



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

RUSKÉ KOLO BEZ PAPRSKŮ – ZÁBAVNÍ ZAŘÍZENÍ

SPOKELESS FERRIS WHEEL – AMUSEMENT DEVICE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Petr Novák

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Luděk Krmela

BRNO 2023

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Petr Novák
Studijní program:	Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	Ing. Luděk Krmela
Akademický rok:	2022/23

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Ruské kolo bez paprsků – zábavní zařízení

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh konstrukce ruského kola bez paprsků jako prostředek lidové zábavy. Konstrukce musí odpovídat požadavkům na prostředky lidové zábavy definované v EN 13 814–1, oddíl 1: Návrh a výroba. Jedná se o řešení mechanických částí a celků z hlediska funkčnosti, pružnosti a pevnosti.

Technické parametry:

Průměr nosné obruče je cca 30 m.

Cíle diplomové práce:

Návrh částí zábavného zařízení typu nosná obruč, základna odvalovacího mechanismu pro uchycení obruče.

Návrh a dimenzování nosných prvků, svarů a spojovacích prvků.

Výběr funkčních mechanických komponent – ložiska, kola, pohon.

Návrh ostatních prvků a komponent zohledňujících statickou pevnost a životnost, dle požadavků normy.

Seznam doporučené literatury:

WALD, František. Základy navrhování ocelových konstrukcí podle ČSN EN 1993-1-1 a ČSN EN 1993-1-8. Ostrava: Česká asociace ocelových konstrukcí, 2010. ISBN 978-80-904535-0-0.

MACHÁČEK, Josef. Navrhování ocelových konstrukcí: příručka k ČSN EN 1993-1-1 a ČSN EN 1993-1-8 ; Navrhování hliníkových konstrukcí : příručka k ČSN EN 1999-1. Praha: Pro Ministerstvo pro místní rozvoj a Českou komoru autorizovaných inženýrů a techniků činných ve výstavbě (ČKAIT) vydalo Informační centrum ČKAIT, 2009. Technická knihovna (ČKAIT). ISBN 978-80-87093-86-3.

ČSN EN 13814-1: Bezpečnost zábavních jízd a zábavních zařízení – Část 1: Návrh a výroba.
Harmonizované. Praha: Česká agentura pro standardizaci, 2021.

EN 1993-1-1, Eurokód 3: Navrhování ocelových konstrukcí - Část 1-1: Obecná pravidla a pravidla
pro pozemní stavby. Harmonizované. Praha: Český normalizační institut, 2006.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Práce se zabývá návrhem a pevnostní kontrolou bezpaprskového vyhlídkového (ruského) kola o průměru obruče 30 m dle předpisů pro zábavní techniku ČSN EN 13814-1. Je řešena konstrukce, statická pevnost i životnost. Statická pevnost zahrnuje kontrolu profilů, vybraného svaru, vybraného čepového spoje a kontrolu stability konstrukce. Je ověřena životnost svarů obruče. Pro ověření výrobní kvality konstrukce je provedena tahová zkouška svařeného vzorku.

KLÍČOVÁ SLOVA

zábavní zařízení, bezpaprskové ruské kolo, statická a únavová analýza, svařovaná konstrukce, tahová zkouška svařovaného vzorku

ABSTRACT

The thesis deals with the design and strength analysis of a spokeless Ferris wheel with a ring diameter of 30 m in accordance with the regulations for amusement technology ČSN EN 13814-1. The design, structural and fatigue analysis are covered. The static strength includes the check of the profiles, the selected weld, the selected pin joint and the check of the stability of the structure. To verify the manufacturing quality of the structure, a tensile test of the welded coupon is made.

KEYWORDS

amusement structure, spokeless Ferris wheel, structural and fatigue analysis, welded steel structure, welded steel coupon static test

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

NOVÁK, Petr. Ruské kolo bez paprsků – zábavní zařízení. Brno, 2023. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/148701>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Luděk Krmela.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Luďka Krmely a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 26. května 2023

.....

Bc. Petr Novák

PODĚKOVÁNÍ

V první řadě bych chtěl poděkovat vedoucímu své diplomové práce Ing. Luděkovi Krmelovi za odborné vedení práce, cenné rady, trpělivost a ochotu. Dále Ing. Ladislavovi Chybíkovi za odbornou pomoc. Děkuji svým rodičům za podporu v průběhu celého studia. Na závěr bych chtěl poděkovat Markétce, která se mnou celé studium prožila a vždy mě podpořila.

OBSAH

Úvod.....	12
1 Základní rozvaha.....	13
1.1 Kabiny	13
1.2 Citlivostní analýza obruče	17
1.2.1 Geometrie	18
1.2.2 Popis MKP modelu.....	18
1.2.3 Vliv diagonál – sestavené kolo.....	24
1.2.4 Vliv diagonál – montáž obruče.....	26
1.2.5 Rozměry nosné konstrukce – sestavené kolo	29
1.2.6 Rozměry nosné konstrukce – montáž obruče	31
1.3 Transport	33
1.4 Specifikace konstrukce.....	34
2 Návrh	36
2.1 Obruč.....	37
2.1.1 Geometrie	38
2.1.1 Profily	40
2.1.2 Spoje	40
2.1.3 Kabiny	43
2.1.4 Stavba	44
2.2 Základna.....	46
2.2.1 Geometrie	46
2.2.2 Stavba	47
2.2.3 Odvalovací mechanismus	49
2.2.4 Pohon.....	53
2.3 Materiál	57
2.4 Okrajové podmínky.....	58
2.5 Zatížení.....	60
2.5.1 Vlastní tíha.....	60
2.5.2 Kabiny	61
2.5.3 Pasážéři.....	61
2.5.4 Vítr.....	64
2.5.5 Sníh.....	73
2.5.6 Zatížení od rozběhu	74
2.5.7 Odstředivá síla	74
2.6 Kombinace zatížení	75
3 Statická pevnost	78
3.1 Profily.....	78
3.2 Vzpěr	83
3.3 Kontrola svaru	85
4 Stabilita.....	91
4.1 Zatížení.....	91
4.2 Kontrola převrácení.....	93
4.2.1 Kontrola posunutí	95

5	Spoje	96
5.1	Konstrukce spoje	96
5.2	Zatížení	97
5.3	Čep	100
5.3.1	Únosnost čepu ve stříhu	101
5.3.2	Únosnost plechu a čepu v otláčení	101
5.3.3	Únosnost čepu v ohybu	102
5.3.4	Únosnost čepu při kombinaci stříhu a ohybu	103
5.3.5	Napětí v kontaktu pro výměnný čep	104
5.4	Oko	104
5.4.1	Kontrola oka	105
5.4.2	Kontrola svaru oka	107
6	Zkouška svaru tahem	110
7	Únavová pevnost	113
7.1	Únavový proces	113
7.1.1	Zatěžovací cyklus	114
7.1.2	Únavová křivka	116
7.1.3	Palmgren – Minerovo pravidlo	118
7.1.4	Metoda stékajícího deště	118
7.2	Metody predikce životnosti svařovaných konstrukcí	119
7.2.1	Nominální napětí (nominal stress)	119
7.2.2	Extrapolované nominální napětí (hot spot stress)	120
7.2.3	Vrubové napětí (notch stress)	121
8	Vyhodnocení životnosti kola	122
8.1	Kategorie detailu	123
8.2	Způsob vyhodnocení	124
8.2.1	Životnost svarů s časovanou pevností	125
8.2.2	Výpočet svarů s dlouhodobou pevností	126
9	Výpočet životnosti svarů kola	127
9.1	Hlavní profil – vnější	127
9.1.1	Body 3 a 4	128
9.1.2	Body 2 a 3	130
9.2	Hlavní profil – vnitřní	134
9.2.1	Body 1 a 2	134
9.2.2	Body 2 a 3	138
9.3	Boční diagonály	140
9.3.1	Spoj s vnějším profilem	141
9.3.2	Spoj s vnitřním profilem	149
9.4	Boční rozpěrky	156
9.4.1	EndA	157
9.4.2	EndB	160
9.5	Koncové boční rozpěrky	164
9.5.1	EndB	165
9.5.2	EndA	167
9.6	Propojky	170
9.7	Koncové propojky	172

9.8	Diagonály vnitřní.....	174
9.9	Diagonály vnější.....	176
9.10	Nosník kabin	178
Závěr		180
Použité informační zdroje.....		181
Seznam použitých zkratk a symbolů.....		183
Seznam příloh		188

ÚVOD

Obsahem této diplomové práce je návrh a dimenzování ruského kola bez paprsků a středového náboje. Otáčení obruče je zajištěno odvalováním obruče v kolovém loži umístěném na základně. Podle dostupných informací zatím takové kolo nebylo vyrobeno ani provozováno. Důvodem pro kolo bez paprsků je vizuální atraktivita nového designu oproti doposud vyráběným vyhlídkovým kolům. Návrh kola je uzpůsoben transportu na různá stanoviště podle aktuální roční atraktivity daného místa.

Zábavní zařízení, tedy i ruská kola, jsou podle výkladu normy ČSN EN 13814-1 taková zařízení, která vytváří pasažérům efekt pobavení nebo zábavy. Klasická koncepce ruského kola je tvořena vertikální obručí s kabinami, která je spojena s nábojem, který umožňuje kolu rotaci v radiálním směru. Spojení obruče a náboje může být zajištěno prutovou konstrukcí nebo pomocí předepnutých lan. Náboj je podepřen několika mohutnými sloupy.

Kola vybudována jako trvalé stavby – rozhledny mají spojení obruče s nábojem provedeno nejčastěji pomocí předepnutých lan. Při jejich stavbě je však nutné vybudovat nosnou konstrukci, která obruč zajistí, než se lana upevní a předepnou. To je jeden z důvodů, proč „dočasná“ kola zavěšená na lanech nejsou. Prutové konstrukce se používají převážně u kol sezónních. To jsou taková kola, která jsou postavena na místě pouze pro čas v rámci atraktivních měsíců pro danou lokalitu. Jedná se například o dobu vánoční, letní a zimní sezónu nebo festival. Při jejich návrhu je nutné myslet zejména na jednoduchost a rychlost montáže.

Motiv návrhu bezpaprskového kola odvalujícího se v základně je především v podstatě zábavní techniky – ohromit a pobavit zákazníky něčím zcela novým. Jedná se o zcela novou koncepci vyhlídkového kola, která doposud nebyla uvedena na trh. Jediným „podobným“ kolem lze nazvat konstrukci, která je pevná a po ní jezdí kabiny s pasažéry podobně jako u horské dráhy. Jedná se tedy v podstatě o horskou dráhu opisující vertikální kružnici.

Konstrukce kola je řešena komplexně. V koncepční fázi jsou nadefinovány nekonstrukční specifikace, např. kde a kdy bude kolo provozováno, potřebné množství přepravených pasažérů, geometrie s ohledem na výhled, základní rozměry a jiné. V konstrukční fázi již dochází k vypracování konstrukčních návrhů. Ty jsou doplněny o konstrukční uzly. Je uvažována výroba, montáž nebo stavba. Poté přechází návrh do fáze citlivostní analýzy. Pokud některý parametr nevyhovuje, je nutné provést další iteraci.

Základem pro schválení bezpečného provozu kola je vyhovění normě ČSN EN 13814-1, která definuje požadavky na zábavní techniku. Tato norma obsahuje požadavky na bezpečnost přímo, nebo se odkazuje na další normy, zejména pak na normy statické a únavové pevnosti a Eurokód používaný ve stavebnictví. Zatížení je definováno v souboru Eurokód 1 a požadavky na ocelové konstrukce pak v Eurokódu 3. Nejprve je tedy nutné definovat zatížení a potom konstrukci dimenzovat na statickou i únavovou pevnost. Cyklické únavové zatížení je nutné uvažovat, protože kolo není statická rozhledna.

1 ZÁKLADNÍ ROZVAHA

Každé zábavní zařízení podléhá normě ČSN EN 13814-1 [7] – bezpečnost zábavních jízd a zábavních zařízení. První část normy se věnuje návrhu a výrobě takového zařízení. Již před samotným návrhem zařízení je nutné se s touto normou seznámit. Nepojednává pouze o prvcích z hlediska bezpečnosti, ale i parametrů typu rozměry pasažéra, výšky zábradlí či maximálního přetížení působícího na pasažéra. Tato norma je úzce navázána na soubor norem ČSN EN 1991 definující zatížení a ČSN EN 1993 pojednávající o ocelových konstrukcích.

Zábavní zařízení je navrženo pro provoz v celé ČR a je koncipováno jako dočasně instalované zábavní zařízení (*ČSN EN 13814-1, kap. 3.47*) pro provoz v období do tří měsíců – provozování v době vánoční ve městě, zábavních parcích, u rekreačního resortu během léta nebo lyžařského areálu v zimě. Kolo bude na zemi pouze postaveno, nebude jakkoli pevně spojeno se zemí. Může být umístěno kdekoliv na zpevněný podklad, aniž by bylo nutné provádět stavební úpravy povrchu.

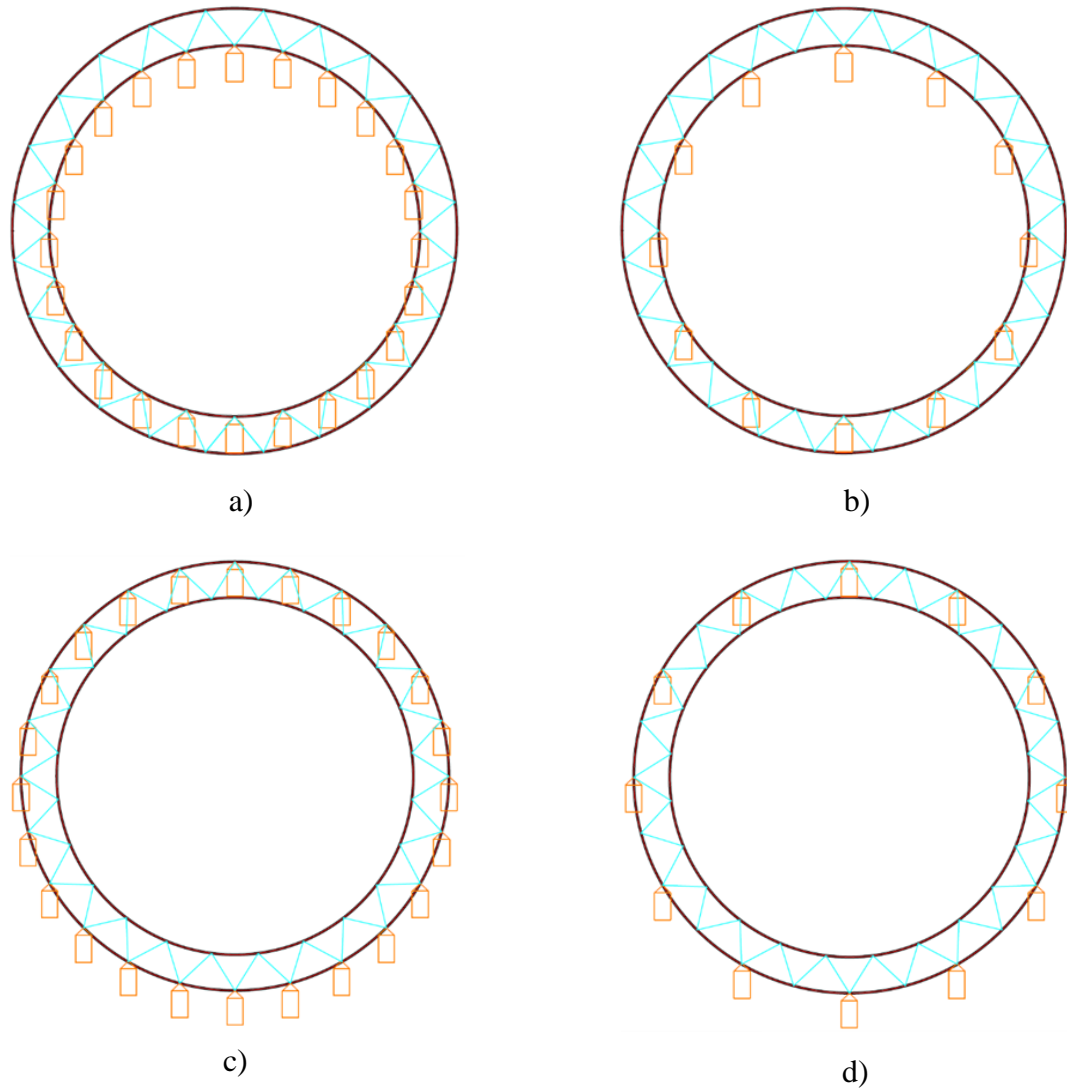
Před samotným návrhem je nutné zvolit hlavní parametry kola. Jedná se o umístění kabin a průměr kola. U kola klasické koncepce jsou nejčastěji umístěny na spojovací trubce vně obruče (*Obrázek 1.1*). Mobilní kola mají nejčastěji kabiny pro čtyři nebo šest pasažérů.



Obrázek 1.1 Umístění kabin – klasická koncepce [15]

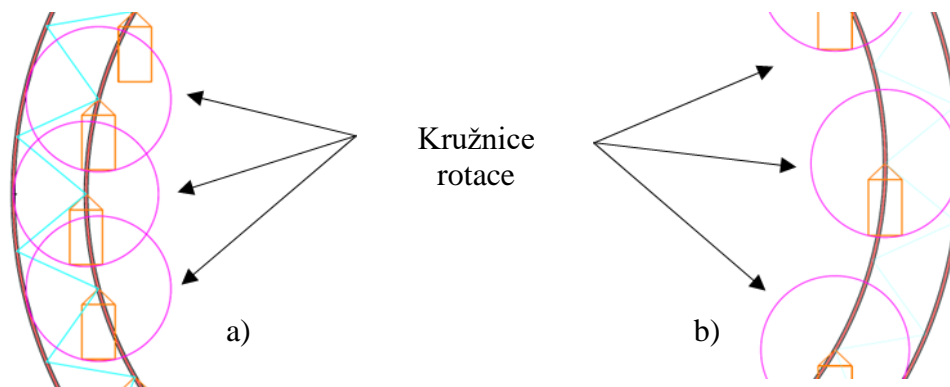
1.1 KABINY

Umístění kabin na bezpaprskovém kole je možné několika způsoby. Kabiny je možné umístit obdobným způsobem jako u kola klasické koncepce. Navíc lze kabinu umístit i na vnitřní hlavní nosný profil obruče, která má průřez 2,5 x 2,5 m (obr. *Obrázek 1.2*).



Obrázek 1.2 Varianty umístění kabin

Varianta **a)** má 24 kabin umístěných v místě nástupu vně konstrukce. Při horní poloze kabiny visí v prostoru pod konstrukcí. Aby byl možný nástup a výstup skrz konstrukci, musí být průřez nosné konstrukce minimálně 2,5 m. Pro rotaci kabiny je nutné, aby byly rozpěrky mezi hlavními vnitřními profily spojeny pouze v místě zavěšení kabin. Na nákrese níže (Obrázek 1.3) je zobrazena pomyslná kružnice, ve které musí být volný prostor pro rotaci kabiny.

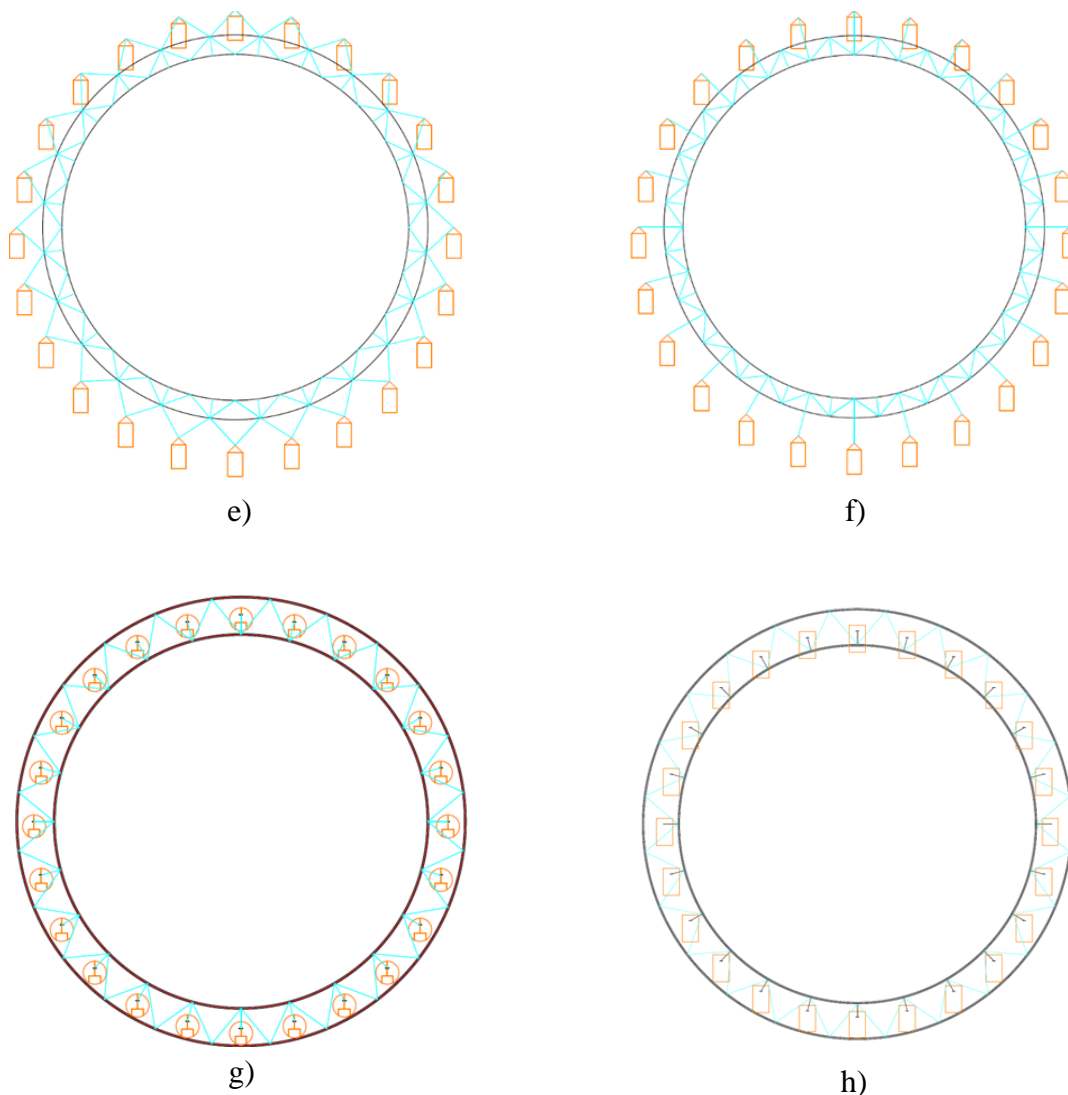


Obrázek 1.3 Kružnice rotace – varianta a) a b)

Není zde tedy místo na umístění diagonál mezi nosné profily na vnitřní straně, které by zvýšily tuhost na boční zatížení a to zejména od větru. Tato varianta má dobrý výhled v ose prstence. Varianta **b)** řeší tento nedostatek snížením počtu kabin na polovinu, zatímco jejich boční šířka je dvojnásobná. Tím se kompenzuje počet pasažérů, aby byl stejný počet a tím pádem stejná užitá hodnota při provozu kola.

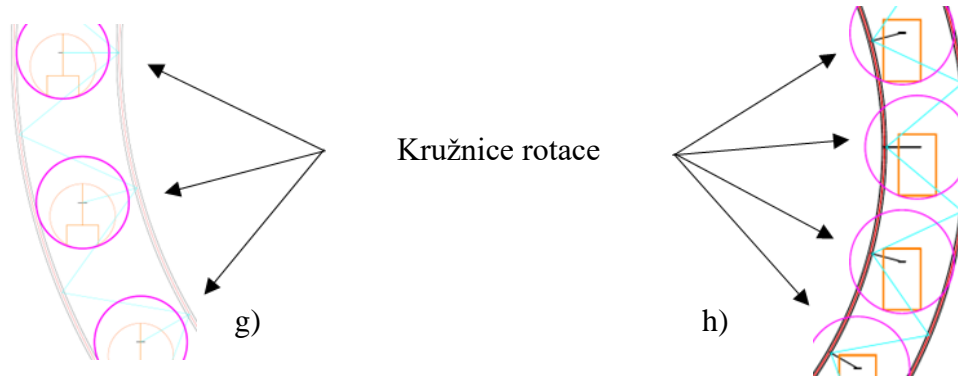
U varianty **c)** jsou při horní poloze kabiny uvnitř konstrukce – ztížený výhled. Střed kola musí být u této varianty výš z důvodu visících kabin pod prstencem – delší podpěry kola. Stejně jako u varianty **a)** zde není prostor na boční diagonály, a proto je možné variantu úpravou kabin modifikovat na variantu **d)**.

Kabiny u varianty **e)** a **f)** jsou umístěny mimo obruč na konzolách (*Obrázek 1.4*). Kolo působí elegantněji a subtilněji. Výška průřezu příhradové konstrukce může být nižší – 1,5 m. Z toho plynou kompaktnější rozměry pro transport. Konstrukce příliš nebrání výhledu v horní úvratí. Střed kola musí být výše z důvodu visících kabin pod prstencem – delší podpěry kola. Nástup je možný do více kabin současně. Varianta **f)** je elegantnější, avšak nosné „sloupky“ jsou více namáhané ohybem.



Obrázek 1.4 Varianty umístění kabin

Varianta **g**) a **h**) vychází z varianty **a**) s takovou úpravou, aby bylo možné umístit diagonály mezi vnitřní profily prstenců (Obrázek 1.5). Toho je dosaženo zmenšením kabin, posunutím jejich osy rotace „sloupky“ směrem od středu kola a posunutím osy rotace na kabině. Kabina je náchylnější na přetočení, ať už větrem či neukázněnými pasažéry.

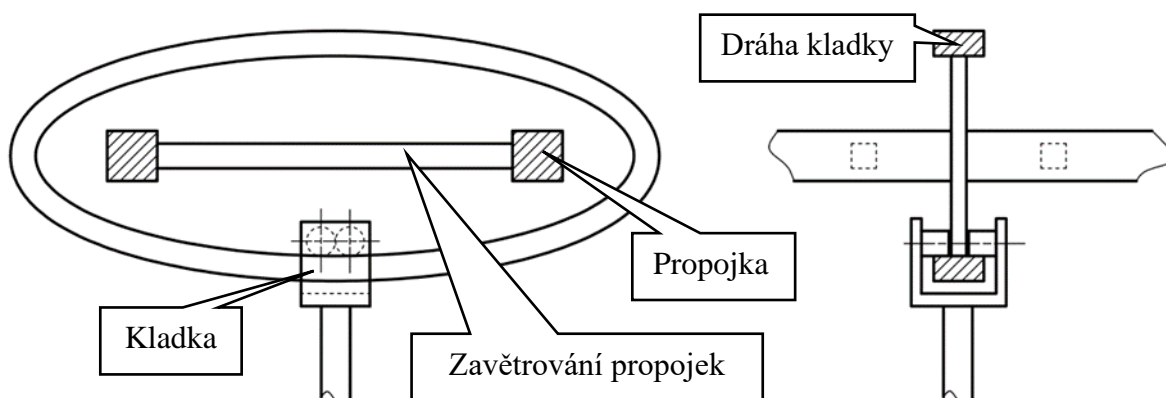


Obrázek 1.5 Kružnice rotace – varianta g) a h)

Varianta **g**) této nestability využívá. Úmyslně jsou použity místo kabin dvě lavice zády k sobě se zábranami, které jsou ve velmi nestabilní poloze tak, že se mohou pasažéři samovolně převracet hlavou dolů. Vznikne adrenalinová zábava zcela nevhodná pro rodiny s dětmi.

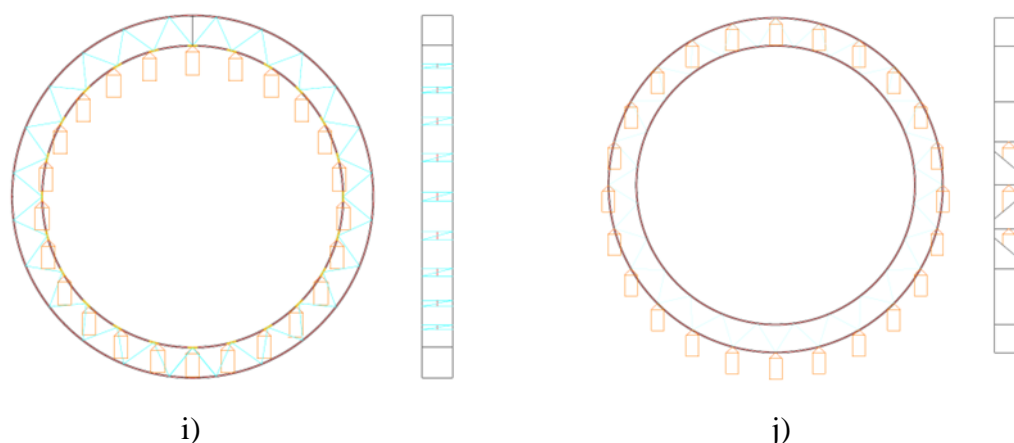
U varianty **h**) je použita klasická kabina, protože se neotáčí pouze uvnitř konstrukce, ale částečně „vybíhá“ z konstrukce směrem dovnitř kola (Obrázek 1.5). Přetočení kabin vlivem větru či neukázněných pasažérů je zde eliminováno použitím torzního tlumiče. Nebezpečí by nastalo v případě jeho poškození – zaseknutí. Následovalo by otáčení kabin hlavou dolů – riziko smrtelné nehody.

U varianty **i**) (Obrázek 1.7) jsou kabiny připevněny ke kladce. Pro kladku je vytvořena elipsová „dráha“, která obkrouží vnitřní spojky a diagonály (Obrázek 1.6). Je nutné eliminovat nárazy v krajních polohách – v horní a spodní úvrti přejíždí kabina z jedné strany na druhou vlivem naklonění dráhy. Toto řešení je technicky velmi složité.



Obrázek 1.6 Varianta kabin na kladce

Varianta **j**) (Obrázek 1.7) má zkosené kabiny tak, aby kabina v pořádku prošla kolem diagonál. Diagonály mají velmi mírný sklon. Zkosení s sebou nese přílišné zmenšení kabin.



Obrázek 1.7 Varianty umístění kabin

Nejdůležitější parametry při porovnání variant lze shrnout následovně (Tabulka 1.1).

Tabulka 1.1 Souhrn kladů a záporů variant

Varianta	Klady	Zápory
a)	nástup těsně nad zemí, výhled	prostor pro diagonály, transport
b)	diagonály, boční stabilita, výhled	masivní konstrukce, transport, soukromí
c)	nástup neomezený konstrukcí	diagonály, kolo vysoko nad zemí
d)	diagonály, boční stabilita	masivní konstrukce, transport, soukromí
e)	štíhlost, výhled, transport	kolo vysoko nad zemí, design
f)	štíhlost, výhled, transport	kolo vysoko nad zemí, design, sloupky
g)	adrenalin, diagonály	děti, ekonomika, výhled, design
h)	diagonály, nástup těsně nad zemí	torzní tlumič, transport, výhled
i)	diagonály, design, výhled	nárazy při otáčení, kladky, transport
j)	diagonály, jedinečnost designu	„seříznutí“ kabiny, ekonomika, transport

Varianta **a)** má velmi dobré parametry, ale chybějící prostor pro diagonály. Varianta **b)** tento nedostatek řeší, ale pokud bude mít kabina dvojnásobnou boční šířku, bude kolo příliš masivní a neestetické. Varianta **f)** je štíhlou a elegantní konstrukcí s nedostatkem ve formě vysoko umístěných podpor – „základny“.

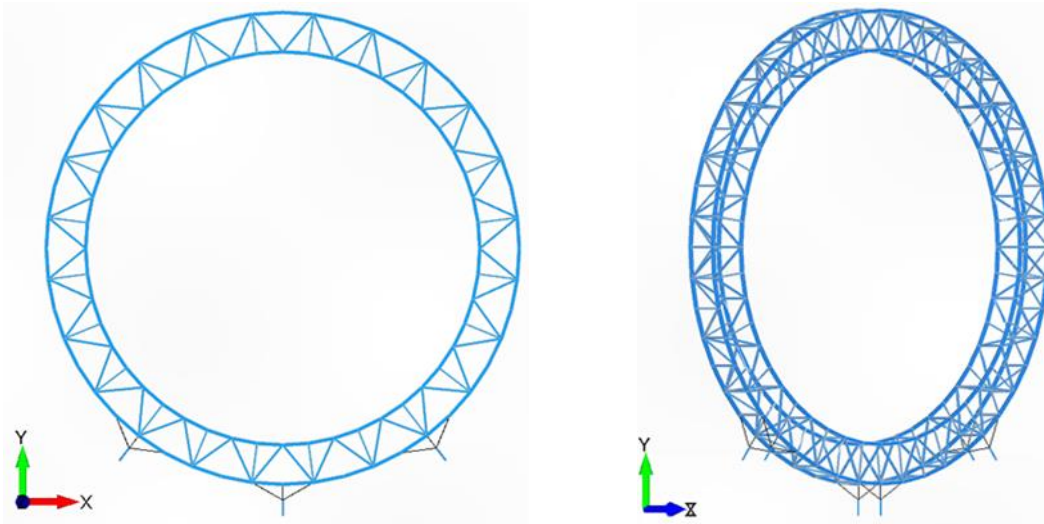
Z porovnání všech kladů a záporů vychází jako ideální řešení varianta **a)**. Pro potvrzení nebo vyvrácení předpokladu nedostatku chybějících diagonál mezi vnitřními nosnými profily bude provedena citlivostní analýza, která prokáže, zda lze použít variantu **a)** jako výchozí koncept bezpaprskového kola.

1.2 CITLIVOSTNÍ ANALÝZA OBRUČE

Běžně se provádí na jednotkové zatížení. V tomto případě bude nadefinováno vlastní zatížení, u kterého lze očekávat, že bude blízké skutečnému zatížení. Je zjednodušené (**nevychází z požadavků normy ČSN EN 1991** [2]), avšak k porovnání variant zcela dostačuje. Cílem je porovnat rozdíly mezi jednotlivými variantami a vybrat tu, která bude dále použita pro detailní dimenzování.

1.2.1 GEOMETRIE

Vnější průměr kola 30 m je standartní rozměr menších ruských kol vyráběných v současné době pro dočasné umístění. Stejná velikost 30 m je tedy zvolena i pro bezpaprskové kolo. Výška průřezu obruče je 2,5 m a šířka 2,0 m. Hlavní nosné profily jsou rozděleny stojkami na 24 dílů. Mezi těmito stojkami jsou boční diagonály, které jsou na vnitřním profilu spojeny společně s propojkou, na které se otáčí kabiny (*Obrázek 1.8*).



Obrázek 1.8 Obruč – citlivostní analýza

Jedná se pouze o citlivostní analýzu obruče, proto bude základna vynechána. Odvalovací mechanismus je zjednodušen ROD elementy v normálovém směru ke kolu. Krajiní podpory jsou od středové posunuté o $37,5^\circ$ vůči středu kola.

1.2.2 POPIS MKP MODELU

Vytvořenému geometrickému modelu je nutné přiřadit vlastnosti. Jedná se o volbu materiálu, typ elementů, průřezy profilů, okrajové podmínky a zatížení konstrukce. Definice těchto parametrů umožní následně provést pevnostní výpočet. **Celá diplomová práce je vypracována v programu FEMAP, proto je užito i názvosloví tohoto programu.**

MATERIÁL

Je použita konstrukční svařitelná ocel S355J2. Do programu FEMAP (*Obrázek 1.9*) jsou zadány vlastnosti oceli – modul pružnosti oceli v tahu, Poissonovo číslo a měrná hmotnost.

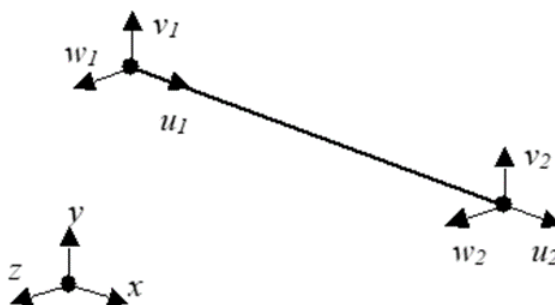
Stiffness		Limit Stress	
Youngs Modulus, E	210000,	Tension	0,
Shear Modulus, G	0,	Compression	0,
Poisson's Ratio, nu	0,3	Shear	0,
Thermal		Mass Density	7,85E-9
Expansion Coeff, a	0,	Damping, 2C/Co	0,
Conductivity, k	0,	Reference Temp	0,
Specific Heat, Cp	0,		
Heat Generation Factor	0,		

Obrázek 1.9 Vlastnosti materiálu v programu FEMAP

Modul pružnosti v tahu dané oceli je $E = 210\,000\text{ MPa}$ a Poissonovo číslo $\mu=0,3$. Modul pružnosti ve smyku zadán není, je dopočítán z uvedených hodnot softwarem. Měrná hmotnost je $\rho = 7850\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$. Je nutné ji zadávat v jednotce $[\text{t}\cdot\text{mm}^{-3}]$, tj. $\rho = 7,85\cdot 10^{-9}\text{ t}\cdot\text{mm}^{-3}$.

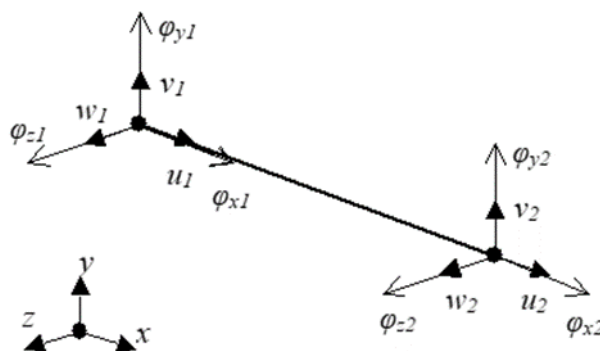
ELEMENTY

Obruč je tvořena elementy typu BEAM, zjednodušená základna je tvořena ROD elementy. Základna s obručí je spojena iteračními elementy RBE3. ROD element je prostorový prutový element dán dvěma body (1 a 2), který přenáší pouze zatížení v ose prutu, tj. pouze tah a tlak (Obrázek 1.10). Osa prutu je orientována ve směru osy x .



Obrázek 1.10 ROD element

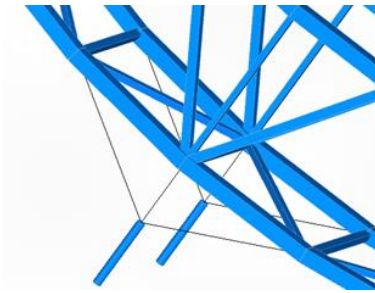
Má celkem 6 deformačních parametrů ($u_1, v_1, w_1, u_2, v_2, w_2$), tj. každý bod je definován třemi posuvy (u, v, w). Obruč je tvořena BEAM elementy. Jedná se o prostorový prutový prvek orientovaný v prostoru tak, že osy X a Y jsou hlavními centrálními osami průřezu. (Obrázek 1.11).



Obrázek 1.11 BEAM element

Každý uzel (1 a 2) má šest deformačních parametrů – tři posuvy a tři rotace ($u_1, v_1, w_1, \varphi_{x1}, \varphi_{y1}, \varphi_{z1}, u_2, v_2, w_2, \varphi_{x2}, \varphi_{y2}, \varphi_{z2}$). S osovým namáháním souvisí parametry u_1, u_2 . S ohybem okolo osy z souvisí parametry $v_1, \varphi_{z1}, v_2, \varphi_{z2}$. S ohybem okolo osy y souvisí parametry $w_1, \varphi_{y1}, w_2, \varphi_{y2}$. Zbylé parametry φ_{x1} a φ_{x2} souvisí s namáháním prutu krutem.

U odvalovacího mechanismu předpokládáme použití více podpěrných kol v jednom místě, proto není element ROD připojen do jednoho uzlu nosné obruče, ale je mezi ROD a nosnou obruč vložen RBE3 interpolační element, který zatížení zavádí v daném poměru mezi tři uzly vnější obruče (Obrázek 1.12). Váhový faktor RBE3 je nastaven 1 pro všechny uzly, takže síla v ROD elementu se rozloží rovnoměrně mezi všechny 3 uzly.



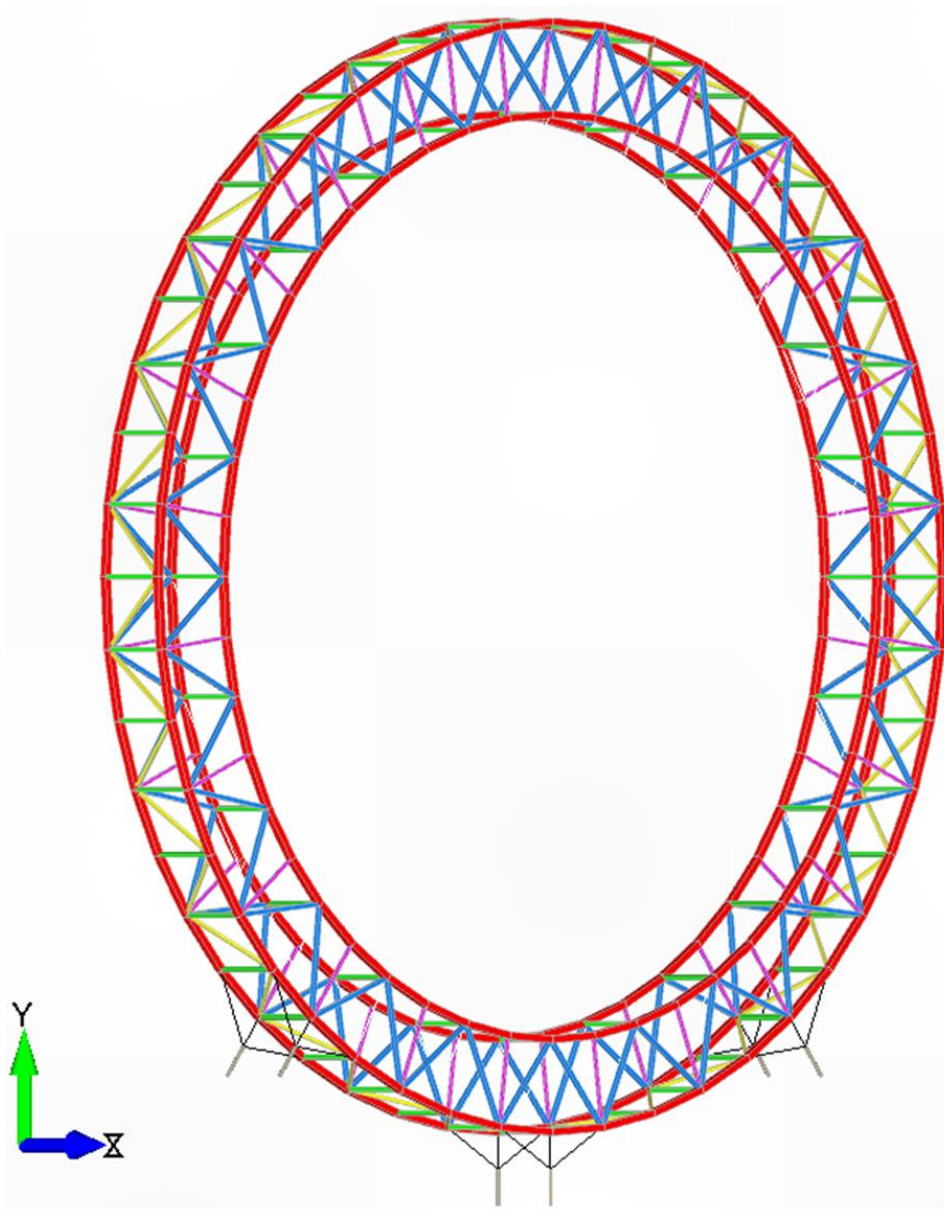
Obrázek 1.12 Spoj obruče se základnou – citlivostní analýza

PROFILY

Všechny profily jsou čtvercového průřezu (*Tabulka 1.2*), pouze podpěrné ROD elementy nahrazující základnu mají kruhový průřez s charakteristickou plochou $S = 10\,000\text{ mm}^2$. U zvolených profilů je očekáváno, že jejich průřez je blízký průřezům konečným. Umístění prvků je znázorněno na obrázku (*Obrázek 1.13*). Velikost elementů je rovna vzdálenosti mezi uzly.

Tabulka 1.2 Profily – citlivostní analýza

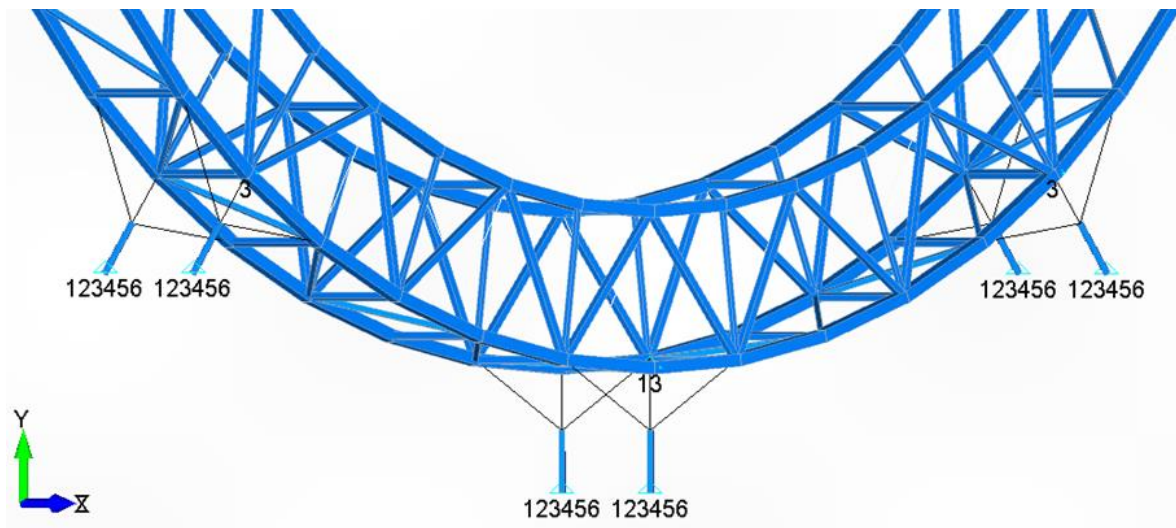
Prvek	Označení
Hlavní nosný profil	SHS 200x200x8
Boční diagonály	SHS 120x120x8
Propojky	SHS 110x110x8
Diagonály	SHS 90x90x6
Stojky	SHS 80x80x3



Obrázek 1.13 Profily – citlivostní analýza

OKRAJOVÉ PODMÍNKY

ROD elementy přenáší pouze tah a tlak, proto mají jejich konce odebrány všech šest stupňů volnosti (Obrázek 1.14). Zamezení posuvu kola v ose Z je zajištěno třemi okrajovými podmínkami na konstrukci nad ROD elementy v čelní rovině kola. Zamezení těchto posuvů zároveň neumožní rotaci kola kolem svislé osy kola. Rotace kola v radiálním směru je zamezena posuvem v ose X v nejnižším uzlu konstrukce v čelní rovině.



Obrázek 1.14 Okrajové podmínky – citlivostní analýza

APLIKACE ZATÍŽENÍ

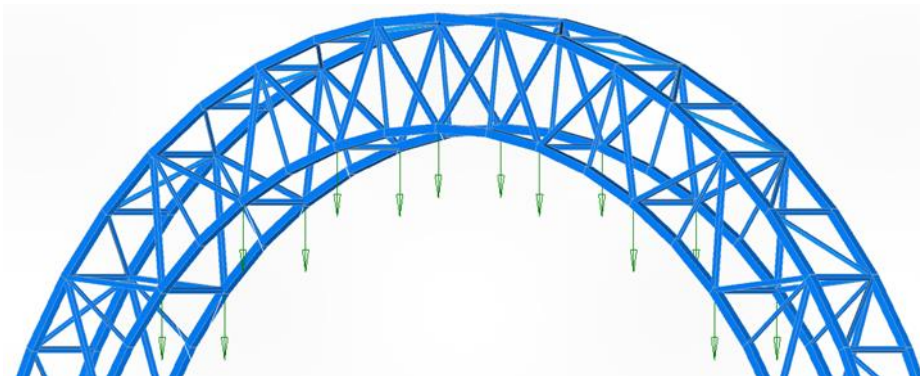
Zatížení je zjednodušeno pouze na zatížení od vlastní hmoty a zatížení od větru. Setrvačné zatížení od rotace je vzhledem k malým rychlostem ($0,5 \text{ ot./min}$) zanedbatelné. Zatížení od nesymetrického obsazení kabin nehraje pro citlivostní analýzu roli. Kabina je pro citlivostní analýzu uvažována jako krychle o charakteristickém rozměru 2 m.

Zatížení od kabin

Vlastní hmota obsazených kabin je určena jednoduchým výpočtem a rozdělena do uzlů na koncích propojek – nosníků kabin (Obrázek 1.15). Je vypočtena jako:

$$F_C = \frac{F_K + F_P}{2}, \quad (1)$$

kde síla F_C je výsledná síla na straně nosníku, F_K tíha od kabiny a F_P tíha od pasažérů.



Obrázek 1.15 Zatížení od kabin – citlivostní analýza

$$F_K = m_K \cdot g = 600 \cdot 10 = 4500 \text{ N}, \quad (2)$$

kde hmotnost kabiny $m_K = 600 \text{ kg}$. Jedná se o odhad podle již vyráběných ruských kol. Tíhové zrychlení $g = 10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ je zaokrouhлено pro přehlednější výpočet nahoru. Zaokrouhlení je na bezpečnou stranu.

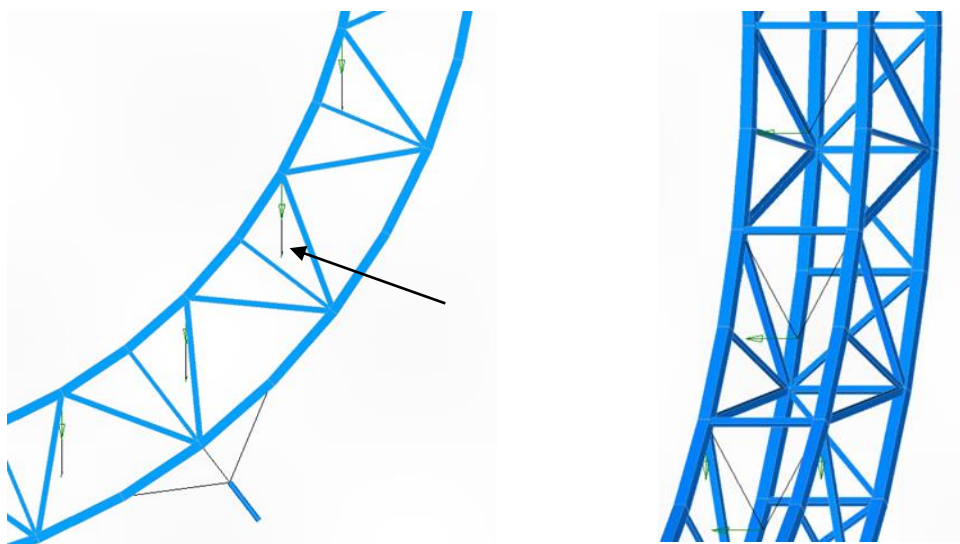
$$F_p = 6 \cdot m_p \cdot g = 6 \cdot 75 \cdot 10 = 6000 \text{ N}, \quad (3)$$

kde hmotnost pasažera $m_p = 75 \text{ kg}$ pro statický výpočet dle normy pro zábavní zařízení (ČSN EN 13814-1, kap. 4.3.3.1.2.1. [7]). Po dosazení do vztahu (1) získáme zatížení od kabiny:

$$F_c = \frac{F_K + F_P}{2} = 5250 \text{ N}. \quad (4)$$

Zatížení od větru

Zatížení kabin od větru je nahrazeno v jejich středu tak, aby vznikl i moment zavedený do nosníku v obruči. Náhrada zatížení od větru je provedena silou F_{V15} působící kolmo v rovině kola do RBE3 prvku umístěného ve středu kabiny, který je spojen s konstrukcí v místě připojení kabin (Obrázek 1.16). Zatížení v rovině kola je méně kritické a nebude pro citlivostní analýzu použito.



Obrázek 1.16 Zatížení od větru – citlivostní analýza

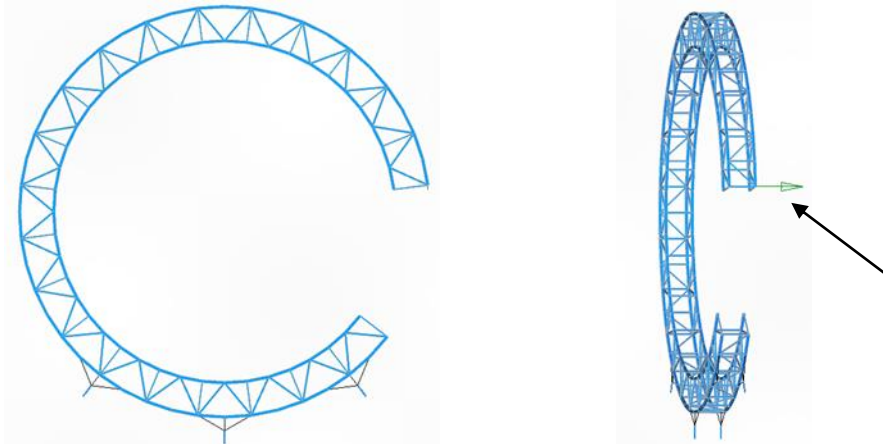
Zátěžná síla nevychází zcela z normy, ale jedná se o zjednodušené zatížení o velikosti blízké se zatížení větrem podle normy ČSN EN 1991-1-4 [6]. Norma ČSN EN 13814-1, kap. 4.3.3.4.3 [7] požaduje pro provoz uvážit maximální rychlost větru během provozu atrakce $v_{15} = 15 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Zatížení na kabinu je dáno vztahem:

$$F_{V15} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_{15}^2 \cdot S \cdot k = \frac{1}{2} \cdot 1,25 \cdot 15^2 \cdot 4 \cdot 6 = 3375 \text{ N}, \quad (5)$$

kde $\rho = 1,25 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ je hustota vzduchu (ČSN EN 1991-1-4, kap. E.1.5.3 POZN. 1 [6]), v_{15} je rychlost větru, S je plocha kabiny vystavená účinkům větru. Součinitel k je obecně vzatý (nevychází z normy, pouze z předchozích zkušeností) parametr, který zahrnuje drsnost terénu, součinitel síly a bezpečnost, jež se pojí s větrem.

Zatížení během stavby

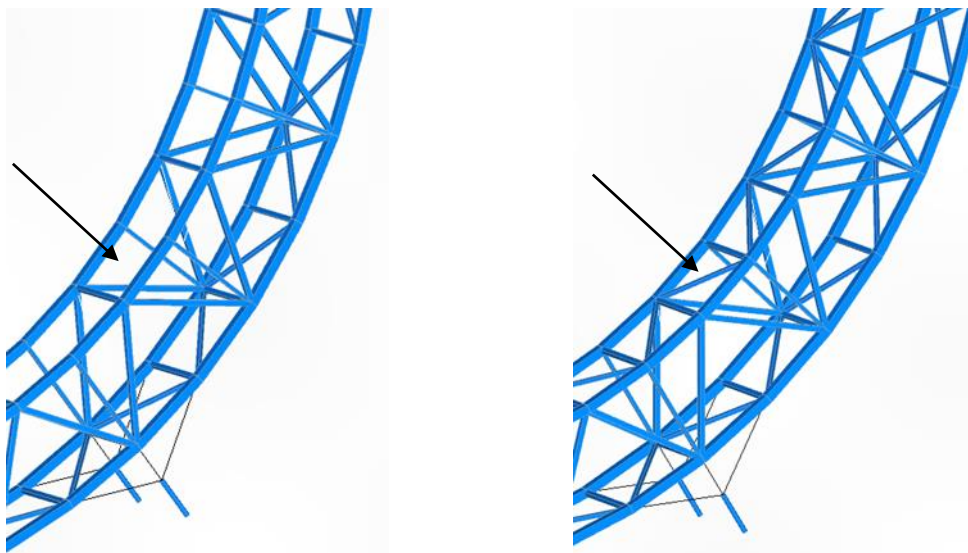
Zatížení o velikosti $F_{VS} = 10\,000\text{ N}$ je aplikováno na konec nedokončené konstrukce obruče ve směru kolmo ke kolu jako montážní zatížení (Obrázek 1.17).



Obrázek 1.17 Zatížení během stavby – citlivostní analýza

1.2.3 VLIV DIAGONÁL – SESTAVENÉ KOLO

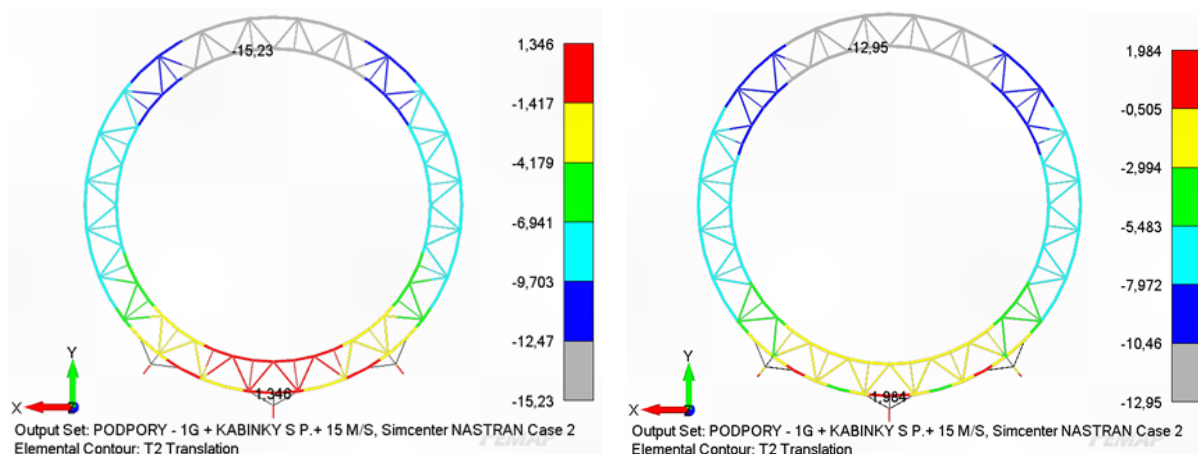
Při zatížení vlastní hmotou kola a kabinami s pasažéry lze předpokládat, že chybějící diagonály mezi vnitřními hlavními nosnými profily u varianty **a)** nebudou mít značný vliv. Problém lze předpokládat při zatížení větrem, kdy bude nutné přenášet i smykovou sílu od větru kolmo k rovině kola. Pro porovnání vlivu „chybějících“ diagonál bude vypracována druhá varianta, jež je o tyto diagonály doplněna (Obrázek 1.18).



Obrázek 1.18 Doplnění diagonál na vnitřním průměru

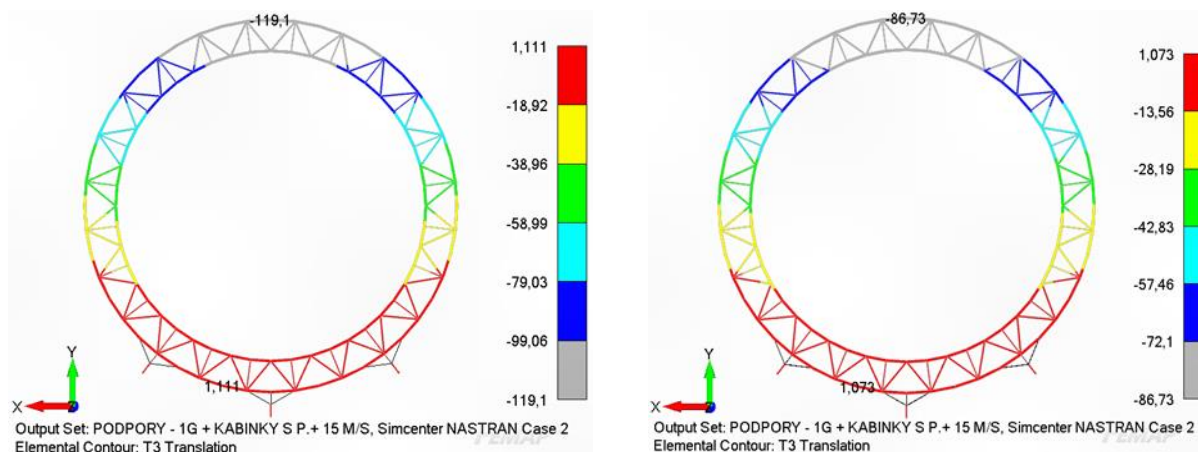
Porovnání variant je provedeno podle velikosti posunutí ve směru Y (=T2, svislém), Z (=T3, vodorovném) a ekvivalentního napětí (=Comb Stress, kombinace tahu/tlaku a ohybu). **Na levé straně je kolo bez diagonál, na pravé straně kolo s diagonálami.**

T2 TRANSLATION



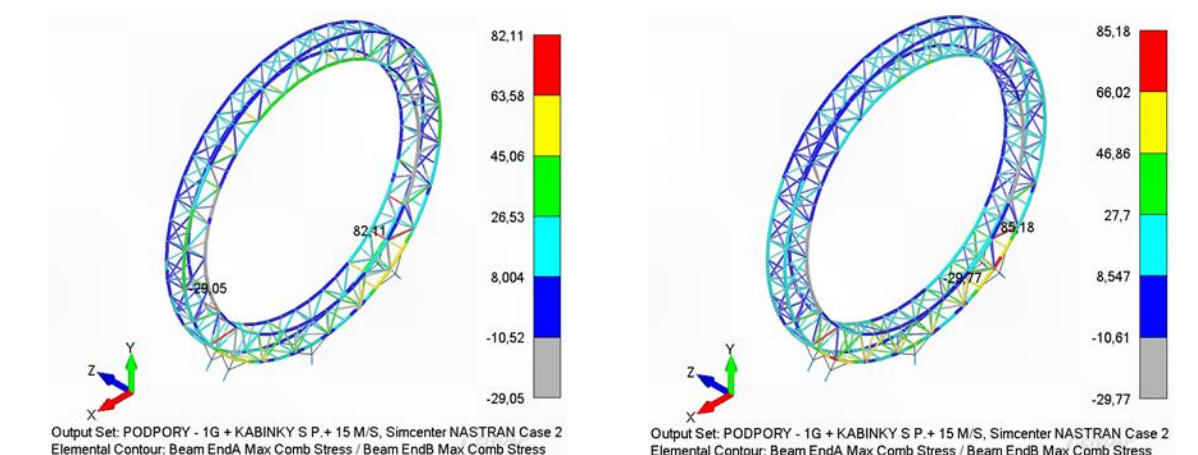
Obrázek 1.19 Porovnání T2 Translation – vliv diagonál

T3 TRANSLATION

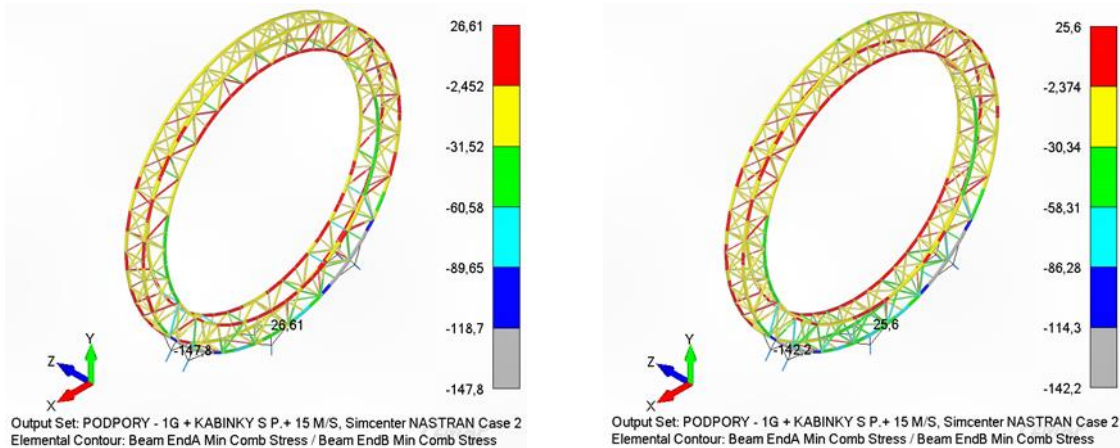


Obrázek 1.20 Porovnání T3 Translation – vliv diagonál

MAX COMB STRESS



Obrázek 1.21 Porovnání Max Comb Stress – vliv diagonál

MIN COMB STRESS


Obrázek 1.22 Porovnání Min Comb Stress – vliv diagonál

Tabulka 1.3 Uzavřené kolo –vlivu diagonál

Profil	Hodnota		Diagonály na vnitřním průměru		Změna [%]
			NE	ANO	
	Posuv Y [mm]		-15	-13	13
	Posuv Z [mm]		-120	-87	28
Hlavní nosný profil	Napětí [MPa]	Max	64	69	8
		Min	-148	-142	4
Boční diagonály	Napětí [MPa]	Max	75	85	13
		Min	-85	-81	5
Propojky	Napětí [MPa]	Max	82	65	-21
		Min	-82	-65	21
Diagonály	Napětí [MPa]	Max	55	59	7
		Min	-46	-53	-15
Stojky	Napětí [MPa]	Max	50	60	20
		Min	-49	-61	-24

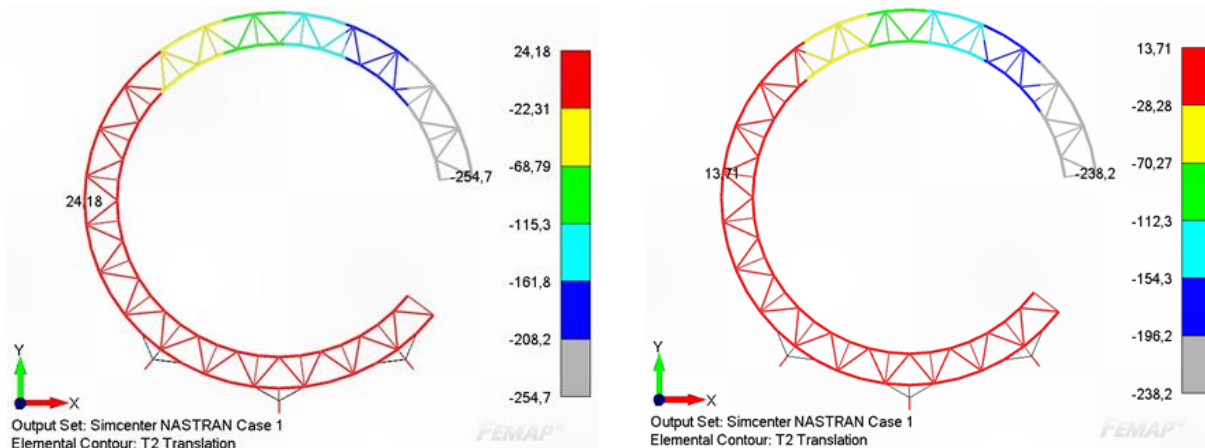
Vliv chybějících diagonál není ve složeném stavu ani u jednoho z posuvů vzhledem k rozměrům kola zásadní (Tabulka 1.3). Rozdíly v ekvivalentním napětí nejsou pro následné dimenzování také významné.

1.2.4 VLV DIAGONÁL – MONTÁŽ OBRUČE

Do citlivostní analýzy je nutné zahrnout nejen podmínky provozu, ale i stavby. Pro prvotní odhad bude kolo sestaveno z osmi segmentů, které budou spojeny čepy. Kritickým okamžikem během montáže je obruč těsně před dokončením, kdy chybí poslední segment (Obrázek 1.17). Tento stav je velmi náchylný na účinky větru. Náhrada větru je provedena v tomto zjednodušeném modelu silou $F_{VS} = 10\,000\text{ N}$ na volném konci ve směru kolmo ke kolu.

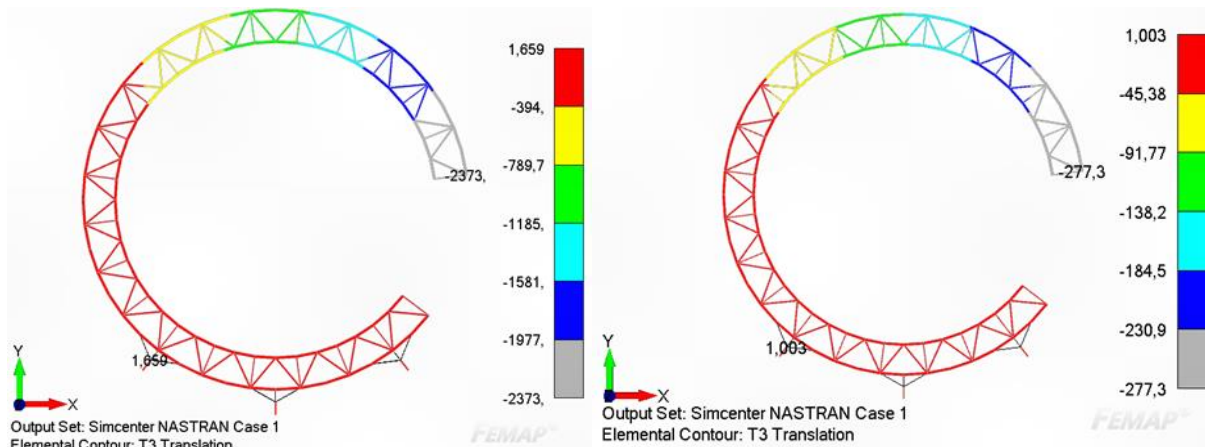
Porovnání variant je provedeno podle velikosti posunutí ve směru Y (=T2, svislém), Z (=T3, vodorovném) a ekvivalentního napětí (=Comb Stress, kombinace tahu/tlaku a ohybu).

T2 TRANSLATION



Obrázek 1.23 Stavba T2 Translation – vliv diagonál

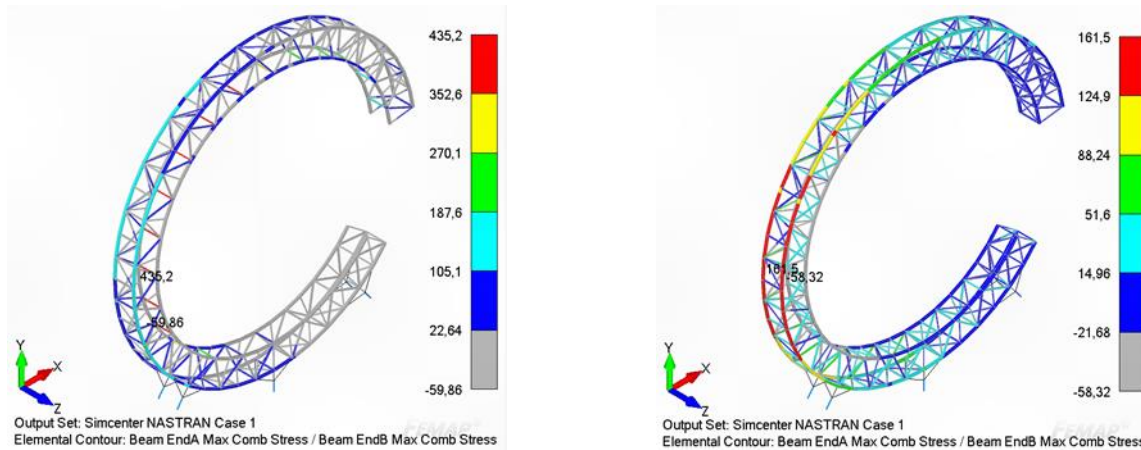
T3 TRANSLATION



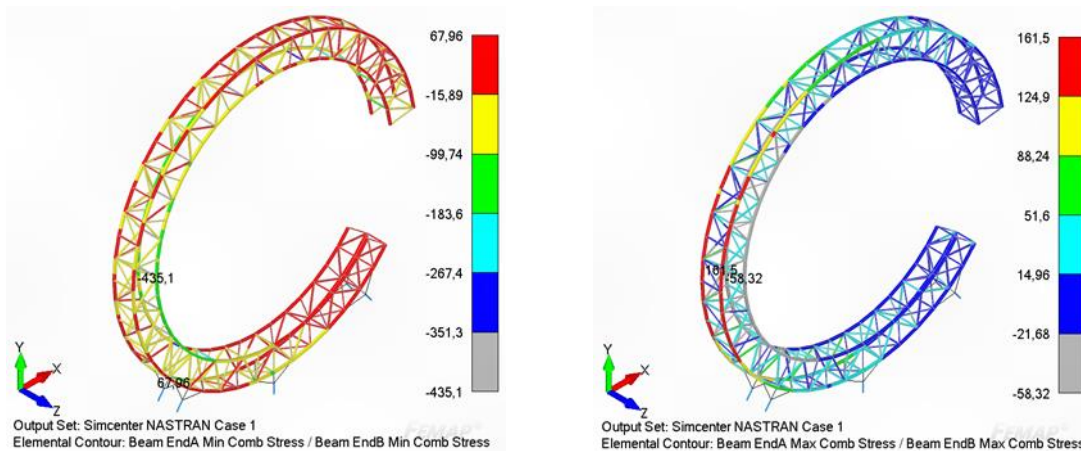
Obrázek 1.24 Stavba T3 Translation – vliv diagonál

Výsledky ekvivalentního napětí nejsou zobrazeny zvlášť pro všechny profily, protože zobrazení by bylo velice nepřehledné.

MAX COMB STRESS



Obrázek 1.25 Stavba Max Comb Stress – vliv diagonál

MIN COMB STRESS


Obrázek 1.26 Stavba Min Comb Stress – vliv diagonál

Z tabulky (Tabulka 1.4) je patrné, že absence diagonál na vnitřním profilu obruče má největší vliv u stavby kola.

Tabulka 1.4 Stavba kola – vliv diagonál

Profil	Hodnota		Diagonály na vnitřním průměru		Změna [%]
			NE	ANO	
	Posuv Y [mm]		-255	-238	7
	Posuv Z [mm]		-2373	-277	88
Hlavní nosný profil	Napětí [MPa]	Max	192	162	-15
		Min	-160	-121	24
Boční diagonály	Napětí [MPa]	Max	94	78	-17
		Min	-125	-88	30
Propojky	Napětí [MPa]	Max	435	40	-91
		Min	-435	-43	90
Diagonály	Napětí [MPa]	Max	67	69	3
		Min	-55	-64	-16
Stojky	Napětí [MPa]	Max	51	40	-21
		Min	-103	-72	30

Kolo bez diagonál – varianta **a)** má téměř desetinásobný posuv ve směru kolmém na rovinu kola. Rozdíly v ekvivalentním napětí jsou významnější než u uzavřené obruče, přesto by nebyl v následném dimenzování zásadní problém.

Varianta **a)** s kabinami uvnitř je zavrhnuta, protože vlivem větru může dojít k tak velkému posuvu, že není možné poslední segment připevnit. V krajním případě může dojít k rozkmitání konce a následnému zhroucení. Kabiny budou muset být tedy umístěny vně kola.

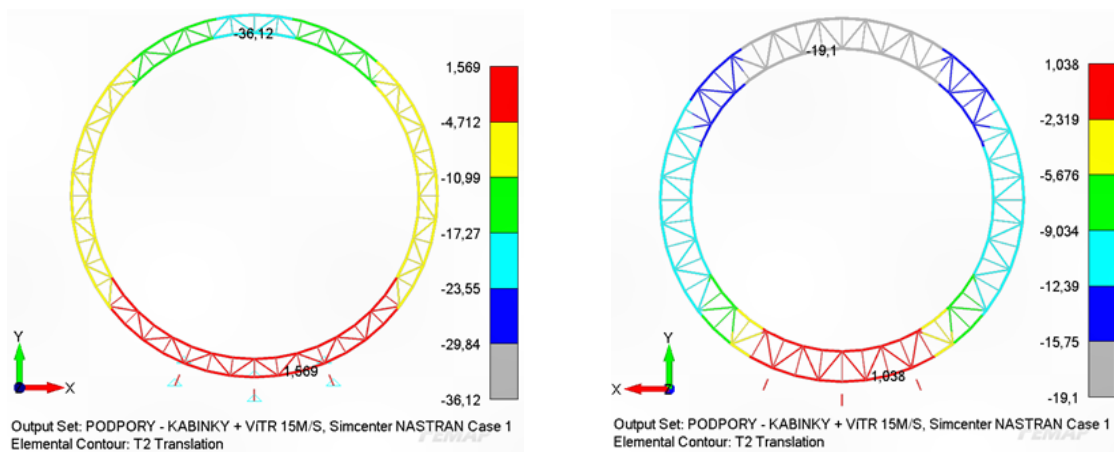
1.2.5 ROZMĚRY NOSNÉ KONSTRUKCE – SESTAVENÉ KOLO

Z předchozí analýzy plyne nutnost použití vnitřních diagonál z důvodu montáže kola. Tím pádem je nutné umístit kabiny mimo konstrukci obruče. V tomto kroku bude určen přibližný rozměr průřezu konstrukce obruče, který je nezávislý na poloze kabin, jelikož ty jsou již umístěny mimo konstrukci obruče. Budou porovnány dvě varianty průřezu obruče – 1,5 x 1,5 m a 2,5 x 2,5 m.

Vnější průměr kola, geometrie, průřezy profilů, zatížení i vazby zůstávají stejné jako u předchozí analýzy. Jedinou odlišností je změna vzdálenosti krajních podpor od středové. Úhel od středové podpory je $23,7^\circ$ vůči středu kola.

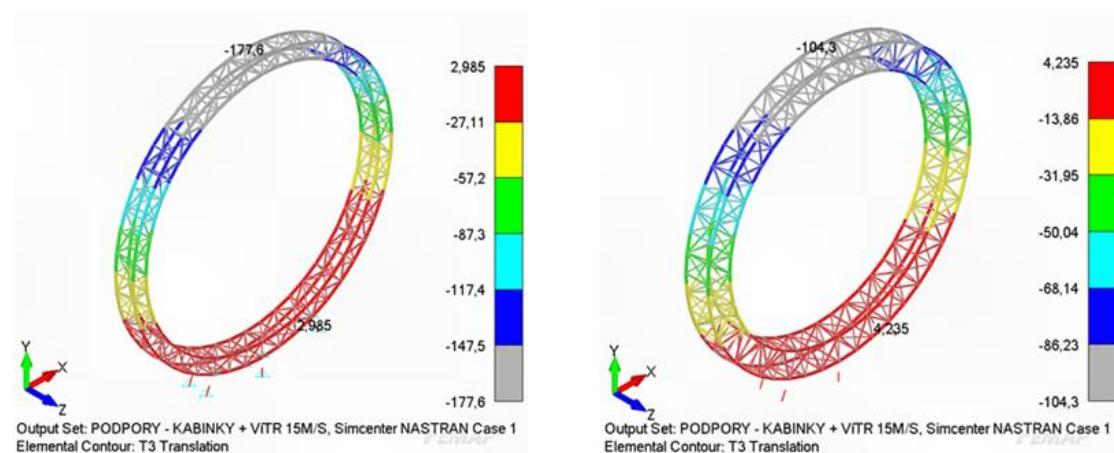
Porovnání variant je důležité provést podle velikosti posunutí ve směru Y (=T2, svislém), Z (=T3, vodorovném) a ekvivalentního napětí (=Comb Stress, kombinace tahu/tlaku a ohybu). Hodnocena je sestavená konstrukce a konstrukce během montáže.

T2 TRANSLATION



Obrázek 1.27 Porovnání T2 Translation – rozměry nosné konstrukce

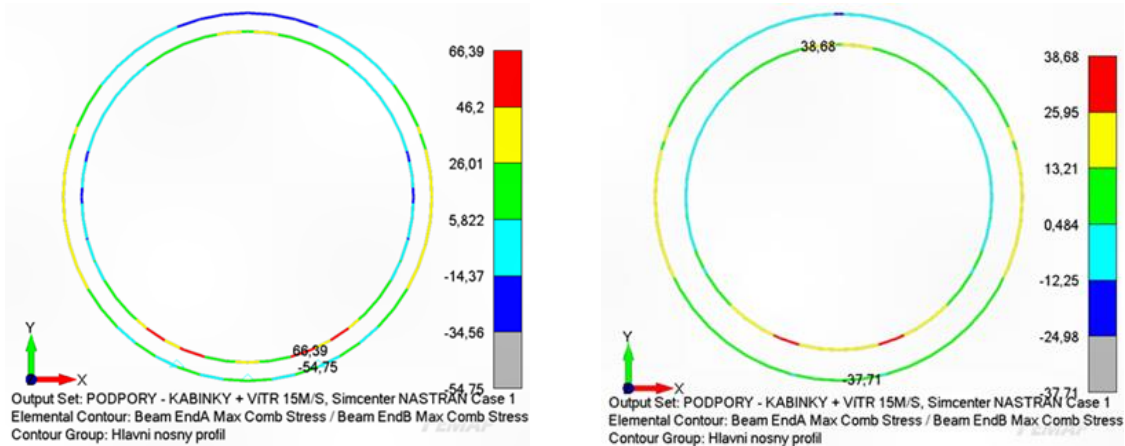
T3 TRANSLATION



Obrázek 1.28 Porovnání T3 Translation – rozměry nosné konstrukce

Podle předpokladu prutových konstrukcí kleslo nejvýrazněji tahové napětí na hlavních nosných profilech (Obrázek 1.29).

MAX COMB STRESS



Obrázek 1.29 Porovnání Max Comb Stress na hlavních profilech – rozměry nosné konstrukce

Pokles napětí je způsoben zvětšením vzdálenosti „krajního vlákna“ od neutrální osy konstrukce, resp. zvětšením vzdálenosti mezi hlavními nosnými profilemi na vnitřním a vnějším průměru kruhu, což je podstatou ohybu. Výsledky ekvivalentního napětí nejsou zobrazeny pro všechny profile, protože zobrazení by bylo velice nepřehledné.

Zvětšením plochy průřezu nosné konstrukce z $2,25 \text{ m}^2$ u štíhlejší konstrukce na $6,25 \text{ m}^2$ u konstrukce robustnější dojde ke zmenšení posuvů v ose Y a Z o téměř 50 % (Tabulka 1.5). Velikosti napětí je nutné pozorovat v kontextu citlivostní analýzy. Profile jsou stejné, je porovnáváno, jaký vliv má změna geometrie – rozměrů kruhu.

Tabulka 1.5 Uzavřené kolo – vlivu rozměrů konstrukce

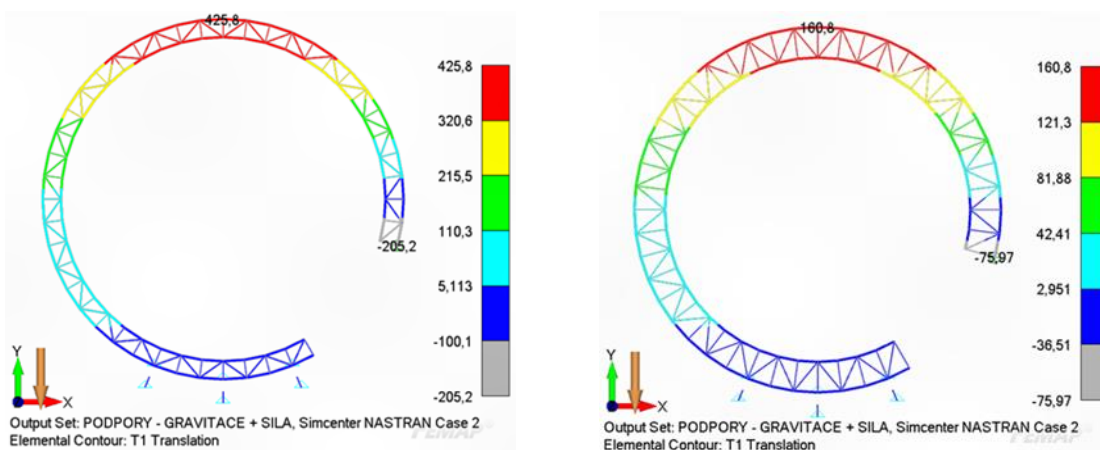
Profil	Hodnota	Hlavní rozměry [m]		Změna [%]	
		1,5 x 1,5	2,5 x 2,5		
	Posuv Y [mm]	-36	-19	47	
	Posuv Z [mm]	-178	-104	42	
Hlavní nosný profil	Napětí [MPa]	Max	66	39	-41
		Min	-115	-92	20
Boční diagonály	Napětí [MPa]	Max	108	90	-17
		Min	-96	-77	20
Propojky	Napětí [MPa]	Max	87	64	-26
		Min	-68	-50	26
Diagonály	Napětí [MPa]	Max	69	44	-36
		Min	-78	-52	33
Stojky	Napětí [MPa]	Max	152	99	-35
		Min	-204	-121	41

Kolo s větším průřezem má lepší parametry ve všech porovnávaných kritériích. Jediným záporem je vyšší hmotnost. Procentuální rozdíl průhybů je velký. Přesto není nutné na základě tohoto kritéria konstrukci s menším průřezem zavrhnout.

1.2.6 ROZMĚRY NOSNÉ KONSTRUKCE – MONTÁŽ OBRUČE

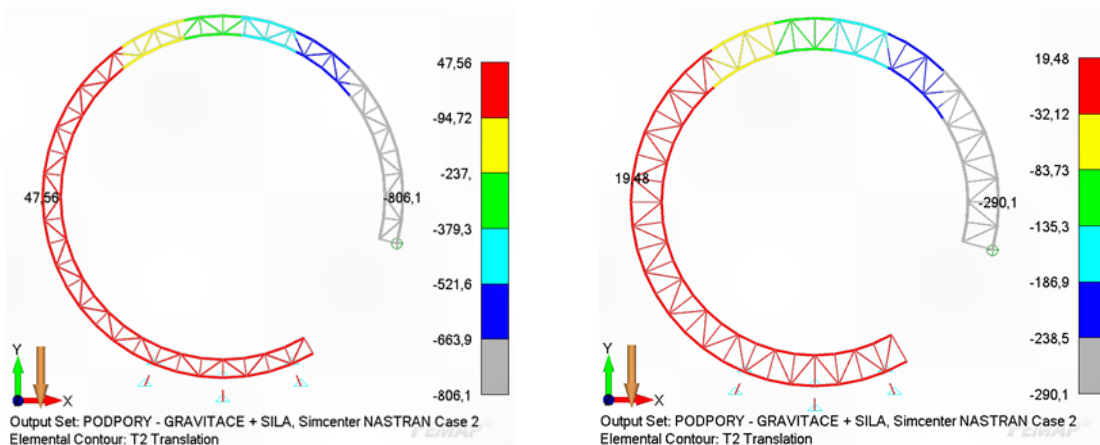
Stejně jako u předchozí citlivostní analýzy porovnávající vliv umístění diagonál na hlavním nosném profilu vnitřního průměru je nutné ověřit chování konstrukce v kritickém kroku stavby. Navíc zohledníme i posuv v ose X (=T1, vodorovném směru), který má vliv na umístění posledního segmentu (Obrázek 1.30).

T1 TRANSLATION

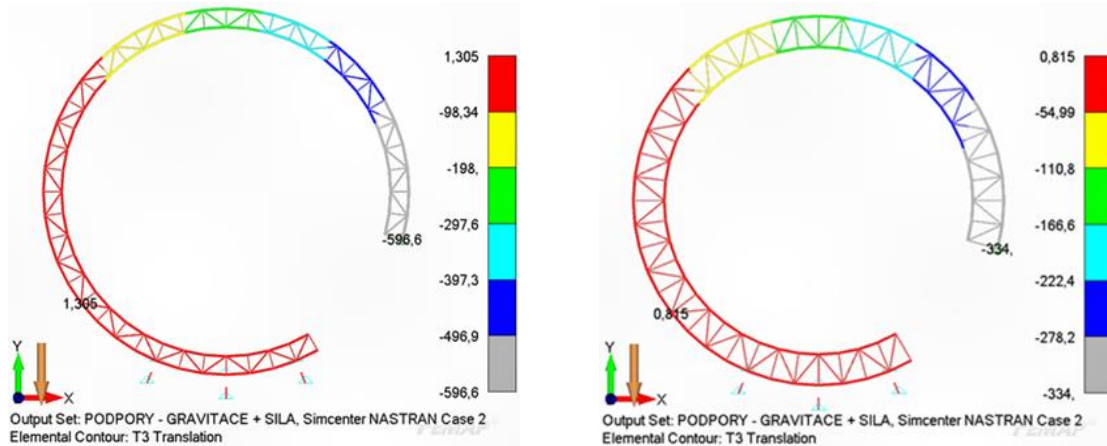


Obrázek 1.30 Stavba T1 Translation – rozměry nosné konstrukce

T2 TRANSLATION



Obrázek 1.31 Stavba T2 Translation – rozměry nosné konstrukce

T3 TRANSLATION


Obrázek 1.32 Stavba T3 Translation – rozměry nosné konstrukce

Ze souhrnu posuvů (*Tabulka 1.6*) plyne, že kolo s charakteristickým rozměrem 2,5 x 2,5 m dosahuje o více než polovinu menší průhyb. Velikosti posuvů je nutné porovnat v kontextu citlivostní analýzy – posuvy nelze chápat jako samostatné hodnoty. Jediným záporem je vyšší hmotnost. Závažným nedostatkem je opět posuv v ose Z, ze kterého vychází o 44 % lépe kolo s větším charakteristickým rozměrem. Finální návrh kola bude proto vycházet ze základního rozměru průřezu konstrukce 2,5 x 2,5 m.

Tabulka 1.6 Stavba kola – rozměry nosné konstrukce

Profil	Hodnota	Hlavní rozměry [m]		Změna [%]	
		1,5 x 1,5	2,5 x 2,5		
	Posuv X [mm]	-205	-75	63	
	Posuv Y [mm]	-807	-290	64	
	Posuv Z [mm]	-597	-334	44	
Hlavní nosný profil	Napětí [MPa]	Max	225	122	-46
		Min	-252	-150	40
Boční diagonály	Napětí [MPa]	Max	107	128	20
		Min	-104	-150	-44
Propojky	Napětí [MPa]	Max	46	32	-30
		Min	-51	-35	31
Diagonály	Napětí [MPa]	Max	103	128	24
		Min	-113	-130	-15
Stojky	Napětí [MPa]	Max	49	49	0
		Min	-145	-121	17

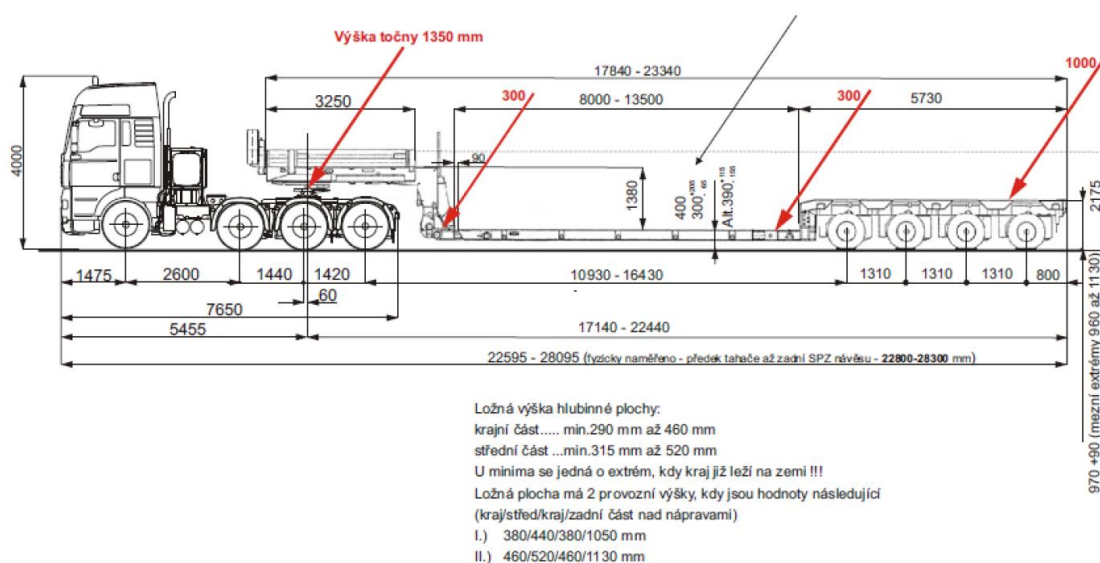
Je nutné také uvažovat nad konstrukcí z hlediska únavy, kdy rozkmit během otáčení kola bude významně vyšší než u paprskového kola. Obruč s větším průřezem poskytne mnohem lepší prostor na dimenzování konstrukce vzhledem k únavě.

1.3 TRANSPORT

Neméně důležitým kritériem je způsob přepravy kola. Jen nutné zajistit, že zvolenou konstrukci kola o velikosti průřezu konstrukce obruče 2,5 x 2,5 m lze přepravit. Z hlediska sestavení je vhodné, aby byla konstrukce rozdělena na co nejmenší počet svařovaných částí – segmentů. Každý spoj s sebou vnáší do konstrukce vůli, která je pro správné fungování celku nežádoucí. Prvním krokem je tedy nastudování možností přepravy.

Standartní kamionové návěsy mají délku 13,5 m, vnitřní šířku 2,4 m a výšku 2,6 m. Pokud by bylo v úmyslu používat tento typ návěsu, muselo by se kolo rozložit na velmi malý počet segmentů, případně odmontovat diagonály a postranní obruče v krátké délce naskládat na sebe. Druhou možností je přizpůsobit rozměry přepravovaných částí kola tak, aby splňovaly parametry pro nadměrný náklad.

Nadměrný náklad je náklad, jehož rozměry nebo hmotnost přesahují míru stanovenou vyhl. č. 341/2014 Sb. Při přepravě nadměrného nákladu přepravovaného na pozemních komunikacích v České republice je povolena maximální šířka nákladu 3,5 m a výška 4,5 m [16]. Jestliže náklad přesáhne šířku 3,2 m je nutný technický doprovod (doprovodné vozidlo) [16]. Pro obloukovou konstrukci je zcela ideální použití hlubinného návěsu (Obrázek 1.33).



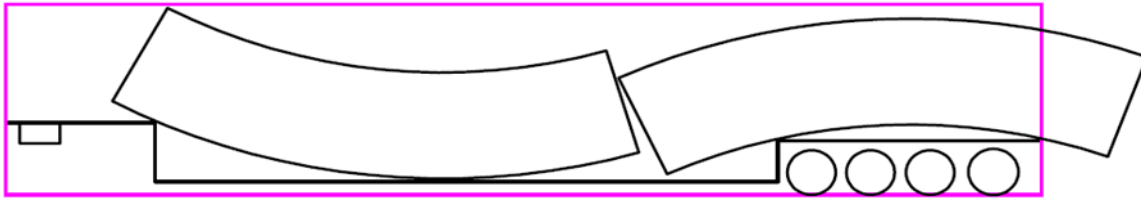
Obrázek 1.33 Teleskopický hlubinný ultranízky návěs Faymonville Mega-Z-3L-V-KBX-A [17]

Tyto návěsy vyrábí nespočet výrobců v mnoha variantách. Typickým rysem je jejich snížení – „hlubina“ mezi točnou a koly návěsu. Výška podlahy hlubiny se pohybuje standartně okolo 300 mm nad zemí. Vzniká možnost přepravy nákladu o výšce 4,2 m.

Pokud bychom umístili dvě konstrukce o 2,5 m vedle sebe, překročíme povolený limit. Z tohoto důvodu bude konstrukce zúžená na 1,7 m, čímž uspoříme polovinu transportních nákladů. Pomocí jednoduchých náčrtů určíme možnosti rozdělení kola a jeho převoz. Fialový obdélník udává maximální výšku omezenou legislativou.

První možností (Obrázek 1.34) je rozdělení kola na osminy. Tato konfigurace umožňuje převoz čtyř segmentů – poloviny kola. Problémem je délka návěsu s přesahem, protože

přesáhne délku 30 m. Tato délka je z hlediska manipulace nepřijatelná. Kolo musí být možné přepravit i v rámci městské zástavby.



Obrázek 1.34 Transport při rozdělení kola na osminy

Druhou variantou je rozdělení kola na šestiny (Obrázek 1.35). Převážná náklady vzrostou o polovinu, ale teleskopický hlubinný návěs (Obrázek 1.33) lze díky tomu „stáhnout“ a je získána lepší průjezdnost. Také bude možné využít i hlubinné návěsy menších rozměrů, které jsou mezi dopravci více rozšířené a snadněji dostupné.



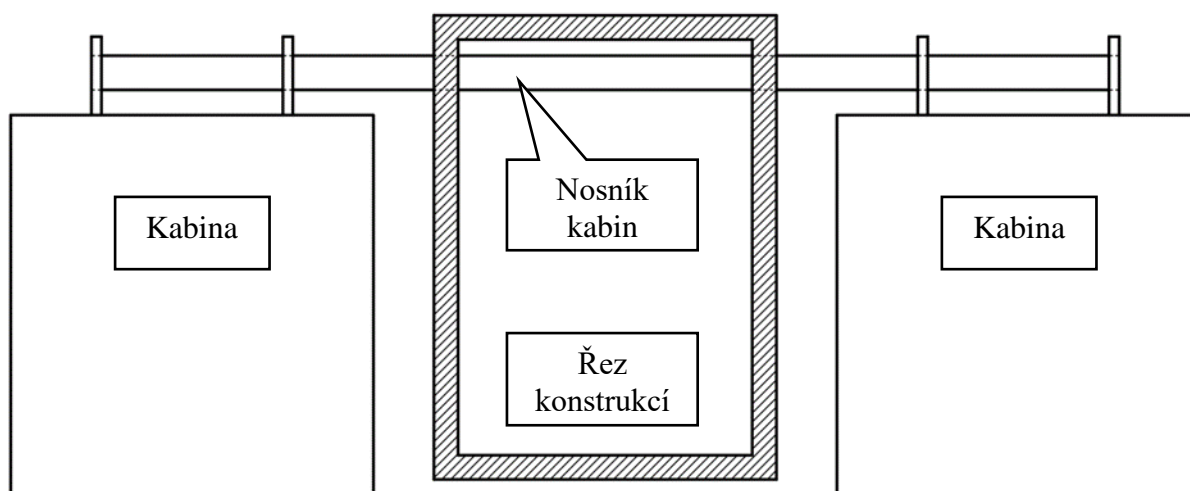
Obrázek 1.35 Transport při rozdělení kola na šestiny

1.4 SPECIFIKACE KONSTRUKCE

Vybraná varianta **a**) v předchozí kapitole (1.3) nemůže být použita po provedení citlivostní analýzy z důvodu nutnosti použití diagonály a rozpěrky i na vnitřním průměru obruče. Z tohoto důvodu není možné, aby kabiny zasahovaly do konstrukce kola – musí být umístěny vně. Z citlivostní analýzy porovnávací průřez konstrukce vychází jako ideální rozměr průřezu konstrukce 2,5 x 2,5 m, který poskytne mnohem lepší prostor na dimenzování konstrukce vzhledem k únavě.

Pokud umístíme kabiny axiálně vně nosné obruče jako u varianty **f**) (kap. 1.1), musí být nosná konstrukce v takové výšce, aby bylo možné kabiny nad zemí protočit. Toto řešení by způsobilo nejen nepříznivý vliv na estetiku, ale i zvýšilo náklady na výrobu a transport.

Novým a jediným možným řešením, které splní pevnostní požadavky a estetické požadavky, je umístit kabiny vedle kola. Kabiny jsou spojeny dvěma ložisky s nosníkem kabin, který prochází konstrukcí (Obrázek 1.36). Nosníků je na kole dvanáct – 24 kabin. Jsou použity menší kabiny pro čtyři pasažéry. Cestující budou nastupovat z vnějších stran kola.



Obrázek 1.36 Umístění kabin ze strany obruče

Z důvodu transportu bude kolo rozděleno na šest segmentů. Velký průřez konstrukce vycházející z citlivostní analýzy je upraven na šířku 1700 mm tak, aby se vyšly na hlubinný návěs dva segmenty vedle sebe – nižší transportní náklady. Výška segmentu od země je v požadovaném rozmezí, přesto bude výška konstrukce snížena o 200 mm. Tím bude zajištěna dostatečná rezerva pro návěs jiného výrobce. Hlavní rozměry nosné konstrukce proto budou změněny z důvodu transportu na **2300 mm x 1700 mm**.

2 NÁVRH

Podstatou návrhu jakékoliv konstrukce je přenášet požadované zatížení. Cílem konstrukce bezpaprskového kola je vynášet pasažéry do výšky. Počátečním krokem návrhu je sepsání požadavků souvisejících s provozem ruského kola:

- Průměr kola – 30 m
- Převážná kapacita – 96 osob
- Rychlost otáčení – 0,5 ot./min
- Cyklus provozu
 - nástup – 12 zastavení x 1 min.
 - protočení 1x 2 min
 - výstup – 12 zastavení x 1 min
- Životnost konstrukce – 35 000 hodin
 - dle ČSN EN 13814-1, kap. 4.7.3.1.4 [7]
- Vítr
 - provoz – do 15 m/s
 - dle ČSN EN 13814-1, kap. 4.3.3.4.3 [7]
 - maximální – do 27 m/s

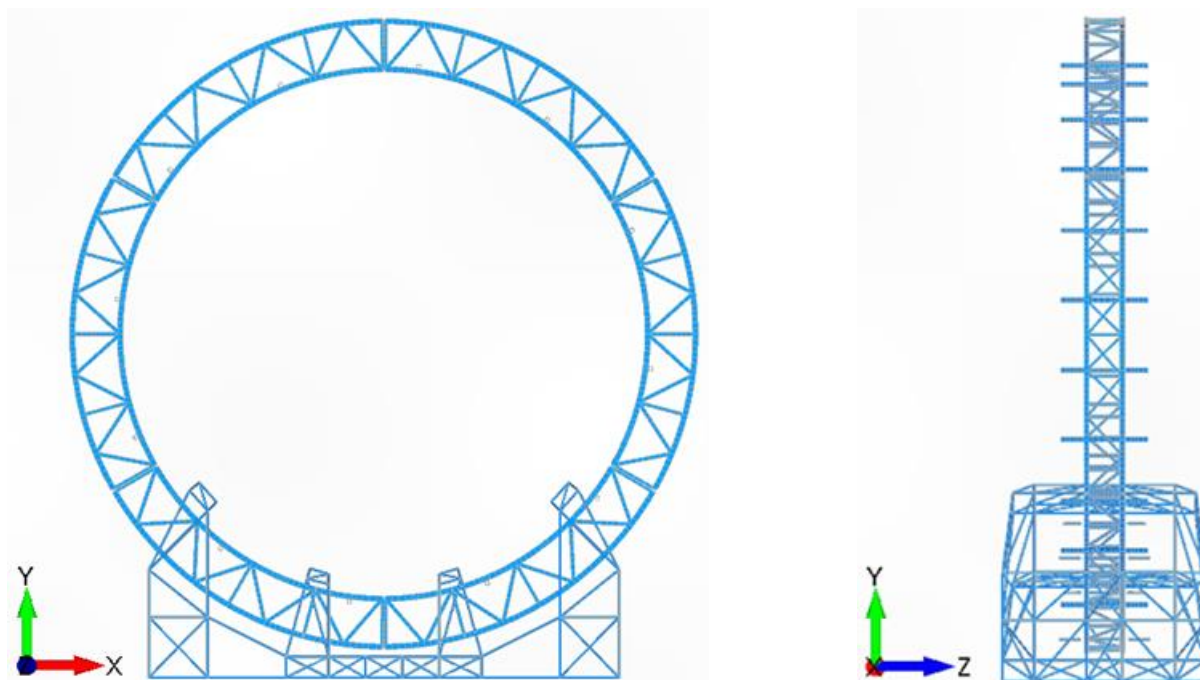
Požadavky pro stavbu jsou:

- Dočasně instalované zábavní zařízení
 - festival, pouť, advent
 - lokalita do 3 měsíců
 - dle ČSN EN 13814-1, kap. 3.47 [7]
- Provoz v celé ČR mimo horských oblastí
- Umístění ve městě i přírodě
- Jednoduchá montáž
 - čepové spoje
- Volně stojící
 - žádné pevné spojení se zemí
 - žádné stavební úpravy podkladu
- Prostor na stavbu
 - nesmí přesáhnout plochu podstavy o 80 %
- Montáž bez těžké techniky

Požadavky pro transport jsou:

- Kompaktní rozměry
- Bezpečnost
- Ekonomika

Bezpapřkové kolo lze rozdělit na tyto části – základnu, obruč a kabiny (Obrázek 2.1). Obruč lze považovat za rotující „rozhlednu“ na které jsou připevněny kabiny. Konstrukce a dimenzování kabin nebudou v návrhu řešeny.



Obrázek 2.1 Ruské kolo bez papřků

Pro zatížení kola bude použita pouze vlastní hmotnost, zatížení od pasažérů a zatížení od větru. Konstrukce základny je navržena s ohledem na maximální tuhost a jednoduchou montáž. Tuhost je v tomto případě zásadní, jelikož zejména zatížení od větru je zavedeno do základny v malém prostoru, takže mírné natočení v místě základny způsobí násobný posuv na vrcholu kola. Celá konstrukce bude vyrobena z konstrukční svařitelné oceli S355J2.

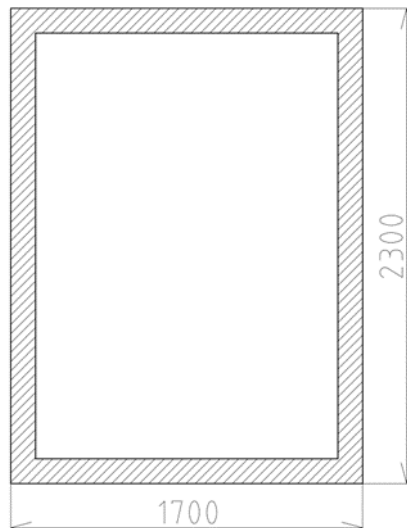
2.1 OBRUČ

Z důvodu transportu je obruč rozdělena na šest segmentů. Pět segmentů je zcela totožných, poslední segment je rozdělen na polovinu tak, aby bylo možné konstrukci sestavit. Celá konstrukce kola je symetrická podle roviny XY, procházející středem obruče (Obrázek 2.1). Často proto bude popisována pouze čelní rovina.

Při návrhu profilů jsou upřednostňovány profily standartně vyráběných rozměrů. Jedná se především o čtvercové průřezy. Všechny spoje na obruči jsou řešeny pomocí čepů. Jedná se o spojení segmentů a upevnění nosníku gondol k obruči.

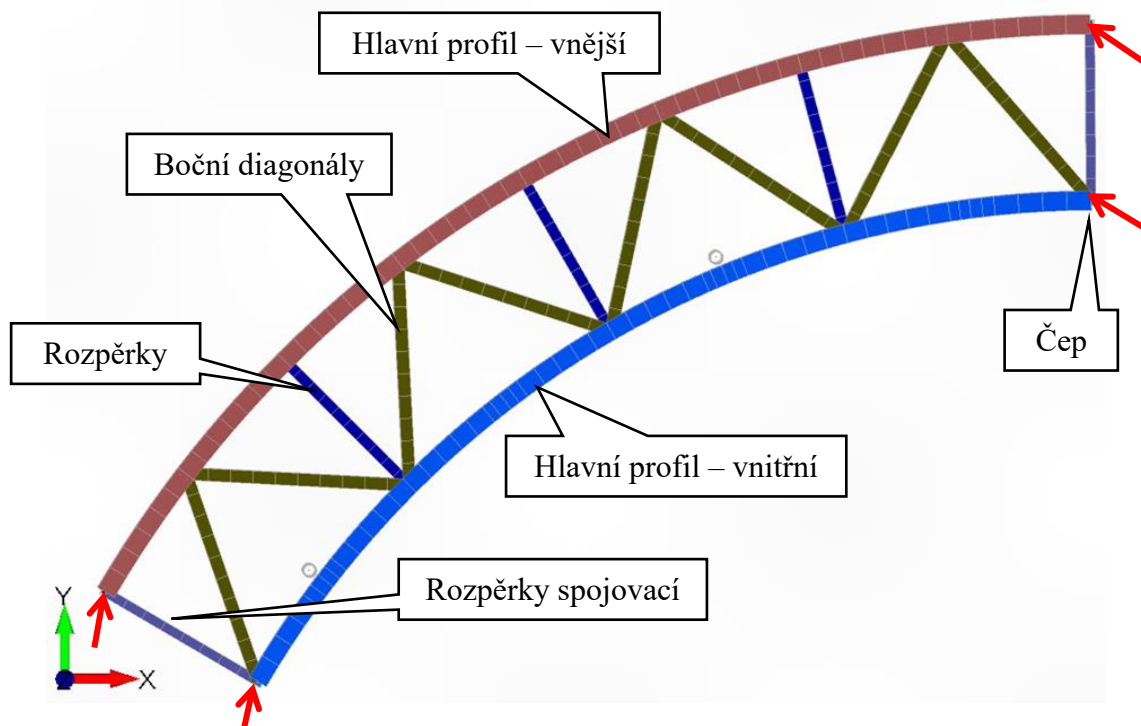
2.1.1 GEOMETRIE

Vnější průměr konstrukce kola je 30 m. Z citlivostní analýzy a následně transportních požadavků je určen rozměr řezu příhradové konstrukce segmentu (Obrázek 2.2).



Obrázek 2.2 Základní rozměr příhradové konstrukce obruče

Na vnitřním a vnějším průměru nosné konstrukce jsou průběžně umístěny hlavní profily obruče (Obrázek 2.3). Tyto profily zajišťují přenos ohybového momentu. Boční diagonály spojují tyto profily. Rozpěrky spojují čelní a zadní profily mezi sebou. Boční diagonály pak zajišťují přenos smykových sil.

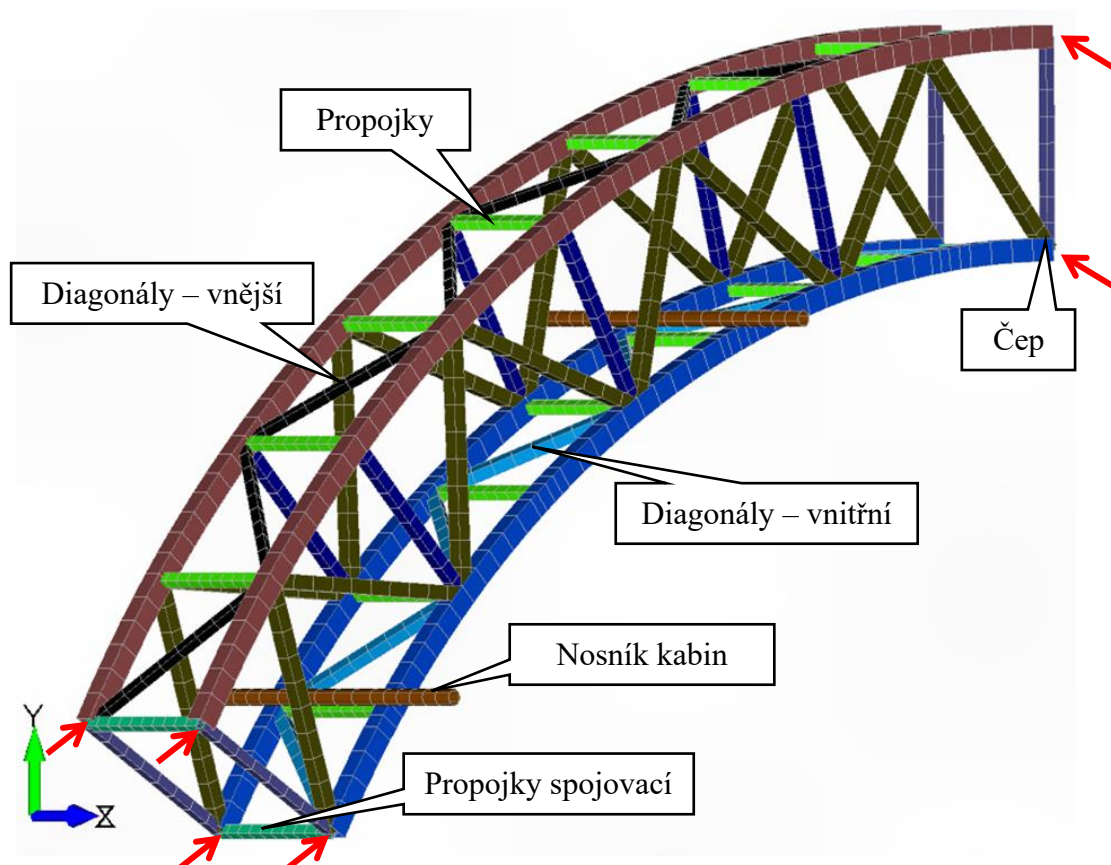


Obrázek 2.3 Popis profilů obruče

Při přejezdu přes podpěrná kola základny působí lokálně do vnějšího hlavního profilu velká tlaková síla kolmo na kolo. Profil obruče musí být dimenzován na zavedení tohoto lokálního zatížení. Vzniklé zatížení přechází přes diagonály do vnitřního hlavního profilu. Pro snížení přenášeného lokálního ohybového zatížení je obruč rozdělena rozpěrkami. Rozpěrky dělí prostor mezi připojením diagonál k vnějšímu hlavnímu profilu na polovinu.

Na koncích segmentů jsou rozpěrky s menším průřezem. Nazývají se rozpěrkami spojovacími, protože v tomto místě budou profily umístěny symetricky k rovině, která prochází místy čepů, tj. na konci jednoho a začátku druhého segmentu.

Mezi hlavními profily na vnějším i vnitřním průměru jsou umístěny propojky a diagonály (Obrázek 2.4). Rozměry propojek jsou jednotné. Diagonály jsou rozlišeny na vnitřní (mezi vnitřními hlavními profily) a vnější (mezi vnějšími hlavními profily). Na koncích segmentů jsou propojky s menším průřezem. Nazývají se propojky spojovací – analogie k rozpěrkám.



Obrázek 2.4 Popis profilů obruče

Nosníky kabin jsou spojeny k vnitřnímu hlavnímu profilu pomocí čepů (Obrázek 2.9). Aby bylo umožněno odvalování se obruče na kolech základny, musí být nosník kabin umístěn tak, aby nebyly vnitřní profily obruče narušeny.

2.1.1 PROFILY

Pro návrh profilů je požadavek použití profilů takových rozměrů, které jsou standartně vyráběny. Tato podmínka je splněna u všech profilů s výjimkou hlavních profilů (*Tabulka 2.1*).

Tabulka 2.1 Profily obruče

Profil	Průřez
Hlavní profil – vnitřní	RHSU 250/200/6/6/12/12
Hlavní profil – vnější	RHSU 250/200/8/8/12/12
Boční diagonály	SHS 160x160x8
Rozpěrky	SHS 140x140x6
Rozpěrky – spojovací	SHS 120x120x5
Propojky	SHS 120x120x5
Propojky – spojovací	SHS 120x120x5
Diagonály – vnitřní	SHS 140x140x5
Diagonály – vnější	SHS 110x110x6
Nosník kabin	CHS 89x12,5

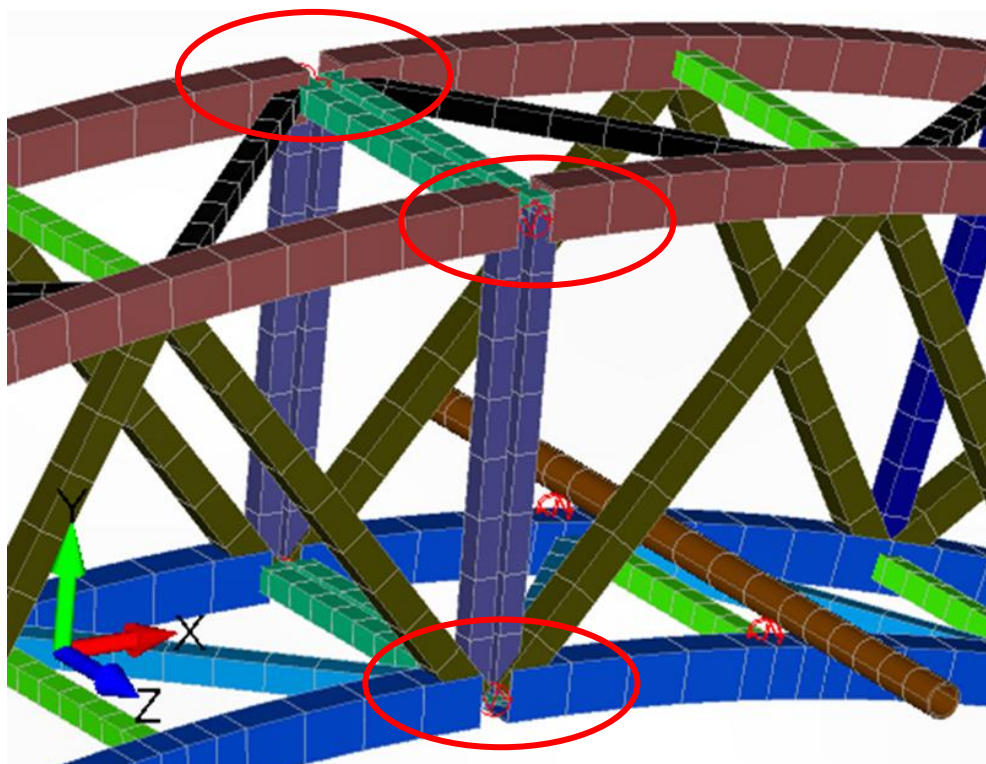
Hlavní profil je svařen z plechů. Vodním paprskem jsou vyříznuty bočnice o tloušťce 6 mm (nebo 8 mm) a na ně jsou následně navařeny plechy o tloušťce 12 mm ohnuté do požadovaného rádiusu. Profily jsou zobrazeny společně s průřezovými charakteristikami, které jsou dopočteny softwarem FEMAP v příloze (Příloha I).

2.1.2 SPOJE

Obecně se u zábavní techniky používají především čepové spoje. Třecí spoje je nutné dotahovat požadovaným momentem, obtížnější je i kontrola správně provedeného spoje. Čepové spoje mají také výhodu v rychlosti montáže.

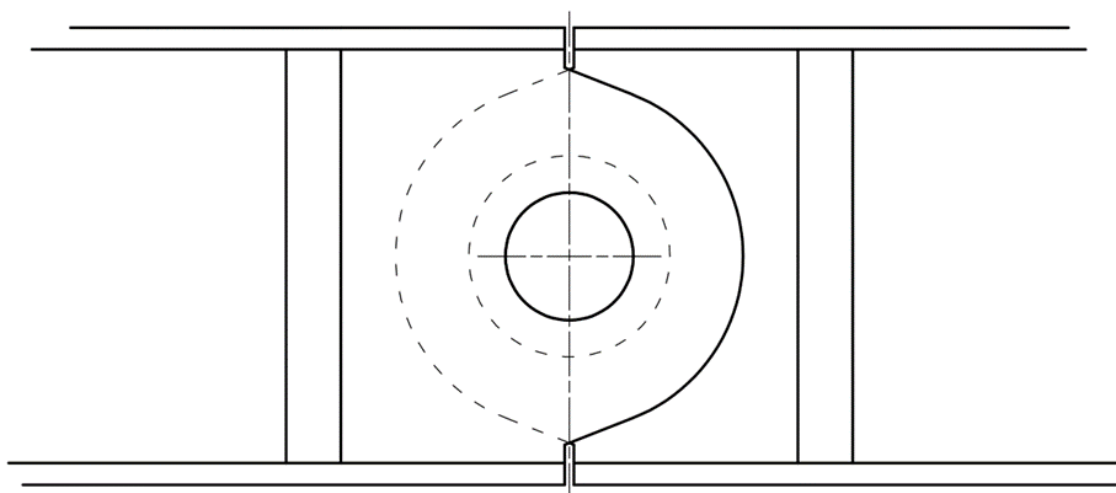
SEGMENTY

Jednotlivé segmenty obruče jsou ve spojovací rovině spojeny pomocí čtyř čepových spojů (*Obrázek 2.5*).



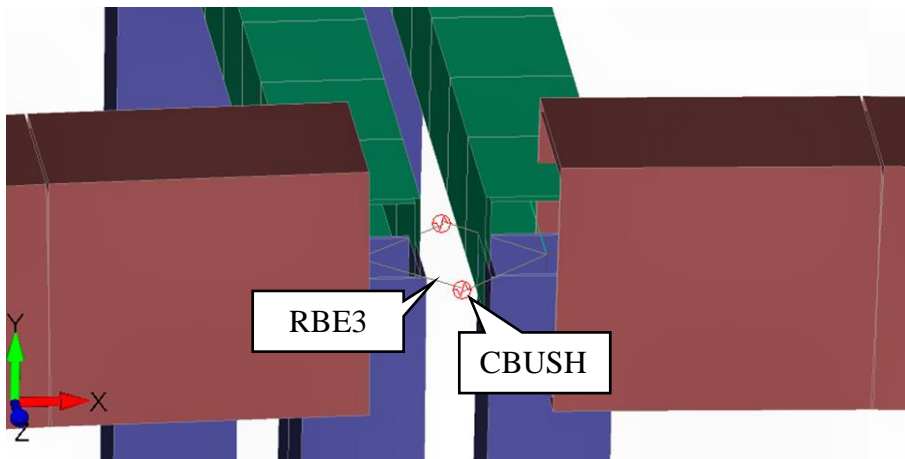
Obrázek 2.5 Spojení segmentů

Konstrukce spoje je provedena použitím dvou ok na každém ze spojovaných segmentů – hlavních profilů (Obrázek 2.6). Spojení je totožné v každém rohu konstrukce. Spojení musí být provedeno tak, aby bylo umožněno plynulému odvalování v základně.



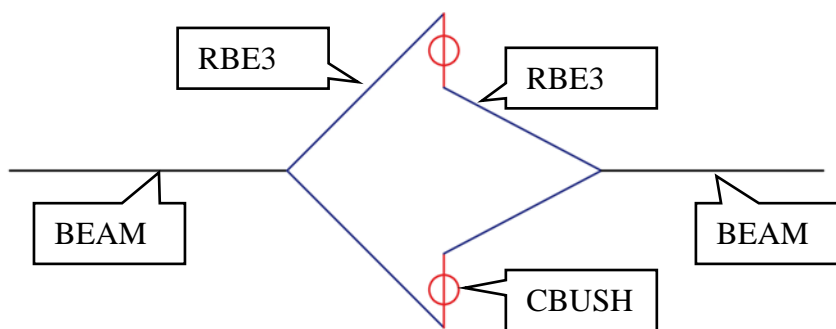
Obrázek 2.6 Konstrukce spoje segmentů

Náhrada spoje je v pevnostním modelu provedena pomocí RBE3 elementů a CBUSH (pružinového) elementu. CBUSH element přenáší smyk a tah. Krut je uvolněn, jelikož není uvážěn v návrhu spoje (Obrázek 2.7).



Obrázek 2.7 Spoj segmentů v pevnostním modelu

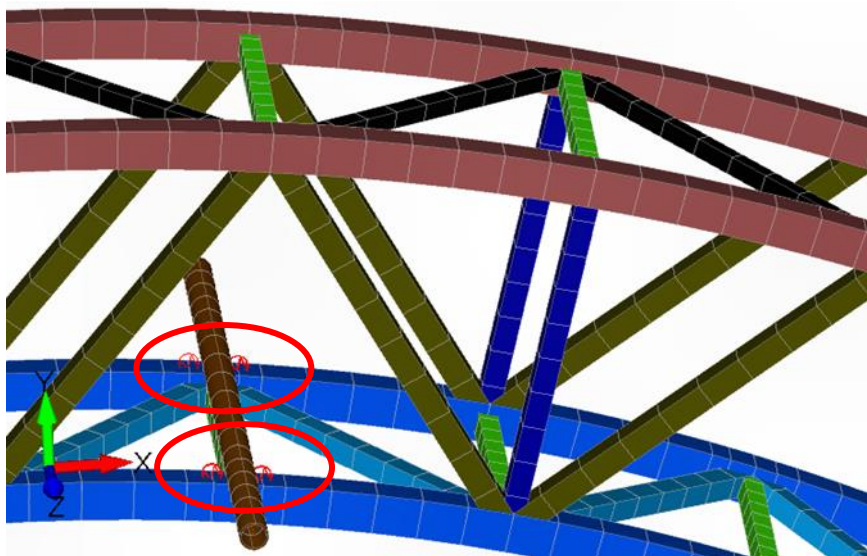
Přehledné schéma zobrazuje geometrii spoje (Obrázek 2.8).



Obrázek 2.8 Schéma spoje segmentů v pevnostním modelu

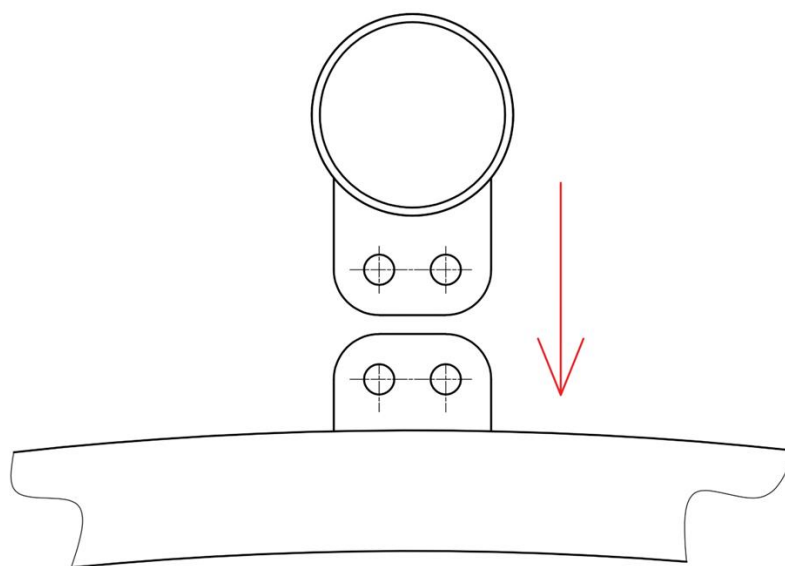
NOSNÍK KABIN

Nosník kabin je připevněn čepovým spojem k vnitřnímu hlavnímu profilu (Obrázek 2.9).



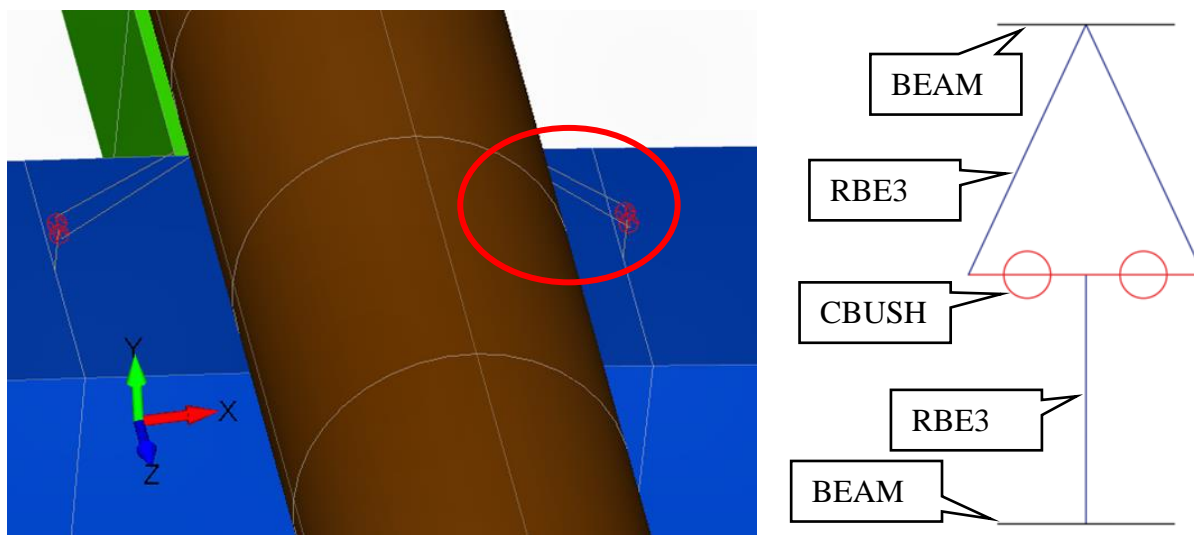
Obrázek 2.9 Spojení nosníku kabin s obručí

Spoj je proveden pomocí dvou čepů z důvodu zamezení rotace nosníku kabin okolo své podélné osy (Obrázek 2.10).



Obrázek 2.10 Konstrukce spoje nosíku kabin s obručí

Náhrada spoje je v pevnostním modelu provedena pomocí RBE3 elementů a CBUSH (pružinového) elementu. CBUSH element přenáší smyk a tah. Krut je uvolněn, jelikož není uvážen v návrhu spoje (Obrázek 2.11).

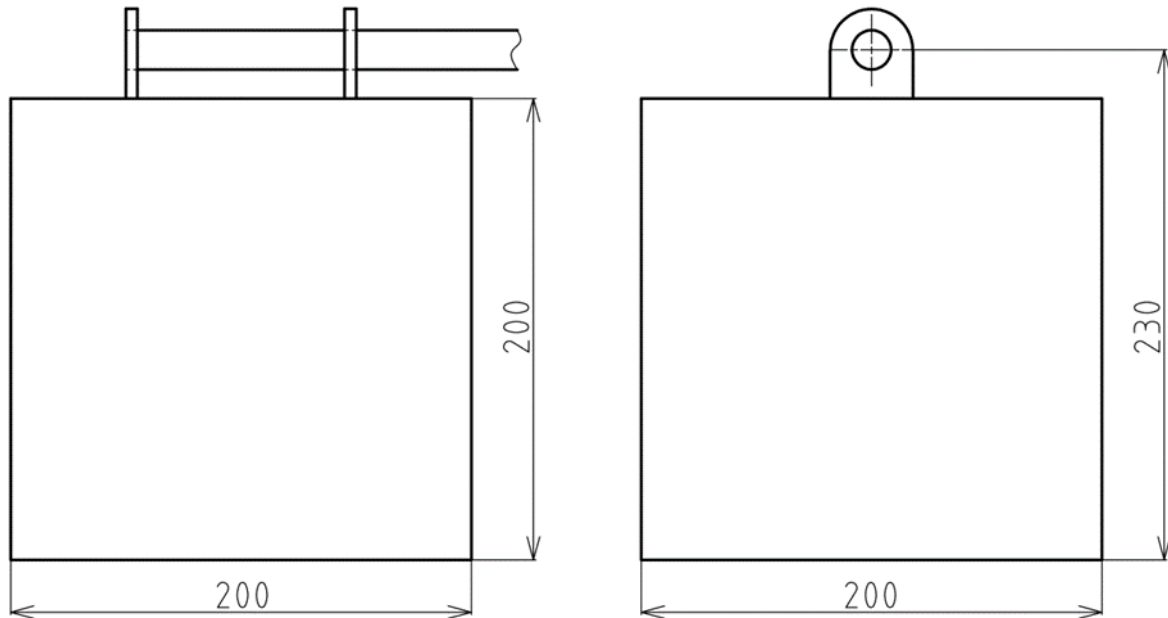


Obrázek 2.11 Spoj nosíku kabin s obručí v pevnostním modelu

2.1.3 KABINY

V dnešní době se otevřené kabiny používají pouze u malých mobilních kol o průměru do 30 m. Jedná se o kola poutřová. Většina kol větších výšek mají zpravidla kabiny uzavřené. Kola jsou provozována celoročně, a tak zvyšují komfort pasažérů před nepříznivými povětrnostními podmínkami a zároveň bezpečnost.

Uvažované kabiny pro čtyři pasažéry jsou uloženy na dvou ložiscích, které jsou spojeny s nosníkem gondol (Obrázek 2.12). Kabiny nebudou detailně zpracovány ani konstrukčně ani výpočtově. Budou pouze použity jejich hlavní parametry, tj. hmotnost, rozměry a uložení. Tíha kabiny je nahrazena silou v místě uložení a plocha kabiny vstupuje například do výpočtu síly od větru.



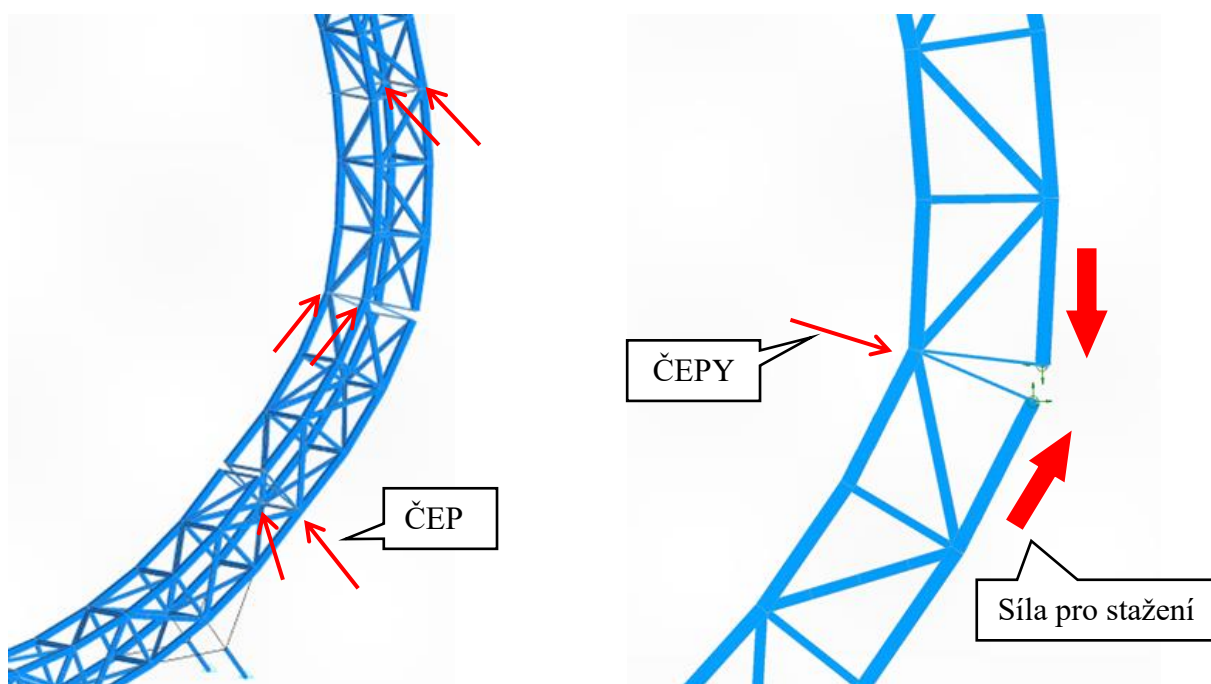
Obrázek 2.12 Kabiny

Hmotnost kabiny $m_k = 500 \text{ kg}$. Rozměry kabin použité pro výpočet lze považovat za maximální možné, použití kabin menších, případně s nižší hmotností, je na bezpečné straně.

2.1.4 STAVBA

První dva segmenty obruče budou umístěny do základny před umístěním příhradových nosníků na sloupy (kap. 2.2.2). Po uzavření základny bude začepován další segment, který se do požadované výšky zvedne technikou. Dále se bude postup opakovat až do chvíle, kdy přijde na řadu poslední segment.

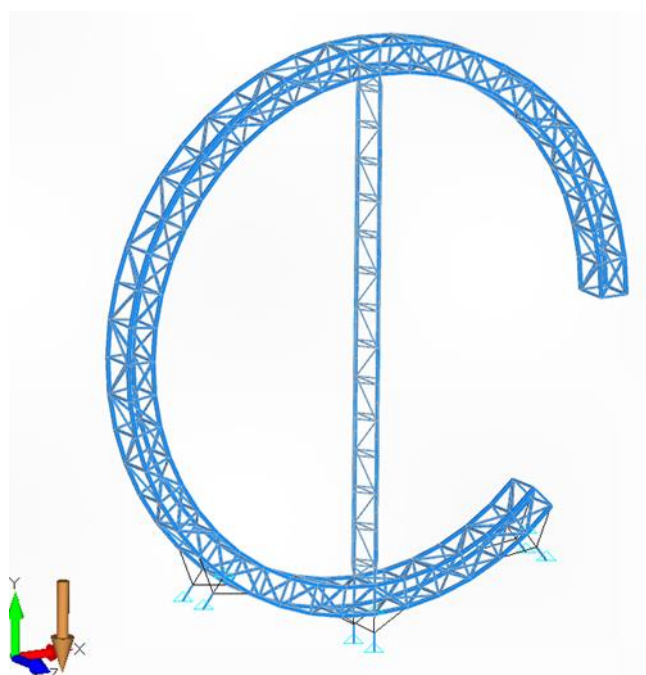
Segment, který bude umístěn jako poslední, není totožný s předchozími. Tento segment je rozdělen na dvě poloviny, které jsou spojeny dvěma čepy mezi vnitřními hlavními profily. Poté jsou konce děleného segmentu spojeny čepy mezi vnějšími hlavními profily k již stojící obruči. Poté je poslední segment stažen (Obrázek 2.13).



Obrázek 2.13 Stavba

Díky závěrečnému stažení budou na kolu vymezeny vůle všech čepů. Pokud by byla nutná síla pro stažení příliš velká, je možné využít gravitaci, stáhnout segment pouze dočasně a kolo pootočit spojem vzhůru. Segmenty do sebe zaklesnou. Poté obsluha vyšplhá po konstrukci vzhůru a segment začepuje.

Pokud by toto řešení nedostačovalo, je možné v horizontální poloze umístit do kola nosník (Obrázek 2.14), který po otočení do svislé polohy minimalizuje průhyb volného konce.



Obrázek 2.14 Podpora volného konce obruče během stavby

2.2 ZÁKLADNA

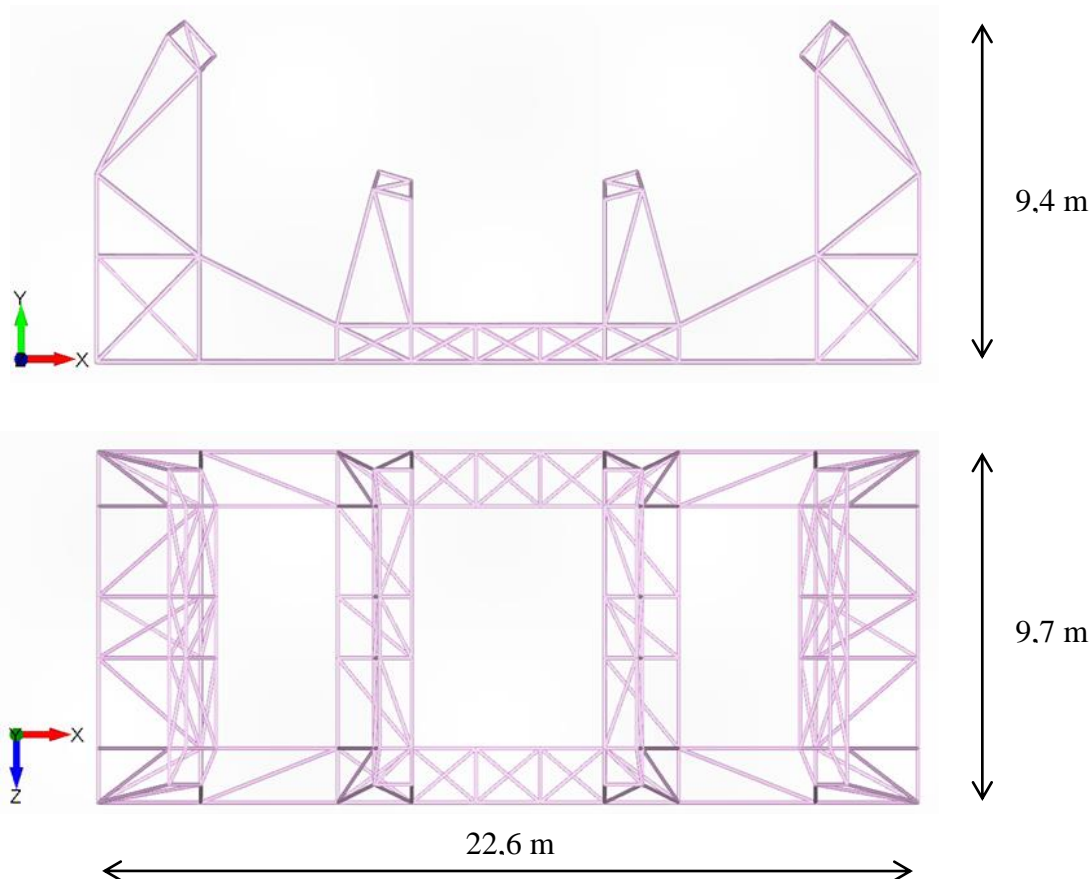
Základna není do detailu řešena z hlediska dimenzování profilů. Také není detailně řešeno uchycení odvalovacího mechanismu a pohonu. Řešení obruče z hlediska provozu, větru, stavby a životnosti má vyšší přidanou hodnotu pro návrh nové atrakce, která ještě nebyla uvedena na trh.

Konstrukce je navržena z několika celků, které jsou na sebe postupně skládány. Model základny je vytvořen pomocí ROD elementů. Ve skutečnosti by byla konstrukce tvořena profily a plechy, které by byly použity jako výplně stěn „kostek“. Při návrhu základny je nutné zohlednit tyto požadavky:

- stabilitu vyhlídkového kola
- jednoduchost stavby
- transport
- odvalovací mechanismus
- pohon obruče

2.2.1 GEOMETRIE

Geometrie základny vychází ze základních funkčních požadavků. Konstrukce je navržena minimalisticky tak, aby vynikla obruč. Rozměry podstavky konstrukce (Obrázek 2.15) jsou dány podmínkami pro stabilitu kola. Výška konstrukce je dána výškou kontaktu obruče s podpěrnými koly, která je rozhodující pro ohyb obruče. S rostoucí výškou uchycení obruče klesá ohybový moment na obruč (jednoduchý nosník).

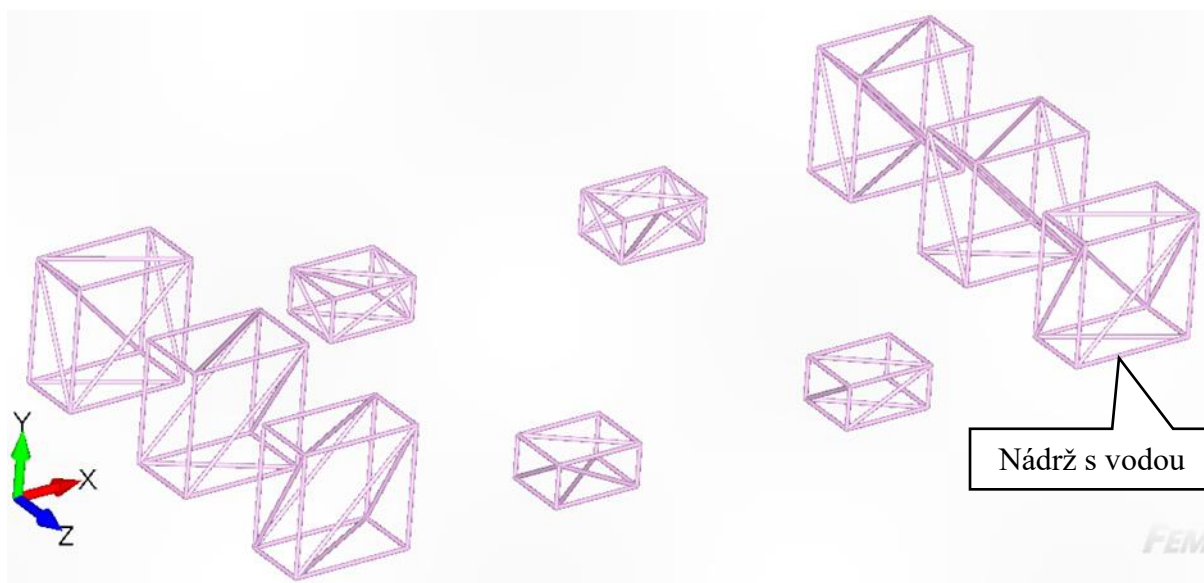


Obrázek 2.15 Základna

Kolo je podepřeno na čtyřech místech. V každé místě je umístěn odvalovací mechanismus. Podpory od sebe musí mít takovou vzdálenost, aby do sebe nezasahovaly oblasti vyššího napětí na vnějším nosném profilu, které jsou způsobeny přejezdem podpěrných kol.

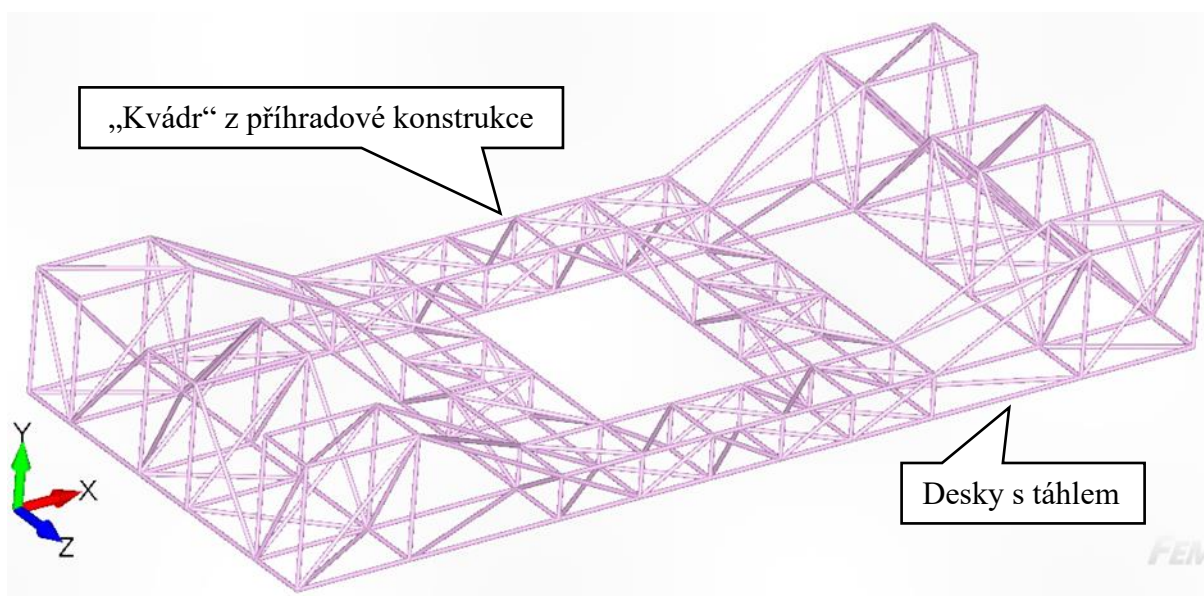
2.2.2 STAVBA

Stavba je zahájena umístěním základních „kostek“ v požadovaných rozestupech (Obrázek 2.16). V rozích konstrukce jsou umístěny nádrže napuštěné vodou, které zvyšují stabilitu vyhlídkového kola.



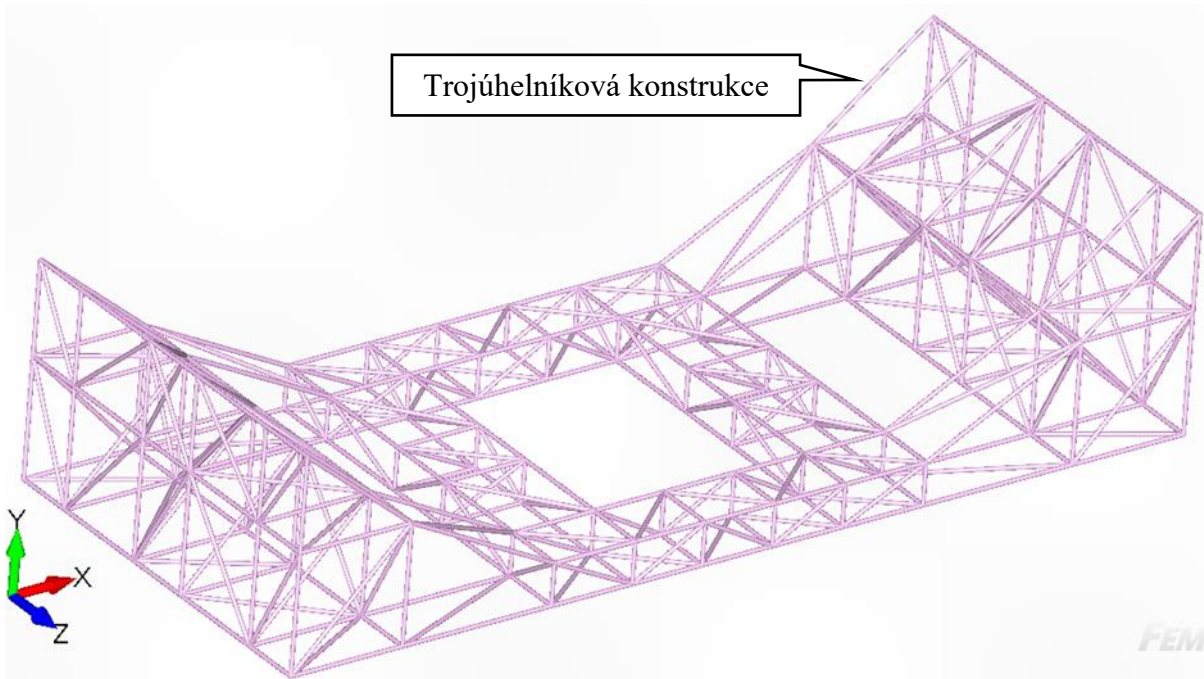
Obrázek 2.16 Stavba základny - 1. krok

Nízké „kostky“ uprostřed konstrukce jsou mezi sebou spojeny plochými kvádry z příhradové konstrukce, které jsou v jednom kuse (Obrázek 2.17). Mezi vysoké a nízké „kostky“ jsou umístěny desky, které jsou nahoře a dole zavětrované táhlem. Vysoké „kostky“ jsou spojeny stejným způsobem.



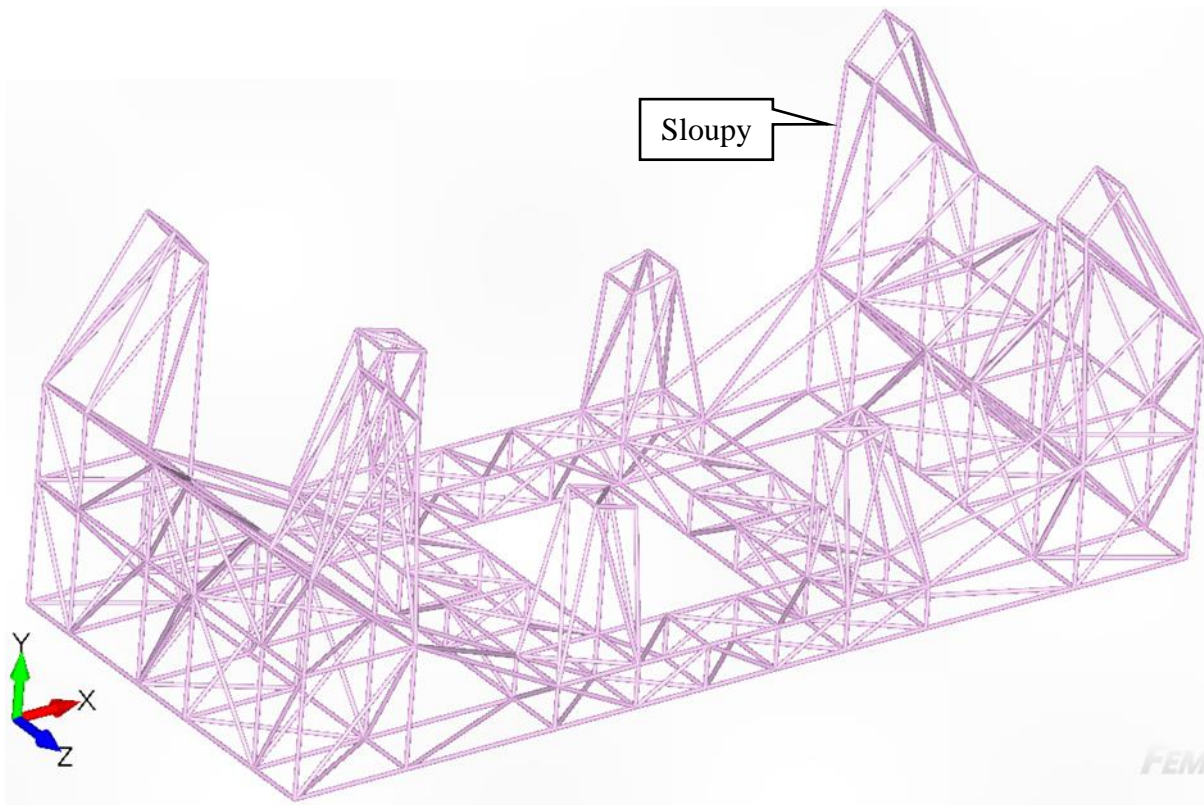
Obrázek 2.17 Stavba základny - 2. krok

Na vysoké „kostky“ je postavená konstrukce trojúhelníkového tvaru (Obrázek 1.18).



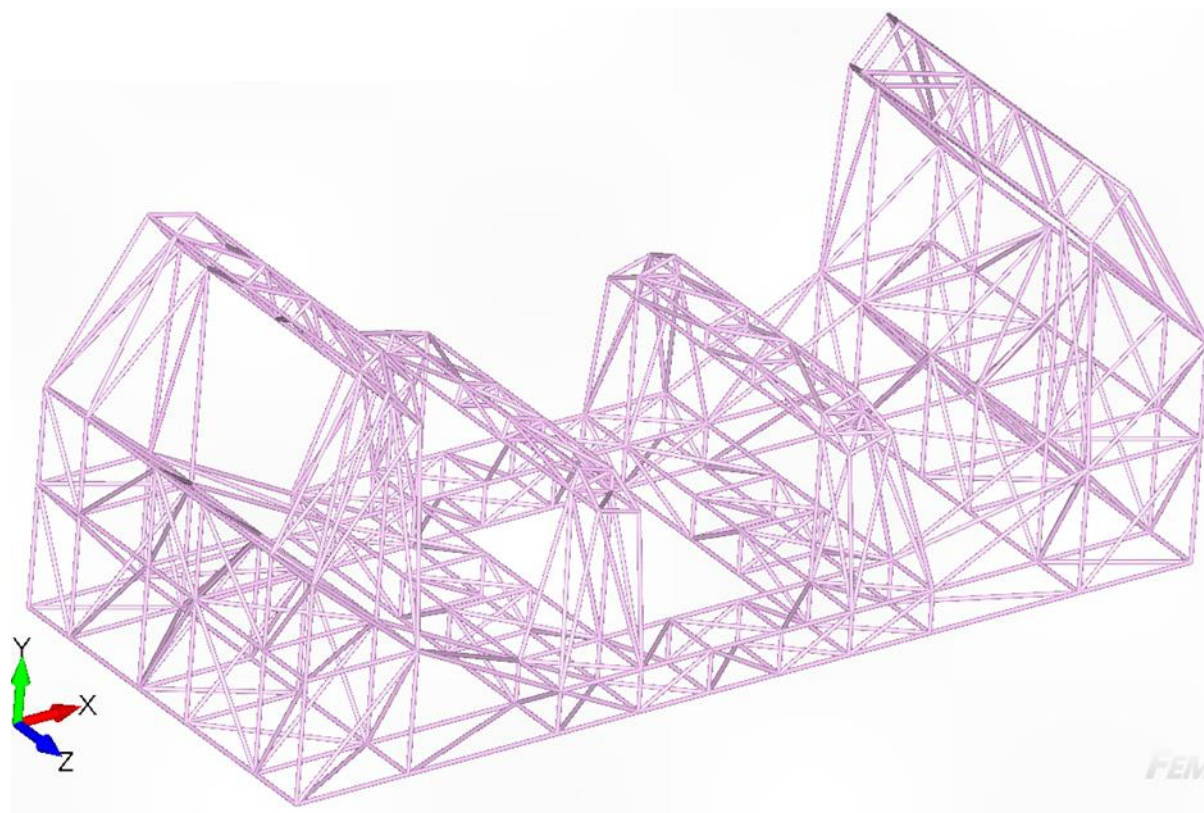
Obrázek 2.18 Stavba základny - 3. krok

Na rohové nádrže a prostřední nízké „kostky“ jsou umístěné sloupy (Obrázek 2.19). Poté jsou do základny uloženy první dva segmenty obruče.



Obrázek 2.19 Stavba základny - 4. krok

V posledním kroku (*Obrázek 2.20*) je obruč kola uzavřena nosníky z příhradové konstrukce mezi sloupy.



Obrázek 2.20 Kompletní základna

2.2.3 ODVALOVACÍ MECHANISMUS

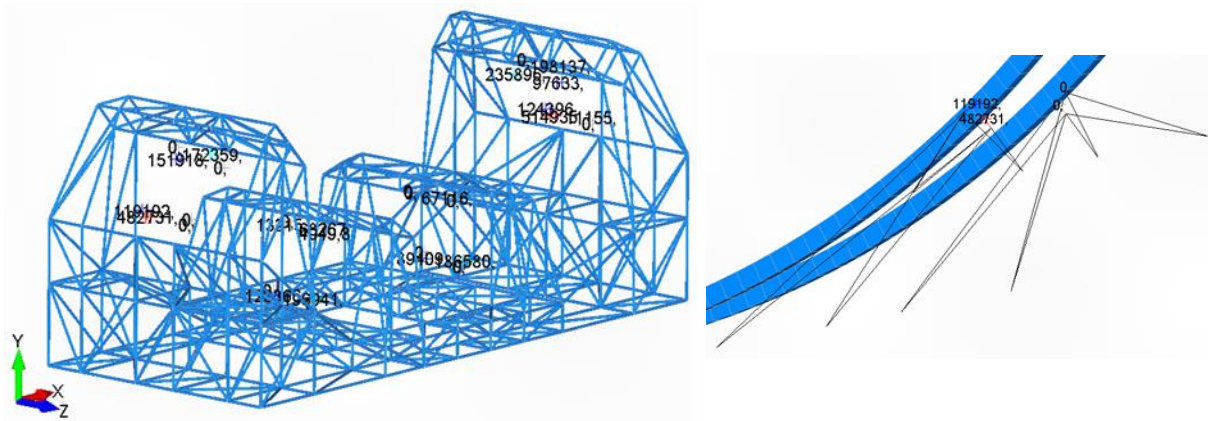
Podpora obruče je nutná nejenom směrem vzhůru (reakce na tíhu), ale i ze stran z důvodu účinků sil v radiálním směru kola vlivem větru. Kola umístěná **pod obručí budou nazývána koly nosnými**. **Boční kola a kola umístěná shora budou nazývána opěrná**, protože budou zatížena pouze proměnným zatížením, např. při zatížení větrem.

Ideálním řešením by bylo umístit v místě podpory vždy jedno kolo. To nelze provést, protože přenášené zatížení je velké. S velikostí přenášeného zatížení roste nejen průměr nosného, resp. opěrného kola, ale i jeho šířka. Šířka kol je limitována rozměry hlavních nosných profilů, po kterých se kola odvalují.

Příliš velký průměr nosných kol umístěných pod obručí by změnil výšku konstrukce obruče nad zemí. Pasažéři by museli nastupovat po dlouhých schodech. S rostoucím průměrem bočních kol roste i nutná délka nosníků gondol. Nosník gondol by musel mít větší průměr (větší kvadratický moment).

SILOVÝ ROZBOR

Pro volbu průměru a typu kol je nutné získat velikost přenášejíciho se zatížení z obruče na základnu (*Obrázek 2.21*). Pro určení přenášejícih se sil je dočasně provedeno spojení obruče a základny pomocí kontaktů (GAP elementů). Tyto elementy přenáší pouze tlakové zatížení, tudíž simulují chování kol. S obručí jsou kontakty spojeny přímo v místě hlavních profilů. K základně je kontakt připojen pomocí interpolačního elementu RBE3.



Obrázek 2.21 Spojení obruče se základnou pro odečtení zatížení

Výrobci kol často udávají hodnoty pro statické zatížení a pojezd. Budou uvažovány dva stavy (kap. 2.6).

- provoz – kolo se otáčí s pasažéry při základní rychlosti větru $15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
- mimo provoz bez kabin – kolo je zastaveno, kabiny odmontovány, základní rychlost větru $27 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Síly v podporách umístěných ve svislém směru (Tabulka 2.2) jsou rozděleny dle orientace – vzhůru/do středu kola (+Y) a dolů/od středu kola (-Y).

Tabulka 2.2 Síly v podporách – svislý směr

Směr	Stav	Kraj	Střed
		Síla [N]	Síla [N]
+Y	Provoz	514935	196941
	Mimo provoz	906040	466925
-Y	Provoz	198137	68267
	Mimo provoz	644722	217822

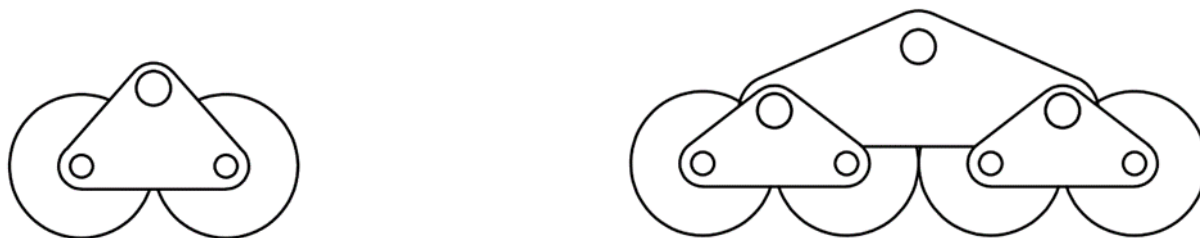
Hodnoty pro opěrná místa v horizontálním směru jsou rozděleny podle hlavního profilu na kterém jsou kola umístěna (Tabulka 2.3).

Tabulka 2.3 Síly v podporách – horizontální směr

Hlavní profil	Zatížení	Kraj	Střed
		Síla [N]	Síla [N]
Vnitřní	Provoz	235000	4050
	Zastavení	455698	39130
Vnější	Provoz	124396	196941
	Zastavení	228494	466925

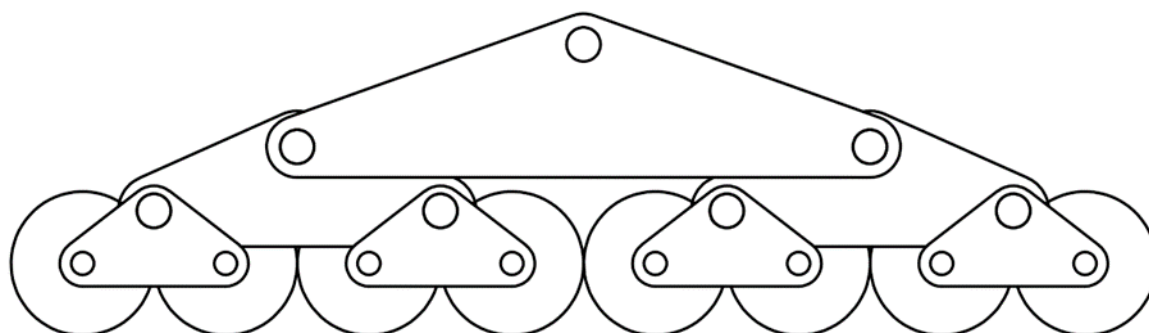
VAHADLOVÝ MECHANISMUS

Podpěrná kola se odvalují po kruhové trajektorii. Je nutné zajistit stejně velký tlak mezi obručí a každým kolem. Pro rozložení sil a dokonalé kopírování oblouku budou kola umístěna po dvojicích (Obrázek 2.22).



Obrázek 2.22 Vahadlový mechanismus – dvoukolový a čtyřkolový

Kola na čepech jsou umístěna mezi ocelové plechy. Středem plechů prochází nosný čep, který zajišťuje natáčení. V případě umístění čtyř kol budou dvě dvojice spojeny nosníkem, který bude uprostřed také opatřen čepem pro spojení se základnou. Z principu funkce není možné sestavit soukolí z šesti kol. Soukolí z osmi kol bude tvořeno obdobným způsobem – složením dvou soukolí se čtyřmi koly (Obrázek 2.23).



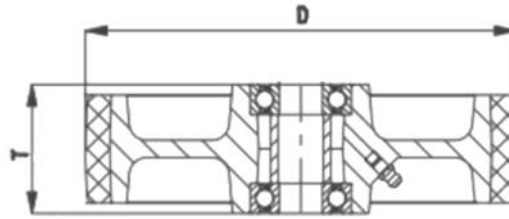
Obrázek 2.23 Vahadlový mechanismus – osmikolový

KOLA

Volba je provedena nejen na základě únosnosti kola. Z důvodu velkého zatížení a nutnosti užití podpěrných kol velkých rozměrů, bude zatížení v místě jednoho podpěrného místa rozděleno na více kol. Počet kol musí být dva, čtyři nebo osm pro umožnění fungování kinematiky vahadlového mechanismu kol.

Důležitými parametry jsou materiál, uložení i cena. Pokud by bylo použito ocelové (litinové) kolo, docházelo by při odvalování po obruči k výraznému zvukovému projevu. Při použití standartních kol bez nutnosti výroby „na míru“ bude ušetřeno nemalých nákladů.

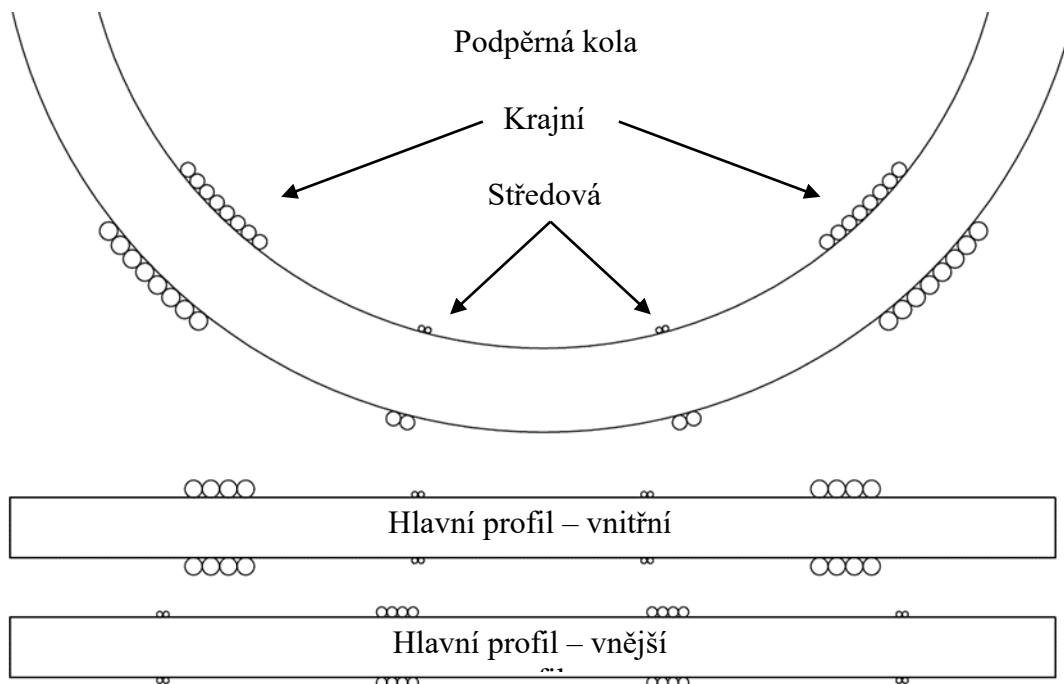
Pro odvalovací mechanismus jsou nejlepší volbou kola pro vysoké zatížení série GB firmy Blicke [18]. Litinový disk kola je opatřen polyuretanovým běhounem Blicke Besthanes s vysokou tvrdostí. Uložení je provedeno dvojicí kuličkových ložisek, která jsou součástí kola (Obrázek 2.24). Jejich únosnost je definována dle výrobce. Běhoun má velice malý valivý odpor, vysokou otěruvzdornost a velmi dobrou chemickou přilnavost k disku kola. Kolo je již z výroby opatřeno maznicí pro hladký chod.



Obrázek 2.24 Kolo v řezu [18]

V produktovém katalogu [18] jsou pro každý průměr kola dány nosnosti pro statické zatížení a pro zatížení při rychlosti do $4 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$. Rychlost je nižší než předpokládaná maximální obvodová rychlost při otáčení. Šířka kol musí být stejná nebo menší než rozměr profilu, po kterém se budou kola odvalovat. Pokud by tomu tak nebylo, nebylo by možné u kol uvažovat předepsané maximální zatížení.

Kola (Obrázek 2.25) jsou rozdělena dle směru – vertikální (kola podpěrná) nebo horizontální (kola opěrná). Následné rozdělení je provedeno dle umístění na základně (na kraji nebo ve středu) a posléze v jakém směru, resp. na kterém profilu kola ke konstrukci přilnou.



Obrázek 2.25 Umístění kol

Parametry použitých kol i jejich počet pro vahadlový mechanismus je uveden v *Tabulka 2.4*.

Tabulka 2.4 Použitá kola

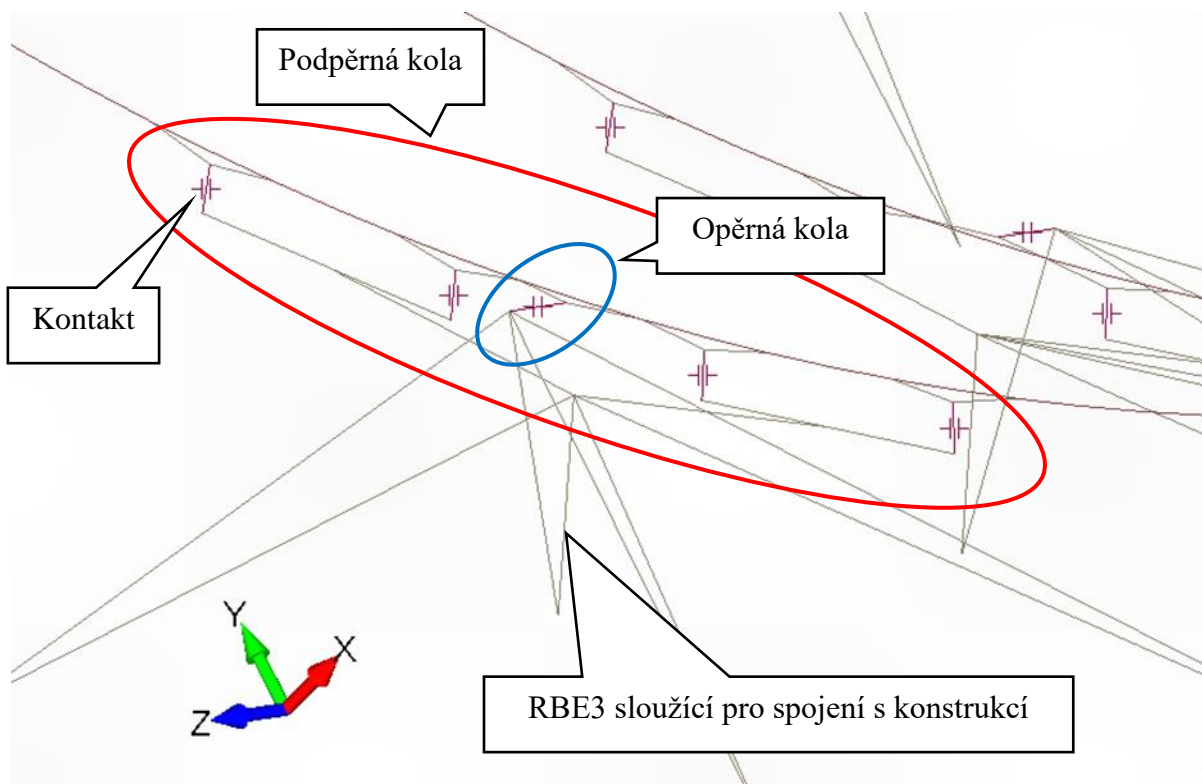
Typ kol	Poloha		Označení	Pojezd. nos.	Stat. nos.	D	T	Počet
				[N]	[N]	[mm]	[mm]	[ks]
Podpěrná	Kraj	+Y	GB 506/80K	10 000	25 000	500	200	8
		-Y	GB 306/50K	3 700	9 250	300	140	8
	Střed	+Y	GB 506/80K	10 000	25 000	500	200	2
		-Y	GB 408/50K	5 700	14 250	400	150	2

Opěrná	Kraj	Vnitřní	GB 506/80K	10 000	25 000	500	200	4
		Vnější	GB 254/40K	3 150	7 875	250	130	2
	Střed	Vnitřní	GB 254/40K	3 150	7 875	250	130	2
		Vnější	GB 254/40K	3 150	7 875	250	130	2

NÁHRADA VAHADLOVÉHO MECHANISMU

Po zjištění rozměrů a počtu kol je možné provést náhradu vahadlového mechanismu s koly ve výpočetním modelu v programu FEMAP. Samotná kola jsou po dvojici nahrazena pomocí kontaktů (GAP elementů).

Tyto elementy přenášejí pouze tlakové zatížení – stejně jako kola. Vahadlový mechanismus je vytvořen pomocí RBE3 elementů. Natáčení mechanismu je provedeno uvolněním příslušné rotace RBE3 elementu (Obrázek 2.26). Obdobně je náhrada provedena pro všechna podpěrná i opěrná kola.



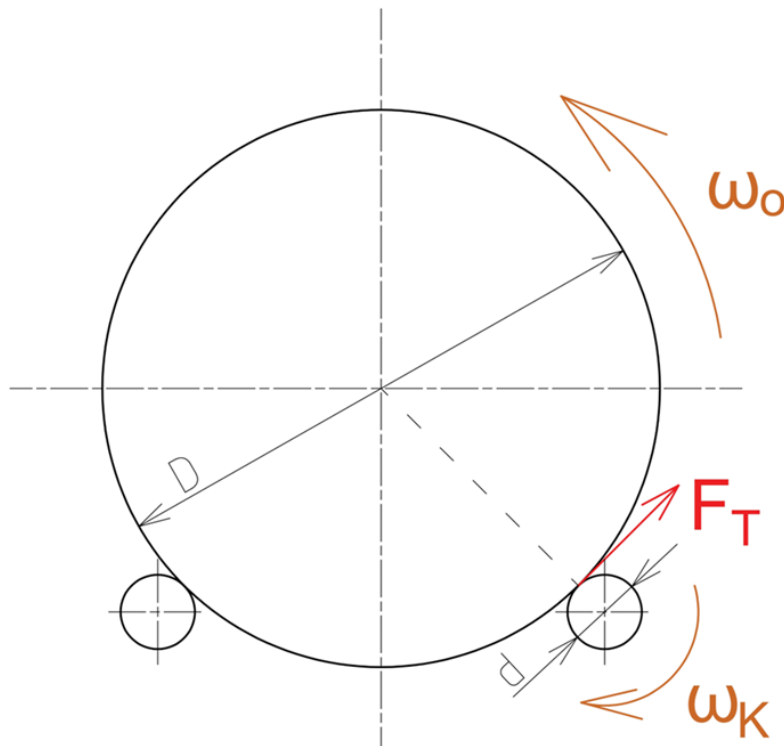
Obrázek 2.26 Náhrada vahadlového mechanismu v pevnostním modelu

2.2.4 POHON

Bezpapřkové ruské kolo je poháněno automobilovými pneumatikami stejně, jako ruské kolo běžné koncepce s nábojem. Pro výběr pohonu je nutné určit potřebný točivý moment a počet otáček za minutu. Navrhnutý motor s převodovkou musí splnit tyto dva požadavky:

- rozběh plně obsazeného kola
- překonání kroutícího momentu od nerovnoměrného obsazení $Q_{ST3/4SYM}$

Čtyři automobilová kola jsou přitisknuta pružinou ze spodu na hlavní nosné profily. Na každé straně jsou umístěna dvě kola s vnějším průměrem $d = 520$ mm (Obrázek 2.27). Vnější průměr obruče $D = 30$ m.



Obrázek 2.27 Schéma pohonu

ROZBĚH PLNĚ OBSAZENÉHO KOLA

Obruč se otáčí rychlostí půl otáčky za minutu ($\omega_0 = 0,053 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$). Čas rozběhu/brždění kola na požadovanou rychlost ($\Delta t = 5$ s). Výpočet vychází z momentové rovnice:

$$M_{kRO} = I \cdot \varepsilon, \quad (6)$$

kde M_{kRO} je točivý moment pro rozběh kola, I je moment setrvačnosti obruče a ε úhlové zrychlení. Rozepíšeme ji do tvaru:

$$M_{kRO} = I \cdot \frac{\omega_0}{\Delta t}, \quad (7)$$

kde r je poloměr kola, I je moment setrvačnosti obruče a Δt je čas rozběhu/brždění kola na požadovanou rychlost ($\Delta t = 5$ s). Moment setrvačnosti vypočítáme:

$$I = I_O + I_{K+P}, \quad (8)$$

kde I_O je moment setrvačnosti konstrukce obruče (ke středu obruče), vypočtený programem FEMAP ($I_O = 5,45786 \cdot 10^9 \text{ t} \cdot \text{mm}^2$). Moment setrvačnosti kabin s pasažéry I_{K+P} (ke středu obruče) vypočteme:

$$I_{K+P} = N \cdot \frac{m + \frac{Q_{PS}}{g}}{1000} \cdot r^2, \quad (9)$$

kde N je počet kabin, m je hmotnost kabiny, Q_{PS} je tíha pasažérů, g je tíhové zrychlení a r je vzdálenost těžiště kabin od středu. Po dosazení do rovnice (16) a následně (17) získáme:

$$I = 5,46 \cdot 10^9 + 24 \cdot \frac{500 + \frac{3600}{10}}{1000} \cdot 12842^2 = 8,86 \cdot 10^9 \text{ t} \cdot \text{mm}^2 \quad (10)$$

Určení točivého momentu vnější obruče pro zrychlení kola na danou úhlovou rychlost provedeme vyjádřením vztahu (15) a dosazením hodnot:

$$M_{kRO} = I \cdot \frac{\omega_O}{\Delta t} = \frac{9,86 \cdot 10^9}{1000} \cdot \frac{0,053}{5} = 93\,916 \text{ N} \cdot \text{m}. \quad (11)$$

Rychlost otáčení kol je:

$$\omega_K = \frac{\omega_O \cdot D}{d} = \frac{0,053 \cdot 30}{0,52} = 3,1 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}, \quad (12)$$

kde $D = 30$ m je vnější průměr obruče a d je průměr hnacího kola.

Točivý moment připadající na jedno hnací kolo je:

$$M_{kRK} = \frac{M_{kRO} \cdot \omega_O}{4 \cdot \omega_K} = \frac{93\,916 \cdot 0,053}{4 \cdot 3,1} = 402 \text{ N} \cdot \text{m}. \quad (13)$$

Výkon potřebný na jedno hnací kolo pro rozběh je:

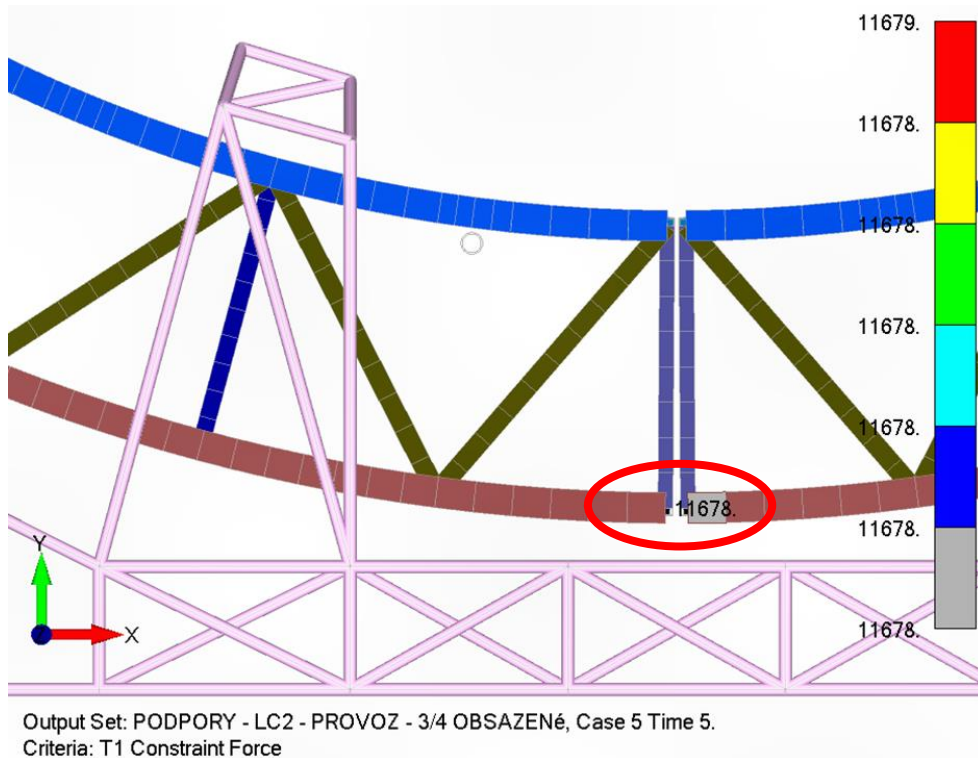
$$P_{RK} = M_{kRK} \cdot \omega_K = 402 \cdot 3,1 = 1246 \text{ W}. \quad (14)$$

Otáčky hnacího kola za minutu vypočteme jako:

$$n = \frac{60 \cdot \omega_K}{2 \cdot \pi} = \frac{60 \cdot 3,1}{2 \cdot \pi} = 29,2 \text{ min}^{-1}. \quad (15)$$

KROUTÍCÍ MOMENT OD NEROVNOMĚRNÉHO OBSAZENÍ

Moment je vypočten ze síly (Obrázek 2.28) v okrajové podmínce (kap. 2.4) zamezující rotaci kola pro zátěžný stav C) Obsazení 3/4 – symetrické (kap. 2.6).



Obrázek 2.28 Reakce vůči otáčení obruče

Kroutící moment od nesymetrie M_{kNO} je vypočten jako:

$$M_{kNO} = F_{T1} \cdot \frac{D}{2} = 11678 \cdot \frac{30}{2} = 175\,170 \text{ N} \cdot \text{m}, \quad (16)$$

Točivý moment M_{kNK} pro překonání nesymetrie připadající na jedno hnací kolo je:

$$M_{kNK} = \frac{M_{kNO} \cdot \omega_O}{4 \cdot \omega_K} = \frac{175\,170 \cdot 0,053}{4 \cdot 3,1} = 748 \text{ N} \cdot \text{m}. \quad (17)$$

Výkon potřebný na jedno hnací kolo pro překonání nesymetrie je:

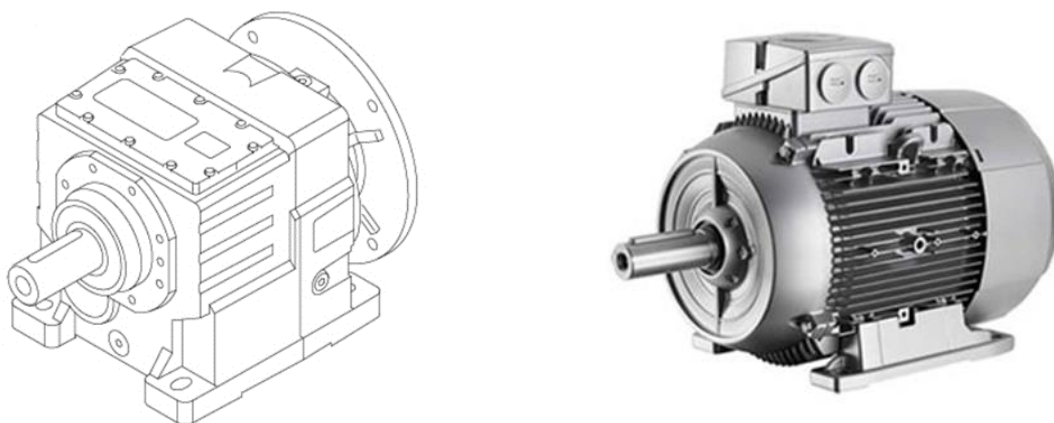
$$P_{NK} = M_{kNK} \cdot \omega_K = 748 \cdot 3,1 = 2319 \text{ W}. \quad (18)$$

VOLBA POHONU

Konzervativně je možné určit celkový minimální točivý moment jako součet točivého momentu nutného k roztočení plně obsazeného vyhlídkového kola a točivého momentu, který je nutný k překonání nerovnoměrného obsazení. Výpočet je proveden pro jedno hnací kolo jako:

$$P = P_{RK} + P_{NK} = 1246 + 2319 = 3565 \text{ W}. \quad (19)$$

Na základě výpočtu je zvolen třífázový motor elektromotor Siemens a čelní převodovka ITH142 (Obrázek 2.29).



Obrázek 2.29 Zvolená převodovka [20] a elektromotor [21]

Převodovka s čelním ozubením *ITH142*[20] má tyto parametry:

- převodový poměr: 1:47,35
- výstupní otáčky převodovky: 30 ot. /min

Elektromotor *Siemens 1LE1003-1BB2* [21] má tyto parametry:

- napětí: 400 V
- výkon: 4 kW
- otáčky motoru: 1460 ot. /min

2.3 MATERIÁL

Norma *ČSN EN 13814-1-1* pro zábavní zařízení požaduje minimální hodnotu horní meze kluzu $Re_H = 235 \text{ MPa}$ a meze pevnosti $R_m = 350 \text{ MPa}$. Dle normy *ČSN EN 1993-1-1*, kap. 3.2.6 [2] je modul pružnosti v tahu oceli $E = 210\,000 \text{ MPa}$ a Poissonovo číslo $\mu = 0,3$.

Zvoleným materiálem celé konstrukce je konstrukční svařitelná ocel **S355J2**. Početní hodnota meze pevnosti $f_u = 510 \text{ MPa}$ a meze kluzu $f_y = 355 \text{ MPa}$ je pro tuto ocel uvedena normě (*ČSN EN 1993-1-1*, tab. 3.1) (Obrázek 2.30).

Norma a pevnostní třída oceli	Jmenovitá tloušťka prvku t (mm)			
	$t \leq 40 \text{ mm}$		$40 \text{ mm} < t \leq 80 \text{ mm}$	
	f_y (N/mm ²)	f_u (N/mm ²)	f_y (N/mm ²)	f_u (N/mm ²)
EN 10025-2				
S 235	235	360	215	360
S 275	275	430	255	410
S 355	355	510	335	470
S 450	440	550	410	550

Obrázek 2.30 *ČSN EN 1993-1-1*, tab. 3.1[2]

V programu FEMAP (Obrázek 2.31) je vytvořen materiál a zadány vlastnosti oceli – modul pružnosti oceli v tahu, Poissonovo číslo a měrná hmotnost.

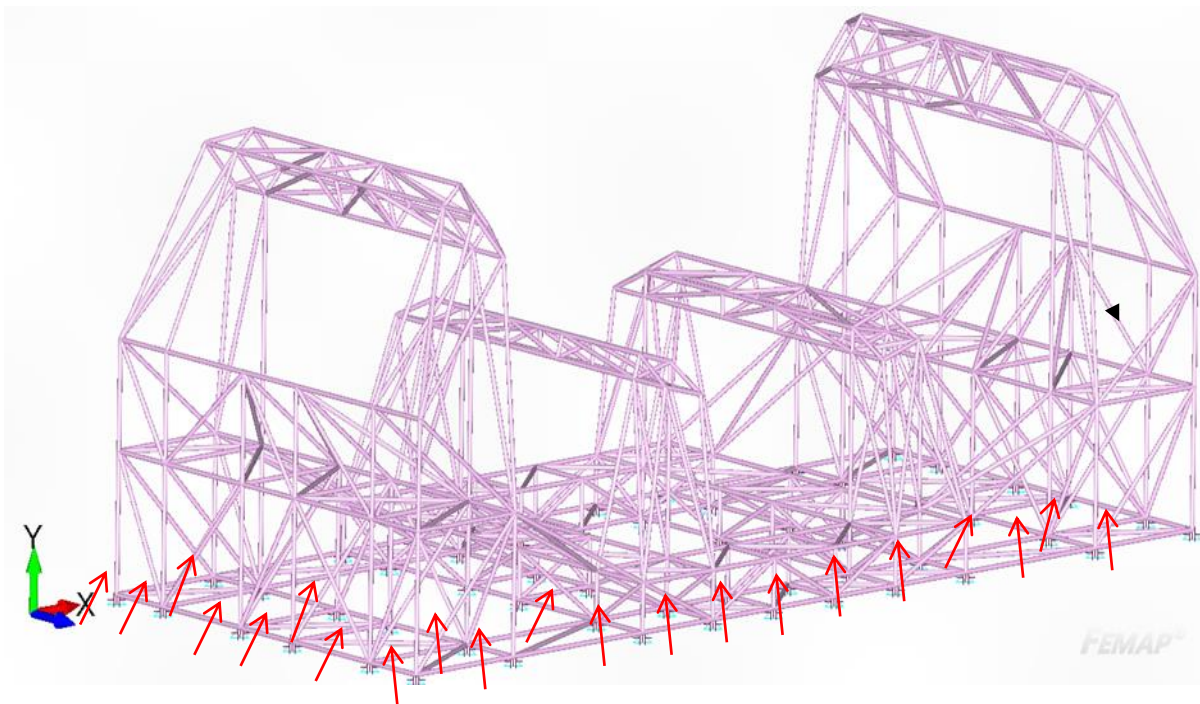
Stiffness		Limit Stress	
Youngs Modulus, E	<input type="text" value="210000,"/>	Tension	<input type="text" value="0,"/>
Shear Modulus, G	<input type="text" value="0,"/>	Compression	<input type="text" value="0,"/>
Poisson's Ratio, nu	<input type="text" value="0,3"/>	Shear	<input type="text" value="0,"/>
Thermal		Mass Density	
Expansion Coeff, a	<input type="text" value="0,"/>	Mass Density	<input type="text" value="7,85E-9"/>
Conductivity, k	<input type="text" value="0,"/>	Damping, 2C/Co	<input type="text" value="0,"/>
Specific Heat, Cp	<input type="text" value="0,"/>	Reference Temp	<input type="text" value="0,"/>
Heat Generation Factor	<input type="text" value="0,"/>		

Obrázek 2.31 Zadané vlastnosti materiálu FEMAP

Modul pružnosti ve smyku zadán není, je dopočítán z uvedených hodnot softwarem. Měrná hmotnost je $\rho = 7850 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$. Je nutné ji zadávat v jednotce $[\text{t}\cdot\text{mm}^{-3}]$, tj. $\rho = 7,85\cdot 10^{-9} \text{ t}\cdot\text{mm}^{-3}$.

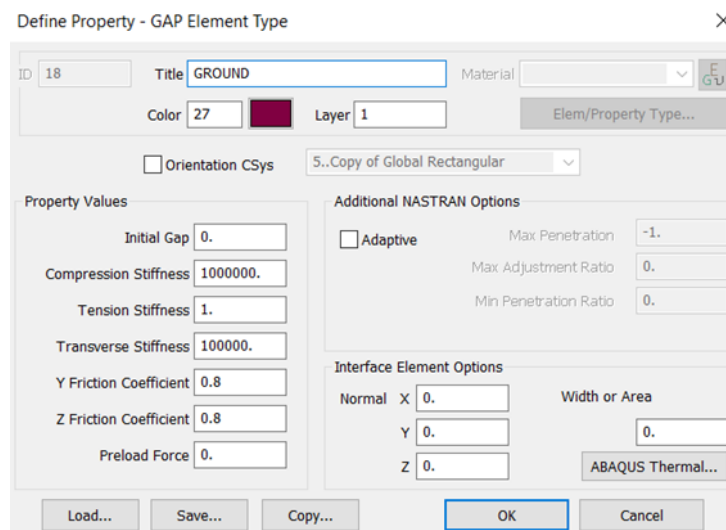
2.4 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Zábavní zařízení je nejčastěji navrhováno bez nutnosti pevného spojení se zemí. Jinak tomu není u tohoto ruského kola. Celá základna je proto umístěna na kontaktech – GAP elementech, které fungují pouze v tlaku. Kontakt je umístěn pod každým styčником konstrukce umístěným na podkladu (Obrázek 2.32).



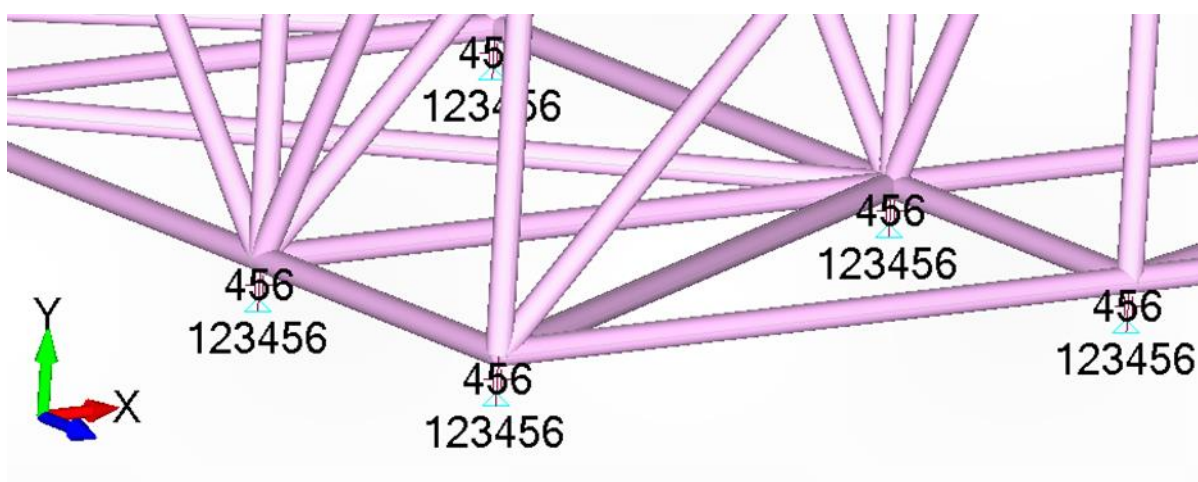
Obrázek 2.32 Okrajové podmínky – základna

Pro správnou funkci je nastavena elementu GAP tuhost a koeficient tření (Obrázek 2.33).



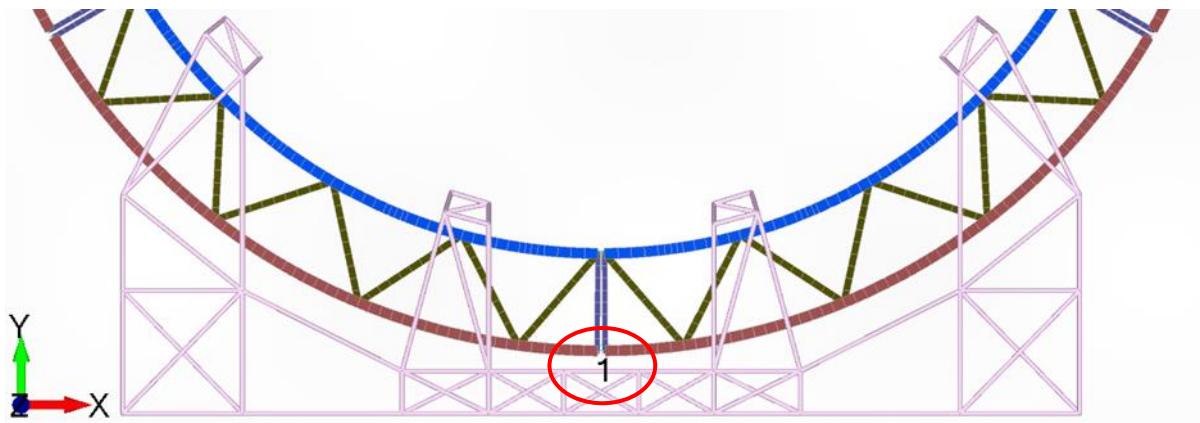
Obrázek 2.33 Definice GAP v programu FEMAP

Konstrukce z ROD elementů nepřenáší rotace, proto pro správnou funkci musí být v místě spojení kontaktu (GAP) a konstrukce všem rotacím zabráněno pomocí okrajových podmínek (---456) (Obrázek 2.34). Na druhém konci kontaktu (GAP) je odebráno všech šest stupňů volnosti (123456).



Obrázek 2.34 Okrajové podmínky – základna – detail

Dále je nutné zabránit rotaci kola. To je provedeno zamezením posuvu v ose X v nejspodnějším bodě kruhu (Obrázek 2.35).



Obrázek 2.35 Okrajová podmínka – obruč

2.5 ZATÍŽENÍ

Na vytvořený výpočtový model je nutné aplikovat vnější zatížení. Zatížení je určeno v souladu s požadavky normy pro zábavní techniku: *Bezpečnost zábavních jízd a zábavních zařízení: ČSN EN 13814-1* [7]. Tato norma definuje zatížení stálé od vlastní hmoty a proměnné užité zatížení. Proměnné zatížení od větru je odkázáno na *ČSN EN 1991-1-4* [6]. Zatížení od sněhu je v tomto případě zanedbatelné, viz kap. 2.3.5. Seismické zatížení není v případě zábavní techniky požadováno.

Stálá zatížení jsou taková, která se během provozu konstrukce nemění – například tíha kabin. Proměnné zatížení je takové zatížení, které není po období provozu konstantní. Norma nerozlišuje dobu působení na konstrukci – nárazový vítr v rámci minut nebo sníh ležící na konstrukci několik dní.

Stálá zatížení konstrukce jsou:

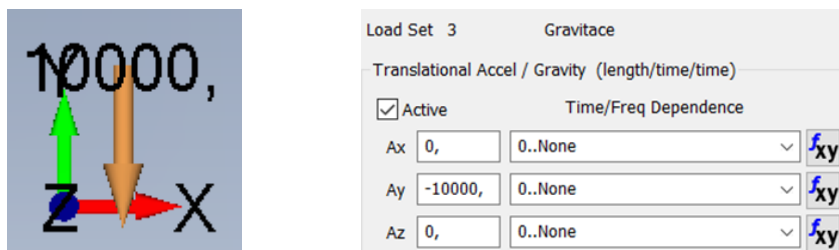
- Vlastní tíha
- Tíha kabin
- Pasažéri

Proměnná zatížení konstrukce jsou:

- Vítr
- Sníh
- Zatížení od rozběhu / brždění
- Odstředivá síla

2.5.1 VLASTNÍ TÍHA

Hmotnost jednotlivých profilů, resp. tíha je dopočítána programem FEMAP na základě plochy průřezu, délky, hustoty a tíhového zrychlení. Pro tíhové zrychlení bude použita konzervativní hodnota $g = 10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$. Rozměry výpočtového modelu jsou definovány v $[\text{mm}]$. Zadání v programu FEMAP je v $\text{mm}\cdot\text{s}^{-2}$ (Obrázek 2.36). Orientace zatížení je v záporné ose Y .

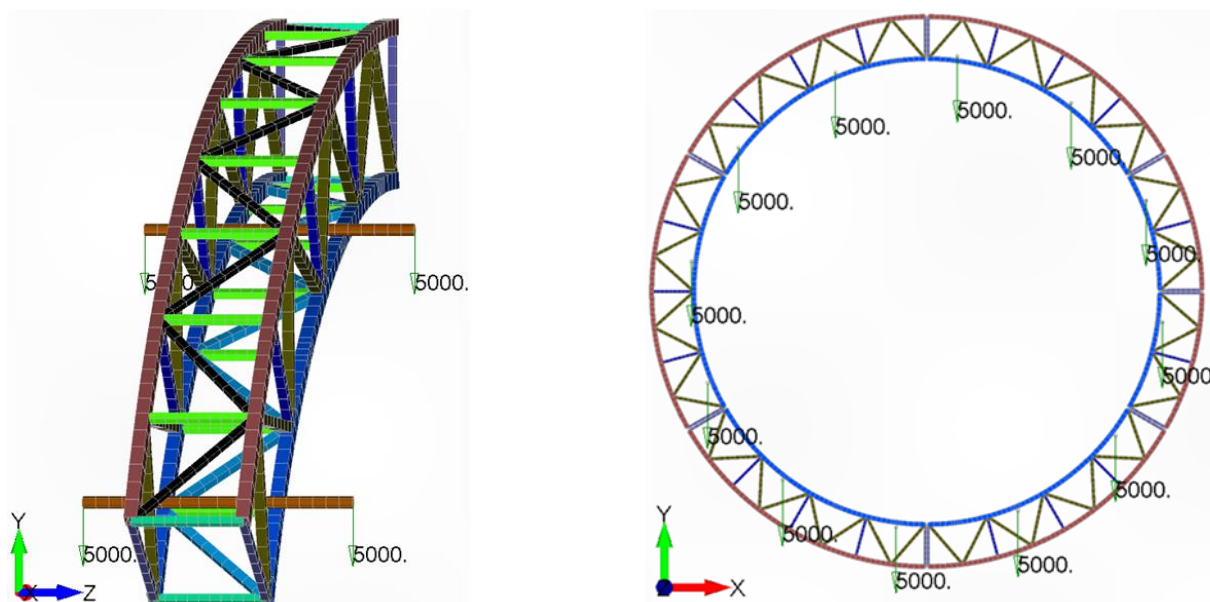


Obrázek 2.36 Definice vlastní tíhy v programu FEMAP

Do modelu nebude zahrnuta hmotnost spojovacích součástí – čepů a kol odvalovacího mechanismu, neboť je toto zatížení v porovnání s celou konstrukcí kola zanedbatelné.

2.5.2 KABINY

Kabiny pro čtyři pasažéry budou namontovány po sestavení kola ze segmentů. Tíha kabin bude do modelu aplikována silou v místě spojení kabiny s nosníkem gondol (Obrázek 2.37).



Obrázek 2.37 Tíha kabin v pevnostním modelu

Z toho plyne zařazení tohoto zatížení do kategorie stálých zatížení (ČSN EN 13814–1, kap. 4.3.2 *Permanent actions* [7]). Protože se jedná o stálé zatížení stejně jako u vlastní tíhy (kap. 2.5.1). Tíha kabiny je vypočtena:

$$G_k = m_k \cdot g = 500 \cdot 10 = 5000 \text{ N}, \quad (20)$$

kde m_k je hmotnost kabiny a g je tíhové zrychlení.

2.5.3 PASAŽÉŘI

Tíha pasažéra je dána normou ČSN EN 13814 – 1, kap. 4. 3. 3. 1. 2. 1. [7], kde je popsáno zatížení od dospělé osoby i dětí do 10 let. Protože není atrakce určena pouze pro děti, nebudou děti uvažovány. Hodnoty zatížení od pasažéra staršího deseti let lze shrnout v tabulce. Navrhnuté kabiny jsou pro čtyři osoby.

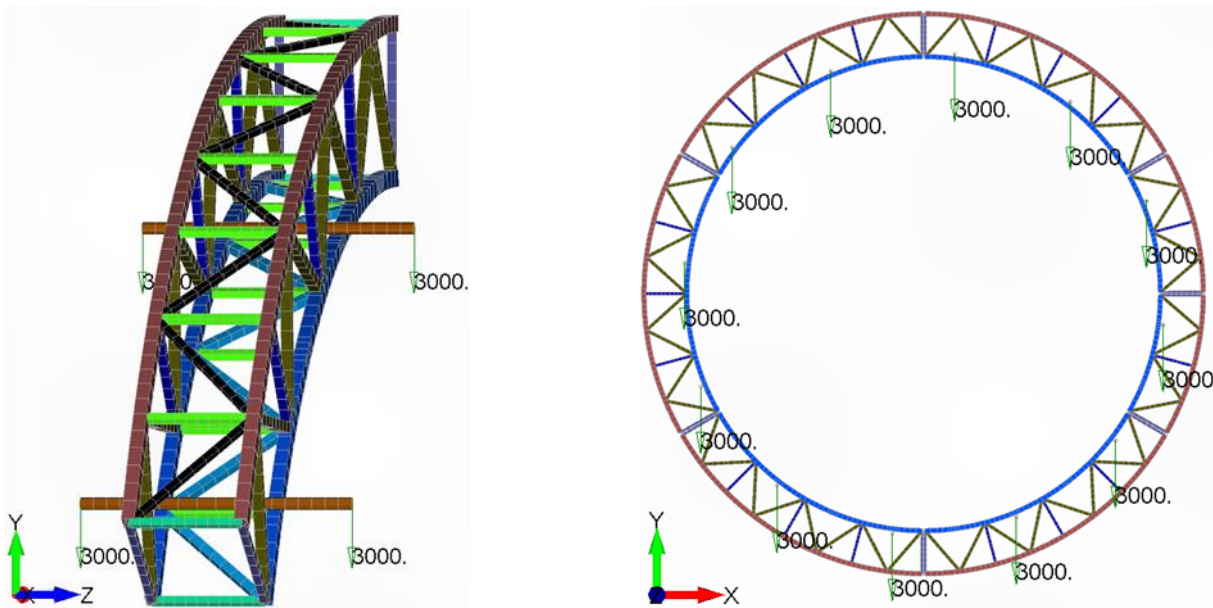
$Q_P = 0,75 \text{ kN}$	Výpočet statické pevnosti pro více než 4 osoby
$Q_P = 1,35 \text{ kN} - ((n - 1) \cdot 0,15 \text{ kN})$	Výpočet statické pevnosti pro $n = 1$ až 4 osoby
$Q_{PU} = 0,75 \text{ kN}$	Pro všechny únavové výpočty

Q_{PU} – ÚNAVOVÁ ŽIVOSTNOST

Pro výpočet únavové životnosti bude zatížení pasažéry určeno jako:

$$Q_{PU} = 0,75 \text{ kN} \cdot n = 0,75 \cdot 4 = 3 \text{ kN}, \quad (21)$$

kde n je počet pasažérů. Síly jsou aplikovány na nosníky gondol (Obrázek 2.38).



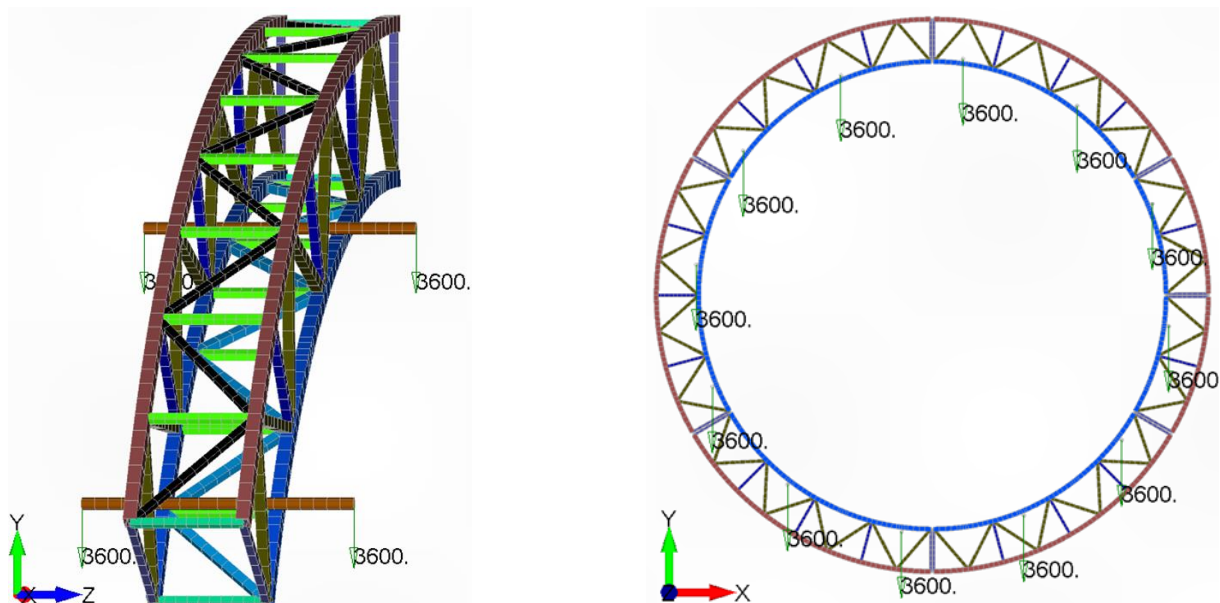
Obrázek 2.38 Tíha pasažérů při plném obsazení – únavová životnost

$Q_{P1/1}$ – OBSAZENÍ 1/1

Pro statickou pevnost je vypočtena tíha pasažérů v jedné kabině:

$$Q_{P1/1} = 1,35 \text{ kN} - ((n - 1) \cdot 0,15 \text{ kN}) \cdot n = 1,35 - (4 - 1) \cdot 0,15 \cdot 4 = 3,6 \text{ kN}, \quad (22)$$

kde n je počet pasažérů. Síly jsou aplikovány na nosníky gondol, obsazeno je celé kolo (Obrázek 2.39).



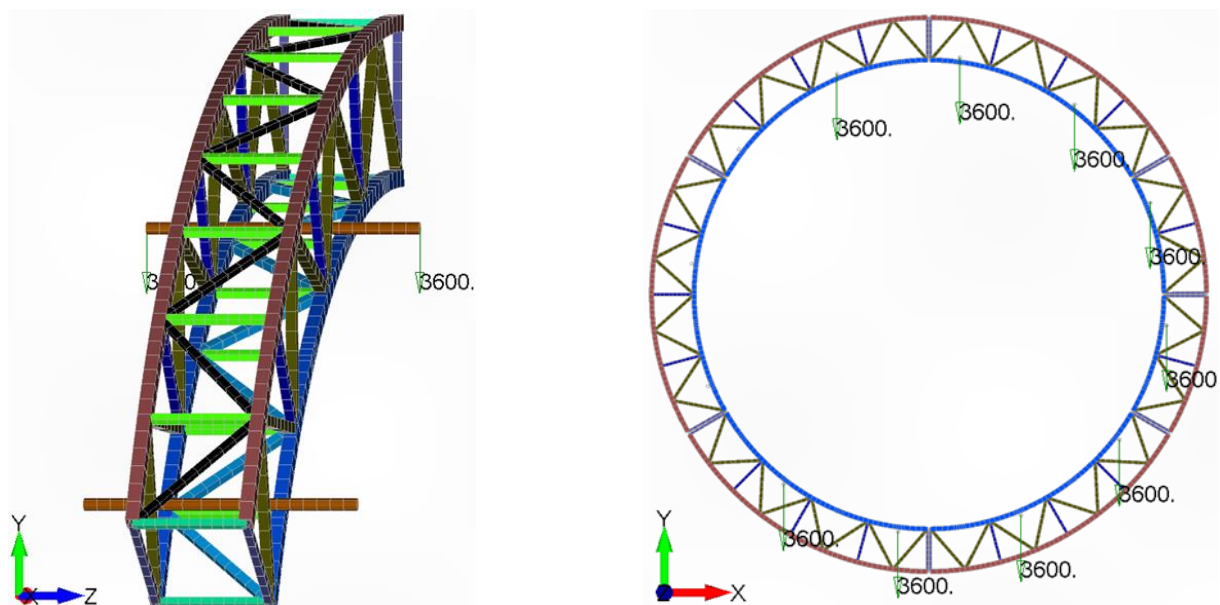
Obrázek 2.39 Tíha pasažérů při plném obsazení

 $Q_{P3/4S}$ – SYMETRICKÉ OBSAZENÍ 3/4

Pro statickou pevnost je vypočtena tíha pasažérů v jedné kabině:

$$Q_{P3/4S} = 1,35 \text{ kN} - ((n - 1) \cdot 0,15 \text{ kN} \cdot n = 1,35 - (4 - 1) \cdot 0,15 \cdot 4 = 3,6 \text{ kN}, \quad (23)$$

kde n je počet pasažérů. Síly jsou aplikovány na 3/4 nosníků gondol tak, aby vznikla nesymetrie (Obrázek 2.40).



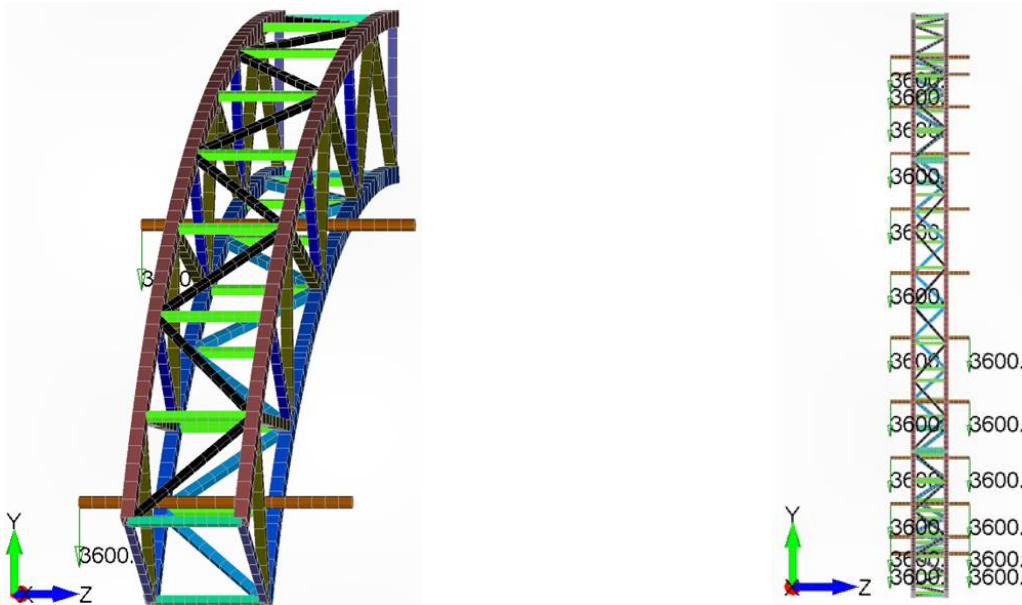
Obrázek 2.40 Tíha pasažérů – symetrické obsazení 3/4

Q_{P3/4N} – NESYMETRICKÉ OBSAZENÍ 3/4

Pro statickou pevnost je vypočtena tíha pasažérů v jedné kabině:

$$Q_{P3/4N} = 1,35 \text{ kN} - ((n - 1) \cdot 0,15 \text{ kN} \cdot n = 1,35 - (4 - 1) \cdot 0,15 \cdot 4 = 3,6 \text{ kN}, \quad (24)$$

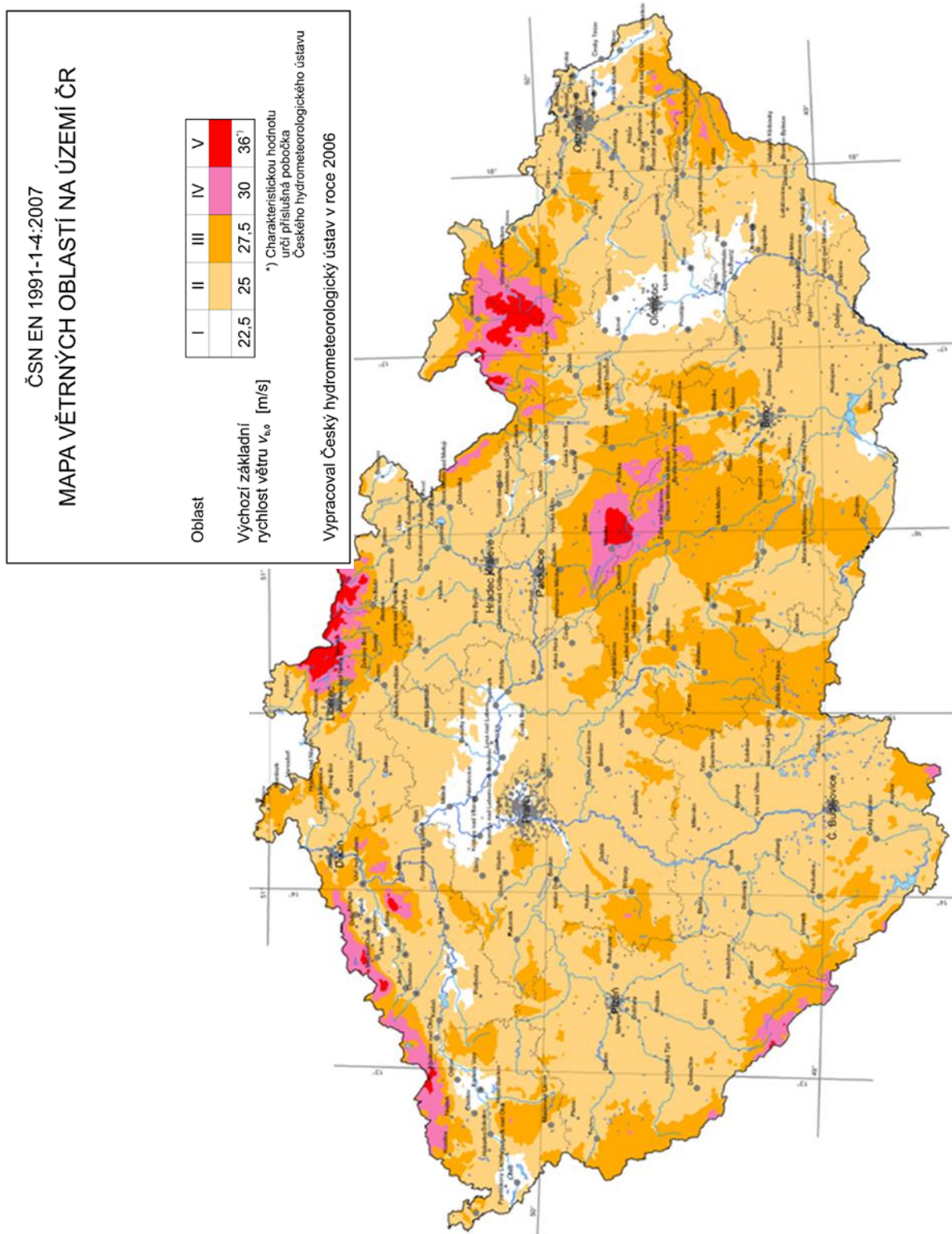
kde n je počet pasažérů. Síly jsou aplikovány v místě 3/4 kabin, avšak plně obsazená je zadní rovina XY. Všichni chybějící pasažéři se nacházejí v přední rovině v horním půlkruhu (Obrázek 2.41).



Obrázek 2.41 Tíha pasažérů – nesymetrické obsazení 3/4

2.5.4 VÍTR

Norma pro zábavní techniku ČSN EN 13814-1 [7] vliv větru neřeší, pro výpočet odkazuje na technickou normu Eurokód 1: Zatížení konstrukcí – Část 1-4: Obecná zatížení – Zatížení větrem (ČSN EN 1991-1-4 [6]). Kolo bude možno provozovat v rámci České republiky v místech s maximální základní rychlostí větru do $27 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ (Obrázek 2.42).



Obrázek 2.42 Mapa větrných oblastí na území ČR [X]

Kolo je mobilní, avšak nepředpokládá se změna lokality dříve než po uplynutí tří měsíců. Součinitel sezóny proto bude $c_{season} = 0,85$ (EN 13814–1, kap. 4.3.3.4.2 [7]). Základní rychlost větru je v_b je průměrná hodnota za 10 min ve výšce 10 m nad zemí (ČSN EN 1991–1–4, kap.1.6.1 [6]).

Je vybrán kritický směr větru s ohledem na stabilitu konstrukce, pro který bude konstrukce počítána. Kritický směr větru pro převrácení je kolmo k rovině kola z důvodu menšího rozměru základny, která se aktivně podílí na zamezení převrácení.

Zátěžné stavy zahrnující účinky větru jsou:

- Provoz
 - kabiny
 - pasažéři
 - základní rychlost větru 15 m/s
- Mimo provoz s kabinami
 - kabiny
 - základní rychlost větru 20 m/s
- Mimo provoz bez kabin
 - kabiny demontovány pro snížení plochy větru
 - základní rychlost větru 27 m/s

Provoz kola do 15 m/s je zcela dostatečný, u zábavní techniky obvyklý. Při vyšší rychlosti větru musí být provoz přerušen – zastavení kola bez pasažérů. Pokud se očekává základní rychlost větru nad rychlost 20 m·s⁻¹ musí být z kola odmontovány kabiny. Rozmezí hodnot základní rychlosti větru shrnuje *Tabulka 2.5*.

Tabulka 2.5 Rozmezí hodnot základních rychlostí větru

Stav	Maximální základní rychlost větru v_b [m · s ⁻¹]	Rychlost větru [m · s ⁻¹]	
		přes	do
Provoz	15	0	15
Mimo provoz s kabinami	20	15	20
Mimo provoz bez kabin	27	20	27

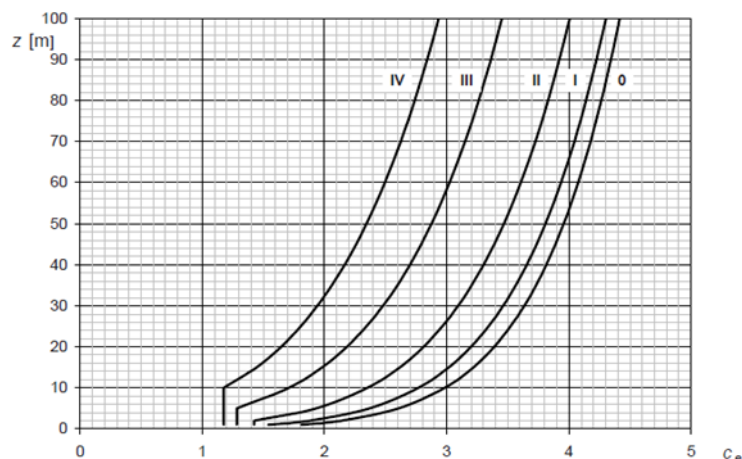
Základní dynamický tlak je dán vztahem (ČSN EN 1991–1–4, kap. 4.5 [6]):

$$q_b = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_b^2, \quad (25)$$

kde ρ je hustota o velikosti $\rho = 1,25 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ (ČSN EN 1991–1–4, kap. E.1.5.3 POZN. 1 [6]) a v_b^2 je základní rychlost větru. Maximální dynamický tlak zahrnuje střední a krátkodobé fluktuace rychlosti větru. Je dán vztahem (ČSN EN 1991–1–4, kap. 4.5 [6]):

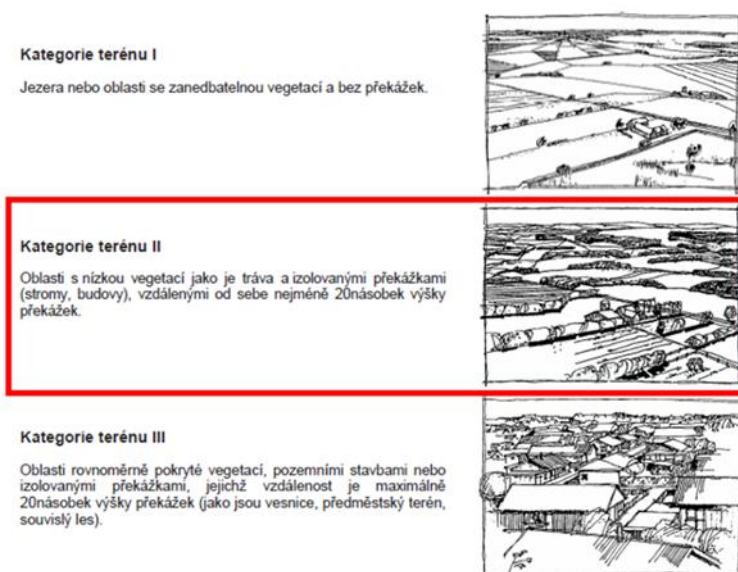
$$q_p = c_e(z) \cdot q_b, \quad (26)$$

kde q_b je základní tlak větru a $c_e(z)$ je součinitel expozice. Součinitel expozice je dán funkcí výšky nad terénem a funkce kategorie terénu (*Obrázek 2.43*).



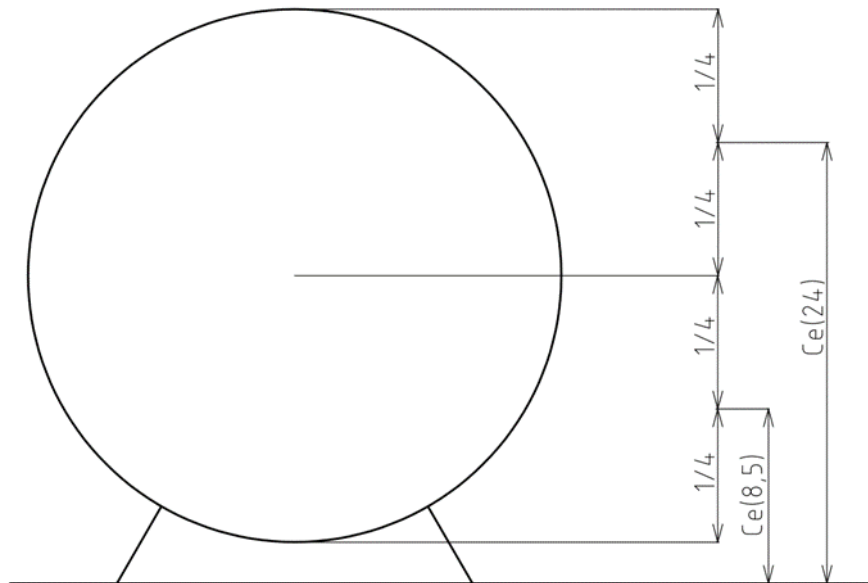
Obrázek 2.43 Součinitel expozice 181[6]

Zábavní zařízení bude provozováno především v místě výskytu velkého počtu návštěvníků, tedy ve městě. Není však vyloučeno umístění kola na festival, který probíhá na volné ploše. Konzervativně bude proto zvolena kategorie terénu II (obr. X) jako nejvíce pravděpodobná kategorie místa instalace.



Obrázek 2.44 Kategorie terénu [6]

Výšku nad terénem by bylo možné určit jako maximální výšku kola nad terénem, avšak toto řešení je velice konzervativní. Pro přiblížení skutečnosti je obruč rozdělena na poloviny a pro každou z polovin bude určena výška ke středu (Obrázek 2.45).



Obrázek 2.45 Rozdělení obruče pro výpočet větru

Součinitele expozice jsou po odečtení z grafu (Obrázek 2.43):

$$c_e(8,5) = 2,2, \quad (27)$$

pro horní polovinu s výškou do středu 8,5 m. Pro horní polovinu platí:

$$c_e(8,5) = 2,9, \quad (28)$$

při výšce 24 m do středu. Dosazením do rovnice (8) získáme maximální dynamické tlaky (poryv větru) pro obě poloviny za dané základní rychlosti větru (Tabulka 2.6, Tabulka 2.7, Tabulka 2.8).

Tabulka 2.6 Maximální dynamický tlak pro 15 m/s

Veličina	Označení	Velikost	Jednotka	Poznámka
Základní rychlost	vb_15	15	m·s ⁻¹	EN 1993-1-4, kap. 4.2
Základní dynamický tlak větru	qb_15	141	Pa	EN 1993-1-4, kap. 4.5
Maximální dynamický tlak	qp(8,5)_15	309	Pa	EN 1993-1-4, kap. 4.5
Maximální dynamický tlak	qp(24)_15	408	Pa	EN 1993-1-4, kap. 4.5

Tabulka 2.7 Maximální dynamický tlak pro 20 m/s

Veličina	Označení	Velikost	Jednotka	Poznámka
Základní rychlost	vb_20	20	m·s ⁻¹	EN 1993-1-4, kap. 4.2
Základní dynamický tlak větru	qb_20	250	Pa	EN 1993-1-4, kap. 4.5
Maximální dynamický tlak	qp(8,5)_20	550	Pa	EN 1993-1-4, kap. 4.5
Maximální dynamický tlak	qp(24)_20	725	Pa	EN 1993-1-4, kap. 4.5

Tabulka 2.8 Maximální dynamický tlak pro 27 m/s

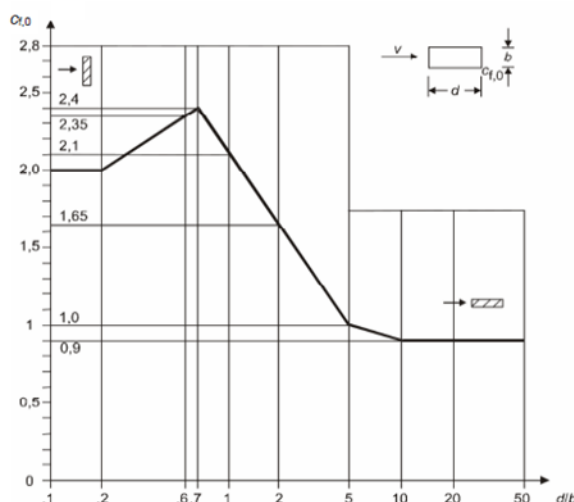
Veličina	Označení	Velikost	Jednotka	Poznámka
Základní rychlost	v_{b_27}	27	$m \cdot s^{-1}$	EN 1993-1-4, kap. 4.2
Základní dynamický tlak větru	q_{b_27}	456	Pa	EN 1993-1-4, kap. 4.5
Maximální dynamický tlak	$q_{p(8,5)_27}$	1002	Pa	EN 1993-1-4, kap. 4.5
Maximální dynamický tlak	$q_{p(24)_27}$	1321	Pa	EN 1993-1-4, kap. 4.5

KONSTRUKCE

Zatížení větrem bude na profily aplikováno v podobě liniového zatížení. Nejprve je nutné určit součinitel síly pro nosné prvky z eurokódu (ČSN EN 1991-1-4, kap. 7.6 [6]):

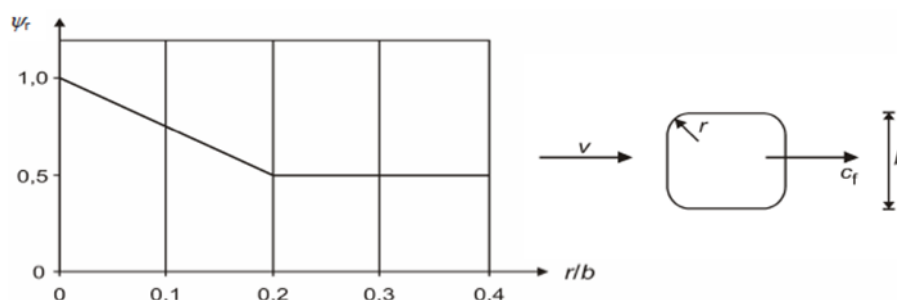
$$c_f = c_{f,0} \cdot \psi_r, \quad (29)$$

kde vystupuje součinitel síly pro obdélníkové průřezy s ostrými rohy bez vlivu proudění kolem volných konců $c_{f,0}$. Velikost je určena poměrem d/b a odečtení hodnoty z grafu (Obrázek 2.46).



Obrázek 2.46 Součinitel síly [6]

Parametr d je délka profilu ve směru větru, b je plocha kolmá na osu větru. Redukční součinitel pro čtvercový průřez se zaoblenými rohy ψ_r je dán poměrem r/b , kde r je poloměr zaoblení profilu (Obrázek 2.47).



Obrázek 2.47 Redukční součinitel [6]

Dosažením do rovnice (29) získáme pro každý profil vlastní součinitel síly (*Tabulka 2.9*).

Tabulka 2.9 Součinitele síly pro profily

Profil	Šířka	Výška	Poloměr	Poměr		Souč. síly	Redukční souč.	Souč. síly pro nosné prvky
	d [mm]	b [mm]	r [mm]	d/b [-]	r/b [-]	cf,0 [-]	ψ_r [-]	cf [-]
Vnější nosný profil	200	250	0,0	0,8	0,00	2,35	1,00	2,35
Vnitřní nosný profil	200	250	0,0	0,8	0,00	2,35	1,00	2,35
Boční diagonály	160	160	19,4	1,0	0,12	2,10	0,75	1,58
Stojky	140	140	12,0	1,0	0,09	2,10	0,75	1,58
Stojky spojovací	120	120	14,4	1,0	0,12	2,10	0,75	1,58
Diagonály	100	100	7,2	1,0	0,07	2,10	0,75	1,68

Liniové zatížení vypočteme ze vztahu (*ČSN EN 1991-1-4, kap. 5.3*):

$$f_{vp} = \frac{qp(z) \cdot b \cdot cf \cdot cscd}{1000000}, \quad (30)$$

kde součinitel konstrukce $cscd = 1$, protože lze štíhlou konstrukci přirovnat podmínce d) pro komíny (*ČSN EN 1991-1-4, kap. 6.2 [6]*). Dosažením do rovnice (30) získáme liniové zatížení pro všechny profily konstrukce při třech velikostech základní rychlosti větru (*Tabulka 2.10, Tabulka 2.11, Tabulka 2.12*).

Tabulka 2.10 Liniové zatížení profilů při 15 m/s

Profil	Výška	Výška	Součinitel	Maximální dynamický tlak	Liniové zatížení
	b [mm]	z [m]	cf [-]	qp(z) [Pa]	fvp_15 [N/mm]
Vnější nosný profil	250	8,5	2,35	309	0,182
	250	24	2,35	408	0,240
Vnitřní nosný profil	250	8,5	2,35	309	0,182
	250	24	2,35	408	0,240
Boční diagonály	160	8,5	1,58	309	0,078
	160	24	1,58	408	0,103
Stojky	140	8,5	1,58	309	0,068
	140	24	1,58	408	0,090
Stojky spojovací	120	8,5	1,58	309	0,058
	120	24	1,58	408	0,077
Diagonály	100	8,5	1,68	309	0,052
	100	24	1,68	408	0,069

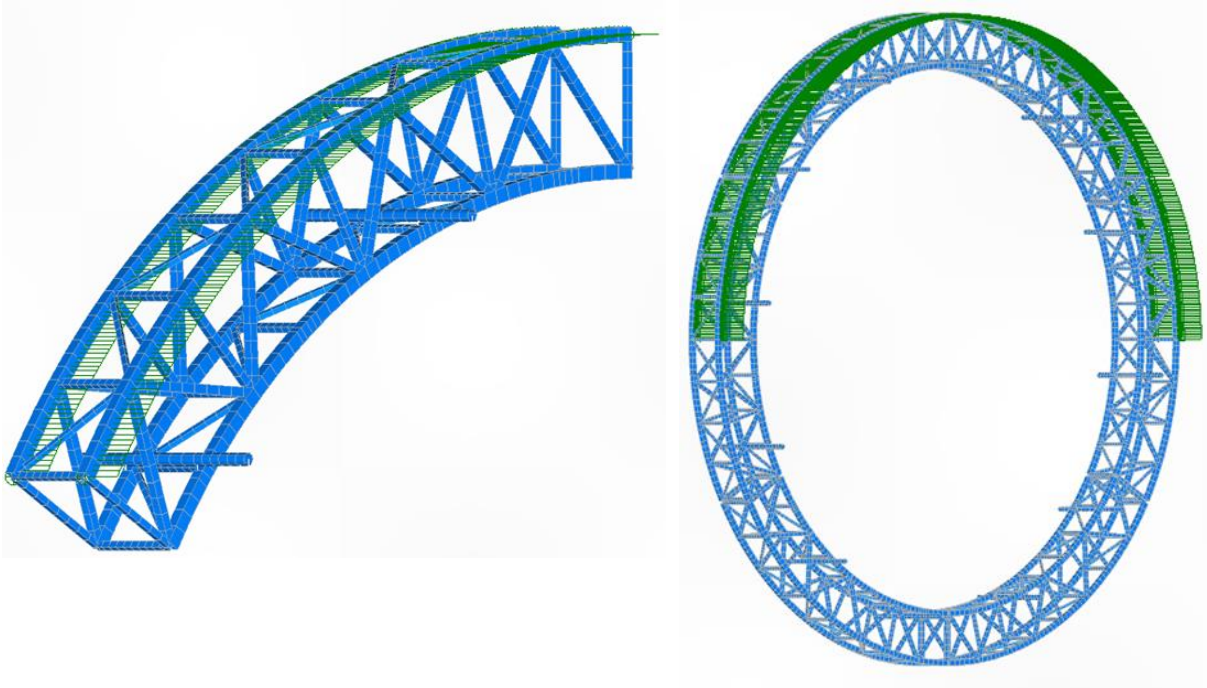
Tabulka 2.11 Liniové zatížení profilů při 20 m/s

Profil	Výška	Výška	Součinitel	Maximální dynamický tlak	Liniové zatížení
	b [mm]	z [m]			
Vnější nosný profil	250	8,5	2,35	550	0,323
	250	24	2,35	725	0,426
Vnitřní nosný profil	250	8,5	2,35	550	0,323
	250	24	2,35	725	0,426
Boční diagonály	160	8,5	1,58	550	0,139
	160	24	1,58	725	0,183
Stojky	140	8,5	1,58	550	0,121
	140	24	1,58	725	0,160
Stojky spojovací	120	8,5	1,58	550	0,104
	120	24	1,58	725	0,137
Diagonály	100	8,5	1,68	550	0,092
	100	24	1,68	725	0,122

Tabulka 2.12 Liniové zatížení profilů při 27 m/s

Profil	Výška	Výška	Součinitel	Maximální dynamický tlak	Liniové zatížení
	b [mm]	z [m]			
Vnější nosný profil	250	8,5	2,35	1002	1002
	250	24	2,35	1321	1321
Vnitřní nosný profil	250	8,5	2,35	1002	1002
	250	24	2,35	1321	1321
Boční diagonály	160	8,5	1,58	1002	1002
	160	24	1,58	1321	1321
Stojky	140	8,5	1,58	1002	1002
	140	24	1,58	1321	1321
Stojky spojovací	120	8,5	1,58	1002	1002
	120	24	1,58	1321	1321
Diagonály	100	8,5	1,68	1002	1002
	100	24	1,68	1321	1321

Liniové zatížení od větru z tohoto vztahu má jednotku $N \cdot mm^{-1}$ proto, aby bylo možné hodnotu přímo zadávat do programu FEMAP, jelikož rozměry modelu jsou v mm . Aplikace liniového zatížení není zobrazena pro všechny profily, protože zobrazení by bylo velice nepřehledné. Způsob aplikace je znázorněn na hlavním nosném profilu pro horní polovinu o výšce $z = 24 m$ (Obrázek 2.48).



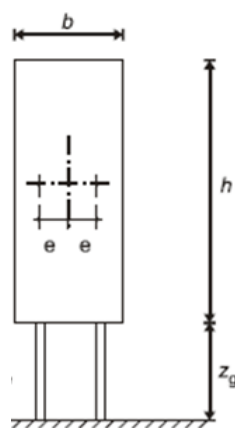
Obrázek 2.48 Liniové zatížení vnějšího hlavního profilu

KABINY

Zatížení kabin větrem bude nahrazeno silou v těžišti kabiny. Výpočet síly provedeme jako

$$F_{vk} = A \cdot q_p(z) \cdot c_f, \quad (31)$$

kde A je plocha kabiny. Stěnu kabiny lze považovat za rovnou desku. Součinitel síly c_f je určen dle postupu pro informační tabule (ČSN EN 1991-1-4, kap. 7.4.3 [6]). Pokud je informační tabule (v našem případě kabina) oddělena od země výškou z_g větší než $h/2$ (Obrázek 2.49), součinitel síly pro kabiny je $c_f = 1,80$.



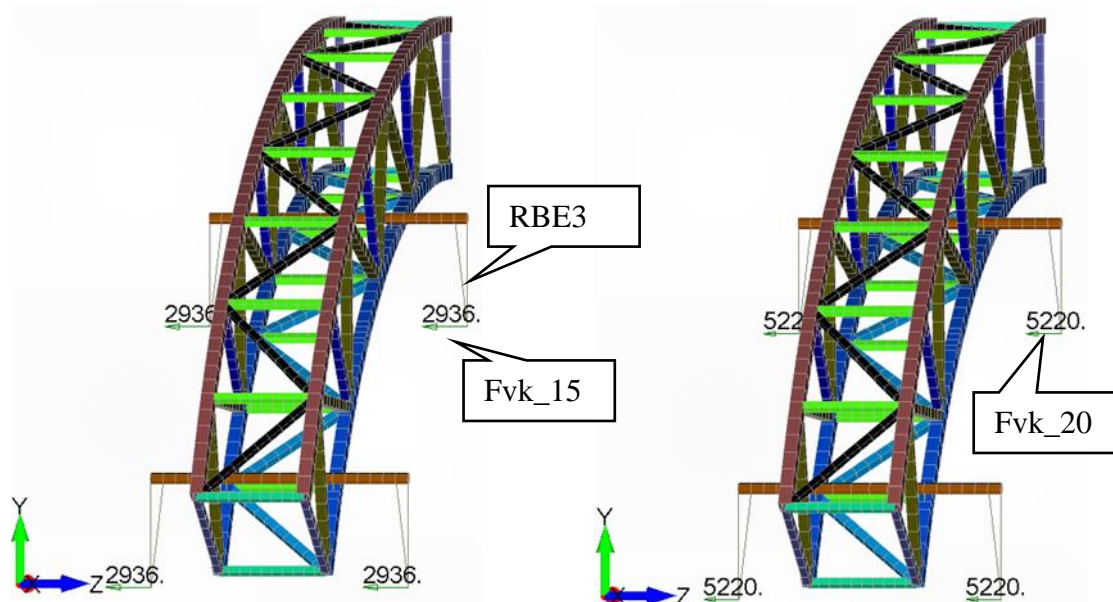
Obrázek 2.49 Informační tabule [6]

Nyní lze dopočítat sílu na kabiny (Tabulka 2.13) pro jednotlivé poloviny – výšky z a základní rychlosti větru v_b dle rovnice (31). Případ při základní rychlosti větru $27 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ nebude vypočten, protože při tomto stavu kabiny nejsou namontovány.

Tabulka 2.13 Síla větru na kabinu

Základní rychlost	Výška	Šířka	Výška	Souč. síly	Maximální dynamický tlak	Síla na kabinu	
[m·s ⁻¹]	A [m]	B [m]	z [m]	cf [-]	qp(z) [Pa]	Označení [-]	Velikost [N]
vb_15	2	2	8,5	1,8	309	Fvk_15	2228
	2	2	24	1,8	408		2936
vb_20	2	2	8,5	1,8	550	Fvk_20	3960
	2	2	24	1,8	725		5220

Kabiny nejsou v modelu vytvořeny, proto bude síla od větru působící na kabinu aplikována do uzlu, který je umístěn v pomyslném geometrickém středu kabiny. Uzel je spojen k nosníku gondol prostřednictvím RBE3 elementu (Obrázek 2.50). Tímto řešením je do nosníku kabin zaveden moment sestávající ze síly od větru a vzdálenosti středu kabiny k místu uchycení kabiny.



Obrázek 2.50 Síla větru na kabinu v pevnostním modelu

2.5.5 SNÍH

Norma pro zábavní techniku (ČSN EN 13814-1, kap. 4.3.3.5 [7]) popisuje, za jakých podmínek musíme vliv zatížení sněhem uvažovat. Pro zařízení, u kterých je možné odstranit sníh v takové frekvenci, aby vrstva nepřekročila výšku 8 cm, je redukováno zatížení sněhem na 0,2 kN/m².

Vzhledem k velikosti, hmotnosti a ploše vystavené působení zatížení od sněhu je toto zatížení považováno za zanedbatelné – **nebude uvažováno pro dimenzování kola.**

2.5.6 ZATÍŽENÍ OD ROZBĚHU

Velikost tečné síly od rozběhu lze vypočítat z celkového kroutícího momentu hnacího kola M_{kK} (kap. 2.2.4):

$$M_{kK} = M_{kRK} + M_{kNK} = 402 + 748 = 1150 \text{ N} \cdot \text{m}, \quad (32)$$

$$M_{kK} = F_{TK} \cdot \frac{d}{2}, \quad (33)$$

kde d je průměr hnacího kola. Po vyjádření a dosazení má tečná síla (Obrázek 2.27) od jednoho kola velikost:

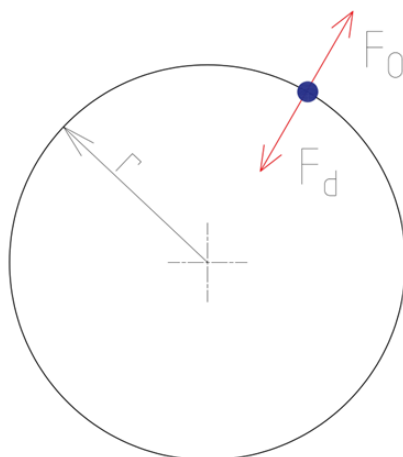
$$F_{TK} = \frac{2 \cdot (M_{kK})}{d} = \frac{2 \cdot (1150)}{0,52} = 4\,423 \text{ N}, \quad (34)$$

kde d je průměr hnacího kola.

Velikost tečné síly je zanedbatelná v porovnání se zatížením od vlastní tíhy, užitečného zatížení a zatížení od větru – **nebude uvažována pro dimenzování kola.**

2.5.7 ODSŤŘEDIVÁ SÍLA

Na kabiny pohybující se po kružnici působí dostředivá síla F_d . Ta je způsobena dostředivým zrychlením a_d . Podle Newtonova zákona akce a reakce je odstředivá síla F_o reakcí na dostředivou sílu. Odstředivá síla má stejnou velikost jako síla dostředivá, ale opačný směr (Obrázek 2.51). Bude proto působit na toto těleso síla ve směru od středu křivosti.



Obrázek 2.51 Dostředivá síla

Velikost odstředivé síly lze určit:

$$F_o = F_d = \left(m + \frac{Q_{PS}}{g}\right) \cdot \omega^2 \cdot r = \left(500 + \frac{3600}{10}\right) \cdot 0,053^2 \cdot 14 = 55,1 \text{ N}, \quad (35)$$

kde m je hmotnost kabiny, Q_{PS} je zatížení od pasažérů, g je tíhové zrychlení a r vzdálenost těžiště kabiny od středu rotace. Velikost síly je vůči hmotě kola a zatížení větru zanedbatelná – **nebude uvažována pro dimenzování kola.**

2.6 KOMBINACE ZATÍŽENÍ

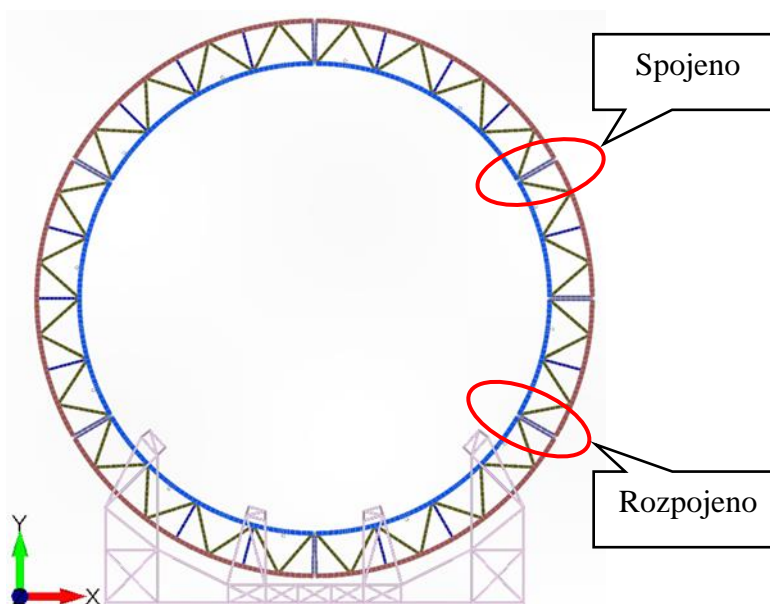
Nadefinované dílčí zatížení je nutné sečíst (kombinovat) pro získání požadovaných zátěžných stavů. Bude vytvořeno pět kombinací zatížení:

- A) únavová pevnost,
- B) provoz
- C) obsazení 3/4 – symetrické,
- D) obsazení 3/4 – nesymetrické,
- E) mimo provoz s kabinami,
- F) mimo provoz bez kabin,
- G) stavba.

Do výpočtu **únavové pevnosti** vstupují pouze trvalá zatížení. Při **provozu** jsou všechny kabiny obsazeny a základní rychlost větru je 15 m/s. Při **symetrickém obsazení 3/4** kola chybí pasažéři vždy na obou koncích nosníku gondol (viz kap. 2.5.3). Při **nesymetrickém obsazení 3/4** kola chybí pasažéři v kabinách na čelní straně. Zadní kabiny jsou plně obsazeny (viz kap. 2.5.3).

Stav **mimo provoz bez kabin** je přerušení provozu při zvýšení základní rychlosti větru nad 15 m/s, avšak rychlost nepřesáhne 20 m/s. Pokud základní rychlost větru přesáhne 20 m/s musí být z konstrukce kabiny demontovány – **stav mimo provoz bez kabin**.

Pro **stavbu** je uvažována pouze vlastní hmota kola. Kritickým okamžikem je umístění posledního segmentu. Poslední segment je spojen se zbylou obručí pouze horními čepy – volně visí (Obrázek 2.52).



Obrázek 2.52 Umístění posledního segmentu

Výpočtové (konstrukční) hodnoty zatížení se kombinují následujícím způsobem (ČSN EN 13814–1, kap. 4.3.6.2 [7]):

$$\sum \gamma_G \cdot G_G + \sum \gamma_Q \cdot G_Q, \quad (36)$$

kde G_K je trvalé zatížení a G_Q je zatížení dočasné. Dílčí součinitele bezpečnosti nabývají těchto hodnot:

- $\gamma_G = 1,35$ pro stálá zatížení (žádná proměnná),
- $\gamma_G = 1,1$ pro stálá zatížení společně s jedním a více zatížením proměnným,
- $\gamma_Q = 1,35$ pro proměnná zatížení.

Všechny kombinace zatížení jsou přehledně shrnuty v následujících tabulkách. Součinitele bezpečnosti jsou zadávány při vytváření zátěžných kombinací zatížení přímo v programu FEMAP.

A) Únavová pevnost

Tabulka 2.14 Kombinace zatížení – A) Únavová pevnost

Zatížení	Označení	Součinitel bezpečnosti	Poznámka
Vlastní tíha	G	$\gamma_G = 1,1$	kap. 2.5.1
Kabiny	G_K	$\gamma_G = 1,1$	kap. 2.5.2
Pasažéri	Q_{PU}	$\gamma_Q = 1,35$	kap. 2.5.2

B) Provoz

Tabulka 2.15 Kombinace zatížení – B) Provoz

Zatížení	Označení	Součinitel bezpečnosti	Poznámka
Vlastní tíha	G	$\gamma_G = 1,1$	kap. 2.5.1
Kabiny	G_K	$\gamma_G = 1,1$	kap. 2.5.2
Pasažéri	$Q_{PS1/1}$	$\gamma_Q = 1,35$	kap. 2.5.2
Vítr – profily	f_v_{15}	$\gamma_Q = 1,35$	kap. 2.5.3
Vítr – kabiny	$F_{vk_{15}}$	$\gamma_Q = 1,35$	kap. 2.5.3

C) Obsazení 3/4 – symetrické

Tabulka 2. Kombinace zatížení – C) Obsazení 3/4 – symetrické

Zatížení	Označení	Součinitel bezpečnosti	Poznámka
Vlastní tíha	G	$\gamma_G = 1,1$	kap. 2.5.1
Kabiny	G_K	$\gamma_G = 1,1$	kap. 2.5.2
Pasažéri	$Q_{PS3/4SYM}$	$\gamma_Q = 1,35$	kap. 2.5.2
Vítr – profily	f_v_{15}	$\gamma_Q = 1,35$	kap. 2.5.3
Vítr – kabiny	$F_{vk_{15}}$	$\gamma_Q = 1,35$	kap. 2.5.3

D) Obsazení 3/4 – nesymetrické*Tabulka 2.16 Kombinace zatížení – D) Obsazení 3/4 – nesymetrické*

Zatížení	Označení	Součinitel bezpečnosti	Poznámka
Vlastní tíha	G	$\gamma_G = 1,1$	kap. 2.5.1
Kabiny	G _K	$\gamma_G = 1,1$	kap. 2.5.2
Pasažéři	Q _{PS3/4SNEYM}	$\gamma_Q = 1,35$	kap. 2.5.2
Vítr – profily	fv_15	$\gamma_Q = 1,35$	kap. 2.5.3
Vítr – kabiny	Fvk_15	$\gamma_Q = 1,35$	kap. 2.5.3

E) Mimo provoz s kabinami*Tabulka 2.17 Kombinace zatížení – E) Mimo provoz s kabinami*

Zatížení	Označení	Součinitel bezpečnosti	Poznámka
Vlastní tíha	G	$\gamma_G = 1,1$	kap. 2.5.1
Kabiny	G _K	$\gamma_G = 1,1$	kap. 2.5.2
Vítr – profily	fv_20	$\gamma_Q = 1,35$	kap. 2.5.3
Vítr – kabiny	Fvk_20	$\gamma_Q = 1,35$	kap. 2.5.3

F) Mimo provoz bez kabin*Tabulka 2.18 Kombinace zatížení – F) Mimo provoz bez kabin*

Zatížení	Označení	Součinitel bezpečnosti	Poznámka
Vlastní tíha	G	$\gamma_G = 1,1$	kap. 2.5.1
Kabiny	G _K	$\gamma_G = 1,1$	kap. 2.5.2
Vítr – profily	fv_27	$\gamma_Q = 1,35$	kap. 2.5.3

G) Stavba*Tabulka 2.19 Kombinace zatížení – G) Stavba*

Zatížení	Označení	Součinitel bezpečnosti	Poznámka
Vlastní tíha	G	$\gamma_G = 1,35$	kap. 2.5.1

3 STATICKÁ PEVNOST

Z hlediska dimenzování profilů bude řešena pouze obruč, základna nikoliv z důvodu omezeného rozsahu této práce. Pro návrh této atrakce má řešení obruče vyšší přidanou hodnotu. Návrh základny bude ověřen pouze z hlediska stability celé atrakce. Řešení statické pevnosti konstrukce lze rozdělit na tři hlavní kroky:

- profily
- vzpěr
- stabilita ruského kola

Profily konstrukce kola budou vyhodnoceny na základě napětí vypočteného pomocí MKP modelu v řešiči NX Nastran a zpracovaného pomocí programu FEMAP. Vypsané kombinované napětí pro všechny zátěžné stavy (kap. 2.6) bude porovnáno s dovoleným napětím daným normou ČSN EN 13814-1, kap. 4.7.2 [7].

Vzpěrná stabilita profilů kola bude ověřena pomocí analýzy lineární buckling v řešiči NX Nastran. Stabilita celé konstrukce bude ověřena dle normy ČSN EN 13814-1, kap. 4.5.1 [7] na převrácení a posuv.

Vyhodnocení je zakončeno pomocí součinitele využití. Součinitel využití je ukazatel toho, jak daný průřez využívá maximální kapacitu průřezu. Stanoví se jako poměr aplikovaného zatížení a zatížení, při kterém je dosaženo návrhové únosnosti. Při vyhodnocení profilů z hlediska napětí se vypočte jako:

$$u = \frac{\sigma_{max}}{Rd} \text{ pro tahové napětí,} \quad (37)$$

$$u = \frac{\sigma_{min}}{Rd} \text{ pro tlakové napětí,} \quad (38)$$

kde Rd je dovolené napětí materiálu, σ_{max} je maximální tahové napětí a σ_{min} je minimální tlakové napětí. Součinitel využití pro ztrátu vzpěrné stability je vypočten jako převrácená hodnota součinitele rezervy, který je výsledkem této analýzy.

3.1 PROFILY

Statická pevnost profilů konstrukce je vyhodnocena na základě porovnání s dovoleným napětím materiálu Rd . Rd je určeno jako menší hodnota ze dvou podmínek stanovených dle normy ČSN EN 13814-1, kap. 4.7.2 [7]. První podmínka vychází z meze kluzu f_y :

$$Rd \leq \frac{f_y}{\gamma_{M0}} = \frac{355}{1,1} = 322,7 \text{ MPa,} \quad (39)$$

kde $f_y = 355 \text{ MPa}$ je mez kluzu pro konstrukční ocel S355J2 a $\gamma_{M0} = 1,1$ je součinitel bezpečnosti k mezi kluzu (ČSN EN 13814-1, kap. 4.7.2 [7]). Druhá podmínka vychází z meze pevnosti f_u materiálu:

$$Rd \leq \frac{f_u}{\gamma_{M2}} = \frac{510}{1,5} = 340 \text{ MPa,} \quad (40)$$

kde $f_u = 510 \text{ MPa}$ je mez pevnosti pro konstrukční ocel S355J2 a γ_{M2} je součinitel bezpečnosti k mezi pevnosti (ČSN EN 13814-1, kap. 4.7.2 [7]). Je zvoleno z následujících dvou podmínek:

$$\gamma_{M2} = 1,5, \text{ pokud platí: } \frac{f_y}{f_u} < 0,75 \quad (41)$$

$$\gamma_{M2} = 2, \text{ pokud platí: } \frac{f_y}{f_u} > 0,75 \quad (42)$$

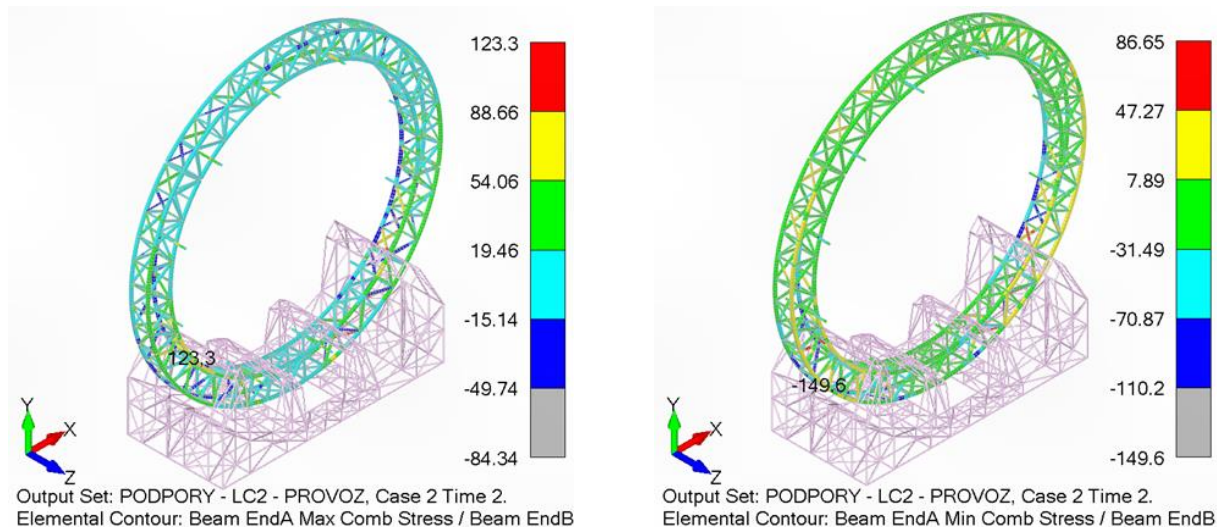
$$\frac{f_y}{f_u} = \frac{355}{510} = 0,7 < 0,75 \Rightarrow \text{zvoleno } \gamma_{M2} = 1,5. \quad (43)$$

Menší hodnota ze dvou podmínek pro napětí je napětí vypočtené z meze kluzu, proto maximální dovolené napětí je $R_d = 322,7 \text{ MPa}$.

Pro každý zatěžující stav je vypsáno kombinované maximální a minimální napětí. Kombinované napětí (combined stress) na rozdíl od von Mises napětí nezahrnuje smykové napětí od smyku a krutu, ale tah/tlak a ohyb, což jsou kritické složky zatížení nosníků. Takto je nastaveno vyhodnocení v programu FEMAP. Výpočet je proveden pro tyto zatěžné stavy, viz kapitola 2.6:

- B) Provoz kola
- C) Obsazení 3/4 - symetrické
- D) Obsazení 3/4 – nesymetrické
- E) mimo provoz s kabinami
- F) mimo provoz bez kabin
- G) stavba

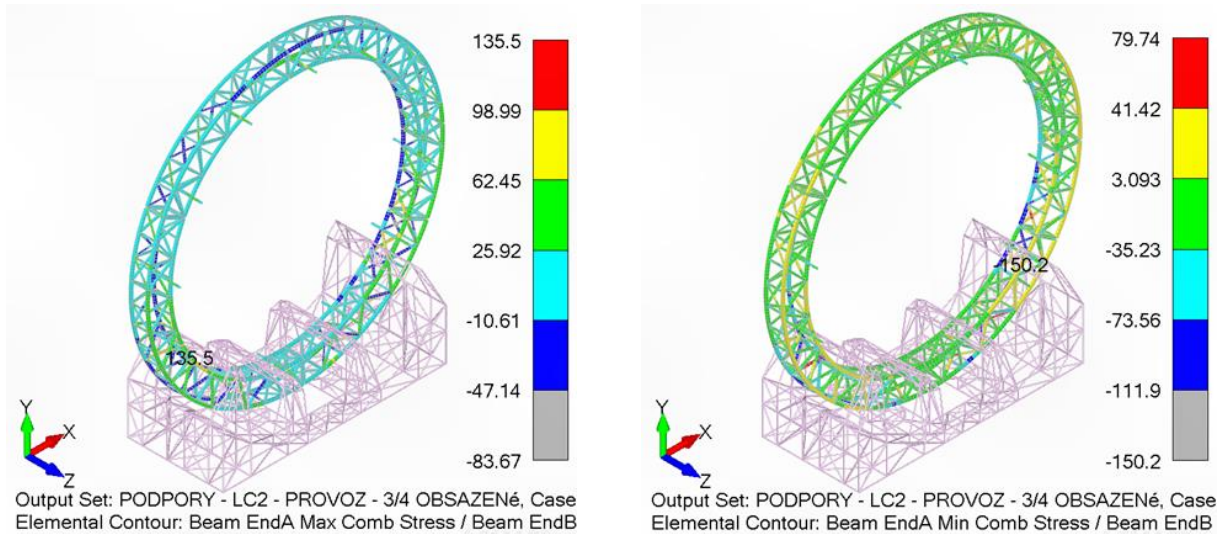
B) PROVOZ



Obrázek 3.1 Comb Stress B) Provoz

Součinitel využití $u = \sigma_{max} / R_d = 123,3 / 322,7 = 0,38 < 1$, proto **vyhovuje**.

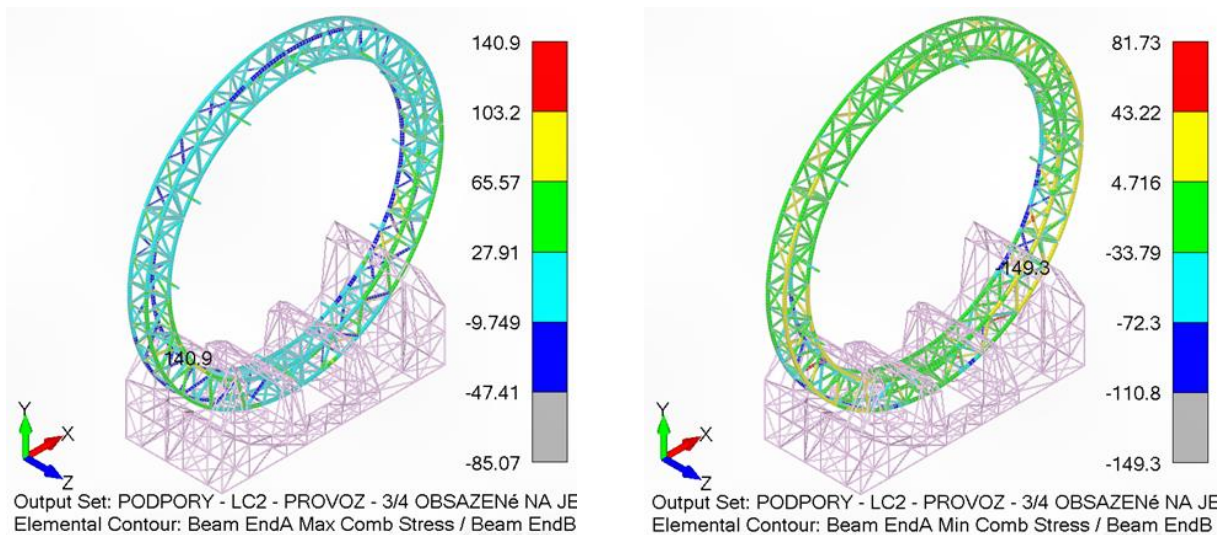
Součinitel využití $u = \sigma_{min} / R_d = 149,6 / 322,7 = 0,46 < 1$, proto **vyhovuje**.

C) OBSAZENÍ 3/4 – SYMETRICKÉ


Obrázek 3.2 Comb Stress C) Obsazení 3/4 – symetrické

Součinitel využití $u = \sigma_{max} / Rd = 135,5 / 322,7 = 0,42 < 1$, proto **vyhovuje**.

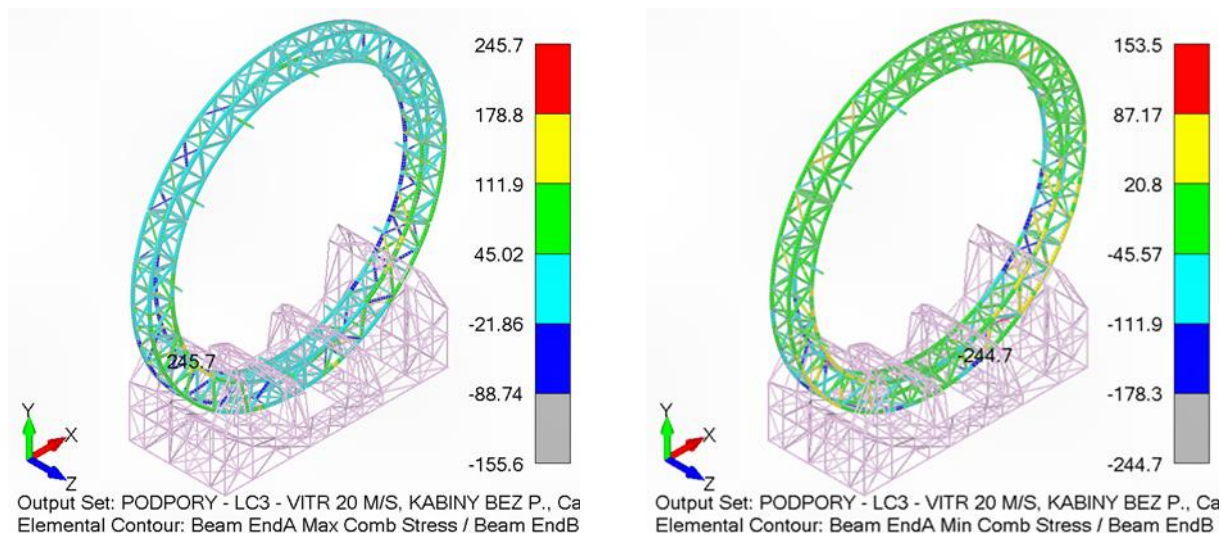
Součinitel využití $u = \sigma_{min} / Rd = 150,2 / 322,7 = 0,47 < 1$, proto **vyhovuje**.

D) OBSAZENÍ 3/4 – NESYMETRICKÉ


Obrázek 3.3 Comb Stress D) Obsazení 3/4 – nesymetrické

Součinitel využití $u = \sigma_{max} / Rd = 140,9 / 322,7 = 0,44 < 1$, proto **vyhovuje**.

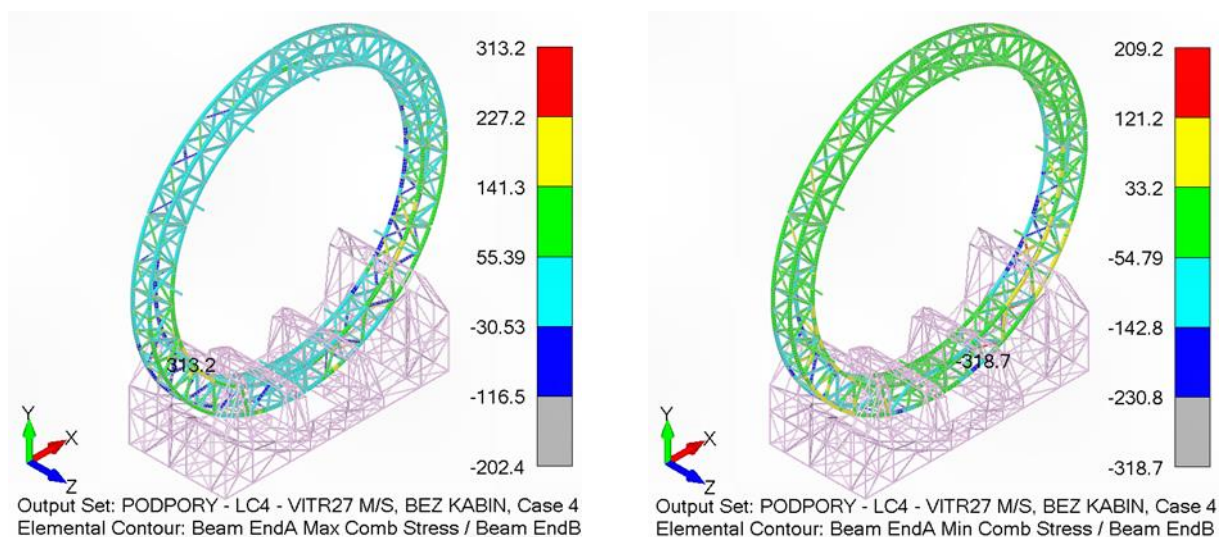
Součinitel využití $u = \sigma_{min} / Rd = 149,3 / 322,7 = 0,46 < 1$, proto **vyhovuje**.

E) MIMO PROVOZ S KABINAMI


Obrázek 3.4 Comb Stress E) Mimo provoz s kabinami

Součinitel využití $u = \sigma_{max} / Rd = 245,7 / 322,7 = 0,76 < 1$, proto **vyhovuje**.

Součinitel využití $u = \sigma_{min} / Rd = 244,7 / 322,7 = 0,76 < 1$, proto **vyhovuje**.

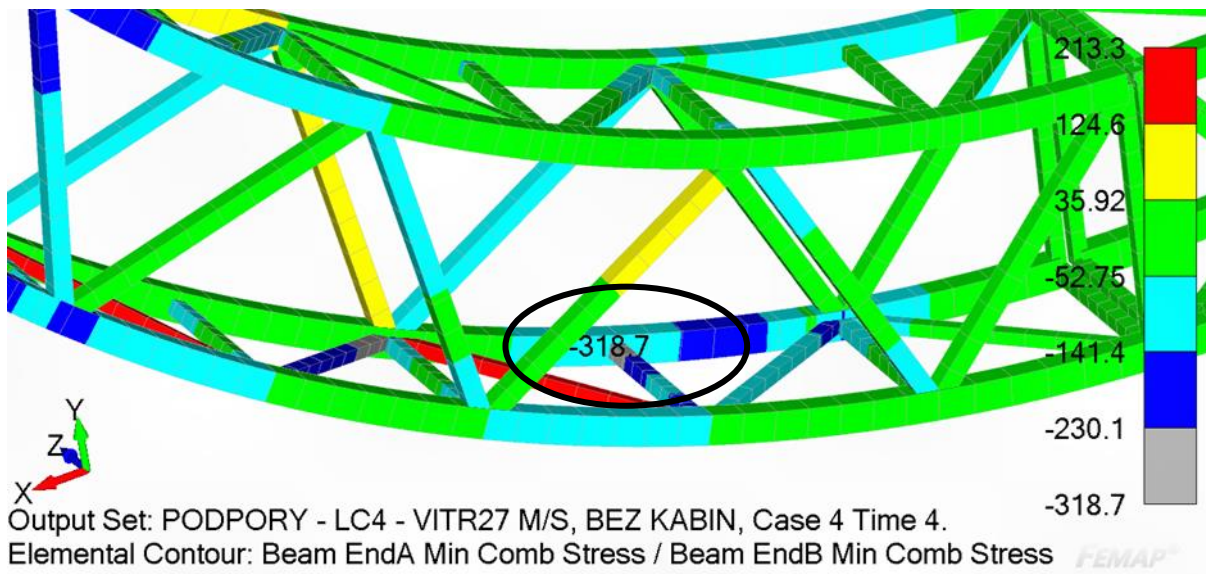
F) MIMO PROVOZ BEZ KABIN


Obrázek 3.5 Comb Stress F) Mimo provoz bez kabin

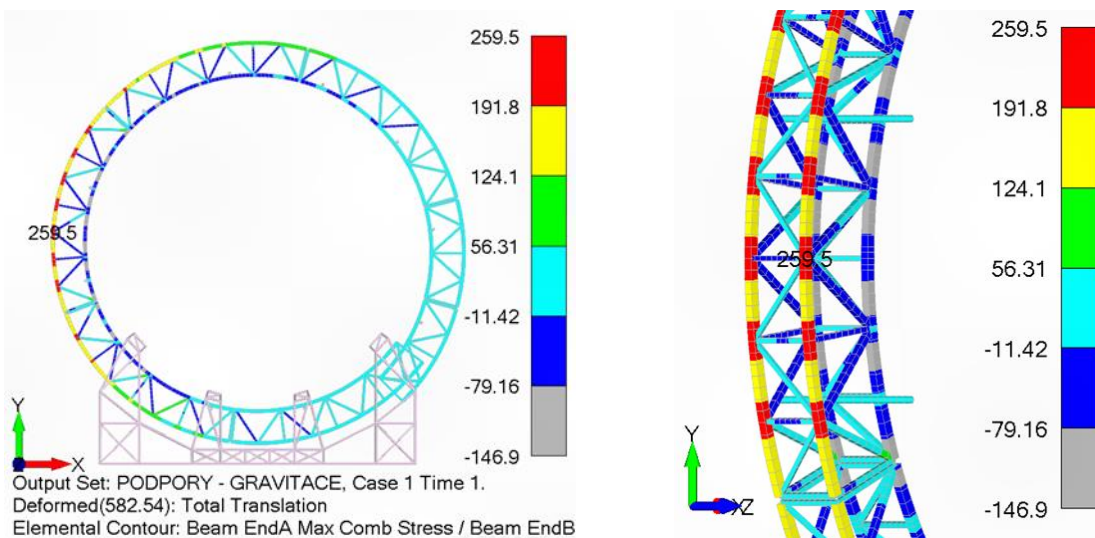
Součinitel využití $u = \sigma_{max} / Rd = 313,2 / 322,7 = 0,97 < 1$, proto **vyhovuje**.

Součinitel využití $u = \sigma_{min} / Rd = 318,7 / 322,7 = 0,99 < 1$, proto **vyhovuje**.

Při tomto zátěžném stavu dosahuje hodnota napětí nejvyšší hodnoty. Maximální napětí je na propojce ve spodní části konstrukce (Obrázek 3.6).

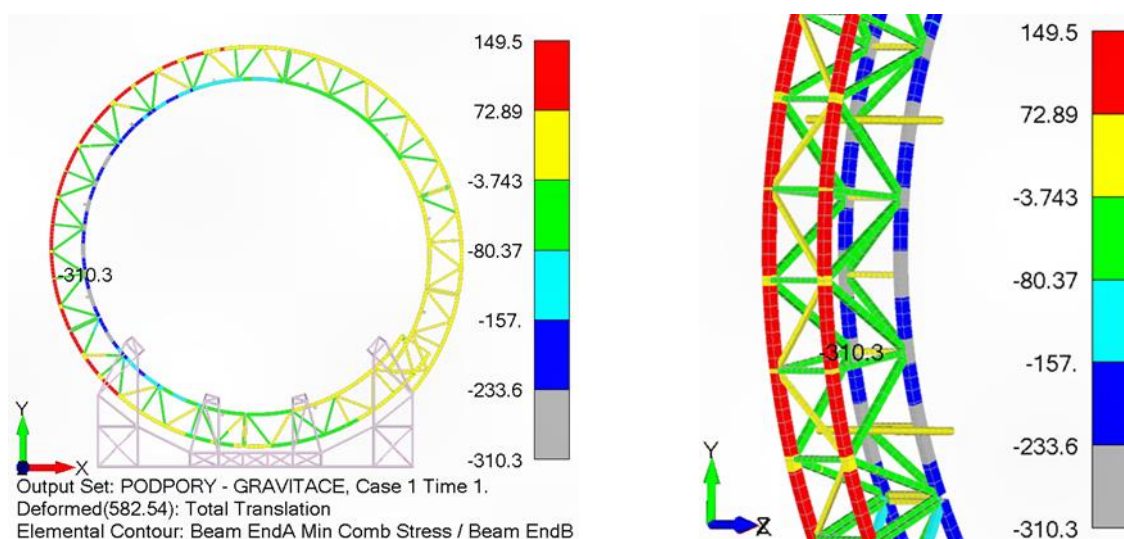


Obrázek 3.6 Maximální napětí na konstrukci

G) STAVBA


Obrázek 3.7 Max Comb Stress G) Stavba

Součinitel využití $u = \sigma_{max} / R_d = 259,5 / 322,7 = 0,8 < 1$, proto **vyhovuje**.



Obrázek 3.8 Min Comb Stress G) Stavba

Součinitel využití $u = \sigma_{min} / Rd = 310,3 / 322,7 = 0,96 < 1$, proto **vyhovuje**.

ZÁVĚR

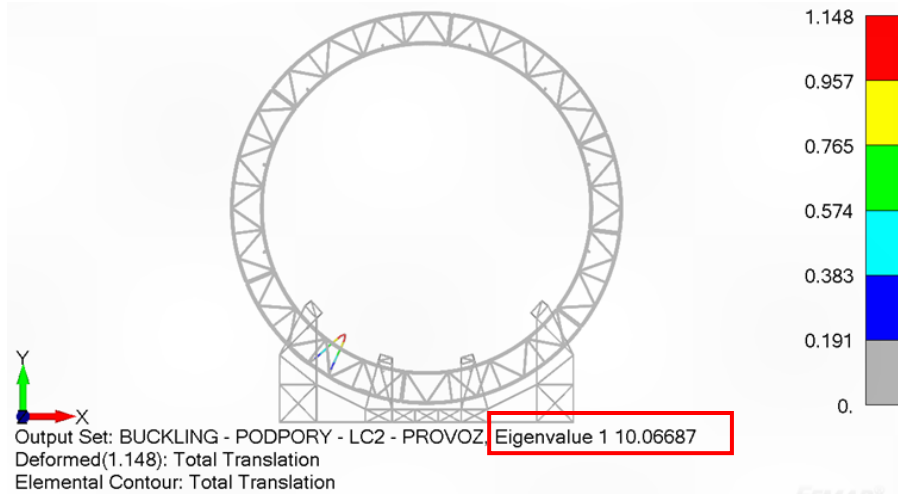
Maximální i minimální kombinovaná napětí všech profilů pro všechny zatěžující stavy jsou nižší než dovolené napětí. **Konstrukce vyhovuje statické pevnosti.**

3.2 VZPĚŘ

Kontrola profilů konstrukce vůči ztrátě vzpěrné stability je provedena analýzou „lineární buckling“ řešičem NX Nastran. Výsledkem analýzy je číslo (červený rámeček), jehož hodnota udává, kolikrát by muselo být zatížení zvětšeno, aby došlo ke ztrátě vzpěrné stability profilu. Je zobrazen první (kritický) mód pro každý zatěžující stav:

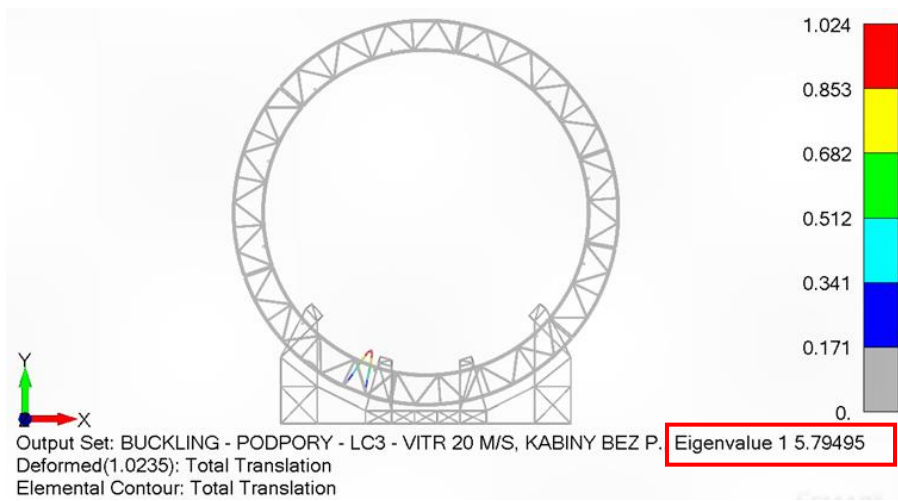
- B) provoz
- E) mimo provoz s kabinami
- F) mimo provoz bez kabin

Zatěžující stavy při nerovnoměrném obsazení kola (C, D viz kap. 2.6) uvedeny nejsou, neboť zatížení je nižší než pro zátěžný stav – B) provoz.

B) PROVOZ


Obrázek 3.9 Kontrola ztráty vzpěrné stability B) Provoz

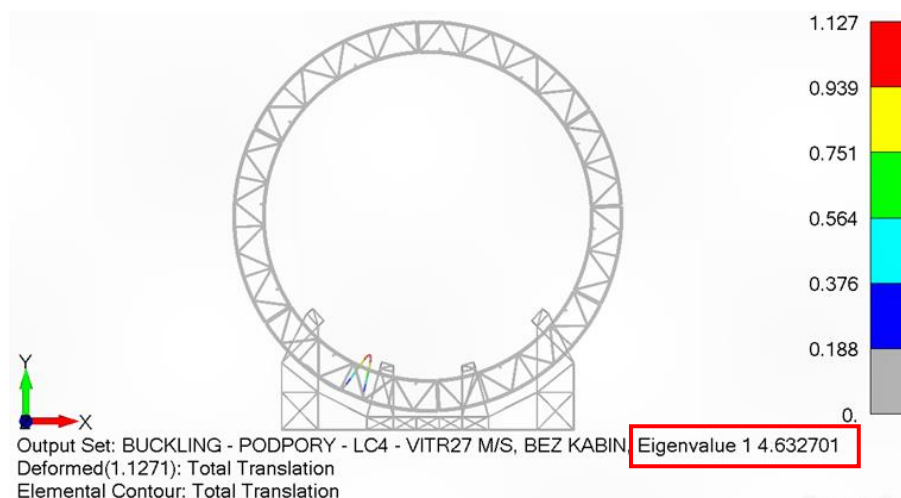
Využití $u = 1 / 10,66 = 0,09 < 1$, proto **vyhovuje**.

E) MIMO PROVOZ S KABINAMI


Obrázek 3.10 Kontrola ztráty vzpěrné stability E) Mimo provoz s kabinami

Využití $u = 1 / 5,8 = 0,17 < 1$, proto **vyhovuje**.

F) MIMO PROVOZ BEZ KABIN

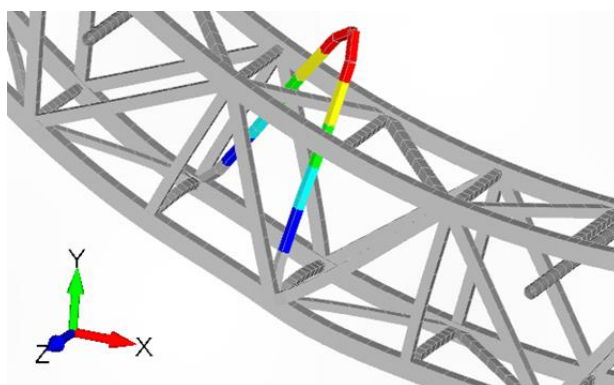


Obrázek 3.11 Kontrola ztráty vzpěrné stability F) Mimo provoz bez kabin

Využití $u = 1 / 4,63 = 0,22 < 1$, proto **vyhovuje**.

ZÁVĚR

Nejméně odolným profilem vůči vzpěrné stabilitě jsou diagonály na vnějším průměru obruče (Obrázek 3.12). U tohoto profilu dojde nejdříve ke ztrátě vzpěrné stability u všech zatěžovacích stavů. Hodnota pro všechny profily je vyšší než 1, proto **konstrukce vyhovuje**.



Obrázek 3.12 Ztráta vzpěrné stability diagonály

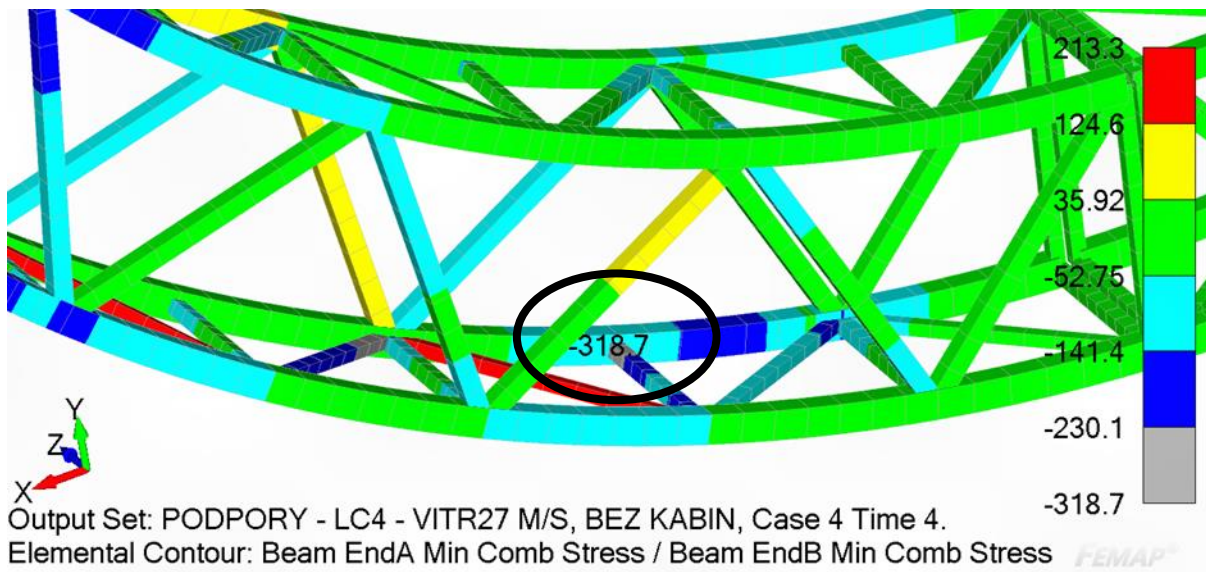
3.3 KONTROLA SVARU

Kontrola kritického svaru bude provedena zjednodušenou metodou pro návrhovou únosnost koutového svaru dle normy pro navrhování styčniců ČSN EN 1993–1–8, kap. 4.5.3.3 [3]. Pro plně provařené svary lze zjednodušit podmínku – pokud je napětí v místě svaru menší než návrhová pevnost svaru, poté svar vyhovuje. Návrhová pevnost svaru se vypočte jako:

$$f_w = \frac{f_u / \sqrt{3}}{\beta_w \cdot \gamma_{M2}} = \frac{510 / \sqrt{3}}{0,69 \cdot 1,25} = 261,7 \text{ MPa}, \quad (44)$$

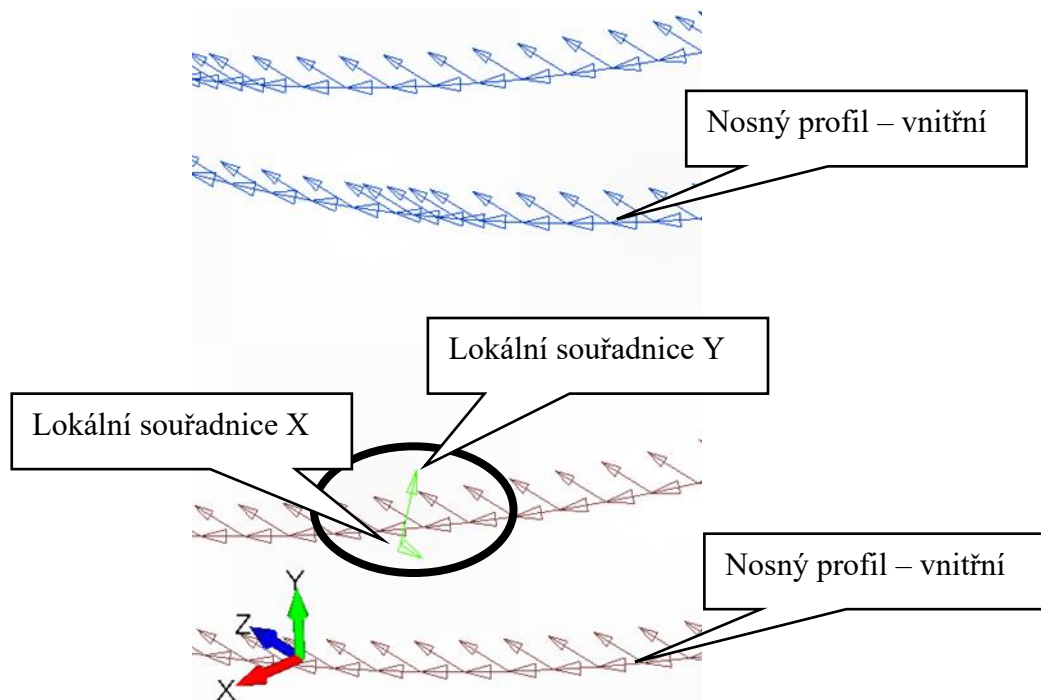
kde f_u je mez pevnosti svařovaného materiálu, korekční součinitel $\beta_w = 0,9$ (tab. 4.1 normy [3]) a součinitel únosnosti svaru $\gamma_{M2} = 1,25$ (tab. 2.1 normy [3]).

Pro kontrolu svarů je vybráno místo spoje profilů s maximálním kombinovaným namáháním. To se nachází na spoji propojek s hlavním nosným profilem (Obrázek 3.13) při zátěžném stavu **F) mimo provoz bez kabin** (kap. 2.6).



Obrázek 3.13 Maximální napětí na konstrukci

Síly a momenty pro výpočet svaru jsou vypsány (Tabulka 3.1) pro konec endA elementu propojky v jeho lokálním souřadném systému. Souřadnice X je v ose elementu, Y je volená do středu kruhu a Z je k nim kolmá (Obrázek 3.14). Při kontrole svaru nezáleží na znaménku hodnoty zatížení vzhledem k symetričnosti profilu se svarem, proto jsou všechny hodnoty vypsány v absolutní hodnotě.

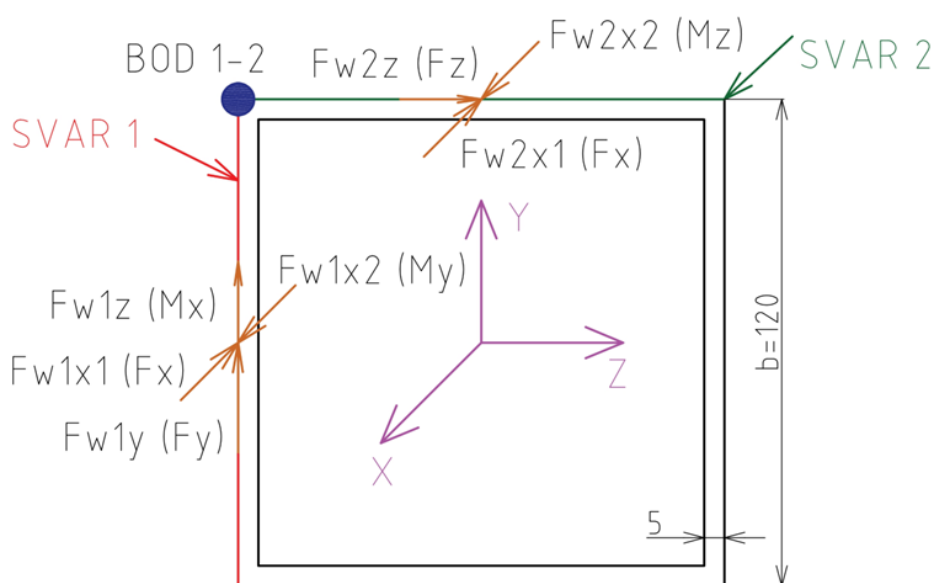


Obrázek 3.14 Orientace elementu propojky

Tabulka 3.1 Výpis sil a momentů z elementu propojky

Axial Force	Pl 1 Shear Force	Pl 2 Shear Force	Torque	Plane 2 Moment	Plane 1 Moment
Axiální síla	Smyková síla v rovině 1	Smyková síla v rovině 2	Kroutící moment	Moment v rovině 2	Moment v rovině 1
F_x	F_y	F_z	M_x	M_y	M_z
[N]	[N]	[N]	[N·mm]	[N·mm]	[N·mm]
216 346	7 403	12 474	726 742	10 385 090	5 190 358

Propojka je k hlavnímu nosnému profilu přivařena pomocí čtyř svarů. Svary na protějších stranách jsou totožné. Výpočet bude proveden pro bod 1–2, který je společný pro svar 1 a svar 2 (Obrázek 3.15) a jde o kritické místo.



Obrázek 3.15 Silové účinky na jednotlivé svary propojky

Pro výpočet je nutné sečíst všechny účinky k **bodu 1–2**. Účinky síly F_x , F_y , F_z a momentů M_x a M_y jsou vypočteny pro svar 1. Pro svar 2 budou vypočteny účinky síly F_z a momentu M_z . Charakteristický rozměr profilu je $b = 120 \text{ mm}$, pro výpočet momentu bude použit rozměr zvětšený o svar $bw = 128 \text{ mm}$. Výška koutového svaru $a = 8 \text{ mm}$.

Plocha svaru je pro všechny hrany tohoto profilu stejná, vypočte se jako:

$$A = b \cdot a = 120 \cdot 8 = 960 \text{ mm}^2. \quad (45)$$

SVAR 1

Smykové napětí svaru od síly F_x je vypočteno jako:

$$\tau_{FX1} = \frac{F_{w1x1}}{A}. \quad (46)$$

Síla F_{w1x1} je vypočtena jako:

$$F_{w1X1} = \frac{F_X}{4} = \frac{216\,346}{4} = 54\,087 \text{ N.} \quad (47)$$

Po dosazení vypočteme smykové napětí svaru jako:

$$\tau_{FX1} = \frac{54\,087}{960} = 56,3 \text{ MPa.} \quad (48)$$

Smykové napětí svaru od síly F_Y je vypočteno jako:

$$\tau_{FY1} = \frac{F_{w1Y}}{A}. \quad (49)$$

Síla F_{w1Y} je vypočtena jako:

$$F_{w1Y} = \frac{F_Y}{4} = \frac{7\,403}{2} = 3701 \text{ N.} \quad (50)$$

Po dosazení vypočteme smykové napětí svaru jako:

$$\tau_{FY1} = \frac{3701}{960} = 3,9 \text{ MPa.} \quad (51)$$

Smykové napětí svaru od momentu M_x je vypočteno jako:

$$\tau_{MX1} = \frac{F_{w1Z}}{A}. \quad (52)$$

Síla F_{w1Z} je vypočtena jako:

$$F_{w1Z} = \frac{M_x}{2 \cdot b_w} = \frac{726\,742}{2 \cdot 128} = 2839 \text{ N.} \quad (53)$$

Po dosazení vypočteme smykové napětí svaru jako:

$$\tau_{MX1} = \frac{2839}{960} = 3 \text{ MPa.} \quad (54)$$

Smykové napětí svaru od momentu M_Y je vypočteno jako:

$$\tau_{MY1} = \frac{F_{w1X2}}{A}. \quad (55)$$

Síla F_{w1X2} je vypočtena jako:

$$F_{w1X2} = \frac{M_Y}{b_w} = \frac{10\,385\,090}{128} = 81\,133,5 \text{ N.} \quad (56)$$

Po dosazení vypočteme smykové napětí svaru jako:

$$\tau_{MY1} = \frac{81\,133,5}{960} = 84,5 \text{ MPa.} \quad (57)$$

Celkové smykové napětí pro svar 1 vypočteme jako:

$$\tau_1 = \tau_{FX1} + \tau_{FY1} + \tau_{MX1} + \tau_{MY1} = 147,7 \text{ MPa.} \quad (58)$$

SVAR 2

Smykové napětí svaru od síly F_x je vypočteno jako:

$$\tau_{FX2} = \frac{F_{w2X1}}{A}. \quad (59)$$

Síla F_{w2X1} je vypočtena jako:

$$F_{w1X1} = \frac{F_x}{4} = \frac{216\,346}{4} = 54\,087 \text{ N.} \quad (60)$$

Po dosazení vypočteme smykové napětí svaru jako:

$$\tau_{FX2} = \frac{54\,087}{960} = 56,3 \text{ MPa.} \quad (61)$$

Smykové napětí svaru od síly F_z je vypočteno jako:

$$\tau_{FZ2} = \frac{F_{w2Z}}{A}. \quad (62)$$

Síla F_{w2Z} je vypočtena jako:

$$F_{w2Z} = \frac{F_z}{2} = \frac{12\,474}{2} = 6\,237 \text{ N.} \quad (63)$$

Po dosazení vypočteme smykové napětí svaru jako:

$$\tau_{FZ} = \frac{6\,237}{960} = 6,5 \text{ MPa.} \quad (64)$$

Smykové napětí svaru od momentu M_z je vypočteno jako:

$$\tau_{MZ2} = \frac{F_{w2X2}}{A}. \quad (65)$$

Síla F_{w2X2} je vypočtena jako:

$$F_{w2X2} = \frac{M_z}{b_w} = \frac{5\,190\,358}{128} = 40\,549,6 \text{ N.} \quad (66)$$

Po dosazení vypočteme smykové napětí svaru jako:

$$\tau_{MZ} = \frac{40\,549,6}{960} = 42,2 \text{ MPa.} \quad (67)$$

Celkové smykové napětí pro svar 2 vypočteme jako:

$$\tau_2 = \tau_{FX2} + \tau_{FZ2} + \tau_{MZ2} = 105 \text{ MPa.} \quad (68)$$

SMYKOVÉ NAPĚTÍ V BODĚ 1–2

Smykové napětí svarového spoje je vypočteno:

$$\tau = \tau_1 + \tau_2 = 147,7 + 105 = 252,7 \text{ MPa.} \quad (69)$$

Využití:

$$u = \frac{\tau}{f_w} = \frac{252,7}{261,7} = 0,97 < 1, \quad (70)$$

proto **vyhovuje**.

4 STABILITA

Kritickým stavem pro konstrukci z hlediska stability je zátěžný stav **F) mimo provoz bez kabin** (kap. X). Suma zatížení od větru je při tomto zátěžném stavu ze všech zátěžných stavů maximální a zároveň kolo není stabilizováno tíhou kabin s pasažéry. Stabilita je ověřena dle normy (ČSN EN 13814-1, kap. 4.5.1 [7]). Norma klade za požadavek ověření dvou mezních stavů:

- převrácení
- posunutí

4.1 ZATÍŽENÍ

Součinitel bezpečnosti pro převrácení a posuv γ je dán normou ČSN EN 13814-1, kap. 4.5.1.2 [7]. Pro vlastní tíhu je jeho hodnota $\gamma = 1$. Pro náhodné účinky větru pro zábavní atrakce vyšší než 20 m je dopočítán dle normy jako:

$$\gamma = 1,2 + 0,3 \cdot (h - 20)/40 = 1,28, \quad (71)$$

kde výška konstrukce $h = 31,5$ m. Pro přesný výpočet zatížení od větru se součinitelem bezpečnosti $\gamma = 1,28$ byl zatěžující stav F) Mimo provoz bez kabin (kap. 2.6) zkopírován a hodnota původního bezpečnostního součinitele změněna na hodnotu $\gamma = 1,28$. Programem FEMAP (pomocí funkce Sum Forces) je celková hodnota sil od větru odečtena (Obrázek 4.1) jako $F_z = 497\,088$ N.

```
Totals (CSys 0)
About Location      X =   -11220.45   Y =   -19731.09   Z =    2500.
Forces              FX =           0.   FY =   -1598908.   FZ =   -497088.1
Moments             MX = -1.42618E+10  MY =  5478351721.  MZ = -1.80981E+10
```

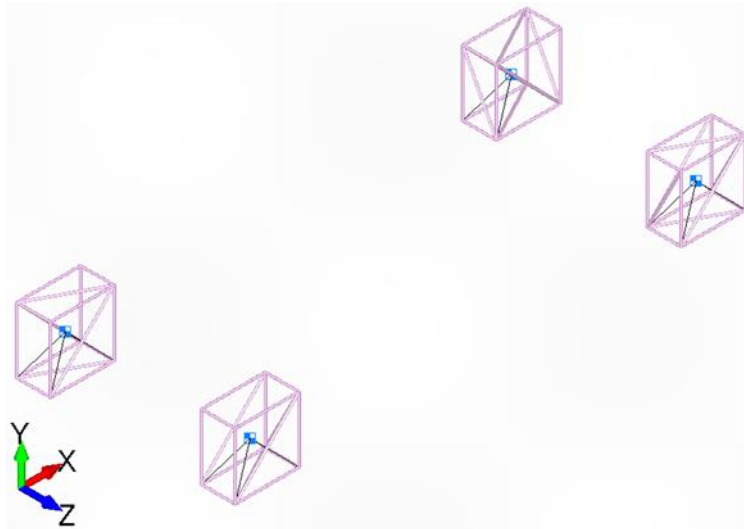
Obrázek 4.1 Funkce Sum Forces v programu FEMAP

Hmotnost kola se základnou je odečtena programem FEMAP pomocí funkce Check Mass Properties jako $Mass = 145,4$ t (Mass = hmotnost) (Obrázek 4.2).

	Mass	X	Y	Z
Structural	145.3553	98.60068	-12262.92	-850.
NonStructural	0.	0.	0.	0.
Total	145.3553	98.60068	-12262.92	-850.

Obrázek 4.2 Funkce Check Mass Properties v programu FEMAP

Pro zvýšení stability tvoří rohy základny nádrže s vodou (Obrázek 4.3). Hmotnost vody je v pevnostním modelu aplikována jako MASS element do středu nádrže pomocí RBE3 elementu.

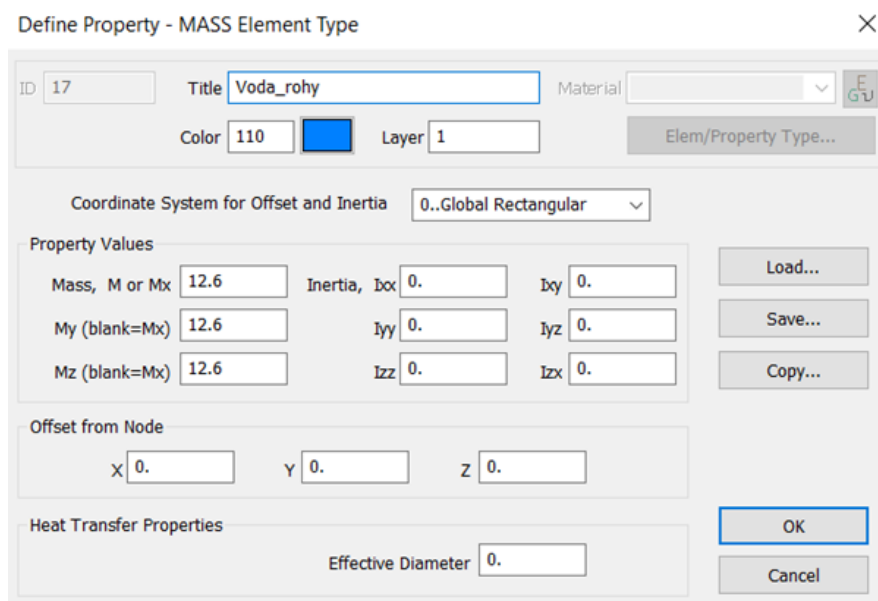


Obrázek 4.3 Nádře s vodou

Hmotnost vody jedné plné nádrže je vypočtena jako:

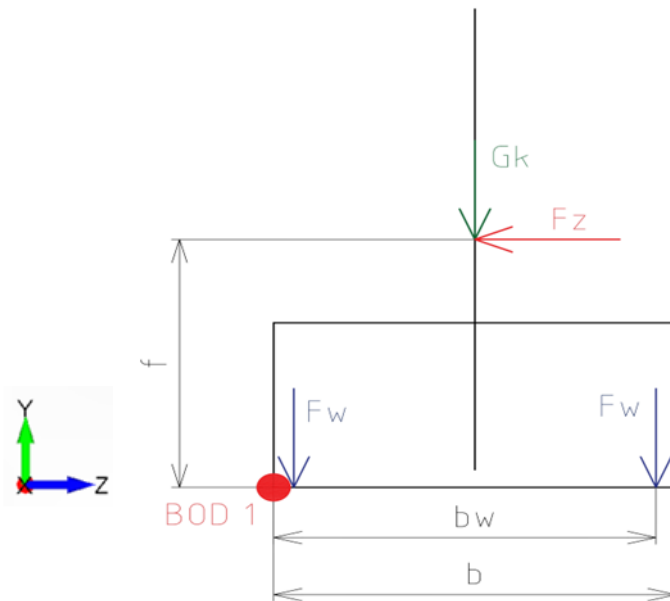
$$m_W = V [m^3] \cdot \rho \left[\frac{t}{m^3} \right] = (1,5 \cdot 2,9 \cdot 2,9) \cdot 0,997 = 12,6 t, \quad (72)$$

kde V je objem nádrže a ρ je hustota vody. Hmotnost vody je v základní jednotce programu FEMAP pro definici MASS elementu (Obrázek 4.4).



Obrázek 4.4 MASS Element Type v programu FEMAP

Zjednodušený náčrt konstrukce (Obrázek 4.5) v pohledu z boku (v ose X) zobrazuje zatížení působící na konstrukci G_K , F_Z , F_W . Bod 1 je bod, definující osu otáčení, ke které je provedena kontrola na převrácení.



Obrázek 4.5 Zatížení působící na konstrukci – pohled z boku

Parametry:

- tíha konstrukce: $G_K = Mass \cdot g = 1\,454\text{ kN}$
- tíha vody v nádrži: $F_W = m_w \cdot g = 126\text{ kN}$
- suma sil od větru: $F_Z = 497\,088\text{ N}$
- výška do středu kola: $f = 16,5\text{ m}$
- vzdálenost středu nádrží: $b_w = 8,85\text{ m}$
- šířka podstavy konstrukce: $b = 9,7\text{ m}$

kde $g = 10\text{ m/s}$ je tíhové zrychlení.

4.2 KONTROLA PŘEVŘÁCENÍ

Bezpečnost proti převrácení je dána dle normy (ČSN EN 13814-1, kap. 4.5.1.2 [7]) jako:

$$\sum \gamma M_{Rk,stab} \geq \sum \gamma M_{Ek,dst} , \quad (73)$$

kde $M_{Rk,stab}$ je stabilizující moment vzniká vlastní tíhou kola, základny a nádrží s vodou. Destabilizující moment $M_{Ek,dst}$ je způsoben silou od větru.

Nyní je možné sepsat momentovou rovnici k **bodů 1** ve tvaru:

$$G_K \cdot \frac{b}{2} + 2 \cdot F_W \cdot b_w \geq F_Z \cdot f, \quad (74)$$

kde tíha vody F_W je vynásobena dvěma z důvodu umístění dvou nádrží na jedné straně. Vypočteme:

$$1\,454\,000 \cdot \frac{9,7}{2} + 2 \cdot 126\,000 \cdot 8,85 \geq 497\,088 \cdot 16,5 . \quad (75)$$

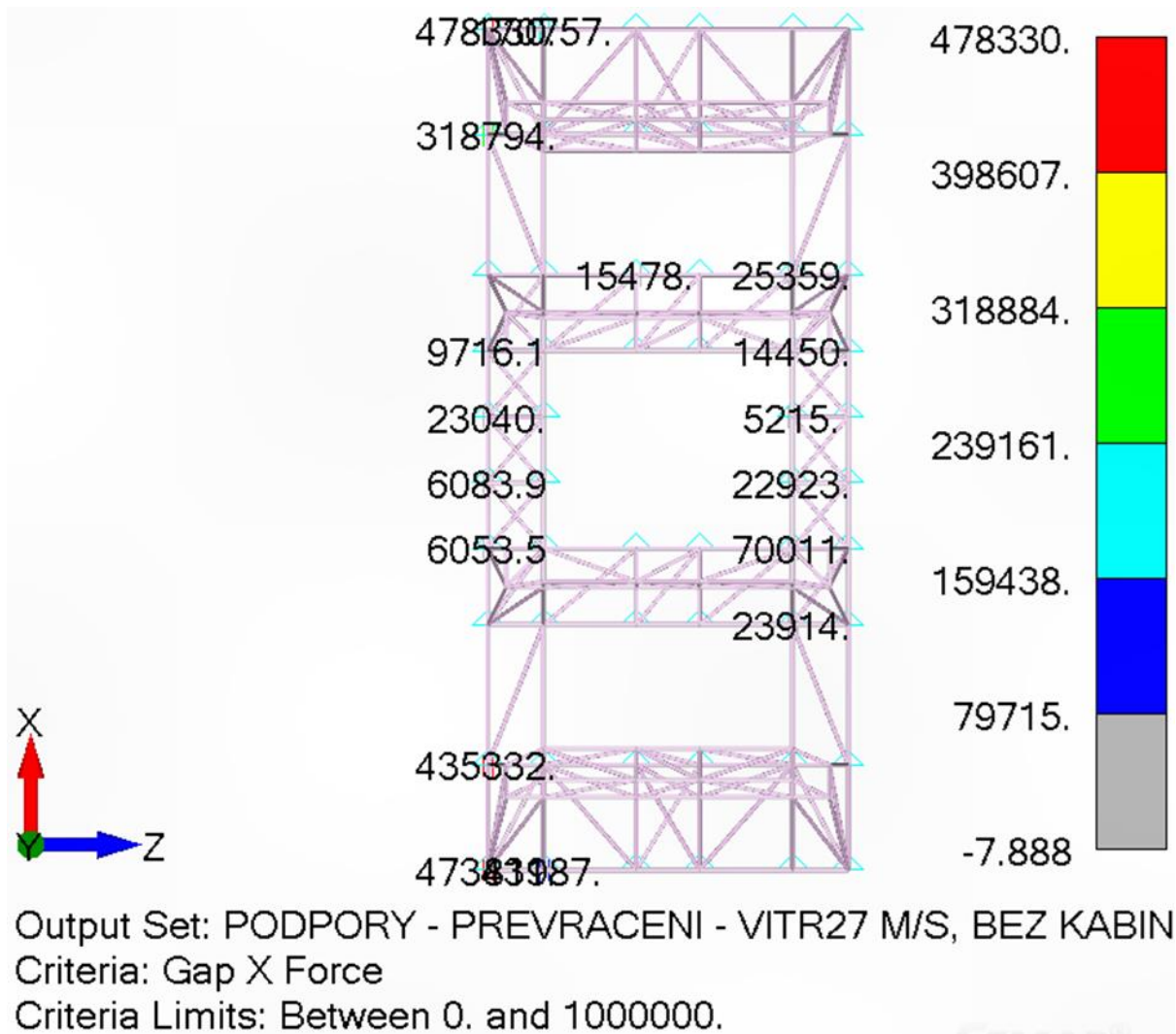
Podmínka (73):

$$9\,282\,100 \geq 8\,201\,952 \quad (76)$$

je splněna, **proto vyhovuje**.

Kontrola je provedena přímo v softwaru FEMAP. Celá základna je umístěna na prvcích typu kontakt – elementech GAP. Pokud jsou kontakty v tlaku, řešení konverguje a nedochází tak k převrácení konstrukce (Obrázek 4.6). Ne všechny kontakty jsou však v tlaku. To znamená, že části konstrukce jsou nadzvednuty, nicméně pokud je výslednice zatížení před osou otáčení je konstrukce stabilní.

Pozn.: Kontakty mají malou (zanedbatelnou) tuhost v tahu z důvodu stabilizace výpočtu, což vede k tlakové síle v kontaktech maximálně 7,8 N, což je zanedbatelné a nemá vliv na výsledek výpočtu.



Obrázek 4.6 Kontakty v tlaku – pohled shora

4.2.1 KONTROLA POSUNUTÍ

Kontrola proti posunutí je dána dle normy (ČSN EN 13814-1, kap. 4.5.1.3 [7]) jako:

$$\mu \cdot \sum \gamma N_K \geq \sum \gamma H_K, \quad (77)$$

kde N_K je vertikální zatížení a H_K je horizontální zatížení. Vertikální zatížení je dáno tíhou kola, základny a nádrží naplněných vodou. Horizontálním zatížením je vítr, pro který je bezpečnostní součinitel $\gamma = 1,28$ (viz kap. 3.6.1), který je v síle F_Z již zahrnut. Konstrukce nebude stát přímo na podkladu, ale bude podložena dřevem. Součinitel tření μ je proto zvolen z normy ((ČSN EN 13814-1, tab. 1 [7]) jako styk dřeva a oceli (Obrázek 4.7).

	Wood	Steel	Concrete
Wood	0,4	0,4	0,6
Steel	0,4	0,1	0,2
Concrete	0,6	0,2	0,5
Clay ^a	0,25	0,2	0,25
Loam ^a	0,4	0,2	0,4
Sand and gravel	0,65	0,2	0,65

^a Further information could be found in EN ISO 14688-2

Obrázek 4.7 Součinitel tření μ [7]

Rovnice (77) je sepsána ve tvaru:

$$\mu \cdot (G_K + 4 \cdot F_W) \geq F_Z, \quad (78)$$

po dosazení:

$$0,4 \cdot (1\,454\,000 + 4 \cdot 126\,000) \geq 497\,088 \quad (79)$$

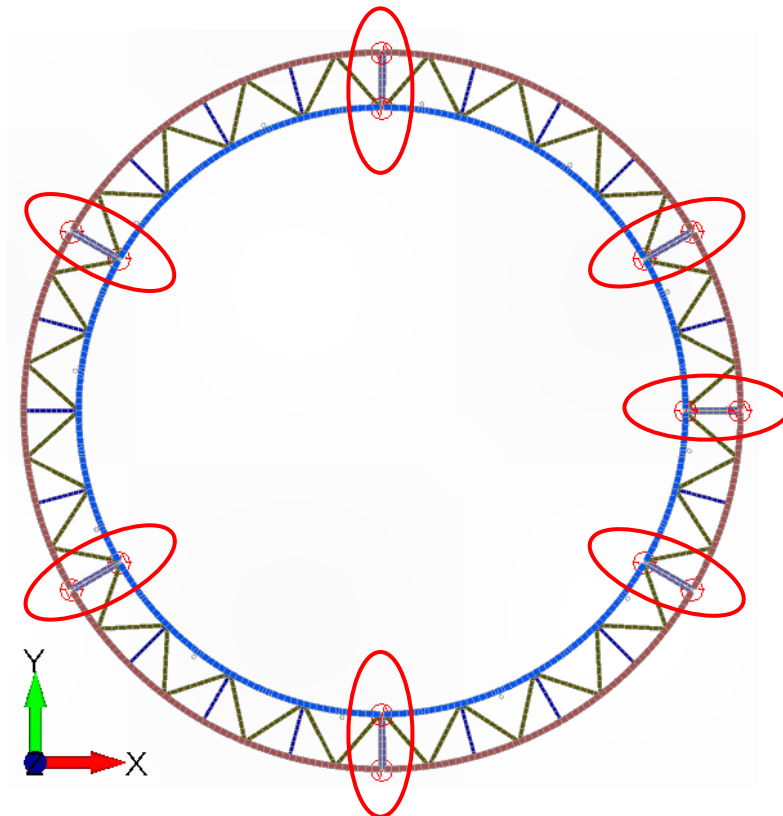
Podmínka:

$$783\,200 \geq 497\,088 \quad (80)$$

je splněna. Bezpečnost proti posunutí **vyhovuje za podmínky podložení konstrukce dřevem.**

5 SPOJE

Spoje u zábavní techniky jsou zejména čepové z důvodu snadné montáže. Spoje, které obsahuje základna nejsou řešeny, jejich řešení je nad rámec této práce. Obruč má dva typy spojů. Spoje na obruči jsou spoj nosníku kabin s vnitřním hlavním profilem a spoj segmentů. Pro kontrolu byl vybrán spoj segmentů (Obrázek 5.1), neboť je kritický pro pevnost obruče.



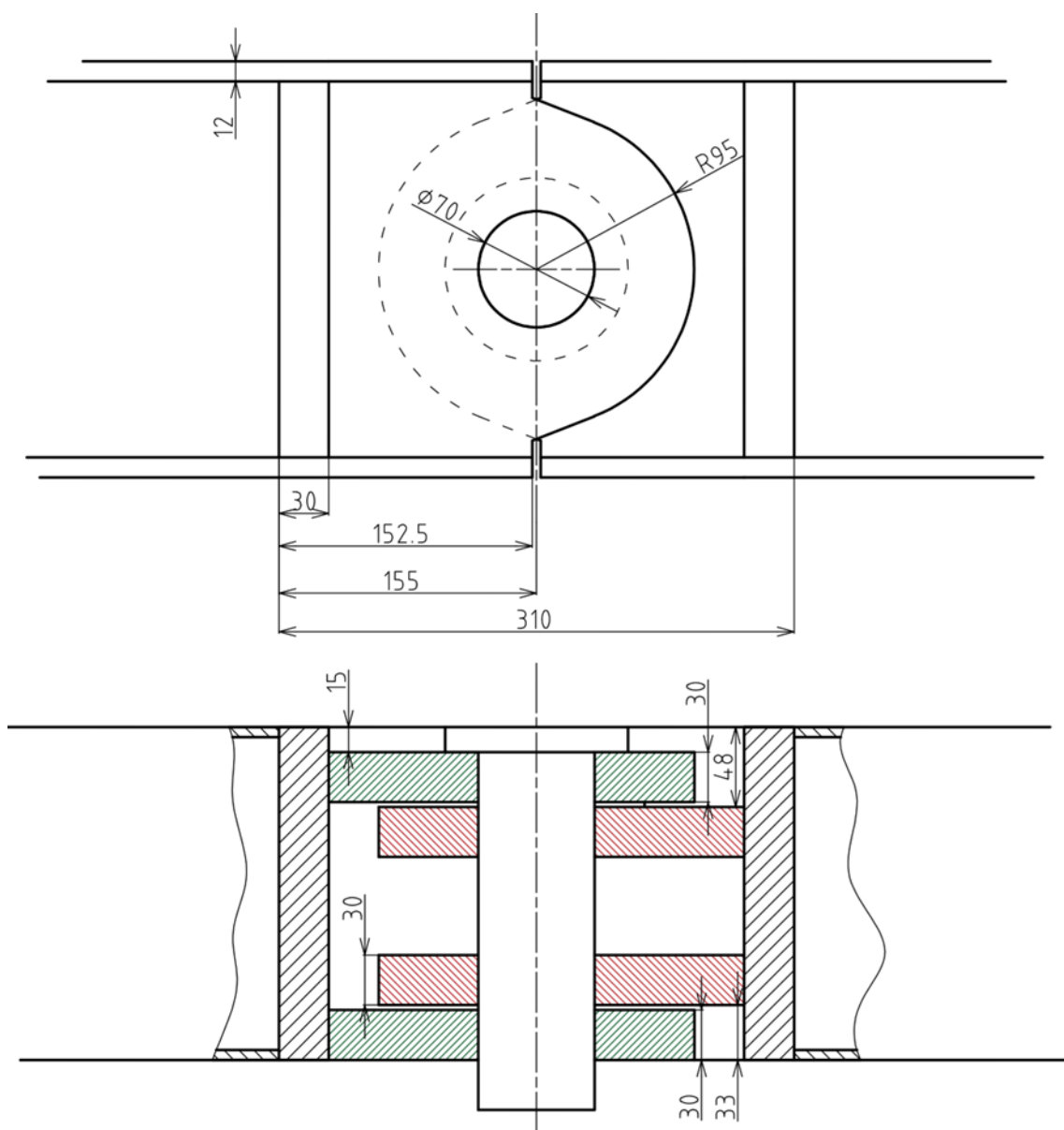
Obrázek 5.1 Pozice řešených spojů

Kolo je sestaveno z šesti segmentů, které jsou spojeny pomocí čepů (kap. 2.1.2). Zatížení spoje je odečteno z BUSH elementu tvořící náhradu spoje v programu FEMAP (kap. 2.1.2). Navrhnutý čep je ověřen dle normy ČSN EN 1993-1-8 [3] pojednávající o navrhování styčnicků a spojů ocelových konstrukcí.

Metodika kontroly oka podle ČSN EN 1993-1-8 [3] není dostatečně robustní pro oko zatížené příčně, proto je použita kontrola podle literatury *Airframe Stress Analyses and Sizing* [11]. Je provedena kontrola svarového spoje oka s hlavním nosným profilem dle normy ČSN EN 1993-1-8, kap.4 [3].

5.1 KONSTRUKCE SPOJE

Čepový spoj je proveden čtyřmi oky (Obrázek 5.2). Hlavní nosný profil je ukončen deskou o tloušťce 30 mm. K desce jsou přivařena oka plně provařeným svarem. Pásnice hlavního nosného profilu desku plně přesahuje pro zvýšení boční tuhosti ok a pro plynulý přejezd podpěrných kol.



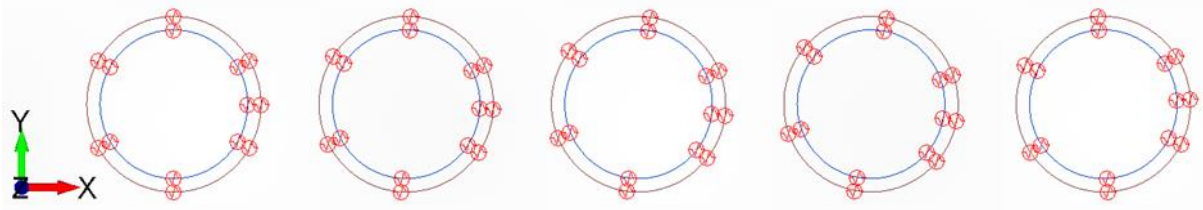
Obrázek 5.2 Konstrukce spoje segmentů

Oka jsou vyrobená stejně jako celá konstrukce ze svařitelné konstrukční oceli S355J2. Mez kluzu $f_y = 355 \text{ MPa}$ a mez pevnosti $f_u = 510 \text{ MPa}$. Oka jsou umístěna nesymetricky vůči ose hlavního profilu z důvodu zachování prostoru pro hlavu čepu. Hlava čepu nesmí zasahovat vně hlavních nosných profilů – zásadní překážka při odvalování opěrných kol základny. Vůle mezi oky je $v = 3 \text{ mm}$.

Čep o průměru $d = 70 \text{ mm}$ je vyroben z nízkolegované ušlechtilé chrom – molybdenové oceli 42CrMoS4. Vysoká pevnost ušlechtilé oceli umožňuje použití čepu menšího průměru.

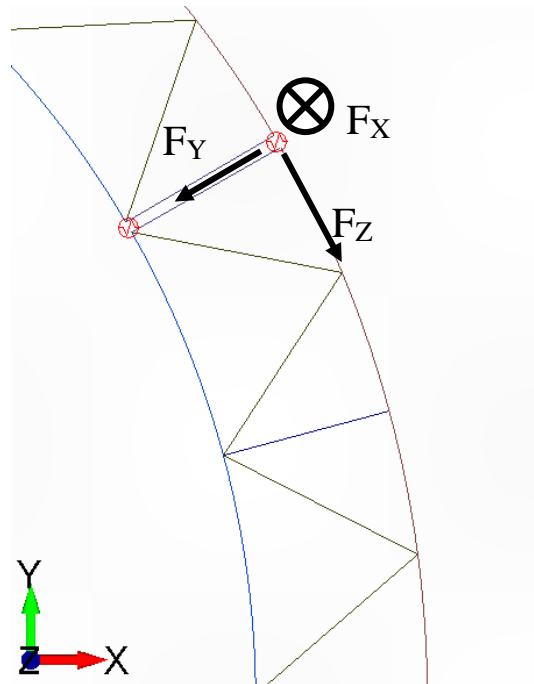
5.2 ZATÍŽENÍ

Náhrada spoje je provedena v programu MKP modelu dvěma RBE2 elementy (tuhé prvky), které spojují dva elementy typu BUSH (kap. 2.1.2). Bush element je uvolněn v ose X elementu. Přenášené zatížení je vypsáno pro všechny čepy pomocí sil v elementu BUSH ve směrech (Obrázek 5.3).



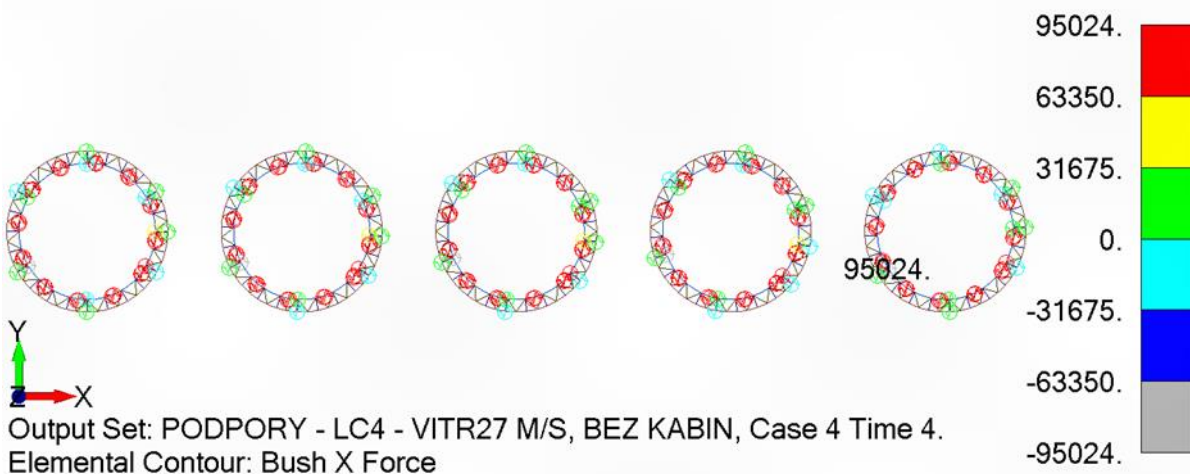
Obrázek 5.3 Bush elementy pro výpis zatížení

Osa X elementu míří v ose čepu, osa Y má směr do středu kola a osa Z elementu je ke kolu tečná (Obrázek 5.4).



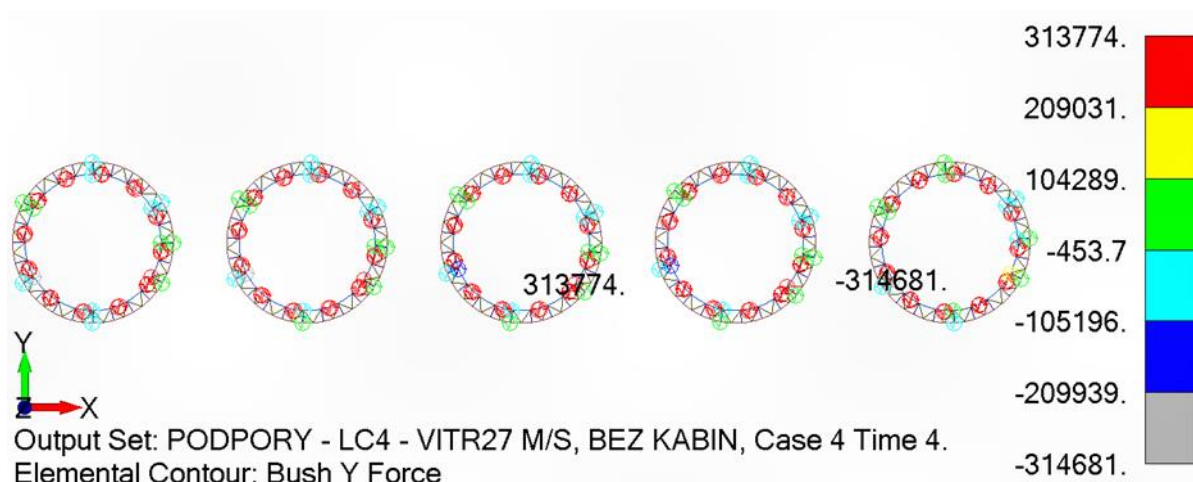
Obrázek 5.4 Orientace BUSH elementu

Maximální síly ve spoji jsou pro zátěžný stav – **F) Mimo provoz bez kabin** (kap. X), při které je základní rychlost větru 27 m/s. Maximální síla v ose X – F_x je odečtena z Bush X Force (Obrázek 5.5).



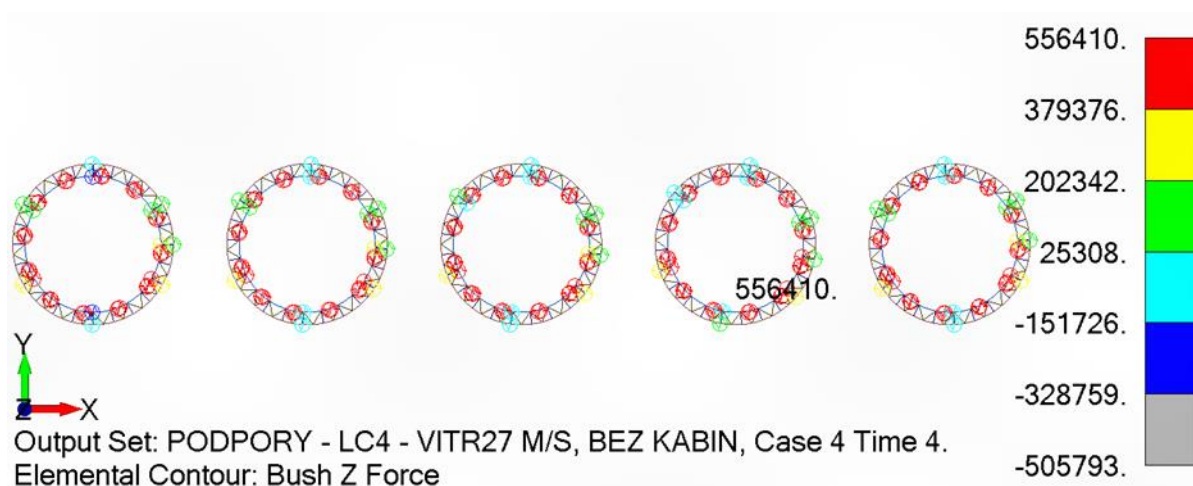
Obrázek 5.5 Bush X Force – F) Mimo provoz bez kabin

Maximální síla v ose Y – F_Y je odečtena z Bush Y Force v absolutní hodnotě, protože směr není rozhodující z důvodu symetrie oka (Obrázek 5.6).



Obrázek 5.6 Bush Y Force – F) Mimo provoz bez kabin

Maximální síla v ose Z – F_Z je odečtena z Bush Z Force (Obrázek 5.7).



Obrázek 5.7 Bush Z Force – F) Mimo provoz bez kabin

Pro výpočet oka je použita obálka sil (Tabulka 5.1), což je konzervativní.

Tabulka 5.1 Obálka sil Bush – F) Mimo provoz bez kabin

Síla	[N]
F_X	95 024
F_Y	314 681
F_Z	556 410

Pro výpočet čepu je určena návrhová síla geometrickým součtem (Pythagorovou větou) smykových sil F_Y a F_Z . Čepový spoj je v modelu nahrazen dvěma BUSH elementy (2.1.2), proto je výsledná návrhová síla čepu F_{ea} dvojnásobkem maximální hodnoty geometrického součtu. Návrhová síla spoje je:

5.3.1 ÚNOSNOST ČĚPU VE STŘIHU

Únosnost čepu je dána vztahem dle normy ČSN EN 1993–1–8, tabulka 3.10 [3] jako:

$$F_{v,Rd} = \frac{0,6 \cdot A \cdot f_{up}}{\gamma_{M2}} \geq F_{v,Ed}, \quad (83)$$

kde f_{up} je mez pevnosti čepu a γ_{M2} bezpečnostní součinitel únosnosti čepu a A je plocha průřezu čepu vypočtena jako:

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 3848 \text{ mm}^2. \quad (84)$$

Po dosazení:

$$F_{v,Rd} = \frac{0,6 \cdot 3848 \cdot 900}{1,25} = 1\,662\,336 \text{ N}. \quad (85)$$

Návrhová síla pro výpočet únosnosti čepu ve stříhu – posouvající síla, se vypočte jako:

$$F_{v,Ed} = \frac{F_{Ed}}{2} = 639\,231 \text{ N}. \quad (86)$$

Využití u vypočteme jako:

$$u = \frac{F_{v,Ed}}{F_{v,Rd}} = \frac{639\,231}{1\,662\,336} = 0,38 < 1, \quad (87)$$

proto **vyhovuje**.

5.3.2 ÚNOSNOST PLECHU A ČĚPU V OTLAČENÍ

Únosnost je dána vztahem dle normy ČSN EN 1993–1–8, tabulka 3.10 [3] jako:

$$F_{b,Rd} = \frac{1,5 \cdot t \cdot d \cdot f_y}{\gamma_{M0}} \geq F_{b,Ed} \quad (88)$$

kde t je tloušťka stěny oka, d je průměr čepu, f_y je nižší z meze kluzu čepu nebo spojované části a bezpečnostní součinitel γ_{M0} je dán normou ČSN EN 13814–1, kap. 4.7.2. Po dosazení:

$$F_{b,Rd} = \frac{1,5 \cdot 30 \cdot 70 \cdot 355}{1,1} = 1\,016\,590 \text{ N}. \quad (89)$$

Z geometrie vyplývá, že návrhová síla pro výpočet otláčení $F_{b,Ed}$ se rovná 1/2 návrhové smykové síly F_{Ed} , platí tedy:

$$F_{b,Ed} = \frac{F_{Ed}}{2} = 639\,231 \text{ N}. \quad (90)$$

Využití u vypočteme jako:

$$u = \frac{F_{b,Ed}}{F_{b,Rd}} = \frac{639\,231}{1\,016\,590} = 0,62 < 1, \quad (91)$$

proto **vyhovuje**.

Pro výměnný čep se má splnit podmínka dle normy ČSN EN 1993–1–8, tabulka 3.10 [3]:

$$F_{b,Rd,ser} = \frac{0,6 \cdot t \cdot d \cdot f_y}{\gamma_{M6,ser}} \geq F_{b,Ed,ser} \quad (92)$$

kde t je tloušťka stěny oka, d je průměr čepu, f_y je nižší z meze kluzu čepu nebo spojované části a bezpečnostní součinitel $\gamma_{M6,ser}$ je 1 (ČSN EN 1993 – 1 – 8, kap. 2.2 [3]). Po dosažení:

$$F_{b,Rd,ser} = \frac{0,6 \cdot t \cdot d \cdot f_y}{\gamma_{M6,ser}} = \frac{0,6 \cdot 30 \cdot 70 \cdot 355}{1} = 474\,300 \text{ N}. \quad (93)$$

Z geometrie vyplývá, že návrhová síla pro výpočet otláčení výměnného čepu $F_{b,Ed,ser}$ se rovná 1/2 návrhové smykové síly $F_{Ed,ser}$, platí tedy:

$$F_{b,Ed,ser} = \frac{F_{Ed,ser}}{2} = 473\,505 \text{ N}. \quad (94)$$

Využití u vypočteme jako:

$$u = \frac{F_{b,Ed,ser}}{F_{b,Rd,ser}} = \frac{473\,505}{474\,300} = 0,99 < 1, \quad (95)$$

proto **vyhovuje**.

5.3.3 ÚNOSNOST ČEPU V OHYBU

Spoj provedený pomocí čtyř ok a čepu (Obrázek 5.2) neodpovídá přesné konfiguraci dle normy (ČSN EN 1993–1–8, obr. 3.11 [3]), proto bude návrhový ohybový moment M_{Ed} vypočten pro tento případ z VVÚ čepu (Obrázek 5.8) jako:

$$M_{Ed} = \frac{F_{Ed}}{2} \cdot \left(\frac{t}{2} + v + \frac{t}{2} \right), \quad (96)$$

kde F_{Ed} je návrhová síla přenášená spojem, t je tloušťka plechu a v je vůle mezi plechy. Po dosažení vypočteme:

$$M_{Ed} = \frac{1\,278\,462}{2} \cdot \left(\frac{30}{2} + 3 + \frac{30}{2} \right) = 21\,094\,623 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}. \quad (97)$$

Únosnost čepu v ohybu je dána vztahem dle normy ČSN EN 1993–1–8, tabulka 3.10 [3] jako:

$$M_{Rd} = \frac{1,5 \cdot W_{el} \cdot f_{yp}}{\gamma_{M0}} \geq M_{Ed}, \quad (98)$$

kde f_{yp} je mez kluzu čepu, bezpečnostní součinitel γ_{M0} je dán normou ČSN EN 13814–1, kap. 4.7.2 [7] a elastický modul průřezu v ohybu W_{el} je vypočten jako:

$$W_{el} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 70^3}{32} = 33\,674 \text{ mm}^3. \quad (99)$$

Dosazením je dopočítána únosnost čepu v ohybu:

$$M_{Rd} = \frac{1,5 \cdot 33\,674 \cdot 650}{1,1} = 29\,847\,409 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (100)$$

Využití u vypočteme jako:

$$u = \frac{M_{Ed}}{M_{Rd}} = \frac{21\,094\,623}{29\,847\,409} = 0,71 < 1, \quad (101)$$

proto **vyhovuje**.

Pro výměnný čep musí být také splněna podmínka dle normy ČSN EN 1993–1–8, tabulka 3.10 [3]:

$$M_{Rd,ser} = \frac{0,8 \cdot W_{el} \cdot f_{yp}}{\gamma_{M6,ser}} \geq M_{Ed}, \quad (102)$$

kde bezpečnostní součinitel $\gamma_{M6,ser} = 1$ (ČSN EN 1993–1–8, kap. 2.2 [3]). Po dosazení:

$$M_{Rd,ser} = \frac{0,8 \cdot 33\,674 \cdot 650}{1} = 17\,510\,480 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}, \quad (103)$$

Návrhový ohybový moment pro výměnný čep při provozním zatížení vypočteme analogicky jako v předchozím výpočtu:

$$M_{Ed,ser} = \frac{F_{Ed,ser}}{2} \cdot \left(\frac{t}{2} + v + \frac{t}{2} \right) = \frac{947009}{2} \cdot (15 + 3 + 15) = 15\,625\,648 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}. \quad (104)$$

Využití u vypočteme jako:

$$u = \frac{M_{Ed,ser}}{M_{Rd,ser}} = \frac{15\,625\,648}{17\,510\,480} = 0,89 < 1, \quad (105)$$

proto **vyhovuje**.

5.3.4 ÚNOSNOST ČEPU PŘI KOMBINACI STŘIHU A OHYBU

Únosnost je dána splněním podmínky dle normy ČSN EN 1993–1–8, tabulka 3.10 [3]:

$$\left[\frac{M_{Ed}}{M_{Rd}} \right]^2 + \left[\frac{F_{v,Ed}}{F_{v,Rd}} \right]^2 \leq 1 \quad (106)$$

Po dosazení vypočteme:

$$\left[\frac{21\,094\,623}{29\,847\,409} \right]^2 + \left[\frac{639\,231}{1\,662\,336} \right]^2 = 0,65 \leq 1, \quad (107)$$

podmínka je splněna, proto **vyhovuje**.

5.3.5 NAPĚTÍ V KONTAKTU PRO VÝMĚNNÝ ČEP

Pro výměnný čep musí napětí v kontaktu vyhovovat dle normy (ČSN EN 1993–1–8, tab. 3.10 [3]) podmínce:

$$\sigma_{h,Ed} \leq f_{h,Rd} \quad (108)$$

Pro čep v oku je požadovaná minimální vůle, proto je maximální průměr díry v oku $d_0 = 70,1 \text{ mm}$. Napětí v kontaktu je dáno normou jako:

$$\sigma_{h,Ed} = 0,591 \cdot \sqrt{\frac{E \cdot F_{Ed,ser} \cdot (d_0 - d)}{d^2 \cdot t}}, \quad (109)$$

kde E je modul pružnosti v tahu, $F_{ed,ser}$ je návrhová hodnota síly v mezním stavu použitelnosti, d je průměr čepu a t je tloušťka plechu. Po dosazení vypočteme:

$$\sigma_{h,Ed} = 0,591 \cdot \sqrt{\frac{210000 \cdot 947\,009 \cdot (70,1 - 70)}{70^2 \cdot 30}} = 217 \text{ MPa} \quad (110)$$

Dovolená hodnota Hertzova napětí v soustředěném tlaku je dána normou jako:

$$f_{h,Rd} = \frac{2,5 \cdot f_y}{\gamma_{M6,ser}}, \quad (111)$$

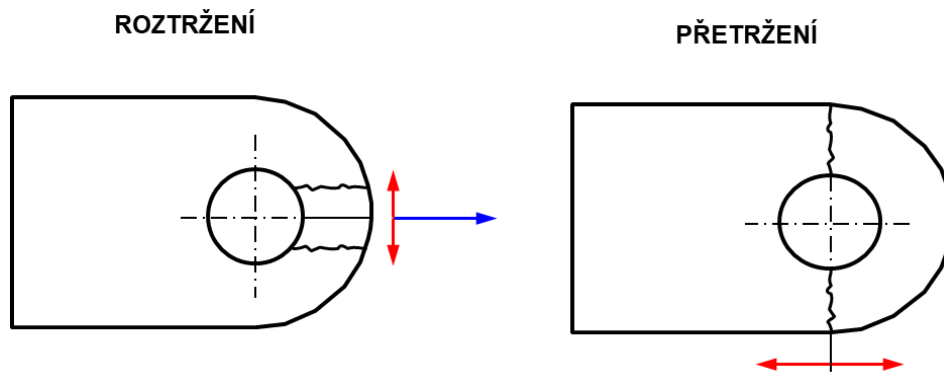
kde f_y je nižší z meze kluzu čepu nebo spojované části a bezpečnostní součinitel $\gamma_{M6,ser}$ je 1 (ČSN EN 1993–1–8, kap. 2.2 [3]). Po dosazení vypočteme:

$$f_{h,Rd} = \frac{2,5 \cdot 355}{1} = 888 \text{ MPa}. \quad (112)$$

Podmínka je splněna, proto **vyhovuje**.

5.4 OKO

Pro kontrolu oka na roztržení a přetržení (Obrázek 5.9) je zvolen postup dle literatury *Airframe Stress Analyses and Sizing* [11]. Pro urychlení výpočtu je použito makro pro software Excel poskytnuté firmou 5M LEVIT.

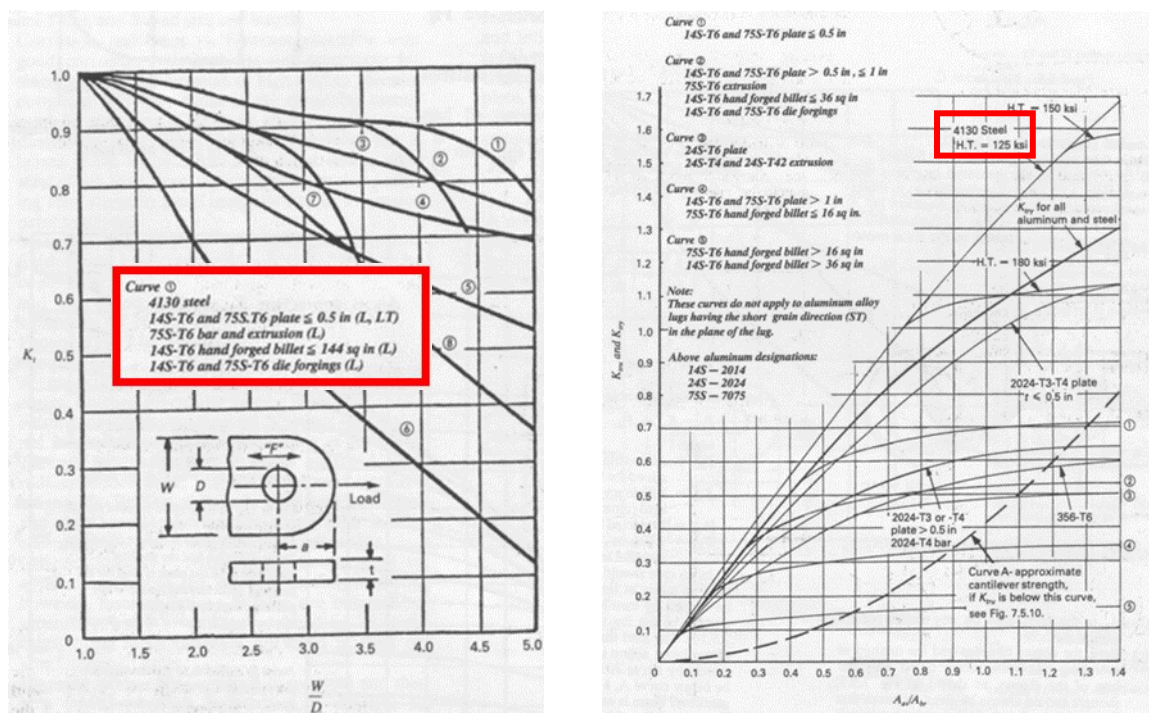


Obrázek 5.9 Roztržení a přetržení oka

5.4.1 KONTROLA OKA

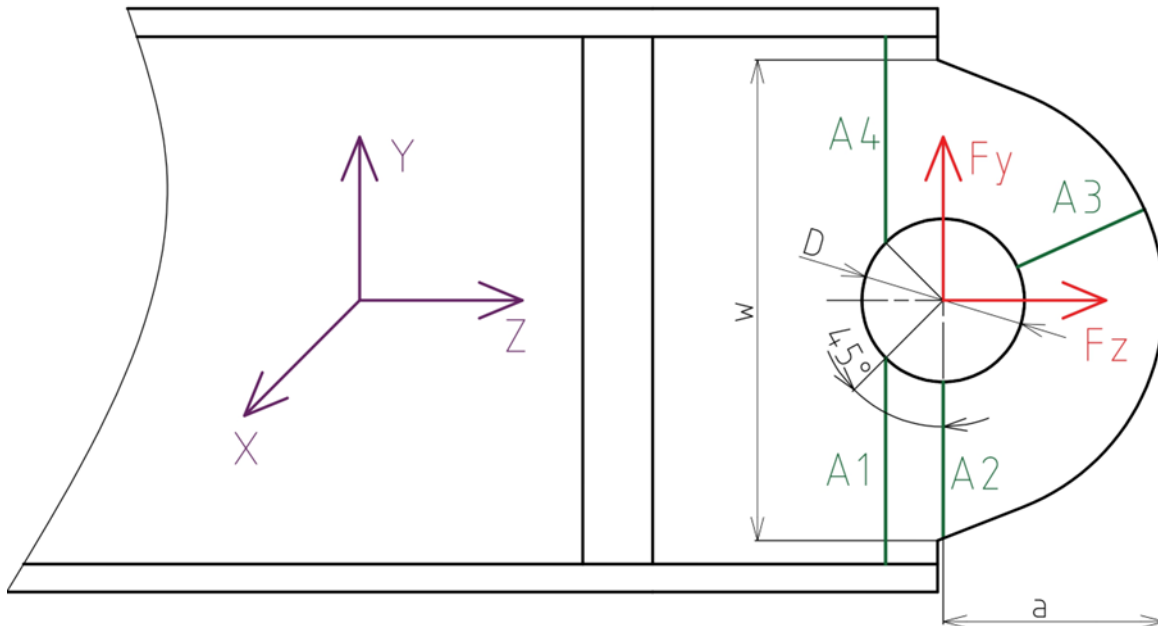
Zatížení oka je definováno v kapitole 5.2. Vstupní parametry pro výpočet oka na roztržení a přetržení jsou geometrické (Obrázek 5.11) a materiálové. Oko je ze svařitelné konstrukční oceli S355J2.

Pro výpočet podélného zatížení (směr z) je použita křivka 1.1 (Obrázek 5.10, vlevo), protože vlastnosti materiálu 4130 Steel jsou nejbližší použitému materiálu. Pro výpočet podélného zatížení (směr y) je použita křivka 2.11 (Obrázek 5.10, vpravo).



Obrázek 5.10 Křivky použité pro výpočet podélného zatížení ve směru Z a Y [11]

Rozměry oka požadované literaturou jsou zakótovány (Obrázek 5.11).



Obrázek 5.11 Rozměry oka pro výpočet roztržení a přetržení

Geometrie je popsána těmito parametry:

- průměr otvoru: $D = 70 \text{ mm}$
- tloušťka plechu: $t = 30 \text{ mm}$
- výška oka: $w = 206 \text{ mm}$
- délka nosu oka: $a = 95 \text{ mm}$
- plocha řezů:
 - $A1 = 2647 \text{ mm}^2$
 - $A2 = 2010 \text{ mm}^2$
 - $A3 = 1800 \text{ mm}^2$
 - $A4 = 2647 \text{ mm}^2$

Početní zatížení	Fz	556410	Fy	314681										
	Součinitel bezpečnosti (f * fzv)		1											
Rozměry [mm]	D	70												
	W	206												
	a	95												
	t	30												
Materialové vlastnosti														
Směr	Rm [MPa]	Rp0,2 [MPa]												
L	510	355												
LT	510	355												
ST	510	355												
Fbry	510													
<table border="1"> <tr> <td colspan="2">Orientace vláken</td> </tr> <tr> <td>směr X</td> <td>směr Y</td> </tr> <tr> <td><input checked="" type="radio"/> L</td> <td><input type="radio"/> L</td> </tr> <tr> <td><input type="radio"/> LT</td> <td><input checked="" type="radio"/> LT</td> </tr> <tr> <td><input type="radio"/> S</td> <td><input type="radio"/> ST</td> </tr> </table>					Orientace vláken		směr X	směr Y	<input checked="" type="radio"/> L	<input type="radio"/> L	<input type="radio"/> LT	<input checked="" type="radio"/> LT	<input type="radio"/> S	<input type="radio"/> ST
Orientace vláken														
směr X	směr Y													
<input checked="" type="radio"/> L	<input type="radio"/> L													
<input type="radio"/> LT	<input checked="" type="radio"/> LT													
<input type="radio"/> S	<input type="radio"/> ST													
Podélné zatížení (směr z)														
Únosnost														
Roztržení	1384385		Celková	1384385 N										
Přetržení	1923795													
Materiál :	Curve 1.1													
Deformace														
Roztažení	1032634			1032634 N										
Otlačení (z Rm)	1071000			1071000 N										
Málo rozebráná spojení														
Podélné zatížení (směr y)														
Plochy														
<input type="radio"/> Spočti ze základních rozměrů														
	A1	2647	A3	1800										
	A2	2010	A4	2647										
Únosnost	Roztržení+přetržení		1519728	1519728 N										
Materiál :	Curve 2.11													
Zlomení za okem:	NE													
Deformace														
Roztažení	845161		Celková	845161 N										
Součinitel bezpečnosti R.F. (kombinace)														
Únosnost			2.06											
Deformace			1.4											
Otlačení			1.67											

Obrázek 5.12 Výsledek výpočtu roztržení a přetržení v softwaru Excel

Součinitel bezpečnosti pro únosnost, deformaci i otlačení je >1, proto oko **vyhovuje**.

5.4.2 KONTROLA SVARU OKA

Kontrola bude provedena zjednodušenou metodou pro návrhovou únosnost koutového svaru dle normy pro navrhování styčnicků ČSN EN 1993-1-8, kap. 4.5.3.3 [3]. Pro plně provařené svary lze zjednodušit podmínku – pokud je napětí v místě svaru menší než návrhová pevnost svaru, poté svar vyhovuje. Návrhová pevnost svaru se vypočte jako:

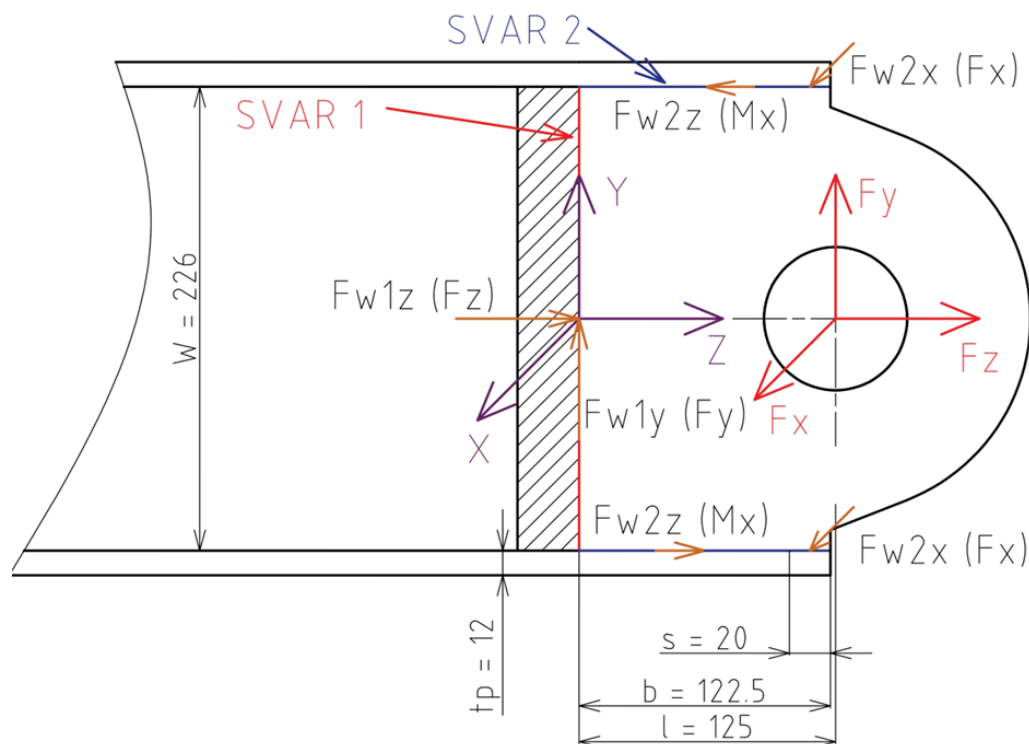
$$f_w = \frac{fu/\sqrt{3}}{\beta_w \cdot \gamma_{M2}} = \frac{510/\sqrt{3}}{0,69 \cdot 1,25} = 261,7 \text{ MPa}, \quad (113)$$

kde f_u je mez pevnosti svařovaného materiálu, normou daný korekční součinitel $\beta_w = 0,9$ (tab. 4.1 normy [3]) a únosnost svaru $\gamma_{M2} = 1,25$ (tab. 2.1 normy [3]). Zatížení oka (Tabulka 5.2) je definováno již v kap. 5.2, zde je uvedeno z důvodu přehlednosti.

Tabulka 5.2 Obálka sil Bush – F) Mimo provoz bez kabin

Síla	[N]
F_x	95 024
F_y	314 681
F_z	556 410

Oko je k segmentu přivařeno pomocí dvou svarů (resp. tří, svar 2 je nahoře i dole) o výšce svaru $a = 10,6 \text{ mm}$ (Obrázek 5.13). Účinky sil F_y a F_z odvádí svar 1. Svar 2 odvádí sílu F_y na délce svaru s a moment M_x vznikající silou F_y na rameni l .



Obrázek 5.13 Silové účinky na jednotlivé svary oka

SVAR 1

Smykové napětí svaru 1 je vypočteno jako:

$$\tau_1 = \frac{F_{w1Y}}{A_1} + \frac{F_{w1Z}}{A_1}, \quad (114)$$

kde $F_{w1Y} = F_y$, $F_{w1Z} = F_z$ a A_1 je plocha svaru, která se vypočte jako:

$$A_1 = 2 \cdot W \cdot a = 2 \cdot 226 \cdot 10,6 = 4791 \text{ mm}^2. \quad (115)$$

Po dosazení vypočteme smykové napětí svaru jako:

$$\tau_1 = \frac{314\,681}{4791} + \frac{556\,410}{4791} = 182 \text{ MPa} . \quad (116)$$

Využití:

$$u_1 = \frac{\tau_1}{f_w} = \frac{182}{262} = 0,69 < 1 , \quad (117)$$

proto **vyhovuje**.

SVAR 2

Smykové napětí svaru 2 je vypočteno jako:

$$\tau = \frac{F_{w2X}}{A_{21}} + \frac{F_{w2Z}}{A_{22}} , \quad (118)$$

kde A_1 a A_2 jsou plochy svarů, které jsou vypočteny jako:

$$A_{21} = 2 \cdot p \cdot a = 2 \cdot 20 \cdot 10,6 = 424 \text{ mm}^2 . \quad (119)$$

$$A_{22} = 2 \cdot b \cdot a = 2 \cdot 122,5 \cdot 10,6 = 2\,597 \text{ mm}^2 . \quad (120)$$

Síla F_{w2X} je vypočtena jako:

$$F_{w2X} = \frac{F_X}{2} = \frac{95\,024}{2} = 47\,512 \text{ N} . \quad (121)$$

Síla F_{w2Z} je vypočtena jako:

$$F_{w2Z} = \frac{F_Y \cdot l}{W} = \frac{314\,681 \cdot 125}{226} = 174\,049 \text{ N} . \quad (122)$$

Po dosazení vypočteme smykové napětí svaru jako:

$$\tau_2 = \frac{47\,512}{424} + \frac{174\,049}{2\,597} = 179 \text{ MPa} . \quad (123)$$

Využití:

$$u_2 = \frac{\tau_2}{f_w} = \frac{179}{262} = 0,68 < 1 , \quad (124)$$

proto **vyhovuje**.

6 ZKOUŠKA SVARU TAHEM

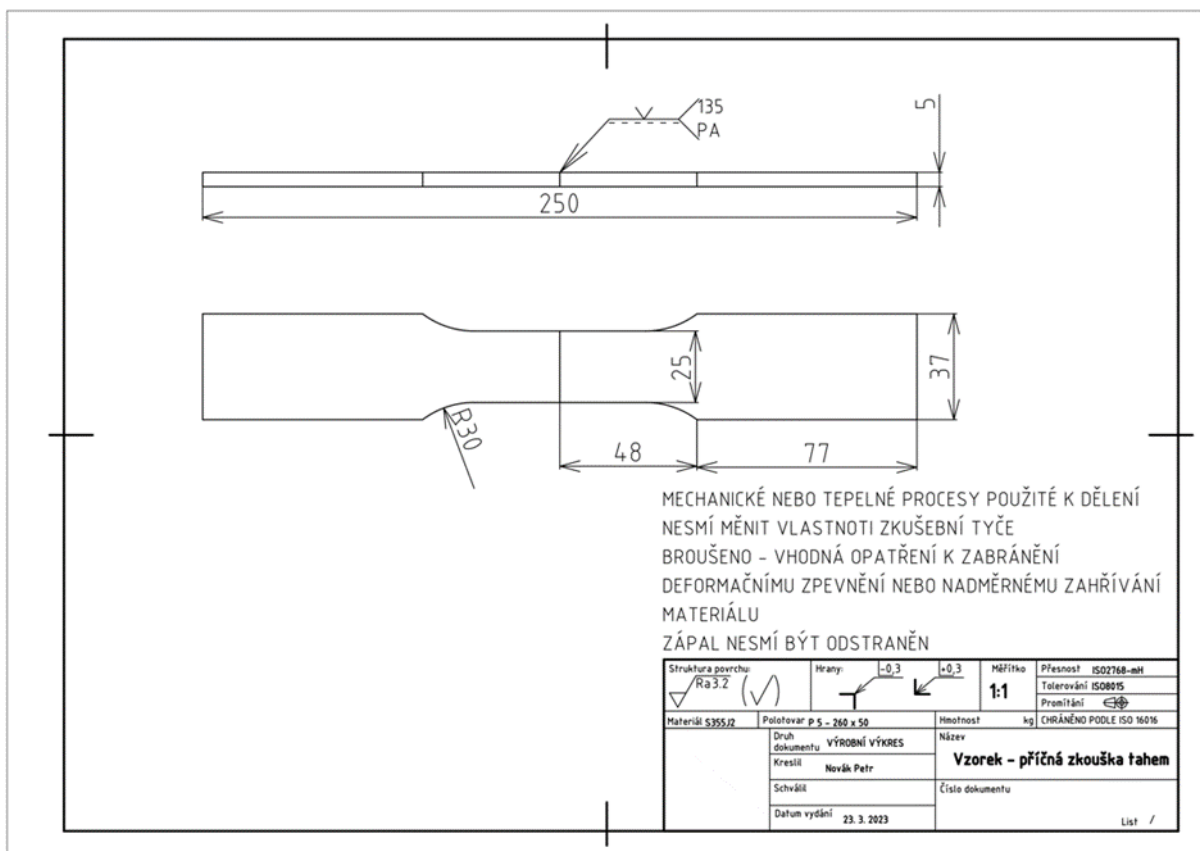
Návrh konstrukce není potřeba ověřovat zkouškou, pokud je proveden v souladu s příslušnou normou. Svařované konstrukce však mohou trpět nižší kvalitou ve výrobě. Z důvodu vyšší jistoty při návrhu konstrukce byla provedena trhací zkouška pro ověření pevnosti svarů dle normy ČSN EN ISO 4136 [9].

Materiál vzorku je ocel S355J2. Jmenovitou hodnotu meze kluzu f_y a pevnosti v tahu f_u konstrukčních ocelí válcovaných zatepla uvádí norma ČSN EN 1993-1-1. tab. 3.1 [2] (Obrázek 6.1).

Norma a pevnostní třída oceli	Jmenovitá tloušťka prvku t (mm)			
	$t \leq 40$ mm		$40 \text{ mm} < t \leq 80$ mm	
	f_y (N/mm ²)	f_u (N/mm ²)	f_y (N/mm ²)	f_u (N/mm ²)
EN 10025-2				
S 235	235	360	215	360
S 275	275	430	255	410
S 355	355	510	335	470
S 450	440	550	410	550

Obrázek 6.1 Jmenovité hodnoty meze kluzu f_y a pevnosti v tahu f_u konstrukčních ocelí 181[2]

Vzorek byl dle výkresu (Obrázek 6.2) vyřezán vodním paprskem.



Obrázek 6.2 Výkres vzorku pro tahovou zkoušku

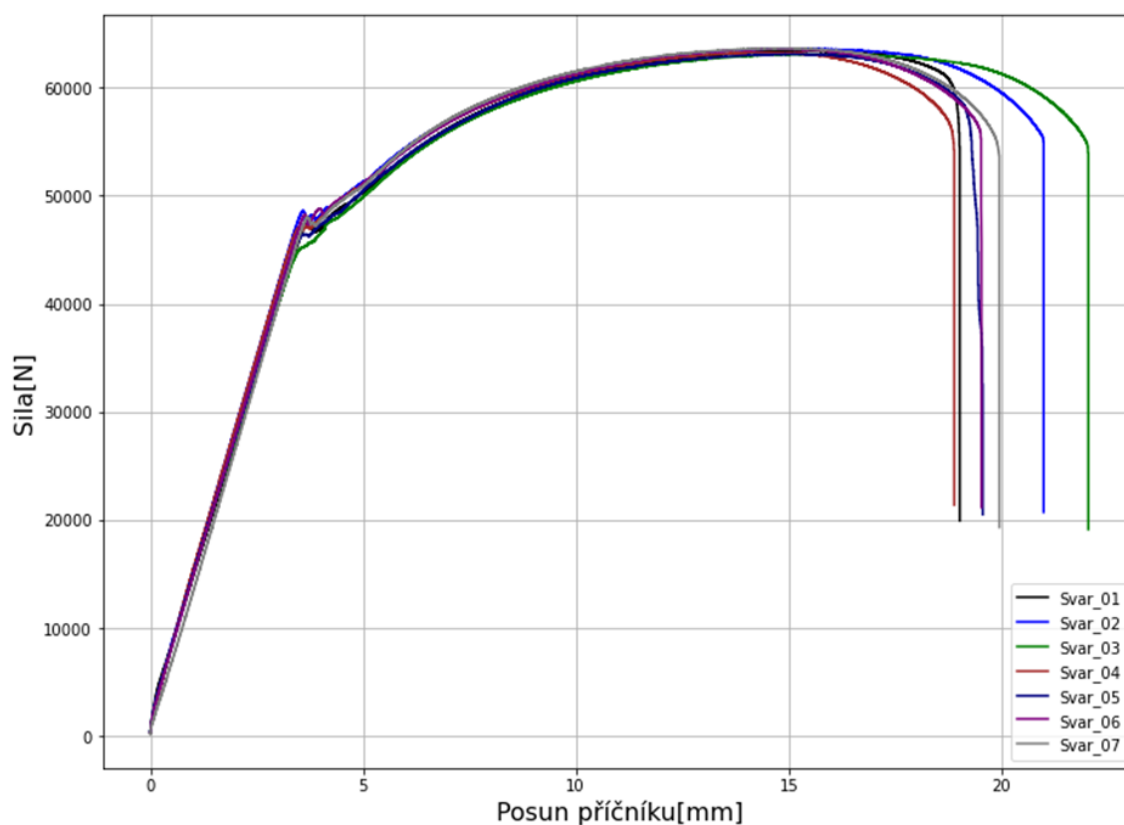
Pro svařování je použito obloukové svařování v aktivním plynu – MAG. Zápal nesmí být dle normy odstraněn, broušení musí být provedeno vhodným způsobem. Bylo vytvořeno sedm

vzorků. Skutečná tloušťka plechu t a šířka zkušební tyče b v místě svaru jsou změřeny (Tabulka 6.1).

Tabulka 6.1 Skutečné rozměry zkušebních tyčí v místě svaru

Vzorek	b [mm]	t [mm]
1	25,18	5,04
2	24,98	5,16
3	24,72	5,16
4	24,84	5,16
5	24,86	5,14
6	24,72	5,18
7	24,94	5,12

Tahová zkouška byla provedena na Leteckém ústavu VUT v Brně. Průběh tahového diagramu znázorňuje graf (Obrázek 6.3).



Obrázek 6.3 Průběh tahové zkoušky

Během tahové zkoušky nedošlo k poškození svaru, ale základního materiálu (Obrázek 6.4).



Obrázek 6.4 Přetržené zkušební tyče

Svar má vyšší pevnost než základní materiál, proto **svar vyhovuje**. Vypočtená dovolená hodnota $f_w = 261,7$ MPa v kapitole 3.3 je tak konzervativní a lze předpokládat vyšší únosnost svaru než ta, která byla použita ve výpočtu. Dále proto **nebude vyhodnocován svar, ale základní materiál**.

Jsou porovnány naměřené hodnoty meze kluzu a pevnosti (Tabulka 6.2) s hodnotami uváděnými v normě (ČSN EN 1993-1-1, tab. 3.1 [2]).

Tabulka 6.2 Napětí na mezu kluzu f_y a pevnosti f_u

Vzorek	Síla – mez kluzu F_y [N]	Síla – mez pevnosti F_u [N]	Napětí – mez kluzu f_y [MPa]	Napětí – mez pevnosti f_u [MPa]
1	47 782,5	63 387,0	376,5	499,5
2	48 155,0	63 590,0	373,6	493,3
3	45 167,5	63 088,5	355,1	494,6
4	46 831,0	63 231,0	365,4	493,6
5	46 412,0	63 094,0	363,2	493,8
6	47 914,0	63 562,5	374,2	496,4
7	47 464,0	63 623,0	371,7	498,3

Naměřená mez kluzu je ve všech případech vyšší, než je mez kluzu udávaná normou. Naměřená mez pevnosti je nižší, než je dána normou. Nejnižší hodnota meze pevnosti je $f_u = 493,3$ MPa, je vůči hodnotě danou normou nižší o:

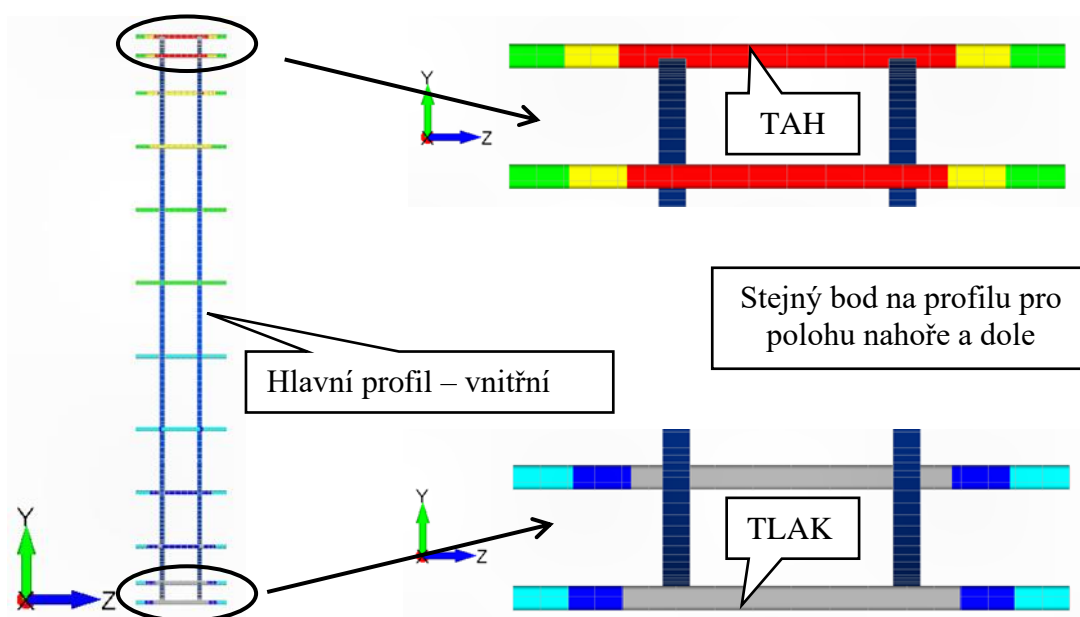
$$1 - \frac{510}{493,3} = 3,4 \%, \quad (125)$$

Závěr: Nižší hodnota meze pevnosti není pro bezpečnost atrakce rozhodující, protože dimenzování konstrukce je provedeno k mezi kluzu. Nižší mez pevnosti by měla být konzultována s dodavatelem materiálu.

7 ÚNAVOVÁ PEVNOST

Součásti, které jsou namáhány zatížením proměnným v čase podléhají meznímu stavu únavové pevnosti. Zatímco při statickém zatížení dochází k porušení po překročení meze pevnosti, u únavy dochází k porušení již hluboko pod mezí pevnosti z důvodu oslabeného průřezu trhlinou vzniklou předešlým cyklickým zatěžováním.

Jednoduchým příkladem je nosník kabin, který je pevně spojen s vnitřním nosným profilem. Otáčení kola způsobuje střídání tahu a tlaku v krajních vláknech trubkového profilu nosníku kabin v důsledku zatížení ohybovým momentem. Obrázek vykresluje tahové napětí na straně trubky směrem do konstrukce (Obrázek 7.1) Střední hodnota napětí je rovna nule, proto jde o střídavý cyklus napětí.



Obrázek 7.1 Tahové napětí na nosníku kabin

7.1 ÚNAVOVÝ PROCES

Proces únavového poškození je podmíněn i řízen cyklickou plastickou deformací. I velmi malá, avšak mnohonásobně opakovaná plastická deformace vede ke kumulativnímu poškození, které může končit únavovým lomem [13]. Má tři stádia, která na sebe navazují a zároveň se i překrývají:

- A) nukleace mikrotrhlin,
- B) stadium růstu,
- C) konečný lom.

A) NUKLEACE MIKROTRHLIN

Experimentálně bylo prokázáno, že k nukleaci mikrotrhlin dochází u homogenního materiálu převážně na volném povrchu [13]. Z toho plynou praktické výhody:

- vznik trhlin lze snadněji pozorovat,
- únavovou životnost lze ovlivnit vhodnou povrchovou úpravou.

Z praxe plyne nevýhoda, že právě na povrchu se soustřeďuje většina poškození způsobená zpracováním materiálu, např. obráběním.

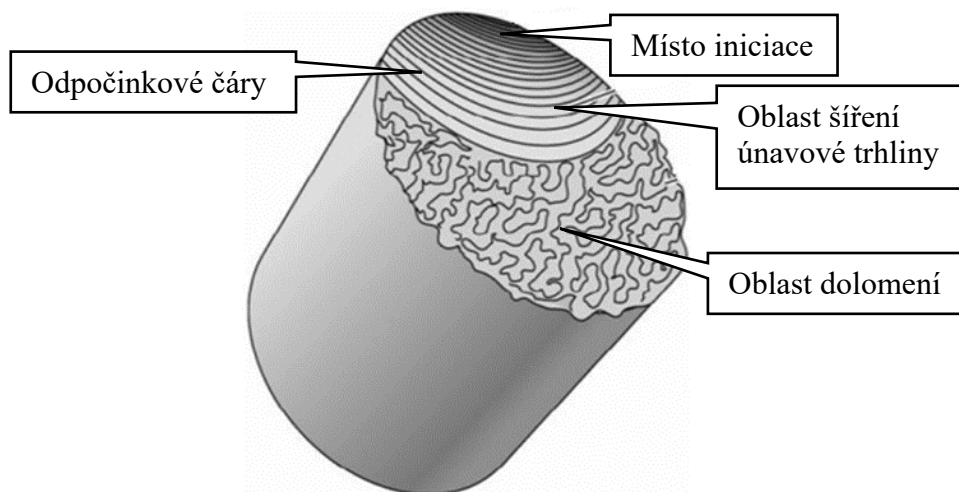
V některých případech dochází k nukleaci trhlin v určité hloubce pod povrchem materiálu. Příčinou je makroskopická strukturní nehomogenita způsobená např. výrazně zpevněnou povrchovou vrstvou mechanickým nebo chemicko-tepelným zpracováním [13]. Další výjimkou je kontaktní únava, při které vznikají mikrotrhliny pod povrchem v místě maximální změny smykového napětí [13].

B) STADIUM RŮSTU

Určité mikrotrhliny se zastaví brzy a neproniknou hlouběji než do desetin milimetrů. Nerostoucí trhliny se vyskytují z pravidla v místech tlakových napětí [13]. Některé přejdou do stadia růstu. Rostou dál, navzájem se spojují a ovlivňují, přičemž směr jejich růstu se postupně mění do směru kolmého k největšímu hlavnímu napětí [13]. V takovém okamžiku již roste pouze magistrální trhlina.

C) KONEČNÝ LOM

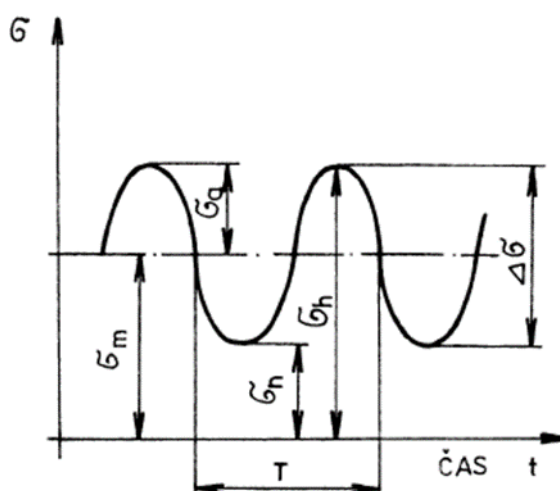
Konečný lom nastane, pokud oslabený průřez již není schopný přenášet zatížení. Má obvykle kvazi-statický charakter. Na lomu lze pozorovat místo iniciace, které je vytvořeno spojením mnoha mikroskopických center. V oblasti šíření mění trhliny směr, čímž dochází ke vzniku sekundárních trhlin a odpočinkových čar. Poslední částí je oblast dolomení, která má hrubě krystalický vzhled. Oslabený průřez již není schopný přenášet zatížení a dochází ke statickému lomu.



Obrázek 7.2 Únavový lom materiálu [22]

7.1.1 ZATĚŽOVACÍ CYKLUS

V případě, že jsou ocelové konstrukce jsou namáhány proměnným vnějším zatížením, průběh napětí má nejčastěji stochastický charakter. Pro posouzení únavy se upravuje pomocí příslušných metod na harmonický charakter. U rotačních součástí je harmonické již samotné zatížení. Idealizovaný průběh kmitu (Obrázek 7.3) má sinusový průběh.



Obrázek 7.3 Harmonický napěťový cyklus 181[10]

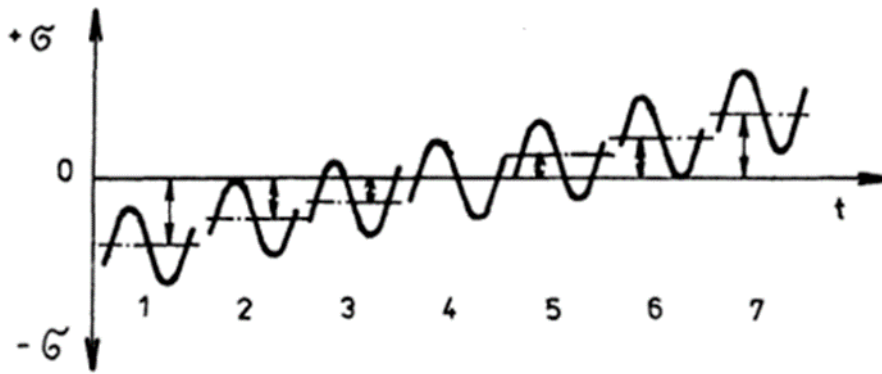
Základní parametry harmonického napěťového cyklu jsou:

Amplituda (výkmit) napětí	$\sigma_a = \frac{\sigma_h - \sigma_n}{2}$
Horní (maximální) napětí kmitu	σ_h
Střední napětí kmitu	$\sigma_m = \frac{\sigma_h + \sigma_n}{2}$
Dolní (minimální) napětí kmitu	σ_n
Rozkmit napětí	$\Delta\sigma = \sigma_a - \sigma_n$
Perioda (doba) kmitu	T

Pro jednodušší popis harmonického cyklu byl zaveden součinitel asymetrie cyklu:

$$R = \frac{\sigma_n}{\sigma_h}, \quad (126)$$

který určuje poměr minimálního a maximálního napětí. Jestliže je střední napětí $\sigma_m = 0$, jedná se o symetrický cyklus. Pokud je střední napětí kmitu různé od nuly, jedná se o některý z asymetrických cyklů (Obrázek 7.4).



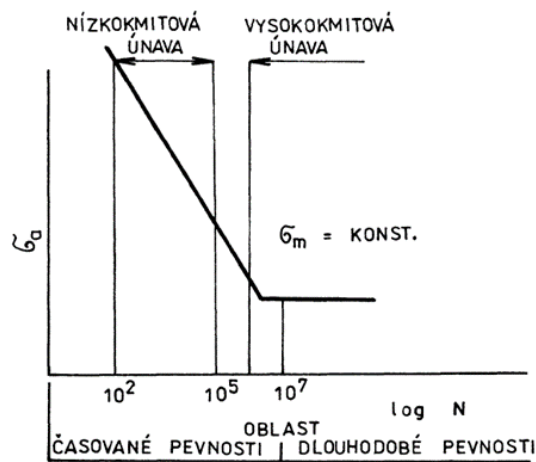
Obrázek 7.4 Asymetrické cykly [10]

1	Pulsující v tlaku	$ \sigma_m > \sigma_a$	$1 < R < +\infty$
2	Míjivý v tlaku	$ \sigma_m = \sigma_a$	$R = \pm 1$
3	Nesymetricky střídavý	$ \sigma_m < \sigma_a$	$-\infty < R < 1$
4	Symetricky střídavý	$\sigma_m = 0$	$R = -1$
5	Nesymetricky střídavý	$\sigma_m < \sigma_a$	$-1 < R < 0$
6	Míjivý v tahu	$\sigma_m = \sigma_a$	$R = 0$
7	Pulsující v tahu	$\sigma_m > \sigma_a$	$0 < R < 1$

7.1.2 ÚNAVOVÁ KŘIVKA

Únavová křivka, popisující závislost amplitudy napětí σ_a na počtu cyklů N , představuje odolnost materiálu při opakovaném zatěžování. Křivky jsou založeny na výsledcích série únavových zkoušek vzorků kdy se testovací vzorek cyklicky namáhá při stálém středním napětí nebo při stálém součiniteli souměrnosti R až do porušení. Počet cyklů do porušení na zadané napěťové hladině amplitudy je pak jeden bod únavové křivky, nazývané S-N křivka.

Součinitel asymetrie může být různý, základní je symetricky střídavý cyklus ($R = -1$). Změnou napětí a opakujícími se zkouškami získáme pro daný materiál celý průběh S-N křivky (Obrázek 7.5), které jsou často nazývány Wöhlerovými křivkami podle německého inženýra, který se jako jeden z prvních únavovou pevností materiálu zabýval.

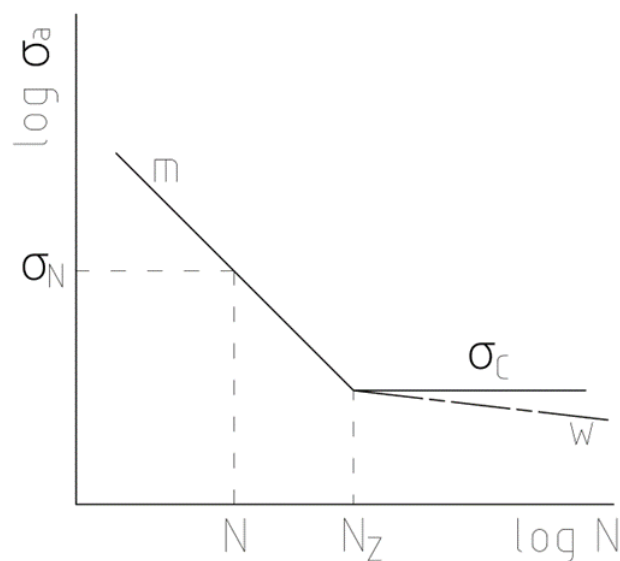


Obrázek 7.5 S-N křivka [10]

Vedle šikmé větve v oblasti časové pevnosti, proložené obvykle metodou nejmenších čtverců, (kterou zpravidla představuje regresní křivka s pravděpodobností přežití 50 %), se dále výsledky vysokokmitové únavy vyznačují v oblasti dlouhodobé pevnosti vodorovnou větví, odpovídající mezní hodnotě experimentálně naměřené při základním počtu kmitů [10].

S-N křivka se nejčastěji vykresluje v logaritmických souřadnicích, jelikož křivka je pak úsečka se sklonem m , tedy oblast kde dochází k únavovému poškození (Obrázek 7.6). Nad mezí únavy s počtem cyklů N_z pak již k poškození nedochází v případě, že je únavový cyklus pod napětím σ_c odpovídajícím této mezi.

S-N křivka při počtu cyklů přibližně pod 10 000 dosahuje únavové pevnosti větší než mez pevnosti R_m . To ovšem není reálné. Z toho plyne, že cyklické zatěžování pod 10 000 cyklů nezpůsobuje únavové poškození a součásti cyklicky namáhané s menším počtem cyklů je možné dimenzovat pouze na statické zatížení.



Obrázek 7.6 S-N křivka [13]

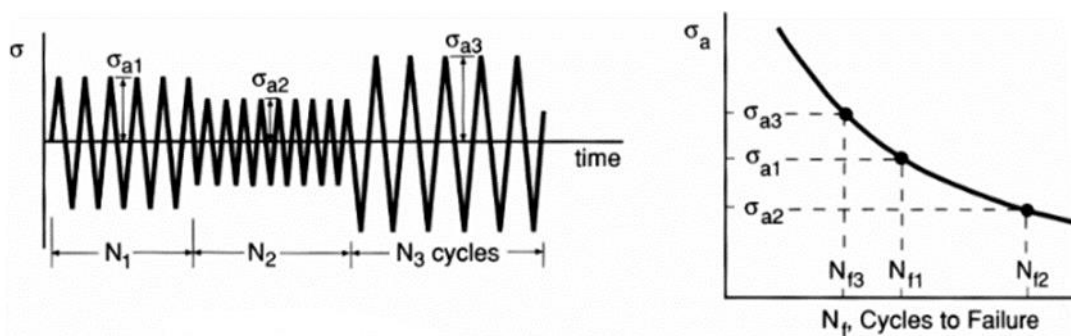
Matematicky můžeme závislost popsat vztahem:

$$\sigma_A^m \cdot N = \sigma_C^m \cdot N_Z = A, \quad (127)$$

kde m , A jsou konstanty popisující tvar křivky. V některých normách se v oblasti neomezené únavy $N > N_Z$ respektuje stálý pokles únavové únosnosti zavedením skloněné polopřímky s exponentem $w > m$ [13].

7.1.3 PALMGREN – MINEROVO PRAVIDLO

K únavě dochází při opakovaném cyklu daného zatížení, resp. rozkmitu napětí. Může však také dojít k tomu, že se opakují zatěžovací stavy s různou amplitudou, přičemž každý z nich přispěje k únavovému poškození v průběhu jeho životnosti jinou měrou.



Obrázek 7.7 Palmgren – Minerovo pravidlo [8]

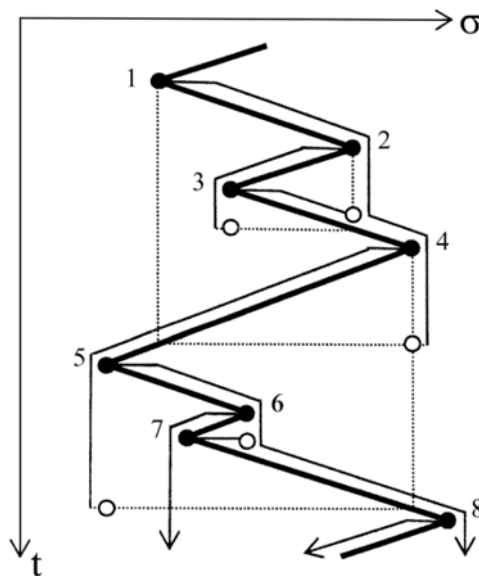
Pro sčítání poškození od různých zatěžujících cyklů se nejčastěji používá Palmgren – Minerovo pravidlo obr. (Obrázek 7.7), které umožňuje vypočítat kumulativní únavové poškození, pokud víme k jednotlivým úrovním napětí počet cyklů do porušení. Poškození D je podíl životnosti spotřebované vystavením cyklům při různých úrovní zátěže a je dáno vztahem:

$$D = \frac{n_1}{N_{f1}} + \frac{n_2}{N_{f2}} + \frac{n_3}{N_{f3}} \dots = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_{fi}}, \quad (128)$$

kde n_i je počet cyklů při daném napětí, σ_{ai} a N_{fi} je počet cyklů do meze únavy při tomto zatížení. K poruše dojde pokud je $D > 1$.

7.1.4 METODA STÉKAJÍCÍHO DEŠTĚ

Abychom mohli sčítat napětí pomocí Palmgren – Minerova pravidla, musíme z obecného cyklu získat bloky o jednotlivých rozkmitech napětí. V eurokódu (ČSN EN 1993-1-9 [4]) je doporučována metoda stékajícího deště (neboli Rainflow). Název vychází z představy, že je zátěžný záznam pootočen do svislého směru a poté po něm „stéká dešť“ (Obrázek 7.8).



Obrázek 7.8 Metoda stékajícího deště [14]

Metoda je založena na cyklické plasticitě, kde se na růstu trhliny podílejí jen některé půlkmity. Jsou uvažovány jak rostoucí i klesající půlkmity [14]. Počáteční a konečný extrém půlcyklu nemusí následovat po sobě – mohou mezi nimi proběhnout jiné cykly [14]. Pro dekompozici zátěžného záznamu platí následující tři pravidla:

- uvnitř každého extrému začíná půlcyklus (stékající kapka),
- půlcyklus končí, pokud je dosaženo jeho výchozí úrovně (1-4, 2-3, 4-5),
- půlcyklus končí, pokud kapka narazí na kapku stékající z vyšší střechy (3-2, 7-6).

Nevýhoda metody v podobě ztráty informace o pořadí zatěžujícího cyklu není pro výpočet podstatná.

7.2 METODY PREDIKCE ŽIVOTNOSTI SVAŘOVANÝCH KONSTRUKCÍ

K iniciaci trhlín dochází nejčastěji v místě s nečistotami v kovu nebo v materiálových a geometrických nespojitostech [12]. Geometrickou nespojitostí jsou například otvory pro šroubové spoje a paty svarů – náhlé změny křivosti povrchu. Trhlina nejčastěji vzniká v patě svaru, kde je koncentrace napětí nejvyšší. Pro predikci životnosti svaru lze použít několik metod.

Bylo experimentálně ověřeno, že pro svařované konstrukce nemá střední napětí vliv na posun S-N křivky. Z tohoto důvodu je hodnocení prováděno na základě rozkmitu napětí. Napětí je pak možné najít třemi standardně používanými metodami:

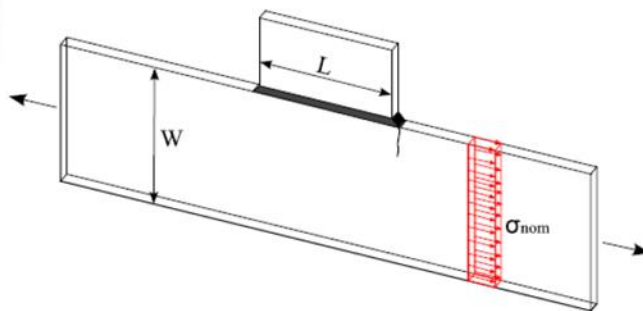
- Nominálních napětí (Nominal stress)
- Extrapolované nominální napětí (Hot spot stress)
- Vrubových napětí (Notch stress)

7.2.1 NOMINÁLNÍ NAPĚTÍ (NOMINAL STRESS)

Princip spočívá v porovnání nominálního rozkmitu napětí (na čistém profilu) s nominálním napětím přípustným pro daný vrub. Únavová životnost je popsána pomocí S-N křivky, která

odpovídá jedné kategorii svařovaného detailu. Existuje přibližně 75 základních typů detailů, pro každý tento detail má svoji S-N křivku. Tyto S-N křivky jsou definovány v normě ČSN EN 1993–1–9 [4] nebo *International Institute of Welding (IIW)*.

Metoda je vhodná především k predikci únavového poškození kumulovaného v kořeni svaru, což je téměř vždy kritické místo svařované konstrukce. Kategorizace detailu pak přináší nevýhodu v tom, že v případě složitějších spojů již není možné tento postup použít s jistotou bezpečného určení patřičné kategorie. Pro získání napětí ve složitých spojkách a provedení odpovídající únavové analýzy je nutné použít metodu konečných prvků a napětí v místě vrubu určit pomocí metody extrapolovaných nominálních (kap. 7.2.2) nebo vrubových napětí (kap. 7.2.3).



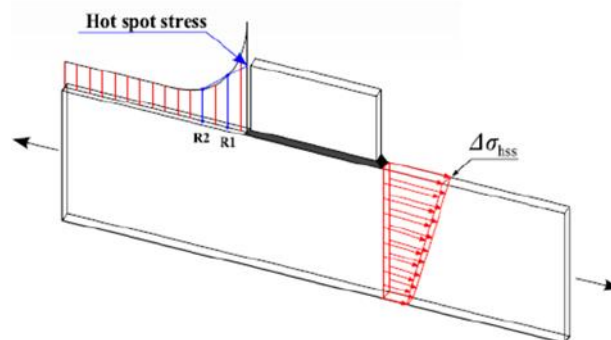
Obrázek 7.9 Nominální napětí (nominal stress) [12]

7.2.2 EXTRAPOLOVANÉ NOMINÁLNÍ NAPĚTÍ (HOT SPOT STRESS)

Kritické místo (hot-spot) se obvykle nachází ve špičce svaru. Obecně platí, že napětí v těchto bodech zohledňují pouze celkovou geometrii spoje a vylučují lokální účinky koncentrace napětí (vrubové efekty) způsobené nespojitostí geometrie svaru v místě špičky svaru.

Vlivy vrubů jsou zahrnuty do S-N křivek extrapolovaných nominálních napětí na základě experimentálních výsledků. Křivek je pro tuto metodu potřeba menší množství než u přístupu nominálních napětí. Tato metoda je vhodná například pro plechové konstrukce.

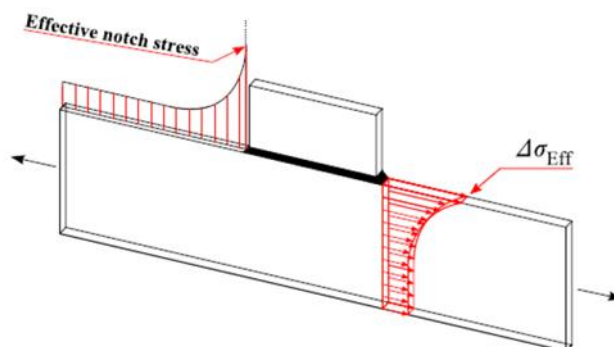
Její nevýhodou je použitelnost pouze v případě, kdy dochází k inicializaci únavových trhlin v patě svaru stejně jako u metody nominálních napětí [12]. Nicméně, toto místo je vždy kritické pro únavovou pevnost. Pro určení napětí je pak nutné použít plošnou síť v MKP modelu.



Obrázek 7.10 Extrapolované nominální napětí (hot spot stress) [12]

7.2.3 VRUBOVÉ NAPĚTÍ (NOTCH STRESS)

Tato metoda zohledňuje do výpočtu nejen nominální napětí, ale i vliv koncentrace napětí v důsledku vrubu paty a kořene svaru – v místě zaoblení [12]. K veškerým výpočtům stačí jediná S-N křivka. Vliv svaru, jako koncentrátoru napětí, se určuje pomocí MKP, kdy je nutné celý model včetně svaru detailně promodelovat. Modely MKP jsou poměrně rozsáhlé a náročné na modelování i čas výpočtu a lze je tak prakticky použít pouze pro hodnocení jednotlivých svarů zvlášť, nikoliv celých konstrukcí. Výsledky jsou závislé na hustotě MKP sítě a efektivním zaoblení paty svaru.



Obrázek 7.11 Vrbová napětí (noch stress) [12]

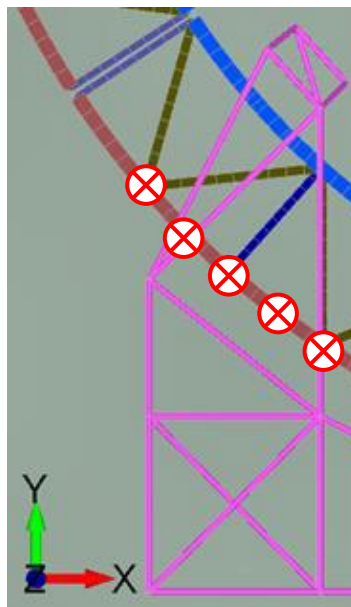
8 VYHODNOCENÍ ŽIVOTNOSTI KOLA

Únavová životnost základny není řešena, protože je zatížena pouze staticky od vlastní hmoty a výjimečné zatížení od větru se vyskytuje bezpečně pod mezí 10 000 cyklů pro hodnocení únavy. MKP model konstrukce obruče je tvořen BEAM (nosíkovými) elementy. Pro výpočet únavové životnosti bude využito přístupu nominálních napětí (kap. 7.2.1), které lze v programu snadno a přesně odečíst. Modelování jednotlivých svarů by bylo velice pracné a časově náročné. Kombinací zatížení pro výpočet je **A) Únavová pevnost** (kap. 2.6).

Životnost obruče je definována v normě ČSN EN 13814-1, kap. 4.7.3.1.4 [7], 35 000 hodin provozu bez času pro výstup a nástup. Rychlost otáčení kola je dána **0,5 ot./min.** Celkový počet otáček je potom **1 050 000**. U vyhlídkového kola běžné koncepce se zavěšeným nábojem lze téměř pro všechny spoje uvažovat, že se jedna otáčka kola rovná jednomu zátěžnému cyklu – tah a tlak v profilech paprsků.

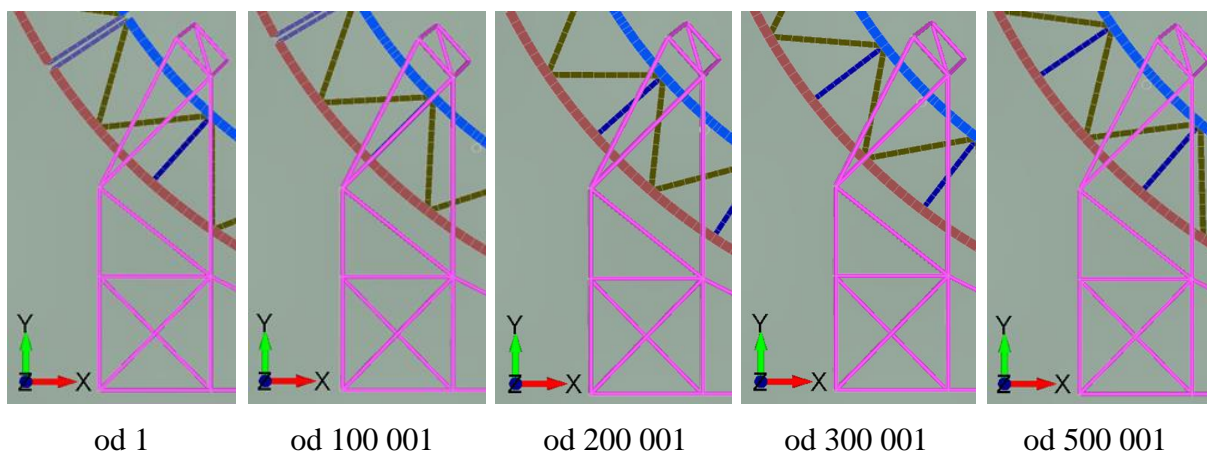
U bezpaprskového kola dochází z důvodu uložení obruče na čtyřech podporách (vahadlových mechanismech s koly, kap. 2.2.3) ke složitějšímu průběhu napětí. Reakcí od podpěrných kol vzniká ohybový moment na vnějším nosném profilu. Ohybový moment je jinak velký, pokud reakce směřuje do místa připojení bočních diagonál, stojky nebo do místa profilu, ke kterému není přivařen žádný prvek. Malá změna natočení způsobuje velkou změnu ohybového momentu vnější obruče.

Pro zachycení změny napětí v místech spojů na obruči při přejezdu přes podpěrná kola je provedeno „natočení“ obruče v základně. Obruč je „natočena“ do několika rozdílných poloh dle umístění středu vahadlového mechanismu (Obrázek 8.1). Tyto místa jsou vybrána s ohledem na výraznou změnu napětí.



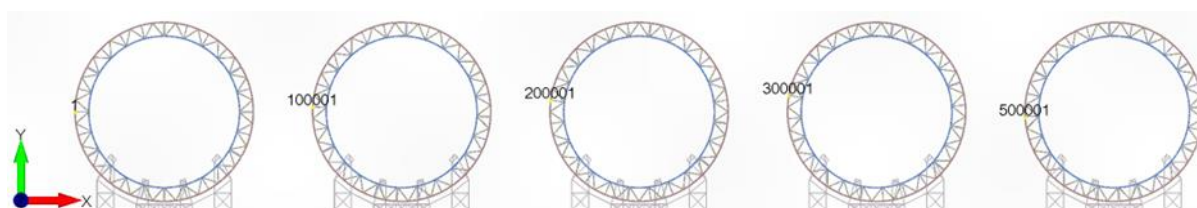
Obrázek 8.1 Poloha středu vahadlového mechanismu

V modelu je „natočení“ provedeno zkopírováním modelu a otočením obruče u každého modelu o požadovaný úhel (Obrázek 8.2). Poté jsou upraveny kontakty mezi obručí a základnou (viz kap. 2.2.3.).



Obrázek 8.2 Modely pro vyhodnocení životnosti kola

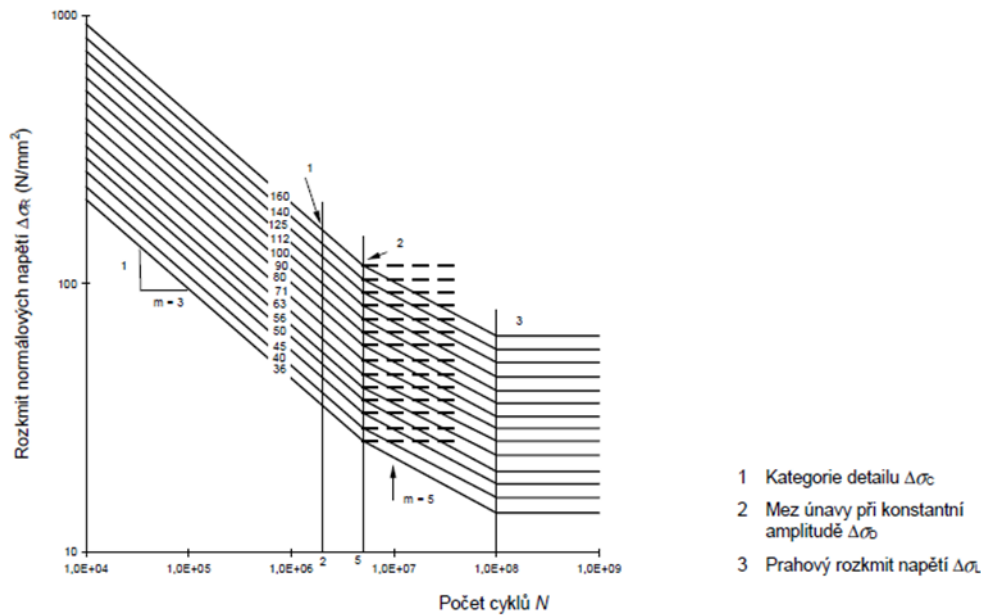
Důležité je při kopírování původního modelu posunout novému modelu číslování, aby například **element 1** byl stejným elementem na kole s první polohou, jako **element 100 001** na kole pootočeném (Obrázek 8.3) a bylo možné tak jednotlivé body na obruči spárovat pro všechny řešené polohy.



Obrázek 8.3 Posunutí číslování u kopírování modelu

8.1 KATEGORIE DETAILU

Kategorie detailu pro daný spoj je určena dle normy ČSN EN 1993-1-9 [4]. Pro každou kategorii detailu je v normě stanovena S-N křivka odpovídající rozkmitu nominálního napětí. Únavovou odolnost lze poté jednoduše určit pomocí porovnání rozkmitu napětí vypočteného z MKP modelu. Na S–N křivce (Obrázek 8.4) jsou zobrazeny rozkmity napětí pro dané kategorie detailu.



Obrázek 8.4 Křivky únavových pevností pro rozkmit normálových napětí [4]

Kategorie detailu $\Delta\sigma_C$ představuje rozkmit napětí, při kterém daný spoj odolá dvěma milionům cyklů N . Kategorie je určena pro daný svarový spoj z normy (ČSN EN 1993-1-9, kap. 8 [4]). Mez únavy s konstantní amplitudou napětí $\Delta\sigma_D$ (vyznačena tučně a čárkovane) nelze použít, protože u bezpaprskového kola **nemá zátěžný cyklus konstantní amplitudu**. Prahový rozkmit napětí $\Delta\sigma_L$ představuje hodnotu rozkmitu napětí, při které se již uvažuje neomezená životnost. Je dán vztahem:

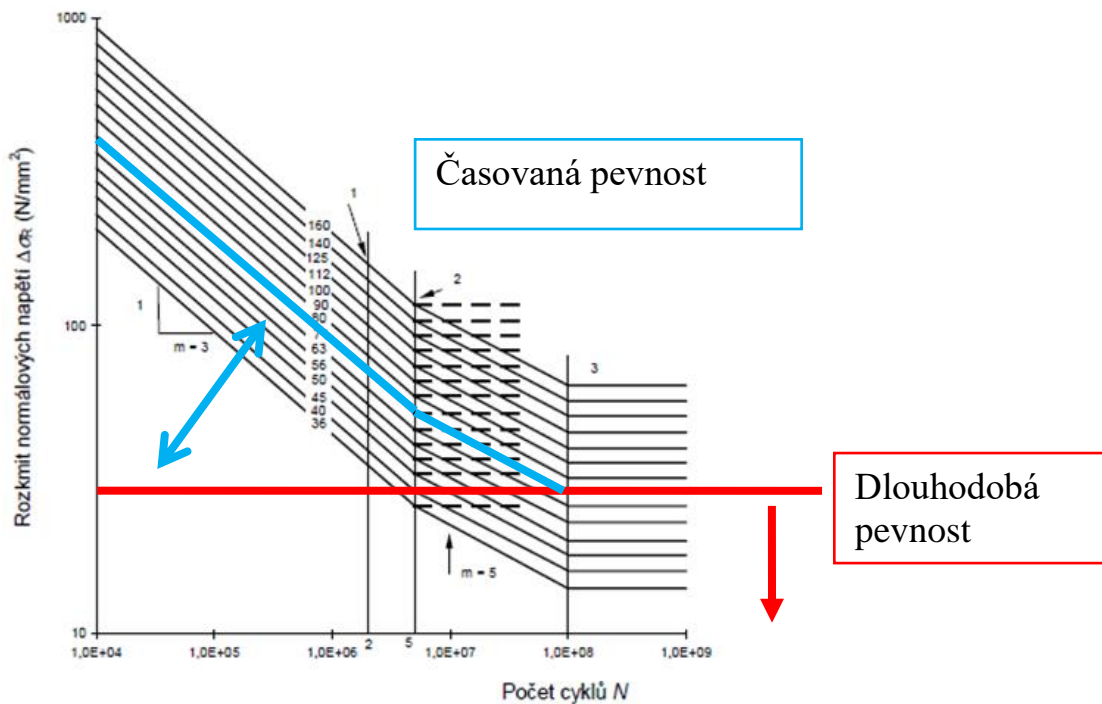
$$\Delta\sigma_L = 0,544 \cdot \Delta\sigma_D = 0,544 \cdot \sqrt{\frac{\Delta\sigma_C^m \cdot 2\,000\,000}{5\,000\,000}}, \quad (129)$$

kde $\Delta\sigma_D$ je mez únavy při konstantní amplitudě (ČSN EN 1993-1-9, kap. 7.1 [4]), $\Delta\sigma_C$ je kategorie detailu a m je sklon křivky.

8.2 ZPŮSOB VYHODNOCENÍ

Na základě S-N křivky lze vyhodnocení životnosti provést dvěma způsoby (Obrázek 8.5):

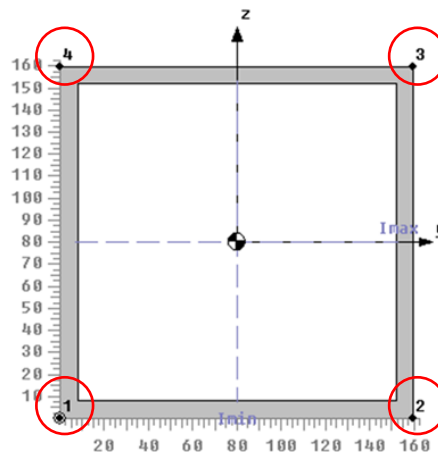
- s časovanou pevností
 - v případě, že rozkmit napětí $\Delta\sigma$ je vyšší než prahový rozkmit napětí $\Delta\sigma_L$
 - kumulace poškození dle Palmgren – Minerova pravidla
 - přesný popis průběhu napětí
 - více namáhané profily
- s dlouhodobou pevností
 - v případě, že rozkmit napětí $\Delta\sigma$ je nižší než prahový rozkmit napětí $\Delta\sigma_L$
 - napětí pod mezí únavy
 - snížení pracnosti
 - méně namáhané profily



Obrázek 8.5 Způsoby vyhodnocení pro detail kategorie 71

8.2.1 ŽIVOTNOST SVARŮ S ČASOVANOU PEVNOSTÍ

Pro každé vyhodnocované místo jsou vypsány z dat softwaru FEMAP hodnoty napětí pro všechny napěťové body průřezu (Pt1 až Pt4). Tyto body jsou umístěny u čtvercových a obdélníkových profilů ve vnějších rozích průřezu (Obrázek 8.6), což jsou místa s největším napětím na průřezu od kombinace tahu/tlaku a ohybu.



Obrázek 8.6 Napěťové body průřezu

Výpis hodnot napětí z napěťových bodů je provedeno pro všechny varianty natočení kola. Hodnoty jsou seřazeny za sebou tím způsobem, že je brán první element z první varianty, první element z druhé varianty atd. - např. 1, 100 001, 200 0001 a 300 001, 500 001. Výpis pokračuje vypsáním druhých elementů ze všech variant – např. 2, 100 002, 200 002, 300 002 a 500 002. Vykreslením je získán graf průběhu napětí v závislosti na poloze místa hodnoceného po obvodu.

Průběh napětí po obvodu je zpracován metodou stékajícího deště (kap. 7.1.4). Pro vyhodnocení metody je použito makro *StoFlo* [19] pro program Excel. Jedná se o volně dostupnou aplikaci firmy STORERA. Výsledkem je rozdělení na bloky s velikostí hodnoty rozkmitu a středního napětí. Velikost středního napětí nemá pro tento výpočet žádný vliv. Bloky o nižší hodnotě rozkmitu napětí, než je prahový rozkmit napětí $\Delta\sigma_L$ nebudou uvažovány. Posledním krokem je výpočet kumulace poškození D dle Palgrem – Minerova pravidla (viz kap. 7.1.3).

8.2.2 VÝPOČET SVARŮ S DLOUHODOBOU PEVNOSTÍ

Živostnost je určena porovnáním maximálního rozkmitu vůči prahovému rozkmitu napětí dané kategorie spoje. Určení kategorie detailu je totožné s předchozím postupem, odlišnost nastává v získání rozkmitů a vyhodnocení. Ty jsou určeny z minimálního a maximálního kombinovaného napětí pro jeden typ profilu ze všech pěti pootočených modelů. Výpočet rozkmitu je:

$$\Delta\sigma = \sigma_{max} + |\sigma_{min}|, \quad (130)$$

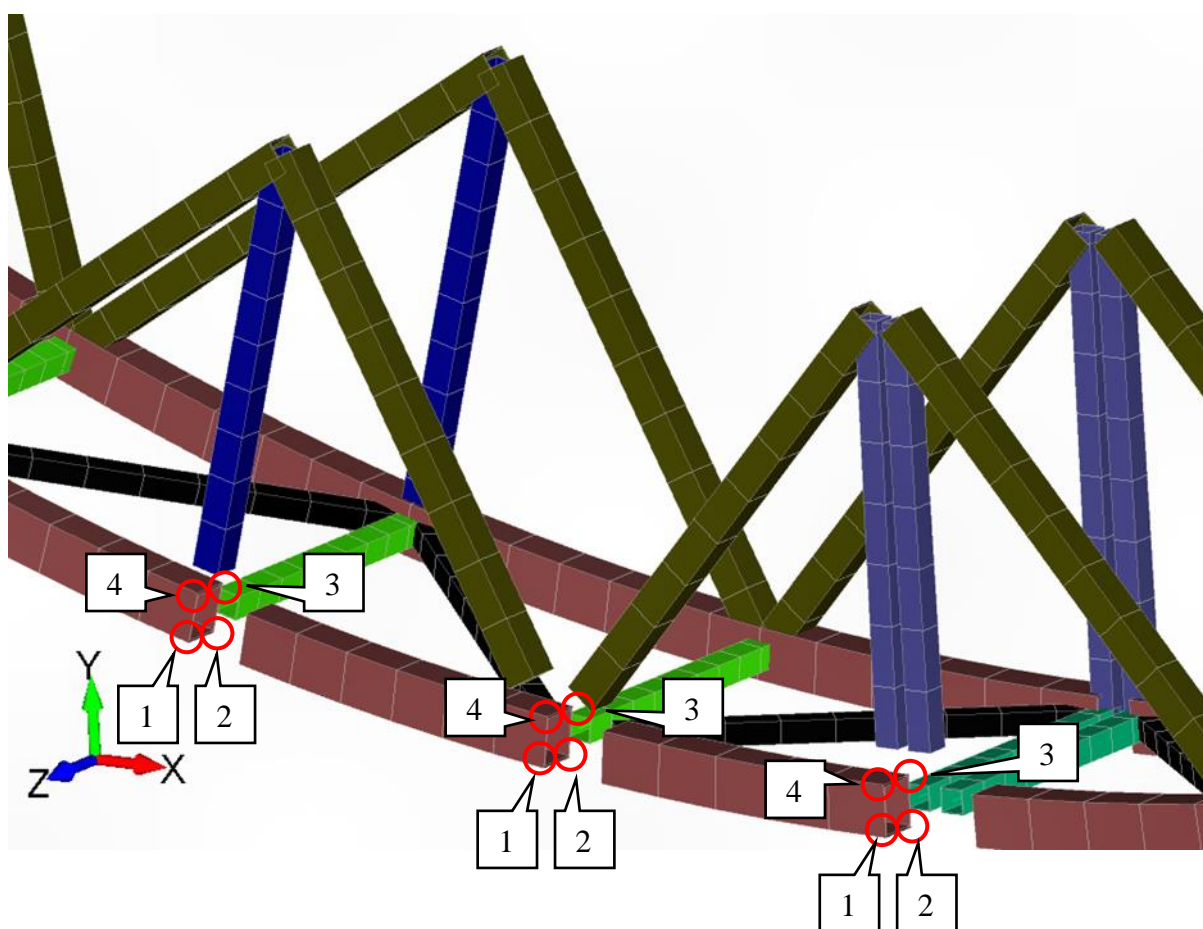
kde σ_{max} je maximální kombinované napětí a σ_{min} je minimální kombinované napětí. Pokud je velikost rozkmitu napětí $\Delta\sigma$ menší než prahový rozkmit napětí $\Delta\sigma_L$, lze konstatovat, že svar na daném profilu odolá neomezenému počtu cyklů.

9 VÝPOČET ŽIVOTNOSTI SVARŮ KOLA

Životnost kola je řešena pouze v přední rovině, což je možné z důvodu symetrie konstrukce v rovině X – Y. Uvážena jsou pouze místa svarů, které mají v případě konstrukce kola největší vrubový účinek.

9.1 HLAVNÍ PROFIL – VNĚJŠÍ

Kritickými místy, která ovlivňují životnost hlavního vnějšího profilu, jsou připojení bočních diagonál, připojení rozpěrek, vnitřních diagonál a oka na koncích segmentů sloužící ke spojování segmentů. Výpis hodnot napětí je z těchto bodů (Obrázek 9.1) – pokračuje po celém obvodu kola na všech variantách natočení.



Obrázek 9.1 Napětové body pro vyhodnocení hlavního profilu – vnějšího

9.1.1 BODY 3 A 4

Boční diagonály, boční rozpěrky a koncové boční rozpěrky jsou připojené ze strany profilu, která prochází napět'ové body průřezu **Pt3 a Pt4** (Obrázek 9.1). Kategorie detailu spojení hlavního profilu s bočními diagonálami je 71 (Obrázek 9.2, vlevo). Kategorie detailu spojení hlavního profilu s bočními stojkami je 80 (Obrázek 9.2, vpravo), stejně jako detail spojení konce segmentů s oky. Pro zjednodušení výpočtu a možnost současného výpočtu všech detailů je zvolena hodnota rozkmitu **71**. Toto řešení je konzervativní.

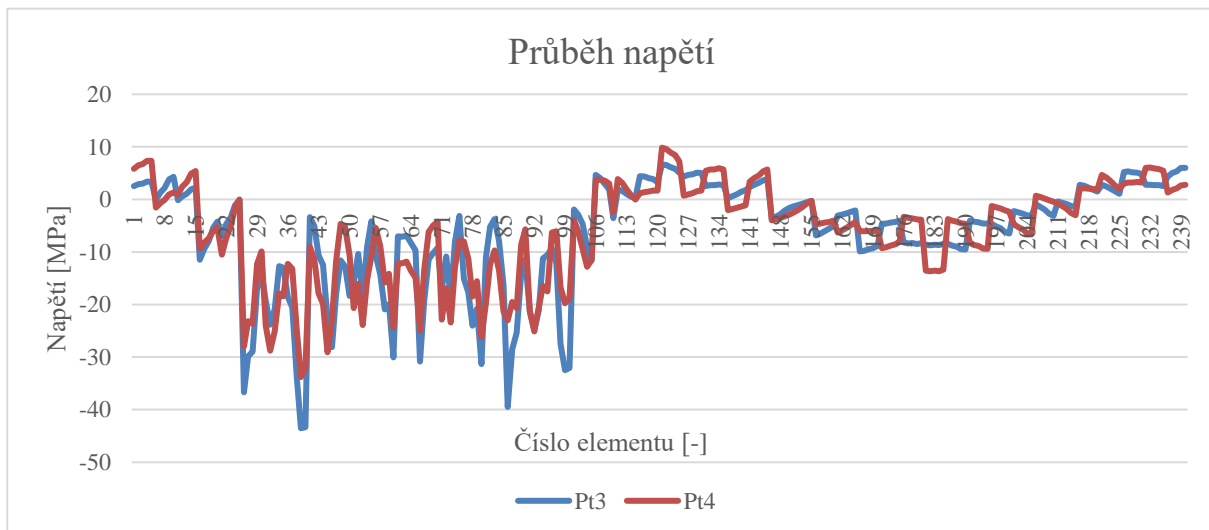


Obrázek 9.2 Kategorie detailu [4]

Prahový rozkmit napětí pro kategorii detailu 71 je vypočten vztahem (129) jako:

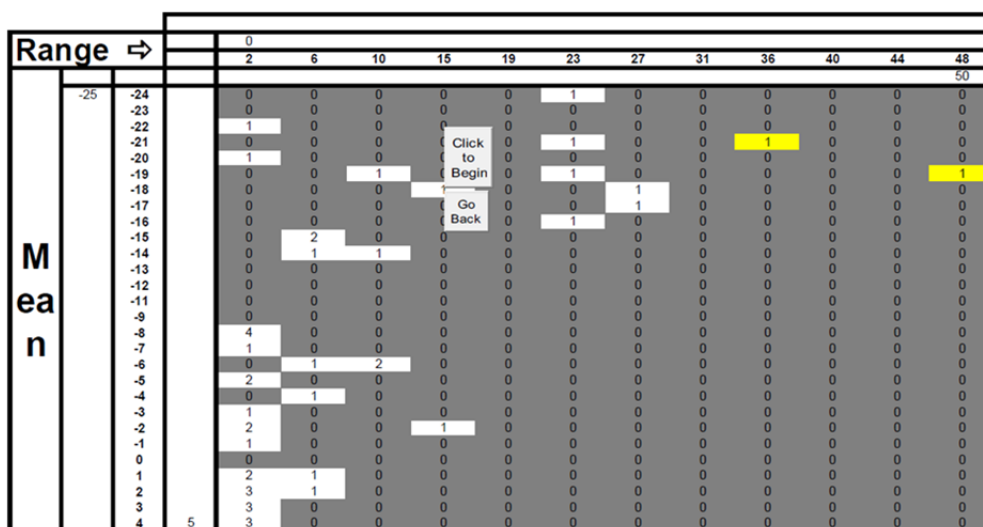
$$\Delta\sigma_L = 0,544 \cdot \sqrt[5]{\frac{71^5 \cdot 2\,000\,000}{5\,000\,000}} = 32 \text{ MPa}. \quad (131)$$

Graf průběhu napětí vykresluje hodnoty napětí pro jednotlivé elementy a body za jednu otáčku kola.



Obrázek 9.3 Hlavní profil – vnější

Metodou stékajícího deště jsou získány rozkmity jednoduchých cyklů pro **bod Pt3** (Obrázek 9.4).



Obrázek 9.4 Rozkmity jednoduchých cyklů Pt3 – Hlavní profil – vnější

Hodnoty pod prahovým rozkmitem napětí $\Delta\sigma_L=32$ MPa nejsou uvažovány (platné žluté hodnoty). Počty cyklů do meze únavy pro zvolené bloky jsou vypočteny jako:

$$N_{f36} = \frac{71^5}{36^5} \cdot 2\,000\,000 = 6,0 \cdot 10^7, \quad (132)$$

$$N_{f50} = \frac{71^5}{50^5} \cdot 2\,000\,000 = 1,2 \cdot 10^7. \quad (133)$$

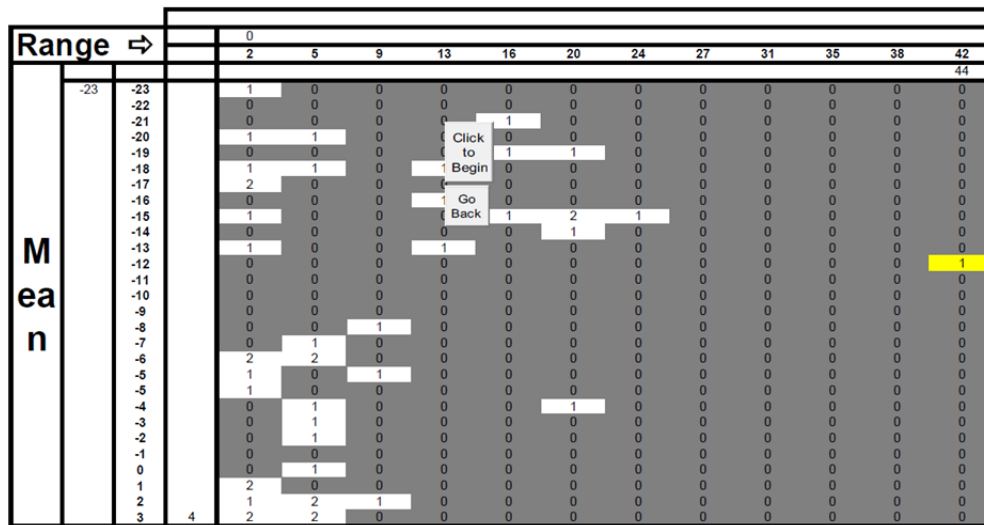
Bloků [-]	$\Delta\sigma$ [MPa]	N_f [-]
1	36	$6,0 \cdot 10^7$
1	50	$1,2 \cdot 10^7$

Poškození D pro bod Pt3 je vypočteno jako:

$$D_{Pt3} = \left(\frac{1}{6,0 \cdot 10^7} + \frac{1}{1,2 \cdot 10^7} \right) \cdot 1\,050\,000 = 0,11 < 1, \quad (134)$$

proto **vyhovuje**.

Metodou stékajícího deště jsou získány rozkmity jednoduchých cyklů pro **bod Pt4** (Obrázek 9.5).



Obrázek 9.5 Rozkmity jednoduchých cyklů Pt4 – Hlavní profil – vnější

Hodnoty pod prahovým rozkmitem napětí $\Delta\sigma_L=32$ MPa nejsou uvažovány (platné žluté hodnoty). Počty cyklů do meze únavy pro zvolené bloky jsou vypočteny jako:

$$N_{f44} = \frac{71^5}{44^5} \cdot 2\,000\,000 = 2,2 \cdot 10^7. \quad (135)$$

Bloků [-]	$\Delta\sigma$ [MPa]	N_{f1} [-]
1	44	$2,2 \cdot 10^7$

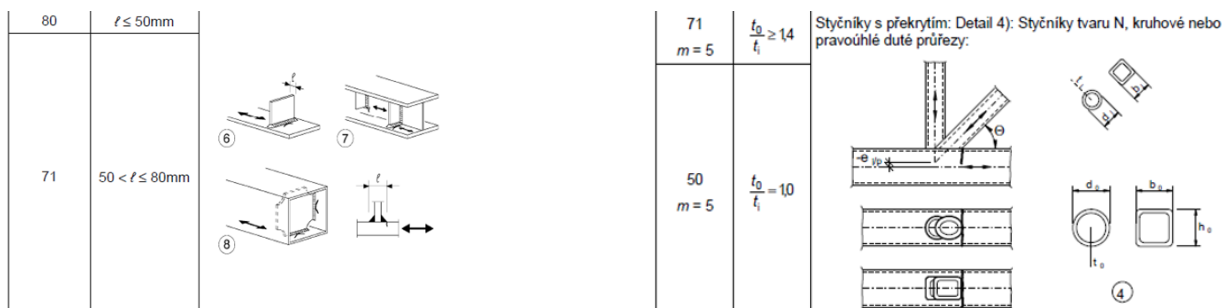
Poškození D pro bod Pt4 je vypočteno jako:

$$D_{Pt3} = \frac{1}{2,2 \cdot 10^7} \cdot 1\,050\,000 = 0,05 < 1, \quad (136)$$

proto **vyhovuje**.

9.1.2 BODY 2 A 3

Rozpěrky a vnější diagonály jsou připojené ze strany profilu, která prochází napět'ovými body průřezu **Pt2 a Pt3** (Obrázek 9.1). Kategorie detailu spojení hlavního profilu s rozpěrkami i oky na konci segmentu je 80 (Obrázek 9.6, vlevo). Kategorie detailu spojení hlavního profilu s rozpěrkami a zároveň diagonálami je 50 (Obrázek 9.6, vpravo). Pro zjednodušení výpočtu a možnost současného výpočtu pro oba detaily je zvolena konzervativně kategorie detailu **50**.

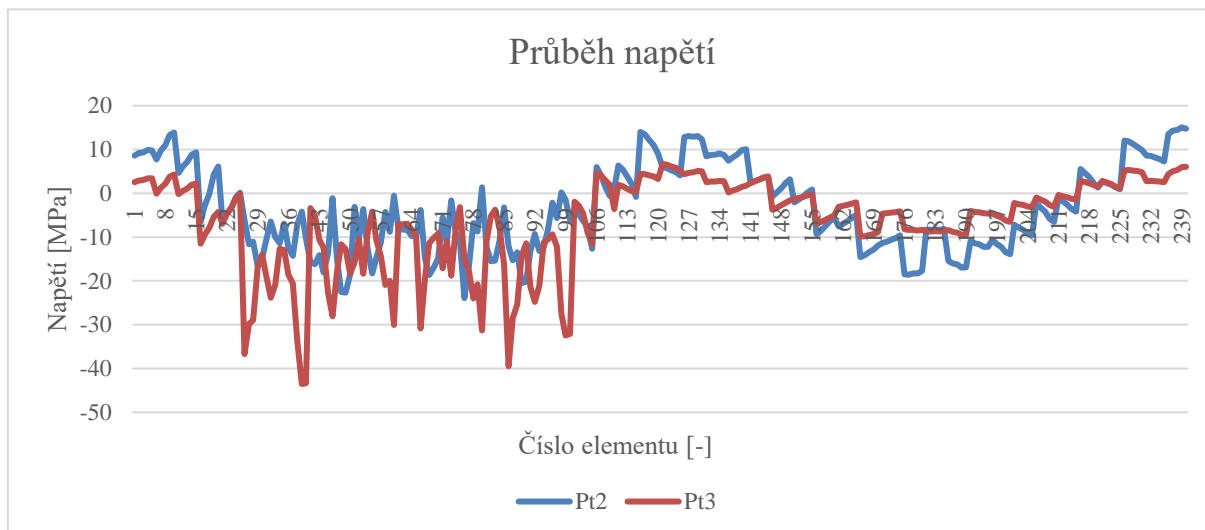


Obrázek 9.6 Kategorie detailu [4]

Prahový rozkmit napětí pro kategorii detailu 50 je vypočten vztahem (129) jako:

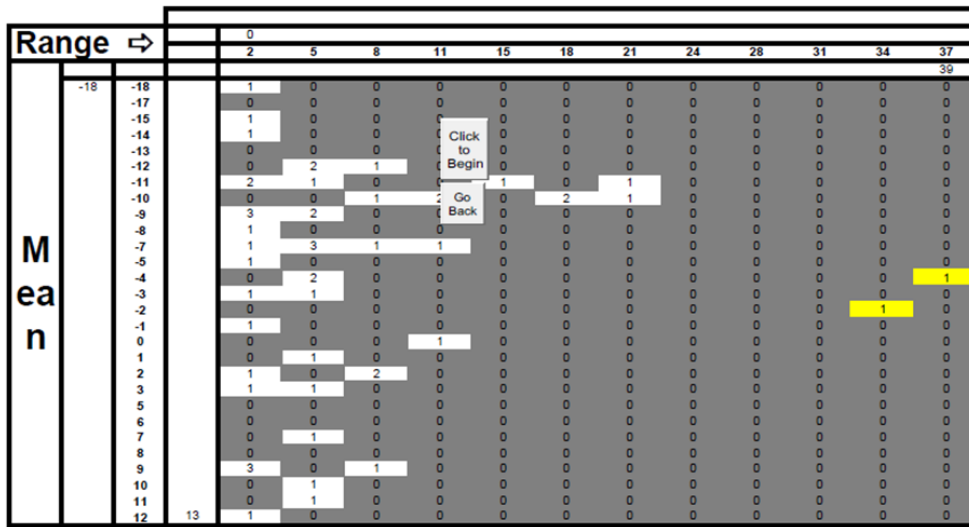
$$\Delta\sigma_L = 0,544 \cdot \sqrt[5]{\frac{50^5 \cdot 2\,000\,000}{5\,000\,000}} = 22,7 \text{ MPa}. \quad (137)$$

Graf vykresluje hodnoty napětí pro jednotlivé elementy a body za jednu otáčku kola.



Obrázek 9.7 Hlavní profil – vnější

Metodou stékajícího deště jsou získány rozkmity jednoduchých cyklů pro **bod Pt2** (Obrázek 9.8).



Obrázek 9.8 Rozkmity jednoduchých cyklů Pt2 – Hlavní profil – vnější

Hodnoty pod prahovým rozkmitem napětí $\Delta\sigma_L=22,7$ MPa nejsou uvažovány (platné žluté hodnoty). Počty cyklů do meze únavy pro jednotlivé bloky jsou vypočteny jako:

$$N_{f34} = \frac{50^5}{34^5} \cdot 2\,000\,000 = 1,6 \cdot 10^7, \quad (138)$$

$$N_{f39} = \frac{50^5}{39^5} \cdot 2\,000\,000 = 7,0 \cdot 10^6, \quad (139)$$

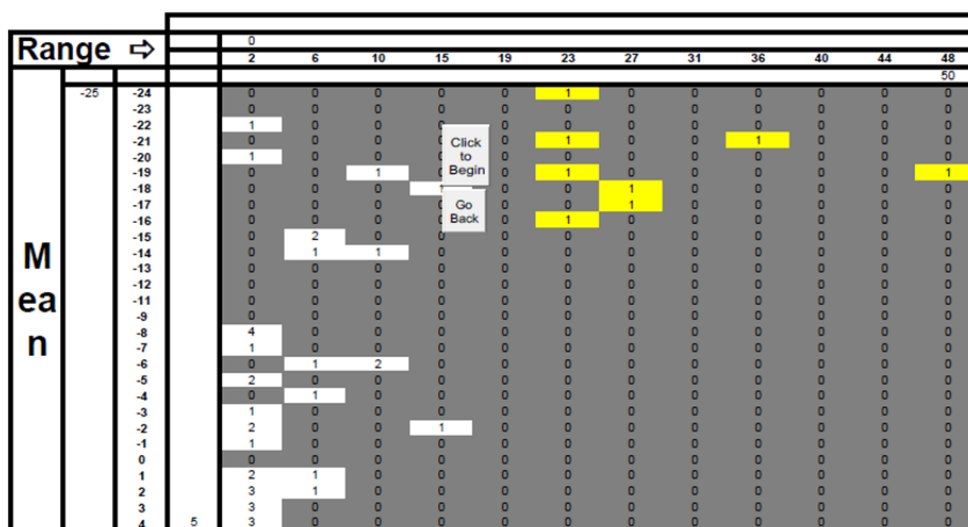
Bloků [-]	$\Delta\sigma$ [MPa]	N_f [-]
1	34	$1,6 \cdot 10^7$
1	39	$7,0 \cdot 10^6$

Poškození D pro bod Pt2 je vypočteno jako:

$$D_{Pt3} = \left(\frac{1}{1,6 \cdot 10^7} + \frac{1}{7,0 \cdot 10^6} \right) \cdot 1\,050\,000 = 0,21 < 1, \quad (140)$$

proto **vyhovuje**.

Metodou stékajícího deště jsou získány rozkmity jednoduchých cyklů pro **bod Pt3** (Obrázek 9.9).



Obrázek 9.9 Rozkmity jednoduchých cyklů Pt3 – Hlavní profil – vnější

Hodnoty pod prahovým rozkmitem napětí $\Delta\sigma_L=22,7$ MPa nejsou uvažovány (platné žluté hodnoty). Počty cyklů do meze únavy pro jednotlivé bloky jsou vypočteny jako:

$$N_{f23} = \frac{50^5}{23^5} \cdot 2\,000\,000 = 9,7 \cdot 10^7, \quad (141)$$

$$N_{f27} = \frac{50^5}{27^5} \cdot 2\,000\,000 = 4,3 \cdot 10^7, \quad (142)$$

$$N_{f36} = \frac{50^5}{36^5} \cdot 2\,000\,000 = 1,0 \cdot 10^7, \quad (143)$$

$$N_{f50} = \frac{50^5}{50^5} \cdot 2\,000\,000 = 2,0 \cdot 10^6. \quad (144)$$

Bloků [-]	$\Delta\sigma$ [MPa]	N_{f1} [-]
4	23	$9,7 \cdot 10^7$
2	27	$4,3 \cdot 10^7$
1	36	$1,0 \cdot 10^7$
1	48	$2,0 \cdot 10^6$

Poškození D pro bod Pt2 je vypočteno jako:

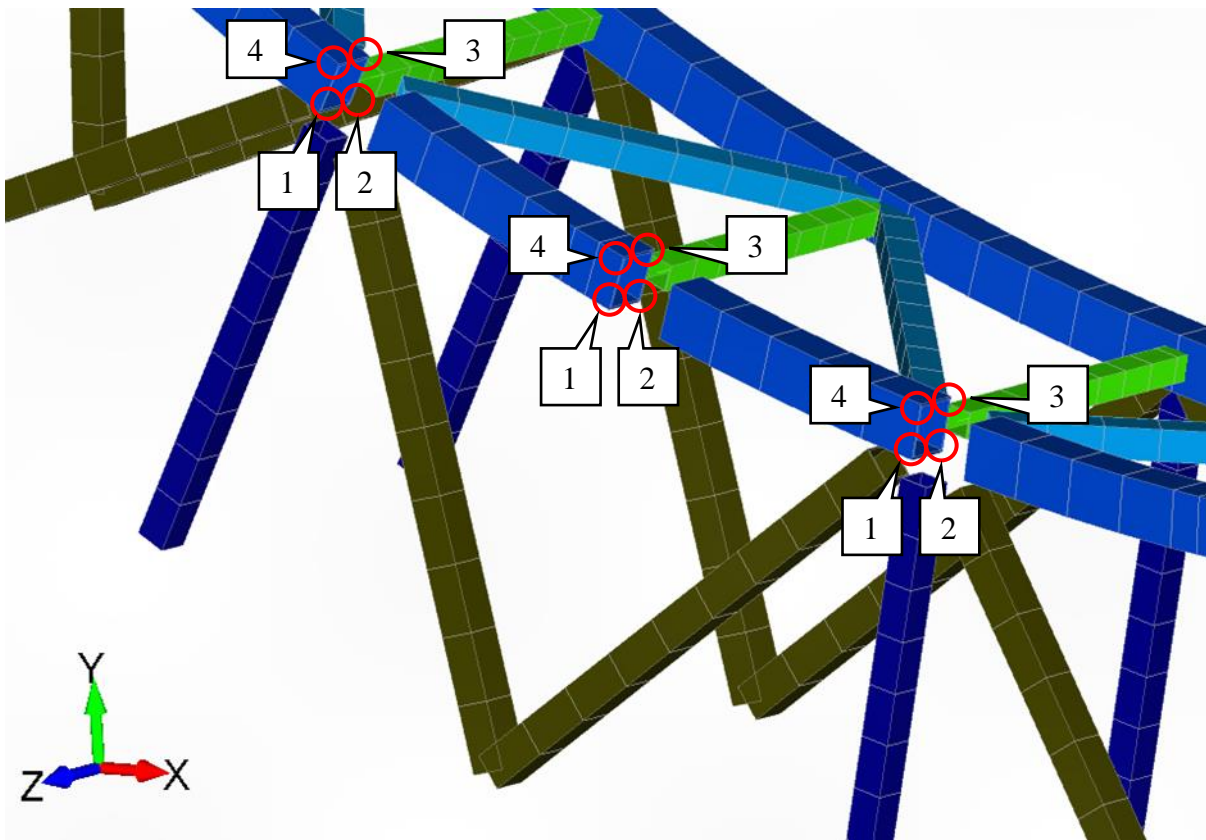
$$D_{Pt3} = \left(4 \cdot \frac{1}{9,7 \cdot 10^7} + 2 \cdot \frac{1}{4,3 \cdot 10^7} + \frac{1}{1,0 \cdot 10^7} + \frac{1}{2,5 \cdot 10^6} \right) \cdot 1\,050\,000 = 0,7 < 1, \quad (145)$$

proto **vyhovuje**.

Kategorie detailu **spojení nosného profilu s oky**, která slouží pro spojení segmentů, je 80. Výpočet pro všechny body je již vypočten pro kategorii detailu stejnou a nižší, proto také **vyhovuje**.

9.2 HLAVNÍ PROFIL – VNITŘNÍ

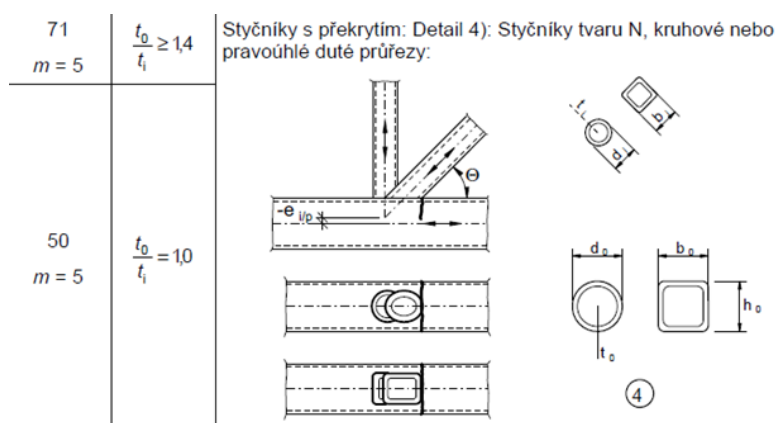
Kritickými místy, která ovlivňují životnost hlavního profilu, jsou připojení bočních diagonál, rozpěrek, vnitřních diagonál a ok na koncích segmentů sloužící ke spojování segmentů. Výpis hodnot napětí je z těchto bodů (Obrázek 9.10) – pokračuje po celém obvodu kola na všech variantách natočení.



Obrázek 9.10 Napěťové body pro vyhodnocení hlavního profilu – vnitřního

9.2.1 BODY 1 A 2

Boční diagonály a boční rozpěrky jsou připojené ze strany profilu, která prochází body **Pt1** a **Pt2** (Obrázek 9.10) Kategorie detailu spojení je **71** (Obrázek 9.11).

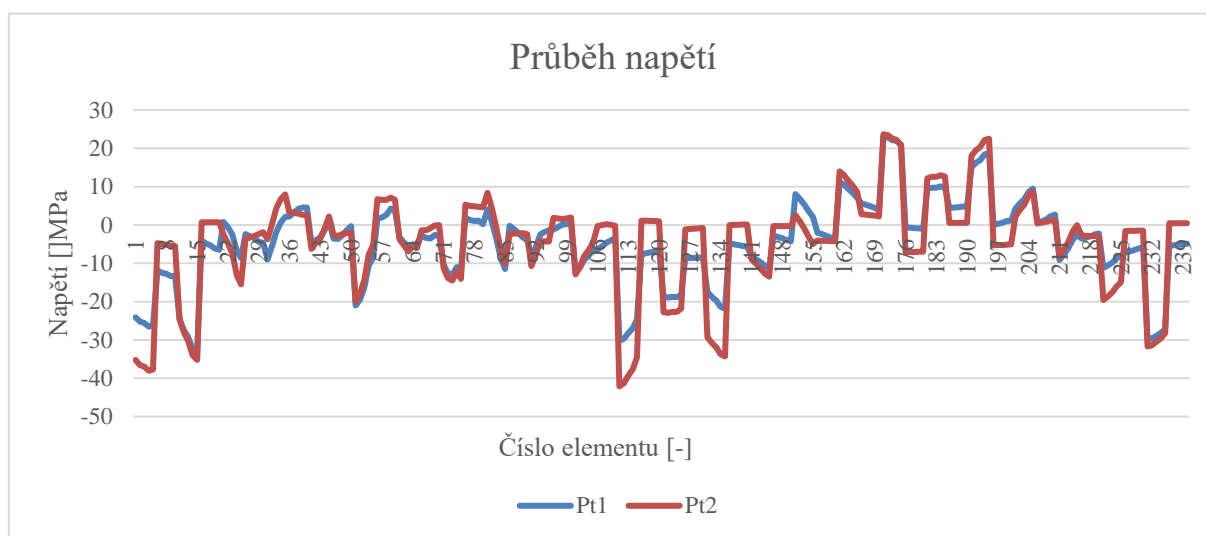


Obrázek 9.11 Kategorie detailu [4]

Prahový rozkmit napětí pro kategorii detailu 71 je vypočten vztahem (129) jako:

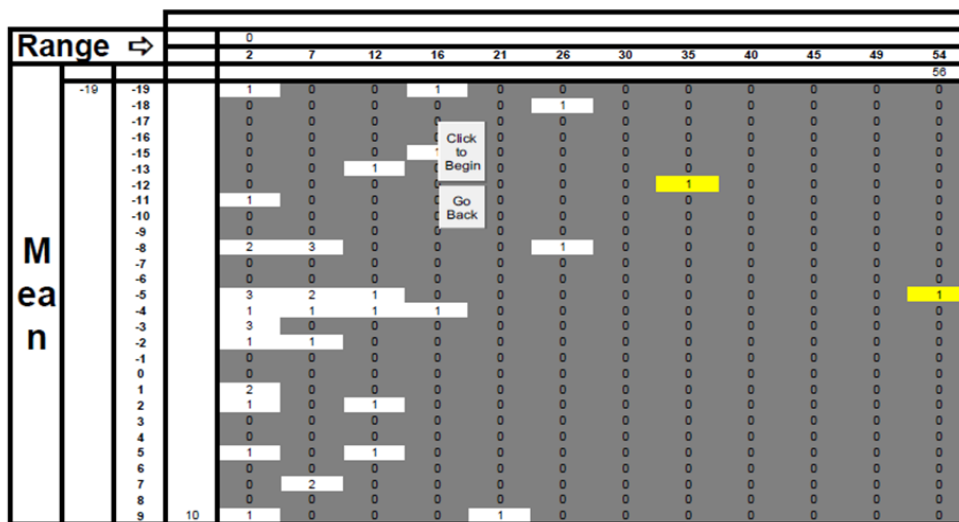
$$\Delta\sigma_L = 0,544 \cdot \sqrt[5]{\frac{71^5 \cdot 2\,000\,000}{5\,000\,000}} = 32 \text{ MPa.} \quad (146)$$

Graf vykresluje hodnoty napětí pro jednotlivé elementy a body za jednu otáčku kola.



Obrázek 9.12 Hlavní profil – vnitřní

Metodou stékajícího deště jsou získány rozkmity jednoduchých cyklů pro **bod Pt1** (Obrázek 9.13).



Obrázek 9.13 Rozkmity jednoduchých cyklů Pt1 – Hlavní profil – vnitřní

Hodnoty pod prahovým rozkmitem napětí $\Delta\sigma_L=32$ MPa nejsou uvažovány (platné žluté hodnoty). Počty cyklů do meze únavy pro jednotlivé bloky jsou vypočteny jako:

$$N_{f35} = \frac{71^5}{35^5} \cdot 2\,000\,000 = 6,9 \cdot 10^7, \quad (147)$$

$$N_{f56} = \frac{71^5}{56^5} \cdot 2\,000\,000 = 6,6 \cdot 10^6. \quad (148)$$

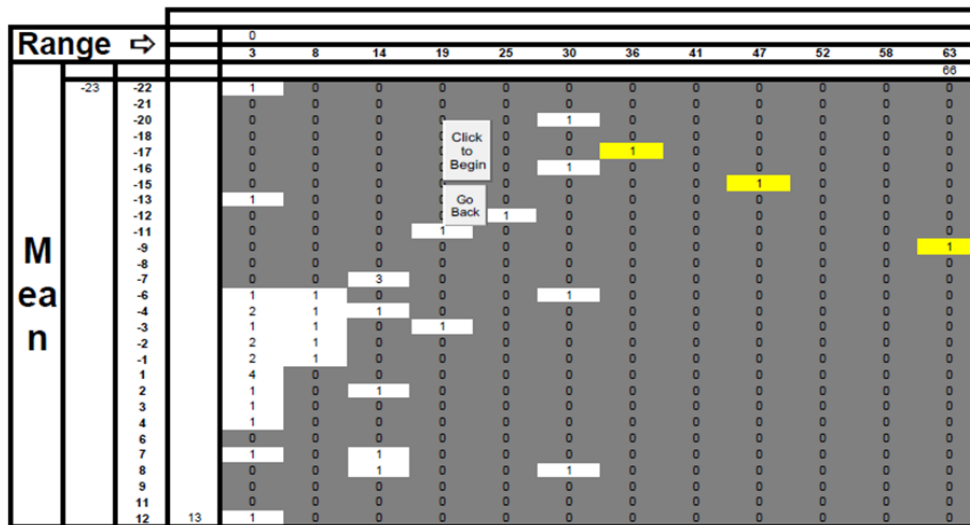
Bloků [-]	$\Delta\sigma$ [MPa]	N_{f1} [-]
1	35	$6,9 \cdot 10^7$
1	56	$6,6 \cdot 10^6$

Poškození D pro bod Pt1 je vypočteno jako:

$$D_{Pt1} = \left(\frac{1}{6,9 \cdot 10^7} + \frac{1}{6,6 \cdot 10^6} \right) \cdot 1\,050\,000 = 0,2 < 1, \quad (149)$$

proto **vyhovuje**.

Metodou stékajícího deště jsou získány rozkmity jednoduchých cyklů pro bod Pt2 (Obrázek 9.14).



Obrázek 9.14 Rozkmity jednoduchých cyklů Pt2 – Hlavní profil – vnitřní

Hodnoty pod prahovým rozkmitem napětí $\Delta\sigma_L=32$ MPa nejsou uvažovány (platné žluté hodnoty). Počty cyklů do meze únavy pro jednotlivé bloky jsou vypočteny jako:

$$N_{f36} = \frac{71^5}{36^5} \cdot 2\,000\,000 = 6,0 \cdot 10^7, \quad (150)$$

$$N_{f47} = \frac{71^5}{47^5} \cdot 2\,000\,000 = 1,6 \cdot 10^7, \quad (151)$$

$$N_{f66} = \frac{71^5}{66^5} \cdot 2\,000\,000 = 2,9 \cdot 10^6. \quad (152)$$

Bloků [-]	$\Delta\sigma$ [MPa]	N_{f1} [-]
1	36	$6,0 \cdot 10^7$
1	47	$1,6 \cdot 10^7$
1	66	$2,9 \cdot 10^6$

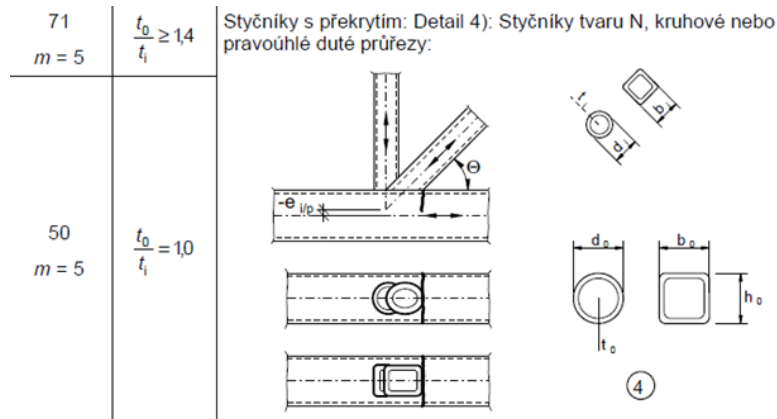
Poškození D pro bod Pt2 je vypočteno jako:

$$D_{Pt2} = \left(\frac{1}{6,0 \cdot 10^7} + \frac{1}{1,6 \cdot 10^7} + \frac{1}{2,9 \cdot 10^6} \right) \cdot 1\,050\,000 = 0,5 < 1, \quad (153)$$

proto **vyhovuje**.

9.2.2 BODY 2 A 3

Rozpěrky a vnitřní diagonály jsou připojené ze strany profilu procházející body **Pt2** a **Pt3** (Obrázek 9.10) Kategorie detailu spojení je **71** (Obrázek 9.15).

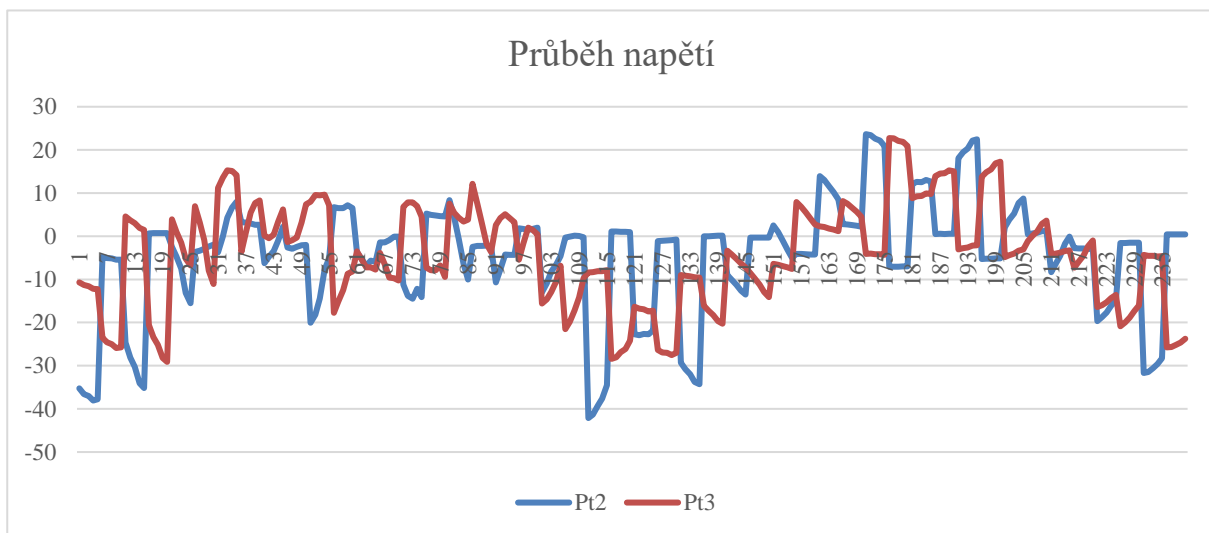


Obrázek 9.15 Kategorie detailu [4]

Prahový rozkmit napětí pro kategorii detailu 71 je vypočten vztahem (129) jako:

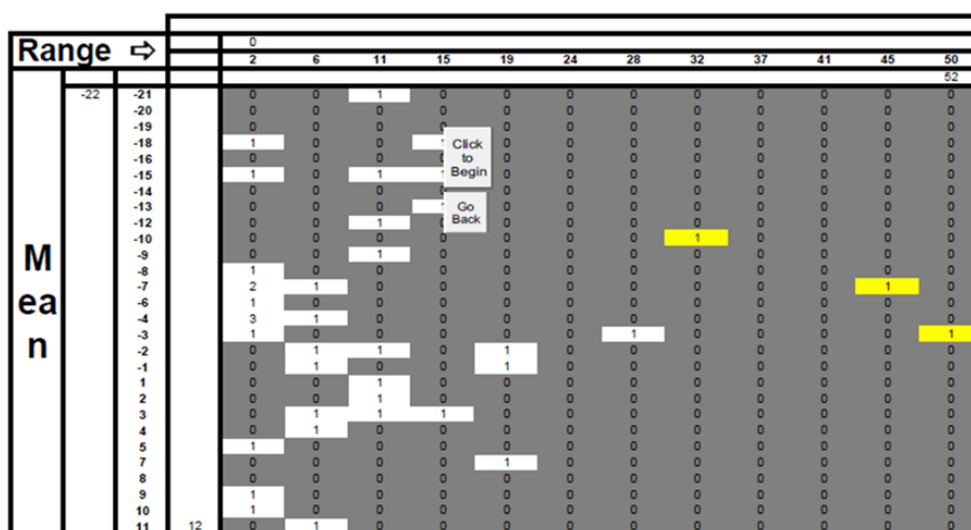
$$\Delta\sigma_L = 0,544 \cdot \sqrt[5]{\frac{71^5 \cdot 2\,000\,000}{5\,000\,000}} = 32 \text{ MPa.} \quad (154)$$

Graf vykresluje hodnoty napětí pro jednotlivé elementy a body za jednu otáčku kola.



Obrázek 9.16 Hlavní profil – vnitřní

Metodou stékajícího deště jsou získány rozkmity jednoduchých cyklů pro **bod Pt3** (Obrázek 9.17).



Obrázek 9.17 Rozkmity jednoduchých cyklů Pt3 – Hlavní profil – vnitřní

Hodnoty pod prahovým rozkmitem napětí $\Delta\sigma_L=32$ MPa nejsou uvažovány (platné žluté hodnoty). Počty cyklů do meze únavy pro jednotlivé bloky jsou vypočteny jako:

$$N_{f32} = \frac{71^5}{32^5} \cdot 2\,000\,000 = 1,1 \cdot 10^8, \quad (155)$$

$$N_{f44} = \frac{71^5}{44^5} \cdot 2\,000\,000 = 2,2 \cdot 10^7, \quad (156)$$

$$N_{f52} = \frac{71^5}{52^5} \cdot 2\,000\,000 = 9,5 \cdot 10^6, \quad (157)$$

Blok [-]	$\Delta\sigma$ [MPa]	N_{f1} [-]
1	32	$1,1 \cdot 10^7$
1	44	$2,2 \cdot 10^7$
1	52	$9,5 \cdot 10^6$

Poškození D pro bod Pt3 je vypočteno jako:

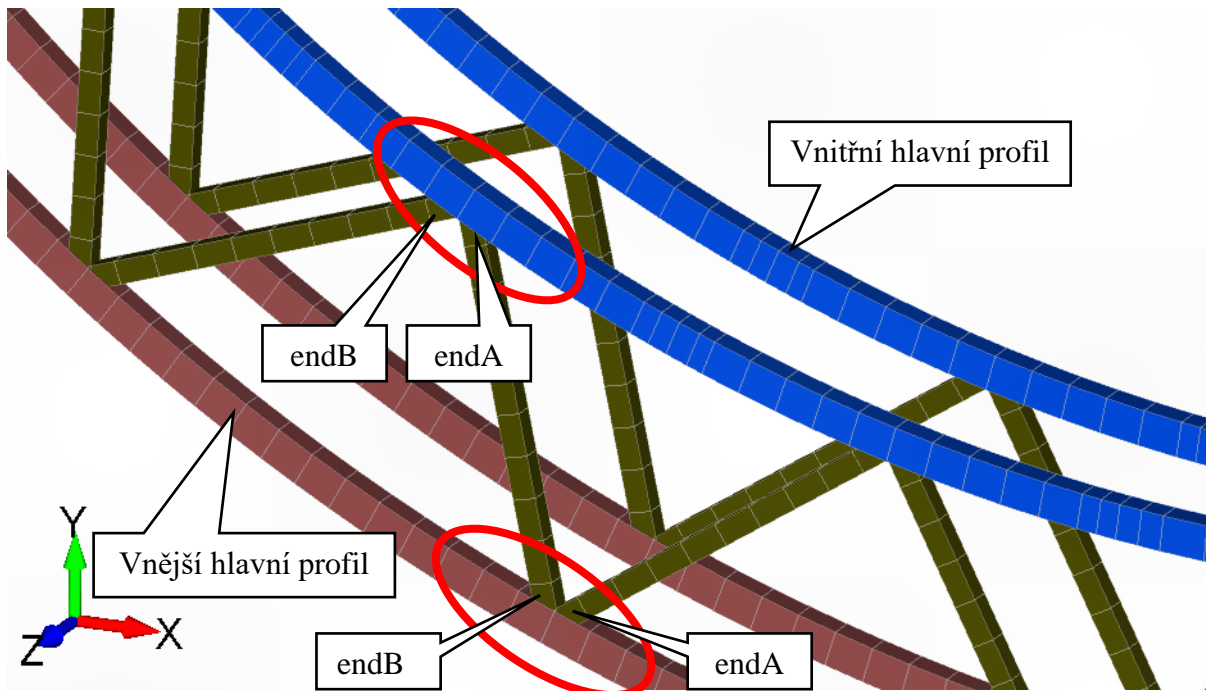
$$D_{Pt3} = \left(\frac{1}{1,1 \cdot 10^7} + \frac{1}{2,2 \cdot 10^7} + \frac{1}{9,5 \cdot 10^6} \right) \cdot 1\,050\,000 = 0,2 < 1, \quad (158)$$

proto **vyhovuje**. Výpočet pro bod Pt2 byl proveden v předchozím kroku (X) pro stejnou kategorii detailu a **vyhovuje**.

Kategorie detailu **spojení nosného profilu s oky**, která slouží pro spojení segmentů, je 80. Výpočet pro všechny body byl již vypočten pro kategorii detailu stejnou a nižší, proto **vyhovuje**.

9.3 BOČNÍ DIAGONÁLY

Boční diagonály jsou umístěny mezi hlavními profily (Obrázek 9.18). Vyhodnocení bude provedeno **zvláště pro spojení s vnějším profilem a vnitřním profilem**. V každém místě spoje budou řešeny dva připojené elementy diagonál. Označení je provedeno souhlasně s připojeným koncem elementu – **endA a endB**.



Obrázek 9.18 Řešené spoje bočních diagonál

Kategorie detailu pro diagonály je **80** (obr. X).

Kategorie detailu	Konstrukční detail		Popis
80	$\ell < 50 \text{ mm}$	všechny tloušťky t (mm)	Křížové a T spoje: 1) Vady v přechodu svaru do základního materiálu u plně provařených tupých svarů a všech částečně provařených spojů.
71	$50 < \ell \leq 80$		
63	$80 < \ell \leq 100$		
56	$100 < \ell \leq 120$		
56	$\ell > 120$	$t \leq 20$	
50	$120 < \ell \leq 200$ $0 \ell > 200$	$t > 20$ $20 < t \leq 30$	
45	$200 < \ell \leq 300$ $\ell > 300$	$t > 30$ $30 < t \leq 50$	
40	$\ell > 300$	$t > 50$	

Obrázek 9.19 Kategorie detailu [4]

Mez únavy při konstantní amplitudě pro kategorii detailu 80 je vypočtena jako:

$$\Delta\sigma_D = \sqrt[3]{\frac{80^3 \cdot 2\,000\,000}{5\,000\,000}} = 59 \text{ MPa}, \quad (159)$$

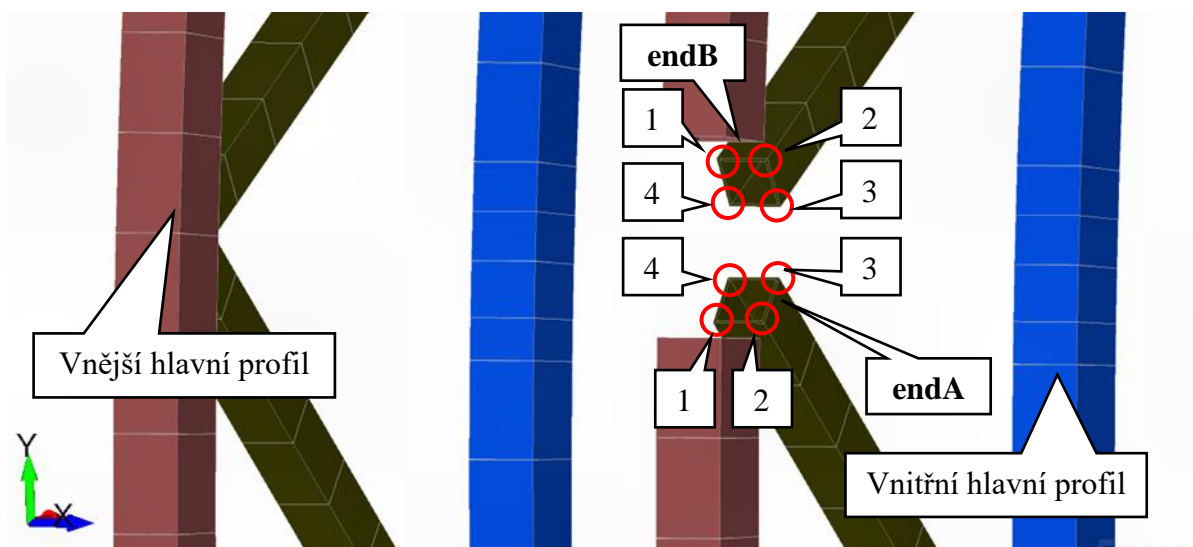
nejen pro určení prahového rozkmitu, ale i pro následný výpočet počtů cyklů do meze únavy pro jednotlivé bloky.

Prahový rozkmit napětí pro kategorii detailu 80 je vypočten vztahem (129) jako:

$$\Delta\sigma_L = 0,544 \cdot \Delta\sigma_D = 0,544 \cdot \sqrt[3]{\frac{80^3 \cdot 2\,000\,000}{5\,000\,000}} = 32 \text{ MPa.} \quad (160)$$

9.3.1 SPOJ S VNĚJŠÍM PROFILEM

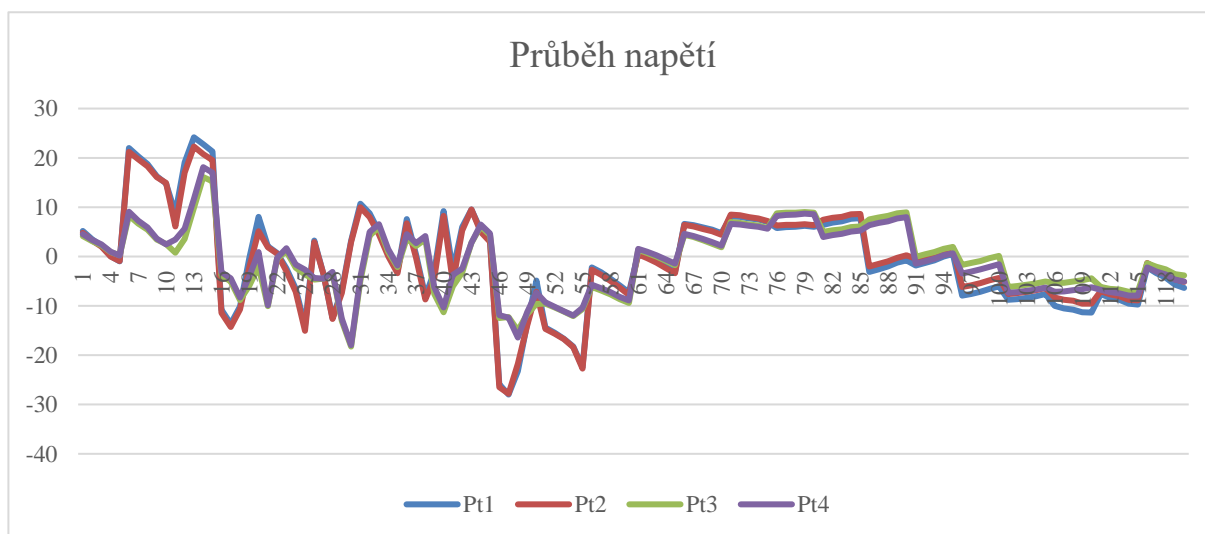
Výpis hodnot napětí je z těchto bodů (Obrázek 9.20). Jsou vypsány zvlášť pro každou z diagonál dle orientace připojeného elementu – endA a endB.



Obrázek 9.20 Napětové body pro vyhodnocení bočních diagonál s vnějším profilem

ENDA

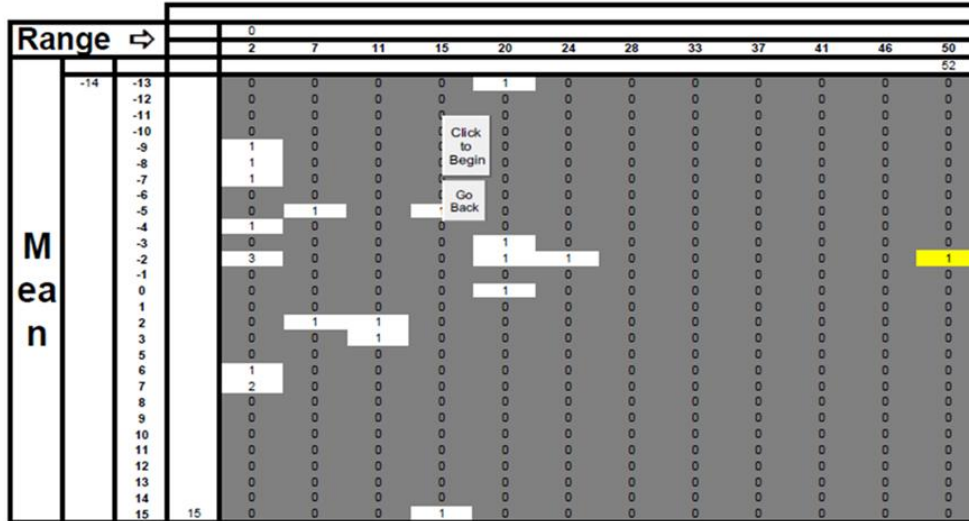
Graf vykresluje průběh napětí jednotlivých bodů průřezu za jednu otáčku kola na konci A elementu – endA.



Obrázek 9.21 Boční diagonály – endA

Metodou stékajícího deště jsou získány rozkmity jednoduchých cyklů pro body průřezu Pt1, Pt2, Pt3 a Pt4.

Pt1



Obrázek 9.22 Rozkmity jednoduchých cyklů Pt1, endA – Boční diagonály

Hodnoty pod prahovým rozkmitem napětí $\Delta\sigma_L=32$ MPa nejsou uvažovány (platné žluté hodnoty). Počty cyklů do meze únavy pro jednotlivé bloky jsou vypočteny jako:

$$N_{f52} = \frac{59^5}{52^5} \cdot 5\,000\,000 = 9,3 \cdot 10^6. \quad (161)$$

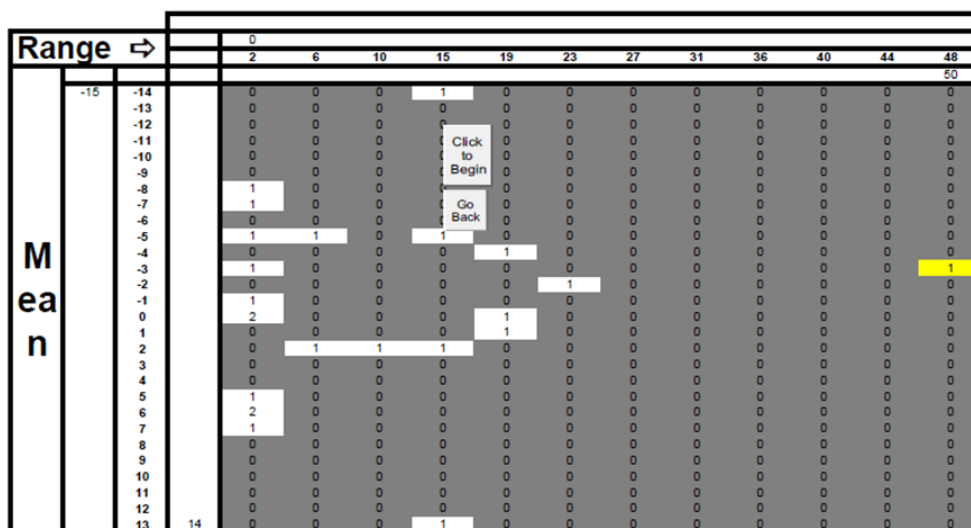
Blok [-]	$\Delta\sigma$ [MPa]	N_{f1} [-]
1	52	$9,3 \cdot 10^6$

Poškození D pro bod Pt1 je vypočteno jako:

$$D_{Pt1} = \left(\frac{1}{9,3 \cdot 10^6} \right) \cdot 1\,050\,000 = 0,1 < 1, \quad (162)$$

proto **vyhovuje**.

Pt2



Obrázek 9.23 Rozkmitý jednoduchých cyklů Pt2, endA – Boční diagonály

Hodnoty pod prahovým rozkmitem napětí $\Delta\sigma_L=32$ MPa nejsou uvažovány (platné žluté hodnoty). Počty cyklů do meze únavy pro jednotlivé bloky jsou vypočteny jako:

$$N_{f50} = \frac{59^5}{50^5} \cdot 5\,000\,000 = 1,1 \cdot 10^7. \quad (163)$$

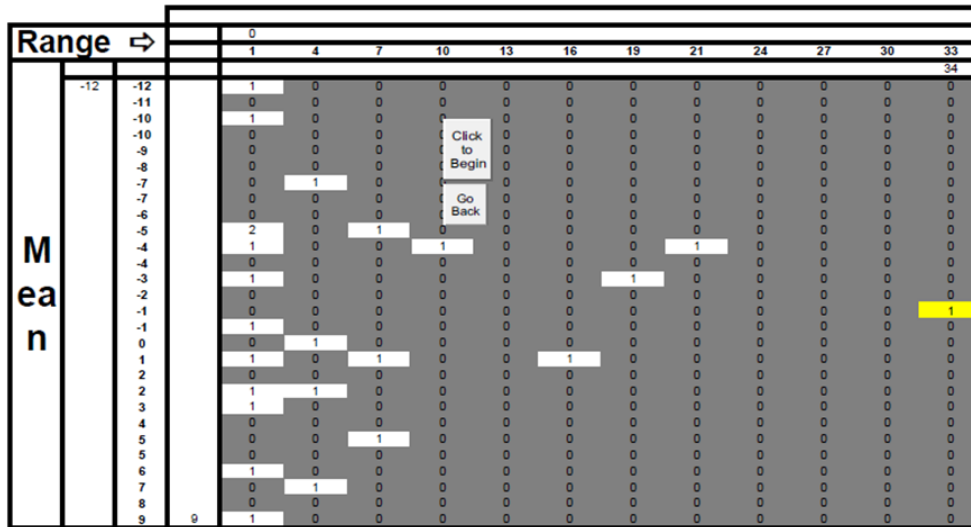
Blok [-]	$\Delta\sigma$ [MPa]	N_{f1} [-]
1	50	$1,1 \cdot 10^7$

Poškození D pro bod Pt2 je vypočteno jako:

$$D_{Pt2} = \left(\frac{1}{1,1 \cdot 10^7} \right) \cdot 1\,050\,000 = 0,1 < 1, \quad (164)$$

proto **vyhovuje**.

Pt3



Obrázek 9.24 Rozkmitý jednoduchých cyklů Pt3, endA – Boční diagonály

Hodnoty pod prahovým rozkmitem napětí $\Delta\sigma_L=32$ MPa nejsou uvažovány (platné žluté hodnoty). Počty cyklů do meze únavy pro jednotlivé bloky jsou vypočteny jako:

$$N_{f34} = \frac{59^5}{34^5} \cdot 5\,000\,000 = 7,8 \cdot 10^7. \quad (165)$$

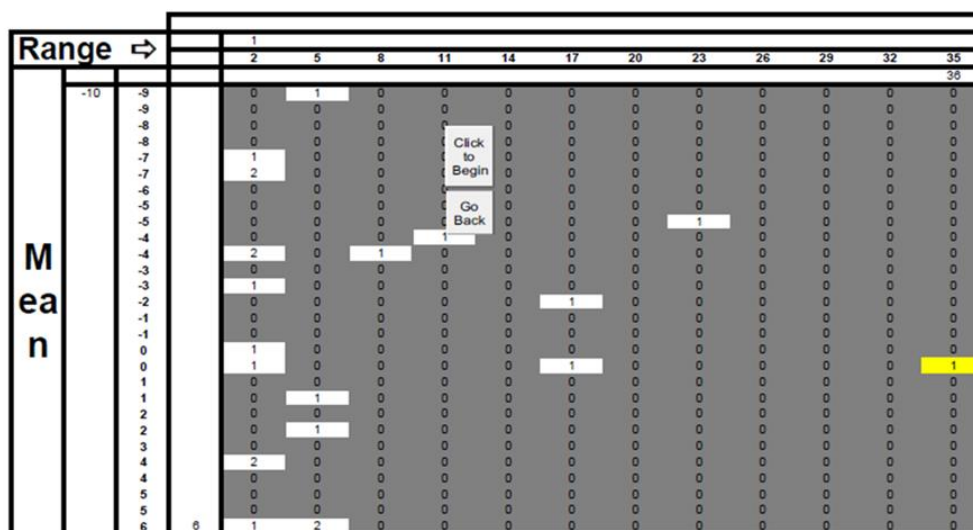
Blok [-]	$\Delta\sigma$ [MPa]	N_{f1} [-]
1	34	$7,8 \cdot 10^7$

Poškození D pro bod Pt3 je vypočteno jako:

$$D_{Pt3} = \left(\frac{1}{7,8 \cdot 10^7} \right) \cdot 1\,050\,000 = 0,01 < 1, \quad (166)$$

proto **vyhovuje**.

Pt4



Obrázek 9.25 Rozkmitý jednoduchých cyklů Pt4, endA – Boční diagonály

Hodnoty pod prahovým rozkmitem napětí $\Delta\sigma_L=32$ MPa nejsou uvažovány (platné žluté hodnoty). Počty cyklů do meze únavy pro jednotlivé bloky jsou vypočteny jako:

$$N_{f36} = \frac{59^5}{36^5} \cdot 2\,000\,000 = 2,3 \cdot 10^7. \quad (167)$$

Blok [-]	$\Delta\sigma$ [MPa]	N_{f1} [-]
1	36	$2,3 \cdot 10^7$

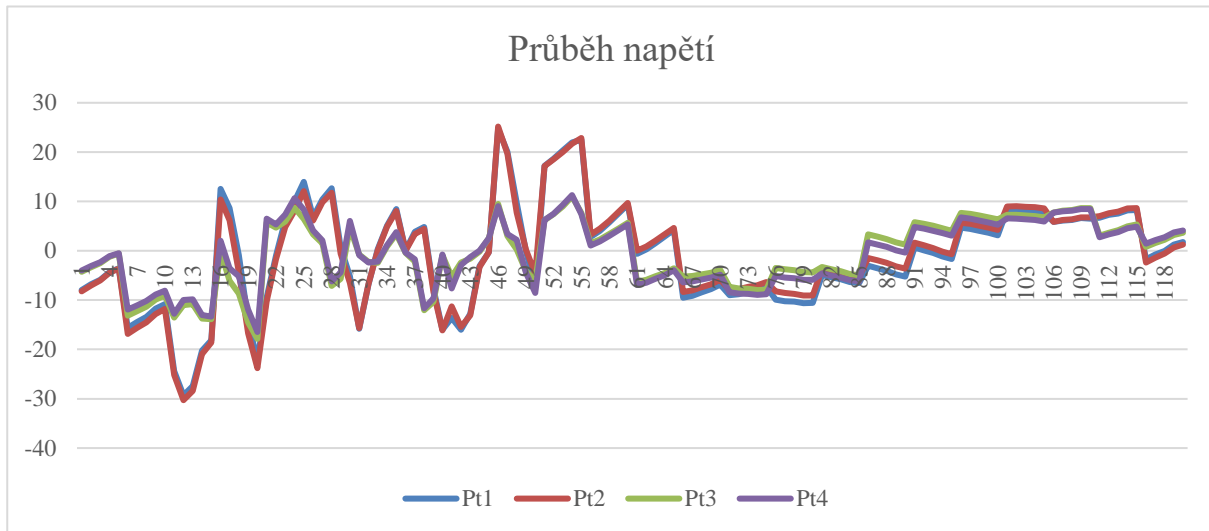
Poškození D pro bod Pt4 je vypočteno jako:

$$D_{Pt4} = \left(\frac{1}{2,3 \cdot 10^7} \right) \cdot 1\,050\,000 = 0,1 < 1, \quad (168)$$

proto **vyhovuje**.

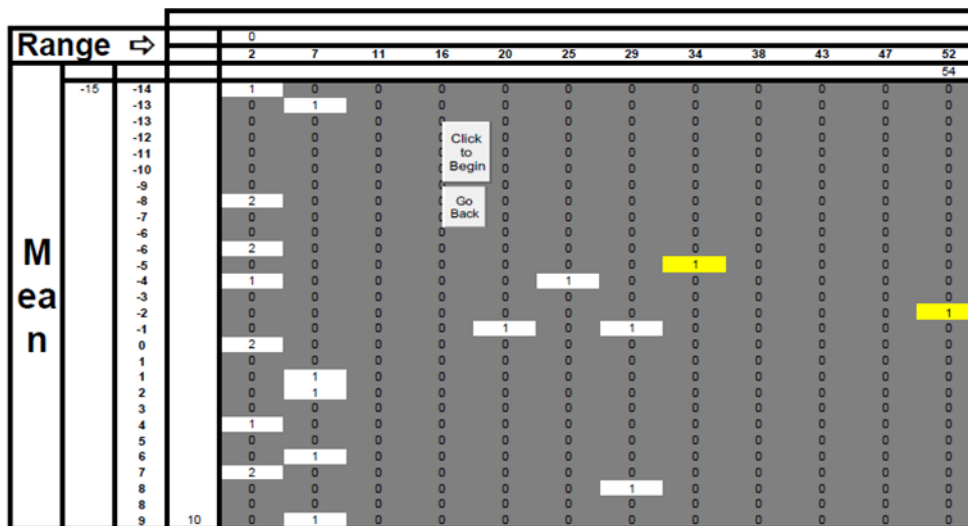
ENDB

Graf vykresluje průběh napětí jednotlivých bodů průřezu za jednu otáčku kola na konci B elementu – **endB**.



Obrázek 9.26 Boční diagonály – endB

Metodou stékajícího deště jsou získány rozkmity jednoduchých cyklů pro body průřezu Pt1, Pt2, Pt3 a Pt4.

Pt1


Obrázek 9.27 Rozkmity jednoduchých cyklů Pt1, endB – Boční diagonály

Hodnoty pod prahovým rozkmitem napětí $\Delta\sigma_L=32$ MPa nejsou uvažovány (platné žluté hodnoty). Počty cyklů do meze únavy pro jednotlivé bloky jsou vypočteny jako:

$$N_{f34} = \frac{59^5}{34^5} \cdot 5\,000\,000 = 7,8 \cdot 10^7, \quad (169)$$

$$N_{f54} = \frac{59^5}{54^5} \cdot 5\,000\,000 = 7,8 \cdot 10^6. \quad (170)$$

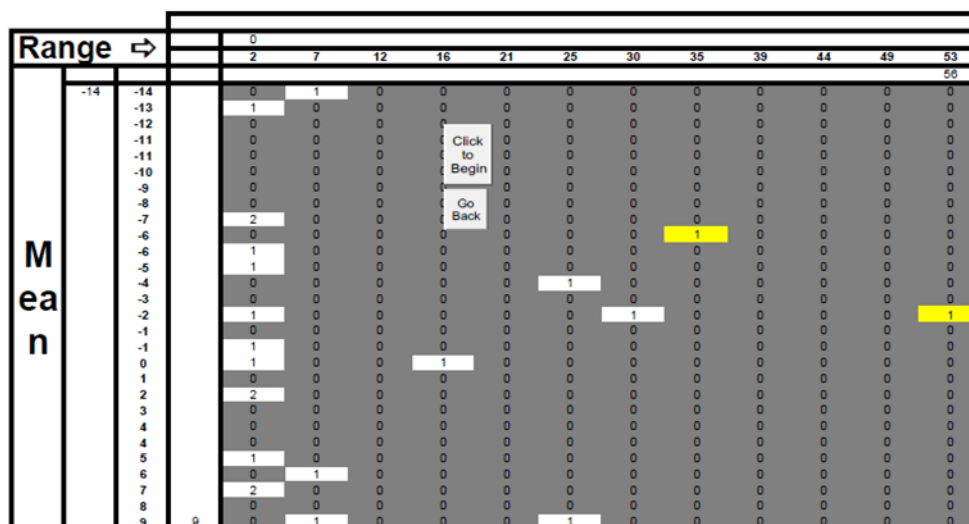
Blok [-]	$\Delta\sigma$ [MPa]	N_{f1} [-]
1	34	$7,7 \cdot 10^7$
1	54	$7,8 \cdot 10^6$

Poškození D pro bod Pt1 je vypočteno jako:

$$D_{Pt1} = \left(\frac{1}{7,7 \cdot 10^7} + \frac{1}{7,8 \cdot 10^6} \right) \cdot 1\,050\,000 = 0,2 < 1, \quad (171)$$

proto **vyhovuje**.

Pt2



Obrázek 9.28 Rozkmitý jednoduchých cyklů Pt2, endB – Boční diagonály

Hodnoty pod prahovým rozkmitem napětí $\Delta\sigma_L=32$ MPa nejsou uvažovány (platné žluté hodnoty). Počty cyklů do meze únavy pro jednotlivé bloky vypočteme jako:

$$N_{f35} = \frac{59^5}{35^5} \cdot 5\,000\,000 = 6,8 \cdot 10^7. \quad (172)$$

$$N_{f56} = \frac{59^5}{56^5} \cdot 5\,000\,000 = 6,4 \cdot 10^6. \quad (173)$$

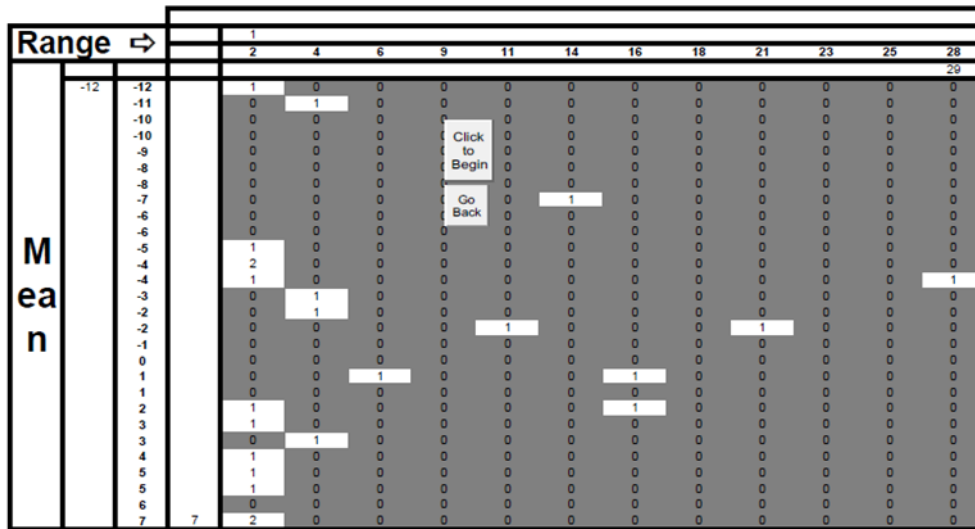
Blok [-]	$\Delta\sigma$ [MPa]	N_{f1} [-]
1	35	$6,8 \cdot 10^7$
1	56	$6,4 \cdot 10^6$

Poškození D pro bod Pt2 je vypočteno jako:

$$D_{Pt2} = \left(\frac{1}{6,8 \cdot 10^7} + \frac{1}{6,4 \cdot 10^6} \right) \cdot 1\,050\,000 = 0,2 < 1, \quad (174)$$

proto **vyhovuje**.

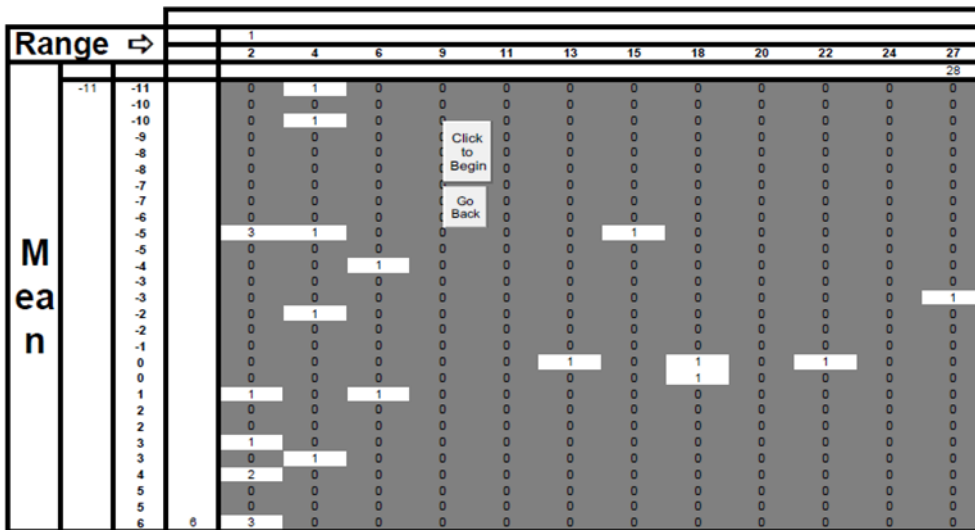
Pt3



Obrázek 9.29 Rozkmity jednoduchých cyklů Pt3, endB – Boční diagonály

 Všechny hodnoty leží pod prahovým rozkmitem napětí $\Delta\sigma_L=32$ MPa, proto **vyhovuje**.

Pt4

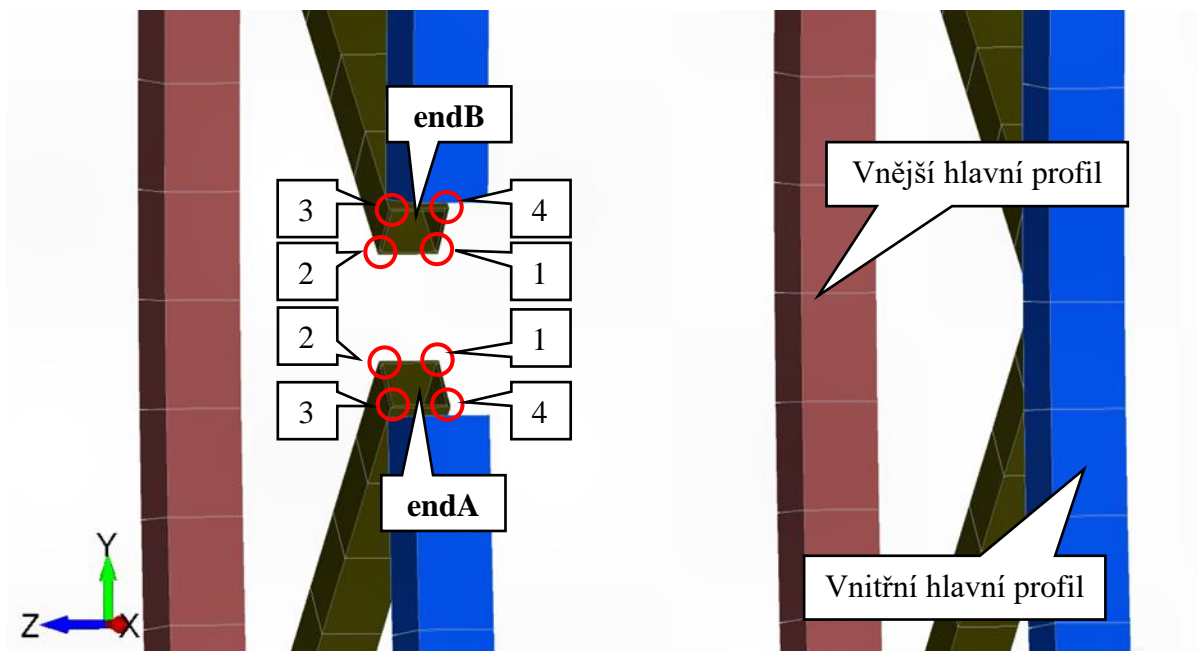


Obrázek 9.30 Rozkmity jednoduchých cyklů Pt4, endB – Boční diagonály

 Všechny hodnoty leží pod prahovým rozkmitem napětí $\Delta\sigma_L=32$ MPa, proto **vyhovuje**.

9.3.2 SPOJ S VNITŘNÍM PROFILEM

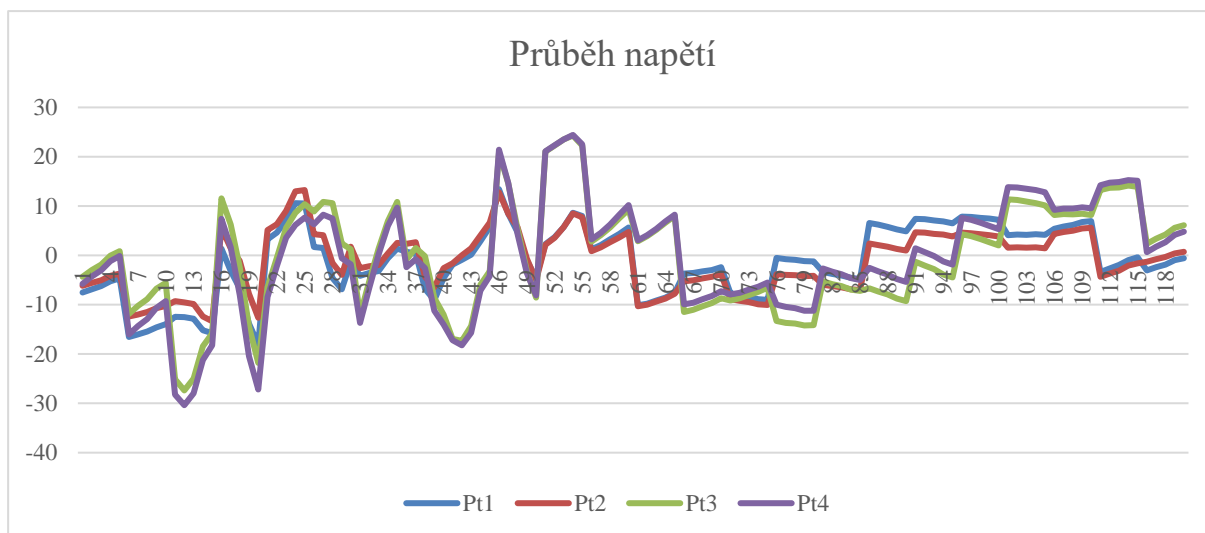
Výpis hodnot napětí je z těchto bodů. Jsou vypsány zvlášť pro každou z diagonál dle orientace připojeného elementu – **endA** a **endB** (Obrázek 9.31).



Obrázek 9.31 Napěťové body pro vyhodnocení bočních diagonál s vnitřním profilem

ENDA

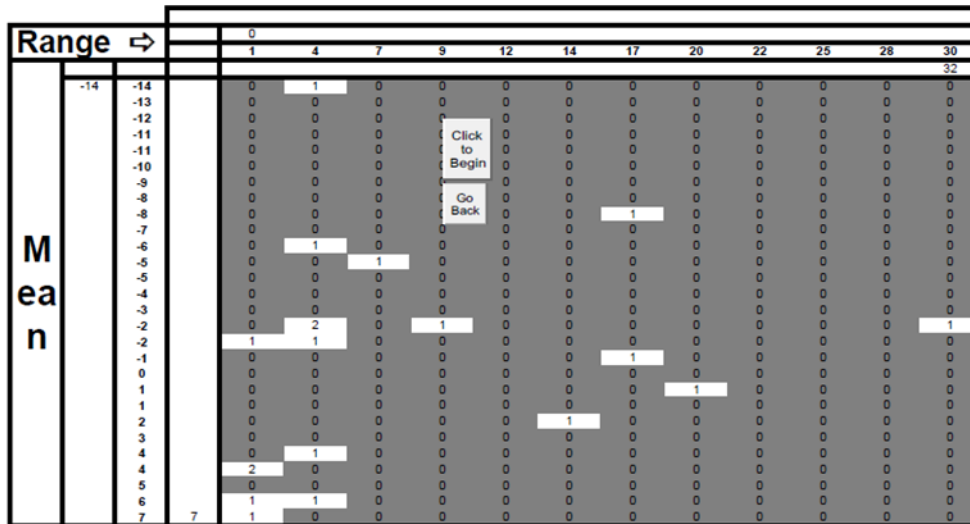
Graf vykresluje průběh napětí jednotlivých bodů průřezu za jednu otáčku kola na konci A elementu – **endA**.



Obrázek 9.32 Boční diagonály – endA

Metodou stékajícího deště jsou získány rozkmity jednoduchých cyklů pro body Pt1, Pt2, Pt3 a Pt4.

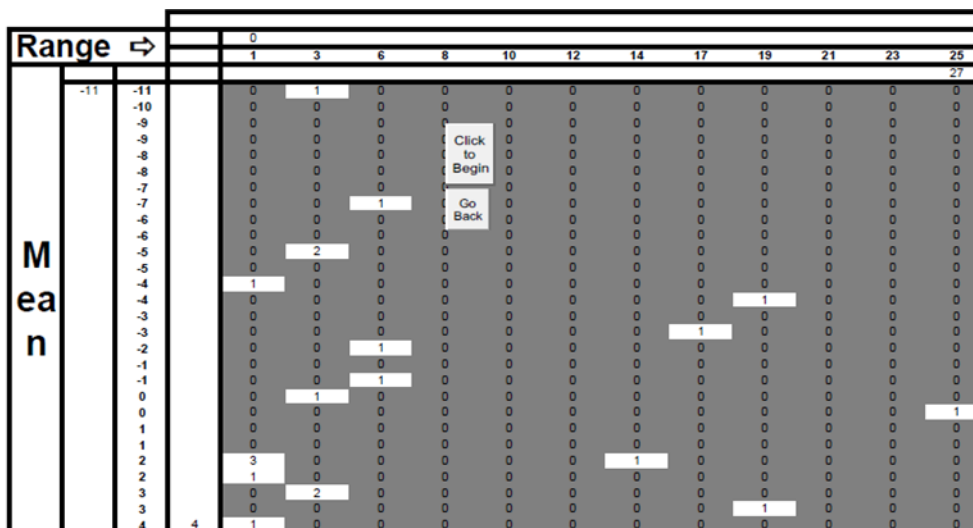
Pt1



Obrázek 9.33 Rozkmity jednoduchých cyklů Pt1, endA – Boční diagonály

Všechny hodnoty leží pod prahovým rozkmitem napětí $\Delta\sigma_L=32$ MPa, proto **vyhovuje**.

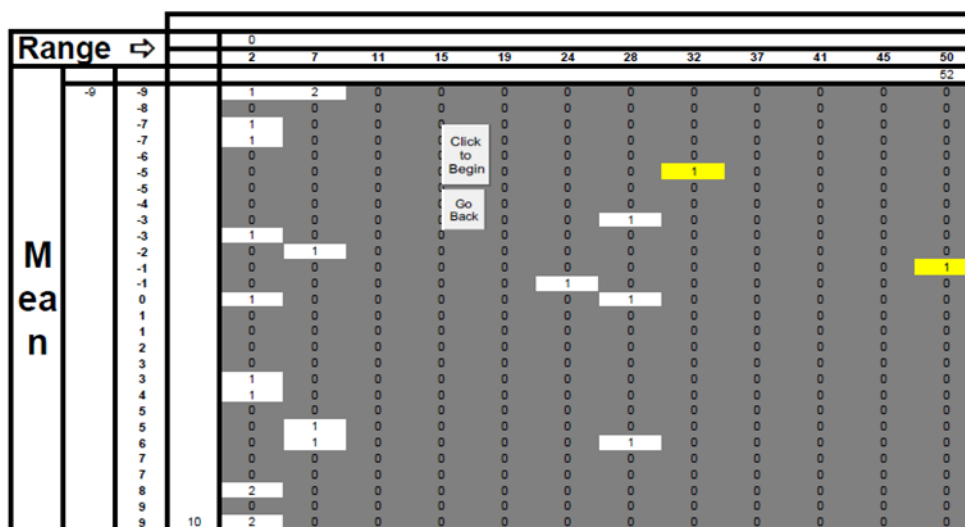
Pt2



Obrázek 9.34 Rozkmity jednoduchých cyklů Pt2, endA – Boční diagonály

Všechny hodnoty leží pod prahovým rozkmitem napětí $\Delta\sigma_L=32$ MPa, proto **vyhovuje**.

Pt3



Obrázek 9.35 Rozkmitý jednoduchých cyklů Pt3, endA – Boční diagonály

Hodnoty pod prahovým rozkmitem napětí $\Delta\sigma_L=32$ MPa nejsou uvažovány (platné žluté hodnoty). Počty cyklů do meze únavy pro jednotlivé bloky jsou vypočteny jako:

$$N_{f32} = \frac{59^5}{32^5} \cdot 5\,000\,000 = 1,1 \cdot 10^8. \quad (175)$$

$$N_{f52} = \frac{59^5}{52^5} \cdot 5\,000\,000 = 9,4 \cdot 10^6. \quad (176)$$

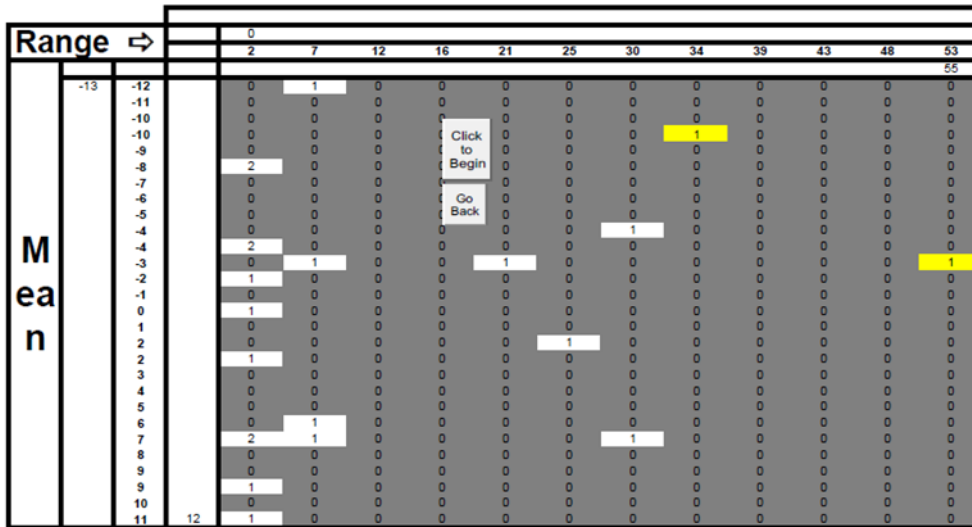
Blok [-]	$\Delta\sigma$ [MPa]	N_{f1} [-]
1	32	$1,1 \cdot 10^8$
1	52	$9,4 \cdot 10^6$

Poškození D pro bod Pt3 je vypočteno jako:

$$D_{Pt3} = \left(\frac{1}{1,1 \cdot 10^8} + \frac{1}{9,4 \cdot 10^6} \right) \cdot 1\,050\,000 = 0,1 < 1, \quad (177)$$

proto **vyhovuje**.

Pt4



Obrázek 9.36 Rozkmity jednoduchých cyklů Pt4, endA – Boční diagonály

Hodnoty pod prahovým rozkmitem napětí $\Delta\sigma_L=32 \text{ MPa}$ nejsou uvažovány (platné žluté hodnoty). Počty cyklů do meze únavy pro jednotlivé bloky jsou vypočteny jako:

$$N_{f34} = \frac{59^5}{34^5} \cdot 5\,000\,000 = 7,9 \cdot 10^7. \quad (178)$$

$$N_{f55} = \frac{59^5}{55^5} \cdot 5\,000\,000 = 7,1 \cdot 10^6. \quad (179)$$

Blok [-]	$\Delta\sigma$ [MPa]	N_{f1} [-]
1	34	$7,9 \cdot 10^7$
1	55	$7,1 \cdot 10^6$

Poškození D pro bod Pt4 je vypočteno jako:

$$D_{Pt4} = \left(\frac{1}{7,9 \cdot 10^7} + \frac{1}{7,1 \cdot 10^6} \right) \cdot 1\,050\,000 = 0,2 < 1, \quad (180)$$

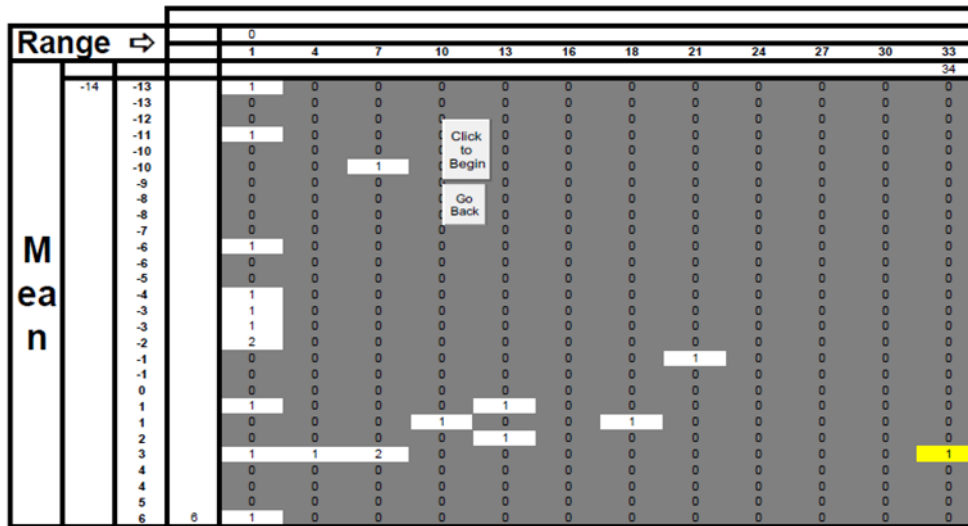
proto **vyhovuje**.

Poškození D pro bod Pt1 je vypočteno jako:

$$D_{Pt1} = \left(\frac{1}{6,7 \cdot 10^7} \right) \cdot 1\,050\,000 = 0,1 < 1, \quad (182)$$

proto **vyhovuje**.

Pt2



Obrázek 9.39 Rozkmitý jednoduchých cyklů Pt2, endB – Boční diagonály

Hodnoty pod prahovým rozkmitem napětí $\Delta\sigma_L=32$ MPa nejsou uvažovány (platné žluté hodnoty). Počty cyklů do meze únavy pro jednotlivé bloky jsou vypočteny jako:

$$N_{f34} = \frac{59^5}{34^5} \cdot 5\,000\,000 = 7,8 \cdot 10^7. \quad (183)$$

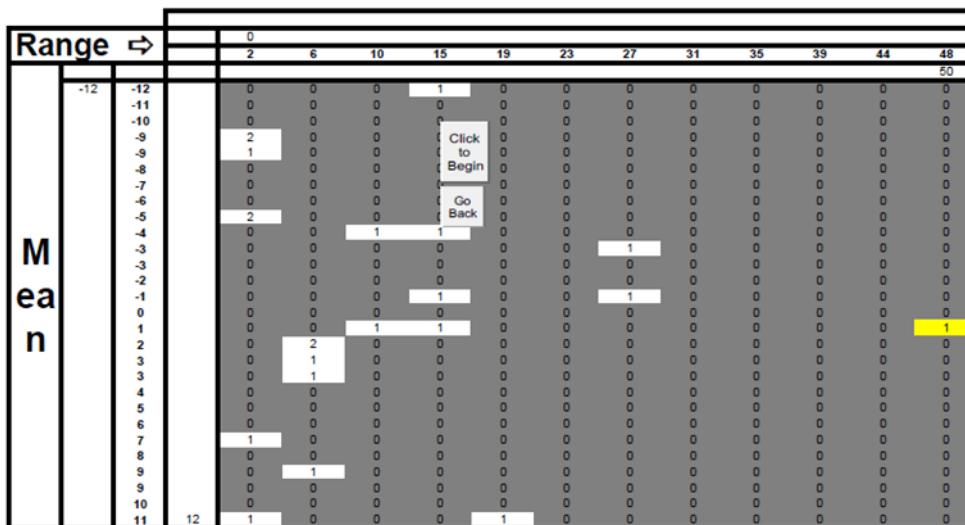
Blok [-]	$\Delta\sigma$ [MPa]	N_{f1} [-]
1	34	$7,8 \cdot 10^7$

Poškození D pro bod Pt2 je vypočteno jako:

$$D_{Pt2} = \left(\frac{1}{7,8 \cdot 10^7} \right) \cdot 1\,050\,000 = 0,01 < 1, \quad (184)$$

proto **vyhovuje**.

Pt3



Obrázek 9.40 Rozkmitý jednoduchých cyklů Pt3, endB – Boční diagonály

Hodnoty pod prahovým rozkmitem napětí $\Delta\sigma_L=32$ MPa nejsou uvažovány (platné žluté hodnoty). Počty cyklů do meze únavy pro jednotlivé bloky jsou vypočteny jako:

$$N_{f50} = \frac{59^5}{50^5} \cdot 5\,000\,000 = 1,1 \cdot 10^7 \tag{185}$$

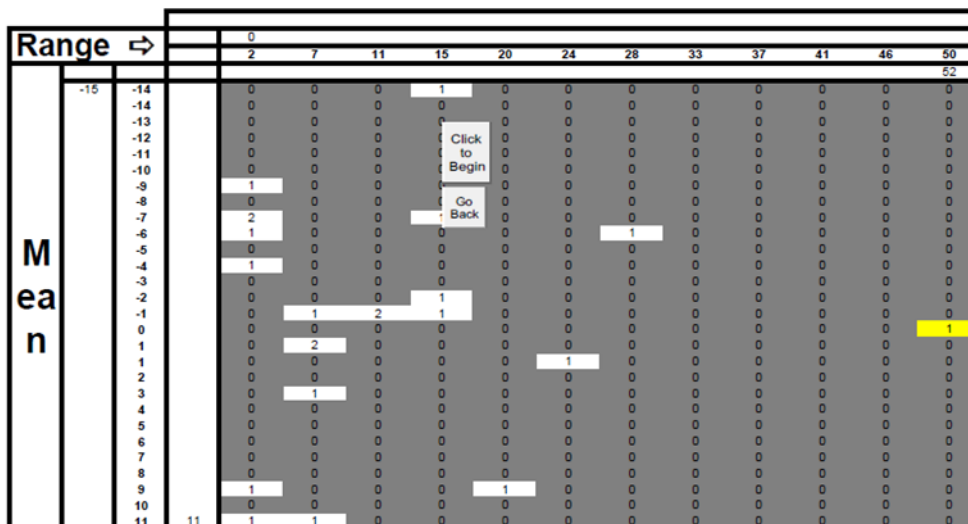
Blok [-]	$\Delta\sigma$ [MPa]	N_{f1} [-]
1	50	$1,1 \cdot 10^7$

Poškození D pro bod Pt3 vypočteme je vypočteno jako:

$$D_{Pt3} = \left(\frac{1}{1,1 \cdot 10^7} \right) \cdot 1\,050\,000 = 0,1 < 1, \tag{186}$$

proto **vyhovuje**.

Pt4



Obrázek 9.41 Rozkmitý jednoduchých cyklů Pt4, endB – Boční diagonály

Hodnoty pod prahovým rozkmitem napětí $\Delta\sigma_L=32$ MPa nejsou uvažovány (platné žluté hodnoty). Počty cyklů do meze únavy pro jednotlivé bloky jsou vypočteny jako:

$$N_{f52} = \frac{59^5}{52^5} \cdot 5\,000\,000 = 7,1 \cdot 10^6. \quad (187)$$

Blok [-]	$\Delta\sigma$ [MPa]	N_{f1} [-]
1	52	$7,1 \cdot 10^6$

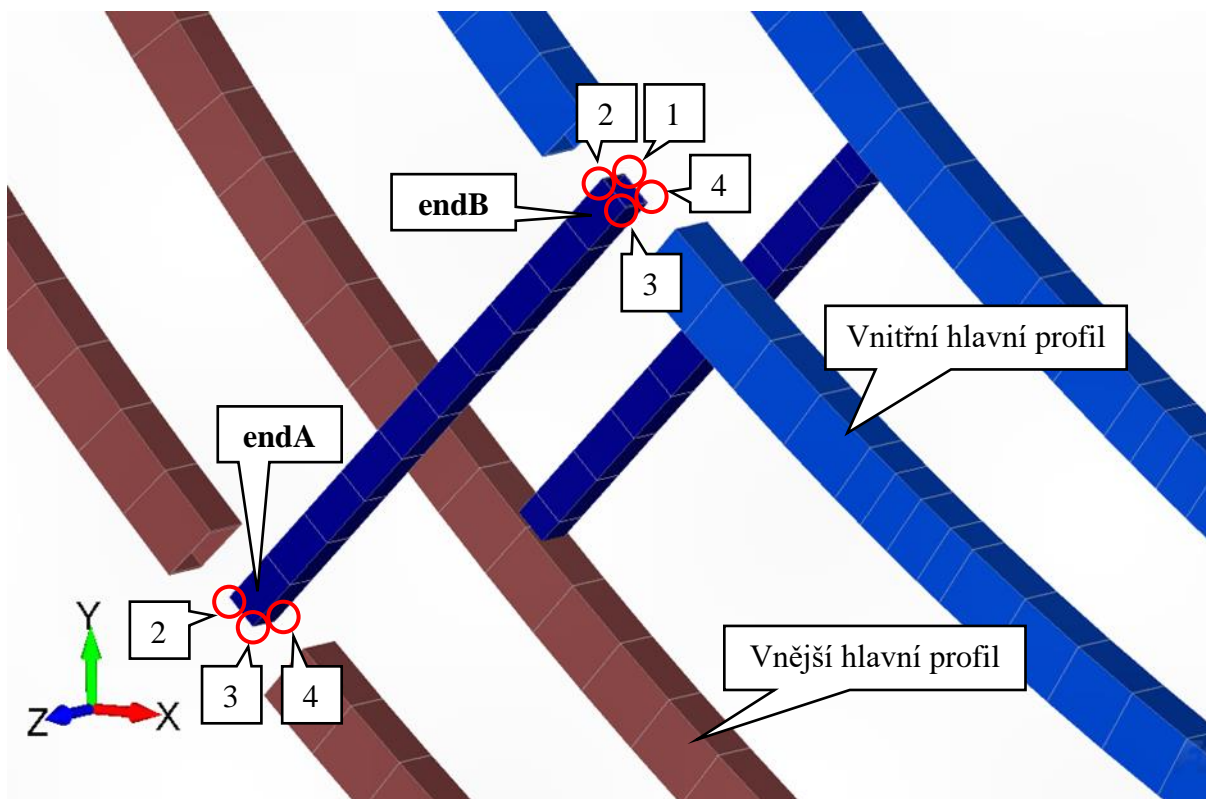
Poškození D pro bod Pt4 je vypočteno jako:

$$D_{Pt4} = \left(\frac{1}{7,1 \cdot 10^6} \right) \cdot 1\,050\,000 = 0,2 < 1, \quad (188)$$

proto **vyhovuje**.

9.4 BOČNÍ ROZPĚRKY

Boční rozpěrky jsou umístěny mezi hlavními profily (Obrázek 9.42). Vyhodnocení bude provedeno **zvláště** pro body průřezu **ve spoji s vnějším profilem a vnitřním profilem – endA a endB**.



Obrázek 9.42 Napěťové body pro vyhodnocení bočních rozpěrek

Kategorie detailu pro boční rozpěrky je **80** (Obrázek 9.43).

Kategorie detailu	Konstrukční detail		Popis	
80	$l < 50$ mm	všechny tloušťky t (mm)	Křížové a T spoje: 1) Vady v přechodu svaru do základního materiálu u plně provařených tupých svarů a všech částečně provařených spojů.	
71	$50 < l \leq 80$			
63	$80 < l \leq 100$			
56	$100 < l \leq 120$			
56	$l > 120$			$t \leq 20$
50	$120 < l \leq 200$ $0 < l > 200$			$t > 20$ $20 < t \leq 30$
45	$200 < l \leq 300$ $l > 300$	$t > 30$ $30 < t \leq 50$		
40	$l > 300$	$t > 50$		

Obrázek 9.43 Kategorie detailu [4]

Mez únavy při konstantní amplitudě pro kategorii detailu 80 je vypočtena jako:

$$\Delta\sigma_D = \sqrt[3]{\frac{80^3 \cdot 2\,000\,000}{5\,000\,000}} = 59 \text{ MPa}, \quad (189)$$

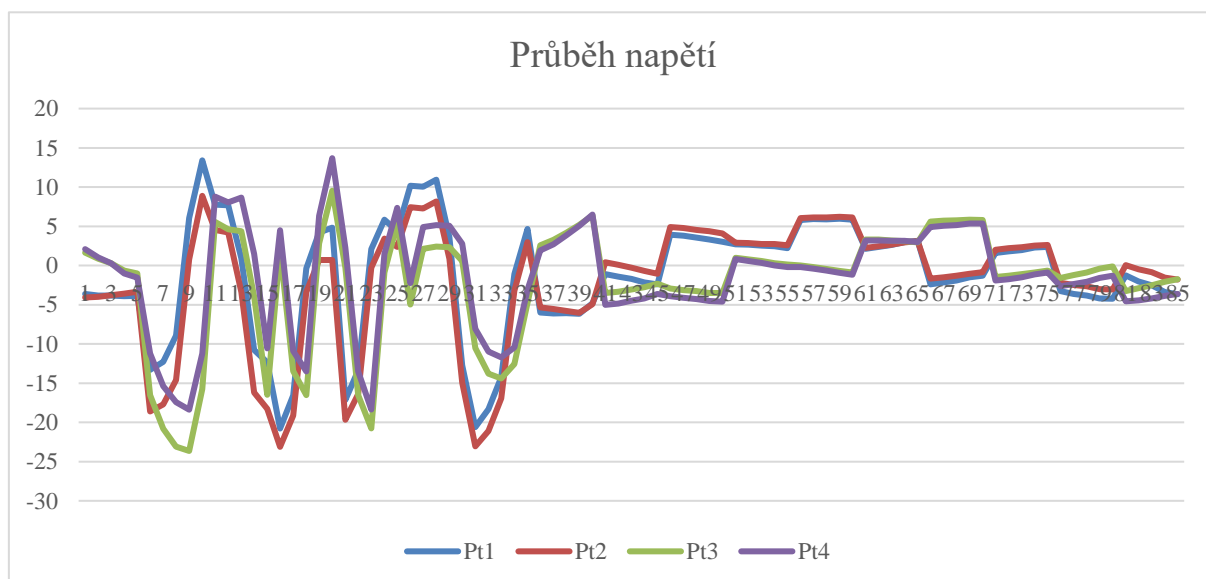
nejen pro určení prahového rozkmitu, ale i pro následný výpočet počtů cyklů do meze únavy pro jednotlivé bloky.

Prahový rozkmit napětí pro kategorii detailu 80 je vypočten vztahem (129) jako:

$$\Delta\sigma_L = 0,544 \cdot \Delta\sigma_D = 0,544 \cdot \sqrt[3]{\frac{80^3 \cdot 2\,000\,000}{5\,000\,000}} = 32 \text{ MPa}. \quad (190)$$

9.4.1 ENDA

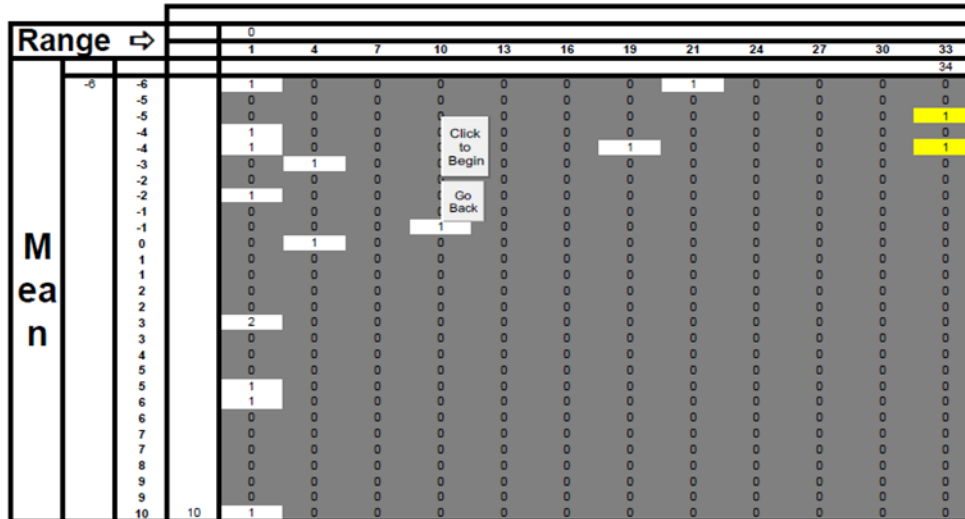
Graf vykresluje průběh napětí jednotlivých bodů průřezu za jednu otáčku kola ve spojení s vnějším nosným profilem na konci A elementu – **enda**.



Obrázek 9.44 Boční rozpěrky – endA

Metodou stékajícího deště jsou získány rozkmity jednoduchých cyklů pro body Pt1, Pt2, Pt3 a Pt4.

Pt1



Obrázek 9.45 Rozkmity jednoduchých cyklů Pt1, endA – Boční rozpěrky

Hodnoty pod prahovým rozkmitem napětí $\Delta\sigma_L=32$ MPa nejsou uvažovány (platné žluté hodnoty). Počty cyklů do meze únavy pro jednotlivé bloky jsou vypočteny jako:

$$N_{f34} = \frac{59^5}{34^5} \cdot 5\,000\,000 = 7,8 \cdot 10^7. \quad (191)$$

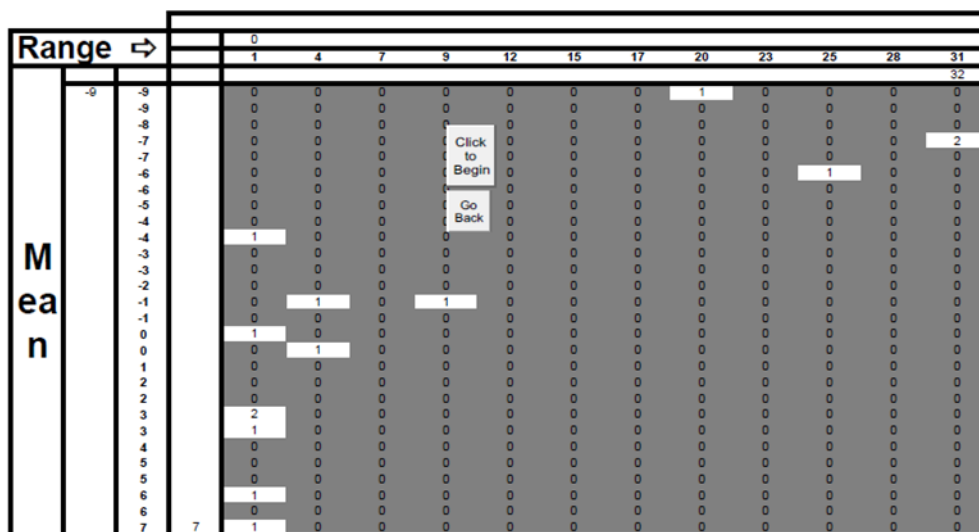
Blok [-]	$\Delta\sigma$ [MPa]	N_{f1} [-]
2	34	$7,8 \cdot 10^7$

Poškození D pro bod Pt4 je vypočteno jako:

$$D_{Pt1} = \left(2 \cdot \frac{1}{7,8 \cdot 10^7}\right) \cdot 1\,050\,000 = 0,1 < 1, \quad (192)$$

proto **vyhovuje**.

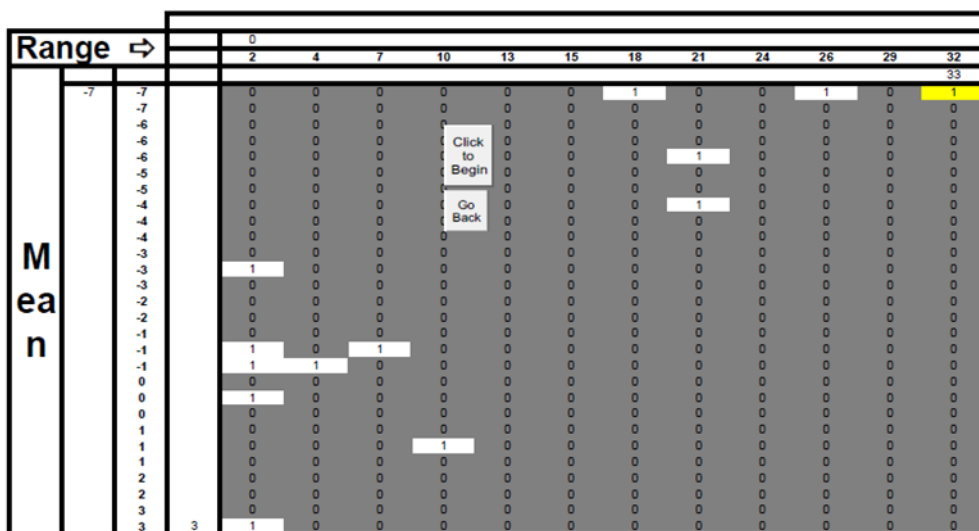
Pt2



Obrázek 9.46 Rozkmitý jednoduchých cyklů Pt2, endA – Boční rozpěrky

Všechny hodnoty leží pod prahovým rozkmitem napětí $\Delta\sigma_L=32$ MPa, proto **vyhovuje**.

Pt3



Obrázek 9.47 Rozkmitý jednoduchých cyklů Pt3, endA – Boční rozpěrky

Hodnoty pod prahovým rozkmitem napětí $\Delta\sigma_L=32$ MPa nejsou uvažovány (platné žluté hodnoty). Počty cyklů do meze únavy pro jednotlivé bloky jsou vypočteny jako:

$$N_{f33} = \frac{59^5}{33^5} \cdot 5\,000\,000 = 9,1 \cdot 10^7. \quad (193)$$

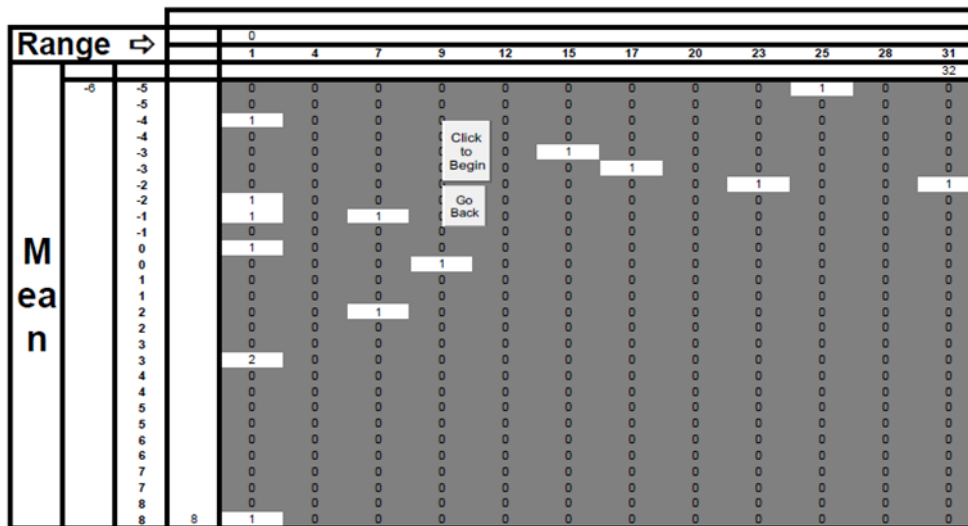
Blok [-]	$\Delta\sigma$ [MPa]	N_{f1} [-]
1	33	$9,1 \cdot 10^7$

Poškození D pro bod Pt3 je vypočteno jako:

$$D_{Pt3} = \left(\frac{1}{9,1 \cdot 10^7} \right) \cdot 1\,050\,000 = 0,1 < 1, \quad (194)$$

proto **vyhovuje**.

Pt4

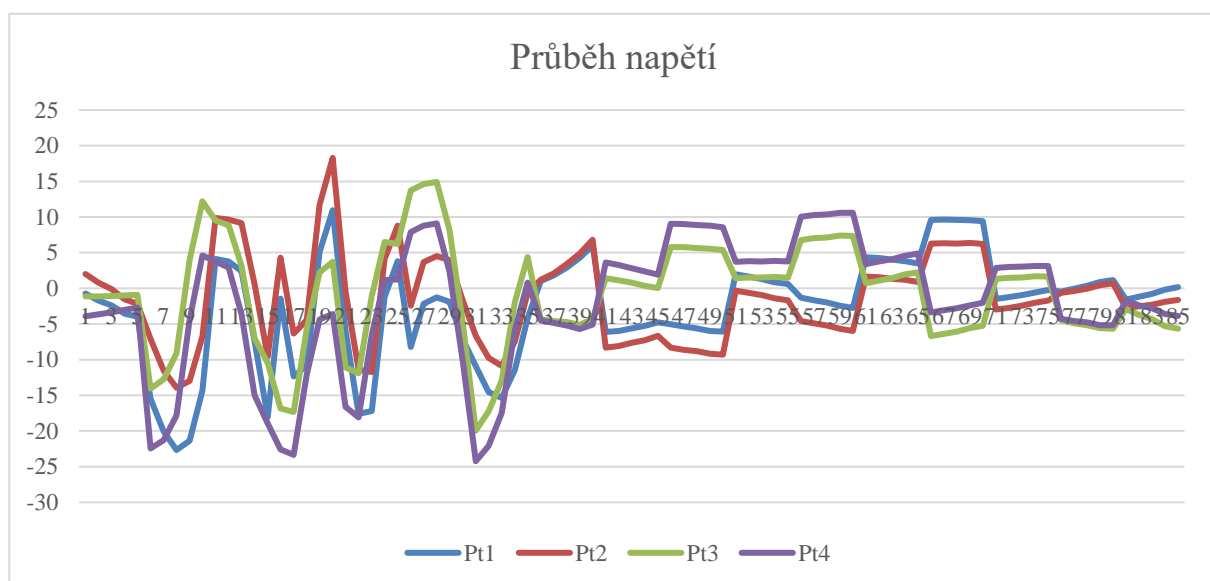


Obrázek 9.48 Rozkmitý jednoduchých cyklů Pt4, endA – Boční rozpěrky

Všechny hodnoty leží pod prahovým rozkmitem napětí $\Delta\sigma_L=32$ MPa, proto **vyhovuje**.

9.4.2 ENDB

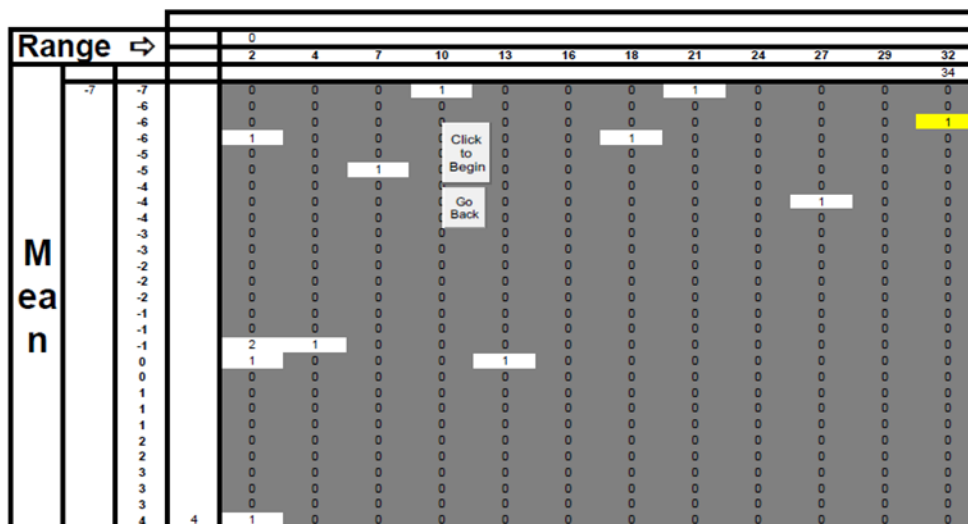
Graf vykresluje průběh napětí jednotlivých bodů průřezu za jednu otáčku kola ve spojení s vnitřním nosným profilem na konci B elementu – **endB**.



Obrázek 9.49 Boční rozpěrky – endB

Metodou stékajícího deště jsou získány rozkmity jednoduchých cyklů pro body Pt1, Pt2, Pt3 a Pt4.

Pt1



Obrázek 9.50 Rozkmity jednoduchých cyklů Pt1, endB – Boční rozpěrky

Hodnoty pod prahovým rozkmitem napětí $\Delta\sigma_L=32$ MPa nejsou uvažovány (volím žluté hodnoty). Počty cyklů do meze únavy pro jednotlivé bloky jsou vypočteny jako:

$$N_{f34} = \frac{59^5}{34^5} \cdot 5\,000\,000 = 7,8 \cdot 10^7. \quad (195)$$

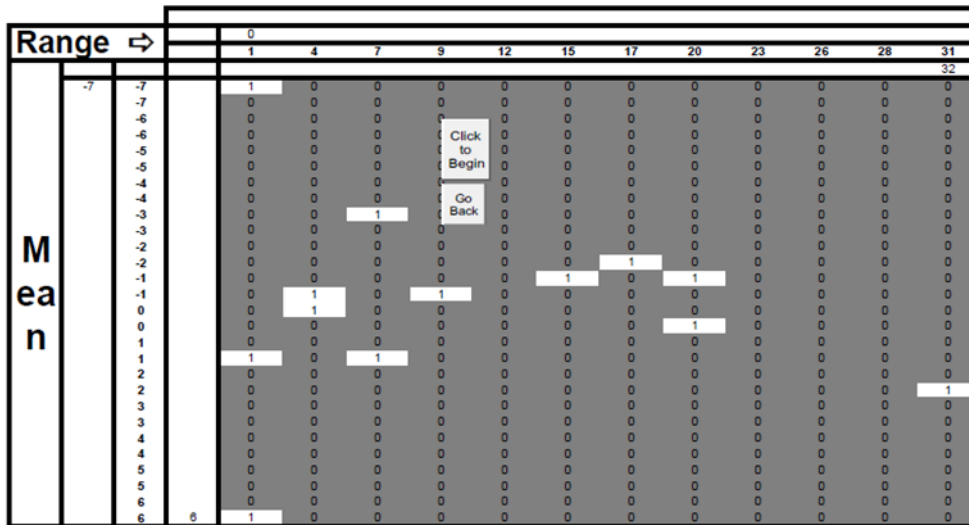
Blok [-]	$\Delta\sigma$ [MPa]	N_{f1} [-]
1	34	$7,8 \cdot 10^7$

Poškození D pro bod Pt1 je vypočteno jako:

$$D_{Pt1} = \left(\frac{1}{7,8 \cdot 10^7} \right) \cdot 1\,050\,000 = 0,01 < 1, \quad (196)$$

proto **vyhovuje**.

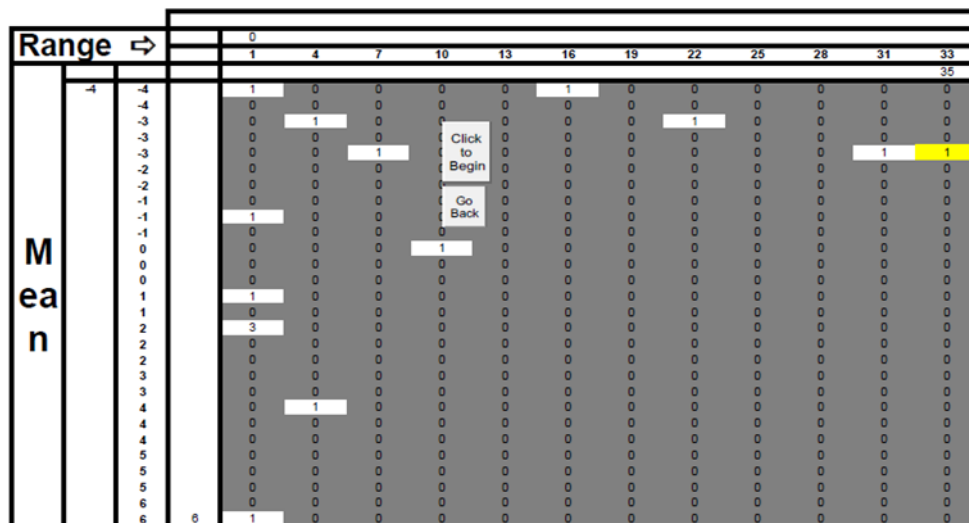
Pt2



Obrázek 9.51 Rozkmity jednoduchých cyklů Pt2, endB – Boční rozpěrky

 Všechny hodnoty leží pod prahovým rozkmitem napětí $\Delta\sigma_L=32$ MPa, proto **vyhovuje**.

Pt3



Obrázek 9.52 Rozkmity jednoduchých cyklů Pt3, endB – Boční rozpěrky

 Hodnoty pod prahovým rozkmitem napětí $\Delta\sigma_L=32$ MPa nejsou uvažovány (platné žluté hodnoty). Počty cyklů do meze únavy pro jednotlivé bloky jsou vypočteny jako:

$$N_{f35} = \frac{59^5}{35^5} \cdot 2\,000\,000 = 6,7 \cdot 10^7. \quad (197)$$

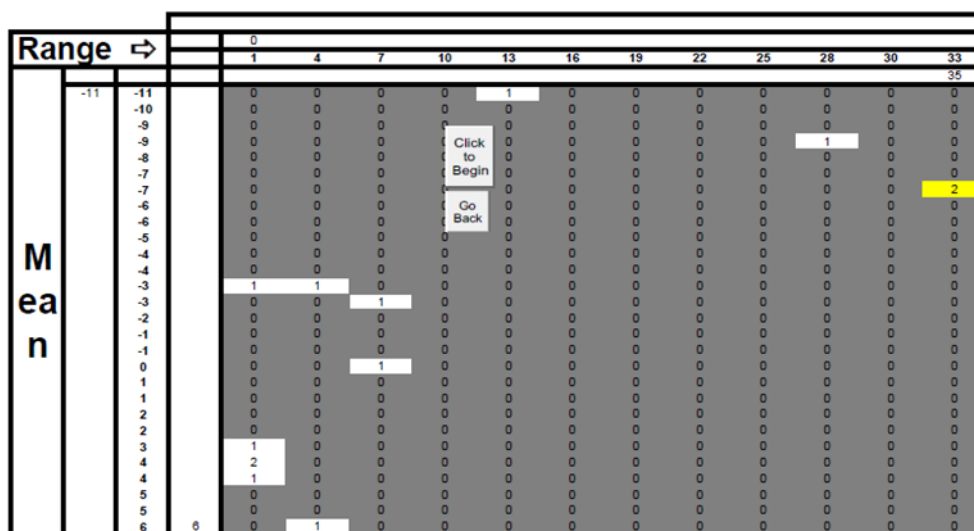
Blok [-]	$\Delta\sigma$ [MPa]	N_{f1} [-]
1	35	$6,7 \cdot 10^7$

Poškození D pro bod Pt3 je vypočteno jako:

$$D_{Pt3} = \left(\frac{1}{6,7 \cdot 10^7} \right) \cdot 1\,050\,000 = 0,1 < 1, \quad (198)$$

proto **vyhovuje**.

Pt4



Obrázek 9.53 Rozkmity jednoduchých cyklů Pt4, endB – Boční rozpěrky

Hodnoty pod prahovým rozkmitem napětí $\Delta\sigma_L=32$ MPa nejsou uvažovány (platné žluté hodnoty). Počty cyklů do meze únavy pro jednotlivé bloky jsou vypočteny jako:

$$N_{f35} = \frac{59^5}{35^5} \cdot 2\,000\,000 = 6,7 \cdot 10^7. \quad (199)$$

Blok [-]	$\Delta\sigma$ [MPa]	N_{f1} [-]
2	35	$6,7 \cdot 10^7$

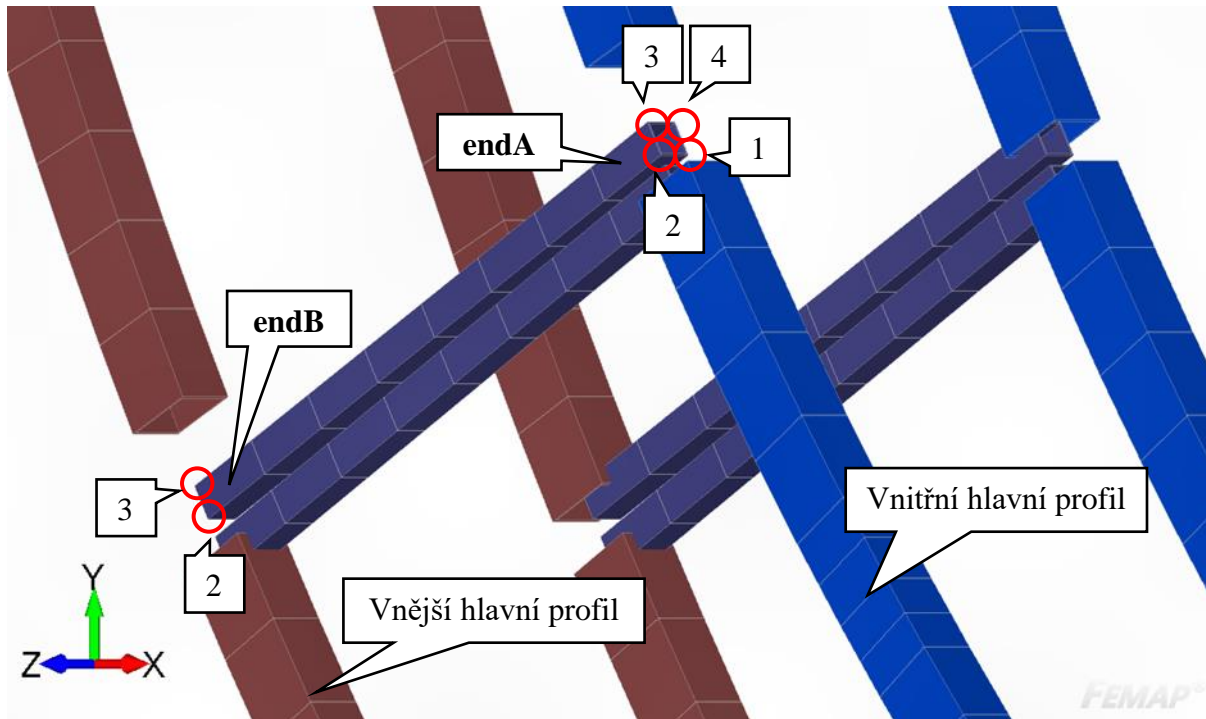
Poškození D pro bod Pt4 je vypočteno jako:

$$D_{Pt4} = \left(2 \cdot \frac{1}{6,7 \cdot 10^7} \right) \cdot 1\,050\,000 = 0,1 < 1, \quad (200)$$

proto **vyhovuje**.

9.5 KONCOVÉ BOČNÍ ROZPĚRKY

Koncové boční rozpěrky jsou umístěny mezi hlavními profily (Obrázek 9.54). Vyhodnocení bude provedeno zvláště pro body průřezu ve spoji s vnějším profilem a vnitřním profilem – endA a endB.



Obrázek 9.54 Napěťové body pro vyhodnocení koncových bočních rozpěrek

Kategorie detailu pro koncové boční rozpěrky je **80** (Obrázek 9.55).

Kategorie detailu	Konstrukční detail		Popis
80	$l < 50$ mm	všechny tloušťky t (mm)	Křížové a T spoje. 1) Vady v přechodu svaru do základního materiálu u plně provařených tupých svarů a všech částečně provařených spojů.
71	$50 < l \leq 80$		
63	$80 < l \leq 100$		
56	$100 < l \leq 120$		
56	$l > 120$	$t \leq 20$	
50	$120 < l \leq 200$ $0 < l > 200$	$t > 20$	
		$20 < t \leq 30$	
45	$200 < l \leq 300$ $l > 300$	$t > 30$	
		$30 < t \leq 50$	
40	$l > 300$	$t > 50$	

Obrázek 9.55 Kategorie detailu [4]

Mez únavy při konstantní amplitudě pro kategorii detailu 80 je vypočtena jako:

$$\Delta\sigma_D = \sqrt[3]{\frac{80^3 \cdot 2\,000\,000}{5\,000\,000}} = 59 \text{ MPa}, \quad (201)$$

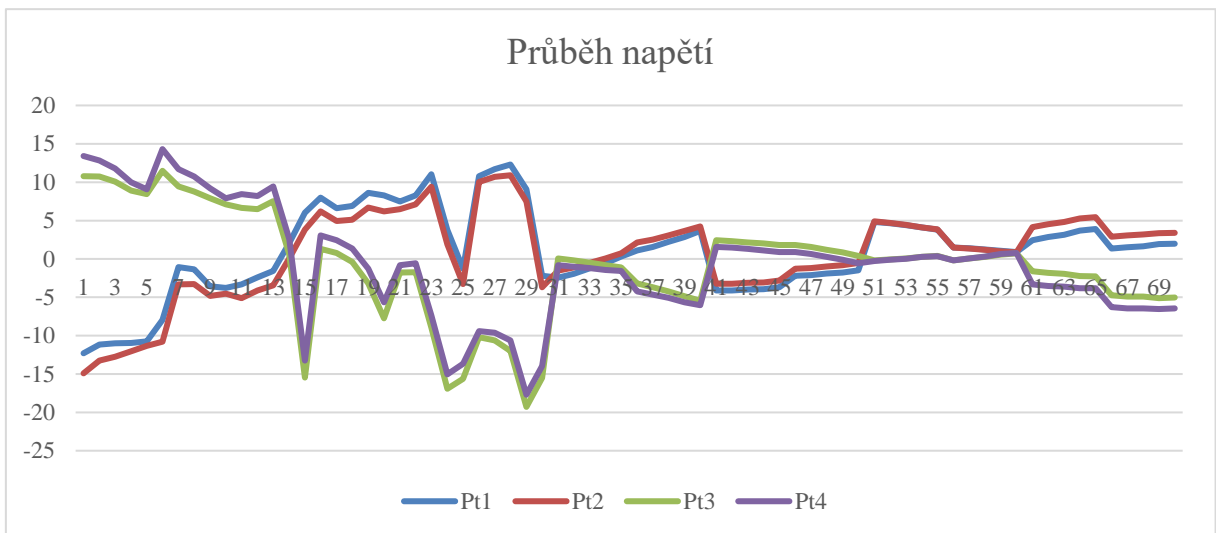
nejen pro určení prahového rozkmitu, ale i pro následný výpočet počtů cyklů do meze únavy pro jednotlivé bloky.

Prahový rozkmit napětí pro kategorii detailu 80 je vypočten vztahem (129) jako:

$$\Delta\sigma_L = 0,544 \cdot \Delta\sigma_D = 0,544 \cdot \sqrt[3]{\frac{80^3 \cdot 2\,000\,000}{5\,000\,000}} = 32 \text{ MPa.} \quad (202)$$

9.5.1 ENDB

Graf vykresluje průběh napětí jednotlivých bodů průřezu za jednu otáčku kola ve spojení s vnějším nosným profilem na konci B elementu – **endB**.



Obrázek 9.56 Koncové boční rozpěrky – endB

Metodou stékajícího deště jsou získány rozkmity jednoduchých cyklů pro body Pt1, Pt2, Pt3 a Pt4.

Pt1

Range ⇨		1	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	25
Mean	-2	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	-2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	2	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
5	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	
6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
7	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
8	8	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	

Obrázek 9.57 Rozkmity jednoduchých cyklů Pt1, endB – Koncové boční rozpěrky

Všechny hodnoty leží pod prahovým rozkmitem napětí $\Delta\sigma_L=32 \text{ MPa}$, proto **vyhovuje**.

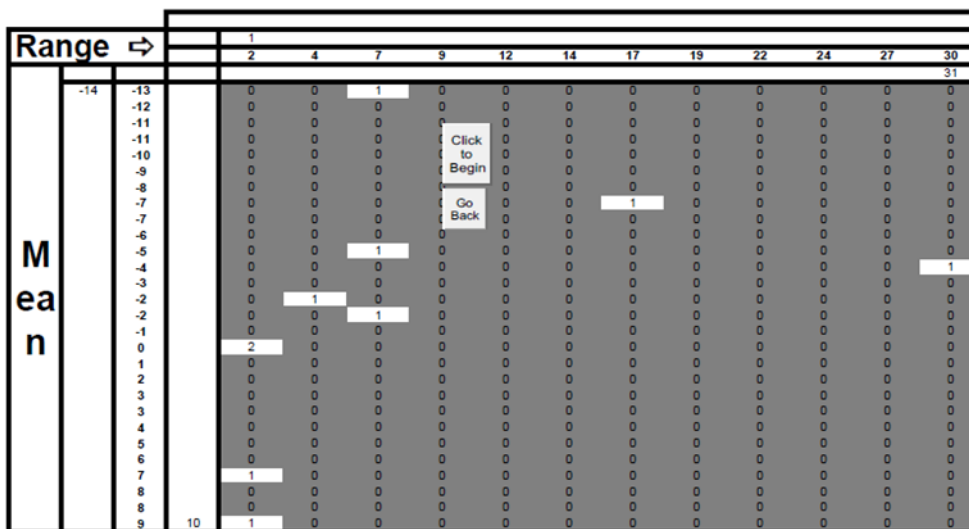
Pt2



Obrázek 9.58 Rozkmitý jednoduchých cyklů Pt2, endB – Koncové boční rozpěrky

 Všechny hodnoty leží pod prahovým rozkmitem napětí $\Delta\sigma_L=32$ MPa, proto **vyhovuje**.

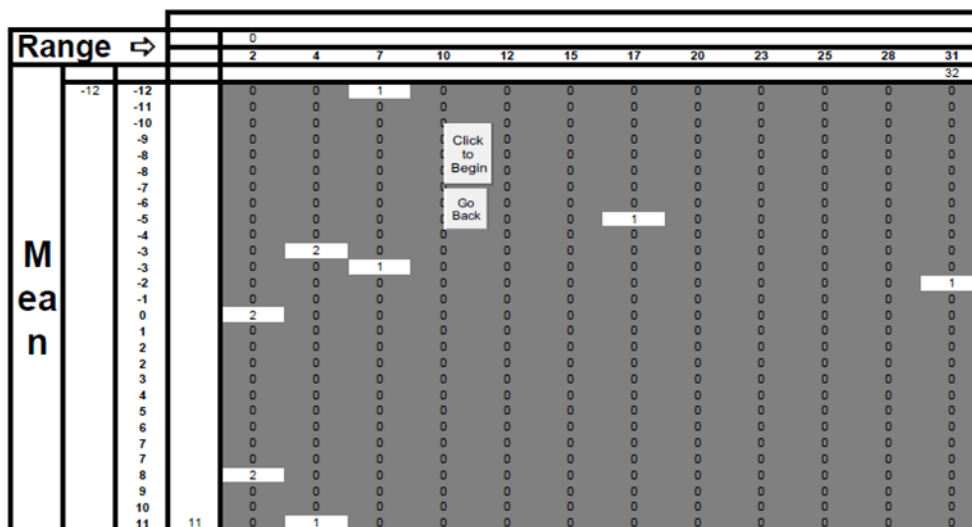
Pt3



Obrázek 9.59 Rozkmitý jednoduchých cyklů Pt3, endB – Koncové boční rozpěrky

 Všechny hodnoty leží pod prahovým rozkmitem napětí $\Delta\sigma_L=32$ MPa, proto **vyhovuje**.

Pt4

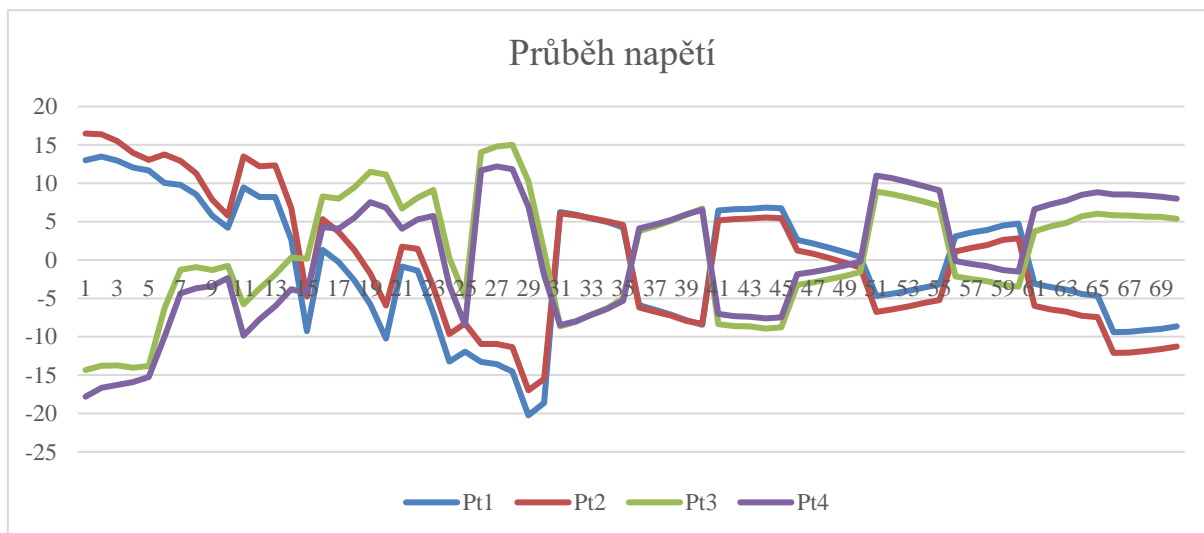


Obrázek 9.60 Rozkmity jednoduchých cyklů Pt4, endB – Koncové boční rozpěrky

Všechny hodnoty leží pod prahovým rozkmitem napětí $\Delta\sigma_L=32$ MPa, proto **vyhovuje**.

9.5.2 ENDA

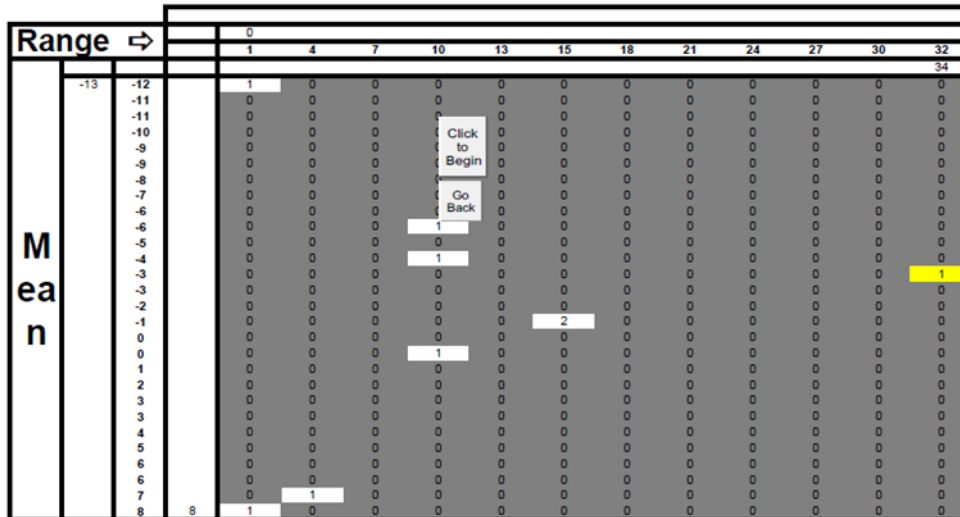
Graf vykresluje průběh napětí jednotlivých bodů průřezu za jednu otáčku kola ve spojení s vnitřním nosným profilem na konci A elementu – **enda**.



Obrázek 9.61 Koncové boční rozpěrky – endA

Metodou stékajícího deště jsou získány rozkmity jednoduchých cyklů pro body Pt1, Pt2, Pt3 a Pt4.

Pt1



Obrázek 9.62 Rozkmity jednoduchých cyklů Pt1, endA – Koncové boční rozpěrky

Hodnoty pod prahovým rozkmitem napětí $\Delta\sigma_L=32$ MPa nejsou uvažovány (platné žluté hodnoty). Počty cyklů do meze únavy pro jednotlivé bloky jsou vypočteny jako:

$$N_{f34} = \frac{59^5}{34^5} \cdot 5\,000\,000 = 7,8 \cdot 10^7. \quad (203)$$

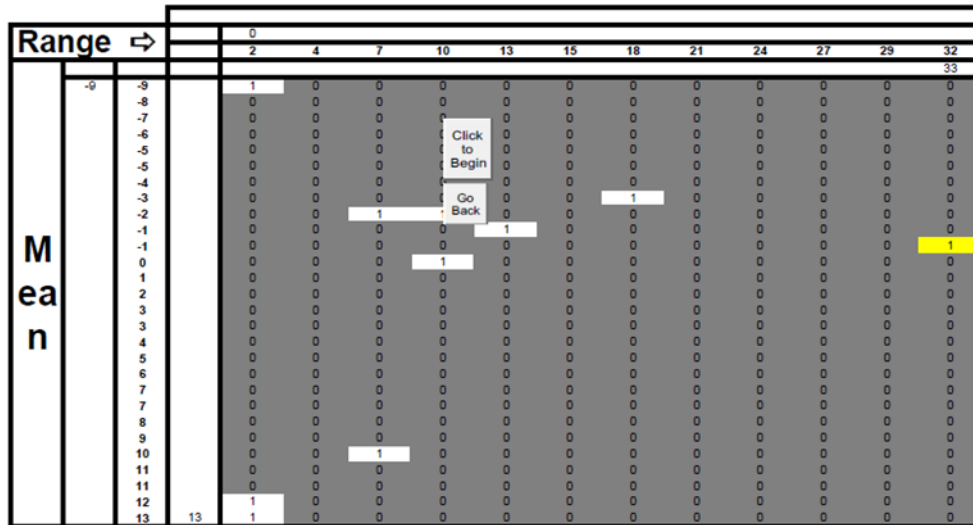
Blok [-]	$\Delta\sigma$ [MPa]	N_{f1} [-]
1	34	$7,8 \cdot 10^7$

Poškození D pro bod Pt1 je vypočteno jako:

$$D_{Pt1} = \left(\frac{1}{7,8 \cdot 10^7} \right) \cdot 1\,050\,000 = 0,01 < 1, \quad (204)$$

proto **vyhovuje**.

Pt2



Obrázek 9.63 Rozkmity jednoduchých cyklů Pt2, endA – Koncové boční rozpěrky

Hodnoty pod prahovým rozkmitem napětí $\Delta\sigma_L=32$ MPa nejsou uvažovány (platné žluté hodnoty). Počty cyklů do meze únavy pro jednotlivé bloky jsou vypočteny jako:

$$N_{f33} = \frac{59^5}{33^5} \cdot 5\,000\,000 = 9,1 \cdot 10^7 \quad (205)$$

Blok [-]	$\Delta\sigma$ [MPa]	N_{f1} [-]
1	33	$9,1 \cdot 10^7$

Poškození D pro bod Pt2 je vypočteno jako:

$$D_{Pt2} = \left(\frac{1}{9,1 \cdot 10^7} \right) \cdot 1\,050\,000 = 0,1 < 1, \quad (206)$$

proto **vyhovuje**.

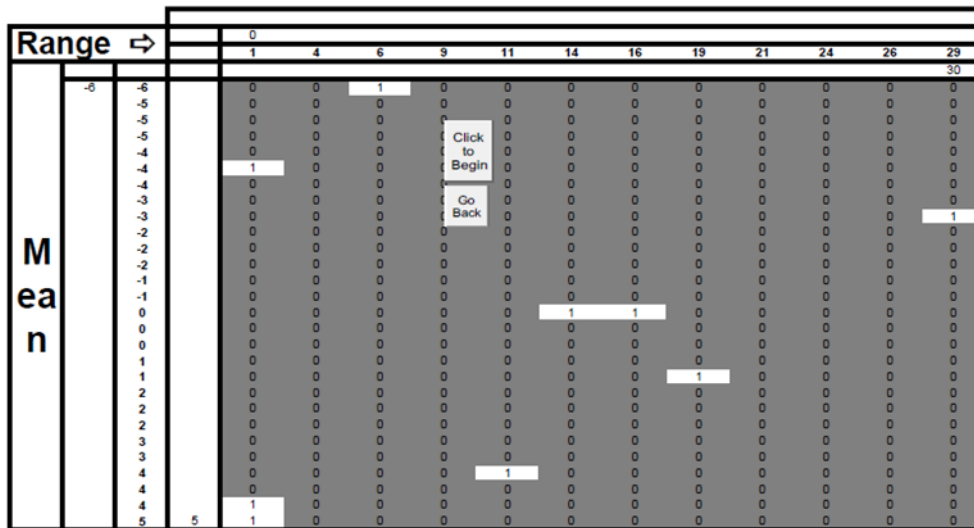
Pt3



Obrázek 9.64 Rozkmity jednoduchých cyklů Pt3, endA – Koncové boční rozpěrky

Všechny hodnoty leží pod prahovým rozkmitem napětí $\Delta\sigma_L=32$ MPa, proto **vyhovuje**.

Pt4

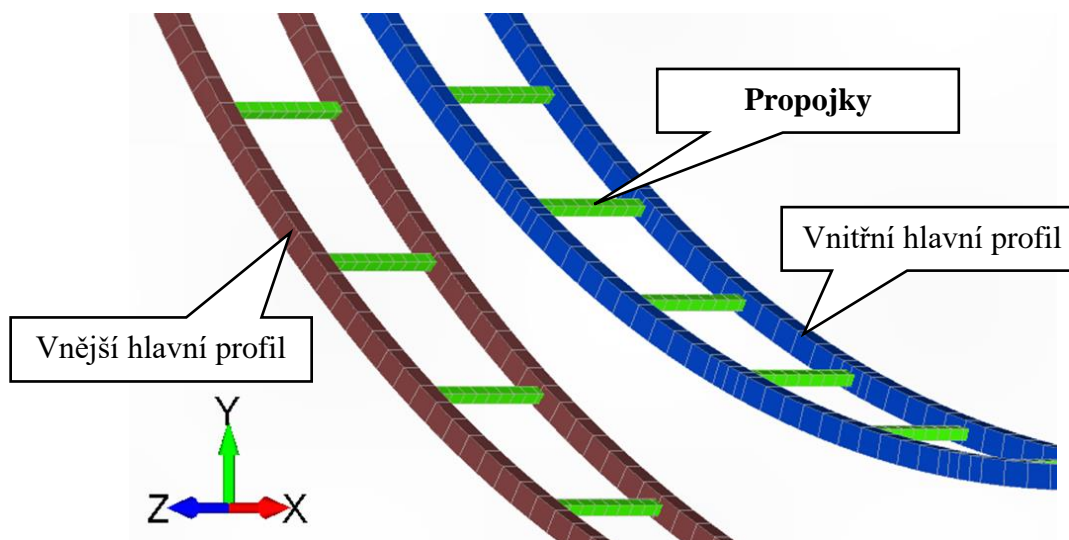


Obrázek 9.65 Rozkmity jednoduchých cyklů Pt4, endA – Koncové boční rozpěrky

Všechny hodnoty leží pod prahovým rozkmitem napětí $\Delta\sigma_L=32$ MPa, proto **vyhovuje**.

9.6 PROPOJKY

Propojky jsou přivařené mezi vnějšími i vnitřními hlavními profily (Obrázek 9.66).



Obrázek 9.66 Umístění propojek na obruči

Kategorie detailu je **80** (Obrázek 9.67).

Kategorie detailu	Konstrukční detail		Popis
80	$l < 50$ mm	všechny tloušťky t (mm)	<p><u>Křížové a T spoje:</u></p> <p>1) Vady v přechodu svaru do základního materiálu u plně provařených tupých svarů a všech částečně provařených spojů.</p>
71	$50 < l \leq 80$		
63	$80 < l \leq 100$		
56	$100 < l \leq 120$		
56	$l > 120$		
50	$120 < l \leq 200$ $0 < l > 200$	$t > 20$ $20 < t \leq 30$	
45	$200 < l \leq 300$ $l > 300$	$t > 30$ $30 < t \leq 50$	
40	$l > 300$	$t > 50$	

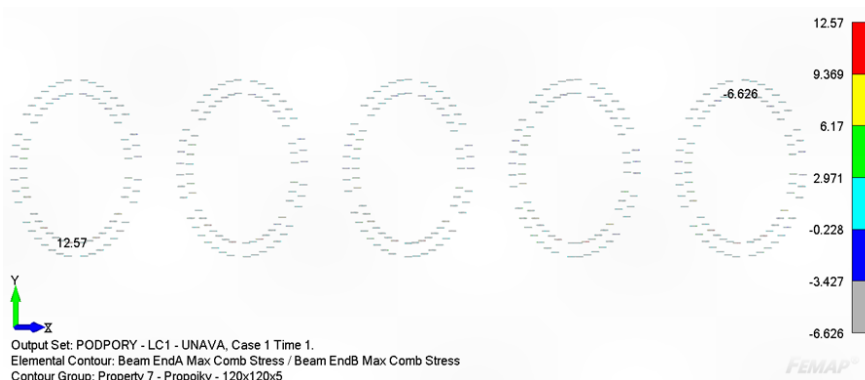
Obrázek 9.67 Kategorie detailu [4]

Prahový rozkmit napětí pro kategorii detailu 80 je vypočten vztahem (129) jako:

$$\Delta\sigma_L = 0,544 \cdot \sqrt[5]{\frac{80^5 \cdot 2\,000\,000}{5\,000\,000}} = 36,2 \text{ MPa.} \tag{207}$$

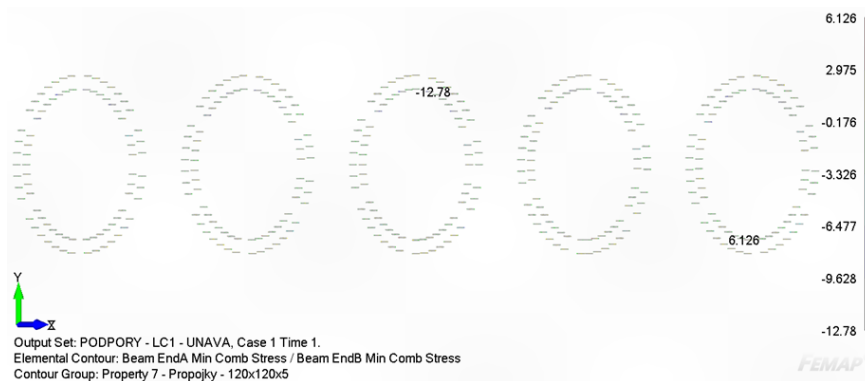
Napětí jsou odečtena ze všech pěti variant natočení kola (Obrázek 9.68, Obrázek 9.69).

Max Comb Stress



Obrázek 9.68 Max Comb Stress – Propojky

Min Comb Stress



Obrázek 9.69 Min Comb Stress – Propojky

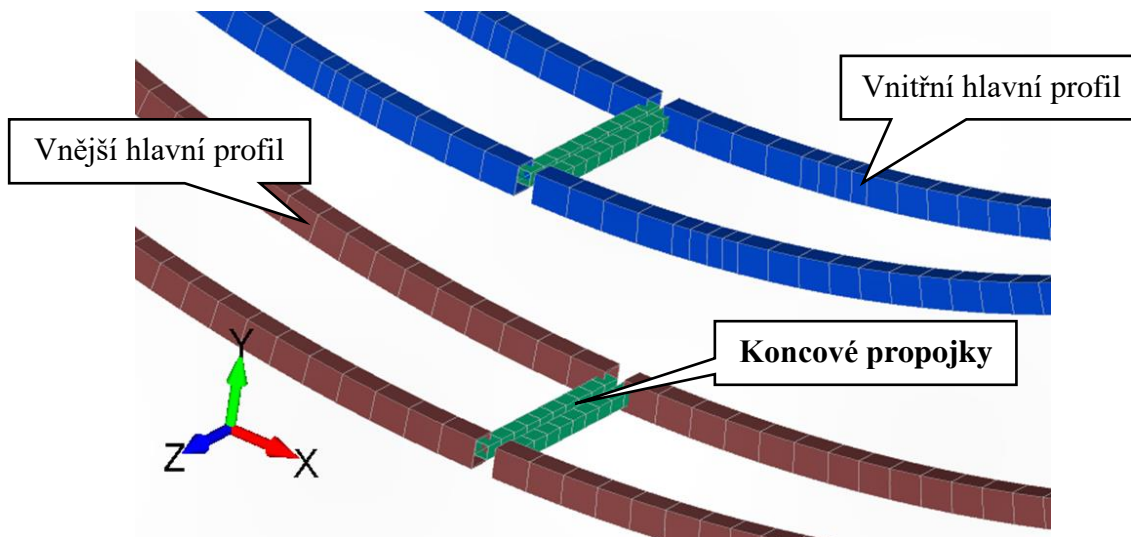
Rozkmit napětí je vypočten vztahem (130) jako:

$$\Delta\sigma = 12,57 + |-12,78| = 25,4 \text{ MPa} \quad (208)$$

Hodnota maximálního rozkmitu $\Delta\sigma < \Delta\sigma_L$ – mez únavy, a proto profil **vyhovuje**.

9.7 KONCOVÉ PROPOJKY

Propojky jsou přivařené mezi vnějšími i vnitřními hlavními profily (Obrázek 9.70).



Obrázek 9.70 Umístění koncových propojek na obruči

Kategorie detailu je **80** (Obrázek 9.71).

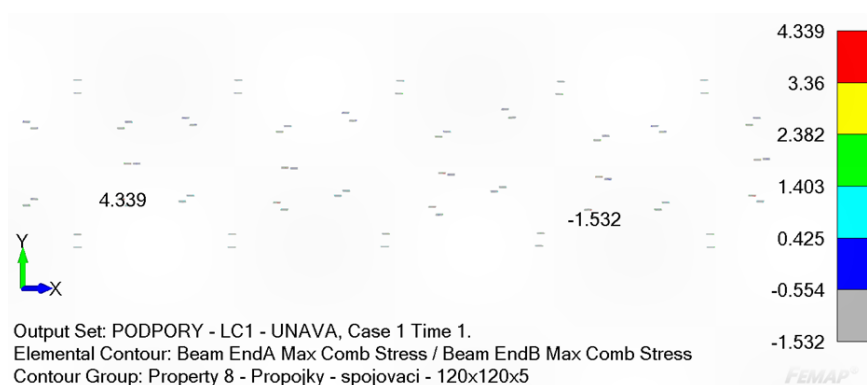
Kategorie detailu	Konstrukční detail		Popis
80	$\ell < 50 \text{ mm}$	všechny tloušťky t (mm)	Křížové a T spoje: 1) Vady v přechodu svaru do základního materiálu u plně provařených tupých svarů a všech částečně provařených spojů.
71	$50 < \ell \leq 80$		
63	$80 < \ell \leq 100$		
56	$100 < \ell \leq 120$		
56	$\ell > 120$	$t \leq 20$	
50	$120 < \ell \leq 200$ $0 < \ell > 200$	$t > 20$ $20 < t \leq 30$	
45	$200 < \ell \leq 300$ $\ell > 300$	$t > 30$ $30 < t \leq 50$	
40	$\ell > 300$	$t > 50$	

Obrázek 9.71 Kategorie detailu [4]

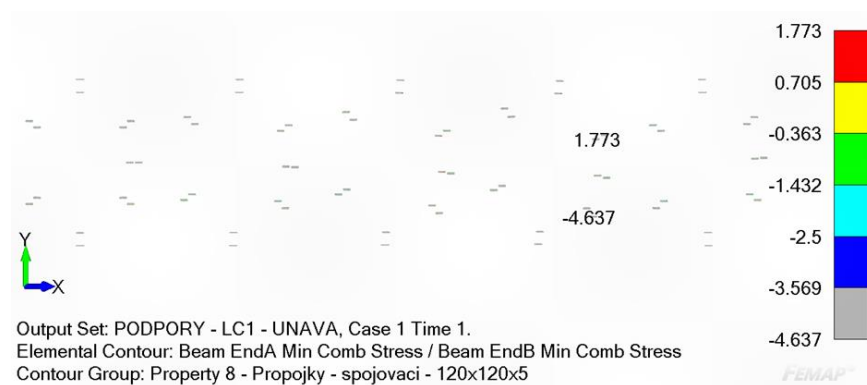
Prahový rozkmit napětí pro kategorii detailu 80 je vypočten vztahem (129) jako:

$$\Delta\sigma_L = 0,544 \cdot \sqrt[5]{\frac{80^5 \cdot 2\,000\,000}{5\,000\,000}} = 36,2 \text{ MPa}. \quad (209)$$

Napětí jsou odečtena ze všech pěti variant natočení kola (Obrázek 9.72, Obrázek 9.73).

Max Comb Stress

Obrázek 9.72 Max Comb Stress – Koncové propojky

Min Comb Stress

Obrázek 9.73 Min Comb Stress – Koncové propojky

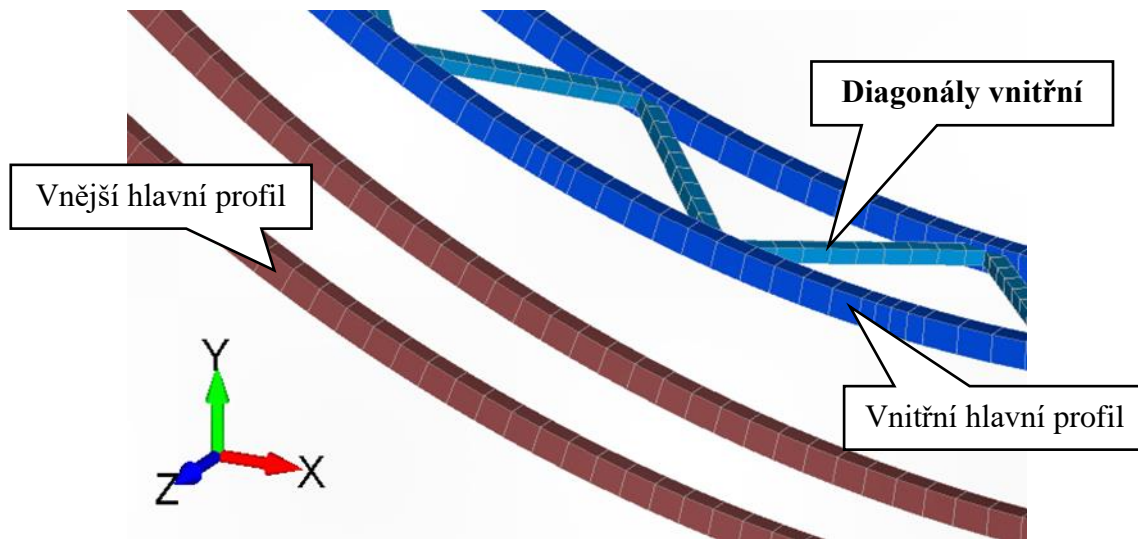
Rozkmit napětí je vypočten vztahem (130) jako:

$$\Delta\sigma = 4,34 + |-4,64| = 9 \text{ MPa} . \quad (210)$$

Hodnota maximálního rozkmitu $\Delta\sigma < \Delta\sigma_L$ – mez únavy, a proto profil **vyhovuje**.

9.8 DIAGONÁLY VNITŘNÍ

Vnitřní diagonály jsou přivařené mezi vnitřními hlavními profily (Obrázek 9.74).



Obrázek 9.74 Umístění vnitřních diagonál na obruči

Kategorie detailu je **80** (Obrázek 9.75).

Kategorie detailu	Konstrukční detail		Popis
80	$\ell < 50$ mm	všechny tloušťky t (mm)	Křížové a T spoje: 1) Vady v přechodu svaru do základního materiálu u plně provařených tupých svarů a všech částečně provařených spojů.
71	$50 < \ell \leq 80$		
63	$80 < \ell \leq 100$		
56	$100 < \ell \leq 120$		
56	$\ell > 120$	$t \leq 20$	
50	$120 < \ell \leq 200$	$t > 20$	
		$20 < t \leq 30$	
45	$\ell > 300$	$t > 30$	
		$30 < t \leq 50$	
40	$\ell > 300$	$t > 50$	

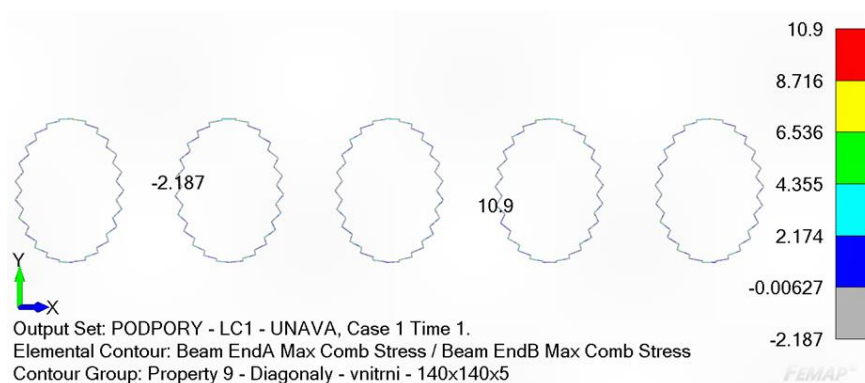
Obrázek 9.75 Kategorie detailu [4]

Prahový rozkmit napětí pro kategorii detailu 80 je vypočten vztahem (129) jako:

$$\Delta\sigma_L = 0,544 \cdot \sqrt[5]{\frac{80^5 \cdot 2\,000\,000}{5\,000\,000}} = 36,2 \text{ MPa.} \quad (211)$$

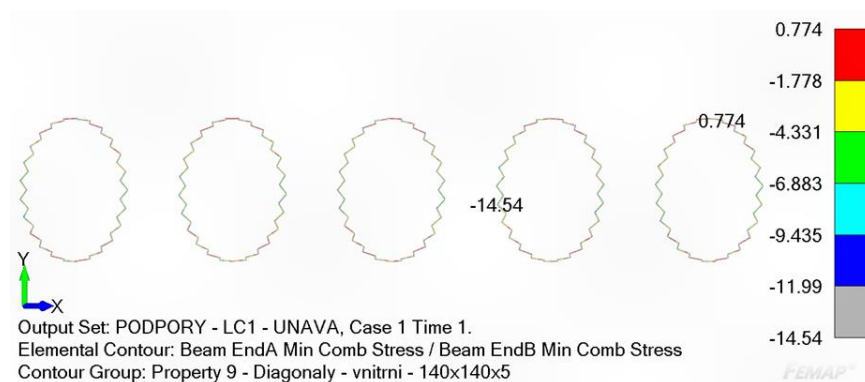
Napětí jsou odečtena ze všech pěti variant natočení kola (Obrázek 9.76, Obrázek 9.77).

Max Comb Stress



Obrázek 9.76 Max Comb Stress – Diagonály vnitřní

Min Comb Stress



Obrázek 9.77 Min Comb Stress – Diagonály vnitřní

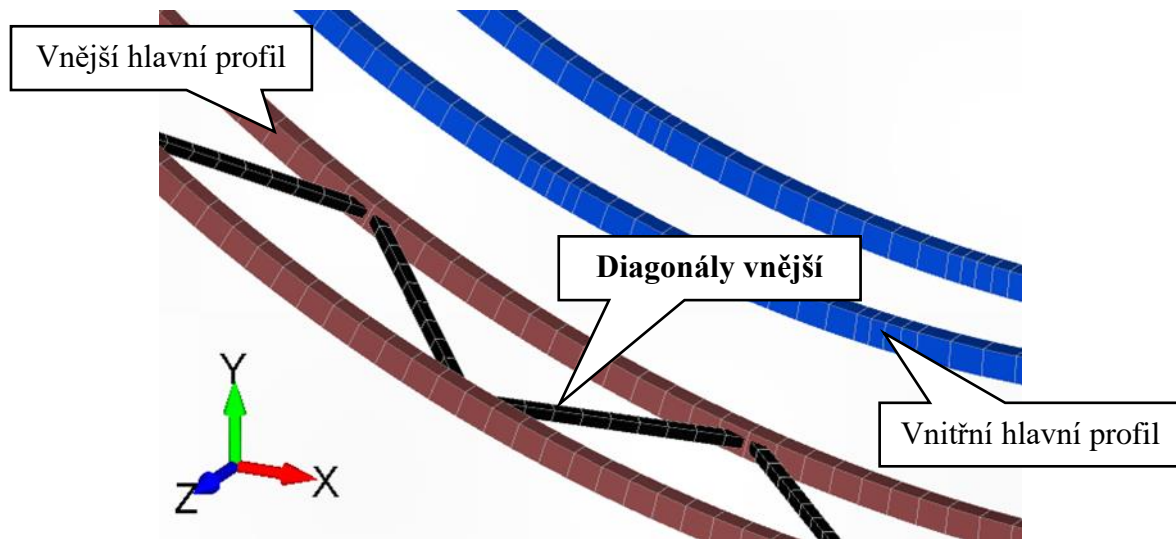
Rozkmit napětí je vypočten vztahem (130) jako:

$$\Delta\sigma = 10,9 + |-14,54| = 25,44 \text{ MPa} \quad (212)$$

Hodnota maximálního rozkmitu $\Delta\sigma < \Delta\sigma_L$ – mez únavy, a proto profil **vyhovuje**.

9.9 DIAGONÁLY VNĚJŠÍ

Vnější diagonály jsou přivařené mezi vnějšími hlavními profily (Obrázek 9.78).



Obrázek 9.78 Umístění vnějších diagonál na obruči

Kategorie detailu je **80** (Obrázek 9.79).

Kategorie detailu	Konstrukční detail		Popis
80	$\ell < 50 \text{ mm}$	všechny tloušťky t (mm)	Křížové a T spoje: 1) Vady v přechodu svaru do základního materiálu u plně provařených tupých svarů a všech částečně provařených spojů.
71	$50 < \ell \leq 80$		
63	$80 < \ell \leq 100$		
56	$100 < \ell \leq 120$		
56	$\ell > 120$	$t \leq 20$	
50	$120 < \ell \leq 200$	$t > 20$	
		$20 < t \leq 30$	
45	$200 < \ell \leq 300$	$t > 30$	
		$30 < t \leq 50$	
40	$\ell > 300$	$t > 50$	

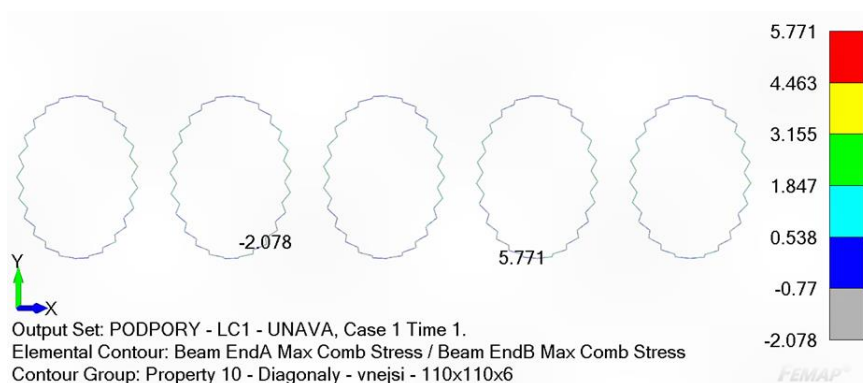
Obrázek 9.79 Kategorie detailu [4]

Prahový rozkmit napětí pro kategorii detailu 80 je vypočten vztahem (129) jako:

$$\Delta\sigma_L = 0,544 \cdot \sqrt[5]{\frac{80^5 \cdot 2\,000\,000}{5\,000\,000}} = 36,2 \text{ MPa.} \quad (213)$$

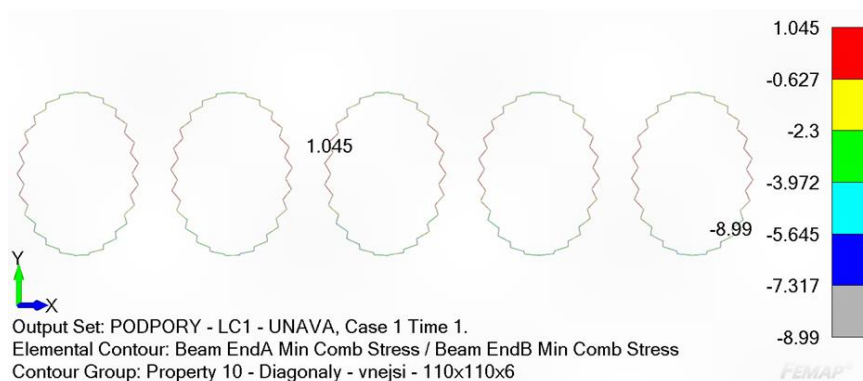
Napětí jsou odečtena ze všech pěti variant natočení kola (Obrázek 9.80, Obrázek 9.81).

Max Comb Stress



Obrázek 9.80 Max Comb Stress – Diagonály vnější

Min Comb Stress



Obrázek 9.81 Min Comb Stress – Diagonály vnější

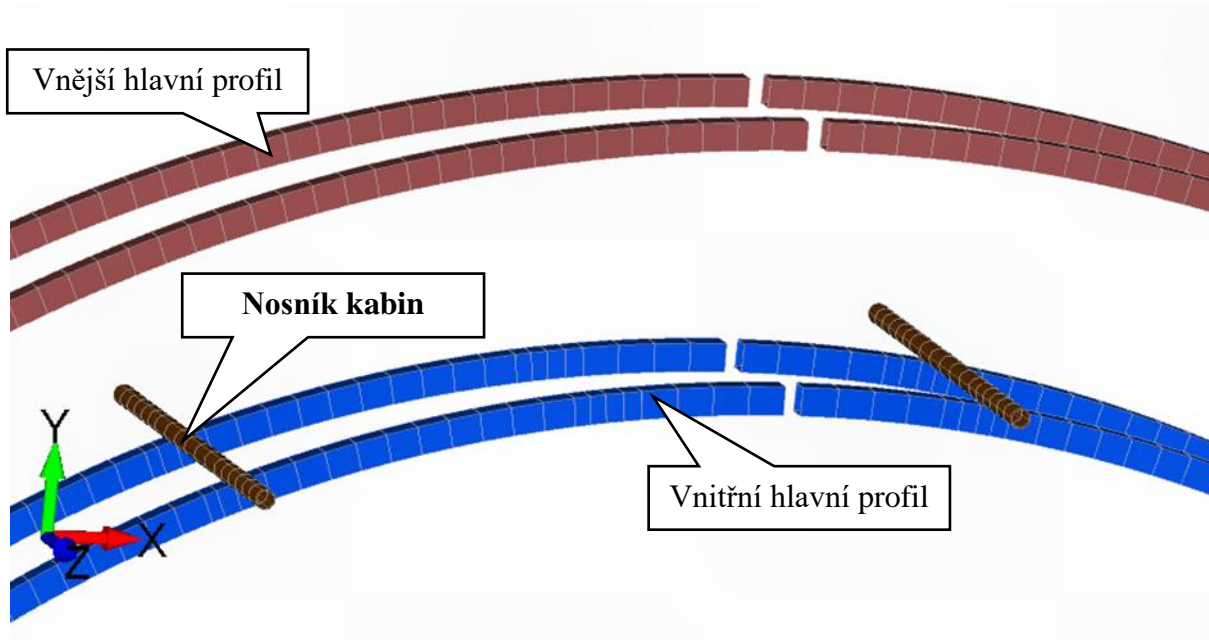
Rozkmit napětí je vypočten vztahem (130) jako:

$$\Delta\sigma = 5,77 + |-8,99| = 14,76 \text{ MPa} . \quad (214)$$

Hodnota maximálního rozkmitu $\Delta\sigma < \Delta\sigma_L$ – mez únavy, a proto profil **vyhovuje**.

9.10 NOSNÍK KABIN

K nosníku gondol je přivařené oko, které je poté začepováno společně s oky vnitřního hlavního profilu (Obrázek 9.82). Je vyhodnocen svar mezi nosníkem a okem.



Obrázek 9.82 Umístění nosníku kabin na obruči

Kategorie detailu pro spojení nosníku gondol s oky je **80** (Obrázek 9.83).

80	$t \leq 50\text{mm}$	
71	$50 < t \leq 80\text{mm}$	

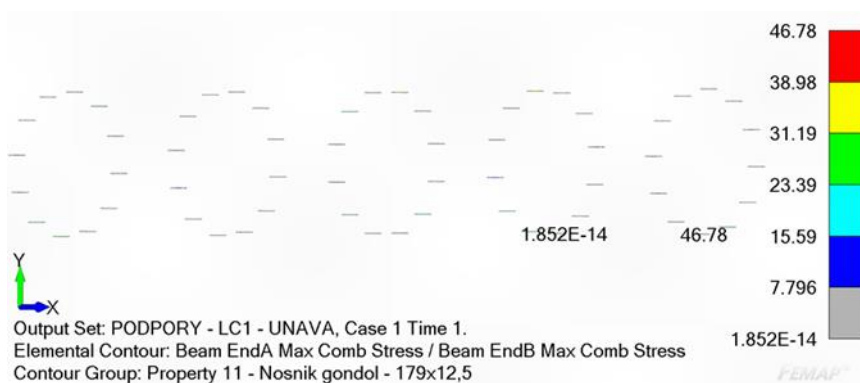
Obrázek 9.83 Kategorie detailu [4]

Zatížení nosníků je stálé – tíhou kabin a pasažérů. Na rozdíl od předchozích profilů není nutné počítat s mezí únavy. **Zátěžný cyklus je symetrický, během jedné otočky kola dojde k jednomu zátěžnému cyklu.** Kolo je dimenzováno na 1 050 000 cyklů. Dovolené napětí kategorie 80 pro 1 050 000 cyklů je vypočteno jako:

$$\Delta\sigma_{Dov} = \sqrt[3]{\frac{80^3 \cdot 2\,000\,000}{1\,050\,000}} = 99,2 \text{ MPa.} \quad (215)$$

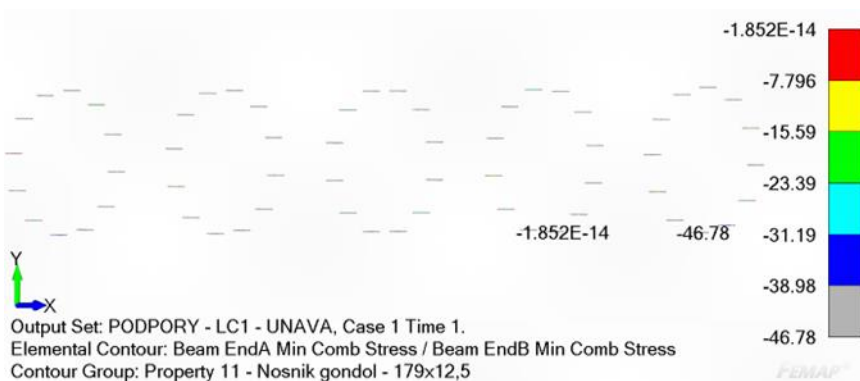
Napětí jsou odečtena ze všech pěti variant natočení kola (Obrázek 9.84, Obrázek 9.85).

Max Comb Stress



Obrázek 9.84 Max Comb Stress – Nosník kabin

Min Comb Stress



Obrázek 9.85 Min Comb Stress – Nosník kabin

Rozkmit napětí je vypočten vztahem (130) jako:

$$\Delta\sigma = 46,78 + |-46,78| = 93,56 \text{ MPa} \quad (216)$$

Hodnota maximálního rozkmitu $\Delta\sigma < \Delta\sigma_{Dov}$ a proto profil **vyhovuje**.

ZÁVĚR

Zcela nový koncept, dosud na trh neuvedeného, ruského kola bez paprsků o průměru obruče 30 m byl navrhnout v souladu s normou pro zábavní techniku *ČSN EN 13814-1* [7]. Návrh vyhovuje požadavkům pro konstrukce z hlediska stavby, provozu, větru i životnosti. Po zvážení možností umístění kabin byla vypracována citlivostní analýza dvou variant, na základě které bylo rozhodnuto o umístění kabin vně obruče. Spojení obruče se základnou je provedeno vahadlovými mechanismy s koly. Pro pohon obruče je navrhnout elektromotor s automobilovými pneumatikami.

Pro výpočet statické pevnosti bylo nadefinováno několik zatěžujících stavů. Dominantním zatížením je zatížení větrem dle normy *ČSN EN 1993-1-9* [4]. Kritickým případem je přerušení provozu kola s demontovanými kabinami při základní rychlosti větru 27 m/s. Pevnostní výpočet je proveden porovnáním kombinovaného napětí s dovoleným napětím materiálu. V místě svaru s největším napětím je provedena kontrola svarového spoje dle normy *ČSN EN 1993-1-8* [3]. Konstrukce je zkontrolována na ztrátu vzpěrné stability. Kritickými profily pro tuto kontrolu jsou propojky.

Ověření stability celé konstrukce je provedeno dle normy *ČSN EN 13814-1, kap. 4.5.1* [7]. Z důvodu zamezení převrácení konstrukce jsou v rozích základny umístěny nádrže s vodou. Pro splnění podmínky pro kontrolu posunutí musí být mezi základnu a podklad umístěny dřevěné podložky.

Pro detailní návrh a pevnostní kontrolu byl vybrán čepový spoj mezi segmenty. Čep je ověřen dle normy *ČSN EN 1993-1-8* [3] pojednávající o navrhování styčnicků a spojů ocelových konstrukcí. Kontrola oka je provedena na roztržení a přetržení dle literatury *Airframe Stress Analyses and Sizing* [11]. Dále byl ověřen svarový spoj oka se segmentem.

Vyhodnocení životnosti je provedeno dvěma způsoby – s časovanou pevností a dlouhodobou pevností. Kritickými profily z hlediska životnosti jsou vnější hlavní profily, neboť při přejezdu obruče přes podpěrná kola dochází ke zvýšení lokálního napětí.

Svařované konstrukce mohou trpět nižší kvalitou ve výrobě. Z důvodu vyšší jistoty při návrhu konstrukce byla provedena zkouška pevnosti svarů dle normy *ČSN EN ISO 4136* [9]. Ve všech případech nedošlo k přetržení svaru, ale základního materiálu. Proto nebyl vyhodnocen svar, ale základní materiál. Samotný svar tedy má tedy vyšší únosnost, než minimum stanovené dle normy *ČSN EN 1993-1-8* [3]. Hodnocení svarů podle této normy je tedy konzervativní.

Protože únosnost svaru je vyšší než únosnost svařovaného materiálu, bylo provedeno hodnocení materiálu vůči zaručeným minimálním hodnotám. Mez kluzu u všech vzorků předčila minimální hodnoty. Naopak mez pevnosti dosahovala nižších hodnot meze pevnosti vůči předpisu normy *ČSN EN 1993-1-1, tab. 3.1* [2]. Pro vyhodnocení profilů, avšak toto není rozhodující, protože dimenzování konstrukce je provedeno k mezi kluzu. Naměřená nižší mez pevnosti by měla být konzultována s dodavatelem materiálu.

Tato práce obsahuje návrh a dimenzování kritické části kola – obruče. Ostatní prvky jsou zjednodušeny, tak aby bylo možné provést dimenzování. V případě zájmu některého z výrobců zábavní techniky o tento projekt, by bylo samozřejmě nutné všechny prvky dopracovat do detailu a dokončit konstrukční a výrobní dokumentaci.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ČSN EN 1990 (730002) A Eurokód: Zásady navrhování konstrukcí. Praha: Český normalizační institut, 2004. Dostupné také z: <http://csnonline.agentura-cas.cz/>
- [2] ČSN EN 1993-1-1 (731401) A Eurokód 3: Navrhování ocelových konstrukcí. Část 1-1, Obecná pravidla a pravidla pro pozemní stavby = Eurocode 3: Design of steel structures. Part 1-1, General rules and rules for buildings. Praha: Český normalizační institut, 2006. Dostupné také z: <http://csnonline.agentura-cas.cz/>
- [3] ČSN EN 1993-1-8 ed. 2 (731401) A Eurokód 3: Navrhování ocelových konstrukcí. Část 1-8, Navrhování styčníků = Eurocode 3: Design of steel structures. Part 1-8, Design of joints. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2013. Dostupné také z: <http://csnonline.agentura-cas.cz/>
- [4] ČSN EN 1993-1-9 ed. 2 (731401) A Eurokód 3: Navrhování ocelových konstrukcí. Část 1-9, Únava = Eurocode 3: Design of steel structures. Part 1-9, Fatigue. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2013. Dostupné také z: <http://csnonline.agentura-cas.cz/>
- [5] ČSN EN 1991-1-3 ed. 2 (730035) A Eurokód 1: Zatížení konstrukcí. Část 1-3, Obecná zatížení - Zatížení sněhem = Eurocode 1: Actions on structures. Part 1-3, General actions - Snow loads. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2022. Dostupné také z: <http://csnonline.agentura-cas.cz/>
- [6] ČSN EN 1991-1-4 ed. 2 (730035) A Eurokód 1: Zatížení konstrukcí. Část 1-4, Obecná zatížení - Zatížení větrem = Eurocode 1: Actions on structures. Part 1-4, General actions - Wind loads. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2020. Dostupné také z: <http://csnonline.agentura-cas.cz/>
- [7] ČSN EN 13814-1 (276001) A Bezpečnost zábavních jízd a zábavních zařízení. Část 1, Návrh a výroba = Safety of amusement rides and amusement devices. Part 1, Design and manufacture. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2023. Dostupné také z: <http://csnonline.agentura-cas.cz/>
- [8] ČSN EN 13814-2 (276001) A Bezpečnost zábavních jízd a zábavních zařízení. Část 2, Provoz, údržba a používání = Safety of amusement rides and amusement devices. Part 2, Operation, maintenance and use. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2022. Dostupné také z: <http://csnonline.agentura-cas.cz/>
- [9] ČSN EN ISO 4136 (051121) A Destruktivní zkoušky svarů kovových materiálů - Příčná zkouška tahem. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2023. Dostupné také z: <http://csnonline.agentura-cas.cz/>
- [10] ČSN 42 0362 (420362) A Zkoušení kovů. Zkoušky únavy kovů. Základní pojmy a značky. Praha: Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, 1987. Dostupné také z: <http://csnonline.agentura-cas.cz/>
- [11] 1. NIU, Michael Chun-Yung. *Airframe stress analysis and sizing*. Hongkong : Conmilit Press, 2011.

- [12] JURENKA, Josef. Hodnocení únavové odolnosti svařovaných konstrukcí [online]. Praha [cit. 2023-05-24]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/107146188-Hodnoceni-unavove-odolnosti-svarovanych-konstrukci.html>. Přednáška. Fakulta strojní, ČVUT v Praze.
- [13] VLK, Miloš. Dynamická pevnost a životnost. Brno: Vysoké učení technické, 1987. Učební texty vysokých škol.
- [14] LAUSCHMANN, Hynek. Mezní stavy I: únava materiálu. Vyd. 2., přeprac. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2007, 71 s. ISBN 978-80-01-03671-6.
- [15] IStock. IStockphoto.com [online]. Londýn [cit. 2023-05-24]. Dostupné z: <https://www.istockphoto.com/cs/fotografie/kabina-rusk%C3%A9ho-kola-na-pozad%C3%AD-modr%C3%A9-oblohy-gm1095592422-294114240>
- [16] Autoservis Žižala. Autozizala.cz [online]. 2016 [cit. 2023-05-24]. Dostupné z: <https://www.autozizala.cz/preprava-nadmernych-nakladu/>
- [17] Nadrozměrné přepravy. In: Docplayer.cz [online]. Nosreti - Specialtransport, 2016 [cit. 2023-05-24]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/1011437-Nosreti-specialtransport-nadrozmerne-prepravy-vse-co-je-potreba-k-zajisteni-nadrozmerne-prepravy.html>
- [18] Blickle: Souhrnný katalog G16 [online]. Brno [cit. 2023-05-24]. Dostupné z: <https://catalogue.blickle.cz/>
- [19] StoFLo: Rainflow Cycle Counting Excel Template with Macros [online]. 2015 [cit. 2023-05-24]. Dostupné z: <http://stotera.com/stoflo/index.htm>
- [20] RAVEO. Raveo.cz: Čelní převodovky – litinové ITH [online]. [cit. 2023-05-24]. Dostupné z: https://www.raveo.cz/sites/default/files/transtecno/ith/parametry_celni_prevodovky_ITH_7-01.jpg
- [21] Raveo: 4-pólové, třífázové asynchronní motory - SIEMENS. Raveo.cz [online]. [cit. 2023-05-24]. Dostupné z: <https://www.raveo.cz/AC-motory-trifazove-4-polove-SIEMENS>
- [22] Lomová mechanika a lomy. In: Slideserve.com [online]. 2014 [cit. 2023-05-24]. Dostupné z: <https://www.slideserve.com/sachi/lomov-mechanika-a-lomy>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

ρ	[kg·m ⁻³]	Hustota
A	[m ²]	Plocha
a	[mm]	Délka nosu oka – výpočet oka
a	[mm]	Výška svaru
$A1$	[mm ²]	Plocha řezu – výpočet oka
$A2$	[mm ²]	Plocha řezu – výpočet oka
$A3$	[mm ²]	Plocha řezu – výpočet oka
$A4$	[mm ²]	Plocha řezu – výpočet oka
b	[m]	Šířka podstavy konstrukce
b_w	[m]	Vzdálenost těžišť nádrží na vodu
$c_e(z)$	[-]	Součinitel expozice
c_f	[-]	Součinitel síly
$c_{f,0}$	[-]	Součinitel síly pro obdélníkové průřezy s ostrými rohy
c_{scd}	[-]	Součinitel konstrukce
c_{season}	[-]	Součinitel sezóny
d	[mm]	Průměr
D	[mm]	Průměr
D	[mm]	Průměr otvoru oka – výpočet oka
D	[-]	Poškození
d_0	[mm]	Průměr otvoru oka
E	[MPa]	Modul pružnosti v tahu
$endA$	[-]	Konec A elementu
$endB$	[-]	Konec B elementu
f	[m]	Výška do středu kola
$F_{b, Ed}$	[N]	Návrhová síla pro výpočet únosnosti čepu v otláčení
$F_{b, Ed, ser}$	[N]	Návrhová síla pro výpočet únosnosti čepu v otláčení – výměnný čep
$F_{b, Rd}$	[N]	Únosnost čepu v otláčení
$F_{b, Rd, ser}$	[N]	Únosnost čepu v otláčení – výměnný čep
F_C	[N]	Tíha obsazených kabin
F_C	[N]	Tíha kabin
F_d	[N]	Dostředivá síla
F_{Ed}	[N]	Návrhová síla spoje

$F_{Ed, ser}$	[N]	Návrhová síla spoje pro mezní stav použitelnosti
FEMAP	[-]	Finite Element Modeling and Postprocessing
$f_{h, Rd}$	[MPa]	Dovolená hodnota Hertzova napětí v soustředěném tlaku
F_O	[N]	Odstředivá síla
F_P	[N]	Tíha pasažérů
F_{TK}	[N]	Tečná síla od hnacího kola
f_u	[MPa]	Mez pevnosti
f_{up}	[MPa]	Mez pevnosti čepu
$F_{v, Ed}$	[N]	Návrhová síla pro výpočet únosnosti čepu ve stříhu
$F_{v, Rd}$	[N]	Únosnost čepu ve stříhu
F_{vk}	[N]	Zatížení kabin větrem
f_{vp}	[-]	Liniové zatížení od větru
F_{VS}	[N]	Montážní síla
f_w	[MPa]	Návrhová pevnost svaru
F_W	[N]	Tíha vody v nádrži
F_{Wx}	[N]	Síla ve svaru ve směru X
F_{Wy}	[N]	Síla ve svaru ve směru Y
F_{Wz}	[N]	Síla ve svaru ve směru Z
F_X	[N]	Síla v ose X
f_y	[MPa]	Mez kluzu
F_Y	[N]	Síla v ose Y
f_{yp}	[MPa]	Mez kluzu čepu
F_Z	[N]	Síla v ose Z
g	[m·s ⁻²]	Tíhové zrychlení
G	[N]	Vlastní tíha
G_G	[-]	Trvalé zatížení
G_k	[N]	Tíha kabin
G_K	[N]	Tíha konstrukce
G_Q	[-]	Dočasné zatížení
h	[m]	Výška konstrukce
H_K	[-]	Horizontální zatížení
CHS	[-]	Trubkové duté profily
I	[t·mm ²]	Moment setrvačnosti kola

I_{K+P}	[t·mm ²]	Moment setrvačnosti kabin s pasažéry
I_O	[t·mm ²]	Moment setrvačnosti konstrukce obruče
l	[mm]	Délka čepu
m	[–]	Sklon křivky
MAG	[–]	Metal Active Gas – svařování v atmosféře aktivního plynu
$Mass$	[t]	Hmotnost vypsána programem FEMAP
M_{Ed}	[N·m]	Návrhový ohybový moment
$M_{Ed, ser}$	[N·m]	Návrhový ohybový moment – výměnný čep
$M_{Ek, dst}$	[–]	Destabilizující moment
m_K	[kg]	Hmotnost kabiny
M_{kK}	[N·m]	Celkový kroutící moment hnacího kola
M_{kNK}	[N·m]	Kroutící moment hnacího kola od nesymetrie
M_{kNO}	[N·m]	Kroutící moment obruče od nesymetrie
MKP	[–]	Metoda konečných prvků
M_{kRK}	[N·m]	Točivý moment jednoho hnacího kola
M_{kRO}	[N·m]	Točivý moment pro rozběh kola
M_{Rd}	[N·m]	Únosnost čepu v ohybu
$M_{Rd, ser}$	[N·m]	Únosnost čepu v ohybu – výměnný čep
$M_{Rk, stb}$	[–]	Stabilizující moment
m_w	[t]	Hmotnost vody
M_X	[N·mm]	Moment v ose X
M_Y	[N·mm]	Moment v ose Y
M_Z	[N·mm]	Moment v ose Z
N	[–]	Počet kabin
n	[min ⁻¹]	Otáčky
n	[–]	Počet pasažérů
N	[–]	Počet cyklů
N_K	[–]	Vertikální zatížení
N_z	[–]	Počet cyklů
P	[W]	Celkový výkon jednoho hnacího kola
P_{NK}	[W]	Výkon jednoho hnacího kola pro překonání nesymetrie
P_{RK}	[W]	Výkon jednoho hnacího kola pro rozběh
P_{t1}	[–]	Napětový bod průřezu č. 1

$Pt2$	[-]	Napět'ový bod průřezu č. 2
$Pt3$	[-]	Napět'ový bod průřezu č. 3
$Pt4$	[-]	Napět'ový bod průřezu č. 4
q_b	[Pa]	Základní dynamický tlak větru
q_p	[Pa]	Maximální dynamický tlak větru
$Q_{P1/1}$	[N]	Tíha pasažérů – statická pevnost
$Q_{P3/4N}$	[N]	Tíha pasažérů – statická pevnost – nesymetrické obsazení 3/4
$Q_{P3/4S}$	[N]	Tíha pasažérů – statická pevnost – symetrické obsazení 3/4
Q_{PU}	[N]	Tíha pasažérů – únavová životnost
r	[mm]	Poloměr
R	[-]	Součinitel asymetrie cyklu
Rd	[MPa]	Dovolené napětí
R_{eH}	[MPa]	Horní mez kluzu
Rm	[MPa]	Mez pevnosti
S	[m ²]	Plocha
SHS	[-]	Čtvercové duté profily
t	[mm]	Tloušťka plechu
T	[s]	Perioda kmitu
$T1$	[mm]	Posuv ve směru X
$T2$	[mm]	Posuv ve směru Y
$T3$	[mm]	Posuv ve směru Z
u	[mm]	Posuv v ose X
u	[-]	Využití
v	[mm]	Posuv v ose Y
v_{15}	[m·s ⁻¹]	Maximální rychlost větru během provozu atrakce
v_b	[m·s ⁻¹]	Základní rychlost větru
w	[mm]	Posuv v ose Z
w	[mm]	Výška oka
w	[-]	Sklon křivky
W_{el}	[mm ³]	Elastický modul průřezu v ohybu
X	[-]	Osa X
Y	[-]	Osa Y
Z	[-]	Osa Z

β_w	[-]	Korekční součinitel
γ	[-]	Bezpečnostní součinitel pro převrácení a posuv
γ_G	[-]	Součinitel bezpečnosti trvalých zatížení
γ_{M0}	[-]	Součinitel bezpečnosti k mezi kluzu
γ_{M2}	[-]	Součinitel bezpečnosti k mezi pevnosti
γ_{M2}	[-]	Součinitel únosnosti svaru
$\gamma_{M6, ser}$	[-]	Bezpečnostní součinitel pro výpočet Hertzova tlaku
γ_Q	[-]	Součinitel bezpečnosti proměnných zatížení
Δt	[s]	Čas rozběhu
$\Delta \sigma$	[MPa]	Rozkmit napětí
$\Delta \sigma_C$	[MPa]	Kategorie detailu
$\Delta \sigma_D$	[MPa]	Mez únavy s konstantní amplitudou napětí
$\Delta \sigma_L$	[MPa]	Prahový rozkmit napětí
ε	[rad·s ⁻²]	Úhlové zrychlení
μ	[-]	Poissonovo číslo
μ	[-]	Součinitel tření
σ_a	[MPa]	Amplituda napětí
σ_h	[MPa]	Horní napětí kmitu
$\sigma_{h, Ed}$	[MPa]	Napětí v kontaktu
σ_m	[MPa]	Střední napětí kmitu
σ_{max}	[MPa]	Maximální napětí
σ_{min}	[MPa]	Maximální napětí
σ_n	[MPa]	Dolní napětí kmitu
τ	[MPa]	Smykové napětí
τ_{FX}	[MPa]	Smykové napětí v ose X
τ_{FY}	[MPa]	Smykové napětí v ose Y
τ_{FZ}	[MPa]	Smykové napětí v ose Z
φ_x	[rad]	Natočení v ose X
φ_y	[rad]	Natočení v ose Y
φ_z	[rad]	Natočení v ose Z
ψ_r	[-]	Redukční součinitel pro čtvercový průřez se zaoblenými rohy
ω_K	[rad·s ⁻¹]	Úhlová rychlost hnacích kol
ω_O	[rad·s ⁻¹]	Úhlová rychlost obruče

SEZNAM PŘÍLOH

I. Profily