



UTICAJ POLOŽAJA PODUŽNIH UKRUĆENJA NA OPTIMALNE DIMENZIJE SANDUČASTOG POPREČNOG PRESEKA GLAVNOG NOSAČA JEDNOGREDNE MOSNE DIZALICE

Goran Pavlović¹, Vladimir Kvrđić², Mile Savković³, Milomir Gašić⁴,
Nebojša Zdravković⁵

Rezime: U radu je razmatran problem optimizacije sandučastog poprečnog preseka glavnog nosača jednogredne mosne dizalice. Težište rada je istraživanje uticaja koji ima položaj podužnih ukrućenja na vertikalnim limovima na optimalne dimenzije sandučastog poprečnog preseka glavnog nosača, kao i na ukupnu masu nosača. Za položaj podužnih ukrućenja uzete su različite vrednosti koje se najčešće preporučuju. Smanjenje mase nosača postavljeno je kao funkcija cilja. Kao metoda za određivanje optimalnih geometrijskih parametara kutijastog preseka korišćen je GRG2 algoritam optimizacije. Kao funkcije ograničenja uzeti su kriterijumi čvrstoće, lokalne stabilnosti limova, krutosti, dinamičke krutosti, minimalna debljina limova, kao i ograničenja tehnološkosti. Prikazani su rezultati za karakteristične položaje podužnih ukrućenja za jednu izvedenu jednogrednu mosnu dizalicu.

Ključne riječi: eurokodovi, jednogredna mosna dizalica, optimizacija, podužna ukrućenja, sandučasti poprečni presek

THE INFLUENCE OF THE POSITION OF LONGITUDINAL STIFFENERS TO THE OPTIMUM DIMENSIONS OF THE BOX SECTION OF THE SINGLE-GIRDER BRIDGE CRANE

Abstract: The paper considers the problem of optimization of the box section of the single-girder bridge crane. The focus of this paper is to explore the influence that has the position of the webs longitudinal stiffeners on optimum geometrical parameters of box section of the main girder, as well as its mass. For the positions of longitudinal stiffeners are taken different values that are commonly recommended. Reduction of

¹ dr maš.inž., Goran Pavlović, Lola Institut, Beograd, Srbija, goran.pavlovic@li.rs

² dr maš.inž., Vladimir Kvrđić, Lola Institut, Beograd, Srbija, vladimir.kvrđic@li.rs

³ prof. dr Mile Savković, Fakultet za mašinstvo i građevinarstvo u Kraljevu, Kraljevo, Srbija, savkovic.m@mfkv.kg.ac.rs

⁴ prof. dr Milomir Gašić, Fakultet za mašinstvo i građevinarstvo u Kraljevu, Kraljevo, Srbija, gasic.m@mfkv.kg.ac.rs

⁵ doc. dr Nebojša Zdravković, Fakultet za mašinstvo i građevinarstvo u Kraljevu, Kraljevo, Srbija, zdravkovic.n@mfkv.kg.ac.rs

the mass of the main girder is set as the objective function. The algorithm of generalized reduced gradient (GRG2 algorithm) was used as the methodology for determination of optimum geometrical parameters of the box section. The criteria of permissible stresses, local stability of plates, static deflection, dynamic stiffness, minimum plate thickness and production feasibility were applied as the constraint functions. Optimization results for typical positions of longitudinal stiffeners were obtained for single-girder bridge crane in used.

Key words: box section, eurocodes, longitudinal stiffeners, optimization, single-girder bridge crane

1 UVOD

Glavni zadatak u procesu projektovanja noseće konstrukcije mosne dizalice jeste određivanje optimalnih dimenzija poprečnog preseka glavnog nosača.

Jednogredne mosne dizalice imaju široku primenu u industrijskim postrojenjima, pre svega za srednje i veće nosivost, a kao glavni nosač najčešće se koriste sandučasti poprečni preseki. Masa ovog nosača ima najveći uticaj na ukupnu masu jednogredne mosne dizalice, pa je iz tog razloga veoma značajno izvršiti njeno smanjenje u cilju dobijanja lakše konstrukcije, čime se smanjuje i tržišna cena dizalice.

Veliki broj radova se bavi problemom analize napona glavnih nosača dizalica, kao i njihovom optimizacijom, pri čemu se najveći broj radova odnosi na dvogredne dizalice, zbog njihove veće primene u odnosu na jednogredne. Međutim broj instaliranih jednogrednih dizalica u industrijskim postrojenjima je značajan tako da je opravdana optimizacija njihovih glavnih nosača. U mnogim slučajevima je racionalnija primena jednogrednih u odnosu na dvogredne mosne dizalice sa stanovišta uštede mase glavnog nosača [1].

Većina autora kao kriterijume pri optimizaciji uzima granični napon ili granični napon i granični ugib. U zadnje vreme kriterijum dinamičke krutosti [4, 7, 9] se primenjuje sve više, bočna stabilnost nosača [4, 5, 10], kao i lokalna stabilnost limova kutijastog nosača [2, 5, 7, 10], odnosno ispituje se uticaj podužnih ukrućenja, a takođe i uticaj položaja vertikalnih ukrućenja (dijafragmi) unutar nosača [3, 8].

Veliki uticaj u uštedi materijala kutijastih nosača mosnih dizalica ima pravilno postavljanje ukrućenja, što će biti prikazano u sledećim radovima.

Optimizacija zavarenog kutijastog nosača [2] pokazala je da se pravilnim postavljanjem podužnih ukrućenja može doći do uštede u iznosu od 18-21%. Veliki značaj u ovim analizama ima primena MKE. U radu [5], primenom programa ANSYS, vršena optimizacija postojećeg rešenja mosne dizalice variranjem različitih položaja podužnih i vertikalnih ukrućenja. Primena MKE na jednogrednoj mosnoj dizalici izvršena je u radu [6], gde je ostvarena određena ušteta u masi korišćenjem ANSYS i MATLAB programa. U radu [7] izvršena je komparativna analiza sandučastog nosača mosne dizalice prema poljskim i evropskim standardima primenom više paketa za MKE u kombinaciji sa MS EXCEL, pri čemu su se koristila kako podužna, tako i vertikalna ukrućenja. U radu [8], primenom MKE, izvršena je analiza naprezanja vertikalne dijafragme i gornjeg pojasnog lima sandučastog nosača, i ove vrednosti su poređene sa eksperimentalnim.

Pored primene MKE, u zadnje vreme sve češće koriste različite numeričke metode optimizacije koje su naročito pogodne kod višekriterijumskih optimizacija [2-4, 9, 10]. U radu [9], višekriterijumskom optimizacijom, ostavrena je ušteta u materijalu od 17,11% za postojeće rešenje dizalice.

Veliku primenu kod višekriterijumskih optimizacija ima GRG2 algoritam [10], koji je naročito pogodan pri korišćenju modula Solver u okviru EXCEL programskog paketa [11]. Primena ovog algoritma u procesu optimizacije nosača mosnih dizalica prikazana je u radu [10].

Navedeni radovi ukazuju na značaj optimizacije glavnog nosača dizalice. Imajući u vidu da je u industriji prisutan veliki broj jednogrednih mosnih dizalica ovaj rad se upravo bavi istraživanjem optimizacije zatvorenog poprečnog preseka jednogrednih mosnih dizalica.

Imajući u vidu napred navedene rezultate i zaključke, cilj ovog rada jeste da se definišu optimalne vrednosti parametara geometrije poprečnog preseka sandučastog nosača koje će dovesti do smanjenja njegove mase, a pre svega značaj pravilnog postavljanja podužnih ukrućenja na vertikalnim limovima kutijastog nosača.

2 MATEMATIČKA FORMULACIJA OPTIMIZACIONOG PROBLEMA

Zadatak optimizacije je definisanje geometrijskih parametara poprečnog preseka nosača koji daju njegovu minimalnu površinu (funkcija cilja), pri čemu moraju biti zadovoljeni zadati granični uslovi (funkcije ograničenja).

Opšta matematička formulacija ovog optimizacionog problema glasi:

minimizacija funkcije cilja $f(X)$,

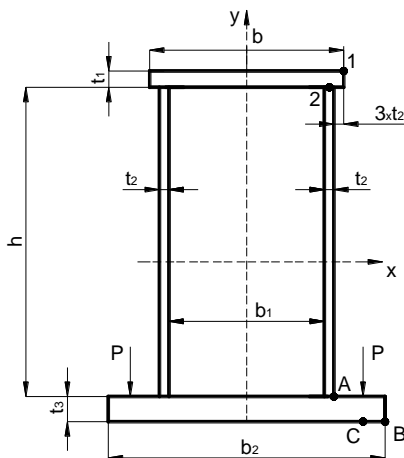
u odnosu na funkcije ograničenja $g_i(X) \leq 0, i = 1, \dots, m$,

i $l_i \leq X_i \leq u_i, i = 1, \dots, n, u_i > l_i, X = \{x_1, \dots, x_n\}^T$

Promenjivi parametri x_i nalaze se unutar granica l_i i u_i . Funkcija cilja i funkcije ograničenja biće prikazane detaljnije u narednom delu.

3 FUNKCIJA CILJA

Funkciju cilja predstavlja površina poprečnog preseka sandučastog nosača (Slika 1.). U radu su tretirane sve geometrijske promenljive: h, b, b_1, b_2, t_1, t_2 i t_3 .



Slika 1. Sandučasti poprečni presek jednogredne mosne dizalice

Kao što se vidi, površina poprečnog preseka zavisi od visine i širina pojaseva nosača kao i debljina limova.

Ulazni parametri bitni za ovaj optimizacioni problem su: $Q, L, m_k, d, f_y, E, \nu, K, f_d, T_d, \dots$

Površina poprečnog preseka, odnosno funkcija cilja, glasi:

$$A = 2 \cdot h \cdot t_2 + b \cdot t_1 + b_2 \cdot t_3 \quad (1)$$

4 FUNKCIJE OGRANIČENJA

4.1 Kriterijum graničnih napona

Provera napona se vrši u određenim tačkama nosača. Radni napon σ_r mora biti manji od graničnog (kritičnog) napona σ_k .

$$\sigma_r \leq \sigma_k, \quad (2)$$

$$\sigma_k = \frac{f_y}{\gamma_m \cdot V_1} \quad (3)$$

Radni naponi u tačkama 1 i 2 poprečnog preseka (Slika 1.) zavise od napona savijanja i tangencijalnih napona, dok u tačkama A, B i C zavise i od lokalnih napona usled pritiska točkova kolica.

Maksimalni napon u tački 1:

$$\sigma_{u,1} = \frac{M_v}{W_{x1}} + \frac{M_h}{W_{y1}} \quad (4)$$

Maksimalni napon u tački 2:

$$\sigma_{z2} = \frac{M_v}{W_{x2}} + \frac{M_h}{W_{y2}}, \quad \tau_2 = \frac{F_t \cdot S_{x2}}{2 \cdot t_2 \cdot I_x}, \quad \sigma_{u,2} = \sqrt{\sigma_{z2}^2 + 3 \cdot \tau_2^2} \quad (5)$$

Lokalni naponi usled pritiska točkova kolica uzimaju se prema [13], i u tačkama A, B i C se određuju na osnovu sledećih izraza:

$$\sigma_{ox,Ed}^j = c_x^j \cdot P / t_3^2 \leq \sigma_k, \quad \sigma_{oy,Ed}^j = c_y^j \cdot P / t_3^2 \leq \sigma_k, \quad j = A, B, C \quad (6)$$

Parcijalne vrednosti ovih napona takođe moraju biti manje od kritičnih.

Maksimalni napon u tački A:

$$\sigma_{zA} = \sigma_{ox,Ed}^A + \frac{M_v}{W_{xA}} + \frac{M_h}{W_{yA}}, \quad \tau_A = \frac{F_t \cdot S_{xA}}{2 \cdot t_2 \cdot I_x}, \quad \sigma_{u,A} = \sqrt{\sigma_{zA}^2 + \sigma_{oy,Ed}^A{}^2 - \sigma_{zA} \cdot \sigma_{oy,Ed}^A + 3 \cdot \tau_A^2} \quad (7)$$

Maksimalni napon u tački B:

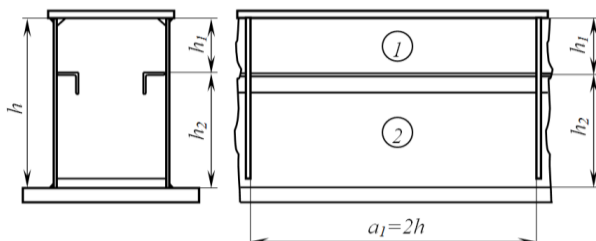
$$\sigma_{u,B} = \frac{M_v}{W_{xB}} + \frac{M_h}{W_{yB}} + \sigma_{ox,Ed}^B \quad (8)$$

Maksimalni napon u tački C:

$$\sigma_{zC} = \sigma_{ox,Ed}^C + \frac{M_v}{W_{xC}} + \frac{M_h}{W_{yC}}, \quad \sigma_{u,C} = \sqrt{\sigma_{zC}^2 + \sigma_{oy,Ed}^C{}^2 - \sigma_{zC} \cdot \sigma_{oy,Ed}^C} \quad (9)$$

4.2 Kriterijum lokalne stabilnosti limova

Provera lokalne stabilnosti se vrši kako za pojasni lim, tako i za vertikalne limove (polje 1 polje 2) prema [14]. Posmatra se slučaj kada su vertikalna ukrućenja postavljena na rastojanju $2h$, [12] sa jednim redom horizontalnih ukrućenja (Slika 2.)



Slika 2. Podužna i vertikalna ukrućenja sandučastog nosača

Položaj podužih ukrućenja biće variran od $h_1=h/3$ do $h/5$, kako bi se utvrdilo kako ova promena utiče na optimalne dimenzije, odnosno površinu poprečnog preseka nosača. Pomenute vrednosti za položaj h_1 uzete su na osnovu preporuka prema [2, 4, 12].

Da bi bila ostvarena lokalna stabilnost lima, maksimalni napon pritiska mora biti manji od graničnog napona:

$$|\sigma_{\max}| \leq \kappa_x \cdot f_y / \gamma_m, \quad (10)$$

gde je:

$$\kappa_x = c_e \cdot \left(\frac{1}{\lambda_x} - \frac{0,22}{\lambda_x^2} \right) \leq 1, \quad \lambda_x > 0,673, \quad (11)$$

$$\kappa_x = 1, \quad \lambda_x \leq 0,673, \quad (12)$$

$$c_e = 1,25 - 0,12 \cdot \psi_e, \quad c_e \leq 1,25, \quad (13)$$

$$\psi_e = f(\sigma) \quad (14)$$

Koeficijent λ_x određuje se prema proceduri definisanoj prema [14].

Ova provera se sprovodi kako za pojasni lim čije su dimenzije $b_1 \times 2h$, tako i za polje 1 i polje 2 vertikalnog lima čije su dimenzije $h_1 \times 2h$ i $h_2 \times 2h$, respektivno.

4.3 Kriterijum graničnog ugiba

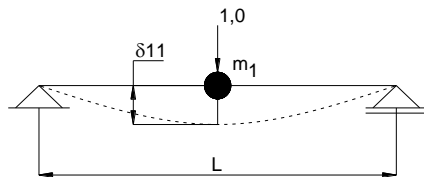
Za ovaj kriterijum, posmatra se ugib glavnog nosača u vertikalnoj ravni, pri čemu mora biti ispunjeno:

$$f = \frac{F_{l,st} \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I_x} \cdot [1 + \alpha \cdot (1 - 6 \cdot \beta^2)] \leq f_d = K \cdot L, \quad \beta = d/L \quad (15)$$

4.4 Kriterijum graničnog perioda oscilovanja

Kod ovog kriterijuma neophodno je analizirati oscilovanje glavnog nosača sa

teretom u vertikalnoj ravni (Slika 3).



Slika 3. Model oscilovanja tereta na glavnom nosaču dizalice

Vreme gašenja oscilovanja je merodavno za ovaj kriterijum, i određuje se iz izraza (16):

$$T = 6 \cdot \pi \cdot \sqrt{\delta_{11} \cdot m_1} / \gamma_d \leq T_d, \quad (16)$$

gde se koncentrisana masa na sredini proste grede određuje se prema izrazu:

$$m_1 = Q + m_k + 0,486 \cdot m_m, \quad (17)$$

dok se pomeranje grede izazvano dejstvom jedinične sile određuje prema:

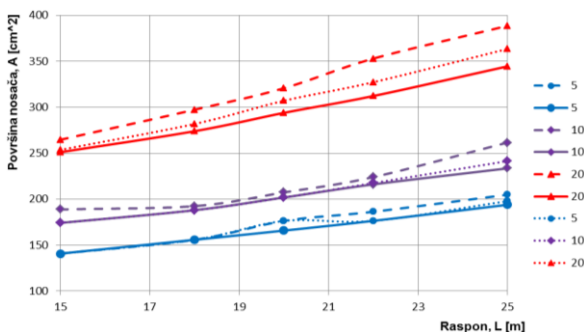
$$\delta_{11} = \frac{1,0 \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I_x} \quad (18)$$

5 NUMERIČKI PRIKAZ DOBIJENIH REZULTATA

Optimizacija je izvršena korišćenjem GRG2 algoritma, primenom alata Solver u modulu Analysis Excel programskog paketa.

Za ovaj prikaz rezultata korišćeno je da je tipična klasa dizalica 2, tako da su određeni ulazni parametri uzeti prema ovoj klasi. Korišćeni su karakteristični rasponi od 15 do 25 m i karakteristične nosivosti od 5 do 20 t. Kao materijal je korišćen čelik S355, koji se najčešće koristi kod ovih nosača.

Minimalna debljina lima koja se sme upotrebiti za vertikalne limove je 5 mm, dok za pojasne limovi 6 mm, što su dodatne funkcije ograničenja. Takođe, kao još jedno ograničenje uzeto je da je minimalna unutrašnja širina nosača 25 cm.



Slika 4. Rezultat optimizacije poprečnog preseka nosača jednogredne dizalice

Slika 4. predstavlja dijagram promene površine poprečnog preseka nosača sa porastom raspona, pri čemu su posmatrane tri karakteristične nosivosti (5 t, 10 t i 20 t)

i tri položaja ukrućenja ($h/5$ – puna linija, $h/4$ – tačkasta linija i $h/3$ - isprekidana linija). Na dijagramu se vidi da se sa povećanjem nosivosti i raspona znatno menja površina nosača variranjem položaja podužnih ukrućenja, i što su raspon i nosivost veći, to je veće odstupanje u površini.

Tabela 1. pokazuje uštedu u materijalu pri promeni položaja ukrućenja sa $h/3$ na $h/5$ za karakteristične nosivosti i raspone dizalice.

Za dizalicu koja se nalazi u pogonu JEEP-a nosivosti 16 t i raspona 15 m, dobijene su sledeće površine nosača: 239,96 cm², 231,15 cm² i 230,25 cm², za $h/3$, $h/4$ i $h/5$, respektivno (ostvarena ušteda od 4,05% pravilnim postavljanjem ukrućenja).

Tabela 1. Ušteda u materijalu (%) promenom položaja podužnih ukrućenja sa $h/3$ na $h/5$

		L (m)				
		15	18	20	22	25
Q (t)	5	0,00 %	0,00 %	5,96 %	5,31 %	5,36 %
	10	7,74 %	2,33 %	2,64 %	3,54 %	10,72 %
	20	5,11 %	7,86 %	8,35 %	11,52 %	11,34 %

6 ZAKLJUČCI

Potvrda primene GRG2 algoritma izvršena je praćenjem promene površine poprečnog preseka nosača variranjem položaja podužnih ukrućenja prema preporukama od $h/3$ do $h/5$, pri čemu se dobila znatna ušteda, što znači da se pravilnim izborom položaja ovih ojačanja, shodno tehnološkim mogućnostima, može znatno uštedeti na materijalu. Posmatrano je i jedno izvedene rešenje dizalice, i prikazana je promena površine i ušteda za određene položaje podužnih ukrućenja.

Ova analiza se može dalje koristiti u cilju istraživanja vezanih za optimizaciju i uštedi mase, tako što se može isti postupak sprovesti za materijale S275 i S235. Slična procedura se može takođe sprovesti i za situaciju kada bi se uzimala dva reda horizontalnih ukrućenja, što bi bilo u slučaju velikih nosivosti i raspona. Takođe, analiza se može proširiti uvođenjem novih kriterijuma.

Prethodno pomenuto predstavlja osnovu za dalja istraživanja u cilju uštede materijala, a takođe i u svrhu optimizacije koja ima za cilj minimalnu cenu koštanja.

NOMENKLATURA

Q nosivost dizalice, t

L raspon dizalice, m

m_k masa kolica, t

m_m masa konstrukcije nosača, t

d rastojanje između točkova kolica, m

f_y napon granice tečenja, kN/cm²

E modul elastičnosti glavnog nosača dizalice, kN/cm²

M_v, M_h momenti savijanja u vertikalnoj i horizontalnoj ravni, kNcm

P, $F_{1,st}$ sila pritiska točka kolica i statička sila točkova na jednoj strani kolica, kN

F_t sila smicanja, kN

K koeficijent koji zavisi od načina upravljanja dizalicom i pogonske klase

f_d granični ugib, cm

I_x glavni moment inercije za x osu, cm⁴

S_x statički moment inercije za karakteristične tačke za x osu, cm^3
 W_x, W_y otporni momenti inercije za karakteristične tačke za x i y osu, cm^3
 c_x^i, c_y^i koeficijenti pritiska u karakterističnim tačkama za x i y osu, prema [13]
 T_d dozvoljeno vreme gašenja oscilacija (granični period oscilovanja), s
 c_e koeficijent, prema [14]
 α koeficijent, prema [12]
 ν Poasonov koeficijent
 ν_1 koeficijent sigurnosti za 1. slučaj opterećenja
 γ_m faktor otpora, prema [14]
 κ_x redukcionni faktor, prema [14]
 λ_x koeficijent koji se određuje prema [14]
 ψ_e odnos napona, prema [14]

LITERATURA

- [1] Babin, N., Georgijević, M., Šostakov, R. (1979). Izbor tipa mostovske dizalice *sandučaste* konstrukcije u funkciji kriterijuma minimalne težine nosača, *III Seminar o Transportnim Procesima u Industriji*, p.p. 101–111, SMEITS, Beograd.
- [2] Jarmai, K., Farkas, J. (2001). Optimum cost design of welded box beams with longitudinal stiffeners using advanced backtrack method, *Struct Multidisc Optim*, vol. 21, p.p. 52–59.
- [3] Jarmai, K., Farkas, J. (2015). Minimum cost design of a double box beam structure for an over-head travelling crane, *International Conference on Engineering Sciences and Technologies, Technical University of Košice*, Slovak Republic.
- [4] Mijailović, R., Jovanović, M. (1990). Prilog optimizaciji glavnih nosača mosnih dizalica, *XXI Naučno-Stručni Skup o Transportnim Procesima u Industriji*, Beograd.
- [5] Abid, M., Akmal, M. H., Wajid, H.A. (2008). Optimization of box type girder of overhead crane, *International conference on advanced design and manufacturing (ICADAM 2008)*, p.p. 609-618, Haikou, China.
- [6] Liu, P. F., Xing, L. J., Liu, Y. L., Zheng, J. Y. (2014). Strength Analysis and Optimal Design for Main Girder of Double-Trolley Overhead Traveling Crane Using Finite Element Method, *J Fail. Anal. and Preven*, vol. 14, p.p. 76-86.
- [7] Gaška, D., Pypno, C. (2011). Strength and elastic stability of cranes in aspect of new and old design standards, *Mechanika*, vol. 17, no. 3, p.p. 226-231.
- [8] Popova, U.I., Olshchanskiy, A.A. (2011). Research of tense state of main girder's diaphragm of bridge bail crane, *Вестник Брянской государственной сельскохозяйственной академии*, no. 2, p.p. 79-82.
- [9] Tian, G., Zhang, S., Sun, S. (2012). The Optimization Design of Overhead Traveling Crane's Box Girder, *Advanced Materials Research*, vols. 538-541, p.p. 2850-2855, Trans Tech Publications, Switzerland.
- [10] Zuberi, R.H., Kai, L., Zhengxing, Z. (2008). Design Optimization of EOT Crane Bridge, *Eng Opt 2008 - International Conference on Engineering Optimization*, p.p. 192-201, Rio de Janeiro, Brazil.
- [11] Arora, J.S. (2011). *Introduction to optimum design*, ELSEVIER, Oxford, UK.
- [12] Ostrić, D., Tošić, S. (2005). *Dizalice*, Institut za mehanizaciju Mašinskog fakulteta Univerziteta u Beogradu, Beograd.
- [13] European Committee for Standardisation (2007). *EN 1993-6, Eurocode 3 - Design of steel structures - Part 6: Crane supporting structures*.
- [14] European Committee for Standardisation (2010). *prEN 13001-3-1, Cranes - General Design - Part 3-1: Limit States and proof competence of steel structure*.