



**FAKULTA
ŠROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Návrh nového vytloukacího roštu
do slévárny**

**Design of the hammering grate for
a foundry**

Diplomová práce

2021

Bc. Ondřej PECKA

Studijní program: NDTT Dopravní a transportní technika
Studijní obor: N071TTTE Transportní technika
Vedoucí práce: Ing. František LOPOT Ph.D.
Odborný konzultant: Ing. Jaromír Šedivý
Ing. Jiří Boula



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Pecka** Jméno: **Ondřej** Osobní číslo: **467320**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Dopravní a transportní technika**
Specializace: **Transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Návrh nového vyloukacího roštu do slévárny

Název diplomové práce anglicky:

Design of the hammering grate for a foundry

Pokyny pro vypracování:

Cílem práce je místo již nevyhovujícího stávajícího roštu navrhnout upravený inovovaný vyloukací rošt, který bude vyhovovat současným požadavkům na výrobu. Dále provést kontrolní výpočty vybraných uzlů. Práci vypracujte postupným naplněním následujících dílčích úkolů:

1. Provést rešerši vibrační techniky (typy vibračních strojů, použití vibrační techniky, výrobci, druhy používaných kmitů, typy dle pracovní frekvence, problematika rozběhu a doběhu, typy pohonů, ...)
2. Provést rozbor stávající konstrukce (výhody, nevýhody)
3. Vytvořit nový návrh na základě současných požadavků na výrobu
4. Provést základní výpočty (amplituda) a zvolit vhodný pohon
5. Vytvořit funkční 3D model
6. Provést MKP analýzu příčnicku s pohonem
7. Určit rozhodující vlastní frekvenci/ce soustrojí
8. Provést výpočty související s uložením stroje (volba pružin, dynamické síly přenášené do okolní konstrukce)
9. Vytvořit sestavný výkres navržené konstrukce a výrobní výkres nového příčnicku s pohonem stroje
10. Zhodnotit navrženou konstrukci

Seznam doporučené literatury:

dle vlastní rešerše

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:


Ing. František Lopot, Ph.D., ústav konstruování a částí strojů FS

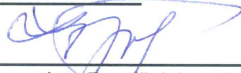
Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **12.04.2021**

Termín odevzdání diplomové práce: **04.06.2021**

Platnost zadání diplomové práce:


Ing. František Lopot, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce


Ing. František Lopot, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací.
Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

30.4.2021

Datum převzetí zadání

Ondřej Doležal

Podpis studenta

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem „Návrh nového vytloukacího roštu do slévárny“ vypracoval samostatně pod vedení Ing. Františka Lopota Ph.D, s odbornými konzultanty Ing. Jaromírem Šedivým a Ing. Jiřím Boulou ze zadavatelské firmy Techkon s r.o.. Použité zdroje a odborná literatura jsou uvedeny na konci diplomové práce.

V Praze:

Bc. Ondřej Pecka

PODĚKOVÁNÍ

V první řadě bych chtěl poděkovat zadavatelské firmě Techkon s r.o., zejména pak Ing. Jaromíru Šedivému a Ing. Jiřímu Boulovi, za pomoc, rady a praktické poznatky, které umožnily vytvoření této práce. Rovněž bych chtěl poděkovat Ing. Františku Lopotovi Ph.D za vedení mé diplomové práce. Největší poděkování však patří mé rodině za podporu a trpělivost během celého studia.

ANOTAČNÍ LIST

Autor:	Bc. Ondřej Pecka
Název práce:	Návrh nového vytloukacího roštu do slévárny
Title:	Design of the hammering grate for a foundry
Rok:	2021
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí práce:	Ing. František Lopot Ph.D.
Konzultant:	Ing. Jaromír Šedivý Ing. Jiří Boula
Bibliografické údaje:	počet stran: 75
	počet obrázků: 84
	počet tabulek: 15
	počet příloh: 3
Klíčová slova:	vibrační vytloukací rošt, vibrační technika, návrh konstrukce, příložený vibrátor, přímočarý kmit, vlastní frekvence
Keywords:	vibrating hammering grate, vibration technique, design of construction, unbalanced (vibration) motor, linear oscillation, natural frequency
Anotace:	<p>Cílem této práce je navrhnout nový vibrační vytloukací rošt pod vedením firmy Techkon s r.o. určený pro společnost Slévárna Kuřim a.s. Návrh má být proveden na základě zkušeností s provozem stávajícího zařízení a musí splňovat současné požadavky na výrobu.</p> <p>V první části práce je uvedena rešerše vibrační techniky, poté rozbor stávající konstrukce. V další části je samotný návrh jednotlivých dílčích prvků roštu, u kterých jsou uvedeny potřebné návrhové a kontrolní výpočty, u vybrané součásti je provedena analýza MKP. V poslední části práce jsou uvedeny výpočty týkající se celého soustrojí.</p>
Annotation:	<p>Purpose of this thesis is to design a new vibration hammering grate under lead of company Techkon s r.o. for company Slévárna Kuřim a.s. The design must be created based on experiences with operating existing machine and it has to meet current requirements of production.</p> <p>There is search about vibration technique in the first part, then analysis of current construction. In the next part is the design of partial components of grate for which design and control calculations are given. For selected component there is a FEM analysis. In the last part there are calculations for the whole machine.</p>

OBSAH

Obsah

Seznam zkratk a symbolů	1
1. Úvod	4
2. Cíle práce	5
3. Vibrační technika.....	7
3.1. Druhy vibračních strojů dle principu pohonu	8
3.1.1. Impulsní dopravník s nesymetrickým kmitem	8
3.1.2. Impulsní dopravníky – třasadla	9
3.1.3. Dopravníky s mikrovřhem.....	9
3.2. Druhy vibračních strojů dle jejich použití	10
3.2.1. Doprava materiálu	10
3.2.2. Třídění materiálu.....	11
3.2.3. Rozrušení materiálu	12
3.2.4. Stroje na hutnění materiálu	13
3.3. Druhy pohonů vibračních strojů	14
3.3.1. Příložné vibrátory.....	14
3.3.1.1. Výpočet nevyvážků	16
3.3.2. Pohony se středovým hřídelem.....	17
3.4. Dynamika vibračních strojů	18
3.4.1. Soustavy s jedním kmitajícím tělesem.....	19
3.4.2. Soustava se dvěma kmitajícími tělesy	21
3.4.2.1. Rezonanční stroje.....	21
3.4.2.2. Antirezonanční stroje	22
3.4.3. Rozběh a doběh vibračních strojů, rezonance s okolní konstrukcí	22
3.5. Uspořádání pohonů, druhy kmitů dle tvaru	23
3.5.1. Přímočarý kmit.....	24
3.5.2. Kruhový kmit	26
4. Rozbor stávající konstrukce	28
4.1. Stručný popis linky GF.....	28
4.2. Vibrační vytloukáací rošt VVR 160.050	29
5. Návrh.....	32
5.1. Postup tvorby návrhu	32
5.2. Návrh pohonu.....	32
5.2.1. Nastavení vibrátorů.....	33
5.3. Návrh příčnicku	35
5.3.1. Výpočet stávajícího příčnicku	39
5.3.2. MKP analýza stávajícího příčnicku	40
5.3.3. Návrh nového příčnicku	43
5.3.4. MKP analýza nového příčnicku	45
5.3.5. Výsledný návrh příčnicku	48
5.4. Návrh bočnice konzoly	49

5.4.1.	Zavětrovací kříž	51
5.5.	Návrh skříně	52
5.5.1.	Nástavba bočnic	54
5.6.	Výstelka	54
5.7.	Rošty	55
5.8.	VVR 160.050 sestava	56
6.	Parametry stroje	59
6.1.	Pružné uložení	59
6.2.	Amplituda, zrychlení	62
6.3.	Vlastní frekvence	63
6.3.1.	Vlastní frekvence soustavy	63
6.3.2.	Modální analýza	64
6.4.	Zatížení okolní konstrukce	66
6.4.1.	Statické zatížení okolní konstrukce	66
6.4.2.	Dynamické zatížení okolní konstrukce	67
6.4.3.	Shrnutí	68
7.	Zhodnocení navržené konstrukce	69
8.	Závěr	70

SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

$F_{ods,ods1,ods2}$ [N]	odstředivá síla
$F_{výsl}$ [N]	výsledná odstředivá síla
m [kg]	hmotnost
ω [rad·s ⁻¹]	úhlová rychlost
R [m]	vzdálenost těžiště od středu rotace
n [min ⁻¹]	otáčky motoru
k, c [N/m]	tuhost pružiny
b [N·s·m ⁻¹]	konstanta lineárního tlumení
x [m]	hodnota okamžité výchylky
\dot{x} [m/s]	derivace okamžité výchylky - rychlost
\ddot{x} [m/s ²]	druhá derivace okamžité výchylky - zrychlení
F_t [N]	budící síla (proměnná v čase)
Ω_0 [rad·s ⁻¹]	vlastní frekvence netlumené soustavy
Ω_B [rad·s ⁻¹]	vlastní frekvence tlumené soustavy
b_r [-]	poměrný (relativní) útlum
i [°]	úhel vrhu
V_{teor} [m/h]	teoretická dopravní rychlost pro dopravník bez naklonění
K_r [-]	korekční číslo
L [m]	šířka žlabu
H [m]	výška žlabu
Q [m ³ /h]	objemový průtok žlabem
α [°]	naklonění stroje, okamžité natočení vibrátoru
F_α [-]	korekční faktor
V_i [m/h]	rychlost závislá na natavení úhlu vrhu
V_{teorc} [m/h]	teoretická dopravní rychlost pro nakloněný dopravník
m_v [kg]	hmotnost jednoho vibromotoru
m_s [kg]	hmotnost současného stroje
m_n [kg]	odhad navýšení hmotnosti stroje
F_{od} [N]	odstředivá síla pro 1 vibrátor (nastavení 100%)
Pr [kg·mm]	pracovní moment vibrátorů
C [N]	základní dynamická únosnost ložiska
L [n ⁶]	základní trvanlivost ložiska (v otáčkách)
L_h [hod]	základní trvanlivost ložiska (v hodinách)
F_e [N]	ekvivalentní radiální zatížení ložiska
p [-]	mocnitél
F_a [N]	axiální složka zatížení ložiska
F_r [N]	radiální složka zatížení ložiska

$X [-]$	součinitel dynamického radiálního zatížení ložiska
$Y [-]$	součinitel dynamického axiálního zatížení ložiska
$l_{1,2,3,4} [m]$	skutečné délkové rozměry příčnicku
$F_x [N]$	složka síly F_{od} působící ve směru osy X
$F_y [N]$	složka síly F_{od} působící ve směru osy Y
$M_{Fx} [Nmm]$	moment od síly F_x
$R [N]$	reakční síla
$x_{1,2,3} [mm]$	souřadnice k výpočtu ohybového momentu
$M_o [Nm]$	ohybový moment
$\sigma_t [MPa]$	napětí v tahu/tlaku
$\sigma_o [MPa]$	napětí v ohybu
$A [mm^2]$	plocha průřezu příčnicku
$\sigma_o [MPa]$	napětí v ohybu
$W_o [mm^3]$	modul průřezu v ohybu
$\sigma_m [MPa]$	střední napětí kmitu (předpětí)
$\sigma_a [MPa]$	mezní výkmit napětí (amplituda)
$N [cyklů]$	počet cyklů
$\sigma_c [MPa]$	základní mez únavy
$Rm [MPa]$	mez pevnosti materiálu
$\sigma_c^* [MPa]$	mez únavy reálného materiálu
$k_s [-]$	koeficient – vliv velikosti součástí
$k_{SF} [-]$	koeficient – vliv jakosti obrobení povrchu
$k_T [-]$	koeficient – vliv technologie úprav povrchu
$K_f [-]$	koeficient – součinitel tvaru (vrubu)
$S_{1,2} [mm^2]$	plochy průřezů jednotlivých součástí
$a [mm]$	šířka pásnice
$b [mm]$	šířka stojiny
$T_1 [mm]$	tloušťka pásnice
$T_2 [mm]$	tloušťka stojiny
$A [mm^2]$	celková plocha průřezu součásti
$J_{1,2} [mm^3]$	plochy průřezů
$e_1 [mm]$	vzdálenost těžiště pásnice od osy
$R_e [MPa]$	mez kluzu materiálu
$\sigma_d [MPa]$	dovolené napětí v součásti
$F_{gc} [N]$	celková tíhová síla roštu
$F_{p1} [N]$	tíhová síla působící na pružná uložení na výstupu
$F_{p2} [N]$	tíhová síla působící na pružná uložení na vstupu
$t_{1,2} [mm]$	vzdálenosti těžiště od pružných uložení



$T [-]$	těžiště stroje
$m_c [kg]$	celková hmotnost stroje
$m_{pz} [kg]$	hmotnost částí pružných uložení, které pružné uložení zatěžují
$d [mm]$	průměr drátu pružiny
$D_i [mm]$	vnitřní průměr válcové vinuté pružiny
$D_e [mm]$	vnější průměr válcové vinuté pružiny
$l_o [mm]$	volná délka pružiny
$l_9 [mm]$	délka pružiny při dosednutí na závity
$s_{1,2} [mm]$	stlačení pružin
$F_{p1H} [N]$	tíhová síla působící na pružná uložení na výstupu při havarijním stavu
$F_{p2H} [N]$	tíhová síla působící na pružná uložení na vstupu při havarijním stavu
$s_{1H,2H} [mm]$	stlačení pružin při havarijním stavu
$e [mm]$	amplituda
$f [Hz]$	frekvence
$n [\%]$	nastavení nevývažků vibrátorů
$a [m \cdot s^{-2}, G]$	zrychlení stroje
$n [\%]$	nastavení nevývažků
$F_{z0} [N]$	harmonická síla přenášená do rámu
$F_0 [N]$	harmonická budící síla
$\eta [-]$	činitel naladění
$F_{dpc} [N]$	dynamické zatížení okolní konstrukce úvahou – celkové
$F_{dp} [N]$	dynamické zatížení okolní konstrukce – na jednu patku
$J [kg \cdot m^2]$	moment setrvačnosti
$\varphi [^\circ]$	úhel naklonění

1. Úvod

Vibrační technika má v dnešní době uplatnění prakticky ve všech průmyslových odvětvích. Slouží k dopravě, třídění, hutnění, dávkování materiálu, ale i k dalším činnostem. Tato práce se bude zabývat návrhem vibračního vytloukacího roštu používaného ve slévárně ve spolupráci s firmou Techkon s.r.o.

Firma Techkon je česká firma sídlící v Příbrami zabývající se vývojem, konstrukcí a dodávkou vibrační techniky. Hlavní oblastí zájmu firmy jsou nadrezonanční vibrační stroje uložené na vinutých pružinách, s jejichž návrhem a konstrukcí má dlouholeté zkušenosti. Jejich nejznámější výrobky jsou třídiče pod obchodními názvy Tajfun a Tornádo, vibrační podavače VZP, vibrační dopravníky VZD, trubkové dopravníky VTD, ale taktéž se kromě typové výroby zabývá výrobou vibrační techniky na zakázku dle potřeb zákazníka a také strojů pro určitá odvětví, jako například slévárenský průmysl či potravinářský průmysl.

2. Cíle práce

Cílem této práce je navrhnout nový vibrační vytloukáací rošt, který by měl nahradit stávající rošt umístěný ve slévárně patřící společnosti Slévárna Kuřim, a.s. ve městě Kuřim. Návrh nového roštu bude proveden na základě zkušeností získaných provozem stávajícího zařízení. Nový stroj musí splnit následující požadavky:

- Nový vytloukáací rošt musí obsahovat všechny provedené úpravy skříně (bočnice ze silnějšího plechu, vyztužení v kritických místech, vybrání levé bočnice, musí zachovat současnou polohu výměnných roštů, upravené nástavce bočnic)
- Nový vytloukáací rošt musí mít shodné přípojovací rozměry.
- Vibrátory VA76 nahradit vibrátory od německého výrobce JVM. Tyto vibrátory mají modernější konstrukci – jsou lehčí a mají zabudovaný termistor, což zvyšuje jejich provozní spolehlivost. Zároveň je potřeba zachovat stávající koncepci pohonu, tj. použít příložené vibrátory.
- Dle přípojovacích rozměrů nového vibrátoru upravit příčník, který bude vycházet ze zesílené varianty příčníku + provést analýzu MKP nově navrženého příčníku
- Zvětšit průchozí výšku roštu úpravou konzoly motorů – zvednout zavětrovací kříž konzoly o 100 mm a příčník s vibromotory o 50 mm.
- Zavětrovací kříž navrhnout z nerezové oceli.
- Na dopadové dno roštu na vstupu umístit výstelku z nerezové oceli o tloušťce 10 mm
- Na bočnice v místech kontaktu s formovací směsí taktéž umístit výstelku z nerezové oceli o tloušťce 8 mm. Nerezová ocel je zde požadována z toho důvodu, že při rozrušování formy dochází k intenzivnímu odpařování vody z formovací směsi, což způsobuje korozi stroje.
- Technické parametry odlitků, které přicházejí na rošt (tab. 1):

Tab. 1.: Technické parametry

Parametr	Hodnota
Maximální rozměr odlitku	1100x900x500 mm
Maximální hmotnost jednoho odlitku	350 kg
Maximální počet odlitků na roštu současně	3 kusy
Požadovaná amplituda stroje	3.3 mm

- Změnit rozteče vyměnitelných roštů tak, že první zůstane zachován (šířka mezery 30 mm) a zbývající dva budou shodné s šířkou mezery 60 mm (jako u současného třetího roštu).
- U vyměnitelných roštů zesílit střední vyztužný pás.
- Při konstrukci roštu dbát na to, aby v místech pod rošty nevznikaly „kapsy“ či jiná místa, kde by mohla zůstat formovací směs či zbytky vtokové soustavy.

U původního roštu vznikl problém, že se v těchto místech usazovaly části vtokové soustavy odlitků a vlivem vibrace nestále „bouchaly“ do roštu. Tím docházelo k narušení a zeslabení konstrukce stroje.

Pro postup tvorby této práce a pro dosažení výše specifikovaných výsledků byly zvoleny následující dílčí kroky:

1. Tvorba rešerše týkající se vibrační techniky
2. Seznámení se se stávající konstrukcí stroje
3. Návrh nového stroje + MKP analýza problematické součásti (příčnick vibrátorů)
4. Provedení výpočtů, které souvisí se strojem
5. Tvorba 3D modelu
6. Tvorba vybrané výkresové dokumentace (příčnick, sestavný výkres)
7. Závěr a zhodnocení dosažení cílů

3. Vibrační technika

Asi největší zastoupení vibrační techniky můžeme nalézt v těžebním průmyslu. Žádný kamenolom by se ve svých výrobních linkách nedokázal obejít bez vibrační techniky, její zástupce můžeme nalézt v podobě velkých vibračních podavačů do drtičů, vibračních žlabů, velkých třídíčů, trubkových dopravníků a dalších. Těžební průmysl ale není jediné odvětví, kde se můžeme s vibrační technikou setkat. Nalezneme ji prakticky v kterémkoliv odvětví průmyslové výroby, počínaje zmíněným těžebním, hornickým, stavebním průmyslem, dále i v zemědělství, v automobilovém průmyslu, v odvětvích zabývajících se výrobou výbušnin a trhavin a v poslední řadě i potravinářském průmyslu.



Obr. 1.: Vibrační podavač do drtiče [1]



Obr. 2.: Vibrační třídíč drceného kamene [2]

Například ve stavebním průmyslu se využívají jako hutnicí zařízení, v zemědělství na sklizeň ovocných stromů, v automobilovém průmyslu jako zásobníky či podavače, které umožňují řídit orientaci podávaných dílů, v potravinářském průmyslu jako kontrolní třídíče před finální expedicí produktů (například rýže, káva,...) či v hutním průmyslu jako vytloukací rošty na oddělení formovací směsi od odlitku a lze nalézt i mnoho dalších aplikací. Z uvedených příkladů je patrné, že se s vibrační technikou, ať už přímo či nepřímo, setkáváme v běžném životě každý den.

Princip, na kterém fungují vibrační stroje, je různý pro každou aplikaci a bude vždy podrobněji popsán v dalších kapitolách věnujících se konkrétním druhům vibračních strojů. Obecně lze říci, že ke stroji, který je pružně uložen nejčastěji na pružinách, je připevněn pohon. Ten rozkmitává stroj určitou frekvencí a jeho rozkmit je charakterizován amplitudou a orientací kmitání v prostoru. To má za následek pohyb materiálu žádaným (případně nežádaným) směrem. Frekvence buzení strojů se nejčastěji pohybují v rozmezí 50-16 Hz (dáno frekvencí el. sítě – bude podrobněji popsáno v dalších kapitolách). Samozřejmě existují i vysokofrekvenční stroje, ale ty je možno nalézt spíše u speciálních konstrukcí. Amplitudy nejběžnějších konstrukčních řešení dosahují 0.1-7 mm (extrémy jdou až do 10 mm). Při vysokých amplitudách je konstrukce velmi namáhána a je obtížné ji navrhnout tak, aby nedocházelo k selhání a i z hlediska výkonu vibračních strojů to nemá velký význam.



Obr. 3.: Kruhový vibrační zásobník [3]



Obr. 4.: Vibrační deska [4]

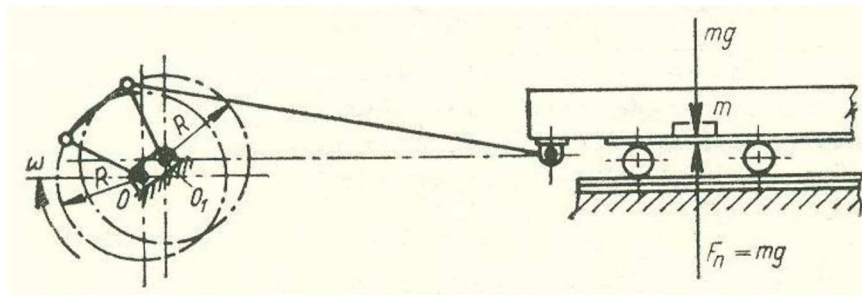
3.1. Druhy vibračních strojů dle principu pohonu

První a nejzákladnější rozdělení vibrační techniky lze provést na základě principu pohonu. Dle tohoto kritéria můžeme rozdělit vibrační techniku do následujících skupin:

- Impulsní dopravníky: a) s nesymetrickým kmitem
b) třasadla
- Dopravníky s mikrovrhem

Toto rozdělení se udává pro vibrační dopravu, avšak kromě dopravníků existují samozřejmě i další aplikace vibrační techniky. Ty budou rozepsány dále v textu.

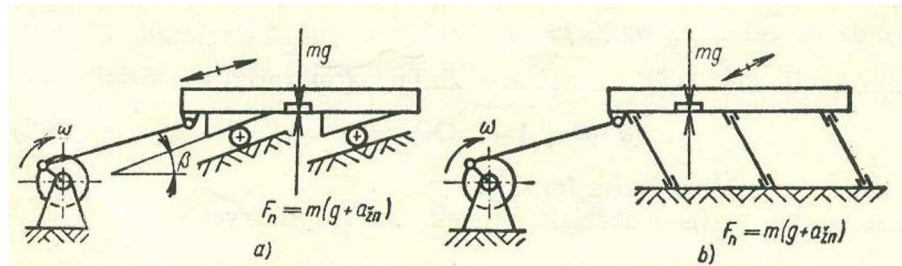
3.1.1. Impulsní dopravník s nesymetrickým kmitem



Obr. 5.: Impulsní dopravník s nesymetrickým kmitem [5]

U impulsních dopravníků obecně (na rozdíl od dopravníků s mikrovrhem) je materiál vždy v přímém kontaktu se žlabem. Schéma jednoduchého impulsního dopravníku s nesymetrickým kmitem je znázorněno na obr. 5. Funguje na principu rozdílnosti tření dynamického (za pohybu) a tření statického (za klidu). Při pohybu žlabu dopředu (na obr. 5 směrem doprava) je žlabu udáváno pouze takové zrychlení, aby nedošlo k posunu materiálu vůči žlabu, tj. nesmí být překonána tečná třecí síla mezi materiálem a žlabem. Naopak při pohybu žlabu zpět (doleva) musí být zrychlení větší, právě tak, aby byla překonána tečná třecí síla. Vlivem toho, že tření dynamické je menší než statické, nebude se materiál při zpětném pohybu žlabu pohybovat spolu s ním. Zjednodušeně řečeno, při pohybu dopředu je materiál unášen spolu se žlabem a při pohybu zpět se žlab „podtrhne“ a to způsobí, že materiál buď zůstane na místě, případně se vrátí zpět pouze o zlomek dráhy, o kterou se posunul dopředu. Tímto je zajištěn pohyb materiálu jedním směrem (v případě obr. 5 směrem doprava). [5]

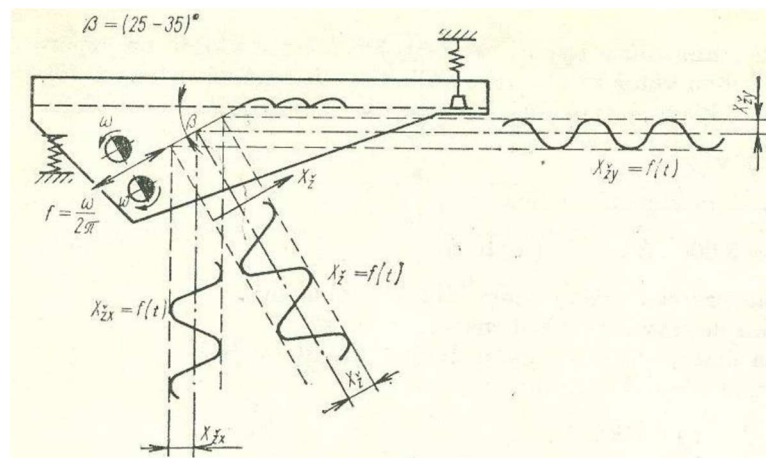
3.1.2. Impulsní dopravníky – třasadla



Obr. 6.: Impulsní dopravník – třasadlo [5]

Opět je materiál vždy v přímém kontaktu se žlabem. Existují konstrukční řešení se skloněnou drahou (obr. 6 vlevo) a řešení s listovými pružinami (obr. 6 vpravo). Žlab se v tomto případě pohybuje nejen v horizontálním směru, ale též i ve vertikálním směru. V případě, že se žlab pohybuje doprava nahoru, tak na materiál působí ve stejném směru tíhová síla a setrvačná síla. To způsobí dostatečně velkou normálovou sílu, která „přitlačí“ materiál ke žlabu, a materiál se tak pohybuje stejnou rychlostí jako žlab. Naopak při pohybu žlabu doleva dolů tíhová síla a setrvačná síla působí proti sobě. Materiál již není dostatečně „přitlačován“ ke žlabu a vlivem setrvačných sil zůstává vůči žlabu na místě. Ovšem jak již bylo zmíněno, materiál musí být neustále v kontaktu se žlabem. [5]

3.1.3. Dopravníky s mikrovřhem



Obr. 7.: Dopravník s mikrovřhem

U dopravníků s mikrovřhem naopak dochází k tomu, že je materiál téměř celou dobu unášen ve vznosu pomocí mikrovřhů (mikroskoků). To umožňuje dosažení vyššího výkonu u dopravníků a hlavně nižšího opotřebení ploch přicházejících do kontaktu s materiálem. Pracuje ve vyšších frekvencích než impulsní dopravníky. Princip dopravníků s mikrovřhem bude podrobněji popsán v dalších kapitolách.

Jelikož je z konstrukčního hlediska možno pro vibrační vytlukač použít pouze stroj na principu mikrovřhů, protože impulsní dopravníky materiál pouze posunují a vytlukač musí materiál i rozrušovat a „otlukač“, bude zbytek řešerše soustředěn právě na tento typ vibrační techniky.

3.2. Druhy vibračních strojů dle jejich použití

3.2.1. Doprava materiálu

Doprava materiálu se realizuje pomocí zařízení zvaných vibrační žlaby či vibrační podavače. Obecně jsou si konstrukčně velmi podobné, liší se především svou funkcí. Podavače, jak už z názvu vyplývá, jsou určené pro podávání či dávkování materiálu. V praxi se používají také jako uzavírací členy u zásobníků či sil. Tím je myšleno, že jsou namontovány na výpadu ze zásobníku, a pokud je dopravník vypnut, materiál vyteče do dopravníku, ale nepokračuje dál. V tomto případě je potřeba znalosti sypného úhlu materiálu, a navrhnout tak vhodnou délku podavače, aby nedocházelo k samovolnému toku materiálu. V tomto případě je nutné nadimenzovat pohon tak, aby se stroj rozběhl i pod závalem materiálu.



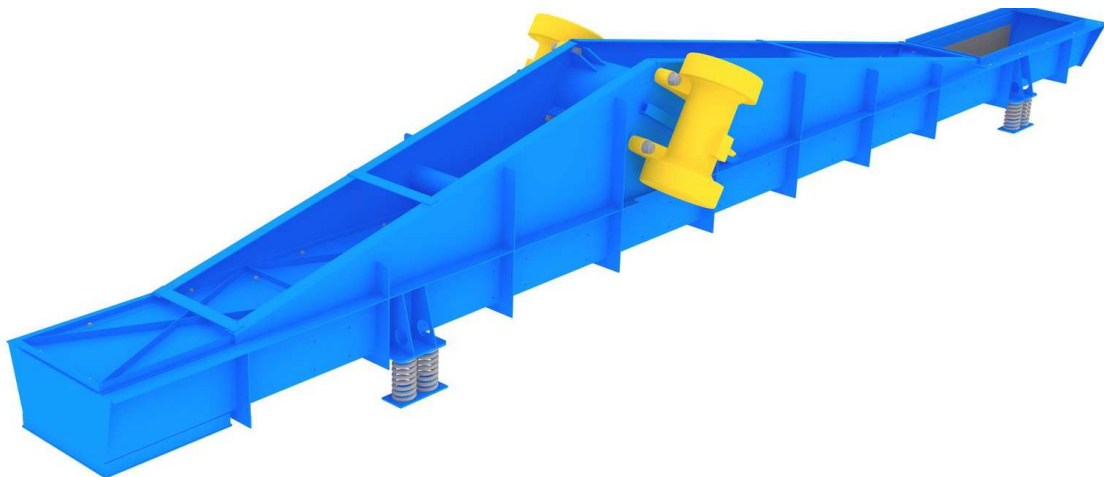
Obr. 8.: Vibrační podavač v tunelu [1]



Obr. 9.: Vibrační podavač do drtiče [1]

Mohou být konstruované tak, aby dodávaly konstantní požadovaný výkon či aby výkon bylo možno regulovat. Většinou mívají čtvercový, obdélníkový či lichoběžníkový průřez. Jejich šířka se většinou pohybuje od 300 až 2 000 mm a délka do 2 000 mm.

Vibrační dopravníky, jak už z názvu vyplývá, se používají k dopravě materiálů. Oproti podavačům jsou delší a lehčí konstrukce. Jejich šířka se pohybuje od 100 až do 2 000 mm a délka až do 8 000 mm.

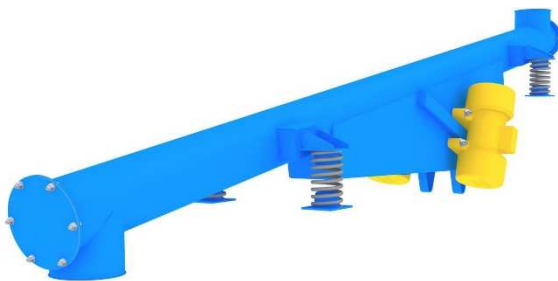


Obr. 10.: Vibrační dopravník [6]

Dále existují i speciální typy vibračních dopravníků jako jsou trubkové dopravníky či spirálové dopravníky. Trubkové dopravníky mají velkou výhodu, že lze pomocí nich zajistit naprosto bezprašnou a hermetickou dopravu materiálu. Průměry mohou být do 350 mm a délky až 10 000 mm. Spirálové dopravníky se hodí pro speciální aplikace, kdy je potřeba dopravovat materiál ve vertikálním směru na malém prostoru.



Obr. 11.: Mikropodavač s elmag. pohonem [7]



Obr. 13.: Trubkový dopravník [6]



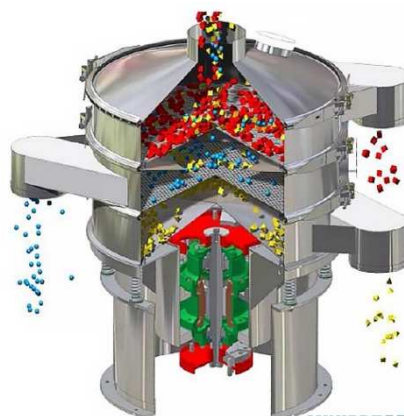
Obr. 12 Spirálový vibrační dopravník [7]

3.2.2. Třídění materiálu

Vibrační stroje vykonávající třídění materiálu se nazývají vibrační třídíče. Slouží ke třídění sypkých materiálů. Je možno se setkat s konstrukcemi 2 500 mm širokými a až 6 000 metrů dlouhými, ale i s velmi malými laboratorními třídíči. Konstrukce se většinou skládá z ocelového rámu, ve kterém jsou umístěné síťové či jiné třídící plochy, které zajišťují třídění materiálu podle požadované zrnitosti. K rámu je připevněn pohon, který rozkmitává stroj a tím umožňuje třídění materiálu.



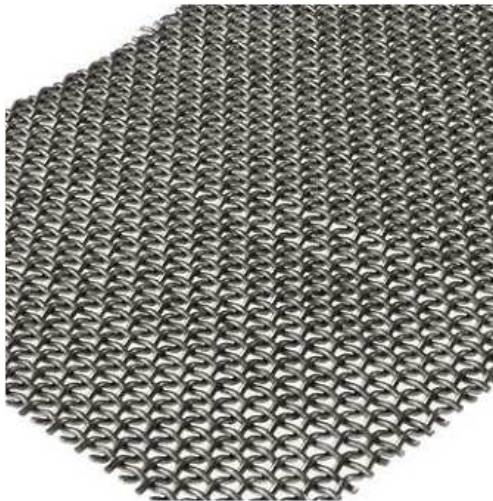
Obr. 14.: Dvousítný vibrační třídíč [8]



Obr. 15.: Kruhový třídíč – schéma [9]

Existují i kruhové třídiče se středovým pohonem (obr. 15), které vykonávají složitý prostorový pohyb. Tyto třídiče najdou uplatnění zejména v oblasti precizního třídění, kde je důležitější kvalita než výkon.

Počty sítových ploch vždy vychází z požadavků konkrétní aplikace. Správně zvolit materiál a provedení sítové plochy není jednoduché a ve většině případů vychází ze znalostí získaných praxí. U méně častých materiálů či v případě inovací je třeba provést experimentální zkoušky. Nejčastěji jsou používána síta z ocelových drátů. Ta mohou mít různá provedení – tvary ok, způsoby vazeb jednotlivých drátů, ... Mohou být z klasické uhlíkové oceli, nerezové oceli či různých druhů plastových vláken. Dalším poměrně novým a moderním druhem jsou polyuretanová síta (obr. 17). Ta mají tu výhodu, že jsou velmi odolná, a tím pádem vhodná do extrémních podmínek či pro použití na velmi abrazivní materiály. Zpravidla jsou ale dražší a mají menší volnou sítovou plochu. [10]



Obr. 16.: Ocelové síto [10]



Obr. 17.: Polyurethanové síto [10]

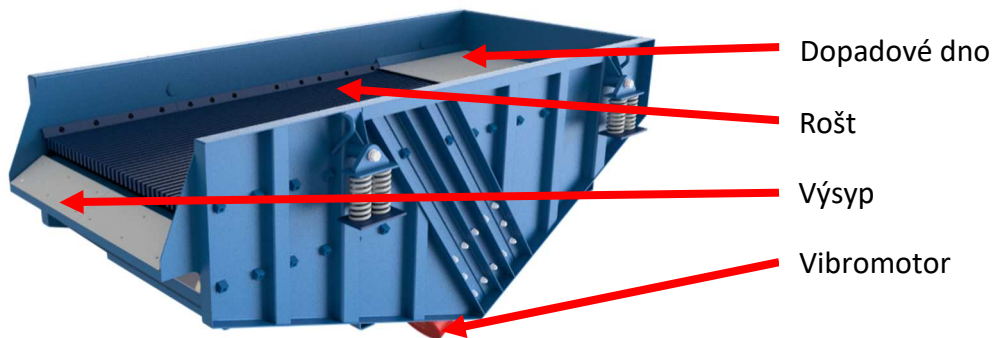
Lze nalézt i další výrobky využívané jako třídící plochy, například děrované plechy, tahokovy, štěrbínová síta či gumová síta. [10]

3.2.3. Rozrušení materiálu

Stroje na rozrušování materiálu mohou být vytloukáací stoly či vytloukáací rošty. S vytloukáacími rošty je možno se setkat zejména ve slévárnách. Zde slouží jako stroje pro odstranění sypké formovací směsi z odlitků. Konstrukce a dimenzování výkonu těchto strojů musí být prováděny s ohledem na to, že je potřeba dostatečně rozrušit formovací směs tak, aby „odpadla“ od odlitků, ale zároveň aby stroj nepoškodil samotné odlitky (například nezpůsobil rýhy či záseky anebo netupil hrany odlitků). Typické konstrukční řešení stroje lze vidět na obr. 18. Princip činnosti stroje je shodný s vibračními dopravníky či podavači, jedná se o vibrační stroje pracující na principu mikrovrhů (kapitola 3.1.3.). K pohonu stroje se využívá přímočarý kmit (kapitola 3.5.1.) nejčastěji vyvozený dvojicí příložných vibrátorů, případně je použit mechanický vibrátor. V místě, kde vstupuje materiál na vytloukáací rošt, je většinou plné dopadové dno. Materiál na rošt většinou přichází z nějaké další technologie a na rošt dopadá z určité pádové výšky. Proto je zde plné

dopadové dno, které zabraní poškození roštů. Na plné dno navazují již jednotlivé rošty, kterými propadá formovací směs, případně menší části vtokové soustavy. Samotné rošty jsou většinou vyrobeny z ocelových pásů umístěných napodél vůči pohybu materiálu. Rozteče jednotlivých pásů roštu jsou pak dány velikostí vytloukaných odlitek. Samotné rošty podléhají velkému opotřebení, a proto se musí po určitých časových intervalech měnit.

Materiál (odlitek s formací směsí) tedy dopadne na dopadové dno, vlivem vibrace (mikrovrhů) je materiál „posunován“ směrem k výsypu a také dochází k rozrušování formovací směsi. Z dopadového dna se přesune na rošty, odlitky se posouvají po roštu dále k výsypu a formovací směs propadá mezerami v roštu. Pod vytloukacím rostem je pak umístěna násypka a na ní navazující vibrační či pásový dopravník, který transportuje formovací směs k dalšímu zpracování. Ze stroje na výsypu pak odcházejí již samotné odlitky očištěné od formovací směsi i s částečně oddělenou vtokovou soustavou.



Obr. 18.: Vytloukací rošt [6]

3.2.4. Stroje na hutnění materiálu

Stroje pro hutnění materiálu mohou být různé pěchy, vibrační desky či vibrační stoly. Působením vibrací na nějaký daný materiál (například beton či písek) dochází k jeho strhávání a zhutňování. S těmito stroji se můžeme setkat ve stavebním průmyslu, například vibrační pěchy, vibrační desky či vibrační válce. Dále se pro výrobu betonových prefabrikátů používají vibrační stoly, kdy se na vibrační stůl umístí forma s betonem a vlivem vibrace dojde k jeho zhutnění.



Obr. 19.: Vibrační stůl [6]



Obr. 20.: Vibrační pěcha [11]

3.3. Druhy pohonů vibračních strojů

Jak již bylo zmíněno v úvodu, vibračnímu stroji je třeba dodat energii na rozkmitání a udržování požadovaných vibrací. K tomuto účelu slouží pohony. V této kapitole budou podrobněji zmíněné nejdůležitější typy pohonů:

- Příložné vibrátory
- Pohony se středovým hřídelem

3.3.1. Příložné vibrátory

Příložné vibrátory, někdy též nazývány příložné vibromotory, jsou asi nejpoužívanějším typem pohonů vibračních strojů. Jsou nazývány příložné z toho důvodu, že se tzv. přiloží ke stroji. Vibrace je v těchto motorech vyvozena pomocí nevyvážené, excentricky připojené hmoty na rotující hřídel, která generuje odstředivou sílu. Jedná se o masivní ocelová tělesa (většinou odlitky), která se připevní ke stroji pomocí šroubových spojů. Použití spojovacího materiálu pro připojení vibrátoru je na základě zkušeností a výpočtu předepisováno výrobcem. Například příbramský výrobce vibromotorů Vibros s.r.o ve svých technických podmínkách pro připojení vibromotorů doporučuje: šroub dle ISO 4014 -8.8 (10.9), plochou podložku dle ISO 7090 -200 HV a samojistnou matici dle ISO 7040 nebo 7042. Utahovací momenty šroubů uvádí také výrobce vibromotorů v technických podmínkách. Ty je nutné v průběhu používání stroje kontrolovat po určitých intervalech. Toto je zejména důležité při záběhu nového stroje, kdy může dojít k dodatečnému „omačkání“ styčných ploch a šroubový spoj může ztratit potřebné předpětí, což může vést k poškození nebo až zničení motoru či stroje. Je velmi důležité, aby dosedací plochy motorů a strojů byly rovné. Z toho důvodu je nutné vždy plochy obrobřit frézováním a zajistit jejich rovinnost. Na dosedacích plochách se nesmí nacházet žádný lak či nátěr, nebo dokonce zinek. [6]



Obr. 21.: Miniaturní příložný vibrátor [12]

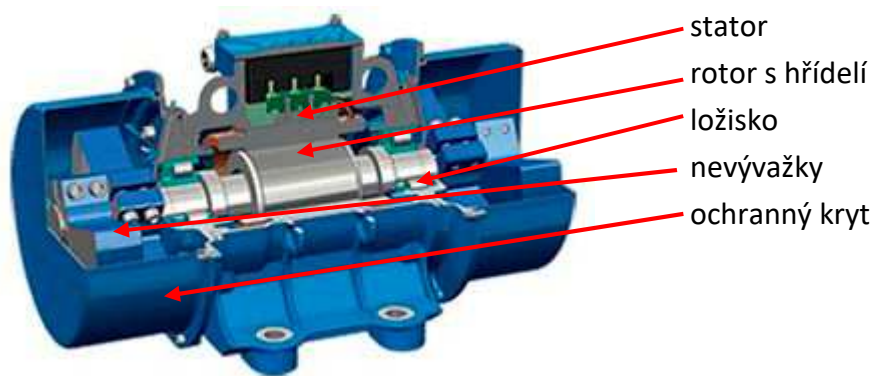


Obr. 22.: Příložný vibrátor firmy Italvibras [13]

Samotný pohon příložných vibromotorů je realizován nejčastěji elektromotorem. Takové motory můžeme vidět na obrázcích výše (obr. 21, obr. 22). Stator motoru je nalisován v masivním litinovém odlitku s připojovací přírubou. Dále se buď přímo do statorové části listují ložiska, anebo se připojují ložisková tělesa s ložisky. V ložiscích je uložen rotor s hřídelem, který vystupuje na obě strany motoru. Na tomto hřídeli je na každé

straně umístěn pár nevývažků. Nevývažky mívají půlkruhový či čtvrtkruhový tvar a jejich vzájemným pootočením lze nastavovat odstředivou sílu a tím i výkon motoru. Je ale nutná podmínka, že nevývažky na obou koncích hřídele musí být vždy nastaveny stejně, jinak by mohlo dojít k destrukci motoru. Poté jsou ještě nevývažky zakryty ochranným krytem, jedná se většinou o tažený plech či hliníkový odlitek.

Ložiska vibromotorů jsou obecně velmi namáhaná část. Jedná se většinou o kuličková naklápěcí ložiska se zvětšenou axiální vůlí. Každý výrobce volí ložiska podle svých výpočtů, zkušeností a experimentů. V praxi je možno se setkat s ložisky, které je potřeba v určitých intervalech domazávat či s ložisky s trvalou náplní.



Obr. 23.: Řez příložného vibrátoru [14]

Jak již bylo zmíněno v úvodu, samotná vibrace je vyvozena rotací nevývažku. Protože se jedná o asynchronní elektrické motory pracující v síti 400V, 50 Hz, tak můžeme ze znalosti počtů pólů motorů, a tím pádem i otáček určit pracovní frekvenci. Dvoupólové motory – frekvenci kmitů 50 Hz, čtyřpólové motory – frekvence kmitů 25 Hz, šestipólové motory – frekvence kmitů 16 Hz, V kombinaci s frekvenčním měničem lze samozřejmě dosáhnout i jiných hodnot, a tím i řídit výkon stroje.

Příložné vibrátory ale nemusí mít jenom formu elektromotoru. Je možno se také setkat s motory s pneumatickým či hydraulickým pohonem. Dalším typem jsou také takzvané mechanické příložné vibromotory, viz obr. 25. Jedná se pouze o budiče kmitů bez vlastního pohonu. Skládají se ze základního rámu s přípojovací přírubou, ve kterém jsou umístěny dvě hřídele, na kterých jsou umístěny nevývažky. Samotný pohon je pak realizován ze zdroje krouticího momentu (nejčastěji elektromotoru) pomocí řemenu či kardanové hřídele. I když se jejich konstrukce zdá oproti klasickým příložným vibrátorům zbytečně složitá, mají jednu obrovskou výhodu, a to zejména při návrhu velmi hmotných strojů (cca od hmotnosti 2 tuny). Výhoda spočívá v tom, že jejich hmotnost je tvořena pouze hmotností rámu, nevývažků a hřídelí, samotný pohon je již postaven mimo stroj a nezatěžuje ho. To je velmi výhodné v aplikacích, kde je potřeba co nejmenší hmotnost stroje či při velmi velkých výkonech, kdy dvojice příložných vibrátorů (s vlastním elektrickým pohonem) může svou hmotností přesahovat až polovinu celkové hmotnosti stroje. Další výhodou také je, že hřídele nevývažků jsou spolu spojeny pomocí ozubeného převodu, a tím

je zajištěna jejich vzájemná poloha. Jsou konstruovány tak, že se otáčejí proti sobě a jejich vzájemným natočením lze orientovat výsledné kmitání. Typicky se používají pro eliminování kmitů v jednom směru, tedy pro vyvození přímočarého kmitu (kapitola 3.5.1.)



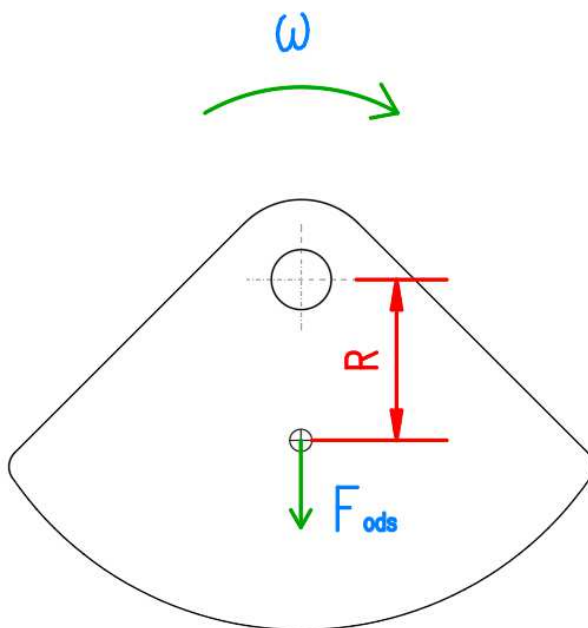
Obr. 24.: Pneumatický vibrátor [15]



Obr. 25.: Mechanický vibrátor [16]

Mezi světově nejznámější výrobce patří italský Italtvibras, německý JVM, britská společnost Invicta. Mezi české výrobce patří společnosti sídlící v Příbrami - Webac a Vibros.

3.3.1.1. Výpočet nevážek



Obr. 26.: Nevážek - schéma

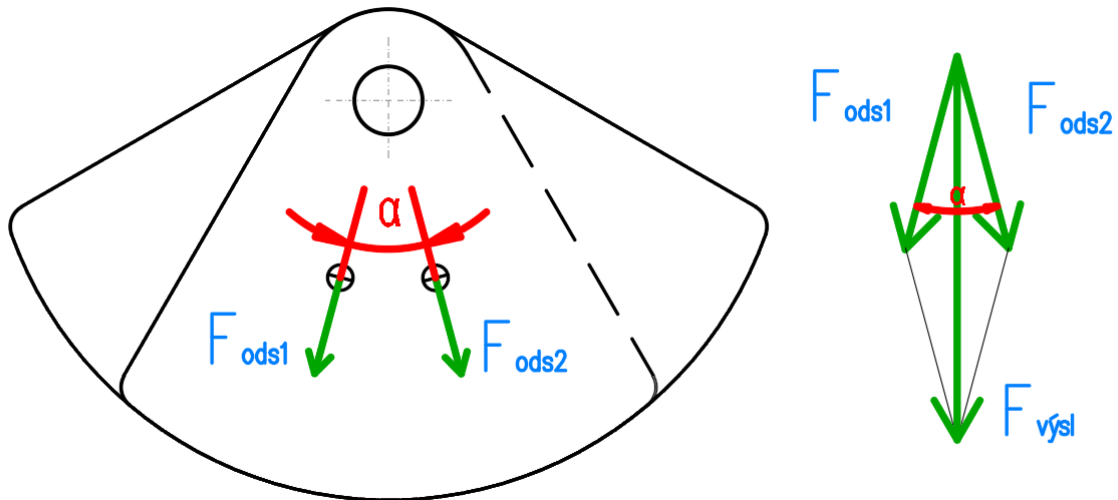
Pro výpočet odstředivé síly nevážku vibromotoru můžeme použít následující vztah:

$$F_{ods} = m \cdot \omega^2 \cdot R \quad [N] \quad (1)$$

kde m představuje hmotnost nevážku, ω úhlovou rychlost rotace nevážku a R je vzdálenost těžiště nevážku od středu rotace.

Pro konstruktérské výpočty je vhodné převádět úhlovou rychlost na otáčky za minutu:

$$\omega = 2 \cdot n \cdot \pi 60 \quad [rad/s] \quad (2)$$



Obr. 27.: Pár nevážek - schéma

Při výpočtech páru vůči sobě vzájemně posunutých nevážek předpokládáme:

$$F_{odst1} = F_{odst2} \quad (3)$$

Pro výslednou odstředivou sílu $F_{výsl}$ pak platí:

$$F_{výsl} = F_{ods1} \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) \cdot 2 \quad (4)$$

Z rovnice (4) vyplývá, že pro maximální výkon se nevážky nastaví stejně (tj. vzájemný úhel $\alpha=0^\circ$) a pro menší výkony se jejich vzájemný úhel zvětšuje.

3.3.2. Pohony se středovým hřídelem

Tento typ pohonů lze nalézt zejména u velkých třidičů (nejčastěji v povrchových lomech na těžbu drceného kamene). Konstrukčně jsou tvořeny tak, že skrz celý stroj prochází hřídel uložená v ložiscích. Ložiska bývají ke stroji připevněna pomocí ložiskových domků. Většinou se jedná o kuličková naklápěcí ložiska. Na obou koncích hřídele jsou připevněny nevážky stejně jako u příloženého vibromotoru. Zároveň je na jedné straně hřídele ještě excentricky připevněna řemenice. Excentricita je opačného směru, než působí odstředivá síla nevážek. A to z toho důvodu, že pokud je stroj v chodu, kmitá nějakou amplitudou, a pokud by řemenice byla centrovaná stejně jako nevážky, kmitala by s danou amplitudou také. Jenže pokud je excentricita stejná jako velikost amplitudy, řemenice vůči okolí stojí (nekmitá) a je možno ji připojit například k elektromotoru. Největší výhoda je, že se středové hřídele umísťují do těžiště stroje, a tím je vytvořen pravidelný kruhový kmit.

Jak již bylo zmíněno, řemenice je poháněna přes klínové řemeny nejčastěji elektromotorem. Elektromotor je připevněn k okolnímu rámu a nekmitá. U těchto strojů jsou problematické zejména starty a doběhy, kdy okamžitá amplituda stroje neodpovídá excentricitě řemenice. Tím pádem se mění osová vzdálenost řemenice stroje a pohonu. To je řešeno například napínacím mechanismem klínových řemenů, kdy jsou bočně napínány

a napínací mechanismus je dimenzován tak, aby zvládl vykompenzovat odchylky osových vzdáleností. Amplituda těchto strojů se pohybuje většinou v rozmezí 3-4 mm.

Nevýhoda oproti příložným vibrátorům je ta, že v případě selhání ložiska je jeho výměna komplikovanější, a tím pádem je i delší odstávka ve výrobě. Při použití příložných vibromotorů se vymění celý motor za nový, což je mnohem rychlejší než rozebírat hřídel celého stroje. Výhoda je naopak již zmíněná možnost umístění pohonu do těžiště a také menší hmotnost stroje (samotný pohon je umístěn mimo stroj).



Obr. 28.: Třidič s pohonem středovým hřídelem [17]

3.4. Dynamika vibračních strojů

Pro výpočty vlastností kmitajícího stroje se používají pohybové rovnice pro daný model kmitajícího systému. Pro praktické účely se modely soustav zjednodušují a některé prvky zanedbávají.

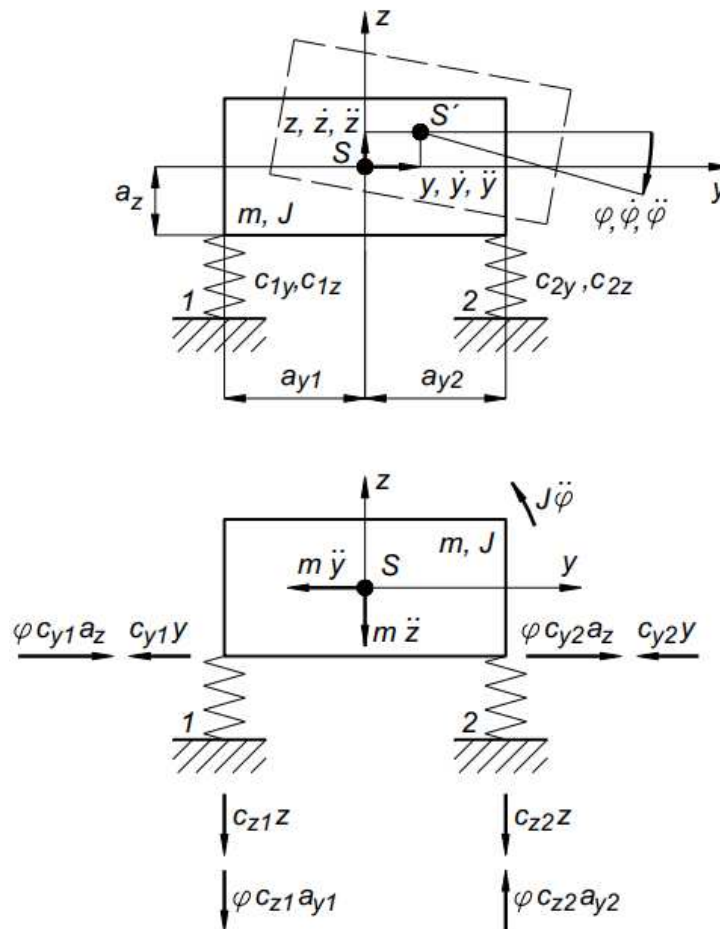
Základní model kmitání vibračního stroje je vidět na obr. 29. Na tomto obrázku jsou tuhosti pružiny označené písmenem c (ve zbytku práce se tuhost pružin označuje písmenem k). Stroj obecně může kmitat ve třech směrech – ve směru osy z a y a dále se také může naklápět o úhel φ . Při zanedbání tlumení pak platí následující rovnice:

$$m \cdot \ddot{y} + c_{y1} \cdot \dot{y} + c_{y2} \cdot y - \varphi \cdot c_{y1} \cdot a_z - \varphi \cdot c_{y2} \cdot a_z = 0 \quad [30] \quad (5)$$

$$m \cdot \ddot{z} + c_{z1} \cdot \dot{z} + c_{z2} \cdot z - \varphi \cdot c_{z1} \cdot a_{y1} - \varphi \cdot c_{z2} \cdot a_{y2} = 0 \quad [30] \quad (6)$$

$$J \cdot \ddot{\varphi} + c_{z1} \cdot z \cdot a_{y1} + \varphi \cdot c_{z1} \cdot a_{y1}^2 - c_{y1} \cdot y \cdot a_z + \varphi \cdot c_{y1} \cdot a_z^2 + \varphi \cdot c_y \cdot a_z^2 - c_{y2} \cdot y \cdot a_z - c_{z2} \cdot z \cdot a_{y2} + \varphi \cdot c_{z2} \cdot a_{y2}^2 = 0 \quad [30] \quad (7)$$

, kde m představuje hmotnost, J moment setrvačnosti a c tuhosti pružin v jednotlivých směrech. Další uvedené výpočtové modely jsou pak vytvářeny úpravami a zjednodušeními modelu popsaného rovnicemi 5,6,7, protože některé parametry se velmi těžko určují – zejména ohybová tuhost pružiny a moment setrvačnosti (avšak při konstrukci stroje v 3D CADu je tato hodnota zjistitelná). Pro různé druhy kmitů lze provést následující zjednodušení:



Obr. 29.: Kmitání se třemi stupni volnosti [30]

Obecný tvar kmitu, eliptický kmit – osa rotace nevyvážků je mimo těžiště stroje, případně při použití přímočarého buzení výslednice sil neprochází těžištěm. Dochází k pohybům ve všech třech směrech (tedy ve směru y, z + naklápění o úhel φ). K popisu této soustavy je nutno použít všechny tři rovnice.

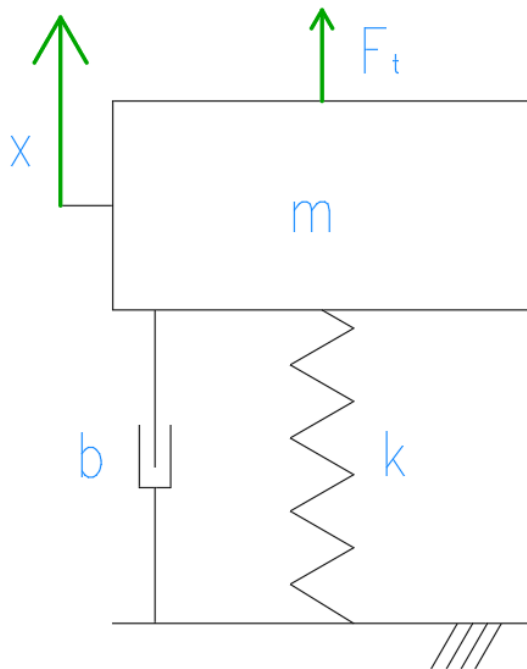
Kruhový kmit – osa rotace nevyvážků je umístěná v těžišti stroje. Téměř nedochází ke klopení stroje a tvar kmitu je na všech místech stroje ideální kruhový. Dochází k pohybu ve dvou směrech (y a z), klopení se zanedbává. Předpoklad: $c_1=c_2$

Přímočarý kmit – je použito přímočaré buzení a výslednice sil směřuje do těžiště stroje. Tvar kmitu je na každé části stroje přímočarý (přímka). Téměř nedochází ke klopení stroje, proto stačí k popisu použít dvě rovnice (směr y a z). Ovšem jak bude dále zmíněno, toto se velmi často zjednodušuje jako kmitání s 1 stupněm volnosti a k popisu se použije pouze jedna rovnice. Předpoklad: $c_1=c_2$

3.4.1. Soustavy s jedním kmitajícím tělesem

Většina vibračních strojů je tvořena jednou hmotou (samotným rámem stroje) spojenou s konstrukcí pomocí vinutých válcových pružin (pryžových silentbloků anebo v poslední době se rozvíjejících vzduchových pružin). Jedná se o nejjednodušší řešení jak

z hlediska konstrukce, tak i z hlediska údržby. Soustavu po zjednodušení můžeme modelovat tak, jak je uvedeno na obr. 30.



Obr. 30.: Kmitání s jedním stupněm volnosti

kmitem konstrukce vždy vychází z experimentů a zkušeností, nicméně kontrola výpočtem je zde možná a poměrně jednoduchá.

Na obr. 30 platí, že m je hmotnost tělesa (v našem případě tedy hmotnost vibračního stroje), k je tuhost pružin, b je konstanta tlumení, x je hodnota okamžité výchylky od rovnovážné polohy a F_t je budící síla vyvolaná pohonem stroje. Následující soustavu lze popsat rovnicí:

$$m \cdot \ddot{x} + b \cdot \dot{x} + k \cdot x = F_{(t)} \quad (8)$$

a pro sílu F_t platí:

$$F_t = F_{ods} \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (9)$$

kde F_{ods} je odstředivá síla, jejíž hodnota je dána velikostí a otáčkami nevyvážku, a ω je úhlová rychlost rotace nevyvážku.

Hned na první pohled je možné si všimnout, že se zde vyskytuje další problémová neznámá. Jedná se o konstantu tlumení b . Tato konstanta se opět výpočtem velmi těžko určuje. Výše uvedené pohybové rovnice mohou sloužit k určení hodnot vlastní frekvence, maximální amplitudy či hodnoty maximálního zrychlení. Pro určení maximální amplitudy se ovšem nepoužívají, ale vychází se z údajů od výrobců vibromotorů. Ti uvádějí v katalogích hodnotu pracovního momentu (jednotky kg/mm), ze kterého se určí maximální amplituda.

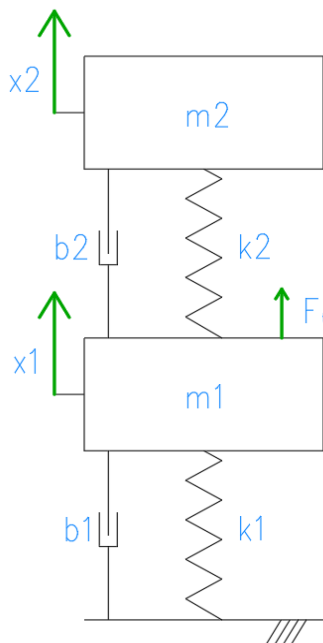
Pro vlastní frekvenci netlumené soustavy platí, že:

$$\Omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (10)$$

Soustava uvedená na obrázku výše je ale tlumená a platí, že vlastní frekvence tlumené soustavy klesá se vzrůstajícím tlumením. Protože ale většinou neznáme tlumení, počítá se bez něj, případně se odhaduje. Vlastní frekvence takto koncipovaných soustav vycházejí poměrně malé, většinou do cca 10 Hz. Z toho plyne, že se stroje provozují v nadrezonanční oblasti. Znalost vlastní frekvence nám slouží k tomu, abychom zjistili, jestli se například vlastní frekvence soustavy neblíží frekvenci pohonu, což je v tomto případě nežádoucí. Dále také můžeme zjistit, zdali se vlastní frekvence soustavy neblíží nějakým nebezpečným (vlastním) frekvencím okolní konstrukce. V tomto případě by bylo nutné provést přesnější výpočty i s určením hodnoty tlumení a vyhodnotit, zdali nehrozí jevy rezonance stroje s okolní konstrukcí. Tento stav je pro typy těchto strojů nežádoucí a velmi nebezpečný.

3.4.2. Soustava se dvěma kmitajícími tělesy

Pokud hovoříme o rezonančních nebo antirezonančních vibračních strojích, jedná se o dvoumoté stroje. Opět můžeme sestavit zjednodušený model.



Obr. 31.: Kmitání se dvěma stupni volnosti

Pro tento případ je těleso 1 pomocný rám, který je s okolní konstrukcí spojen nejčastěji opět vinutými pružinami k_1 (případně gumovými silentbloky). K tomuto rámu bývá též připojen pohon stroje (ale není to nutná podmínka). Těleso 2 je buď žlab, trubka či třídící se sítovými plochami. Z hlediska ladění systému je výhodné, aby byl co nejméně hmotný, ovšem stále musí splňovat potřebnou tuhost a pevnost. Pro tento případ sestavíme rovnice:

$$m_1 \ddot{x}_1 + b_1 \dot{x}_1 + b_2 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) = F(t) \quad (11)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + b_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_2 (x_2 - x_1) = 0 \quad (12)$$

Opět $m_{1,2}$ jsou hmotnosti těles, $x_{1,2}$ okamžité výchylky těles, $k_{1,2}$ tuhosti pružin a $b_{1,2}$ konstanty tlumení. Řešením, analyticky či numericky, výše uvedených diferenciálních rovnic získáme požadované parametry soustavy. Opět je zde problém s neznalostí konstant tlumení b , stejný jako v prvním případě. Zde se ovšem zavádí další zjednodušení –

k_2 jsou většinou listové pružiny, protože při ladění soustavy k_2 vychází o dost větší než k_1 . Z praxe vychází, že tlumení listových pružin oproti pružinám vinutým je velmi malé, v dalších výpočtech se tlumení pružin k_2 zanedbává.

3.4.2.1. Rezananční stroje

Laděním parametrů soustavy, a to zejména tuhosti pružin k_2 , můžeme dosáhnout stavu, kdy je přístroj v rezonanci. To je takový stav, kdy se jedna z vlastních frekvencí soustavy rovná frekvenci pohonu (síly $F(t)$). Rezonance je jev, při kterém má systém snahu kmitat s větší amplitudou. Výhodou tohoto řešení je, že lze dosáhnout vyšších výkonů než

u rezonančních třídičů při použití menších pohonů. Z toho vyplývá, že je tento způsob vhodný pro pohon velkých stojů – rozměrné třídiče či dlouhé dopravníky. Nevýhodou ovšem je, že systém musí být poměrně přesně naladěn. Problémy mohou vznikat například v případech, kdy je na stroji velké množství materiálu s velkou měrnou hmotností. Tím se změní hmotnost m_1 a dojde k rozladění. Rozběh pod závailem materiálu není možný. Proto je vhodné je využít na lehké materiály či pro poměrně malou vrstvu materiálu. V dnešní době už samozřejmě existují i systémy řízení takového stroje, které upravují frekvenci pohonu dle aktuální situace a udržují tak systém neustále naladěný.

3.4.2.2. Antirezonanční stroje

Stejně jako u předchozího případu ladíme parametry soustavy, opět zejména k_2 . Zde ovšem není cílem dosáhnout rezonanční, ale antirezonanční frekvence. Chceme takový stav, kdy je $\dot{x}_1 = 0$. Tedy takový případ, kdy kmitá pouze těleso 2 a těleso 1 se nepohybuje, i když je na něm připevněn pohon. Tyto stroje mají obrovskou výhodu v tom, že do okolní konstrukce přenášejí jen minimální dynamické síly. Samozřejmě že ve skutečnosti nelze dosáhnout stavu, kdy těleso 1 nebude kmitat vůbec, nicméně se tomu lze poměrně dobře přiblížit, a tím snížit přenášené dynamické síly na minimum. Bohužel zde platí všechny nevýhody zmíněné u rezonančních strojů.

3.4.3. Rozběh a doběh vibračních strojů, rezonance s okolní konstrukcí

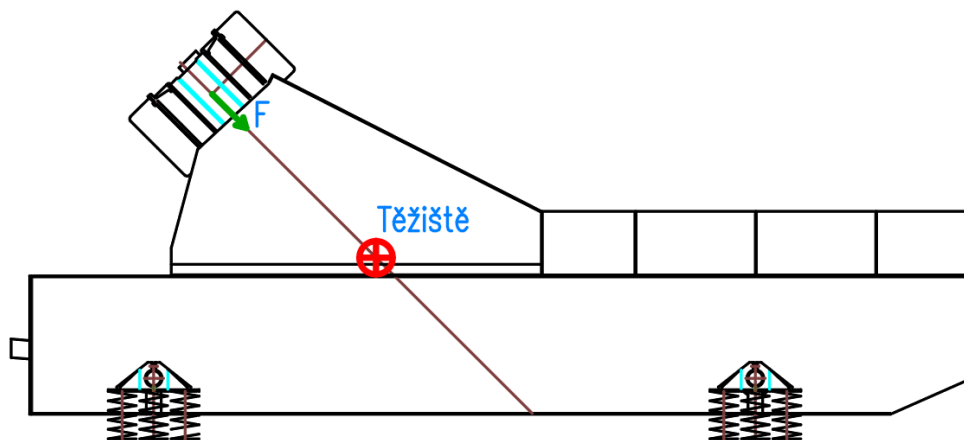
Jak vyplývá z předchozí kapitoly, každý stroj je konstruován na svoji pracovní frekvenci. Během rozběhu či doběhu strojů se ale frekvence mění a stroj tak přebíhá různé spektrum frekvencí. To může být problém zejména u nadrezonančních strojů, kdy při rozběhu či doběhu stroj krátkodobě prochází oblastí rezonance. Tyto stroje nejsou konstruované jako rezonanční, a snažíme se tedy tomuto jevu zabránit. Protože ho nelze eliminovat, snažíme se tedy o to, aby stroj tuto nebezpečnou frekvenci co nejrychleji překonal. Při rozběhu se zpravidla nejedná o velký problém, protože motory mají dostatečný výkon a rozeběhnou stroj dostatečně rychle. Ovšem při doběhu, kdy má pohon a stroj velkou setrvačnost, výrobci udávají, že okamžitá amplituda stroje může překročit pěti až desetinásobek pracovní amplitudy, což by mohlo vést ke kolizi s okolní konstrukcí či k destrukci stroje nebo pružného uložení. Proto je nutné pohony strojů brzdit. To je zajištěno buď přímo frekvenčním měničem, který motor ovládá, anebo se v rámci elektroinstalace montují bloky stejnosměrného brždění elektromotorů. Takto bržděný motor se z nominálních otáček zastaví řádově do dvou sekund. To způsobí, že stroj rychleji přeběhne rezonanční oblast a má klidnější doběh. Neznamená to ale, že je nutné brzdit každý stroj. Pokud to podmínky dovolují (vedlejší konstrukce dostatečně vzdálené) a stroj je vhodně nadimenzován, nemusí být bržděn.

Může ale nastat problém rezonance s okolní konstrukcí během provozu stroje. To je opět velmi nebezpečný a nepřípustný jev. Tento jev lze odstranit úpravou pracovní frekvence stroje. Pokud toto není možné, musí se upravit jiné parametry, jako je tuhost pružného uložení, případně hmotnost stroje.

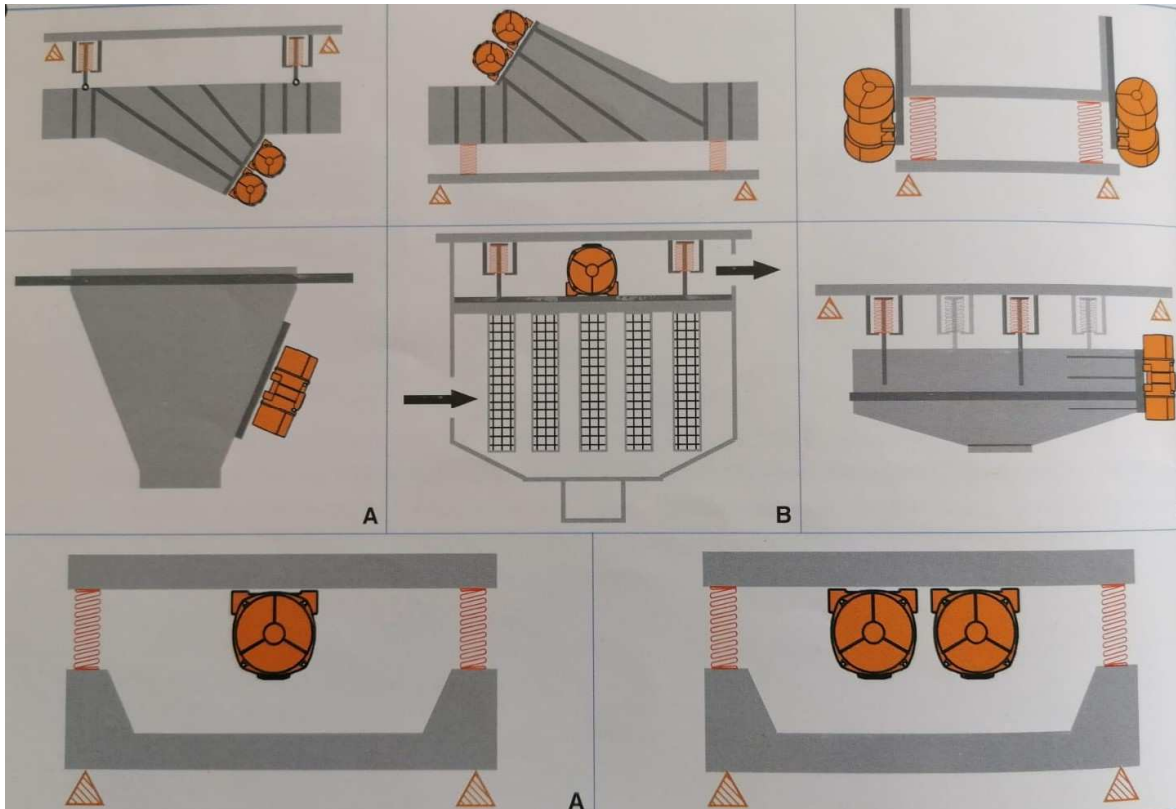
Obecně lze říct, že pokud se nejedná o speciální konstrukci, snažíme se rezonanci vyhnout. Buď tedy nebezpečnou frekvenci co nejrychleji změňme, nebo upravíme vlastnosti soustavy, anebo v krajním případě posuneme frekvenci tak, aby docházelo k rezonanci na vyšších vlastních frekvencích. Při vyšších vlastních frekvencích není jev rezonance tak silný a nemusí být již škodlivý.

3.5. Uspořádání pohonů, druhy kmitů dle tvaru

Jak již bylo možno vidět na předešlých obrázcích, poloha pohonů vibračních strojů může být různá. Mohou být umístěny z boku, zespodu, atd.... Jejich poloha je z části dána dispozicí okolní konstrukce, zjednodušeně řečeno je nutné navrhnout stroj tak, aby se vešel na místo. Dále je pro konstrukci vibrační techniky vždy nutná znalost polohy celkového těžiště stroje. Pohony se umísťují tak, aby výslednice jejich sil působila do těžiště stroje (obr. 32) Případně se může poloha upravovat podle požadavků – například mírným posunutím výslednice sil před těžiště (směrem k výsypu materiálu) u dopravníků docílíme toho, že materiál bude odcházet rychleji na výstupu, což způsobí zmenšení vrstvy materiálu na dopravníku (u výstupu). Nebo naopak u třídíčů se pohon umísťuje tak, aby materiál na výsypu odcházel pomaleji než na vstupu, a tím zajistil lepší třídění (materiál zpomaluje u výstupu, a tím se udrží déle na sítu). Na obr. 33 jsou znázorněna nejtypičtější umístění motorů.

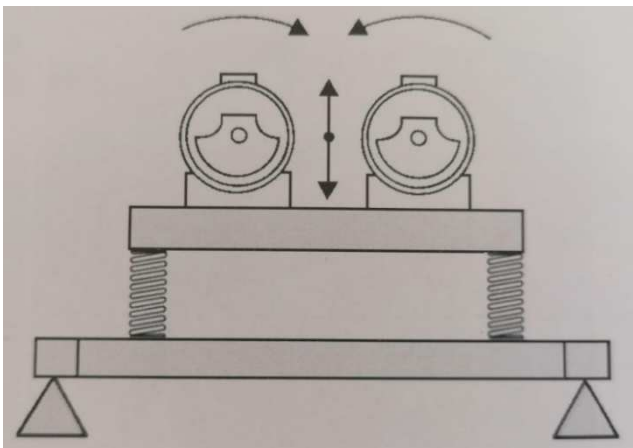


Obr. 32.: Schéma umístění pohonu



Obr. 33.: Umístění pohonů [18]

3.5.1. Přímočarý kmit



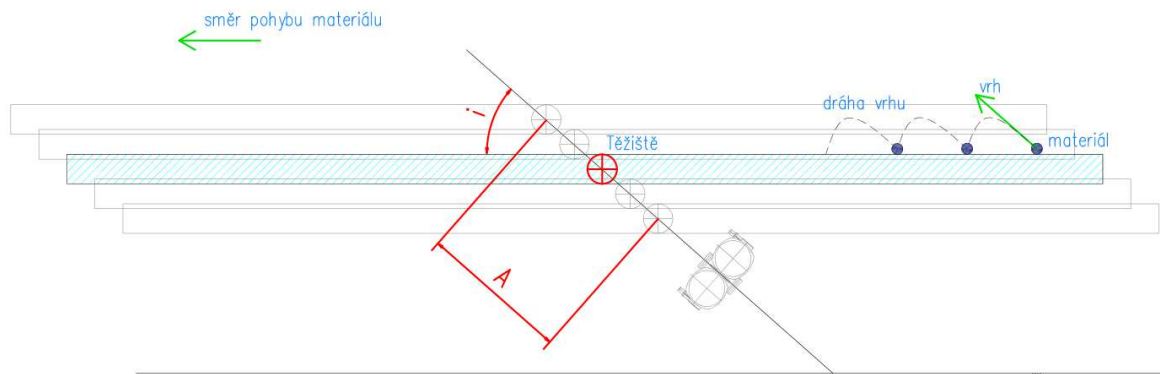
Obr. 34.: Přímočarý kmit [18]

Přímočarý kmit je vyvozen buď mechanickými vibrátory s protiběžnými nevyvážky či pomocí dvojice vibromotorů, které mají protisměrné otáčky. Vibromotory musí být samozřejmě stejné a nevyvážky stejně nastavené. Na obr. 34 je zřejmý princip. Nevyvážky se otáčejí proti sobě, tím pádem se síly působící do stran odečtou a jsou nulové, a naopak síly směřující vertikálně se sečtou. Tím je vyvozen

kmit, který kmitá pouze v jednom směru. Tato konstrukce vyžaduje tuhý a dobře navržený nosník, na který jsou motory připevněny. A to ze dvou důvodů. První důvod je takový, že výslednice sil působících do stran je sice nulová, avšak horizontální síly od motoru působí na nosník, který musí být schopen tyto síly přenést. Druhý důvod je komplikovanější. Na obrázcích je vidět, že motory spolu nejsou nijak mechanicky spojeny, tudíž jejich vzájemný úhel natočení není zajištěn. Aby tedy platila výše zmíněná hypotéza (tím je myšleno, že se boční síly odečítají) musí být splněna podmínka, že motory musí běžet synchronně. V případě nesynchronního chodu dochází ke změně polohy, ve které jsou nevyvážky proti sobě a stroj se rozkmitává i do těchto směrů. Dodávaná energie je tím pádem využívána

méně efektivně. Pro takto řešené pohony je proto nutné vždy konstrukčně zajistit, aby k synchronizaci došlo, případně stroj osadit řízením chodu motorů na odpovídající úrovni.

Přímočarý kmit se nejčastěji používá pro vibrační dopravníky či žlaby, nebo vibrační trubky, případně vytloukací rošty.



Obr. 35.: Přímočarý kmit – schéma

Na obr. 35 můžeme vidět schématické naznačení kmitání stroje a pohyb jedné částičky materiálu. Materiál se pohybuje zprava doleva, kde přerušovaná čára naznačuje dráhu pohybu jedné částičky. Vzdálenost A naznačená na obrázku označuje hodnotu dvou amplitud kmitání žlabu. Ta je závislá na výkonu pohonu (velikosti a nastavení nevývažků), hmotnosti samotného stroje a hmotnosti materiálu na stroji. Velmi podstatný parametr je úhel vrhu i , který označuje úhel mezi výslednicí sil motorů a vodorovným směrem (na obr. 35 je žlab umístěn vodorovně), mohou být ale i případy, kdy je žlab nakloněn – zde je třeba dávat pozor, odkud je úhel měřen, tj. jestli od nakloněného stroje či od vodorovné reference. Úhel vrhu je velmi důležitý, ovlivňuje dráhu letu materiálu. Volí se dle stroje a dopravovaného materiálu. Pokud nejsou zkušenosti či si konstruktér není jistý, jaký úhel zvolit, je potřeba před vlastní konstrukcí stroje provést zkoušky. Obecnou představu si lze udělat z tab. 2.

Tab. 2.: Úhel vrhu pro vybrané materiály [18]

Úhel i [°]	Použití
6-12	speciální procesy
25-30	doprava, doprava s orientací směru, třídění
31-45	prosévání, třídění, rozrušování
45-80	vibrofluidní chladničky

Ze znalosti hodnot úhlu vrhu i a amplitudy se určí teoretická dopravní rychlost $V_{teor.}$ K tomuto se používají speciální diagramy (či tabulky), které uvádí například výrobce vibromotorů (v této práci budou využívány diagramy firmy Italvibras). Na vodorovné ose se odečte hodnota amplitudy, nalezne se křivka odpovídající úhlu vrhu a na levé ose se odečte $V_{teor.}$ Jak již bylo zmíněno, jedná se pouze o teoretickou rychlost, která neodpovídá skutečné rychlosti materiálu. Proto je nutno tuto rychlost ještě vynásobit korekčním číslem K_r . K určení tohoto čísla může sloužit tab. 3: [18]

Tab. 3.: Korekční čísla pro vybrané druhy materiálu

Druh materiálu	Korekční číslo K_r
Listová zelenina	0,70
Štěrk	0,95
Uhlí (malé kusy)	0,80
Uhlí (velké kusy)	0,85
Dřevěné štěpky nebo PVC granulát	0,75-0,85
Písek	0,70
Cukr	0,85
Sůl	0,95

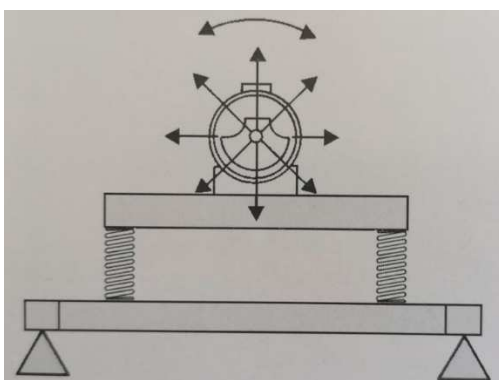
Pokud tedy chceme určit objemový průtok žlabem (či dopravníkem), použijeme následující vztah:

$$Q = V_{teor} \cdot K_r \cdot L \cdot H \quad (13)$$

kde V_{teor} je teoretická dopravní rychlost odečtená z diagramu, K_r je korekční číslo pro daný materiál (určené, případně odhadnuté), L je šířka žlabu a H je výška žlabu. Vzorec uvedený výše platí pro žlab obdélníkového průřezu, pokud máme jiný tvar, místo neznámých L a H doplníme průřez žlabu.

3.5.2. Kruhový kmit

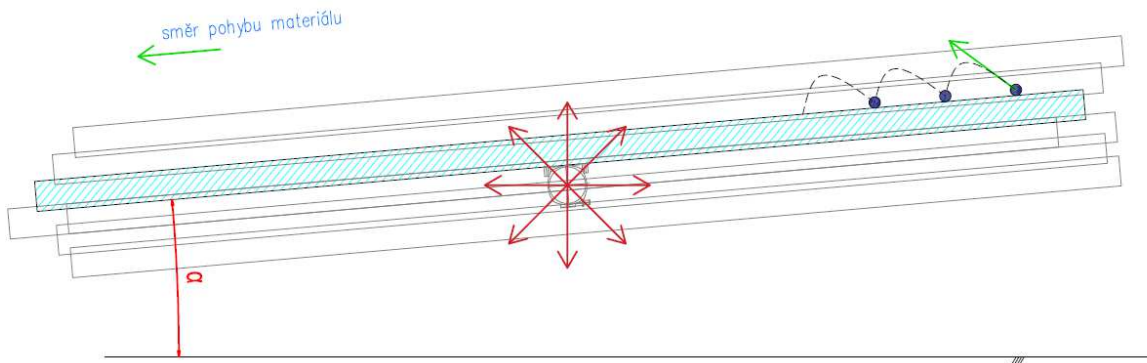
Kruhový kmit bývá vyvozen zpravidla pouze jedním motorem. Existují i konstrukce se dvěma motory, kde jsou tyto umístěny tak, aby osa rotace jednoho motoru byla shodná s osou rotace druhého motoru, ale jsou méně využívané. Jak již název napovídá, tvar ideálního kmitu je kruh. Zde se výslednice sil motoru otáčí o 360° rychlostí rotace motoru. Působí tedy v jedné rovině. Stejně jako u přímočarého kmitu se snažíme dostat výslednici sil do těžiště stroje. To je v případě kruhového kmitu možné pouze s pohonem se středovým hřídelem, který se umístí do těžiště. U příložných vibrátorů se zpravidla nemůžeme dostat výslednicí sil do těžiště, a proto je snaha dávat pohony alespoň co nejbližší. To, že výslednice sil není umístěná přímo v těžišti, má za následek to, že pokud



budeme měřit tvar kmitu stoje na různých částech stroje, nenaměříme ideální kruhový tvar, ale eliptický tvar, kde elipsy bývají podle umístění různě nakloněné.

Na obr. 36 je znázorněn kruhový kmit s jedním motorem. Tento tvar kmitu se nejčastěji využívá pro třídíče materiálu.

Obr. 36.: Kruhový kmit [18]



Obr. 37.: Kruhový kmit – schéma

Na obr. 37 lze vidět schéma kmitání s kruhovým kmitem. Zde úhel α značí naklonění stroje oproti vodorovné rovině. Opět zde můžeme provádět stejné výpočty jako u přímočarého kmitu, ovšem je zde neznámá v podobě úhlu vrhu i . Pro jeho určení můžeme využít následující tabulku, které udává závislost úhlu vrhu i na naklonění stroje α .

Tab. 4.: Závislost úhlu vrhu na naklonění stroje [18]

Úhel náklonu stroje α [°]	Úhel vrhu i [°]	F_α [-]	V_i [-]
10	80	0,81	80
15	75	0,71	75
20	70	0,60	70
25	65	0,48	65
35	55	0,25	55

Pro teoretickou rychlost v případě kruhového kmitů platí vztah:

$$V_{teorC} = \frac{V_{teor} + V_i}{F_\alpha} \quad (14)$$

A pro výpočet výkonu tedy:

$$Q = V_{teorC} \cdot K_r \cdot L \cdot H \quad (15)$$

kde neznámé hodnoty kromě rychlosti odpovídají hodnotám jako u přímočarého kmitu.

U kruhového kmitu je potřeba alespoň stručně zmínit, jak vůbec probíhá třídění materiálu. „Třídění materiálu obecně probíhá tak, že jsou jednotlivá zrna tříděného materiálu nadhazována a obracena tak, aby zaujala vhodnou polohu a propadla sítem. To je docíleno vhodně nastavenými a zvolenými kmity. Udává se, že velikost amplitudy kmitů má být úměrná velikosti tříděných zrn, a tedy i velikosti otvorů v třídící ploše. Při daném kmitočtu má být amplituda tak velká, aby se zrno pohybovalo od jednoho otvoru k druhému. Pro optimální průběh třídění se má velikost amplitudy pohybovat v rozmezí desetiny až poloviny otvoru síta.“ [19]

4. Rozbor stávající konstrukce

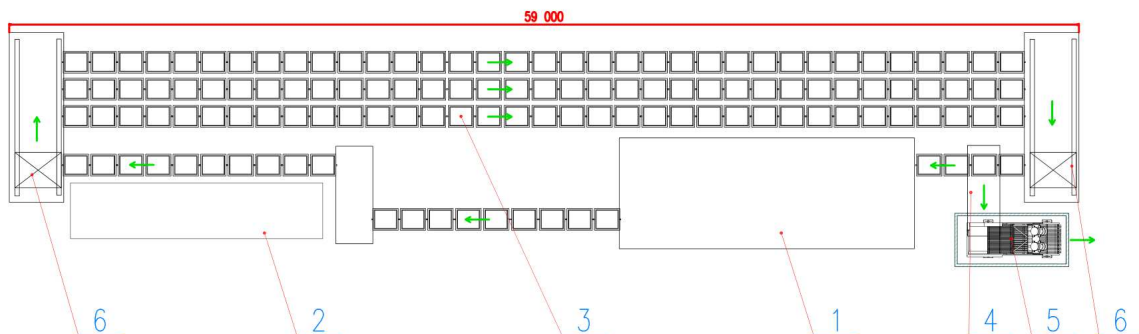
Stávající vibrační rošt s označením VVR 160.050 je součástí automatické formovací linky GF (výrobce Georg Fischer) pro výrobu odlitků. Tato linka pochází z devadesátých let, vibrační rošt byl instalován spolu s linkou.

4.1. Stručný popis linky GF

Jak již bylo zmíněno, jedná se automatickou rámovou formovací linku GF, která je určená k výrobě forem na syrovo z jednotné bentonitové směsi. Tato linka je určená pro tvorbu odlitků o surové hmotnosti 30-300 kg. Linka má tyto tři hlavní úseky: [20]

- úsek formovací linky
- úpravna formovacích směsí
- odlévací úsek

Ve velmi zjednodušeném popisu funguje linka tím způsobem, že se po automatizovaných dopravních tratích pohybují rámy s licí formou. Nejprve vstupují do výrobní části, kde dojde k nasazení modelu do rámu, výrobě formy, založení jader a následně složení a zajištění formy vůči vztlaku. Poté se přesunou po trati do odlévací části, kde dojde k samotnému odlití forem licím vozem. V další části se nachází odstavná trať, na které odlitky chladnou. V poslední, vyprazdňovací části dojde k vyprázdnění a rozdělení rámu (rám se skládá ze dvou částí). V této části je odlitek včetně formovací směsi vytlačen na vibrační vytloukací rošt VVR 160.050, kde dojde k oddělení odlitku a formovací směsi. Rám putuje zpět na začátek tratě, formovací směs do úpravny formovací směsi a odlitky na další zpracování. [20]



Obr. 38.: Schéma linky GF [20]

1	Formovací úsek	4	Zařízení k vytlačování odlitků a forem z rámu = vytlačecí zařízení
2	Odlévací úsek	5	Vibrační vytloukací rošt VVR 160.050
3	Chladicí trať	6	Zařízení pro přesun rámu

Úpravna formovací směsi se skládá ze skupiny zařízení, která jsou určená k přípravě formovací směsi pro linku GF. Tato úpravna je uspořádána v několika výškových úrovních, obsahuje dopravníky, zásobníky surovin, vynášecí a dávkovací elementy, vážící násypky a mísiče formovacích směsí. Úpravna obsahuje vibrofluidní chladničku (taktéž od firmy

Techkon s r.o.), která má za úkol formovací směs z vytloukacího roštu ochladit ze 100 °C na 40 °C. [20]

V odlévacím úseku dochází k odlévání jednotlivých forem. Nachází se zde odlévací vůz, jehož hlavní částí je podvozek, na němž je umístěno hydraulické zařízení, které ovládá licí pánve. Dále jsou zde poháněné kladičkové tratě, které slouží k přesunu a odsunu licích pánví, dále odlévací pánve, které se plní na tavárně a v neposlední řadě jeřábový závěs. [20]

Vybrané technické parametry linky GF potřebné k návrhu vytloukacího roštu jsou uvedeny v tab. 5.

Tab. 5.: Vybrané technické parametry linky GF

Parametr	Hodnota
Takt linky	90 sekund → výkon: 40 odlitků za hodinu
Vnitřní velikost formovacího rámu	1200x1000x700 (350/350) mm – rám je složen ze dvou částí
Maximální surová hmotnost odlitků (včetně vtokové soustavy)	300 kg/forma – dle požadavků při výpočtu uvažovat 350 kg/forma
Podíl kovu ve formě	1:10-1:8
Maximální rozměr odlitku (včetně vtokové soustavy)	1100x900x500
Formovací směs	bentonitová směs
Materiál odlitků	šedá litina, tvárná litina s kuličkovým grafitem

4.2. Vibrační vytloukací rošt VVR 160.050

Obecný princip vytloukacích roštů je popsán v kapitole 3.2.3. Na lince se v současné době nachází vibrační rošt z roku 1993. Jedná se o volně kmitající nadrezonanční vibrační stroj, frekvence kmitání je 16 Hz. Stroj je 5200 mm dlouhý, 1750 mm široký a maximální výška je 2200 mm, účinná pracovní plocha stroje je 1600x5000 mm (z toho je odvozeno označení 160.050). Stroj pohání dvojici příložných vibrátorů VA76 od firmy Webac. Pro VA76 uvádí výrobce tyto hodnoty: maximální odstředivá síla 105 320 N, maximální moment nevyvážek 10 000 kg·mm, výkon 6.5 kW, otáčky 980 1/min. Stroj je uložen na dvanácti válcových vinutých pružinách sdružených po třech do celkem čtyř pružných uložení. Dle výrobní dokumentace měla první verze stroje vlastní frekvenci 2,8 Hz a hmotnost 3 700 kg. Vibromotory byly nastaveny na 60 % svého maximálního výkonu, čemuž odpovídá amplituda 3.2 mm. [12]



Obr. 39.: Původní VVR 160.050

Oproti první verzi, kterou lze vidět na obr. 39, je současný stav stroje odlišný. A to z toho důvodu, že během provozu stroje na něm byly provedeny úpravy. V následujících bodech budou shrnuty nejdůležitější úpravy stroje:

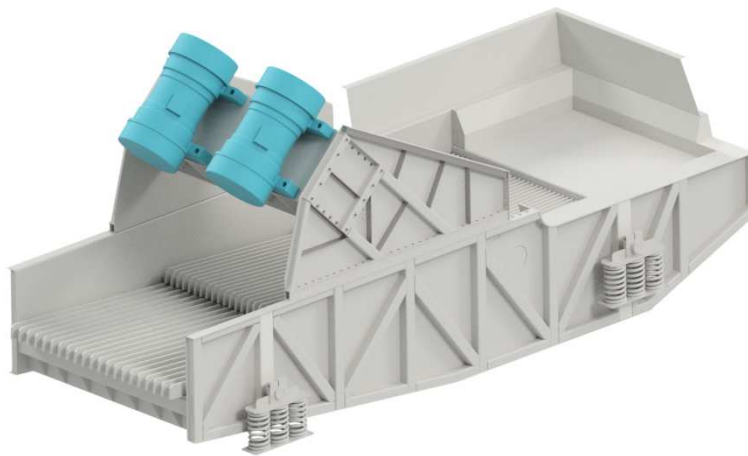
- Po roce provozu byla vyrobena nová skříň (v dokumentaci pod označením DRAK 160.050), která oproti první verzi obsahovala tyto úpravy: levá bočnice byla upravena pro vstup odlitků z vytlačovacího zařízení, dopadové dno bylo posunuto ve skříni výše (aby se snížila pádová výška „bucht“), upravil se sklon prvního roštu a velikost jeho štěrbin, nová skříň obsahovala zesílenou bočnici. Tyto úpravy nebyly provedeny z toho důvodu, že by byla původní konstrukce špatně navržená, ale proto, že se měnila poloha vytloukacího roštu oproti původní koncepci.
- Původní šroubovatelné nastavby bočnic byly nahrazené jinými, napevno přivařenými.
- Vlivem těžkého slévárenského provozu došlo k poškození příčnicku v roce 2004, 2013 a 2016. Na obr. 40 je vidět poškozený příčník VA7.
- Proto byla v roce 2016 navržena a vyrobena zesílená varianta příčnicku VA7 pro zvýšení jeho životnosti. Tento zesílený příčník je v provozu do dnešního dne, tj. 5 let.



Obr. 40.: Poškozený příčník VA7 [1]

- Údržba linky GF pravidelně provádí opravy a úpravy (vyvažování, plátování, náhrada opotřebovaných kusů plechu, atd ...), které mají za následek zvýšení hmotnosti stroje.

Vlivem všech těchto úprav a zesílením příčnicku VA7 je v současné době amplituda stroje 3 mm a nevyvážky vibromotorů jsou nastaveny na 70% svého maximálního výkonu. Ke stroji existuje pouze původní výrobní dokumentace z roku 1993 v papírové formě a pak částečné výkresy úprav v elektronické formě. Proto byl v první části práce vytvořen 3D model, který představuje skutečný stav a obsahuje všechny úpravy na vytloukacím roštu provedené během jeho provozu (bez úprav provedených údržbou). To je důležité z toho důvodu, že při návrhu nového roštu se bude z těchto všech úprav vycházet. Dle CAD modelu je v současnosti skutečná hmotnost roštu 4700 kg.



Obr. 41.: 3D model zobrazující současný stav – pohled 1



Obr. 42.: 3D model zobrazující současný stav – pohled 2

V rámci seznámení se se skutečným stavem stroje byla realizována osobní návštěva ve slévárně v Kuřimi, která zahrnovala prohlídku stávající stroje a konzultaci požadavků na nový stroj.



Obr. 43.: Osobní prohlídka roštu – pohled na konzolu



Obr. 44.: Osobní prohlídka roštu – pohled na rošty

5. Návrh

5.1. Postup tvorby návrhu

Jak již bylo zmíněno v úvodní rešerši, pro návrh vibračních strojů je nejpodstatnější parametr hmotnost stroje a poloha těžiště. Protože se jedná o nadrezonanční volně kmitající stroj, kde jsou vibromotory připevněné přímo na stroji, je nutné počítat i s hmotností samotných vibrátorů. Proto před samotným návrhem musí mít konstruktér představu o tom, jaké motory budou použity. Tato představa vychází z praxe, případně z již vyrobených strojů podobné konstrukce a výkonu. Postup pro návrh vibračního vytloukacího roštu v této práci bude následující:

- Nejprve bude navržen nový pohon
- Dle připojovacích rozměrů nového pohonu bude navržen nový příčník
- Dle nového příčníku bude navržena bočnice konzoly
- Jako poslední bude navržena samotná skříň stroje

5.2. Návrh pohonu

Ačkoliv by na první pohled mohlo vypadat nelogicky začínat návrh pohonem, má to své opodstatnění. Protože se jedná o stroj pracující v těžkém slévárenském průmyslu v třísměnném provozu, je na jeho spolehlivost kladen velký důraz. Tento stroj je v lince nenahraditelný, tím je myšleno, že pokud dojde k poruše, stojí celá linka. Proto je potřeba zvolit pohon od spolehlivého výrobce. Firma Techkon má dobré zkušenosti s výrobcí Webac, J-VM a Invicta. Při konzultaci a tvorbě zadání bylo rozhodnuto, že bude použit vibrátor od německé firmy J-VM. Vibrátory od J-VM vycházejí cenově příznivěji než ostatní dvě zmíněné firmy, mají v sobě zabudovaný termistor a jejich kvalita je prověřena praxí. Další důvod je takový, že v případě selhání motoru je potřeba ho v co nejkratším čase nahradit novým. A protože každý výrobce má odlišné připojovací rozměry, motory nejsou navzájem zaměnitelné. Aby firma Techkon garantovala rychlou výměnu a opravu svých strojů, drží vždy alespoň jeden vibromotor skladem. Pro takto velké stroje používá vibromotory JX-286 2160. Proto bude pro nový stroj použit právě tento pohon.

Tab. 6.: Parametry vibrátoru JX-286 2160 [21]

Parametr	Hodnota
Jmenovité otáčky	1000 min ⁻¹
Pracovní moment (uvádí se pro dvojici vibrátorů) - <i>Pr</i>	21 500 kg·mm
Maximální odstředivá síla	117 900 N
Jmenovitý výkon	6 kW
Vlastní hmotnost	420 kg
Maximální dovolená amplituda	12.6 mm
Použitá ložiska	NJ2320-E-MP1A-C4-QP51

Před samotným návrhem je třeba nejprve provést návrhový výpočet, zdali je možné tyto vibrátory použít.

Prvek	Označení	Hmotnost [kg]
Hmotnost jednoho vibrátoru	m_v	420
Hmotnost současného stroje dle 3D modelu (bez motorů)	m_s	3 900
Odhad navýšení hmotnosti stroje	m_n	400

Odhad celkové hmotnosti stroje:

$$m_c = m_s + 2 \cdot m_v + m_n = 3\,900 + 2 \cdot 420 + 400 = 5\,140 \text{ kg} \quad (16)$$

Výpočet amplitudy:

$$e = \frac{Pr \cdot 0.8}{m_c} = \frac{21\,500 \cdot 0.8}{5\,140} = 3,3 \text{ mm} \quad (17)$$

kde *Pr* je pracovní moment vibrátorů a hodnota 0.8 vyjadřuje uvažované nastavení vibrátorů na 80%.

Dle rovnice (17) vychází amplituda 3.3 mm shodně s požadovanou amplitudou, tyto motory lze dle návrhového výpočtu použít.

5.2.1. Nastavení vibrátorů

V rovnici (17), jak již bylo zmíněno, je použito nastavení vibrátorů pouze 80%. Po konzultaci s konstruktérem zadavatelské firmy byla zjištěna skutečnost, že při konstrukci vibrační techniky se ve většině případů nepoužívají vibrátory nastavené na 100%. Je to z toho důvodu, že při vyšším nastavení výrazně klesá životnost vibrátorů, zejména ložisek. Pro tento vibrátor jsou použita ložiska NJ2320-E-MP1A-C4-QP51. Jedná se o speciálně vyráběná válečková ložiska pro vibrační stroje od firmy FAG. Význam jednotlivých znaků v kódovém označení ložiska je následující: NJ2320 – označení typu ložiska, E – zvýšená únosnost, MP1A – bronzová klec, C4 – zvýšená axiální vůle, QP51 – specifikace pro vibrační techniku. Jelikož jde o speciální ložisko, nenachází se v katalozích, a není tím pádem možné pro něj sehnat přesné údaje. Protože následující výpočet má pouze demonstrovat význam toho, proč se nenastavují vibrátory na 100%, není potřeba znát přesné hodnoty. Pro výpočet bude tedy základní dynamická únosnost $C=670\,000 \text{ N}$ uvažována dle podobného ložiska SKF NJ 2320 ECJ. Otáčky vibrátoru jsou 1000 min⁻¹. [22,23]

Pro výpočet ložisek se vychází ze vzorce (18), kde L vyjadřuje základní trvanlivost ložiska v milionech otáček, C je základní dynamická únosnost, F_e je ekvivalentní radiální zatížení ložiska a p je mocnitel závislý na typu druhu styku (čárový/bodový). Mocnitel p se pro kuličková ložiska uvádí 3, pro válečková, jehlová, soudečková a kuželíková 10/3. Základní trvanlivost L je taková hodnota, kterou dosáhne či překročí 90% ložisek z většího výběru, než dojde k prvním známkám opotřebení, únavy či poškození ložiska. [24]

$$L = \left(\frac{C}{F_e}\right)^p \quad [24] \quad (18)$$

U ložisek, kde jsou konstantní otáčky n , se pak používá vzorec (19), který udává základní trvanlivost v provozních hodinách. [24]

$$L_h = \frac{16\,667}{n} \cdot \left(\frac{C}{F_e}\right)^p \quad [24] \quad (19)$$

Ekvivalentní radiální zatížení se používá z toho důvodu, že C je definováno pouze pro radiální zatížení (radiální ložiska), nebo pouze pro axiální (axiální ložiska). Pokud ale zatížení na ložiska nepůsobí čistě v radiálním (případně axiálním) směru, vzniká radiální i axiální zatížení současně. Toto kombinované zatížení je nutno přepočítat na zatížení radiální (případně axiální), které bude dávat stejnou trvanlivost jako skutečné kombinované zatížení. Pro F_e platí následující vzorec (20). [24]

$$F_e = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad [24] \quad (20)$$

F_r je radiální složka zatížení, F_a je axiální složka zatížení, X je součinitel dynamického radiálního zatížení a Y je součinitel dynamického axiálního zatížení. Hodnoty X a Y udává výrobce ložiska, případně je lze získat z tabulek. [24]

Avšak v případě vyšetřovaného ložiska se jedná o jednořadé válečkové ložisko, u kterého je předpoklad, že nemůže přenášet axiální zatížení (případně jen velmi malé). U vibrátorů je radiální síla na ložiska vyvozena odstředivou silou nevyvážků, axiální může vznikat vahou hřídele a nevyvážků pouze v případě, že je osa rotace potočená oproti horizontální rovině. Avšak tuto axiální sílu je ložisko schopno přinést a vzhledem k její malé hodnotě ji můžeme v dalších výpočtech zanedbat. Jelikož jsou nevyvážky shodné a symetricky umístěné, ekvivalentní zatížení ložiska bude vycházet z maximální odstředivé síly vibrátoru, tedy 117 900/2 N (pro jedno ložisko).

Pro nastavení nevyvážků na 100% pak tedy:

$$L_h = \frac{16\,667}{1\,000} \cdot \left(\frac{670\,000}{\frac{117\,900}{2}}\right)^{\frac{10}{3}} = 55\,017 \text{ hod} \quad (21)$$

Pro nastavení nevyvážků na 80% (tedy 80% ekvivalentního zatížení):

$$L_h = \frac{16\,667}{1\,000} \cdot \left(\frac{670\,000}{\frac{117\,900}{2} \cdot 0,8}\right)^{\frac{10}{3}} = 115\,752 \text{ hod} \quad (22)$$

A pro nastavení nevyvážků na 70% (tedy 70% ekvivalentního zatížení):

$$L_h = \frac{1\,667}{1\,000} \cdot \left(\frac{670\,000}{\frac{117\,900}{2} \cdot 0,7} \right)^{\frac{10}{3}} = 180\,648 \text{ hod} \quad (23)$$

Z hodnot vypočtených výše lze konstatovat, že provozem vibrátorů na 80% maximálního nastavení lze teoreticky docílit téměř dvojnásobné životnosti, při 70% téměř trojnásobné. Protože navrhovaný vibrační vytloukací rošt bude pracovat v těžkém slévárenském průmyslu, kde je na spolehlivost provozu kladen mimořádně velký důraz, vibrátory smí být nastaveny maximálně na 80%.

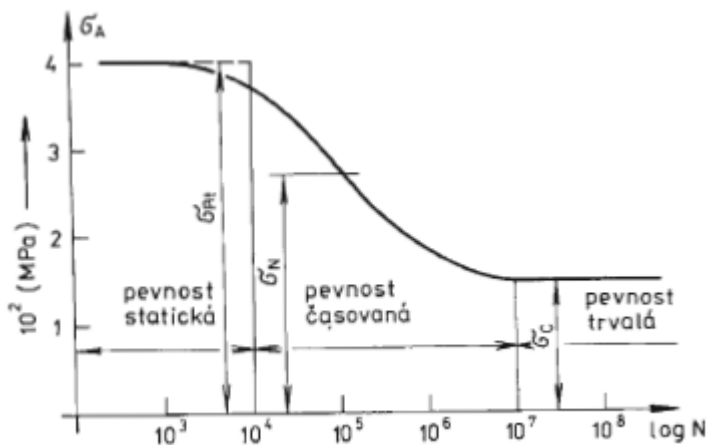
5.3. Návrh příčnicku

Při návrhu příčnicku je třeba vzít v úvahu, že se jedná o součást zatěžovanou periodicky proměnlivým zatížením, a je tedy nutné při dimenzování postupovat dle teorie únavové pevnosti. Budeme předpokládat souměrný střídavý kmit, to znamená σ_m je nulová a σ_a je vypočtené maximální namáhání nosníku. Dále je potřeba určit minimální počet cyklů, který by měla součást bez poškození vydržet. Budeme uvažovat životnost stroje 5 let. Stroj bude kmitat s pracovní frekvencí 16 Hz (16 cyklů za sekundu) v třisměnném provozu (24 hodin denně). [24]

$$5 \text{ let} = 5 \cdot 365 \cdot 24 \cdot 60 \cdot 60 = 157\,680\,000 \text{ s} \quad (24)$$

$$N = 157\,680\,000 \cdot 16 \approx 2,5 \cdot 10^9 \text{ cyklů} \quad (25)$$

Pro pět let provozu vychází počet cyklů větší než 10^9 . Podle grafu na obr. 45 se tedy budeme pohybovat v oblasti trvalé pevnosti.



Obr. 45.: Únavová pevnost [24]

Pro další postup je důležitá znalost σ_c . σ_c se nazývá základní mez únavy a její hodnota je určena pro hladké (leštěné) tyče namáhané střídavým zatížením. Její přesná hodnota se určuje experimentálně. V praxi se však na základě provedených zkoušek používají zjednodušené vztahy. Pro nelegovanou ocel se pro střídavý tah/tlak uvažuje $(0,44-0,47) \cdot R_m$ a pro střídavý ohyb $(0,40-0,60) \cdot R_m$. Jak již bylo zmíněno, σ_c je uvažována pro hladkou leštěnou tyč (tedy ideální vzorek), pro skutečnou součást je ovšem třeba uvažovat σ_c^* . Ta se nazývá mez únavy reálného dílu a určí se následujícím vzorcem (26) [24, 25]

$$\sigma_c^* = \frac{\sigma_c \cdot k_s \cdot k_{SF} \cdot k_T}{K_f} \quad (26)$$

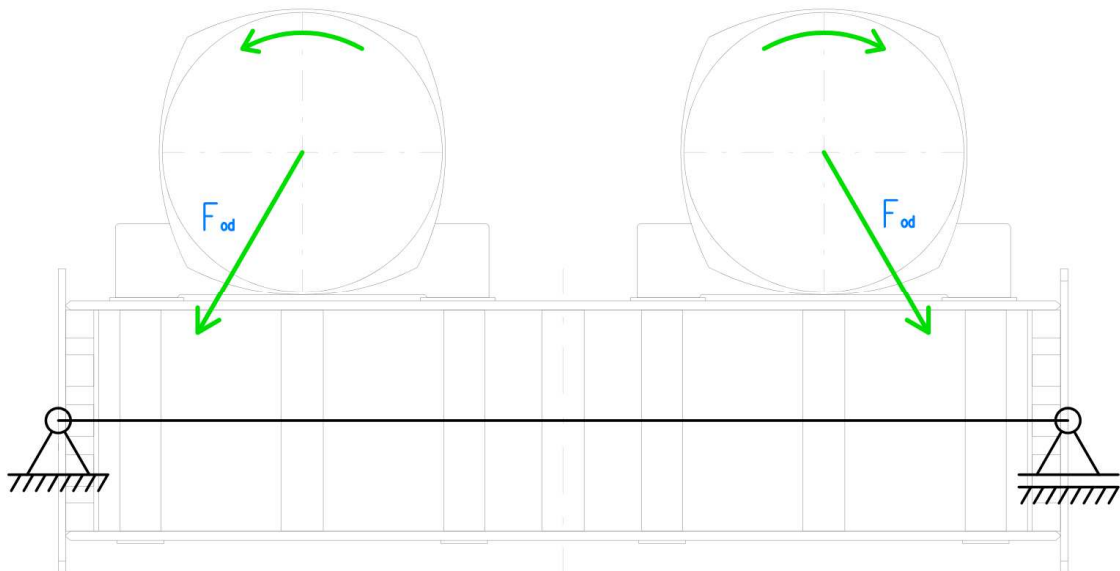
Tab. 7: Koeficienty reálné meze únavy

k_s	vliv velikosti součásti
k_{SF}	vliv jakosti obrobení povrchu
k_T	vliv technologie úprav povrchu
K_f	součinitel tvaru (vrubu)

σ_c^* je vždy nižší než základní mez únavy. To je dáno tím, že na skutečné součásti se nacházejí různé typy koncentrátorů napětí. Ty jsou popsány v tabulce (7). Hodnoty těchto koeficientů lze pro jednodušší součásti určit z tabulek či diagramů, případně experimentálně. Bohužel v případě navrhovaného příčnicku se jedná o tak složitý tvar, že nelze tyto hodnoty určit. Proto je nutno v případě návrhu složitých součástí vycházet ze znalostí a zkušeností získaných praxí. Zadavatelem bylo řečeno, že se v praxi při navrhování počítá s tím, že maximální napětí v součásti může dosahovat nejvíce 20% meze kluzu daného materiálu. [25]

Po konzultaci se zadavatelem bylo dohodnuto, že na základě zkušeností získaných dlouholetým provozem současného vibračního roštu bude nový příčník dimenzován na stejné napětí, jako má současná zesílená varianta. Ta se v provozu osvědčila, a tak je možno garantovat požadovanou životnost stroje. Proto je třeba nejprve provést analýzu a výpočet napětí v současném příčnicku a na základě získaných hodnot provést návrh nového.

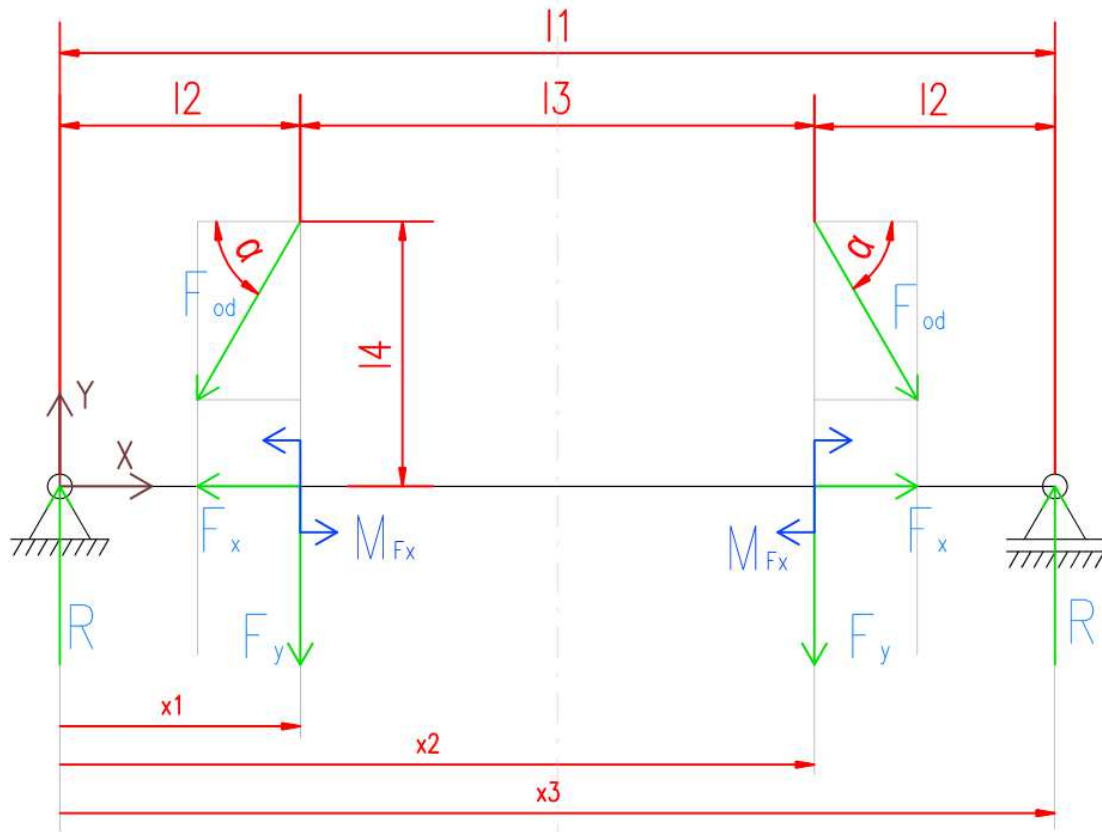
Pro výpočet je potřeba znát zatížení a síly, které na nosník působí. Schéma zatížení je znázorněno na obr. 46.



Obr. 46.: Model příčnicku

Jak je možno vidět na obr. 46, výpočtový model příčnicku je uvažován se dvěma rotačními podporami, z nichž jedna podpora je uvažována jako posuvná. I když ve skutečnosti je příčník napevno přišroubován k bočnicím, při porovnání všech sil působících ve stroji, je tuhost bočnice ve směru vertikálního ohybu malá. A proto lze výpočtový model

příčnicku uvažovat s těmito vazbami. Příčník je zrcadlově symetrický, vlastní hmotnost vibrátorů vzhledem k velikosti odstředivých sil lze zanedbat, výsledný výpočtový model tedy bude:



Obr. 47.: Příčník – výpočtové schéma

F_{od}	Odstředivá síla vyvozená jedním vibrátorem (při výpočtech uvažováno nastavení 100%)
$l_{1,2,3,4}$	Skutečné rozměry nosníky
α	Úhel vyjadřující okamžité natočení nevyvážek vibrátoru v rozsahu 0-360°
F_x	Složka síly F_{od} působící ve směru osy X
F_y	Složka síly F_{od} působící ve směru osy Y
M_{F_x}	Moment od síly F_x , který vznikne při posunu síly F_x do osy nosníku
F_r	Reakční síla
x_1, x_2, x_3	Pomocné souřadnice sloužící k výpočtu ohybového momentu

Pro výše uvedené schéma budou platit následující vztahy:

$$F_x = F_{od} \cdot \cos \alpha \quad (27)$$

$$F_y = F_{od} \cdot \sin \alpha \quad (28)$$

$$M_{F_x} = F_x \cdot l_4 = F_{od} \cdot \cos \alpha \cdot l_4 \quad (29)$$

Pro silovou rovnováhu pak platí následující rovnice:

$$X: -F_x + F_x = 0 \rightarrow \text{síly ve směru osy X přenášené do okolí jsou nulové} \quad (30)$$

$$Y: 2 \cdot F_r - 2 \cdot F_y = 0 \rightarrow F_r = F_y \quad (31)$$

$$M_0: F_y \cdot l_2 - M_{Fx} + F_y \cdot (l_2 + l_3) + M_{Fx} - F_r \cdot l_1 = 0 \quad (32)$$

Dle náčrtku můžeme konstatovat, že výsledné namáhání nosníku bude kombinace tahu/tlaku a ohybu. Namáhání tahem/tlakem se bude vyskytovat pouze ve střední části nosníku (v oblasti mezi vibrátory) a jeho hodnota bude dána vzorcem:

$$\sigma_t = \frac{F_x}{A} \quad (33)$$

Pro velikost ohybového momentu platí následující vztahy:

$$x_1 \langle 0, l_2 \rangle \\ M_{O_1} = F_r \cdot x_1 \quad (34)$$

$$x_2 \langle l_2, l_2 + l_3 \rangle \\ M_{O_2} = F_r \cdot x_2 - F_y \cdot (x_2 - l_2) - M_{Fx} \quad (35)$$

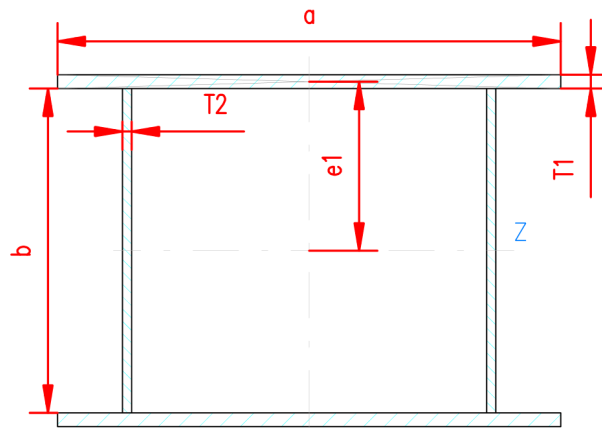
$$x_3 \langle l_2 + l_3, l_1 \rangle \\ M_{O_3} = F_r \cdot x_3 - F_y \cdot (x_3 - l_2) - M_{Fx} - F_y \cdot (x_3 - l_2 - l_3) + M_{Fx} \quad (36)$$

Jelikož je nosník symetrický, vztah (36) není nutné počítat.

A pak pro samotné napětí v ohybu platí:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad (37)$$

Jak vyplývá z rovnic (33, 37), potřebuji znát průřezové charakteristiky příčnicku, a to plochu průřezu A a modul průřezu v ohybu M_o . K určení těchto hodnot bude použito následující schéma, které reprezentuje průřez skutečným nosníkem.



Obr. 48.: Průřez nosníku

Plocha průřezu pásnic (horizontálně orientovaných desek):

$$S_1 = a \cdot T_1 \quad (38)$$

Plocha průřezu stojin (vertikálně orientovaných desek):

$$S_2 = b \cdot T_2 \quad (39)$$

Celková plocha průřezu příčnicku:

$$A = 2 \cdot (S_1 + S_2) \quad (40)$$

Kvadratický moment průřezu pásnice vzhledem k ose z:

$$J_1 = \frac{a \cdot T_1^3}{12} + S_1 \cdot e_1^2 \quad [26] \quad (41)$$

Kvadratický moment průřezu stojiny vzhledem k ose z:

$$J_2 = \frac{T_2 \cdot b^3}{12} \quad [26] \quad (42)$$

Kvadratický moment průřezu příčnicku vzhledem k ose z:

$$J = 2 \cdot (J_1 + J_2) \quad [26] \quad (43)$$

Modul průřezu v ohybu vzhledem k ose z, kde e vyjadřuje nejvzdálenější část příčnicku od osy z:

$$W_0 = \frac{J}{|e|} = \frac{J}{e_1 + \frac{T_1}{2}} \quad [26] \quad (44)$$

5.3.1. Výpočet stávajícího příčnicku

Pro stávající příčnick platí tyto hodnoty:

Tab. 8.: Parametry současného příčnicku

F	105320 N (vibrátor Webac VA76) [12]
l_1	1622 mm
l_2	392 mm
l_3	838 mm
l_4	392 mm
a	550 mm
b	354 mm
$T1$	15 mm
$T2$	10 mm
$e1$	184.5 mm
materiál	ČSN 11.523 (S355J0) – $R_m=470$ MPa, $R_e=355$ MPa

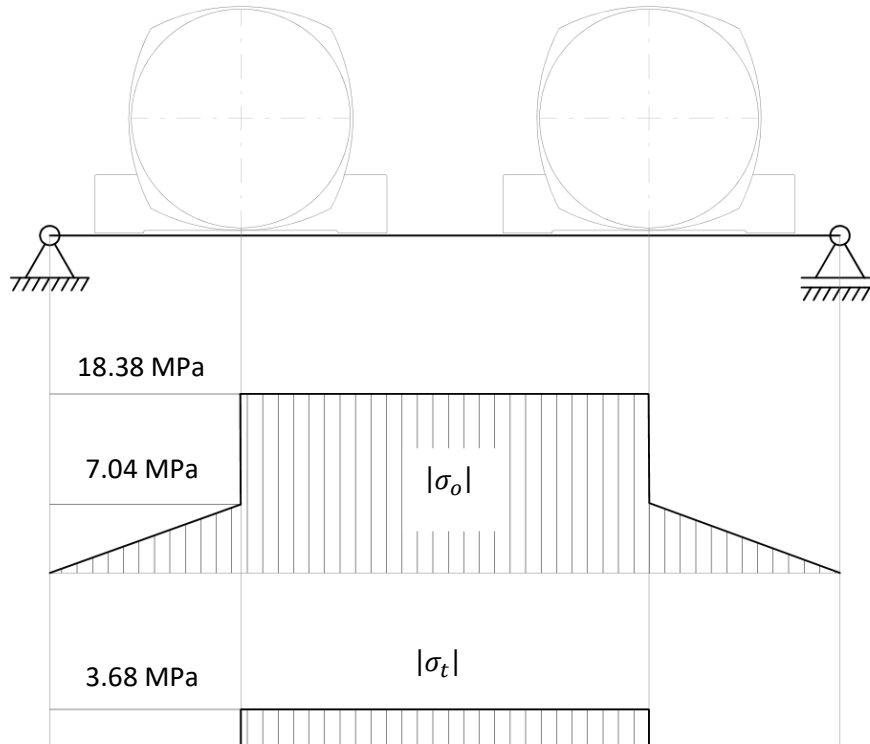
Jak již bylo zmíněno, výsledné namáhání příčnicku bude kombinace ohybu a tahu/tlaku. Před samotnými výpočty je třeba provést úvahu. Pokud bude úhel α v rozmezí 0-90° a 270-360°, síla F_x bude způsobovat tahové namáhání nosníku, a pokud bude v rozmezí 90-270°, bude způsobovat tlakové namáhání. Jelikož je ohyb nosníku vztažen ke střední ose, znamená to, že ohybové napětí vždy na povrchu jedné pásnice je tlakové a na druhé straně tahové o shodné velikosti. Protože se v běžných konstrukčních ocelích uvažuje mez kluzu v tahu stejná jako v tlaku, nebude záležet, jestli síla F_x vytváří napětí v tahu, či v tlaku. Výsledné napětí působící na nosník tedy bude součet hodnoty ohybového napětí a tlakového/tahové napětí.

$$\sigma = |\sigma_o| + |\sigma_t| \quad (45)$$

Problém ovšem je, že neznáme, při jakém natočení, respektive úhlu α , je namáhání nosníku nejvyšší. Nestačí pouze zjistit, při jakém úhlu je maximální ohyb či tah/tlak, ale kdy je maximální jejich součet. Z tohoto důvodu bude použit k výpočtu cyklus v Matlabu, který

bude zjišťovat, při jakém úhlu natočení vibrátoru je napětí v příčnicku největší, tj. součet σ_o a σ_t . Pro výpočet budou použity vztahy odvozené výše.

Provedenými výpočty bylo zjištěno, že maximální namáhání nastává při natočení nevývažků vibrátorů $\alpha=145.6^\circ$ (F_x vyvoluje tlakové namáhání), respektive $\alpha=325.6^\circ$ (F_x vyvoluje tahové namáhání). Při těchto úhlech je výsledné namáhání $\sigma=22.06$ Mpa. Průběh napětí pro dané natočení je znázorněn na obr. 49.



Obr. 49.: Průběh napětí v původním nosníku při natočení $\alpha=145.6$ (resp. $\alpha=325.6$)

Pokud tedy použijeme hypotézu od zadavatele, že napětí v součásti nesmí překročit 20% meze kluzu použité materiálu, dostáváme že:

$$\sigma_d = 0.2 \cdot R_e = 0.2 \cdot 355 = 71 \text{ MPa} \quad (46)$$

$$\sigma < \sigma_d \quad (47)$$

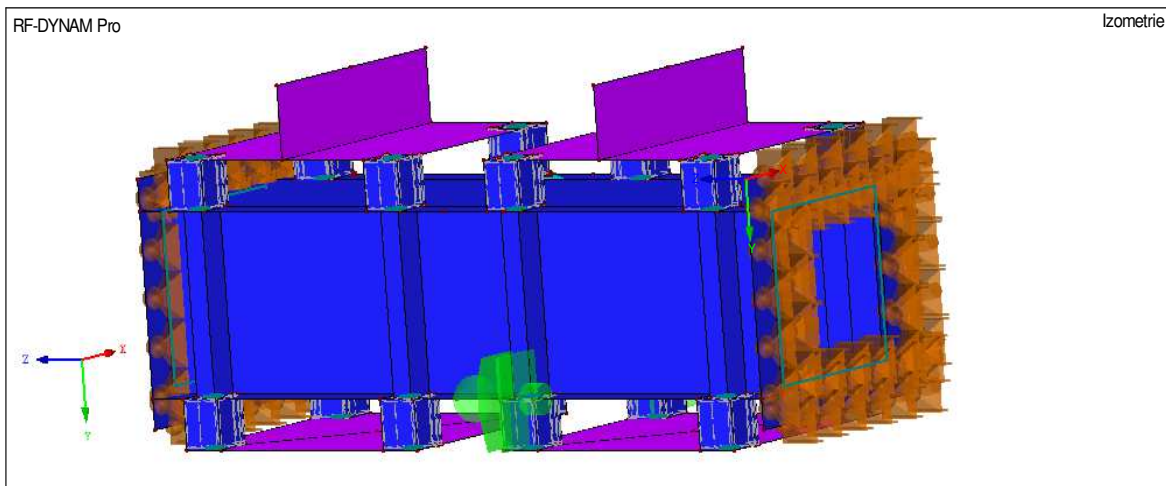
Z rovnice (47) můžeme konstatovat, že součást vyhovuje daným požadavkům, skutečné napětí dle navržených výpočtů je 3krát menší než nejvyšší dovolené.

5.3.2. MKP analýza stávajícího příčnicku

Jelikož se jedná o součást velmi namáhanou a výše uvedené výpočty mohou být zkreslené zejména kvůli rozměrům a zanedbání otvorů pro připojení vibromotorů, byla též provedena MKP analýza stávajícího příčnicku. Ta poskytla údaje o kritických místech v konstrukci, na které se bude potřeba zaměřit při návrhu nové součásti. Zároveň je možné porovnat rozdílnost navrženého teoretického výpočtu a skutečného namáhání součásti.

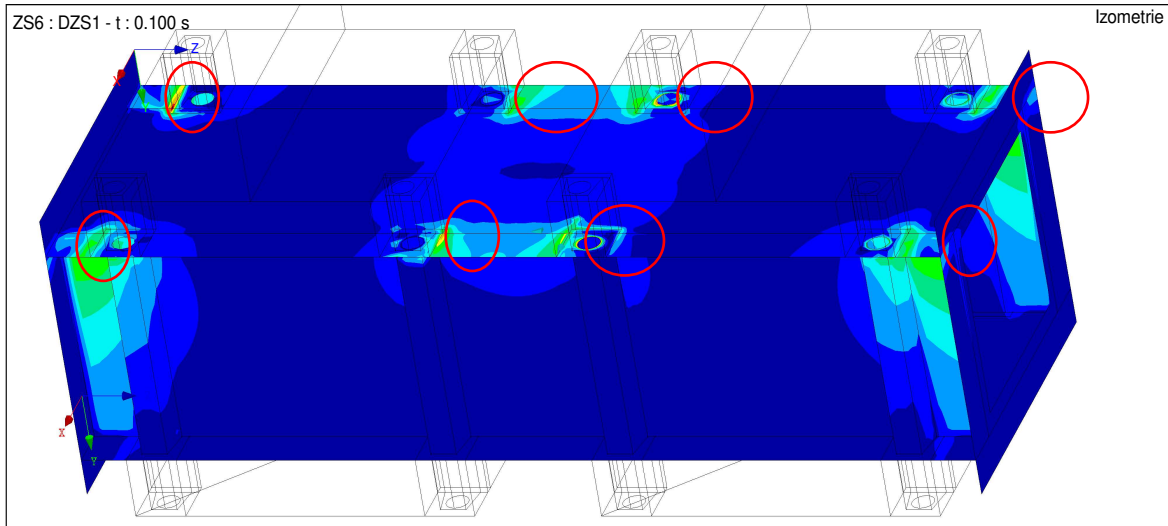
Samotná analýza je provedena pomocí programu RFEM od společnosti Dlubal. Protože se jedná o součást, která je složena z plechů, příčnick byl modelován pomocí ploch. Pro tuto součást je to z hlediska výpočetního výkonu výhodnější než modelování jako plné

3D těleso při získání stejně přesných výsledků. Model nosníku je znázorněn na obr. 50. Podpory byly umístěny na boční plochy přírub (zamezují pohybu ve směru y a z) a dále pak podpora uprostřed, která pouze zajišťovala stabilitu výpočtu (zamezuje pohybu ve směru x – nosník je symetrický, jeho střed se po ose x nehýbe). Vibrátory byly v porovnání s příčnickem modelovány jako absolutně tuhé (fialové plochy na obr. 50), které pak byly s příčnickem spojeny pomocí funkce kontakt s úplným přenosem sil. Pro přenos ohybového momentu a sil ve směru kladné osy y byly použitý horní „fialové“ plochy (v obr. 47 to odpovídá α 0-180°) a pro přenos sil ve směru záporné osy y byly použity spodní fialové plochy (úhel α 180-360)°. Toto je použito z toho důvodu, že pokud je okamžitá odstředivá síla ve směru osy y, přenáší se přes patky motoru přímo na příčnick, kdežto když je odstředivá síla naopak ve směru záporné osy y, je přenášena přes šrouby na druhou stranu příčnicku. Síly působící od předepjatého šroubového spojení motoru a příčnicku jsou ve výpočtu zanedbány. V modelu byly vynechány některé výztuhy, které mají na výsledné namáhání nosníku zanedbatelný vliv.



Obr. 50.: MKP model původního příčnicku

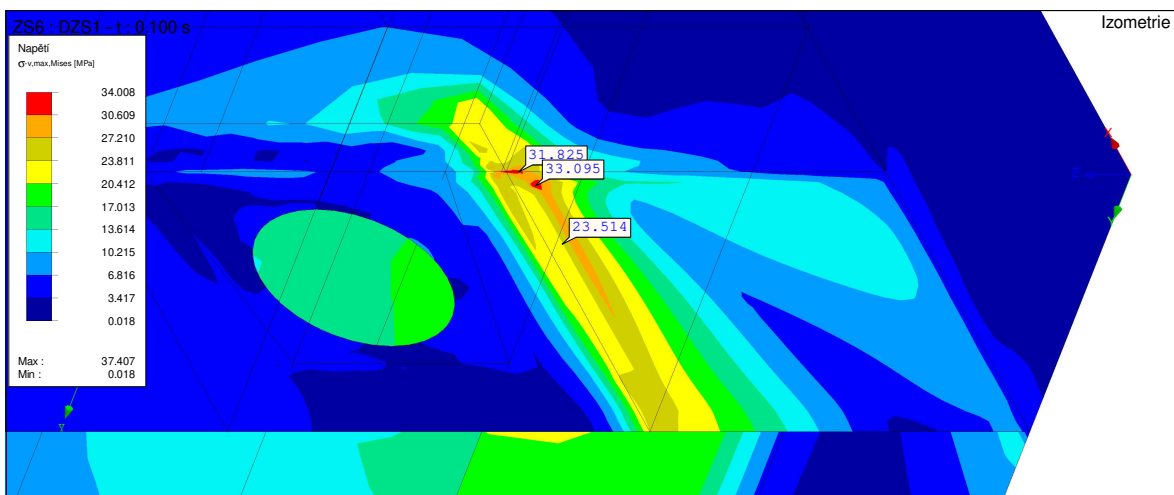
Zde je ovšem ten samý problém a to, že neznáme, jak se mění zatížení v průběhu pracovního cyklu příčnicku a kdy je namáhání nosníku nejvyšší. Aby bylo možno toto zjistit a analyzovat, byl použit přídatný modul RFEM-DYNAM Pro – Nonlinear Time History. Pomocí tohoto modulu lze pomocí časových diagramů definovat, jak se konkrétní zatížení mění v čase. Je také možno zatížení kombinovat. Díky tomu je možno přesně nastavit zatížení zkoumaného modelu dle skutečnosti a zkoumat všechny jeho stavy. Ve zmíněném modulu byly nastaveny časové diagramy namáhání nosníku tak, aby popisovaly zatížení podle skutečnosti.



Obr. 51.: Kritické oblasti namáhání původního nosníku

Jak je vidět na obr. 51, vychází celkem osm oblastí, ve kterých dochází ke koncentraci napětí. Pokud se uvažuje symetrie nosníku, pak dostáváme dvě kritické oblasti. V těchto kritických oblastech byla ještě nastavena lokální jemnější síť pro přesnější výsledky.

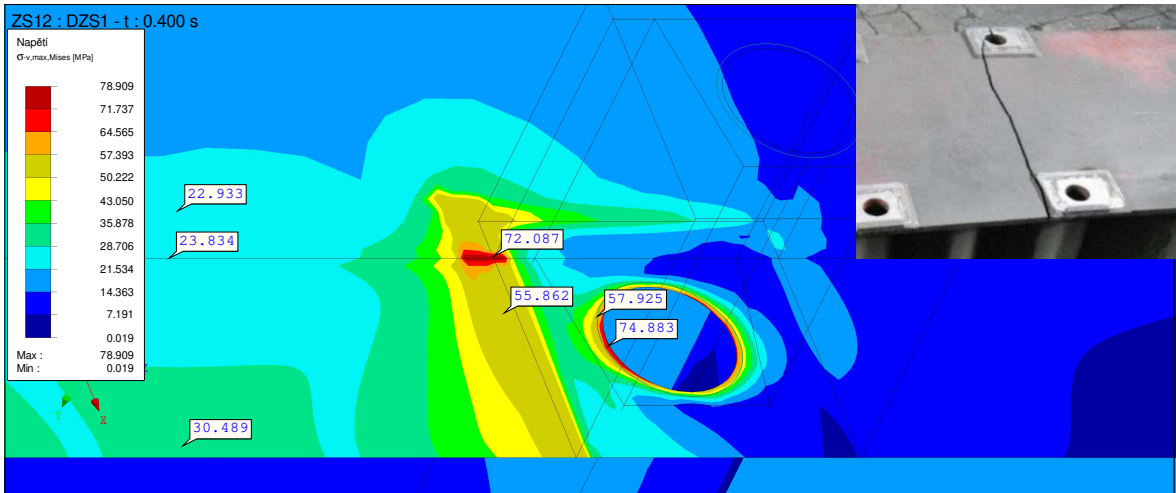
První oblast kumulace napětí se nachází na stranách příčnicku v místě přechodu návarku, který je pod patkou motoru, na pásnici příčnicku. Dle výpočtu se zde tvoří velké napěťové špičky, které ale částečně neodpovídají skutečnosti. Vlivem plasticity reálného materiálu se napětí rozloží na větší plochu, a nebude tedy tak veliké. Proto byla použita funkce průměrování, která na malé ploše v okolí vzniku extrému napětí zprůměruje a poskytne tak reálnější výsledky.



Obr. 52.: Napětí v původním příčnicku – oblast 1

Maximum hodnot napětí v této oblasti bylo dosaženo pro úhly $\alpha=36^\circ$ a $\alpha=216^\circ$. Samotné hodnoty se pohybují v rozmezí 27-33 MPa (použita hypotéza napětí von Miseses).

Druhá oblast kumulace napětí se nachází uprostřed příčnicku opět v místech přechodu návarku a pásnice. Zároveň se zde ještě kumuluje napětí v otvorech pro připojení vibrátorů.



Obr. 53.: Napětí v původním příčnicku – oblast 2

Maximálních hodnot napětí v této oblasti bylo dosaženo pro úhly $\alpha=144^\circ$ a $\alpha=342^\circ$, což odpovídá i úhlům maximálního namáhání zjištěných výpočtem v předešlé kapitole. Hodnoty se pohybují v rozmezí 70–75 MPa. Zároveň dochází také k poměrně velké kumulaci napětí v okolí otvorů pro připojení vibrátorů. Z uvedených hodnot jasně vyplývá, že zde je napětí nejvyšší, a proto se jedná o nejkritičtější místo celé součásti. Součástí obr. 53 je i obrázek poškozeného příčnicku – z tohoto porovnání lze konstatovat, že teoretický výpočet MKP odpovídá skutečnosti, protože k lomu reálné součásti opravdu došlo ve vypočtených kritických místech. Zároveň jsou na obr. 53 naznačené hodnoty napětí uprostřed příčnicku na pásnici, ty se pohybují v rozmezí 30 – 15 MPa (bráno od okraje pásnice do středu příčnicku). Pokud tyto hodnoty zprůměrujeme, dostaneme přibližně hodnotu vypočtenou ve výše uvedeném teoretickém výpočtu, který byl proveden pro stejný úhel α . Teoretický výpočet v předešlé kapitole byl správný, ovšem MKP analýzou bylo zjištěno, že na některých kritických místech je napětí mnohonásobně vyšší.

Získané údaje pak budou využity při konstrukci nového příčnicku tak, aby napětí v kritických místech bylo co nejmenší.

5.3.3. Návrh nového příčnicku

Nový příčnick tedy musí být konstruován na typ motorů J-VM JX 286-2160. Z hlediska konstrukce mají oproti původním VA76 dvě výhody. Osa rotace je o 10 mm níže, takže síla F_x způsobuje menší moment M_{Fx} . Dále mají menší připojovací rozměry, což umožňuje posunout vibrátory dále od středu příčnicku při zachování velikosti příruby, což má za následek menší ohybové namáhání. Avšak je třeba počítat s tím, že nové motory jsou výkonnější, respektive mají větší odstředivou sílu.

Jelikož se stávající konstrukce příčnicku může jevit jako zbytečně rozměrná a hmotná, byly uvažovány i zcela jiné tvary a koncepce. V úvahu přicházelo použití silnostěnných trubek, silnostěnných jeklů či jiných polotovarů. Bohužel se ukázalo, že stávající koncepce příčnicku je jak z konstrukčního, ekonomického, ale i hmotnostního hlediska optimální.

Proto bylo zvoleno řešení vycházející z původní koncepce – dvě pásnice ze silného plechu, které přenášejí většinu ohybového namáhání, a dvě stojiny, které spojují pásnice a zajišťují jejich vzájemnou polohu a zabraňují jejich deformaci + přidavná žebra a další výztuhy. Vnější rozměry přípojovacích přírub budou shodné, bude upravena poloha otvorů pro šrouby.

Kvůli parametrům zmíněným v prvním odstavci tedy budou upravené tyto hodnoty:

Tab. 9.: Neměnné parametry pro nový příčník

F	117 900 N (vibrátor JX 286-2160) [21]
l_2	300 mm
l_3	1 022 mm
l_4	závislé na výšce stojiny, ale menší o 10 mm než VA76

Aby bylo dosaženo požadovaného maximálního napětí dle analytických výpočtů (22.06 MPa), musely být upraveny další parametry. Uvažované byly varianty v tabulce (10), odhad nárůstu hmotnosti byl určován pouze pro nosné části, tj. pásnice a stojiny. Výztuhy nebyly do odhadu počítány.

Tab. 10.: Varianty nového příčníku

Varianta	Parametry [mm]	σ [MPa]	Odhad nárůstu hmotnosti
I	$T1=15, T2=10, a=561, b=360$	22.05	7 kg
II	$T1=15, T2=10, a=550, b=369$	22.03	6 kg
III	$T1=15, T2=12, a=550, b=354$	22.03	18 kg
IV	$T1=16, T2=10, a=535, b=354$	22.03	8 kg

Varianta I spočívala v kompromisu mezi zvětšováním šířky pásnice a výšky stojiny. Bylo dosaženo dobrého kompromisu zvýšení tuhosti a zvýšení hmotnosti. Vnější rozměry příčníku se zvětšily.

Varianta II spočívala ve zvyšování stojiny. Bylo dosaženo nejlepšího poměru tuhost/hmotnost. Vnější rozměry příčníku se zvětšily nejvíce.

Varianta III spočívala ve zvětšení tloušťky stojiny. Byly zachovány vnější rozměry příčníku, avšak poměr tuhost/hmotnost je nejhorší ze všech variant.

Varianta IV spočívala ve zvětšení tloušťky pásnice. Jako jediná varianta zmenšila vnější rozměry příčníku, bohužel za použití plechu o tloušťce 16 mm, který není ve standardním sortimentu, nicméně někteří výrobci ho nabízejí. Poměr tuhost/hmotnost je dobrý.

V požadavcích na nový stroj je uvedeno, že zadavatel požaduje zvednout příčník. Proto je vhodné, aby příčník byl co nejmenší. Z toho důvodu byla pro další práci zvolena varianta číslo IV, která jako jediná má menší vnější rozměry příčníku, což usnadní další konstrukci. V případě, že by se vyskytly problémy s dostupností či cenou atypického plechu, druhá nejvhodnější varianta je číslo I, u níž dochází pouze k malému zvětšení rozměrů.

Z analýzy MKP původního příčníku také vyplynulo, že je výhodnější zvětšit tloušťku příčníku, a to z důvodu vysokého napětí, které vzniká v okolí přípojovacích otvorů. Dále byly

navrženy zvětšené návarky pod patkami vibrátorů. A to z důvodu, že u původního nosníku docházelo v těchto místech k největší kumulaci napětí. Zvětšením návarek dojde k lepšímu rozprostření napětí v materiálu a nosník by měl být odolnější. Dále je také výhodné, že byly motory posunuty dále od středu, to zajišťuje menší namáhání prostřední částí příčnicku.

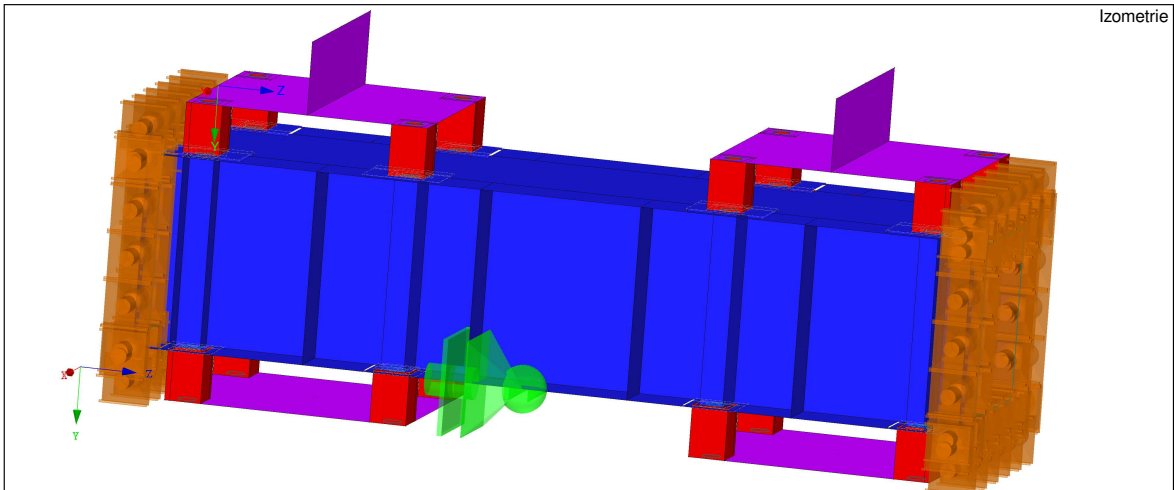
Připojovací příruba příčnicku byla navržena na základě původní příruby. Dále musí konstrukce obsahovat výztuhy a žebra, které zajišťují vzájemnou polohu pásnic, zabraňují prohnutí pásnic a zborcení stojin při ohybu. Jejich poloha byla konzultována s konstruktérem zadavatele a s ohledem na sestavitelnost samotného svařence se svařečem. Konstrukční řešení příčnicku a výrobní výkres lze nalézt v příloze.

Co se týče samotné výroby, nejprve je svařen svařenec dle výkresu z materiálu S355J0 a poté je žihán na odstranění vnitřních pnutí. Jak již bylo zmíněno v rešerši v části zaměřující se na pohony vibračních strojů, je nutno splnit požadavky na geometrické vlastnosti a povrch dosedacích ploch vibrátorů. Z toho důvodu jsou po žihání obrobena plochy přírub a dosedací plochy vibrátorů frézováním. Otvory pro připojení vibrátorů se nepálí, vrtají se. Na obr. 40 je možno si všimnout, že se trhlina ve svařenci pravděpodobně iniciovala právě v otvoru na připojení motorů. Proto je ať už z hlediska tepelného ovlivnění okolí, či tvaru otvoru (plasma či laser může při pálení zanechat „vroubky“ po obvodu) výhodnější otvory vrtat. V posledním kroku se příčník lakuje, zde je opět potřeba dát pozor, aby nebyly nalakovány či znečištěny dosedací plochy vibrátorů a přírub.

Vibrátory se k příčníku připojují pomocí svorníků s jemným závitem 30x2. Svorník je vyroben z materiálu ČSN 14 240, což odpovídá pevnosti šroubů 8.8. Zjednodušeně jde o kruhovou tyč, která je z obou stran opatřena závity. Z jedné strany je závit kratší, na této straně se matice pevně dotáhne až do konce, druhá strana jde k patkám vibrátorů a na této straně se pak dotahuje samotný šroubový spoj. Protože se jedná o dynamické namáhání, jde tedy o předepjatý šroubový spoj. Jak již bylo zmíněno v úvodní rešerši, utahovací moment je dán výrobcem vibrátorů a je nutné ho po určité době provozu kontrolovat.

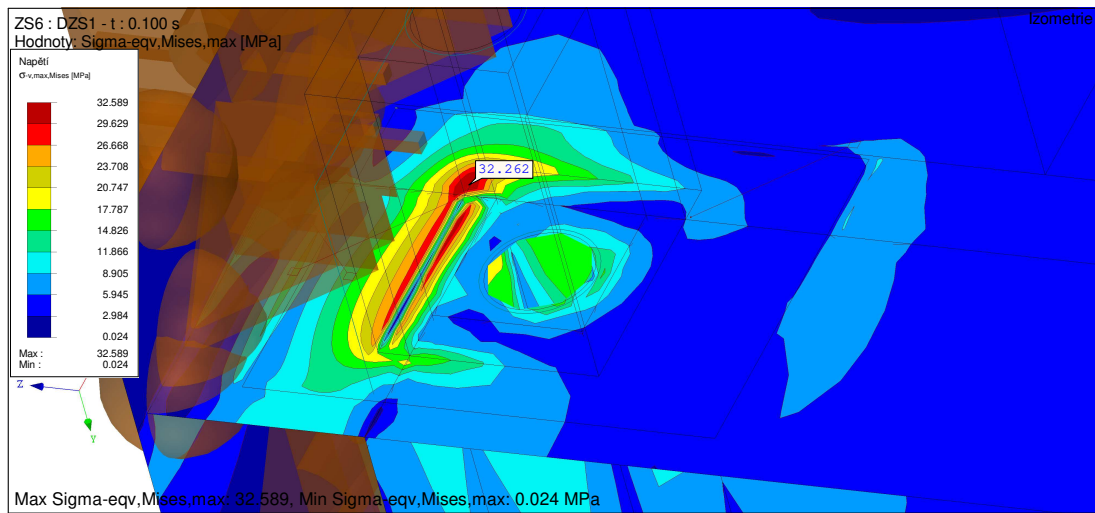
5.3.4. MKP analýza nového příčnicku

Na závěr návrhu byl opět zhotoven MKP model v programu RFEM pro porovnání nově navržené konstrukce s původní a ke zjištění hodnot napětí v nově navrženém příčníku. Model byl sestaven stejně, jak bylo zmíněné v předešlé kapitole. Opět ke zjištění maximálního namáhání byl použit modul nelineární časové analýzy.



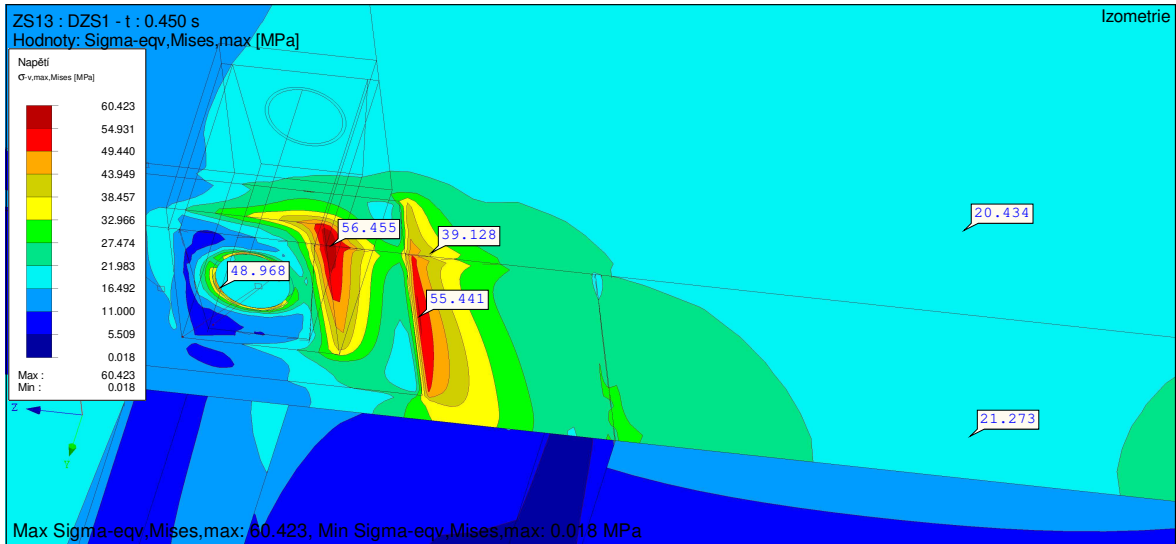
Obr. 54.: MKP model nově navrženého příčnicku

Kritické oblasti se shodovaly s původním příčnickem.



Obr. 55.: Napětí v nově navrženém příčnicku – oblast 1

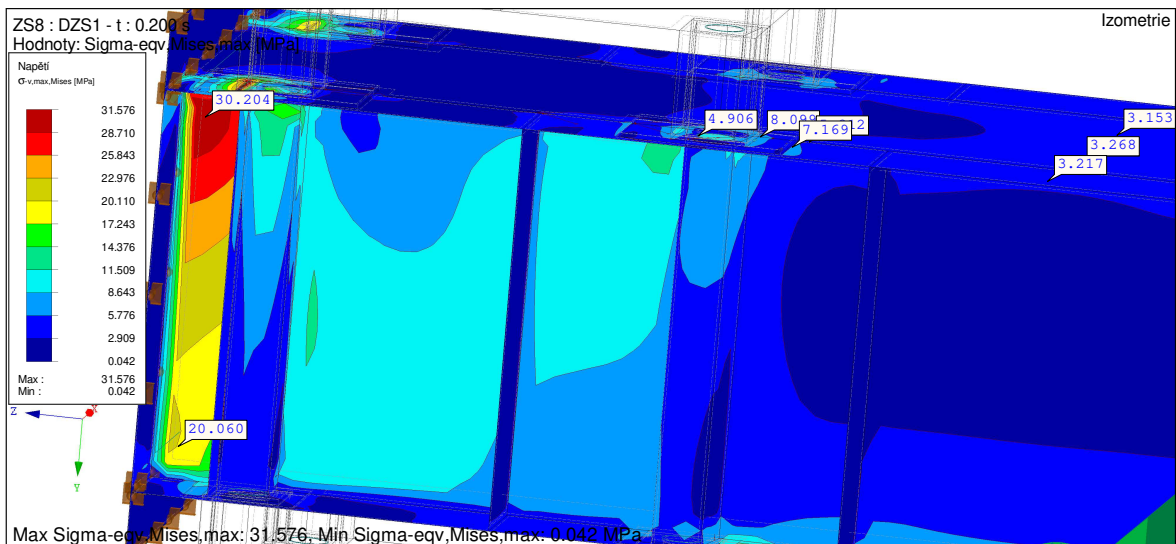
První oblast byla opět na kraji příčnicku, v místech dotyku patky vibrátoru a návarku. Maximální hodnoty se pohybují v mezích 29-33 MPa pro úhel $\alpha=36^\circ$. V tomto místě se tedy oproti původní konstrukci napětí nezměnilo, jedná se ale o malé a přijatelné hodnoty.



Obr. 56.: Napětí v nově navrženém příčniku – oblast 2

Druhá a nejkritičtější oblast je opět shodně s původním nosníkem uprostřed v místech přechodu návarku na pásnici a v místě kontaktu patky motoru a návarku. Maximální hodnoty pro tuto oblast opět vycházejí pro úhly $\alpha=160^\circ$ a $\alpha=342^\circ$. Hodnoty se pohybují v rozmezí 55-60 MPa. Oproti původní konstrukci došlo ke zlepšení, a to vlivem zvětšení plochy a tloušťky návarků. Velmi podstatné ovšem je, že v okolí otvorů dle výpočtového modelu napětí dosahuje maximálních hodnot 50 MPa (oproti původním cca 74 MPa). Lze tedy konstatovat, že nově navržený nosník vyhovuje dle požadavku maximálního dovoleného namáhání dle rovnice 43.

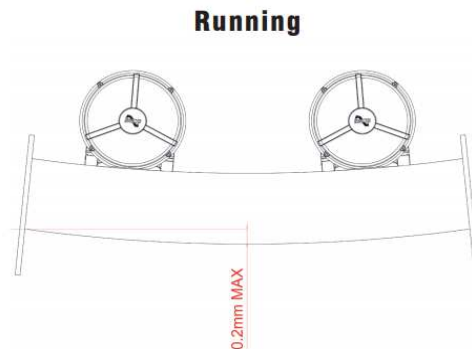
Zároveň si lze na obr. 56 všimnout, že napětí v pásnici uprostřed příčniku je rovnoměrněji rozprostřené a odpovídá analytickým výpočtům.



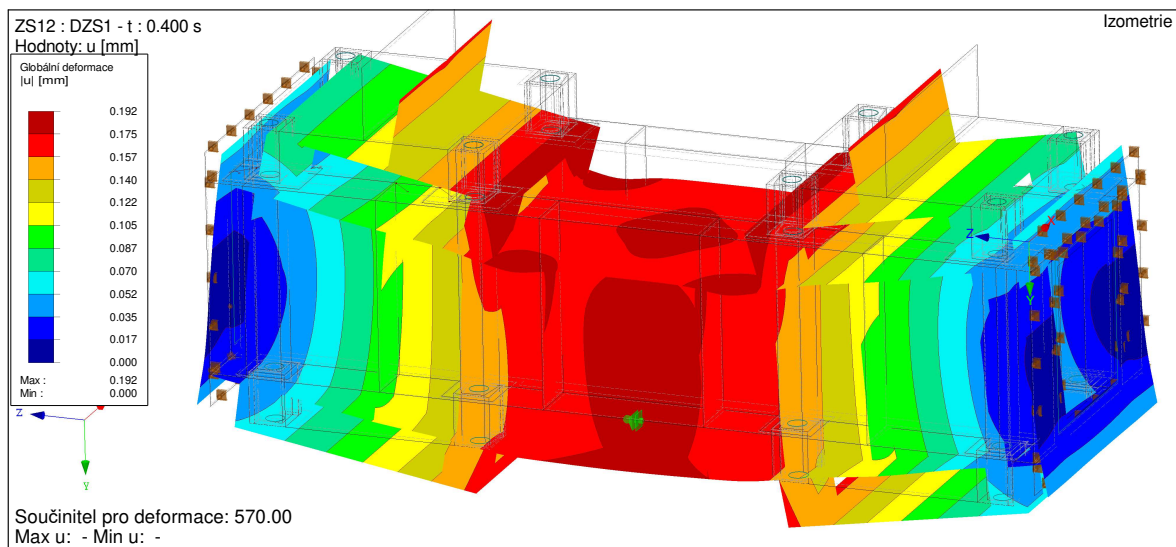
Obr. 57.: Napětí v nově navrženém příčniku – oblast 3

Na obr. 57 je možno si všimnout, že při určitých úhlech roste napětí ještě ve třetí oblasti. Jedná se o oblast stojin na krajích příčniců. Hodnota napětí zde dosahuje maximálních hodnot okolo 30-31 MPa.

Výrobce Invicta má poměrně dobrou a rozsáhlou technickou podporu a dokumentaci, co se týče montáže a údržby vibromotorů. Ve své technické dokumentaci uvádí, že by deformace příčnicku v žádném místě neměla překročit hodnotu 0.2 mm, viz obr. 58. Pro navržený nosník vychází maximální deformace 0.192 mm pro úhel $\alpha=324^\circ$, tedy podmínka je splněna. Výrobce použitých vibrátorů J-VM má méně obsáhlou technickou dokumentaci a tuto podmínku nikde neuvádí, nicméně vzhledem k tomu, že jsou si motory konstrukčně velmi podobné, lze předpokládat, že pro ně platí podobné podmínky.



Obr. 58.: Invicta – maximální posuv [28]



Obr. 59.: Deformace nového příčnicku

5.3.5. Výsledný návrh příčnicku

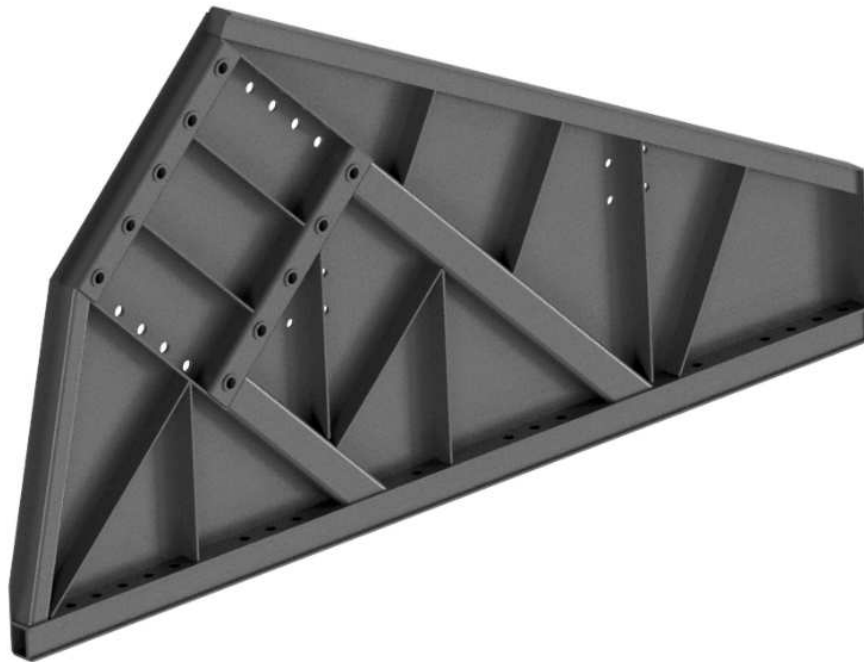
Na obr. 60 je znázorněn výsledný návrh nového příčnicku, který respektuje všechny parametry zmíněné výše.



Obr. 60.: Výsledný návrh příčnicku 3D

5.4. Návrh bočnice konzoly

Bočnice konzoly bude vycházet z původní konstrukce. Ovšem musí být změněny jak připojovací rozměry k příčníku, tak i k samotné skříni stroje. Požadavek od zadavatele je také posunutí příčníku o 50 mm tak, aby se zvětšila průchozí výška stroje. Další požadavek je na změnu polohy zavětrovacího kříže, a to posunutím o 100 mm výše.

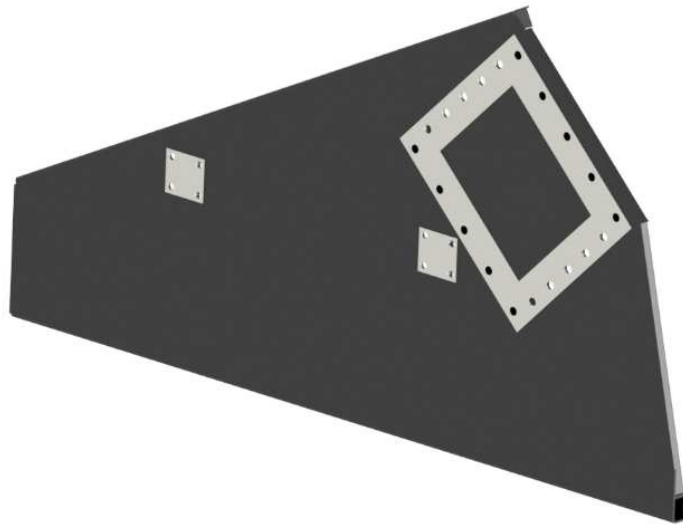


Obr. 61.: Bočnice

Všechny tyto změny způsobily zvětšení rozměrů bočnice, a s tím i spjaté zvýšení hmotnosti. Nicméně vůči celkové hmotnosti stroje je tento přírůstek akceptovatelný. Vlivem požadavku na posunutí zavětrovacího kříže díky geometrii samotné bočnice bylo nutné kříž zmenšit.

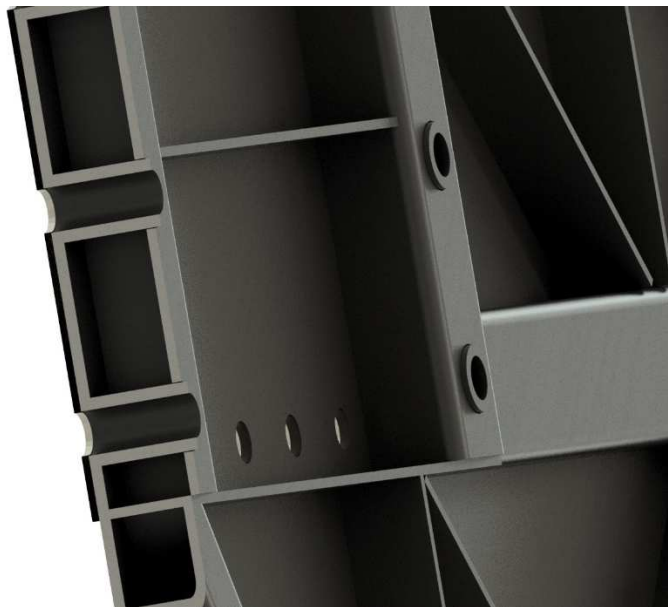
Na této součásti se také rozhoduje o úhlu vrhu, se kterým bude stroj pracovat. Úhel je daný natočením připojovací příruby příčníku. Jak bylo uvedeno v úvodní rešerši v Tab. 2, pro vytloukací rošty (rozrušování materiálu) se používá úhel 31-45°. Na základě zkušeností s provozem předešlého stroje byl po konzultaci se zadavatelem zvolen úhel 45°.

V ideálním případě přenáší pouze tlakové/tahové zatížení, ohybové momenty jsou minimální. Velmi důležité jsou hlavní výztuhy ve tvaru U, které musí být umístěné napodél ve směru výslednice sil z vibrátorů. Tím je zajištěn právě přenos tahových (tlakových) sil. Tyto výztuhy jsou dobře viditelné na obr. 61. Samotná bočnice je vyrobena z plechu o tloušťce 6 mm z materiálu S355J0, hlavní výztuhy ve tvaru U z plechu o tloušťce 5 mm z materiálu S235J0, zbytek výztuh také z plechů o tloušťce 5 mm, avšak materiál může být použit S235JR.



Obr. 62.: Bočnice – pohled zezadu

Jak lze vidět na obr. 62, plochy, na které dosedá příruba příčnicku, jsou obrobené frézováním. A to z toho důvodu, že přenos sil mezi příčnickem a bočnicí je realizován třením – svěrným spojem. Proto je důležité, aby tyto plochy na sebe navzájem dobře dosedaly a zajistily tak dobrý přenos sil. Stejně tak jsou obrobené plochy, které slouží k připojení zavětrovacího kříže.



Obr. 63.: Řez bočnicí

Spojení příčnicku s bočnicí je realizováno šroubovými spoji s předpětím. Kvůli tomu, aby bylo možno dosáhnout požadovaného předpětí a nedocházelo k deformaci materiálu pod maticí či hlavou šroubu, jsou otvory vyztuženy distančními trubkami. Stejný systém trubkových výtuh je pak použit i pro připojovací otvory sloužící ke spojení bočnice se skříní. Poloha těchto děr byla určena až po kompletním návrhu stroje kvůli pozici těžiště – viz další kapitoly.

5.4.1. Zavětrovací kříž

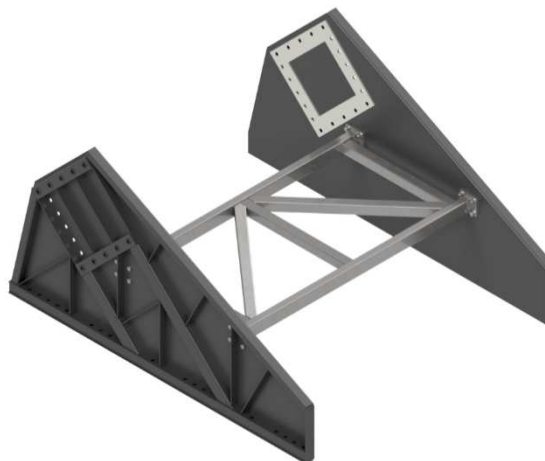
Zavětrovací kříž plní funkci zajištění vzájemné polohy bočnic. Stroj jako celek nemá dostatečnou tuhost ve smyslu vzájemné polohy bočnic ve svislé rovině. Tím je myšleno, že pokud se budeme na stroj dívat v půdorysu, není dostatečně chráněn proti tomu, aby se bočnice vůči sobě posunuly a z obdélníkového půdorysu by se stal rovnoběžník. Z tohoto důvodu je mezi bočnice konzoly umístěn zavětrovací kříž, druhý kříž je poté ještě umístěn ve skříni stroje.



Obr. 64.: Zavětrovací kříž

Dle požadavků zadavatele je kříž navržen z nerezových jehlů 80x50x5 a 60x60x3 z materiálu EN 1.4301. Nerez je zde požadována z důvodu velkých teplot a vlhkosti, která vzniká při rozrušování formovací směsi a stoupá z roštu vzhůru. Kříž musí být dostatečně masivní, protože u větších odlitků do něj může narážet část vtokové soustavy. Měl by být konstruován tak, aby tuto část vtokové soustavy zvládl „ulomit“ a sám se nijak nepoškodil.

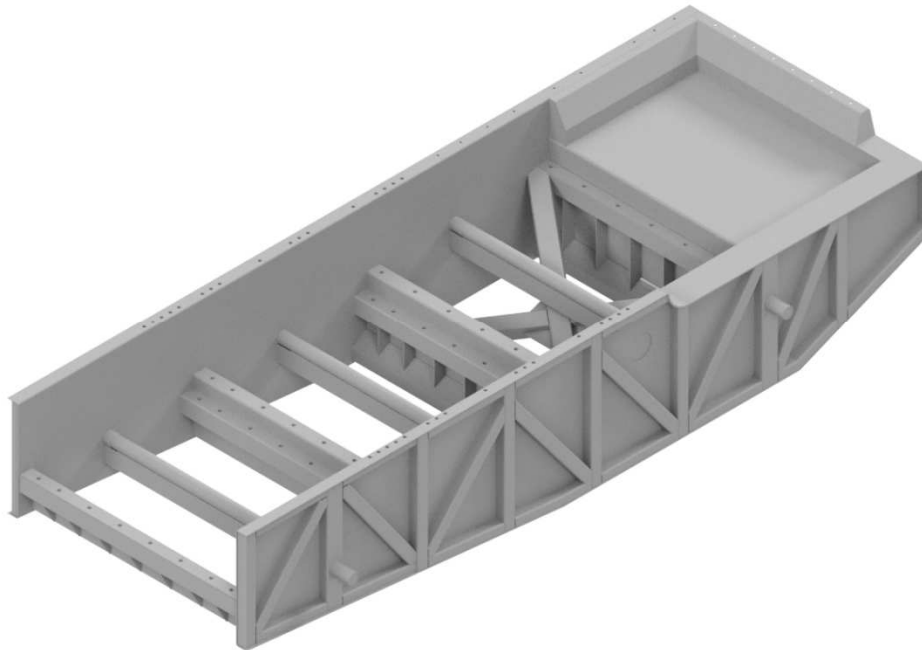
Požadavek zadavatele byl zvednout oproti stávající konstrukci kříž o 100 mm. Vzhledem k tomu, že je ale nově navržený kříž menší (tj. je dál od vstupu materiálu na rošt), stačilo zvednout kříž o 90 mm, aby se dosáhlo stejné průchozí výšky jako u původního roštu s poposazeným křížem o 100 mm. To je dáno zejména tím, že první rošt klesá směrem od vstupu materiálu na výstup. Je to výhodné i z toho důvodu, že pokud by se kříž ještě více zvedal, musel by být ještě zmenšen, což by mohl vést ke ztrátě tuhosti, nebo by se musela zvětšovat bočnice, což by ovšem vedlo ke zvýšení hmotnosti.



Obr. 65.: Sestava bočnic a zavětrovacího kříže

5.5. Návrh skříňě

Skříň stroje, v původní dokumentaci označovaná názvem DRAK 160.050, se od původní konstrukce příliš neliší. Nebyl totiž důvod tuto součást nějak výrazněji upravovat a zároveň je její konstrukce ověřená v praxi, kde v průběhu života stroje nedocházelo k žádným výraznějším poškozením. Připojovací rozměry pro pružná uložení zůstaly stejné. Hlavní plech bočnice je navržen z plechu o tloušťce 6 mm z materiálu S355J0, zbylé výtuhy jsou navrženy z materiálu S235JR.

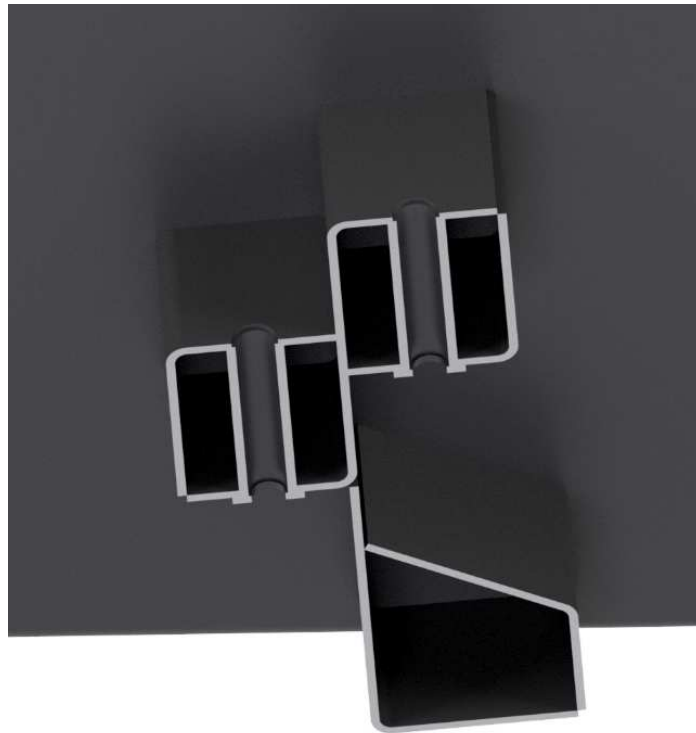


Obr. 66.: Skříň VVR 160.050



Obr. 67.: Řez skříní VVR 160.050

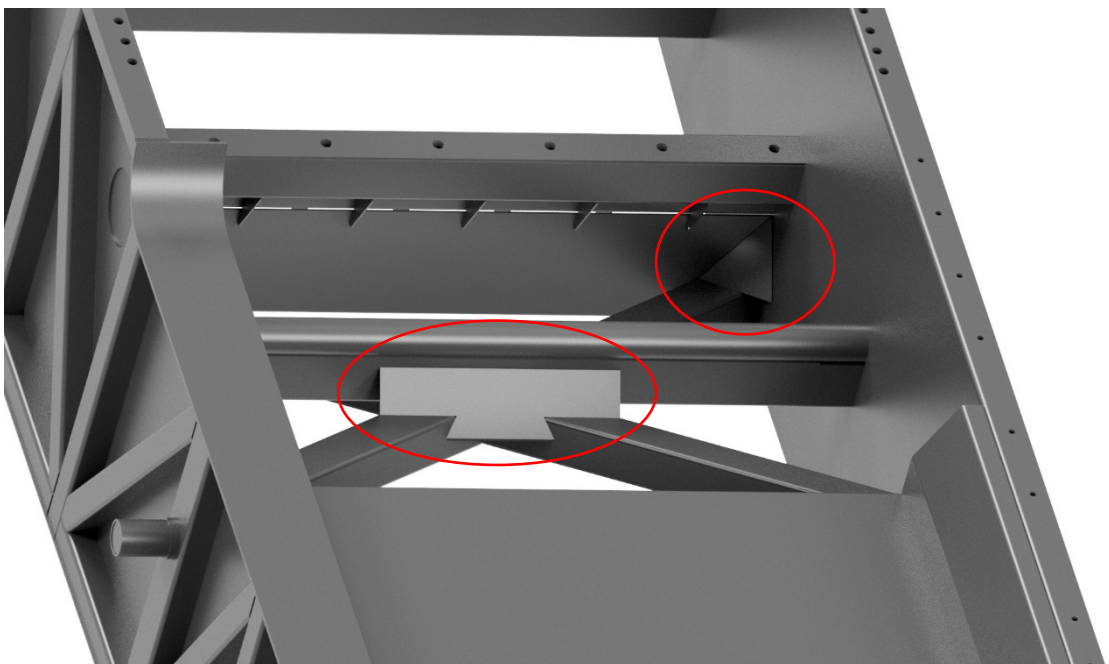
Otvory v příčných nosnících pro připojení roštů jsou opět vyztuženy distančními trubkami, stejně tak jako otvory pro spojení bočnic konzoly se skříní.



Obr. 68.: Řez příčným

Na obr. 68 je možno si také všimnout ohnutého plechu. Tento plech ohnutý pod úhlem 60° zde byl navržen z důvodu, aby se v prostorech pod rošty netvořily žádné plochy či kapsy, ve kterých by se mohla hromadit formovací směs, či dokonce části licí soustavy. U původního stroje na některých místech právě tyto kapsy vznikaly a vlivem abraze materiálu či neustálým kontaktem nálitků s roštem docházelo k zeslabování konstrukce.

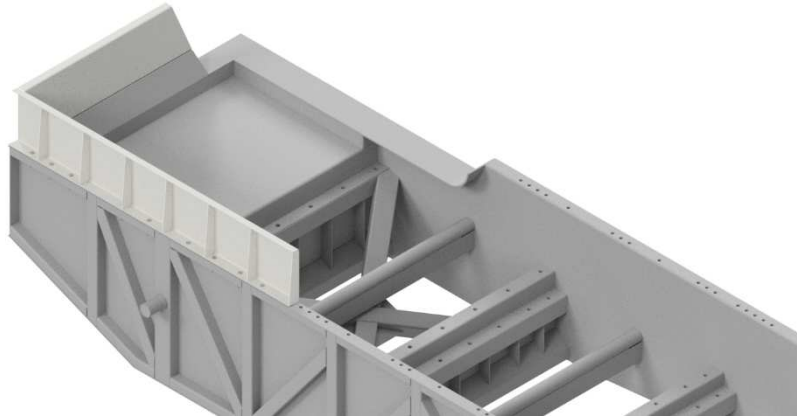
Ze stejného důvodu byly umístěny pomocné plechy na zavětrovacím kříži skříně viditelné na obr. 69.



Obr. 69.: Detail zavětrovacího kříže skříně

5.5.1. Nástavba bočnic

U původního roštu byly nástavby bočnic napevno součástí skříně stroje. Vhodnější řešení je mít nástavby šroubovatelné. To z důvodu montáže a také pro případ, že by někdy docházelo k dodatečným úpravám.

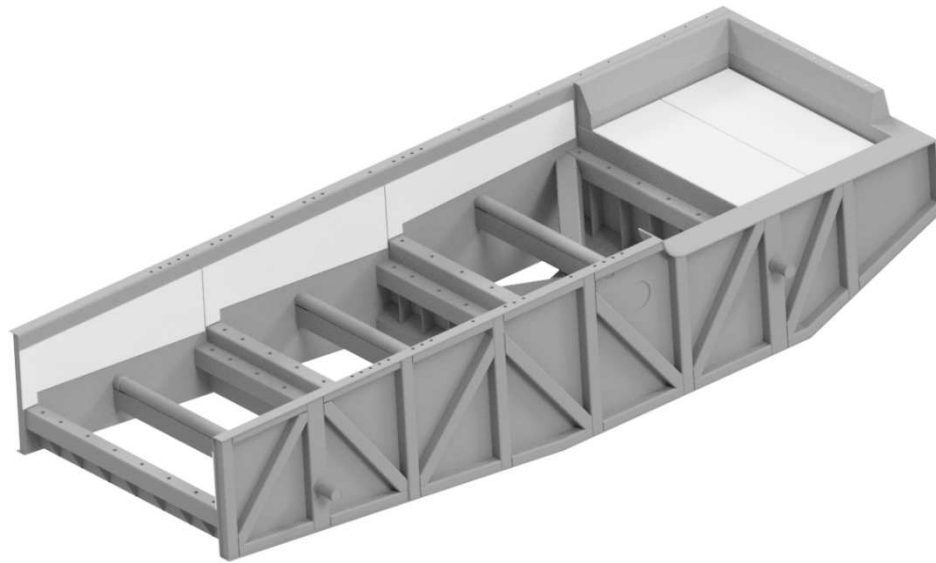


Obr. 70.: Skříň s nástavbou bočnic

5.6. Výstelka

Požadavek zadavatele byl umístit na plochy skříně nerezovou výstelku. Na dopadové dno byla navržena výstelka o tloušťce 10 mm a na boky o tloušťce 8 mm, obě z materiálu EN 1.4301. Takto navržené výstelky by měly mít dostačující životnost. Nerezová ocel je zde ze stejného důvodu, který byl zmíněn v kapitole návrhu zavětrovacího kříže. Výstelky se ve většině případů konstrukce vibrační techniky volí z důvodu snadné vyměnitelnosti jako šroubované. Zde jsou ovšem na přání zadavatele navrženy jako napevno přivařené pomocí přechodových svarů. Toto řešení je náročnější na výměnu – je nutné použité výstelky odřezat či odpálit. Ovšem v tak těžkém provozu, do jakého je navržený tento rošt, stejně dochází často k poškození šroubových spojů výstelek tak, že případná výměna šroubovaných výstelek je podobně komplikovaná jako výměna navařovaných.

Aby nedocházelo ke zbytečnému nárůstu hmotnosti, jsou výstelky navrženy tak, aby zasahovaly 30 mm pod horní plochy roštů. To zajišťuje i v případě opotřebení či poškození roštu, že se formovací směs nebo odlitek nedostane do přímého kontaktu s bočnicí stroje. Umisťovat výstelky níže již nemá smysl, protože zde již žádný materiál nemůže přijít do kontaktu s bočnicí, a pokud by rošty dosáhly takové hranice opotřebení, že by jejich horní hrany byly níže, než je konec výstelky, bylo by nezbytné je vyměnit.



Obr. 71.: Skříň VVR 160.050 s výstelkou

5.7. Rošty

Rošty tvoří velkou část hmotnosti celého stroje. To je dané tím, že jsou velmi masivní. Musí totiž odolávat velkému opotřebování a zatížení (odlitky dle zadání mohou mít hmotnost až 350 kg). Životnost roštů se pohybuje okolo 2-3 let, poté je rošty nutno vyměnit. Jedná se o svařence z oceli S235JR.

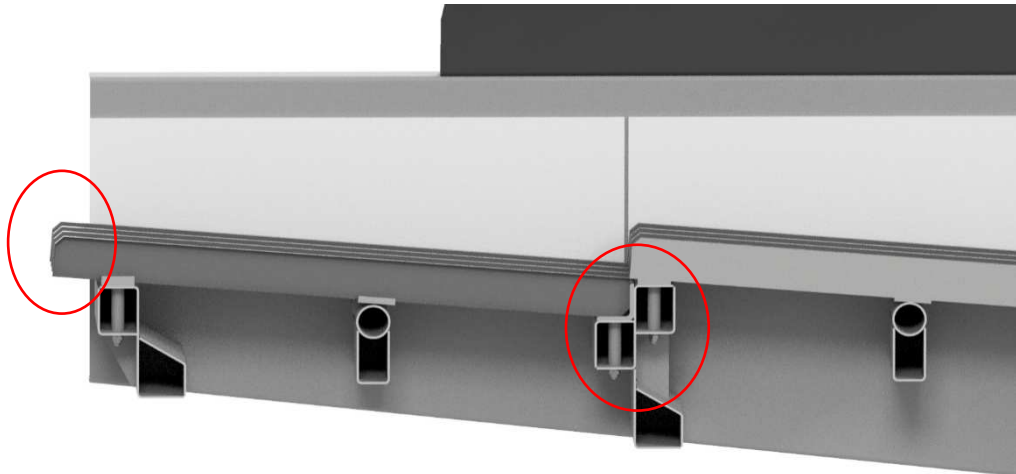
Rošt 1 (číslování je směrem od vstupu materiálu k výsypu) zůstane v nezměněné podobě, šířka mezery 30 mm, tloušťka roštnice 12 mm. Pouze je navržen zesílený prostřední výztužný pás dle zadání.



Obr. 72.: Rošt 1

U roštů 2 a 3 byl požadavek, aby byly naprosto shodné s velikostí mezery 60 mm a tloušťce roštnice 16 mm. Ovšem poslední výstupní rošt č. 3, jak je znázorněno na obr. 73, přesahuje ven ze skříňe stroj. To je z toho důvodu, že na výsyp stroje navazuje skluz, který vede odlitky na pracovní plochu, kde jsou dále zpracovány. A protože se okolní konstrukce nesmí dotýkat kmitajících částí stroje (minimální vzdálenost je dle zadavatele 50 mm), nemůže skluz navazovat přímo na konec roštu. Proto je rošt 3 konstruován s přesahem. Když by tedy rošty 2 a 3 měly být stejné, tak buď by rošt číslo 3 musel být bez přesahu, což

by vedlo k větší úpravě skluzu a konstrukce, která je na výsypu, anebo by oba rošty musely být s přesahem, což by vedlo k neřešitelnému problému u příčnicku (obr. 73), kde jsou rošty 2 a 3 připojeny ke skříni (buď rozdělit příčnick na dva menší – zachytávání materiálu mezi příčnicky, nebo jeden velký široký příčnick – materiál by zůstal uprostřed a vlivem abraze by mohlo dojít k destrukci).

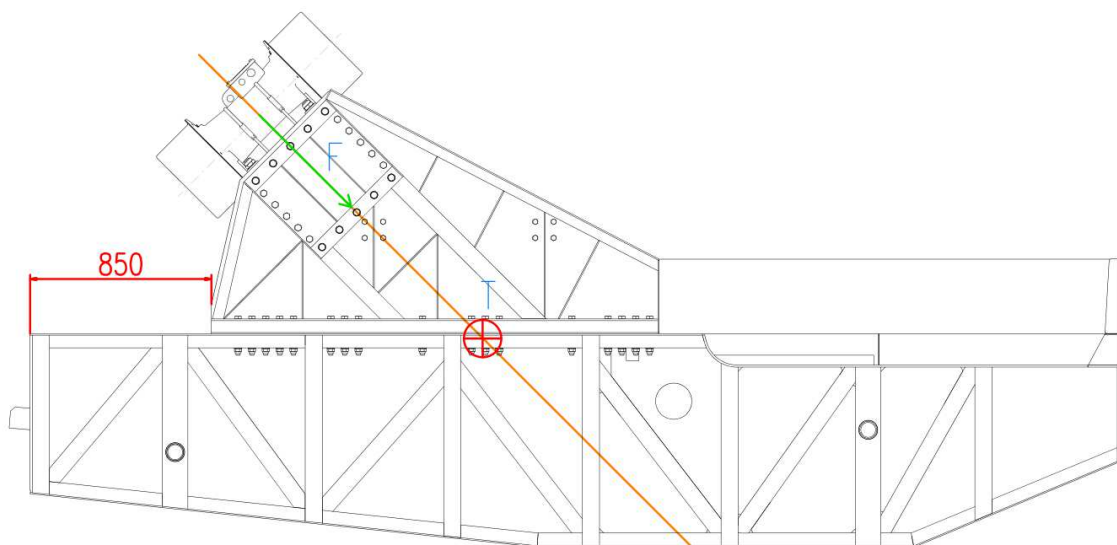


Obr. 73.: Rošty 2 a 3

Proto byly nakonec navrženy dva rošty se shodnou mezerou a tloušťkou, ovšem s rozdílnou délkou. Ovšem pokud by docházelo i k výměně či úpravám skluzu a konstrukce na výsypu, bylo by případně možné rošty navrhnout i stejně dlouhé.

5.8. VVR 160.050 sestava

Jak již bylo zmíněno v úvodní rešerši a předchozích kapitolách, pro správnou funkci vibračního roštu je nutné, aby výslednice sil z vibrátorů směřovala do těžiště stroje. Tím bude dosaženo stejného tvaru kmitu a hodnoty amplitudy v celém stroji.

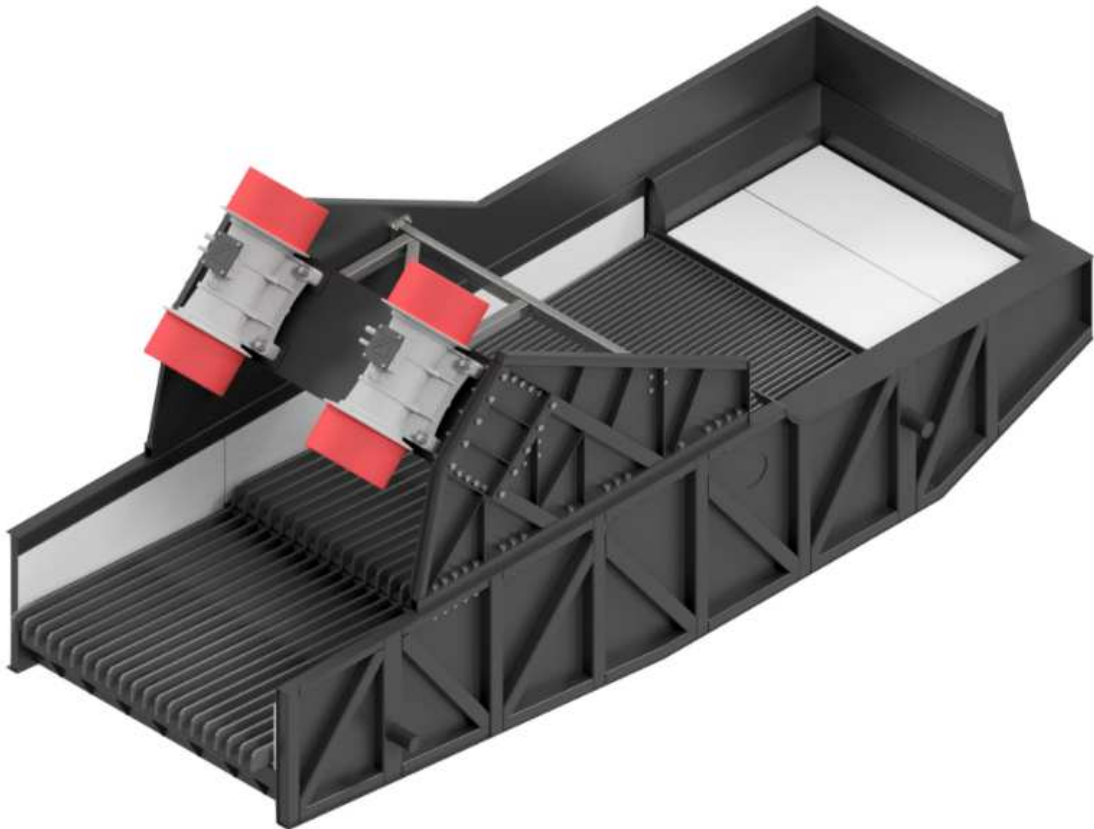


Obr. 74.: Těžiště stroje

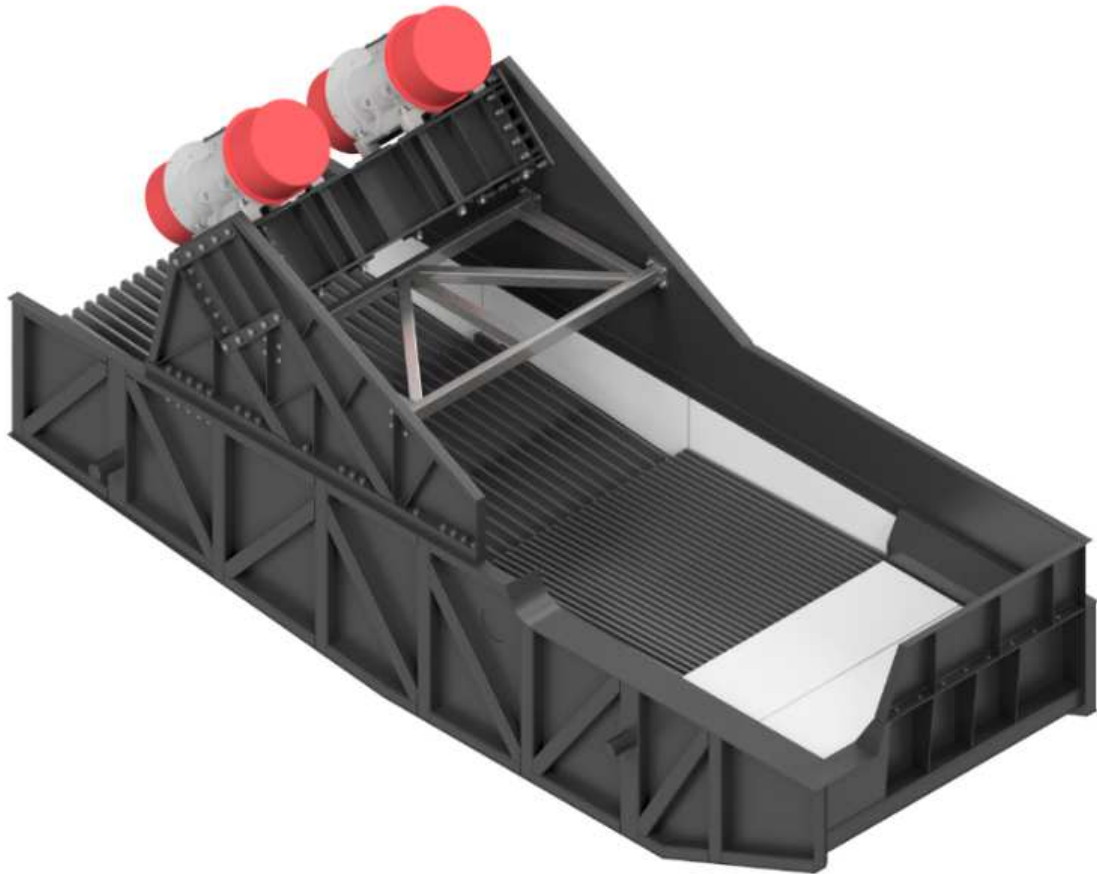
Dosáhnout tohoto stavu lze u navrhovaného stroje změnou polohy bočnic konzoly. Tím se ale změní poloha příčniců i s vibromotory, které tvoří svou hmotností velkou část celkové hmotnosti stroje. To způsobí změnu polohy těžiště.

Poloha bočnic konzoly byla navrhována pomocí 3D modelu vytvořeného v programu Inventor, který určuje celkové těžiště stroje. Poloha bočnic byla měněna do té doby, než bylo dosaženo požadované polohy. Výsledná poloha je znázorněna na obr. 74. Je možné si všimnout, že stroj není úplně symetrický – levá bočnice je vyříznutá a na pravou bočnici je připevněna nástavba bočnic. Nicméně tato nesymetrie způsobí vychýlení celkového těžiště o 5 mm do boku stroje. Tato hodnota je při rozměrech stroje zanedbatelná a dále se uvažuje stroj jako symetrický.

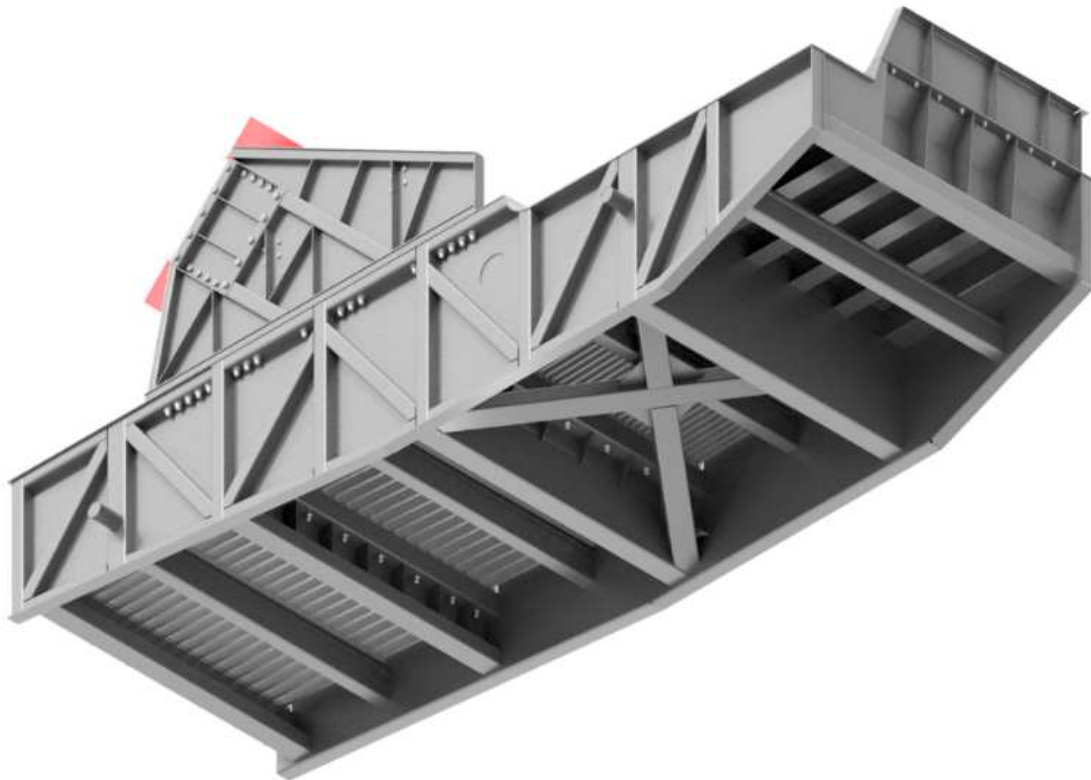
Na následujících obrázcích je zobrazen kompletní 3D model navrženého stroje. V příloze je možno nalézt kompletní sestavný výkres celého stroje (i s pružným uložením – v další kapitole).



Obr. 75.: VVR 160.050 sestava – pohled 1



Obr. 76.: VVR 160.050 sestava – pohled 2



Obr. 77.: VVR 160.050 sestava – pohled 3

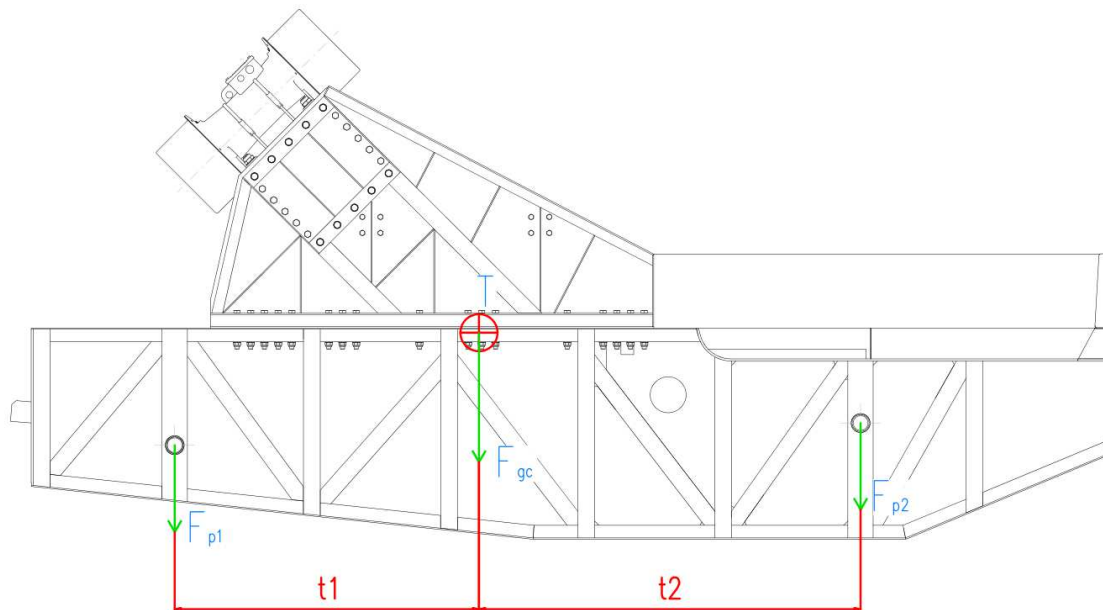
6. Parametry stroje

V této kapitole budou popsány jednotlivé výpočty, které slouží k určení parametrů navrženého stroje.

6.1. Pružné uložení

Jak již bylo zmíněno v úvodní rešerši, pro pružné ukládání vibračních strojů se používají nejčastěji vinuté či listové pružiny, případně gumové silentbloky. Požadavek zadavatele je takový, aby byly zachovány původní připojovací rozměry stroje. To je z důvodu snadné výměny původního stroje za nový bez nutnosti úprav okolní podpěrné konstrukce. Proto budou voleny klasické vinuté pružiny. Gumové silentbloky mají tu nevýhodu, že se při stlačování nechovají lineárně a v případě této konkrétní aplikace by mohl vzniknout problém vyvolaný vysokou teplotou, která je dána horkými odlitky vstupujícími na vibrační rošt.

Stroj je uložen na čtyřech pružných uloženích, dvě na vstupu a dvě na výstupu, každé jedno pružné uložení je složeno ze tří pružin. Stejně jako v kapitole 5.8 bude stroj uvažován jako symetrický. Na začátku je nejprve potřeba znát zatížení, které na pružná uložení působí. Aby bylo toto možné určit, je třeba znát polohu těžiště, vzdálenost míst s pružnými uloženími a celkovou hmotnost.



Obr. 78.: Schéma zatížení roštu

Schéma zatížení roštu je naznačeno na obr. 78, kde platí že:

F_{gc}	celková tíhová síla roštu
m_c	celková hmotnost roštu
m_{pz}	hmotnost částí pružných uložení, které pružné uložení zatěžují
F_{p1}	tíhová síla působící na pružná uložení na výstupu
F_{p2}	tíhová síla působící na pružná uložení na vstupu
$t_{1,2}$	vzdálenosti těžiště od pružných uložení
T	těžiště stroje

Číselné hodnoty používané při výpočtu (získány z 3D modelu z programu Inventor):

Tab. 11.: Parametry roštu pro výpočet pružného uložení

m_c	4 904 kg
m_{pz}	60 kg (odhad)
t_1	1 442 mm
t_2	1 808 mm

$$F_{gc} = (m_c + m_{pz}) \cdot g = (4\,904 + 60) \cdot 9.81 = 48\,967\, N \quad (48)$$

Ze statické rovnováhy platí:

$$F_{p1} = \frac{F_{gc} \cdot t_2}{t_1 + t_2} = \frac{48\,967 \cdot 1\,808}{1\,442 + 1\,808} = 27\,241\, N \quad (49)$$

$$F_{p1} = \frac{F_{gc} \cdot t_1}{t_1 + t_2} = \frac{48\,967 \cdot 1\,442}{1\,442 + 1\,808} = 21\,726\, N \quad (50)$$

Jak již bylo zmíněno, jedno pružné uložení tvoří trojice pružin. Zadavatel (firma Techkon) používá svou řadu pružin. Pro tento stroj přicházejí v úvahu pružiny P20 a P22 (číslo označuje tloušťku drátu). Základní parametry jsou uvedeny v tabulce 12.

Tab. 12.: Parametry pružin

	P20	P22
k [N/mm]	112	161
d [mm]	Ø20	Ø22
D_i [mm]	Ø110	Ø110
D_e [mm]	Ø150	Ø154
l_0 [mm]	280	281
l_9 [mm]	190	209

Je tedy potřeba určit velikost pružin pro jednotlivá pružná uložení. Pokud je stroj v provozu, materiál (v tomto případě formovací směs a odlitky) je uveden do vznosu a stroj zatěžuje pouze částečně (dle zadavatele se všeobecně uvažuje 20 % hmotnosti materiálu). Proto se pružná uložení vždy počítají bez hmotnosti materiálu. Pak lze použít následující vzorec, kde $s_{1,2}$ označuje stlačení pružin:

$$s = \frac{F_p}{6 \cdot k} \text{ [mm]} \quad (51)$$

Během provozu ale může nastat havarijní stav, kdy je nutné stroj okamžitě zastavit. V tomto případě pak na pružná uložení nepůsobí pouze vlastní tíhová síla stroje, ale také tíha materiálu, který na roštu zůstal. Nejedná se o pracovní stav stroje, nicméně je nutné, aby nedošlo k poškození pružin nadměrným stlačením. Dle podkladů od Slévárny Kuřim je v tabulkách 1 a 5 uvedeno, že se na stroji mohou nacházet současně tři odlitky o hmotnosti 350 kg. Pro tento výpočet lze uvažovat rovnoměrné rozložení, tedy jeden odlitek na vstupu, druhý v oblasti těžiště a třetí na výstupu. Dále se ovšem ještě může na vstupním dopadovém dně nacházet formovací směs, která dosud nepropadla roštem. Její hmotnost

je určena odhadem na 400 kg. Tím se značně změní síly působící na jednotlivá pružná uložení. Pak platí:

$$F_{p1H} = F_{p1} + \left(350 + \frac{350}{2}\right) \cdot g = 30\,011 + (350 + 175) \cdot 9.81 = 35\,161\,N \quad (52)$$

$$F_{p2H} = F_{p1} + \left(350 + \frac{350}{2} + 400\right) \cdot g = 18\,956 + (350 + 175 + 400) \cdot 9.81 = 28\,030\,N \quad (53)$$

Pak pro stlačení pružin $s_{1H,2H}$ platí:

$$s_H = \frac{F_{pH}}{6 \cdot k} [mm] \quad (54)$$

Dosazením do rovnic 51 a 54 vznikla následující tabulka:

Tab. 13.: Stlačení pružin

	P20	P22
$s_1 [mm]$	40.53	28.2
$s_2 [mm]$	32.33	22.49
$s_{1H} [mm]$	52.32	36.40
$s_{2H} [mm]$	41.71	29.02

Po konzultaci se zadavatelem byly zvoleny pružiny P22. Z hodnot uvedených v tabulce 13 vyplývá, že je možno použít oba typy pružin. Avšak jak bylo zmíněno v kapitole popisující linku GF, odlitky s formovací směsí jsou na vytloukací rošt vytlačovány vytlačovacím zařízením a poté na rošt dopadnou z určité pádové výšky. A právě z tohoto důvodu jsou zvoleny tužší pružiny. Velká výhoda je také to, že pružiny mají shodnou délku a vnitřní průměr, je možné je vzájemně zaměnit v případě, že nebudou vyhovovat. Samotné pružné uložení (obr. 79) nebylo nijak konstrukčně upravováno, jelikož se jedná o unifikovaný výrobek zadavatele pod označením PUP 20.1 T.



Obr. 79.: Pružné uložení PUP 20.1 T

6.2. Amplituda, zrychlení

Pro výpočet amplitudy stroje je potřeba znát celkovou hmotnost kmitajících částí stroje. Samotný stroj dle údajů získaných z 3D modelu váží 4 904 kg, k této hodnotě je třeba ještě přičíst hmotnost horních desek PUP. Jedna deska váží 15.8 kg. Hodnotu pracovního momentu dvojice vibrátorů JX-2160 udává výrobce 2 150 kg·cm. Z těchto hodnot lze určit maximální amplitudu kmitání stroje za použití následujícího vzorce:

$$e = \frac{Pr \cdot 10}{m_c + m_{pz}} [mm] \quad (55)$$

Po dosazení pak:

$$e = \frac{2\,150 \cdot 10}{4\,904 + 4 \cdot 15.8} = 4.33 \text{ mm} \quad (56)$$

Pro některé aplikace vibrační techniky je také potřeba znát maximální hodnotu zrychlení. Tato hodnota je důležitá zejména pro třídiče, nicméně pro ukázkou výpočtu bude vypočítána i zde. Tato hodnota se často uvádí jako násobek gravitačního zrychlení. Pro výpočet je potřeba znát hodnoty amplitudy e a frekvenci kmitání (v případě navrhovaného stroje se jedná o hodnotu 16 Hz). Platí pak vzorec:

$$a_{max} = \omega^2 \cdot e_{max} = (2 \cdot \pi \cdot f)^2 \cdot e \cdot 10^{-3} [m \cdot s^{-2}] \quad (57)$$

Po dosazení:

$$a_{max} = (2 \cdot \pi \cdot 16)^2 \cdot 4.33 \cdot 10^{-3} = 43.76 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} = 4.46 \text{ G} \quad (58)$$

Pro nastavení nevývažků vibrátorů na 100% odpovídá hodnota maximální amplitudy 4.33 mm a zrychlení 4.46 G. Jelikož je ale požadováno, aby stroj kmital s amplitudou 3.3 mm, je třeba určit, na kolik procent je třeba nastavit nevývažky vibrátorů. K tomu byl použit následující vzorec:

$$n = \frac{e \cdot (m_c + m_{pz})}{Pr \cdot 10} \cdot 100 [\%] \quad (59)$$

po dosazení:

$$n = \frac{3.3 \cdot (4\,904 + 4 \cdot 15.8)}{2\,150 \cdot 10} \cdot 100 = 76.24\% \quad (60)$$

Zrychlení pak:

$$a_{max} = (2 \cdot \pi \cdot 16)^2 \cdot 3.3 \cdot 10^{-3} = 33.35 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} = 3.4 \text{ G} \quad (61)$$

Pro dosažení požadované amplitudy 3.3 mm je třeba nastavit nevývažky vibrátorů na 76 %, při tomto nastavení je hodnota zrychlení 3.4 G. Navržené vibrátory vyhovují a mají i přiměřenou výkonovou rezervu. Avšak jak již bylo zmíněno v kapitole týkající se návrhu pohonu, i když je stroj dimenzován na maximální výkon, není vhodné zvyšovat nastavení nevývažků nad hodnotu 80 %.

6.3. Vlastní frekvence

6.3.1. Vlastní frekvence soustavy

Motory jsou na stroji umístěny vůči pružinám pod úhlem 45° (odpovídá úhlu vrhu). Ve skutečnosti jsou tedy pružiny namáhány jak tlakem, tak i ohybem. Jak již ale bylo zmíněno v úvodní rešerši, ohybová tuhost pružiny se nedá spolehlivě určit. Proto se při výpočtech uvažuje model kmitání pouze s jedním stupněm volnosti. Chyba takto upraveného modelu je ve většině případech zanedbatelná, pokud jsou z nějakého důvodu potřeba velmi přesné výsledky, je nutné provést experiment. Pro výpočty navrženého stroje bude použito schéma, které je naznačené na obr. 30. Zde nastává problém nastíněný v rešerši a to, že neznáme tlumení soustavy. V tomto případě je ovšem výhoda, protože lze tuto neznalost obejít úvahou. Při pozorování vibračních strojů obdobné konstrukce všechny brzděné stroje (nevývažky již nevyvozuji žádnou sílu) po vypnutí pohonu dobíhají – amplituda kmitů se postupně zmenšuje, avšak stroj ještě nějakou dobu kmitá. Z toho lze usoudit, že se jedná o soustavu s podkritickým tlumením, pro niž platí že $0 < b_r < 1$. Pro tuto soustavu vlastní frekvenci skutečné tlumené soustavy vypočteme dle vztahu: [29]

$$\Omega_B = \Omega_o \cdot \sqrt{1 - b_r^2} \quad [29] \quad (62)$$

V rovnici 62 je Ω_o vlastní frekvence netlumené soustavy, Ω_B vlastní frekvence tlumené soustavy a b_r je poměrný útlum. Pro něj platí: [29]

$$b_r = \frac{b}{2 \cdot m \cdot \Omega_o} \quad [29] \quad (63)$$

Z rovnice 62 tedy plyne, že hodnota vlastní frekvence tlumené soustavy může být pouze a jenom menší než hodnota vlastní frekvence netlumené soustavy. Stroj je navržen jako nadrezonanční, tudíž pokud je Ω_o menší než frekvence pohonu, nemůže nikdy vlivem zanedbání tlumení v případě těchto typů strojů dojít k rezonanci soustavy. Proto tedy stačí vypočítat Ω_o , k tomu lze použít vzorec 10. Tuhost pružin je uvedena v kapitole 6.1, hmotnost stejná jako v kapitole 6.2.

$$\Omega_o = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{12 \cdot k_{p22} \cdot 10^3}{m_c + m_{pz}}} = \sqrt{\frac{12 \cdot 161 \cdot 10^3}{4 \cdot 904 + 4 \cdot 15.8}} = 19.72 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} = \quad (64)$$

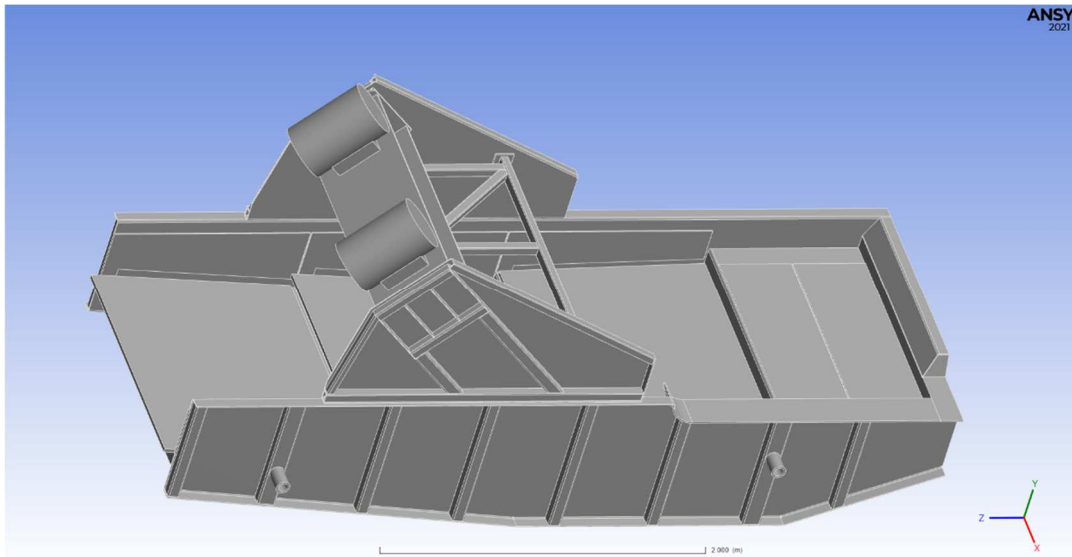
Po úpravě jednotek:

$$f_o = \frac{\Omega_o}{2\pi} = \frac{19.72}{2\pi} = 3.14 \text{ Hz} \quad (65)$$

Vlastní frekvence soustavy se zanedbáním tlumení je tedy 3.14 Hz. Skutečná frekvence se na základě odhadu bude pohybovat v rozmezí 3.00-3.10 Hz. Pohon stroje má frekvenci 16 Hz, jedná se tedy skutečně o nadrezonanční stroj. Při rozběhu a doběhu stroj krátkodobě přechází oblast rezonance. Při rozběhu se nejedná o velký problém – pohon má dostatečný výkon a tuto frekvenci rychle překoná. U doběhu je vhodné použít brzdění pohonů, aby se tato doběhová doba co nejvíce zkrátila. Zadavatel, firma Techkon, pro své stroje používá bloky stejnosměrného brzdění BSB63.

6.3.2. Modální analýza

Protože se jedná o vibrační stroj, bylo nutné ještě provést modální analýzu pro stanovení vlastních frekvencí jednotlivých součástí. Vytvořený 3D model v programu Inventor byl upraven a sloučen do jedné součásti. Poté byl importován do programu Ansys Workbench, který umí automaticky odvodit geometrii ze součástí z Inventoru. Model použitý pro modální analýzu je na obr. 80. Jak lze na první pohled vidět, oproti navrženému stavu se jedná o zjednodušený model. Zjednodušení bylo provedeno z důvodu složitosti geometrie navržené konstrukce, která způsobovala problematickou tvorbu sítě MKP a následně problém s nedostatkem výpočetního výkonu. Snaha byla zjednodušovat tak, aby to mělo co nejmenší vliv na získané výsledky. Rošty byly nahrazeny jednoduchými deskami tak, aby měly stejnou hmotnost jako skutečné rošty. Toto nahrazení je možné provést, protože rošty příliš nemění tuhost stroje, ale tvoří velkou část jeho hmotnosti. Vibrátory byly zjednodušeny pouze na závaží, které mají hmotnost dle výrobce. Dále byla odstraněna různá žebra a také nástavba bočnice.



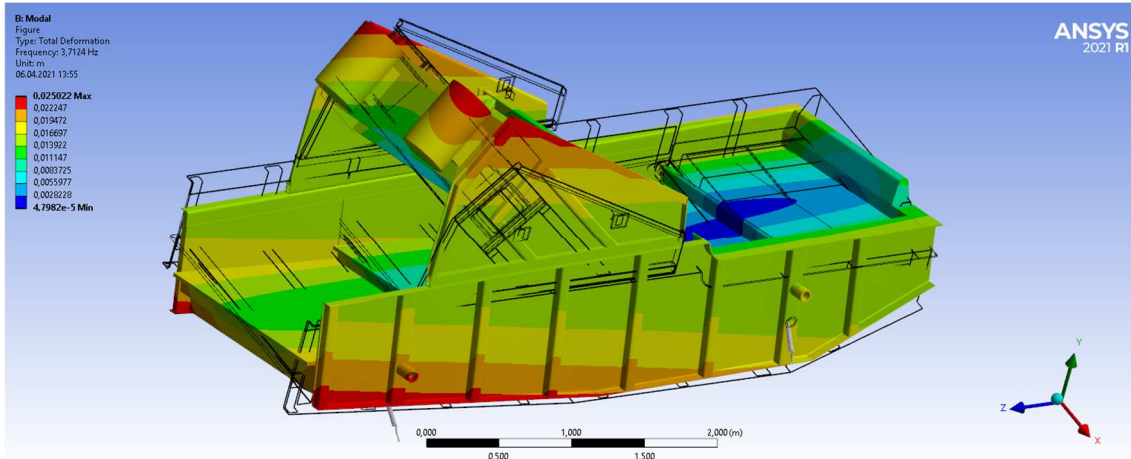
Obr. 80.: 3D model v programu Ansys

Pro tvorbu MKP sítě byla ponechána v programu Ansys funkce automatická tvorba sítě. Jako elementy sítě byly vygenerovány tetraedrické prvky Solid 187. Na místa, kde jsou připevněna pružná uložení, byla aplikována pružná vazba, která odpovídá skutečné tuhosti použitých pružin. Výpočtem byly zjištěny následující hodnoty vlastních frekvencí:

Tab. 14.: Vlastní frekvence – modální analýza

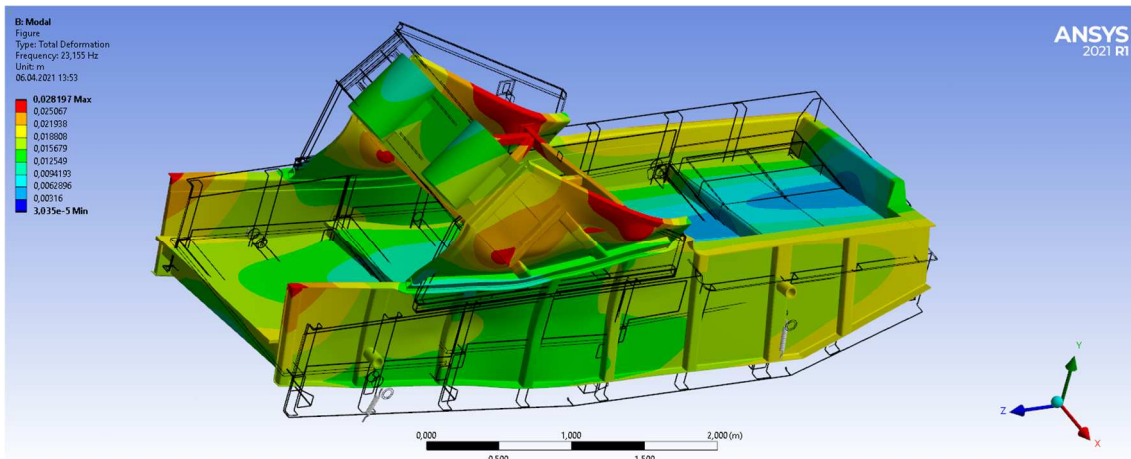
mód	frekvence [Hz]
1	3,20
2	3,71
3	3,86
4	23,16
5	32,08
6	43,02

První tři vlastní frekvence se pohybují v rozměří 3-4 Hz. Lze si všimnout, že se v této oblasti pohybuje i vlastní frekvence soustavy. Pro pracovní fázi stroje tyto frekvence nebezpečné nejsou, ale pro rozběh a doběh stroje již mohou být velmi nebezpečné. Proto je zde velmi důležité, aby motory při vypínání stroje byly brzděny a minimalizovala se tak doba při doběhu, během které by stroj mohl kmitat při těchto kritických frekvencích.



Obr. 81.: Modální analýza 3.71 Hz

Následující frekvence 23,16 Hz se pohybuje už poměrně daleko za pracovní oblasti stroje. Je ovšem důležité podotknout, že v praxi se lze setkat s případy, kdy se stejná nebo podobná konstrukce strojů používá pro různé pohony. Zde by nastal problém v případě použití čtyřpólových motorů, které kmitají s frekvencí 24 Hz.



Obr. 82.: Modální analýza 23,16 Hz

Další zbylé frekvence jsou již daleko za pracovní frekvencí stroje a nepředstavují již žádné ohrožení funkčnosti stroje. Při frekvenci 43.02 Hz docházelo k velkým deformacím v oblasti plechů, které představovaly rošty. Skutečné rošty mají ovšem zcela rozdílnou tuhost, proto je pravděpodobné, že tento výsledek je chybný. Nicméně je tak daleko za pracovní oblasti stroje, že není nutné upravovat a zpřesňovat výpočtový model.

Modální analýzou bylo zjištěno, že vlastní frekvence stroje se neshodují s pracovní frekvencí stroje, a je tak možno ho bezpečně provozovat. Výpočtový modul byl zjednodušený, a pokud by byla potřeba opravdu přesné výsledky, bylo by nutné provést

opakovaný výpočet s reálným modelem. Ale vzhledem k tomu, že všechny frekvence vyšly dostatečně daleko od pracovní frekvence, měl by být výpočet uvedený výše dostačující.

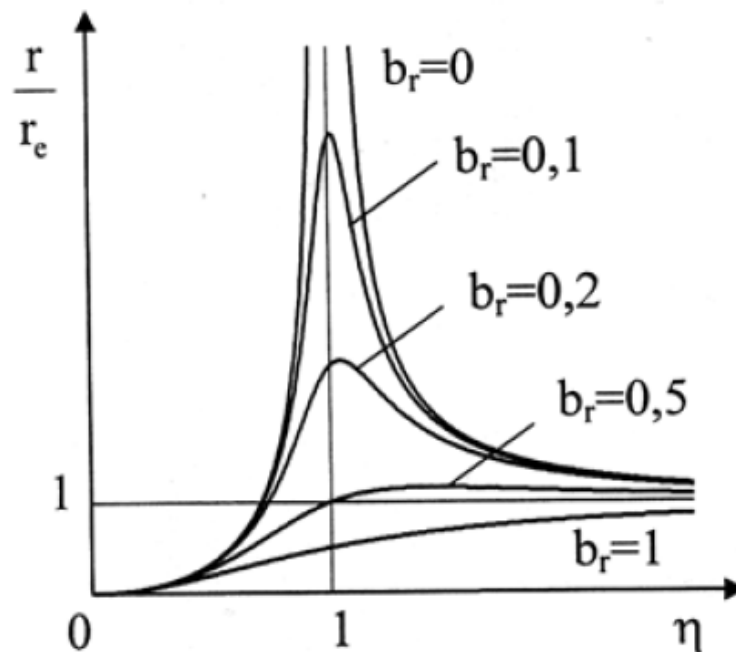
Zadavatel neudává žádnou konkrétní hodnotu pro nadrezonanční stroje, o kterou by se pracovní frekvence měla lišit od vlastní frekvence. Nicméně všechny stroje ze zadavatelova portfolia mají vždy pracovní frekvenci minimálně dvakrát vyšší, než je vlastní frekvence. Toto je zřetelné i z charakteristiky na obr. 83, která znázorňuje amplitudovou charakteristiku pro stroj buzený nevyvážkem. Na vodorovné ose η vyjadřuje činitel naladění, což je poměr pracovní frekvence ku vlastní (vztah 67). Pokud tedy budeme uvažovat pracovní frekvenci dvakrát větší, činitel naladění bude roven 2. Lze vidět, že pro činitel naladění 2, jsou již rezonanční jevy minimální a provoz stroje je bezpečný. Pro navržený stroj je činitel naladění roven 5.1.

$$\eta = \frac{\omega}{\Omega} = \frac{16}{3.14} = 5.1 \quad (66)$$

Další nebezpečná frekvence zjištěna MKP je 23.16 Hz.

$$\eta = \frac{\omega}{\Omega} = \frac{16}{23.16} = 0.69 \quad (67)$$

Opět pro tento činitel naladění nebude docházet k rezonančním jevům, ovšem lze konstatovat, že by již mohlo být nebezpečné zvyšovat pracovní frekvenci stroje (například frekvenčním měničem), protože se již blíží k oblasti nárůstu rezonančních jevů.



Obr. 83.: Amplitudová charakteristika pro buzení nevyvážkem [29]

6.4. Zatížení okolní konstrukce

6.4.1. Statické zatížení okolní konstrukce

Statické zatížení vychází z hmotnosti stroje. Toto zatížení již není třeba počítat, protože bylo určeno při výpočtech pružného uložení v kapitole 6. Celkové statické zatížení od hmotnosti stroje je tedy 48 967 N, při rozdělení na jednotlivá pružná uložení pak 13 621 N na jednu patku na výstupu ze stroje a 10 863 N na jednu patku na vstupu.

6.4.2. Dynamické zatížení okolní konstrukce

Určení dynamického zatížení je již obtížnější problém. Opět bude celý systém zjednodušován na soustavu s jedním stupněm volnosti. Pro velikost přenášených dynamických sil do základu platí následující vzorec:

$$F_{z0} = \frac{F_0 \sqrt{1 + 4b_r^2 \eta^2}}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + 4b_r^2 \eta^2}} \quad [29] \quad (68)$$

kde:

$F_{z0} [N]$	harmonická síla přenášená do rámu
$F_0 [N]$	harmonická budící síla (odstředivá síla vibrátorů)
$b_r [-]$	poměrný (relativní) útlum
$\omega [Hz]$	pracovní frekvence stroje
$\eta [-]$	činitel naladění
$\Omega [Hz]$	vlastní frekvence soustavy

Činitel naladění η lze určit pomocí:

$$\eta = \frac{\omega}{\Omega} \quad [29] \quad (69)$$

Opět je zde problém v podobě neznámého tlumení. Vzhledem k poměrně vysokým frekvencím kmitání stroje bylo po konzultaci s vedoucím práce rozhodnuto, že lze tlumení v tomto případě zanedbat, aniž by došlo ke zkreslení výsledků. Vzorec se tedy zjednoduší a upraví do tvaru:

$$F_{z0} = \frac{F_0}{|1 - \eta^2|} = \frac{F_0}{\left|1 - \frac{\omega^2}{\Omega^2}\right|} = \frac{F_0}{\left|1 - \frac{\omega^2}{\frac{k}{m}}\right|} = \frac{F_0}{\left|1 - \frac{m \cdot \omega^2}{k}\right|} \quad (70)$$

Pracovní frekvence stroje je 16 Hz, budící síla je rovna dvojnásobku (dva motory) odstředivé síly vibrátoru, tedy 2·117 900 N, hmotnost stroje 4 904 kg a tuhost pružin 12·161 000 N/m.

$$F_{z0} = \frac{117\,900 \cdot 2}{\left|1 - \frac{4\,904 \cdot (2 \cdot \pi \cdot 16)^2}{12 \cdot 161\,000}\right|} = 9\,565 \text{ N} \quad (71)$$

K výpočtu lze přistoupit ještě z jiného pohledu, a to úvahou. Dynamické síly do okolní konstrukce jsou přenášeny pružinami, které jsou součástí pružného uložení. Pružiny jsou staticky stlačeny o hodnoty uvedené v kapitole 6.1, dále jsou za chodu stroje periodicky stlačovány/odlehčovány o hodnotu amplitudy stroje. Právě toto periodické stlačování/odlehčování pružin způsobuje dynamické zatěžování okolní konstrukce. Pro určení velikosti jeho amplitudy pak bude platit vzorec:

$$F_{dp} = k \cdot e \quad (72)$$

Po dosažení tuhosti pružin 12·161 N/mm a amplitudy 4.33 mm (výpočet v kapitole 6.2) pak vyjde:

$$F_{dp} = 12 \cdot 161 \cdot 4.33 = 8\,366 \text{ N} \quad (73)$$

Na první pohled by se mohlo zdát, že se výsledky liší a výpočet úvahou je chybný. Je potřeba si ale uvědomit, že hodnota amplitudy je vypočítaná přes hodnotu momentu nevyvážku určenou výrobcem. Tato hodnota je již od výrobce určena s „rezervou“. Kdežto hodnota dynamických sil ze vzorce 71 je určena čistě teoretickým výpočtem.

Přímou integrací v programu Matlab vychází pro budící sílu 117900·2 N a frekvenci 16 Hz amplituda 4.8 mm. Pokud použijeme do vzorce 73 hodnotu amplitudy 4.8 mm, vyjde $F_{dp}=9\ 274$ N, což už je velmi podobné hodnotě ze vztahu 71. Proto lze konstatovat, že hodnoty získané úvahou jsou též platné. Ovšem teoretický výpočet je na straně bezpečnosti, a proto bude dále uvažována tato hodnota.

Hodnota získaná výpočtem v rovnici 71 platí pro celý stroj. Pro výpočet dynamického zatížení na jednotlivých patkách pružného uložení, budeme předpokládat rovnoměrné rozložení mezi jednotlivé patky. Maximální hodnota amplitudy dynamického zatížení pro jednu patku pak bude:

$$F_{dp} = \frac{F_{z0}}{4} = \frac{9\ 565}{4} = 2\ 391.25\ N \quad (74)$$

Toto zatížení má obecný směr, tj. nepůsobí čistě ve vertikálním ani horizontálním směru.

Při tvorbě této kapitole bylo použito poměrně velké množství předpokladů a zjednodušení. Proto by bylo vhodné po výrobě stroje provést měření skutečných hodnot a porovnat je s teoreticky vypočtenými. Dále by bylo velmi zajímavé i z hlediska autora předpokládaného dalšího působení v oblasti vibrační techniky provést měření i na dalších typech vibračních strojů a určit tak přesnost teoretických výpočtů.

6.4.3. Shrnutí

Pružná uložení na straně výstupu ze stroje jsou označena jako *A* a na straně vstupu materiálu do stroje jako *B*. Hodnoty zatížení okolí konstrukce pak jsou:

Tab. 15.: Zatížení okolní konstrukce – vztaženo na jednu patku

	PUP 22.T A	PUP 22.T B
Statické zatížení	13 621 N	10 863 N
Dynamické zatížení	±2 931.25 N	±2 391.25 N

7. Zhodnocení navržené konstrukce

Navržená konstrukce z technického hlediska splňuje všechny požadavky, které byly dány zadavatelem. Byly použity požadované motory k pohonu stroje, použito unifikované pružné uložení a stroj odpovídá konstrukčním zvyklostem zadavatele. Je navržen tak, aby bylo i v technických možnostech zadavatele stroj vyrobit.

Požadavky koncového odběratele, tedy společnosti Slévárna Kuřim a.s., zde byly až na jednu výjimku splněny, tak jak bylo v kapitole 2 uvedeno. Požadavek na shodnou velikost roštů 2 a 3 nemohl být bez úprav okolní konstrukce splněn. Více o této problematice je uvedeno v kapitole 5.7. týkající se návrhu roštů.

Co se týče samotného ekonomického přínosu pro koncového odběratele, bude v následujícím odstavci uvedeno krátké shrnutí. Původní vytloukáací rošt instalovaný na linku v 90. letech velmi přesáhl svou předpokládanou životnost, a to zejména díky skvělé údržbě, která o stroj svědomitě pečuje. Nicméně velmi reálně hrozí, že vlivem opotřebení, koroze a mikrotrhlin může stroj již neopravitelně selhat. To by vedlo ke kompletnímu zastavení výrobní linky, což by způsobilo obrovské finanční ztráty. I v případě, že by stroj ještě nějakou delší dobu neselhal, budou neustále narůstat náklady na opravu a údržbu stroje. Každá taková oprava většinou způsobí i nárůst hmotnosti stroje, což změní jeho vlastnosti – kmity, amplitudu, a zároveň i nárůst hmotnosti urychlí samotné poškození stroje.

Nově navržený stroj vychází ze zkušeností získaných provozem stávajícího zařízení a je přímo navržen pro potřeby Slévárny Kuřim a.s. Nový stroj zajistí minimální náklady na údržbu (vyjma opotřebitelných součástí – rošty a výstelky) a při stejně dobré údržbě jako doposud je předpoklad, že vydrží stejně jako jeho předchůdce. Kritické součásti byly překontrolovány analýzami v programech MKP, aby bylo možno garantovat jejich správné navržení. Dále jsou vybrané součásti navrženy z nerez, tím dojde ke snížení vlivů koroze. V konstrukci skříně nejsou pod rošty žádná místa, kde by se mohly zachytávat součásti vtokové soustavy či formovací směs, což eliminuje možnost vzniku defektu. Samotný stroj má oproti původní konstrukci zvětšenou průchozí výšku o 50 mm, což umožňuje snazší vytloukání i rozměrnějších odlitků. U tohoto typu vibrační techniky je velmi důležité sledovat stav motorů, i velice krátká doba (v jednotkách sekund), kdy bude v chodu pouze jeden motor či se jeden motor bude zpožďovat (motory vypadnou ze synchronizace), může způsobit nevratné a fatální poškození bočnic konzoly, v horším případě i celé skříně. Proto jsou použity modernější typy motorů, které již obsahují termistory a umožňují tak včasnou indikaci problému s pohonem (například zadírání ložisek).

8. Závěr

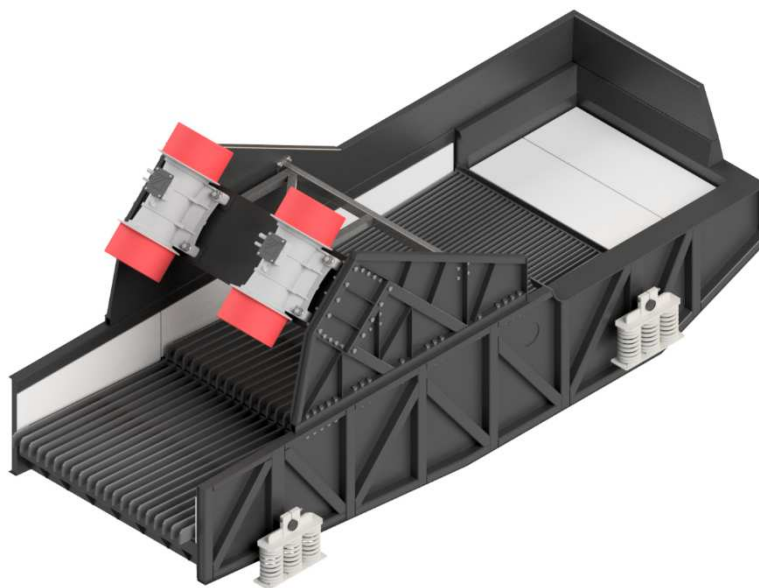
Cílem této práce bylo navrhnout nový vibrační vytloukací rošt ve spolupráci se zadavatelem, firmou Techkon s r.o. Rošt má být určený pro společnost Slévárna Kuřim a.s. Návrh byl proveden na základě zkušeností získaných provozem stávajícího zařízení.

První část práce byla rešerše zaměřená na vibrační techniku – její druhy, typy pohonů, základní výpočty a problematiku rozběhů a doběhů. Na úvodní část navazovala kapitola, jejímž cílem bylo se seznámit se stávajícím zařízením. V rámci tohoto bodu byla provedena osobní návštěva ve slévárně v Kuřimi. Následně byly stanoveny cíle a konstrukční požadavky, které by měl nový rošt splňovat.

Ve druhé části již byl proveden samotný návrh nové konstrukce. Postupovalo se po jednotlivých dílčích částech, velký důraz byl kladen na příčník pohonu. Tento díl byl zkušenostmi z provozu určen jako nejkritičtější součást celého stroje, a proto byly zpracovány jak analytické výpočty, tak i analýza MKP v programu RFEM. Dále následoval návrh dalších součástí, jako jsou bočnice, skříň, rošty a výstelky.

Třetí část se zaměřovala na výpočty týkající se již celého soustrojí. Byla určena amplituda stroje, zvoleno vhodné pružné uložení stroje a spočítána vlastní frekvence soustavy. V rámci této kapitoly byl vytvořen zjednodušený model a pomocí programu Ansys 2012 R1 byla provedena modální analýza stroje a určeny kritické vlastní frekvence stroje. Bylo zjištěno, že pracovní frekvence stroje se nachází v bezpečné oblasti a nehrozí tak zvýšené namáhání stroje rezonančními jevy. Dále byly určeny hodnoty statického a dynamického zatížení přenášeného do okolní konstrukce. Nakonec byl vytvořen 3D model, sestavný výkres stroje a výrobní výkres příčníku.

Navržený stroj splňuje všechny požadavky na něj kladené jak od zadavatele, tak i od koncového odběratele. Všem pevnostním výpočtům vyhověl, a je tak možného ho vyrobit a dodat koncovému zákazníkovi.



Obr. 84.: VVR 160.050 úplný návrh

Seznam použité literatury

- [1] Archiv zadavatele (firmy Techkon s.r.o)
- [2] Inclined screens - Metso. Metso global website - Metso [online]. Copyright © 2020 Metso Corporation [cit. 12.10.2020]. Dostupné z: <https://www.metso.com/products/screens/inclined-screens/>
- [3] Vibrační kruhové zásobníky | Vibrační technika Libor Kříž. Vibrační technika Libor Kříž [online]. Copyright ©2011 [cit. 12.10.2020]. Dostupné z: <http://www.liborkriz.eu/cz/produkt/vibracni-kruhove-zasobniky.html>
- [4] Univerzální vibrační deska pro stavební práce o parametrech 35 kN, 220 kg - Boels. Boels Česká republika s.r.o. [online]. Copyright © 2020 Boels Rental. Všechna práva vyhrazena. [cit. 12.10.2020]. Dostupné z: <https://www.boels.cz/pronajem/zemni-prace/pechovani/vibracni-deska-35-kn-220-kg>
- [5] Přednášky a podklady k přednáškám, předmět Teorie transportních strojů II (TTSII), Ing. František Lopot Ph.D., akademický rok 2020/2021
- [6] Dopravníky a podavače | vibros.cz. Vibros Příbram [online]. [cit. 12.10.2020]. Dostupné z: <https://www.vibros.cz/dopravniky-a-podavace>
- [7] ROX spol. s.r.o. - Vibrační technika. ROX spol. s.r.o. - Vibrační technika [online]. Copyright © 2009 [cit. 12.10.2020]. Dostupné z: <http://www.rox.cz/index.php>
- [8] Inclined screens. *VIBROPROCESS - vibratory equipment for foundry* [online]. Italy - Via Calamandrei: VIBROPROCESS, 2021 [cit. 2021-02-19]. Dostupné z: <https://www.vibroprocess.it/en/news-en/insights/inclined-screens/>
- [9] INDUSTRIAL VIBRATION MULTI-LEVEL Sieve VS-06 | www.Minipress.ru | Pharmaceutical equipment for industrial use. ФАРМАЦЕВТИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ www.Minipress.ru Москва тел +74953643808 Надежный поставщик фармацевтического оборудования в России [online] [cit. 12.10.2020]. Dostupné z: <https://www.minipress.ru/pharma/english/equipment/powder-encapsulator/laboratory-vibrating-sieve-vs-06/>
- [10] Úvod : Euro SITEX, s.r.o. - Pletivo, síť proti hmyzu, děrovaný plech, ocelové rošty. Úvod : Euro SITEX, s.r.o. - Pletivo, síť proti hmyzu, děrovaný plech, ocelové rošty [online]. Copyright © Copyright 2020 Euro SITEX [cit. 13.10.2020]. Dostupné z: <https://www.eurositex.cz/>
- [11] ТЕКРАС SG70H Vibrační pěkч HONDA GX 100 SERVIS EXCLUSIVE - Euroshopy. Euroshopy.cz | náradí Makita, Metabo, Bosch, Proxxon [online] [cit. 12.10.2020]. Dostupné z: <https://www.euroshopy.cz/tekrac-sg70h-vibracni-pech-honda-gx-100/>
- [12] Webac Vibro s.r.o. - vibrační technika | průmyslové vibromotory, příložné vibromotory, vibrační motory. Webac Vibro s.r.o. - vibrační technika | průmyslové vibromotory, příložné vibromotory, vibrační motory [online]. Copyright © 2017 Webac Vibro s.r.o. [cit. 14.10.2020]. Dostupné z: <https://www.webac-vibro.com/elektricke-vibromotory/rada-vo-va-vf/>
- [13] MVSİ – itaivibras. itaivibras – itaivibras [online] [cit. 12.10.2020]. Dostupné z: <https://www.itaivibras.it/motovibratori-elettrici-con-fissaggio-a-piede/mvsi/>

- [14] Electromagnetic vibration motor - BM series - O.M.B. srl - rotary / three-phase. DirectIndustry - The B2B marketplace for industrial equipment: sensors, automation, motors, pumps, handling materials, packaging, etc. [online]. Dostupné z: <https://www.directindustry.com/prod/omb-srl/product-55016-653479.html>
- [15] Webac Vibro s.r.o. - vibrační technika | průmyslové vibromotory, příložené vibromotory, vibrační motory. Webac Vibro s.r.o. - vibrační technika | průmyslové vibromotory, příložené vibromotory, vibrační motory [online]. Copyright © 2017 Webac Vibro s.r.o. [cit. 19.02.2021]. Dostupné z: <https://www.webac-vibro.com/pneumaticke-vibromotory/turbinove-kulickove-valeckove/>
- [16] VU – italvibras. italvibras – italvibras [online] [cit. 12.10.2020]. Dostupné z: <https://www.italvibras.it/vibratori-meccanici/vu/>
- [17] China Efficiency Circular Vibrator Screen Machine Vibrating Screen - China Vibrating Screen, Vibrator Screen Machine. China Vibrating Screen manufacturer, Screw Conveyor, Feeding Equipment supplier - Henan Pingyuan Mining Machinery Co., Ltd. [online]. Copyright © 1998 [cit. 28.10.2020]. Dostupné z: <https://pkmachinery.en.made-in-china.com/product/nKLEWDwxasVQ/China-China-Efficiency-Circular-Vibrator-Screen-Machine-Vibrating-Screen.html>
- [18] Gesamtkatalog 9909: Italtvibras g.silingardi. Sussuolo (Modena) Italy, b.r.
- [19] Technická zpráva ze školení Technistone: Možnosti drcení a granulometrické složení surovin pro tvrzený kámen Technistone®, teoretické základy jejich drcení v podmínkách Techistone. VŠB Ostrava, 2013.
- [20] Údaje poskytnuté společností Slévárna Kuřim a.s.
- [21] Produktový list JX 286-2160: JVM, JÖST group. Dülmen, Germany, 2017.
- [22] NJ2317-E-MP1A-QP51-C4 FAG • ABF Store . [online] [cit. 28.10.2020]. Dostupné z: <https://www.abf.store/s/en/bearings/NJ2317-E-MP1A-QP51-C4-FAG/894141>
- [23] SKF NJ 2320 ECJ Cylindrical roller bearings, single row. SKF [online] [cit. 28.10.2020] Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/roller-bearings/cylindrical-roller-bearings/single-row-cylindrical-roller-bearings/productid-NJ%202320%20ECJ>
- [24] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů . 1. svazek*. 5. přeprac. vyd. Praha: SNTL, 1989. 775 s. Technický průvodce Sv. 6. ISBN 80-03-00046-7.
- [25] Prezentace a přednášky v rámci předmětu Dynamická pevnost a životnost, CVUT Praha, fakulta strojní 2019, prof. Ing. Milan Růžička CSc., Ing. Jan Papuga, Ph.D., Ing. Martin Nesládek Ph.D., Ing. Michal Bartošák Ph.D.
- [26] MICHALEC, J. *Pružnost a pevnost I*. Praha: ČVUT, 1995. 320 s. ISBN 80-01-01333-2.
- [27] Bolzano | Přehled vlastností oceli S355JO. Bolzano | Úvod [online]. Copyright © 2020 Bohdan Bolzano, s.r.o. [cit. 25.02.2021]. Dostupné z: <https://bbolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/nelegovane-konstrukcni-oceli-podle-en-10025/prehled-vlastnosti-oceli-s355jo>
- [28] INVICTA VIBRATORS [online]. Copyright ©2021 INVICTA VIBRATORS [cit. 25.03.2021]. Dostupné z: <https://www.invictavibrators.com/>
- [29] BAUMA, V., *Přednášky a podklady k přednáškám pro předmět Kmitání mechanických soustav (KMS), akademický rok 2019/2020*

[30] PEŠÍK, Lubomír a Fritz Jochen SCHMIDT. Minimization of machine vibrations. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010. ISBN 978-80-7372-594-5.

Seznam obrázků

Obr. 1.: Vibrační podavač do drtiče [1].....	7
Obr. 2.: Vibrační třídič drčeného kamene [2]	7
Obr. 3.: Kruhový vibrační zásobník [3].....	8
Obr. 4.: Vibrační deska [4]	8
Obr. 5.: Impulsní dopravník s nesymetrickým kmitem [5].....	8
Obr. 6.: Impulsní dopravník – třasadlo [5].....	9
Obr. 7.: Dopravník s mikrovřhem	9
Obr. 8.: Vibrační podavač v tunelu [1].....	10
Obr. 9.: Vibrační podavač do drtiče [1].....	10
Obr. 10.: Vibrační podavač [6]	10
Obr. 11.: Mikropodavač s elmag. pohonem [7].....	11
Obr. 12 Spirálový vibrační dopravník [7]	11
Obr. 13.: Trubkový dopravník [6].....	11
Obr. 14.: Dvousítný vibrační třídič [8].....	11
Obr. 15.: Kruhový třídič – schéma [9]	11
Obr. 16.: Ocelové síto [10].....	12
Obr. 17.: Polyurethanové síto [10]	12
Obr. 18.: Vytloukací rošt [6].....	13
Obr. 19.: Vibrační stůl [6].....	13
Obr. 20.: Vibrační pěch [11].....	13
Obr. 21.: Miniaturní příložný vibrátor [12]	14
Obr. 22.: Příložný vibrátor firmy Italvibras [13]	14
Obr. 23.: Řez příložného vibrátoru [14]	15
Obr. 24.: Pneumatický vibrátor [15]	16
Obr. 25.: Mechanický vibrátor [16].....	16
Obr. 26.: Nevývažek - schéma	16
Obr. 27.: Pár nevyvážek - schéma.....	17
Obr. 28.: Třídič s pohonem středovým hřídelem [17]	18
Obr. 29.: Kmitání se třemi stupni volnosti [30].....	19
Obr. 30.: Kmitání s jedním stupněm volnosti	20
Obr. 31.: Kmitání se dvěma stupni volnosti.....	21
Obr. 32.: Schéma umístění pohonu	23
Obr. 33.: Umístění pohonů [18].....	24
Obr. 34.: Přímočarý kmit [18]	24
Obr. 35.: Přímočarý kmit – schéma	25
Obr. 36.: Kruhový kmit [18]	26
Obr. 37.: Kruhový kmit – schéma.....	27
Obr. 38.: Schéma linky GF [20]	28
Obr. 39.: Původní VVR 160.050	30
Obr. 40.: Poškozený příčník VA7 [1]	30
Obr. 41.: 3D model zobrazující současný stav – pohled 1	31
Obr. 42.: 3D model zobrazující současný stav – pohled 2	31
Obr. 43.: Osobní prohlídka roštu – pohled na konzolu.....	32
Obr. 44.: Osobní prohlídka roštu – pohled na roštnice	32
Obr. 45.: Únavová pevnost [24].....	35
Obr. 46.: Model příčníku.....	36
Obr. 47.: Příčník – výpočtové schéma.....	37



Obr. 48.: Průřez nosníku	38
Obr. 49.: Průběh napětí v původním nosníku při natočení $\alpha=145.6$ (resp. $\alpha=325.6$)	40
Obr. 50.: MKP model původního příčnicku	41
Obr. 51.: Kritické oblasti namáhání původního nosníku.....	42
Obr. 52.: Napětí v původním příčnicku – oblast 1	42
Obr. 53.: Napětí v původním příčnicku – oblast 2	43
Obr. 54.: MKP model nově navrženého příčnicku	46
Obr. 55.: Napětí v nově navrženém příčnicku – oblast 1.....	46
Obr. 56.: Napětí v nově navrženém příčnicku – oblast 2.....	47
Obr. 57.: Napětí v nově navrženém příčnicku – oblast 3.....	47
Obr. 58.: Invicta – maximální posuv [28]	48
Obr. 59.: Deformace nového příčnicku	48
Obr. 60.: Výsledný návrh příčnicku 3D	48
Obr. 61.: Bočnice	49
Obr. 62.: Bočnice – pohled zezadu	50
Obr. 63.: Řez bočnicí	50
Obr. 64.: Zavětrovací kříž	51
Obr. 65.: Sestava bočnic a zavětrovacího kříže.....	51
Obr. 66.: Skříň VVR 160.050	52
Obr. 67.: Řez skříní VVR 160.050	52
Obr. 68.: Řez příčnickem	53
Obr. 69.: Detail zavětrovacího kříže skříně	53
Obr. 70.: Skříň s nástavbou bočnic	54
Obr. 71.: Skříň VVR 160.050 s výstelkou.....	55
Obr. 72.: Rošt 1	55
Obr. 73.: Rošty 2 a 3	56
Obr. 74.: Těžiště stroje.....	56
Obr. 75.: VVR 160.050 sestava – pohled 1.....	57
Obr. 76.: VVR 160.050 sestava – pohled 2.....	58
Obr. 77.: VVR 160.050 sestava – pohled 3.....	58
Obr. 78.: Schéma zatížení roštu	59
Obr. 79.: Pružné uložení PUP 20.1 T	61
Obr. 80.: 3D model v programu Ansys.....	64
Obr. 81.: Modální analýza 3.71 Hz.....	65
Obr. 82.: Modální analýza 23,16 Hz.....	65
Obr. 83.: Amplitudová charakteristika pro buzení nevyvážkem [29]	66
Obr. 84.: VVR 160.050 úplný návrh	70

Seznam tabulek

Tab. 1.: Technické parametry	5
Tab. 2.: Úhel vrhu pro vybrané materiály [18].....	25
Tab. 3.: Korekční čísla pro vybrané druhy materiálu	26
Tab. 4.: Závislost úhlu vrhu na naklonění stroje [18].....	27
Tab. 5.: Vybrané technické parametry linky GF.....	29
Tab. 6.: Parametry vibrátoru JX-286 2160 [21].....	33
Tab. 7.: Koeficienty reálné meze únavy.....	36
Tab. 8.: Parametry současného příčnicku	39
Tab. 9.: Neměnné parametry pro nový příčnick.....	44
Tab. 10.: Varianty nového příčnicku.....	44
Tab. 11.: Parametry roštu pro výpočet pružného uložení	60
Tab. 12.: Parametry pružin	60
Tab. 13.: Stlačení pružin.....	61
Tab. 14.: Vlastní frekvence – modální analýza.....	64
Tab. 15.: Zatížení okolní konstrukce – vztaženo na jednu patku	68

Seznam výkresové dokumentace

- VVR 160.050, Sestavný výkres, č. výkresu: Pe-2021-01-00-0000
- PŘÍČNÍK_SVAR, Výrobní výkres (svařenec), č. výkresu: Pe-2021-01-01-0000
- PŘÍČNÍK, Výrobní výkres (obrobek), č. výkresu: Pe-2021-01-02-0000

Seznam příloh na CD

- VVR 160.050, Sestavný výkres, č. výkresu: Pe-2021-01-00-0000
- PŘÍČNÍK_SVAR, Výrobní výkres (svařenec), č. výkresu: Pe-2021-01-01-0000
- PŘÍČNÍK, Výrobní výkres (obrobek), č. výkresu: Pe-2021-01-02-0000
- 3D model VVR 160.050 – původní stav
- 3D model VVR 160.050 – nový návrh