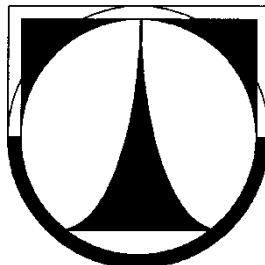


TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů



NÁKLADNÍ ZDVIHACÍ PLOŠINA

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Jan Holec

Květen 2011

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů

Obor 2302T010

Konstrukce strojů a zařízení

Zaměření

Kolové dopravní a manipulační stroje

NÁKLADNÍ ZDVIHACÍ PLOŠINA

Cargo lift platform

Diplomová práce

KVM – DP – 613

Jan Holec

Vedoucí diplomové práce: Ing. Robert Voženílek – TU v Liberci, KVM

Konzultant diplomové práce: Ing. Josef Hloušek – firma EL-VY Spol. s r.o.

Počet stran: 65

Počet obrázků: 24

Počet grafů: 4

Počet příloh: 8

Počet výkresů: 8

Květen 2011

Místo pro vložení originálního zadání DP (BP)

Nákladní zdvihací plošina

Anotace

Tato práce se zabývá studií nového provedení uspořádání pohonu nákladní zdvihací plošiny. Úkolem je zvolit vhodné uspořádání pohonu s přihlédnutím na požadovanou vysokou úroveň bezpečnosti provozu, nízké ceny a malé prostorové náročnosti. Vstupem do této problematiky je rozbor požadavků na pohonná ústrojí zdvihacích plošin v souladu s platnými předpisy a následná analýza možných uspořádání. Práce pojednává o návrhu provedení uspořádání a principu jeho funkce. Dále je zpracována pevnostní analýza nosných součástí a provedena výkresová dokumentace pro výrobu samotného pohonu.

Klíčová slova: pohon nákladního výtahu, zdvihací plošina, vibrace pohonu, plochý řemen v pohonu výtahu.

Cargo lift

Annotation

This diploma thesis discourses a study of a new design of a cargo lift platform drive system. The task is to choose a suitable drive system considering desired high level of operating safety, low price and minimal spatial demandingness. The introduction to this theme is an analysis of specifications of cargo lift platform drive systems according to regulations in force and an analysis of possible drive systems. The thesis deal with a design of the system layout and it's function principle. Further the strength analysis of carrying elements is elaborated and drawing documentation is prepared for engineering the drive.

Key words: lift drive, cargo lift, lift drive vibrations, lift drive with flat belt.

Prohlášení k využívání výsledků diplomové práce

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

V Liberci dne 27.5. 2011

.....
podpis

Poděkování

Děkuji Ing. Robertu Voženílkovi za odborné vedení práce a věnovaný čas. Rovněž bych chtěl poděkovat Ing. Josefu Hlouškovi za odborné konzultace a trpělivost. Má vděčnost patří také doc. Ing. Josefu Mevaldovi CSc, Ing. Martinu Diblíkovi, Ph.D., bc. Milanu Holcovi a v neposlední řadě svým rodičům.

Seznam symbolů a jednotek

(2)	číslo rovnice v průvodní správě	
/3/	číslo rovnice v příloze, odkaz na (3)	
[4]	odkaz na použitou literaturu	
a	zrychlení výtahu	$[m/s^2]$
b_i	tlumení	$[kg/s]$
b_{kri}	kritické tlumení	$[kg/s]$
b_R	šířka řemene	$[m]$
D	průměr navíjecího bubnu	$[m]$
D_i	průměr navíjecího bubnu s řemenem	$[m]$
e	rameno setrvačných sil motoru	$[m]$
f	frekvence elektrického proudu	$[Hz]$
f_i	frekvence budících vibrací pohonu	$[Hz]$
f_s	provozní faktor	$[-]$
f_{vi}	harmonické složky vlastní frekvence	$[Hz]$
F_z	zdvihací síla	$[N]$
F_i	síla v nosnících rámu	$[N]$
g	gravitační zrychlení	$[m/s^2]$
h	výška těžiště motoru k ose bubnu	$[m]$
H	zdvih výtahu	$[m]$
i	převodový poměr	$[-]$
i_t	teoretický převodový poměr	$[-]$
J_i	moment setrvačnosti poháněných hmot	$[kg \cdot m^2]$
k	tuhost	$[N/m]$
L	délka řemene	$[m]$
L_{vi}	délka odvinutého řemene	$[m]$
m_B	hmotnost bubnu s navinutým řemenem	$[kg]$
m_k	hmotnost klece výtahu	$[kg]$
m_M	hmotnost motoru	$[kg]$
m_p	hmotnost převodovky	$[kg]$
m_Q	celková hmotnost klece výtahu	$[kg]$

m_R	celková hmotnost řemene	[kg]
m_{Rvi}	hmotnost odvinutého řemene	[kg]
m_{Rbi}	hmotnost navinutého řemene	[kg]
m_z	hmotnost zátěže (jmenovitá)	[kg]
M_2	výsledný moment převodovky	[Nm]
M_{ji}	moment vzniklý setrvačností hmot	[Nm]
M_h	hnací moment na bubnu	[Nm]
M_M	moment na motoru	[Nm]
M_{n2}	maximální nepřetržitý moment převodovky	[Nm]
M_R	měrná hmotnost řemene	[kg/m]
M_z	zdvihací moment	[Nm]
n_i	otáčky bubnu	[1/min]
n_M	jmenovité otáčky motoru	[1/min]
n_{Mmax}	maximální otáčky motoru	[1/min]
n_{Mt}	teoretické otáčky motoru	[1/min]
n_s	řízené otáčky motoru	[1/min]
N	minimální pevnost řemene	[N]
N_p	přípustné pracovní napětí řemene	[N]
o_i	obvod navinutého řemene	[m]
p	počet pólových dvojic elektromotoru	[-]
ϕ	úhel natočení motoru	[rad]
P	potřebný výkon motoru	[kW]
P_{jm}	jmenovitý výkon motoru	[kW]
P_m	skutečný potřebný výkon motoru	[kW]
R_i	poloměr navíjecího bubnu s řemenem	[m]
R_{emin}	minimální napětí v kluzu materiálu	[MPa]
R_i	reakce statické rovnováhy	[N]
s	skluz asynchronního elektromotoru	[%]
st	součinitel vlivu setrvačných hmot	[-]
S	bezpečnostní faktor	[-]
t_i	čas pohybu výtahu	[s]
t_{ai}	čas rozjezdu (dojezdu) výtahu	[s]
t_R	tloušťka řemene	[m]

t_D	tloušťka disku	[m]
t_B	tloušťka bubnu	[m]
T	perioda frekvence vibrací	[s]
v	rychlost pohybu výtahu	[m/s]
v_{jm}	jmenovitá rychlost výtahu	[m/s]
v_{max}	maximální dovolená provozní rychlost výtahu	[m/s]
v_{oi}	obvodová rychlost řemene na bubnu	[m/s]
w_i	průhyb	[mm]
x_i	dráha výtahu při navíjení řemene	[m]
x_{ai}	dráha výtahu při zrychlování (zpomalování)	[m]
x_{ci}	celková dráha výtahu při navíjení řemene	[m]
x_{ri}	vzdálenost mezi klecí a bubnem	[m]
x_i	ramena působících sil	[m]
X_i	vzdálenost výtahu ve stanicích od první stanice	[m]
y	výchylka motoru	[m]
z	minimální vzdálenost klece a bubnu	[m]
Z_r	počet rozběhů za hodinu	[1/h]
α_i	úhel osy výtahu a kolmice od obvodové rychl.	[rad]
β_i	úhel rychlosti výtahu a obvodové rychlosti	[rad]
ε	uhlové zrychlení na hřídeli motoru	[rad/s ²]
ζ	poměrný útlum	[-]
η_i	účinnost	[-]
ρ	hustota materiálu	[kg/m ³]
σ_i	hlavní napětí	[MPa]
ω_i	úhlová rychlost bubnu	[rad/s]

Obsah

1 Úvod	12
2 Rozbor požadavků na pohonná ústrojí zdvihacích plošin	13
2.1 Typy pohonů nákladních výtahů ve vztahu k normě.....	13
2.2 Bezpečnostní požadavky a ochranná opatření.....	14
3 Rozbor možných uspořádání pohonů zdvihacích plošin	16
3.1 Možnosti uspořádání pohonů nákladních výtahů	16
3.2 Výhody a nevýhody jednotlivých uspořádání pohonů nákladních výtahů	22
4 Volba konstrukce uspořádání pohonu výtahu	24
4.1 Uspořádání pohonu výtahu	24
4.2 Druhy používaných motorů u pohonů nákladních výtahů	26
4.3 Určení převodového ústrojí pro pohon nákladního výtahu	27
4.4 Zvolené konstrukční uspořádání pohonu zdvihací plošiny	29
5 Výpočet pohonu nákladního výtahu	30
5.1 Výpočet optimálního průměru bubnu.....	30
5.2 Výpočet elektrického motoru a určení převodového ústrojí pohonu	41
5.3 Výpočet vstupních hodnot pro řízení motoru frekvenčním měničem	49
6 Pevnostní kontrola vybraných součástí výtahu	51
6.1 Kontrola statického zatížení nosníků rámu pohonu	51
6.2 Analýza vibrací výtahového pohonu	53
7 ZÁVĚR.....	60
8 Seznam použité literatury a zdrojů.....	62
9 Seznam výkresové dokumentace	64
10 Seznam příloh.....	65

1 Úvod

Doprava materiálu je důležitou součástí výrobního procesu. Materiál se dopravuje různými způsoby a směry. Základní doprava probíhá po silničních komunikacích nebo železnici mezi vzdálenými místy, kde se následně materiál musí dále přepravit do skladu či přímo k výrobní stanici. Přeprava materiálu na místě uskladnění nebo dalšího zpracování se provádí jak v horizontálním, tak vertikálním směru. Tato diplomová práce se zabývá problémem dopravy materiálu ve směru vertikálním.

Stacionární zdvihací zařízení zajišťují vertikální dopravu materiálu s dostatečnou bezpečností a zpravidla větší dopravní rychlostí než mobilní zařízení. Tato zařízení jsou realizována ve formě zdvihacích stolů a plošin. Zdvihací stoly mají pouze malou dopravní výšku zdvihu, naproti tomu zdvihací plošiny mohou dopravovat materiál do velkých výšek. Bezpečnost lze zvýšit nainstalováním bezpečnostní šachty v okolí plošiny. Konstrukce těchto zařízení je předepsána v evropských směrnících pro strojní zařízení, v české legislativě zaváděných jako nařízení vlády. Tyto směrnice však nejsou jednoznačně deklarovány pro zdvihací zařízení, čímž lze předpokládat pokles úrovně bezpečnosti. Proto v tomto roce, v březnu 2011, vyšla v platnost nová bezpečnostní harmonizovaná evropská technická norma pro konstrukci a montáž výtahů určených pouze pro dopravu nákladu s možností vstupu osob, ČSN EN 81-31 [1]. Cílem této normy je ochrana osob a předmětů před rizikem nehod, k nimž může dojít při používání výtahů pro dopravu nákladů s možností vstupu, jejich údržbě a nouzových situacích.

Specifikace zadání diplomové práce a její řešení probíhaly ve spolupráci s firmou EL-VY spol. s r. o. se sídlem v Chrudimi, která pro projekt poskytla konkrétní podklady požadované zákazníkem. Zdvihací plošina bude umístěna ve skladu autodílů, kde se nepředpokládá prašné, hlučné ani otevřené prostředí. Důležitým požadavkem zákazníka je provedení konstrukce v souladu s platnými normami. Z tohoto důvodu bude nákladní zdvihací plošina konstruována jako výtah pro dopravu nákladů s možností vstupu (dále jen výtah).

Tento reálný projekt se zabývá konstrukčním uspořádáním pohonu výtahu ve vztahu k jeho celkové konstrukci.

2 Rozbor požadavků na pohonná ústrojí zdvihacích plošin

Základní požadavky projektovaného výtahu jsou dány objednávkou zákazníka a nutností řídit se platnými bezpečnostními předpisy.

Požadavky zákazníka na dispozice výtahu:

jmenovitá nosnost výtahu	1000 kg
počet stanic	4
počet nakladišť	5
zdvih výtahu	7500 mm
rychlost výtahu	0,15 m/s
šířka klece	1400 mm
hloubka klece	2700 mm
výška bočních stěn	2000 mm

Projekt bere v úvahu také požadavek zákazníka na co nejmenší zastavěnou plochu vůči požadovaným rozměrům klece, stejně jako hledisko celkové cenové náročnosti výtahu.

Bezpečnostní předpisy pro nákladní výtahy jsou specifikovány v České technické normě [1] (dále jen Norma). „Účelem této normy je stanovit bezpečnostní předpisy pro výtahy pro konstrukci a montáž výtahů pro dopravu nákladu s možností vstupu s cílem chránit osoby a předměty před rizikem nehod, ke kterým může dojít při používání, údržbě a při nouzových situacích u výtahů pro dopravu nákladů s možností vstupu.“¹

2.1 Typy pohonů nákladních výtahů ve vztahu k normě

Norma specifikuje tři základní typy pohonů nákladních výtahů, z nichž dva, trakční a kinematicky vázaný, využívají podobný princip upevnění klece, proto jsou uváděny ve společném bodě. V následujícím přehledu lze nalézt některé specifikace, které mají vliv na výběr vhodného uspořádání pohonu, kterým se bude zabývat tato práce.

¹ ČSN EN 81-31: s. 9, 0.1.1

2.1.1 Trakční a kinematicky vázaný pohon²

Pohony, které využívají zavěšení kabiny na lanech, řemenech, v případě kinematicky vázaného pohonu i na řetězech. Princip trakčního pohonu spočívá v zavěšení na lanech (či řemenech) na třecím kotouči, u kinematicky vázaného pohonu jsou lana (či řemeny) navíjeny na buben, případně řetězy na řetězová kola.

2.1.2 Hydraulický pohon³

Oproti dříve zmiňovaným, hydraulický pohon přímý využívá ukotvení kabiny na pístnici pracovního pístu, nepřímý na laně převáděném přes kladku ukotvenou k pístnici. Norma klade důraz na ochranné prostředky jednotlivých částí pohonu, jako je hydraulický válec, ventily, potrubí, atp.

2.2 Bezpečnostní požadavky a ochranná opatření

2.2.1 Výtahový stroj⁴

Pro každý výtah Norma stanovuje použití nejméně jednoho výtahového stroje, při spojení motoru s komponentou řemenem nutnost použití nejméně dvou řemenů. (Pouze v této podkapitole Normy je explicitně vyjádřena možnost použití řemenů jako nosných prvků.)

2.2.2 Rychlost výtahu⁵

Výtah v průběhu jízdy nesmí překročit jmenovitou rychlost o více než 10 %, pokud je výtah mimo pásmo zrychlování a zpomalování. Norma se také zabývá dodržáním této tolerance při vyrovnávání a při revizní jízdě.

² ČSN EN 81-31: G.1 Trakční a kinematicky vázaný pohon

³ ČSN EN 81-31: G.2 Hydraulický pohon

⁴ ČSN EN 81-31: 5.8 Výtahový stroj

⁵ ČSN EN 81-31: 5.8.2 Rychlost

2.2.3 Zařízení pro zjišťování nekontrolovaného pohybu z klidu⁶

Norma přikazuje instalaci zařízení pro zjištění nekontrolovaného pohybu zařízení pro uložení nákladu (dále jen klec) z klidu, které musí zjistit nekontrolovaný pohyb klece ve stanici při jejím pohybu ze zastavené polohy, a to při překročení limitu o více než 0,10 m v obou směrech. Při zjištění nekontrolovaného pohybu musí být aktivováno mechanické bezpečnostní zařízení:

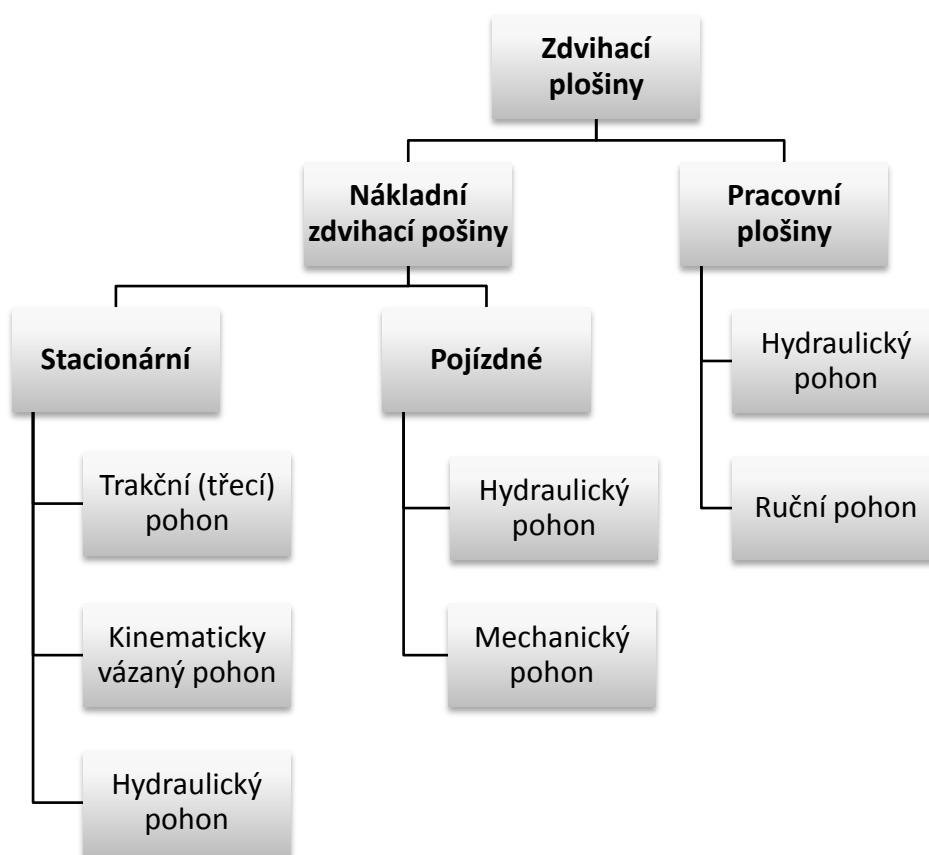
- a) prostřednictvím elektrického bezpečnostního zařízení,
- b) mechanicky.

Pro zjišťování nekontrolovaného pohybu ve stanici mohou být využity i instalované ochranné prostředky proti nadměrné rychlosti zařízení.

⁶ ČSN EN 81-31: 5.6.2.2 Zařízení pro zjišťování nekontrolovaného pohybu z klidu

3 Rozbor možných uspořádání pohonů zdvihacích plošin

Uspořádání pohonů zdvihacích plošin se přímo odvíjí od způsobu jejich použití. Zdvihací plošiny jsou zařízení určená pro přepravu materiálu či osob ve vertikálním směru. Používají se jako plošiny pracovní, především pro přepravu osob s pracovním materiálem, nebo jako plošiny nákladní, určené pouze pro přepravu materiálu, a to s možností vstupu nebo bez ní. Možnosti uspořádání pohonů nastiňuje Obr. 1.



Obr. 1 Možná uspořádání pohonů zdvihacích plošin

Zadání obsahuje požadavek na konstrukci stacionární nákladní zdvihací plošiny, a proto budeme uvažovat pouze pohony pro tento typ zdvihacích plošin.

3.1 Možnosti uspořádání pohonů nákladních výtahů

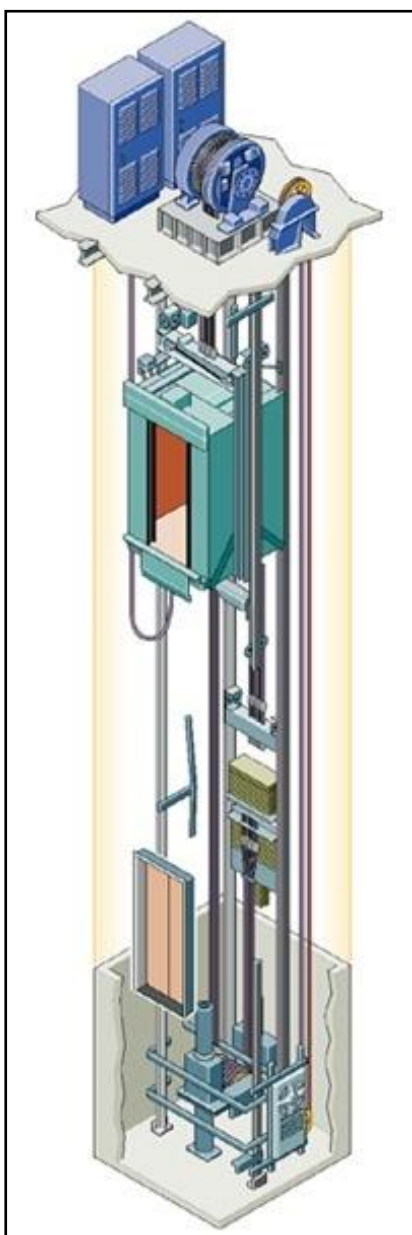
Klec výtahu může být tažená nebo tlačaná různými mechanickými prostředky s různými způsoby přenosu energie. Potřebná tažná či tlačná síla

může být přenášena například trakční schopností, hydromechanicky či kinematicky vázanými pohony.

3.1.1 Trakční (třecí) pohon

Trakční pohon je založen na přenosu kroutícího momentu od motoru na nosné prostředky výtahu prostřednictvím třecí síly. Tato třecí síla závisí na druhu tření, přitlačné síle a kvalitě povrchu těles.

3.1.1.1 Lanový pohon s klínovými drážkami na trakčním kotouči a s protiváhou

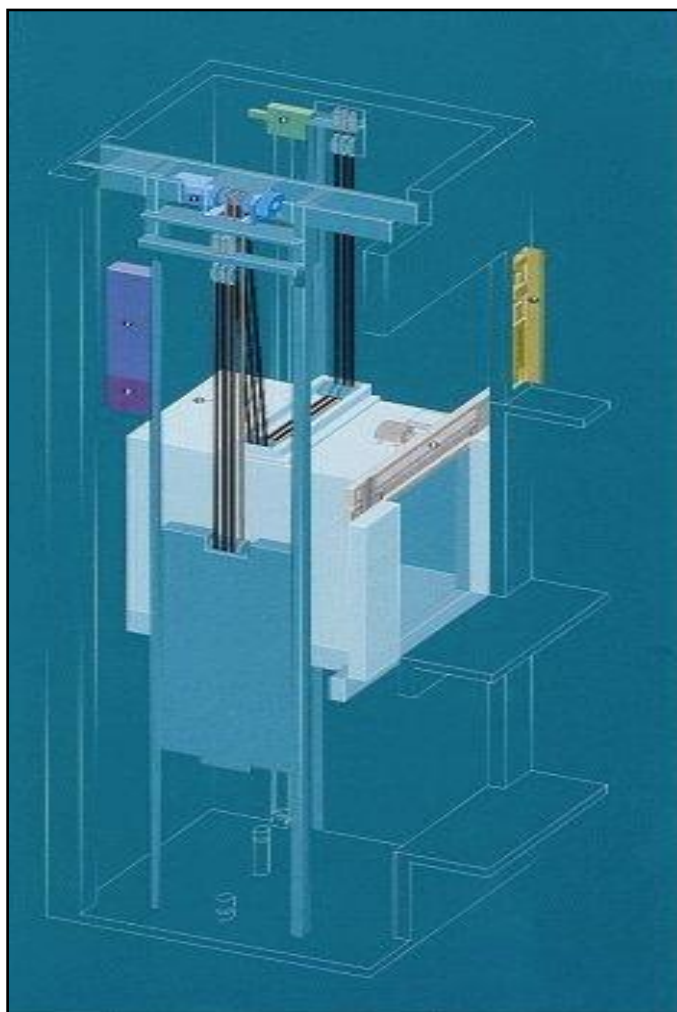


Obr. 2 Trakční lanový výtah [13]

Popis funkce:

Výtah je spojen s protiváhou ocelovými lany přes trakční kotouč s klínovými drážkami. Trakční kotouč je pohaněn elektromotorem přímo (synchronní motor) nebo elektromotorem s převodovkou (např. asynchronní motorem). Pohyb výtahu je zajištěn třením v klínové drážce trakčního kotouče, které je vyvolané silou zatížení výtahu a protiváhy. Počet lan je odvozen od podmínek tlaku v klínové drážce, jenž nesmí překročit mez pro deformaci lan, ale zároveň musí být dostatečný, aby nedošlo k proklouznutí lan při vyloženém (nezatíženém) výtahu v horní stanici pro zajištění možnosti rozjezdu výtahu směrem dolů. Naopak při dosednutí protiváhy na její nárazníky (porucha) musí dojít k proklouznutí lan, a tak být zabráněno dalšímu pohybu výtahu. Existuje možnost snížení potřebné zdvihací síly přelanováním výtahu na 2:1 nebo 3:1, tím ovšem vzrůstají požadavky na převodový poměr převodovky.

3.1.1.2 Lanový pohon s plochými lany a s protiváhou



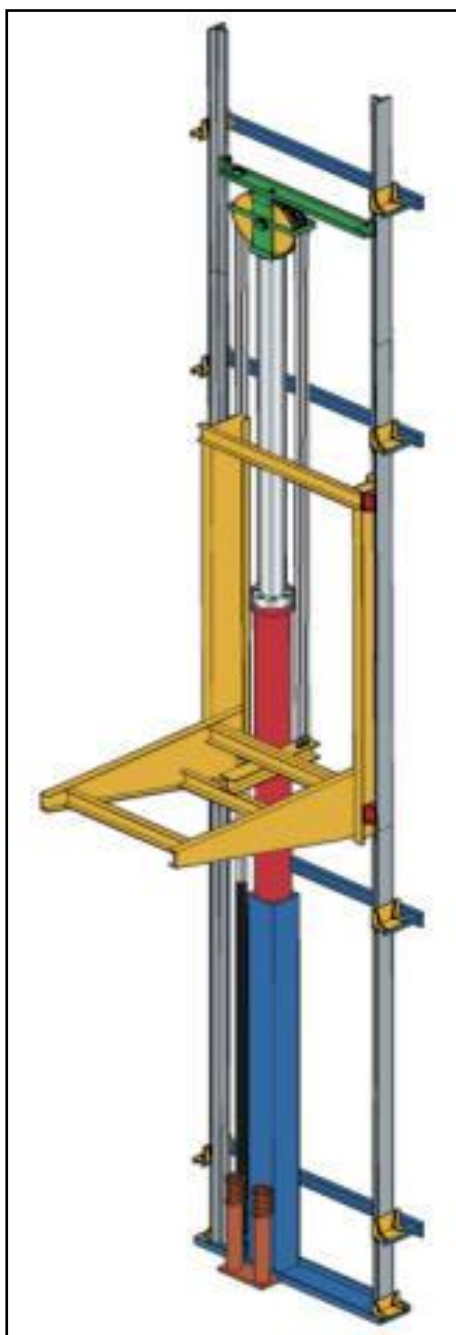
Obr. 3 Trakční výtah s plochými lany [11]

Popis funkce:

Rám výtahu je spojen s protiváhou plochými lany patřičné nosnosti přes trakční kotouč. U tohoto uspořádání je pohyb plošiny zajištěn třením mezi lany a trakčním kotoučem, který je poháněn obdobně jako v uspořádání s trakcí klínovými drážkami (viz 3.1.1.1). U tohoto uspořádání pohonu je trakce zajištěna třením ploch o sebe, tzn. jejich vzájemným součinitelem tření, který je přímo závislý na drsnosti povrchů a kvalitě vzájemného styku ploch. Pro toto uspořádání pohonu platí stejné podmínky trakce jako u pohonu popsáném v kapitole 3.1.1.1. Pro snížení potřebné zdvihací síly je opět možné přelanování výtahu (viz Obr. 3).

3.1.2 Hydraulický pohon

Jak bylo zmíněno dříve, existují dva základní typy hydraulického pohonu. Oba převádějí lineární pohyb pístu na pohyb klece výtahu. Zavěšení klece na pístnici je možné provést dvěma způsoby a to přímo (pevným spojením tzv. „direkt“) nebo nepřímo přes kladku umístěnou na pístnici a lany ukotvenými v prohlubni šachty (Obr. 4). U tohoto uspořádání roste potřebný tlak a klesá zdvih pístu. Lze použít jeden (Obr. 4), či dva válce (Příloha 7), pro zdvihání klece výtahu.



Popis funkce:

Pro pohyb pístu směrem nahoru je potřebného tlaku oleje dosahováno prostřednictvím hydraulického agregátu, kdežto pro pohyb pístu dolů je tlak vyvoláván hmotností klece výtahu. Řízení pohybu výtahu je zajištěno mechanickým řídícím blokem s přepouštěcími a přesouvacími ventily s elektronickým ovládáním. Kde přepouštěcí ventily slouží ke snížení rychlosti a ventily přesouvací k plynulé změně rychlosti výtahu. K této plynulé změně dochází principem vyrovnávání tlaků v přesouvacích ventilech.

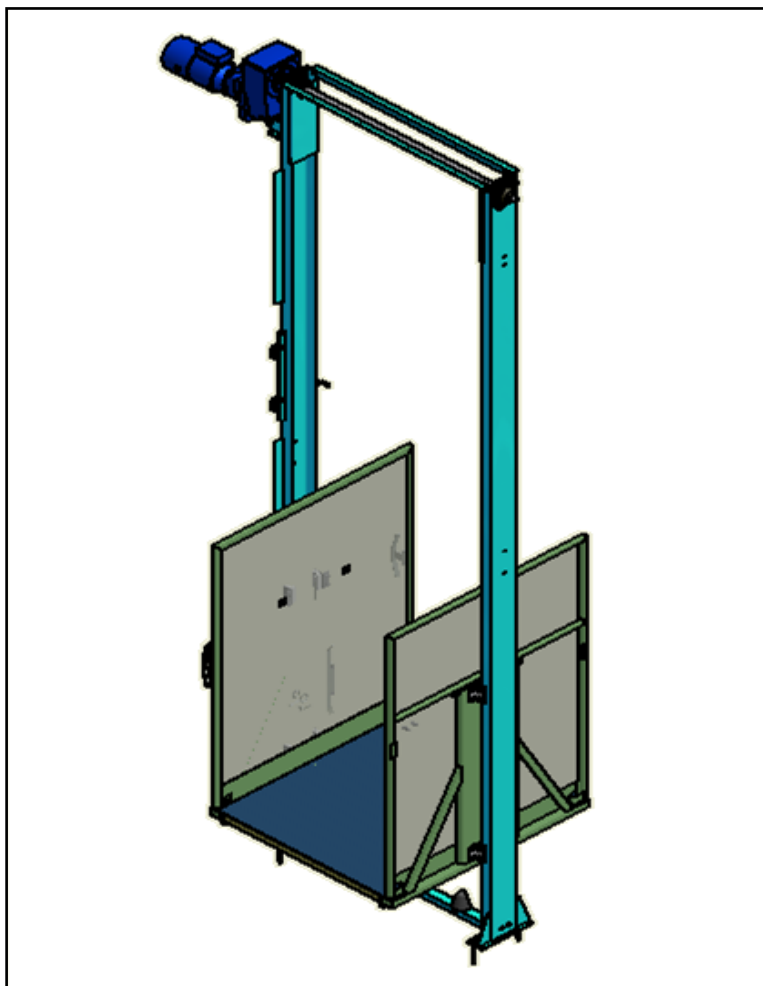
V současné době se začínají objevovat řídící bloky s proporcionálními ventily řízenými elektronickou regulací.

Obr. 4 Hydraulický výtah nepřímý [12]

3.1.3 Kinematicky vázané pohony

Poslední typ, který uvádí Norma, využívá spojení nosných prvků výtahu tvarovým stykem s ozubenými koly, případně pevného spojení s navíjecími bubny.

3.1.3.1 Řetězový pohon

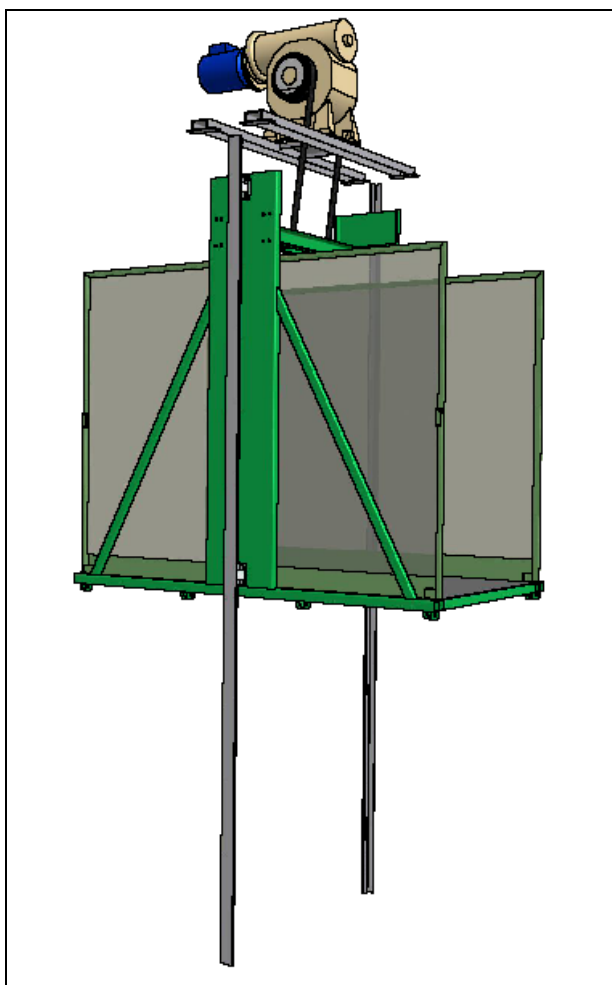


Obr. 5 Řetězový pohon

Popis funkce:

Nosným a vodícím prvkem celého zařízení jsou U profily z válcovaného UPE profilu. V horní části je osazen pohon s průběžnou hřídelí, hnacími řetězovými koly a dvěma tažnými řetězy, vratné řetězky s napínáním jsou osazeny ve spodní části. V závislosti na smyslu otáček (a z toho vyplývajícího pohybu řetězu) se výtah pohybuje nahoru nebo dolů. Existuje také možnost uspořádání pohonu za pomoci propojení klece řetězem s protiváhou, čímž klesá požadovaná zdvihací síla.

3.1.3.2 Pohon využívající plochý řemen navíjený na buben



Obr. 6 Zavěšení na plochých řemenech

Popis funkce:

Klec je zavěšena na speciálních plochých řemenech (minimálně na dvou, viz 2.2.1), které jsou uchyceny na bubnech. Bubny jsou umístěny na hřídeli převodové skříně, jež je poháněna elektromotorem s elektromagnetickou brzdou. Otáčením bubnu dochází k navíjení řemene na buben a tím k pohybu klece směrem nahoru, v opačném směru otáček se naopak řemen odvíjí a klec klesá. Stejným způsobem je provedeno uspořádání pohonu s lanem navíjeným na buben, kde se navíjí ocelové lano do šroubovice na navíjecí buben. Norma stanovuje, že v případě, kdy klec spočívá na plně stlačených náraznících, musí na bubnu navinut jeden a půl závitu lana (či řemene).

Pozn. Zmíněný typ plochého řemene (dále jen řemen) je novou technologií pro zavěšení výtahové klece, a to jmenovitě pro použití u kinematicky vázaných pohonů.

3.2 Výhody a nevýhody jednotlivých uspořádání pohonů nákladních výtahů

Následující tabulky prezentují hlavní klady a zápory jednotlivých uspořádání pohonů. Na základě těchto kritérií bude zvolen nejvhodnější pohon pro zpracováváný projekt nákladní zdvihací plošiny.

Tab. 1 Výhody a nevýhody trakčních (třecích) pohonů

Trakční (třecí) pohony		
	Lanový s klínovými drážkami na trakčním kotouči s protiváhou	S plochými lany a s protiváhou
Výhody	Velmi rozšířené uspořádání, hlavně u výtahů s větším zdvihem.	Relativně nová konstrukce s minimálními požadavky na zástavbu třecího kotouče.
	Relativně levná a jednoduchá konstrukce.	Malý poloměr ohybu pásu, proto klesá i požadovaný průměr kotouče.
Nevýhody	Vysoké požadavky na zástavbu protiváhy a především trakčního kotouče o velkém průměru (dle poloměru ohybu lana).	Požadavky na zástavbu protiváhy.
		Nebezpečí snížení třecí schopnosti mezi kotoučem a plochými lany (výskyt vlhkosti nebo např. oleje). Lano může proklouznout.

Tab. 2 Výhody a nevýhody hydraulického pohonu

Hydraulický pohon	
Výhody	Malé prostory na zástavbu hydraulického válce a agregátu.
	Tichý a klidný chod.
	Dlouhá životnost.
Nevýhody	Problémy s ekologickými požadavky na umístění agregátu.
	Z důvodu nutnosti velkého objemu oleje jsou kladeny přísné požadavky na uložení agregátu a válce.
	Vysoká cena oleje.
	U nůžkového mechanismu omezená výška zdvihu.

Tab. 3 Výhody a nevýhody kinematicky vázaných pohonů

Kinematicky vázané pohony				
	Lano navíjené na buben	Řetězový pohon s protiváhou	Řetězový pohon	Plochý řemen navíjený na buben
Výhody	Nejsou požadavky na zástavbu protiváhy.	Minimální požadavky na zástavbu ozubeného kola.	Minimální požadavky na zástavbu ozubeného kola a bočních uzavřených (nekonečných) řetězů.	Minimální požadavky na zástavbu navíjecího bubnu. Tichý a klidný chod. Dobrá životnost.
	Jednoduchá a levná konstrukce.		Jednoduchá konstrukce.	Nový typ, jednoduchá, relativně levná konstrukce.
Nevýhody	Požadavky na zástavbu navíjecího bubnu.	Požadavky na zástavbu protiváhy.	Nutnost napínání řetězu.	Vzrůstající rychlost pohybu výtahu způsobená růstem poloměru pracovního bubnu, na který se navíjí řemen.
	Nízká životnost lana (vždy se navíjí se stejným směrem ohybu).	Vyšší cena řetězu. Hlučná a trhaná jízda klece.	Vyšší cena řetězu. Hlučnost a značná neplynulost pohybu plošiny.	

4 Volba konstrukce uspořádání pohonu výtahu

Rozhodující skutečnosti pro volbu nejvhodnějšího uspořádání pohonu volíme dle vlastností uvedených v části 3.2. Výhody a nevýhody jednotlivých uspořádání pohonů nákladních výtahů. Bereme v potaz hledisko požadavků na zástavbu a celkové předpokládané náklady na konečnou realizaci.

4.1 Uspořádání pohonu výtahu

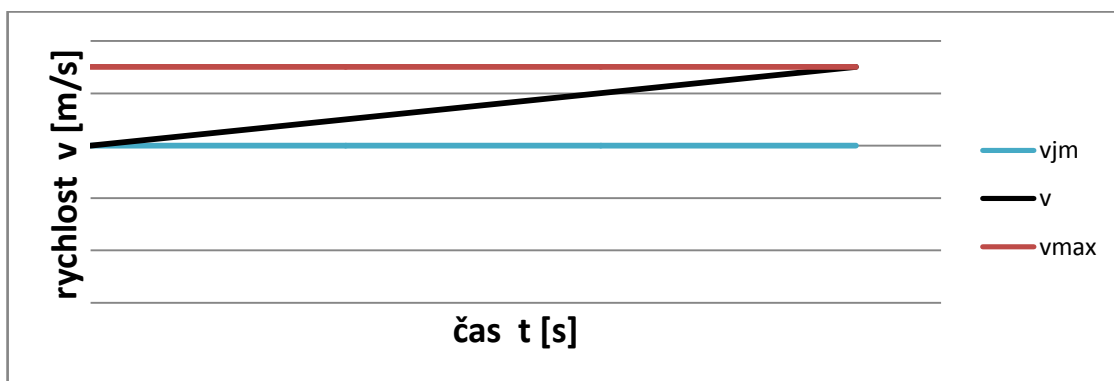
Jako nejvhodnější se jeví použití pohonu kinematicky vázaného, a to s navíjením řemene na buben. Toto uspořádání pohonu má dle všech předpokladů nejlepší vlastnosti z hlediska požadavků na zástavbu, hlučnosti provozu, životnosti zařízení a celkových nákladů na realizaci.

4.1.1 Možnosti řízení rychlosti výtahu

Zásadní nevýhoda zvoleného pohonu, je ve zvyšující se rychlosti, což je deklarován v Normě - rychlost se smí zvýšit maximálně o 10% oproti jmenovité rychlosti (viz 2.2.2 Rychlost výtahu). Tento problém lze řešit několika způsoby, z nichž jsou zde uvedeny tři možné:

4.1.1.1 Průměr bubnu

Řešení zvolením dostatečně velkého průměru navíjecího bubnu tak, aby změna rychlosti klece výtahu byla co nejmenší na celé dopravní dráze, a to maximálně od 10% od jmenovité rychlosti.

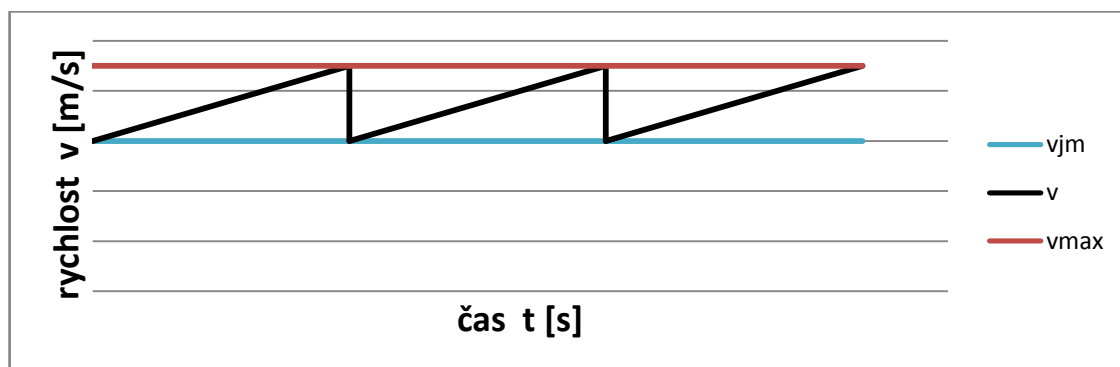


Obr. 7 Teoretický průběh rychlosti výtahu při regulaci otáček pomocí průměru bubnu

- v okamžitá rychlost výtahu [m/s]
- v_{jm} jmenovitá rychlost [m/s]
- v_{max} maximální dovolená provozní rychlost [m/s]

4.1.1.2 Skoková změna

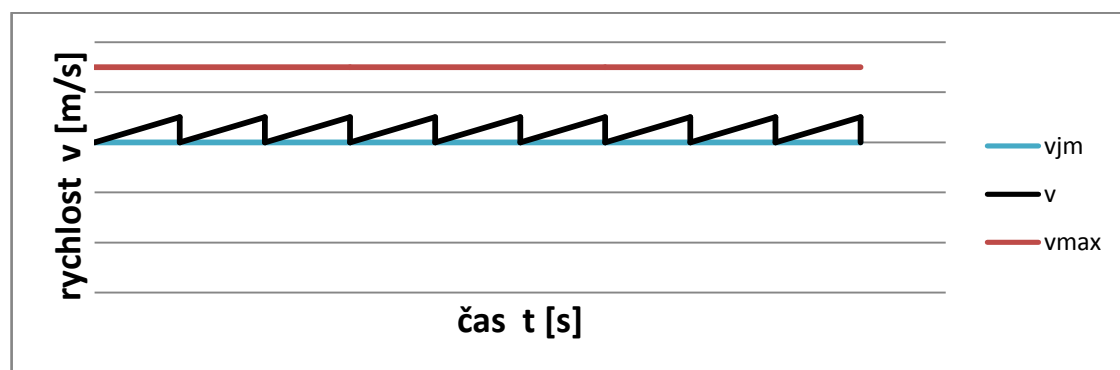
Řešení použitím programovatelných funkcí řídicího prvku (frekvenčního měniče) elektrického motoru pohonu. Při průjezdu klece výtahu stanicí vyše kontrolní čidlo signál, který změní otáčky motoru tak, aby rychlost klece opět klesla na jmenovitou rychlost.



Obr. 8 Teoretický průběh rychlosti výtahu při skokové změně otáček

4.1.1.3 Zpětná vazba

Řešení pomocí použití regulačního obvodu se zpětnou vazbou, kdy je sledována aktuální poloha klece výtahu. Ze změny polohy klece v čase je následně vypočítána rychlost pohybu klece. Poloha klece je sledována pomocí snímače polohy.



Obr. 9 Teoretický průběh rychlosti výtahu při regulaci se zpětnou vazbou

4.1.2 Volba zařízení regulace otáček

Pro regulaci otáček motoru bylo z výše uvedených zvoleno řešení **4.1.1.2 Skoková změna**, a to zejména z důvodu nejnižších nákladů na realizaci. Řešení **4.1.1.1 Průměr bubnu** není zásadně samo o sobě nákladnější, ale důsledkem jeho instalace a tím způsobeného nárůstu hmoty bylo nutné použít výkonnější pohon. Řešení **4.1.1.3 Zpětná vazba** zajišťuje

nejkomfortnější jízdu, která však z důvodu použití výtahu jako nákladní zdvihací plošiny není vyžadována. Zásadní nevýhodou, kterou musíme uvažovat, je cena navýšená o pořizovací hodnotu snímače polohy.

Návrh provedení zvoleného řešení

Zařízení pro skokové řízení otáček motoru se bude skládat ze součástí, které jsou standardně používány pro výtahové konstrukce. Frekvenční měnič, který zajišťuje změnu otáček motoru, je v dnešní době běžně používaným řídicím prvkem pro řízení rozjezdů a dojezdů třífázových asynchronních motorů. Změna otáček ve skutečnosti nebude skoková, podle nastavení rampy plynulé změny frekvence zajistí frekvenční měnič plynulou změnu otáček. Jejím žádoucím důsledkem je mimo jiné eliminace nepříznivých vibrací způsobených setrvačností hmot.

4.1.3 Využití zvoleného řešení řízení rychlosti jako bezpečnostního prvku pro zjišťování nekontrolovaného pohybu z klidu

Jak bylo uvedeno dříve (2.2.3 Zařízení pro zjišťování nekontrolovaného pohybu z klidu), je možné využít kontrolní čidla, která jsou součástí zvoleného řízení pohonu, jako prvek elektronického bezpečnostního zařízení pro zjišťování nekontrolovaného pohybu klece výtahu z klidu.

4.2 Druhy používaných motorů u pohonů nákladních výtahů

U zvoleného uspořádání pohonu výtahu se používají elektrické pohony. Jejich výhodami je snadná ovladatelnost, vysoká účinnost, hospodárnost při přerušovaném chodu a možnost reverzace chodu. Nevýhodou je nutnost připojení k síti elektrické energie a nebezpečí úrazu elektrickým proudem.

V současné době se používají tři základní typy elektromotorů, a to motory synchronní, asynchronní a stejnosměrné. Pro řízení synchronních a asynchronních motorů se již běžně používají polovodičové řídicí prvky (frekvenční měniče).

Tab. 4 Výhody a nevýhody elektrických motorů

	Výhody	Nevýhody
Synchronní motor	Napájení střídavým proudem ze sítě.	Vysoká pořizovací cena.
	Schopnost dosáhnout vysokého kroutícího momentu již při rozběhu motoru (bezpřevodový pohon).	Obtížná regulace otáček při rozjezdu výtahu.
Asynchronní motor	Napájení střídavým proudem ze sítě.	Nízký dosahovaný moment při rozjezdu motoru.
	Nejrozšířenější sériově vyráběný motor, nízká pořizovací cena.	
	Snadné řízení otáček.	Používá se v kombinaci s převodovkou.
Stejnoseměrný motor	Jednoduché řízení otáček.	Nutnost usměrňování střídavého proudu na stejnosměrný.
	Nízká pořizovací cena.	Opotřebovávání uhlíků komutátoru (malá životnost).

4.2.1 Volba motoru pohonu nákladního výtahu

S přihlédnutím na požadavky zadávající firmy EL-VY volíme pro pohon nákladního výtahu čtyřpólový třífázový asynchronní elektromotor. Vybereme ho z katalogu firmy Siemens (viz Příloha 3).

4.3 Určení převodového ústrojí pro pohon nákladního výtahu

Při volbě převodového ústrojí (dále jen převodovka) je třeba brát v potaz jeho účinnost a jednoduchost konstrukce. Dále lze uvažovat požadavky na úspornost zástavby pohonného ústrojí.

4.3.1 Druhy používaných převodovek u pohonů nákladních výtahů

Pro splnění zadaných požadavků na nízké pořizovací náklady budeme uvažovat pouze převodovky v praxi používané.

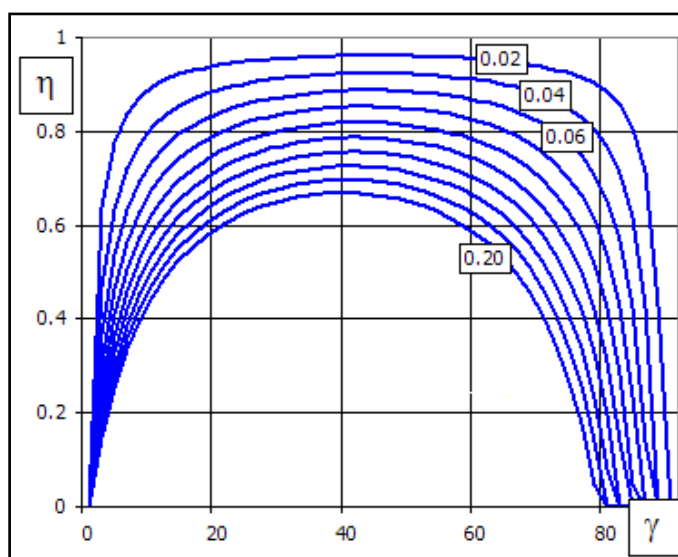
4.3.1.1 Převodovka s čelním ozubením

Konstrukce této převodovky je ze zvažovaných typů nejjednodušší. Vyznačuje se také vysokou účinností. Hlavní nevýhodou je rozměr převodovky při vyšším převodovém poměru a z toho plynoucí náročnost zástavby.

Kinematická schémata čelních převodovek:

4.3.1.2 Šneková převodovka

Základní vlastností tohoto typu je nízká účinnost, která je dána mimo jiné účinností ozubení (v souvislosti s materiálem kola a šneku). Průběh účinnosti převodovky je ovlivněn úhlem stoupání šroubovice šneku (viz Obr. 10, kde jednotlivé křivky znázorňují různé koeficienty tření).



Obr. 10 Účinnost šnekové převodovky [9]

4.3.1.3 Planetová převodovka

Z uvažovaných typů je tento v praxi nejméně používaný, a to zejména z důvodu složité konstrukce, tedy i vysoké pořizovací ceny. Díky sousednímu uspořádání hřídelů klesá prostorová náročnost převodovky (menší rozměry i hmotnost). Dalšími výhodami je zejména velká účinnost, dále i tichý chod.

4.3.2 Volba použité převodovky

Z výše uvedených převodovek volím použití šnekové převodovky. U této převodovky je největší nevýhodou její špatná účinnost, což ovšem v tomto případě můžeme brát naopak jako výhodu. Jelikož nižší účinnost převodovky způsobuje částečnou samosvornost a tím zajišťuje plynulejší rozjezdy výtahu a především v okamžiku výpadku elektrického proudu (krizová situace) zabrání rychlému rozjezdu plošiny v době kdy elektromagnetická brzda přechází do brzdného režimu. Dalším důvodem zvolení této převodovky je její přijatelná cena.

Šnekovou převodovku zvolíme z katalogu italské firmy Bonfiglioli která vyrábí a distribuuje tento typ převodovek.

4.4 Zvolené konstrukční uspořádání pohonu zdvihací plošiny

Konečné uspořádání tedy volíme kinematicky vázané speciální řemeny navíjené na buben, se šnekovou převodovkou, poháněné elektrickým třífázovým asynchronním motorem řízeným frekvenčním měničem s regulací rychlosti „skokovou“ změnou otáček ve stanicích.

5 Výpočet pohonu nákladního výtahu

5.1 Výpočet optimálního průměru bubnu

Je zapotřebí vypočítat optimální průměr bubnu, bude splňovat tyto dvě podmínky:

1. Zvyšující se rychlost nákladního výtahu nepřesáhne kritickou hodnotu, až do stanice, kde dojde ke „skokové“ změně otáček motoru. Otáčky budou nadefinovány tak, aby rychlost výtahu klesla opět na jmenovitou rychlost.
2. Maximální otáčky motoru při jízdě výtahu (kdy je průměr bubnu s navinutým řemenem nejmenší) nesmějí překročit otáčky motoru uvedené v katalogu (jmenovité) [6].

5.1.1 Vstupní hodnoty

Tab. 5 Vstupní hodnoty výtahu

D	[m]	0,23	zvolený průměr navíjecího bubnu
m_z	[kg]	1000	hmotnost zátěže (jmenovitá)
m_k	[kg]	400	hmotnost klece výtahu
g	[m/s ²]	9,81	gravitační zrychlení

5.1.2 Určení řemene pro zavěšení nákladní plošiny na pohon

Řemen zvolíme z internetového katalogu firmy GATES na „ploché řemeny LiftPower™, které jsou určeny především pro bezúdržbové aplikace nákladních a osobních výtahů, kde nahrazují řetězy a ocelová lana. U zvedacích plošin nahrazují hydraulické válce.“ [8]

Vyrábějí se ve dvou výkonových řadách: Standard a High Performance.



Obr. 11 Plochý řemen LiftPower™

Volíme řemen LiftPower™ High Performance s parametry:

Tab. 6 Parametry plochého řemene

Šířka řemene	Tloušťka řemene	Minimální pevnost	Přípustné pracovní napětí (bezpečnost 10) [N]
b [mm]	t _R [mm]	N [N]	N _p [N]
60	3	84000	8400

Minimální poloměr ohybu: 75 mm

Tolerance tloušťky: +/- 0,13 mm

Odolnost teplotám: -25°C až 100°C

Měrná hmotnost řemene: M_R = 0,5 kg/m

Životnost těchto řemenů je patřičně vysoká při dodržení minimálního poloměru ohybu. Uvádí se, že životnost těchto řemenů je vyšší než u řetězů i lan.

5.1.2.1 Pevnostní kontrola řemene

Budou použity 2 řemeny, jak je deklarováno v normě (viz 2.3.3), pro započtení účinku setrvačných hmot při rozjezdech a dojezdech zavedeme součinitel vlivu setrvačných hmot $st = 1,2$.

$$st \cdot (m_z + m_k) \cdot g \leq 2 \cdot N_p \quad (1)$$

$$16480,8 \leq 16800$$

ŘEMEN VYHOVUJE

5.1.3 Výpočet jednotlivých průměrů bubnu v závislosti na navinutém řemeni

Průměry spočítáme jednoduše z přírůstku řemene na každé otáčce, pouze u první otáčky přičítáme počáteční navinutí řemene, jak je ukázáno v Obr. 12.

Vzorce výpočtů

- a) Průměr bubnu při maximálním odvinutí řemene (výtah se nachází v dolní stanici). Řemen je navinut dle normy (viz 2.2.1) o jednu a půl otáčky.

$$D_1 = D + 2 \cdot t_R + 2 \cdot \frac{t_R}{2} \quad (2)$$

Délku navinutého řemene získáme výpočtem obvodu navinutého řemene. Zde počítáme pouze polovinu obvodu průměru z důvodu již navinuté poloviny otáčky řemene na bubnu.

$$o_1 = \pi \cdot \frac{D_1}{2} \quad (3)$$

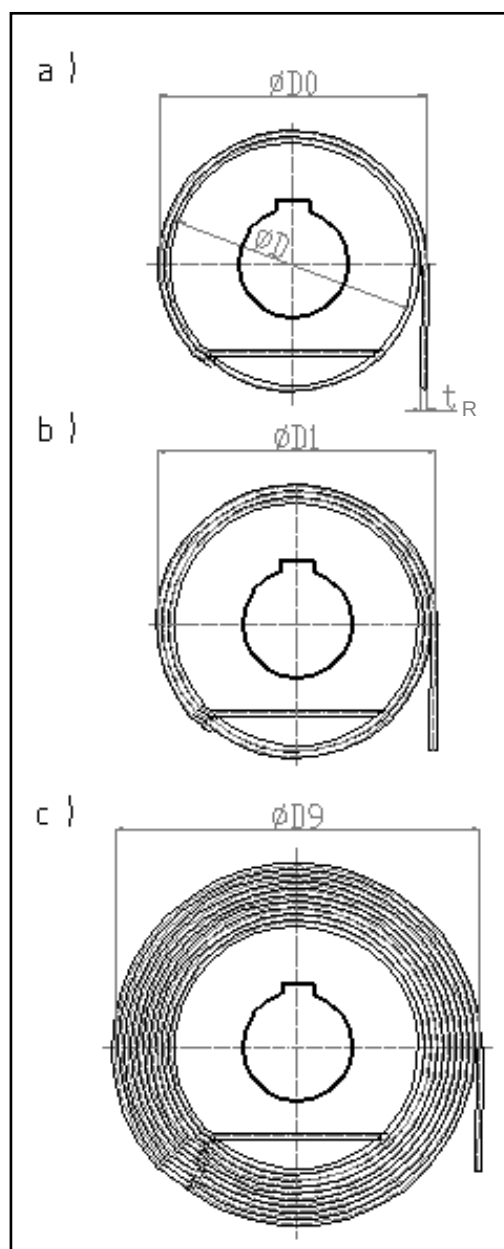
- b) Průměr bubnu s řemenem navinutým po první otáčce. Zde se již, stejně jako u všech následných otáček, průměr počítá přičtením patřičného počtu tloušťek řemene.

$$D_i = D_{i-1} + t_R \quad (4)$$

Délku navinutého řemene spočítáme pomocí obvodu průměru na každé otáčce.

$$o_i = \pi \cdot D_i \quad (5)$$

- c) Průměr bubnu s maximálním navinutím řemene (výtah se nachází v horní stanici).



Obr. 12 Průměry bubnu s navinutým řemenem

Tabulka vypočtených průměrů bubnu s navinutým řemenem, obvodů a jejich postupných součtů pro určení počtu otáček navinutí a určení, při kterých otáčkách se bude výtah nacházet ve stanicích.

Tab. 7 Výpočet průměrů bubnu s navinutým řemenem

Otáčky navinutí i [-] (index hodnot)	Průměr bubnu D [m]	Obvod o [m]	Součet jednotl. obvodů Σ [m]
-	0,230	-	-
1	0,239	0,375	0,375
2	0,245	0,770	1,145
3	0,251	0,789	1,934
4	0,257	0,807	2,741
5	0,263	0,826	3,567
6	0,269	0,845	4,412
7	0,275	0,864	5,276
8	0,281	0,883	6,159
9	0,287	0,902	7,061
10	0,293	0,920	7,981

V zadání je požadováno, aby nákladní výtah dosahoval zdvihu $H = 7,5$ m se čtyřmi stanicemi, a to v úrovních 0,00 m, +2,50 m, +5,00 m, +7,5m. Z tabulky lze vyčíst, že požadovaného zdvihu (čtvrté stanice) výtah dosáhne při konání desáté otáčky. V první stanici se výtah nachází při maximálním odvinutí řemene, druhou stanicí výtah projíždí při konání čtvrté otáčky a třetí stanicí při sedmé otáčce. Při těchto otáčkách bubnu bude docházet k regulaci otáček motoru a tím ke změně rychlosti výtahu zpět na jmenovitou rychlost.

5.1.4 Výpočet kinematických veličin výtahu

Tab. 8 Hodnoty dosazované do výpočtů

D	[m]	Di	průměr navíjecího bubnu s řemenem
v_{jm}	[m/s]	0,15	jmenovitá rychlost
H	[m]	7,5	zdvih nákladního výtahu
X_1	[m]	0	hodnota určující vzdálenost výtahu v první stanici od první stanice
X_4	[m]	2,5	hodnota určující vzdálenost výtahu ve druhé stanici od první stanice
X_7	[m]	5	hodnota určující vzdálenost výtahu ve třetí stanici od první stanice
X_{10}	[m]	7,5	hodnota určující vzdálenost výtahu ve čtvrté stanici od první stanice
z	[m]	1	minimální vzdálenost mezi uchycením řemenů na závěsu (výtah se nachází v horní stanici) a bubnem
a	[m/s ²]	0,2	zrychlení výtahu

5.1.4.1 Výpočet kinematických veličin výtahu ve stanicích

Z vypočtených hodnot kinematických veličin ve stanici ověříme, že zvolený průměr bubnu splňuje podmínky uvedené v 5.1.

Tab. 9 Počítané veličiny na bubnu

R	[m]	poloměr navíjecího bubnu s řemenem
x_r	[m]	vzdálenost mezi uchycením řemenů na závěsu a bubnem
α	[rad]	úhel mezi svislou osou (trajektorie plošiny) a kolmicí spuštěnou z obvodové rychlosti
β	[rad]	úhel mezi vektory rychlosti plošiny a obvodové rychlosti
v_{max}	[m/s]	maximální dovolená provozní rychlost dle ČSN (viz 2.3.4)
v_o	[m/s]	obvodová rychlost řemene na bubnu
v	[m/s]	rychlost pohybu výtahu
ω	[rad/s]	úhlová rychlost bubnu
n	[1/min]	otáčky bubnu

- Pzn.: Označení veličin s indexy 1 a 2, např. v_{oi1} a v_{oi2} , značí hodnoty před a po regulaci.

5.1.4.1.1 Postup výpočtu [10]

1) Maximální provozní rychlost plošiny $v_{\max}$

Rychlost deklarovaná normou ČSN, kterou nesmí výtah překročit (viz 2.2.2 Rychlost výtahu).

$$v_{\max} = v_{jm} + \lfloor v_{jm} \cdot 0.1 \rfloor \quad (6)$$

2) Poloměr bubnu R

$$R_i = \frac{D_i}{2} \quad (7)$$

3) Vzdálenost x_r

V této fázi výpočtu dosazujeme za x_i staniční hodnoty vzdálenosti X_i .

$$x_{ri} = H - x_{c(i-1)} + z \quad (8)$$

4) Úhel α

$$\alpha_i = \arccos\left(\frac{R_i}{x_{ri}}\right) \quad (9)$$

5) Úhel β

$$\beta_i = \left(\frac{\pi}{2}\right) - \alpha_i \quad (10)$$

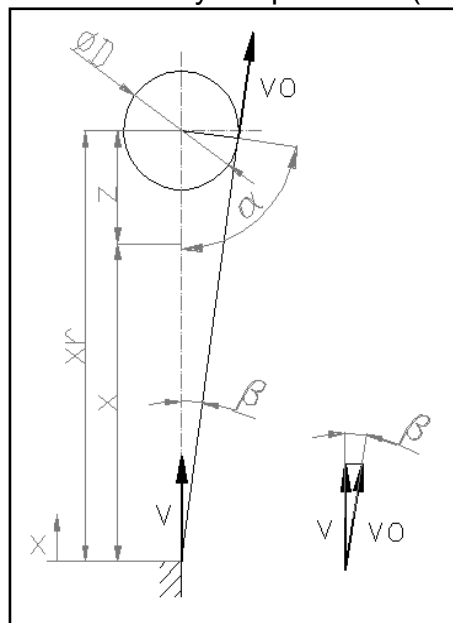
6) Obvodová rychlost v první stanici v_{o1}

Maximálních otáček bude buben dosahovat v první stanici, od nich se následně odvíjejí další výpočty. Proto nejprve počítáme hodnoty v první stanici.

$$v_{o1} = \frac{v_{jm}}{\cos \beta_1} \quad (11)$$

7) Úhlová rychlost bubnu ω

$$\omega_i = \frac{v_{oi}}{R_i} \quad (12)$$



Obr. 13 Kinematické schéma

8) Obvodová rychlost v_{oi1}

$$v_{oi1} = \omega_{i-1} \cdot R_i \quad (13)$$

9) Rychlost pohybu výtahu v

$$v_i = v_{oi} \cdot \cos(\beta_i) \quad (14)$$

10) Otáčky bubnu n

$$n_i = \left(\frac{\omega_i}{2 \cdot \pi} \right) \cdot 60 \quad (15)$$

Ke změně otáček bubnu (regulaci rychlosti výtahu na požadovanou hodnotu) dojde tak, že se prostřednictvím frekvenčního měniče změní frekvence elektrické energie dodávané do motoru, a tím se sníží (při jízdě nahoru) či zvýší (při jízdě dolů) otáčky motoru na požadovanou hodnotu. Tyto jednotlivé hodnoty změn otáček budeme počítat při jízdě výtahu nahoru z první do poslední stanice.

11) Obvodová rychlost po změně otáček v_{oi2}

$$v_{oi2} = \frac{v_{jm}}{\cos(\beta_{i-1})} \quad (16)$$

12) Zregulovaná úhlová rychlost ω a otáčky n

Hodnoty pro regulaci rychlosti výtahu vypočteme ze vztahů (13) a (15).

5.1.4.1.2 Vypočtené kinematické veličiny výtahu ve stanicích

Tab. 10 Vypočtené hodnoty kinematických veličin výtahu ve stanicích

Stanice		I	II	III	IV
$i [-]$ (index hodnot)		1	4	7	10
R	[m]	0,12	0,129	0,138	0,146
x_r	[m]	8,5	6	3,5	1
α	[rad]	1,557	1,549	1,532	1,424
β	[rad]	0,014	0,021	0,039	0,147
v_{oi1}	[m/s]	0	0,161	0,161	0,16
v_{oi2}	[m/s]	0,15	0,15	0,15	0
v_{i1}	[m/s]	0	0,161	0,16	0,158
v_{i2}	[m/s]	0,15	0,15	0,15	0
ω_{i1}	[rad/s]	0	1,255	1,168	1,035
ω_{i2}	[rad/s]	1,255	1,168	1,092	0
n_{i1}	[1/min]	0	11,988	11,15	10,425
n_{i2}	[1/min]	11,988	11,15	10,425	0
v_{max}	[m/s]	0,165			

Z vypočtených hodnot lze vyčíst, že maximální rychlost výtahu je $v_{41} = 0,161 \text{ m/s}$, čímž navíjecí buben splňuje podmínku omezující překročení maximální dovolené provozní rychlosti výtahu. O podmínce otáček na motoru v tento okamžik nemůžeme říct, jestli je splněna či nikoliv, jelikož stále nevíme, jaký bude použitý převodový poměr.

5.1.4.2 Průběh jízdy výtahu

Výpočet jednotlivých rychlostí výtahu je proveden analogicky jako v 5.1.4.1, poté z vypočtených výsledků vykreslíme graf průběhu rychlosti v závislosti na čase pro lepší představu průběhu rychlosti výtahu.

Také spočítáme jednotlivé dráhy, které výtah ujede za jednotlivé vykonané otáčky bubnu a připojíme do grafu další křivku, a to průběh dráhy v čase při jízdě výtahu nahoru z první do poslední stanice.

5.1.4.2.1 Výpočet jednotlivých drah a časů při otáčkách navíjení řemene na buben

Zde budeme vycházet z hodnot, které jsme spočítali podle rovnic (3) a (5), které jsou uvedeny v tabulce (Tab. 10).

1) Dráha a čas jízdy výtahu při navíjení první otáčky bubnu

Dráha je ovlivněna polovičním obvodem navinutí (viz 5.1.3 a)) a také změnou rychlosti plošiny při rozjezdu z nulové rychlosti.

- Dráha výtahu po navinutí řemene na buben při každé otáčce.

$$x_i = o_i \cdot \cos(\beta_i) \quad (17)$$

- Čas, po který bude výtah zrychlovat (zpomalovat) z nuly na jmenovitou rychlost (ze jmenovité rychlosti na nulu).

$$t_{ai} = \frac{v_{jm}}{a} \quad (18)$$

- Dráha výtahu při zrychlování (zpomalování).

$$x_a = 0.5 \cdot a \cdot (t_{ai})^2 \quad (19)$$

- Čas pohybu výtahu při první otáčce navíjení řemene na buben.

$$t_1 = t_{11} + \frac{(x_1 - x_{11})}{v_{jm}} \quad (20)$$

2) Rychlosti pohybu výtahu

Jednotlivé rychlosti v_i se spočítají analogicky jako v rovnici (14).

3) Časy jízdy výtahu při ostatních otáčkách bubnu

- Časy pohybu výtahu při jednotlivých otáčkách navíjení řemene

$$t_i = \frac{x_i}{v_i} \quad (21)$$

- Celková uražená dráha výtahu po každém navinutí lana o jednu otáčku

$$x_{ci} = \sum x_i \quad (22)$$

4) Dráhy a časy jízdy výtahu při změnách (regulacích) rychlosti

Tyto hodnoty se týkají čtvrté a sedmé otáčky navíjení řemene na buben, kdy dochází k regulaci rychlosti výtahu.

- Dráha výtahu před změnou rychlosti

$$x_{i1} = X_i - x_{ci-1} \quad (23)$$

- Dráha výtahu po změně rychlosti

$$x_{i2} = x_{ci} - X_i \quad (24)$$

- Časy jízdy výtahu před nebo po změně rychlosti

$$t_{i1(2)} = \frac{x_{i1(2)}}{v_i} \quad (25)$$

- Celkový čas jízdy od začátku pohybu klece

$$t_{ci} = t_{c(i-1)} + t_{i1} + t_{i2} \quad (26)$$

5) Dráha a čas jízdy výtahu při poslední otáčce bubnu

Dráha a čas jízdy při poslední otáčce jsou odlišné z důvodu nedokončení celé otáčky navíjení, v takovém případě by výtah již přešel poslední (čtvrtou) stanici.

- Dráha, kterou musí výtah urazit při navíjení poslední otáčky bubnu pro dosažení čtvrté stanice.

$$x_{10} = H - x_{c9} \quad (27)$$

- Dráha a čas jízdy výtahu před počítím zpomalování rychlosti na nulu.

$$x_{101} = x_{10} - x_{a2} \quad (28)$$

Čas t_{101} se spočítá analogicky podle rovnice (20).

- Čas pohybu výtahu při navíjení poslední otáčky (dojezdu do čtvrté stanice).

$$t_{10} = t_{101} + t_{a2} \quad (29)$$

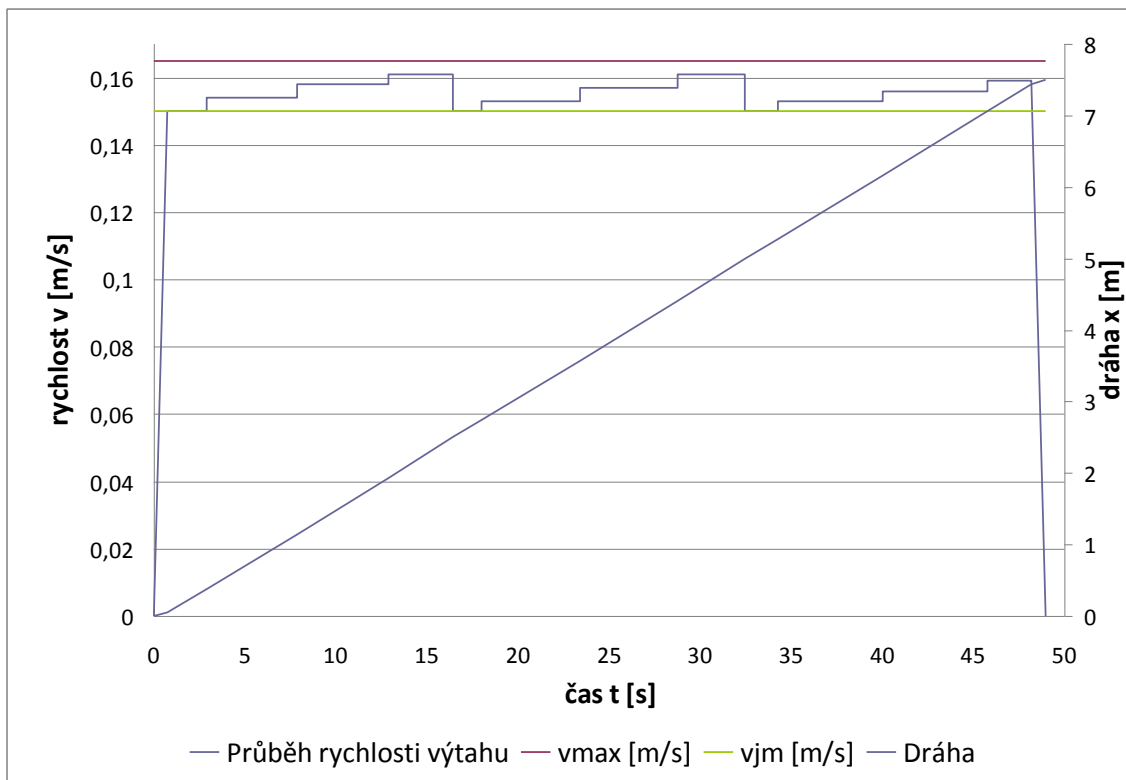
5.1.4.2.2 Vypočtené hodnoty rychlostí, drah a časů při jízdě výtahu

Tab. 11 Vypočtené hodnoty rychlostí, drah a časů jízdy výtahu

i [-] (index hodnot)	Rychlost	Čas	Celkový čas	Dráha	Celková dráha	Stanice
	v [m/s]	t [s]	t _c [s]	x [m]	x _c [m]	
0	0	0	0	0	0	I
a1	0,15	0,75	0,75	0,056	0,056	
1	0,15	2,12	2,87	0,319	0,375	
2	0,154	5,00	7,87	0,77	1,145	
3	0,158	5,00	12,87	0,788	1,933	
41	0,161	3,51	16,38	0,567	2,5	II
42	0,15	1,60	17,99	0,241	2,741	
5	0,153	5,38	23,37	0,826	3,567	
6	0,157	5,38	28,75	0,845	4,412	
71	0,161	3,67	32,42	0,589	5	III
72	0,15	1,83	34,25	0,275	5,276	
8	0,153	5,76	40,00	0,882	6,158	
9	0,156	5,76	45,76	0,9	7,058	
101	0,159	2,39	48,15	0,38	7,438	
a2	0	0,80	48,94	0,063	7,5	IV

Zobrazené hodnoty rychlostí jsou rychlosti výtahu po změně průměru bubnu s navinutím řemene a tím „skokové“ změně rychlosti pohybu výtahu, ve sloupci Stanice je zobrazeno, ve kterých stanicích se výtah nachází před následnou změnou (regulací) rychlosti. Příklad detailního výpočtu hodnot při jízdě výtahu podle 5.1 jsou uvedeny v příloze (Příloha 2).

5.1.4.2.3 Teoretický průběh rychlosti a dráhy výtahu v čase

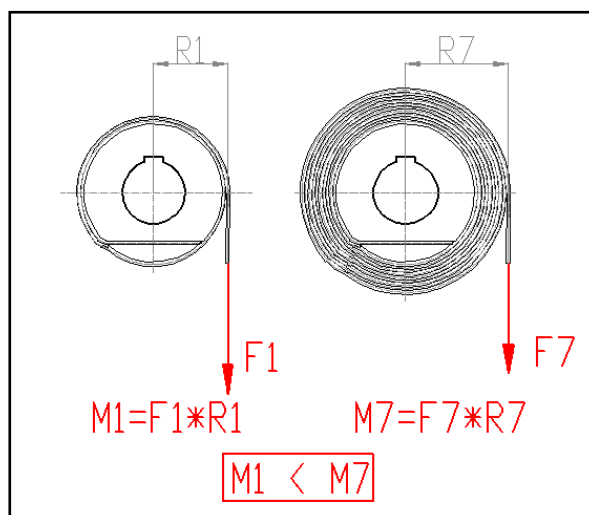


Obr. 14 Průběh rychlosti a dráhy výtahu

Z průběhu dráhy uražené výtahem můžeme vidět, že měnící se rychlost výtahu s regulací ve stanicích nemá veliký vliv na průběh jízdy výtahu. Na základě tohoto zjištění můžeme říct, že zvyšování rychlosti s její regulací ve stanicích nebude mít výrazný vliv na jízdní vlastnosti výtahu.

5.2 Výpočet elektrického motoru a určení převodového ústrojí pohonu

Pro výpočet elektrického motoru budeme uvažovat stav, při kterém je motor nejvíce zatížen a to jak při jízdě nahoru, tak při jízdě dolů kdy je motor v generátorovém režimu. Nejhorší stav nastává při rozjezdu plně naložené klece ze třetí do čtvrté stanice, kdy motor musí překonat nejenom tíhu plně naloženého výtahu, ale také setrvačné síly vzniklé změnou rychlosti. K takovému zatížení dochází ve všech stanicích stejně, avšak ve třetí stanici (7. otáčka navíjení) je na bubnu navinuto nejvíce řemene, proto je třeba při stejně velké síle vyvinout větší moment.



Obr. 15 Porovnání momentů

Ve skutečnosti bude síla F_7 (třetí stanice) menší než síla F_1 (stanice první), jak je znázorněno v Obr 15, z důvodu větší délky (hmotnosti) odvinutého řemene. Síla F_1 však působí na výrazně menším poloměru než síla F_7 . Z toho vyplývá, že největší potřebný moment bude ve třetí stanici (M_7).

Tab. 12 Hodnoty dosazované do výpočtů

t_B	[m]	0,07	tloušťka bubnu
ρ	[kg*m ⁻³]	7850	hustota železa
t_D	[m]	0,005	tloušťka disku

5.2.1 Výpočet zdvihací síly a momentu při plném zatížení a konstantní rychlosti

Maximální zdvihací sílu, která působí v řemeni na bubnu, vypočteme součtem tíhy zatížení (uvažujeme maximální zatížení výtahu), hmotnosti klece a odvinutého řemene, na kterém výtah visí. Zdvihací sílu pro výpočet budeme uvažovat při rozjezdu výtahu ze třetí do čtvrté stanice (viz 5.2).

U výpočtů, které se provádějí v celém výpočtu pouze jednou, se budou vypočtené hodnoty zapisovat hned za příslušný vzorec.

5.2.1.1 Postup výpočtů potřebných hmotností řemene

1) Průměr bubnu s jednou navinutou otáčkou řemene

$$D_0 = D + t_R = 0.233 \text{ m} \quad (30)$$

2) Celková délka řemene

$$L = \pi \cdot D_0 + \pi \cdot \frac{D_1}{2} + \frac{D_1}{2} \cdot \tan(\alpha_1) = 9.607 \text{ m} \quad (31)$$

3) Celková hmotnost řemene

$$m_R = L \cdot M_R = 4.8 \text{ kg} \quad (32)$$

4) Délka odvinutého řemene

$$L_{vi} = (z + H - x_i) \cdot \sin(\alpha_i) \quad (33)$$

5) Hmotnost odvinutého řemene

$$m_{Rvi} = L_{vi} \cdot M_R \quad (34)$$

6) Hmotnost řemene navinutého na buben

$$m_{Rbi} = m_R - m_{Rvi} \quad (35)$$

7) Vypočtené hodnoty ve třetí stanici

Tab. 13 Hodnoty ve třetí stanici

L_{v7}	m_{RV7}	m_{Rb7}
[m]	[kg]	[kg]
3.497	1.75	3.05

5.2.1.2 Výpočet zdvihací síly a momentu ve třetí stanici

$$F_z = (m_z + m_k + m_{RV7}) \cdot g = 13751.15 \text{ N} \quad (36)$$

$$M_z = F_z \cdot R_7 = 1890.78 \text{ Nm} \quad (37)$$

5.2.2 Určení potřebného převodového poměru šnekové převodovky

1) Teoretický převodový poměr

Pro určení teoretického převodového poměru budeme uvažovat teoretické otáčky motoru blížíící se běžným otáčkám asynchronního motoru se čtyřmi pólovými dvojicemi.

$$n_{Mt} = 1450 \text{ 1/min}$$

$$i_t = \frac{n_{Mt}}{n_{1I}} = 120.96 \quad (38)$$

2) Zvolený reálný možný převodový poměr na převodovce

Reálný převodový poměr volíme z tabulky (Příloha 4) katalogu šnekových převodovek firmy Bonfiglioli [7].

$$i = 120$$

Z grafu (Obr. 10) předběžně určíme teoretickou účinnost převodovky.

$$\eta_t = 0.6$$

5.2.3 Předběžné určení asynchronního motoru pohonu z potřebného výkonu

Potřebný výkon motoru při plném zatížení a konstantní rychlosti

$$P = \frac{F_z \cdot v_{jm}}{\eta_t \cdot 10^3} = 3.438 \text{ kW} \quad (39)$$

Volím motor **1AL7 113-4AA** s následujícími parametry:

Tab. 14 Parametry zvoleného motoru

P_{jm}	[kW]	4	jmenovitý výkon
M_{jm}	[Nm]	26,5	jmenovitý moment
n_M	[1/min]	1440	jmenovité otáčky
η_M	[-]	0,85	účinnost
J_M	[kg.m ²]	0,011	moment setrvačnosti motoru

5.2.4 Výpočet momentu setrvačnosti poháněných hmot

1) Moment setrvačnosti bubnu s navinutým řemenem ve třetí stanici

- Hmotnost bubnu s navinutým řemenem

$$m_B = m_{Rb7} + V_B \cdot \rho = m_{Rb7} + S_B \cdot t_B \cdot \rho = m_{Rb7} + t_B \cdot \rho \cdot \frac{(D_0)^2}{4} = 27.7 \text{ kg} \quad (40)$$

- Moment setrvačnosti bubnu s navinutým řemenem

$$J_{B1} = \frac{1}{2} \cdot m_B \cdot (R_7)^2 = 0.262 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (41)$$

2) Moment setrvačnosti vodících disků bubnu

- Hmotnost jednoho disku

$$m_D = \rho \cdot t_D \cdot \pi \cdot \left[\frac{(D_D)^2}{4} - \frac{(D_0)^2}{4} \right] = 1.014 \text{ kg} \quad (42)$$

- Moment setrvačnosti jednoho disku

$$J_D = \frac{1}{2} \cdot m_D \cdot \frac{(D_D)^2}{4} = 0.011 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (43)$$

3) Celkový moment setrvačnosti bubnu, disků a navinutého řemene ve třetí stanici

$$J_B = J_{B1} + 2 \cdot J_D = 0.285 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (44)$$

4) Moment setrvačnosti zatížení pohonu výtahu

- Celková hmotnost plně naloženého výtahu s odvinutým řemenem ve třetí stanici

$$m_Q = m_Z + m_k + m_{Rv7} = 1401.75 \text{ kg} \quad (45)$$

- Moment setrvačnosti zatížení pohonu výtahu

$$J_Q = m_Q \cdot (R_7)^2 = 26.525 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (46)$$

5) Celkový moment setrvačnosti poháněných hmot

$$J_{BQ} = 2 \cdot J_B + J_Q = 27.1 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (47)$$

5.2.5 Volba šnekové převodovky

Jak je uvedeno v 4.3.2, budeme volit převodovku z katalogu italské firmy Bonfiglioli. V katalogu je uveden postup výpočtu pro určení převodovky, kterého se budeme držet pro správnou volbu šnekové převodovky.

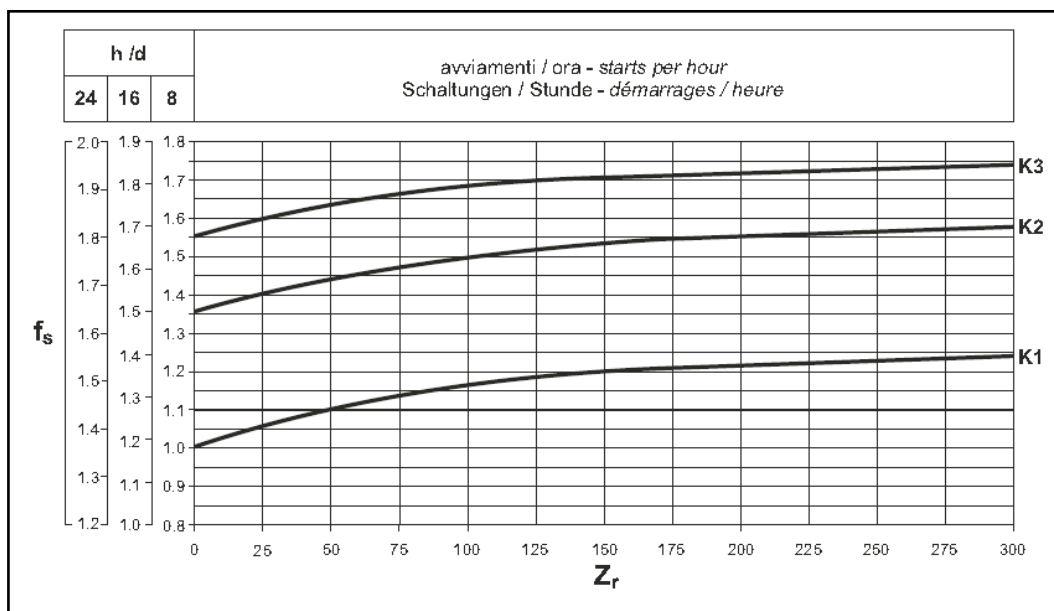
a) Provozní faktor f_s

- Volíme počet rozběhů za hodinu:

$$Z_r = 25 \text{ 1/hod}$$

- Z diagramu (Obr. 16) určíme patřičný provozní faktor f_s (uvažujeme provoz výtahu 16 hodin denně a křivku služebního charakteru K3 (těžký skok zatížení)).

$$f_s = 1.72$$



Obr. 16 Provozní faktor f_s [7]

b) Volba převodovky a její kontrola

Z tabulky (Příloha 4) volím převodovku **VFR 210_120 P112**

M_2	[Nm]	2260	výsledný moment
M_{n2}	[Nm]	5000	maximální nepřetržitý moment
η_d	[-]	0,7	dynamická účinnost
J_G	[kg.m ²]	0,0039	Moment setrvačnosti motoru

- Bezpečnostní faktor **S**

$$S = \frac{M_2}{M_{n2}} = 2.212 \quad (48)$$

- Převodovka musí splňovat bezpečnostní podmínku

$$\mathbf{S \geq fs}$$

$$2.212 \geq 1.72$$

PŘEVODOVKA VFR 210_120 P112 VYHOVUJE

5.2.6 Skutečný výkon, moment a otáčky motoru

- Skutečný potřebný výkon na motoru

$$P_m = \frac{(F_z \cdot v)}{\eta_d \cdot 10^3} = 2.952 \text{ kW} \quad (49)$$

- Skutečný moment potřebný od motoru

$$M_{Mz} = \frac{M_z}{i \cdot \eta_d} = 22.5 \text{ Nm} \quad (50)$$

- Maximální potřebné otáčky motoru

$$n_{Mmax} = i \cdot n_{12} = 1438.5 \text{ 1/min} \quad (51)$$

Maximální otáčky bude motor vykonávat při jízdě výtahu po opuštění první stanice a dosažení jmenovité rychlosti (Tab. 10), při jízdě dolů před začátkem dojíždění do stanice.

Podmínka 2. na průměr bubnu z 5.1 je tímto splněna a maximální otáčky motoru nepřekročí jeho jmenovité otáčky z katalogu [6].

$$n_{Mmax} \leq n_M$$

$$1438.5 \leq 1440$$

Podmínka maximálních potřebných otáček motoru (viz 5.1) je splněna.

5.2.7 Úhlové zrychlení na hřídeli motoru a momenty vzniklé setrvačností motoru, převodovky a zátěže

1) Úhlové zrychlení na hřídeli motoru

$$\varepsilon = i \cdot a \cdot \frac{2}{D_1} = 200.84 \text{ rad/s} \quad (52)$$

Úhlové zrychlení je stejné při rozjezdu i dojezdu, jelikož zrychlení i zpomalení výtahu jsou stejná.

2) Moment od setrvačnosti motoru

$$M_{JM} = J_M \cdot \varepsilon = 2.21 \text{ Nm} \quad (53)$$

3) Moment od setrvačnosti převodovky

$$M_{JG} = J_G \cdot \varepsilon = 0.78 \text{ Nm} \quad (54)$$

4) Moment od setrvačnosti zatěžujících hmot a obou bubnů

$$M_{Jz} = J_{BQ} \cdot \frac{\varepsilon}{i} = 45.36 \text{ Nm} \quad (55)$$

5.2.8 Výsledné momenty na motoru po započtení účinnosti motoru

Výsledné momenty stále uvažujeme při pohybu výtahu z nebo do třetí stanice.

5.2.8.1 Momenty na motoru při jízdě výtahu nahoru

a) Rozjezd výtahu

$$M_{Mzr} = \frac{\left(M_{Mz} + M_{JG} \cdot \eta_d + M_{JM} + M_{Jz} \cdot \frac{1}{i \cdot \eta_d} \right)}{\eta_M} = 30.36 \text{ Nm} \quad (56)$$

b) Dojezd výtahu

$$M_{Mzd} = \frac{\left(M_{Mz} - M_{JM} - M_{JG} \cdot \eta_d - M_{Jz} \cdot \frac{1}{i \cdot \eta_d} \right)}{\eta_M} = 22.6 \text{ Nm} \quad (57)$$

5.2.8.2 Momenty na motoru při jízdě výtahu dolů

a) Rozjezd výtahu

$$M_{Mkr} = \frac{\left(M_{Mz} - M_{JM} - M_{JG} \cdot \eta_d - M_{Jz} \cdot \frac{\eta_d}{i} \right)}{\eta_M} = 22.93 \text{ Nm} \quad (58)$$

b) Dojezd výtahu

$$M_{Mkd} = \frac{\left(M_{Mz} + M_{JG} \cdot \eta_d + M_{JM} + M_{Jz} \cdot \frac{\eta_d}{i} \right)}{\eta_M} = 30.04 \text{ Nm} \quad (59)$$

Nejvíce je motor zatížený momenty M_{Mzr} a M_{Mkd} při rozjezdu ze třetí stanice směrem nahoru a při dojezdu do třetí stanice ze stanice čtvrté. Tyto momenty jsou větší než je jmenovitý moment motoru, avšak motor můžeme krátkodobě přetěžovat, například při rozjezdech a dojezdech výtahu. Tímto zjištěním jsme ověřili průměr bubnu na podmínku 1. z 5.1. Posouzení tepelného zatížení motoru není nutné provádět, jelikož čas provozu bude výrazně menší než jeho klidový stav mimo provoz.

MOTOR 1AL7 113-4AA VYHOVUJE

5.3 Výpočet vstupních hodnot pro řízení motoru frekvenčním měničem

Pro řízení třífázových asynchronních elektrických motorů se používají jako řídicí prvky frekvenční měniče. K řízení motoru dochází změnou dodávané frekvence elektrické energie, a to právě frekvenčním měničem. V katalogu motorů jsou uvedeny jmenovité hodnoty, kterých motory dosahují při napájení ze sítě, tzn. frekvencí o 50 Hz. Potřebného snižování otáček ve stanicích dosáhneme snížením dodávané frekvence na určitou hodnotu.

5.3.1 Určení řídicích hodnot frekvenčního měniče

Otáčky asynchronního motoru v závislosti na dodávané frekvenci elektrického napětí spočítáme dle:

$$n_s = \frac{f}{p} \cdot (1 - s) \quad (60)$$

kde hodnota p určuje počet pólů motoru (je konstantní) a s je velikost skluzu motoru. Hodnota skluzu se mění, její velikost závisí na více proměnných, je tedy obtížné ji přesně určit. V katalogu můžeme vyčíst skluz při jmenovitých otáčkách motoru, tato hodnota se bude měnit, a tak provedeme teoretický procentuální výpočet frekvencí, potřebných k dosažení požadovaných otáček. Tyto hodnoty by byly následně předány technickým specialistům na řízení frekvenčních měničů.

5.3.2 Výpočet hodnot řídicích otáčky motoru

Otáčky motoru po regulaci rychlosti v závislosti na poloze výtahu spočítáme podle rovnice (51). Vypočtené hodnoty uvedeme také v procentech se sto procentní hodnotou uvažovanou jako jmenovité otáčky.

Tab. 15 Jednotlivé otáčky motoru

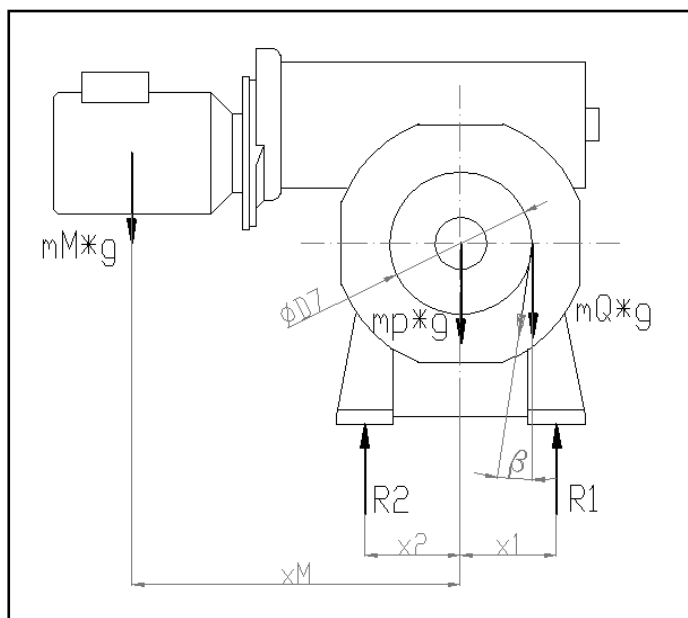
	n_M	n_{2I}	n_{2II}	n_{2III}
1/min	1440	1438,5	1337,9	1250,8
%	100	99,9	92,9	86,9

6 Pevnostní kontrola vybraných součástí výtahu

6.1 Kontrola statického zatížení nosníků rámu pohonu

Nosnými prvky rámu pohonu jsou dva nosníky, na nichž je posazen celý pohon v podobě motoru, převodovky, řemenů i klece se zátěží. Jedná se o tyče průřezu U válcované za tepla (10 370, $R_{emin} = 205$ MPa) připevněné na podélném nosníku umístěném na nosných bokách šachty. Zatížení uvažujeme stejně, jako v předchozích výpočtech, pro případ, kdy se výtah rozjíždí ze třetí do čtvrté stanice.

Bude provedena pevnostní kontrola nosníků rámu, na nichž je pohon umístěn, při maximálním statickém zatížení výtahu,



Obr. 17 Statické zatížení pohonu

Jelikož je síla od klece se zatížením odkloněna od svislé osy pouze o minimální úhel $\beta \approx 0$ ($\cos\beta \approx 1$), můžeme toto odklonění zanedbat a uvažovat ji jako sílu působící ve svislém směru.

Tab. 16 Velikosti ramen působících sil

xM	[m]	0,653	rameno mezi těžištěm motoru a osovým středem bubnu
x1	[m]	0,2	rameno působící síly F1 k osovému středu bubnu
x2	[m]	0,2	rameno působící síly F2 k osovému středu bubnu

6.1.1 Určení reakčních sil působících na nosník

1) Základní rovnice rovnováhy pohonu dle Obr.17

Rovnice rovnováhy sil ve svislém směru

$$R1 + R2 - m_z \cdot g - m_p \cdot g - m_M \cdot g = 0 \quad (61)$$

Rovnice rovnováhy momentů kolem osového středu bubnu

$$-m_z \cdot g \cdot \frac{D_7}{2} + R1 \cdot x1 + m_M \cdot g \cdot xM - R2 \cdot x2 = 0 \quad (62)$$

2) Výpočet reakčních sil

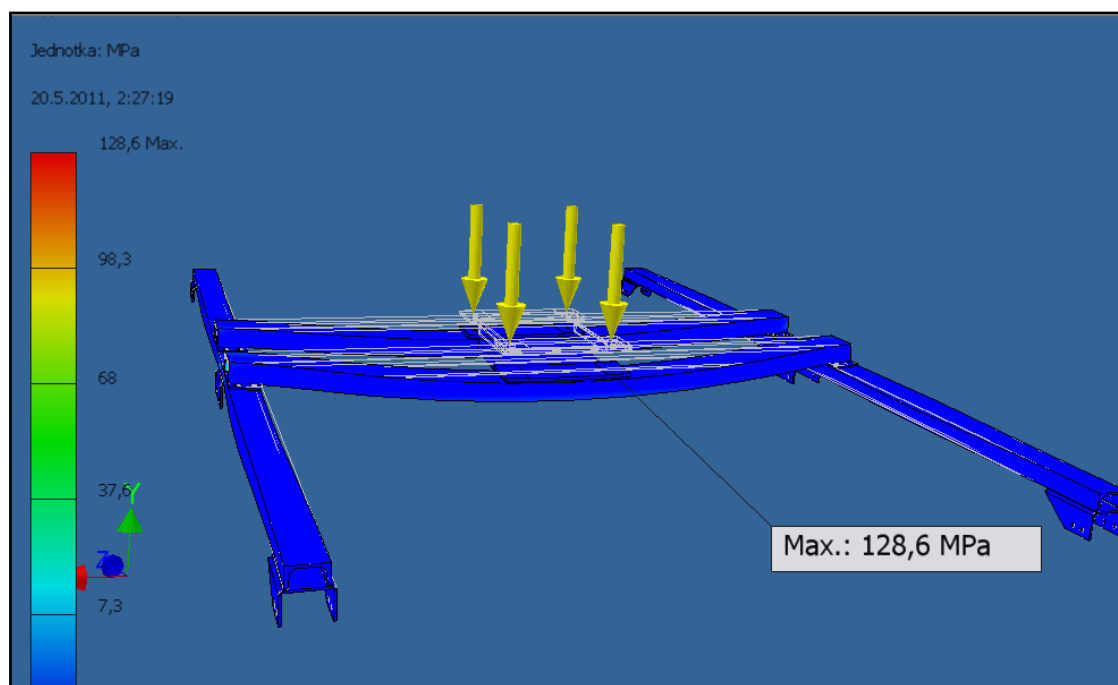
$$R2 = \frac{1}{x1 + x2} \cdot \left[m_z \cdot g \cdot \left(x1 - \frac{D_7}{2} \right) + m_p \cdot g \cdot x1 + m_M \cdot g \cdot (x1 + xM) \right] \quad (63)$$

$$R2 = 3701.877 \text{ N}$$

$$R1 = m_z \cdot g + m_p \cdot g + m_M \cdot g - R2 = 12151.083 \text{ N} \quad (64)$$

6.1.2 Pevnostní kontrola nosníků

Pevnostní kontrola nosníků byla provedena v prostředí konečných prvků v softwaru Autodesk Inventor 2010. Nosníky byly zatíženy vypočtenými reakčními silami R1 a R2 v místech uložení pohonu na rámu.



Obr. 18 První hlavní napětí v nosníku 1

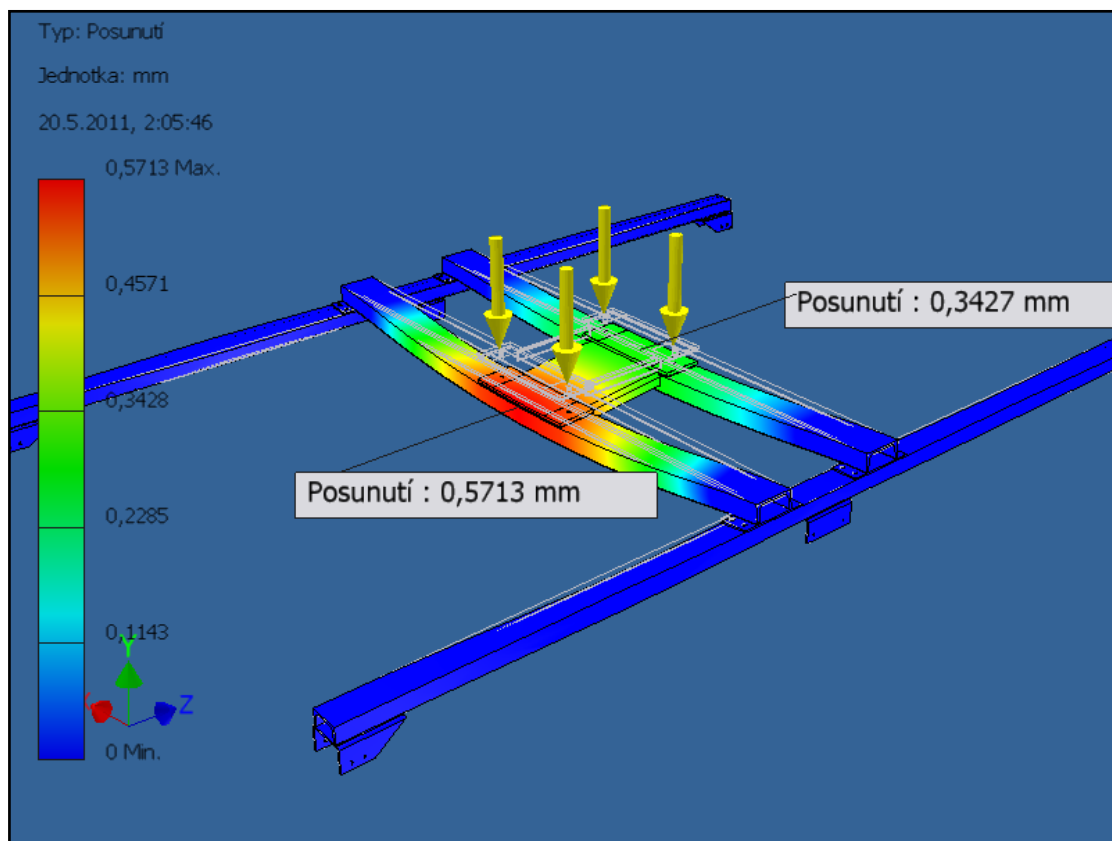
Maximální napětí při statickém zatížení pohonu vznikne v nosníku 1 pod reakční silou R1 a to první hlavní napětí o velikosti $\sigma_1 = 128,6 \text{ MPa}$. Touto

pevnostní analýzou jsme zkontrolovali, že hlavní napětí působící v nosníku nepřekročí minimální mezní napětí v kluzu materiálu $R_{emin} = 205 \text{ MPa}$.

$$\sigma_1 \leq R_{emir}$$

$$128,6 \leq 205$$

Nosníky VYHOVUJÍ



Obr. 19 Průhyb nosníků rámu

Na Obr. 19 jsou uvedeny průhyby obou nosníků $w_1 = 0,5713 \text{ mm}$ a $w_2 = 0,3427 \text{ mm}$. Tyto hodnoty budou použity pro určení tuhostí nosníků k.

6.2 Analýza vibrací výtahového pohonu

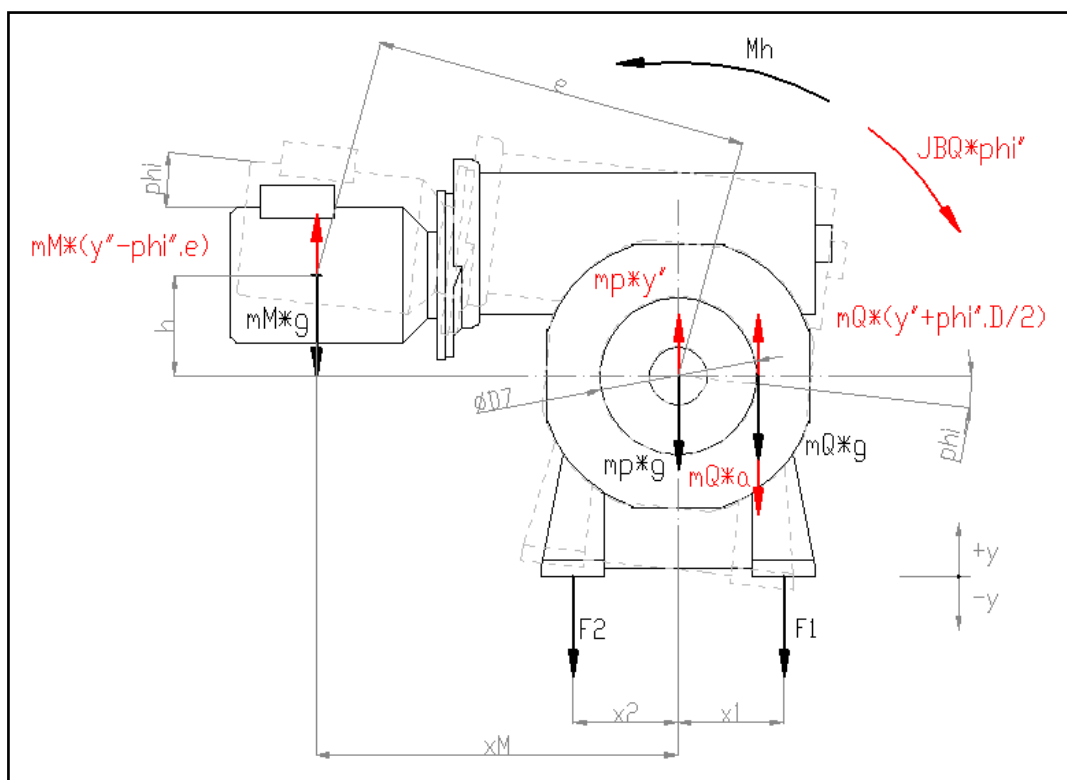
Dynamická analýza bude zpracována s přihlédnutím k riziku rezonance mezi vibracemi buzenými pohonem při rozjezdu výtahu a vlastními frekvencemi výtahové šachty. Pro budící frekvenci pohonu budeme uvažovat, stejně jako u všech předešlých výpočtů, moment při rozjezdu výtahu ze třetí do čtvrté stanice.

Tab. 17 Vzdálenost těžiště motoru h

h	[m]	0,18	Výšková vzdálenost mezi těžištěm motoru a osovým středem bubnu
---	-----	------	--

6.2.1 Rovnice detailní analýzy vibrací

Rovnice potřebné pro tvorbu matematického modelu sestavíme z pohybových rovnic pohonu. Tyto rovnice budeme uvažovat pouze pro síly ve svislém směru a pro momenty vztažené k osovému středu bubnu. Síly vzniklé ve vodorovném směru můžeme zanedbat s přihlédnutím na jejich výrazně menší velikost, než jsou síly působící ve směru svislém. Úhel ϕ bude dostatečně malý, takže můžeme zjednodušit výpočet jeho složky posunutí ($\tan \phi \cdot x = \phi \cdot x$)



Obr. 20 Uvolnění soustavy pohonu

- 1) Hnací moment na bubnu při rozjezdu výtahu

$$M_h = m_Q \cdot \frac{D_7}{2} \cdot (a + g) = 1929.334 \text{ Nm} \quad (65)$$

- 2) Síly působící v nosnících rámu

$$F_1 = k_1(y + \phi \cdot x_1) + b_1 \left| \dot{y} + \dot{\phi} \cdot x_1 \right| \quad (66)$$

$$F_2 = k_2(y + \phi \cdot x_2) + b_2 \left| \dot{y} - \dot{\phi} \cdot x_2 \right| \quad (67)$$

kde:

- Tuhost nosníků k

$$k_1 = \frac{R_1}{\left(\frac{w_1}{1000}\right)} = 21.27 \cdot 10^6 \text{ N/m} \quad (68)$$

$$k_2 = \frac{R_2}{\left(\frac{w_2}{1000}\right)} = 10.8 \cdot 10^6 \text{ N/m} \quad (69)$$

- Tlumení nosníků

Poměrný útlum nosníků budeme uvažovat $\zeta = 0,9$, jelikož pohon je soustava silně tlumená s malými kmity.

a) Kritické tlumení b_{kr}

$$b_{kr1} = 2 \cdot \sqrt{k_1 \cdot (m_Q + m_M + m_p)} = 3.7 \cdot 10^4 \text{ kg/s} \quad (70)$$

$$b_{kr2} = 2 \cdot \sqrt{k_2 \cdot (m_Q + m_M + m_p)} = 2.6 \cdot 10^4 \text{ kg/s} \quad (71)$$

b) Tlumení b

$$b_1 = \zeta \cdot b_{kr1} = 3.3 \cdot 10^4 \text{ kg/s} \quad (72)$$

$$b_2 = \zeta \cdot b_{kr2} = 2.4 \cdot 10^4 \text{ kg/s} \quad (73)$$

3) Pohybové rovnice soustavy

- Rameno e

$$e = \sqrt{h^2 + xM^2} = 0.677 \text{ m} \quad (74)$$

- Rovnice sil ve svislém směru (y)

$$m_p \cdot y'' + m_M \cdot (y'' + \phi'' \cdot e) + m_Q \cdot \left(y'' + \phi'' \cdot \frac{D7}{2} \right) - m_p \cdot g -$$

$$- m_M \cdot g - m_Q \cdot (a + g) - F1 - F2 = 0 \quad (75)$$

- Rovnice momentů okolo osového středu bubnu

$$J_{BQ} \cdot \ddot{\phi} + m_M \cdot \left(\ddot{y} - \ddot{\phi} \cdot e \right) \cdot x_M - m_Q \cdot \left(\ddot{y} + \ddot{\phi} \cdot \frac{D7}{2} \right) \cdot \frac{D7}{2} + \quad (76)$$

$$+ F1 \cdot x1 - M_h - F2 \cdot x2 - m_M \cdot g \cdot x_M = 0$$

4) Upravené rovnice pro výpočet

$$\ddot{y} = \frac{1}{m_p + m_M + m_Q} \cdot \left[-m_Q \cdot \left(\frac{D7}{2} \right) \cdot \ddot{\phi} + m_M \cdot e \cdot \ddot{\phi} + k_1 \cdot (y + \phi \cdot x1) + \right. \quad (77)$$

$$+ b_1 \cdot \left(\dot{y} + \dot{\phi} \cdot x1 \right) + k_2 \cdot (y - \phi \cdot x2) + b_2 \cdot \left(\dot{y} - \dot{\phi} \cdot x2 \right) + m_Q \cdot (a + g) +$$

$$+ m_M \cdot g + m_p \cdot g$$

$$\ddot{\phi} = \frac{1}{J_{BQ} + m_M \cdot x_M \cdot e + m_Q \cdot \left(\frac{D7^2}{4} \right)} \cdot \left[m_Q \cdot \left(\frac{D7}{2} \right) \cdot \ddot{y} - m_M \cdot x_M \cdot \ddot{y} - \right. \quad (78)$$

$$- b_1 \cdot \left(\dot{y} + \dot{\phi} \cdot x1 \right) \cdot x1 + b_2 \cdot \left(\dot{y} - \dot{\phi} \cdot x2 \right) \cdot x2 - k_1 \cdot (y + \phi \cdot x1) \cdot x1 +$$

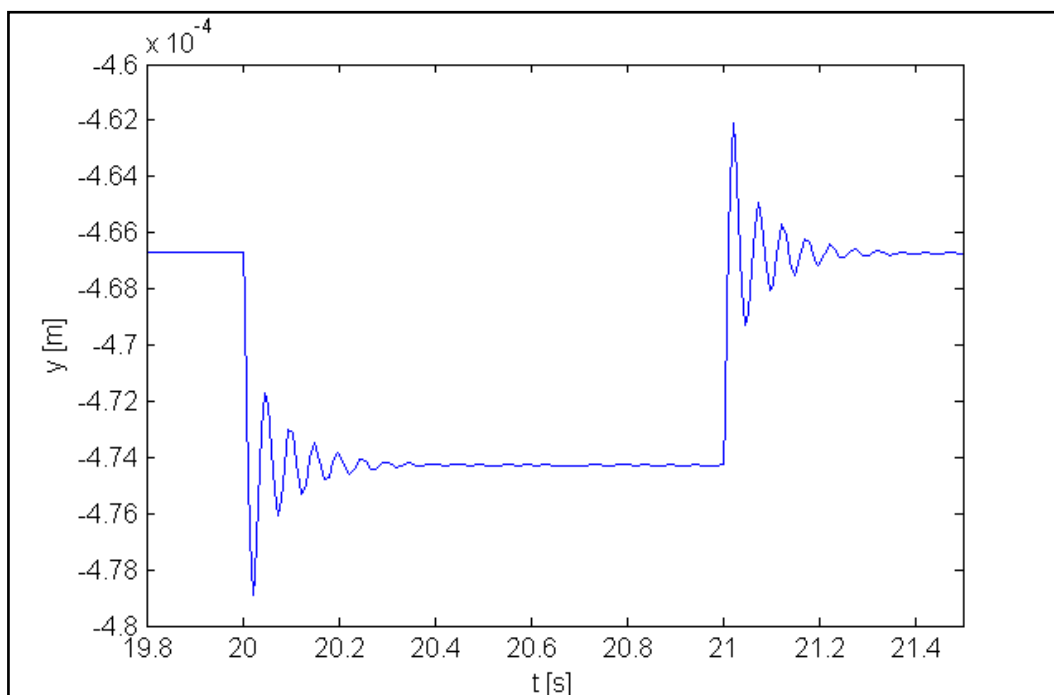
$$+ k_2 \cdot (y - \phi \cdot x2) \cdot x2 + m_M \cdot g \cdot x_M + m_Q \cdot \frac{D7}{2} \cdot (a + g) \left. \right]$$

6.2.2 Tvorba matematického modelu

Z upravených rovnic (76) a (77) vytvoříme matematický model ve formě diagramu ve výpočetním softwaru MATLAB Simulink (Příloha 5) a do souboru Mfile zadáme potřebné hodnoty pro výpočet průběhu vibrací.

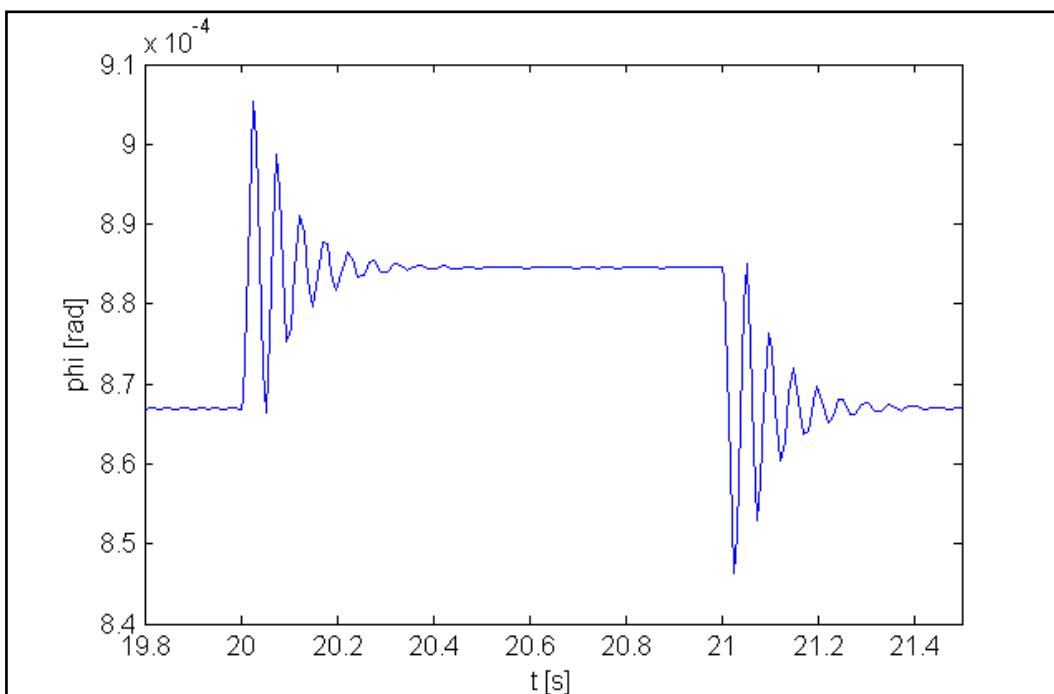
6.2.2.1 Výsledné průběhy vibrací

Budeme sledovat průběh výchylky celého pohonu (y), jeho natočení (phi) a pro kontrolu rezonance mezi vibracemi pohonu výtahu a jeho šachtou se zaměříme na průběh sil F1 a F2 působících z nosníků na boky šachty. Budící hnací moment je do simulace zaveden až po 20 vteřinách z důvodu nutnosti ustálení modelu do staticky stabilní polohy.



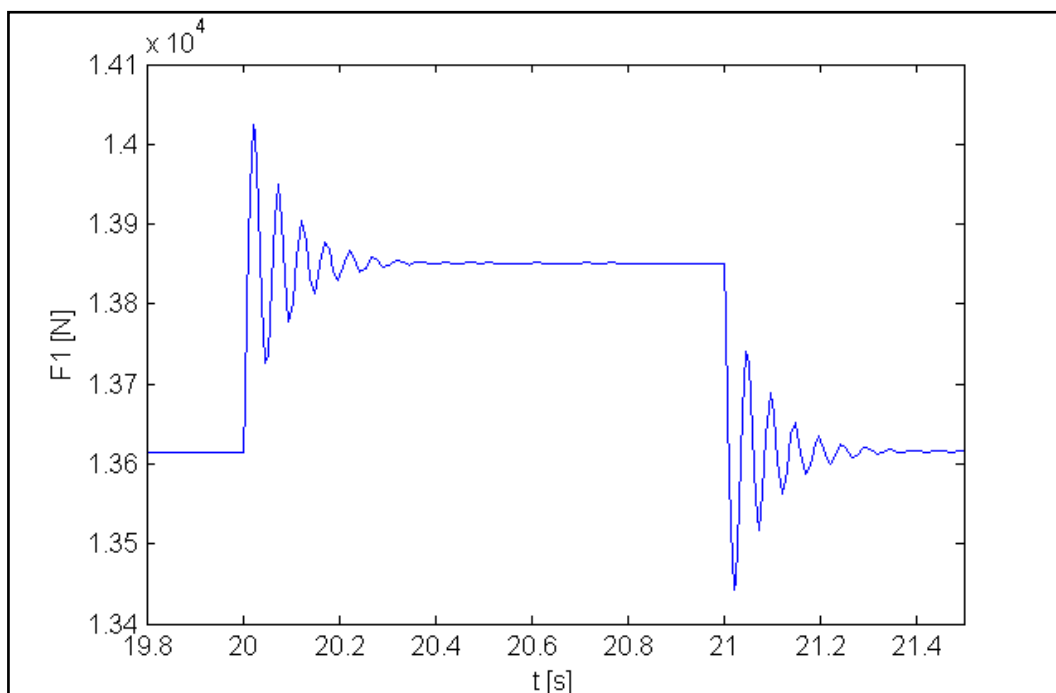
Obr. 21 Průběh vychýlení pohonu

Na průběhu výchylky pohonu výtahu ve svislém směru (Obr. 21) můžeme vidět, že se ustálí do stabilní polohy za 0,3 s. Také velikost posunutí celého pohonu odpovídá hodnotám průhybů při statickém zatížení.



Obr. 22 Průběh natočení pohonu

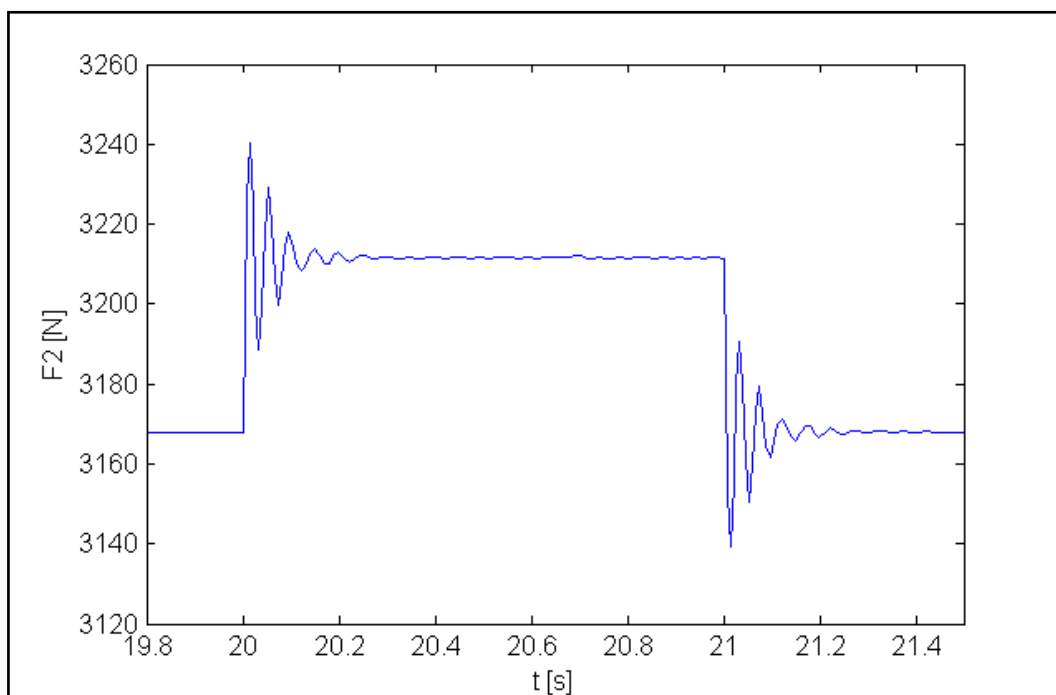
Tento průběh natočení pohonu (Graf. 4) ukazuje, o jak velký úhel **phi** se pohon natočí oproti stabilní poloze.



Obr. 23 Průběh síly F1

Průběh síly F1 (Graf. 3) bude ovlivňovat rezonanci pohonu a šachty. Z Grafu 3 lze vyčíst čas tlumení $t_v = 0,3$ s a periodu $T_1 = 0,04$ s. Z této periody můžeme následně určit budící frekvenci síly F1, přenášenou na šachtu výtahu.

$$f_1 = \frac{1}{T_1} = 25 \text{ Hz} \quad (78)$$



Obr. 24 Průběh síly F2

Z průběhu síly F_2 (Graf. 4) můžeme říct, že průběhy sil F_1 a F_2 mají stejnou periodu kmitání, a tudíž stejnou budící frekvence, z čehož vyplývá, že $f_1 = f_2$. Avšak je pravděpodobné, že nebezpečí rezonance bude vyvolávat spíše síla F_1 .

6.2.2.2 Zhodnocení nebezpečí rezonance mezi budícími vibracemi pohonu a vlastní (modální) frekvencí výtahové šachty

Pro zjištění harmonických složek vlastních (modálních) frekvencí výtahové šachty byla provedena modální analýza v softwaru Autodesk Inventor 2010. Pro vysoký počet prvků v sestavě bylo nutné zjednodušit testovaný model. Toho bylo docíleno ponecháním pouze nosných prvků a klece výtahu ve třetím patře, které byly zjednodušeny pro snazší tvorbu sítě prvků.

Model byl zatížen statickými silami s okrajovými podmínkami pevně zavazbenými v místech ukotvení šachty patkami v prohlubni a čtyřmi konzolami na bocích šachty (ve stanicích) k čelům čtyřpodlažního regálového skladu.

Zde jsou z výsledků modální analýzy vybrány frekvence v nejtěsnější blízkosti budící frekvence pohonu.

Tab. 18 Harmonické složky vlastní frekvence výtahové šachty

f_{v1} [Hz]	f_{v2} [Hz]	f_{v3} [Hz]	f_{v4} [Hz]	f_{v5} [Hz]
17,88	22,52	28,06	37,2	39,45

Frekvence f_{v2} (Příloha 6) je z uvedených hodnot nejbližší budící frekvenci f_1 , je zde tedy největší nebezpečí rezonance soustavy. Ve skutečnosti ovšem reálné nebezpečí rezonance soustavy nehrozí z důvodu velmi krátkého času buzení soustavy ($t_v = 0,3$ s). Proto můžeme říct, že uspořádání pohonu plochých řemenů navíjených na buben je stabilní soustava a nehrozí nebezpečí rezonance.

7 ZÁVĚR

Zadáním této diplomové práce bylo provést rozbor požadavků kladených na pohonná ústrojí zdvihacích plošin v souladu s platnými předpisy (2 Rozbor požadavků na pohonná ústrojí zdvihacích plošin), provést rozbor možných uspořádání jejich pohonů (3 Rozbor možných uspořádání pohonů zdvihacích plošin), zvolit vhodné uspořádání pohonu (4 Volba konstrukce uspořádání pohonu výtahu), provést pevnostní kontrolu vybraných součástí (6 Pevnostní kontrola vybraných součástí výtahu), zpracovat výkresovou dokumentaci (v příloze) a spolupracovat s firmou EL-VY spo. s r. o. Chrudim.

Podklady pro projekt nákladní zdvihací plošiny zadala firma EL-VY, a to s požadavkem zákazníka na provedení konstrukce plošiny v souladu s platnými evropskými normami, tím na vysokou úroveň bezpečnosti. Z tohoto důvodu byla zvolena konstrukce nákladní zdvihací plošiny jako výtahu pro dopravu nákladu s možností vstupu, řídící se požadavky na konstrukci výtahu předepsanými v harmonizované evropské normě ČSN EN 81-31.

Rozbor možných uspořádání pohonů výtahu byl zhotoven na základě konstrukcí prováděných v praxi. Zvolený kinematicky vázaný pohon používající plochý řemen splňuje požadavek na nízkou prostorovou náročnost výtahu, vysokou životnost, nízkou hlučnost provozu a nízké náklady na realizaci zařízení. Součástí tohoto pohonu je šneková převodovka poháněná třífázovým asynchronním elektromotorem řízeným frekvenčním měničem, který zajišťuje jednoduchou regulaci jeho otáček. Použití frekvenčního měniče pro regulaci otáček během jízdy se v praxi běžně nepoužívá, avšak tato práce nastiňuje možnost perspektivního vývoje doposud málo používaného uspořádání pohonu.

Pevnostní kontrola byla provedena na celkové konstrukci výtahové šachty, a to s důrazem na kontrolu nosníků rámu pohonu. Dynamická analýza vyvrátila riziko rezonance pohonu s výtahovou šachtou. Jedná se o samonosnou konstrukci samostatně stojící v prostorách velkoskladu. Výsledky analýzy vibrací dávají předpoklad pro nutnost použití silentbloků v případném realizování tohoto projektu ve zděné šachtě budovy.

V návaznosti na tento projekt by se mohlo pokračovat v následných krocích:

- kompletní zpracování technické dokumentace výtahu využívajícího tento pohon
- pro případnou realizaci provedení celkové analýzy finanční a technologické náročnosti výtahu využívajícího tento pohon
- výroba a montáž reálného výtahu využívajícího tento pohon
- odladění zjištěných nedostatků, které by se mohly objevit v provozu
- průzkum trhu s cílem zjistit perspektivitu širšího využití tohoto typu pohonu

Ve výběrovém řízení pro konečnou realizaci zakázky firmy EL-VY nebylo řešení, které je předmětem této diplomové práce, zvoleno. I přesto tato práce navrhla a zdokumentovala, jakým způsobem lze použít za pomoci jednoduchého řízení rychlosti výtahu kinematicky vázaný pohon s plochými řemeny navíjenými na buben, a to u výtahu o více než dvou stanicích. Běžná praxe tento pohon využívá pouze pro nízký zdvih výtahu, a proto by se tato práce mohla stát podkladem pro konstrukci výtahu s tímto typem pohonu pro širší využití v běžné výtahářské praxi.

8 Seznam použité literatury a zdrojů

Seznam použité literatury:

- [1] ČSN EN 81-31. *Bezpečnostní předpisy pro konstrukci a montáž výtahů - Výtahy určené pouze pro dopravu nákladů : Část 31: Výtahy pro dopravu nákladů s možností vstupu*. Praha : Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2010. 116 s.
- [2] VLADAŘ, Jaroslav; ZELENKA, Jiří . *ELEKTROTECHNIKA I*. Ostrava : České vysoké učení technické v Praze, 1984. 225 s.
- [3] BRÁT, Vladimír ; JÁČ, Václav; ROSENBERG, Josef. *KINEMATIKA*. Praha : SNTL Praha, 1987. 256 s.
- [4] BOHÁČEK, František , et al. *Části a mechanismy strojů III Převody*. Brno : Vysoké učení technické v Brně, 1982. 267 s.
- [5] LEINVEBER, Jan; ŘASA, Jaroslav ; VÁVRA, Pavel. *STROJNICKÉ TABULKY*. Praha : Scientia, Spol. s r.o., 1999. 985 s.
- [6] Katalog K02 - 0811 CZ. *Nízkonapěťové motory : Trojfázové asynchronní motory nakrátko 1LA7*. Praha : Siemens s.r.o., 2007. 36 s.
- [7] *Bonfiglioli Riduttori*. Bologna : BONFIGLIOLI RIDUTTORI S.p.A., 2003. 74 s.

Seznam použitých zdrojů:

- [8] KNITL, Jiri. *Uzimex* [online]. 2011 [cit. 2011-05-13]. Uzimex. Dostupné z WWW: <<http://www.uzimex.cz/Sortiment/Remenove-prevody/Gates/Ploche-remeny/LiftPower.html>>.
- [9] *MITCalc* [online]. 10. ledna 2010 [cit. 2011-05-16]. Šneková soukolí. Dostupné z WWW: <<http://www.mitcalc.com/doc/gear4/help/cz/gear4txt.htm>>.

- [10] ŠÍR, Miroslav; PETRÍKOVÁ, Iva; CIRKL, David. *E-learning* [online]. 12.10.2009 [cit. 2011-05-23]. KIN-05-3 Kinematika vázané soustavy hmotných bodů. Dostupné z WWW: <http://e-learning.tul.cz/cgi-bin/elearning/elearning.fcgi?ID_tema=34&ID_obsah=1104&akce=polozka_vstup&stranka=publ_tema>. *Quido MAGAZÍN* [online]. 7. dubna 2003 [cit. 2011-05-23]. Výtah. Dostupné z WWW: <<http://www.quido.cz/objevy/vytah.htm>>.
- [11] REMOS spol. s r.o. *Poziadavka* [online]. 23. května 2011 [cit. 2011-05-23]. Osobný výťah bez strojovne. Dostupné z WWW: <<http://www.poziadavka.sk/ponuky/ponuka-43489/Osobny-vytah-bez-strojovne>>.
- [12] *Metro Elevator* [online]. 2009 [cit. 2011-05-24]. Cantilever Roped Holeless Hydraulic Elevators. Dostupné z WWW: <<http://www.metroelevatorservices.com/cantilever-roped-hydraulic-elevators.htm>>.
- [13] *Quido MAGAZÍN* [online]. 23. května 2011 [cit. 2011-05-24]. Výtah. Dostupné z WWW: <<http://www.quido.cz/objevy/vytah.htm>>.

9 Seznam výkresové dokumentace

KVM – 613 DP – 101	SESTAVA
KVM – 613 DP – 102	3D POHLED
KVM – 613 DP – 110	RÁM
KVM – 613 DP – 120	POHON
KVM – 613 DP – 111	VÝZTUHA
KVM – 613 DP – 121	NAVÍJECÍ BUBEN
KVM – 613 DP – 122	BOČNICE BUBNU
KVM – 613 DP – 123	PŘÍLOŽKA BUBNU

10 Seznam příloh

- Příloha 1: Podklad pro DP od firmy EL-VY
- Příloha 2: Detailní výpočet kinematických veličin výtahu
- Příloha 3: *Nízkonapěťové motory Siemens*
- Příloha 4: BONFIGLIOLI RIDUTTORI
- Příloha 5: Matematický model pohonu
- Příloha 6: Modální analýza (obrázek)
- Příloha 7: Hydraulický pohon

Příloha 1

1. Podklad pro DP od firmy EL-VY

1) Podklad pro vypracování zadání

Vzhledem k rozšíření výrobního programu je objednáváme zpracování technické a výrobní dokumentace strojní části nákladního výtahu bez dopravy osob dle nové harmonizované normy ČSN EN 81-31 dle následujících parametrů.

2) Technické parametry výtahu

Výtah NZP 1000

Umístění plošiny:	Výtah bude umístěn na čele čtyřpodlažního regálového skladu a bude zajišťovat dopravu produktů zákazníka mezi jednotlivými podlažími skladu a spodní stanicí kde se produkty buď zavážejí nebo vyvážejí ze skladu.
Nosnost:	1000 kg
Jmenovitá rychlost	0,15 m/s
Plošina:	Kovová plošina bez stropu o rozměrech: šířka 1.400 mm x hloubka 2.700 mm a výška bočních stěn 2000 mm.
Stanice/nástupiště	4stanice/5 nákladišť. Průchozí klec.
Pohon:	Elektropřevodovka umístěná v hlavě šachty

Požadujeme minimální prostorovou zástavbu s maximálním využitím místa. Minimalizovaný prostor prohlubně a hlavy šachty. Požadujeme navrhnout řešení minimalizací ekonomických nákladů. Navržený výtah musí splňovat podmínky nové harmonizované normy ČSN EN 81-31. Opláštění šachty není předmětem zadání. Elektrovýzbroj výtahu není předmětem zadání.

S pozdravem

Za EL-VY s.r.o.

Ing. Josef Kudla

V Chrudimi dne 10.12.2010

Příloha 2

2. Detailní výpočet kinematických veličin výtahu

Příklad výpočtu kinematických veličin klece výtahu. Výpočty jsou provedeny v programu Mathcad (neumožňuje použití indexů, proto jsou indexy psány normálně, v řádku).

a) rozjezd výtahu z první stanice (konání první otáčky)

1) Dosazované hodnoty

D	[m]	0,23	průměr navíjecího bubnu (Tab. 6)
H	[m]	7,5	zdvih výtahu
z	[m]	1	minimální vzdálenost klece a bubnu
v_{jm}	[m/s]	0,15	jmenovitá rychlost výtahu
a	[m/s ²]	0,2	zrychlení výtahu
t_R	[m]	0,003	tloušťka řemenu

1) Průměr bubnu D_1 [m]

$$\underline{D1} := D + 3 \cdot t_R = 0.239 \quad /2/$$

2) Délka navinutého řemene při první otáčce $o1$ [m]

$$\underline{o1} := \pi \cdot \frac{D1}{2} = 0.375 \quad /3/$$

3) Dráha výtahu po navinutí první otáčky řemene na buben x_1 [m]

$$\underline{x1} := \underline{o1} \cdot \cos(\beta1) = 0.375 \quad /17/$$

4) Čas zrychlování výtahu t_{a1} [s]

$$\underline{ta1} := \frac{v_{jm}}{a} = 0.75 \quad /18/$$

5) Dráha výtahu při zrychlování

$$\underline{xa1} := 0.5 \cdot a \cdot \underline{ta1}^2 = 0.056 \quad /19/$$

- 6) Čas pohybu výtahu při první otáčce navíjení řemene na buben t_1 [s]

$$t_1 := t_{a1} + \frac{(x_1 - x_{a1})}{v} = 2.878 \quad /20/$$

b) konání sedmé otáčky během jízdy výtahu z první do čtvrté (poslední) stanice

- 7) Dosazované hodnoty

D_7	[m]	0,275	průměr navíjecího bubnu s řemenem (Tab. 7)
H	[m]	7,5	zdvih výtahu
t_{c6}	[s]	28,77	celkový čas jízdy po dokončení šesté otáčky
ω_6	[rad/s]	1,168	hodnota určující vzdálenost výtahu v první stanici od první stanice
β_6	[rad]	2,5	úhel rychlosti výtahu a obvodové rychlosti při šesté otáčce
X_3	[m]	5	hodnota určující vzdálenost výtahu ve třetí stanici od první stanice
x_{c6}	[m]	4,412	celková dráha jízdy výtahu po dokončení šesté otáčky

- 8) Poloměr bubnu R_7 [m]

$$R_7 := \frac{D_7}{2} = 0.138 \quad /7/$$

- 9) Vzdálenost x_{r7} [m]

$$x_{r7} := H - x_{c6} + z = 4.089 \quad /8/$$

- 10) Úhel α_7 [rad]

$$\alpha_7 := \arccos\left(\frac{R_7}{x_{r7}}\right) = 1.537 \quad /9/$$

- 11) Úhel β_7 [rad]

$$\beta_7 := \left(\frac{\pi}{2}\right) - \alpha_7 = 0.034 \quad /10/$$

- 12) Obvodová rychlost v_{o7} [m/s]

$$v_{o7} := \omega_6 \cdot R_7 = 0.161 \quad /13/$$

- 13) Rychlost pohybu výtahu v_7 [m/s]

$$v_7 := v_{o7} \cdot \cos(\beta_7) = 0.16 \quad /14/$$

14) Úhlová rychlost bubnu ω_7 [rad/s]

$$\omega_7 := \frac{v_{o7}}{R_7} = 1.168 \quad /12/$$

15) Otáčky bubnu n_7 [1/min]

$$n_7 := \left(\frac{\omega_7}{2 \cdot \pi} \right) \cdot 60 = 11.149 \quad /15/$$

16) Obvod navinutého řemene o_7 [m]

$$o_7 := \pi \cdot D_7 = 0.864 \quad /3/$$

17) Dráha výtahu po navinutí řemene na buben x_7 [m]

$$x_7 := o_7 \cdot \cos(\beta_7) = 0.863 \quad /17/$$

18) Čas jízdy výtahu při 7 otáčky t_7 [s]

$$t_7 := \frac{x_7}{v_7} = 5.382 \quad /21/$$

19) Celková uražená dráha výtahu x_{c7} [m]

$$x_{c7} := x_{c6} + x_7 = 5.275 \quad /22/$$

Dráha a čas, kdy dojde k regulaci rychlosti výtahu na jmenovitou její jmenovitou hodnotu.

20) Dráha výtahu před změnou rychlosti x_{71} [m]

$$x_{71} := x_3 - x_{c6} = 0.589 \quad /23/$$

21) Čas jízdy výtahu před redukcí rychlosti t_{71} [s]

$$t_{71} := \frac{x_{71}}{v_7} = 3.668 \quad /25/$$

22) Čas, ve kterém klec výtahu dosáhne třetí stanice t_{c71} [s]

$$t_{c71} := t_{c6} + t_{71} = 32.436 \quad /26/$$

Změna otáček bubnu pro redukcí rychlosti klece na jmenovitou hodnotu

23) Obvodová rychlost po redukcí rychlosti v_{o72} [m/s]

$$v_{o72} := \frac{v_{jm}}{\cos(\beta_6)} = 0.15 \quad /16/$$

24) Úhlová rychlost bubnu po redukcí rychlosti ω_{72} [rad/s]

$$\omega_{72} := \frac{v_{o72}}{R_7} = 1.091 \quad /12/$$

25) Redukované otáčky pro rychlost klece jmenovitou hodnotou

n_{72} [1/min]

$$n_{72} := \left(\frac{\omega_{72}}{2 \cdot \pi} \right) \cdot 60 = 10.421 \quad /15/$$

26) Dráha výtahu po změně rychlosti x_{72} [m]

$$x_{72} := x_{c7} - x_3 = 0.275 \quad /24/$$

27) Čas jízdy výtahu po redukci rychlosti t_{72} [s]

$$t_{72} := \frac{x_{72}}{v_{jm}} = 1.833 \quad /25/$$

28) Celk. čas jízdy výtahu od začátku první, do konce sedmé otáčky t_{c7} [s]

$$t_{c7} := t_{c6} + t_{71} + t_{72} = 34.269 \quad /26/$$

c) dojezd klece do poslední (čtvrté) stanice

29) Dosazované hodnoty

x_{c9}	[m]	7,057	celková uražená dráha výtahu po deváté otáčce
x_{a2}	[m]	0,795	čas zpomalování výtahu

30) Dráha při poslední otáčce navíjení

$$x_{10} := H - x_{c9} = 0.443 \quad /27/$$

31) Dráha a čas jízdy výtahu před počítím zpomalování

$$x_{101} := x_{10} - x_{a2} = 0.38 \quad /28/$$

Příloha 3:

3. Nízkonapětové motory Siemens [6]

Asynchronní motory nakrátko

Technická data

Technická data

Základní řada

Technická data pro výběr a objednání

Jmen. výkon	Velikost	Objednáací číslo	Otáčky	Parametry při jmenovitém výkonu						Poměrný zabýrný moment Mz / Mn	Poměrný zabýrný proud Ik / In při přímém spouštění	Poměrný moment zvratu Mmax / Mn	Momen- tová třída	Momen- tová charak- teris- tika Diagram č.	Moment setrvač- nosti J	Hmot- nost
				Účinnost		Účinnost cos φ	Jmenovitý proud při 400 V	Jmenovitý moment								
				η 100%	75%											
2-pól, 3000 min ⁻¹ , 50Hz																
kW			min ⁻¹	%	%		A	Nm	-	-	-	KL		lstr. 16l	kg m ²	kg
0,09	56	1LA7 050-2AA..	2930	63	62	0,81	0,26	0,3	2,0	3,7	2,3	16	1	0,00015	3,0	
0,12	56	1LA7 053-2AA..	2800	65	64	0,83	0,32	0,41	2,1	3,7	2,4	16	1	0,00015	3,0	
0,18	63	1LA7 060-2AA..	2820	63	62	0,82	0,51	0,61	2,0	3,7	2,2	16	1	0,00018	3,5	
0,25	63	1LA7 063-2AA..	2930	65	65	0,82	0,68	0,84	2,0	4,0	2,2	16	1	0,00023	4,1	
0,37	71	1LA7 070-2AA..	2740	66	65	0,82	1,00	1,3	2,3	3,5	2,3	16	1	0,00035	5,0	
0,55	71	1LA7 073-2AA..	2800	71	70	0,82	1,36	1,9	2,5	4,3	2,6	16	1	0,00045	6,6	
0,75	80	1LA7 080-2AA..	2955	73	72	0,86	1,73	2,5	2,3	5,6	2,4	16	1	0,00085	8,2	
1,1	80	1LA7 083-2AA..	2945	77	77	0,87	2,40	3,7	2,6	6,1	2,7	16	1	0,0011	9,9	
1,5	90S	1LA7 090-2AA..	2860	79	80	0,85	3,25	5,0	2,4	5,5	2,7	16	2	0,0015	12,9	
2,2	90L	1LA7 096-2AA..	2980	82	82	0,85	4,55	7,3	2,8	6,3	3,1	16	2	0,0020	15,7	
3	100L	1LA7 106-2AA..	2890	84	84	0,85	6,10	9,9	2,8	6,8	3,0	16	2	0,0038	21,5	
4	112M	1LA7 113-2AA..	2905	86	86	0,86	7,80	13,1	2,6	7,2	2,9	16	2	0,0055	29,0	
5,5	132S	1LA7 130-2AA..	2925	86,5	86,5	0,89	10,3	18	2,0	5,9	2,8	16	2	0,016	40,5	
7,5	132S	1LA7 131-2AA..	2930	88	88	0,89	13,8	24,4	2,3	6,9	3,0	16	2	0,021	48,5	
11	160M	1LA7 163-2AA..	2940	89,5	89,5	0,88	20,0	36	2,1	6,5	2,9	16	2	0,034	68,5	
15	160M	1LA7 164-2AA..	2940	90	90,2	0,90	26,5	49	2,2	6,6	3,0	16	2	0,040	76,5	
18,5	160L	1LA7 166-2AA..	2940	91	91,2	0,91	32,5	60	2,4	7,0	3,1	16	2	0,052	87	

Jmen. výkon	Velikost	Objednáací číslo	Otáčky	Parametry při jmenovitém výkonu				Poměrný zabýrný moment Mz/Mn	Poměrný zabýrný proud Ik/In při přímém spouštění	Poměrný moment zvratu Mmax/Mn	Momen- tová třída	Momen- tová charak- teris- tika Diagram č.	Moment setrvač- nosti J	Hmot- nost	
				Účinnost		Účinek cos φ	Jmenovitý proud při 400 V								Jmenovitý moment
				η 100%	75%										
4-pól, 1500 min ⁻¹ , 50Hz															
kW			min ⁻¹	%	%		A	N m	-	-	-	KL	lstr. 16l	kg m ²	kg
0,06	56	1LA7 050-4AB..	1350	56	55	0,77	0,20	0,42	1,9	2,6	1,9	13	12	0,00027	3,0
0,09	56	1LA7 053-4AB..	1350	58	57	0,77	0,29	0,63	1,9	2,6	1,9	13	12	0,00027	3,0
0,12	63	1LA7 060-4AB..	1350	55	54	0,75	0,42	0,84	1,9	2,8	2,0	13	12	0,0003	3,5
0,18	63	1LA7 063-4AB..	1350	60	60	0,77	0,56	1,3	1,9	3,0	1,9	13	12	0,0004	4,1
0,25	71	1LA7 070-4AB..	1350	60	60	0,79	0,76	1,8	1,9	3,0	1,9	13	12	0,0006	4,8
0,37	71	1LA7 073-4AB..	1370	65	65	0,80	1,03	2,5	1,9	3,3	2,1	13	12	0,0008	6,0
0,55	80	1LA7 080-4AA..	1395	67	67	0,82	1,45	3,7	2,2	3,9	2,2	16	3	0,0015	8,0
0,75	80	1LA7 083-4AA..	1395	72	72	0,81	1,86	5,1	2,3	4,2	2,3	16	3	0,0018	9,4
1,1	90S	1LA7 090-4AA..	1415	77	77	0,81	2,55	7,4	2,3	4,6	2,4	16	2	0,0028	12,3
1,5	90L	1LA7 096-4AA..	1420	79	79	0,81	3,4	10,1	2,4	5,3	2,6	16	3	0,0035	15,6
2,2	100L	1LA7 106-4AA..	1420	82	82,5	0,82	4,7	14,8	2,5	5,6	2,8	16	3	0,0048	21,5
3	100L	1LA7 107-4AA..	1420	83	83,5	0,82	6,4	20,2	2,7	5,6	3,0	16	3	0,0058	24,5
4	112M	1LA7 113-4AA..	1440	85	85,5	0,83	8,2	26,5	2,7	6	3,0	16	2	0,011	31,0
5,5	132S	1LA7 130-4AA..	1455	86	86	0,81	11,4	36,1	2,5	6,3	3,1	16	3	0,018	42,5
7,5	132M	1LA7 133-4AA..	1455	87	87,5	0,82	15,2	49,2	2,7	6,7	3,2	16	3	0,024	49,0
11	160M	1LA7 163-4AA..	1460	88,5	89	0,84	21,5	72	2,2	6,2	2,7	16	3	0,040	68,0
15	160L	1LA7 166-4AA..	1460	90	90,2	0,84	28,5	98,1	2,6	6,5	3,0	16	3	0,052	93,5

Příklad pro objednací číslo - označení pro napětí a tvar

Objednáací číslo	číslice na 11. místě: označení napětí					číslice na 12. místě: označení tvaru				
	50Hz					60Hz				
	Δ/Y	Δ/Y	Δ/Y	Δ/Y	Δ/Y	IM B3	IM B5	IM B14	IM V1	IM B35
	230/400V	500VY	400/690V	500VΔ	460VΔ				se stříškou	
1LA7 050 až 1LA7 134	1	3	6	5	6	0	1	2 nebo 3	4	6
1LA7 163 až 1LA7 166	1	3	6	5	6	0	1	-	4	6

Jiné napětí: číslice 9 na 11. místě

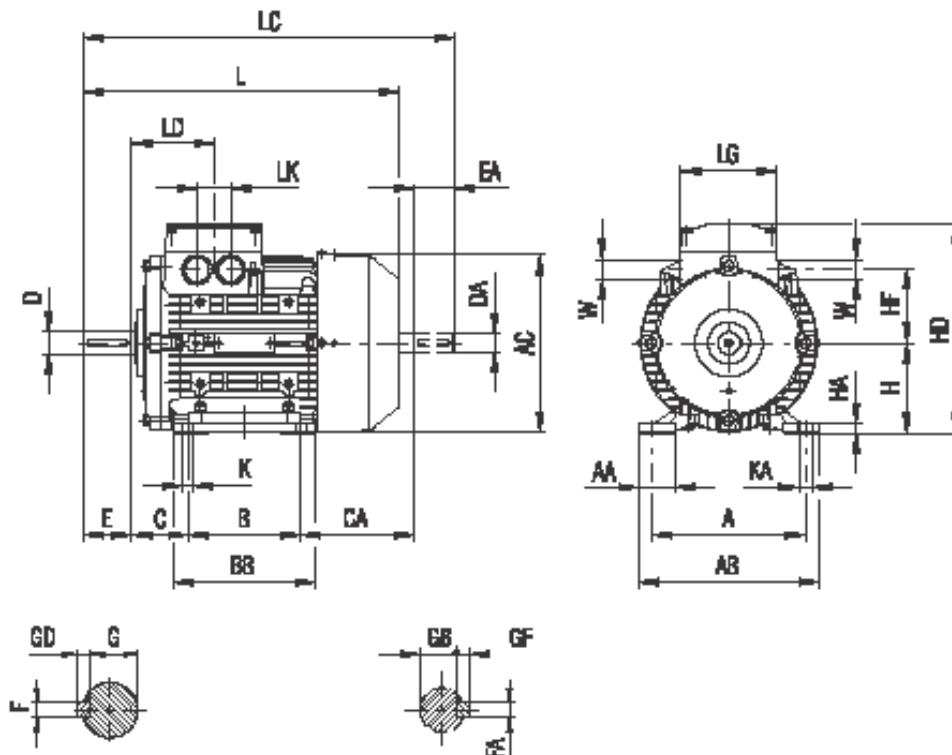
Pozn.: Účinnost elektromotoru o výkonu větším než 1 kW v provedení 2-pól a 4-pól odpovídá eff 2 dle dohody CEMEP
uvyžnačeno na výkonovém štítku elektromotoru.

Asynchronní motory nakrátko

Rozměry motorů

Tvar IM B3

Osová výška 100-160



Osová výška	A	AA	AB	AC	B	BB	C	CA	H	HA	HD	HF	K	K
100L	160	42	196	196	140	176	63	125	100	12	235	78	12	16
112M	190	46	226	219,5	140	176	70	141	112	12	260	91	12	16
132S	216	53	256	259	140	180	89	163	132	15	299	107	12	16
132M	216	53	256	259	178	218	89	125	132	15	299	107	12	16
160M	254	60	300	314	210	256	108	183	160	18	357	127	15	19
160L	254	60	300	314	254	300	108	139	160	18	357	127	15	19

Osová výška	L	LC	LD	LG	LK	W	D	DA	E	EA	F	FA	G	GB	GD	G
100L	372,5	438	102	120	42	32,3	28	24	60	50	8	8	24	20	7	7
112M	393	461	102	120	42	32,3	28	24	60	50	8	8	24	20	7	7
132S	454	552	128,5	140	42	32,3	38	38	80	80	10	10	33	33	8	8
132M	454	552	128,5	140	42	32,3	38	38	80	80	10	10	33	33	8	8
160M	588	721	160,5	165	54	40,3	42	42	110	110	12	12	37	37	8	8
160L	588	721	160,5	165	54	40,3	42	42	110	110	12	12	37	37	8	8

Mezní úchytky tolerovaných
rozměrů: H = -0,5;
D-DA = j6 do Ø28,
k6 nad Ø28
F-FA = h9

Volný konec hřídele je opatřen
závitem dle EN 50 347.

Ostatní mezní úchytky dle
ČSN 35 0049, ČSN IEC 72-1,
neuvedené v 2 IT 15.

Příloha 4

4. BONFIGLIOLI RIDUTTORI [7]



3 kW

n_2 min ⁻¹	M_2 Nm	S	i	R_{e2} N								
94	259	1.0	15	2800	W75_15	S3	M3LB4	140	W 75_15	P100	BN100LB4	141
94	259	1.3	15	5890	W86_15	S3	M3LB4	144	W 86_15	P100	BN100LB4	145
94	256	2.3	15	8000	W110_15	S3	M3LB4	148	W 110_15	P100	BN100LB4	149
94	262	3.5	15	11800	—	—	—	—	VF 130_15	P100	BN100LB4	152
124	198	3.4	23	11000	—	—	—	—	VF 130_23	P100	BN100L2	152
141	179	1.3	10	2600	W75_10	S3	M3LB4	140	W 75_10	P100	BN100LB4	141
141	179	1.6	10	5300	W86_10	S3	M3LB4	144	W 86_10	P100	BN100LB4	145
141	177	3.1	10	8000	W110_10	S3	M3LB4	148	W 110_10	P100	BN100LB4	149
191	132	1.7	15	2680	W75_15	S3	M3LA2	140	W 75_15	P100	BN100L2	141
191	131	2.3	15	5070	W86_15	S3	M3LA2	144	W 86_15	P100	BN100L2	145
201	128	1.5	7	2380	W75_7	S3	M3LB4	140	W 75_7	P100	BN100LB4	141
201	127	2.0	7	4780	W86_7	S3	M3LB4	144	W 86_7	P100	BN100LB4	145
286	90	2.3	10	2430	W75_10	S3	M3LA2	140	W 75_10	P100	BN100L2	141
286	90	2.9	10	4510	W86_10	S3	M3LA2	144	W 86_10	P100	BN100L2	145
409	64	2.7	7	2190	W75_7	S3	M3LA2	140	W 75_7	P100	BN100L2	141
409	64	3.5	7	4040	W86_7	S3	M3LA2	144	W 86_7	P100	BN100L2	145

4 kW

1.5	9157	1.0	920	52000	—	—	VFVF 130/250_920	P112	BN112M4	180
1.8	9039	1.0	800	52000	—	—	VFVF 130/250_800	P112	BN112M4	180
2.4	6941	0.9	600	34500	—	—	VFVF 130/210_600	P112	BN112M4	174
2.4	7102	1.3	600	52000	—	—	VFVF 130/250_600	P112	BN112M4	180
3.6	5380	1.2	400	34500	—	—	VFVF 130/210_400	P112	BN112M4	174
3.6	5273	1.7	400	52000	—	—	VFVF 130/250_400	P112	BN112M4	180
4.0	5404	1.1	240	52000	—	—	VFR 250_240	P132	BN132MA6	178
4.7	4600	1.1	300	52000	—	—	VFR 250_300	P112	BN112M4	178
5.1	3917	1.1	280	19500	—	—	W/VF 86/185_280	P112	BN112M4	169
5.1	3917	1.6	280	34500	—	—	VFVF 130/210_280	P112	BN112M4	174
5.1	3992	2.3	280	52000	—	—	VFVF 130/250_280	P112	BN112M4	180
5.3	3908	1.3	180	34500	—	—	VFR 210_180	P132	BN132MA6	172
5.3	4487	1.5	180	52000	—	—	VFR 250_180	P132	BN132MA6	178
5.9	3809	1.0	240	34500	—	—	VFR 210_240	P112	BN112M4	172
5.9	3938	1.4	240	52000	—	—	VFR 250_240	P112	BN112M4	178
7.9	3147	1.0	180	19500	—	—	VFR 185_180	P112	BN112M4	166
7.9	3099	1.4	180	34500	—	—	VFR 210_180	P112	BN112M4	172
7.9	3244	1.9	180	52000	—	—	VFR 250_180	P112	BN112M4	178
9.5	2704	1.2	150	19500	—	—	VFR 185_150	P112	BN112M4	166
9.5	2704	1.7	150	34500	—	—	VFR 210_150	P112	BN112M4	172
9.5	2704	2.4	150	52000	—	—	VFR 250_150	P112	BN112M4	178
9.5	2453	1.2	100	33000	—	—	VF 210_100	P132	BN132MA6	170
9.5	2533	1.9	100	50000	—	—	VF 250_100	P132	BN132MA6	176
11.8	2195	0.9	120	16000	—	—	VFR 150_120	P112	BN112M4	160
11.8	2260	1.6	120	19500	—	—	VFR 185_120	P112	BN112M4	166
11.8	2260	2.2	120	34500	—	—	VFR 210_120	P112	BN112M4	172
11.8	2292	3.1	120	52000	—	—	VFR 250_120	P112	BN112M4	178
11.9	2123	1.1	80	19000	—	—	VF 185_80	P132	BN132MA6	164
11.9	2091	1.6	80	33000	—	—	VF 210_80	P132	BN132MA6	170
11.9	2155	2.4	80	50000	—	—	VF 250_80	P132	BN132MA6	176



210

5000 Nm



i

η_b %

n ₁ = 2800 min ⁻¹						n ₁ = 1400 min ⁻¹								
n ₂ min ⁻¹	M _{a2} Nm	P _{a1} kW	R _{a1} N	R _{a2} N	η _d %	n ₂ min ⁻¹	M _{a2} Nm	P _{a1} kW	R _{a1} N	R _{a2} N	η _d %			
VF 210_7	7	71	400	1725	79	5300	14000	91	200	2300	54	5300	16700	90
VF 210_10	10	69	280	1988	65	5300	16300	90	140	2650	44	5300	19500	89
VF 210_15	15	63	187	2138	47	5300	19700	89	93	2850	32	5300	23700	88
VF 210_20	20	57	140	2325	39	4970	22000	87	70	3100	27	1100	26600	85
VF 210_30	30	51	93	2288	26	5300	25900	85	47	3050	18.5	1760	31500	83
VF 210_40	40	42	70	2625	23	—	28300	81	35	3500	17.0	—	31500	78
VF 210_50	50	39	56	2475	18.4	—	31000	79	28.0	3300	13.0	—	31500	76
VF 210_60	60	36	47	2363	15.0	—	31500	77	23.3	3015	10.0	—	31500	73
VF 210_80	80	31	35	2175	10.9	—	31500	73	17.5	2900	7.7	—	31500	69
VF 210_100	100	27	28	2025	8.5	950	31500	70	14.0	2700	6.0	—	31500	65

VF 210

n ₁ = 900 min ⁻¹						n ₁ = 500 min ⁻¹								
n ₂ min ⁻¹	M _{a2} Nm	P _{a1} kW	R _{a1} N	R _{a2} N	η _d %	n ₂ min ⁻¹	M _{a2} Nm	P _{a1} kW	R _{a1} N	R _{a2} N	η _d %			
VF 210_7	7	71	129	2700	41	5300	18800	89	71	3400	29	5300	21800	88
VF 210_10	10	69	90	3150	34	5300	21900	88	50	3800	23	5300	26000	87
VF 210_15	15	63	60	3300	24	5300	27000	86	33	4100	17.2	5300	31800	84
VF 210_20	20	57	45	3800	22	—	29900	83	25.0	4700	15.4	—	34500	81
VF 210_30	30	51	30.0	3400	13.4	3750	33000	80	16.7	4000	9.3	5300	34500	77
VF 210_40	40	42	22.5	4300	13.5	—	33000	75	12.5	5000	9.4	—	34500	71
VF 210_50	50	39	18.0	4000	10.5	—	33000	72	10.0	4500	7.1	—	34500	68
VF 210_60	60	36	15.0	3720	8.5	—	33000	70	8.3	4300	6.0	—	34500	65
VF 210_80	80	31	11.3	3300	6.0	—	33000	65	6.3	3900	4.4	—	34500	60
VF 210_100	100	27	9.0	3000	4.6	—	33000	61	5.0	3400	3.4	1470	34500	56

VF 210

6300 Nm



i

η_b
%

n_2
 min^{-1}

M_{a2}
Nm

P_{a1}
kW

R_{a1}
N

R_{a2}
N

η_d
%

n_2
 min^{-1}

M_{a2}
Nm

P_{a1}
kW

R_{a1}
N

R_{a2}
N

η_d
%

$n_1 = 2800 \text{ min}^{-1}$

$n_1 = 1400 \text{ min}^{-1}$

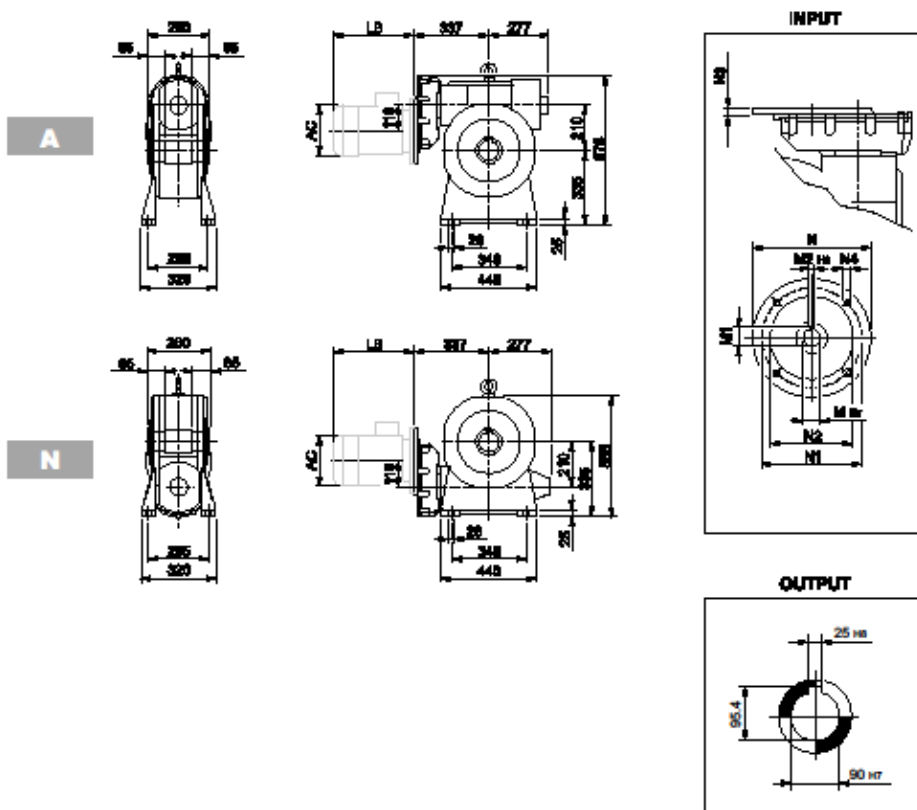
VFR 210

VFR 210_30	30	68	93	3150	36	1800	22100	87	47	3800	21.8	2200	27400	86	1033
VFR 210_45	45	62	62	3300	25	1800	27000	85	31	4100	16.2	2200	33200	83	
VFR 210_60	60	56	47	3800	22	1800	29900	82	23.0	4700	14.5	2200	34500	80	
VFR 210_90	90	50	31	3400	14.1	1800	33000	79	15.6	4000	8.6	2200	34500	76	
VFR 210_120	120	41	23.3	4300	14.3	1800	33000	74	11.7	5000	8.8	2200	34500	70	
VFR 210_150	150	38	18.7	4000	11.1	1800	33000	71	9.3	4500	6.6	2200	34500	67	
VFR 210_180	180	35	15.6	3720	8.8	1800	33000	69	7.8	4300	5.5	2200	34500	64	
VFR 210_240	240	30	11.7	3300	6.3	1800	33000	64	5.8	3900	4.1	2200	34500	59	
VFR 210_300	300	26	9.3	3000	4.9	1800	33000	60	4.7	3400	3.0	2200	34500	55	
			$n_1 = 900 \text{ min}^{-1}$						$n_1 = 500 \text{ min}^{-1}$						1033
VFR 210_30	30	68	30.0	4800	18.1	2300	30100	84	16.7	5500	11.8	2650	34500	82	
VFR 210_45	45	62	20.0	4900	12.9	2300	34500	80	11.1	5600	8.4	2650	34500	78	
VFR 210_60	60	56	15.0	5400	11.1	2300	34500	77	8.3	6000	7.1	2650	34500	74	
VFR 210_90	90	50	10.0	4600	6.7	2300	34500	72	5.6	5150	4.3	2650	34500	70	
VFR 210_120	120	41	7.5	5900	7.1	2300	34500	66	4.2	6300	4.4	2650	34500	63	
VFR 210_150	150	38	6.0	5300	5.4	2300	34500	62	3.3	5900	3.5	2650	34500	59	
VFR 210_180	180	35	5.0	4900	4.4	2300	34500	59	2.8	5400	2.8	2650	34500	56	
VFR 210_240	240	30	3.8	4400	3.2	2300	34500	54	2.1	4800	2.1	2650	34500	50	
VFR 210_300	300	26	3.0	3600	2.3	2300	34500	49	1.7	4000	1.5	2650	34500	46	

Interpretare il ns. servizio tecnico consultando i dati relativi al carico nominale (senso di rotazione, orientamento, posizione)
Contact our technical service department advising model and data (rotation direction, fix of angle, offset)
Nehmen Sie bitte Kontakt mit unserem Applikations- und Qualitätsdienst (Drehrichtung, Orientierung, Anordnung)
Consultez notre service technique en indiquant le modèle et les données concernant le charge nominale (sens de rotation, inclinaison, position)



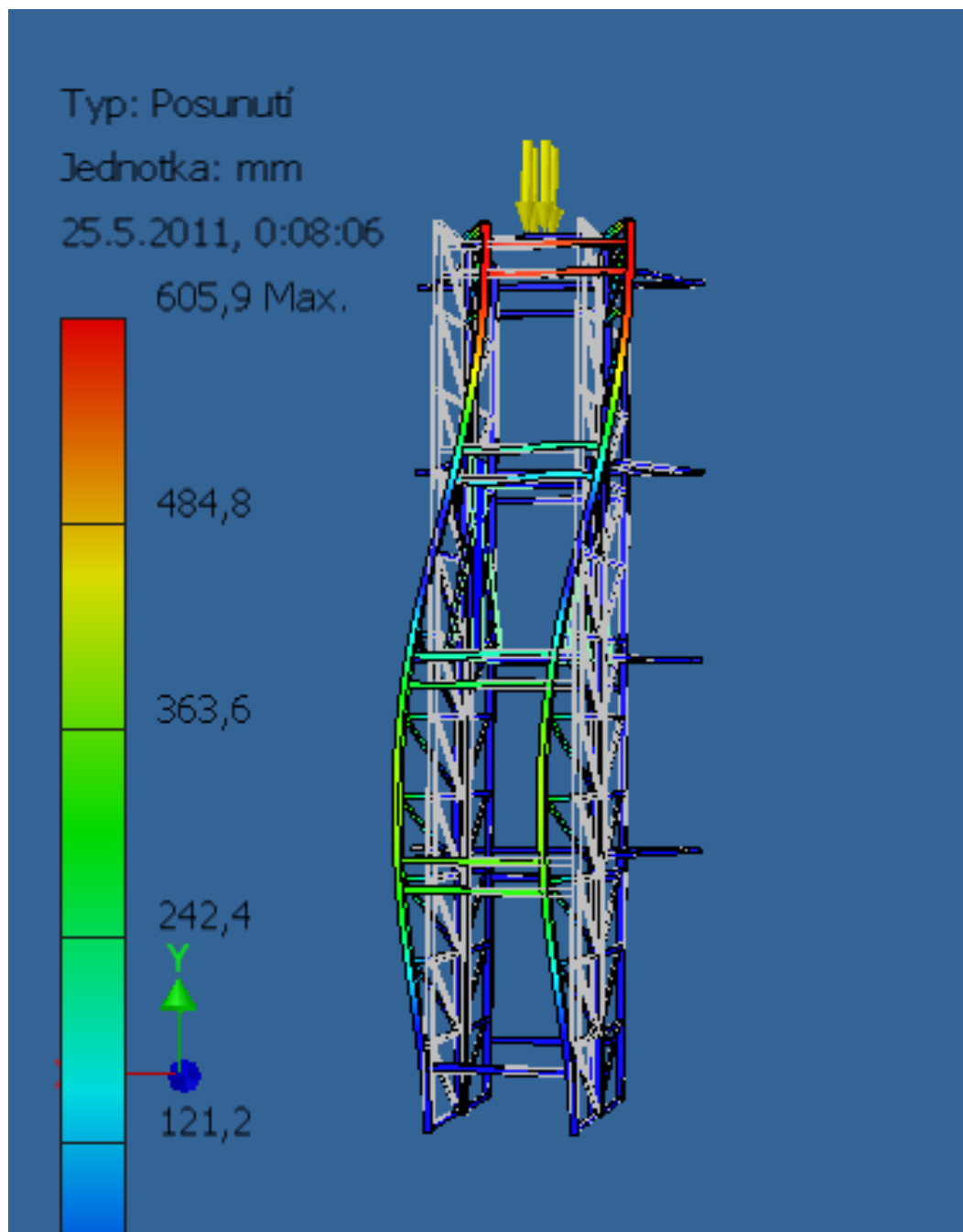
VFR 210□...P(IEC)



Příloha 5

5. Modální analýza (obrázek)

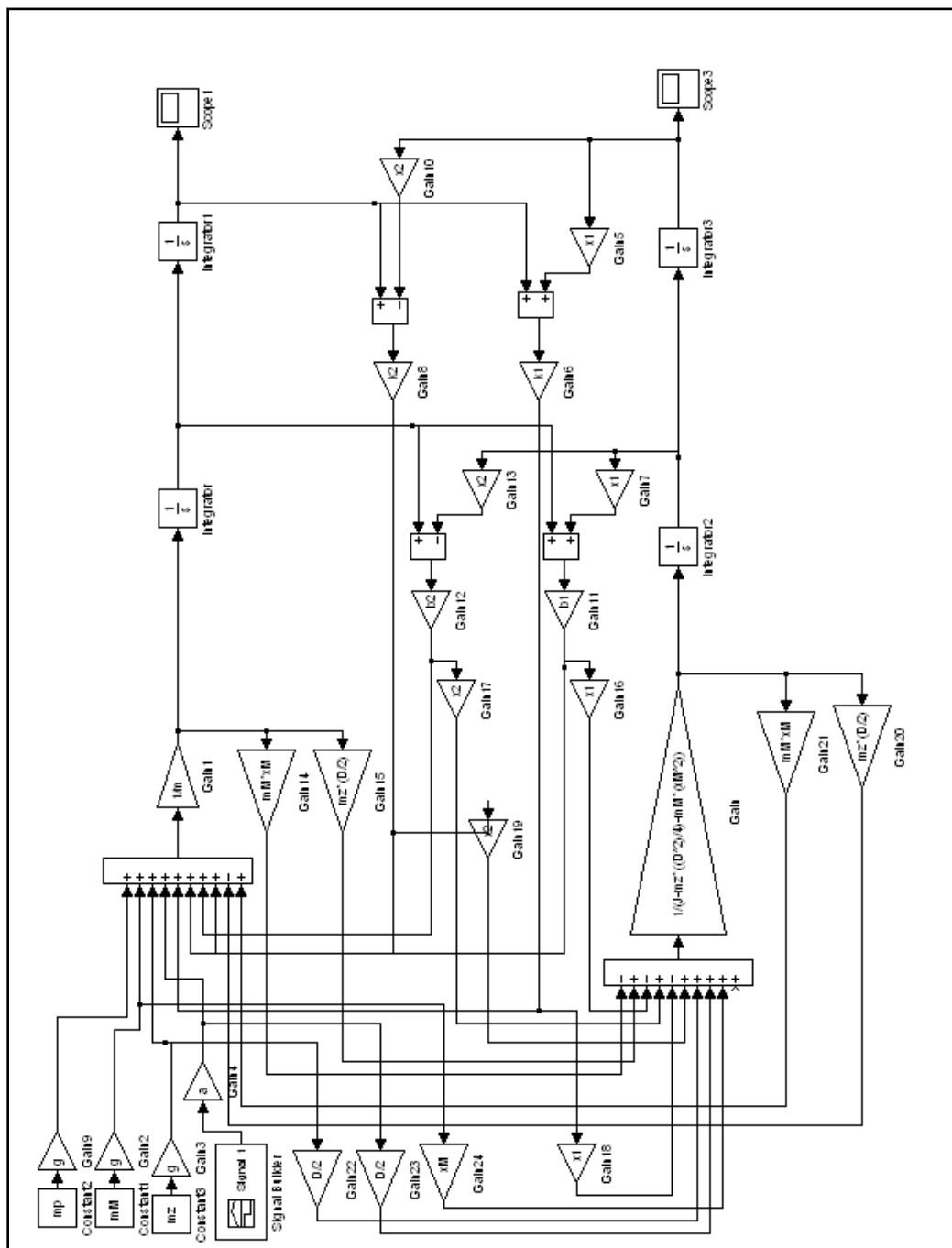
Je zde uveden obrázek modelu výtahové šachty po provedené modální analýze harmonické složky nejbližší frekvenci budící ($f_{v2} = 22,52$ Hz).



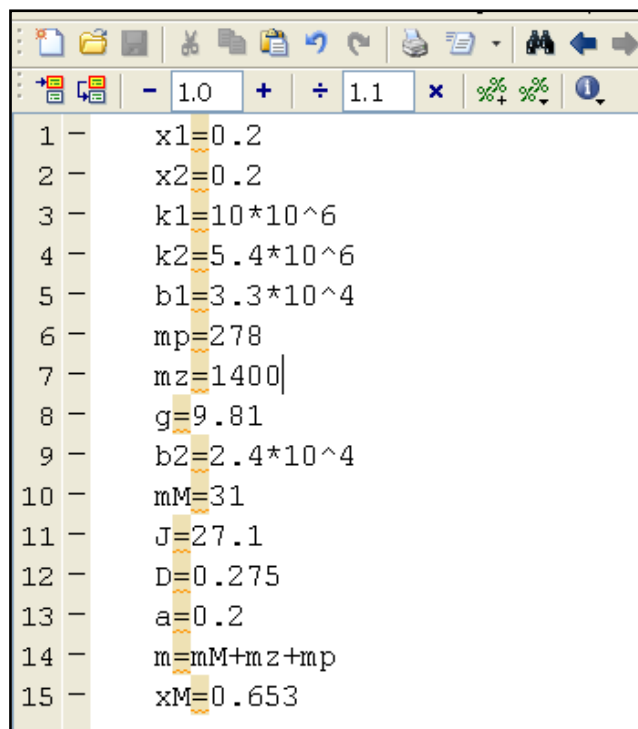
Příloha 6

6. Matematický model pohonu

a) Obrázek modelu v softwaru MATLAB Simulink



b) Mfile zadávaných hodnot do programu



```
1 - x1=0.2
2 - x2=0.2
3 - k1=10*10^6
4 - k2=5.4*10^6
5 - b1=3.3*10^4
6 - mp=278
7 - mz=1400
8 - g=9.81
9 - b2=2.4*10^4
10 - mM=31
11 - J=27.1
12 - D=0.275
13 - a=0.2
14 - m=mM+mz+mp
15 - xM=0.653
```

Příloha 7

7. Hydraulický pohon

Hydraulický pohon nepřímý s klecí umístěnou na dvou pístech[12].

