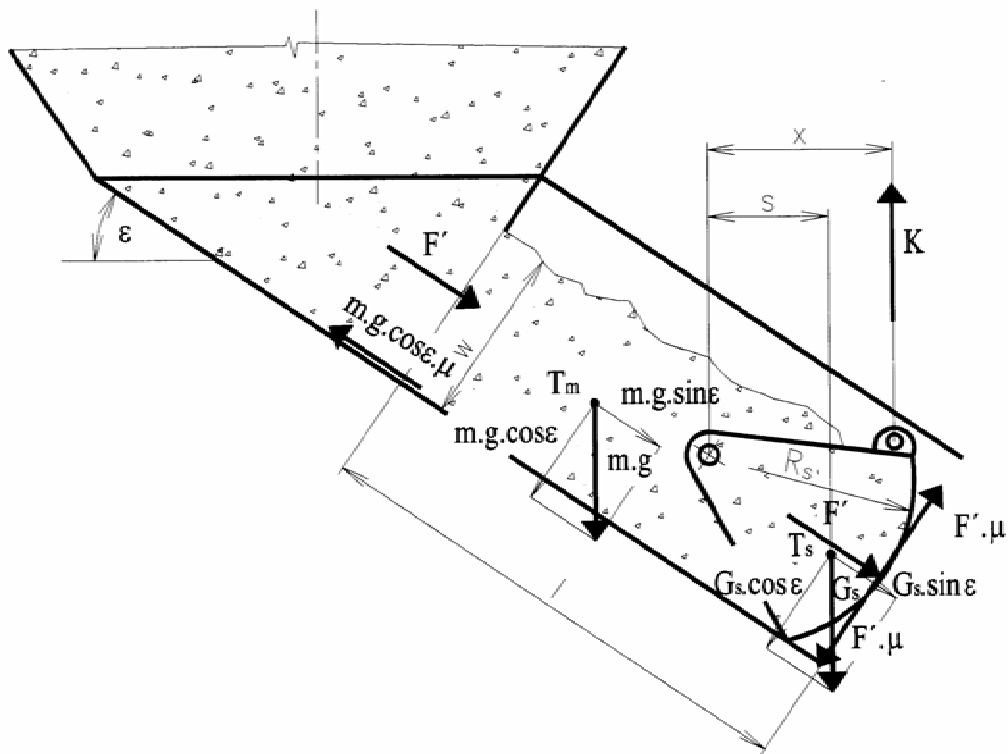
Obr. č. 7.14: Dvojitý segmentový uzávěr

$$\sum M_i = 0 \quad (\text{N}) \quad [7.17]$$

$$K \cdot x = F_1' \cdot \mu + 2 \cdot G_s \cdot s + (F_1' + 2 \cdot G_s) \cdot \mu_c \cdot \frac{d}{2}$$

$$K \geq \frac{1}{x} \cdot \left[ F_1' \cdot \mu + 2 \cdot G_s \cdot s + (F_1' + 2 \cdot G_s) \cdot \mu_c \cdot \frac{d}{2} \right]$$

## Segmentový uzávěr na šikmém žlabu



Obr. 7.15: Síly na segmentový uzávěr na šikmém žlabu

### Výsledná síla na segmentový uzávěr:

$$F = F' + m \cdot g \cdot \sin \varepsilon - \mu \cdot m \cdot g \cdot \cos \varepsilon - m \cdot g \cdot k \cdot \frac{h}{\cos \varepsilon} \cdot \mu \quad [\text{N}] \quad (7.18)$$

### Minimální tíha segmentu

(tj. segment se otevírá vlastní tíhou)

$$G_s \cdot s - F \cdot \mu \cdot R_s - M_c = 0 \quad [\text{N}] \quad (7.19)$$

$$G \geq \frac{F \cdot \mu \cdot R_s}{s} \cdot k_c$$

kde  $k_c = 1,1$  (nahrazuje čepové tření)

### Síla pro otevírání segmentu



$$K \cdot x = F \cdot \mu \cdot R_s + G_s \cdot s + \sqrt{(F + G_s \cdot \sin \alpha)^2 + (G_s \cdot \cos \alpha)^2} \cdot \mu_c \cdot \frac{d}{2}$$

$$K \geq \frac{1}{x} \cdot \left[ F \cdot \mu \cdot R_s + G_s \cdot s + \sqrt{(F + G_s \cdot \sin \alpha)^2 + (G_s \cdot \cos \alpha)^2} \cdot \mu_c \cdot \frac{d}{2} \right] \quad [\text{N}] \quad (7.20)$$

### **Podávače**

Podávače (vynášeče) jsou krátké dopravníky, které jsou zpravidla zařazovány pod zásobníky pro následný materiálový tok na jiné zařízení.

Podávače plní většinou dvě funkce:

- vynášení materiálu ze zásobníku
- uzavírání výtoku materiálu ze zásobníku

Podávače se dělí:

- s tažným prvkem
  - pásové (obr. č. 7.16)
  - článkové (řetěz) (obr. č. 7.17)
  - hřeblové (obr. č. 7.18)
- bez tažného prvku
  - šnekové (obr. č. 7.19)
  - vibrační (obr. č. 7.20)

- vyhrabávací (vyhrabávací trny) - pro šterbinové zásobníky

### **Podávače s tažným prvkem**

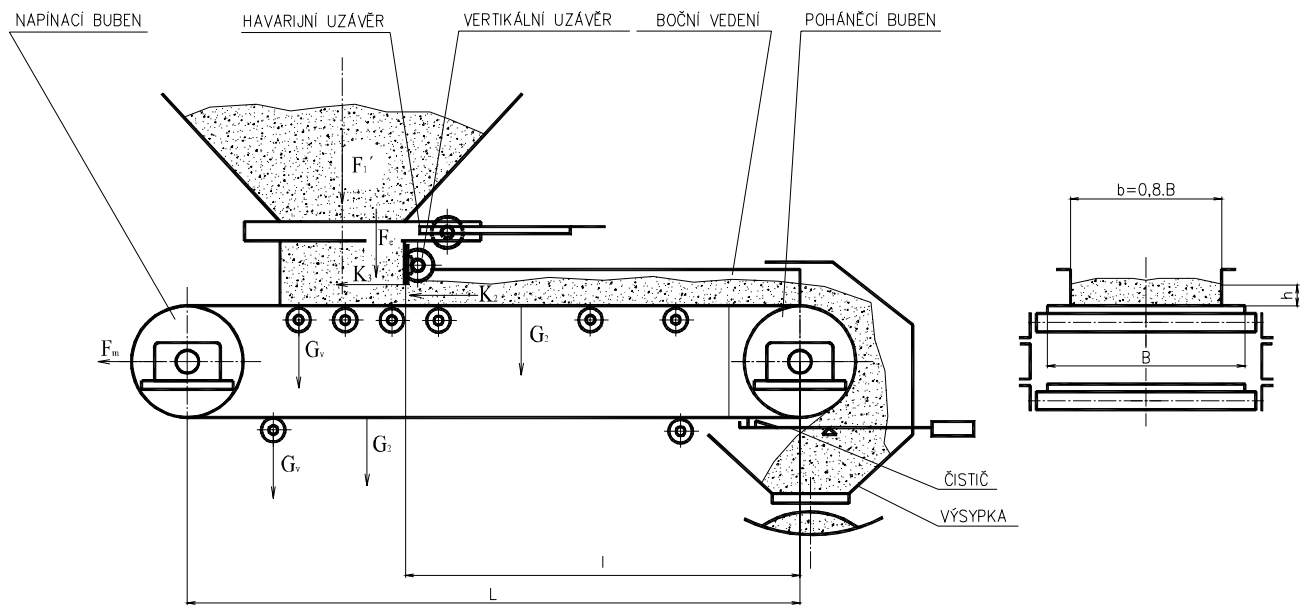
Tažným prvkem je zde nekonečný dopravní pás se dvěma nebo třemi polyamidovými vložkami nebo řetěz(y).

Pro podávače s tažným prvkem je charakteristický velký rozsah dopravních výkonů - 1000 i více t/h, velký rozsah zrnitostí (prach až kusový mat.). Délka dopravníků se pohybuje v rozmezí  $L \in$  m a pracují v horizontální rovině.

### **2: 5/** **Pásový podávač**

(obr. č. 7.16) se především používá pro neabrazivní, studené materiály (uhlí apod.).

Je charakteristický malými především pohybovými odpory.

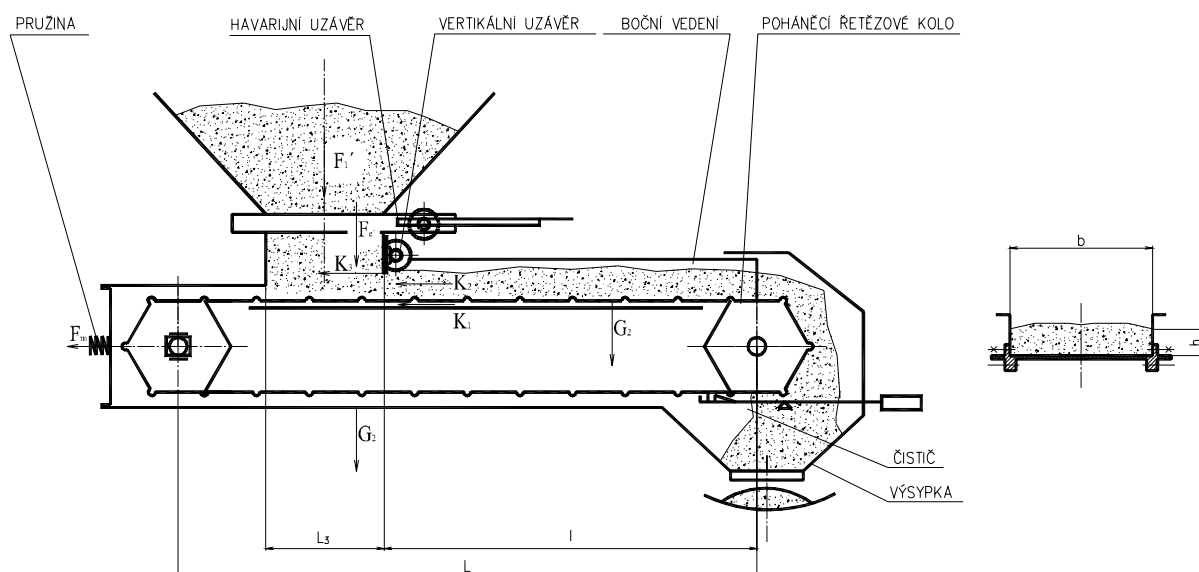


Obr. č. 7.16: Pásový podáváč

### Článekový podáváč

(obr. č. 7.17)

U článkového podávače unášecí orgán tvoří ocelové články vhodné zejména pro dopravu horkého materiálu. Je robustní, proto z toho vyplývá velká nevýhoda a to ve velkých dopravních odporech. Je zde třeba do výpočtu zahrnout vliv polygónového efektu při náběhu článků na řetězové kolo.

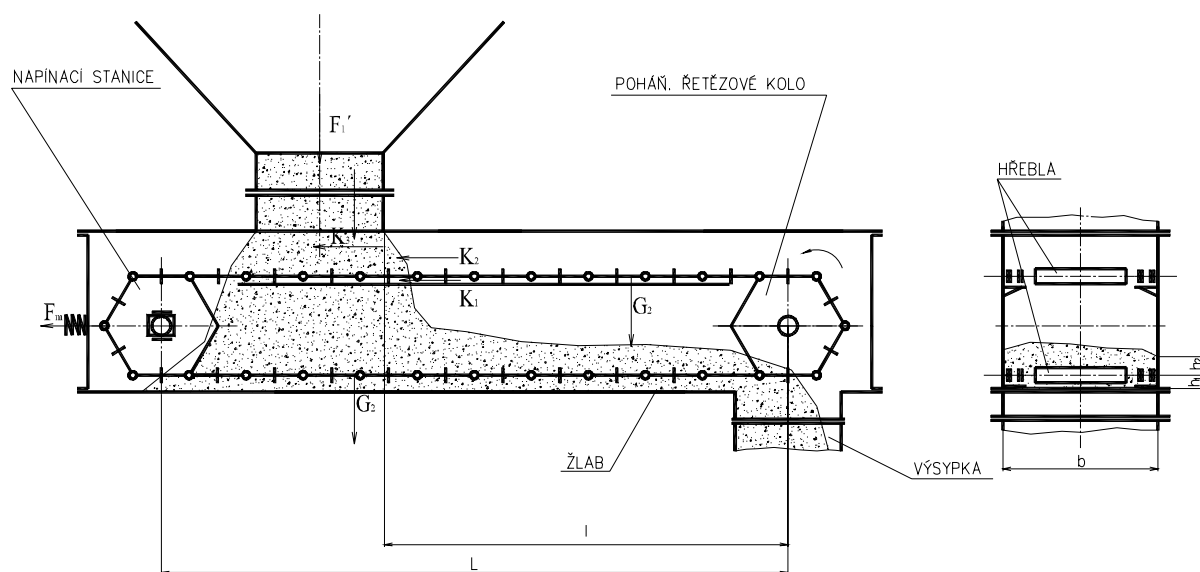


Obr. č. 7.17: Článkový podávač

### Hřeblový podávač

(obr. č. 7.18)

Je schopný dopravovat jak v dolní (běžnější) tak v horní pracovní větvi. S výhodou se používá i pro horké materiály, je charakteristický velkými dopravními odpory (kluzné tření), avšak není vhodný pro dopravu kamene a abrazivních materiálů.



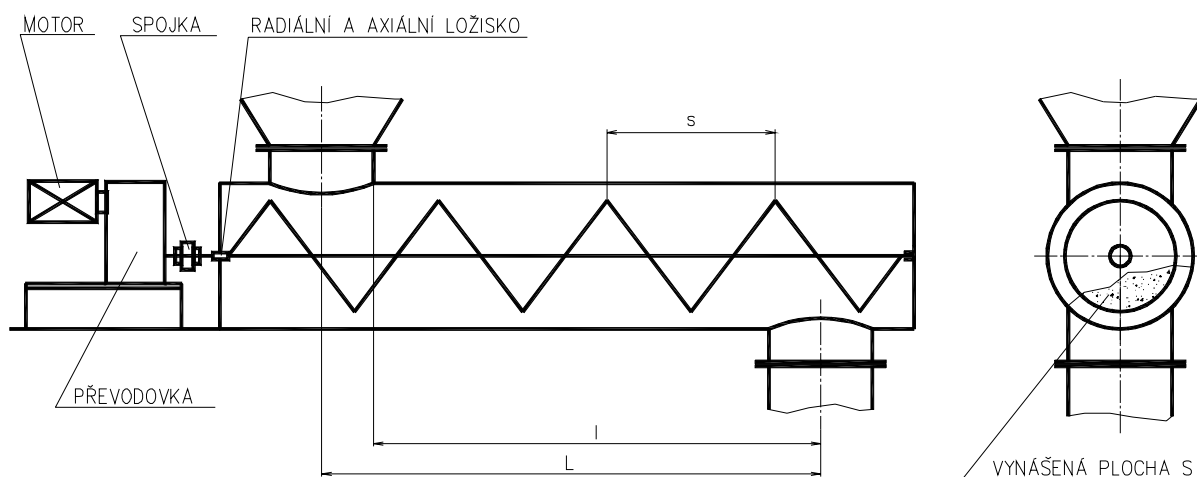
Obr. č. 7.18: Hřeblový podávač s podáváním materiálu ve spodní větvi

## Podávače bez tažného prvku

### Šnekový podávač

(obr. č. 7.19)

Je vhodný pro nelepivé a neabrazivní mat., s oblibou se používá u prašných materiálů (vyžaduje dokonalé utěsnění), i pro strusku i když se jedná o materiál abrazivní.

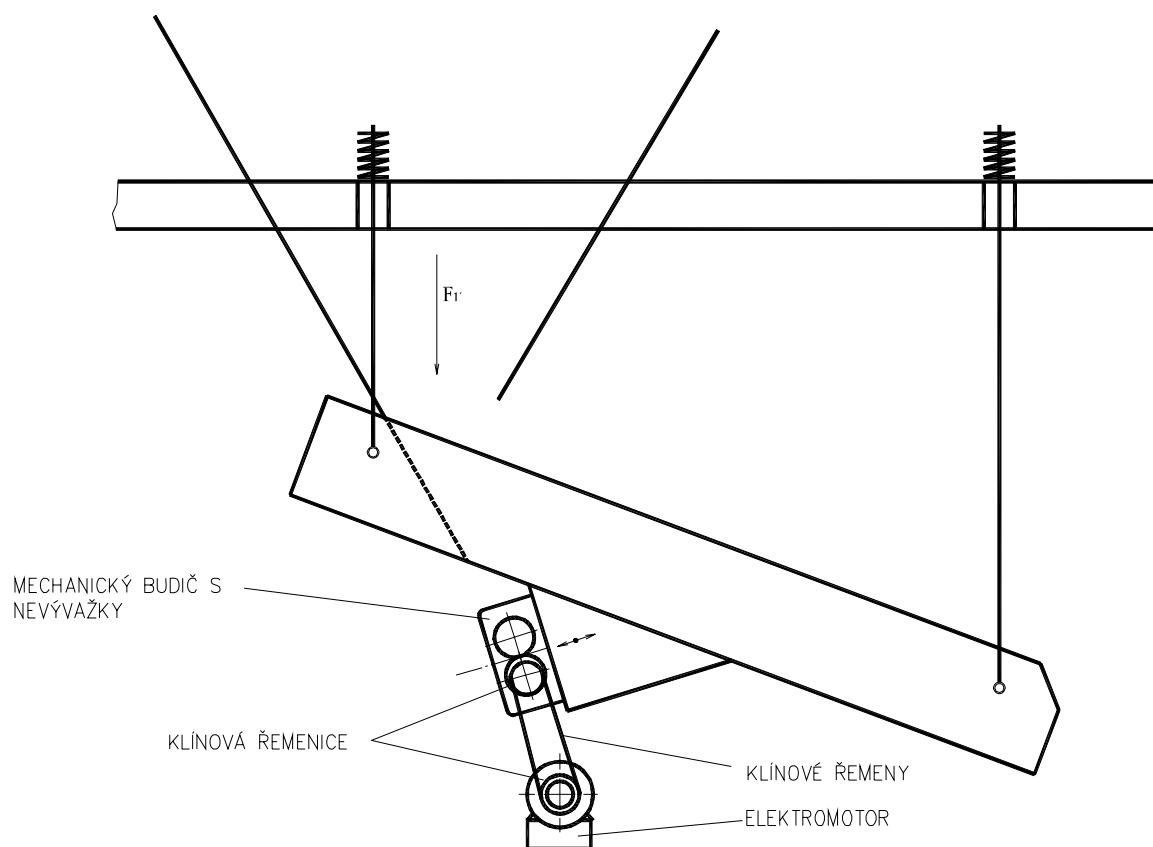


Obr. č. 7.19: Šnekový podávač

### Vibrační podávač

(obr. č. 7.20)

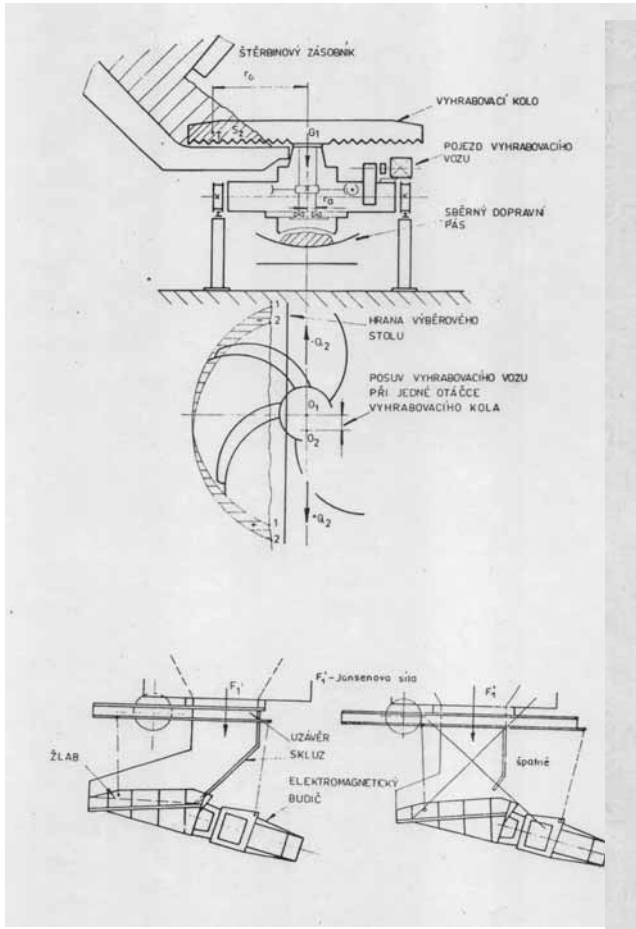
U vibračního podávče je především nutný skluz, který eliminuje Jansenovu sílu. Doprava se uskutečňuje s úklonem  $0 \div 13^\circ$  a to především materiálu sypkého, zejména abrazivního a středně lepivého.



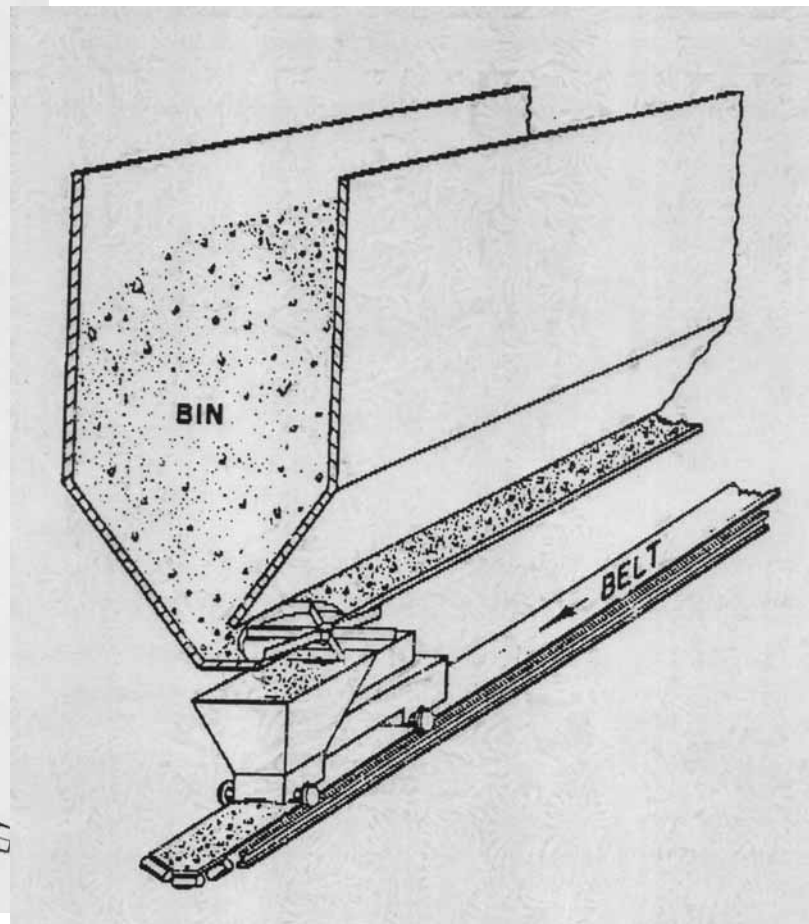
Obr. č. 7.20: Vibrační podáváč s mechanickým budičem kmitů ve formě nevyvážku

## Vyhrabávače

slouží k vyhrabávání materiálu ze štěrbinových zásobníků. Jsou pojížděné jednostranné nebo oboustranné, např. v hlubinných zásobnících (energetické uhlí).



Obr. č. 7.21: Štěrbínový vyhrabávač a vibrační podáváč



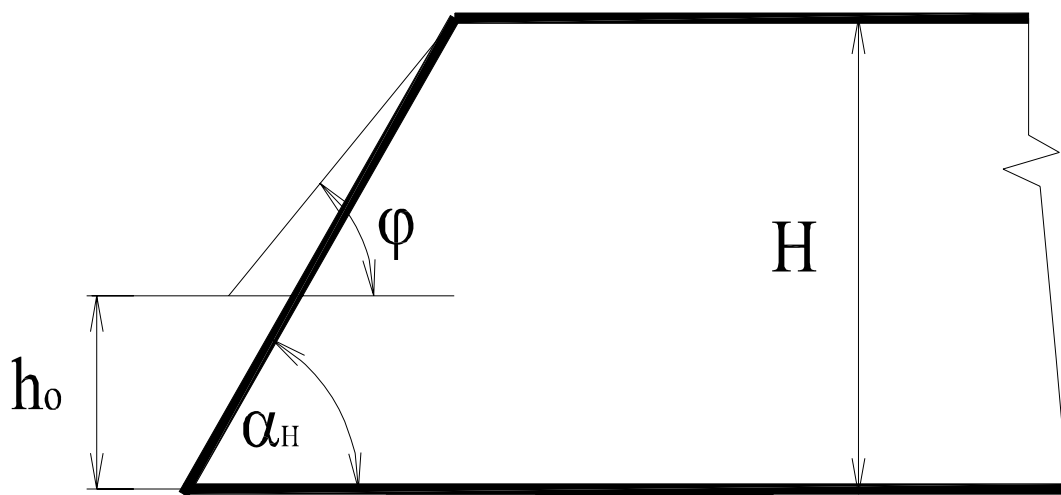
Obr. č. 7.22: Použití vyhrabávače u štěrbinového zásobníku

### 7.3 Skládky

Účel:

- vyrovnání výkyvů v dodávce (zimní období)
- technologická příprava materiálu (homogenizace)

**Tvar skládky**



*Obr. č. 7.23: Tvar skládky*

Dovolená výška skladované hromady je determinována:

- technologickými okolnostmi (nebezpečí samovznícení)
- dovolený tlak na půdu (zpevnění 0,3 až 0,5 MPa)

Pro skládky velkých kapacit jsou nezbytné co nejnákladnější mechanizační prostředky



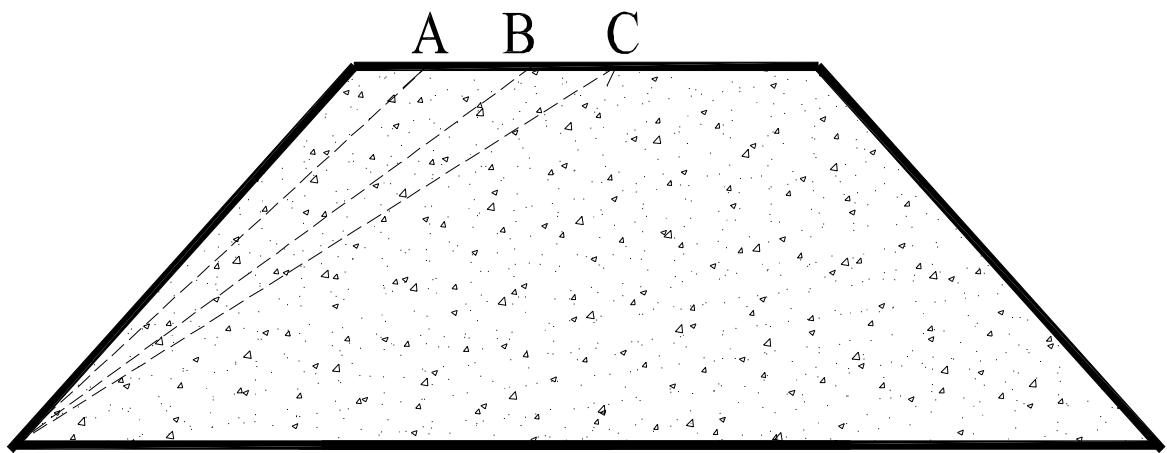
s plynulým provozem

Pro nasypávání je určen shazovací vůz s výložníkem

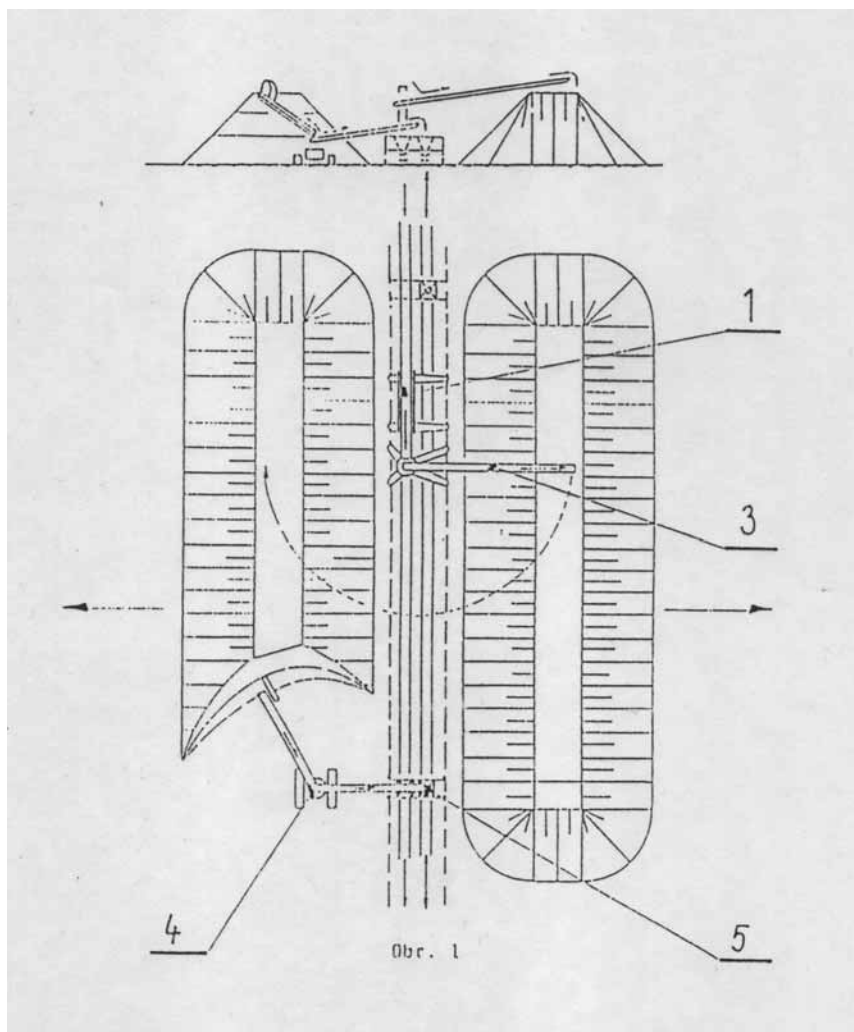
Nakládání se uskutečňuje prostřednictvím kolesového nakládače

Způsob uložení a odběru (obr. č. 7.24)

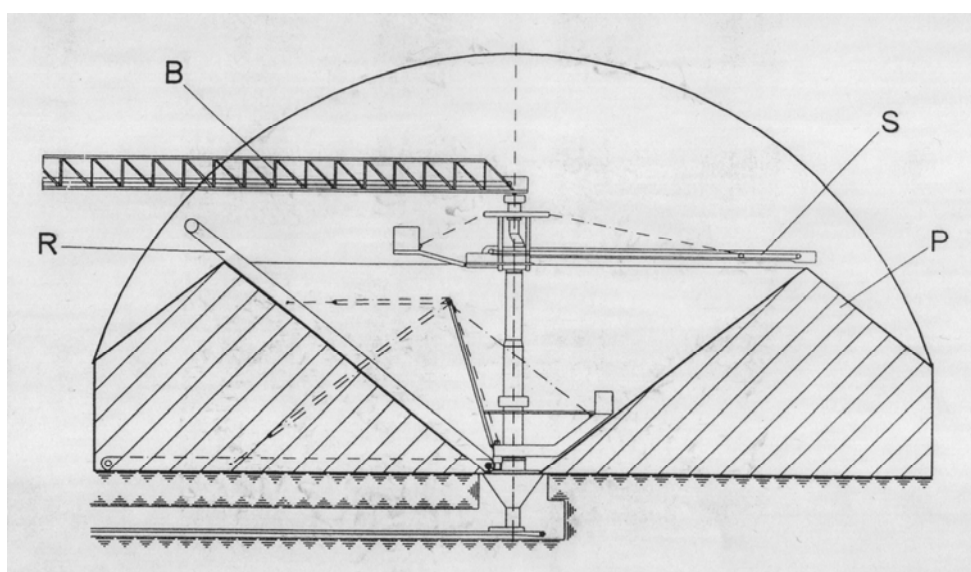
Účinnost  $k = \frac{1}{m}$  (m) , kde  $m$  je počet vrstev



Obr. č. 7.24: Způsob uložení a odběru



Obr. č. 7.25: Způsob uložení a odběru z velkých skládek



Obr. č. 7.26: Použití kolesového nakladače při odběru materiálu ze skládky