



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΟΜΕΑΣ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΚΩΝ ΚΑΤΑΣΚΕΥΩΝ &
ΑΥΤΟΜΑΤΟΥ ΕΛΕΓΧΟΥ

Υπολογισμός και σχεδιασμός εγκατάστασης αυτόματης φόρτωσης φορτηγών αυτοκινήτων

Μέλη Ομάδας 5

Ελευθέριος Καντούνιας

Αρ. Μητρώου: 02118025

Μιχαήλ Παπαδάκης

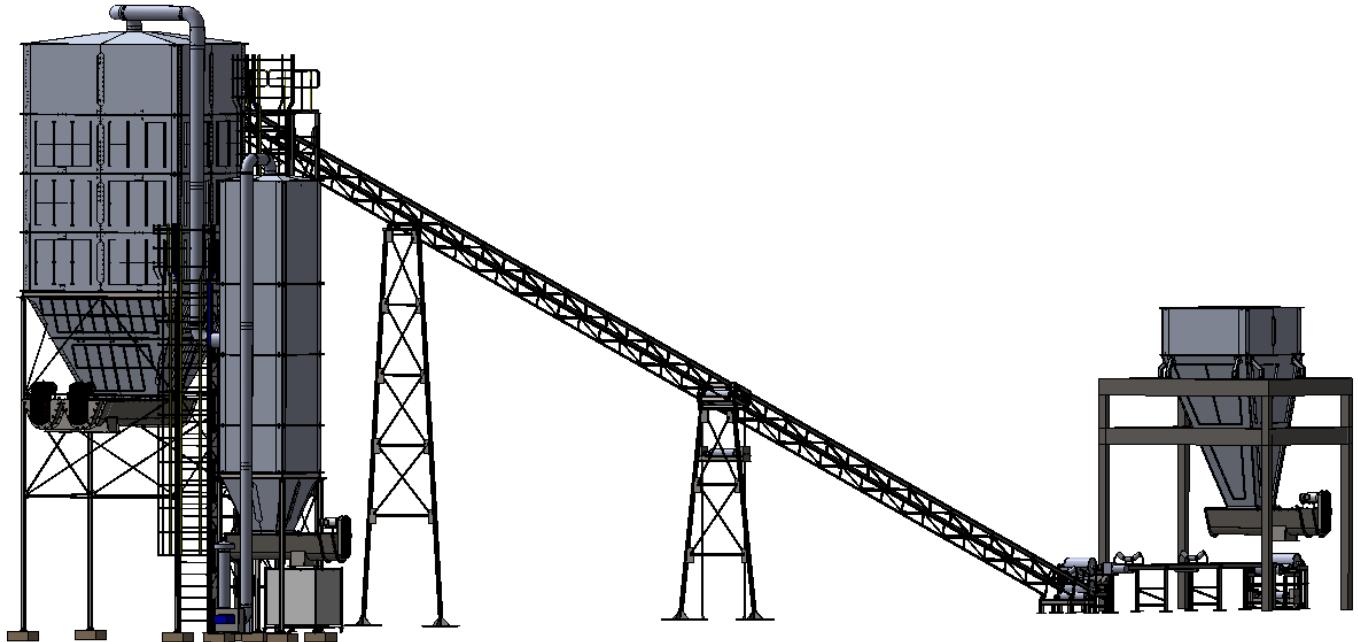
Αρ. Μητρώου: 02118026

Αντώνης Καντούνιας

Αρ. Μητρώου: 02118004

Λάζαρος Χριστοφορίδης

Αρ. Μητρώου: 02118012



Contents

Ενότητα 1. Περίληψη.....	4
Ενότητα 2. Abstract	5
Ενότητα 3. Ανάλυση και υπολογισμός των υποσυστημάτων της εγκατάστασης.....	6
3.1. Ανάλυση Συλού.....	6
Αρχική Διαστασιολόγηση Σιλό	6
Σχεδιασμός Σιλό – Εναλλακτικές	7
Όγκος	7
Discharge rate	9
Design Loads – Vertical walls	9
Στατική ανάλυση συλού, ανάλυση με πεπερασμένα στοιχεία	12
3.2. Σχεδιασμός Χοάνης Τροφοδότη.....	16
Κρουστικό Φορτίο	17
3.3. Ανάλυση μεταφορικού κοχλία.....	18
Ογκομετρικοί τροφοδότες	18
Προδιαγραφές μεταφορικών κοχλιών	18
Χαρακτηρισμός του υπό μεταφορά υλικού.	18
Υπολογισμός διαμέτρου και τροφοδοτικής ικανότητας.....	19
Υπολογισμός απαιτούμενης ισχύος	20
Επιλογή κινητήρα και έδρανα κύλισης.....	22
Υπολογισμός ιμάντα για την μετάδοση της κίνησης.....	24
Δυναμικό μοντέλο του συστήματος	28
Υπολογισμός συρματόσχοινων για την πρόσδεση του μεγάλου κοχλία στο σιλό	31
3.4 Σχεδιασμός του μετρητικού βάρους	37
3.5. Αερομεταφορά και σακκόφιλτρα.....	41
Προτάσεις:	41
Ανάλυση αερομεταφοράς.....	42
Επιλογή Αντλίας, Σωληνώσεων.	44
Σακκόφιλτρα.....	46
Μηχανισμός δόνησης.	48
3.6. Μεταφορική ταινία	50
Conceptual Design.....	50
Cema Standard.....	50
Υπολογισμός χρόνου ζωής των Idler Bearings Κατά Cema	51
Υπολογισμός ισχύς κινητήρα κατά Cema	52
Κενα αναμεσα σε idlers	54
Conveyor System Modeling/Simulation.....	57
Simulation.....	59

Αποτελέσματα δυναμικής ανάλυσης	60
Ενότητα 5. Οδηγίες λειτουργίας, επισκευής, επιθεώρησης και συντήρησης	61
Σιλό αποθήκευσης.....	61
Μεταφορικός κοχλίας.....	61
Σωληνώσεις	63
.....	64
Μεταφορική ταινία.....	64
Ενότητα 6. Βιβλιογραφία.....	65
Παράρτημα	66

Ενότητα 1. Περίληψη

Το αντικείμενο του θέματος είναι ο σχεδιασμός ενός συστήματος αυτόματης φόρτωσης φορτηγών αυτοκινήτων με σκόνη που προέρχεται από λειτορίβηση μαρμάρου σε λατομείο (μαρμαρόσκονη). Το πρώτο βήμα ήταν η πρόχειρη διαστασιολόγηση της εγκατάστασης με βάση την δυναμικότητά της ώστε να ανταποκρίνεται στις προδιαγραφές σχεδιασμού που τέθηκαν. Ύστερα έγινε το detailed design. Συγκεκριμένα, τα φορτηγά τροφοδοσίας του συστήματος, απορρίπτουν την μαρμαρόσκονη σε χοάνη απόρριψης, η οποία σχεδιάστηκε για να αντέχει τα κρουστικά φορτία της εκφόρτωσης και τα στατικά φορτία όταν είναι γεμάτη. Στην κάτω διατομή αυτής, υπάρχει ογκομετρικός τροφοδότης. Ο συγκεκριμένος ογκομετρικός τροφοδότης αλλά και όλοι οι υπόλοιποι τροφοδότες υλοποιούνται με μεταφορικούς κοχλίες οι οποίοι σχεδιάζονται και κατασκευάζονται in house για λόγους οικονομίας κλίμακας αλλά και για την δυνατότητα μελλοντικών τροποποιήσεων. Ελεγχόμενα ο ογκομετρικός τροφοδότης, μεταφέρει την σκόνη στην μεταφορική ταινία. Σκοπός της μεταφορικής ταινίας, είναι να οδηγήσει την σκόνη στο σιλό αποθήκευσης, και ενώ αρχικά διαστασιολογήθηκε με βάση το πρότυπο της CEMA και στην συνέχεια μοντελοποιήθηκε με χρήση πεπερασμένων στοιχείων με βάση τα οποία έγινε δυναμική ανάλυση. Το σιλό προδιαγράφεται να αποθηκεύει 68tn μαρμαρόσκονης και σχεδιάστηκε ώστε να αντέχει τα στατικά φορτία. Για την μέτρηση του αφέλιμου βάρους της σκόνης, στις στήριξης του σιλό, έχει τοποθετηθεί κατάλληλος εξοπλισμός μέτρησης βάρους υψηλής ακρίβειας. Ο εξοπλισμός αυτός υλοποιείται με μια custom διάταξη βάσεων συνδεδεμένων σε σειρά με της δοκούς στήριξης του σιλό, των οποίων η παραμόρφωση μετριέται με την χρήση απλών επιμηκυνσιόμετρο. Το κόστος της διάταξης αυτής κρίνεται σημαντικά μικρότερο σε σχέση με διατάξεις του εμπορίου. Εντός του σιλό, υπάρχει μικρή εγκατάσταση αερομεταφοράς για την απορρόφηση του νέφους που δημιουργείται από τις λεπτότερες κοκκομετρίες (κάτω των . Έγινε δυναμική ανάλυση ενός μικρού σωματίδιου, και υπολογίστηκε η απαιτούμενη παροχή αναρρόφησης, ώστε οι δυνάμεις αεροδυναμικής να είναι ισχυρότερες από τις βαρυτικές στα μικρά σωματίδια και να γίνεται η αναρρόφηση. Τα μικρά σωματίδια, οδηγούνται με κατάλληλες σωληνώσεις στο μικρό σιλό της εγκατάστασης, όπου υπάρχουν και τα σακκόφιλτρα. Για τον καθαρισμό των σακκόφιλτρων, μικρά βάρη εκτελώντας ελεύθερη πτώση, προκαλούν δόνηση στο έλασμα στήριξης τους. Επιλέχτηκε κατάλληλος ανεμιστήρας, όπου με κατάλληλο έλεγχο, τροφοδοτεί με σταθερή παροχή το δίκτυο των σωληνώσεων. Τέλος στην βάση της κάθε χοάνης των συλών, υπάρχει μεταφορικός κοχλίας, όπου στην περίπτωση του σιλό αποθήκευσης, τροφοδοτεί φορτηγό, και στην περίπτωση του σιλό με τα σακκόφιλτρα, αδειάζει σε μία καρότσα.

Ενότητα 2. Abstract

The subject-matter of this project is the design of an automated marble dusk truck unloading process. The first step was the sizing of the total facility based on the required production capacity to meet the design specifications. The next step was the detailed design of the components. In particular, the unloading trucks dispose of the marble dust in the hopper of the feeder, which was designed in order to withstand static and dynamic loads. In the bottom of the hopper, there is a small volumetric feeder. This volumetric feeder, as well as the other ones in the facility, have a conveyor screw that are designed in house for reasons of economics of scale and in order to allow for future modifications. The volumetric feeder empties the dust to the conveyor belt which transports it to the main silo. The conveyor belt was designed based on the CEMA standard. In addition, finite elements were created to make a dynamical analysis of the belt. The silo itself was designed to store 68tons of marble dust and withstand the resulting static loads. In order to measure the stored dust weight, a highly accurate measuring device was created, using strain gauges, and it is placed using beam-based structures. The cost of that device is deemed lower than similar measuring devices. Inside the silo, there is a filtering installation in order to filter the marble dust particles. A simulation was carried out and the necessary suction flow rate was determined. The marble particles are lead to filters trough a piping infrastructure. For cleaning the filters, small weights are dropped, causing vibrations in the sheet that supports the filters. Finally, in the hopper of each silo, there is a screw feeder. The feeder in the main silo unloads in the trucks while the filter silo screw empties its contents in a cart.

Ενότητα 3. Ανάλυση και υπολογισμός των υποσυστημάτων της εγκατάστασης

3.1. Ανάλυση Συλού

Αρχική Διαστασιολόγηση Σιλό

Το σιλό είναι το ενδιάμεσο στάδιο αποθήκευσης, συνεπώς η διαστασιολόγηση του είναι απαραίτητη για την λειτουργική διαστασιολόγηση των υπόλοιπων εξαρτημάτων.

Σύμφωνα με τις προδιαγραφές, έχουμε τα εξής δεδομένα:

- 15 τόνοι είσοδος στον τροφοδότη, με 10% να είναι μικρής κοκκομετρίας,
- Άρα 13.5 τόνοι είσοδος ανά φορτηγό στο συλό αποθήκευσης.
- Επιπλέον, πρέπει να έχουμε 35 τόνους σε κάθε έξοδο.

"Εστω ότι ξεκινάμε με άδειο σιλό, θα πραγματοποιηθεί η ακόλουθη σειρά γεμισμάτων, όπου το υπόλοιπο είναι:

$$\text{Υπόλοιπο}^{n+1} = \text{Υπόλοιπο}^n + (N_{\text{γεμισμάτων}} \cdot 13.5 - \text{Άδειασμα}) \quad (1.1)$$

Πίνακας 1. Υπόλοιπο συλού, μετά από σειρά αδειασμάτων

	3 γεμισμάτα	3 γεμισμάτα	3 γεμισμάτα	2 γεμισμάτα	3 γεμισμάτα	3 γεμισμάτα	2 γεμισμάτα	3 γεμισμάτα
Άδειασμα 35.15 τόνων								
Υπόλοιπο (tn)	5.35	10.7	16.05	7.9	5.35+7.9 = 13.25	5.35+13.25 = 18.6	10.5	15.85

Παρατηρούμε πως το τελικό υπόλοιπο είναι 15.85 (\approx 16.05) τόνοι. Έτσι, ακολουθούμε το μοτίβο γεμισμάτων (μέχρι να αδειάσει το σιλό): 2-3-3-2-3 που αντιστοιχεί σε 5 αδειάσματα. Μέσα στην μέρα έχουμε 8 αδειάσματα. Άρα, το μοτίβο μας στην εβδομάδα θα έχει την εξής μορφή:

Πίνακας 2. Εβδομαδιαίο μοτίβο αδειάσματων

Ημέρα 1	Ημέρα 2	Ημέρα 3	Ημέρα 4	Ημέρα 5
2-3-3-2-3 2-3-3	2-3 2-3-3-2-3 2	3-3-2-3 2-3-3-2	3 2-3-3-2-3 2-3	3-2-3 2-3-3-2-3

Σε αυτό το μοτίβο, αντιστοιχούν 21-20-21-21-21 γεμίσματα τη μέρα. Επίσης, η ημερήσια περίσσαια είναι: 18.6-7.9- 10.5-13.25- 15.85. Σε μια μέρα μπορεί να έχουμε το πολύ 25 γεμίσματα. Έτσι, αν πέρα από τα καθορισμένα (από το μοτίβο) γεμίσματα γίνουν και άλλα, θα έχουμε ανά μέρα 4-5-4-4-4 έξτρα γεμίσματα, δηλαδή 40.5-54-40.5-40.5-40.5 έξτρα τόνους συν την περίσσεια της μέρας. Έτσι, συνολικά, θα έχουμε:

$$V_{\{\text{design}\}} \geq \max(18.6 + 40.5, 13.25 + 54) \approx 68 \text{ ton} \quad (1.2)$$

Άρα το σιλό πρέπει να έχει χωρητικότητα > 68 τόνους. Έχοντας τη διάσταση του σιλό, προκύπτει ο μέγιστος αριθμός συνεχόμενων φορτηγών που μπορεί να υποστηρίξει το σύστημα. Αυτό, προκύπτει αν υπολογίσουμε τον χρόνο κατεργασίας στον τροφοδότη για τον οποίο $n+1$ συνεχόμενα φορτηγά θα προλάβουν να αδειάσουν χωρίς να περιμένει το τελευταίο πάνω από 14 λεπτά (14 λεπτά + 1 λεπτό αδειάσματος).

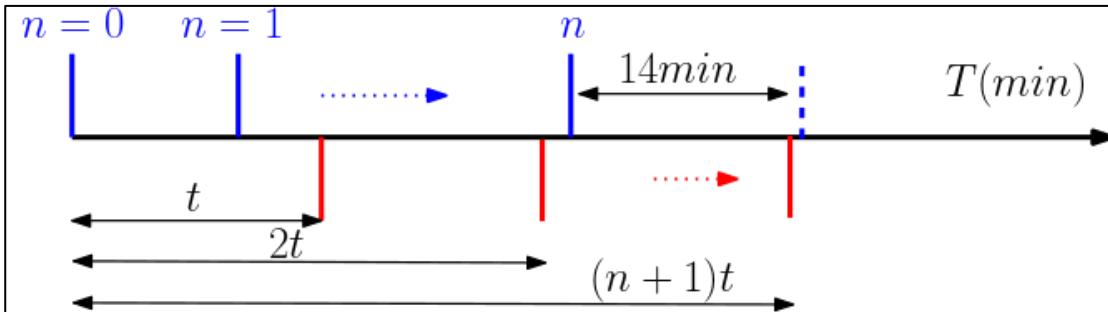
Αναλυτικότερα, θέτοντας τα παρακάτω μεγέθη:

- Χρόνος κατεργασίας στον ογκομετρητή: t
- Χρόνος για να είναι άδειος ο ογκομετρητής για το $n+1$ φορτηγό: nt
- Χρόνος αναμονής $n+1$ φορτηγού (που ήρθε ακριβώς σε $\Delta t = 10min$): $10n+14$

Τελικά:

$$10n + 14 \geq (n + 1)t \quad (1.3)$$

$$\text{Για } n=3, \text{ έχουμε: } t \leq \frac{10n+14}{n+1} = 11 \quad (1.4)$$



Εικόνα 1.1. Χρονοδιάγραμμα

Σχεδιασμός Σιλό – Εναλλακτικές

Τα κύρια ζητήματα για τον σχεδιασμό ενός σιλό είναι:

- Να έχει αρκετό όγκο
- Η αντοχή του στα διάφορα φορτία
- Η επίτευξη ικανοποιητικού flow rate ώστε να είναι συμβατό με τις απαιτήσεις παροχής του τροφοδοτικού κοχλία.
- Η αποφυγή arches και ratholes. Φαινόμενα που μπορεί να οδηγήσουν σε σταματημό της παροχής αλλά και σε καταστροφή του σιλό.

Για την αποφυγή αυτών των φαινομένων υπάρχουν 2 εναλλακτικές. Σχεδιασμός mass flow rate, ή χρήση discharging mechanisms.

Οι εναλλακτικές σχεδιασμού είναι :

- **Wedge Hopper** – Σιλό ορθογώνιας διατομής

Πλεονεκτήματα:

1. Είναι πιο εύκολα συμβατό με τον τροφοδοτικό κοχλία.
2. Σε σχεδιασμό για mass flow, καταλήγει σε πιο κοντές κατασκευές.
3. Θα μπορούν ευκολότερα να τοποθετηθούν δευτερεύοντα εξαρτήματα για την μεταφορική ταινία και το σύστημα αερομεταφοράς.

Μειονεκτήματα:

1. Έχει συγκέντρωση τάσεων, ωστόσο σε μικρά σιλό, δεν είναι σημαντική. (Το πρότυπο την αγγονεί). Δυσκολότερη ανάλυση.

- **Conical Hopper** – Σιλό κυκλικής διατομής

Συνεπώς, η διαδικασία σχεδιασμού είναι η εξής. Σχεδιασμός σιλό με τετραγωνικό hopper, που θα σχεδιαστεί για mass flow. Έτσι, αποφεύγεται ο χρήση βιοθητικού μηχανισμού. Επιπλέον, θα ελεγχθεί πως η παροχή ελεύθερης απόρριψης (discharge χωρίς τροφοδοτικό κοχλία συνδεδεμένο) είναι μεγαλύτερη αυτής που υπολογίζεται στον μεταφορικό κοχλία. Υστερα, θα γίνει έλεγχος αντοχής και υπολογισμός των απαραίτητων φορτίων.

Όγκος

$$V_{material} = V_{hopper}(a_1, b_1, \beta) + V_{cylM}(a_2, b_2, h_r) + V_{pile}(a_2, b_2, h_p(\beta_r)) \quad (1.5)$$

Όπου V_{hopper} ο όγκος του hopper, V_{recM} ο όγκος του ορθογωνικού τμήματος του σιλό που περιέχει υλικό, V_{pile} ο όγκος του υλικού που βρίσκεται στον «λόφο» απόρριψης (pile). Επίσης, τα a_1, b_1, a_2, b_2 είναι οι διαστάσεις της ορθογωνικής διατομής στην έξοδο του hopper (δείκτης 1) και της διατομής του σιλό (δείκτης 2), το β είναι η γωνία απόρριψης (discharge angle), το $h_p(\beta r)$ είναι το ύψος του pile, το οποίο εξαρτάται από την γωνία πρανούς¹ και τέλος το h_r είναι το ύψος του σιλό που είναι γεμάτο με υλικό. Οι όγκοι δίνονται από τους τύπους:

$$V_{hopper} = \frac{h_{hopper}}{3} (b_1 a_1 + a_2 b_2 + \sqrt{a_1 a_2 b_1 b_2}) \quad (1.6)$$

$$V_{recM} = b_2 a_2 h_r \quad (1.7)$$

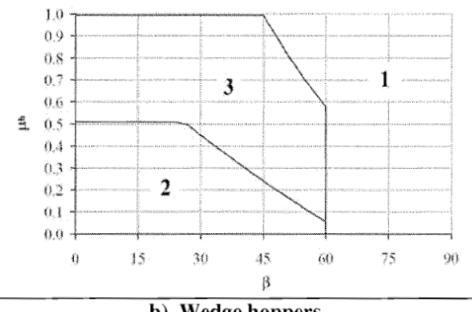
$$V_{pile} = \frac{h_p}{3} b_2 a_2 = \frac{\tan(\beta_r) \min(a_2, b_2)}{2} \cdot \frac{1}{3} b_2 a_2 \quad (1.8)$$

Τα μεγέθη a_1, b_1 προκύπτουν ώστε το hopper να είναι συμβατό με τον μεταφορικό κοχλία. Η μέγιστη γωνία απόρριψης προκύπτει από το πρότυπο. Έτσι, με βάση την μέγιστη γωνία απόρριψης, τις διαστάσεις a_1, b_1 και το επιθυμητό ύψος της χοάνης, υπολογίζονται οι μέγιστες διαστάσεις $a_{2,max}, b_{2,max}$. Ύστερα, επιλέγονται $a_2 < a_{2,max}$ και $b_2 < b_{2,max}$. Έχοντας υπολογίσει τις βασικές διαστάσεις της χοάνης, το ύψος του σιλό προκύπτει ώστε ο όγκος του σιλό πρέπει να είναι τόσος ώστε να χωράει 68 τόνους μαρμαρόσκονης.

Έτσι:

$$h_{silo} > h_{hopper} + h_r(V_{max}) + h_p \quad (1.9)$$

Εδώ, πρέπει να τονισθεί πως βρίσκεται το πάνω όριο της γωνίας απόρριψης β . Με βάση το παρακάτω διάγραμμα, και καθώς ο συντελεστής τριβής με το τοίχο (wall friction coefficient) είναι 0.51, προκύπτει πως πρέπει να ισχύει $\beta < 25^\circ$.



b) Wedge hoppers

Εικόνα 1.2. Νομογράφημα για καθορισμό ροής χοάνης, η περιοχή 2 αντιστοιχεί σε mass flow rate

Η ανάλυση αυτή μας δίνει τις βασικές διαστάσεις του σιλό.

$a_1 [m]$	1.21	$a_2 [m]$	3.14
$b_1 [m]$	1.72	$b_2 [m]$	3.7
$h_{hopper} [m]$	2.25	$h_r^2 [m]$	2.5

¹ Γίνεται υπόθεση πως η κορυφή του λόφου απόρριψης είναι στο κέντρο του σιλό. **Σχεδιαστικά, θα γίνει προσπάθεια η μεταφορική τανία να ρίχνει στο μέσο τα περιεχόμενα, όταν είναι γεμάτο το σιλό.**

² Παρουσιάζεται το ελάχιστο ύψος που εξασφαλίζει το απαιτούμενο όγκο. Το πραγματικό ύψος θα είναι ψηλότερο, ώστε να επιτρέπει την απόρριψη από την τροφοδοτική τανία κλπ.

Discharge rate

Έχοντας τις βασικές διαστάσεις, μπορεί να γίνει έλεγχος της ελεύθερης παροχής. Για σωματίδια με κοκκομετρία μικρότερη των 400μμ χρησιμοποιείται ο τύπος του Carleton³:

$$\frac{4V_o \sin(\beta)}{B} + \frac{15\rho_{air}^{1/3} \mu_{air}^{2/3} V_o^{4/3}}{\rho_p d_p^{5/3}} - g = 0 \quad (1.10)$$

$$\dot{m}_{open} = \rho_b A V_o \quad (1.11)$$

Όπου V_o η ταχύτητα εξόδου των σωματιδίων, β η γωνία απόρριψης, B το πλάτος της χοάνης, $\rho_{air} = 1.22 \text{ kg/m}^3$, $\mu_{air} = 1.8 \cdot 10^{-5} \text{ Pa s}$, $\rho_p = 2711 \text{ kg/m}^3$ η πυκνότητα των σωματιδίων, $\rho_b = 1223 \text{ kg/m}^3$ η φαινόμενη πυκνότητα, και d_p η μέση κοκκομετρία των σωματιδίων.

Πρέπει να ισχύει:

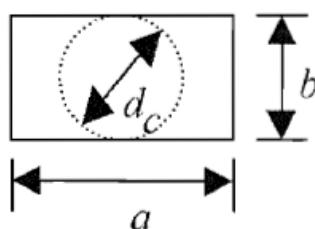
$$\dot{m}_{open} > \dot{m}_{screw feeder} \quad (1.12)$$

Design Loads – Vertical walls

Τα φορτία, ειδικά σε mass flow hoppers, υπολογίζονται σε δύο περιπτώσεις, όταν είναι πλήρως γεμάτο το σιλό και κατά το άδειασμα (άδειασμα από πλήρως γεμάτο). Αυτές είναι οι δυσμενέστερες καταπονήσεις. Αρχικά, πρέπει να γίνει κατηγοριοποίηση του silo. Σύμφωνα με το πρότυπο, επειδή η χωρητικότητα του θα είναι μικρότερη των 100 τόνων, ανήκει στην κατηγορία Action Assessment Class 1.

Υστερα, πρέπει να γίνει έλεγχος αν είναι slender. Αρχικά, βρίσκεται η υδραυλική διάμετρος του σιλό. Πρέπει να ισχύει $h_c/d_{hydraulic} > 2$.

$$A/U = (b/2) / (1+b/a)$$



Εικόνα 1.3. Ισοδύναμη υδραυλική διάμετρος

$$d_{hydraulic} = \frac{A}{U} = \frac{\min(b_2, a_2)/2}{1 + \min(b_2/a_2, a_2/b_2)} \quad (1.13)$$

Filling Loads - vertical walls:

Οι πιέσεις p_{hf} , p_{wf} , p_{vf} είναι η οριζόντια, η πίεση τριβής και η κατακόρυφη πίεση.

$$p_{hf}(z) = p_{ho} Y_J(z) \quad (1.14)$$

$$p_{wf} = \mu p_{ho} Y_J(z) \quad (1.15)$$

$$p_{vf} = \frac{p_{ho}}{K} Y_J(z) \quad (1.16)$$

Επίσης, η δύναμη τριβής ανά μήκος της περιμέτρου είναι:

$$n_{zsk} = \mu p_{ho} [z - z_o Y_J(z)] \quad (1.17)$$

Με

³ https://powderprocess.net/Powder_Flow/Bulk_Discharge_Rate.html

$$p_{ho} = \gamma K z_o \quad (1.18)$$

$$z_o = \frac{1}{K\mu} D_{hydraulic} \quad (1.19)$$

$$Y_J(z) = 1 - \exp\left(-\frac{z}{z_o}\right) \quad (1.20)$$

Με $\gamma = 13 \text{ kg/m}^3$ τα φαινόμενο βάρος του υλικού⁴, μ τον συντελεστή τριβής τοίχου, K τον λόγο της κάθετης πίεσης (lateral pressure ratio), z το βάθος του υλικού (Από το ύψος της ισοδύναμης επιφάνειας).

Discharge Loads - vertical walls:

Η οριζόντια πίεση και η πίεση τριβής στην περίπτωση του αδειάσματος δίνονται από τον τύπο:

$$p_{he} = C_h p_{hf} \quad (1.21)$$

$$p_{we} = C_w p_{wf} \quad (1.22)$$

Όπου οι συντελεστές C_h , C_w για τα σιλό της κατηγορίας 1 δίνονται από τους τύπους:

$$C_h = 1.15 + 1.5 \left(1 + 0.4 \frac{e/d_{hydraulic}}{d_{hydraulic}}\right) C_{op} \quad (1.23)$$

$$C_w = 1.4 \left(1 + 0.4 \frac{e/d_{hydraulic}}{d_{hydraulic}}\right) \quad (1.24)$$

Όπου, e είναι η εκκεντρότητα ($\max(e_{pile}, e_{outlet})$), η οποία προσεγγιστικά λαμβάνεται 0 και $C_{op} = 0.5$ σταθερά υλικού που δίνεται από το πρότυπο. Ομοίως, η δύναμη τριβής ανά μήκος της περιμέτρου είναι:

$$n_{zSk} = C_w \mu p_{ho} [z - z_o Y_J(z)] \quad (1.25)$$

Τέλος, για τα σιλό της κατηγορίας 1, συγκεντρωμένες πιέσεις (patches) παραλείπονται και στα filling και στα discharging loads.

Design Loads – Hopper

Αρχικά, πρέπει να γίνει κατηγοριοποίηση της χοάνης σε steep ή shallow, ανάλογα την κλίση της. Για να είναι steep, πρέπει η γωνία απόρριψης να ισχύει:

$$\beta < \tan\left(\frac{1-K}{2\mu_h}\right) \approx 24.3 \quad (1.26)$$

Καθώς τα όριο μεταξύ shallow και steep hopper είναι συνεχές σύμφωνα με το πρότυπο, επιλέχθηκε να γίνει ανάλυση ως steep χοάνη.

Η μέση κάθετη πίεση στην αλλαγή δίνεται από τον τύπο:

$$P_{vft} = C_b p_{vf}(z = hc) \quad (1.27)$$

όπου $C_b = 1.3$. Η μέση κάθετη πίεση στο υπόλοιπο της χοάνης δίνεται από τον τύπο:

$$p_v(x) = \frac{\gamma h_h}{n-1} \left[\frac{x}{h_h} - \left(\frac{x}{h_h} \right)^n \right] + p_{vft} \left(\frac{x}{h_h} \right)^n \quad (1.28)$$

$$n = S \left(F \mu_{heff} \cot(\beta) + F \right) - 2 \quad (1.29)$$

Με $S = 1 + b_2/a_2$, h_h το ύψος της χοάνης, x η απόσταση από το κάτω μέρος της χοάνης, $\mu_{heff} = \mu$, ο συντελεστής τριβής με τον τοίχο, ενώ οι σταθερές F δίνονται παρακάτω ανάλογα με την περίπτωση αδειάσματος ή γεμισμένου hopper.

Filling Loads - hopper :

Η παράμετρος F δίνεται από τον τύπο:

$$F_f = 1 - \frac{b}{1 + \tan(\beta)/\mu_h}, b = 0.2 \quad (1.30)$$

⁴ Από το πρότυπο, υπάρχουν δύο τιμές $\gamma_{upper} = 13 \frac{kN}{m^3}$, $\gamma_{lower} = 11 kN/m^3$. Στο πρότυπο προτείνεται να ληφθεί η μέση τιμή. Ωστόσο, λήφθηκε η μεγαλύτερη για να είναι πιο συντηρητικοί οι υπολογισμοί.

Η κάθετη πίεση και η πίεση τριβής από τον τύπο:

$$p_{nf} = F_f p_v \quad (1.31)$$

$$p_{tf} = \mu_h F_f p_v \quad (1.32)$$

Discharge Loads - hopper:

$$F_e = \frac{1 + \sin\varphi_i \cos\epsilon}{1 - \sin\varphi_i \cos(2\beta + \epsilon)} \quad (1.33)$$

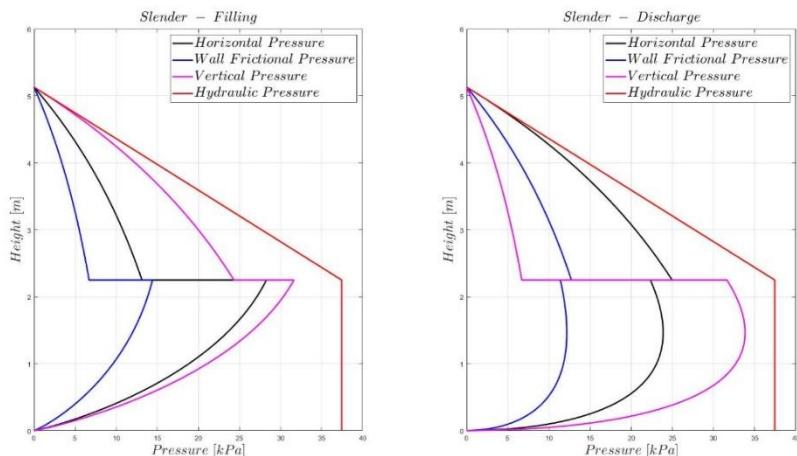
$$\epsilon = \text{atan } \mu_h + \text{asin}\left(\frac{\sin(\text{atan } \mu_h)}{\sin \varphi_i}\right) \quad (1.34)$$

Η κάθετη πίεση και η πίεση τριβής από τον τύπο:

$$p_{ne} = F_e p_v \quad (1.35)$$

$$p_{te} = \mu_h F_e p_v \quad (1.36)$$

Ενδεικτικά διαγράμματα με τα φορτία παρουσιάζονται παρακάτω:



Εικόνα 1.4. Διάγραμμα φορτιών κατά τον ύψους των συλού

Στατική ανάλυση συλού, ανάλυση με πεπερασμένα στοιχεία

Αρχικά, πρέπει να προσδιοριστεί ο σκοπός της ανάλυσης⁵, ο οποίος είναι η γενική διαστασιολόγηση του σιλού ώστε να αντέχει στα φορτία που καλείται να φέρει. Σε πρώτη φάση δεν ενδιαφερόμαστε για αντοχή των επιμέρους συνδέσεων, για αυτό και αυτές απλοποιούνται στο τελικό μοντέλο (*defeathering*). Καθώς θεωρείται πως η εκκεντρότητα του περιεχομένου θα είναι μηδενική, και επειδή υπάρχει ένα επίπεδο συμμετρίας, επιλέχθηκε η ανάλυση να γίνει στο μισό σιλού, ώστε να μειωθεί το υπολογιστικό κόστος.

Αρχικά, πρέπει να γίνει η επιλογή υλικού⁶:

Πίνακας 1.3. Αξιολόγηση, συνήθων υλικών κατασκευής συλού

Properties	CRCA	GI	Aluzinc	Aluminium	Stainless Steel
Strength	Good			Low	Very Good
Weight	High				High
Corrosion Resistance	Low	Good		High	Very High
Weldability	Very Good	NR*		Good	Very Good
Cost	\$			\$\$	\$\$\$

Note: NR* = Not Recommended: Welding on the pre-coated sheets will remove the coating on the welded area.
That results in a reduction in corrosion resistance.

Σύμφωνα με τον παραπάνω πίνακα, και καθώς θα υπάρχουν συγκολλήσεις στην εγκατάσταση, ενώ πρέπει να υπάρχει και αντοχή στην διάβρωση, επιλέχθηκε σαν υλικό **κράμα αλουμινίου**. Οποιοδήποτε αλουμίνιο στις σειρές (3000,4000,5000,6000 κλπ.) με yield strength μεγαλύτερη των 280MPa είναι ικανοποιητικό.

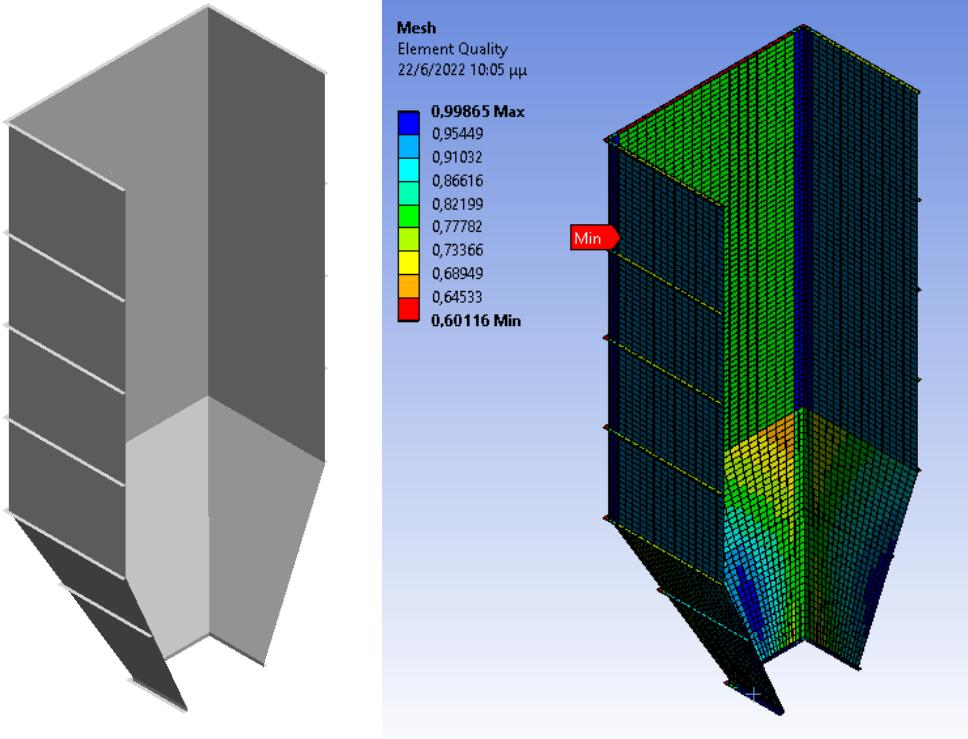
Για την ανάλυση τα βήματα είναι τα εξής:

- Δημιουργία απλής γεωμετρίας στο Solidworks
 - Μόνο βασικές γεωμετρικές διαμορφώσεις
 - Χρήση επιφανειών (surface) ώστε μετά να χρησιμοποιηθούν shell elements. Είτε, μειώνεται το υπολογιστικό κόστος στην ανάλυση.
- Προ-επεξεργασία γεωμετρίας
 - shared topology
 - διαμορφώσεις ώστε να υπάρξουν mappable faces
- Δημιουργία mesh
 - Έχοντας χωρίσει το σιλό σε απλές γεωμετρικές περιοχές, γίνει η χρήση της επιλογής face-meshing

⁵ Ανάλογα τον στόχο της ανάλυσης, μπορούν να γίνουν διαφορετικές παραδοχές.

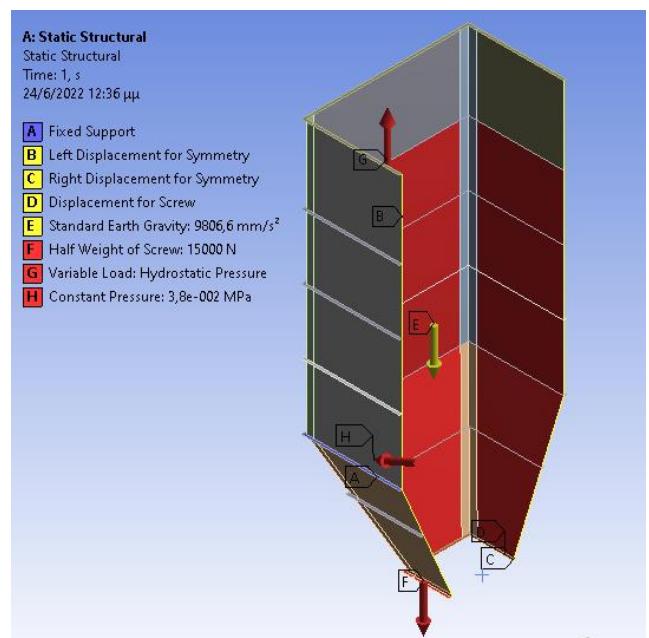
⁶ <https://www.smlease.com/entries/sheet-metal-design/sheet-metal-materials/>

- Χρήση κριτηρίων (element quality – skewness) για επιβεβαίωση καλού πλέγματος
- Επιλογή Οριακών συνθηκών



Εικόνα 1.5. Αριστερά: Απλοποιημένη (defeatured) γεωμετρία που δημιουργήθηκε στο Solidworks. Δεξιά: Το τελικό mesh στον αρχικό σχεδιασμό και η ποιότητα των στοιχείων.

- Επιλέχθηκε αντί για την μεταβλητή πίεση που υπολογίστηκε σύμφωνα με το πρότυπο, να χρησιμοποιηθεί υδροστατική πίεση σας φορτίο πίεσης. Καθώς η υδροστατική πίεση είναι μεγαλύτερη, το τελικό design είναι **υπερδιαστασιολογημένο**. (Variable Load Hydrostatic Pressure)
- Στην χοάνη, επιλέχθηκε σταθερή πίεση 38kPa. (Constant Pressure)
- Επιλέχθηκε κύλιση που περιορίζει την κίνηση ως προς το επίπεδο συμμετρίας (Left/Right Displacement for Symmetry)
- Επιπλέον, καθώς θα είναι συνδεδεμένος ο μεταφορικός κοχλίας, θεωρήθηκε πως το μισό βάρος του (15kN) θα στηρίζεται από το σιλό (Half Weight of Screw).
- Επιπλέον, οι κοχλιοσυνδέσεις του μεταφορικού κοχλία θα περιορίζουν την επίπεδη κίνηση του κάτω μέρους της χοάνης. Οπότε, τέθηκαν σαν οριακές συνθήκες 2 κυλίσεις που περιορίζουν την κίνηση στο κάτω επίπεδο. (Displacement for Screw).
- Επιπλέον, καθώς η κατασκευή έχει μεγάλο βάρος, λήφθηκε υπόψη η επίδραση της βαρύτητας (standard earth gravity)

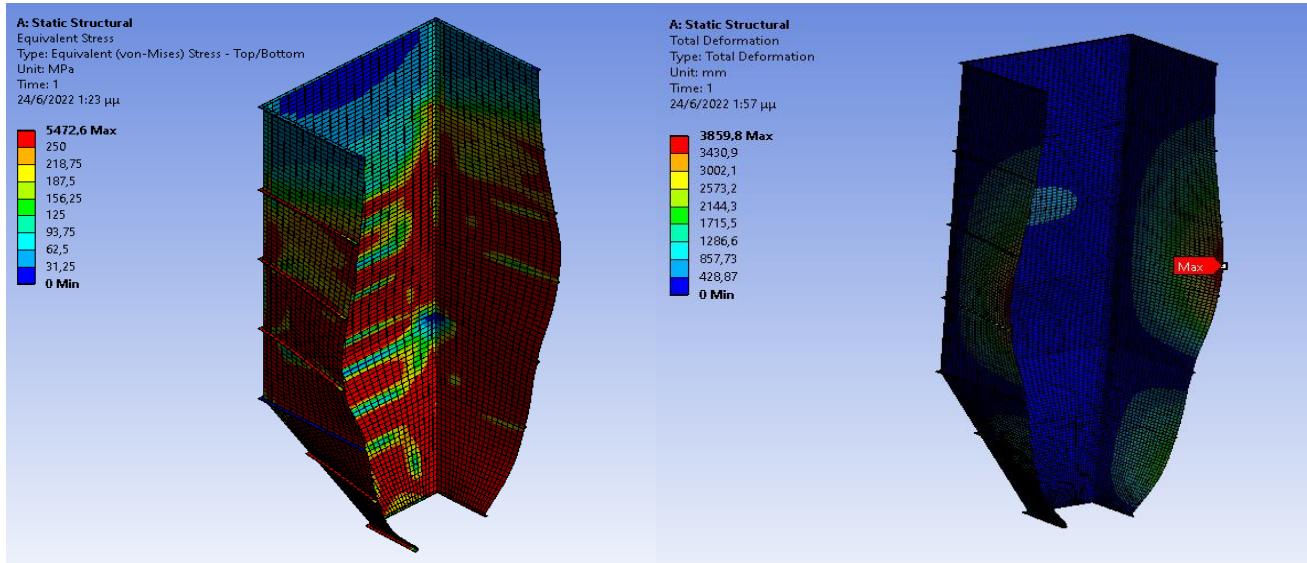


Εικόνα 1.6. Οριακές συνθήκες συλού

Εδώ πρέπει να τονισθεί πως το fixed constraint στην σύνδεση με την βάση και οι κυλίσεις στην κοχλιοσύνδεση είναι υπερβολικές οριακές συνθήκες, οι οποίες τοπικά θα αυξήσουν τις μέγιστες εμφανιζόμενες τάσεις. **Ωστόσο, καθώς ο σκοπός της ανάλυσης είναι η γενική διαστασιολόγηση** (πάχη, διαμορφώσεις αύξησης στιβαρότητας) **και όχι το detailed design** (αντοχή επιμέρους εξαρτημάτων), οι παραδοχές αυτές κρίνονται αποδεκτές. Μάλιστα, η παραδοχή των κυλίσεων στην βάση ελέγχεται και αργότερα.

- Επίλυση – Αξιολόγηση λύσης

Το αρχικό design (καμία διαμόρφωση αύξησης στιβαρότητα) αστοχεί και έχει μεγάλα deformations.



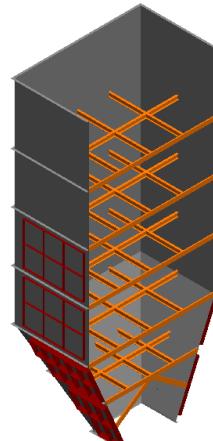
Εικόνα 1.7. Αποτελέσματα του αρχικού σχεδιασμού του συλού.

Επανασχεδιασμός Σιλού

Με διάφορες δοκιμές, παρουσιάζεται το τελικό μοντέλο.

Έγιναν οι εξής αλλαγές⁷:

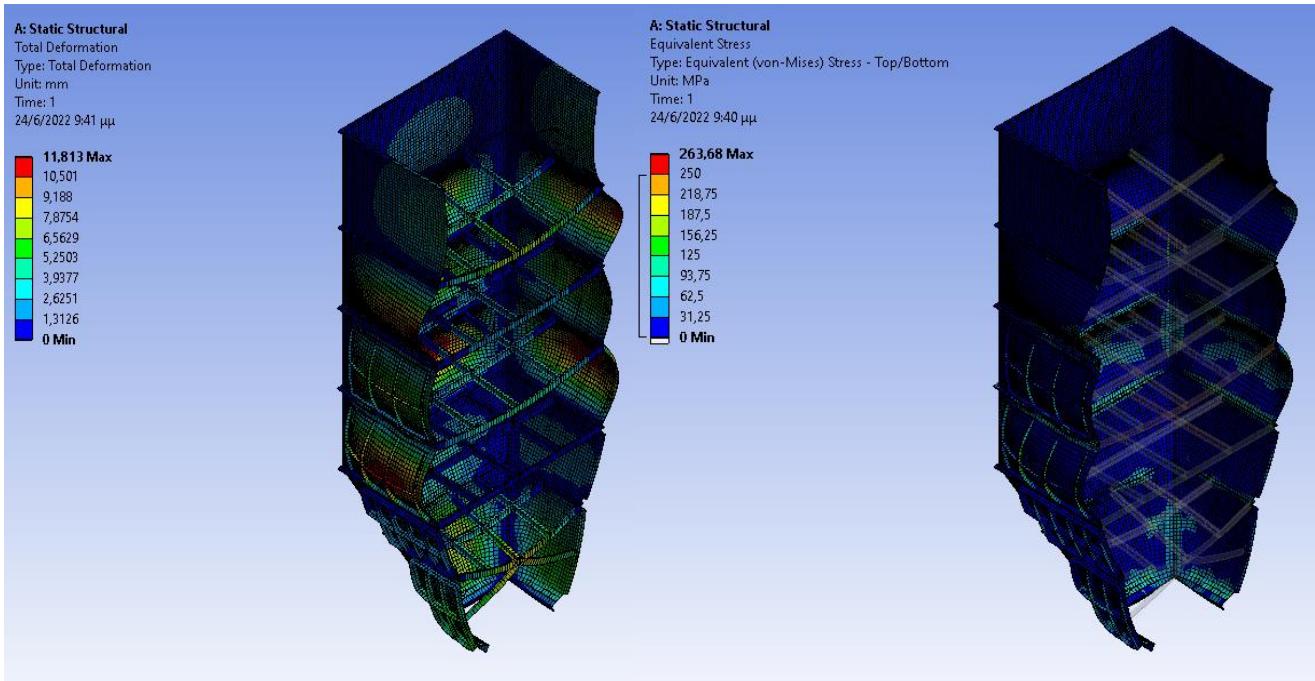
- Αρχικά, πάχυναν τα τοιχώματα. Από ελάσματα πάχους 5mm, χρησιμοποιήθηκαν ελάσματα πάχους 10mm.
- Εισάχθηκαν εσωτερικές δοκοί ώστε να αυξηθεί η στιβαρότητα του σιλού και να μειωθεί η παραμόρφωση λόγω της εσωτερικής πίεσης. Οι δοκοί αυτοί μοντελοποιήθηκαν με **beam-elements** για μείωση του υπολογιστικού κόστους.
- Επιπλέον, προστέθηκαν διαμορφώσεις στο εξωτερικό του ώστε να αυξηθεί η δυσκαμψία των ελασμάτων της χοάνης και των χαμηλότερων στρώσεων του σιλού και να μειωθεί η παραμόρφωση.



Εικόνα 1.8. Ανασχεδιασμός συλού.

⁷ Λόγω των πολλαπλών διαμορφώσεων, δεν δημιουργήθηκε δομημένο πλέγμα.

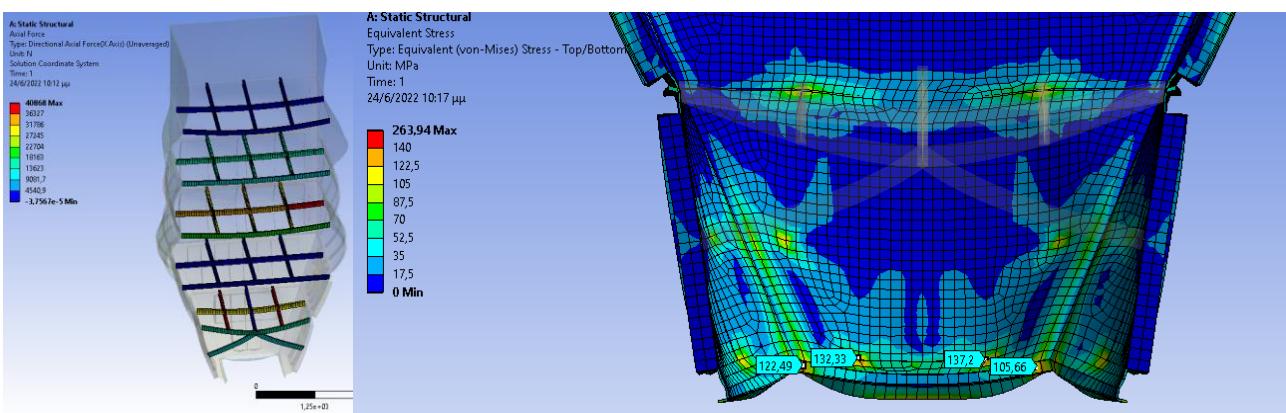
Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται παρακάτω. Παρατηρείται πως αντέχει σε φόρτιση μεγαλύτερη από την αναμενόμενη, οπότε το σχέδιο κρίνεται ασφαλές. Επιπλέον, ελέγχθηκε η αξονική φόρτιση των δοκών, η οποία είναι κατά μέγιστο 40kN. Η κάμψη ήταν αμελητέα. $\sigma = \frac{F}{A} = \frac{40kN}{1090mm^2} = 36.7 MPa < \sigma_{yield, structural steel}$



Εικόνα 1.9. Αποτελέσματα ανάλυσης τελικής διαμόρφωσης του σιλό

Έλεγχος υπόθεσης κύλισης – Ανεξαρτησία Λύσης από πλέγμα.

Για επαλήθευση του design, έγινε η ανάλυση αγνοώντας τις κυλίσεις στη σύνδεση με τον κοχλία. Παρατηρείται πως οι τάσεις αυξάνονται, αλλά και πάλι δεν ξεπερνάνε το $0.5\sigma_{yield}$ του αλουμινίου. Στην πράξη, το τασικό πεδίο θα είναι κάτι ενδιάμεσο από τις δύο περιπτώσεις. **Καθώς είναι ασφαλές και στις δύο περιπτώσεις, η σχεδίαση κρίνεται ικανοποιητική.**



Εικόνα 1.10. Αριστερά, αντοχή δοκών. Δεξιά, αλλαγή οριακών συνθηκών για επιβεβαίωση αντοχής

Επιπλέον, έγινε μια ανάλυση με στοιχεία με το μισό μέγεθος, ώστε να επιβεβαιωθεί πως η λύση είναι ανεξάρτητη του πλέγματος. Τα τασικό πεδίο ήταν παρόμοιο με την μέγιστη τάση να φτάνει τα 271MPa. Στις ενώσεις αυξήθηκε η τάση. Αυτό οφείλεται στην μοντελοποίηση, η οποία δημιουργεί έντονες γωνίες και

υπερβολικές συγκεντρώσεις τάσεων. Καθώς ο σκοπός της ανάλυσης ήταν η γενική διαστασιολόγηση, **τα singularities αυτά αγνοούνται**.

Πίνακας 1.4. Επιβεβαίωση των αποτελεσμάτων, ανεξάρτητα της πυκνότητας του πλέγματος.

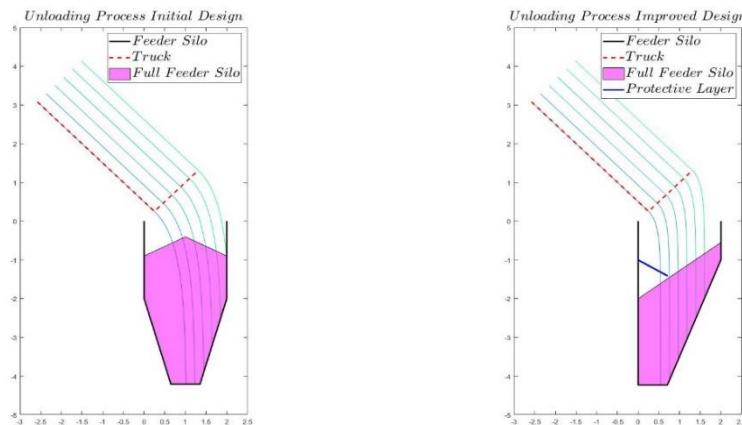
	Αριθμός Στοιχείων	Αριθμών Κόμβων	Μέγιστη παραμόρφωση [mm]	Μέγιστη τάση [MPa]
Coarse mesh	26501	27752	11.526	264

3.2. Σχεδιασμός Χοάνης Τροφοδότη

Υπάρχουν 2 φορτία στα οποία πρέπει να αντέχει η χοάνη του τροφοδότη:

- Πίεση όταν είναι γεμάτη
- Κρουστικά φορτία από το άδειασμα των φορτηγών

Αρχικά, έγινε μια προσομοίωση της πτώσης του υλικού ώστε να βρεθεί η περιοχή και η έκταση της κρούσης στην χοάνη. Παρατηρήθηκε, πως υλικό θα προσκρούει απευθείας στον τροφοδοτικό κοχλία, οπότε αλλάχθηκε ο σχεδιασμός ώστε να προστατεύεται ο κοχλίας. Στο δεύτερο design, μπορεί να προστεθεί ένα προστατευτικό έλασμα και να απομακρύνει την μαρμαρόσκονη. Παρακάτω εμφανίζονται οι 2 εναλλακτικές σχεδιασμού:

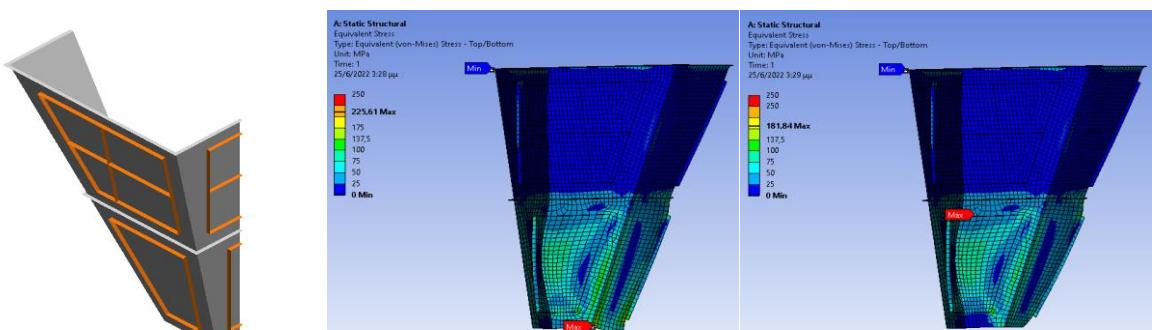


Εικόνα 2.1. Εναλλακτικές σχεδιασμού χοάνης τροφοδότη.

Σύμφωνα με την προσομοίωση, οι κόκκοι με διάμετρο d_p και μάζα m_p φτάνουν στην χοάνη με τερματική ταχύτητα, που δίνεται σύμφωνα με τον τύπο ($Cd_{\{sphere\}} \approx 1$ καθώς $Re \ll$):

$$V_{terminal} = \sqrt{8m_p g / \rho_{air} C_d \pi d_p^2} = 2.1 \text{ m/s} \quad (2.1)$$

Για τους υπολογισμούς αντοχής, αρχικά επιλέχθηκε το υλικό, το οποίο είναι ξανά κράμα αλουμινίου. Η πίεση, υπολογίζεται αναλυτικά σύμφωνα με το πρότυπο αλλά για ευκολία στην ανάλυση θα θεωρηθεί σταθερή, ίση με 12kPa που είναι το μέγιστο προκύπτει από το πρότυπο. Η μοντελοποίηση και οι οριακές συνθήκες είναι παρόμοια με του σιλό. Καθώς είναι μικρότερο, αμελήθηκε η επίδραση της βαρύτητας. Επιπλέον, ξανά-ελέγχθηκε η υπόθεση των κυλίσεων στις κοχλιοσυνδέσεις με τον κοχλία, ώστε να βρεθούν



Εικόνα 2.2. Στατική ανάλυση χοάνης τροφοδότη.

τα δυο ακραία τασικά πεδία. Αντέχει και στα δύο, άρα το design είναι ασφαλές ως προς τις πιέσεις που δέχεται όταν είναι γεμάτο.

Κρουστικό Φορτίο

Από την θεωρία των ρευστών, η δύναμη που ασκεί σε μόνιμη κατάσταση ένα ρευστό είναι:

$$F_{massflow} = \int_A \rho V \otimes V dA \rightarrow F = \dot{m}V = \frac{15 \cdot 10^3}{60} 2.1 = 525 N \quad (2.2)$$

Οπότε, η ΔΕ που περιγράφει την κίνηση της πλάκας στο άδειασμα του φορτηγού είναι η παρακάτω.

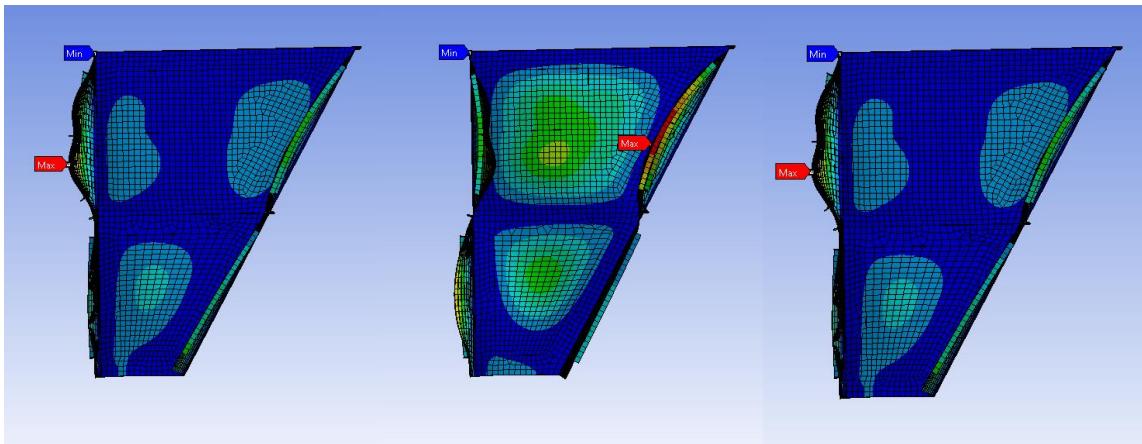
$$m_{eq}\ddot{x} + k_{eq}x = F_{mass flow} \quad (2.3)$$

Υστερα, πρέπει να βρεθούν οι ισοδύναμες παράμετροι k_{eq} , m_{eq} . Στην πραγματικότητα η χοάνη έχει πολλούς (άπειρους) βαθμούς ελευθερίας και συνεπώς η ΔΕ είναι στην πραγματικότητα διανυσματική. Συνεπώς, πρέπει να επιλεχθεί ο βαθμός του μοντέλου.

Πίνακας 2.1. Αποτέλεσματα από modal analysis του Ansys

Mode	Frequency [Hz]	X Direction	Y Direction	Z Direction	Rotation X	Rotation Y	Rotation Z
1	17,637	0.17367	1,7339e-002	2,9259e-002	0.35545	6.142e-002	
2	20,947	0.62626	1,7732e-002	2,369e-002	3,6715e-002	0.54084	0.49768
3	24,302	0.66417	7,9798e-002	2,3749e-002	0.44591	0.60311	0.50286
4	25,398	0.66917	0.83284	0.37623	0.55852	0.62783	0.53687
5	27,273	0.7058	0.90582	0.44652	0.89627	0.63033	0.6167
6	28,719	0.84482	0.90711	0.86882	0.8993	0.76783	0.7052
7	31,92	0.86133	0.91205	0.9172	0.90312	0.78989	0.71809
8	38,014	0.86382	0.91682	0.92348	0.90588	0.80466	0.72006
9	39,231	0.86465	0.92036	0.92354	0.91373	0.80606	0.7647
10	39,516	0.86465	0.96167	0.93879	0.91493	0.81562	0.78182
11	40,373	0.86482	0.96211	0.94153	0.91772	0.83028	0.83405
12	46,794	0.86939	0.9648	0.94302	0.91933	0.83803	0.83633
13	49,754	0.87005	0.9649	0.94337	0.9394	0.83999	0.83677
14	52,898	0.87047	0.96779	0.94439	0.9395	0.84247	0.86043
15	55,033	0.88923	0.9713	0.94982	0.96273	0.89168	0.86187
16	58,072	0.97501	0.97321	0.96669	0.96813	0.96501	0.95553
17	63,782	0.99745	0.97496	0.97172	0.97019	0.9875	0.99464
18	66,336	0.99799	0.97507	0.97289	0.97411	0.99623	0.99465
19	72,593	0.99922	0.97878	0.99893	0.97902	0.99697	0.99964
20	74,074						

Για αυτό ελέγχεται η συμμετοχή των ιδιόμορφών στην ταλάντωση προς την διεύθυνση της κρούσης. Από τον πίνακα φαίνεται να υπάρχουν 3 Ιδιομορφές με μεγάλη συνεισφορά. Όμως, μόνο η τέταρτη ιδιομορφή αφορά την περιοχή ενδιαφέροντος. Έτσι, επιλέγεται μοντέλο 1 βαθμού ελευθερίας.



Εικόνα 2.3. Ιδιομορφές με μεγάλη συνεισφορά στην κατεύθυνση της κρούσης. Από αριστερά στα δεξιά εμφανίζεται η 4^η, 5^η, 10^η ιδιομορφή. Παρατηρείται πως μόνο η 5^η αφορά την περιοχή ενδιαφέροντος.

Έτσι προκύπτει $m_{eff} = 3.63kg$ και $\omega_5 = 27,27 rad/s$. Εισάγοντας μια κατανεμημένη δύναμη 1N στην περιοχή της κρούσης, λύθηκε το στατικό πρόβλημα. Η μέση μετατόπιση ήταν: $\bar{\delta} = -5,4747 \cdot 10^{-4} mm$.

Άρα: $K_{eff} = F/\bar{\delta} = 1.8266 \cdot 10^6 N/m$

Καθώς είναι μοντέλο ενός βαθμού ελευθερίας, υπάρχει αναλυτική λύση:

$$x = \frac{F_{mass flow}}{k_{eff}} (1 - \cos(\omega t)) \rightarrow X_{MAX} = 2 \frac{F_{mass flow}}{k_{eff}} = 0.574 mm \quad (2.4)$$

Καθώς η δύναμη $F_{mass flow}$ προκαλεί μικρότερη πίεση από 10kPa και επειδή η παραμόρφωση από την κρούση είναι μικρή, το design κρίνεται ασφαλές και ως προς τα κρουστικά φορτία.

3.3. Ανάλυση μεταφορικού κοχλία

Ογκομετρικοί τροφοδότες

Στο πλαίσιο της παρούσας εγκατάστασης, χρειάστηκε να δοθούν λύσεις για τις εξής τροφοδοτικές διαδικασίες

- Τροφοδοσία του υλικού από την χοάνη απόρριψης σκόνης στην μεταφορική ταινίας
- Τροφοδοσία του υλικού από το μεγάλο σιλό προς τα φορτηγά οχήματα.
- Τροφοδοσία της λεπτής σκόνης από το μικρό σιλό προς το καρότσι μεταφορά.

Με βάση την ζητούμενη εγκατάσταση κρίθηκε σκόπιμη η *In – House* κατασκευή και σχεδιασμός των μεταφορικών κοχλιών, ώστε να καλύπτονται με την ίδια αρχή λειτουργίας και οι τρεις παραπάνω ανάγκες.

	<i>Μεγάλος κοχλίας</i>	<i>Μικρός κοχλίας</i>	<i>Μεταφορική ικανότητα</i>
<i>Μεγάλο Σιλό</i>	+		$4.86 \cdot 10^{-2} \left[\frac{m^3}{sec} \right]$
<i>Τροφοδώτης μεταφορικής ταινίας</i>		+	$1.51 \cdot 10^{-2} \left[\frac{m^3}{sec} \right]$
<i>Τροφοδώτης μικρού σιλό</i>		+	<i>Nan</i>

Πίνακας 3.1. Η ύπαρξη δύο παραλλαγών μεταφορικών κοχλία θα καλύπτει τις τροφοδοτικές ανάγκες σε τρία διαφορετικά σημεία.

Η απόφαση αυτή, βασίστηκε στην ιδέα της οικονομίας κλίμακας και την υπάρξει κοινών ανταλλακτικών, προμηθευτών και μεθόδων συναρμολόγησης και συντήρησης.

Προδιαγραφές μεταφορικών κοχλιών

1. Οδήγηση της μαρμαρόσκονης μέχρι σημείο στο οποίο θα μπορεί το φορτηγό μεταφοράς να σταθμεύσει (Για τον μεγάλο κοχλία).
2. Ικανοποίηση σχεδιασμός που να ικανοποιεί τα Standard : ANSI/Coma 300
3. Εύκολη πρόσβαση, συναρμολόγηση και αποσυναρμολόγηση από τεχνικό προσωπικό προκειμένου να γίνεται η συντήρηση και αλλά και τυχόν επιδιορθώσεις
4. Κατασκευή με τρόπο ανταγωνιστικό σε οικονομοτεχνικό επίπεδο.
5. Σε περίπτωση βλάβης, η αδυναμίας του συστήματος πρώτα να γίνεται stall της μονάδας ισχύος και μετά να καταστρέφονται τα parts (Συντελεστής ασφαλείας 5 σε όλα τα στοιχεία μεταφοράς ισχύος)

Χαρακτηρισμός του υπό μεταφορά υλικού.

Προκειμένου να προχωρήσουμε στην βασική διαστασιολόγιση του μεταφορικού κοχλία, είναι σημαντικό να κατατάξουμε το υλικό με βάση την υπάρχουσα κατάταξη που έχουν δημιουργήσει οι κατασκευαστές μεταφορικών κοχλιών. Για την μαρμαρόσκονη προκύπτει ο εξής χαρακτηρισμός: 81A10037.

<i>Density</i>	<i>Size</i>	<i>Flowability</i>	<i>Abrasiveness</i>	<i>Miscellaneous Properties</i>
$81 \left[\frac{lb}{ft^3} \right]$	$\approx 0.0059 [in]$	<i>Average Flowability</i>	<i>Extremely Abrasive</i>	–
81	A_{100}	3	7	–

Πίνακας 3.2. Βασικά χαρακτηριστικά της μαρμαρόσκονης προς μεταφορά

Από τον πίνακα των διάφορων υλικών, που πάλι παρέχουν οι κατασκευαστές των μεταφορικών κοχλιών, παρατηρούμε ότι το για η δεδομένη μαρμαρόσκονη σαν συμπεριφορά αρκετά όμοια χαρακτηριστικά με την πούδρα 'Quartz-100 Mesh' η οποία χαρακτηρίζεται 75A10027 και ανήκει στο Group 3D με Material factor = 1.7.

Bulk Material	Maximum Particle Size (in.)	Bulk Density (lbs/ft³)	% Trough Loading	Material Factor (MF)	Component /Bearing Series	Abrasive-ness	Corrosive-ness	Flowability	Special Notes
Manganese Ore	+1/2	125-140	15	2.0	C4	III	I	III	
Manganese Oxide	-100M	120	30B	2.0	B4	II	I	III	
Manganese Sulfate	-1/2	70	15	2.4	C4	III	I	III	
Marble, crushed	-1/8	80-95	15	2.0	C4	III	I	III	
Marl (Clay)	+ 1/2	80	30B	1.6	B4	II	I	III	
Meat, Ground	-1/4	50-55	30A	1.5	B1-B2	I	II	IV	C, K, P, •
Meat, Scraps, With Bone	Scraps	40	30B	1.5	D4	II	I	IV	C, N, •
Mica, Flakes	-1/8	17-22	30B	1.0	B4	II	I	I	G, N, Q, V
Mica, Ground	-1/8	13-15	30B	0.9	B4	II	I	III	V
Mica, Pulverized	-100M	13-15	30B	1.0	B4	II	I	III	G, V
Milk, Dried, Flake	-1/8	5-6	30A	0.4	A2	I	I	III	H, J, M, Q
Milk, Malted	-1/64	27-30	30A	0.9	A2	I	I	IV	G, H, J, P
Milk, Powdered	-1/8	20-45	45	0.5	A2	I	I	II	G, H, J
Milk, Powdered, Whole	-1/8	20-36	30A	0.5	A2	I	I	III	J, M, P
Milk, Whole, Dried	-100M	20	30A	0.4	A2	I	I	III	G, J, M P
Milk Sugar (Lactose)	-100M	32	30A	0.8	A2	I	I	III	H, J, P
Mill Scale (Steel)	Irregular	120-125	30B	3.0	C4	II	II	IV	

Πίνακας 3.3. Ενδεικτικό τμήμα της μορφολογίας του πίνακα βαθμονόμησης της μεταφορικής ικανότητας των διαφόρων υλικών.

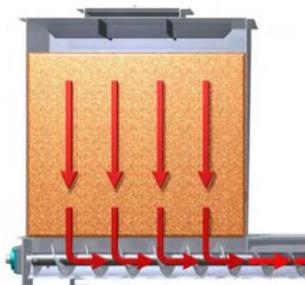
Σημειώνουμε, ότι το αποτέλεσμα αυτό, πιστοποιείτε και από το γεγονός ότι η επίσης η χοντρόκοκκοι πούδρα μαρμάρου 'Crashed Marble' στον ίδιο πίνακα χαρακτηρίζεται ως 88B637 και ανήκει στην ίδια και αυτή στο Group 3D με Material factor = 2.0 (1). Έτσι καταλήγουμε στον εξής χαρακτηρισμό για την πούδρα μας.

H.P. Material Factor	Component Group	Material Class Code
1.7	3D	A37

Πίνακας 3.4. Τελικός χαρακτηρισμός της μαρμαρόσκονης.

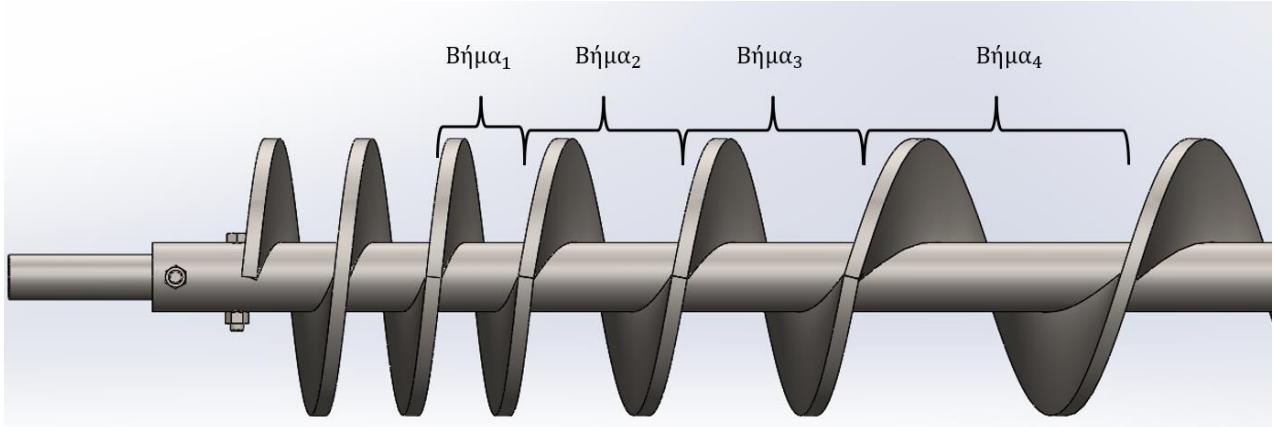
Υπολογισμός διαμέτρου και τροφοδοτικής ικανότητας

Ο σχεδιασμός του screw feeder, μπορεί στην είσοδο είναι με μεταβλητό pitch καθώς με αυτόν τον τρόπο επιτυγχάνετε μεγαλύτερος διαθέσιμος όγκος για μεταφορά υλικού κατά μήκος της εξόδου του τροφοδότη και η διαδικασία φόρτωσης του υλικού γίνεται με τρόπο ομαλότερο (Αποτρέπουμε το φαινόμενο της εμφάνισης στάσιμου υλικού).



Εικόνα 3.1. Παράδειγμα τροφοδοτικού κοχλία μεταβλητού βήματος προκειμένου το υλικό να καταναλώνεται ομοιόμορφα από το σιλό.

Το τελευταίο pitch της εισαγωγή με την γωνιακή ταχύτητα και την διάμετρο του screw feeder καθορίζει την παροχή. (Ενδείκνυται το pitch να ξεκινά από το 1/3 του ονομαστικού pitch). Κατασκευαστικά αυτό υλοποιείτε με ελάσματα που παράγουν μία σπείρα το καθένα (σταθερού βήματος η κάθε μια αλλά μεταβαλλόμενου ανά έλασμα, βήματος) διαδοχικά τοποθετημένα στον άξονα.



Εικόνα 3.2. Κατασκευή κοχλία κβαντισμένου βήματος. Τα επιμέρους τμήματα θα συγκολούνται στον κύριο άξονα.

Σημειώνεται ότι η γωνιακή ταχύτητα των κοχλιωτών τροφοδοτών, είθισται να είναι μικρότερη από τις αντίστοιχες των κοχλιωτών μεταφορέων (Πρακτικά για βαριές εφαρμογές όπως η περίπτωση μας ενδείκνυται η γωνιακή ταχύτητα των $n_{feed} = 20 \text{ [rpm]}$). Με αυτόν τον τρόπο εξασφαλίζετε η δυνατότητα ανάπτυξης μεγάλων ροπών εξασφαλίζοντας ότι δεν θα υπάρξει κάποιο stall στην εκκίνηση της μεταφοράς. (Υπό πίεση η πούδρα παρουσιάζει αυξημένη πυκνότητα και συνεκτικότητα με αποτέλεσμα η απαιτήσεις σε ροπή κατά την εκκίνηση να είναι 2.5 φορές μεγαλύτερη κατά την εκκίνηση).

Ακόμα σημειώνεται ότι ο κοχλίας πρέπει να εκτείνεται τουλάχιστον 2 pitch, κατάντι τις εισόδου του τροφοδότη προκειμένου να αποτρέπεται η υπάρξει υλικού στην στο πίσω άκρο της διάταξης όπου εκεί υπάρχουν τα ρουλεμάν του άξονας.

Υπολογίζουμε την απαιτούμενη διάμετρο του screw με βάση τις ανάγκες του μεγάλου μεταφορικού κοχλία. Από μια αρχική έρευνα αγοράς παρατηρήθηκε ότι κοχλίας διαμέτρου μεγαλύτερης των 24 in δεν προτιμώνται. Αυτό εκτιμάτε πως οφείλεται στον εξής συλλογισμό

$$D \xrightarrow{\dot{V} \propto D^3, A \propto D^2} \frac{\dot{V}}{A} \xrightarrow{P \propto \dot{V}} \frac{P}{A} \uparrow \quad (3.1)$$

Παρατηρούμε ότι η ανοιγμένη στην τροφοδοτική επιφάνεια ισχύς αυξάνεται γραμμικά με την διάμετρο. Συνεπάγεται ότι και η κατασκευαστικές απαιτήσεις αυξάνονται με την αύξηση της διαμέτρου. Ως εκ τούτου επιλέγεται να γίνει χρήση δύο παράλληλα συνδεδεμένων μεταφορικών κοχλιών μικρότερης διαμέτρου (για τους οποίους ούτος η άλλος υπάρχουν διαθέσιμα και κατασκευαστικά στοιχεία από τις τυποποιήσεις. Στην συνέχεια υπολογίζουμε την διάμετρο των τροφοδοτών ώστε να έχουμε 2 τροφοδότες.

$$\dot{V}_{conv} = \frac{\pi \cdot D_{feed}^2 \cdot pitch_{end}}{4} \cdot \frac{n_{feed}}{60} \xrightarrow{pitch_{end}=D_{feed}} \quad (3.2)$$

$$D_{feed} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 60 \cdot \dot{V}_{conv}}{\pi \cdot n_{feed}}} = 18.0248 \text{ [inch]} \Rightarrow D_{feed} = 18 \text{ [inch]} \quad (3.3)$$

Υπολογισμός απαιτούμενης ισχύος

Προκειμένου να υπολογίζουμε της απαιτούμενη ισχύς που πρέπει να παρέχει ο κινητήρας πρέπει να λάβουμε υπόψη 3 παράγοντες

- 1) Ισχύς διακίνησης του υλικού
- 2) Ισχύς υπερνίκησης των τυρβών
- 3) Ισχύς ανύψωσης του υλικού

(Σημειώνετε ότι για τις εφαρμογές της παρούσας εργασίας όλοι οι κοχλίες τοποθετούνται οριζόντια με αποτέλεσμα η ισχύς ανύψωσης του υλικού να είναι $P_{ανυψ.} = 0 \text{ [Kw]}$.)

Ισχύς υπερνίκησης των τυρβών

Η ισχύς για την υπερνίκηση των τυρβών του μεταφορικού κοχλία στο πλαίσιο της παρούσας εργασία προκύπτουν από την παρακάτω ημί-εμπειρική σχέση που δίνουν οι κατασκευαστές. Η ισχύς υπερνίκησης

των τριβών είναι ανεξάρτητη του υπό μεταφορά υλικού και οφείλεται στις διαστάσεις του μεταφορικού κοχλία.

$$P_{frict.} = \frac{DF \cdot HBF \cdot L \cdot S}{10^6} [hp] \quad (3.4)$$

Παρακάτω δίνονται λεπτομέρειες για τα παραπάνω μεγέθη:

	Περιγραφή	Μέγεθος
DF	Παράγοντας τριβής διαμέτρου	135
HBF	Παράγοντας λειτουργίας με hanger bearings	1
L	Ενεργός μήκος τροφοδοτικού κοχλία <i>Μεγάλος/Μικρός</i>	11.48/2.78[ft]
S	Ταχύτητα περιστροφής του τροφοδοτικού κοχλία	20[rpm]

Πίνακας 3.5. Παράμετροι που καθορίζουν την απαιτούμενή ισχύ που χάνετε των διαστάσεων του κοχλία.

Ισχύς διακίνησης του υλικού

Η ισχύς διακίνησης του υλικού αποτελεί την καταναλισκόμενη ισχύ που εξαρτάτε από τα χαρακτηριστικά του υπό μεταφορά υλικού. Συγκεκριμένα έχουμε:

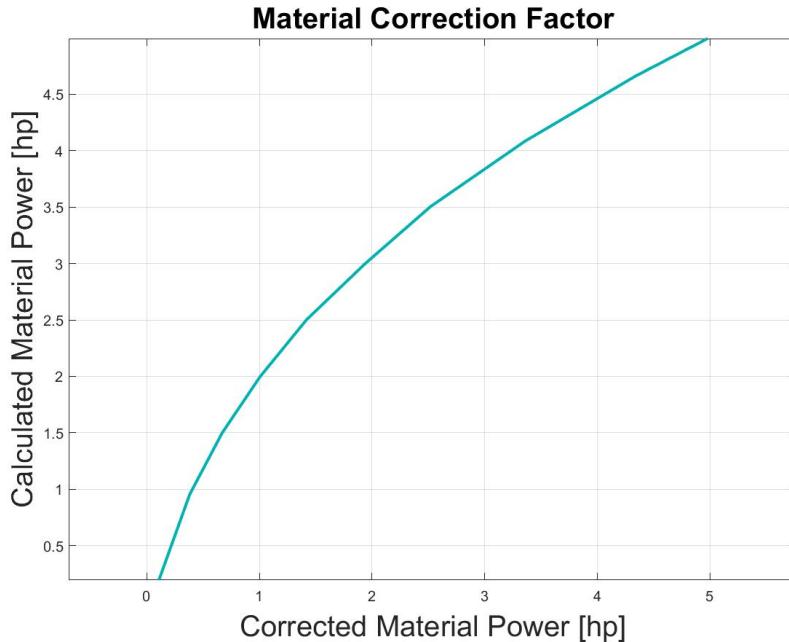
$$P_{mat.correct} = f_{correct} \left(\frac{CFH_{screw} \cdot W \cdot MF \cdot L}{10^6} \right) \cdot \#_{screw} [hp] \quad (3.5)$$

Όπως φαίνεται παρακάτω για το κάθε μέγεθος έχουμε:

	Περιγραφή	Μέγεθος
CFH_{screw}	Παροχή έκαστου μεταφορικού κοχλία <i>Μεγάλος/Μικρός</i>	$1.5 \cdot 10^3 / 1.3 \cdot 10^3 \left[\frac{ft^3}{hr} \right]$
W	Πυκνότητα του υπό μεταφορά υλικού	$81 \left[\frac{lbs}{ft^3} \right]$
MF	Συντελεστής προσαύξησης με βάση το ΥΠΟ μεταφορά υλικό, μαζί με τον συντελεστής εξαιτίας της τροφοδοτικής λειτουργείας του κοχλία	$1.7 \cdot 2$
L	Ενεργό μήκος του μεταφορικού κοχλία <i>Μεγάλος/Μικρός</i>	11.48/2.78[ft]

Πίνακας 3.6.. Παράγοντες που καθορίζουν την απαιτούμενη ισχύ εξαιτίας των μεταφορικών προδιαγραφών του κοχλία.

Η συνάρτηση $f_{correct}$ είναι μια διορθωτική συνάρτηση που εξαρτάτε από την υπολογιζόμενη ισχύ μεταφοράς υλικού ως εξής:



Εικόνα 3.3. Διορθωτική συνάρτηση της υπολογιζόμενης απαιτούμενης ισχύος για την μεταφορική ικανότητα του κοχλία.

Συνολικός υπολογισμός της απαιτούμενης ισχύος.

Από τους παραπάνω υπολογισμούς και λαμβάνοντας υπόψη της απώλειες του μειωτήρα που θα επιλεχθεί, εξάγουμε την απαιτούμενη ισχύ που πρέπει να διαθέτουν οι ηλεκτροκινητήρες που θα κινούν το σύστημα. (Σημειώνεται ότι σε παρόμοιες εφαρμογές μείωσης συνηθίζεται να χρησιμοποιούνται έτοιμα κιβώτια πολλών βαθμίδων.

$$P_{motor,min} = \frac{P_{frict.} + P_{mat.}}{n_{eff}} \quad (3.6)$$

Αποτελέσματα από τους παραπάνω υπολογισμούς συνοψίζονται στον παρακάτω πίνακα

Μεγέθοι	Μεγάλος/Μικρός
$P_{motor,min}$	5.82/2.94 [hp]
P_{motor}	7.5/3 [hp]
$P_{frict.}$	0.03/0.01 [hp]
$P_{mat.}$	5.09/2.58 [hp]
$gbox_{eff}$	0.88 (Τυπική τιμή)

Πίνακας 3.6. Υπολογιζόμενα μεγέθη ισχύος για drive units των ογκομετρικών τροφοδοτικών.

Επιλογή κινητήρα και έδρανα κύλισης

Για την λειτουργία του μεταφορικού κοχλία επιλέγουμε να χρησιμοποιήσουμε τριφασικό επαγωγικό κινητήρα. Κατά την επιλογή του κινητήρα προσέχουμε τις εξής λεπτομέρειες.

Προδιαγραφές

- Ο κινητήρας να μπορεί να αποδώσει την απαιτούμενη ισχύ προκειμένου να λειτουργήσει το σύστημα.
- Να έχουμε όσο τον δυνατόν περισσότερους πόλους επιτρέπουν οι απαιτήσεις βάρους και χωροταξίας
- Επιλογή κινητήρα με ελάχιστο βάρος καθώς το σύστημα είναι αναρτώμενο
- Ο κινητήρας να είναι ανθεκτικός σε σκονισμένο και υγρό περιβάλλον (IP 65 τουλάχιστον)
- Ο κινητήρα να είναι self-cooling

Επιλογή

Με βάση αυτά τα χαρακτηριστικά επιλέχθηκε ο κινητήρας της ABB "CEBM3710t" για τον κάθε ένα κοχλία του μεγάλου τροφοδότη, και "CEBM3611t" για τον μικρό τροφοδότη. Σημειώνεται ότι ο κατασκευαστής δίνει τα χαρακτηριστικά των κινητήρων για λειτουργία σε 60HZ. Αυτό ωστόσο δεν επηρεάζει την επιλογή καθώς η πτώση ταχύτητας θεωρείτε ότι δεν επηρεάζει σημαντικά την ψυκτική ικανότητα του κινητήρα.

Ο παραπάνω κινητήρας χαρακτηρίζεται από τα εξής:

	<i>CEBM3710T</i>	<i>CEBM3611T</i>
<i>Προστασία από υγρασία και σκόνη</i>	<i>IP65</i>	<i>IP65</i>
<i>Συχνότητα λειτουργίας</i>	<i>50 Hz</i>	<i>50 Hz</i>
<i>Τάση λειτουργίας</i>	<i>230V Για σύνδεση χαμηλής τάσης 460V Για σύνδεση υψηλής τάσης</i>	<i>230 Για σύνδεση χαμηλής τάσης 460 Για σύνδεση υψηλής τάσης</i>
<i>I_{rated,50Hz,400V}</i>	<i>19A Για σύνδεση χαμηλής τάσης 9.5A Για σύνδεση υψηλής τάσης</i>	<i>8.4A Για σύνδεση χαμηλής τάσης 4.2A Για σύνδεση υψηλής τάσης</i>
<i>P_{rated}</i>	<i>7.5 Hp</i>	<i>3Hp</i>
<i>T_{rated}</i>	<i>22.2 [LB - FT]</i>	<i>8.8 [LB - FT]</i>
<i>n_{50Hz}</i>	<i>1500 [rpm]</i>	<i>1500 [rpm]</i>
<i>Service Factor</i>	<i>1.15</i>	<i>1.15</i>
<i>Mass</i>	<i>62 [Kg]</i>	<i>36.45</i>
<i>RotorInertia</i>	<i>0.934 $\left[\frac{LB}{FT^2} \right]$</i>	<i>0.298 $\left[\frac{LB}{FT^2} \right]$</i>
<i>Power Factor_{rated}</i>	<i>0.8</i>	<i>0.75</i>
<i>Efficiency_{rated}(NEMA)</i>	<i>91.7</i>	<i>89.5</i>

Πίνακας 3.7. Πίνακας χαρακτηριστικών κινητήρων που επιλέχθηκαν.

Υπολογισμός εδράνων κύλισης για τον μεταφορικό κοχλία

Στο πλαίσιο της οικονομία κλίμακας και για λόγους κατασκευαστικής ευκολίας αποφασίστηκε να τοποθετηθούν τα ίδια έδρανα κύλισης και στου δύο μεταφορικούς κοχλίες. Ως εκ τούτου η επιλογή τους και ο υπολογισμός τους έγινε για το worst case scenario το οποίο αφορά προφανώς τον μεγάλος μεταφορικό κοχλία.

Τα έδρανα κύλισης υπολογίζονται για συνθήκες κανονικής λειτουργίας. Η καταπόνηση αξονική συνιστώσα:

$$u_{feed} = \dot{V}_{conv}/A_{d,conv} \quad (3.7)$$

$$F_a = P_{TSHP}/u_{feed} \quad (3.8)$$

Ενώ για την ακτινική συνιστώσα αγνοούμε την ύπαρξη του υλικού, καθώς ο κοχλίες λειτουργούν γεμάτοι με αποτέλεσμα να θεωρείτε καλή παραδοχή ότι η μεταφορά του υλικού δεν εισάγει στο άξονα καμπτικές ροπές (που παραλαμβάνουν τα έδρανα). Με βάση την παραδοχή αυτή έχουμε ότι η καταπόνηση στην ακτινική διεύθυνση προκαλείτε μονάχα από του ιδίων βάρος του κοχλία.

$$F_r = \frac{W_{screw}}{2} \quad (3.9)$$

Προκειμένου να υπολογίσουμε τους συντελεστές για το ισοδύναμό δυναμικό φορτίο *X* και *Y* ακολουθούμε την εξής διαδικασία:

Υπολογίζουμε τον λόγο του ακτινικού με το αξονικό φορτίο. Είναι προφανές ότι θα ισχύει:

$$F_a \gg F_r \Rightarrow \frac{F_a}{F_r} \gg e \quad (3.10)$$

Υπολογίζουμε τον συντελεστή *F_a/C_o*:

$$\frac{F_a}{C_o} < \frac{F_a}{C} = 0.3 \Rightarrow \frac{F_a}{C_o} \approx 0.27 \quad (3.11)$$

Επομένως από τους αντίστοιχους πίνακες έχουμε:

$$X = 0.56 \text{ και } Y = 1.6 \quad (3.12)$$

Υπολογίζουμε το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο:

$$P = F_a \cdot Y + F_r \cdot V \cdot X \quad (3.13)$$

($V = 1$ κίνηση του εσωτερικού δακτυλίου)

Έτσι μπορούμε και υπολογίζουμε την διάρκεια ζωής του εδράνου με αξιοπιστία 90%.

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (3.14)$$

Συνοψίζοντας έχουμε:

\dot{V}_{conv}	$A_{d,conv}$	u_{feed}	P_{TSHP}	F_a	F_r	P	n	L_h	X	Y
0.048 $\frac{m^3}{sec}$	0.1642 $[m^2]$	0.1481 $\frac{m}{s}$	4.34 $[Kw]$	29 $[Kn]$	2 $[Kn]$	3	20 $[rpm]$	2855 $[hr]$	0.56	1.6

Πίνακας 3.8. Πίνακας με τα βασικότερά metrics των εδράνων που κύλισης.

Υπολογισμός ιμάντα για την μετάδοση της κίνησης

Τεκμηρίωση της επιλογής ιμάντα

Όπως θα αναλυθεί παρακάτω οι κινητήρες που επιλέχθηκαν, για την κίνηση των μεταφορικών κοχλιών για λόγους βάρους και όγκου, θα είναι 4 πόλων επαγωγικοί. Αυτό συνεπάγεται περιστροφική ταχύτητα $n_{motor} \sim 1500 [rpm]$.

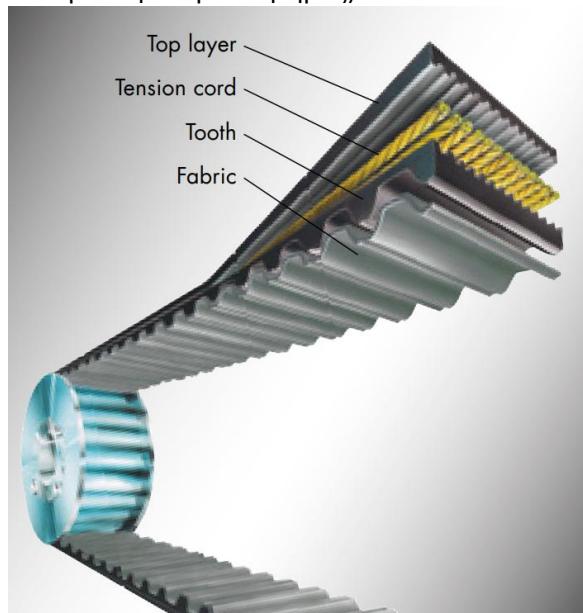
Η απαίτηση για μείωση στροφών δίνεται από την σχέση:

$$gear_{ratio} = \frac{n_{motor}}{n_{screw}} = 75 \quad (3.15)$$

Δεδομένου ότι τα έτοιμα στην αγορά κιβώτια, για παρόμοιες εφαρμογές, υπάρχου με σχέση μετάδοσης μέχρι $gear_{box} = 25$. Η υλοποίηση της μετάδοσης εισάγει την ανάγκη για επιπλέων μείωση της τάξης

$$gear_{belt} = \frac{gear_{ratio}}{gear_{box}} = 3 \quad (3.16)$$

Από τους κατασκευαστές των κιβώτια αλλά και για λόγους μη επιβάρυνσης του άξονα του κοχλία με προένταση κρίνεται σκόπιμο η μετάδοση $gear_{belt}$ να τοποθετηθεί πριν το κιβώτιο ταχυτήτων. Είναι προφανές ότι μια παρόμοια υλοποίηση θα γινόταν σημαντικά περισσότερο επισφαλής με την χρήση αλυσίδας αντί για ιμάντα (εξαιτίας των αδρανειακών καταπονήσεων που θα δεχόταν η αλυσίδα εξαιτίας των μεγάλων ταχυτήτων που εισάγει ο ηλεκτροκινητήρας)



Εικόνα 3.4. Παρουσίαση των επιστρωμάτων που αποτελούν τον υψηλής αντοχής ιμάντα που προσφέρει ο κατασκευαστής.

Υπολογισμός ιμάντα.

Για την δεδομένη βαρέως τύπου εφαρμογής προτιμάτε η χρήση ιμάντα με αυλακώσεις. Σύμφωνα με τον κατασκευαστή η επιλογή του ιμάντα γίνεται με τον εξής τρόπο

$$c_2 = c_0 + c_3 + c_6 \quad (3.17)$$

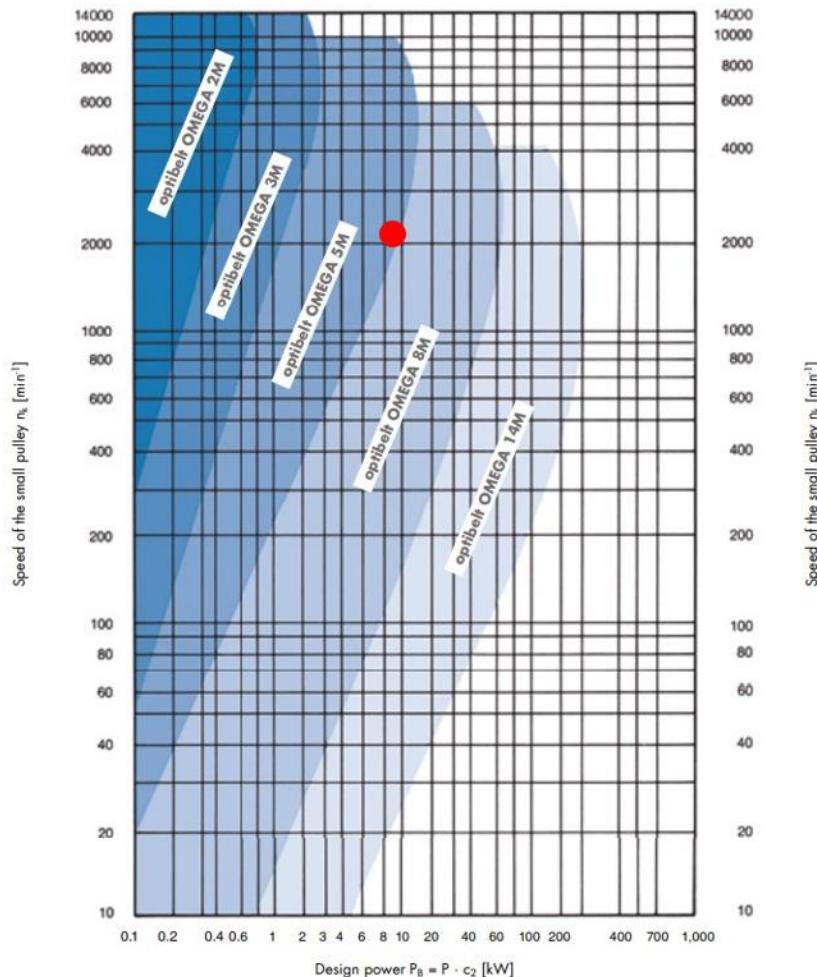
c_0	Βασικός παράγοντας ισχύος για μεταφορά βαρέων αγαθών και κίνηση με ηλεκτροκινητήρα	1.8
c_3	Συντελεστής συσχέτισης ταχύτητας	0
c_6	Συντελεστής διόρθωσης λόγο κόπωσης (εφαρμογή περιστασιακής λειτουργίας με μικρό αριθμός εκκινήσεων ανά ημέρα)	-0.2
c_2	Συνολικός συντελεστής φορτίου	1.6

Πίνακας 5.9. Συντελεστές φορτίου ιμάντα.

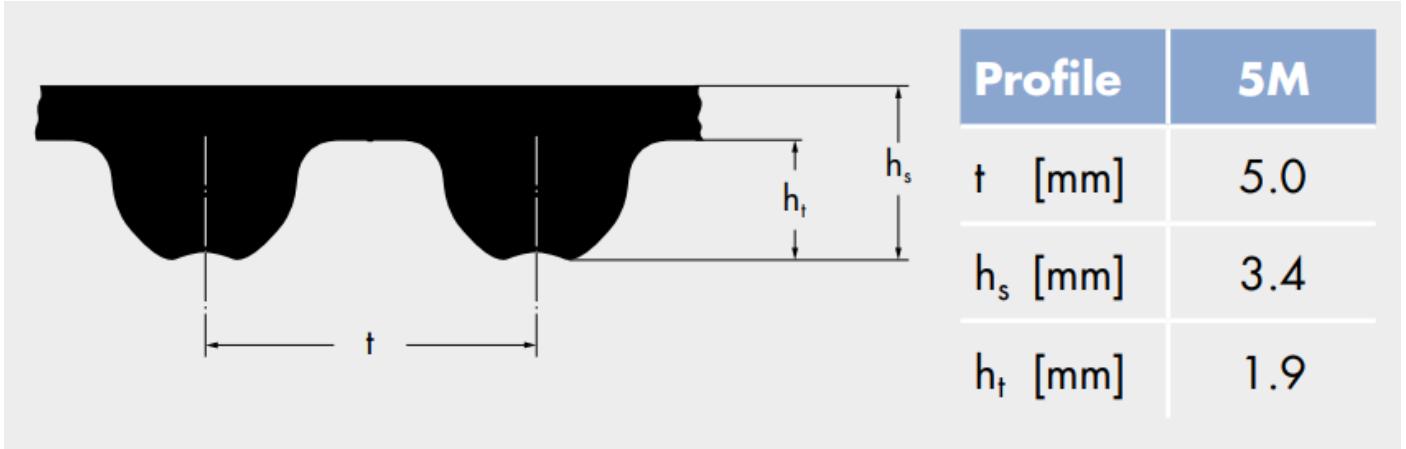
Με βάση τον συντελεστής φορτίου μπορεί να γίνει η διαστασιολόγηση της ισχύος του ιμάντα.

$$P_b = P_{motor,stall} \cdot c_2 = 8.95[\text{kw}] \quad (3.18)$$

Από τα παρακάτω διαγράμματα και τις στροφές λειτουργεία του μικρού ιμαντοτροχού είναι φανερό ότι περισσότερο κατάλληλος τύπος ιμάντα για την συγκεκριμένη εφαρμογή είναι ο "type 5M HP".



Εικόνα 3.5. Παρουσίαση των διαφόρων τύπων ιμάντων ανάλογος της εφαρμογή.



Εικόνα 3.6. Παρουσίαση των βασικών διαστατικών μεγεθών του τύπου υμάντα που επιλέχθηκε.

Στην συνέχεια αφού πλέον ό τύπος του υμάντα θεωρείτε γνωστός, υπολογίζεται με δοκιμές ο αριθμός των οδοντώσεων του υμάντα $Zw_{1b}, Zw_{2b} \rightarrow Diam_1, Diam_2$ ώστε η απόσταση D_{cent} των κέντρων των υμαντοτροχών να είναι εντός των παρακάτω ορίων που προτείνει ο κατασκευαστής. Η ελάχιστη και η μέγιστη απόσταση των κέντρων δίνονται από την σχέση:

$$D_{cent,min} = \frac{1}{2} \cdot (Diam_1 + Diam_2) + 15 \quad (3.19)$$

$$D_{cent,max} = 2 \cdot (Diam_1 + Diam_2) \quad (3.20)$$

Θεωρώντας μια ιδανική απόσταση κέντρων $D'_{cent}|(D_{cent,min} < D'_{cent} < D_{cent,max})$ υπολογίζουμε το ιδανικό μήκος του υμάντα Lw' . Από τον κατασκευαστέο επιλέγουμε μήκος υμάντα Lw το οποίο να είναι πιο κοντά σε αυτό

$$L'_w = 2 \cdot D'_{cent} + \frac{\pi}{2} \cdot \frac{(Diam_1 + Diam_2)^2}{4 \cdot D_{cent}} \rightarrow Lw \quad (3.21)$$

Στην συνέχεια με το δεδομένο το μήκος του υμάντα Lw η πραγματική απόσταση των κέντρων των τροχών προκύπτει.

$$Kb = \frac{Lw}{4} - \frac{\pi}{8} \cdot (Diam_2 - Diam_1)^2 \quad (3.22)$$

$$D_{cent} = Kb + \sqrt{Kb^2 - \frac{(Diam_2 - Diam_1)^2}{8}} \quad (3.23)$$

Με βάση την απόσταση των κέντρων των υμαντοτροχών υπολογίζεται εύκολα το ελάχιστο περιθώριο μήκους για εφαρμογή προέντασης που μπορεί η κατασκευή να έχει. Το περιθώριο αυτό προκύπτει από την παρακάτω εμπειρική σχέση του κατασκευαστέο

$$x_{ab} = 0.004 \cdot D_{cent} \quad (3.24)$$

Παρακάτω φαίνονται τα μεγέθη του υπολογισμού αυτού

Zw_{1b}	36
Zw_{2b}	108
$Diam_1$	56.16 [mm]
$Diam_2$	170.75 [mm]
$D_{cent,min}$	128.4 [mm]
$D_{cent,max}$	453.8 [mm]
D'_{cent}	420 [mm]
L'_w	1204 [mm]
L_w	1200 [mm]

D_{cent}	417.85 [mm]
x_{ab}	1.6714 [mm]

Πίνακας 3.10. Βασικός τυπολογικός υπολογισμός του συστήματος του ριάλτα

Στην συνέχεια είναι σημαντικό να προσδιοριστή τη ικανότητα παραλαβής ισχύος για τον ριάλτα Pu_x (όπου x το πλάτος του ριάλτα.

$$Pu_x = PN_{b9} \cdot k_x \cdot C_1 \cdot C_7 \quad (3.25)$$

Για τον συντελεστή αριθμού συμπλεγμένων οδοντών για τον μικρό ριαντοτροχό ισχύει.

$$Z_{\sigma\mu\pi\lambda} = \frac{Zw_{1b}}{6} \cdot \left(3 - \frac{(Diam_2 - Diam_1)^2}{D_{cent}} \right) = 16.35 \Rightarrow C_1 = 1 \quad (3.26)$$

Συντελεστή μήκους ριάλτα

$$C_7 = 1.2 \quad (3.27)$$

Προκύπτει ότι περισσότερο κατάλληλος για την εφαρμογής είναι ριάλτα με πλάτος $x = 25[\text{mm}]$ καθώς έτσι η ικανότητα παραλαβής ισχύος προκύπτει:

$$Pu_{25} = PN_{b9} \cdot k_{25} \cdot C_1 \cdot C_7 = 9.01[\text{kw}] > 8.95[\text{kw}] \quad (3.28)$$

Τέλος κρίσιμη για την καλή λειτουργεία και τον χρόνο ζωής του ριάλτα αποτελεί η τακτική παρακολούθηση της προέντασης του. Αυτό γίνεται με την επιβολή μιας δύναμης F_b πάνω στον ριάλτα στο μέσο της απόστασης των κέντρων των άξονων των τροχών.

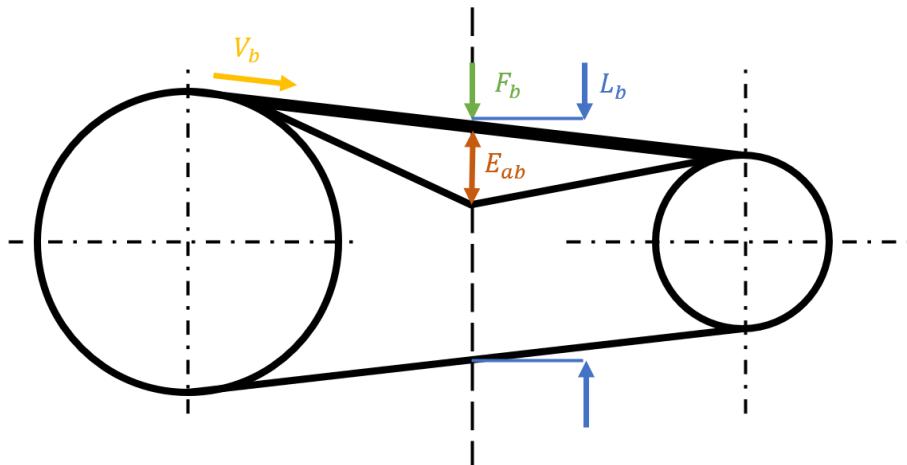
$$V_b = Diam_1 \cdot \frac{Motor_{rpm}}{60} \cdot \frac{\pi}{1000} \left[\frac{m}{s} \right] = 4.41 \left[\frac{m}{s} \right] \quad (3.29)$$

$$F_b = \frac{P_b \cdot \frac{1000}{V_b}}{20} [\text{N}] = 63.3[\text{N}] \quad (3.30)$$

Η επιτρεπόμενη παραμόρφωση του ριάλτα E_{ab} εξαρτάτε από το span του ριάλτα Lb στο σημείο εφαρμογής της δύναμης.

$$Lb = \sqrt{D_{cent}^2 - \left(\frac{Diam_2 - Diam_1}{2} \right)^2} [\text{mm}] = 413.9[\text{mm}] \quad (3.31)$$

$$E_{ab} = \frac{Lb}{50} [\text{mm}] = 8.27[\text{mm}] \quad (3.32)$$



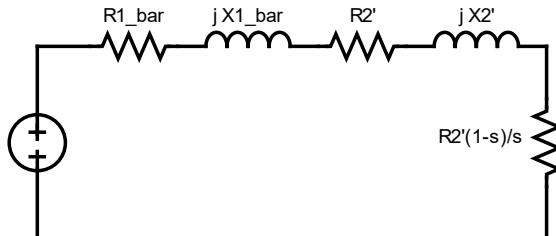
Εικόνα 3.7. Σχηματική απεικόνιση του ελέγχου προέντασης.

Δυναμικό μοντέλο του συστήματος

Προκειμένου να ολοκληρωθεί η επιλογή του κινητήρα κατασκευάστηκε ένα δυναμικό μοντέλο του συστήματος μετάδοσης ισχύος του μεταφορικού κοχλία καθώς και το μεταδιδόμενο φορτίου.

Μοντελοποίηση του επαγγελματικού κινητήρα

Δεδομένου ότι ο κατασκευαστής δεν παρέχει το πλήρη χάρτη του κινητήρα στο πλαίσιο της παρούσας μελέτης επιλέγουμε να μοντελοποιήσουμε το σύστημα σαν κύκλωμα το οποίο στην απλοποιημένη του μορφή φαίνεται παρακάτω:



Εικόνα 3.8. Ισοδύναμο κύκλωμα Thevenin του κινητήρα.

Η ηλεκτρομαγνητική ροπή του κινητήρα προκύπτει από την εξής σχέση:

$$T_{em} = \frac{1}{\omega_s} \cdot \frac{3 \cdot V_{1,a}^2 \cdot (R_2'/s)}{(\bar{R}_1^2 + (\bar{X}_1 + X_2)^2)} \quad (3.33)$$

Η ροπής της ατράκτου προφανώς είναι:

$$T = T_{em} \cdot n_{eff,mech} \quad (3.34)$$

Στο πλαίσιο της παρούσας εργασία θεωρούμε ο βαθμός απόδοσης εξαιτίας των μηχανικών απωλειών και των απωλειών διακένου είναι σταθερός με την ταχύτητα του κινητήρα και ίσος με $n_{eff,mech} = 0.95$.

Στην συνέχεια παρουσιάζονται συγκεντρωτικά όλα τα στοιχεία ροπής στροφών που μπορούν να αντληθούν από το φυλλάδιο του κατασκευαστή. Σημειώνεται ότι για τις στροφές του κινητήρα χρησιμοποιείτε η ολίσθηση η οποία προκύπτει από την σχέση:

$$s = 1 - \frac{rpm_{motor}}{rpm_{synchronous}} \quad (3.35)$$

Ενώ για την

Slip	Torque
1	55.76
0.2	94.92
0.278	45.28
0.222	37.74
0.0167	30.19
0.0122	22.64
0.0078	15.09
0.0039	7.54

Εικόνα 3.11. Παρουσίαση των συνολικών πληροφορίων που δίνει ο κατασκευαστής σχετικά με την ροπή και της στροφές του κινητήρα.

Με παρεμβολή των σημείων αυτών στο μαθηματικό μοντέλο του κινητήρα προκύπτουν οι άγνωστες αντιστάσεις του κινητήρα.

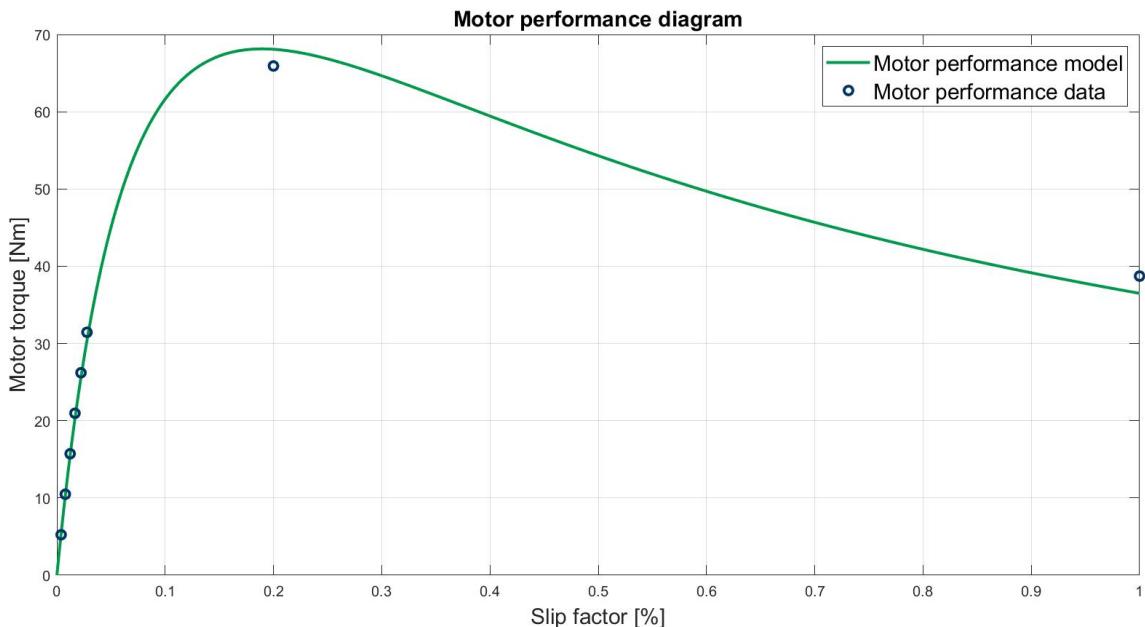
R_1	8.5810 [ohm]
X_1	78.73 [mH]
X_m	$5.4470 \cdot 10^6$ [mH]
R_2	1.6254 [ohm]
X_2	$4.1707 \cdot 10^{-8}$ [mH]

Πίνακας 3.12. Παρουσίαση των αντιστάσεων του ηλεκτρικού μοντέλου του κινητήρα.

Εφόσον έχουν προσδιοριστεί οι σταθερές του μοντέλου είναι σημαντικό να ληφθεί υπόψη ότι η συγκεκριμένη εγκατάσταση θα λειτουργεί σε δίκτυο συχνότητας 50hz και όχι 60hz για τα οποία δίνει data ο κατασκευαστής. Ως εκ τούτου η ροπή του κινητήρα θα διαφοροποιείτε ως εξής.

$$T_{50hz} = T_{60hz} \cdot \left(\frac{50}{60}\right)^2 \quad (3.36)$$

Η χαρακτηριστική στροφών ροπής που προκύπτει τελικά φαίνεται παρακάτω.



Εικόνα 7: Παρουσίαση της χαρακτηριστικής του μοντέλου ροπής στροφών για τον κινητήρα CEBM3710T.

Μοντελοποίηση της απόσβεσης του συστήματος

Σε πρώτη φάση μπορούμε να μοντελοποιήσουμε της τριβές με βάση τα εμπειρικά δεδομένα που έχουμε συλλέξει (Για τις ονομαστικές στροφές του μεταφορικού κοχλία) (Θεωρούμε τριβές γραμμικές με την ταχύτητα περιστροφής).

Για την μοντελοποίηση των τυρβών εξαιτίας της κίνησης του μεταφορικού κοχλία κάνουμε το εξής μετασχηματισμό που βασίζεται στην διατήρηση της ισχύος:

$$B_{conveyor,motorspeed} \cdot \omega_{motor}^2 = T_{friction,conveyor} \cdot \omega_{conveyor} \Rightarrow \quad (3.37)$$

$$B_{conveyor,motorspeed} = \frac{P_{friction,conveyor}}{\omega_{motor}^2} \quad (3.38)$$

Για την μοντελοποίηση των τυρβών του συστήματος μετάδοσης κίνησης έχουμε:

$$B_{gear,motorspeed} \cdot \omega_{motor}^2 = P_{tot} \cdot (1 - eff_{gearbox}) \quad (3.39)$$

$$B_{gear,motorspeed} = \frac{P_{tot} \cdot (1 - eff_{gearbox})}{\omega_{motor}^2} \quad (3.40)$$

Τελικά έχουμε

$$B_{tot} = B_{gear,motorspeed} + B_{conveyor,motorspeed} \quad (3.41)$$

Μοντελοποίηση της αδράνειας του συστήματος.

Κατά την εκκίνηση του, ο μεταφορικός κοχλίας πρέπει να υπερνικήσει της αδρανειακές δυνάμεις του συστήματος οι οποίες μοντελοποιούντε ως εξής:

$$\begin{aligned}
 P_{conv,dust} &= F_{dust,conv} \cdot v_{dust} = m_{conv} \cdot \dot{v}_{dust} \cdot v_{dust} \Rightarrow & (3.42) \\
 T_{conv,motor,dust} \cdot \omega_{motor} &= m_{conv} \cdot \dot{v}_{dust} \cdot v_{dust} \Rightarrow \\
 T_{conv,motor,dust} \cdot \omega_{motor} &= m_{conv} \cdot \frac{\dot{\omega}_{motor} \cdot pitch}{n_{total} \cdot 2 \cdot \pi} \cdot \frac{\omega_{motor} \cdot pitch}{n_{total} \cdot 2 \cdot \pi} \Rightarrow \\
 T_{conv,motor,dust} &= \dot{\omega}_{motor} \cdot m_{conv} \cdot \left(\frac{pitch}{n_{total} \cdot 2 \cdot \pi} \right)^2 \Rightarrow \\
 J_{motor,dust} &= m_{conv} \cdot \left(\frac{pitch}{n_{total} \cdot 2 \cdot \pi} \right)^2
 \end{aligned}$$

Για τα υπόλοιπα περιστρεφόμενα μέλη έχουμε

$$J_{motor,screw} = \frac{J_{screw}}{n_{total}^2}, J_{motor,reducer_{out}} = \frac{J_{reducer_{out}}}{n_{total}^2} \quad (3.43)$$

Συνολικά έχουμε

$$J_{tot} = J_{motor,rotor} + J_{motor,dust} + J_{motor,screw} + J_{motor,reducer_{out}} \quad (3.44)$$

Μοντελοποίηση των απώλειών εξόδου της μαρμαρόσκονης από τον κοχλία

Προκειμένου να μοντελοποιήσουμε της απώλειες εξόδου της μαρμαρόσκονης από το αγωγό εξόδου προσεγγίζουμε το φαινόμενο ενεργειακά.

$$\begin{aligned}
 P_{dust,lost} &= P_{dust,in} - P_{dust,out} = P_{dust,in} \Rightarrow \\
 P_{dust,lost} &= \frac{dE_{in}}{dt} = \frac{d\left(\frac{1}{2}mV_{in}^2\right)}{dt} = \dot{m} \cdot \frac{1}{2}V_{in}^2 \Rightarrow \\
 P_{dust,lost} &= \rho_{material} \cdot A_{conv.} \cdot \frac{1}{2}V_{in}^3
 \end{aligned} \quad (3.45)$$

$$\begin{aligned}
 P_{dust,lost} &= \frac{\rho_{material} \cdot A_{conv.}}{2} \cdot \left(\frac{\omega_{motor} \cdot pitch}{n_{total} \cdot 2 \cdot \pi} \right)^3 \Rightarrow \\
 T_{motor,lost,dust} &= \frac{\rho_{material} \cdot A_{conv.} \cdot pitch^3}{16 \cdot \pi^3 \cdot n_{total}^3} \cdot \omega_{motor}^2
 \end{aligned} \quad (3.46)$$

Δεδομένης της μη γραμμικότητας της, η ροπή αυτή θα εισάγετε στο σύστημα σαν εξωτερική διέγερση.

Υλοποίηση του μοντέλου στο MATLAB Simulink

Αρχικά σημειώνετε ότι το σύστημα θεωρείτε απολύτως στιβαρό και ο όρος της ελαστικότητας δεν εισέρχεται στης εξισώσεις του γραμμικού μοντέλου.

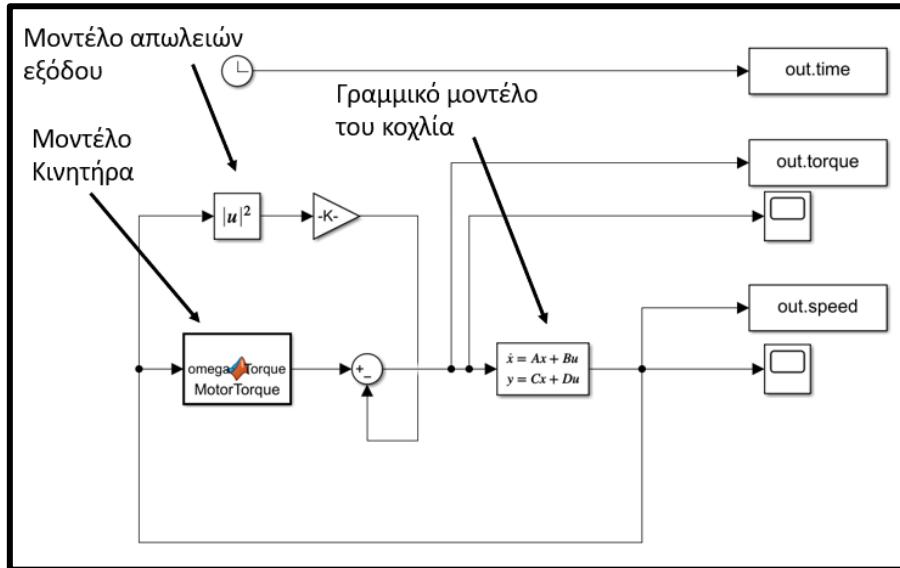
Μπορεί να θεωρηθεί το γραμμικό σύστημα

$$\begin{aligned}
 \dot{x} &= A \cdot x + B \\
 y &= C \cdot x + D
 \end{aligned} \quad (3.47)$$

Όπου

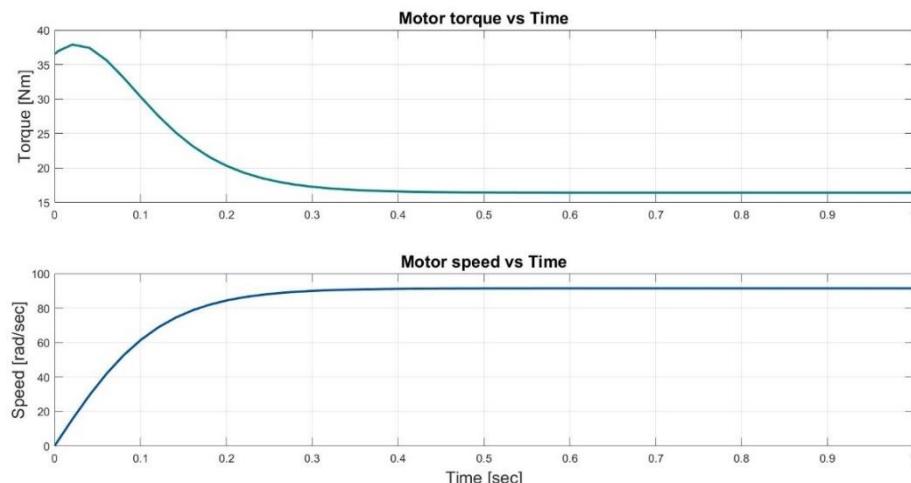
$$A = -\frac{B_{tot}}{J_{tot}}, B = \frac{1}{J_{tot}}, C = 1, D = 0 \quad (3.48)$$

Όσον αφορά το μοντέλο του κινητήρα κατασκευάστηκε ένα function με input στροφές και output ροπή, το οποίο εισέρχεται στο σύστημα σαν είσοδος. Προφανώς για $t = 0$ το σύστημα εκκινεί από $\omega = 0$. Παρακάτω φαίνεται το συνολικό μοντέλο που κατασκευάστηκε στο Simulink.



Εικόνα 3.10. Δυναμικό μοντέλο του μεταφορικού κοχλία στο Simulink.

Από το συγκεκριμένο μοντέλο μπορούμε και εξάγουμε τον χρόνο εκκίνησης του μεταφορικού κοχλία την ροπή και την ταχύτητα του κινητήρα με τον χρόνο.



Εικόνα 3.11. Διάγραμμα ροπής και ταχύτητας με τον χρόνο. Παρατηρούμε ότι το σύστημα προκειμένου να εκκινήσει ύσα χρειαστεί περίπου 0.3sec. Η μέγιστη ροπή του συστήματος είναι της τάξης των 37Nm.

Υπολογισμός συρματόσχοινων για την πρόσδεση του μεγάλου κοχλία στο σιλό

Ο μεγάλος μεταφορικός κοχλίας αποτελεί μια κατασκευή μεγάλου βάρους της οποίας ο τρόπος ανάρτησης αποτελεί ζήτημα και θεωρείτε σκόπιμο να μελετηθεί. Ως εκ τούτου κατασκευάζεται ένα μοντέλο του μεταφορικού κοχλία το οποίο εισάγεται στο Ansys προκειμένου να αποφασιστεί ο τρόπος ανάρτησης.

Προδιαγραφές της ανάρτησης

Η προδιαγραφές του τρόπου ανάρτησης είναι οι εξής

- Μικρό βάρος και επαρκής αντοχή
- Ικανότητα εύκολης τοποθέτησης υπό γωνία
- Κάλυψη μεγάλης απόστασης από το αρχικό στο τελικό σημείο της ανάρτησης
- Ικανότητα εισαγωγής της απαραίτητης προέντασης κατά την διάρκεια των περιόδων συντήρησης.

Μια ικανοποιητική κατασκευαστική λύση για τις παραπάνω προδιαγραφές είναι η χρήση συρματόσχοινων. Είναι σημαντικό να υπολογισθούν η απαραίτητη αντοχή των συρματόσχοινων που θα επιλεγούν καθώς και η κατάλληλη προένταση που θα πρέπει να εισαχθεί σε αυτά.

Μοντελοποίηση των φορτίων από ανέμους

Οι μετωπικές επιφάνειες του μεταφορικού κοχλία θεωρούνται σημαντικές και ως εκ τούτου είναι απαραίτητο να υπολογιστή η φόρτιση του συστήματος που οφείλετε σε ανέμου υψηλής ταχύτητας.

Από την τυποποίηση ANSYS TIA-222-G μπορούμε να εξάγουμε μια τυπική τιμή φόρτισης από ανέμους. Η περιοχή τοποθέτησης του μεταφορικού κοχλία καθώς και η ίδια η εφαρμογή θεωρείτε ότι χαρακτηρίζεται από τα εξής:

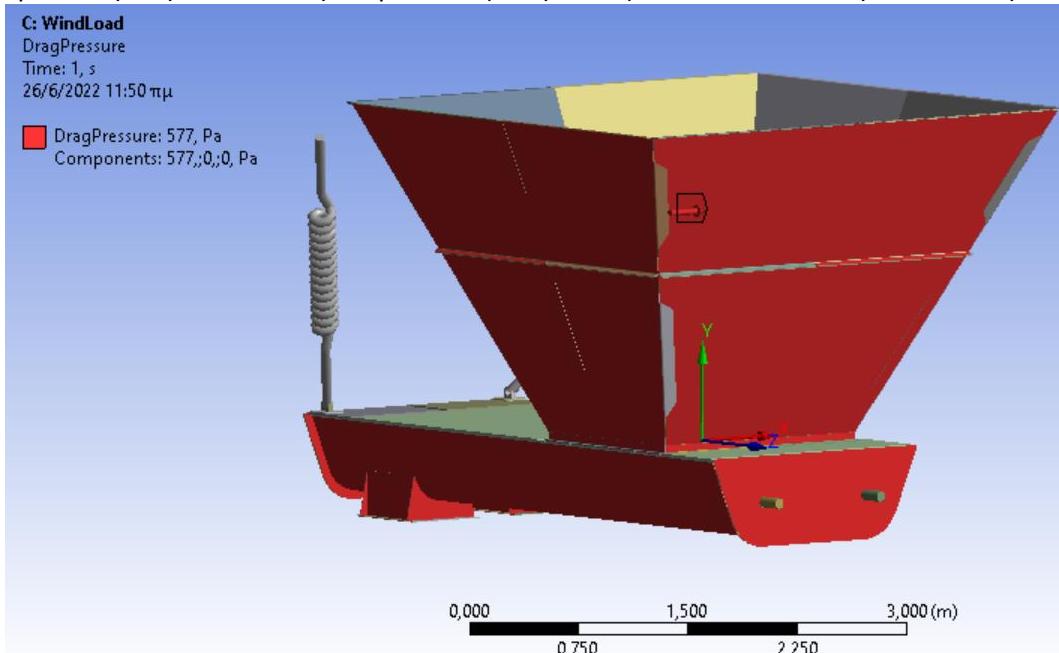
- Structure Class III (Βασική για την λειτουργεία της συνολικής εγκατάστασης)
- Exposure B (Πολλά κοντινά εμπόδια που κόβουν τον άνεμο)
- Topographic category 1 (Όχι απότομη αλλαγή στην γενική τοπογραφία)

Το φορτίο που δέχεται ο κοχλία ανά μονάδα επιφανείας από τον άνεμο δίνεται από εξής σχέση.

$$qz' = 0.613 \cdot kz \cdot kzt \cdot V^2 \cdot Iwlni \cdot Gz [Pa] = 678.97 [Pa]$$

Όπου $kz = 0.7$ ο συντελεστής πίεσης επιφανείας για ύψος πάνω από το ύψος της θάλασσας, $kzt = 1$ συντελεστής τοπογραφικής κατηγορίας, $kd = 0.85$ συντελεστής πιθανότητας κατεύθυνσης ανέμου. $V = 40 \left[\frac{m}{s} \right]$ βασική ταχύτητα ανέμου στην Ελλάδα. $Iwlni = 1.15$ συντελεστής φόρτισης ανέμου χωρίς πάγο και τέλος Gz συντελεστής αύξησης εξαιτίας της εναλλασσόμενης έντασης του ανέμου.

Όπως θα φανεί και στην συνέχεια αυτή η φόρτιση θα εφαρμοστεί στο μοντέλο του ANSYS κατά την περισσότερο επισφαλή κατεύθυνση και μόνο στις επιφάνειες που εκτίθενται στην διεύθυνση αυτή.



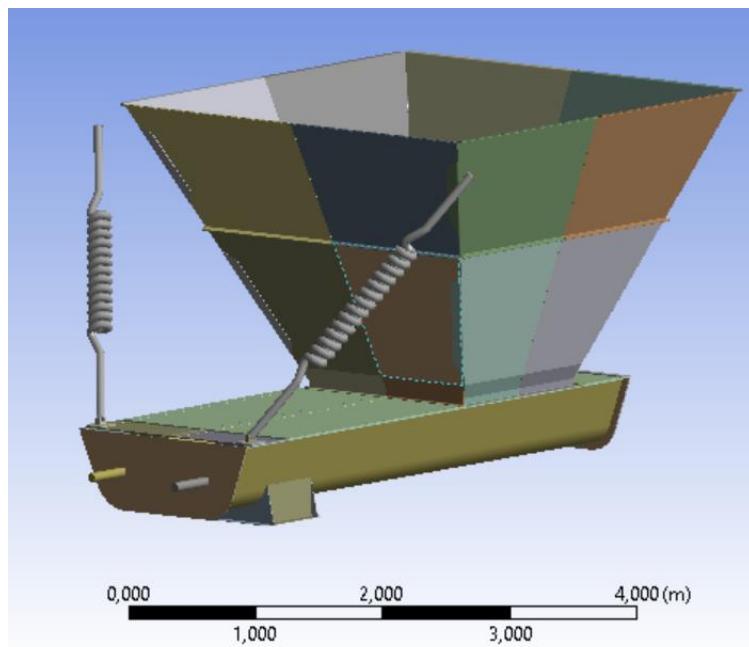
Εικόνα 3.12. Φόρτιση από ανέμους. Ο άνεμος μοντελοποιείται σαν μια πίεση σταθερού μέτρου η οποία φορτίζει μονάχα τις επιφάνειες πρόπτωσης.

Μοντελοποίηση συρματόσχοινου

Τα συρματόσχοινα μπορούν να μοντελοποιηθούν σαν ελατήρια. Προκειμένου να υπολογιστεί η σταθερά ελατηρίου του συρματόσχοινου έχουμε

$$K_{rope} = \frac{E_{rope} \cdot A_{rope}}{L_{rope}} \quad (3.49)$$

(Οπου $E_{rope} = 159 \cdot 10^9 Pa$ το μέτρο ελαστικότητας για τα συρματόσχοινα που προσφέρει ο κατασκευαστής, A_{rope} το εμβαδών της τομής του συρματόσχοινου, L_{rope} το μήκος του συρματόσχοινου).

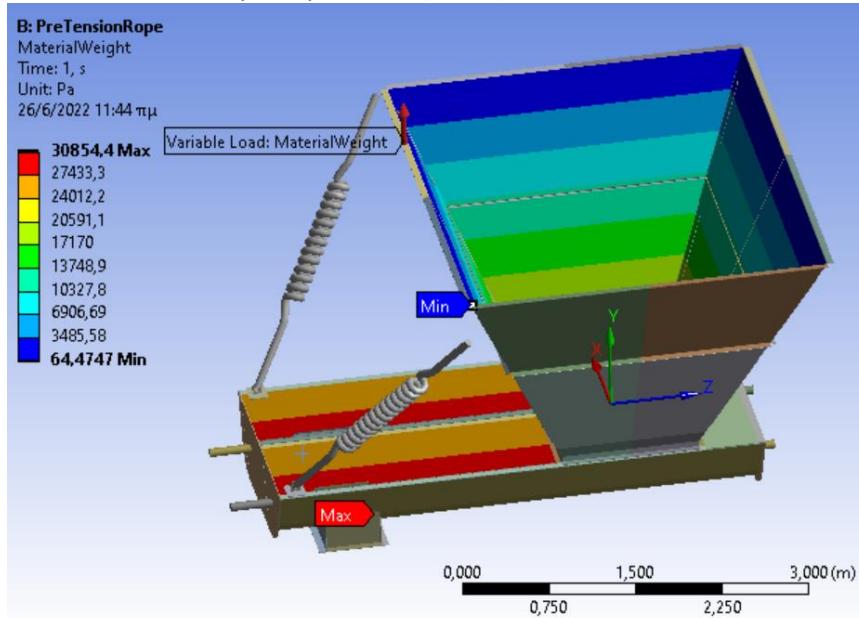


Εικόνα 3.13. Συρματόσχοινα μοντελοποιημένα σαν ελατήρια.

Το άνω σημείο πρόσδεσης θεωρείτε αρθρωμένο σε σταθερή βάση ενώ το κάτω σημείο πρόσδεσης αρθρώνεται στα σημεία πρόσδεσης του μεταφορικού κοχλία.

Μοντελοποίηση του υπό μεταφορά υλικού

Το υπό μεταφορά υλικό μοντελοποιείται σαν ρευστό πυκνότητας $\rho = \text{dens}_{powder}$. Ενώ τα τοιχώματα του μεταφορικού κοχλία καταπονούνται με υδροστατική πίεση.

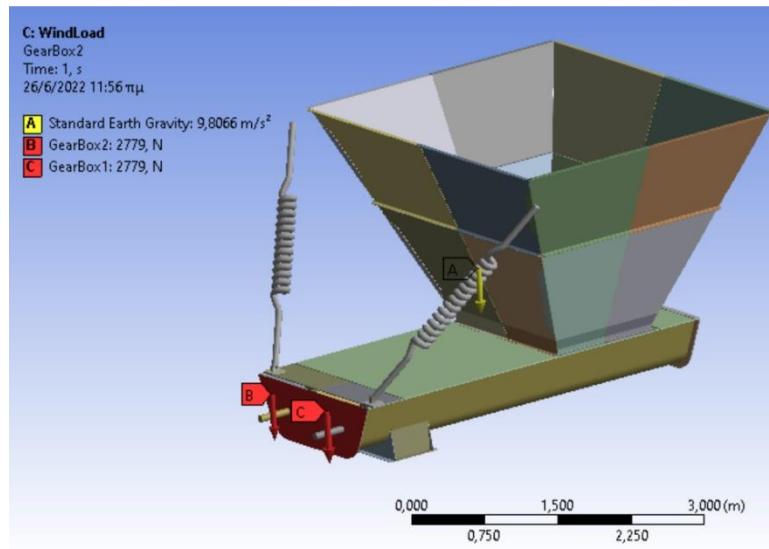


Εικόνα 3.14. Υδροστατική πίεση του υπό μεταφορά υλικού.

Η μοντελοποίηση της μαρμαρόσκονης ως ρευστό αποτελεί υπερεκτιμά τα σημαντικά τα φορτία και θεωρείτε worst case scenario.

Μοντελοποίηση των ιδίων βαρών

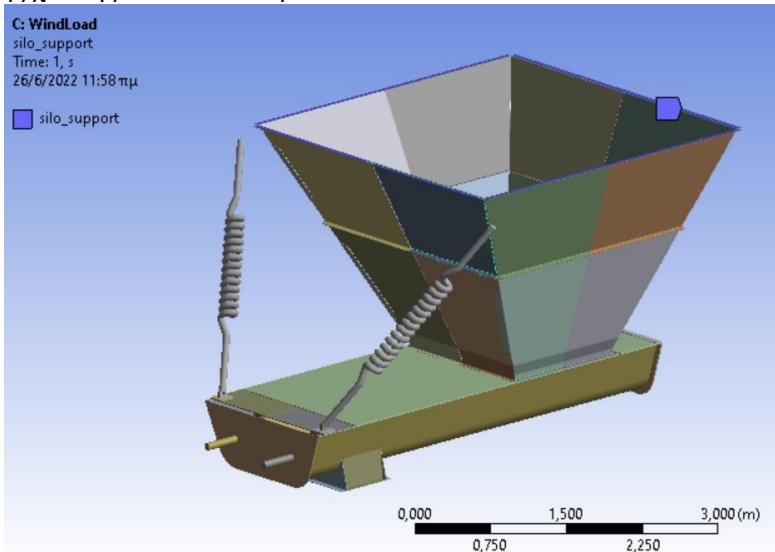
Τα βάρη μοντελοποιούντε με δύο τρόπους είτε με την χρήση της επιτάχυνση της βαρύτητάς για τα στοιχεία που έχουν γεωμετρική υπόσταση στο παρών μοντέλο, είτε με την χρήση συγκεντρωμένων φορτίων στα σημεία κέντρου βάρους για τα επιμέρους τμήματα τα οποία δεν είναι σκόπιμο να υφίστανται γεωμετρικά στο παρών μοντέλο.



Εικόνα 3.15. Φορτίσεις εξαετίας των ιδίων βαρών.

Μοντελοποίηση των στηρίξεων.

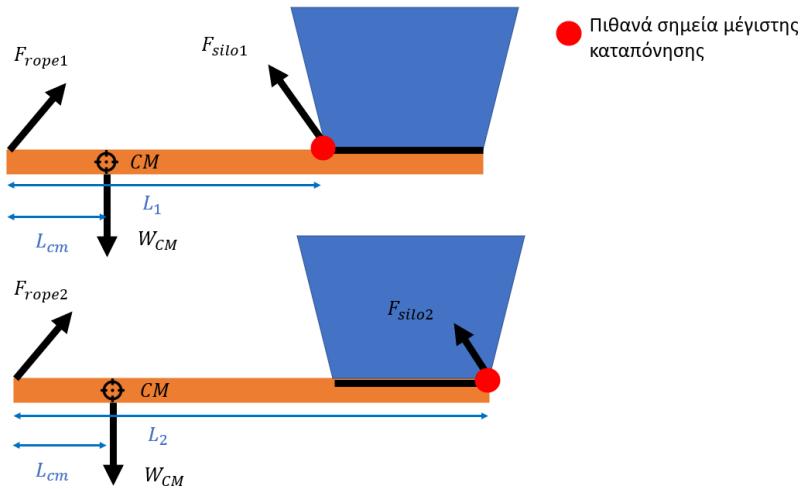
Στο πλαίσιο της παρούσας μελέτης θεωρείτε ότι η υπόλοιπη κατασκευή παραμένει ακλόνητη με την εφαρμογή των φορτίσεων που φαίνονται παραπάνω. Ως εκ τούτου θεωρείτε επαρκής η θεώρηση του σημείου πρόσδεσης της χοάνης σαν πάκτωση



Εικόνα 3.16. Θεώρηση της επιφάνειας πρόσδεσης της χοάνης σαν πάκτωση.

Παραμετρική προσομοίωση για την επιλογή της βέλτιστης προέντασης των συρματόσχοινων

Υστερα από μερικές ανάλυσης που έγιναν κατά την διάρκεια κατασκευής πλέγματος έγινε αντιληπτό ότι η περιοχή της κατασκευής που καταπονείτε περισσότερο είναι το σημείο πρόσδεσης του κοχλία με το σιλό. Προκειμένου να μεγιστοποιηθεί ο συντελεστής ασφαλείας στο σημείο αυτό κρίθηκε σκόπιμη η εύρεση της προέντασης που μεγιστοποιεί τον συντελεστή ασφάλεια στην περιοχή αυτή.



Εικόνα 3.17. Οι δύο ακραίες προσέγγισης για τον προσδιορισμό της απαιτούμενης προέντασης των συρματόσχοινων.

Το πρόβλημα για τον προσδιορισμό της προέντασης είναι ότι η θέση του σημείου μέγιστης καταπόνησης αλλάζει με το φορτίο ως εκ τούτου κρίθηκε σκόπιμη η παραμετρική ανάλυση του συστήματος για διάφορες προεντάσεις με εύρος:

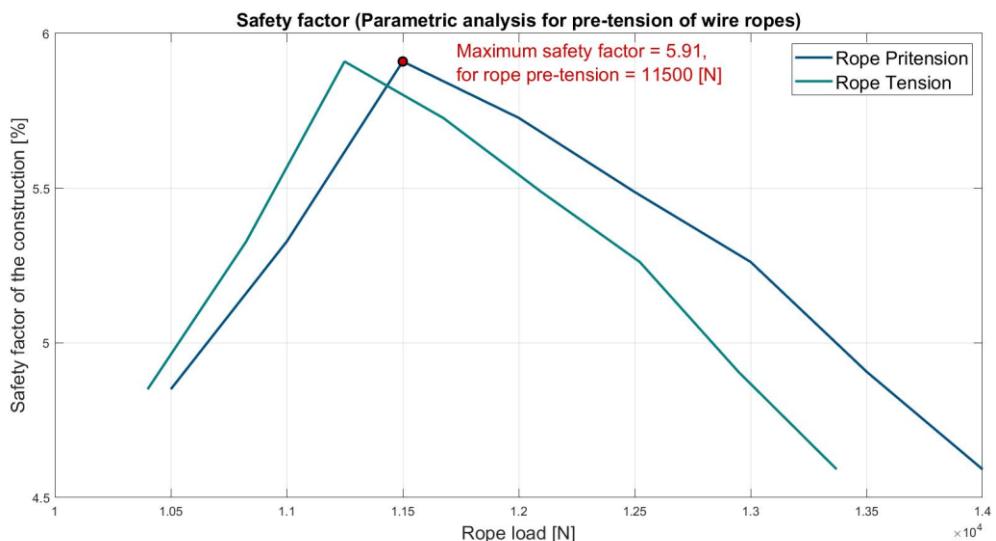
$$F_{rope1} = \frac{L_{cm}}{L_1} \cdot W_{cm} \quad (3.50)$$

$$F_{rope2} = \frac{L_{cm}}{L_2} \cdot W_{cm} \quad (3.51)$$

Είναι βέβαιο πως η βέλτιστη τιμή της προέντασης θα βρίσκεται μεταξύ των δύο ορίων.

$$F_{rope2} < F_{rope,opt} < F_{rope1}$$

Υστερα από την πραγματοποίηση της παραμετρικής ανάλυσης εξάγουμε τα εξής αποτελέσματα.



Εικόνα 3.18. Αποτελέσματα από την παραμετρική ανάλυση της προέντασης των συρματόσχοινων.

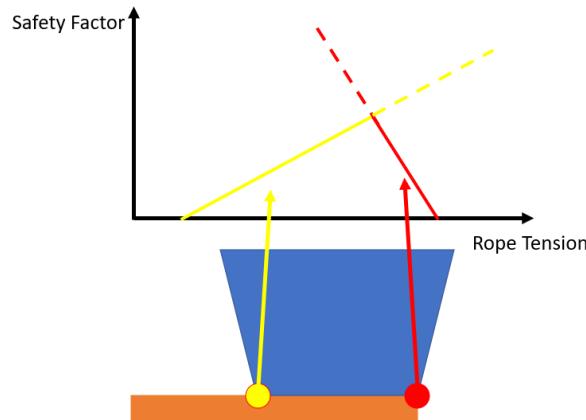
Από το παραπάνω διάγραμμα είναι προφανές ότι η βέλτιστη επιλογή είναι η εφαρμογή προέντασης

$$F_{rope,pre} = 11.5KN \quad (3.52)$$

Η οποία εξαιτίας της ενδοτικότητας της κατασκευής φορτίο

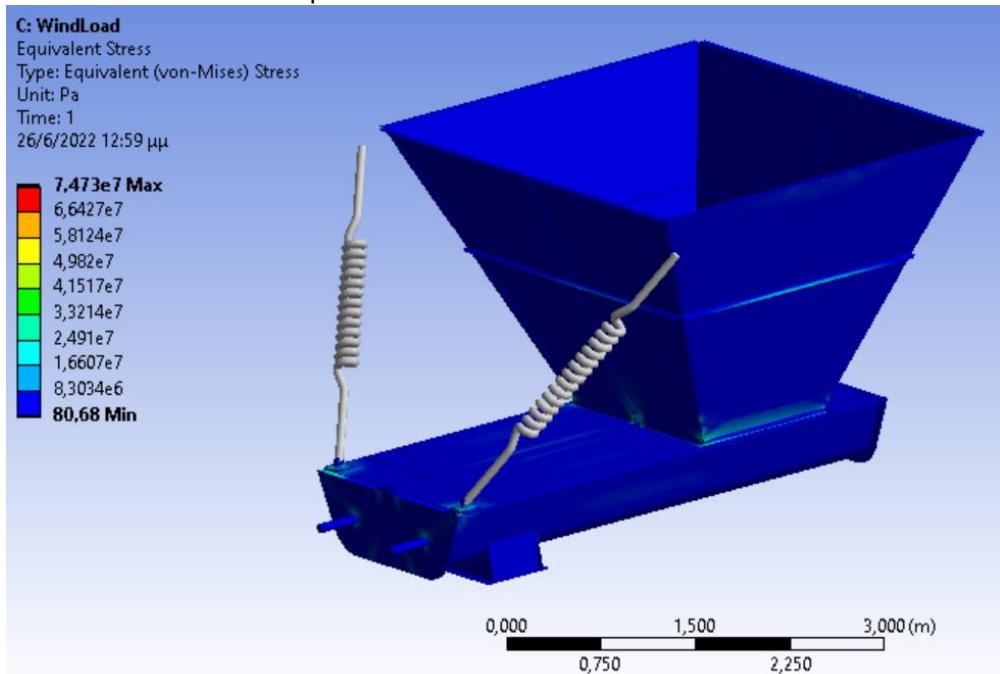
$$F_{rope} = 11.2KN \quad (3.53)$$

Παρατηρούμε σχεδόν γραμμική συμπεριφορά του συντελεστή ασφαλείας και οποιαδήποτε μη γραμμικότητα αποδίδεται στην αδυναμία κατασκευής επαρκώς λεπτού πλέγματος (το δεδομένο πλέγμα επηρεάζει ελαφρός την λύση). Η ακμή στο διάγραμμα του συντελεστή ασφαλείας ερμηνεύεται ως εξής.



Εικόνα 3.19. Αναμενόμενο αποτέλεσμα του συντελεστή ασφαλείας για την κατασκευή.

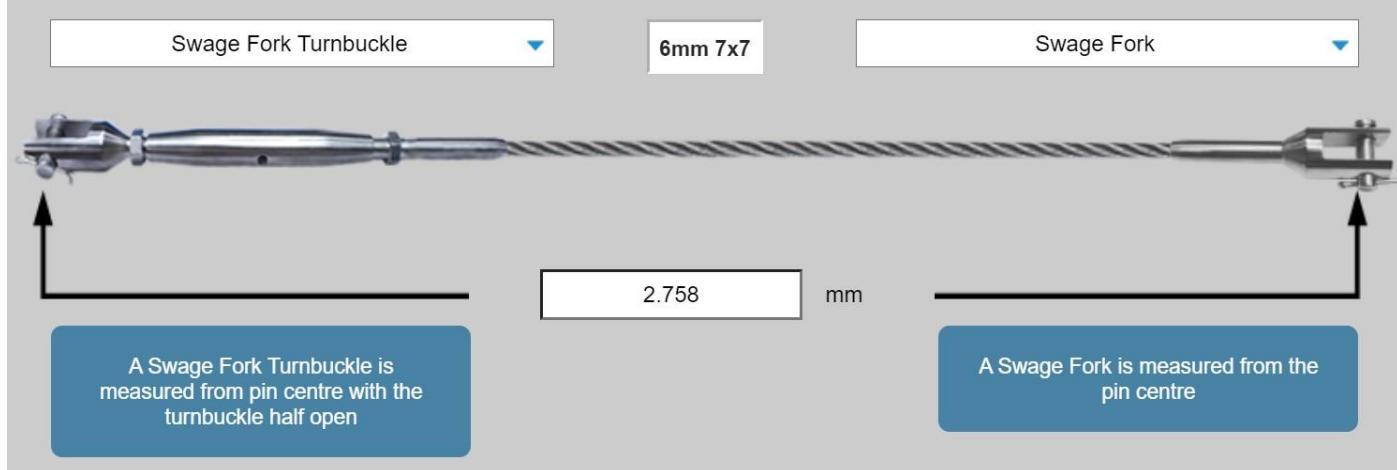
Προφανώς το πρόβλημα με τις παραδοχές που γίνονται είναι γραμμικό. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα η εξέλιξη του συντελεστή ασφαλείας στα δύο σημεία ενδιαφέροντος να είναι και αυτή γραμμική. Το σημείο τομής των συντελεστών αυτών αποτελεί το βέλτιστο.



Εικόνα 3.20. Παρουσίαση της κατανομής τάσεων για την κατασκευή με την επιλεγμένη προένταση.

Επιλογή συρματόσχοινων και τρόπου πρόσδεσης

Με δεδομένη πλέον την φόρτιση των συρματόσχοινων επιλέγεται ο εξής εξοπλισμός ανάρτησης



Εικόνα 3.21. Εξοπλισμός ανάρτησης του μεταφορικού κοχλία.

Το συρματόσχοινο της επιλέχθηκε διαθέτει $F_{break,min} = 21.4 \text{ KN}$ ενώ σύμφωνα με τον κατασκευαστή ο συντελεστής μείωσης της αντοχής στα άκρα του είναι $Eff_{rope} = 0.9$. Ως αποτέλεσμα έχουμε ότι ο συντελεστής ασφαλείας του συρματόσχοινου προκύπτει

$$N_{safety} = \frac{F_{break,min} \cdot Eff_{rope}}{F_{rope}} = 1.8 \quad (3.54)$$

3.4 Σχεδιασμός του μετρητικού βάρους

Επιλογή μετρητικού συστήματος

Στην παρούσα μελέτη ζητείτε ο υλοποίηση ενός μετρητικού συστήματος για το μεγάλο σιλό. Σαν βασική προδιαγραφή τίθεται η ικανότητα λήψης μετρήσεων με ακρίβεια της τάξης 0.1%.

Τα μετρητικά όργανα που διατίθενται στην αγορά βασίζονται στην λήψη μετρήσεων με βάση την στάθμη του silo. Ακόμα κα αν αγνοηθούν τα σφάλματα των μετρήσεων για αυτή την περίπτωση μετρητικών οργάνων, προκειμένου επιτευχθεί σωστή μέτρηση, κρίνεται αναγκαία:

- Η συνεχής δειγματοληψία υλικού προκειμένου να υπάρχει ακριβής εικόνα της πυκνότητας του
- Η ακριβέστατη μοντελοποίηση της συμπίεσης που δέχεται το υλικό εντός του σιλό λαμβάνοντας υπόψη μεγέθη όπως η υγρασία και η θερμοκρασία του περιβάλλοντος.

Για τους παραπάνω λόγους η χρήση μετρητικού που χρησιμοποιεί οπτικές μεθόδους κρίνεται ασύμφορη οικονομικά και τεχνολογικά. Καταλήγουμε ότι η υλοποίηση του μετρητικού πρέπει να γίνει με απευθείας μέτρηση του βάρους.

Για την κατασκευή του παρόντος μετρητικού συστήματος θα χρησιμοποιηθούν επιμηκινσιόμετρα διπλής διεύθυνσης 1 – K – CXY11 – 3/120A.

Προδιαγραφές μετρητικού συστήματος με επιμηκινσιόμετρα:

1. Να λειτουργεί σε όλο το εύρος των βαρών που παίρνει η κατασκευή
2. Να μπορεί να πιάσει τις απαιτούμενες ακρίβειες.
3. Η κατασκευή να το προστατεύει από το εξωτερικό περιβάλλον.
4. Επιλογή κατάλληλων bonding materials (Εξαρτάτε από το εύρος θερμοκρασιών στις οποίες εκτίθεται το μετρητικό)
5. Τοποθέτηση εύκολη και εφικτή από εξειδικευμένο προσωπικό.
6. Ανοχές προδιαγραφών με βάση το OIML directive IR62.

Θεωρητικό υπόβαθρο

Τα επιμηκινσιόμετρα θα τοποθετηθούν σε κάθε μία από τις βάσεις της κατασκευής. Με βάση της παραμορφώσεις στην εγκάρσια διεύθυνση της κατασκευής θα υπολογίζονται η τάσεις στην βάση και στην συνέχεια οι δυνάμεις.

Πιο συγκεκριμένα θα υπάρχει μέτρηση της επιμήκυνσης για την διεύθυνση y και την διεύθυνση z . Με βάση τις παραμορφώσεις η τάση του υλικού στην εγκάρσια διεύθυνση θα υπολογίζεται ως εξής.

Από την τάση εξόδου στο καταγραφικό γίνεται ο υπολογισμός τις μεταβολής της αντίστασης του επιμικινσύμετρου. Στην συνέχεια υπολογίζεται η παραμόρφωση στη διεύθυνση τοποθέτησης του μετρητικού με βάση το : ($k - Factor \equiv gauge factor$).

$$\frac{\Delta R}{R_0} = k(T) \cdot \varepsilon \Rightarrow \varepsilon = \Delta R \cdot \frac{1}{k(T) \cdot Ro} \quad (4.1)$$

Όπου:

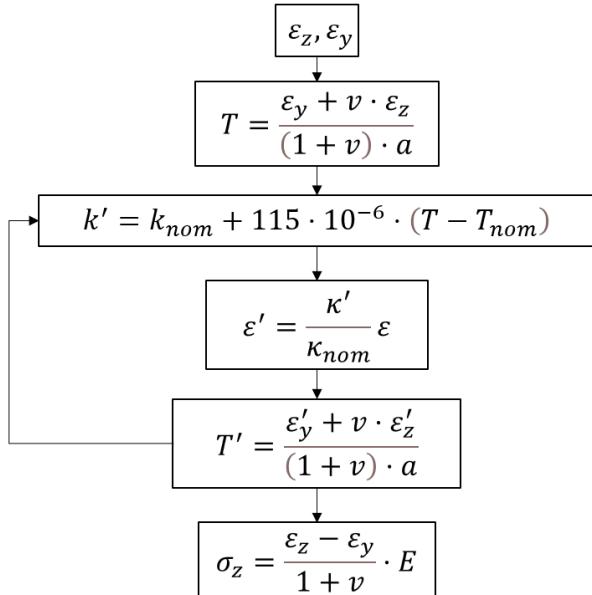
$$k(T) = k_{nom} + 115 \cdot 10^{-6} \cdot (T - T_{nom}) \quad (4.2)$$

(Σημειώνετε ότι : $T_{nom} = 23^{\circ}C$)

Σε πρώτη φάση θεωρείτε πως η θερμοκρασία δεν επηρεάζει της μετρήσεις επομένως έχουμε:

$$\begin{aligned} \varepsilon_z &= \frac{1}{E} \sigma_z + a \cdot T \Rightarrow \sigma_z = \varepsilon_z \cdot E - a \cdot T \cdot E \\ \varepsilon_y &= -\frac{v}{E} \sigma_z + a \cdot T \Rightarrow \varepsilon_y = -v \cdot (\varepsilon_z - a \cdot T) + a \cdot T \Rightarrow \varepsilon_y = -v \cdot \varepsilon_z + (1+v) \cdot a \cdot T \\ &\Rightarrow T = \frac{\varepsilon_y + v \cdot \varepsilon_z}{(1+v) \cdot a} \\ &\Rightarrow \sigma_z = \varepsilon_z \cdot E - \left(\frac{\varepsilon_y + v \cdot \varepsilon_z}{(1+v)} \right) \cdot E \Rightarrow \sigma_z = \frac{\varepsilon_z - \varepsilon_y}{1+v} \cdot E \end{aligned} \quad (4.3)$$

Στην συνέχεια με επαναληπτική διαδικασία γίνεται η διόρθωση του σφάλματος που προκύπτει από την μεταβολή θερμοκρασίας.



Εικόνα 8. Διάγραμμα ροής για την επαναληπτική διόρθωση της των υπολογιζόμενων παραμορφώσεων.

Υλοποίηση για την μέγιστη δυνατή ακρίβεια

Για τον υπολογισμό της μέγιστης παραμόρφωσης των εδράσεων εξαιτίας του βάρους έχουμε:

$$\varepsilon_{max} = \frac{W_{max} - W_{min}}{E \cdot A} \xrightarrow{A \propto \frac{1}{Sy}} \varepsilon_{max} \propto \frac{S_y}{E} \quad (4.4)$$

Για τον υπολογισμό της διακριτικής ικανότητας του μετρητικού έχουμε:

$$\delta \varepsilon = \frac{0.001 W_{min}}{E \cdot A} \quad (4.5)$$

Θεωρούμε ότι $\Delta R_{error} = 0$ δεδομένου ότι το ΔR αποτελεί μεταβολή της αντίστασης.

$$\frac{W_{error}}{W} = \frac{\varepsilon_{error}}{\varepsilon} = \left(\frac{k + k_{error}}{k} \right) \left(\frac{R_0 + R_{o,error}}{R_0} \right) \gg 0,1\% \quad (4.6)$$

Δεδομένου ότι το σφάλμα των σταθερών μέτρησης είναι μη αποδεκτό για το μετρητικό προκύπτει η ανάγκη για δύο καλημπραρίσματα. 1) Καλημπράρισμα στο 0 για άδειο σιλό. 2) Καλημπράρισμα για το σιλό με γνωστό βάρος σε ορισμένη θερμοκρασία. Για κάθε μετρητικό πρέπει να προσδιοριστεί ο συντελεστής $(k \cdot R_0)$.

$$\varepsilon_z = (R - R_{0z}) \cdot \frac{1}{k_z \cdot R_0} \quad (4.7)$$

$$\varepsilon_y = (R - R_{0y}) \cdot \frac{1}{k_y \cdot R_0} \quad (4.8)$$

1° Καλημπράρισμα – μετράμε $R_{1^o,z}, R_{1^o,y}$ από το μετρητικό και T_{1^η} από θερμόμετρο (για άδειο σιλό και ορισμένη θερμοκρασία)

$$\begin{aligned} \frac{\varepsilon_y + v \cdot \varepsilon_z}{(1+v) \cdot a} &= T_{1^\eta} \\ \Rightarrow \frac{(R_{1^o,y} - R_{0y}) \cdot \frac{1}{(k_y + 115 \cdot 10^{-6} \cdot (T_{nom} - T_{1^\eta})) \cdot R_{0y}} + v \cdot (R_{1^o,z} - R_{0z}) \cdot \frac{1}{(k_z + 115 \cdot 10^{-6} \cdot (T_{nom} - T_{1^\eta})) \cdot R_{0z}}}{(1+v) \cdot a} \\ &= T_{1^\eta} \Sigma \chi \varepsilon \sigma \eta. (1) \\ \varepsilon_z = 0 \Rightarrow \frac{\varepsilon_z - \varepsilon_y}{1+v} \cdot E &= 0 \Rightarrow (R_{1^o,y} - R_{0y}) \cdot \frac{1}{(k_y + 115 \cdot 10^{-6} \cdot (T_{nom} - T_{1^\eta})) \cdot R_{0y}} - (R_{1^o,z} - R_{0z}) \cdot \frac{1}{(k_z + 115 \cdot 10^{-6} \cdot (T_{nom} - T_{1^\eta})) \cdot R_{0z}} \\ &= 0 \Sigma \chi \varepsilon \sigma \eta. (2) \end{aligned}$$

2° Καλημπράρισμα μετράμε $R_{2^o,z}, R_{2^o,y}$ από το μετρητικό και T_{2^η} από θερμόμετρο. (για σιλό γεμισμένο π.χ. με 40tn)

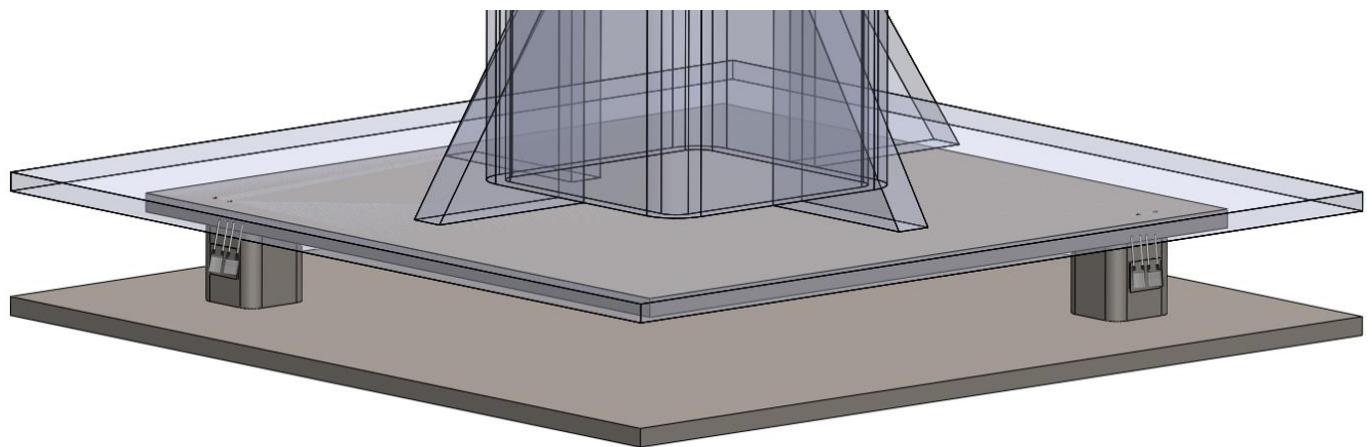
$$\begin{aligned} \frac{\varepsilon_y + v \cdot \varepsilon_z}{(1+v) \cdot a} &= T_{2^\eta} \Rightarrow \frac{(R_{2^o,y} - R_{0y}) \cdot \frac{1}{(k_y + 115 \cdot 10^{-6} \cdot (T_{nom} - T_{2^\eta})) \cdot R_{0y}} + v \cdot (R_{2^o,z} - R_{0z}) \cdot \frac{1}{(k_z + 115 \cdot 10^{-6} \cdot (T_{nom} - T_{2^\eta})) \cdot R_{0z}}}{(1+v) \cdot a} \\ &= T_{2^\eta} \Sigma \chi. (3) \\ \sigma_z = \frac{W_{40tn}/4}{A} &\Rightarrow (R_{2^o,y} - R_{0y}) \cdot \frac{1}{(k_y + 115 \cdot 10^{-6} \cdot (T_{nom} - T_{2^\eta})) \cdot R_{0y}} - (R_{2^o,z} - R_{0z}) \cdot \frac{1}{(k_z + 115 \cdot 10^{-6} \cdot (T_{nom} - T_{2^\eta})) \cdot R_{0z}} \\ &= \frac{W_{40tn}/4}{A} \Sigma \chi. (4) \end{aligned}$$

Από το παραπάνω σύστημα τεσσάρων εξισώσεων υπολογίζονται οι συντελεστές: R_{0y}, R_{0z}, k_y, k_z . Πλέων το μετρητικό σύστημα διαθέτει την μεγαλύτερη δυνατή ακρίβεια.

Τέλος σημειώνεται ότι η ευαισθησία δειγματοληψίας για τυπικό επιμικηνούμετρο είναι $\Delta \varepsilon_{min, gp} = 10^{-6}$ παραμόρφωση. Επομένως εξετάζονται οι τρεις παρακάτω περιπτώσεις τοποθέτησης του επιμικυνούμετρου:

	Area [m ²]	E[pa]	Sy	$\frac{Sy}{E}$	ΔW_{min}	$\Delta \varepsilon_{min}$	$\Delta \varepsilon_{min, gp}$
Τοποθέτηση σε βάση κατασκευασμένη από το υλικό του σιλό	0.0023	190e9	220e6	0.0010	98.1[N]	0.2e-6	1e-6
Τοποθέτηση σε βάση κατασκευασμένη από τοιμέντο	0.012917	14e9	40e6	0.0029	98.1[N]	0.5e-6	1e-6
Τοποθέτηση σε βάση κατασκευασμένη από ισχυρά καματεμένο χάλυβα AISI 4000	0.0002953	210e9	1750e6	0.0083	98.1[N]	1.6e-6	1e-6

Πίνακας 4.16. Επιλογή υλικού βάσης τοποθέτησης του μετρητικού.



Εικόνα 4.2. Απεικόνιση της πρόσδεσης του μετρητικού συστήματος στις βάση του σιλό.

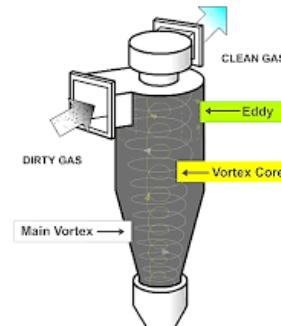
3.5. Αερομεταφορά και σακκόφιλτρα

Προτάσεις:

1. Φυγοκεντρικός κυκλώνας:

Τα σωματίδια μεγάλης κοκκομετρίας, δέχονται φυγοκεντρικές δυνάμεις μεγαλύτερες από αυτες των μικρών σωματιδίων. Με αυτό τον τρόπο γίνεται και ο διαχώρισμος που θέλουμε, η διαδικασία φαίνεται και στην εικόνα στα δεξιά. Η εξής πρόταση **δεν** επιλέχτηκε γιατί:

- Απαιτεί επιπλέον χώρο, εκτός του συλού αποθήκευσης
- Επιπλέον μεταφόρα από την έξοδο του κυκλώνα στο συλό αποθύκευσης



Εικόνα 5.1. Φυγοκεντρικός κυκλώνας

2. Φίλτρα με δόνηση:

Τα φίλτρα θα είναι ορθογώνια με κύρια διάσταση όσο η διάμετρος διαχωρίσμου. Αφού προσέλθη η μαρμαρόσκονη πανώ στα φίλτρα, θα υπάρχει μηχανισμός δόνησης ώστε να γίνει ο διαχώρισμός. Η εξής πρόταση **δεν** επιλέχτηκε γιατί:

- Απαιτεί υψηλή ενέργεια
- Επιπλέον μεταφόρα
- Απαιτή μηχανισμό (on-off) ωστέ όταν δονείται να κατευθείνονται τα σωματίδια στα σακκόφιλτρα. Και αφού σταματήσει η δόνηση να κατευθειθούν τα σωματίδια στο συλό αποθύκευσης.

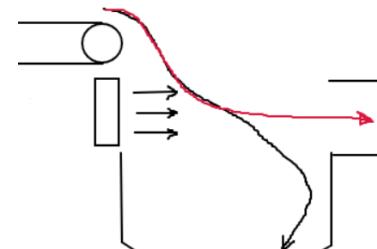


Εικόνα 5.2. Φίλτρο δόνησης

3. Ορίζοντια αερομεταφορά

Ανεμιστήρας κάτω από την μεταφορική ταινία, μεταφέρει τα σωματίδια λόγω της αεροδυναμικής δύναμης. Τα σωματίδια μεγάλης διαμέτρου, λόγο της μεγαλύτερης μάζας δέχονται μικρότερες ορίζοντιες επιταχύνσεις, και επομένως δεν καταφέρνουν να περάσουν την έξοδο. Η εξής πρόταση **δεν** επιλέχτηκε γιατί:

- Απαιτή μικρή ορίζοντια απόσταση $L=2m$
- Δημιουργείται νέφος, κατά την απόρριψη της σκόνης από την ταινία, και διαφεύγει στο περιβάλλον.
- Κακή κατανομή βάρος στο συλό, με τάση προς τα δεξιά.
- Απαιτεί 2+ Ανεμιστήρες καθώς η ταινία είναι πλάτους 0.5m.

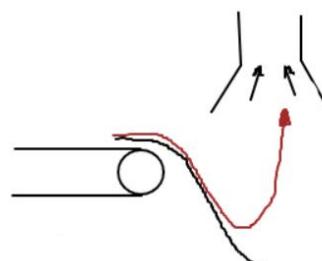


Εικόνα 5.3. Τροχία σωματιδίων, σε σύστημα οριζόντιας αερομεταφοράς

4. Κατακόρυφη αερομεταφορά

Αγωγός απορρύφησης τοποθετημένος, σε σχετική θέση με την μεταφορική ταινία, αποροφά αέρα και επομένως προκαλεί αεροδυναμικές δυνάμεις στα σωματίδια, κυρίως στην κατακόρυφη κατέυθυνση αλλά και οριζόντια. Η εξής πρόταση επιλέχτηκε γιατί:

- Απαιτεί λίγη ισχής
- Απλή κατασκευή, εντός του συλού. Απευθείας σύνδεση με σακκόφιλτρα.



Εικόνα 5.4. Τροχία σωματιδίων, σε σύστημα κατακόρυφης αερομεταφοράς

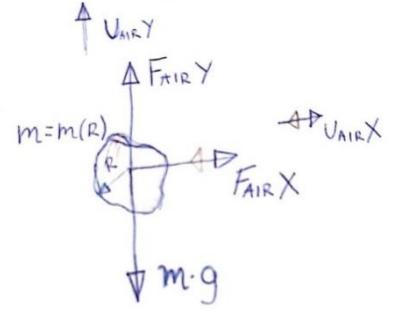
Ανάλυση αερομεταφοράς

Κινηματική Ανάλυση

Ο σκοπός της ανάλυσης είναι να διαχωρίζονται τα σωματίδια κοκκομετρίας με $d_{min} < 50\mu m$. Ως upper limit όριζετε $d_{up} < 75\mu m$. Οι κινηματικές εξισώσεις ενος σωματιδίου κοκκομετρίας d είναι:

$$x: \quad m\ddot{u}_x = \frac{1}{2}\rho_{air}C_dA|u_{air,x} - u_x| \cdot (u_{air,x} - u_x) \quad (5.1)$$

$$y: \quad m\ddot{u}_y = \frac{1}{2}\rho_{air}C_dA|u_{air,y} - u_y| \cdot (u_{air,y} - u_y) - mg \quad (5.2)$$



Μοντελοποιούμε τα σωματίδια ως σφαίρες επομένως: $C_d = 0.47$, $A = \pi \frac{D^2}{4}$, $V = \pi \frac{D^3}{6}$, $m = \rho_{marble}V$

Scanned with CamScanner
Εικόνα 5.5. Δυνάμεις σωματιδίου μαρμαρόσκονης

Οι αρχικές συνθήκες του σωματιδίου είναι:

$u_{x,0} = 0.75m/s$ (ταχύτητα μεταφορικής ταινίας)

$u_{y,0} = 0m/s$ (τα σωματίδια δεν έχουν ακόμα κατακόρυφη ταχύτητα).

Σημειώνεται πως οι διαφορικές εξισώσεις είναι μη γραμμικές, και λύνονται με την αριθμητική μέθοδο Runge-Kutta.

Προφίλ ταχύτητας

Οι ταχύτητες $u_{air,x}, u_{air,y}$ δεν είναι σταθερές, καθώς εξαρτόνται από την θέση στον χώρο, δηλαδή: $\vec{u}_{air} = u_{air}(x, y)$. Για την κατανομή των ταχυτήτων έχουμε κάνει τις εξής θεωρήσεις:

- Η απορρόφηση ακολούθει την συμπεριφορά πλουμίου, δηλαδή η διάμετρος της κάθε διατομής αυξάνεται με κλίση $\theta = 11.8deg$, δηλαδή

$$D(y) = D(h) + \tan(\theta) \cdot (h - y) \quad (5.3)$$

Όπου h το ύψος του απορροφητήρα από την μεταφορική ταινία, δηλαδή η ταινία βρίσκεται στην θέση $y=0$. Επιπλέον λόγο της θέωρησης του πλουμίου, υπάρχουν πλευρικές ταχύτητες αναρόφησης με συντελεστή $\alpha = 0.10$ επομένων

$$u_x(x) = 0.1u_m \cdot \left(\frac{-2x}{D(y)} \right) \quad (5.4)$$

Όπου x ορίζονται θέση, σε σχέση με τον αξόνα του απορροφητήρα. Αξίζει να σημειωθεί πως ο αγωγός τοποθετήται σε σχετική θέση x_i από την μεταφορική ταινία.

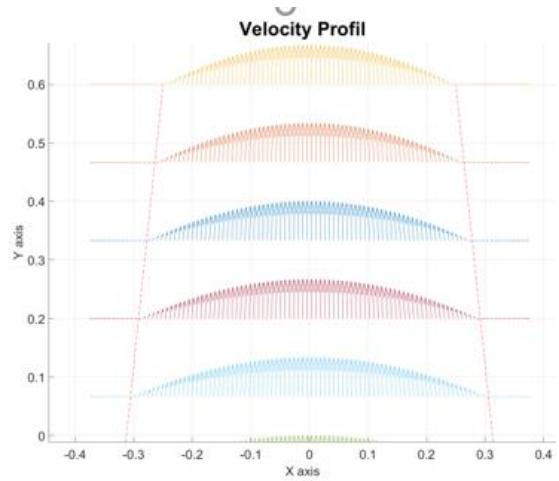
- Η κατανομή σε κάθε κατακορύφη διατομή (y) έχει το εξής προφίλ:

$$u_y(x) = 6u_m \left(\frac{1}{4} - \left(\frac{x}{D(y)} \right)^2 \right) \quad (5.5)$$

$$u_m = \frac{Q}{A(y)} \quad (5.6)$$

Για την συγκεκριμένη κατανομή ισχύει $u_y\left(\pm \frac{D}{2}\right) = 0$, $u_y(0) = \frac{3}{2}u_m$

Ακολουθεί η κατανομή ταχυτήτων στο επίπεδο $z=0$. Αξίζει να παρατηρηθεί πως τα διανύσματα ταχυτήτων δεν είναι κατακόρυφα, αλλά έχουν μια κλίση προς το κέντρο του αξόνα. Ο λόγος είναι πως υπάρχει οριζόντια ταχύτητα. Η ορίζοντια ταχύτητα είναι αρκετά σημαντική καθώς απορροφά το νέφος που δημιοργείται και δεν το αφήνει να ξεφύγει στο περιβάλλον.

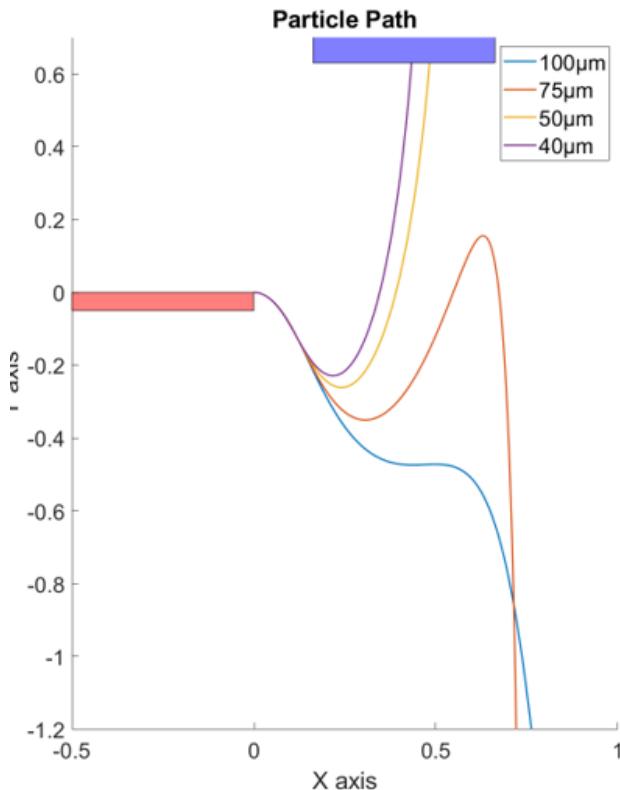


Εικόνα 5.6. Προφίλ ταχύτητας, κάτω από τον απορροφητήρα.

$Q [m^3/s]$	$D [m]$	$h [m]$	$x_i [m]$
Παροχή αέρα ανναρόφησης	Διάμετρος αγωγού ανναρόφησης	Κατακόρυφη απόσταση απορροφητήρα από ταινία	Ορίζοντια απόσταση άξονα απορροφητήρα από ταινία
$0.7 m^3/s$	$0.5m$	$0.63m$	$0.412m$

Πίνακας 5.1. Μεγέθη υπολογισμού αερομεταφοράς.

Να σημειωθεί πως επείδη η διάμετρος της κάθε διατομής αυξάνεται, η διάμετρος της διατομής στο ύψος της ταινίας είναι $D_0 = 0.625m$, όπου σε μήκος είναι μεγαλύτερο από το πάχος της ταινίας. Παρακάτω φαίνονται και τα αποτελέσματα της ανάλυσης, για τις μεταβλητές σχεδιασμού.



Εικόνα 5.7. Τροχιά σωματιδίων διάφορων κοκκομετρίων.

Επιλογή Αντλίας, Σωληνώσεων.

Γνωρίζοντας την επιθυμητή παροχή, πρέπει να επιλέξουμε κατάλληλη αντλία η οποία θα καλύπτει τις πτώσεις πιέσεις. Οι πτώσεις πιέσεις προκύπτουν από:

1. Τις τρύβες του ρευστού (αέρα) στα τοιχώματα των σωληνώσεων
2. Τις τριβές της λεπτής κοκκομετρίας του μαρμάρου, οι οποίες πρέπει να υπολογίστουν πειραματικά. Ωστόσο με κατάλληλο έλεγχο στην αντλία, γίνεται η αποφυγή του υπολογισμού
3. Τις τριβές εντός στις ίνες των σακκόφιλτρων.

Οι σωληνώσεις έχουν την παρακάτω μορφή. Η αντλία τοποθετήται μετά τα σακκόφιλτρα, καθώς ο αέρας πλέον θα είναι καθαρός από μικροσώματα και δεν μπορεί να τραυματίσει την πτερωτή της αντλίας. Επιλέγεται επιπλέον να τοποθετηθεί η φυγοκεντρική αντλία στο δάπεδο γιατί είναι βαριά, και επείδη γίνεται πιο εύκολα η πρόσβαση της.

Το θεώρημα Bernoulli από την αναρόφυση εως την είσοδο της αντλίας είναι:

$$P_a + 0.5\rho u_1^2 - (P_a - \Delta P) - 0.5\rho u_2^2 = k_{filter} Q^2 + (k_1 + k_2)Q^2 \rightarrow \Delta P = k_{filter} Q^2 + (k'_1 + k'_2)Q^2 \quad (5.7)$$

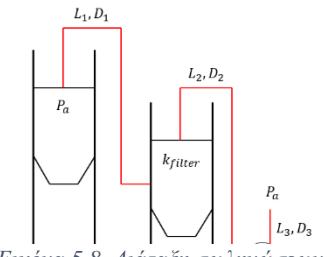
$$\text{Όπου } k'_1 = \left(\lambda_1 \frac{8\rho L_1}{\pi^2 D_1^5} - \frac{8\rho}{\pi^2 D_1^4} \right) Q^2, \quad k'_2 = \left(\lambda_2 \frac{8\rho L_2}{\pi^2 D_2^5} + \frac{8\rho}{\pi^2 D_2^4} \right) Q^2$$

Όπου το λ , βρίσκεται από την σχέση του Jain

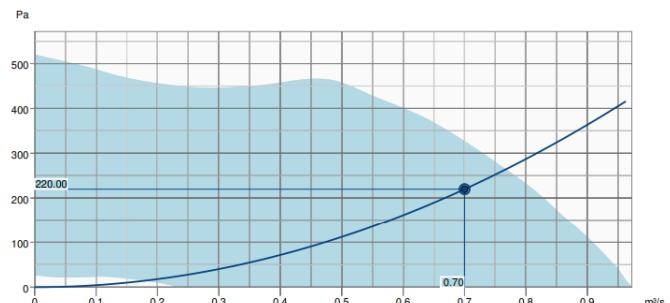
$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1.14 - 2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{D} + \frac{21.25}{Re^{0.9}} \right) \quad (5.8)$$

Ο αριθμός Reynolds υπολογίζεται από την γνωστή σχέση $Re = \frac{uD}{\nu}$.

Οι απώλειες λόγο των σακκόφιλτρων, υπολογίζονται βάση πειραματικών μετρήσεων, όπου προτείνεται ο συντελεστής $k_{filter} = 110 \frac{Pa s^2}{m^6}$. Τα μεγάλα μήκη των σωληνώσεων δεν μπορούν να περιορίστουν σημαντικά, καθώς εξαρτώνται από την χωροδιάταξη και τα ύψη των συλών. Οι τελικές διαστάσεις είναι $L_1 = 8.58m, L_2 = 10.6m, L_3 = 1.2m, D_1 = 0.3m, D_{2,3} = 0.25m$



Εικόνα 5.8. Διάταξη σωληνώσεων.



Εικόνα 5.9. Χαρακτηριστική σωλήνωσης και ανεμιστήρα.

Το ρευστό (αέρας), στους $20^\circ C$, έχει τις εξής ιδιότητες: $\rho = 1.204 kg/m^3, \nu = 0.1516 \mu m/s$

Η χαρακτηριστική της σωλήνωσης προκύπτει $\Delta P = 501.484 Q^2$. Για την επιθυμητή παροχή προκύπτει το χαρακτηριστικό σημείο λητουργείας $(Q, \Delta P) = (0.7 m^3/s, 218 Pa)$. Ο φυγοκεντρικός ανεμιστήρας που επιλέγεται είναι KBT 250EC.

Μερικά χαρακτηριστικά του ανεμιστήρα είναι:

1. Βαθμός απόδοσης στο επιθυμητό σημείο $\text{eff} = 24\%$
2. Ταχύτητα Impeller 1199 rpm
3. Ισχύς στο ε.σ. $P = 652 \text{ W}$
4. Ενσωματωμένο κινητήρα, $50 \text{ Hz}, 400 \text{ V}$ με frequency converter!
5. Βάρος 43 kg



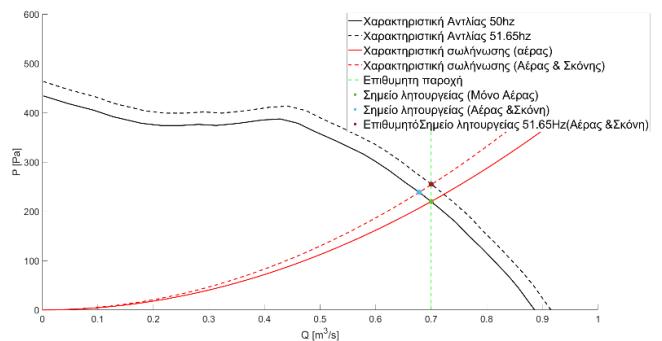
Εικόνα 5.10. Φυγοκεντρικός ανεμιστήρας της εγκατάστασης

Με την παρακάτω μεθοδολογία θα γίνεται ανναρόφηση της

σκόνης με την επιθυμητή παροχή $Q = 0.7 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$, ανεξάρτητα της αναλογίας αέρας/σκόνης. Η παραπάνω ανάλυση ρευστού, δεν συμπεριλαμβάνει καλά τις πτώσεις πίεσης λόγο της σκόνης καθώς και αλλές τυχόν απώλειες (π.χ. σωλήνωση 90°). Η χαρακτηριστική της σωλήνωσης είναι: $P = kQ^2$

Με $k = 501.484$ στην περύπτωση του άερα. Όταν διέλθει στους αγωγού η σκόνη, θα αυξηθεί η πτώση πίεσης δηλαδή $k' = ak$, $a > 1$. Εμείς για να έχουμε ξανά την επιθύμητη παροχή ανναρόφησης, μεταβάλουμε τις στροφές με τον ενσωματωμένο frequency converter. Ισχύουν οι παρακάτω σχέσεις

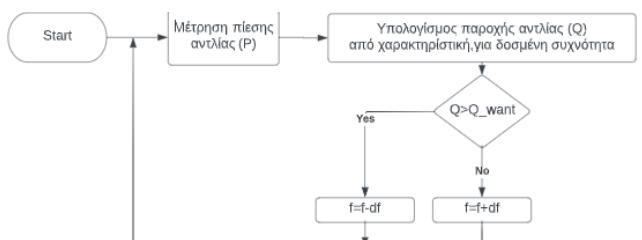
$$Q_2 = Q_1 \frac{f_2}{f_1}, \quad P_2 = P_1 \left(\frac{f_2}{f_1} \right)^2 \quad (5.9)$$



Εικόνα 5.11. Έλεγχος ανεμιστήρα, για την επιθυμητή παροχή αναρρόφησης

Παρακάτω φαίνεται το λογικό διάγραμμα του ελέγχου. Όπου $Q_{want} = 0.7 \text{ m}^3/\text{s}$. Να σημείωθει πως επιλέξαμε να μετράμε πίεση, καθώς είναι πίο εύκολο να μετρήθει από την παροχή. Η σχέση μεταξύ των δύο μεγεθών είναι (στην περιοχή κοντά στα Σ.Λ.)

$$Q(P, f) = \frac{f}{50 \text{ Hz}} (-1.357 \cdot 10^{-6} P^2 - 5.495 \cdot 10^{-4} P + 0.8837) \quad (5.10)$$



Εικόνα 5.12. Λογικό διάγραμμα ροής ελέγχου ανεμιστήρα.

Σημειώνεται πως σκόπιμα επιλέχτηκε ο ανεμιστήρας αυτός, καθώς βάση των Σ.Λ. του στην επιθυμητή παροχή $Q = 0.7 \text{ m}^3/\text{s}$, ο ελέγχος μπορεί να γίνει μέχρι και πτώσης πίεσης επιπλέον 120 Pa λόγο της σκόνης

Σακκόφιλτρα

Η παροχή του αέρα, που εισέρχεται εντός της στέγασης των σακκόφιλτρων είναι συνδιασμός του αέρα&σκόνης απορρόφησης και του αέρα του ανεμηστήρα, δηλαδή $Q = 0.7m^3/s = 2520m^3/h$. Ο κατασκευαστής που επιλέγουμε (<https://www.tr-filter.com/products/pps-dust-filtration-bag.html>), κατασκευάζει σακκόφιλτρα με απόδοση $n = 99\%$ (για $10\mu m$), τα οποία είναι ικανά να φιλτράρουν παροχή αέρα $q_i = \frac{130L}{dm^2 \cdot min} = \frac{780m^3}{h} \cdot \frac{A}{m^2}$. Οπού $A = N\pi DL (m^2)$, η επιφάνεια των σακκόφιλτρων.



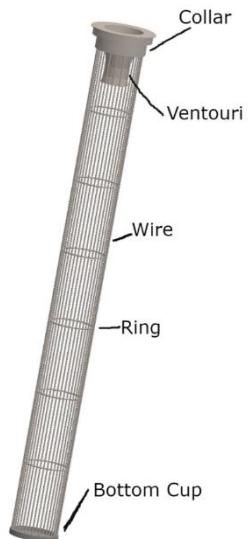
Εικόνα 5.13 Σακκόφιλτρα εγκατάστασης

Επιλέγουμε αριθμό σακκόφιλτρων $N = 24$, διάμετρο σακκόφιλτρων $D = 100mm$, και προκύπτει το μήκος σακκόφιλτρων $L = 893mm$

Για τα cages των σακκόφιλτρων επιλέγουμε τον κατασκευαστή CleanAirWorld.it. Ο συγκεκριμένος κατασκευαστής, δέχεται ειδικές παραγγελίες. Η παραγγελία που θα κάνουμε είναι η εξής:

- (24x) Μηκός cage $L = 900mm$, διαμέτρου $D = 100mm$ με απόσταση δακτήλων $150mm$
- Αριθμός σύρματων (wires) 14
- Κολάρο τύπου D και καπάκι συγγολίτο
- Venturi ώστε η ροή του αέρα να επιταχύνει στο κέντρο

Σημειώνεται πως όλη η κατασκευαστή είναι συγκολλητή, εκτός από το Venturi το οποίο έχει κοχλιοσυνδέσεις με το κολάρο.

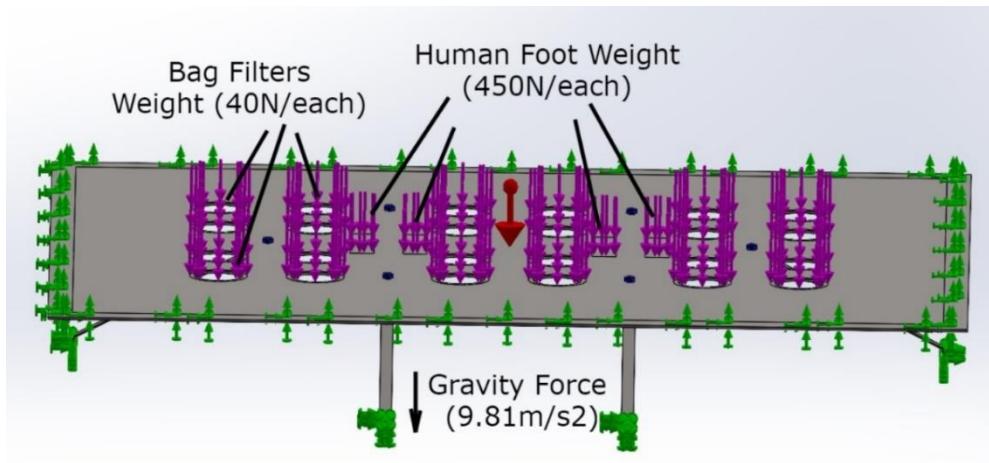


Έλασμα συγκράτησης των σακκόφιλτρων

Εικόνα 5.14. Κατασκευή σακκόφιλτρων

Το έλασμα είναι απαραίτητο ώστε, να συγκρατεί τα σακκόφιλτρα, και να μην επιτρέπει διαρρόες αέρα εκτός των οπών που τοποθετούνται τα σακκόφιλτα. Ως προδιαγραφές ορίζουμε, την αντοχή προφανώς του βάρος των σακκόφιλτρων ($3.8 kg/\text{τεμάχιο}$) + ύφασμα ($0.29kg/\text{τεμάχιο}$), την υπάρχη δύο ανθρώπων ($90kg, 180m$) οι οποίοι οταν βρίσκονται εντός, να μπορούν άνετα να κάνουν απαραίτητες ενέργειες, και τέλος την αντοχή στον μηχανισμό της δόνησης των σακκόφιλτρων.

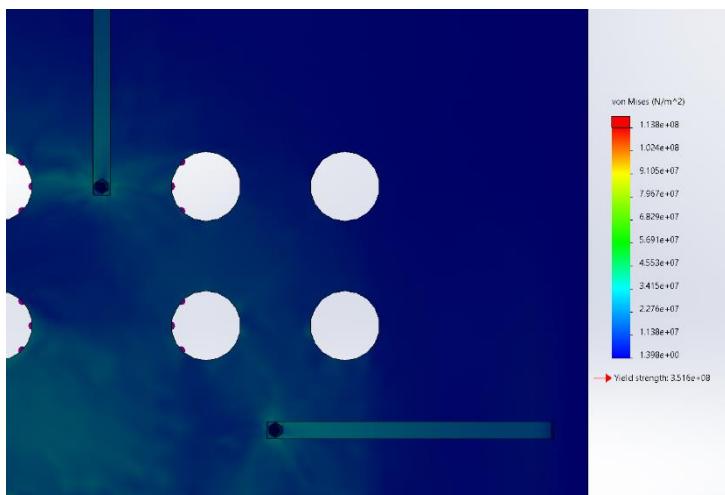
Η μοντελοποίηση φαίνεται παρακάτω. Οι στηρίξεις είναι τόσο στα τοιχώματα (νεύρα) και περιμετρικά του ελάσματος όπου θα υπάρχουν κοχλίες όπου θα γίνεται η σύνδεση εξωτερικά του συλού, καθώς τα τοιχώματα έχουν διαμόρφωση Γ στην άκρη. Οι δυνάμεις από το βάρος των σακόφιλτρών βρίσκονται εντός δύο ομμόκεντρων κύκλων που απέχουν 10mm. Το βάρος του ανθρώπου μοντελοποιήθηκε σε δύο ίσα φορτία στην επαφή του ποδιού στο ελάσμα, η επιφάνεια αυτή έχει εμβαδό $A = 80mm \cdot 200mm$.



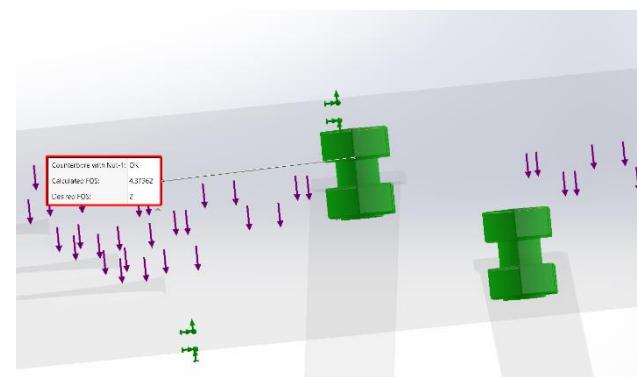
Εικόνα 5.15. Οριακές συνθήκες ελάσματος συγκράτησης των σακκόφιλτρων

Αποτελέσματα Ανάλυσης

Οι τάσεις είναι αρκετά χαμήλες. Την μέγιστη καταπόνηση την δέχετε το νευρό στο σημείο της κοχλιοσύνδεσης. Ωστόσο οι κοχλιοσυνδέσεις (M12) είναι αρκετά ασφαλής με συντελεστή ασφάλειας $FOS = 4.3$

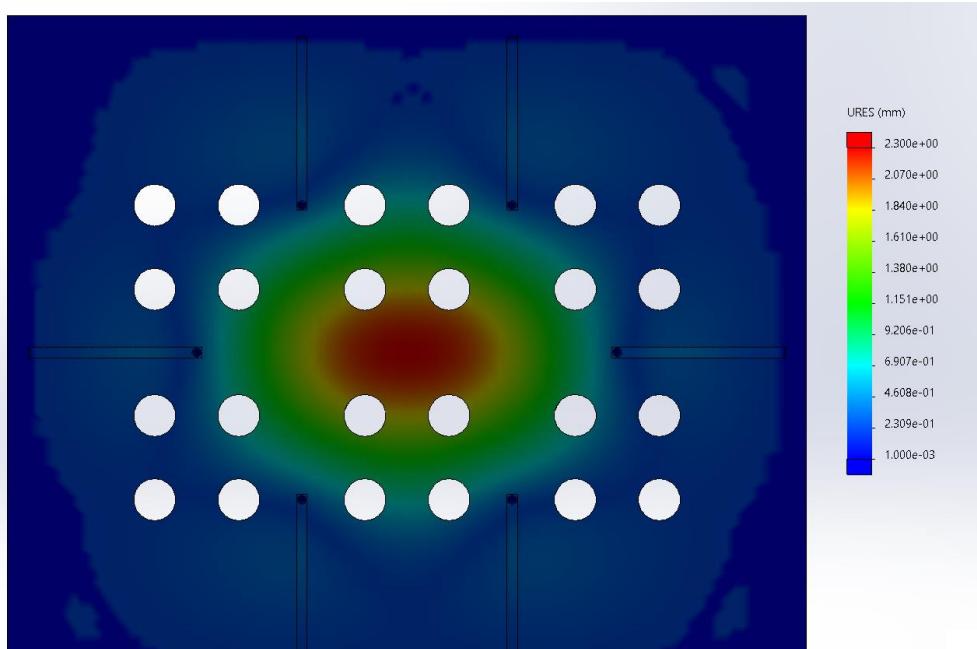


Εικόνα 5.16. Αντοχή ελάσματος



Εικόνα 5.17. Συντελεστής ασφάλειας κοχλιοσυνδέσεων

Οι παραμορφώσεις είναι πιο εμφανές, αλλά κρίνονται ικανοποιητικές



Εικόνα 5.18. Παραμορφώσεις ελάσματος συγκράτησης σακκόφιλτρων

Μηχανισμός δόνησης.

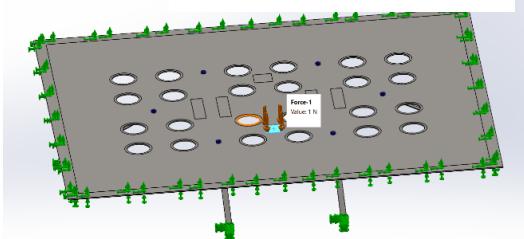
Για την δόνηση του ελάσματος και επομένως των σακκόφιλτρων, επιλέξαμε να γίνεται με ελευθέρη πτώση βαρών και επείτα κρούση. Ο μηχανισμός θα λητουργεί ως εξής:

1. Ανύψωση βαρών σε ένα ύψος με την βοήθεια σχοινιού. Τα σχοινιά θα τυλίγονται σε άξονα περιστροφής του κινητήρα. Ο αξόνας επειδή δεν περιστρέφεται με υψηλές στροφές, αντι για ρουλέμαν θα τοποθετηθούν πλαστικά ρουλεμάν τα οποία συναρμολογούνται εύκολα στα τοιχώματα του συλού.
2. Ελευθέρωση του κινητήρα και ελεύθερη πτώση
3. Ταλάντωση του ελάσματος.

Αρχικά βρίσκουμε την δυσκαμψία του ελάσματος στο σημείο της κρόυσης. Θεωρούμε την επιφάνεια των βαρών $A = 85\text{mm} \cdot 85\text{mm}$. Στην στοιχειώδης επιφάνεια ασκούμε δύναμη $F = 1\text{N}$, και υπολογίζουμε την παραμόρφωση.



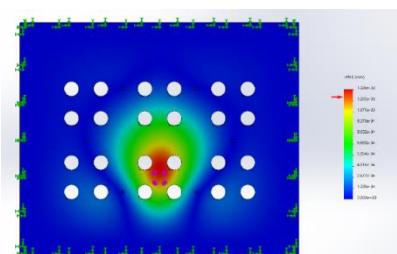
Εικόνα 5.18. Μηχανισμός δόνησης σακκόφιλτρων



Εικόνα 5.19. Εφαρμογή μοναδιαίας δύναμης, στο σημείο κρούσης.

Υπολογίστηκε η παραμόρφωση του ελάσματος στο σημείο της κρούσης $\varepsilon = 1.3\mu\text{m}$. Επομένως η δυσκαμψία είναι

$$k = \frac{F}{\varepsilon} = 0.769 \frac{\text{kN}}{\text{mm}} \quad (5.11)$$

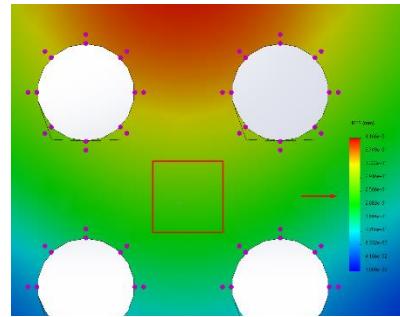
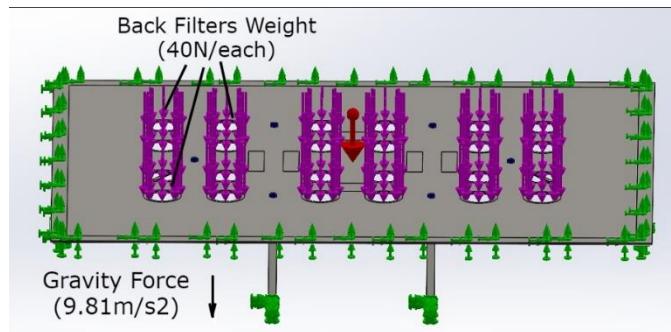


Εικόνα 5.20. Παραμόρφωση στο σημείο εφαρμογής μοναδιαίας δύναμης.

Ως προδιαγραφή θέτουμε, το έλασμα να κάνει ταλάντωση τουλάχιστον $A_{max} = 8mm$ για να γίνει σωστά το ξεσκώνισμα. Τα βάρη μάζας (m) αφήνονται από ύψος $h = 1.6m$ επομένως η ταχύτητα κρόυσης είναι $u = \sqrt{2gh} = 5.60m/s$, η κρούση θεωρούμε πως είναι ελαστική, δηλαδή ισχύει η διατήρηση της ορμής και η διατήρηση της ενέργειας. Βάση των παραπάνω νόμων η ταχύτητα του πεπερασμένου στοιχείου του ελάσματος είναι $u_i = \frac{2mu}{m+m_i}$. Η μάζα στην περιοχή αυτή μπορεί να υπολογιστεί ως

$$F = W = m_i g = k \cdot \varepsilon_w \rightarrow m_i = \frac{k \cdot \varepsilon_w}{g} \quad (5.12)$$

Όπου κ η δυσκαμψία του ελάσματος στην περιοχή αυτή, και ε_w η παραμόρφωση του ελασμάτος λόγο του βάρους του ελάσματος.



Εικόνα 5.22. Παραμόρφωση του ελάσματος στο σημείο τους κρούσης

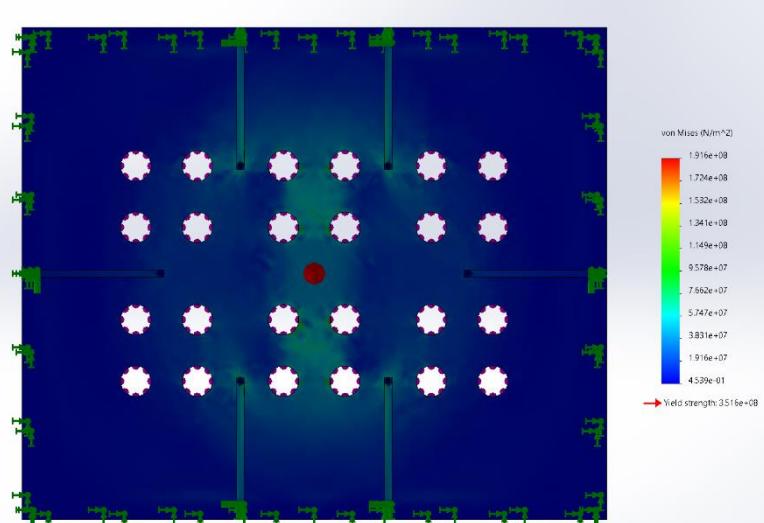
Εικόνα 5.21. Οριακές συνθήκες, για την ανάλυση της κρούσης

Η παραμόρφωση βρέθηκε $\varepsilon_w = 0.240mm$, επομένως η στοιχειώδης μάζα είναι ισοδύναμη με $m_i = 18.81kg$.

Η δ.εξίσωση της ταλάντωσης της στοιχειώδης μάζας είναι $m_i \ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0$, με αρχικές συνθήκες $\dot{x} = u_i$, $x = 0$. Στην πρώτη τάλαντωση, θεωρόντας ($c=0$), η μέγιστη ταλάντωση είναι $A_{max} = u_i \sqrt{\frac{k}{m}}$. Για μάζα βαρών ($m = 3.25kg$), προκύπτει $A_{max} = 8.16mm$. Τώρα μένει να υπολογίσουμε το ύψος και το υλικό των βαρών ώστε $m = A \cdot z \cdot \rho_w$. Επιλέγουμε χυτό χάλυβα χάλυβα ($\rho_w = 7850kg/m^3$), επομένως το ύψος των βαρών προκύπτει $60mm$.

Τέλος γίνεται και έλεγχος στην αντοχή του ελάσματος, λόγο της δύναμης κρόυσης. Η κρούση τελειώνει στην κατώτερη θέση της ταλάντωσης. Η δύναμη κρούσης υπολογίζεται:

$F = k \cdot A_{max} = 3.14kN$. Μετά την ανάλυση με π.σ. η κατασκευή είναι ασφαλής να δεχτεί τα κρουστικά φορτία.



Εικόνα 5.23. Στατική ανάλυση ελάσματος, στην περίπτωση της κρούσης.

3.6. Μεταφορική ταινία

Conceptual Design

Η μεταφορά αποφασίστηκε να γίνει μέσο μιας μεταφορικής ταινίας καθώς οποιοδήποτε άλλο σύστημα θα είχε μεγαλύτερη πολυπλοκότητα και πιθανός να ήταν πιο ασύμφορο , εξετάστηκαν 3 διαφορετικά concepts ανυψωτικών μεταφορικών ταινιών (Σχήμα 6.1.), τελικά αποφασίστηκε το τρίτο concept λόγο της απλότητα της κατασκευής της καθώς επίσης και τις αυξημένης αντοχής σε σχέση με τις υπόλοιπες δυο , επιπρόσθετα η πρώτη κατασκευή αποκλείστηκε απευθείας καθώς λόγο του μικρού βάρους του μεταφερομένου υλικού θα έπρεπε να δοθεί μεγάλη έμφαση στην κατασκευή ώστε να επιτευχθεί σταδιακή ανάπτυξη inclination angle ώστε η ταινία να μην αποκολλάται από τα idles. Τέλος αποφασίστηκε να χρησιμοποιεί μόνο ένας κινητήρας στο σημείο αλληλεπίδρασης των ταινιών ο οποίος μεταδίδει την κίνηση στην δεύτερη ταινίας μέσο καδένας



Figure 2.3 Horizontal and ascending path, when space will permit vertical curve and belt strength will permit one belt.

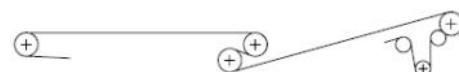


Figure 2.7 Possible horizontal and ascending path, when space will not permit vertical curve but belt strength will permit only one belt.

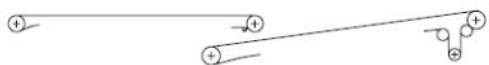


Figure 2.5 Possible horizontal and ascending path, when space will not permit a vertical curve or when the conveyor belt strength requires two belts.

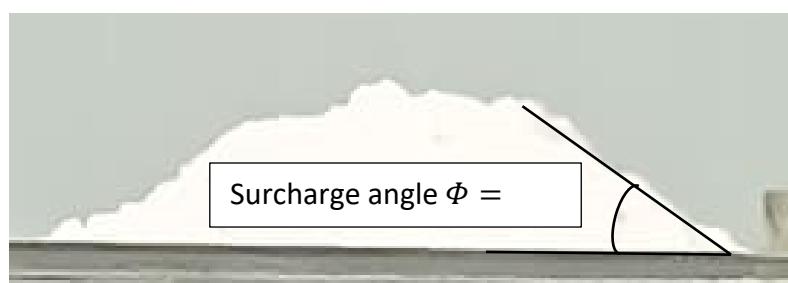
Εικόνα 6.1. Εναλλακτικές σχεδιασμού μεταφορικής ταινίας

Cema Standard

Η αρχική διαστασιολόγηση θα γίνει με βάση τα προτεινόμενα μεγέθη κατά Cema και έπειτα θα ακολουθήσει διόρθωση των μεγεθών μέσο επαναληπτικής διαδικασίας

Υπολογισμός τομής της επιφάνειας της μαρμαρόσκονης :

Μέσο πειραματικής διάταξης που υλοποιήθηκε στο εργαστήριο μηχανών (Εικόνα 6.2.) βρέθηκε η δυναμική γωνιά πρανούς της μαρμαρόσκονης βάση της οποίας σε συνδυασμό με τις υπόλοιπες προδιαγραφές υπολογίστηκαν ,το πλάτος της ταινίας , η ταχύτητα κίνησης , επιλέχθηκε η διαμόρφωση των idlers

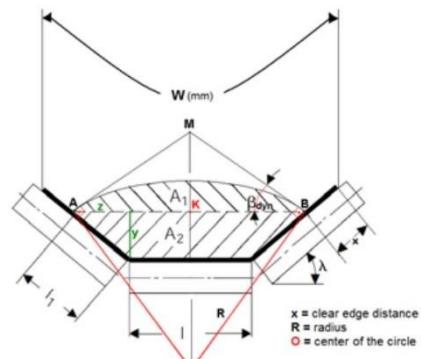


Εικόνα 6.2. Πειραματική διάταξη για μέτρηση γωνίας δυναμικού πρανούς

Υπολογισμός βασικών στοιχείων μεταφοράς

Υποθέτουμε πλάτος ταινίας $BeltWidth = 18\text{ inch}$ (τυποποιημένο πλάτος) καθώς και ταχύτητα ταινίας εντός προτεινομένων κατά Cema οριών $V_{belt} = 150\text{ ft/min}$, τέλος επιλέγονται idler με γωνία $IdleRollAn = 35^\circ$ (Οι σχεδιαστικές αποφάσεις αυτές πάρθηκαν μετά από επαναληπτικές δοκιμές και με γνώμονα την μείωση του κόστους)

Στην συνέχεια γίνετε έλεγχος σχετικά με την γεωμετρική εγκυρότητα των συγκεκριμένο αποφάσεων, η προδιαγραφή που πρέπει να ικανοποιείτε είναι του



Εικόνα 6.3. Γεωμετρική Μοντελοποίηση εμβαδού τομής των δυναμικού πρανούς κατά την μεταφορά

$$\text{Standard Edge Distance} = (0.055 \text{BeltWidth} + 0.9) \cdot 0.0254 \quad (6.1)$$

ώστε να εξασφαλίζετε η μη διαρροή υλικού από την ταινία

Υπολογισμός :

$$SA = \frac{Q}{V_{Belt}} = 0.0198 \text{ m}^2 \quad (6.2)$$

όπου :

- $Q = 0.0151 [\text{m}^3/\text{s}]$ είναι η παροχή υλικού που έρχεται από τον μεταφορικό κοχλία
- A είναι η επιφάνειας της τομής του μεταφερομένου υλικού ώστε η παροχή της ταινίας για την δεδομένη ταχύτητα να είναι ίση με την παροχή που έρχεται από τον μεταφορικό κοχλία

Στην συνέχεια λύνετε η εξίσωση :

$$A_{Sect} = A \text{ ως προς } L, \text{όπου το } L \text{ είναι το μήκος της γραμμής η οποία διαχωρίζει τις επιφάνειες A1 και A2 \text{ (Εικόνα 6.3.)}$$

Υπολογισμός

(Οι σχέσεις προκύπτουν μέσο τις γεωμετρίας, Δεν έχει δίπτερη σημασία η επεξήγηση τους):

$$\begin{aligned} b2 &= \pi/2 - SurchargeAn \cdot (\pi/180) \\ r &= (L/2)/\cos(b2) \\ A11 &= \pi r^2 \cdot ((2SurchargeAn)/360) \\ A12 &= (\sin(b2) \cdot r \cdot L)/2 \\ A1 &= A11 - A12 \end{aligned} \quad (6.3)$$

$$\begin{aligned} DxRoller &= (L - Lroller)/2 \\ DlRoller &= DxRoller/\cos(IdleRollAn \cdot (\pi/180)) \\ DyRoller &= DlRoller \cdot \sin(IdleRollAn \cdot (\pi/180)) \\ A2 &= ((L + Lroller) \cdot DyRoller)/2 \\ A1(L) + A2(L) &= A \end{aligned} \quad (6.4)$$

Έπειτα υπολογίζετε το L1 (Εικόνα 6.3.), το οποίο εξαρτάτε το Clear Edge Distance

$$\begin{aligned} DxRoller &= (L - Lroller)/2 \\ L1 &= DxRoller/\cos(IdleRollAn \cdot (\pi/180)) \end{aligned} \quad (6.5)$$

Τέλος γίνετε ο έλεγχος :

$$Lroller - DlRoller > StandEdgeDist = 0.1524 - 0.0845 > 0.0480$$

Επομένως η σχεδιαστικές αποφάσεις τηρούν τους περιορισμούς

Υπολογισμός χρόνου ζωής των Idler Bearings Κατά Cema

Για τα idle διαλέγουμε bearing με κωδικό 16006 της SKF

$$L10 = \frac{10^6}{RPM \cdot 60} \left(\frac{C}{P} \right)^p = 35400.6 \text{ Hours} \quad (6.6)$$

Υποθέτουμε Idle classification C5 το οποίο αντιστοιχεί σε medium duty καταστείς καθώς και διάμετρο των roller Droller = 4"

Υπολογίζετε κατά προσέγγιση το βάρος της ταινίας ανά μονάδα μήκους με χρήση του Πίνακα Π1 και έπειτα γίνονται υπολογισμοί σχετικά με το φορτίο των idler συγκεκριμένα έχουμε :

$$CIL = (Wb + Wm) \cdot Sl + IML = 192 \text{ [lbs]} \\ CIL_{RE} = Wb \cdot SlRe + IML = 216 \text{ [lbs]} \quad (6.7)$$

όπου :

- $Wm = MarbelDensity * A = 16.95 \text{ [lbs/ft]}$ είναι το βάρος υλικού ανά μετρό ταινίας
- $Wb = BeltWeight = 3.5 \text{ [lbs/ft]}$ είναι το βάρος ταινίας ανά μετρό ταινίας
- $Sl = 5.5 \text{ [ft]}$ είναι η απόσταση κατά μέσο όρο μεταξύ των idlers
- $SlRe = 10 \text{ [ft]}$ είναι η απόσταση κατά μέσο όρο μεταξύ των idlers επιστροφής
- $IML = \frac{Misalignment * BeltTension}{6IdleSpacing} = 0$ είναι το φορτίο λόγο της απευθηγραμμίας των υψών των idlers
- CIL είναι το τελικό φορτίο που παραλαμβάνουνε τα idlers
- CIL_{RE} είναι το τελικό φορτίο που παραλαμβάνουνε τα idlers

Στην συνέχεια υπολογίζετε ο χρόνος ζωής των ρουλεμάν των idlers με βάση της ιδιαίτερες συνθήκες της κατασκευής

$$CIL_{RE} = Wb \cdot SlRe + IML = 216 \text{ [lbs]} \quad (6.8)$$

Όπου :

- $\frac{CIL}{IdleLoad Rating} = \frac{240.1611}{791} \rightarrow K2 = 0.3$ είναι ο συντελεστής επίδραση του φορτίου στο ρουλεμάν (βλ. Παράρτημα)
- $IdleRpm = \frac{Vbel}{R} * \frac{60}{2\pi} = 577 \xrightarrow{\text{Diagram}} K3A = 0.9$ είναι ο συντελεστής επίδρασης της ταχύτητας της ταινίας στο ρουλεμάν (βλ. Παράρτημα)
- $RollDiameter \xrightarrow{\text{Diagram}} K3B = 1.25$ είναι η επίδραση της διαμέτρου του idler στο ρουλεμάν (βλ. Παράρτημα)
- $Maintenence - Fair \xrightarrow{\text{Diagram}} K4A = 0.5$ είναι η επίδραση που έχει η κακή συντήρηση στο ρουλεμάν (βλ. Παράρτημα)
- $DustyDry \xrightarrow{\text{Diagram}} K4B = 0.8$ είναι η επιρροή των περιβαλλοντικών συνθήκων στο ρουλεμάν (βλ. Παράρτημα)
- $Temprature 30Co \xrightarrow{\text{Diagram}} K4C = 1$ είναι η επίδραση της θερμοκρασίας λειτουργίας στο ρουλεμάν (βλ. Παράρτημα)

Αποτέλεσμα :

$$L10(\text{Corrected}) = 87000 \quad (6.9)$$

Υπολογισμός ισχύς κινητήρα κατά Cema

$$Te = Tp + Tam + Tx + Tyc + Tyr + Tym + Tm = 1680 \text{ [lbs]} \\ MotorHp = \frac{Te \cdot V_{Belt}}{30000 \cdot 0.94} = 8.9382 \quad (6.10)$$

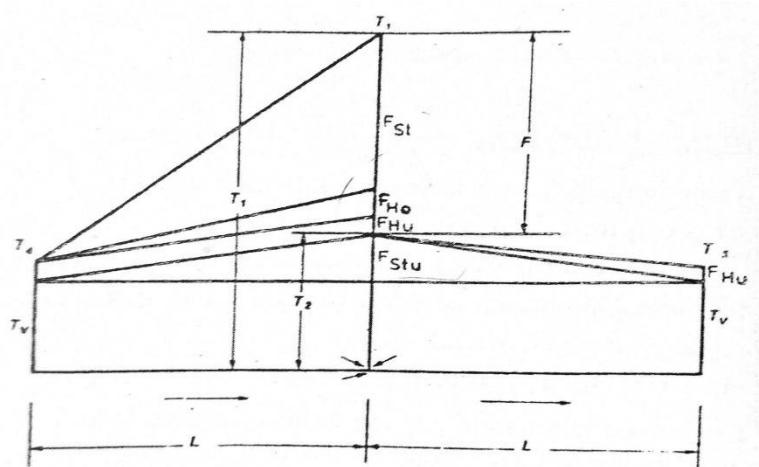
Οπου :

- $Tp = 2 \cdot 200 + 3 \cdot 150 = 850$ είναι η τάση που προκύπτει από την αντίσταση του υμάντα στην κάμψη γύρω από τις τροχαλίες και την αντίσταση των ολων των τροχαλιών λόγο των ρουλεμάν (βλ. Παράρτημα)
- $Tam = 2.8755 \cdot 10^{-4} \cdot Capacity \cdot (Vbelt) = 3.10$ είναι η τάση που προκύπτει από τη δύναμη να επιταχύνει συνεχώς το υλικό
- $Tx = Lbelt \cdot Kx = 103.87 [lbs]$ είναι η δύναμη τριβής των roller και της αντίστασης ολίσθησης μεταξύ του υμάντα και των κυλίνδρων
- $Tyc = Lbelt \cdot Ky \cdot BeltWeight = 25.36 [lbs]$ είναι η δύναμη λόγο της κάμψης της ταινίας στα Idlers και Pulleys
- $Tyr = Lbelt \cdot 0.015 \cdot BeltWeight = 19.02 [lbs]$ είναι η δύναμη λόγο της κάμψης της ταινίας στα Return Idlers και Pulleys
- $Tym = Lbelt \cdot Ky \cdot MatWeight = 122.85 [lbs]$ είναι η δύναμη λόγο της κάμψης του υλικού στα Return Idlers και Pulleys
- $Tm = \left(\frac{Ybelt}{0.3048} \right) \cdot MatWeight = 556.15 [lbs]$ είναι δύναμη λόγο της ανύψωσης του υλικού
- $79^{\circ}F \rightarrow Kt = 1.0$ είναι το ambient temperature correction factor (Εικόνα 3)
- $Kx = 0.00068 * (WeightBelt + WeightMaterial) + \frac{Ai}{Si} = 0.00068 \cdot (12 + WeightMaterial) + \frac{Ai}{Si} = 0.555 \left[\frac{lbs}{ft} \right]$ είναι ο συντελεστής της αντίστασης τριβής των roller και της αντίστασης ολίσθησης μεταξύ του υμάντα και των κυλίνδρων
- $Didier = 4$ (inch) -> $Ai = 2.3$ Δίνετε κατά Cema (βλ. Παράρτημα)
- $Si = 5.5$ [ft] είναι η απόσταση μεταξύ των idlers
- $Ky = 0.02$ είναι ο συντελεστής που υπολογίζει το φορτίο κάμψης πάνω από τα Idlers και Pulleys

Κενα αναμεσα σε idlers

Tension Calculation

$$F = F_H + F_N + F_{ST} + F_S + F_{wm} \quad (6.11)$$



Εικόνα 6.4. Μορφή τάσεων κατά το μήκος της μεταφορικής ταινίας

Οπου

F_H είναι το σύνολο των κύριων αντιστάσεων στους κλάδους φορτίου και επιστροφής

F_N είναι το συνολο των προσθετων αντιστασεων

F_{ST} είναι η συνολικη αντισταση ανοφερειας του μεταφεροεμνου υιλκου

F_S είναι το σύνολο των ειδικών αντιστάσεων στους κλάδους φορτιού και επιστροφής

T_V είναι η προ ένταση η οποία επιλέγετε για το σύστημα

Υπολογισμός τάσεων κατά μήκος του άνω κλάδου

$$To = F_{wb} + Fho + Fhu(\text{length}(Fhu)) + Fsto + Tv \quad (6.12)$$

Οπου

$$Fho = Lo \cdot mi1 \cdot g * (MrotO + (Mbelt + Mmat) \cdot \cos(Slope))$$

$$Fn = Fho(\text{length}(Fho)) \cdot (C - 1)$$

$$Fst = Lo \cdot \sin(Slope) \cdot Mmat \cdot g$$

$$Fsto = (Lo) \cdot \sin(Slope) \cdot Mbelt \cdot g \quad (6.13)$$

Υπολογισμός τάσεων κατά μήκος του κάτω κλάδου

$$Tu = Fstu + Fhu + Tv \quad (6.14)$$

Οπου

$$Fhu = (Lu - Lbelt) \cdot mi1 \cdot g \cdot (MrotU + Mbelt \cdot \cos(Slope))$$

$$Fstu = Fsto(\text{length}(Fsto)) + (Lbelt - Lu) \cdot \sin(Slope) \cdot Mbelt \cdot g \quad (6.15)$$

Υπολογισμός προέντασης

Προκειμένου

$$\frac{T_1}{T_2} < e^{\mu \cdot a} \quad (6.16)$$

Οπου :

$a = 200$ είναι η γωνία τυλίξεως στο τύμπανο

$\mu = 0.3$ είναι ο συντελεστής τριβής μεταξύ ιμάντα και τυμπάνου

T_1 είναι η δύναμη εφελκυσμού στην είσοδο του τυμπάνου

T_2 είναι η δύναμη εφελκυσμού στην έξοδο του τυμπάνου

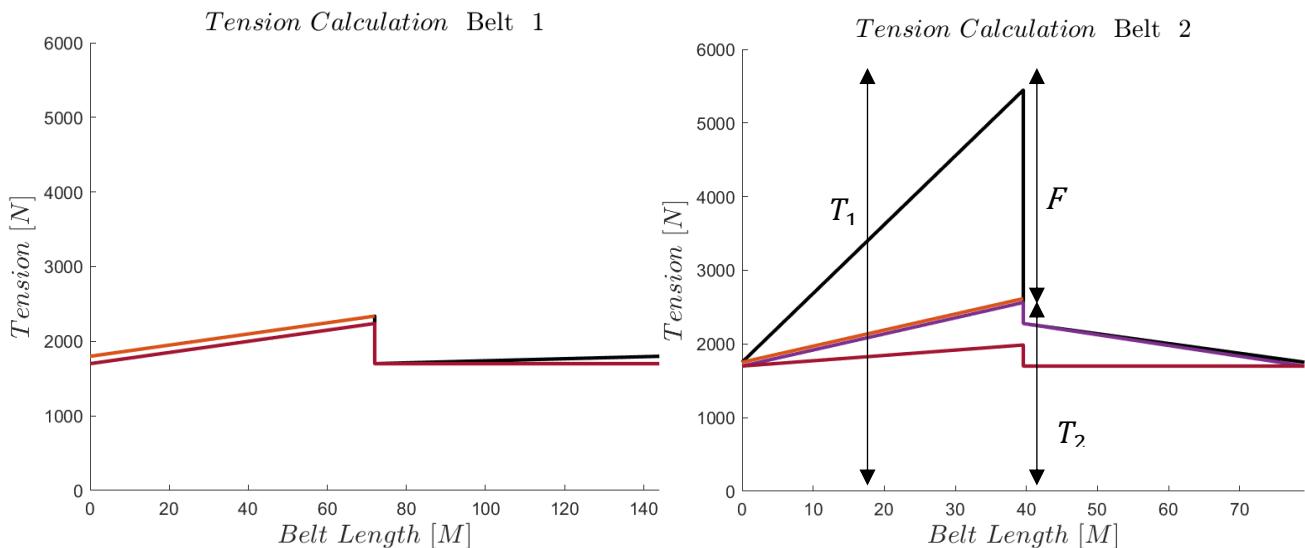
Προκύπτει :

$$T v_{Belt1} = T v_{Belt2} = 1700 [N] \quad (6.17)$$

(Το αποτέλεσμα για την πρώτη ταινία είναι πολύ μικρότερο (500N) λόγο της μη ανύψωσης ωστόσο αυτό θα προκαλούσε υπερβολικά μικρές τάσεις και θα έπρεπε τα idlers να μπουν πολύ κοντά το ένα στο άλλο και έτσι θα αυξανόταν ο αριθμός τους κατά πολύ όπως και το κόστος)

(Οι τιμές είναι ελαφρός υπερδιαστασιολογημένες καθώς προκύπτει παρακάτω ύστερα από δυναμική ανάλυση ότι στην εκκίνηση η διαφορά αναμεσά στα δυο φορτία είναι μεγαλύτερη από ότι στο steady state)

Αποτελεσματα :



Εικόνα 6.5. Αποτελέσματα τάσεων κατά την στατική ανάλυση των δυο ταινιών

Catenary curve – Spacing Algorithm

$$X = a \cdot \operatorname{asinh} \left(\frac{p}{a} \right) + \frac{T}{E} \cdot p$$

$$Y = \sqrt{a^2 + p^2} + \frac{T}{2Ea} \cdot p \quad (6.18)$$

$$a = \frac{T}{lambda \cdot g}$$

Μέσο επαναληπτικής διαδικασίας και με βάση τις τάσεις που υπάρχουν πάνω στην ταινία μπορούμε να υπολογίσουμε ποιες είναι οι απαραίτητες αποστάσεις των idlers $X_{i+1} - X_i$ ώστε ο λόγος της καμπύλης της ταινίας να είναι $0.5 \leq \frac{dy}{dx} \leq 1.5$

Αφού βρεθούν οι απαιτούμενες αποστάσεις ακολουθείτε ο αλγόριθμος για την στρογγυλοποίηση και εύρεση των τελικών διαστάσεων

Πχ

$$dL_{idler_{up}} = [1.56, 1.63, 1.72, 0.23] \xrightarrow{\text{Algorithm}} dL'_{idler_{up}} = [1.2, 1.3, 1.4, 1.24]$$

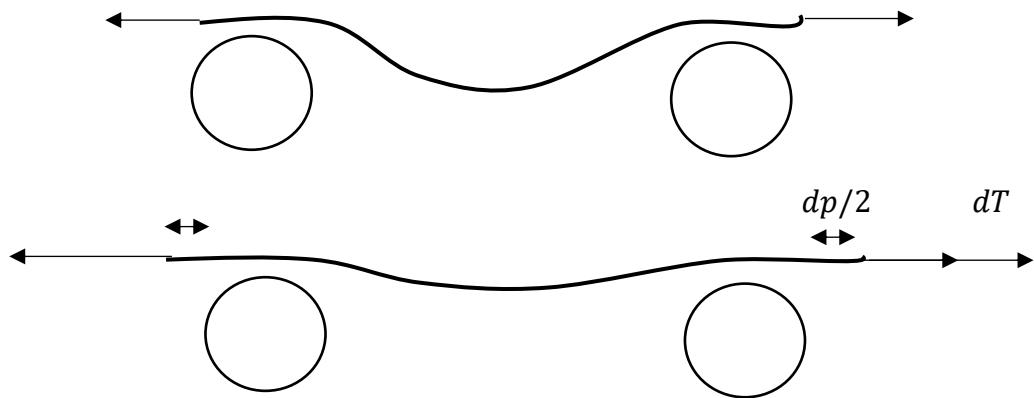
Έτσι οι διαστάσεις πλέον είναι πολύ ρεαλιστικότερες και η ακρίβεια των θεωρητικών υπολογισμών μεταφέρεται απευθείας μόνο στην τοποθέτηση του τελευταίου τυμπάνου

Υστερα ξαναγίνετε έλεγχος ικανοποίησης του κριτηρίου και άπαξ οι αποστάσεις ικανοποιούν το κριτήριο οι διαστάσεις κλειδώνουν αλλιώς ο αλγόριθμος ξανατρέχει μέχρι να βρει αποδέκτες τιμές(συνήθως δεν χρειάζεται)

Αφού κλειδώσουν οι αποστάσεις βρίσκουμε τις σταθερά ελατήριου γύρο από το συγκεκριμένο σημείο ισορροπίας η οποίες είναι αποτέλεσμα των catenary curve

Αποτελεσμα

Belt 2		Belt 1		Belt 2		Belt 1	
Distance	Number	Distance	Number	Distance	Number		
Conveyor Side				Return Side (From end to start)			
0.25	4	0.2	5	3.06	1	3.5	1
1	1	1	7	8.5	1	6.5	5
1.2	3	1.2	35	7.5	2	6	7
1.4	2	1.4	15	6.5	2		
1.6	2	1	1				
1.8	2						
2	2						
2.2	1						
2.4	2						
2.6	1						
2.8	1						
3							
3.2							
1.76							



Εικόνα 6.6. Μοντελοποίηση catenary curve σαν ελαστήριο

Belt Modelin

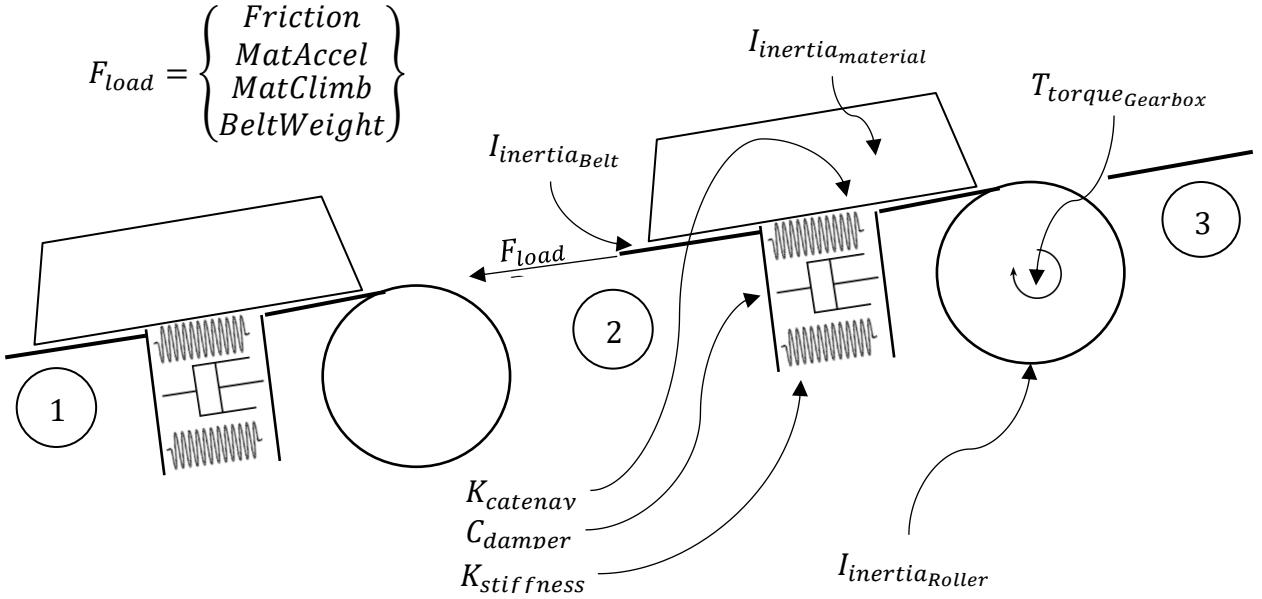
$$X = a \cdot \operatorname{asinh} \left(\frac{p}{a} \right) \rightarrow \frac{dX}{dT} = \dots, \frac{dX}{dp} = \dots \rightarrow \frac{dp}{dT} = \frac{dp}{dX} \cdot \frac{dX}{dT} \rightarrow \frac{dp}{dT} = \frac{1}{\frac{dX}{dp}} \cdot \frac{dX}{dT} \rightarrow K_{catenary} = f(T, X)$$

Αντίστοιχα η ελαστικότητα που προέρχεται από την μηχανικές ιδιότητες της ταινίας, υπολογίζεται

$$dT = \frac{dp}{p} \cdot E \rightarrow \frac{dT}{dp} = \frac{E}{p} \rightarrow K_{belt} = \text{const} \quad (6.19)$$

Τέλος έχουμε :

$$K_{eq} = \frac{K_{belt} K_{catenary}}{K_{belt} + K_{catenary}} \quad (6.20)$$



Εικόνα 6.7. Μοντέλο πεπερασμένων στοιχείων της μεταφορικής ταινίας

$$F = M \cdot \ddot{X} + C \cdot \dot{X} + K \cdot X$$

$$M = \begin{bmatrix} \text{Sum}(I_{inertia})_1 & \cdots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \cdots & \text{Sum}(I_{inertia})_N \end{bmatrix}$$

$$K = \begin{bmatrix} (Keq_1 + Keq_2) * R_1 * R_1 & -Keq_2 * R_1 * R_2 & 0 \dots 0 & -Keq_1 * R_1 * R_N \\ -Keq_2 * R_2 * R_1 & (Keq_2 + Keq_3) * R_2 * R_2 & -Keq_3 * R_2 * R_3 & 0 \dots 0 \\ 0 & -Keq_3 * R_3 * R_2 & (Keq_3 + Keq_4) * R_3 * R_3 & -Keq_4 * R_3 * R_4 \\ & & \vdots & \\ 0 \dots 0 & -Keq_{N-1} * R_{N-1} * R_{N-2} & (Keq_{N-1} + Keq_N) * R_{N-1} * R_{N-1} & -Keq_N * R_{N-1} * R_N \\ -Keq_1 * R_N * R_1 & 0 \dots 0 & -Keq_N * R_N * R_{N-1} & (Keq_N + Keq_1) * R_N * R_N \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} (Ceq_1 + Ceq_2) * R_1 * R_1 & -Ceq_2 * R_1 * R_2 & 0 \dots 0 & -Ceq_1 * R_1 * R_N \\ -Ceq_2 * R_2 * R_1 & (Ceq_2 + Ceq_3) * R_2 * R_2 & -Ceq_3 * R_2 * R_3 & 0 \dots 0 \\ 0 & -Ceq_3 * R_3 * R_2 & (Ceq_3 + Ceq_4) * R_3 * R_3 & -Ceq_4 * R_3 * R_4 \\ & & \vdots & \\ 0 \dots 0 & -Ceq_{N-1} * R_{N-1} * R_{N-2} & (Ceq_{N-1} + Ceq_N) * R_{N-1} * R_{N-1} & -Ceq_N * R_{N-1} * R_N \\ -Ceq_1 * R_N * R_1 & 0 \dots 0 & -Ceq_N * R_N * R_{N-1} & (Ceq_N + Ceq_1) * R_N * R_N \end{bmatrix}$$

$$F = \begin{bmatrix} (Fload_1 - Fload_2) * R_2 \\ \vdots \\ Torque_{Gearbox} \\ \vdots \\ (Fload_{N-1} - Fload_N) * R_{N-1} \\ (Fload_N - Fload_1) * R_N \end{bmatrix}$$

$$X = [\Phi_i]$$

Transfer Function

$$\begin{aligned}\dot{X}_S &= A_S \cdot X_S + B_S \cdot U_S \\ Y_S &= C_S \cdot X_S + D_S \cdot U_S\end{aligned}$$

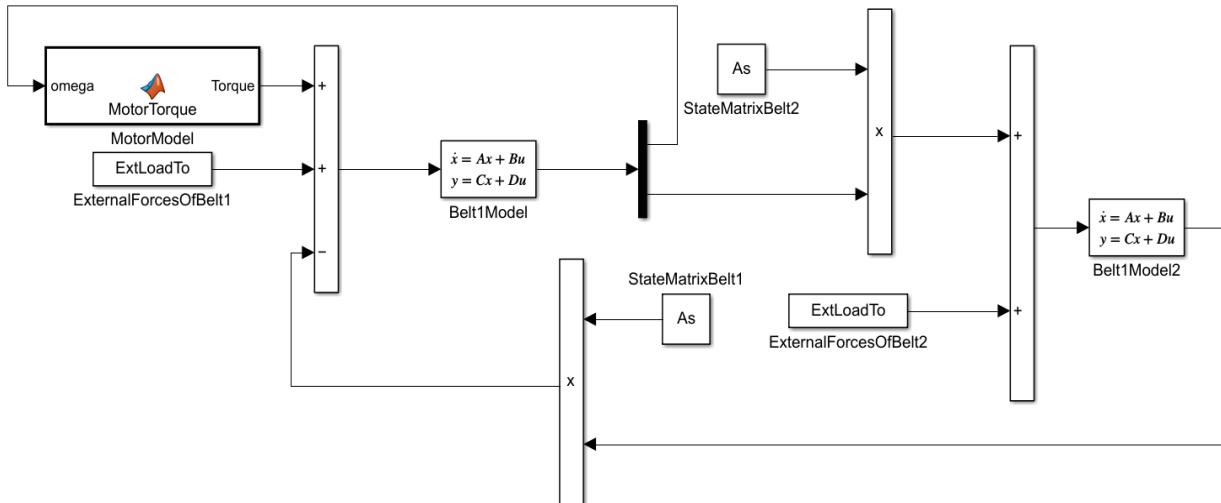
$$A_S = \begin{bmatrix} 0 & | & I \\ -M^{-1} * K & | & M^{-1} * C \end{bmatrix}, B_S = \begin{bmatrix} 0 \\ -M^{-1} \end{bmatrix}, C_S = [0 \dots 1 \dots 0]$$

$$D_S = [0 \dots 0 \dots 0], X_S = \begin{bmatrix} \Phi_i \\ -\dot{\Phi}_l \end{bmatrix}, U_S = [T_{i_{external}}]$$

Simulation

Μοντέλο στο MATLAB-Simulink

Ο κινητήρας συνδέεται με το κιβώτιο ταχυτήτων του οποίου η έξοδος καταλήγει στο τύμπανο της πρώτης ταινίας καθώς επίσης η κίνηση μεταδίδεται μέσω καδένας στην δεύτερη ταινίας, ο τρόπος Μοντελοποίησης του συστήματος φαίνεται παρακάτω (Εικόνα 6.8.)



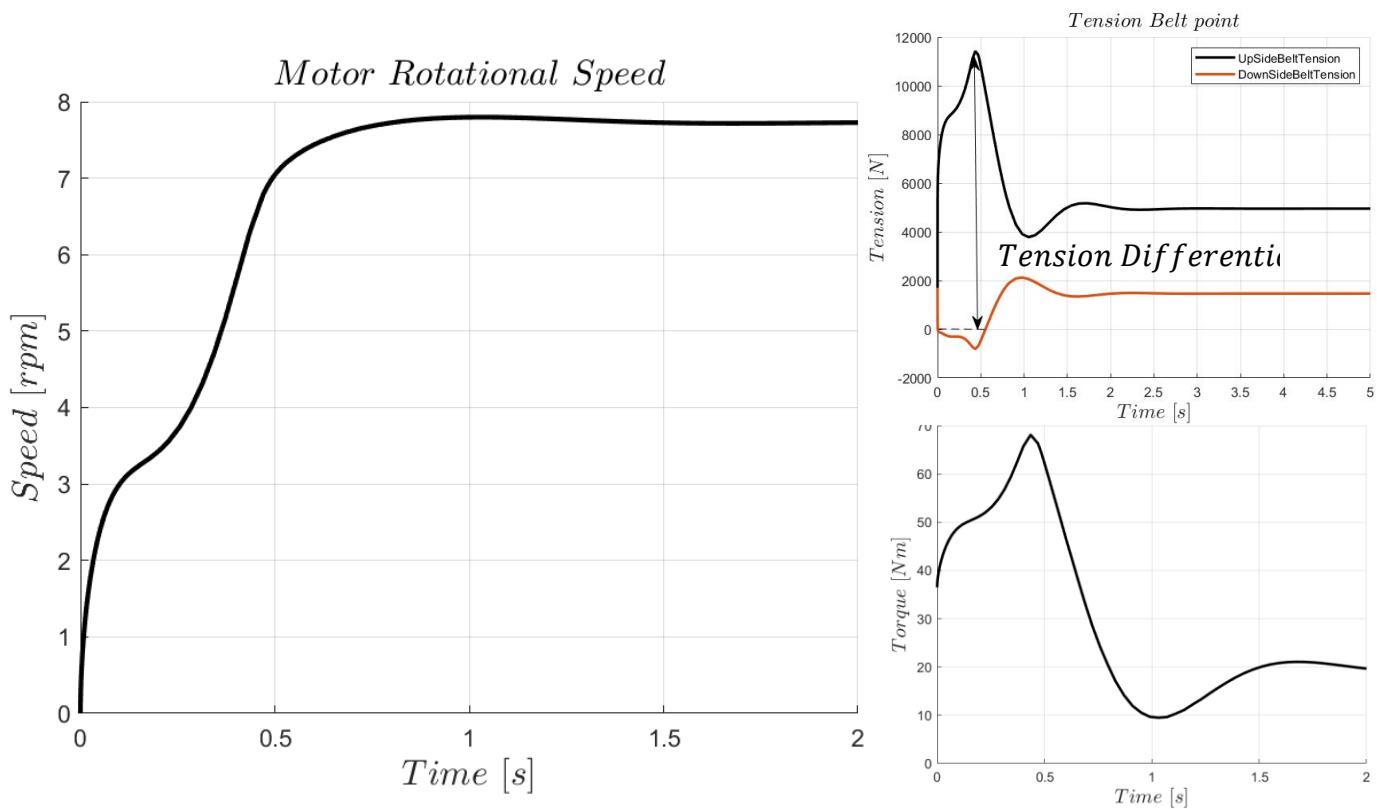
Εικόνα 6.8. Σχηματικό διάγραμμα μοντέλου χρήσης των μοντέλων πεπερασμένων στοιχείων για το design που επιλέχθηκε

Επεξήγηση :

Οι εξωτερικές δυνάμεις, όπως οι δυνάμεις ανάβασης του υλικού, καθώς και οι εξωτερικές τριβές μοντελοποιούνται σαν ExternalForces και αποτελούν ένα σταθερό vector που επιδρά στα πεπερασμένα στοιχεία τις ταινίας.

Καθώς η καδένα μεταδίδει αυτούσια την κίνηση $\Omega_{DriveDrum1} = \Omega_{DriveDrum2}$ σαν είσοδος στην ταινία 2 λαμβάνετε το $U = \Omega$

Αποτελέσματα δυναμικής ανάλυσης



Εικόνα 6.9. Αποτελέσματα δυναμικής ανάλυσης.

Παρατηρείτε ότι χάσμα στην τάση του κάτω κλάδου και του πάνω γίνονται σχεδόν τριπλάσια κατά την εκκίνηση σε σχέση με την steady state κατάσταση οπότε επιβάλετε να η αντίστοιχη υπερδιαστασιολόγηση του βάρους προέντασης προκειμένου να μην υπάρχει ολίσθηση κατά την εκκίνηση

Όπως είναι φανερό το μοντέλο που μπορεί να χρησιμοποιηθεί για διάφορους τύπους μελετών όπως της εύρεσης της απαραίτητης προέντασης η και της αντοχής της ταινίας σε κόπωση (ιδιαίτερα σε εφαρμογές που υπάρχουν χρειάζεται συχνές παύσης και εκκινήσεις), το μοντέλο αυτό είναι σε μια μορφή η οποία είναι εύκολη παραμετροποίησημη για κάθε τύπο ταινίας και εφαρμογή

Ενότητα 5. Οδηγίες λειτουργίας, επισκευής, επιθεώρησης και συντήρησης

Σιλό αποθήκευσης.

Το σιλό έχει σχεδιαστεί ώστε να αντέχει στην διάβρωση. **Το σιλό πρέπει να αδειάζει τελείως τακτικά**, ώστε να αποτρέπεται η συσσώρευση υλικού, το οποίο με την παρουσία υγρασίας μπορεί να γίνει συμπαγής, και να οδηγήσεις σε μπλοκάρισμα της εξόδου. Πρέπει να γίνεται επιθεώρηση για τυχόν διάβρωση (παρότι το σιλό έχει σχεδιαστεί αλουμινένιο), κυματώσεις στα τοιχώματα, και ρωγμές στις οπές των κοχλιών.

- ➔ Πηγή: <https://www.mariettasilos.com/blog/3/silo-maintenance-checklist#:~:text=Silo%20maintenance%20should%20include%20regular,the%20regular%20emptying%20of%20silos>.

Συναρμολόγηση Σιλό:

Το σιλό έχει σχεδιαστεί ώστε να συναρμολογείτε on-site, αρκεί να έχουν κατασκευαστεί τα απαραίτητα τεμάχια, τα οποία είναι μικρά σε μέγεθος ώστε να φτάσουν στο χώρο με συμβατικά φορτηγά.

1. Συναρμολογείτε πρώτα το hopper ανάποδα, και παράλληλα κάθε μέρος του κύριου σώματος του σιλό.
2. Ύστερα, με χρήση 2 γερανών, χτίζεται σταδιακά το σιλό.

Ένα σχετικό βίντεο σε παρόμοια σιλό βρίσκεται σε αυτή τη [διεύθυνση](https://www.youtube.com/watch?v=LoKavs-HbnY&t=2s&ab_channel=TitanMachinery) (https://www.youtube.com/watch?v=LoKavs-HbnY&t=2s&ab_channel=TitanMachinery).

Μεταφορικός κοχλίας

Ο σχεδιασμός του μεταφορικού κοχλία έγινε με γνώμονα την κατασκευασιμότητα, την ευκολία στην συναρμολόγηση αλλά και την ευκολία στην σύνδεση του με την υπόλοιπη εγκατάσταση.

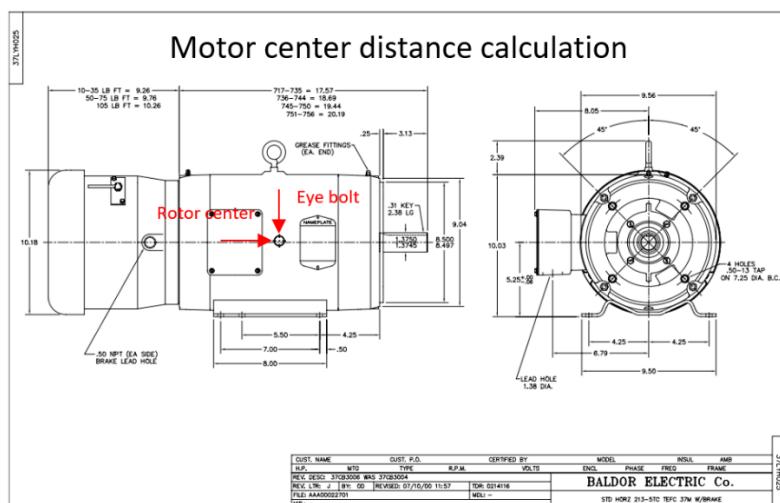
Συναρμολόγηση

Ο μεταφορικός κοχλία σχεδιάστηκε με τρόπο ώστε να αποτελείτε από επιμέρους συναρμολογήματα εκτός από το συναρμολόγημα της βάσης. Ο εξοπλισμός που απαιτητέ για την συναρμολόγηση επιλέγουμε να είναι ο ελάχιστος δυνατός.

Εγκατάσταση

Ο μεταφορικός κοχλία σχεδιαστικέ με τρόπο ώστε να μπορεί με χρήση γερανού να ανυψωθεί στο ύψος του σιλό με ασφάλεια. Στην συνέχεια εξιδεικευμένοι τεχνικοί εκτελούν την κοχλιοσύνδεση και την συναρμολόγηση του συρματόσχοινου.

Το κέντρο βάρους του συνολικού κοχλία υπολογίστηκε με βάση τα cad σχέδια με μοναδική εξαίρεση το κέντρο βάρους της των ηλεκτροκινητήρων το οποίο εκτιμήθηκε με βάσης την θέση των eyebolts με τα οποία έρχονται από τον κατασκευαστή.



Η ανύψωση και τοποθέτηση του μεταφορικού κοχλία υπολογίζεται πως θα γίνεται με χρήση γερανού και χωροταξικά η διαδικασία φαίνεται στην παρακάτω εικόνα.



Κατά την εγκατάσταση του συρματόσχοινου οι τεχνικοί καλούνται να εφαρμόσουν την απαιτούμενη προένταση των

11.5 [KN] 11.5 KN

που φαίνεται στο παραπάνω υπολογισμούς



Σύνδεση των άκρων του συρματόσχοινου



Σύσφιξη με περιστροφή



Τοποθέτηση eyebolts στα σημεία ανάρτησης

Σωληνώσεις

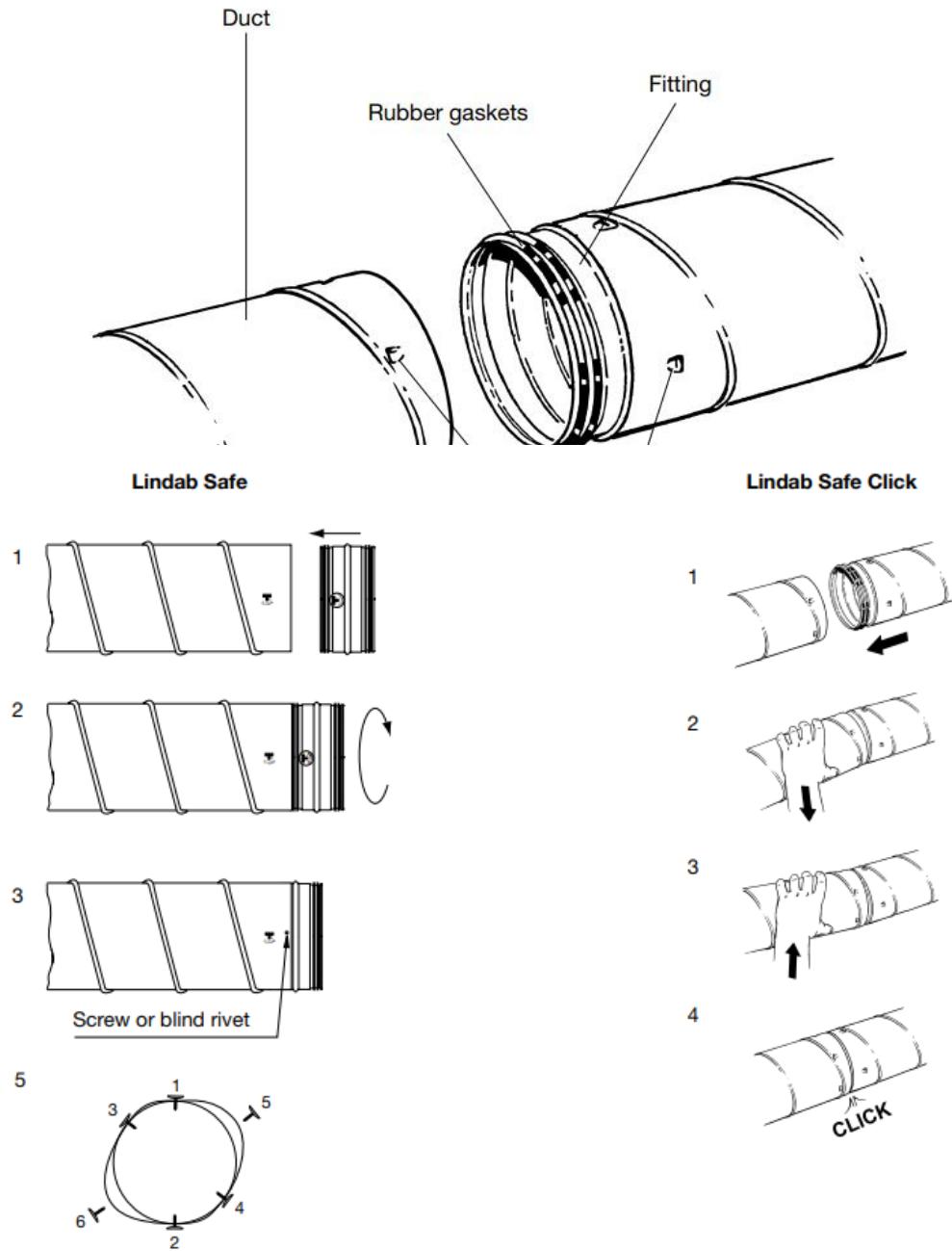
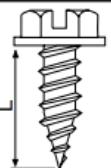


Table 4. Screws and blind rivets

		Allowed by Lindab
	<p>Screw with sharp tip</p> <ul style="list-style-type: none"> Very tight Strong since it forms a collar in the thin sheet metal 	✓
	<p>Screw with reduced drill tip</p> <ul style="list-style-type: none"> Very tight Strong since it only drills off a small part of the thin sheet metal 	✓
	<p>Pressure-tight blind rivet</p> <ul style="list-style-type: none"> Very tight Strong Very laborious to install 	✓

Μεταφορική ταινία.

Στα σημεία στο σχέδιο οπού δεν υπάρχουν κοχλίες προβλέπετε συγκόλληση Self-Shielded Flux-cored Arc Welding (FCAW-S) η οποία μπορεί να βελτιώσει σημαντικά την παραγωγικότητα καθώς μπορεί να χρησιμοποιηθεί για εφαρμογές που απαιτούν μεγάλο αριθμό εργασιών συγκόλλησης. Μεγάλες, βαριές και πολλαπλές εργασίες συγκόλλησης μπορούν επίσης να μεγιστοποιήσουν τις δυνατότητες του FCAW-S. Παρά την ικανότητά του να βελτιώνει την παραγωγικότητα, το FCAW-S μπορεί να λειτουργήσει μόνο σε σταθερές κυρίως εφαρμογές. Απαιτεί επίσης κατάλληλη εκπαίδευση λόγω της πολυπλοκότητας των απαιτήσεων και των λειτουργιών του.

Οι οπές στις οποίες θα βαίνουν τα idlers , pulleys θα γίνουν αφού η κατασκευή συναρμολογήσει στον εξωτερικό χώρο ώστε να μπορούν ευκολότερα να ακολουθηθούν οι αντίστοιχες οδηγίες συναρμολόγησης που έχουν δοθεί

Η συναρμολόγηση του σκελετού της πρώτης ταινίας θα γίνει ταυτόχρονα με την τοποθέτηση της , αντίθετα ο σκελετός της δεύτερης ταινίας (δικτύωμα) καθώς και οι στηρίξεις και η οδηγού της προεντάσεις, θα κατασκευαστούν στον χώρο του εργοτάξιού και υστέρα θα γίνει η τοποθέτηση και η συναρμολόγηση με την βοήθεια γερανών

Η τοποθέτηση και η συντήρηση της ταινίας θα γίνει συμφωνά με το εγχειρίδιο της continental που επισυνάπτετε (ContitechInstallationManual.pdf), επίσης δίνονται τα pdf των κατασκευαστών όλων των component που πρόκειται να αγοραστούν τα οποία περιέχουν αναλυτικές οδηγίες για την συναρμολόγηση και συντήρηση τους

Πιο συγκεκριμένα :

Upside Idlers -> IdlerCatalogue.pdf κωδικός B2428-18

Return Idlers -> IdlerCatalogue.pdf κωδικός B2417-18

Pulley -> IdlerCatalog.pdf (Drive pulleys ATN Ø220 - Ø320 First Row)

Conveyor Belt -> ContinentalBelt.pdf (Spartan 220/2)

Motor\GearBox -> [10HP,7.5KW,7500W foot mounted gearmotor gearbox reducer \(yygear.com\)](http://yygear.com)

Sprocket -> SprocketCatalogue.pdf (κωδικός 25B10SS)

Chain -> Chain.pdf (κωδικός RC25)

Ενότητα 6. Βιβλιογραφία

6.1 Βιβλιογραφία Βιβλίου

Παπαδόπουλος 2010, "Ηλεκτρομηχανικά Συστήματα Μετατροπής Ενέργειας", εκδόσεις Φούντας, Αθήνα
Παπαδόπουλος 2017, "Στοιχεία Μηχανών", εκδόσεις Τζιόλα Αθήνα.

6.2. Βιβλιογραφία ερευνάς/προτύπων

- [1] "Conveyor Belt Installation, Maintenance & Troubleshooting Guide." [Online]. Available: www.contitech.us
- [2] "DIN".
- [3] I. O. Romanchev, "The mathematical model of the belt conveyor," in *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2019, vol. 560, no. 1. doi: 10.1088/1757-899X/560/1/012035.
- [4] J. Li and X. Pang, "Belt Conveyor Dynamic Characteristics and Influential Factors," *Shock and Vibration*, vol. 2018, 2018, doi: 10.1155/2018/8106879.
- [5] "CONVEYOR PULLEY SELECTION GUIDE," 2014.
- [6] "R R-T TE EK K I IN NT TE ER RN NA AT TI IO ON NA AL L L LL LC C." [Online]. Available: www.rtekindustrial.com
- [7] C. Equipment Manufacturers Association, "Belt Conveyors for Bulk Materials - Fifth Edition - Chapter 6."
- [8] B. N. J. Persson, "Conveyor Belt Drive Physics," *Tribology Letters*, vol. 68, no. 1, Mar. 2020, doi: 10.1007/s11249-019-1256-6.
- [9] K. Pyae Aung and W. Zaw Htay, *DEVELOPMENT OF A MATHEMATICAL MODEL OF BELT CONVEYOR WITH TWIN-ENGINE DRIVE*.
- [10] K. G. Tsakalakis, T. Michalakopoulos, and M. Th, "MATHEMATICAL MODELING OF THE CONVEYOR BELT CAPACITY Correlation of the Blaine value and the d(80) size of the cement grinding process View project Mathematical modeling of crushing, grinding and particle size classification processes View project MATHEMATICAL MODELING OF THE CONVEYOR BELT CAPACITY," 2015. [Online]. Available: <https://www.researchgate.net/publication/284625481>
- [11] Conveyor Equipment Manufacturers Association. Screw Conveyor Engineering Committee, Conveyor Equipment Manufacturers Association, and American National Standards Institute., *Screw conveyors for bulk materials*.
- [12] "Design Engineering Manufacturing COMPONENT GUIDE."
- [13] "Design Engineering Manufacturing."
- [14] R. Qin *et al.*, "Study on Physical and Contact Parameters of Limestone by DEM," in *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, Jul. 2019, vol. 252, no. 5. doi: 10.1088/1755-1315/252/5/052110.
- [15] *SCREW CONVEYOR DIMENSIONAL STANDARDS*. CEMA, 2011.
- [16] B. Shi, L. E. Ekberg, and S. Langer, "Intermediate air filters for general ventilation applications: An experimental evaluation of various filtration efficiency expressions," *Aerosol Science and Technology*, vol. 47, no. 5, pp. 488–498, May 2013, doi: 10.1080/02786826.2013.766667.
- [17] "Part Detail," 2015.

6.3 Άλλες βιβλιογραφίες

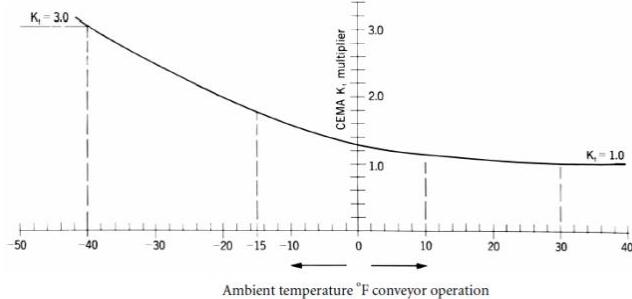
https://www.powderprocess.net/Silo_discharge.html

https://powderprocess.net/Powder_Flow/Bulk_Discharge_Rate.html

<https://www.mariettasilos.com/blog/3/silo-maintenance-checklist#:~:text=Silo%20maintenance%20should%20include%20regular,the%20regular%20emptying%20of%20silos>

<https://www.youtube.com/watch?v=LoKavs-HbnY&t=2s>

Παράρτημα



- $A_i = 1.5$ for 6" diameter idler rolls, CEMA C6, D6
- $A_i = 1.8$ for 5" diameter idler rolls, CEMA B5, C5, D5
- $A_i = 2.3$ for 4" diameter idler rolls, CEMA B4, C4
- $A_i = 2.4$ for 7" diameter idler rolls, CEMA E7
- $A_i = 2.8$ for 6" diameter idler rolls, CEMA E6

Conveyor Length (ft)	$W_b + W_m$ (lbs/ft)	Percent Slope						
		0	3	6	9	12	24	33
		Approximate Degrees						
3000	50	0.024	0.022	0.019	0.017	0.016	0.016	0.016
	75	0.023	0.019	0.016	0.016	0.016	0.016	0.016
	100	0.022	0.017	0.016	0.016	0.016	0.016	0.016
	150	0.022	0.016	0.016	0.016	0.016	0.016	0.016
	200	0.019	0.016	0.016	0.016	0.016	0.016	0.016
	250	0.018	0.016	0.016	0.016	0.016	0.016	0.016
	300	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018

Location of Pulleys	Degrees Wrap of Belt	Pounds of Tension at Belt Line
Tight side	150° to 240°	200 lbs/pulley
Slack side	150° to 240°	150 lbs/pulley
All other pulleys	less than 150°	100 lbs/pulley

Note: Double the above values for pulley shafts that are not operating in antifriction bearings.

