

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
**FAKULTA STROJNÍ**

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství  
Studijní zaměření: Stavba energetických strojů a zařízení

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

Zvedací třmeny pro nadzvednutí turbínových rotorů

Autor: **Rudolf BOHUSLAV**

Vedoucí práce: **Ing. Tomáš NOGA**

Akademický rok 2015/2016

## **Prohlášení o autorství**

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne: .....

.....  
podpis autora

## **Poděkování**

Touto cestou bych chtěl poděkovat mému vedoucímu bakalářské práce Ing. Tomáši Nogovi.

Dále pak konzultantovi ve firmě Doosan Škoda Power s.r.o. panu Ing. Petru Čechurovi za cenné rady, ochotu a trpělivost.

## ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	Příjmení Bohuslav		Jméno Rudolf	
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	B2301 Strojní inženýrství			
<b>VEDOUCÍ PRÁCE</b>	Příjmení (včetně titulů) Ing. Noga		Jméno Tomáš	
<b>PRACOVISŤE</b>	ZČU - FST - KKE			
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLLOMOVÁ</b>	<b>BAKALÁŘSKÁ</b>	<b>Nehodící se škrtněte</b>	
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Zvedací třmeny pro nadzvednutí turbínových rotorů			

<b>FAKULTA</b>	Strojní	<b>KATEDRA</b>	KKE	<b>ROK ODEVZD.</b>	2016
----------------	---------	----------------	-----	------------------------	------

### POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	54	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	34	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	20
---------------	----	-------------------------	----	--------------------------	----

<b>STRUČNÝ POPIS</b>	Bakalářská práce obsahuje popis používaných typů zvedacích třmenů. Dále vyšetřuje kinematická schémata, pevnostní výpočty a deformační kontrolu nejpoužívanějších typů třmenů. V práci je rovněž uvedeno nové koncepční řešení.
<b>KLÍČOVÁ SLOVA</b>	Zvedací třmeny, kinematická schémata, pevnostní kontrola, deformační kontrola, MKP, nadzvednutí rotoru

## SUMMARY OF BACHELOR SHEET

<b>AUTHOR</b>	Surname Bohuslav	Name Rudolf	
<b>FIELD OF STUDY</b>	B2301 Mechanical Engineering		
<b>SUPERVISOR</b>	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Noga	Name Tomáš	
<b>INSTITUTION</b>	ZČU - FST - KKE		
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>DIPLOMA</b>	<b>BACHELOR</b>	<b>Delete when not applicable</b>
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Lifting yokes for elevating a turbine rotors		

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	Power System Engineering	<b>SUBMITTED IN</b>	2016
----------------	---------------------------	-------------------	--------------------------------	-------------------------	------

### NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

<b>TOTALLY</b>	54	<b>TEXT PART</b>	34	<b>GRAPHICAL PART</b>	20
----------------	----	------------------	----	---------------------------	----

<b>BRIEF DESCRIPTION</b>	The bachelor thesis contains a description of used types of lifting yokes. Next it investigates kinematic schemes, calculations of strength and a deformation control of the most used types of yokes. It also introduces a new conceptual solution.
<b>KEY WORDS</b>	Lifting yokes, kinematic schemes, strength calculations, deformation control, FEM, lifting of a rotor

## Obsah

<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ</b>	<b>8</b>
<b>1. ÚVOD</b>	<b>9</b>
<b>2. PARNÍ TURBÍNY</b>	<b>10</b>
2.1. Historie výroby elektřiny .....	10
2.2. Příslušenství parních turbín .....	11
2.3. Problematika montáže .....	13
<b>3. ZVEDACÍ TŘMENY</b>	<b>14</b>
3.1. Popis funkce .....	14
3.2. Montážní postup .....	15
3.3. Typy zvedacích třmenů .....	16
3.3.1. Drátové provedení .....	16
3.3.2. Třmenové provedení s táhly .....	18
3.3.3. Provedení s odtlačnými šrouby .....	19
3.3.4. Zvedací třmeny s pákami .....	21
3.3.5. Zvedací třmeny s hydraulickými panenkami .....	22
<b>4. KINEMATICKÉ SCHÉMA</b>	<b>24</b>
4.1. Řešení pro táhlové provedení s třmeny .....	24
<b>5. PEVNOSTNÍ KONTROLA ZVEDACÍCH TŘMENŮ</b>	<b>26</b>
5.1. Kontrola drátového provedení .....	26
5.2. Kontrola třmenového provedení s táhly .....	30
<b>6. DEFORMAČNÍ KONTROLA</b>	<b>35</b>
6.1. Deformace drátového provedení .....	35
6.1.1. 3D model .....	35
6.1.2. Import 3D modelu do softwaru Ansys Mechanical Structural .....	35
6.1.3. Výpočetní síť a okrajové podmínky .....	36
6.1.4. Deformace mostu ve svislém směru .....	37
6.2. Deformace třmenového provedení s táhly .....	38
6.2.1. 3D model .....	38
6.2.2. Výpočetní síť a okrajové podmínky .....	38
6.2.3. Deformace mostu ve svislém směru .....	38

<b>7. KONCEPT NOVÉHO ŘEŠENÍ</b>	<b>40</b>
7.1. Funkční popis .....	40
7.2. Použití .....	42
<b>8. ZÁVĚR</b>	<b>43</b>
<b>SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY</b>	<b>44</b>
<b>SEZNAM OBRÁZKŮ</b>	<b>46</b>
<b>SEZNAM TABULEK</b>	<b>48</b>
<b>SEZNAM PŘÍLOH</b>	<b>49</b>

## Seznam použitých zkratk a symbolů

Značení	Jednotky	Název
VT		vysokotlaký díl
ST		středotlaký díl
NT		nízkotlaký díl
MTD30B		protitlaková odběrová turbína dle ŠKODA
f	[-]	součinitel tření
b	[mm]	vzdálenost čepů táhel
$\varphi$	[°]	úhel natočení táhla
dz	[mm]	zdvih
dy	[mm]	posun jezdce
$l_1$	[mm]	vzdálenost od předního zvedacího třmenu k těžišti
$l_2$	[mm]	vzdálenost zvedacích třmenů
g	[m/s <sup>2</sup> ]	gravitační zrychlení
m	[kg]	hmotnost rotoru
$F_A$	[N]	zatěžující síla předního zvedacího třmenu od rotoru
$F_B$	[N]	zatěžující síla zadního zvedacího třmenu od rotoru
A	[mm <sup>2</sup> ]	plocha průřezu
$\sigma_t$	[MPa]	napětí v tahu
$\sigma$	[MPa]	napětí od otláčení závitu
S	[N]	osová síla v napínacím šroubu
d	[mm]	jmenovitý průměr závitu
$D_1$	[mm]	malý průměr závitu matice
$d_2$	[mm]	střední průměr závitu
$d_3$	[mm]	malý průměr závitu šroubu
M	[mm]	výška matice
P	[mm]	rozteč závitu
H	[mm]	nosná výška závitu
$R_e$	[MPa]	mez kluzu
$k_1, k_2$	[-]	součinitele bezpečnosti
R	[N]	síla v táhle
G	[N]	zatěžující síla zvedacího třmenu od rotoru
N	[N]	normální síla od podpěry
$M_{\xi}$	[N·mm]	moment čepového tření
$r_{\xi}$	[mm]	poloměr čepu
$f_{\xi}$	[-]	součinitel čepového tření
$H_1$	[mm]	minimální výška hydraulické panenky
dH	[mm]	diference vzdálenosti mezi patkou a podstavcem



## 1. Úvod

Tato práce je vypracována na základě zadání firmy Doosan Škoda Power s.r.o. a jejím cílem je detailní popis používaných typů zvedacích třmenů pro přizvednutí turbínových rotorů a zhodnocení jednotlivých konstrukčních variant. Dále pak návrh konceptu nového řešení.

Pro vybrané třmeny je provedena pevnostní a deformační kontrola a jsou prošetřena kinematická schémata zvedacích třmenů.

Všechny uvedené typy zvedacích třmenů používá nebo používala firma Doosan Škoda Power s.r.o. a není proto vyloučeno, že ostatní výrobci parních turbín používají pro přizvednutí turbínových rotorů jiné řešení.

V závěru práce je shrnutí používaných typů třmenů a porovnání s novým konceptem řešení.

## 2. Parní turbíny

Parní turbína je parní motor s rotačním pohybem. Prakticky plně nahradila svého předchůdce parní stroj, který v předminulém století, označovaném „stoletím páry“, prodělal nejintenzivnější vývoj. [1]

### 2.1. Historie výroby elektřiny

Člověk odjakživa využíval různé druhy energií ke svému prospěchu. Žádná energie však nezpůsobila takový boom technologií, jako právě elektrická energie. V roce 1752 Benjamin Franklin sestrojil první hromosvod a člověk mohl tuto energii začít více studovat a poznávat. První rozvoj nastal až v roce 1800, kdy Alessandro Volta vynalezl první stálý zdroj elektrického proudu – Voltovo článěk. [11] [13]

První větší výroba elektrické energie započala až v 19. a začátkem 20. století. Konstrukčně šlo o poměrně jednoduchá zařízení, jejichž hlavní součástí byl generátor poháněný buď parním strojem, nebo vodním kolem. Vynález parního stroje v období průmyslové revoluce (polovina 18. století) předstihl o více než sto let sestrojení takových vodních motorů (místo vodních kol), které by mohly úspěšně soutěžit s parním strojem a které by byly hlavním předpokladem účinné přeměny energie vodního toku na energii mechanickou a posléze elektrickou. [17]

Parní stroj byl posléze nahrazen parní turbínou, a tím vznikly dnešní tepelné elektrárny. V letech 1884-1889 byly patentovány parní přetlakové turbíny Parsons a v roce 1894 došlo k rozsáhlému nasazení parních turbín v Anglii (jednotkové výkony parních turbín dosahovaly až 5 MW). Tepelné elektrárny jako paliva využívaly levné dostupné domácí uhlí. [17]

U vodních elektráren došlo k nahrazení vodního kola (účinnost cca 20 až 50 %) účinnějšími vodními turbínami ( $\eta$  cca 85-90 %) až na přelomu 19. a 20. století. V letech 1847-1849 byla sestrojena Francisova turbína (USA), Peltonova turbína roku 1880 (USA), Kaplanova turbína v roce 1913 (prof. Viktor Kaplan-Brno) a v roce 1919 Bánkiho turbína (Maďarsko). Na přelomu 19. a 20. století se vyřešili potíže s přenosem elektrické energie na větší vzdálenost a vodní elektrárny mohli dodávat elektrickou energii do míst její potřeby a ne jen do lokálních sítí, jak tomu bylo doposud. [17]

Od počátku 20. století (rok 1900) započala výstavba tepelných elektráren, pro zvyšující se potřebu elektrické energie (doly, cukrovary, textilky, chemie atd.) a tepla. Často se jednalo tedy o závodní teplárny vyrábějící elektřinu a teplo z místního uhlí v kombinovaném cyklu (energetická účinnost se pak proti čistě elektrárenské výrobě zvyšovala o cca 20 %). [17]

V roce 1904 se datují začátky výroby turbín firmou ŠKODA. Tehdy vyrobila svojí první parní turbínu systému Rateau o výkonu 420 kW. Od roku 1911 pak turbíny systému Rateau nahradili turbínami vlastního designu ŠKODA. V roce 1932 vyrobili první dvě parní turbíny o jednotkovém výkonu 23 MW s přihříváním páry. V dalších letech ŠKODA navyšovala setrvale svoji výrobu. [21]

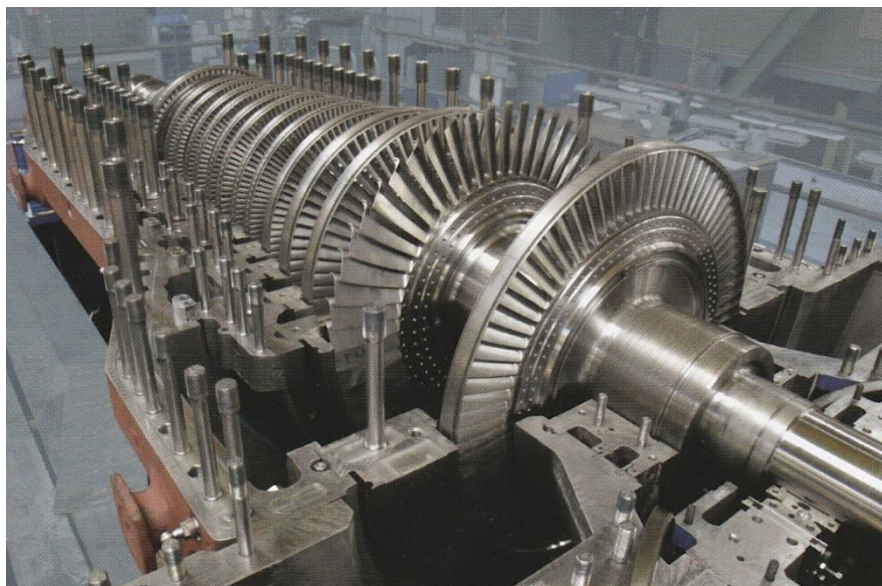
Dalším převratným milníkem bylo zkrocení jaderné energie ku prospěchu člověka. První štěpný reaktor byl spuštěn 2. prosince 1942 v Chicagu, projekt řídil Enrico Fermi. Reaktor měl výkon přibližně necelý kilowatt. Během druhé světové války se rozběhl jaderný program v řadě zemí. Jedním z cílů byl vývoj jaderných zbraní. K výrobě

elektriny byl jaderný reaktor poprvé využit v roce 1951 ve výzkumném středisku EBR-I poblíž Arca (Idaho) v USA. Za první jadernou elektrárnu bývá označována elektrárna spuštěná v městě Obninsk v Sovětském svazu. Do sítě byla připojena 26. června 1954. Za první skutečně komerční elektrárnu je však považována až Jaderná elektrárna Calder Hall ve Velké Británii. Ta byla k síti připojena 27. srpna 1956 a produkovala elektrický výkon 4x50 MW. Zároveň však byla využívána k vojenským účelům, konkrétně k výrobě plutonia. První elektrárnou využívanou pouze pro mírové účely byla jaderná elektrárna Shippingport, spuštěná v roce 1957 v USA o výkonu 68 MW. [14] [16]

Dnes se tedy používá více druhů zařízení pro výrobu elektrické energie s podstatně většími výkony. Největší elektrárna na světě je v Číně. Vodní elektrárna Tři soutěsky s instalovaným výkonem 22 500 MW. Největší jaderná elektrárna Kashiwazaki-Kariwa je v Japonsku s celkovým instalovaným výkonem 7 965 MW. [15]

Je tedy jasné, že dnešní elektrárny jsou vysoce sofistikovaná zařízení a jejich výstavba je velice náročná, složitá a finančně zatížená.

Jak již bylo zmíněno, použití parních turbín pro přeměnu kinetické energie páry na mechanickou energii rotoru a následnou generaci elektrické energie v generátoru je dnes běžnou praxí. Parní turbíny za dobu jejich používání od roku 1883, kdy Švéd Gustaf de Laval sestrojil první funkční parní turbínu, prošly velkým množstvím změn a modifikací. Při jejich výrobě, sestavování, montáži atd. se používá nejrůznějších přípravků a příslušenství. [16]



Obrázek č. 1 – Protitlaková turbína 38 MW (MTD30B), spalovna biomasy [20]

## 2.2. Příslušenství parních turbín

Výrobci tepelných turbín nedodávají zpravidla svým odběratelům „holé“ turbíny, nýbrž kompletní provozuschopná turbínová zařízení<sup>1</sup>, jejichž rozsah vznikl osvědčenou

<sup>1</sup> **Parní turbína** je tepelný lopatkový motor, v němž se mechanická energie na hřídeli získává expanzí proudící vodní páry v jednom nebo více turbínových stupních. [6]

**Parní turbosoustrojí** je parní turbína s poháněným strojem /např. turboalternátor/ - u turbín s převodem včetně převodovky. [6]

**Parní turbínové zařízení** je parní turbosoustrojí včetně vnitřního spojovacího potrubí a ostatního příslušenství /např. čerpadel, kondenzátoru a jeho příslušenství, regeneračních ohříváků/. [6]

praxí a bývá přesně stanoven potřebou při montáži včetně technických specifikací ve smlouvě o dodávce zařízení. Dodavatel tím přebírá odpovědnost za technické řešení, kompletnost a provozuschopnost celého turbínového zařízení a zpravidla i za jeho montáž, uvedení do provozu a za jeho vybavení potřebným příslušenstvím pro údržbu a náhradními díly. [6]

Finální dodavatel turbínového zařízení dodává zpravidla kromě vlastní parní nebo plynové turbíny též poháněný stroj včetně jeho příslušenství a případně i převodovou skříň. Dodává rovněž hlavní příslušenství turbíny, tj. kondenzační a regenerační zařízení, rekuperátory spalin – vzduch, olejový systém, vnitřní spojovací potrubí parní, vodní, palivová, vzduchová, potřebné části k uložení soustrojí na základech aj. [6]

Konstrukční a projektové útvary finálního dodavatele turbínového zařízení – výrobce turbíny – specifikují konstrukční koncepci, rozsah a technické parametry turbínového zařízení včetně jeho celého příslušenství. Při současné rozsáhlé specializaci a kooperaci ve vývoji a výrobě nakupuje finální dodavatel poháněný stroj a hlavní příslušenství turbínového zařízení u svých subdodavatelů, pokud sám toto zařízení ve svých specializovaných závodech nevyrobí. [6]

- Otáčecí zařízení rotorů
- Síta a odlučovače vody a mechanických nečistot v přívodu vstupní páry do turbíny
- Separátory vody kombinované s přehřívací páry u turbín pro jaderné centrály
- Zvedací zařízení turbínových rotorů a vík turbínových skříní a ložiskových stojanů
- Vysokootáčkové převodové skříně mezi turbínou a poháněným strojem
- Montážní přípravky a pomůcky na tepelné utahování šroubů, středění spojek, měření vnitřních vůlí v lopatkování a ucpávkách
- Promývací zařízení průtočných částí /vlhčení a chemická úprava páry/
- Zařízení na řízené ochlazování vnitřku VT a ST částí turbíny
- Vysoušecí zařízení vnitřku turbíny po odstavení
- Přípravky pro vyrovnávání turbosoustrojí
- Lana a speciální manipulační prostředky [6]



**Obrázek č. 2** – Turbínové zařízení s výkonem 2 x 8 MW, Nobarria Egypt [18]



### 2.3. Problematika montáže

Montážní různorodost a náročnost vyplývá z rozdílných velikostí a hmotností turbín a z jejich konstrukčních koncepcí, technických parametrů a montážního prostředí, dílenského prostředí u výrobce, na podmínkách strojoven v centrálách, v klimaticky extrémních podmínkách provozních lokalit při venkovním provedení. Turbíny malých a středních výkonů v tzv. blokové koncepci přicházejí na staveniště zcela smontované, odzkoušené a nakonzervované a vyžadují časově krátkou montáž menšího rozsahu. Spouštějí se zpravidla bez otevření turbínových těles. Největší parní turbíny nelze z transportních důvodů /rozměry a hmotnost částí/ dopravit na staveniště v celku, často nelze dopravit ani svařené výstupní turbínové skříně, kondenzátory a jiné části. Montáž v centrále je pak pokračováním kontrolní montáže u výrobce, soustrojí je zkoušeno až v centrále. [8]



Obrázek č. 3 – Montáž parní turbíny Škoda 165 MW v chilské elektrárně Mejillónes [12]

### 3. Zvedací třmeny

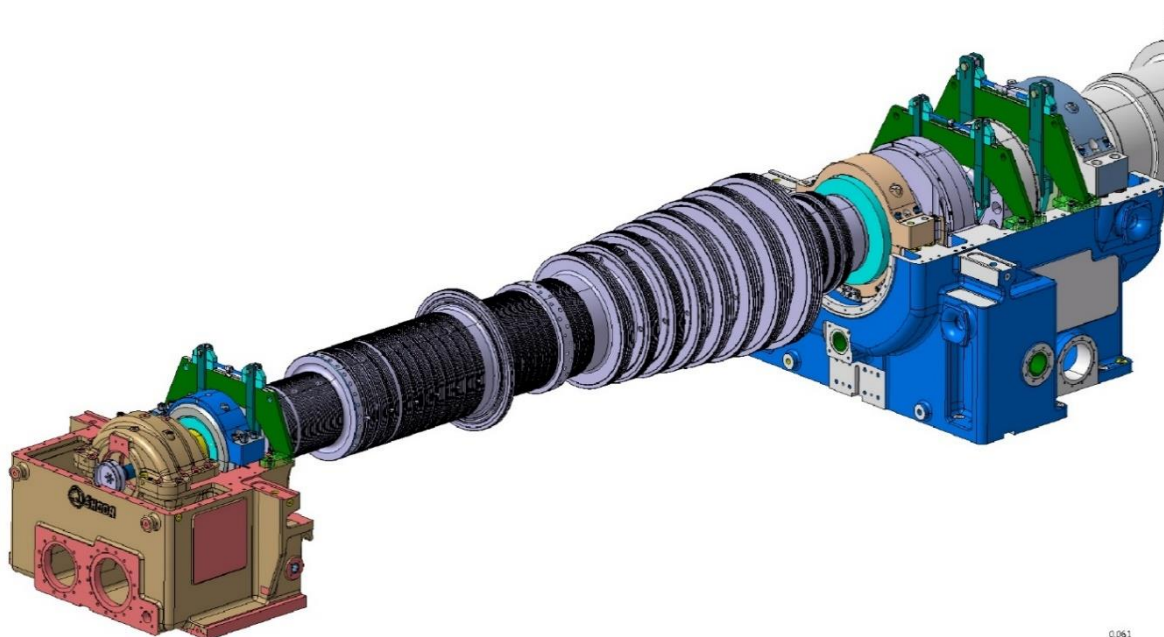
V řadě případů je nutná manipulace s turbínovým rotorem. Při instalaci zařízení se využívají jeřáby, avšak při jemné manipulaci, jako např. výměna ložisek, je použití jeřábu zdlouhavé a neumožňuje potřebný malý zdvih. Proto se používají zvedací třmeny, které nám umožňují pomalý a malý zdvih rotoru.

#### 3.1. Popis funkce

Zvedací třmeny jsou montážní technologický přípravek sloužící k bezpečnému přizvednutí rozspojovaného rotoru na obou koncích v řádu několika desetin milimetru až jednoho milimetru. Rotor je po zvednutí ve zvedacích třmenech nadlehčen v ložiskových pánvích, což umožňuje jejich bezpečnou demontáž bez nutnosti použití jeřábu pro nadzvednutí rotoru a bez nutnosti úplného vyjmutí rotoru z otevřeného stroje. Spodek ložiskové pánve se v tomto případě „protočí“ po kompozici povrchu rotoru do horní polohy a následně je sejmuta ze stroje. Přizvednutí rotoru na zvedacích třmenech se provádí na hodnotu cca jedné poloviny minimální vůle v průtočné části, aby se eliminovala nebezpečí poškození těsnících ploch či elementů.

Druhý důvod použití zvedacích třmenů může být kontrola „lift-checku“ nakupovaných segmentových ložisek. Jedná se o kontrolu vertikální radiální vůle mezi ložiskem a rotorem. V tomto případě se rotor v zavřeném kompletním radiálním ložisku přizvedává a číselníkovým úchylkoměrem se kontroluje zvednutí rotoru, dokud se rotor nedotkne svršku ložiskové pánve. Hodnotu lift-checku udává výrobce ložiska ve specifikaci daného ložiska.

Zvedací třmeny jsou zpravidla využívány jako montážní přípravek jak v samotném výrobním závodě, tak jako standartní montážní přípravek dodávaný zákazníkovi na stavbu v rámci příslušenství k parní turbíně.



Obrázek č. 4 – Zjednodušený 3D model turbínového soustrojí se zvedacími třmeny; elektrárna Hatay v Turecku

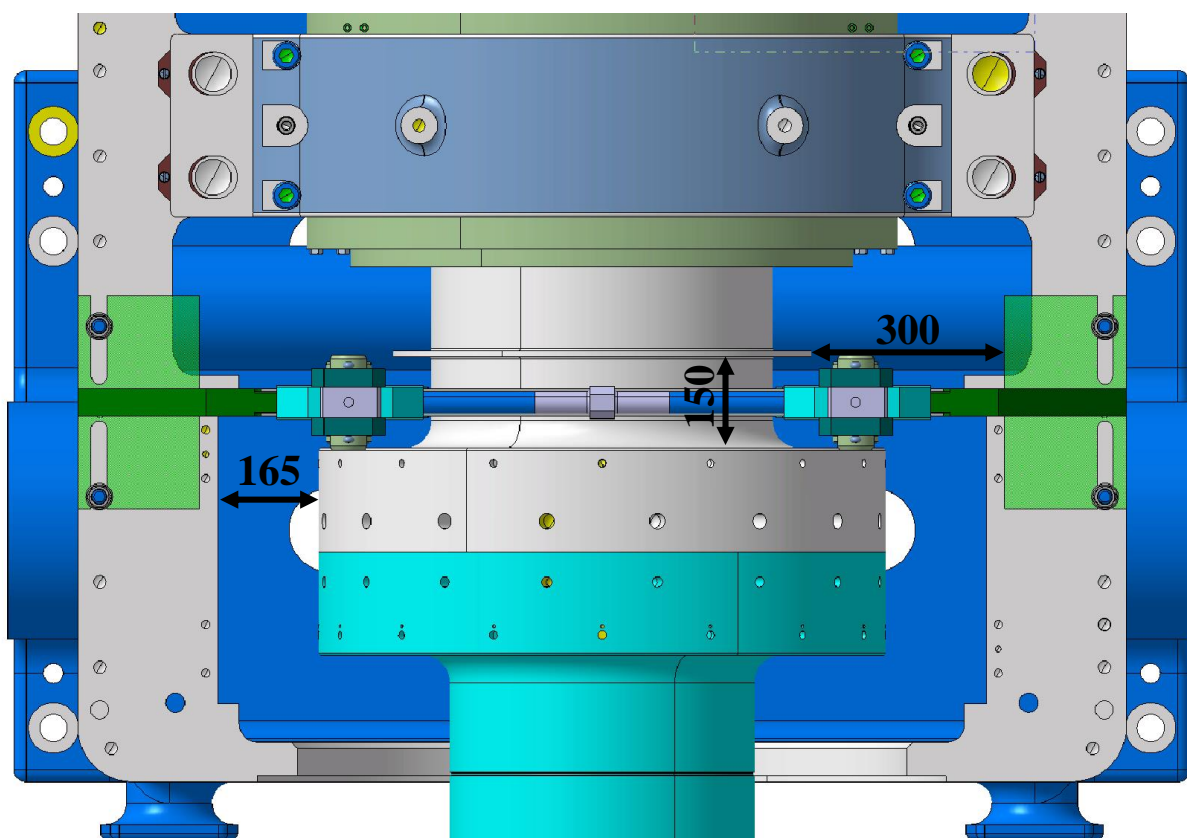
### 3.2. Montážní postup

Zvedací třmeny se osazují na turbínu při sejmutých svrších statorových dílů, případně při dostatečně velkých radiálních vůlích je možné použít zvedací třmeny pouze při sejmutých víkách ložiskových stojanů a odklopení svršků radiálních ložisek.

Do zvedacích třmenů musí být rotor uložen v místě hladkého nefunkčního povrchu rotoru, tj. zejména mimo povrch ložiskových čepů, mimo měřicí nákržky či měřicí místa mimo místa ucpávek. Aby nedošlo k poškození činné plochy čepu rotoru.

Mezi ložiskovým stojanem, rotorem a ložiskem je volný manipulační prostor pouze v řádech jednotek až desítek centimetrů. Je tedy nutné dbát zvýšené pozornosti při návrhu i instalaci tohoto montážního prvku, aby nedošlo k poškození zařízení či úrazu pracovníků.

Třmen se používá vždy jen pro zvednutí jednoho z ložiskových čepů rotoru, není tedy možné zavěsit rotor do dvou třmenů současně.



**Obrázek č. 5** – Půdorys 3D modelu uložení rotoru v ložisku v ložiskovém stojanu s nasazeným zvedacím třmenem s táhly; zakótované rozměry volného manipulačního prostoru pro montáž zvedacího třmenu; jednotky v mm

### 3.3. Typy zvedacích třmenů

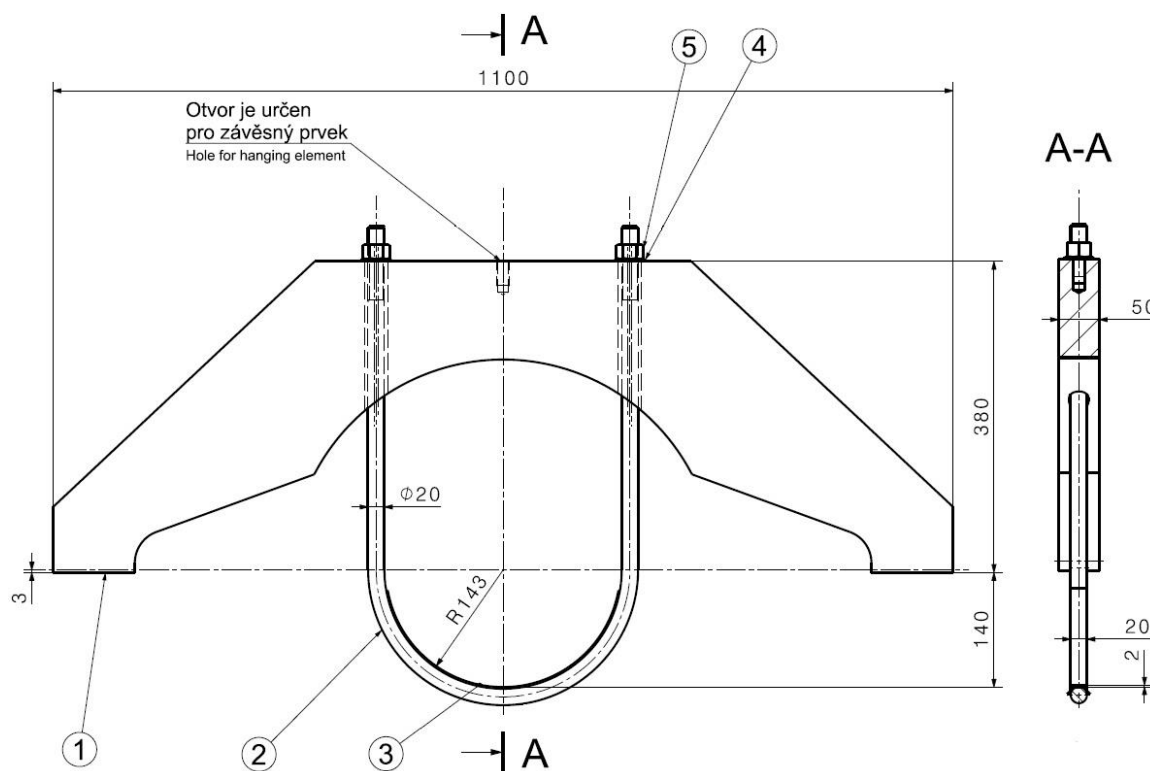
Uvedené typy zvedacích třmenů jsou používány a vyráběny firmou Doosan Škoda Power s.r.o.

#### 3.3.1. Drátové provedení

Pro rotory s menší hmotností se s výhodou používá tzv. drátové provedení zvedacích třmenů, kdy je rotor uložen svou vahou při nadzvednutí do drátu, provlečeným oběma konci mostem a zajištěný na obou závitových koncích matic. Most je položen na dělicí rovinu ložiskového stojanu (příp. tělesa). Matice je položena na horní straně mostu. K přizvedávání rotoru dochází střídavým otáčením obou matic.

Výhodou tohoto provedení je poměrně snadná montáž zvedacího třmenu a podvlečení drátu pod rotorem jeho protočením po povrchu rotoru.

Na obrázku č. 6 je vykreslena konstrukce drátového provedení zvedacího třmenu.



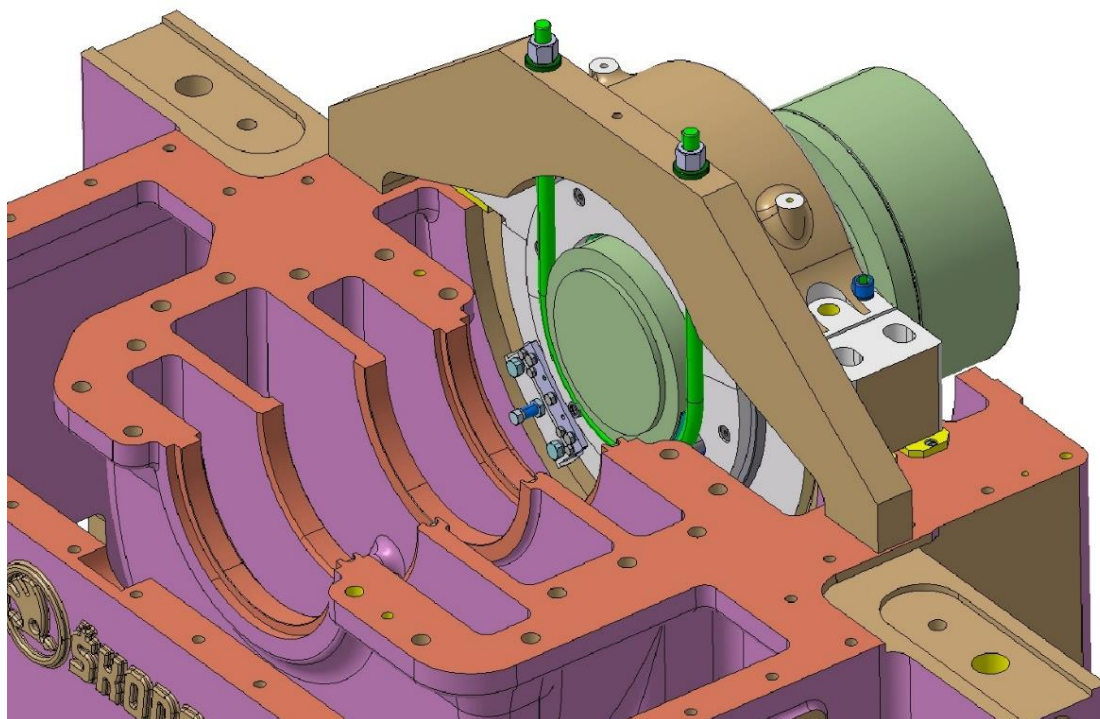
**Obrázek č. 6** – Výkres sestavy drátového provedení zvedacího třmenu; jednotky v mm

Pozice 1 – most; pozice 2 – drát; pozice 3 – mosazný pás; pozice 4 – podložka; pozice 5 – matice.

Mosazný pás slouží k rozložení přímkového styku drátu a rotoru na plošný, aby se předešlo poškození povrchu rotoru.

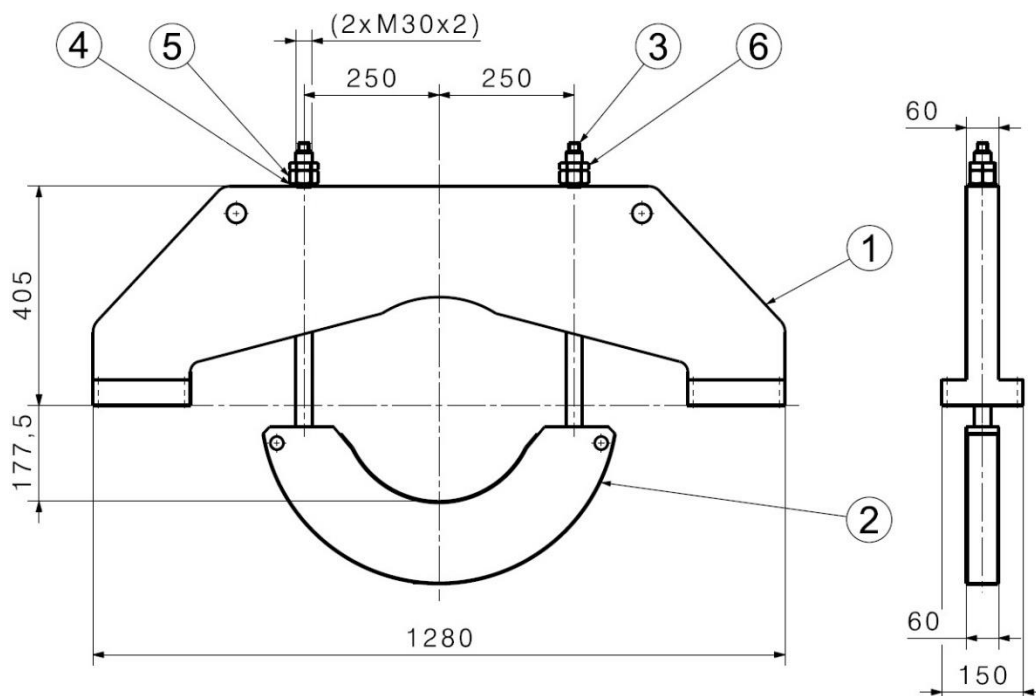
Nevýhoda tohoto konstrukčního řešení je v malých nosnostech přípravku. Pohybuje se kolem 10 tun. Proto se používají pouze pro menší rotory. Např. rotor nízkotlakého stupně v Temelínu váží přibližně 84 tun, zde tedy nemůže být v žádném případě použit tento typ přípravku.





**Obrázek č. 7** – Zjednodušený 3D model uložení rotoru v ložiskovém stojanu s namontovaným drátovým zvedacím třmenem; elektrárna Ledvice 660 MW v ČR

Někdy se používá nadstavba tohoto typu zvedacího třmenu s třmenem drženého drátu, viz obrázek č. 8. Zde, díky většímu průřezu třmenu namísto drátu, je dosaženo vyšších nosností až do 35 tun. Avšak narůstá náročnost montáže tohoto přípravku.



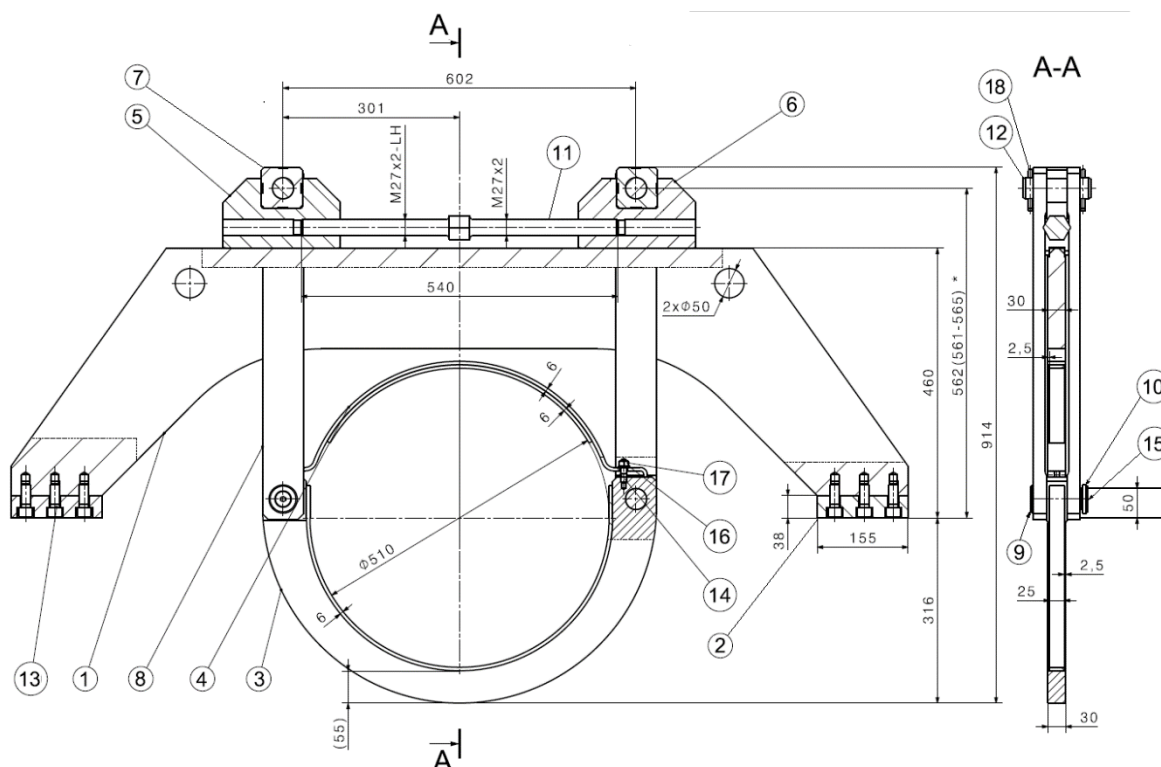
**Obrázek č. 8** – Výkres sestavy drátové provedení s použitím třmenu; jednotky v mm

Pozice 1 – most; pozice 2 – třmen; pozice 3 – drát; pozice 4 – podložka; pozice 5 – matice 1; pozice 6 – matice 2.

### 3.3.2. Třmenové provedení s táhly

Pro hmotnější rotory se využívá konstrukce s třmenem podvlečeným pod rotor. Třmen je přes táhla propojen s jezdcí, resp. s kameny uloženými na jezdcí, které jsou uloženy na horní straně mostu. Most je opět uložen na dělicí rovině ložiskového stojanu (příp. tělesa), zajištěný šrouby proti pádu. Jeden jezdec je proveden s pravotočivým a druhý s levotočivým závitem. Oba jezdcé jsou propojeny závitovou tyčí.

Otáčením závitové tyče dochází k posunu jezdců směrem k sobě, a tím přizvedává ním třmenu, ve kterém je uložen rotor. Oba jezdcé jsou vybaveny kameny s excentricky provedeným otvorem pro spojovací čep. Excentricita tohoto otvoru umožňuje hrubé doladění výšky třmenu pod rotorem otáčením kamenu do jedné ze čtyř poloh



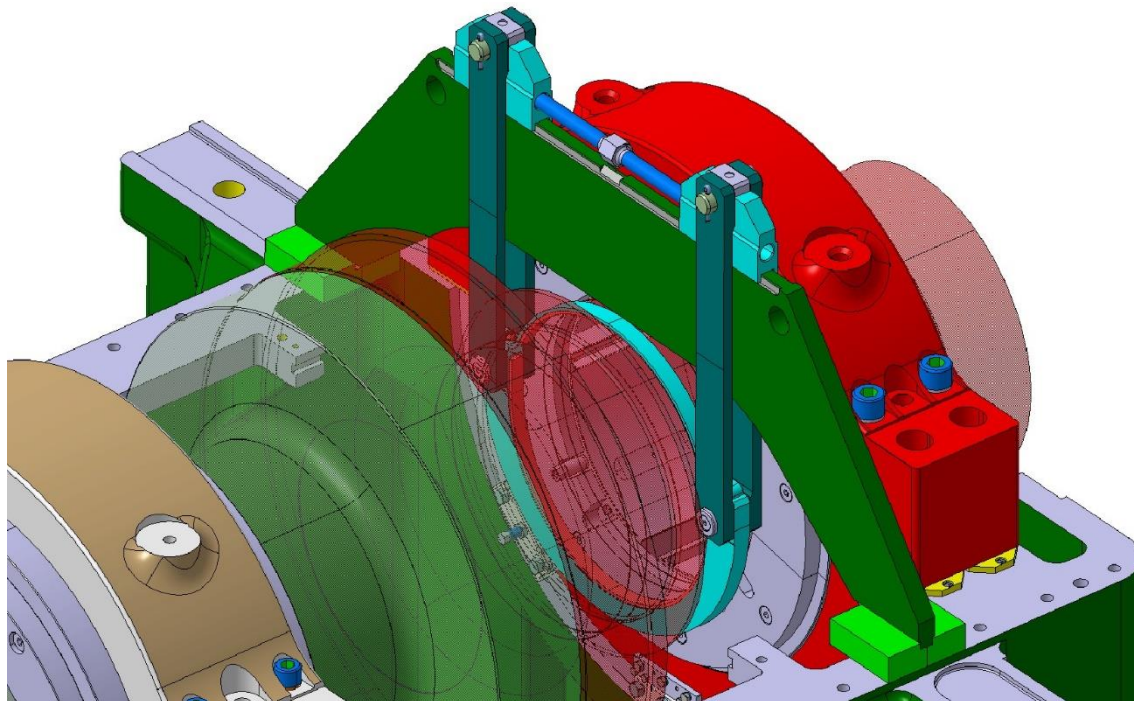
**Obrázek č. 9** – Výkres sestavy třmenového provedení s táhly; jednotky v mm

Pozice 1 – most; pozice 2 – patka; pozice 3 – třmen; pozice 4 – pouto; pozice 5 – jezdec levý; pozice 6 – jezdec pravý; pozice 7 – kámen; pozice 8 – táhlo; pozice 9 – čep; pozice 10 – podložka; pozice 11 – šroub napínací; pozice 12 – čep; pozice 13 – šroub; pozice 14 – šroub; pozice 15 – šroub; pozice 16 – podložka; pozice 17 – matice; pozice 18 – závlačka.

tak, aby třmen zavěšený na táhlech co nejtěsněji dolehl k rotoru a nedocházelo k přílišnému sklonu ramen při otáčení napínacího šroubu ve chvíli nadzvedávání třmenu s rotorem do požadované polohy.

Výhodou tohoto provedení je vyšší nosnost než už drátového typu zvedacího třmenu. Nosnosti se pohybují v rozmezí od 20 tun do 50 tun v závislosti na velikosti třmenu, táhel a závitové tyče.

Je zde výrazně větší montážní náročnost než u drátového provedení. Komplikovaná montáž táhel a třmenu pod rotor, sčepování táhel a třmenu ve stísněném prostoru ložiskového stojanu pod rotorem, obtížná přístupnost, velká hmotnost montovaných dílů a nutnost ochrany povrchu rotoru při manipulaci s díly zvedacích třmenů.



**Obrázek č. 10** - Zjednodušený 3D model uložení rotoru v ložisku v ložiskovém stojanu s namontovaným zvedacím třmenem s táhly; elektrárna Ledvice 660 MW v ČR

Při utahování závitového šroubu, tedy při zvedání rotoru, se často stává, že se zasekávají jezdcy, které jsou vedeny po horní straně mostu. Toto je způsobeno jednak vlivem vysokého tření mezi jezdcí a mostem a směrem působící síly od zatížení v táhlech, jelikož při utahování nepůsobí přímo svisle, ale ve směru táhla. Tomuto zasekávání je snaha zamezovat pomocí použití kluzných laků, které snižují součinitel tření. S použitím kluzného laku je součinitel tření  $f = 0,06$ . Bez kluzného laku  $f = 0,3$ .

Bezpečnost montáže je zde, oproti drátovému provedení, značně snížena.

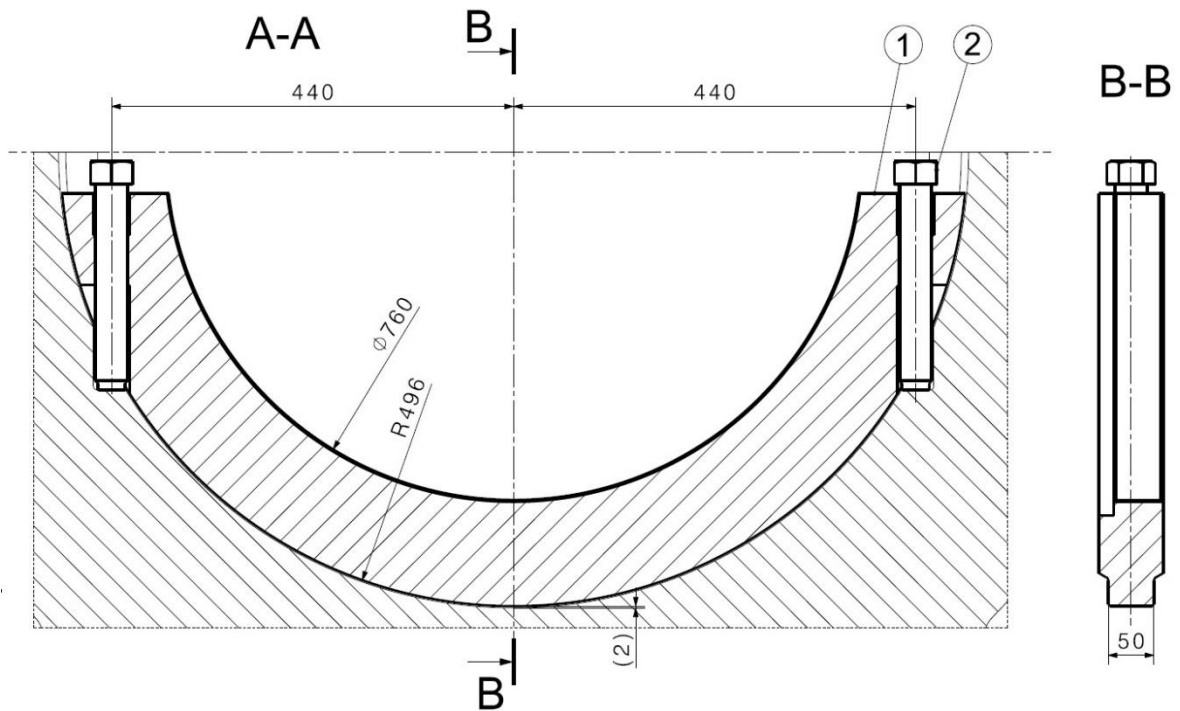
### 3.3.3. Provedení s odtlačnými šrouby

Ne vždy lze použít předchozí uvedené typy zvedacích třmenů, ať už z nedostatku prostoru v ložiskovém stojanu či nedostatečných nosností nebo z jiných příčin. Zde je jedno z dalších variantních provedení.

Provedení s odtlačnými šrouby se používá jen zřídka. Pro jeho použití musí být modifikován samotný ložiskový stojan, konkrétně musí být v konstrukci stojanu vodící drážka a vybrání pro odtlačné šrouby, jak je vidno na obrázku č. 11 a 12.

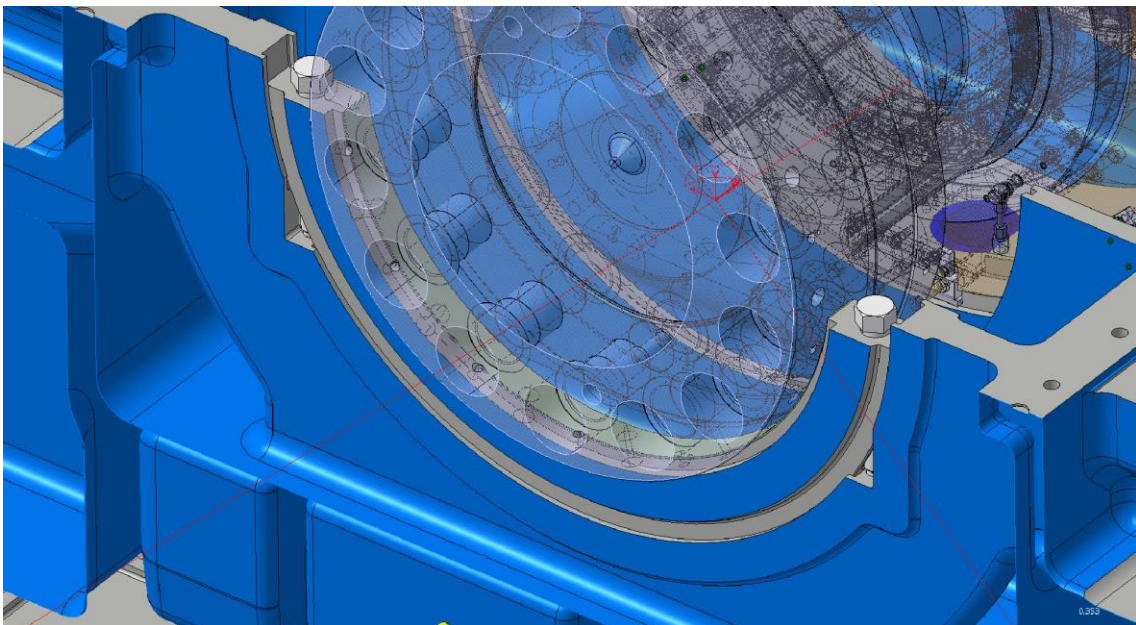
Při montáži je třmen vtočen do drážky a posléze jsou namontovány šrouby. Šrouby se pak střídavě utahují a tím odtlačují třmen nahoru. Montáž je v tomto případě jednoduchá. Nosnosti jsou malé.





**Obrázek č. 11** – Výkres sestavy zvedacího třmenu s odtlačnými šrouby; jednotky v mm

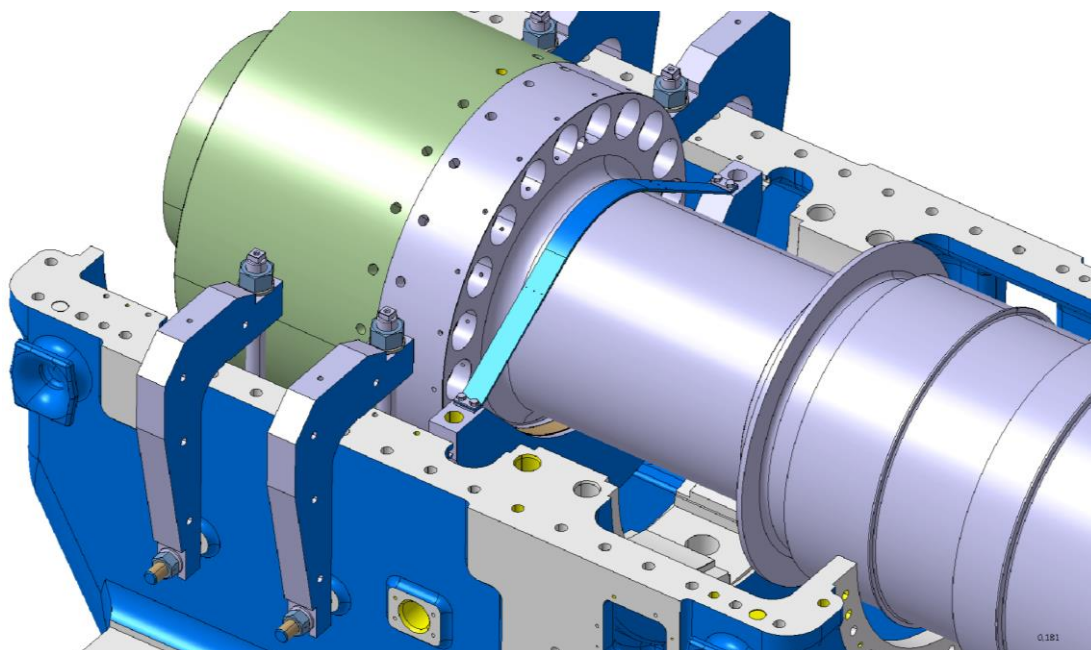
Pozice 1 – třmen; pozice 2 – odtlačný šroub.



**Obrázek č. 12** – Zjednodušený 3D model uložení rotoru v ložisku v ložiskovém stojanu s namontovaným zvedacím třmenem s odtlačnými šrouby; elektrárna IEC Eshkol 140 MW v Izraeli

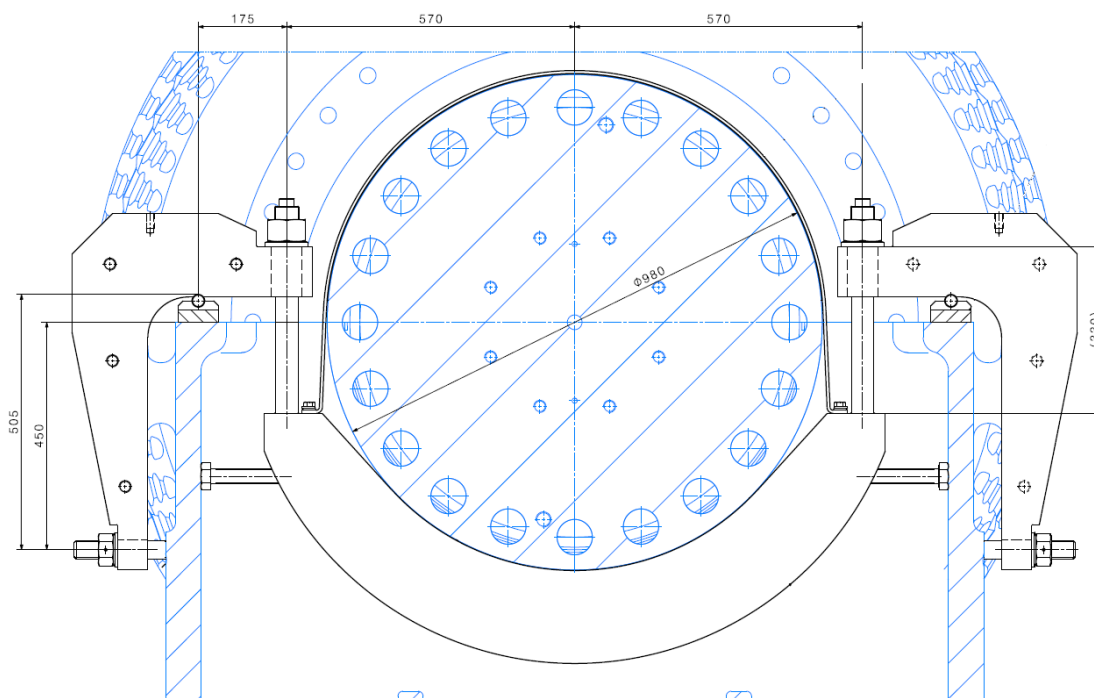
### 3.3.4. Zvedací třmeny s pákami

Další atypické provedení zvedacích třmenů pro těžké rotory o velkých průměrech. Např. použité v Temelíně pro nízkotlaké rotory.



Obrázek č. 13 – Pákové provedení zvedacích třmenů; ložiskový stojan nízkotlakého dílu v Temelíně

Mezi ložiskovým stojanem a rotorem je velmi málo místa, třmeny by se v místě jejich použití nedaly protočít po kontuře rotoru, musejí být proto nasazovány v místě zúžení rotoru, následně podsunuty pod rotor a ustaveny na své místo.



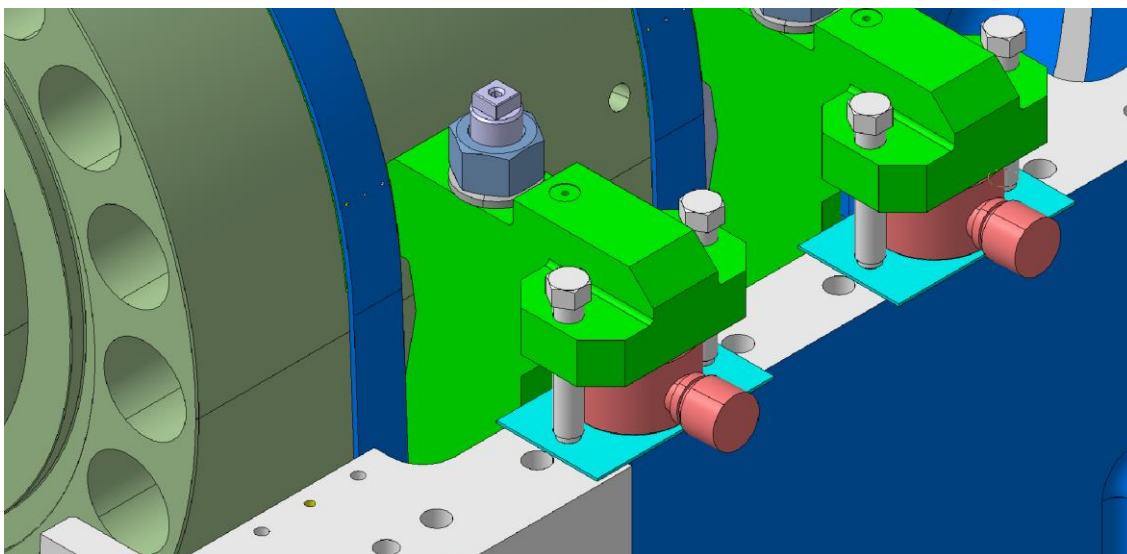
Obrázek č. 14 – Výkres sestavení třmenu s pákami; jednotky v mm

Z obrázku č. 14 vidíme, že podvlečený třmen je chycen šrouby do pák, které přes opěrné válečky přenáší sílu do vnějších šroubů ložiskové skříně. Utahováním horních matic pak dochází ke zdvihu rotoru.

Do stěn ložiskového stojanu jsou přes páky přenášeny velké síly, proto se musí stěny stojanu pevnostně kontrolovat a patřičně dimenzovat.

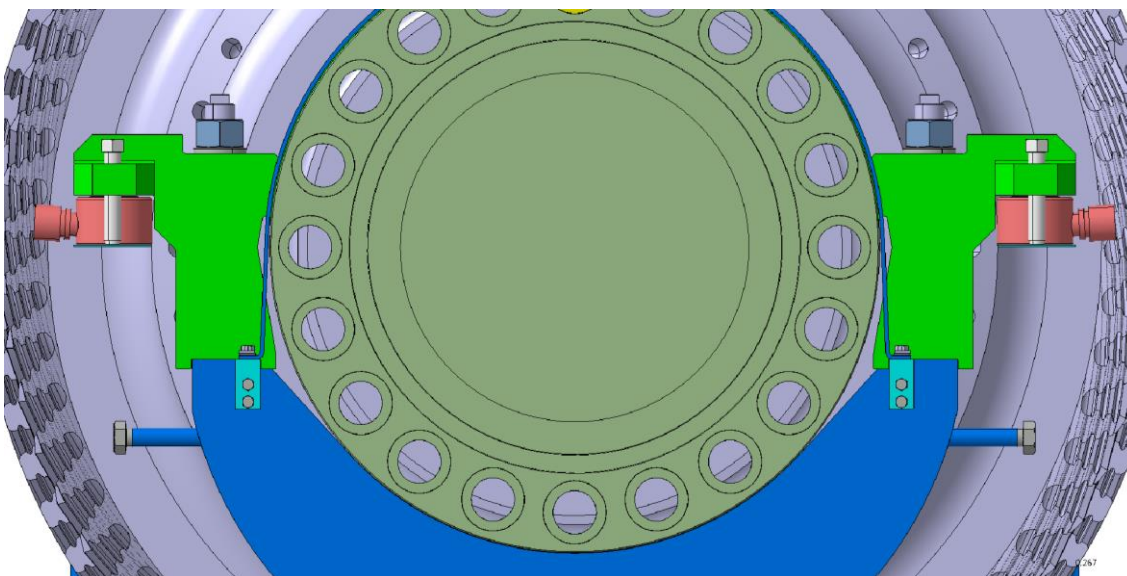
### 3.3.5. Zvedací třmeny s hydraulickými panenkami

Pro potřeby jaderné elektrárny Temelín, kde byl požadován zdvih celé rotorové soustavy (3x nízkotlaký rotor) najednou, byl připraven koncept zdvihacích třmenů s hydraulickými panenkami, viz obrázek č. 15.



**Obrázek č. 15** – 3D model konceptu zvedacích třmenů s panenkami;  
zelené – opěry, červené - panenky

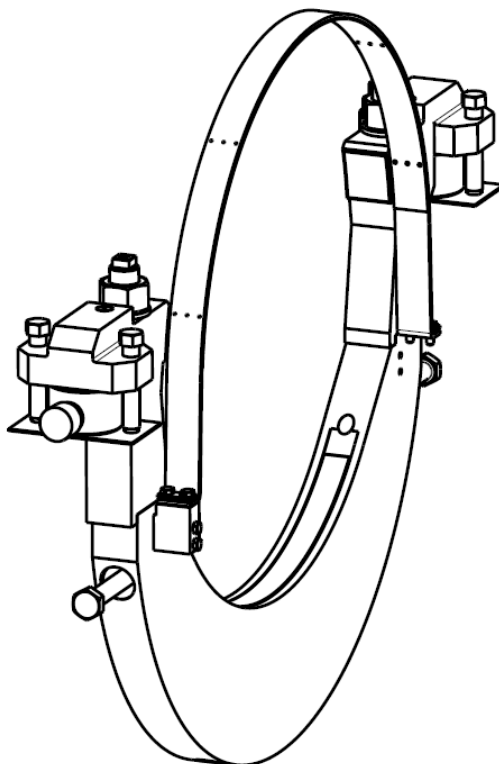
Při zapojení hydraulických panenek na hydraulické pumpy se pomocí tlakového oleje vytlačuje z panenky píst, který odtláčuje opěry vzhůru. Opěry mají tendenci se bortit do osy rotoru, musí tedy být opřeny o rotor, jak je vidno z obrázku č. 16.



**Obrázek č. 16** – Nárýs 3D modelu sestavení zvedacích třmenů s panenkami

Třmen se zde opět nedá protočit po kontuře rotoru v místě jeho použití, musí být tedy nasazen na místě zúžení rotoru a teprve poté podvlečen na své správné místo.

Opěra je přes šroub spojena se třmenem. Pouto musí být přes šrouby chyceno z boku na třmeny. Dvojice odtlačovacích šroubů na každé straně vymezuje základní polohu opěr pro možnost vložení a vyjmutí panenek.



**Obrázek č. 17** – Izometrický pohled na sestavení zvedacího třmenu s panenkami

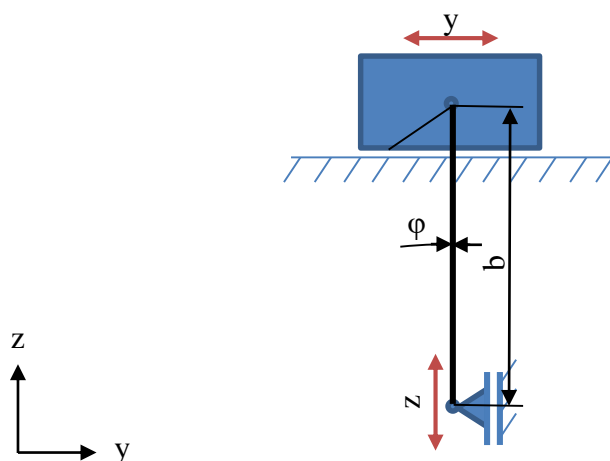


## 4. Kinematická schémata

Pro potřeby pevnostní a deformační kontroly je zapotřebí vyřešit kinematické schéma zvedacího třmenu s táhly. U drátového provedení toto není třeba, protože drát nemění svůj tvar a polohu mění jen vertikálně, utahováním matic.

### 4.1. Řešení pro táhlové provedení s třmeny

Zvedání rotoru je prováděno pomocí otáčení napínacího šroubu. Tímto se jezdcí buďto k sobě přitahují nebo oddalují v závislosti na směru otáčení šroubu. Jezdci v sobě mají kámen s otvorem pro čep pro spojení s táhly. Táhla jsou ještě ve spodní části spojeny čepem s podvlečeným třmenem pod rotorem. Spodní čepy tedy nemůžou měnit svoji polohu kromě vertikálního zdvihu. Ve výchozí poloze jsou táhla srovnána vertikálně, tedy jejich úhel natočení  $\varphi$  od vertikály je roven nule, viz obrázek č. 18.



Obrázek č. 18 – Zjednodušené kinematické schéma zvedacího třmenu

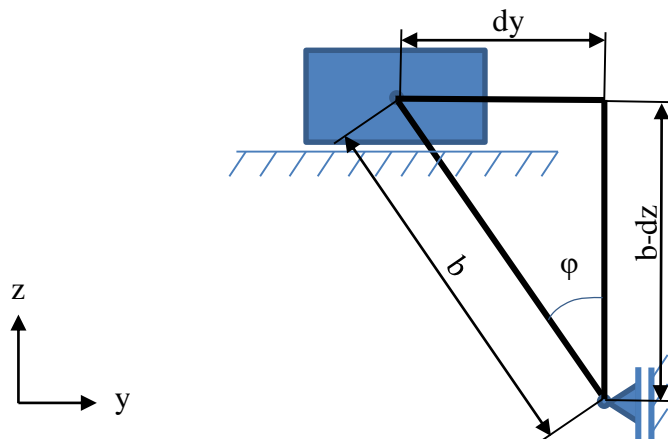
Na obrázku č. 18 vidíme zjednodušené schéma, kde jsou znázorněny možné posuvy. Jezdec se může pohybovat jen v horizontálním směru  $y$  a spodní čep pouze ve vertikálním směru  $z$ . Vzdálenost  $b$  je vzdálenost čepů táhla.

V této poloze není přenášena síla do napínacího šroubu, jelikož zde není silové působení ve směru  $y$ , ale pouze ve směru  $z$ .

Posunem jezdce do strany vznikne pravoúhlý trojúhelník vzdáleností, kde odvěsna je rovna vzdálenosti čepů  $b$ . Z těchto poznatků lze sestavit kinematické schéma při zdvihu rotoru viz obrázek č. 19.

Z obrázku č. 19 můžeme nyní sestavit závislost posuvů na úhlu naklonění táhla, kterou budeme potřebovat při pevnostní kontrole a pro model v deformační kontrole.





**Obrázek č. 19** – Zjednodušené kinematické schéma zvedacího třmenu při zdvihu rotoru;  
dz – zdvih; dy – posun jezdce

Pomocí goniometrické funkce víme, že platí:

$$\cos \varphi = \frac{b-dz}{b} \quad (1)$$

Odtud

$$\varphi = \arccos \frac{b-dz}{b} \quad (2)$$

Pro určení potřebné vzdálenosti posunu jezdce  $dy$  použijeme Pythagorovu větu.

$$dy = \sqrt{b^2 - (b - dz)^2} \quad (3)$$

## 5. Pevnostní kontrola zvedacích třmenů

Jak již bylo uvedeno, zvedací třmeny slouží k přizvedávání turbínových rotorů. Hmotnosti rotorů jsou vcelku velké od jednotek tun až po stotunové kolosy. Je tedy nutné nejprve pevnostně zkontrolovat zvolené zvedací třmeny, aby byla zajištěna bezpečnost použití tohoto přípravku a zajištěna správná volba typu daného třmenu.

### 5.1. Kontrola drátového provedení

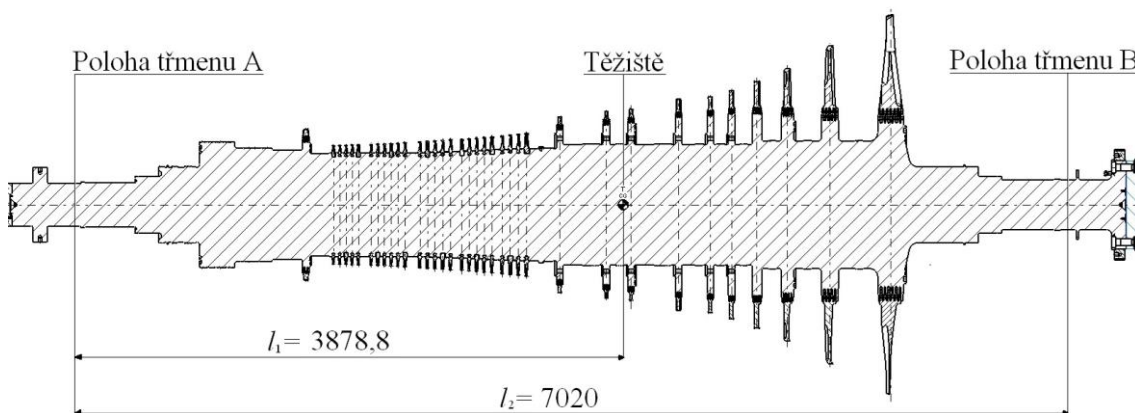
U drátového provedení se musí kontrolovat průřez drátu na tahové zatížení a závit matice na otlačení.

Nejprve musíme zjistit velikost síly, která působí na zvedací třmen. Vycházíme z toho, že rotor není nic jiného, než nosník na dvou podporách. Když tedy známe hmotnost rotoru, polohu těžiště a vzdálenost zvedacích třmenů, jsme schopni dopočítat tuto zatěžující sílu.

Vzorový výpočet je proveden pro zvedací třmen použitý v elektrárně Värö Pulp Mill ve Švédsku.

Výpočet:

Zatěžující síly ve třmenech zjistíme z momentové věty a podmínky rovnováhy sil.



**Obrázek č. 20** – Výkres sestavení rotoru s potřebnými kóty pro výpočty; jednotky v mm

Momentová podmínka

$$g \cdot m \cdot l_1 - F_B \cdot l_2 = 0 \quad (4)$$

z níž vyjádříme sílu ve třmenu na zadní straně.

$$F_B = \frac{g \cdot m \cdot l_1}{l_2} \quad (5)$$

kde  $g = 9,81 [m \cdot s^{-2}]$ ,  $m = 31135 [kg]$ ,  $l_1 = 3878,8 [mm]$ ,  $l_2 = 7020 [mm]$

$$F_B = \frac{9,81 \cdot 31135 \cdot 3878,8}{7020} = 168763,4 \text{ [N]}$$

Podmínka rovnováhy sil:

$$F_A + F_B - m \cdot g = 0 \quad (6)$$

Z té vyjádříme sílu ve třmenu na přední straně.

$$F_A = m \cdot g - F_B \quad (7)$$

$$F_A = 31135 \cdot 9,81 - 168763,4 = 136671 \text{ [N]}$$

Nyní lze vypočítat napětí v tahu v průřezu drátu.

$$\sigma_t = \frac{F_A}{2 \cdot A} \quad (8)$$

kde pro kruhový průřez drátu platí:

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (9)$$

Po dosazení rovnice č. 9 do rovnice č. 8 získáme:

$$\sigma_t = \frac{F_A}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{2}} \quad (10)$$

kde  $d_3$  je malý průměr závitu šroubu, tedy při koncových metrických závitech M24x2 je  $d_3 = 21,546 \text{ [mm]}$ .

$$\sigma_t = \frac{136671}{\frac{\pi \cdot 21,546^2}{2}} = 187,4 \text{ [MPa]}$$

Nyní můžeme určit, zda průřez drátu zvedacího třmenu vyhovuje z hlediska tahového zatížení. Budeme tedy porovnávat velikost napětí s mezí kluzu materiálu drátu. Ten je vyroben z oceli 11 523 s mezí kluzu  $R_e = 333 \text{ [MPa]}$ .

$$\sigma_t < R_e \quad (11)$$

$$187,4 < 333 \text{ [MPa]}$$

Podmínka pevnosti je splněna, zatížení je tedy menší než mez kluzu materiálu drátu. Nyní lze určit, jak vysoká bude bezpečnost  $k$  pro dané zatížení. To znamená podíl meze kluzu a velikosti zatížení.

$$k_1 = \frac{R_e}{\sigma_t} \quad (12)$$

$$k_1 = \frac{333}{187,4} = 1,78$$

Z určené bezpečnosti vyplývá, že zvedací třmen má ještě určitou rezervu v nosnosti, avšak je žádoucí, aby bezpečnost byla co největší.

Dalším krokem je kontrola závitu matice na otláčení.

Rovnice pro výpočet tlaku v závitu M24x2:

$$\sigma = \frac{F_A}{\frac{M}{P} \cdot d_2 \cdot H \cdot \pi} \quad (13)$$

kde výška matice  $M = 30$  [mm], rozteč závitu  $P = 2$  [mm], střední průměr závitu  $d_2 = 22,701$  [mm], nosná výška závitu  $H = \frac{D-d_1}{2}$ , malý průměr závitu matice  $D_1 = 21,835$  [mm], tedy  $H = \frac{24-21,835}{2} = 1,083$  [mm].

$$\sigma = \frac{136671}{\frac{30}{2} \cdot 22,701 \cdot 1,083 \cdot \pi} = 118 \text{ [MPa]}$$

Bezpečnost se vypočte obdobně jako u tahového zatížení.

$$k_2 = \frac{R_e}{\sigma} \quad (14)$$

$$k_2 = \frac{333}{118} = 2,82$$

Z vypočtené bezpečnosti vyplývá, že zvedací třmen vyhovuje i z hlediska otláčení v závitu.

Tímto jsme analyticky ověřili pomocí pevnostní kontroly, že zvedací třmen pevnostně vyhovuje pro dané zatížení. Další vypočtené drátové třmeny, podle uvedeného výpočtového aparátu, jsou uvedeny v tabulce č. 1 a 2. Zde najdete vstupní parametry daných třmenů, dále pak hodnoty tahového zatížení a hodnoty kontroly otláčení. Sloupec  $F_A/F_B$  je řídicí proměnná, která určuje, na které straně rotoru se vyskytuje daný zvedací třmen.

**Tabulka č. 1** – Vstupní hodnoty do pevnostních výpočtů

Zařízení	vstupní hodnoty										
	$d_3$ [mm]	$m$ [kg]	$R_e$ [MPa]	$l_1$ [mm]	$l_2$ [mm]	$F_A$ / $F_B$	$d_2$ [mm]	$d$ [mm]	$D_{1min}$ [mm]	$M$ [mm]	$P$
Varo turbine	21,546	31135	333	7020	3878,8	FA	22,701	24	21,835	30	2
Varo turbine	27,546	31135	540	7020	3878,8	FB	28,701	30	27,835	24	2
Plzeňská teplárenská 11,5MW	16,933	2342	333	2393,5	1299	FA	18,376	20	17,294	28	2,5
Plzeňská teplárenská 11,5MW	16,933	2342	333	2393,5	1299	FB	18,376	20	17,294	28	2,5
Hamburger 44MW	21,546	7103	540	4424	2428	FA	22,701	24	21,835	35	2
Hamburger 44MW	22,773	7103	540	4424	2428	FB	23,35	24	22,917	35	1
Lisbjerg 38MW	20,319	7643	295	3985,5	1883,5	FA	22,051	24	20,752	25,5	3
Lisbjerg 38MW	21,546	7643	540	3985,5	1883,5	FB	22,701	24	21,835	35	2

Dublin 70MW	27,546	30544	540	6230	3669,2	FA	28,701	30	27,835	39	2
Dublin 70MW	27,546	30544	540	6230	3669,2	FB	28,701	30	27,835	39	2
IEC Eshkol 140MW VT	21,546	10713	333	4285,361	2188	FA	22,701	24	21,835	30	2
IEC Eshkol 140MW VT	31,093	10713	350	4285,361	2188	FB	33,402	36	31,67	55	4
Atacama VT 110MW	22,773	3505	333	3330	1827	FA	23,35	24	22,917	35	1
Atacama VT 110MW	21,546	3505	333	3330	1827	FB	22,701	24	21,835	35	2
Atacama ST/NT 110MW	27,546	25022	540	5630	3450	FA	28,701	30	27,835	39	2
Atacama ST/NT 110MW	27,546	25022	540	5630	3450	FB	28,701	30	27,835	39	2
Pruněřov 250MW VT/ST-b23	21,546	22943	550	6513,95	3831,45	FA	22,701	24	21,835	30	2
Ledvice 660MW, VT díl	21,546	5592	333	5690	2085	FA	22,701	24	21,835	30	2

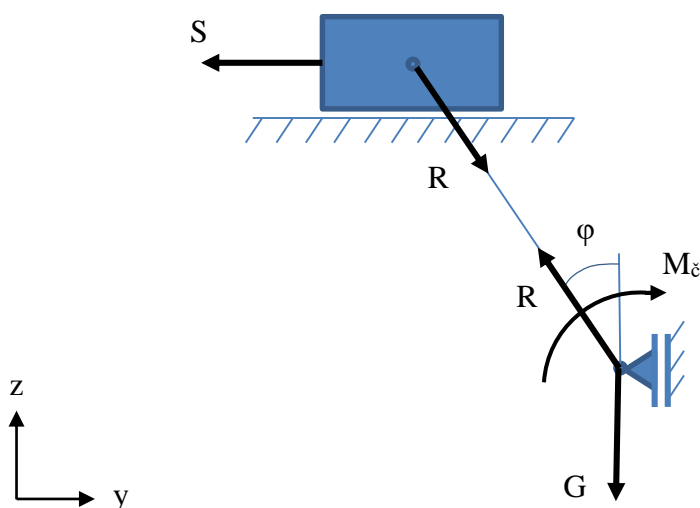
Tabulka č. 2 – Vypočtené síly v podporách, výsledky tahového zatížení, výsledky otláčení

Zařízení	vypočtené hodnoty		tah		otlačení	
	$F_A$ [N]	$F_B$ [N]	$\sigma_1$ [MPa]	$k_1$	$\sigma$ [MPa]	$k_2$
Varo turbine	136671,0	168763,4	187,4	1,78	118,0	2,82
Varo turbine	136671,0	168763,4	141,6	3,81	144,1	3,75
Plzeňská teplárenská 11,5MW	10506,0	12469,0	23,3	14,28	12,0	27,73
Plzeňská teplárenská 11,5MW	10506,0	12469,0	27,7	12,03	14,3	23,36
Hamburger 44MW	31438,1	38242,3	43,1	12,53	23,3	23,21
Hamburger 44MW	31438,1	38242,3	46,9	11,50	27,5	19,63
Lisbjerg 38MW	39544,2	35433,6	61,0	4,84	41,4	7,13
Lisbjerg 38MW	39544,2	35433,6	48,6	11,11	26,2	20,59
Dublin 70MW	123163,6	176473,0	103,3	5,23	64,7	8,34
Dublin 70MW	123163,6	176473,0	148,1	3,65	92,7	5,82
IEC Eshkol 140MW VT	51435,8	53658,7	70,5	4,72	44,4	7,50
IEC Eshkol 140MW VT	51435,8	53658,7	35,3	9,91	17,2	20,38
Atacama VT 110MW	15519,3	18864,8	19,1	17,48	11,2	29,83
Atacama VT 110MW	15519,3	18864,8	25,9	12,87	14,0	23,85
Atacama ST/NT 110MW	95047,2	150418,7	79,7	6,77	49,9	10,81
Atacama ST/NT 110MW	95047,2	150418,7	126,2	4,28	79,0	6,83
Pruněřov 250MW VT/ST-b23	92686,1	132384,7	127,1	4,33	80,0	6,87
Ledvice 660MW, VT díl	34756,0	20101,6	47,7	6,99	30,0	11,10

## 5.2. Kontrola třmenového provedení s táhly

U tohoto provedení je pevnostní kontrola složitější než u drátového. Musíme zde vyšetřit rozklad sil mechanismu zvedacího třmenu, abychom zjistili velikost osového zatížení v napínacím šroubu.

Rozkladu sil v mechanismu zvedacího třmenu:



**Obrázek č. 21** – Zjednodušené schéma mechanismu zvedacího třmenu; G – zatížení, R – velikost síly v táhle, S – osové zatížení napínacího šroubu,  $M_c$  – moment čepového tření

Pomocí goniometrické funkce můžeme sestavit z obrázku č. 21 podmínku rovnováhy sil.

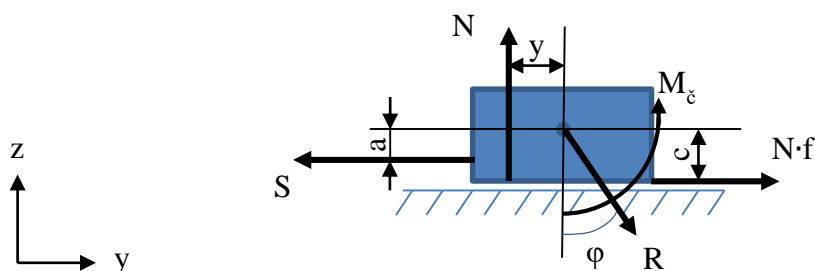
$$R \cdot \cos \varphi - G = 0 \quad (15)$$

Z rovnice č. 15 plyne velikost síly R, tedy velikost síly v táhle je:

$$R = \frac{G}{\cos \varphi} \quad (16)$$

Rovnice pro čepové tření, resp. momentu čepového tření:

$$M_c = R \cdot r_c \cdot f_c \quad (17)$$



**Obrázek č. 22** – Schéma rozkladu sil kamene

Z obrázku č. 22 sestavíme momentovou podmínku rovnováhy, dále pak podmínku rovnováhy sil v ose  $y$  a  $z$ .

Momentová podmínka rovnováhy:

$$S \cdot a + N \cdot y - N \cdot f \cdot c - M_c = 0 \quad (18)$$

Podmínka rovnováhy sil v ose  $y$ :

$$S - R \cdot \sin \varphi - N \cdot f = 0 \quad (19)$$

kde  $N$  je reakční kolmá síla od podpěry, resp. od mostu a  $f$  je součinitel smykového tření.

Podmínka rovnováhy sil v ose  $z$ :

$$N - R \cdot \cos \varphi = 0 \quad (20)$$

Z rovnice č. 20 plyne velikost reakční síly.

$$N = R \cdot \cos \varphi \quad (21)$$

Dosazením rovnice č. 21 do rovnice č. 15 dostáváme:

$$N = G \quad (22)$$

Po dosazení rovnic č. 22 a č. 16 do rovnice č. 19 získáme:

$$S - \frac{G}{\cos \varphi} \cdot \sin \varphi - G \cdot f = 0 \quad (23)$$

Nyní lze vyjádřit velikost osového zatížení napínacího šroubu.

$$S = \frac{G}{\cos \varphi} \cdot \sin \varphi + G \cdot f \quad (24)$$

Se znalostí goniometrických funkcí lze rovnice č. 24 ještě upravit.

$$S = G \cdot (\tan \varphi + f) \quad (25)$$

Pro určení úhlu  $\varphi$  použijeme goniometrickou funkci, viz kapitola 4.1.

$$\cos \varphi = \frac{b-dz}{b} \quad (26)$$

$$\varphi = \arccos\left(\frac{b-dz}{b}\right) \quad (27)$$

kde  $b$  je vzdálenost čepů táhel a  $dz$  je uvažovaný zdvih rotoru, viz kapitola 4.

Vzorový výpočet je proveden pro zvedací třmen použitý v elektrárně IEC Eshkol 140MW v Izraeli.

Výpočet:

Při předpokladu zdvihu rotoru o 1 mm, tedy  $dz = 1 [mm]$  a vzdálenosti čepů  $b = 530 [mm]$  platí:

$$\varphi = \arccos\left(\frac{b-dz}{b}\right)$$
$$\varphi = \arccos\left(\frac{530-1}{530}\right) = 3,52 [^\circ]$$

Využijeme znalost rovnice č. 5, kde  $l_1 = 3307 [mm]$ ,  $l_2 = 5538,5 [mm]$  a hmotnost rotoru  $m = 43600 [kg]$ .

$$F_B = \frac{g \cdot m \cdot l_1}{l_2}$$
$$F_B = \frac{9,81 \cdot 43600 \cdot 3307}{5538,5} = 255386,3 [N]$$

Podle rovnice č. 7 platí:

$$F_A = m \cdot g - F_B$$
$$F_A = 43600 \cdot 9,81 - 255386,3 = 172329,7 [N]$$

Výpočet je pro třmen na přední straně rotoru, tedy  $G = F_A$ .

Nyní lze vypočítat velikost osového zatížení napínacího šroubu  $S$  ze znalosti rovnice č. 25, kde součinitel smykového tření mezi kamenem a mostem  $f = 0,3$  (neuvažujeme vliv kluzného laku).

$$S = G \cdot (\tan \varphi + f)$$
$$S = 172329,7 \cdot (\tan 3,52 + 0,3) = 60126,3 [N]$$

Při znalosti velikosti osového zatížení napínacího šroubu můžeme provést pevnostní kontrolu pro tahové napětí v závitu šroubu a kontrolu závitu na otláčení.



Použijeme znovu rovnici č. 10, kde závit napínacího šroubu je M27x2, tedy malý průměr závitu  $d_3 = 24,546$  [mm].

$$\sigma_t = \frac{S}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{2}}$$

$$\sigma_t = \frac{60126,3}{\frac{\pi \cdot 24,546^2}{2}} = 127,1 \text{ [MPa]}$$

Napínací šroub je vyroben z oceli 12 050 s mezí kluzu  $R_e = 305$  [MPa].

Podmínka pevnosti podle rovnice č. 11.

$$\sigma_t < R_e$$

$$127,1 < 305 \text{ [MPa]}$$

Napínací šroub tedy vyhovuje danému zatížení. Nyní lze určit bezpečnost dle rovnice č. 12.

$$k_1 = \frac{R_e}{\sigma_t}$$

$$k_1 = \frac{305}{127,1} = 2,4$$

Pro kontrolu závitu na otláčení použijeme rovnici č. 13.

$$\sigma = \frac{S}{\frac{M}{P} \cdot d_2 \cdot H \cdot \pi}$$

kde  $M = 69$  [mm],  $P = 2$  [mm],  $d_2 = 25,701$  [mm],  $H = \frac{d-D_1}{2}$ ,  $D_1 = 24,835$  [mm],  
 $d = 27$  [mm] tedy  $H = \frac{27-24,835}{2} = 1,083$  [mm].

$$\sigma = \frac{60126,3}{\frac{69}{2} \cdot 25,701 \cdot 1,083 \cdot \pi} = 19,9 \text{ [MPa]}$$

K ověření podmínky pevnosti použijeme rovnici č. 14.

$$k_2 = \frac{R_e}{\sigma}$$

$$k_2 = \frac{305}{19,9} = 15,3$$

Z vypočtené bezpečnosti vyplývá, že zvedací třmen je vysoce naddimenzován, co se týče oblasti otláčení závitu, viz tabulka č. 3 a 4.

Tabulka č. 3 – Vstupní hodnoty do pevnostních výpočtů

Zařízení	b [mm]	m [kg]	R <sub>e</sub> [MPa]	g [m.s <sup>-2</sup> ]	f [-]	d <sub>2</sub> [mm]	d <sub>3</sub> [mm]	d [mm]	D <sub>1min</sub> [mm]	P [mm]	M [mm]	l <sub>2</sub> [mm]	l <sub>1</sub> [mm]	F <sub>A</sub> / F <sub>B</sub>
IEC Eshkol 140MW ST/NT	530	43600	305	9,81	0,3	25,701	24,546	27	24,835	2	69	5538,5	3307	FA
IEC Eshkol 140MW ST/NT	690	43600	305	9,81	0,3	34,701	33,546	36	33,835	2	110	5538,5	3307	FB
Hatay 320MW VT/ST	530	23795	305	9,81	0,3	25,701	24,546	27	24,835	2	80	6760	3420	FA
Hatay 320MW VT/ST	564	23795	305	9,81	0,3	25,701	24,546	27	24,835	2	134	6760	3420	FB
Hatay 320MW NT	690	89267	305	9,81	0,3	34,051	32,319	36	32,752	3	120	9436,5	4658,5	FA
Hatay 320MW NT	690	89267	305	9,81	0,3	34,051	32,319	36	32,752	3	114	9436,5	4658,5	FB
Pruněřov 250MW VT/ST-b23	564	22943	305	9,81	0,3	25,701	24,546	27	24,835	2	100	6513,95	3831,45	FB
Pruněřov 250MW NT-b23	690	76543	305	9,81	0,3	34,051	32,319	36	32,752	3	109	8414,2	3894,6	FA
Pruněřov 250MW NT-b23	690	76543	305	9,81	0,3	34,051	32,319	36	32,752	3	109	8414,2	3894,6	FB
Ledvice 660MW, VT díl	564	5592	305	9,81	0,3	25,701	24,546	27	24,835	2	100	5690	2085	FB
Ledvice 660MW, ST díl	564	8617	305	9,81	0,3	25,701	24,546	27	24,835	2	100	5990	3154	FA
Ledvice 660MW, ST díl	614	8617	305	9,81	0,3	25,701	24,546	27	24,835	2	89	5990	3154	FB
Ledvice 660MW, NT1 díl	690	81079	305	9,81	0,3	34,051	32,319	36	32,752	3	120	8948,5	4478,25	FA
Ledvice 660MW, NT1 díl	690	81079	305	9,81	0,3	34,051	32,319	36	32,752	3	120	8948,5	4478,25	FB
Ledvice 660MW, NT2 díl	690	81079	305	9,81	0,3	34,051	32,319	36	32,752	3	120	8932,5	4462,25	FA
Ledvice 660MW, NT2 díl	690	81079	305	9,81	0,3	34,051	32,319	36	32,752	3	120	8932,5	4462,25	FB

Tabulka č. 4 – Vypočtené hodnoty, výsledky tahového zatížení, výsledky otláčení

Zařízení	vypočtené hodnoty			tah		otlačení	
	G [N]	φ [°]	S [N]	σ <sub>t</sub> [MPa]	k <sub>1</sub>	σ [MPa]	k <sub>2</sub>
IEC Eshkol 140MW ST/NT	172329,7	3,52	60126,3	127,1	2,40	19,9	15,30
IEC Eshkol 140MW ST/NT	255386,3	3,09	31083,2	35,2	8,67	4,8	63,69
Hatay 320MW VT/ST	115333,2	3,52	40240,1	85,0	3,59	11,5	26,50
Hatay 320MW VT/ST	118095,7	3,41	34108,8	72,1	4,23	5,8	52,36
Hatay 320MW NT	443399,4	3,09	53966,3	65,8	4,64	7,8	39,27
Hatay 320MW NT	432309,8	3,09	52616,6	64,1	4,76	8,0	38,27
Pruněřov 250MW VT/ST-b23	132384,7	3,41	38235,8	80,8	3,77	8,7	34,86
Pruněřov 250MW NT-b23	403331,0	3,09	49089,6	59,8	5,10	7,8	39,22
Pruněřov 250MW NT-b23	347555,8	3,09	42301,2	51,6	5,91	6,7	45,51
Ledvice 660MW, VT díl	20101,6	3,41	5805,8	12,3	24,86	1,3	229,58
Ledvice 660MW, ST díl	40022,5	3,41	11559,5	24,4	12,49	2,6	115,31
Ledvice 660MW, ST díl	44510,2	3,27	9561,1	20,2	15,10	2,5	124,07
Ledvice 660MW, NT1 díl	397337,0	3,09	48360,0	58,9	5,17	7,0	43,83
Ledvice 660MW, NT1 díl	398048,0	3,09	48446,6	59,1	5,16	7,0	43,75
Ledvice 660MW, NT2 díl	398048,7	3,09	48446,7	59,1	5,16	7,0	43,75
Ledvice 660MW, NT2 díl	397336,3	3,09	48360,0	58,9	5,17	7,0	43,83

## 6. Deformační kontrola

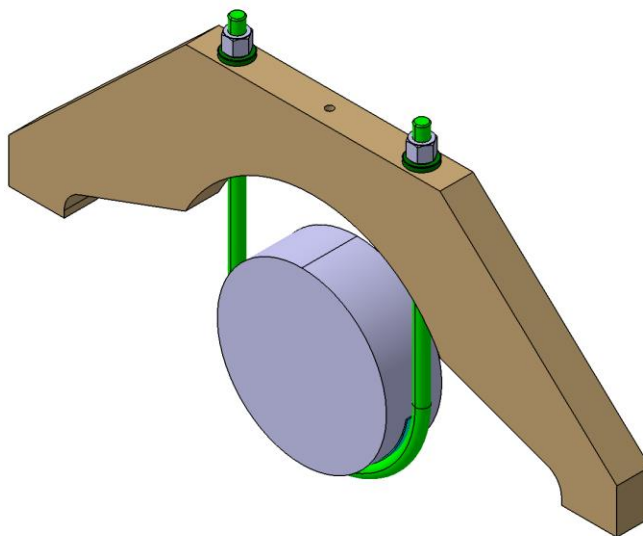
K uvedeným pevnostním výpočtům se ještě provádí deformační kontrola mostů, konkrétně deformace ve svislém směru  $z$ . Kontrola je provedena pomocí metody konečných prvků. Nejprve byly vytvořeny 3D modely zvedacích třmenů v softwaru Catia V5R21, poté byly tyto modely naimportovány do softwaru Ansys R16.2, kde byla provedena deformační kontrola mostů.

### 6.1. Deformace drátového provedení

Uvedený příklad je pro stejný drátový třmen jako v kapitole 5.1 Kontrola drátového provedení.

#### 6.1.1. 3D model

V Catii byl vytvořen detailní 3D model sestavy zvedacího třmenu s pomocným modelem rotoru, viz obrázek č. 23. Model musí být plně zavazben.

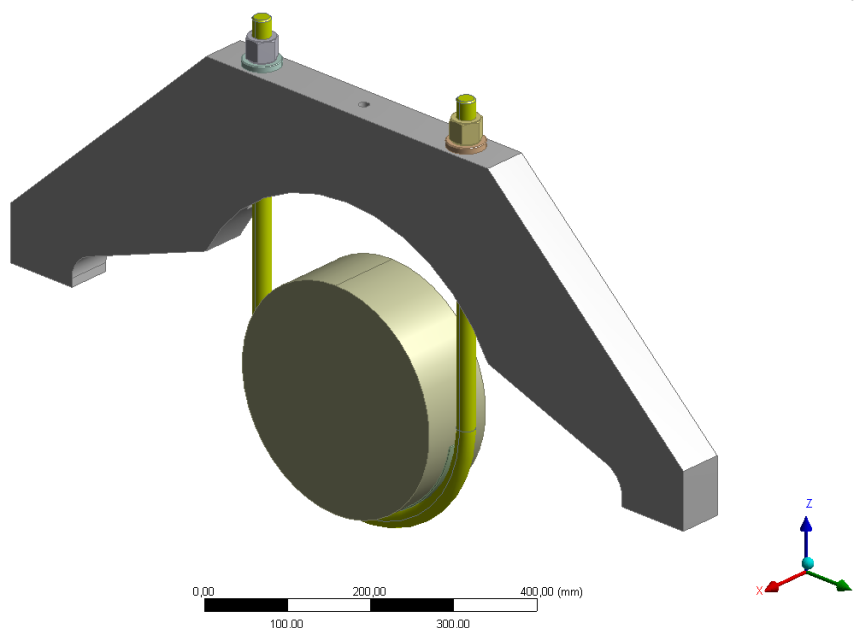


Obrázek č. 23 – 3D model drátového provedení

#### 6.1.2. Import 3D modelu do softwaru Ansys Mechanical Structural

Ansys Mechanical Structural má jednoduchý importovací nástroj pro importování externí geometrie (vytvořenou mimo Ansys), v našem případě tedy importujeme vytvořený model v Catii. Při importu se zachovávají veškeré vazby jednotlivých součástí. Na obrázku č. 24 je vidět importovaná geometrie.

ANSYS  
R16.2

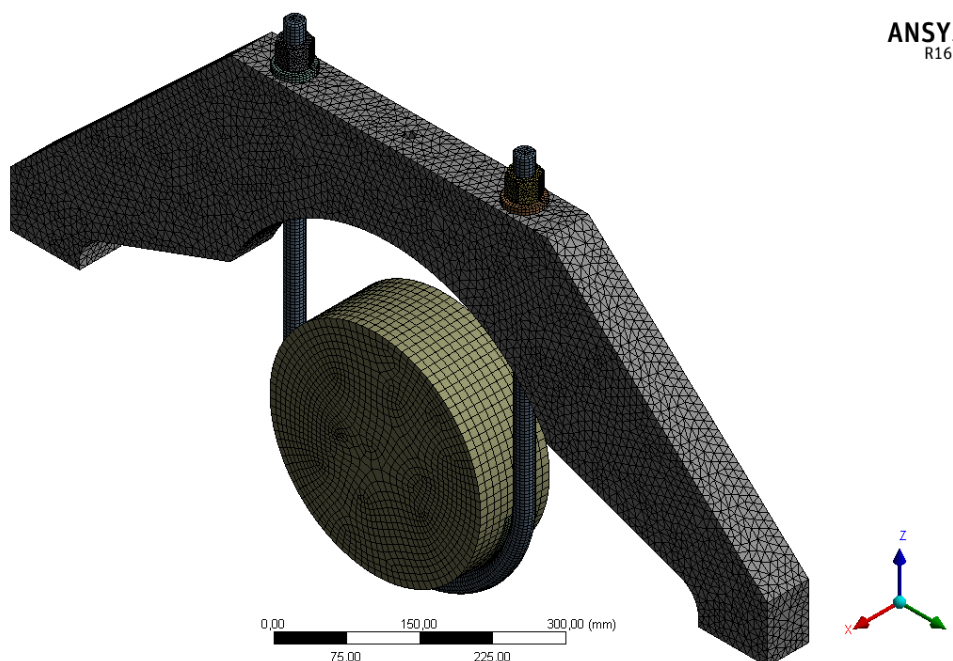


Obrázek č. 24 – Naimportovaná geometrie z Catie do Ansys Mechanical Structural

### 6.1.3. Výpočetní síť a okrajové podmínky

Pro vyhodnocení úlohy pomocí metody konečných prvků musí být vytvořena výpočetní síť. Ta je zde vytvořena pomocí automatického síťování, viz obrázek č. 25. Vytvořená síť pro vyhodnocení deformací vyhovuje. Daná síť má 130431 prvků a 278740 uzlů.

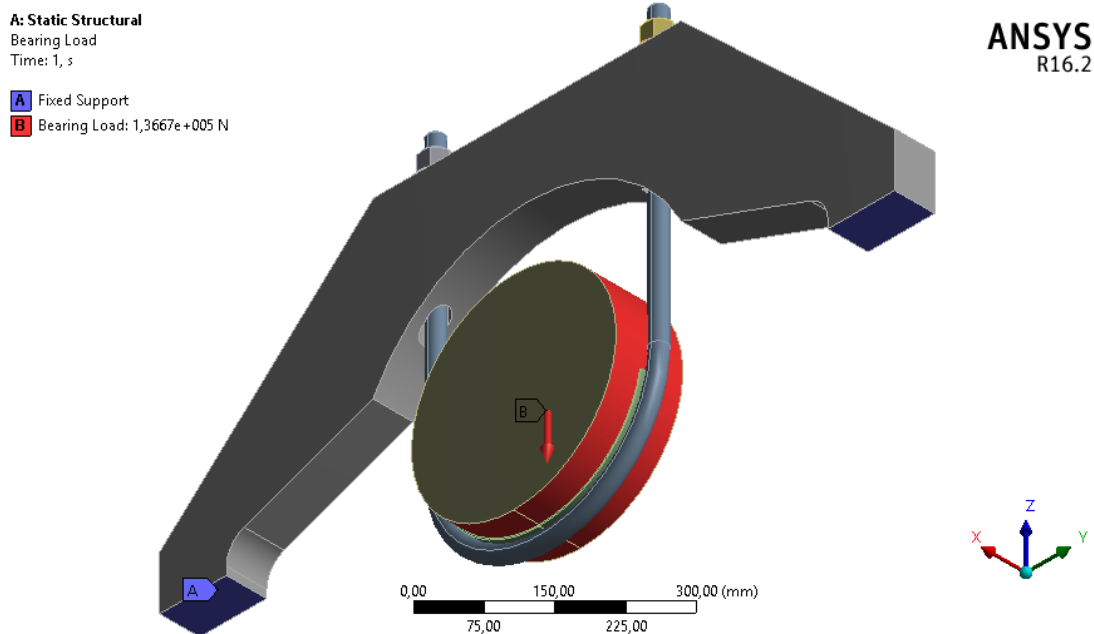
ANSYS  
R16.2



Obrázek č. 25 – Model s automaticky vytvořenou sítí

Dále se musí nastavit okrajové podmínky úlohy. Podporám je zde přidělena okrajová podmínka „fixed support“, která zamezuje pohybu ve všech směrech. Další podmín-

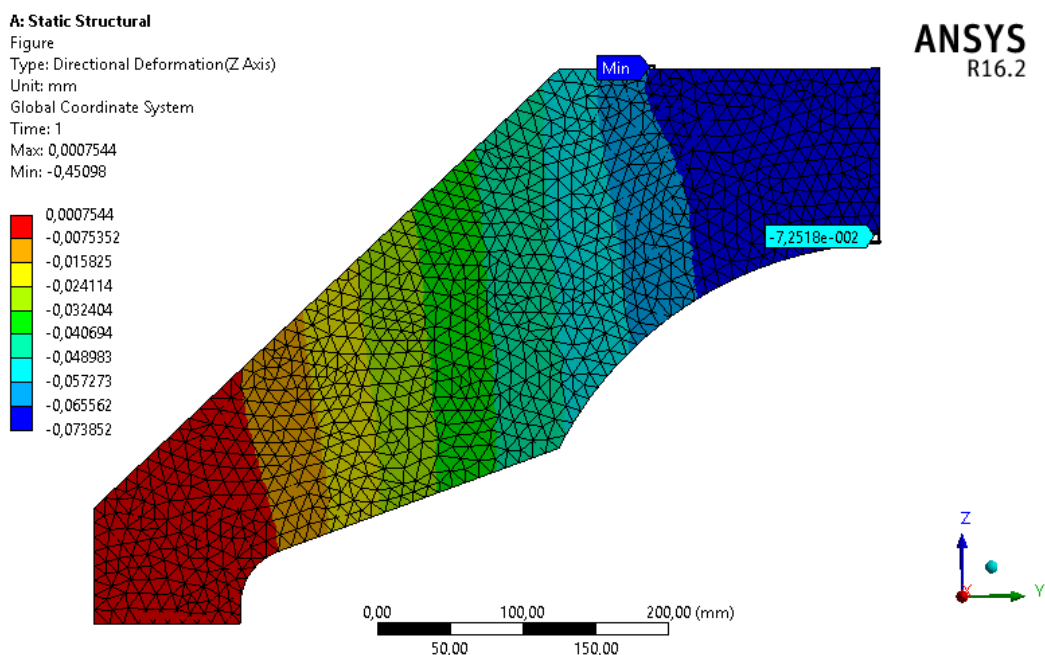
kou je samotné zatížení zvedacího třmenu, tedy vypočtená síla od váhy rotoru určená v kapitole 5.1.  $F_A = 136671$  [N]. Tyto okrajové podmínky vidíme na obrázku č. 26.



Obrázek č. 26 – Okrajové podmínky

#### 6.1.4. Deformace mostu ve svislém směru

Zvedací třmen je symetrický podle roviny  $zx$ . Pro vyhodnocení deformací nám tedy stačí pouze polovina modelu. Na obrázku č. 27 vidíme velikosti deformací ve svislém směru  $z$ . Stupnice v levé části obrázku přiřazuje barevným plochám hodnoty deformací. Uprostřed mostu je deformace poměrně malá, konkrétně cca  $-0,072518$  mm. Můžeme předpokládat, že se daná deformace mostu neprojeví negativně při zdvihání rotoru.



Obrázek č. 27 – Deformace ve svislém směru mostu drátového provedení

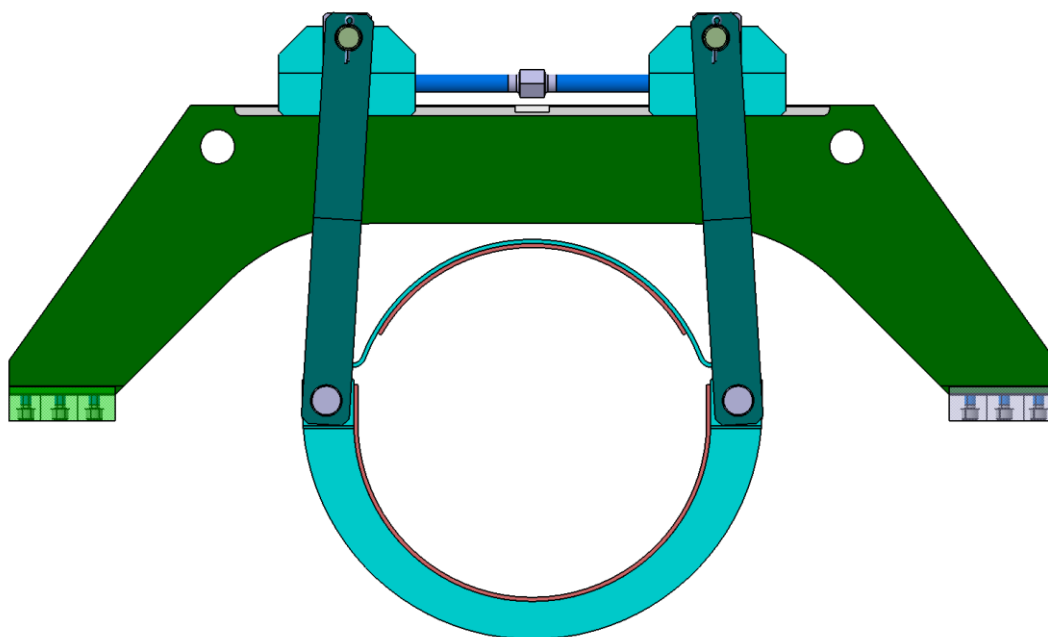
## 6.2. Deformace třmenového provedení s táhly

Uvedená deformační kontrola je provedena pro stejný zvedací třmen jako v kapitole 5.2. Kontrola třmenového provedení s táhly.

### 6.2.1. 3D model

Model zvedacího třmenu je namodelován pro uvažovaný zdvih rotoru  $dz = 1$  [mm]. Velikost posunu jezdců z výchozí polohy ke středu je podle rovnice č. 3:

$$dy = \sqrt{b^2 - (b - dz)^2} = \sqrt{530^2 - (530 - 1)^2} = 32,54 \text{ mm}$$



Obrázek č. 28 – 3D model třmenového provedení s táhly s posunutými jezdcí

Model musí být opět plně zavazben. Poté je naimportován do Ansys Mechanical Structural, viz kapitola 6.1.2.

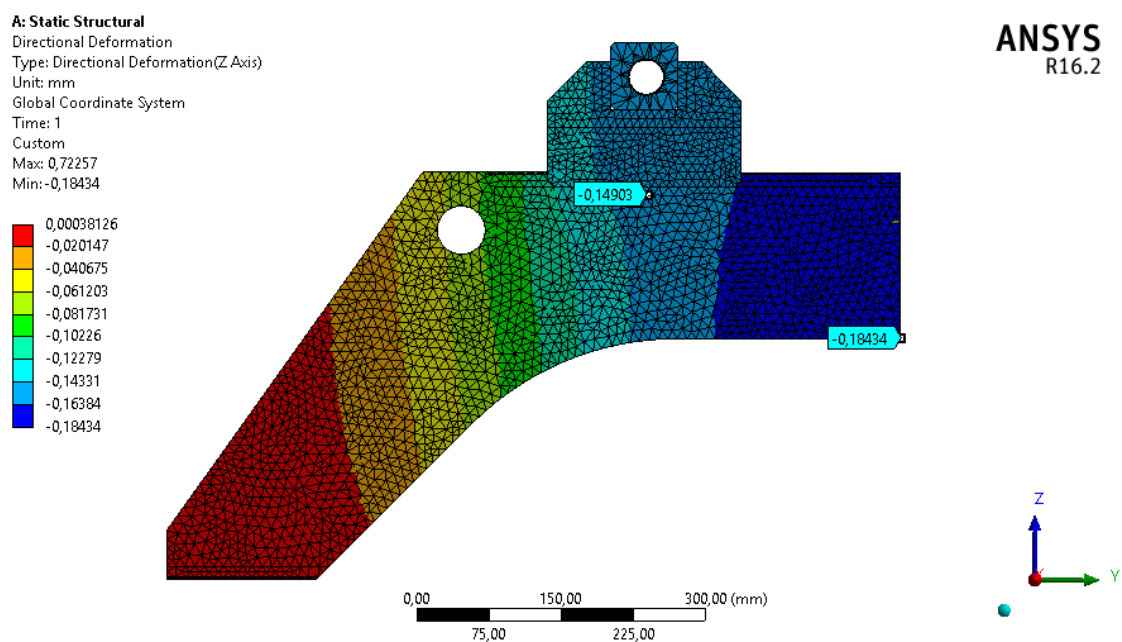
### 6.2.2. Výpočetní síť a okrajové podmínky

Síť je opět vytvořena pomocí automatického síťování. Celkem má 242177 prvků a 242177 uzlů.

Okrajové podmínky jsou zde podobné jako u drátového provedení. Pro podpory je tedy přiřazena podmínka „fixed support“. Zatěžující síla od váhy rotoru  $F_A = 172329,7$  [N].

### 6.2.3. Deformace mostu ve svislém směru

Na obrázku č. 29 vidíme opět velikosti deformací ve svislém směru z. Stupnice v levé části obrázku přiřazuje barevným plochám hodnoty deformací. Uprostřed mostu je deformace rovna -0,18434 mm a deformace pod jezdcem je -0,14903 mm. Deformace mostu jsou opět relativně malé, a proto předpokládáme, že by se neměly negativně projevovat na posuvu jezdce po mostu.



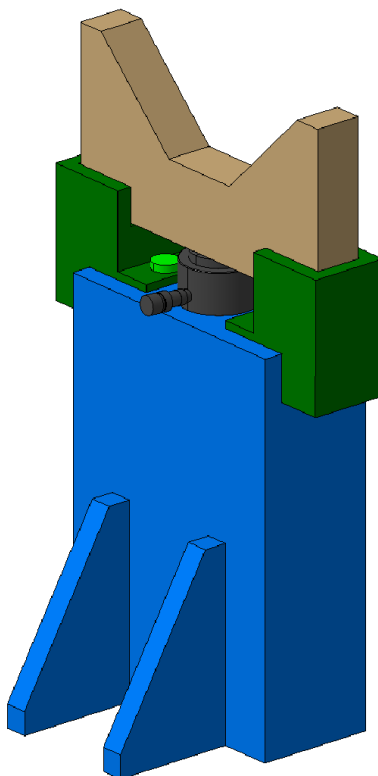
**Obrázek č. 29** – Deformace ve svislém směru mostu třmenového provedení s táhly

Pro případy velkých deformací (řádově jednotky mm) by se musela upravit konstrukce mostu zvedacího třmenu. Např. zvětšením plochy průřezu mostu a tím docílení vyšších tuhostí.

## 7. Koncept nového řešení

Po důkladné rešerši a prostudování používaných typů zvedacích třmenů, byl navržen nový koncept pro přizvednutí turbínových rotorů.

### 7.1. Funkční popis



Obrázek č. 30 – 3D model nového konceptu

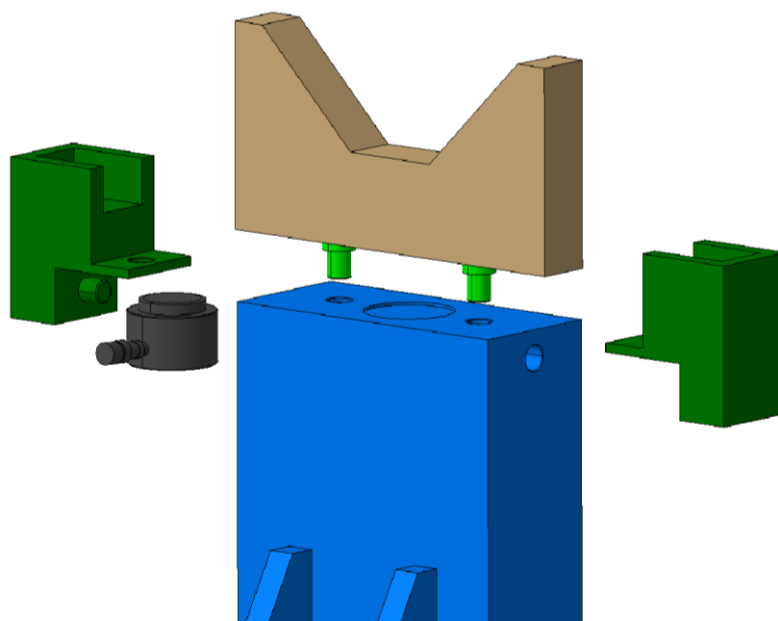
Na obrázku č. 30 vidíme navrhovaný model řešení. Skládá se z podstavce (modrá), patek (tmavě zelená), panenky (černá), prizmatu (hnědá) a zajišťovacích čepů (světle zelená). Pro zdvih je opět použita hydraulická panenka, kdy při přívodu tlakového oleje do panenky roste tlak pod pístem, který se tím zdvihá o jednotky až desítky mm, podle vzdálenosti prizmatu v základní poloze od rotoru.

Podstavec je trvalou součástí ložiskového stojanu (svařenec), ostatní komponenty budou dodány jako příslušenství.

Montážní postup se skládá z těchto kroků:

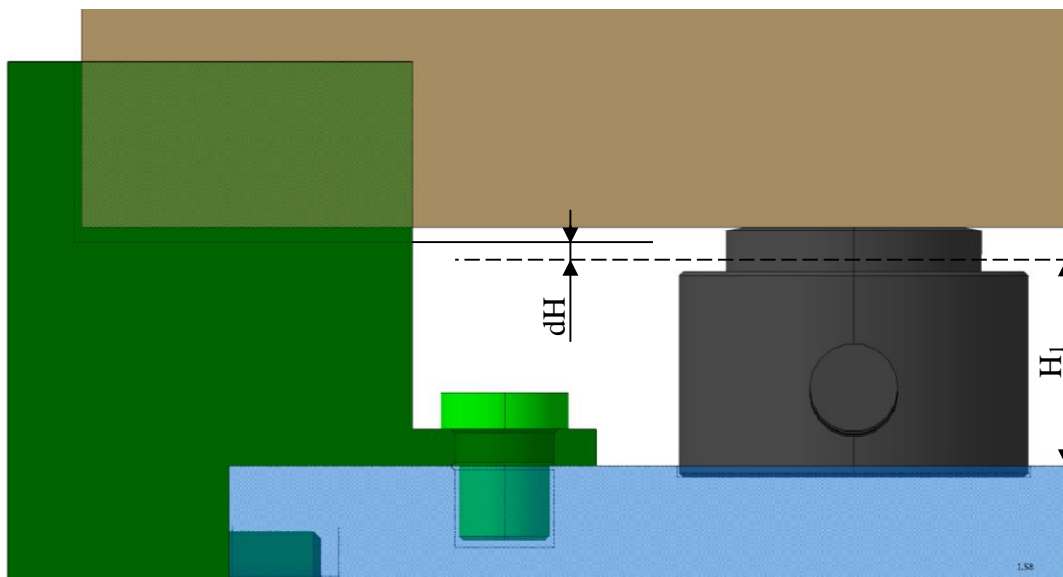
1. Posazení prizmatu na rotor a následného protočení pod rotor.
2. Při přidržení prizmatu v těsném kontaktu s rotorem (pomocí vázacích prvků), se vloží z každé strany jedna patka, jejíž přesná poloha je zajištěna zasunutím patkového čepu do díry podstavce, viz obrázek č. 31.
3. Zasunutí zajišťovacích čepů pro zamezení posuvu patek.
4. Odvázání prizmatu a vložení hydraulické panenky





Obrázek č. 31 – Rozstřel sestavy

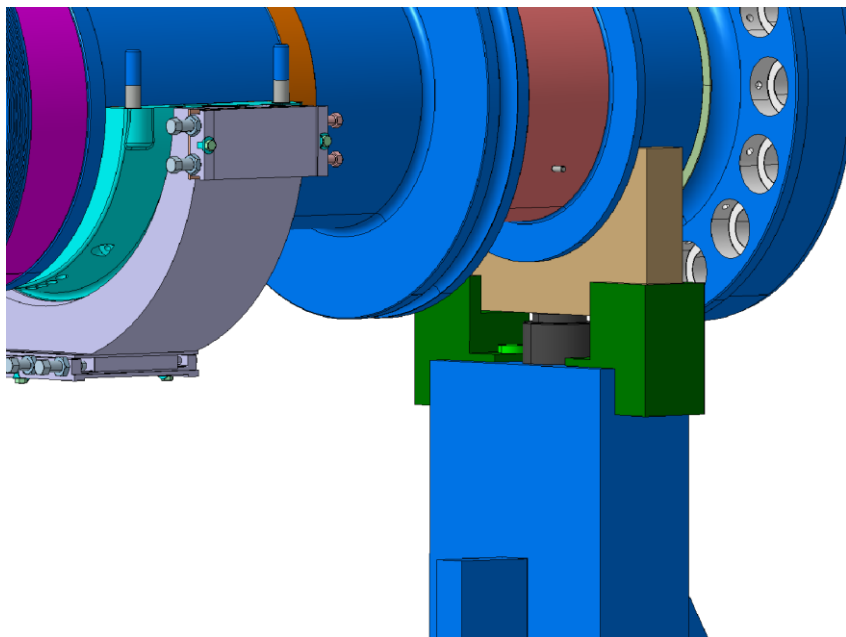
Na podstavci v místě vložené panenky je kruhové vybrání hluboké 3 mm pro zajištění správné polohy panenky a zamezení jejího posuvu. Patky slouží jako vedení prizmatu a tedy brání nechtěnému posuvu do stran. Další jejich funkcí je vymezují minimální vzdálenosti spodní strany prizmatu od podstavce pro umožnění volného vložení a vyjmutí panenky, viz obrázek č. 32.



Obrázek č. 32 – Detail zajištění manipulační výšky

Na obrázku č. 32 vidíme rozměr  $H_1$ , což je minimální výška panenky při poloze mimo kruhové vybrání a rozměr  $dH$ , který určuje rozdíl výšky panenky  $H_1$  a vzdálenosti dosedací plochy patky pro prizmatu od horní plochy podstavce. Je snaha o co největší volnou mezeru  $dH$  pro snadné vkládání panenky. Jsme zde ale limitováni zdvihem panenky a rozměrem prizmatu. Tedy aby se dalo prizma protočit po rotoru a nekolidovalo

při tom s podstavcem a ještě zbyl dostatečný prostor pro vkládání panenky a jejího dostatečného zdvihu.



**Obrázek č. 33** – 3D Model s vloženým rotorem

Panenky, dodávané od firmy KGF hydraulika s.r.o., se vyrábí s nosnostmi od 5 tun do 140 tun a se zdvihem od 5 mm do 50 mm. V tomto ohledu jsou tedy panenky dostatečné pro námi požadovaný zdvih rotoru. Panenky jsou také opatřeny uzavíratelnými ventily na přívodu oleje a je tedy možné je za aretovat v jedné poloze i při odpojení olejové pumpy. [19]

Jak již bylo zmíněno, podstavec je součástí ložiskového stojanu. Na to se tedy musí brát zřetel již při návrhu ložiskového stojanu, aby nedocházelo ke kolizi s ostatními prvky, např. kryty spojek, olejové potrubí, atd.

Pro usnadnění manipulace s patkami by mohly být na vnějších stranách úchyty. Hmotnost patek se pohybuje v rozmezí 10 až 15 kg.

Prizma by mělo být po stranách opatřeno vázacími oky pro jeho snadné vázání, viz 2. krok postupu montáže.

## 7.2. Použití

Jelikož je snaha o minimalizaci všech rozměrů turbínového soustrojí při dodržení stejného nominálního výkonu, je v ložiskovém stojanu většinou velmi málo místa. Uvedený koncept řešení je relativně náročný právě na velikost potřebného prostoru v ložiskovém stojanu. V praxi můžou nastat případy, kdy nebude možné např. trvale začlenit podstavec do ložiskového stojanu. Toto řešení tudíž není vždy aplikovatelné.

## 8. Závěr

Hlavním cílem této práce byla především rešerše používaných typů zvedacích třmenů firmou Doosan Škoda Power s.r.o. a jejich funkční popis. Dalším cílem bylo provedení pevnostní a deformační kontroly pro dva nejpoužívanější typy zvedacích třmenů.

Z uvedených informací a popisů jednotlivých variant zvedacích třmenů vyplývá, že hlavní rozhodovací kritéria pro zvolení typu použitých třmenů jsou hlavně nosnost, náročnost na manipulační prostory, bezpečnost práce a jednoduchost montáže.

V těchto ohledech jsou velice dobré třmeny drátového provedení, avšak jejich velká nevýhoda je malá nosnost oproti ostatním typům. Malé zvýšení nosnosti přináší drátové provedení se třmenem.

Nejpoužívanějším typem zvedacích třmenů je provedení s táhly. Nevýhoda tohoto řešení je složitá montáž (hlavně sčepování táhel) a zasekávání jezdců při posuvu po mostu.

Další uvedené varianty jsou používány velmi zřídka a to při atypických požadavcích či nestandardních konstrukcích ložiskových stojanů.

Uvedený koncept nového řešení přináší relativně jednoduchou montáž, ale za cenu náročnosti na prostor v ložiskovém stojanu.

## Seznam použité literatury

- [1] Bečvář, Josef a kolektiv. *Tepelné turbíny*. 1. vydání. Praha : SNTL, 1968. 543s
- [2] Boyce, Meherwan P. *Gas turbine engineering handbook*. 2. vydání. Boston : Gulf Professional Publishing, 2002. 799s. ISBN 0-8841-5732-6
- [3] Fiedler, Jan. *Parní turbíny : návrh a výpočet*. 1. vydání. Brno : CERM, 2004. 66s. ISBN 80-214-2777-9
- [4] Kadrnožka, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. 1. vydání. Brno : CERM, 2004. 308s. ISBN 80-7204-346-3
- [5] Leinveber, Jan. *Strojnické tabulky*. 4. vydání. Úvaly : Albra, 2008. 914s. ISBN 978-80-7361-051-7
- [6] Michele, František. *Parní turbíny a kondenzace; Plynové turbíny a turbokompresory: konstrukce*. 1. vydání. Brno : VUT, 1985. 255s
- [7] Ščegljajev, Andrej Vladimirovič. *Parní turbíny 1. svazek*. Přel. L. Bělík. 1. vydání. Praha : SNTL, 1983. 367s
- [8] Ščegljajev, Andrej Vladimirovič. *Parní turbíny 2. svazek*. Přel. L. Bělík. 1. vydání. Praha : SNTL, 1983. 369-630s
- [9] Škopek, Jan. *Parní turbína : tepelný a pevnostní výpočet*. 1. vydání. Plzeň : Západočeská univerzita, 2003. 159s. ISBN 80-7043-256-X
- [10] Škopek, Jan. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. 1. vydání. Plzeň : Západočeská univerzita, 2010. 244s. ISBN 978-80-7043-862-6
- [11] <http://remeslnici.profiweb.cz/> [online]. [vid. 2016-2-28]. Dostupné z: <http://remeslnici.profiweb.cz/historie-vzniku-elektriny/>
- [12] Petra Petříková. *Škoda Power dodá do Kolumbie turbosoustrojí za půl miliardy korun*. In: <http://www.idnes.cz/> [online]. 6. prosince 2012. Datum aktualizace [vid. 2016-3-24]. Dostupné z: [http://plzen.idnes.cz/foto.aspx?r=plzen-zpravy&foto1=PP47af6c\\_tur.JPG](http://plzen.idnes.cz/foto.aspx?r=plzen-zpravy&foto1=PP47af6c_tur.JPG)
- [13] <http://vitejtenazemi.cz/> [online]. [vid. 2016-3-15]. Dostupné z: [http://vitejtenazemi.cz/cenia/index.php?p=historie\\_vyuzivani\\_energie&site=energie](http://vitejtenazemi.cz/cenia/index.php?p=historie_vyuzivani_energie&site=energie)
- [14] <https://cs.wikipedia.org> [online]. [vid. 2016-3-14]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/Jaderná\\_elektrárna](https://cs.wikipedia.org/wiki/Jadern%C3%A1_elektr%C3%A1rna)
- [15] <https://en.wikipedia.org/> [online]. [vid. 2016-3-14]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Kashiwazaki-Kariwa\\_Nuclear\\_Power\\_Plant](https://en.wikipedia.org/wiki/Kashiwazaki-Kariwa_Nuclear_Power_Plant)
- [16] KKE ZČU Plzeň [online]. [vid. 2016-3-15]. Dostupné z: [https://kke.zcu.cz/about/projekty/enazp/projekty/25\\_-Obcanska-nauka\\_60-61/60\\_IUT/165\\_Clovk-a-energie-pojmy---Benedikt---P0.pdf](https://kke.zcu.cz/about/projekty/enazp/projekty/25_-Obcanska-nauka_60-61/60_IUT/165_Clovk-a-energie-pojmy---Benedikt---P0.pdf)
- [17] <http://www.spvez.cz> [online]. [vid. 2016-3-15]. Dostupné z: [http://www.spvez.cz/pages/history/history\\_01.htm](http://www.spvez.cz/pages/history/history_01.htm)

- [18] Morávek, Tomáš. *PARNÍ TURBÍNA*. Brno : Vysoké učení technické, 2010. [online]. [vid. 2016-4-20]. Dostupné z: [https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=31283](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=31283)
- [19] KGF hydraulika s.r.o. *Katalog P série Poché válce* In: <http://kgf.cz/cs/1> [online]. [vid. 2016-4-3]. Dostupné z: <http://kgf.cz/cs/produkty/hydraulicke-valce/ploche-valce/>
- [20] Doosan Škoda Power s.r.o. *Produkty a zákaznické služby* In: <http://www.doosanskodapower.com/> [online]. [vid. 2016-3-15]. Dostupné z: [http://www.doosan.com/skodapower/attach\\_files/brochure/czech/cz\\_products\\_service.pdf](http://www.doosan.com/skodapower/attach_files/brochure/czech/cz_products_service.pdf)
- [21] Doosan Škoda Power s.r.o. In: <http://www.doosanskodapower.com> [online]. [vid. 2016-3-15]. Dostupné z: <http://www.doosanskodapower.com/cz/intro/history.do>

## Seznam obrázků

<b>Obrázek č. 1</b> – Protitlaková turbína 38 MW (MTD30B), spalovna biomasy [20].....	11
<b>Obrázek č. 2</b> – Turbínové zařízení s výkonem 2 x 8 MW, Nobaria Egypt [18] .....	12
<b>Obrázek č. 3</b> – Montáž parní turbíny Škoda 165 MW v chilské elektrárně Mejillónes [12] .....	13
<b>Obrázek č. 4</b> – Zjednodušený 3D model turbínového soustrojí se zvedacími třmeny; elektrárna Hatay v Turecku .....	14
<b>Obrázek č. 5</b> – Půdorys 3D modelu uložení rotoru v ložisku v ložiskovém stojanu s nasazeným zvedacím třmenem s táhly; zakótované rozměry volného manipulačního prostoru pro montáž zvedacího třmenu; jednotky v mm.....	15
<b>Obrázek č. 6</b> – Výkres sestavy drátového provedení zvedacího třmenu; jednotky v mm.....	16
<b>Obrázek č. 7</b> – Zjednodušený 3D model uložení rotoru v ložisku v ložiskovém stojanu s namontovaným drátovým zvedacím třmenem; elektrárna Ledvice 660 MW v ČR....	17
<b>Obrázek č. 8</b> – Výkres sestavy drátové provedení s použitím třmenu; jednotky v mm	17
<b>Obrázek č. 9</b> – Výkres sestavy třmenového provedení s táhly; jednotky v mm .....	18
<b>Obrázek č. 10</b> - Zjednodušený 3D model uložení rotoru v ložisku v ložiskovém stojanu s namontovaným zvedacím třmenem s táhly; elektrárna Ledvice 660 MW v ČR.....	19
<b>Obrázek č. 11</b> – Výkres sestavy zvedacího třmenu s odtlačnými šrouby; jednotky v mm.....	20
<b>Obrázek č. 12</b> – Zjednodušený 3D model uložení rotoru v ložisku v ložiskovém stojanu s namontovaným zvedacím třmenem s odtlačnými šrouby; elektrárna IEC Eshkol 140 MW v Izraeli.....	20
<b>Obrázek č. 13</b> – Pákové provedení zvedacích třmenů; ložiskový stojan nízkotlakého dílu v Temelíně.....	21
<b>Obrázek č. 14</b> – Výkres sestavení třmenu s pákami; jednotky v mm .....	21
<b>Obrázek č. 15</b> – 3D model konceptu zvedacích třmenů s panenkami; zelené – opěry, červené - panenky.....	22
<b>Obrázek č. 16</b> – Nárys 3D modelu sestavení zvedacích třmenů s panenkami.....	22
<b>Obrázek č. 17</b> – Izometrický pohled na sestavení zvedacího třmenu s panenkami .....	23
<b>Obrázek č. 18</b> – Zjednodušené kinematické schéma zvedacího třmenu .....	24
<b>Obrázek č. 19</b> – Zjednodušené kinematické schéma zvedacího třmenu při zdvihu rotoru; dz – zdvih; dy – posun jezdce.....	25
<b>Obrázek č. 20</b> – Výkres sestavení rotoru s potřebnými kóty pro výpočty; jednotky v mm.....	26
<b>Obrázek č. 21</b> – Zjednodušené schéma mechanismu zvedacího třmenu; G – zatížení, R – velikost síly v táhle, S – osové zatížení napínacího šroubu, $M_{\epsilon}$ – moment čepového tření.....	30

<b>Obrázek č. 22</b> – Schéma rozkladu sil kamene.....	31
<b>Obrázek č. 23</b> – 3D model drátového provedení.....	35
<b>Obrázek č. 24</b> – Naimportovaná geometrie z Catie do Ansys Mechanical Structural ..	36
<b>Obrázek č. 25</b> – Model s automaticky vytvořenou sítí.....	36
<b>Obrázek č. 26</b> – Okrajové podmínky .....	37
<b>Obrázek č. 27</b> – Deformace ve svislém směru mostu drátového provedení .....	37
<b>Obrázek č. 28</b> – 3D model třmenového provedení s táhly s posunutými jezdcí.....	38
<b>Obrázek č. 29</b> – Deformace ve svislém směru mostu třmenového provedení s táhly...	39
<b>Obrázek č. 30</b> – 3D model nového konceptu .....	40
<b>Obrázek č. 31</b> – Rozstřel sestavy .....	41
<b>Obrázek č. 32</b> – Detail zajištění manipulační výšky .....	41
<b>Obrázek č. 33</b> – 3D Model s vloženým rotorem .....	42

## Seznam tabulek

<b>Tabulka č. 1</b> – Vstupní hodnoty do pevnostních výpočtů .....	28
<b>Tabulka č. 2</b> – Vypočtené síly v podporách, výsledky tahového zatížení, výsledky otláčení .....	29
<b>Tabulka č. 3</b> – Vstupní hodnoty do pevnostních výpočtů .....	34
<b>Tabulka č. 4</b> – Vypočtené hodnoty, výsledky tahového zatížení, výsledky otláčení ...	34



## Seznam příloh

Příloha A – Katalog produktů P série ploché válce KGF HYDRAULIKA s.r.o. [19]

Příloha B – Výkres zvedacího třmenu drátového provedení

Příloha C – Výkres zvedacího třmenu s táhly

Příloha D – Výkres zvedacího třmenu drátového provedení se třmenem

Příloha E – Výkres zvedacího třmenu s odtlačnými šrouby

## **Příloha A**

Katalog produktů P série ploché válce KGF HYDRAULIKA s.r.o. [19]

**KGF HYDRAULIKA s.r.o.**

**PLOCHÉ VÁLCE 5 TUN**

- minimální stavební výška vzhledem ke zdvihu při zachování úplné stranové únosnosti
- doplněny válce s větším zdvihem
- **úplná stranová únosnost** – odolnost proti bočním a excentrickým silám – při zvyšování boční síly dojde dříve k posunutí nebo naklopení válce – nedojde k poškození vodičích a těsnících ploch
- zpětný pohyb pístu pomocí vratné pružiny
- připojení na zdroj tlakového oleje pomocí standardní rychlospojky
- maximální pracovní tlak 70 MPa



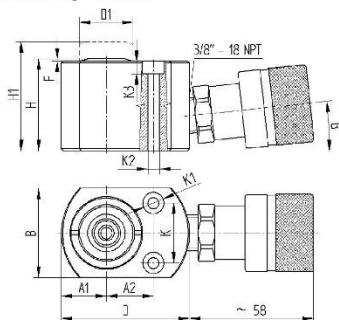
**Parametry válců**

Typ. nosnost t	Model	Max. síla* kN	Zdvih mm	Plocha pístu cm <sup>2</sup>	Zdvih. objem cm <sup>3</sup>	Průměr D mm	Výška H mm	Hmotnost kg
5	P5-6	49,5	6	7,1	2,9	60	33	0,8
5	P5-16	49,5	16	7,1	7,8	60	43	1,0

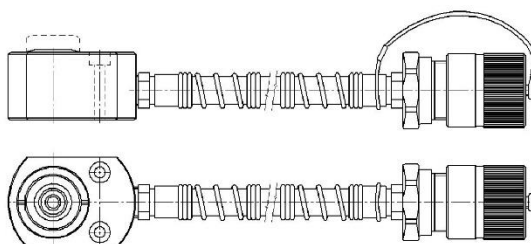
\* Maximální síla při tlaku ve válci 70 MPa

Ploché válce jsou vhodné pro použití v prostoru s velmi malou volnou výškou na manipulaci s těžkými břemeny, např. při ustavování strojů na základ, při údržbářských a montážních pracech nebo jako první válce před nasazením válců s větším zdvihem. Jejich předností je rychlost pracovních taktů, nízká hmotnost a malé rozměry při vysoké tlačné síle.

**Rozměry válců**



**P5-16**



**P5-6 \*se dodává standardně s hadicí 300 mm**

Typ. nosnost t	Model	B mm	D mm	D1 mm	H mm	H1 mm	F mm	A1 mm	A2 mm	K mm	K1 mm	K2 mm	G °
5	P5-6	42	60	25	33	39	1	21	22	28	10	5,3	0
5	P5-16	42	60	25	43	59	1	21	22	28	10	5,3	6

**KGF HYDRAULIKA s.r.o.**

## PLOCHÉ VÁLCE 10 TUN

- minimální stavební výška vzhledem ke zdvihu při zachování úplné stranové únosnosti
- doplněny válce s větším zdvihem
- tvrzené antikorozi plochy válce – **provedení H**
- odolnost proti nečistotám v oleji – **provedení S**
- **úplná stranová únosnost** – odolnost proti bočním a excentrickým silám – při zvyšování boční síly dojde dříve k posunutí nebo naklopení válce – nedojde k poškození vodičích a těsnících ploch
- zpětný pohyb pístu pomocí vratné pružiny
- připojení na zdroj tlakového oleje pomocí standardní rychlospojky
- maximální pracovní tlak 70 MPa



### Parametry válců

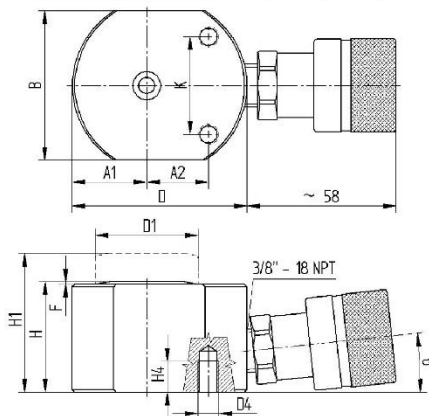
Typ. nosnost t	Model	Max. síla* kN	Zdvih mm	Plocha pístu cm <sup>2</sup>	Zdvih. objem cm <sup>3</sup>	Průměr D mm	Výška H mm	Hmotnost kg
10	P10-9H	111,3	9	15,9	11,3	68	39	1,0
10	P10-11HS	111,3	11	15,9	13,8	68	43	1,1
10	P10-21HS	111,3	21	15,9	26,4	68	53	1,3

\* Maximální síla při tlaku ve válci 70 MPa

Ploché válce jsou vhodné pro použití v prostoru s velmi malou volnou výškou na manipulaci s těžkými břemeny, např. při ustavování strojů na základ, při údržbářských a montážních pracích nebo jako první válce před nasazením válců s větším zdvihem. Jejich předností je rychlost pracovních taktů, nízká hmotnost a malé rozměry při vysoké tlačné síle.

### Rozměry válců

Typ. nosnost t	Model	B mm	D mm	D1 mm	H mm	H1 mm	F mm	A1 mm	A2 mm	K mm	D4 mm	H4 mm	G °
10	P10-9H	58	68	40	39	48	1	29	24	38	M8	12	6
10	P10-11HS	58	68	40	43	54	1	29	24	38	M8	12	6
10	P10-21HS	58	68	40	53	74	1	29	24	38	M8	12	6



**KGF HYDRAULIKA s.r.o.**

## PLOCHÉ VÁLCE 25-50 TUN

- minimální stavební výška vzhledem ke zdvihu při zachování úplné stranové únosnosti
- doplněny válce s větším zdvihem
- tvrzené antikorozi plochy válce – **provedení H**
- odolnost proti nečistotám v oleji – **provedení S**
- **úplná stranová únosnost** – odolnost proti bočním a excentrickým silám – při zvyšování boční síly dojde dříve k posunutí nebo naklonění válce – nedojde k poškození vodících a těsnících ploch
- mají kulatý tvar
- zpětný pohyb pístu pomocí vratné pružiny
- nižší hmotnost u větších nosností
- připojení na zdroj tlakového oleje pomocí standardní rychlospojky
- maximální pracovní tlak 70 MPa



### Parametry válců

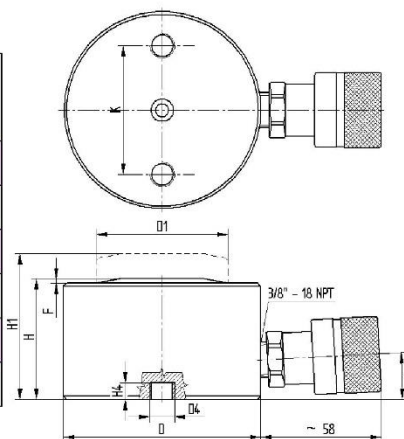
Typ. nosnost t	Model	Max. síla* kN	Zdvih mm	Plocha pístu cm <sup>2</sup>	Zdvih. objem cm <sup>3</sup>	Průměr D mm	Výška H mm	Hmotnost kg
25	P25-12HS	269,4	12	38,5	46,2	95	58	3,1
25	P25-22HS	269,4	22	38,5	84,7	95	68	3,5
25	P25-40HS	269,4	40	38,5	153,9	95	86	4,2
50	P50-16HS	496,2	16	70,9	113,4	122	70	6,1
50	P50-25HS	496,2	25	70,9	177,2	122	79	6,7
50	P50-40HS	496,2	40	70,9	283,2	122	94	7,6

\* Maximální síla při tlaku ve válci 70 MPa

Ploché válce jsou vhodné pro použití v prostoru s velmi malou volnou výškou na manipulaci s těžkými břemeny, např. při ustavování strojů na základ, při údržbářských a montážních pracech nebo jako první válce před nasazením válců s větším zdvihem. Jejich předností je rychlost pracovních taktů, nízká hmotnost a malé rozměry při vysoké tlačné síle.

### Rozměry válců

Typ. nosnost t	Model	D	D1	H	H1	F	K	D4	H4	G
		mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	°
25	P25-12HS	95	63	58	70	2	62	M12	8	3
25	P25-22HS	95	63	68	89	2	62	M12	8	3
25	P25-40HS	95	63	86	122	2	62	M12	8	3
50	P50-16HS	122	80	70	86	2	95	M12	8	3
50	P50-25HS	122	80	79	104	2	95	M12	8	3
50	P50-40HS	122	80	94	134	2	95	M12	8	3



**KGF HYDRAULIKA s.r.o.**

**PLOCHÉ VÁLCE 90-140 TUN**

- minimální stavební výška vzhledem ke zdvihu při zachování úplné stranové únosnosti
- doplněny válce s větším zdvihem
- tvrzené antikorozi plochy válce – **provedení H**
- odolnost proti nečistotám v oleji – **provedení S**
- **úplná stranová únosnost** – odolnost proti bočním a excentrickým silám – při zvyšování boční síly dojde dříve k posunutí nebo naklopení válce – nedojde k poškození vodících a těsnících ploch
- jsou opatřeny madlem pro lepší manipulaci
- zpětný pohyb pístu pomocí vratné pružiny
- nižší hmotnost u větších nosností
- připojení na zdroj tlakového oleje pomocí standardní rychlospojky
- maximální pracovní tlak 70 MPa

**Parametry válců**

Typ. nosnost t	Model	Max. síla* kN	Zdvih mm	Plocha pístu cm <sup>2</sup>	Zdvih. objem cm <sup>3</sup>	Průměr D mm	Výška H mm	Hmotnost kg
90	P90-16HS	929,1	16	132,7	212	164	86	13,5
90	P90-25HS	929,1	25	132,7	332	164	95	14,5
90	P90-40HS	929,1	40	132,7	531	164	110	16
140	P140-16HS	1 407	16	201,1	322	192	100	21
140	P140-30HS	1 407	30	201,1	603	195	117	23,5
140	P140-50HS	1 407	50	201,1	1 006	195	137	26

\* Maximální síla při tlaku ve válci 70 MPa

Ploché válce jsou vhodné pro použití v prostoru s velmi malou volnou výškou na manipulaci s těžkými břemeny, např. při ustavování strojů na základ, při údržbářských a montážních pracích nebo jako první válec před nasazením válců s větším zdvihem. Jejich předností je rychlost pracovních taktů, nízká hmotnost a malé rozměry při vysoké tlačné síle.

**Rozměry válců**

Typ. nosnost t	Model	D mm	D1 mm	H mm	H1 mm	F mm	K mm	D4 mm	H4 mm
90	P90-16HS	164	95	86	102	2	76	M12	9
90	P90-25HS	164	95	95	120	2	76	M12	9
90	P90-40HS	164	95	110	150	2	76	M12	9
140	P140-16HS	192	115	100	116	2	140	M12	9
140	P140-30HS	195	115	117	147	2	140	M12	9
140	P140-50HS	195	115	137	187	2	140	M12	9

