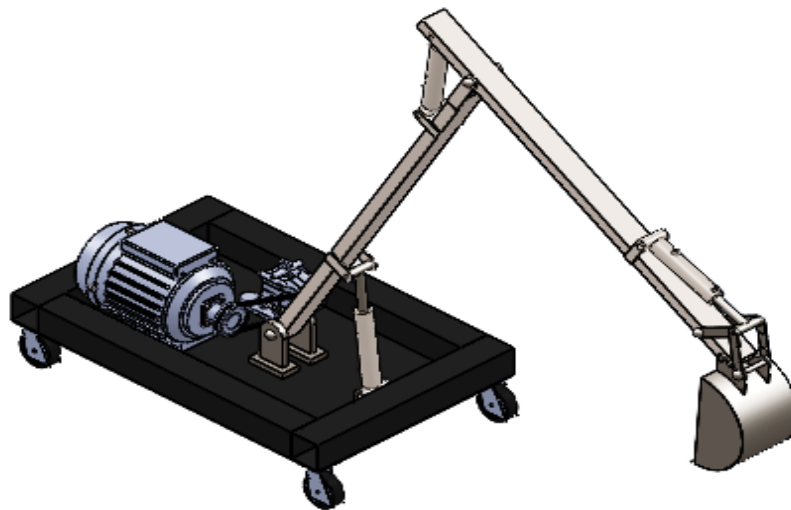

ΑΛΕΞΑΝΔΡΕΙΟ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΟ ΕΚΠΑΙΔΕΥΤΙΚΟ ΙΔΡΥΜΑ
ΘΕΣΣΑΛΟΝΙΚΗΣ

ΣΧΟΛΗ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΩΝ ΕΦΑΡΜΟΓΩΝ

ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΟΧΗΜΑΤΩΝ Τ.Ε.



Σχεδιομελέτη και κατασκευή βραχίονα εκσκαφέα



ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΛΑΡΟΥΣΗ ΧΡΗΣΤΟΣ

ΝΤΑΣΙ ΓΙΟΥΡΓΚΕΝ

Επιβλέπων: Αν . Καθ . Γ. Παραδεισιάδης

ΣΙΝΔΟΣ 2018

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ ΣΤΟΥΣ ΕΚΣΚΑΦΕΙΣ

1.1	Ιστορική αναδρομή.....	2
1.2	Κατηγορίες εκσκαφών.....	5
1.3	Εκσκαφείς γενικής χρήσης.....	7
1.3.1	Εκσκαφείς με μετωπικό κάδο φόρτωσης.....	8
1.3.2	Εκσκαφείς με ανεστραμμένο κάδο φόρτωσης	9
1.3.3	Εκσκαφείς με συρόμενο κάδο φόρτωσης.....	11
1.3.4	Εκσκαφείς με αρπάγη	13
1.3.5	Εκσκαφείς γερανοί	15
1.3.6	Εκσκαφείς πασσαλομπήκτες	16
1.4	Σύστημα κίνησης εκσκαφών.....	17
1.4.1	Ερπυστριοφόροι εκσκαφείς.....	17
1.4.2	Τροχοφόροι εκσκαφείς.....	18
1.5	Μετάδοση κίνησης στα λειτουργικά άκρα.....	20
1.5.1	Εκσκαφέας με συμβατικά συρματόσχοινα.....	20
1.5.2	Υδραυλικός εκσκαφέας.....	21

2 ΚΥΡΙΑ ΜΕΡΗ ΚΑΙ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΕΝΟΣ ΕΚΣΚΑΦΕΑ ΓΕΝΙΚΗΣ ΧΡΗΣΗΣ

2.1	Στρεφόμενος φορέας.....	22
2.1.1	Κινητήρας.....	22
2.2.2	Σύστημα μετάδοσης κίνησης.....	23
2.2	Φορείο (πλαίσιο).....	23
2.3	Σύστημα πέδησης.....	24
2.4	Σύστημα διεύθυνσης.....	25
2.5	Θάλαμος χειρισμού (καμπίνα).....	25
2.6	Λοιπός εξοπλισμός.....	26

3 ΣΥΣΤΗΜΑ ΕΚΣΚΑΦΗΣ

3.1	Σύνδεση εργαλείων με το σύστημα εκσκαφής.....	28
3.1.1	Σύστημα σύνδεσης με πύρους.....	28
3.1.2	Σύστημα Klac.....	28
3.1.3	Σύστημα Lehnhoff.....	29
3.1.4	Σύστημα X-Change.....	30
3.2	Τύποι εργαλείων κατασκευών	31
3.2.1	Κάδος εκσκαφής.....	31
3.2.2	Κάδος διαμόρφωσης.....	32
3.2.3	Κάδος - τσάπα αργίλου.....	32
3.2.4	Δόντι εκσκαφής.....	33
3.2.5	Συμπιεστής εδάφους με πλάκα.....	33
3.2.6	Εξάρτημα διάνοιξης τάφρων.....	34
3.2.7	Υδραυλικός σφιγκτήρας.....	34
3.2.8	Αρπάγη τριών δοντιών.....	35
3.3	Τύποι εργαλείων κατεδάφισης.....	35
3.3.1	Υδραυλική σφύρα.....	35
3.3.2	Αρπάγη κατεδάφισης και διαλογής.....	36
3.3.3	Περιστροφικός εκτριβέας.....	36
3.3.4	Κοπτήρας-σπαστήρας.....	37
3.3.5	Υδραυλικός σφιγκτήρας.....	37
3.3.6	Αρπάγη τριών δοντιών.....	37
3.4	Τύποι εργαλείων διαμόρφωσης εξωτερικών χώρων.....	38
3.4.1	Κάδος εκσκαφής.....	38
3.4.2	Κάδος διαμόρφωσης.....	38
3.4.3	Κάδος με δυνατότητα κλίσης.....	38
3.4.4	Κάδος, κοσκινίσματος.....	39
3.4.5	Αρπάγη πολλών χρήσεων.....	39
3.4.6	Περιστροφέας με δυνατότητα κλίσης με αρπάγη.....	40

3.4.7	Αρπάγη τριών δοντιών.....	40
3.4.8	Κάδος - αχιβάδα.....	40
3.4.9	Γεωτρύπανο.....	41
3.4.10	Δόντι εκσκαφής.....	42
3.4.11	Εξάρτημα διάνοιξης τάφρων.....	42
3.4.12	Υδραυλικός σφιγκτήρας.....	42
3.4.13	Υδραυλικό σύστημα με δυνατότητα κλίσης.....	43
3.4.14	Τροχός συμπίεσης εδάφους.....	43

4 ΒΑΣΙΚΑ ΓΕΩΜΕΤΡΙΚΑ ΧΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΕΚΣΚΑΦΕΩΝ ΜΕ ΑΝΕΣΤΡΑΜΜΕΝΟ ΚΑΛΟ

4.1	Χαρακτηριστικά ερπυστριοφόρου εκσκαφέα.....	44
4.2	Χαρακτηριστικά τροχοφόρου εκσκαφέα	46

5 ΕΞΑΡΤΗΜΑΤΑ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗΣ

5.1	Αντλία υδροστατικής μετάδοσης.....	48
5.2	Χειριστήριο (βαλβίδα ελέγχου).....	53
5.3	Σωληνώσεις των υδροστατικών μεταδόσεων κίνησης.....	57
5.4	Κύλινδροι υδροστατικών μεταδόσεων.....	62
5.5	Δεξαμενή λαδιού.....	71

6 ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΤΗΣ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗΣ

6.1	Υπολογισμός βάρους.....	72
6.2	Γεωμετρικά χαρακτηριστικά λειτουργίας της κατασκευής	91
6.3	Υπολογισμός κέντρου βάρους.....	92

7 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΤΩΝ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΚΩΝ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΩΝ ΤΗΣ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗΣ

7.1 Εμβολισμός κυλίνδρων	98
7.2 Παροχή αντλίας.....	101
7.3 Παροχή αντλίας.....	101
7.4 Ταχύτητα εμβόλου.....	102
7.5 Χρόνος ανοίγματος και κλεισίματος κυλίνδρων.....	104
7.6 Πίεση αντλίας.....	108
7.7 Υπολογισμός δυνάμεων.....	109
7.8 Απώλειες πίεσης.....	110
7.9 Πίεση και δυνάμεις στους κυλίνδρους.....	116
7.10 Ροπές που πρέπει να υπερνικηθούν.....	119

8 ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

127

9 ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

128

1.Εισαγωγή

Ο εκσκαφέας είναι μία δομική μηχανή που προήλθε από την ανάγκη του ανθρώπου να εκτελέσει έργα, που οι απαιτήσεις στην κατασκευή τους υπερέβαιναν κατά πολύ την μυϊκή του δύναμη. Έτσι εδώ και πολλούς αιώνες ο άνθρωπος επινόησε διάφορους μηχανισμούς, που τον διευκόλυναν στις κατασκευές. Η χρησιμοποίησή τους αρχίζει από την αρχαιότητα ακόμη, από την εποχή κατασκευής μνημειακών κτιρίων. Κατά το Μεσαίωνα η ανάγκη κατασκευής αρδευτικών και συγκοινωνιακών έργων και η πολεμική βιομηχανία της εποχής συνέβαλαν στην επινόηση και εξέλιξη βασικών μορφών δομικών μηχανών, όπως ήταν ο εκσκαφέας με κάδο. Στις μέρες μας, η εξέλιξη των εκσκαφέων μας επιτρέπει την σύντομη και περίπου τέλεια εκτέλεση ενός έργου. Το 1840 εμφανίσθηκε στην Αμερική ο πρώτος ατμοκίνητος μηχανικός εκσκαφέας με κάδο των εργοστασίων Otis, ο οποίος χρησιμοποιήθηκε στα έργα κατασκευής των διηπειρωτικών σιδηροδρόμων. Η δημιουργία των πρώτων εκσκαφέων προέκυψε ως ανάγκη για την κατασκευή δικτύων μεταφορών. Σήμερα οι εκσκαφείς αποτελούν απαραίτητο εργαλείο σε μεγάλες κατασκευές, στην ανέγερση οικοδομών, κ.α. Τα νέα μηχανήματα που έκαναν την εμφάνισή τους άλλαζαν κάθε φορά τα δεδομένα στους ρυθμούς απόδοσης και στον απαιτούμενο χρόνο κατασκευής. Τα νέα μηχανήματα που κατασκευάζονται σήμερα είναι πολύ μεγαλύτερα ή και μικρότερα, με αναβαθμισμένα τεχνικά χαρακτηριστικά και ποιότητα κατασκευής.

Κατά το σχεδιασμό τους λαμβάνεται υπόψη η αξιοπιστία, η εργονομία, η ασφάλεια του προσωπικού και του χειριστή, αλλά και η όσο το δυνατόν φιλικότερη συμπεριφορά προς το περιβάλλον. Ταυτόχρονα, ο τρόπος χειρισμού τους είναι πλέον ηλεκτρονικός και νέοι, πρόσθετοι μηχανισμοί και προγράμματα επιτρέπουν την ευχερή εκτέλεση απαιτητικών εργασιών και την αύξηση της παραγωγικότητας, από συστήματα διαχείρισης στόλου και των μηχανημάτων ελεγχόμενα από απόσταση μέχρι και όργανα υπερήχων που αναγνωρίζουν τα διαπερνώντα δίκτυα κάτω από την ασφαλτο.

1.1 Ιστορική αναδρομή

Τα περισσότερα μηχανήματα υπάρχουν σήμερα ως αποτέλεσμα της επιθυμίας της ανθρωπότητας να ελαχιστοποιήσει την εργασία και να αυξήσει την παραγωγικότητα. Οι εκσκαφείς περιλαμβάνουν μια μεγάλη ομάδα χωματουργικών μηχανημάτων που κυμαίνονται από τα κολοσσιαία draglines που χρησιμοποιούνται στην εξόρυξη τάφρων μέχρι τα μικροσκοπικά υδραυλικά backhoes που χρησιμοποιούνται στις κατασκευές. Οι πιο συνηθισμένοι εκσκαφείς σε μεγάλο μέρος του 19ου και στις αρχές του 20ου αιώνα ήταν μηχανήματα με συρματόσχοινα. Ωστόσο, με εξαίρεση τα ορυχεία (dragging), όπου σήμερα αυτές οι βασικές μηχανές έχουν ουσιαστικά εξαφανιστεί, ο εκσκαφέας με συρματόσχοινα έχει αντικατασταθεί από διάφορα μηχανήματα, κυρίως τον υδραυλικό εκσκαφέα. Η ανάπτυξη εκσκαφών με συρματόσχοινα ήταν προσπάθειες πολλών επιχειρήσεων για αρκετές δεκαετίες. Ορισμένες από αυτές τις επιχειρήσεις γνώρισαν άνθηση και εξελίχθηκαν σε διεθνείς μάρκες, ενώ άλλες ξεθώριασαν ή εξαγοράστηκαν από τον ανταγωνισμό.

- Η ανάπτυξη της ατμομηχανής του 18ου αιώνα παρείχε μια κινητή πηγή ενέργειας για μηχανές.
- 1883: Η ιστορία των μηχανημάτων έργων Caterpillar αρχίζει από το 1883 στην Αμερική με πρωτεργάτες τον Benjamin Holt και τον Daniel Best.
- Η ισχύς ατμού εφαρμόζεται σε μια συσκευή μετακίνησης γης στην Αγγλία ήδη από το 1835.
- Τα περισσότερα πρώιμα φτυάρια τοποθετήθηκαν σε ράγες, και χρησιμοποιούνταν κυρίως στην κατασκευή σιδηροδρόμων.
- 1880: Η Bucyrus Foundry and Manufacturing Company σχηματίστηκε στο Bucyrus, Ohio και το 1882 κατασκεύασε το πρώτο φτυάρι της (αυτή η μηχανή ήταν ανίκανη να περιστρέφεται)
- 1884: Πρώτο πλήρως περιστρεφόμενο φτυάρι που κατασκευάστηκε από την αγγλική εταιρεία Whittaker και Sons.
- 1900: Το 1900 τα πρώτα μηχανήματα έργων Caterpillar ήταν τύπου εκσκαφέα των οποίων οι κινήσεις τους γινότανε με συρματόσχοινα, η δε μεταφορά των χωμάτων γινότανε με κάρα που τα έσερναν με άλογα.

- 1904: Η εταιρεία Bucyrus και η εταιρία Marion Power Shovel παρέχουν φτυάρι ατμού για την κατασκευή του καναλιού του Παναμά. Ο Bucyrus προμηθεύει 77 φτυάρια, η Marion προμηθεύει 24 φτυάρια.
- 1908: Το 1908 έγινε η πρώτη επίδειξη ενός μηχανήματος έργου Caterpillar, το οποίο είχε πετρελαιοκινητήρα και κατασκευάστηκε από τον Holt.
- Οι εταιρείες στην δεκαετία του 1920 παράγουν εκσκαφείς με τροχούς και με πλήρως περιστρεφόμενα από συρματόσχοινα φτυάρια με κινητήρες πετρελαίου και αερίου.
- 1925: Η Bucyrus Company κατασκευάζει το πρώτο φτυάρι λατομείου 120-B.
- 1825: Η Bucyrus συγχωνεύεται με την Erie Company, τον μεγαλύτερο κατασκευαστή κινητών μικρότερων εκσκαφών στις ΗΠΑ, για να αποτελέσει την εταιρεία Bucyrus-Erie.
- 1940: Η Bucyrus-Erie ενώνεται με το βρετανικό κατασκευαστή εξοπλισμού εκσκαφής Ruston & Hornsby Ltd. για να σχηματίσει το Ruston-Bucyrus.
- 1940: Το 1940 η Caterpillar αρχίζει μερικές δοκιμές σε μηχανήματα έργων για εκσκαφές, τοποθετώντας ένα σύστημα εκσκαφής στο πίσω μέρος των μηχανημάτων όπου η λειτουργία του γινότανε με συρματόσχοινα.
- Αρκετές εταιρείες, όπως η Marion, η Bucyrus Erie, η αμερικανική Link, ευδοκίμουν και γίνονται αναγνωρισμένοι κατασκευαστές συρματόσχοινων εκσκαφών στο πρώτο μισό του 20ου αιώνα.
- 1950 -1980: Υδραυλικοί εκσκαφείς αντικαθιστούν τους εκσκαφείς με καλώδια εκτός από ορισμένες μεγάλες εφαρμογές εξόρυξης και βυθοκόρησης.
- 1997: Η Bucyrus-Erie αλλάζει όνομα σε Bucyrus International και αποκτά την Marion Power Shovel Company.
- 1991: Το 1991 η Caterpillar άρχισε να παράγει τους πρώτους εκσκαφείς της σειράς 300 εξοπλισμένους με ηλεκτρονικά συστήματα MAESTRO , τα οποία ελέγχουν και ρυθμίζουν την εσωτερική λειτουργία μεταξύ κινητήρα και υδραυλικών συστημάτων και κυκλωμάτων.
- 1996: Το 1996 η Caterpillar άρχισε να παράγει το νέο μηχάνημα έργων φορτωτή εκσκαφέα της σειράς C..
- 2011 Ο παγκόσμιος ηγέτης στον εξορυκτικό εξοπλισμό, η Caterpillar Inc, αγοράζει την Bucyrus International Inc.

1.2 Κατηγορίες εκσκαφέων

Οι εκσκαφείς μπορούν να διακριθούν στους εξής.

1) Εκσκαφείς γενικής χρήσης με περιοδική λειτουργία, οι οποίοι αφού σκάψουν και παραλάβουν το προϊόν της εκσκαφής, το μεταφέρουν, το αδειάζουν και επανέρχονται στο χώρο εκσκαφής για να επαναλάβουν τον ίδιο κύκλο.

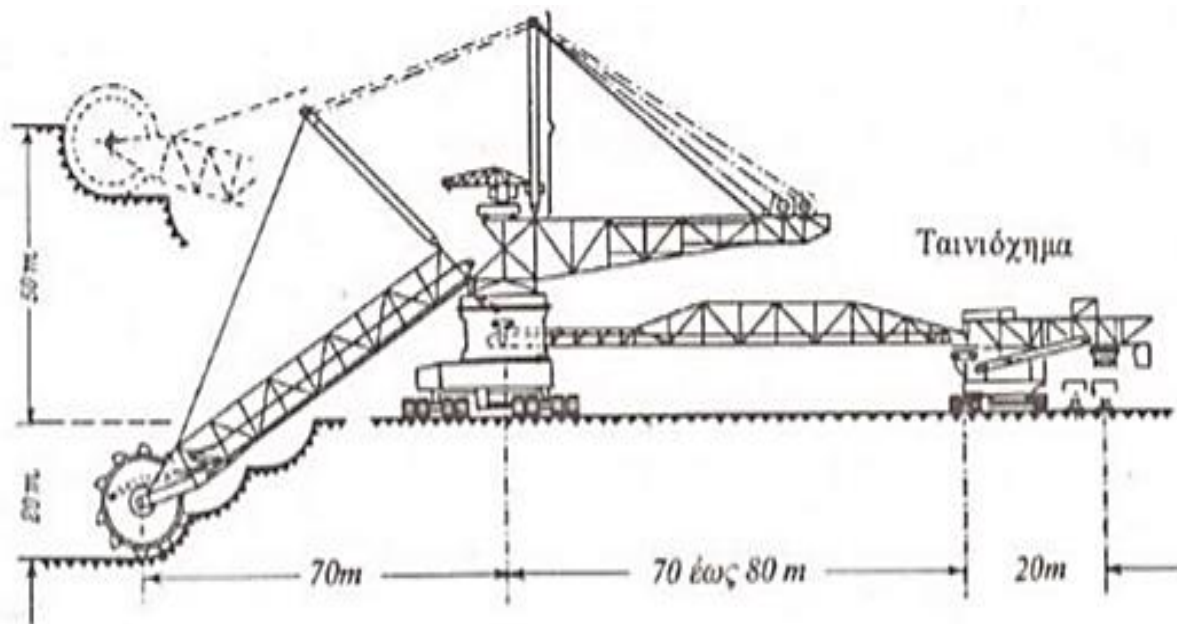
2) Εκσκαφείς συνεχούς λειτουργίας, οι οποίοι δεν μετακινούνται, αλλά αδειάζουν το προϊόν της εκσκαφής σε ένα κεκλιμένο επίπεδο ή μία μεταφορική ταινία (Σχ.1.1) και (Σχ.1.2).

Οι εκσκαφείς συνεχούς λειτουργίας χρησιμοποιούνται για της παρακάτω εργασίες

- Εκσκαφή λιγνιτικών κοιτασμάτων (εκσκαφέας με καδοτροχό).
- Παλαιότερα ο εκσκαφέας με καδοφόρο αλυσίδα χρησιμοποιήθηκε σε μεγάλα έργα κατασκευής αρδευτικών διωρύγων.
- Φόρτωση υλικών (συνήθως χρησιμοποιούνται οι ελαστικοφόροι φορτωτές).
- Εργασίες εκσκαφής σε σχετικά χαλαρά εδάφη.



Σχ .1.1 Εκσκαφέας συνεχούς λειτουργίας με καδοφόρο αλυσίδα και μάντα αποθήσεως



Σχ.1.2 Εκσκαφέας με καδοτροχό σε βαθιά και υπερυψωμένη εκσκαφή. Σύνδεση με ενδιάμεσο ταινιόχημα για τη φόρτωση των μεταφορικών μέσων (LMG).

3) Ειδικό εκσκαφέας, οι οποίοι είναι παρόμοιοι με τους εκσκαφέας γενικής χρήσης με περιοδική λειτουργία, αλλά πολύ μεγάλου μεγέθους και απόδοσης και δεν παράγονται εν σειρά, αλλά κατασκευάζονται σύμφωνα με προδιαγραφές του χρήστη.

Περισσότερο διαδεδομένοι είναι οι εκσκαφέας γενικής χρήσης, οι οποίοι χρησιμοποιούνται ευρύτατα στα δομικά έργα.

1.3 ΕΚΣΚΑΦΕΙΣ ΓΕΝΙΚΗΣ ΧΡΗΣΗΣ.

Ο εκσκαφέας γενικής χρήσης είναι το βασικό εκσκαπτικό μηχάνημα της κατηγορίας των χερσαίων εκσκαφών, ο οποίος μετατρέπεται σε πλωτό εκσκαφέα όταν τοποθετηθεί πάνω σε πλωτήρα. Μπορεί και εκτελεί εκσκαφή και μετατόπιση του εδάφους χωρίς ταυτόχρονη μετακίνησή του. Ο χαρακτηρισμός του μεγέθους του εκσκαφέα γίνεται συνήθως με βάση τη χωρητικότητα του κάδου.

Οι βασικές κινήσεις του και οι φάσεις εργασίας είναι:

1. **Εκσκαφή:** Κατέβασμα του προβόλου και ώθηση του κάδου μέσα στο έδαφος ώστε να γεμίσει.
2. **Μετατόπιση υλικού:** Ανύψωση κάδου και προβόλου (εφ' όσον αυτό χρειάζεται) και περιστροφή του σκάφους.
3. **Εκφόρτωση:** Άνοιγμα του πυθμένα ή ανατροπή του κάδου.
4. **Επιστροφή:**Περιστροφή του σκάφους και τοποθέτηση προβόλου και κάδου για επανάληψη της εκσκαφής.

Οι εκσκαφείς γενικής χρήσεως χωρίζονται ανάλογα με

- 1.) Το εκσκαπτικό εργαλείο
- 2.) Το σύστημα κίνησης
- 3.) Τη μετάδοση κίνησης στα λειτουργικά άκρα

Ανάλογα με το εκσκαπτικό εργαλείο οι εκσκαφείς χωρίζονται σε:

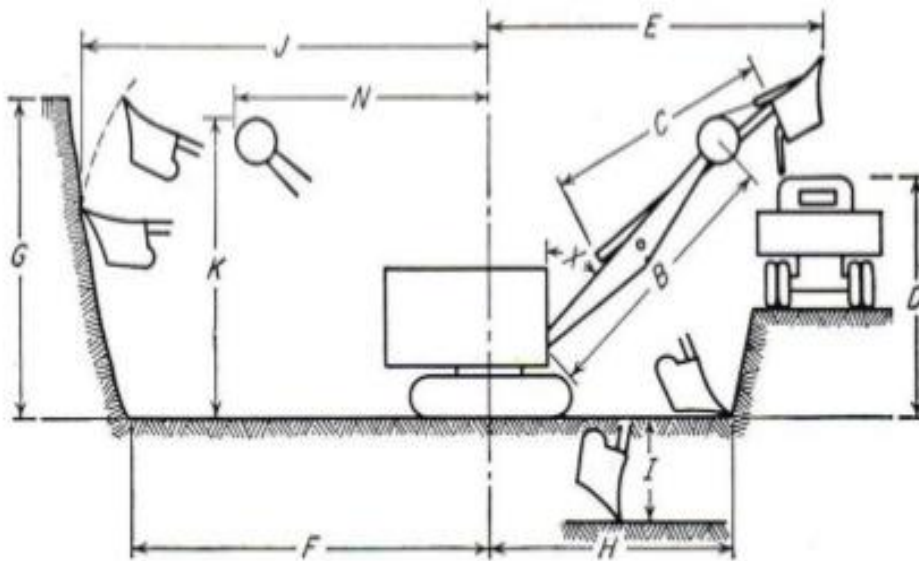
1. Εκσκαφείς με μετωπικό κάδο φορτώσεως - SHOVEL
2. Εκσκαφείς με ανεστραμμένο κάδο φορτώσεως - ΤΣΑΠΙΑ - BACKHOE
3. Εκσκαφείς με συρόμενο κάδο φορτώσεως - DRAGLINE
4. Εκσκαφείς με αρπάγη - ΑΧΙΒΑΔΑ - CLAMSHELL
5. Εκσκαφείς γερανοί - CRANE
6. Εκσκαφείς πασσαλομήκτες - PILE DRIVING EXCAVATOR

1.3.1 Εκσκαφείς με μετωπικό κάδο φορτώσεως (shovel)

Στον στρεφόμενο φορέα προσαρμόζεται πρόβολος από ηλεκτροσυγκολλητή κατασκευή, συνήθως ορθογωνικής διατομής, ο οποίος κινείται σε κατακόρυφο επίπεδο με τη βοήθεια συρματόσχοινων. Περίπου στο μέσο ο πρόβολος έχει κινητό οδοντωτό κανόνα, στην άκρη του οποίου συνδέεται αρθρωτά ο κάδος. Αυτός εισχωρεί μέσα στο έδαφος με έλξη συρματόσχοινων. Ο κάδος κατασκευάζεται από ανθεκτικό μαγανιούχο χάλυβα. Το μπροστινό μέρος το οποίο προσβάλλει το έδαφος έχει μια σειρά μετωπικών δοντιών και άλλη σειρά πλευρικών τα οποία στερεώνονται πάνω στον κάδο με σφήνες ή βίδες. Η μορφή των δοντιών είναι τέτοια ώστε να διατηρείται στο αρχικό σχήμα της ανεξάρτητα από την φθορά. Το άδειασμα του κάδου γίνεται με τον κινητό πάτο του. Ο εκσκαφέας SHOVEL με συρματόσκοινο έχει την δυνατότητα να αναπτύσσει μεγάλες σκαπτικές δυνάμεις λόγω των αργόστροφων βαρούλκων και αποτελεί το κατεξοχήν σκαπτικό μηχάνημα για όλα τα είδη εδαφών (εκτός από βράχο). Τέλος ο εκσκαφέας SHOVEL εργάζεται πάνω από την στάθμη έδρασης του (και υπό κλίση 1 : 10) και για αυτό ο εξοπλισμός αυτός ονομάζεται και εξοπλισμός με κάδο θετικής στάθμης.



Σχ. 1.3 Εκσκαφείς με μετωπικό κάδο φορτώσεως.



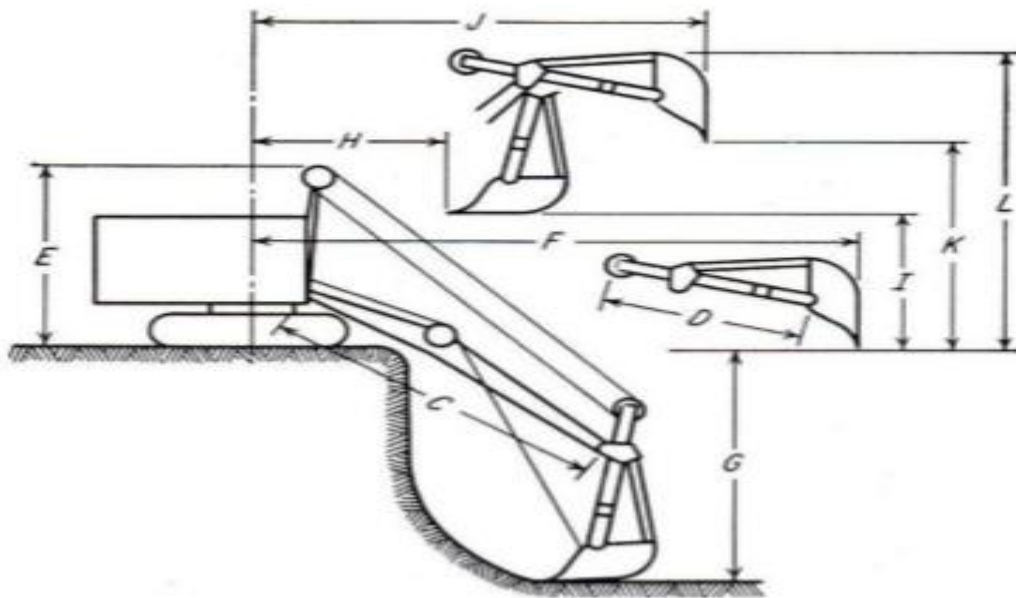
Σχ.1.4 Εκσκαφέας με μετωπικό κάδο φορτώσεως και διαστάσεις περιοχής εργασίας.

1.3.2. Εκσκαφείς με ανεστραμμένο κάδο φορτώσεως - τσάπα (backhoe)

Στον τύπο αυτό ο κάδος σκάβει κάτω από την επιφάνεια έδρασης του μηχανήματος. Κατά τη λειτουργία ο πρόβολος με τον ανεστραμμένο κάδο κατεβαίνει προς το μέτωπο εκσκαφής. Στη συνέχεια έλκεται ο κάδος από το αντίστοιχο συρματόσχοινο έλξεως. Ο βαθμός πληρώσεως του κάδου εξαρτάται από τη μορφή εδάφους, το βάρος του κάδου και την ικανότητα του χειριστή. Το βάθος εκσκαφής φτάνει τα 4 μέχρι 7,5 m για τα μεγέθη κάδου 0,2 μέχρι 2,3 m³ αντίστοιχα. Υπάρχουν ειδικές κατασκευές προβόλων ανεστραμμένου κάδου με μήκος εργασίας μέχρι και 22 μέτρα. Ο εκσκαφέας με ανεστραμμένο κάδο χρησιμοποιείται σε εργασίες εκσκαφών κάτω από το επίπεδο έδρασης του μηχανήματος, όπως είναι η κατασκευή θεμελίων, τάφρων και διωρύγων μικρού πλάτους. Προτιμάται σε περιπτώσεις συνεκτικών εδαφών ή εδαφών με μεγάλες πέτρες, γιατί το άδειασμα με ανατροπή του κάδου είναι ευκολότερο και ασφαλέστερο. του φορτίου για αντίβαρο.



Σχ.1.5 Εκσκαφέας με ανεστραμμένο κάδο φορτώσεως



Σχ.1.6 Εκσκαφέας με ανεστραμμένο κάδο φορτώσεως και διαστάσεις περιοχής εργασίας

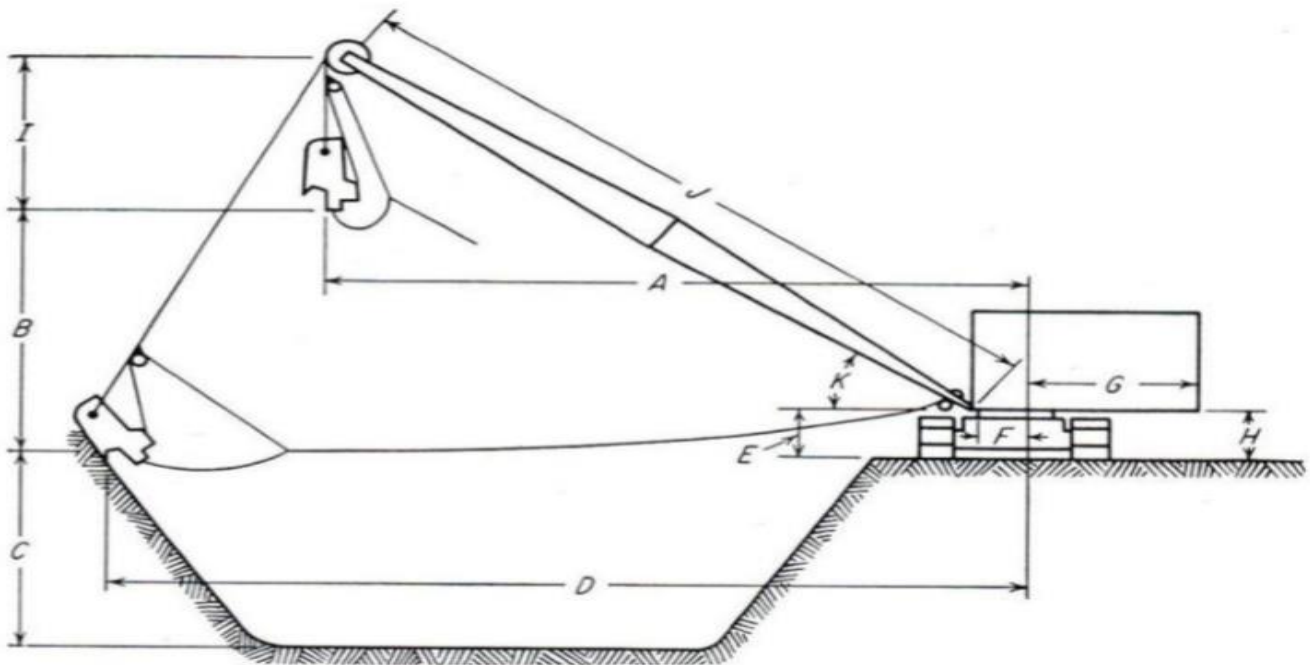
1.3.3 Εκσκαφείς με συρόμενο κάδο φορτώσεως (dragline)

Η χωρητικότητα του κάδου DRAGLINE είναι περίπου 25% μεγαλύτερη του κανονικού κάδου SHOVEL. Ο κάδος, ο οποίος έχει μορφή κουταλιού, ανοιχτός στην επάνω πλευρά και με εκσκαπτικά δόντια στο μπροστινό τμήμα, έλκεται από το συρματόσχοινο έλξεως - εκσκαφής. Με ένα δεύτερο συρματόσχοινο αναρτήσεως, το οποίο περνάει από μία τροχαλία στην κορυφή του επιμήκους δικτυωτού προβόλου, συνδέεται με το βαρούλκο αναρτήσεως. Η δύναμη έλξεως του κάδου, η οποία αντιστοιχεί προς τη δύναμη εκσκαφής είναι περίπου το μισό της δυνάμεως εκσκαφής του μετωπικού κάδου SHOVEL, η ταχύτητα όμως είναι διπλάσια. Κατά τη λειτουργία ο κάδος κατεβαίνει με το βάρος του διεισδύει μέσα στο έδαφος με τα δόντια εκσκαφής της εμπρόσθιας ακμής. Στη συνέχεια έλκεται ο κάδος από το συρματόσχοινο εκσκαφής μέχρι υπερχειλίσεως. Το υλικό υπερχειλίζει από την επάνω πλευρά του κάδου, η οποία είναι ανοικτή. Για το άδειασμα του κάδου αφήνεται ελεύθερο το συρματόσχοινο εκσκαφής και έλκεται το συρματόσχοινο αναρτήσεως.

Ο εκσκαφέας με συρόμενο κάδο χρησιμοποιείται σε εκσκαφές κάτω από το επίπεδο έδρασης του μηχανήματος και σε εκσκαπτικές εργασίες μέσα στο νερό. Ιδιαίτερα πλεονεκτήματα του είναι η μεγάλη ακτίνα ενεργείας, που οφείλεται στο μεγάλο μήκος του προβόλου, ο συνδυασμός εκσκαφής και αποθέσεως σε ένα μηχάνημα, όπως στην περίπτωση κατασκευής διωρύγων και παράλληλης κατασκευής των προστατευτικών αναχωμάτων με την άμεση απόθεση των υλικών εκσκαφής, η εργασία σε έδαφος με ρίζες δένδρων ή μεγάλων λίθων, γιατί ο ελκόμενος κάδος ολισθαίνει πάνω στα υλικά χωρίς κίνδυνο ζημιών, και η δυνατότητα εκσκαφής κάτω από την επιφάνεια του εδάφους.



Σχ.1.7 Εκσκαφέας με συρόμενο κάδο φορτώσεως.



Σχ.1.8 Εκσκαφέας με συρόμενο κάδο φορτώσεως και διαστάσεις περιοχής εργασίας.

1.3.4. Εκσκαφείς με αρπάγη - αχιβάδα (clamshell)

Αποτελείται από τη βασική κατασκευή όπως και οι υπόλοιποι τύποι στην οποία προσαρμόζεται αρθρωτά δικτυωτός πρόβολος από το άκρο του οποίου κρεμιέται η αρπάγη. Η αρπάγη έχει μορφή διμερούς κάδου και κρεμιέται με ένα ή δύο συρματόσχοινα. Κατά το σκάψιμο η αρπάγη μπαίνει μέσα στο έδαφος με το βάρος της, στη συνέχεια δε μετά το κλείσιμο των σιαγόνων και το γέμισμα σηκώνεται, στρέφεται προς το σημείο απόθεσης και αδειάζει. Χρειάζεται αυξημένη στατική ασφάλεια λειτουργίας, για να αποφεύγεται ανατροπή του μηχανήματος, όταν ο κάδος αγκιστρωθεί σε στερεό σώμα, ιδιαίτερα στην περίπτωση εκσκαφής μέσα στο νερό.

Η περιοχή εφαρμογής του εκσκαφέα με αρπάγη περιορίζεται σε σχετικά μικρές δομικές εργασίες κυρίως λόγω της μειωμένης σκαπτικής δύναμης η οποία εξαρτάται από το βάρος της αρπάγης και της δύναμης κλεισίματος των σιαγόνων και από τον βαθμό πλήρωσης.

Το μεγάλο μήκος του προβόλου επιτρέπει την εκτέλεση και των τριών εργασιών μαζί, δηλ. την εκσκαφή, μεταφορά και απόθεση. Η απόδοση των εκσκαφέων με αρπάγη και με συρόμενο κάδο και επομένως το κόστος λειτουργίας, εξαρτάται, από το βαθμό γεμίματος της αρπάγης, από το έδαφος, από το βάθος εκσκαφής, από την γωνία περιστροφής και από τα μέσα απαγωγής των προϊόντων εκσκαφής.

Ανάλογα προς την μέθοδο ανοίγματος και κλεισίματος της αρπάγης διακρίνονται:

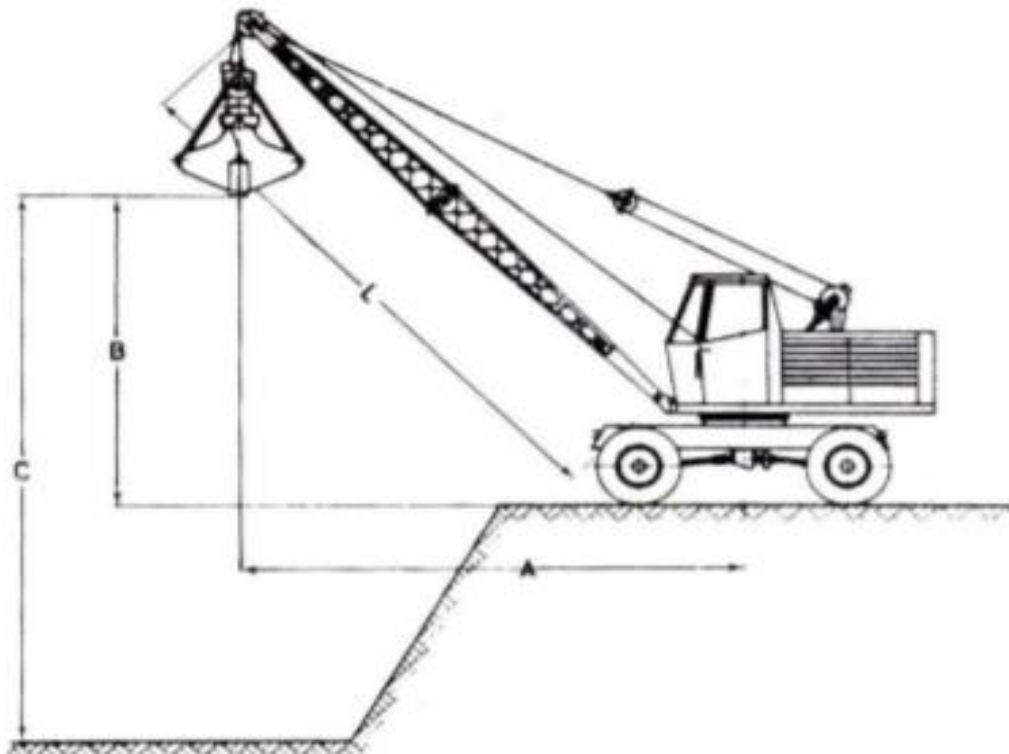
Αρπάγη με ένα ή δύο συρματόσχοινα

Η αρπάγη με ένα συρματόσχοινο μπορεί να προσαρμοστεί σε οποιοδήποτε γερανό με ένα βαρούλκο, παρουσιάζει όμως το βασικό μειονέκτημα ότι το άνοιγμά της είναι τότε μόνο δυνατό.

Γι' αυτό στους εκσκαφείς δομικών έργων καθολική σχεδόν εφαρμογή βρίσκει η αρπάγη με δύο συρματόσχοινα, στην οποία το άνοιγμα ή κλείσιμο των σιαγόνων γίνεται σε οποιοδήποτε σημείο της καθ' ύψος διαδρομής, ο δε μηχανισμός της είναι απλός. Για την λειτουργία της αρπάγης χρειάζονται δύο ανεξάρτητα βαρούλκα.



Σχ. 1.9 Εκσκαφείς με αρπάγη



Σχ.1.10 Εκσκαφείς με αρπάγη και διαστάσεις περιοχής εργασίας

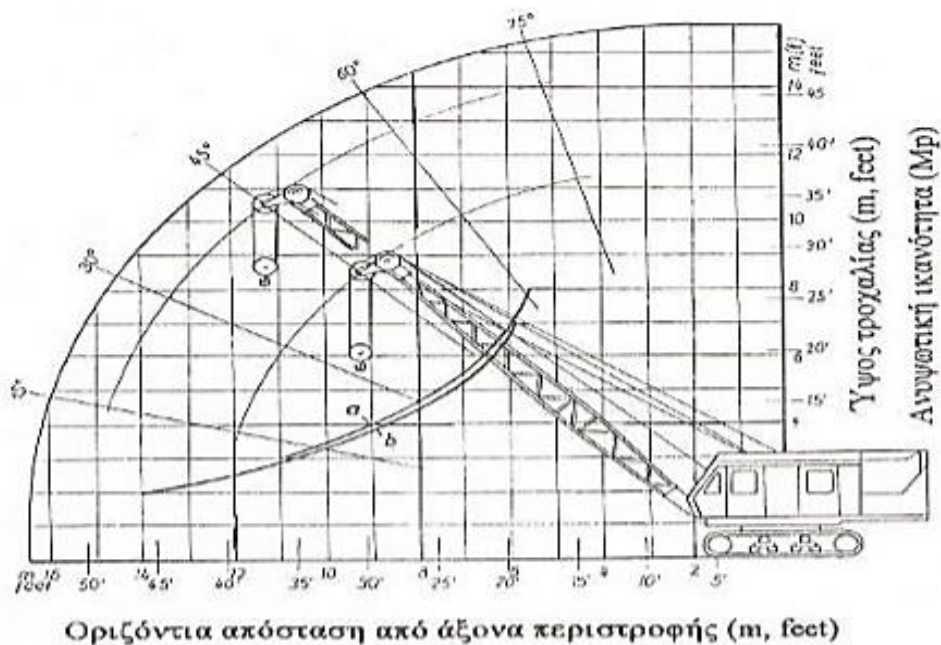
1.3.5. Εκσκαφείς γερανοί – (crane)

Σε ορισμένες περιπτώσεις ο εκσκαφείς γενικής χρήσης μπορεί να χρησιμοποιηθεί σαν γερανός. Το ωφέλιμο φορτίο εξαρτάται από το μέγεθος του μηχανήματος, από την οριζόντια απόσταση του φορτίου από τον άξονα περιστροφής και από το μήκος του προβόλου. Αυτό δίνεται από την καμπύλη φόρτωσης ή από πίνακες συναρτήσεων στοιχείων.

Για λόγους ασφάλειας του προβόλου η μέγιστη γωνία κλίσης δεν πρέπει να είναι μεγαλύτερη των 70° . Για να είναι ασφαλής η λειτουργία του εκσκαφέα σαν ανυψωτικού γερανού θα πρέπει τα βαρούλκα να έχουν ειδικές διατάξεις αυτόματου κατεβάσματος του φορτίου με χαμηλή ταχύτητα, γιατί αν το κατέβασμα γίνει μόνο με το φρένο δημιουργείται κίνδυνος ανατροπής του μηχανήματος σε περίπτωση απότομου φρεναρίσματος



Σχ. 1.11 Εκσκαφείς γερανός



Σχ.1.12 Εκσκαφείας γερανός και διαστάσεις περιοχής εργασίας

1.3.6. Εκσκαφείς πασσαλομπήκτες (pile driving excavator)

Μια ακόμα εφαρμογή του εκσκαφέα γενικής χρήσεως είναι η χρησιμοποίησή του ως πασσαλομπήκτη σε συνδυασμό με κρουστικό σφυρί βαρύτητας (έμπηξη του πασσάλου με κρούσεις), με κρουστήρα ή με δονητή.

Η χρησιμοποίησή του για την εξόλκευση των πασσάλων πρέπει να γίνεται με ιδιαίτερη προσοχή και σύμφωνα με τις οδηγίες του κατασκευαστή του εξολκέα για την αποφυγή ανατροπής του μηχανήματος.



Σχ. 1.13 Εκσκαφείς πασσαλομπήκτες - PILE DRIVING EXCAVATOR

1.4 Σύστημα κίνησης εκσκαφέων

1.4.1 Ερπυστριοφόροι εκσκαφείς

Σε παλαιότερες κατασκευές η κίνηση του εκσκαφέα γινόταν πάνω σε σιδηροτροχιές. Σήμερα όμως χρησιμοποιούνται ερπύστριες (ταχύτητα κίνησης 1- 4 Km/h) και ελαστικοί τροχοί για τα μικρότερα μεγέθη.

Σκοπός των ερπυστριών είναι η κατανομή του βάρους του μηχανήματος και των φορτίων λειτουργίας σε μεγαλύτερη επιφάνεια, ώστε η πίεση πάνω στο έδαφος να διατηρείται σε χαμηλές τιμές, συνήθως μικρότερες από 1 Kp/cm².



Σχ .1.14 Ερπυστριοφόρος εκσκαφέας

1.4.2 Τροχοφόροι εκσκαφείς

Οι εκσκαφείς με ελαστικούς τροχούς διακρίνονται σε δύο τύπους:

Α). Ο στρεφόμενος φορέας στηρίζεται σε ειδικό πλαίσιο με ελαστικούς τροχούς με δύο ή τέσσερις άξονες.

Η ταχύτητα κίνησης στους δρόμους φτάνει σε 15 μέχρι 18 Km/h. Ο τύπος αυτός χαρακτηρίζεται σαν τροχοφόρος εκσκαφέας. Ανάλογα με τις απαιτήσεις του έργου είναι δυνατόν όλοι οι άξονες να είναι κινητήριοι.

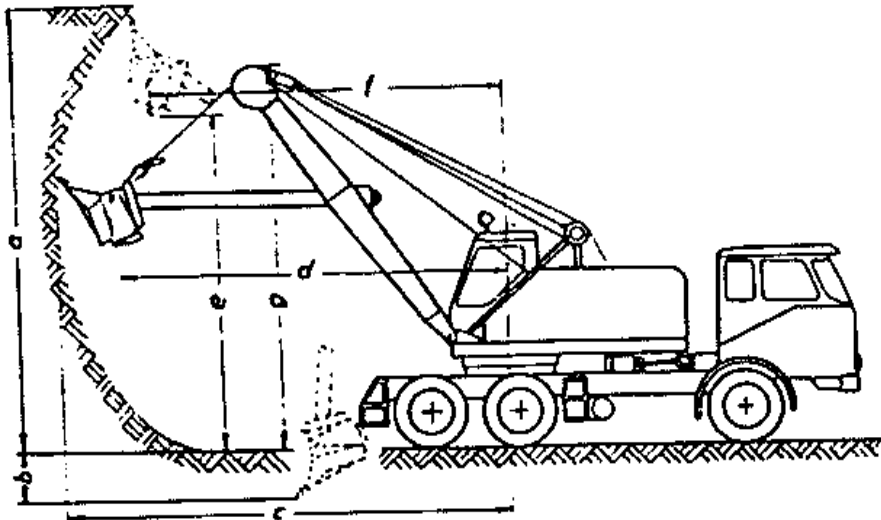
Για την αύξηση της ευστάθειας τα μεγαλύτερα μεγέθη έχουν υποστηρίγματα μηχανικής ή υδραυλικής λειτουργίας, οπότε ο εκσκαφέας σκάβει από σταθερή θέση. Σε αυτή την περίπτωση απαιτείται ιδιαίτερη προσοχή για να αποτραπεί ο κίνδυνος ανατροπής.



Σχ.1.15 Τροχοφόρος εκσκαφέας, ο στρεφόμενος φορέας στηρίζεται σε ειδικό πλαίσιο με ελαστικούς τροχούς.

Β). Ο στρεφόμενος φορέας τοποθετείται σε πλαίσιο αυτοκινήτου.

Ο τύπος αυτός χαρακτηρίζεται σαν αυτοκινούμενος εκσκαφέας. Χρησιμοποιείται στην περίπτωση συχνών αλλαγών της θέσεως εργασίας. Η ταχύτητα κίνησης μπορεί να φτάσει σε 50 km/h.



Σχ.1.16 Τροχοφόρος εκσκαφέας ο στρεφόμενος φορέας τοποθετείται σε πλαίσιο αυτοκινήτου.

1.5.1 Εκσκαφείς με συρματόσχοινα

Στους εκσκαφείς με συρματόσχοινα ο στρεφόμενος φορέας περιέχει όλους τους μηχανισμούς του εκσκαφέα, δηλ. τον κινητήρα, κατά κανόνα πετρελαιομηχανή, το σύστημα μετάδοσης της κίνησης με τους συμπλέκτες και τους μηχανισμούς φρένων, τα βαρούλκα με τα σύρματα για την έλξη των συρματόσκοινων, το χειριστήριο και τα λοιπά μηχανικά στοιχεία ανάλογα με τον εξοπλισμό. Οι εκσκαφείς με συρματόσχοινα χρησιμοποιούνται πλέον μόνον σε εφαρμογές όπου απαιτείται μεγάλη διαδρομή του κάδου, την οποία δεν μπορεί να επιτύχει ένα υδραυλικό σύστημα.



Σχ. 1.17 Εκσκαφείς με συμβατικά συρματόσχοινα.

1.5.2 Υδραυλικός εκσκαφέας

Η κίνηση των μηχανισμών του εκσκαφέα με υδραυλική ενέργεια αντί των συρματόσχοινων αποτελεί σημαντική εξέλιξη στον τομέα των δομικών μηχανών. Χαρακτηριστικό της είναι η μικρή παροχή και αντίστοιχα η υψηλή πίεση.

Τα απαραίτητα για τη λειτουργία του υδραυλικού συστήματος στοιχεία είναι: Ο κινητήρας, εσωτερικής καύσεως ή ηλεκτρικής ενέργειας, η αντλία, ο εμβολοφόρος υδραυλικός κύλινδρος, ο υδροστατικός κινητήρας και τα όργανα διανομής και ελέγχου, όπως είναι οι σωληνώσεις του λαδιού, οι βαλβίδες, οι δικλείδες, οι διανομείς και οι ρυθμιστές.

Με την υδραυλική κίνηση απλοποιούνται οι χειρισμοί, βελτιώνονται οι συνθήκες εργασίας και ελαττώνονται στο ελάχιστο οι πιθανότητες πρόκλησης ζημιάς στο μηχάνημα λόγω υπερφόρτωσης. Επίσης αυξάνεται η ταχύτητα λειτουργίας και βελτιώνεται η απόδοση.

Βασική προϋπόθεση για την καλή λειτουργία και υψηλή απόδοση του υδραυλικού συστήματος είναι η αυστηρή τήρηση καθαριότητας. Μικροί κόκκο άμμου, ξένα σώματα ή κηλίδες σκουριάς είναι δυνατόν να αχρηστεύσουν γρήγορα το υδραυλικό σύστημα. Οι εργασίες συντήρησης πρέπει να γίνονται με ιδιαίτερη σχολαστικότητα.



Σχ. 1.18 Υδραυλικός εκσκαφέας

2 ΚΥΡΙΑ ΜΕΡΗ ΚΑΙ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΕΝΟΣ ΕΚΣΚΑΦΕΑ ΓΕΝΙΚΗΣ ΧΡΗΣΗΣ

Τα μέρη που συνιστούν ένα εκσκαφέα γενικής χρήσης είναι ο στρεφόμενος φορέας, το φορείο (πλαίσιο) και σύστημα πορείας

2.1 Στρεφόμενος φορέας

Ο στρεφόμενος φορέας αποτελεί το πάνω μέρος του εκσκαφέα και συμπεριλαμβάνει τον κινητήρα και το σύστημα μετάδοσης κίνησης

2.1.1 Κινητήρας

Η περισσότερο διαδεδομένη μέθοδος για την κίνηση των εκσκαφέων γενικής χρήσεως είναι ο κινητήρας εσωτερικής καύσεως με πετρέλαιο (ντιζελοκινητήρες – πετρελαιοκινητήρες) που κινεί όλους τους μηχανισμούς του δια μέσου συμπλεκτών, έτσι ώστε να συνδέεται ή να απομονώνεται ένας μηχανισμός κατά βούληση.

Υπάρχουν όμως και εκσκαφείς με περισσότερους κινητήρες, όπως π.χ. ένα ντιζελοκινητήρα για το μηχανισμό πορείας, έναν ηλεκτροκινητήρα για την περιστροφική κίνηση του σκάφους και έναν ηλεκτροκινητήρα για την εκσκαπτική εξάρτηση.

Ο κινητήρας τοποθετείται συνήθως στο αντίθετο μέρος του φορτίου για αντίβαρο. Ο κινητήρας θα πρέπει να είναι τετρακύλινδρος με καθαρή ισχύ τουλάχιστον 45 HP. Το σύστημα ψύξεως κινητήρα και ελαίου πρέπει να είναι υψηλής αποδόσεως για ζεστά κλίματα και θα εξασφαλίζει την συνεχή ομαλή λειτουργία με τις πλέον δυσμενείς συνθήκες εργασίας σε περιβάλλον σκόνης και αιωρούμενων στερεών σωματιδίων, χωρίς να απαιτείται συχνός καθαρισμός. Το κέλυφος του χώρου του κινητήρα πρέπει να είναι στιβαρής κατασκευής και να διαθέτει προστατευτικά φίλτρα - «σίτες» - ώστε να μην φράσσονται οι κυπέλες του ψυγείου από τα στερεά σωματίδια του εισερχόμενου αέρα. Η έξοδος των καυσαερίων του κινητήρα πρέπει να είναι προς τα άνω, με σωλήνα εξάτμισης μονωμένο.



Σχ 2.1 Κινητήρας εκσκαφέα

2.1.2 Σύστημα μετάδοσης κίνησης

Η κίνηση από τον κινητήρα στους διάφορους μηχανισμούς μεταδίδεται μέσω κιβωτίων με οδοντωτούς τροχούς ή μέσω τραπεζοειδών ιμάντων.

Για την μετάδοση της κίνησης χρησιμοποιείται στις νέες κατασκευές το σύστημα του υδραυλικού μετατροπέα ροπής " TORQUE CONVERTER " .

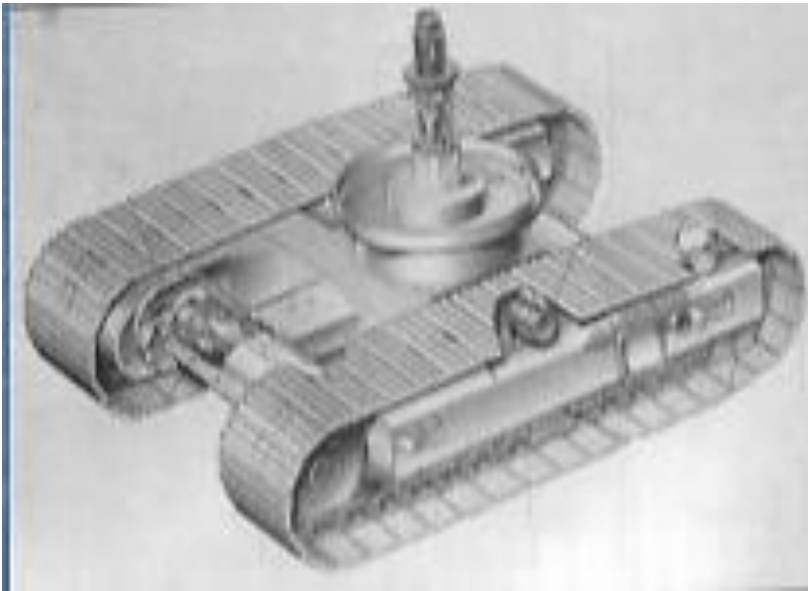
Το σύστημα αυτό έχει το βασικό πλεονέκτημα της αυτόματης προσαρμογής της ταχύτητας του εκσκαπτικού εργαλείου στην αντίσταση εκσκαφής κατά συνεχή μεταβολή (περίπου υπερβολή) με σταθερή ροπή του κινητήρα, επομένως καλύτερη εκμετάλλευση της ισχύος του κινητήρα.

Έχει όμως το μειονέκτημα της σημαντικής απώλειας ισχύος εξαιτίας του χαμηλού βαθμού απόδοσης του υδραυλικού αυτού συστήματος (ιδιαίτερα στις χαμηλές στροφές).

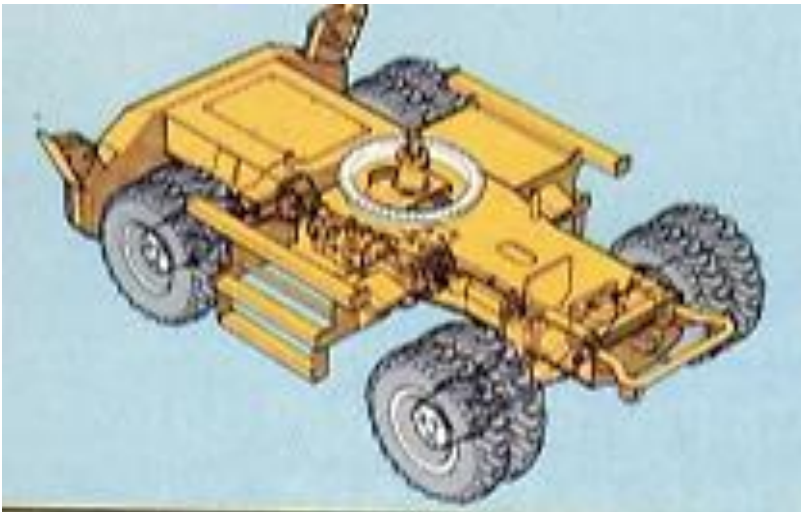
2.2 ΦΟΡΕΙΟ (ΠΛΑΙΣΙΟ) ΚΑΙ ΣΥΣΤΗΜΑ ΠΟΡΕΙΑΣ

Το πλαίσιο του φορείου αποτελείται από μια ισχυρή μεταλλική κατασκευή, ολόσωμη ή από ηλεκτροσυγκολλημένα τεμάχια κυψελοειδούς μορφής ή τύπου κιβωτίου που φέρει τους φορείς με τα κύλινδρα για την έδραση του μηχανήματος πάνω στις ερπύστριες, τους φορείς των κυλίστρων και τον κύριο άξονα μεταδόσεως της κινήσεως.

Το πλαίσιο πρέπει να είναι υψηλής αντοχής σε κρούσεις και κάμψεις, γι' αυτό το υλικό κατασκευής και η μέθοδος κατασκευής πρέπει να είναι υψηλής ποιότητας και να ανταποκρίνεται στις αντίστοιχες προδιαγραφές.



Σχ 2.2 Φορείο (πλαίσιο) ερπυστριοφόρου εκσκαφέα



Σχ 2.3 Φορείο (πλαίσιο) τροχοφόρου εκσκαφέα

2.3 Σύστημα πέδησης

Το σύστημα πέδησης θα πρέπει να είναι ικανό να ακινητοποιήσει το μηχάνημα με πλήρες φορτίο και με ασφάλεια. Θα πρέπει να είναι διπλής ενέργειας, δηλαδή να απομονώνει την υδροστατική κίνηση και ταυτόχρονα να επενεργεί σε δίσκους πέδησης. Θα πρέπει να υπάρχει η δυνατότητα η πέδηση να γίνεται και ξεχωριστά στην δεξιά ή την αριστερή πλευρά.

2.4 Σύστημα διεύθυνσης

Το σύστημα διεύθυνσης θα πρέπει να είναι υδραυλικού τύπου. Απαιτείται απο την σχετική νομοθεσία να υπάρχει οπωσδήποτε η δυνατότητα βοηθητικού συστήματος διεύθυνσης, για το ενδεχόμενο βλάβης στον κινητήρα.

2.5 Θάλαμος χειρισμού (καμπίνα)

Ο θάλαμος οδήγησης πρέπει να είναι κλειστός και ειδικής κατασκευής για οχήματα ειδικών χρήσεων, ώστε να μην μεταβιβάζονται στο εσωτερικό του θαλάμου οι δονήσεις απο τις ανωμαλίες του εδάφους. Θα πρέπει να είναι κατασκευασμένος με πρόβλεψη για προστασία ενάντι ανατροπής και πτώσης αντικειμένων (ROPS/FOPS). Πρέπει να έχει τη μεγαλύτερη δυνατή ορατότητα, να εξασφαλίζει άνετη οδήγηση και χειρισμό του μηχανήματος και να διαθέτει μια πόρτα διέλευσης. Επίσης, να περιστρέφεται η θέση οδήγησης κατά 180⁰. Ο θάλαμος πρέπει να φέρει αναπαυτικό, ανατομικό περιστρεφόμενο κάθισμα οδηγού ρυθμιζόμενου τύπου με αντικραδασμική ανάρτηση και ζώνη ασφαλείας, πίνακα με τα συνήθη όργανα ελέγχου και φωτεινών ή ηχητικών σημάτων για προειδοποίηση βλαβών, καθώς και κάθε άλλο όργανο απαραίτητο για την εύρυθμη λειτουργία του και την πρόληψη των βλαβών. και να διαθέτει εργονομία.

Επίσης πρέπει να διαθέτει, κατάλληλη θερμική μόνωση καθώς και για θόρυβο όσο και για τις οσμές, επένδυση, υαλοκαθαριστήρες μπρος και πίσω, υαλοπίνακες ασφαλείας, αλεξήλιο ρυθμιζόμενης θέσης, δάπεδο καλυμμένο από πλαστικά ταπέτα, πλαφονιέρα φωτισμού, εξωτερικούς και εσωτερικούς καθρέπτες μπρος και πίσω και γενικά κάθε εξάρτημα ενός θαλάμου οδήγησης σύγχρονου οχήματος. Σύστημα θέρμανσης με δυνατότητα εισαγωγής μέσα στο θαλαμίσκο μη θερμαινόμενου φρέσκου αέρα, ο οποίος θα λαμβάνεται από όσο το δυνατόν μεγαλύτερο ύψος από την επιφάνεια του εδάφους και πριν την εισαγωγή του στο θάλαμο θα διαπερνά από φίλτρο αέρα, ώστε να αποφεύγεται κατά το δυνατό η εισροή δυσοσμίας στο εσωτερικό του θαλάμου. Σύστημα κλιματισμού χαμηλής στάθμης θορύβου (air condition) με φίλτρα ενεργού άνθρακα.

Εσωτερικό φωτισμό θαλάμου και ηχητική προειδοποίηση κατά την οπισθοπορεία. Δυνατούς προβολείς εμπρόσθιους και οπίσθιους για νυχτερινή εργασία με σχάρες προστασίας. Ρυθμιζόμενο υδραυλικό τιμόνι και κόρνα. Περιστρεφόμενο φανό οροφής. Φώτα πορείας βομβητή οπισθοπορείας, ηχητική σήμανση κινδύνων (κόρνα). Οπίσθια φανάρια και λοιπά φωτεινά σήματα σύμφωνα με τον ισχύοντα κ.ο.κ.

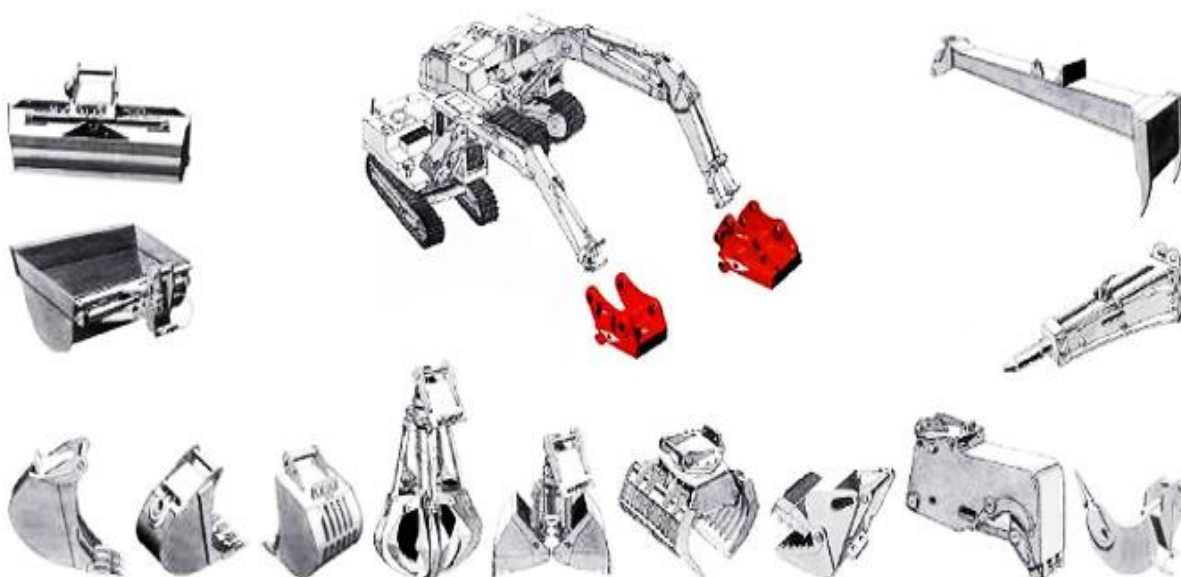
2.6 Λοιπός εξοπλισμός

Το μηχάνημα πρέπει να διαθέτει δυο ανυψούμενα πέδιλα στερέωσης για να επιτυγχάνεται η εκσκαφή με ευστάθεια. Το όχημα πρέπει να παραδίδεται με τα παρακάτω παρελκόμενα: α) Μεταλλική εργαλειοθήκη με κλείστρο ασφαλείας που να περιλαμβάνει όλα τα απαραίτητα εργαλεία. β) Πυροσβεστήρες κατά Κ.Ο.Κ που θα ισχύουν κατά την ημερομηνία παράδοσης του οχήματος. γ) Πλήρες φαρμακείο προβλεπόμενο από τον Κ.Ο.Κ. Το πλαίσιο του οχήματος, τουλάχιστον κατά το χρόνο εγγύησης καλής λειτουργίας, σε καμία περίπτωση δεν επιτρέπεται να παρουσιάσει οποιοδήποτε ρήγμα ή στρέβλωση. Σε περίπτωση που διαπιστωθεί τέτοιο ελάττωμα, ο προμηθευτής είναι υποχρεωμένος χωρίς καμία αντίρρηση, να παραλάβει το όχημα, να προβεί σε επιστημονικά παραδεκτή επισκευή του πλαισίου (ή αν αυτό είναι αδύνατον, να αντικαταστήσει το πλαίσιο ή μέρος αυτού με περισσότερο ενισχυμένη κατασκευή)

3 ΣΥΣΤΗΜΑ ΕΚΣΚΑΦΗΣ

Τα συστήματα ταχείας προσάρτησης αυξάνουν την προσαρμοστικότητα του εκσκαφέα και επιτρέπουν αλλαγή εξαρτημάτων εργασίας γρήγορα, εύκολα και με ασφάλεια, ώστε να επιτυγχάνεται με επιτυχία οποιαδήποτε εργασία. Τα συστήματα ταχείας προσάρτησης μετατρέπουν τους εκσκαφείς σε φορείς εργαλείων. Γίνεται αλλαγή κάδου και εξαρτημάτων μέσα σε λίγα λεπτά, έτσι ώστε να χρησιμοποιείται πάντα το σωστό εργαλείο για τη σωστή εργασία, μεγιστοποιώντας την αποδοτικότητα και την παραγωγικότητα.

Διάφοροι τύποι εργαλείων που χρησιμοποιούν οι εκσκαφείς φαίνονται στο (Σχ.3.1). Για τη σύνδεσή τους με το σύστημα εκσκαφής χρησιμοποιείται συχνά ένα ενδιάμεσο συνδετικό στοιχείο που επιτρέπει τη γρήγορη εναλλαγή διαφορετικών εργαλείων.

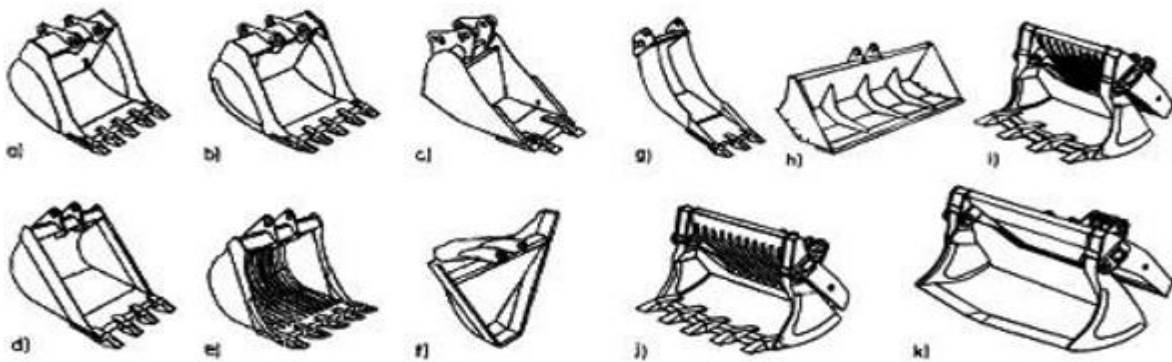


Σχ.3.1 Τύποι εργαλείων εκσκαφής

Τα ευρύτερα χρησιμοποιούμενα εργαλεία, που μπορούν να εκτελούν και τις τρεις εργασίες της εκσκαφής, μεταφοράς και αδειάσματος του προϊόντος της εκσκαφής, είναι το μετωπικό πτύο, το ανεστραμμένο πτύο, το συρόμενο πτύο (ή κάδος) και η αρπάγη.

Στο (Σχ.3.2) φαίνονται διάφοροι τύποι πτύων, κατάλληλοι για διαφορετικά είδη εδάφους και συνθήκες εκσκαφής. Τα περισσότερα πτύα είναι εφοδιασμένα με δόντια που στερεώνονται στο πτύο με πύρους ή σφήνες. Πολύ συχνά οι αιχμές των δοντιών, που υφίστανται τη μεγαλύτερη

καταπόνηση, είναι χωριστά κομμάτια, ώστε να είναι δυνατή η κατασκευή τους από σκληρυμμένο χάλυβα και η αντικατάστασή τους όταν φθαρούν.



Σχ.3.2 Τύποι πτύων

3.1.1 Σύστημα σύνδεσης με πείρους

Το σύστημα σύνδεσης με πείρους είναι το βασικό σύστημα προσάρτησης κάδων ή άλλων εξαρτημάτων εργασίας, με χειροκίνητη στερέωση με δύο πείρους. Είναι απλό και οικονομικό σύστημα για τη σύνδεση και αλλαγή εξαρτημάτων.



Σχ.3.3 Σύστημα σύνδεσης με πείρους

3.1.2 Σύστημα Klac

Τα συστήματα ταχείας σύνδεσης Klac (Σχ.3.4) είναι ειδικά σχεδιασμένα για συμπαγούς μεγέθους εκσκαφείς και προσφέρουν πολλά πλεονεκτήματα:

- Σχεδίαση ώστε να διατηρούν τη δύναμη εκσκαφής.
- Αυτόματη αυτασφάλιση για μέγιστη ασφάλεια. Εύκολη προσάρτηση κάδου με αυτόματο κεντράρισμα.
- Σύστημα αντιστάθμισης φθοράς για τη μεγιστοποίηση του χρόνου ωφέλιμης ζωής.
- Συμβατότητα με υδραυλικούς σφιγκτήρες.



Σχ.3.4 Σύστημα Klac

3.1.3 Σύστημα Lehnhoff

- Ασφαλίζει μηχανικά με αυτόματη προσαρμογή για αξιόπιστη σύνδεση
- Μεγάλη διάρκεια λειτουργίας με ελάχιστη συντήρηση, χάρη στο σφραγισμένο σύστημα ασφάλισης.
- Ολοκληρωμένη γκάμα συνδέσμων και προσαρμογέων για όλους τους τύπους εξαρτημάτων.



Σχ.3.5 Σύστημα Lehnhoff

3.1.4 Σύστημα X-Change

- Ασφαλίζει το εξάρτημα στη θέση του με διαμπερή πίσω
- Η μονοκόμματη χύτευση μεγιστοποιεί τον ωφέλιμο χρόνο ζωής και απλοποιεί την τοποθέτηση και την αφαίρεση
- Ολοκληρωμένη γκάμα συνδέσμων, κάδων και προσαρμογέων για τρυπάνια και σφύρες.



Σχ.3.6 Σύστημα X-Change

3.2 Τύποι εργαλείων κατασκευών

3.2.1 Κάδος εκσκαφής

Προσφέρουν εξαίρετη δύναμη εκσκαφής για σκάψιμο και εύκολο γέμισμα κάδου. Διατίθενται με μεγάλο εύρος διαμορφώσεων, με ή χωρίς δόντια.



Σχ.3.7 Κάδος εκσκαφής

3.2.2 Κάδος διαμόρφωσης

Οικονομική αποδοτικότητα με γρήγορη και εύκολη απομάκρυνση των προσχώσεων τάφρων.



Σχ.3.8 Κάδος διαμόρφωσης

3.2.3 Κάδος - τσάπα αργίλου

Ιδανικοί για εκσκαφή ακριβείας κατά την εγκατάσταση ή επισκευή σωληνώσεων. Με εύκολη τοποθέτηση και χρήση, οι κάδοι τσάπας αργίλου διατίθενται σε τρεις εκδόσεις για χρήση με συστήματα σύνδεσης με πείρους, Klac και Lehnhoff.



Σχ.3.9 Κάδος - τσάπα αργίλου

3.2.5 Δόντι εκσκαφής

Το δόντι εκσκαφής είναι ιδανικό για διείσδυση και εκσκαφή σε παγωμένο ή σκληρό έδαφος.



Σχ.3.10 Δόντι εκσκαφής

3.2.5 Συμπιεστής εδάφους με πλάκα

Μόλις γίνει η διάνοιξη της τάφρου και τοποθετηθεί η γραμμή καλωδίων ή νερού, ο συμπιεστής εδάφους με πλάκα ολοκληρώνει την εργασία. Είναι πολύ χρήσιμος για τάφρους ηλεκτρολογικών γραμμών ή γραμμών νερού σε κήπους και γήπεδα γκολφ, πάρκα και άλλα έργα.



Σχ.3.11 Συμπιεστής εδάφους με πλάκα

3.2.6 Εξάρτημα διάνοιξης τάφρων

Ευπροσάρμοστο εργαλείο για διάνοιξη τάφρων, με μικρή έως μεγάλη παραγωγή. Αυτό το εξάρτημα διάνοιξης τάφρων που προσαρτάται στον εκσκαφέα, προσφέρει βάθος εκσκαφής 60 εκατοστών και στάνταρ πλάτος διάνοιξης 10 εκατοστών.



Σχ.3.12 Εξάρτημα διάνοιξης τάφρων

3.2.7 Υδραυλικός σφιγκτήρας

Ο υδραυλικός σφιγκτήρας χρησιμοποιείται σε συνδυασμό με κάδο εκσκαφής . Στερεώνεται στον βραχίονα. Όταν δεν χρειάζεται ο σφιγκτήρας, μπορεί να ανασυρθεί εντελώς στην εσωτερική πλευρά του βραχίονα ώστε να μην εμποδίζει στις κανονικές δραστηριότητες εκσκαφής.



Σχ.3.13 Υδραυλικός σφιγκτήρας

3.2.8 Αρπάγη τριών δοντιών

Αυτή η στιβαρή αρπάγη με τρία δόντια διαχειρίζεται γρήγορα και εύκολα χαμόκλαδα, κορμούς δέντρων, βράχους διαμόρφωσης εξωτερικών χώρων και άλλα ογκώδη υλικά.



Σχ.3.14 Αρπάγη τριών δοντιών

3.3 ΤΥΠΟΙ ΕΡΓΑΛΕΙΩΝ ΚΑΤΕΔΑΦΙΣΗΣ

3.3.1 Υδραυλική σφύρα

Οι σφύρες προσφέρουν υψηλή απόδοση, μικρή απαίτηση συντήρησης και ευκολία χρήσης. Όλες οι σφύρες διαθέτουν κυλινδρικό σκελετό, παρέχοντας βελτιωμένη πρόσβαση σε εργασίες σε περιορισμένες περιοχές. Όλες οι σφύρες περιλαμβάνουν περίβλημα με σιγαστήρα στο βασικό εξοπλισμό.



Σχ.3.15 Υδραυλική σφύρα

3.3.2 Αρπάγη κατεδάφισης

Αυτή η αρπάγη είναι ένα αποδοτικό εργαλείο για κατεδάφιση και διαλογή μέτριας δυσκολίας. Ο σχεδιασμός, ο οποίος βασίζεται στο σύστημα HPXdrive, προστατεύει όλα τα συστατικά μέρη από τις ζημιές. Η συμπαγών διαστάσεων στρεφόμενη κεφαλή απορροφά εξαιρετικά υψηλές πλευρικές δυνάμεις και αντέχει στις απαιτητικές συνθήκες των εργοταξίων κατεδάφισης. Τα διάτρητα κελύφη διαχωρίζουν τέλεια τα μπάζα.



Σχ.3.16 Αρπάγη κατεδάφισης

3.3.3 Περιστροφικός εκτριβέας

Ο περιστροφικός εκτριβέας είναι ιδανικό εργαλείο εκτριβής και κατεδάφισης ακριβείας για διάνοιξη τάφρων σε ασφαλτο ή βράχο και την εκτριβή τσιμεντένιων τοίχων. Επιτρέπει μερική ή ολική κατεδάφιση ακριβείας σε κατασκευές, τοίχους ή δάπεδα. Οι περιστροφικοί εκτριβείς είναι φιλικό στο περιβάλλον, αθόρυβοι και παράγουν λίγους κραδασμούς. Τα προϊόντα εκτριβής μπορούν να επαναχρησιμοποιηθούν.



Σχ.3.17 Περιστροφικός εκτριβέας

3.3.4 Κοπτήρας-σπαστήρας

Οι ισχυρές σιαγόνες και οι δυνατές λεπίδες συνθλίβουν το σκυρόδεμα και κόβουν ασφάλι, ράβδους οπλισμού, συρμάτινα πλέγματα, σιδηρογωνιές και πλακοδοκούς. Οι ελάχιστες δονήσεις και ο χαμηλός θόρυβος επιτρέπουν την εκτέλεση εργασιών με αυτό το εργαλείο, όταν η χρήση άλλων εργαλείων δεν επιτρέπεται.



Σχ.3.18 Κοπτήρας-Σπαστήρας

3.3.5 Υδραυλικός σφιγκτήρας

Ομοίως με το 3.2.7

3.3.6 Αρπάγη τριών δοντιών

Ομοίως με το 3.2.8

3.4 ΤΥΠΟΙ ΕΡΓΑΛΕΙΩΝ ΔΙΑΜΟΡΦΩΣΗΣ ΕΞΩΤΕΡΙΚΩΝ ΧΩΡΩΝ

3.4.1 Κάδος εκσκαφής

Ομοίως με το 3.2.1

3.4.2 Κάδος διαμόρφωσης

Ομοίως με το 3.2.2

3.4.3 Κάδος με δυνατότητα κλίσης

Ο κάδος με δυνατότητα κλίσης είναι ένας κάδος διαμόρφωσης με ενσωματωμένο υδραυλικό κύλινδρο ο οποίος επιτρέπει κλίση του κάδου προς τη μία ή την άλλη πλευρά. Εξοικονομεί χρόνο και βελτιώνει την παραγωγικότητα σε αμέτρητες εργασίες, απλά με κλίση του κάδου αντί για επανατοποθέτηση ολόκληρου του μηχανήματος.



Σχ.3.19 Κάδος με δυνατότητα κλίσης

3.4.4 Κάδος κοσκινίσματος

Επιτρέπει την απομάκρυνση άμμου, λεπτόκοκκου χώματος και νερού όταν συλλέγονται στερεά, ογκώδη υλικά, όπως βράχοι, πέτρες, ρίζες και μπάζα. Υπάρχει δυνατότητα προσαρμογής συστημάτων σύνδεσης με πύρους Klac και Lehnhoff, ενώ διαθέτει βιδωτά δόντια.



Σχ.3.20 Κάδος κοσκινίσματος

3.4.5 Αρπάγη πολλών χρήσεων

Ένα αποδοτικό εργαλείο για ακριβή τοποθέτηση πετρών, χειρισμό επιχωμάτων και για εργασίες φόρτωσης, διαλογής και εκσκαφής, χάρη στο κελυφώδη σχεδιασμό του. Η συμπαγών διαστάσεων στρεφόμενη κεφαλή απορροφά τις μεγάλες πλευρικές δυνάμεις, κατά τη συλλογή και τοποθέτηση βράχων. Το σύστημα HPXdrive δεν απαιτεί συντήρηση, ενώ με τον περικλειστο σχεδιασμό του προστατεύει τα συστατικά μέρη από τις ζημιές.



Σχ.3.21 Αρπάγη πολλών χρήσεων

3.4.6 Περιστροφέας με δυνατότητα κλίσης με αρπάγη

Ο περιστροφέας με δυνατότητα κλίσης Bobcat, με τις ταυτόχρονα και αναλογικά ελεγχόμενες λειτουργίες στροφής και κλίσης, μπορεί να φέρει εις πέρας μεγάλο αριθμό εργασιών, εξοικονομώντας χρόνο, καύσιμα και χειρωνακτική εργασία.



Σχ.3.22 Περιστροφέας με δυνατότητα κλίσης με αρπάγη

3.4.7 Αρπάγη τριών δοντιών

Ομοίως με το 3.2.8

3.4.8 Κάδος - αχιβάδα

Οι κάδοι τύπου αχιβάδας παρέχονται με το σύστημα HPXdrive και συνεπώς δεν διαθέτουν εκτεθειμένους υδραυλικούς κυλίνδρους, κουζινέτα ή πύρους. Το ισχυρό σύστημα κίνησης παράγει μια συνεχή δύναμη κλεισίματος. Η ατέρμονη περιστροφή παρέχεται ως στάνταρ επιλογή. Η υδραυλική σύνδεση του στροφέα και του συστήματος HPXdrive είναι άμεση και δεν απαιτεί κανέναν εύκαμπτο σωλήνα. Οι κάδοι τύπου αχιβάδας με HPXdrive δεν απαιτούν καθόλου συντήρηση.



Σχ.3.23 Κάδος - αχιβάδα

3.4.9 Γεωτρύπανο

Σκάβει τρύπες γρήγορα και με ακρίβεια. Το υδραυλικό τρυπάνι παρέχει υψηλή ροπή για εύκολη διείσδυση σε οποιοδήποτε τύπο εδάφους. Και ο μοναδικός σχεδιασμός αρθρωτών συνδέσεων εξασφαλίζει ότι κρέμεται σε ευθεία ακόμη και σε ανομοιόμορφο έδαφος. Χρησιμοποιείται για τη διάτρηση οπών για στύλους, βάσεις, κολόνες και δέντρα. Διατίθενται μονάδες κίνησης και τρυπάνια κανονικής και βαριάς χρήσης.



Σχ.3.24 Γεωτρύπανο

3.4.10 Δόντι εκσκαφής

Ομοίως με το 3.2.4

3.4.11 Εξάρτημα διάνοιξης τάφρων

Αυτό το ευπροσάρμοστο εργαλείο χρησιμοποιείται για διάνοιξη τάφρων, με μικρή έως μεγάλη παραγωγή. Αυτό το εξάρτημα διάνοιξης τάφρων που προσαρτάται σε εκσκαφέα, προσφέρει βάθος εκσκαφής 60 εκατοστών και σπάνταρ πλάτος διάνοιξης 10 εκατοστών.



Σχ.3.25 Εξάρτημα διάνοιξης τάφρων

3.4.12 Υδραυλικός σφιγκτήρας

Ομοίως με το 3.2.7

3.4.13 Υδραυλικό σύστημα με δυνατότητα κλίσης

Το υδραυλικό σύστημα με δυνατότητα κλίσης είναι μια αρθρωτή σύνδεση που επιτρέπει μετακίνηση του κάδου προς τη μία ή την άλλη πλευρά. Επιτρέπει την εκσκαφή γύρω και κάτω από αντικείμενα όπως υπόγειους οχετούς, σωλήνες αποχέτευσης, ρίζες δέντρων και θεμέλια, για τη διαμόρφωση ορύγματα ή τάφρους.



Σχ.3.26 Υδραυλικό σύστημα με δυνατότητα κλίσης

3.4.14 Τροχός συμπίεσης εδάφους

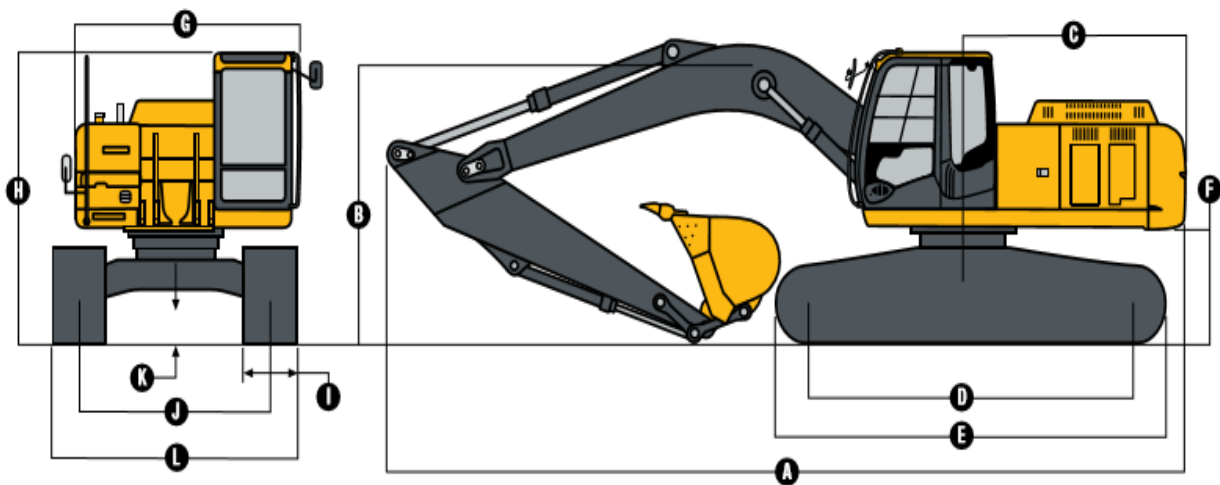
Ο τροχός συμπίεσης εδάφους προσφέρει προσαρμοστικότητα στον εκσκαφέα με τη μείωση της ανάγκης για συμβατικό εξοπλισμό συμπίεσης, ενώ συχνά καταργείται η ανάγκη για ένα άτομο να εργάζεται μέσα στην τάφρο. Παρέχεται σε πλάτος 28 εκατοστών και δεν απαιτούνται βοηθητικά υδραυλικά.



Σχ.3.27 Τροχός συμπίεσης εδάφους

4 ΒΑΣΙΚΑ ΓΕΩΜΕΤΡΙΚΑ ΧΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΕΚΣΚΑΦΕΩΝ ΜΕ ΑΝΕΣΤΡΑΜΜΕΝΟ ΚΑΛΟ

4.1 Χαρακτηριστικά ερπυστριοφόρου εκσκαφέα.



Σχ.4.1 Διαστάσεις ερπυστριοφόρου εκσκαφέα.

A = Συνολικό μήκος εκσκαφέα.

B = Συνολικό ύψος εκσκαφέα.

C = Μήκος οπίσθιου άκρου/ ακτίνα περιστροφής.

D = Μήκος έδρασης ερπύστριας.

E = Μήκος οχήματος (ερπύστριας).

F = Απόσταση κάτω μέρους καμπίνας από το έδαφος.

G = Πλάτος υπερκατασκευής (καμπίνας).

H = Ύψος καμπίνας.

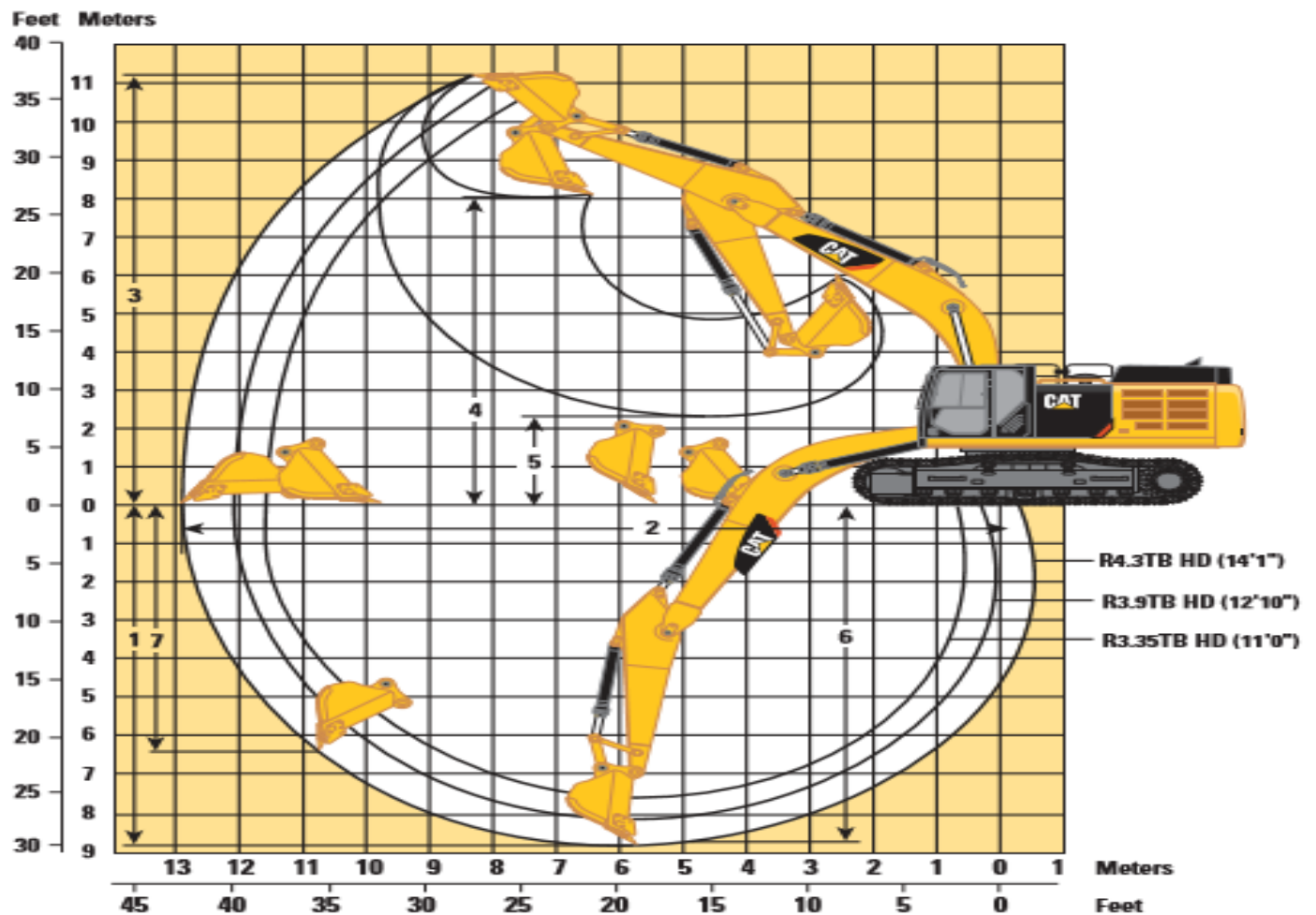
I = Πλάτος ερπύστριας.

J = Μετατρόχιο.

K = Ελευθερία εδάφους.

L = Συνολικό πλάτος ερπυστριών.

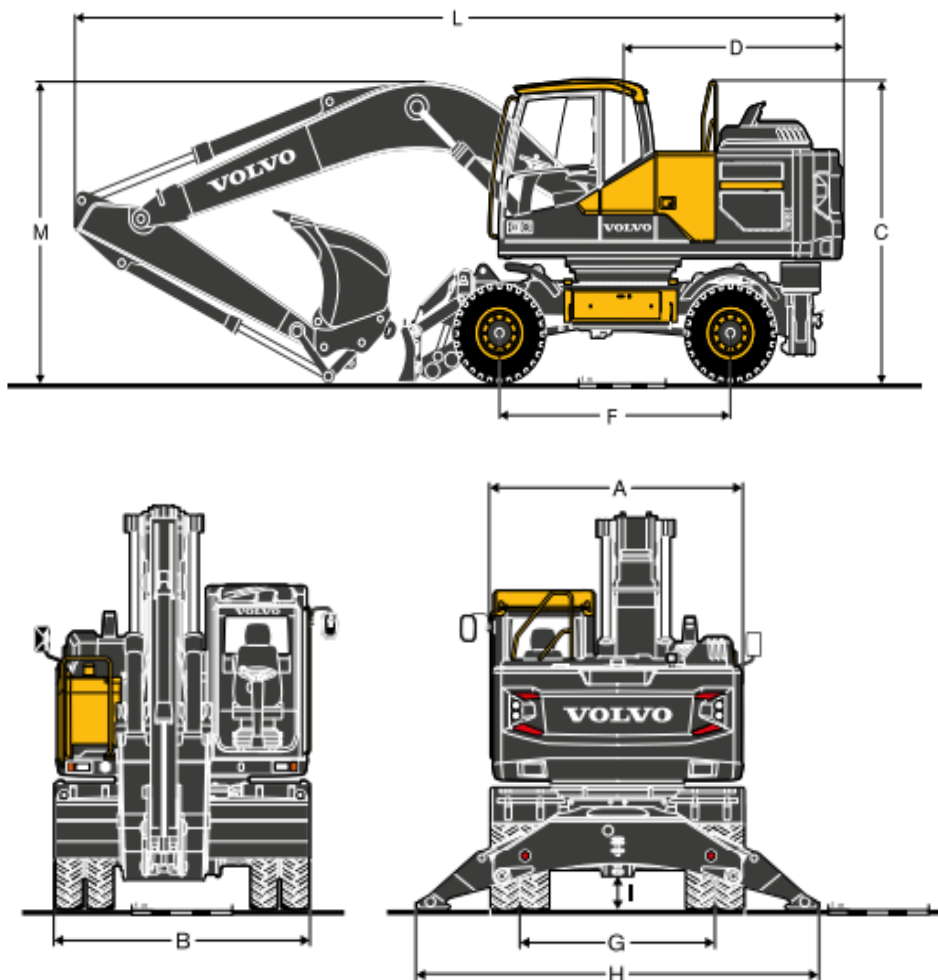
Το παρακάτω Σχ.4.2 απεικονίζει την περιοχή εργασίας ερπυστριοφόρων εκσκαφών με ανεστραμμένο κάδο



Σχ.4.2 Βασικά γεωμετρικά χαρακτηριστικά εκσκαφών με ανεστραμμένο κάδο

- 1 = Μέγιστο βάθος διάτρησης,
- 2 = Μέγιστη απόσταση στο επίπεδο του εδάφους,
- 3 = Μέγιστο ύψος κοπής,
- 4 = Μέγιστο ύψος φόρτωσης,
- 5 = Ελάχιστο ύψος φόρτωσης,
- 6 = Μέγιστο μήκος τομής για κάτω επίπεδο,
- 7 = Μέγιστο κατακόρυφο βάθος

4.2 Χαρακτηριστικά τροχοφόρου εκσκαφέα.



Σχ.4.3 Διαστάσεις τροχοφόρου εκσκαφέα.

A = Συνολικό πλάτος της υπερκατασκευής

B = Συνολικό πλάτος

C = Συνολικό ύψος καμπίνας

D = Μήκος της ουράς

F = Μεταξόνιο

G = Μετατρόχιο

H = Πλάτος πελμάτων στήριξης (εμπρός ή πίσω)

I = Ελάχιστη απόσταση από το έδαφος

L = Συνολικό μήκος

M = Συνολικό ύψος βραχίονα

5. ΕΞΑΡΤΗΜΑΤΑ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗΣ

5.1 Αντλία υδροστατικής μετάδοσης

Αντλία με πτερύγια σταθερής παροχής

Περιγραφή

Στο (Σχ.5.1) φαίνεται σχηματικά μια αντλία με πτερύγια, σταθερής παροχής. Αποτελείται από ένα κέλυφος Κ σταθερό, στο οποίο είναι στερεωμένος με έδρανα ένας κυλινδρικός στροφέας Σ, μικρότερης διαμέτρου απ' τον εσωτερικό κύλινδρο του κελύφους, που αποτελεί τον στάτορα της αντλίας. Ο στροφέας έχει αυλακώσεις, σ' ακτινική διεύθυνση, σ' όλο το πλάτος του. Μέσα στις αυλακώσεις αυτές, μπορούν να μπαινοβγαίνουν τα ορθογωνικού σχήματος πτερύγια Π, που έχουν το ίδιο μήκος με τον κύλινδρο και που το εξωτερικό τους άκρο εφάπτεται κατά τη λειτουργία της αντλίας με τον εσωτερικό κύλινδρο του στάτορα.



Σχ.5.1 Σχηματική παράσταση αντλίας με πτερύγια σταθερής παροχής.

Στα δύο άκρα των αξόνων των κυλίνδρων, υπάρχουν δύο πλάκες που εφάπτονται (αφήνοντας ένα μικρό διάκενο, τόσο όσο να εξασφαλίζεται η ελεύθερη περιστροφή στον εσωτερικό κύλινδρο και στα πτερύγια.

Λειτουργία της αντλίας

Κατά την περιστροφή του στροφέα προς τη διεύθυνση του βέλους, τα πτερύγια εφάπτονται (είτε λόγω της φυγόκεντρης δύναμης σε μικρές αντλίες, είτε με πίεση) στον εσωτερικό κύλινδρο του στάτορα. Έτσι, κατά τη διαδρομή τους στο αριστερό μισό της αντλίας, βγαίνουν βαθμιαία απ' τις αύλακες τους, δημιουργώντας ένα αυξανόμενο διάκενο, μεταξύ στροφέα, στάτορα και δύο

διαδοχικών περυγίων. Το διάκενο αυτό γεμίζει από λάδι, που βρίσκεται στον χώρο 1, και που είναι ο χώρος αναρρόφησης της αντλίας.

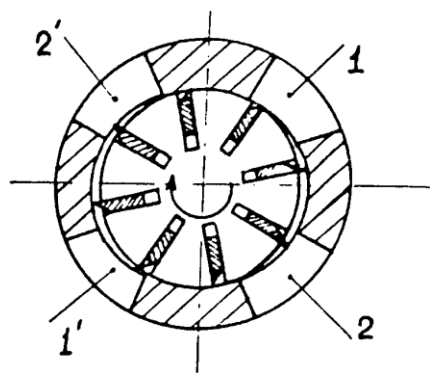
Μετά διαδρομή 180^0 και αφού περάσουν απ' το κάτω άκρο του εσωτερικού κυλίνδρου, τα περύγια αρχίζουν να μπαίνουν στις αύλακες του στροφέα, μειώνοντας βαθμιαία τον μεταξύ στροφέα, στάτορα και διαδοχικών περυγίων χώρο. Το λάδι συνεπώς, με το οποίο έχει ήδη γεμίσει ο χώρος αυτός, εκθλίβεται προς το χώρο 2, που είναι και ο χώρος συμπίεσης της αντλίας. Έτσι τελικά, απ' το χώρο 1 το λάδι οδηγείται και συμπιέζεται στο χώρο 2.

Κατασκευαστικές παραλλαγές και ιδιότητες

Στην αντλία που περιγράφηκε στο (Σχ.5.1) υπάρχει το μειονέκτημα ότι η υψηλή πίεση που αναπτύσσεται στη μισή περίπου περιφέρεια του στροφέα καταπονεί πολύ τα εδράνα.

Για το λόγο αυτό, ο τύπος αυτός δεν προσφέρεται για υψηλές πιέσεις. Το μειονέκτημα αυτό αντιμετωπίστηκε με την κατασκευή των ζυγοσταθμισμένων υδραυλικά αντλιών, στις οποίες το εσωτερικό του στάτορα, όπου εφάπτονται τα περύγια, αντί κυκλικού κυλίνδρου είναι διαμορφωμένο σε κύλινδρο περίπου ελλειπτικό (Σχ.5.2).

Όπως φαίνεται στο σχήμα, στις αντλίες αυτές υπάρχουν δύο περιοχές 1 και 1' αναρρόφησης και δύο περιοχές συμπίεσης 2 και 2'.

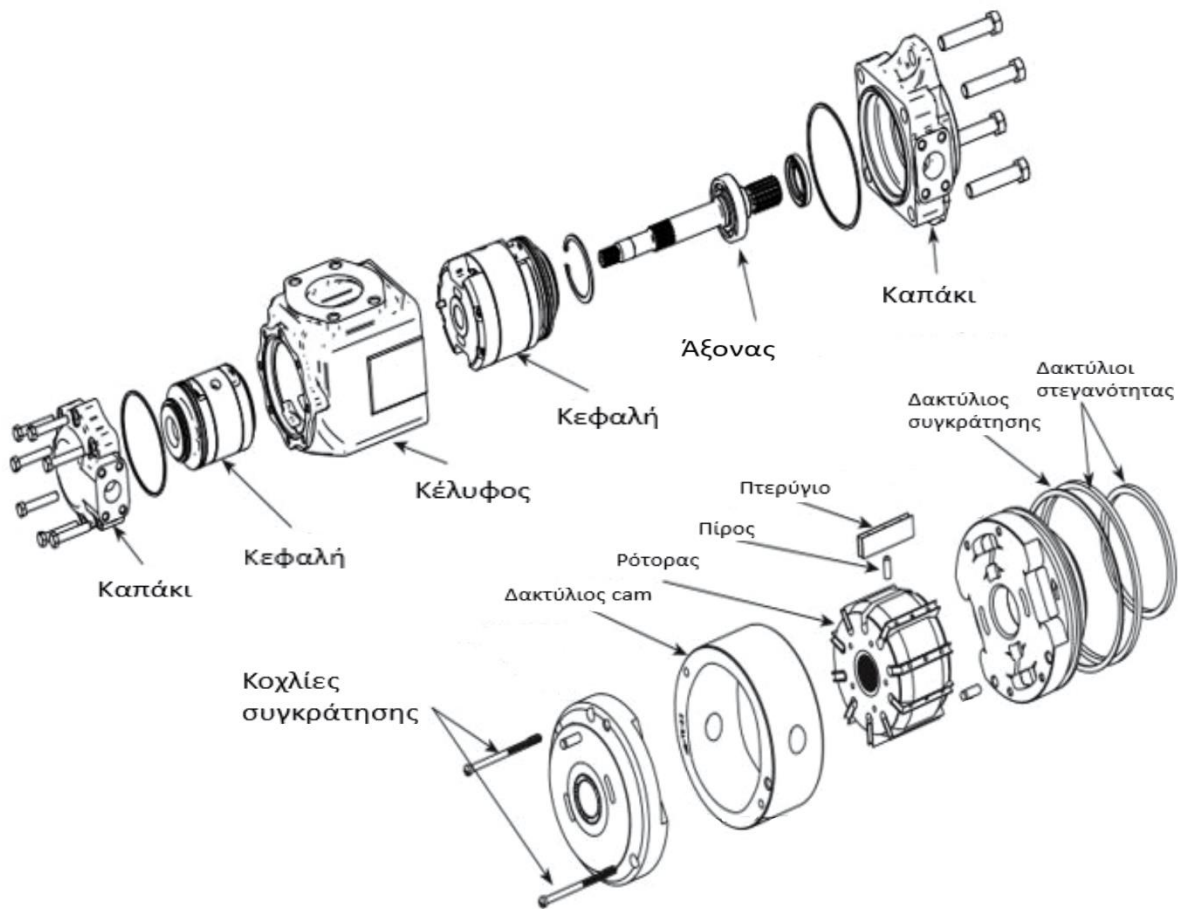


Σχ.5.2 Σχηματική παράσταση ζυγοσταθμισμένης αντλίας

Η αντιδιαμετρική τοποθέτηση των δύο χώρων συμπίεσης έχει σαν αποτέλεσμα την εξισορρόπηση των δυνάμεων που αναπτύσσονται στους χώρους αυτούς και την μη καταπόνηση των εδράνων του στροφέα, όπως στις μη ζυγοσταθμισμένες αντλίες.

Πέρα απ' αυτό, στις αντλίες που δουλεύουν σε σχετικά υψηλές πιέσεις παίρνονται διάφορα μέτρα, ώστε να βελτιωθεί η στεγανότητα και να επιτευχθεί έτσι υψηλός ογκομετρικός βαθμός απόδοσης. Ένα απ' τα μέτρα αυτά είναι το εξής:

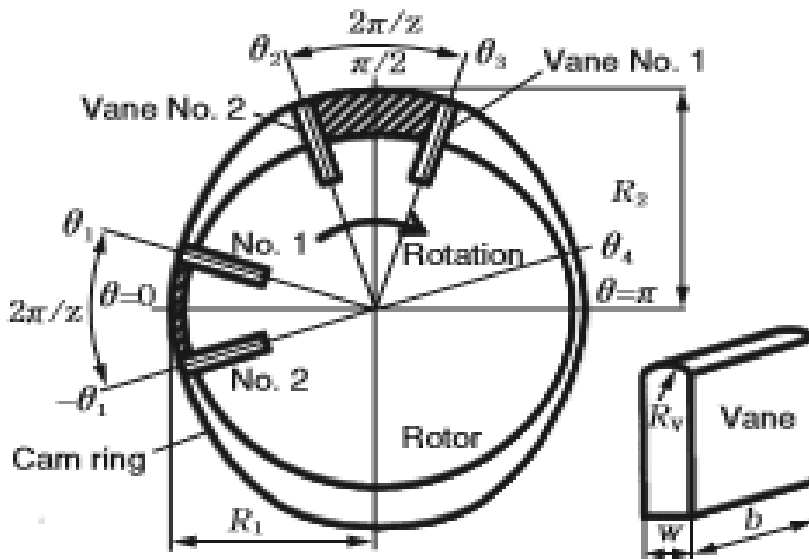
Το βάθος των αυλακώσεων του στάτορα επικοινωνεί, μέσω καταλλήλων αγωγών, με τον χώρο συμπίεσης, έτσι, ώστε στην πίσω ράχη των πτερυγίων να ενεργεί η υψηλή πίεση της αντλίας. Με τον τρόπο αυτόν τα πτερύγια πιέζονται ισχυρά στα τοιχώματα του στάτορα και επιτυγχάνεται καλή στεγανότητα στα σημεία επαφής πτερυγίων και στάτορα. Εξαιτίας αυτής της ισχυρής συμπίεσης, μεταξύ στάτορα και πτερυγίων μένει μόνο ένα πολύ λεπτό στρώμα λαδιού κατά τη λειτουργία της αντλίας, έτσι ώστε η μεταξύ τους τριβή γίνεται μικτή. Οι ανοχές μεταξύ αυλακώσεων του ρότορα και των πτερυγίων είναι από 2 μm ως 40 μm , ανάλογα με το μέγεθος της αντλίας.



Σχ.5.3 Εξαρτήματα ζυγοσταθμισμένης αντλίας πτερυγίων.

Παρακάτω αναφέρονται οι μαθηματικές σχέσεις που υπολογίζουν τα βασικά χαρακτηριστικά λειτουργίας της αντλίας. Οι μαθηματικές σχέσεις έχουν παρθεί από συγγράμματα [4,6].

Ειδική παροχή αντλίας



Σχ.5.5 Γεωμετρικά χαρακτηριστικά αντλίας με πτερύγια σταθερής παροχής.

Ειδική παροχή αντλίας:

$$V_{th} = 2 \cdot z \cdot b \left[\frac{\pi}{z} \cdot (R_2^2 - R_1^2) - W \cdot (R_2 - R_1) \right] \quad (5.1)$$

όπου (Σχ.5.5): z = Αριθμός πτερυγίων

b = Πλάτος πτερυγίων

R_2 = Μικρή ακτίνα του κελύφους της αντλίας

R_1 = Μεγάλη ακτίνα του κελύφους της αντλίας

W = Πάχος πτερυγίου

Παροχή αντλίας Q_p

$$Q_p = 10^{-3} \cdot V_{th} \cdot n_p \cdot n_{up} \text{ σε lt/min} \quad (5.2)$$

όπου : V_{th} = Κυβισμός αντλίας σε $\text{c m}^3 / \text{rev}$

n_p = Αριθμός στροφών αντλίας σε rpm

n_{UP} = ογκομετρικός βαθμός απόδοσης αντλίας 0.94

Πίεση αντλίας $P_{A \max}$

$$P_K = \frac{Q_p \cdot P_{A \max}}{n_{tot}} \Leftrightarrow P_{A \max} = \frac{P_K \cdot n_{tot}}{Q_p} \quad (5.3)$$

όπου : $P_{A \max}$ = Πίεση αντλίας σε Pa

P_K = Ισχύς H/K

n_{tot} = Συνολικός βαθμός απόδοσης

5.2 ΧΕΙΡΙΣΤΗΡΙΟ

Περιγραφή

Ο έλεγχος είναι πολύ σημαντικός για όλα τα υδραυλικά ισχύος. Τα υδραυλικά συστήματα απαιτούν βαλβίδες ελέγχου για να κατευθύνουν και να ρυθμίζουν τη ροή του ρευστού από την αντλία στις διάφορες καταναλώσεις. Οι βαλβίδες συνιστούν μία δίοδο ροής. Η παροχή της ροής μπορεί να αλλάξει. Έτσι μπορούμε να ελέγξουμε εύκολα την κατεύθυνση του υγρού, την πίεση και τη ροή. Πρέπει να καθορίσουμε το μέγεθος, την τεχνική ενεργοποίησης και την δυνατότητα τηλεχειρισμού για την επιλογή βαλβίδων. Υπάρχουν τρεις βασικοί τύποι βαλβίδων:

1.) Βαλβίδες ελέγχου: Οι βαλβίδες ελέγχου κατεύθυνσης καθορίζουν την κατεύθυνση του ρευστού στο υδραυλικό κύκλωμα. Μια τέτοια βαλβίδα ξεκινά, σταματά και αλλάζει την κατεύθυνση της ροής λαδιού σε ένα υδραυλικό σύστημα.

2.) Βαλβίδες ελέγχου πίεσης: Οι βαλβίδες ελέγχου πίεσης προστατεύουν το υδραυλικό σύστημα από υπερπίεση, η οποία μπορεί να οφείλεται σε υπερβολικά φορτία ή στο κλείσιμο της βαλβίδας. Η ανακούφιση πίεσης, η μείωση της πίεσης, η εκφόρτωση, η πέδηση και η αντισταθμιστική αντίσταση ελέγχονται από βαλβίδες πίεσης.

3.) Βαλβίδες ελέγχου ροής: Οι βαλβίδες ελέγχου ροής ελέγχουν την παροχή σε ένα υδραυλικό σύστημα. Η ποσότητα λαδιού ρυθμίζεται από διάφορα τμήματα του υδραυλικού συστήματος μέσω βαλβίδων ελέγχου ροής. Αυτές οι βαλβίδες ρυθμίζονται αυτόματα για αλλαγή της πίεσης.

Οι βαλβίδες ελέγχου ρυθμίζονται σε διάφορες θέσεις λειτουργίας. Σε γενικές γραμμές, οι βαλβίδες ελέγχου ελέγχονται με χειροκίνητη λειτουργία.

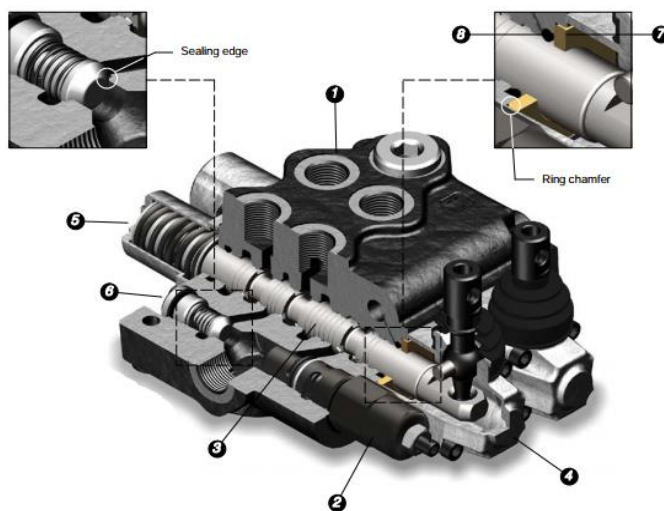
Ο υδραυλικός διανομέας χρησιμοποιείται για την ενεργοποίηση / απενεργοποίηση και τον έλεγχο του ρευστού μεταξύ των γεννητριών ροής (υδραυλικές αντλίες), των καταναλωτών ροής (υδραυλικοί κύλινδροι, κινητήρες κλπ.) και των υδραυλικών συστημάτων των μηχανών (περονοφόρα ανυψωτικά οχήματα, εκσκαφείς, αυτόματοι γερανοί κ.λπ.).

Κατασκευή

Ο υδραυλικός διανομέας είναι τύπου μονό-μπλοκ με χειροκίνητο έλεγχο. Το σώμα είναι κατασκευασμένο από χυτοσίδηρο EN-GJL300 και τα καρούλια είναι κατασκευασμένα από χάλυβα με σκληρή επίστρωση χρωμίου.

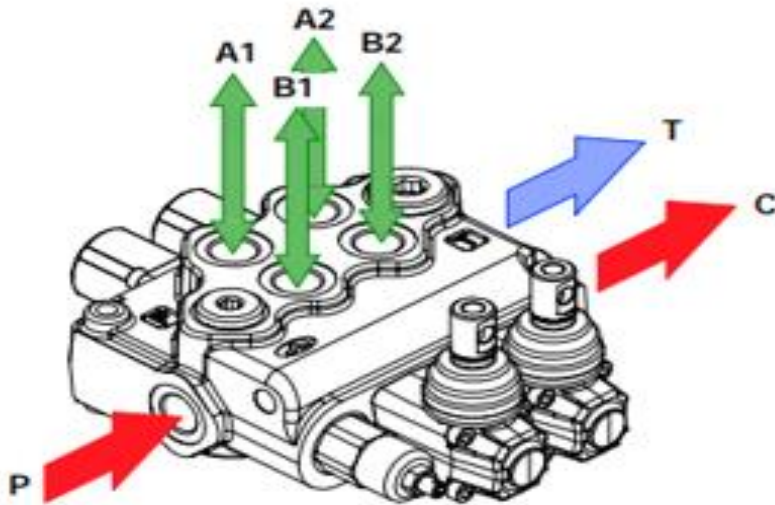
Ρυθμιστής

Μία ρυθμιζόμενη βαλβίδα ανακούφισης είναι στάνταρ σε όλες τις κατευθυντήριες βαλβίδες μονού μπλοκ. Η πίεση ανακούφισης ρυθμίζεται αφαιρώντας το παξιμάδι Acorn και περιστρέφοντας τη βίδα ρύθμισης. Η περιστροφή της βίδας ρύθμισης δεξιόστροφα αυξάνει την πίεση και αντίθετα προς τη φορά των δεικτών του ωρολογίου την μειώνει (πρέπει να τοποθετηθεί ένας μετρητής πίεσης στη γραμμή εισαγωγής κάθε φορά που ρυθμίζεται η πίεση ανακούφισης). Το ρυθμιζόμενο εύρος πίεσης είναι 500psi έως 3000psi.



Σχ.5.6 Χειριστήριο σε τομή:

- | | | | |
|---|---|---|--------------------------|
| 1 | Βαλβίδα κατεύθυνσης. | 6 | Βαλβίδα ελέγχου φορτίου. |
| 2 | Κύρια βάλβιδα ανακούφισης + Παξιμάδι Acorn. | 7 | Δακτύλιος συγκράτησης. |
| 3 | Καρούλια. | 8 | Δακτύλιος. |
| 4 | Κέλυφος μοχλού. | | |
| 5 | Πλευρικός ρυθμιστής καρουλιού. | | |
| 6 | Βαλβίδα ελέγχου φορτίου. | | |



Σχ.5.7 Βαλβίδα ελέγχου

Τεχνικά χαρακτηριστικά

- Θερμοκρασία περιβάλλοντος κατά τη λειτουργία $-40^{\circ}\text{C} \dots +60^{\circ}\text{C}$
- Ιξώδες $12 \dots 800 \text{ mm}^2 / \text{s}$
- Θερμοκρασία υγρού $-15^{\circ}\text{C} \dots +80^{\circ}\text{C}$
- Μέγιστη πίεση λειτουργίας 315 bar
- Ονομαστική ροή $120 \text{ l} / \text{min}$
- Στους διόδους A, B, T (Σχ.5.7) θα προκύψουν διαρροές κατά την λειτουργία στα $30 \text{ cm}^3 / \text{min}$ στα 120 bar
- Δύναμη ενεργοποίησης $<300 \text{ N}$

Αρχή λειτουργίας (Σχ.5.7) βαλβίδα ελέγχου

Από την είσοδο P εισέρχεται το υδραυλικό υγρό και αλλάζοντας την θέση του μοχλούς C το υγρό κατευθύνεται προς τους υδραυλικούς κυλίνδρους από τις σπές A και επιστρέφει πίσω από της σπές B, ενώ από την δίοδο T επιστρέφει στην δεξαμενή λαδιού.

5.3 Σωληνώσεις των υδροστατικών μεταδόσεων κίνησης

Γενικά

Με τον όρο σωληνώσεις, εννοούνται οι αγωγοί που επιτρέπουν την κυκλοφορία του λαδιού από στοιχείο σε στοιχείο των διατάξεων υδροστατικών μεταδόσεων κίνησης και περιλαμβάνουν ευθύγραμμους αγωγούς, καμπύλες, γωνιές, διακλαδώσεις και συνδέσμους. Τα διάφορα αυτά στοιχεία συνδέονται μεταξύ τους όπως και με τα υπόλοιπα στοιχεία κυκλωμάτων (αντλίες, βαλβίδες κλπ.) με ειδικούς λουόμενους συνδέσμους. Οι σωλήνες που χρησιμοποιούνται στις υδροστατικές μεταδόσεις είναι δύο ειδών:

α) Χαλύβδινοι σωλήνες που χαρακτηρίζονται απ' την εξωτερική (ή εσωτερική) τους διάμετρο, το πάχος τους και την μέγιστη επιτρεπόμενη πίεση φόρτισής τους. Είναι κατά κανόνα σωλήνες άνευ ραφής και προορισμένοι να αντέχουν σε υψηλές πιέσεις.

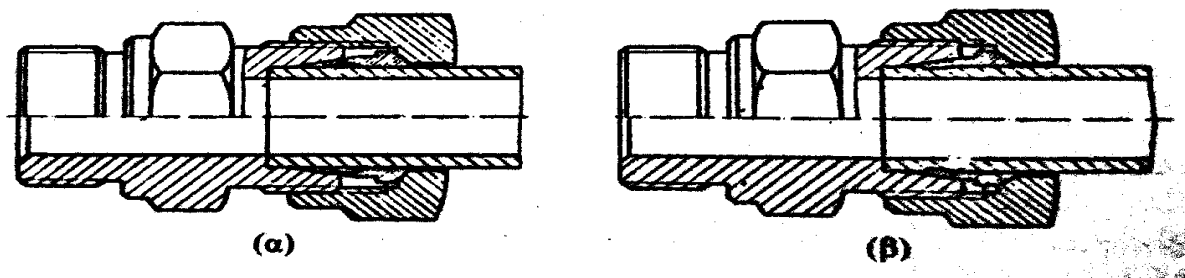
Υπάρχουν χαλύβδινοι σωλήνες με την ίδια εξωτερική διάμετρο, αλλά με διαφορετικά πάχη που προορίζονται φυσικά για κυκλώματα με διάφορες μέγιστες πιέσεις λειτουργίας.

Οι χαλύβδινοι σωλήνες χρησιμοποιούνται κατά κανόνα για σύνδεση στοιχείων που οι σχετικές μεταξύ τους θέσεις είναι σταθερές.

Λεπτομερείς πληροφορίες για τους τυποποιημένους χαλύβδινους σωλήνες άνευ ραφής δίνονται στο παραπάνω φυλλάδιο της VDMA καθώς και στο φυλλάδιο DIN 2391.

Επίσης οι διάφοροι τύποι συνδέσμων (ρακόρ) για χαλύβδινους σωλήνες περιγράφονται στο φυλλάδιο DIN 2353.

Στο σχ. 3.1 φαίνεται ένας στεγανός σύνδεσμος χαλύβδινων σωλήνων υψηλής πίεσης, πριν απ' τη σύσφιξη του περικοχλίου (σχ. 3. Ια) και μετά (σχ. 3. Ιβ).



Σχ.5.8 Στεγανός σύνδεσμος χαλύβδινων σωλήνων

β) **Ελαστικοί σωλήνες** Αυτοί κατασκευάζονται κατά κανόνα από διάφορα είδη συνθετικού ελαστικού με ενισχυτικά στρώματα από νάυλον ή χαλύβδινα πλέγματα.Στις υδροστατικές μεταδόσεις κίνησης χρησιμοποιούνται κυρίως σωλήνες με χαλύβδινα πλέγματα. Τα πλέγματα αυτά μπορεί να είναι από δύο ως έξι, ανάλογα με την αντοχή που πρέπει να έχει ο σωλήνας. Οι σωλήνες αυτοί έχουν ορισμένα μήκη και οι άκρες τους είναι εφοδιασμένες με κατάλληλα ρακόρ. Οι ελαστικοί σωλήνες κατασκευάζονται σε μεγάλη ποικιλία, τόσο απ' την άποψη του υλικού τους, όσο και απ' την άποψη των διαστάσεων (διάμετρος και μήκος) και των ενισχυτικών στρωμάτων.

Είναι γενικά ταξινομημένοι σε τέσσερις κατηγορίες: στους σωλήνες χαμηλής, μέσης, υψηλής και υπερύψηλης πίεσης, είναι δε τυποποιημένη η έσωτερική τους διάμετρος.

Οι διάφοροι κατασκευαστές δίνουν τα εξής στοιχεία για τους ελαστικούς σωλήνες:

- Υλικά κατασκευής.
- Είδη υγρών που επιτρέπεται να μεταφέρουν.
- Όρια επιτρεπόμενων θερμοκρασιών.
- Εσωτερικές διάμετροι και μήκη.
- Αριθμός και είδος ενισχυτικών στρωμάτων.
- Μέγιστες επιτρεπόμενες πιέσεις λειτουργίας.
- Ελάχιστη ακτίνα καμπυλότητας που μπορεί να πάρει ο σωλήνας.

Οι ελαστικοί σωλήνες χρησιμοποιούνται πάντοτε για τη σύνδεση σημείων του κυκλώματος, τα οποία κατά τη λειτουργία της εγκατάστασης μεταβάλουν τις μεταξύ τους αποστάσεις. Χρησιμοποιούνται όμως ακόμα μερικές φορές και σαν τμήματα κυκλωμάτων σταθερών αποστάσεων για την παραλαβή τυχόν υδραυλικών πληγμάτων.

Υπάρχουν επίσης διάφοροι τύποι ρακόρ για τη σύνδεση των ελαστικών σωλήνων με τα διάφορα σημεία των κυκλωμάτων ή μεταξύ τους.

Εκλογή σωληνώσεων

Είδος σωληνώσεων

Η πρώτη απόφαση στην εκλογή του είδους της σωλήνωσης αναφέρεται στο αν θα χρησιμοποιηθεί χαλύβδινος ή ελαστικός σωλήνας το υπόψη τμήμα του κυκλώματος. Όπως ήδη προαναφέρθηκε, μεταξύ σταθερών σημείων των υδροστατικών κυκλωμάτων τοποθετούνται κατά κανόνα χαλύβδινοι σωλήνες, εκτός της περίπτωσης που υπάρχει κίνδυνος για υδραυλικό πλήγμα, οπότε είναι δυνατό σ' ένα τμήμα του κυκλώματος να τοποθετηθεί ελαστικός σωλήνας.

Σε περιπτώσεις πάντως υδροστατικών μεταδόσεων που απαιτείται ακρίβεια στη μετάδοση της κίνησης, όπως π.χ. στις εργαλειομηχανές ή στους σερβομηχανισμούς, αποφεύγεται όσο είναι δυνατό η τοποθέτηση ελαστικών σωλήνων, γιατί όπως θα εκτεθεί σε επόμενη παράγραφο, η ελαστικότητα των σωλήνων προκαλεί ανωμαλίες στην ακρίβεια μετάδοσης της κίνησης.

Μετά την εκλογή χαλύβδινου ή ελαστικού σωλήνα, εξετάζεται στη συνέχεια το είδος του υλικού του σωλήνα, σε συνδυασμό με το είδος του υγρού που θα χρησιμοποιηθεί στο υδροστατικό κύκλωμα και τις θερμοκρασίες που προβλέπεται ν' αναπτυχθούν κατά τη λειτουργία του κυκλώματος. Έτσι αποφασίζεται αν θα χρησιμοποιηθεί χαλύβδινος σωλήνας από κοινό ανθρακούχο χάλυβα ή ανοξείδωτος, στη δε περίπτωση ελαστικού σωλήνα, καθορίζεται το υλικό του σωλήνα σύμφωνα με τα δεδομένα των κατασκευαστών. Αφού εκλεγεί το υλικό του σωλήνα ακολουθούν οι επόμενες φάσεις καθορισμού των διαστάσεων και της αντοχής του.

Διάμετρος του σωλήνα

Ένα σημαντικό σημείο του υπολογισμού των υδροστατικών κυκλωμάτων είναι ο καθορισμός της εσωτερικής διαμέτρου d των σωλήνων που θα χρησιμοποιηθούν.

Ο σωστός καθορισμός της κατάλληλης διαμέτρου των σωλήνων αποβλέπει στην ομαλή λειτουργία της υδροστατικής διάταξης, υπό τον όρο της κατά το δυνατό ελαχιστοποίησης των απωλειών πίεσεως, με σύγχρονη εξέταση της οικονομικότητας της διάταξης. Γιατί όσο μεγαλύτερη είναι η διάμετρος των σωλήνων που θα χρησιμοποιηθούν, τόσο μικρότερες μεν είναι οι απώλειες πίεσεως, τόσο όμως ακριβότερη γίνεται η διάταξη.

Μια απλοποιημένη μέθοδος καθορισμού της διαμέτρου d των σωλήνων στηρίζεται στην παραδοχή ορισμένων ταχυτήτων ροής του λαδιού μέσα στο σωλήνα.

Σαν ενδεικνυόμενες ταχύτητες βγαλμένες απ' την εμπειρία προτείνονται οι εξής:

Για σωλήνες πίεσεως $v = 3-6$ m/sec

» » επιστροφής $v = 2-3$ m/sec

» » αναρρόφησης $v = 0.5-1.5$ m/sec

Ο καθορισμός της διαμέτρου d με τη μέθοδο αυτή είναι απλός και γρήγορος. Εντούτοις δεν λαμβάνονται υπόψη ορισμένοι παράγοντες, που είναι πολύ σημαντικοί. Τέτοιοι παράγοντες είναι η θερμοκρασία και το ιξώδες του λαδιού, η απόλυτη διάμετρος του σωλήνα και η πίεση λειτουργίας.

Έτσι, με την απλοποιημένη μέθοδο είναι δυνατό, είτε να καθοριστούν διάμετροι που θα δημιουργήσουν ανωμαλίες στη λειτουργία της διάταξης λόγω υπερβολικών απωλειών (αυτό βέβαια είναι μάλλον σπάνιο γιατί οι εμπειρικές τιμές των ταχυτήτων που αναφέρθηκαν παραπάνω εξασφαλίζουν στις περισσότερες περιπτώσεις την ομαλή λειτουργία), είτε συνηθέστερα να εκλεγούν μεγάλες σχετικά διάμετροι, ενώ θα ήταν δυνατό με λεπτομερέστερο υπολογισμό και συνεκτίμηση των παραγόντων να επιτευχθεί ομαλή λειτουργία της διάταξης, με μικρότερες διαμέτρους σωληνών και συνεπώς με οικονομικότερη κατασκευή.

Κατά την εκλογή της διαμέτρου των σωληνώσεων πρέπει ακόμη να λαμβάνονται υπόψη και ορισμένοι άλλοι παράγοντες όπως:

1. Η πίεση λειτουργίας (ανοίγματος) της βαλβίδας ανακουφίσεως της αντλίας. Η πίεση αυτή πρέπει να ορίζεται τόση, ώστε αφού ληφθούν υπόψη οι απώλειες πίεσεως στις σωληνώσεις και τα λοιπά στοιχεία της διάταξης, να επικρατεί στους κυλίνδρους και κινητήρες της διάταξης η απαιτούμενη για την καλή λειτουργία τους πίεση, χωρίς ν' ανοίγει η βαλβίδα ανακουφίσεως.

Πρέπει ακόμα στο σημείο αυτό να ληφθεί υπόψη, ότι κατά την εκκίνηση της διάταξης, οπότε το λάδι είναι ακόμα κρύο (και συνεπώς το ιξώδες του είναι μεγαλύτερο), οι απώλειες πίεσεως είναι μεγαλύτερες απ' ότι στην κανονική συνεχή λειτουργία.

2. Η θέρμανση του λαδιού απ' την ενέργεια των απωλειών. Οι συσκευές γενικά της διάταξης πρέπει να δουλεύουν με θερμοκρασία λαδιού μέσα σ' ορισμένοι όρια. Βέβαια, τα όρια αυτά διαφέρουν από διάταξη σε διάταξη, πρέπει όμως σε κάθε περίπτωση να ελέγχεται, αν η ενέργεια απωλειών, σε συνδυασμό με τις δυνατότητες αποβολής θερμότητας απ' τη διάταξη, έχει σαν αποτέλεσμα την εξισορρόπηση παραγόμενης και απαγόμενης θερμότητας σε μια θερμοκρασία που βρίσκεται μέσα στα επιτρεπόμενα κάθε φορά όρια. Πάντως καλό είναι να γίνεται ένας έλεγχος της θερμοκρασίας της διάταξης.



Σχ.5.9 Σωληνάκια υψηλής πίεσεως

Τεχνικά χαρακτηριστικά ελαστικού σωλήνα

ΠΙΕΣΗ : 300 (bar)

ΔΙΑΜΕΤΡΟΣ : 3/8 Ø inch

ΕΣΩΤΕΡΙΚΟΣ ΣΩΛΗΝΑΣ: Πολυεστερικό ελαστομερές

ΕΝΙΣΧΥΣΗ: Δύο πλεξίδες από χαλύβδινο σύρμα

ΚΑΛΥΜΜΑ: Πολυουρεθάνη - μαύρη - χωρίς πτύχωση - λευκή μελάνη-jet branding

ΕΦΑΡΜΟΓΕΣ: Γενικές υδραυλικές εφαρμογές που απαιτούν υψηλές ιδιότητες μηχανικής προστασίας του εύκαμπτου σωλήνα και της πλεξούδας σε συνδυασμό με υψηλή πίεση: εξοπλισμός κατασκευής - εξοπλισμός ανύψωσης και χειρισμού - εργαλειομηχανές

ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ: Ανθεκτική κατασκευή για εφαρμογές HD και παρατεταμένη διάρκεια ζωής - Δύο χαλύβδινες πλεξούδες προσφέρουν χαμηλή ογκομετρική διαστολή και βέλτιστη αλλαγή στα χαρακτηριστικά μήκους - Ανθεκτικά στην τριβή

ΕΥΡΟΣ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΣ λειτουργίας: -40 ° C έως +100 ° C (+ -40 ° F έως +212 ° F):

Περιορίζεται στους +70 ° C (+158 ° F) για ρευστά με αέρα και νερό

5.4 Κύλινδροι υδροστατικών μεταδόσεων

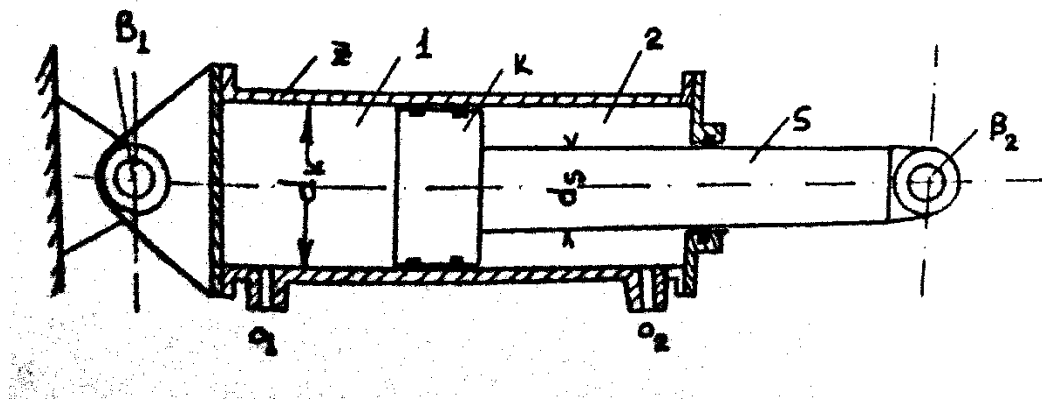
Οι κύλινδροι που χρησιμοποιούνται στις υδροστατικές μεταδόσεις, είναι δυνατό να χαρακτηρισθούν ως κινητήρες, γιατί έχουν ως αποστολή τη μετατροπή της υδραυλικής ενέργειας σε μηχανική.

Η διαφορά τους απ' τους κινητήρες είναι ότι δεν αποδίδουν τη μηχανική ισχύ, εφαρμόζοντας ροπή στρέψης σε μια περιστρεφόμενη άτρακτο, αλλά εφαρμόζοντας δυνάμεις πάνω σε ένα ευθύγραμμο κινούμενο στοιχείο.

Γενικά

Με τον όρο κύλινδρος υδροστατικής μετάδοσης, ή υδροστατικός κύλινδρος, εννοείται ένας μηχανισμός που περιλαμβάνει έναν κοίλο κύλινδρο Ζ (Σχ.5.10) με καλά λειασμένη εσωτερική επιφάνεια και κλειστός στα δύο άκρα του, μέσα στον οποίο παλινδρομεί ένα έμβολο Κ, που χωρίζει τον κύλινδρο σε δύο χώρους 1 και 2, μεταξύ των οποίων το έμβολο δημιουργεί στεγανότητα. Το έμβολο είναι κατά κανόνα συνδεδεμένο μ' ένα βάκτρο S, το οποίο βγαίνει απ' τον κύλινδρο, είτε από το ένα, είτε και από τα δύο άκρα του.

Στα σημεία εξόδου του βάκτρου απ' τον κύλινδρο, τοποθετούνται στοιχεία στεγανοποίησης, κατάλληλα για τη μέγιστη πίεση λειτουργίας του κυλίνδρου.



Σχ.5.10 Σχηματική διάταξη υδροστατικού κυλίνδρου

Στις άκρες του κυλίνδρου υπάρχουν οι τρύπες O_1 και O_2 που έχουν εσωτερικό σπείρωμα, για τη σύνδεση των αγωγών προσαγωγής και απαγωγής του λαδιού. Ο κύλινδρος συνδέεται πάντα

εξωτερικά με κάποιο σημείο του μηχανισμού, τον οποίο εξυπηρετεί. Το σημείο αυτό είναι κατά κανόνα σταθερό.

Επίσης το βάκτρο συνδέεται με το κομμάτι του μηχανισμού, στο οποίο θα δοθεί η κίνηση. Στον κύλινδρο του Σχ.5.10 ο κύλινδρος συνδέεται με τον πίρο B_1 και το βάκτρο με τον πίρο B_2

Οι γενικές ιδιότητες των υδραυλικών κυλίνδρων είναι οι εξής:

- Η δύναμη που ασκεί το βάκτρο μπορεί να πάρει διάφορες τιμές μέχρι τη μέγιστη επιτρεπόμενη τιμή της, σ' οποιοδήποτε σημείο της διαδρομής του εμβόλου.
- Η διαδρομή του μπορεί να είναι οποιαδήποτε, μέσα στα όρια που επιτρέπει η κατασκευαστική διαμόρφωση του κυλίνδρου.
- Η ταχύτητα του εμβόλου μπορεί να πάρει οποιαδήποτε τιμή, μέχρι τη μέγιστη επιτρεπόμενη, που δίνει ο κατασκευαστής.
- Ο κύλινδρος μπορεί ν' ασκήσει τόσο ελκτικές όσο και θλιπτικές δυνάμεις.
- Δίνεται η δυνατότητα στον μελετητή του μηχανισμού να προσαρμόσει τις διαστάσεις του κυλίνδρου στον διατιθέμενο χώρο, με κατάλληλη εκλογή της πίεσης λειτουργίας, σε συνδυασμό με της λειτουργικές απαιτήσεις του μηχανισμού.

Οι παραπάνω ιδιότητες, μαζί με την πρόσθετη δυνατότητα του συνδυασμού του κυλίνδρου με διάφορα συστήματα μοχλών, κάνουν δυνατή τη χρησιμοποίηση των υδροστατικών κυλίνδρων σε πάρα πολλά είδη μηχανών και μηχανισμών, αυτός δε είναι ο λόγος, για τον οποίο οι κύλινδροί αποτελούν ένα απ' τα πιο χρησιμοποιούμενα στοιχεία, στις υδροστατικές μεταδόσεις κινήσεως.

Γενικά χαρακτηριστικά των υδροστατικών κυλίνδρων

Τα γενικά χαρακτηριστικά που δίνουν οι κατασκευαστές των υδροστατικών κυλίνδρων στα Prospekt τους είναι τα εξής:

- Διάμετρος εμβόλου d_k σε mm
- Διάμετρος βάκτρου d_s σε mm
- Μέγιστη ονομαστική πίεση λειτουργίας σε bar
- Μέγιστη πίεση λειτουργίας με το ελεύθερο μήκος του βάκτρου (αυτή δίνεται συνήθως από καμπύλες).
- Μέγιστη ταχύτητα εμβόλου σε m/sec. Αυτή καθορίζεται κυρίως με βάση τα στεγανοποιητικά μέσα του εμβόλου.
- Μέγιστη διαδρομή του εμβόλου σε mm

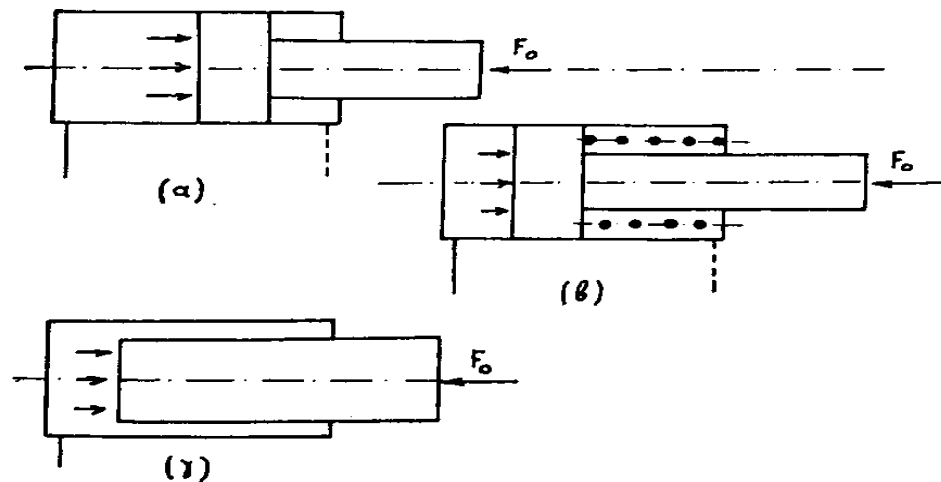
- Περιοχή θερμοκρασιών, μέσα στην οποία πρέπει να βρίσκεται η θερμοκρασία του λαδιού, κατά τη λειτουργία του κυλίνδρου.
- Περιοχή ιξώδους τω λαδιού (συνήθως δίνεται για θερμοκρασία 50⁰ C)
- Βαθμοί αποδόσεως (υδραυλικός/μηχανικός) του κυλίνδρου.

Έιδη και παραλλαγές των υδροστατικών κυλίνδρων:

Οι υδροστατικοί κύλινδροι διακρίνονται σε τρία βασικά είδη, τους κυλίνδρους απλής ενέργειας, του κυλίνδρους διπλής ενέργειας και τους ειδικούς κυλίνδρους. Κάθε είδος περιλαμβάνει διάφορες παραλλαγές:

Υδροστατικοί κύλινδροι απλής ενέργειας

Στους κυλίνδρους αυτούς, η πίεση του λαδιού ασκείται μόνο στη μια πλευρά του εμβόλου και κατά κανόνα στην αντίθετη απ' το βάκτρο πλευρά, που έχει και τη μεταλύτερη διατομή. Στο Σχ.5.11, παριστάνονται σχηματικά τρεις παραλλαγές του είδους αυτού.



Σχ.5.11 Σχηματική παράσταση υδροστατικών κυλίνδρων απλής ενέργειας.

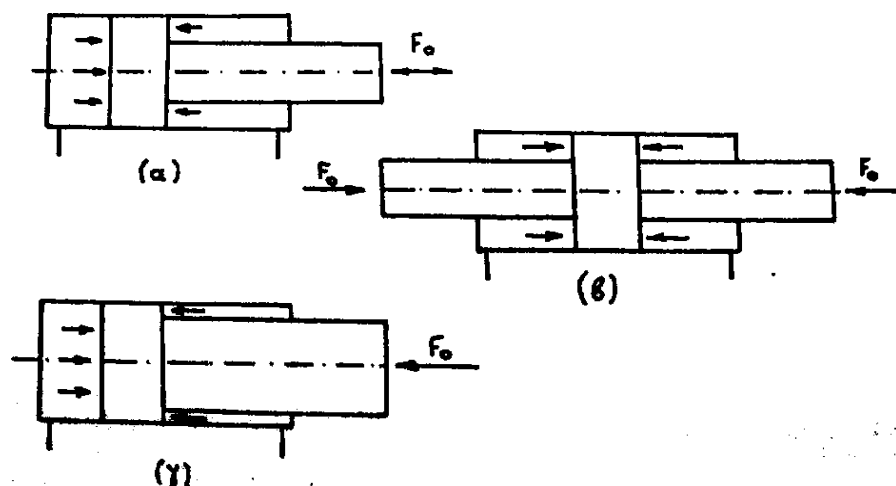
Οι κύλινδροι αυτοί χρησιμοποιούνται κατά κανόνα για την επιβολή θλιπτικών δυνάμεων, για δε την επαναφορά του εμβόλου στην αρχική του θέση χρησιμοποιούνται, είτε εξωτερικές δυνάμεις (Σχ.5.11 α και γ) είτε ελατήρια (Σχ.5.11 β).

Οι δυνάμεις αυτές επαναφοράς θα πρέπει πάντως να είναι αρκετά μεγάλες, ώστε υπερνικώντας τις δυνάμεις τριβών και την πίεση που χρειάζεται για την εκδίωξη τω λαδιού απ' τον κύλινδρο, να αποκαταστήσουν μια ορισμένη ταχύτητα επαναφοράς του εμβόλου. Στο σημείο αυτό το ελατήριο είναι μειονεκτικό, γιατί η δύναμη που επιβάλλει δεν είναι σταθερή, άρα και η ταχύτητα

επαναφοράς μειώνεται όσο πλησιάζει το έμβολο στην αρχική του θέση. Στο (Σχ.5.11 γ) παριστάνεται ένας κύλινδρος με εμβαπτιζόμενο έμβολο. Η παραλλαγή αυτή έχει το πλεονέκτημα ότι δεν απαιτεί λείανση του εσωτερικού του κυλίνδρου, ούτε ειδική διαμόρφωση κεφαλής του εμβόλου και για τους λόγους αυτούς είναι φθηνότερη από τις άλλες. Χρειάζεται όμως προσοχή στη διαμόρφωση της θέσης στήριξης του εμβόλου που παίζει και το ρόλο βάκτρου, γιατί όπως φαίνεται στο σχήμα, το έμβολο-βάκτρο στηρίζεται στον κύλινδρο μόνο σε μια του θέση.

Υδροστατικοί κύλινδροι διπλής ενέργειας

Σ' αυτούς, η πίεση λαδιού είναι δυνατό να ασκηθεί και στις δύο πλευρές του εμβόλου, οπότε μπορούν να ασκήσουν τόσο θλιπτικές, όσο και ελκτικές δυνάμεις. Απαιτούν όμως, σε αντίθεση με τους κυλίνδρους του προηγούμενου είδους, καλή στεγανοποίηση της θέσης εξόδου τού βάκτρου. Στο (Σχ.5.12) παριστάνονται σχηματικά, τρεις παραλλαγές κυλίνδρων διπλής ενέργειας.



Σχ.5.12 Σχηματική παράσταση κυλίνδρων διπλής ενέργειας

Στον κύλινδρο του (Σχ.5.12 α) το βάκτρο βγαίνει απ' τον κύλινδρο μόνο απ' τη μια πλευρά του. Οι θλιπτικές δυνάμεις συνεπώς που ασκούνται απ' τον κύλινδρο αυτόν είναι μεγαλύτερες απ' τις ελκτικές για σταθερή πίεση του λαδιού τροφοδότησης.

Αντίθετα, αν η παροχή που παίρνει ο κύλινδρος είναι ορισμένη, η ταχύτητα του εμβόλου κατά την φάση εξόδου του βάκτρου, είναι μικρότερη απ' την ταχύτητά του κατά την φάση εισόδου. Σε περίπτωση όμως κυλίνδρου, στον οποίο το βάκτρο βγαίνει απ' αυτόν και από τις δύο πλευρές του

και έχει ίδια διάμετρο (Σχ.5.12 β) τόσο οι δυνάμεις, όσο και οι ταχύτητες είναι ίδιες, στην κίνηση του εμβόλου τόσο προς τα δεξιά. όσο και προς αριστερά.

Στο (Σχ.5.12 γ) παριστάνεται ένας, έτσι ονομαζόμενος, διαφορικός κύλινδρος. Αυτός είναι βασικά ένας κύλινδρος διπλής ενεργείας, με τα χαρακτηριστικά ότι, αφενός μεν η διάμετρος του βάκτρου είναι σχετικά μεγάλη και αφετέρου κατά τη λειτουργία του, στην πλευρά του εμβόλου προς το βάκτρο εφαρμόζεται πάντοτε πίεση λαδιού. Έτσι, η δύναμη που ασκεί ο κύλινδρος καθορίζεται απ'τη διαφορά των πιέσεων που επικρατούν στις δύο πλευρές του εμβόλου, σε συσχετισμό με τη διαφορά διατομών των δύο πλευρών.

Γενικά, οι κύλινδροι διπλής ενέργειας είναι πολυπλοκότεροι στην κατασκευή τους, γιατί εκτός απ' την στεγανοποίηση των θέσεων εξόδου του βάκτρου, απαιτούν και στεγανοποίηση της θέσεως επαφής εμβόλου και κυλίνδρου, έναντι ροής του λαδιού, τόσο προς την μια, όσο και προς την άλλη κατεύθυνση. Αυτό δε το τελευταίο δημιουργεί προβλήματα, γιατί η θέση αυτή στο εσωτερικό του κυλίνδρου και οποιαδήποτε ανωμαλία στην στεγανοποίηση, δεν είναι δυνατό να επισημανθεί εύκολα απ' έξω.

Όλα αυτά, απαιτούν πολύ πιο επιμελημένη κατασκευή για τας κυλίνδρους διπλής ενέργειας, πράγμα που τους κάνει ακριβότερους.

Στήριξη των υδροστατικών κυλίνδρων

Αν ληφθούν υπόψη οι μεγάλες δυνάμεις, που κατά κανόνα ασκούν οι υδροστατικοί κύλινδροι, η στήριξη τους θέλει ιδιαίτερη προσοχή. Ο τρόπος στήριξης εξαρτάται κυρίως απ' τις λειτουργικές απαιτήσεις του κυλίνδρου.

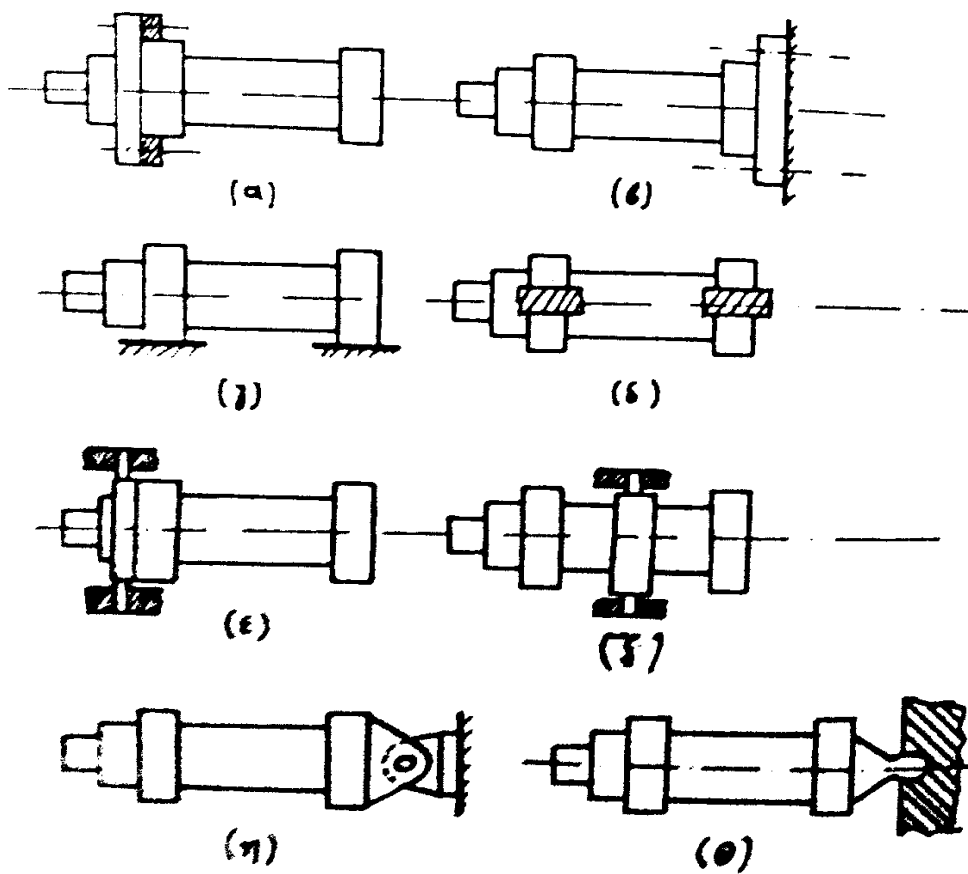
Υπάρχουν τρεις βασικοί τρόποι στήριξης των κυλίνδρων.

1. Στήριξη με φλάντζα. Η στήριξη αυτή γίνεται με φλάντζα, η οποία είτε αποτελεί προέκταση της κεφαλής (είναι δηλαδή ένα κομμάτι με την κεφαλή), είτε είναι συγκολλητή στην κεφαλή. Η τελευταία περίπτωση κάνει την κατασκευή ευκολότερη και φθηνότερη, δεν είναι όμως κατάλληλη για κυλίνδρους που ασκούν μεγάλες δυνάμεις. Η στήριξη των κυλίνδρων στο σχήμα (Σχ.5.14 α και β), είναι κατάλληλη για μεγάλες θλιπτικές δυνάμεις και για μικρές σχετικά ελκτικές, γιατί οι ελκτικές δυνάμεις καταπονούν τους κοχλίες σύνδεσης φλάντζας με το σταθερό στηρίγμα. Αν απαιτούνται μεγάλες ελκτικές και μικρές θλιπτικές δυνάμεις, η φλάντζα στο (Σχ.5.14 α), μπαίνει απ' την άλλη μεριά του σταθερού στηρίγματος,

2. Στήριξη με σταθεροποίηση του σώματος του κυλίνδρου. Ο τρόπος αυτός στήριξης φαίνεται στα (Σχ.5.14 γ και δ). Ο κύλινδρος δηλαδή είναι συγκολλημένος σε δύο θέσεις στηρίξεως.

Η στήριξη όπως στο (Σχ.5.14 γ) είναι μεν απλούστερη, καταπονείται όμως μ' αυτή ο κύλινδρος κατά τη λειτουργία του και με καμπτικές δυνάμεις. Η στήριξη στο (Σχ.5.14 δ) απαλλάσσει τον κύλινδρο απ' τις καμπτικές δυνάμεις, πρέπει όμως να ληφθεί υπ' όψη, ότι οι δυνάμεις αυτές αναπτύσσονται στα στηρίγματα που είναι ψηλότερα τοποθετημένα. Τα στηρίγματα αυτά, που κατά κανόνα συνδέονται με κοχλίες με τον σταθερό χώρο, θα πρέπει να είναι σφηνωμένα στον σταθερό χώρο, κατά τον άξονα και διεύθυνση επιβολής των μεγάλων δυνάμεων του κυλίνδρου, για να μην καταπονούνται μ' αυτές οι κοχλίες.

Ακόμα, θα πρέπει η μια θέση απ' αυτές, να μην είναι απόλυτα σταθερή, αλλά να δίνει τη δυνατότητα μικρών μετακινήσεων κατά τον άξονα του κυλίνδρου, για να αντιμετωπισθούν οι διαστολές του κυλίνδρου, λόγω θέρμανσης ή της εσωτερικής πίεσης.



Σχ.5.14 Σχηματική παράσταση διαφόρων τρόπων στήριξης των υδροστατικών κυλίνδρων

3. Στήριξη με δυνατότητα περιστροφής: Στα (Σχ.5.14 ε, ζ, η και θ) φαίνονται τέσσερις τρόποι στηρίξεως του κυλίνδρου, έτσι ώστε ο κύλινδρος να έχει μια ελευθερία περιστροφής. Η στήριξη με πύρους, που φαίνεται στα (Σχ.5.14 ε και ζ) δίνει στον κύλινδρο τη δυνατότητα περιστροφής, σ' ένα επίπεδο κάθετο στον άξονα των δύο πύρων στήριξης. Ο τρόπος αυτός δίνει τη δυνατότητα να στηριχθεί ο κύλινδρος σ' οποιοδήποτε σημείο του άξονα του, ανάλογα με τις λειτουργικές απαιτήσεις του. Η στήριξη όπως στο (Σχ.5.14 η) , γίνεται με ένα πύρο. Δίνει τη δυνατότητα περιστροφής του κυλίνδρου σ' ένα επίπεδο, είναι όμως δυνατό, με τη χρησιμοποίηση ταλαντευμένου έδρανου στο σημείο σύνδεσης του πείρου με τον κύλινδρο, να δοθεί δυνατότητα περιστροφής σε μικρή γωνία (3^0 ως 4^0) και σε άλλα επίπεδα. Αυτό το τελευταίο απαλλάσσει τον κύλινδρο από πρόσθετες καταπονήσεις, εξαιτίας μη τέλειου κεντραρίσματος του. Αν ο κύλινδρος σταθεροποιηθεί με τον τρόπο του (Σχ.5.14 η), θα πρέπει και το άκρο του βάκτρου να συνδεθεί στο σημείο ενέργειάς του με πύρο, παράλληλο με τον πύρο του κυλίνδρου.

Τέλος, η στήριξη με σφαιρικό έδρανο, που φαίνεται στο (Σχ.5.14 θ), δίνει τη δυνατότητα περιστροφής του άξονα του κυλίνδρου σε πολλά επίπεδα.

Κατασκευή των υδροστατικών κυλίνδρων

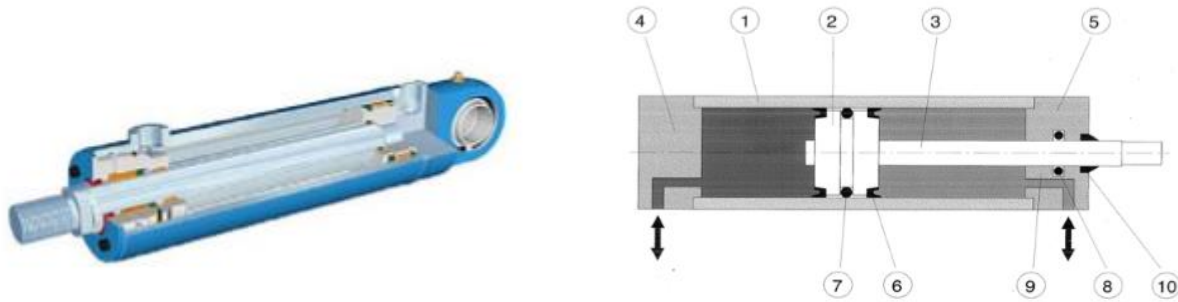
Τα υλικά που χρησιμοποιούνται για την κατασκευή των υδροστατικών κυλίνδρων, δεν είναι τυποποιημένα. Τα πιο χρησιμοποιούμενα υλικά είναι οι χάλυβες υψηλής αντοχής ή χαλυβοκράματα όπως οι C35 και C45. Η CETOP προτείνει ως υλικό κατασκευής κυλίνδρων χάλυβες με περιεκτικότητα σε άνθρακα κάτω του 25% και σε θείο και φώσφορο κάτω του 0,05%.

Σε μεγάλους κυλίνδρους (π.χ. για πρέσες), χρησιμοποιούνται συχνά και χυτοχάλυβες (GS 45 ή GS 52).

Η κατασκευή των κυλίνδρων γίνεται πάντα με εξέλαση εν θερμώ. Η εσωτερική επιφάνεια των κυλίνδρων, πρέπει να είναι πολύ καλά λειασμένη, για ν' αποφεύγονται μεγάλες δυνάμεις τριβής και φθορά των στοιχείων στεγανοποίησης των εμβόλων. Σχετικά με την ποιότητα επιφάνειας του εσωτερικού των κυλίνδρων, καθορίζεται απο σχετική προδιαγραφή.

Για τη στεγανοποίηση των εμβόλων και των βάκτρων, χρησιμοποιούνται κυρίως δαχτυλίδια από ελαστομερή υλικά και σπανιότερα μεταλλικά δαχτυλίδια, όπως στα έμβολα των Μ.Ε.Κ, Τα βάκτρα των εμβόλων πρέπει είναι πολύ καλά λειασμένα και να έχουν υποστεί επιφανειακή σκλήρυνση, για να μη φθείρονται εύκολα, είναι δε κατά κανόνα επιχρωμιωμένα, για την προστασία τους απ' το σκούριασμα.

Ο υπολογισμός των κυλίνδρων περιλαμβάνει βασικά τον καθορισμό του πάχους του κυλίνδρου και των πωμάτων του, Τα βάρη υπολογίζονται κατά κανόνα σε λυγισμό.

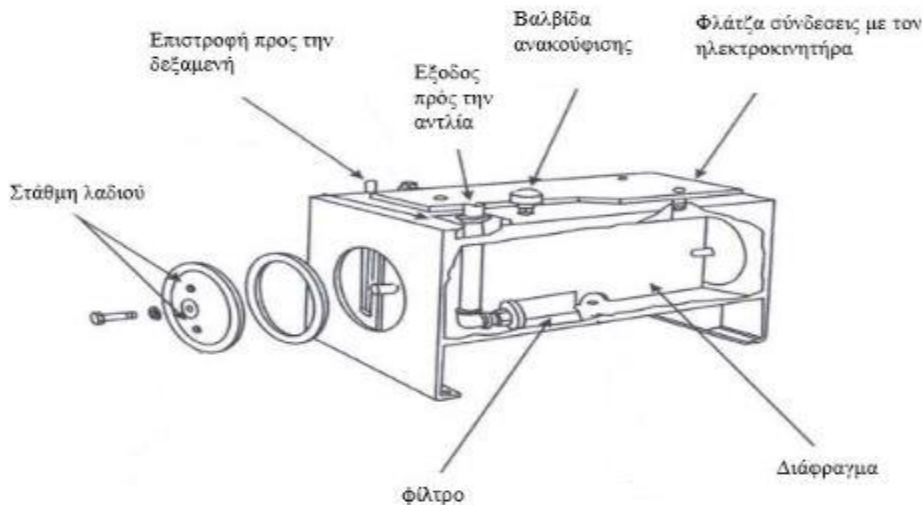


Σχ.5.15 Υδροστατικός κύλινδρος σε τομή:

- 1 - Σωλήνας κυλίνδρου
- 2 - Έμβολο
- 3 - Στέλεχος εμβόλ
- 4 - Βάση κυλίνδρου
- 5 - Σωλήνας κυλίνδρου
- 6 - Σφραγίδα εμβόλου
- 7 - Στροφείο εμβόλου
- 8 - Σφραγίδα ράβδου εμβόλου
- 9 - Σωλήνας εμβόλου
- 10 – Στεγανοποιητικό βάρη

5.5 Δεξαμενή λαδιού

Κάθε υδραυλικό σύστημα πρέπει να έχει τη δική του δεξαμενή λαδιού. Το χρησιμοποιημένο λάδι αποθηκεύεται σε μια δεξαμενή στην οποία επιστρέφεται μετά τη χρήση. Υπάρχουν βασικά δύο τύποι υδραυλικών δεξαμενών. Πρόκειται για δεξαμενές χωρίς πίεση και δεξαμενές υπό πίεση. Οι δεξαμενές χωρίς πίεση είναι οι πλέον κατάλληλες σε ένα υδραυλικό σύστημα.



Σχ.5.16 Ρεζερβουάρ

Οι βασικές λειτουργίες της υδραυλικής δεξαμενής είναι οι εξής:

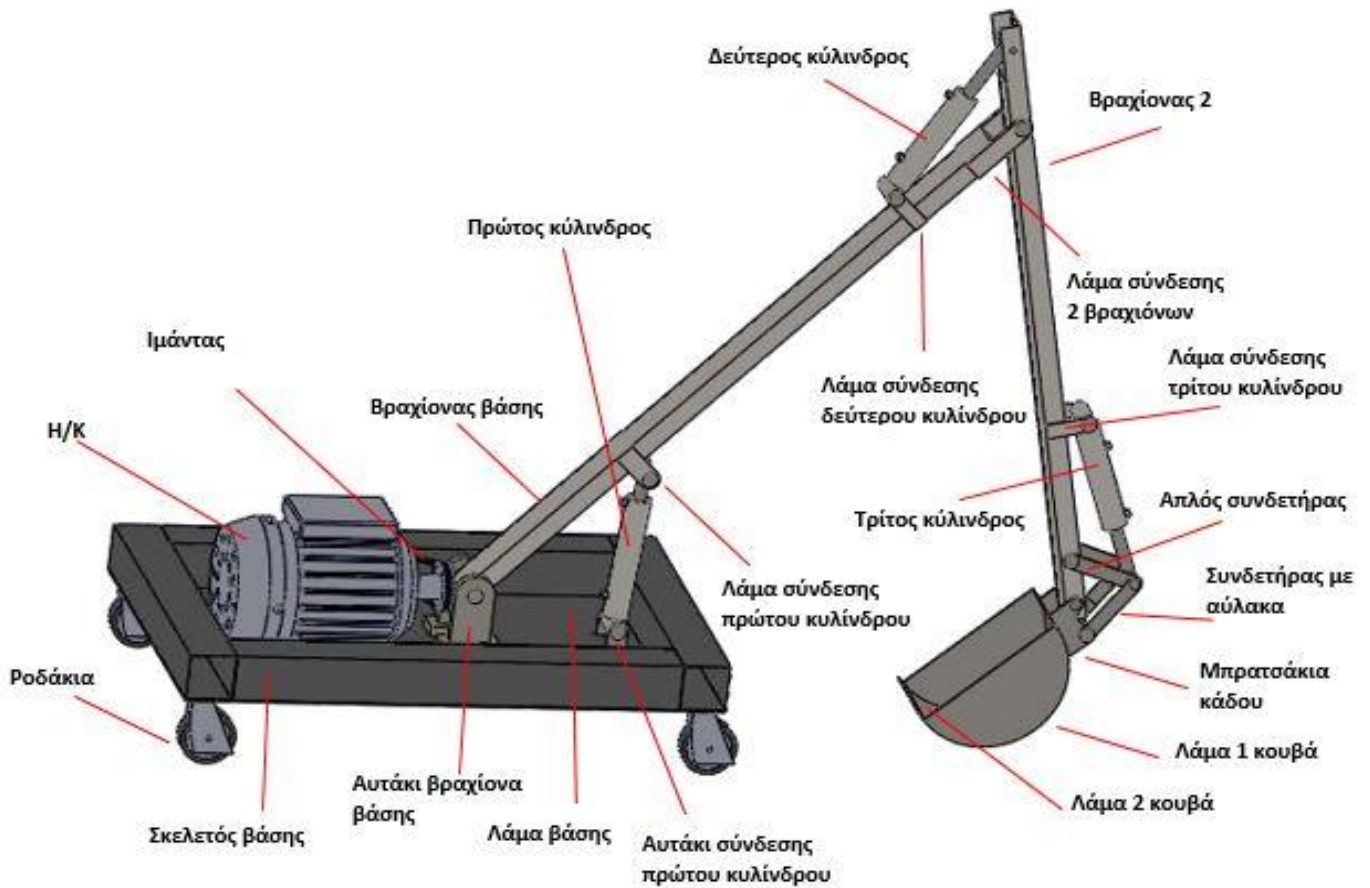
- Αποθήκευση λαδιού
- Ψύξη λαδιού
- Εκτόνωση υγρού
- Διαχωρισμός ρύπων.

Ο σχεδιασμός της δεξαμενής είναι πολύ σημαντικός για την αξιόπιστη λειτουργία της. Πολλοί παράγοντες πρέπει να ληφθούν υπόψη κατά την επιλογή και διαμόρφωση μιας υδραυλικής δεξαμενής. Αλλά γενικά μια δεξαμενή έχει σχεδιαστεί 3 ... 5 φορές μεγαλύτερη από την παροχή.

Οι δεξαμενές γενικά κατασκευάζονται από συγκολλημένο χαλύβδινο έλασμα με λεπτούς πλευρικούς τοίχους προς μεταφορά θερμότητας. Οι εσωτερικές επιφάνειες της δεξαμενής είναι βαμμένες για να αποφευχθεί ο σχηματισμός σκουριάς

6 ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΤΗΣ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗΣ

Στο παρακάτω σχήμα (Σχ.6.1) απεικονίζονται μερικά στοιχεία της κατασκευής που μερικά αναλύονται παρακάτω

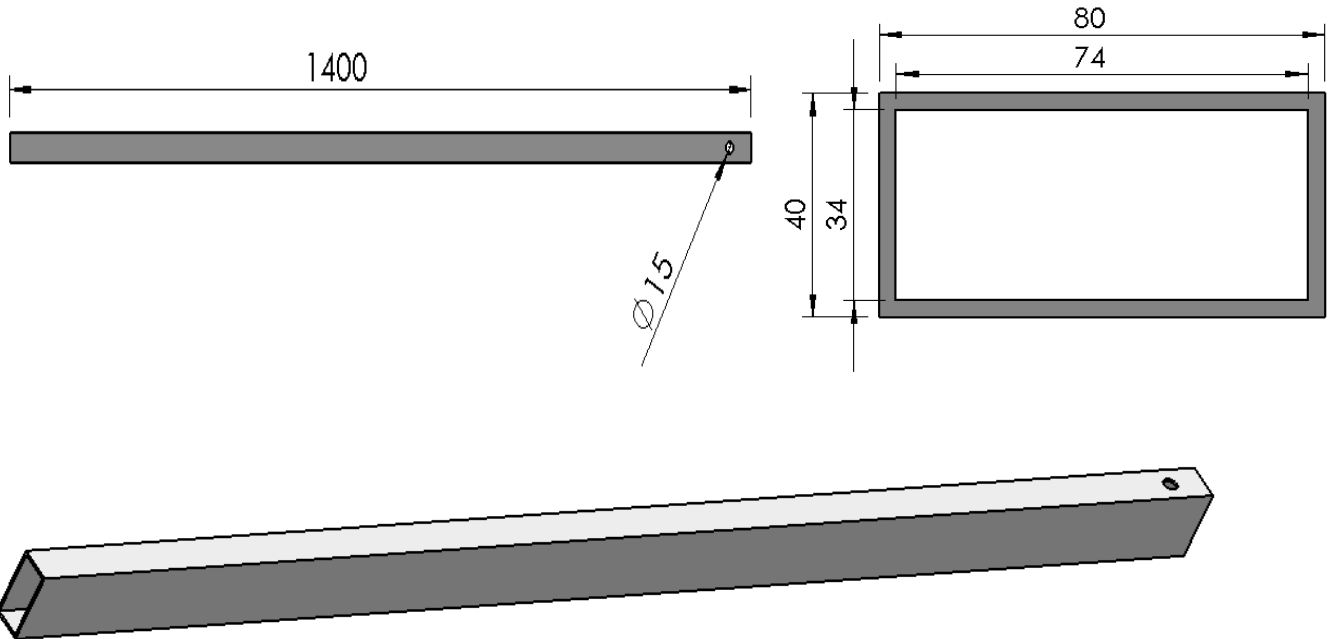


Σχ.6.1: Στοιχεία κατασκευής

6.1 Υπολογισμός Βάρους εξαρτημάτων

1.) Βραχίονας Βάσης

Επιλέξαμε υλικό χάλυβα St 37 με πυκνότητα $\rho = 7850 \text{ Kg/m}^3$. Ο όγκος V_1 υπολογίστηκε με χρήση του λογισμικού Solidworks. Ο βραχίονας βάσης είναι ο πρώτος βραχίονας και χρησιμοποιείται για την πρώτη κίνηση του εκσκαφέα και κινείται από την πρώτο κύλινδρο.



Σχ.6.2 Βραχίονας βάσης σε διάφορες όψεις

V_1 : Όγκος βραχίονα βάσης σε m^3

M_1 : Μάζα βραχίονα βάσης σε kg

Ο όγκος του βραχίονα βάσης είναι :

$$V_1 = 0.0009565 \text{ m}^3$$

Η μάζα του βραχίονα βάσης είναι :

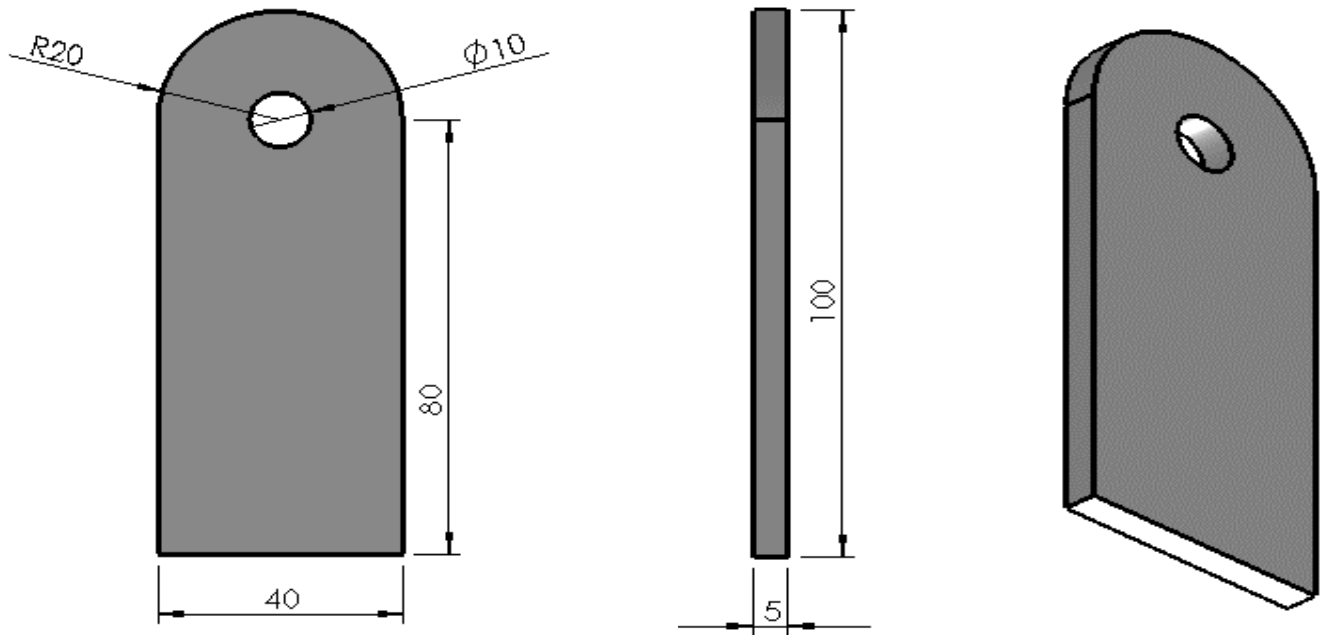
$$M_1 = \rho \cdot V_1 = 7850 \text{ kg/m}^3 \cdot 0.0009565 \text{ m}^3$$

$$M_1 = 7.5 \text{ kg}$$

B) Λάμες σύνδεσης

B1) Λάμα σύνδεσης 1^{ης} μπουκάλας

Επιλέξαμε υλικό χάλυβα St 37 με πυκνότητα $\rho = 7850 \text{ Kg/m}^3$. Ο όγκος V_2 υπολογίζεται με χρήση του λογισμικού Solidworks. Έχουμε 2 τεμάχια αλλά το δεύτερο συνυπολογίζεται παρακάτω στο συνολικό βάρος του βραχίονα βάσης. Στη λάμα αυτή συνδέεται ο πρώτος κύλινδρος.



Σχ.6.2 Λάμα σύνδεσης 1^{ης} μπουκάλας σε διάφορες όψεις

V_2 : Όγκος λάμας σύνδεσης 1^{ης} μπουκάλας m^3

M_2 : Μάζα λάμας σύνδεσης 1^{ης} μπουκάλας σε kg

Ο όγκος της λάμας σύνδεσης της 1^{ης} μπουκάλας είναι:

$$V_2 = 0.000018748 \text{ m}^3$$

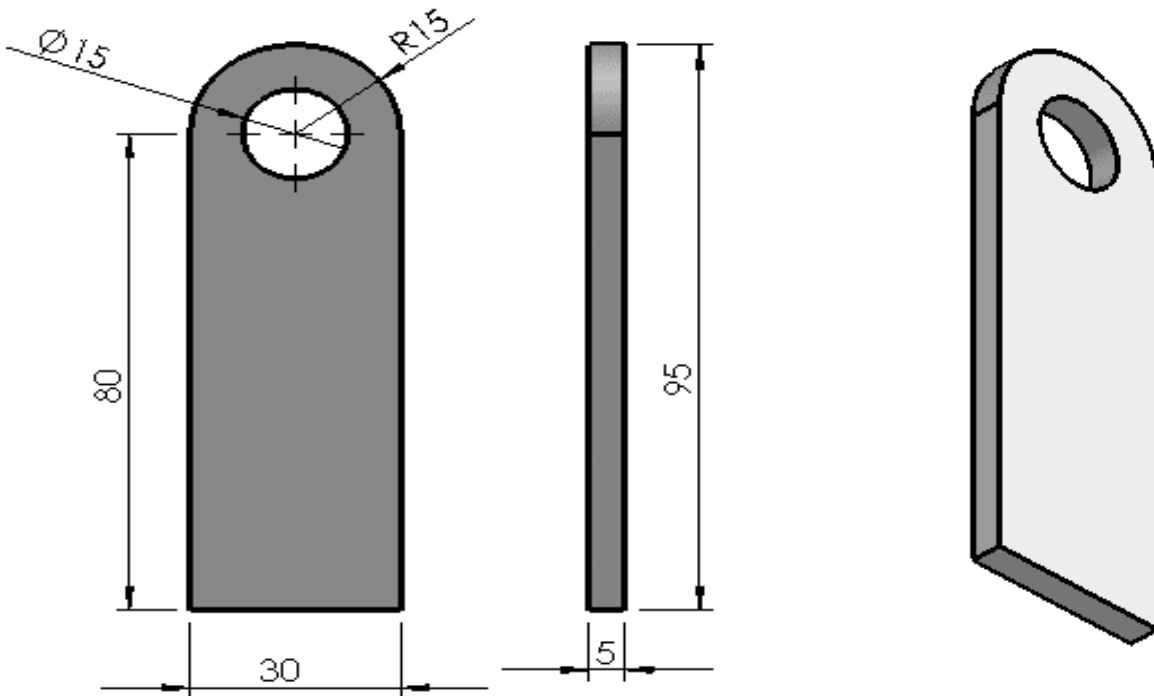
Η μάζα της λάμας σύνδεσης της 1^{ης} μπουκάλας είναι:

$$M_2 = \rho \cdot V_2 = 7850 \text{ kg/m}^3 \cdot 0.000018748 \text{ m}^3$$

$$M_2 = 0.147 \text{ kg}$$

B2) Λάμα σύνδεσης 2^{ης} μπουκάλας

Επιλέξαμε υλικό χάλυβα St 37 με πυκνότητα $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$. Ο όγκος V_3 υπολογίζεται με χρήση του λογισμικού Solidworks. Έχουμε δύο τεμάχια αλλά το δεύτερο συνυπολογίζεται παρακάτω στο συνολικό βάρος του βραχίονα βάσης. Στη λάμα αυτή συνδέεται ο δεύτερος κύλινδρος.



Σχ.6.3 Λάμα σύνδεσης 2^{ης} μπουκάλας σε διάφορες όψεις

V_3 : Όγκος λάμας σύνδεσης 2^{ης} μπουκάλας σε m^3

M_3 : Μάζα λάμας σύνδεσης 2^{ης} μπουκάλας σε kg

Ο όγκος της λάμας σύνδεσης της 2^{ης} μπουκάλας είναι :

$$V_3 = 0.000012883 \text{ m}^3$$

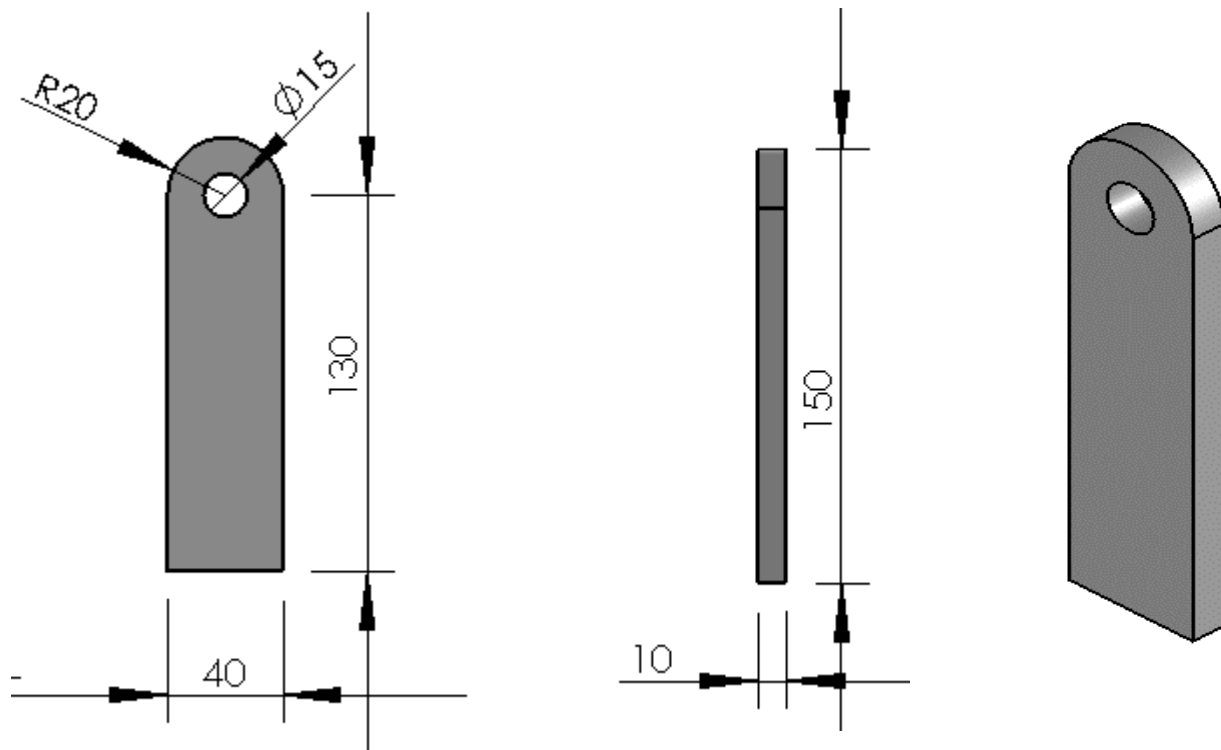
Η μάζα της λάμας σύνδεσης της 2^{ης} μπουκάλας είναι:

$$M_3 = \rho \cdot V_3 = 7850 \text{ kg/m}^3 \cdot 0.000012883 \text{ m}^3$$

$$M_3 = 0.101 \text{ kg}$$

B3) Λάμα σύνδεσης δύο βραχιόνων

Επιλέξαμε υλικό χάλυβα St 37 με πυκνότητα $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$. Ο όγκος V_4 υπολογίζεται με χρήση του λογισμικού Solidworks. Έχουμε δύο τεμάχια αλλά το δεύτερο συνυπολογίζεται παρακάτω στο συνολικό βάρος του βραχίονα βάσης. Με τη λάμα αυτή συνδέονται οι 2 βραχίονες.



Σχ.6.4 Λάμα σύνδεσης δύο βραχιόνων σε διάφορες όψεις

V_4 : Όγκος λάμας σύνδεσης δύο βραχιόνων σε m^3

M_4 : Μάζα λάμας σύνδεσης δύο βραχιόνων σε kg

Ο όγκος της λάμας σύνδεσης των δύο βραχιόνων είναι:

$$V_4 = 0.000056514 \text{ m}^3$$

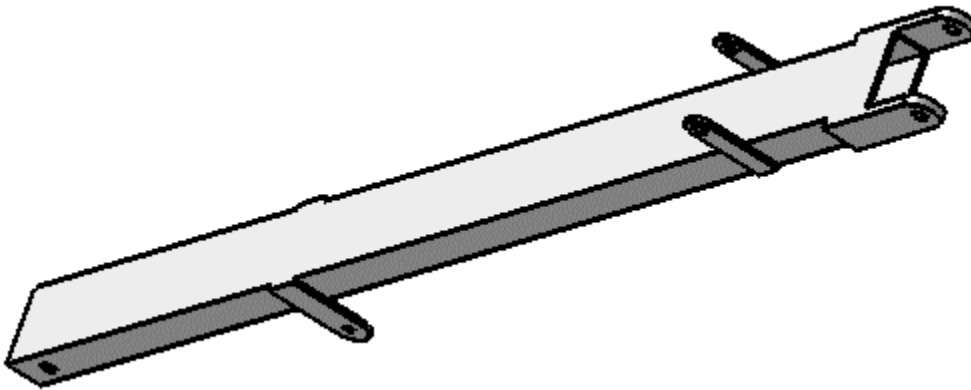
Η μάζα της λάμας σύνδεσης των δύο βραχιόνων είναι:

$$M_4 = \rho \cdot V_4 = 7850 \text{ kg/m}^3 \cdot 0.000056514 \text{ m}^3$$

$$M_4 = 0.443 \text{ kg}$$

Γ) Πλήρης βραχίονας βάσης

Επιλέξαμε υλικό χάλυβα St 37 με πυκνότητα $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$. Ο όγκος V_5 υπολογίζεται με χρήση του λογισμικού Solidworks. Υπολογισμός βραχίονας βάσης μαζί με της λάμες συνδέσεις των κυλίνδρων και της λάμες σύνδεσης των δύο βραχιόνων.



Σχ.6.5 Πλήρης βραχίονας βάσης

V_5 : Όγκος ολόκληρου του βραχίονα βάσης σε m^3

M_5 : Μάζα ολόκληρου του βραχίονα βάσης σε kg

Ο όγκος του ολόκληρου βραχίονα βάσης είναι:

$$V_5 = 0.00113146 \text{ m}^3$$

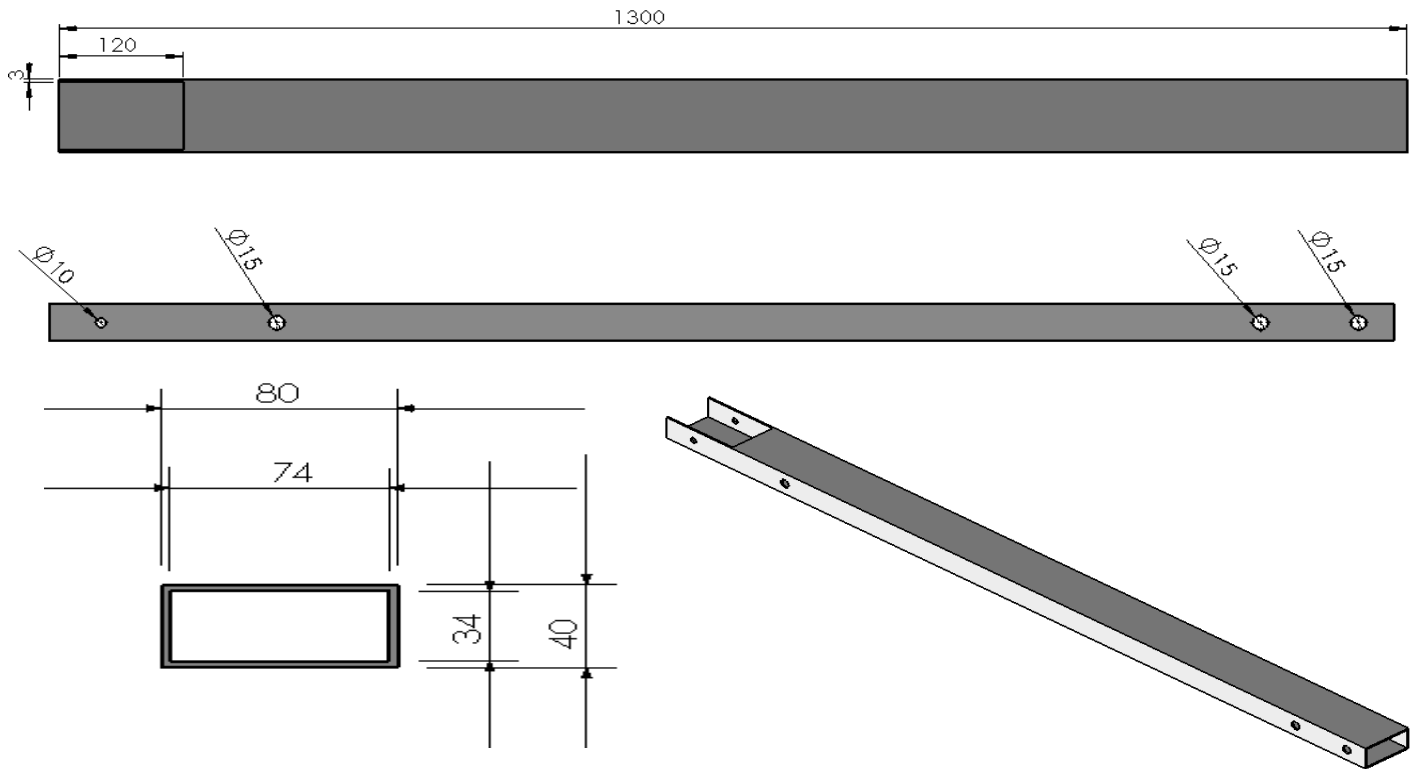
Η μάζα ολόκληρου του βραχίονα βάσης είναι:

$$M_5 = \rho \cdot V_5 = 7850 \text{ kg/m}^3 \cdot 0.00113146 \text{ m}^3$$

$$M_5 = 8.882 \text{ kg}$$

2.) Βραχίονας 2

Επιλέξαμε υλικό χάλυβα St 37 με πυκνότητα $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$. Ο όγκος V_6 υπολογίστηκε με χρήση του λογισμικού Solidworks. Βραχίονας 2 ο οποίος χρησιμοποιείται για την δεύτερη κίνηση του εκσκαφέα και κινείται από τον δεύτερο κύλινδρο.



Σχ.6.6 Βραχίονας 2 σε διάφορες όψεις

V_6 : Όγκος βραχίονα 2 σε m^3

M_6 : Μάζα βραχίονα 2 σε kg

Ο όγκος του βραχίονα 2 είναι:

$$V_6 = 0.00085891 \text{ m}^3$$

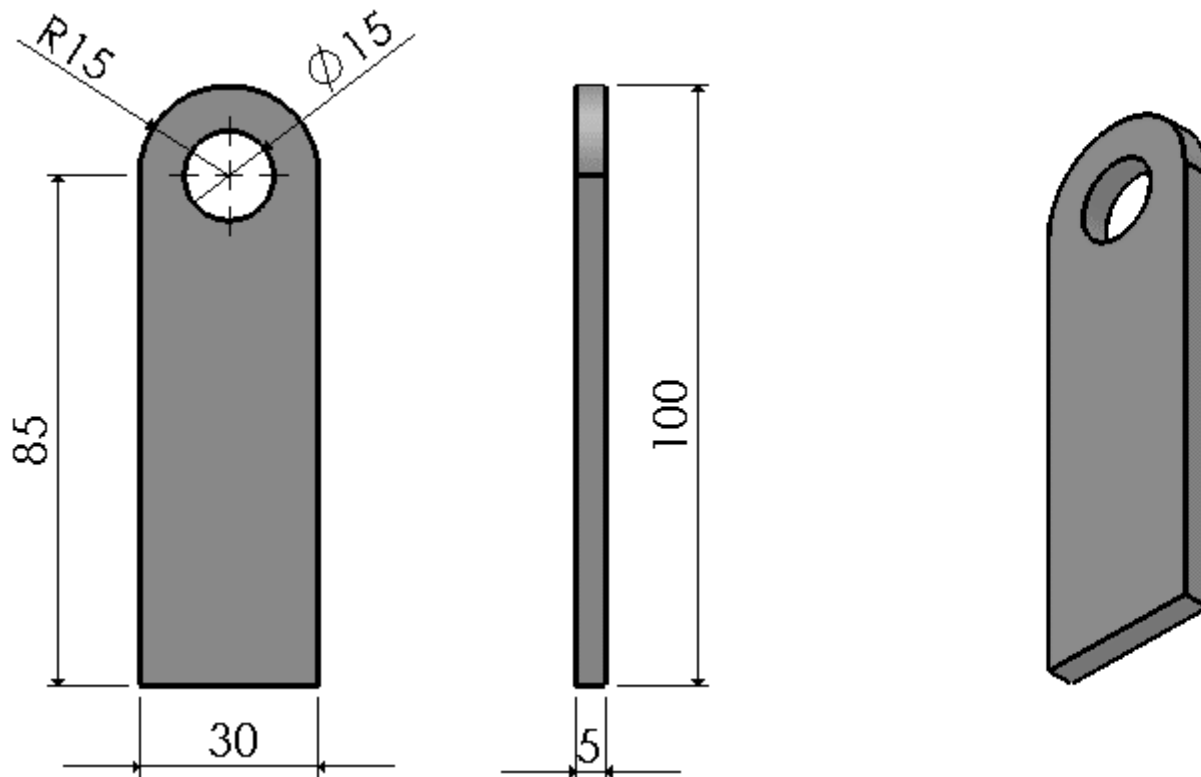
Η μάζα του βραχίονα 2 είναι:

$$M_6 = \rho \cdot V_6 = 7850 \text{ kg/m}^3 \cdot 0.00085891 \text{ m}^3$$

$$M_6 = 6.74 \text{ kg}$$

B) Λάμα σύνδεσης 3^η μπουκάλας

Επιλέξαμε υλικό χάλυβα St 37 με πυκνότητα $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$. Ο όγκος V_7 υπολογίζεται από το λογισμικό του Solidworks. Έχουμε δύο τεμάχια αλλά το δεύτερο συνυπολογίζεται παρακάτω στο συνολικό βάρος του βραχίονα 2. Με τις λάμες αυτές συνδέεται η τρίτη μπουκάλα.



Σχ.6.7 Λάμα σύνδεσης 3^{ης} μπουκάλας σε διάφορες όψεις

V_7 : Όγκος λάμας σύνδεσης 3^{ης} μπουκάλας σε m^3

M_7 : Μάζα λάμας σύνδεσης 3^{ης} μπουκάλας σε kg

Ο όγκος της λάμας σύνδεσης της 3^{ης} μπουκάλας είναι:

$$V_7 = 0.00001363 \text{ m}^3$$

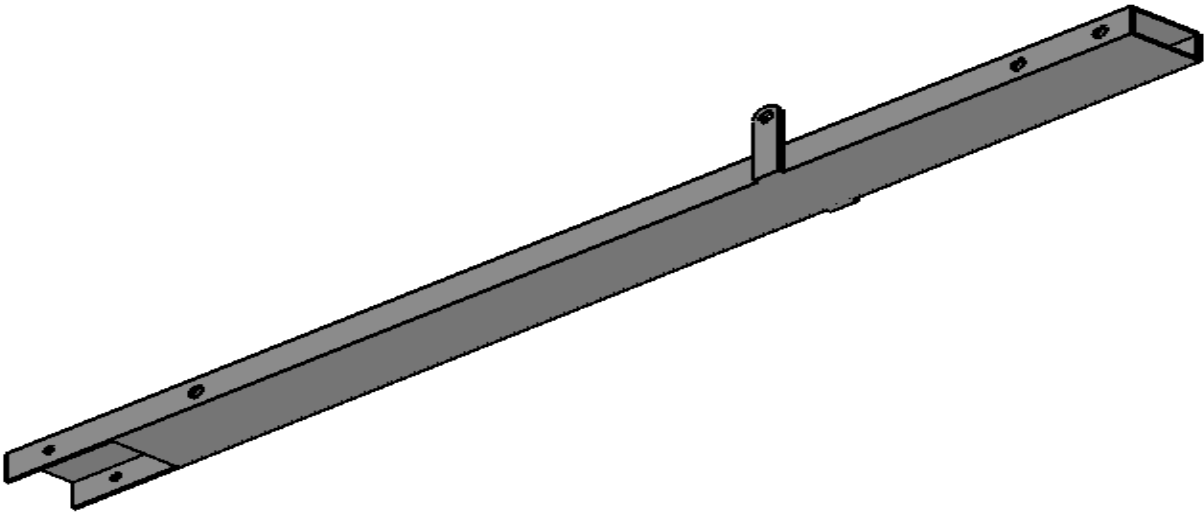
Η μάζα της λάμας σύνδεσης της 3^{ης} μπουκάλας είναι:

$$M_7 = \rho \cdot V_7 = 7850 \text{ kg/m}^3 \cdot 0.00001363 \text{ m}^3$$

$$M_7 = 0.107 \text{ kg}$$

Γ) Συνολικό βάρος βραχίονα 2

Επιλέξαμε υλικό χάλυβα St 37 με πυκνότητα $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$. Ο όγκος V_8 υπολογίζεται με χρήση του λογισμικού Solidworks. Ολόκληρος βραχίονας 2 ο οποίος εκτελεί την δεύτερη κίνηση του εκσκαφέα.



Σχ.6.8 Βραχίονας 2

V_8 : Όγκος βραχίονα 2 σε m^3

M_8 : Μάζα βραχίονα 2 σε kg

Ο όγκος του βραχίονα 2 είναι:

$$V_8 = 0.00087222 \text{ m}^3$$

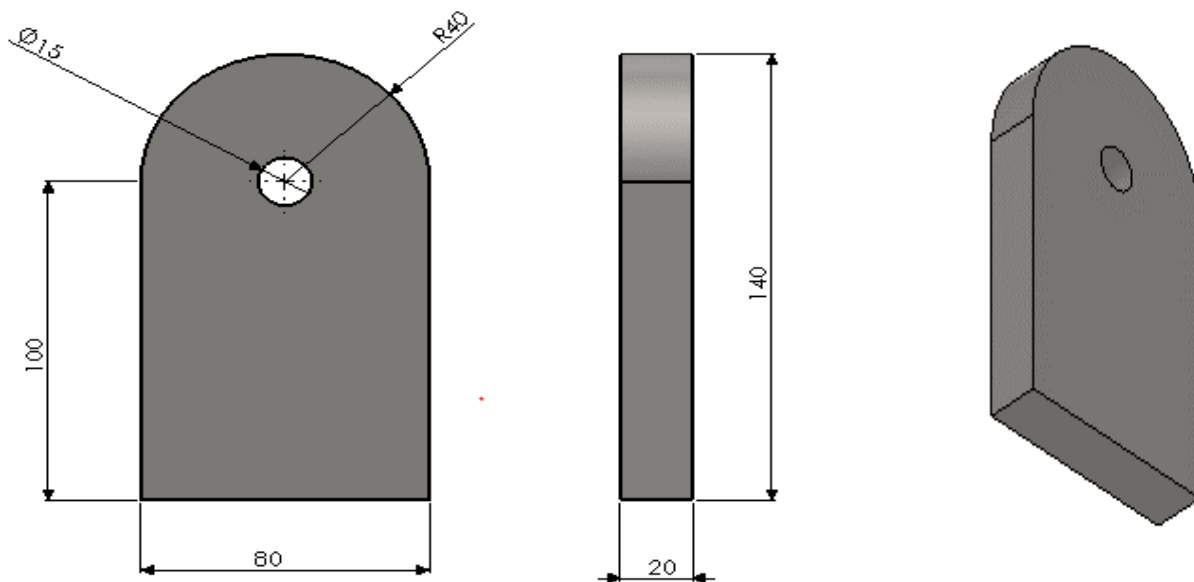
Η μάζα του βραχίονα 2 είναι:

$$M_8 = \rho \cdot V_8 = 7850 \text{ kg/m}^3 \cdot 0.00087222 \text{ m}^3$$

$$M_8 = 6.847 \text{ kg}$$

3) Αυτάκι βραχίονα βάσης

Επιλέξαμε υλικό χάλυβα St 37 με πυκνότητα $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$. Ο όγκος V_9 υπολογίζεται με χρήση του λογισμικού Solidworks. Έχουμε δύο τεμάχια αλλά τα νούμερα ισχύουν για ένα τεμάχιο. Με τα αυτάκια αυτά συνδέεται ο βραχίονας βάσης.



Σχ.6.9 Αυτάκι βραχίονα βάσης σε διάφορες όψεις

V_9 : Όγκος αυτόκι βραχίονα βάσης σε m^3

M_9 : Μάζα αυτόκι βραχίονα βάσης σε kg

Όγκος από το αυτόκι του βραχίονα βάσης είναι:

$$V_9 = 0.00020673 \text{ m}^3$$

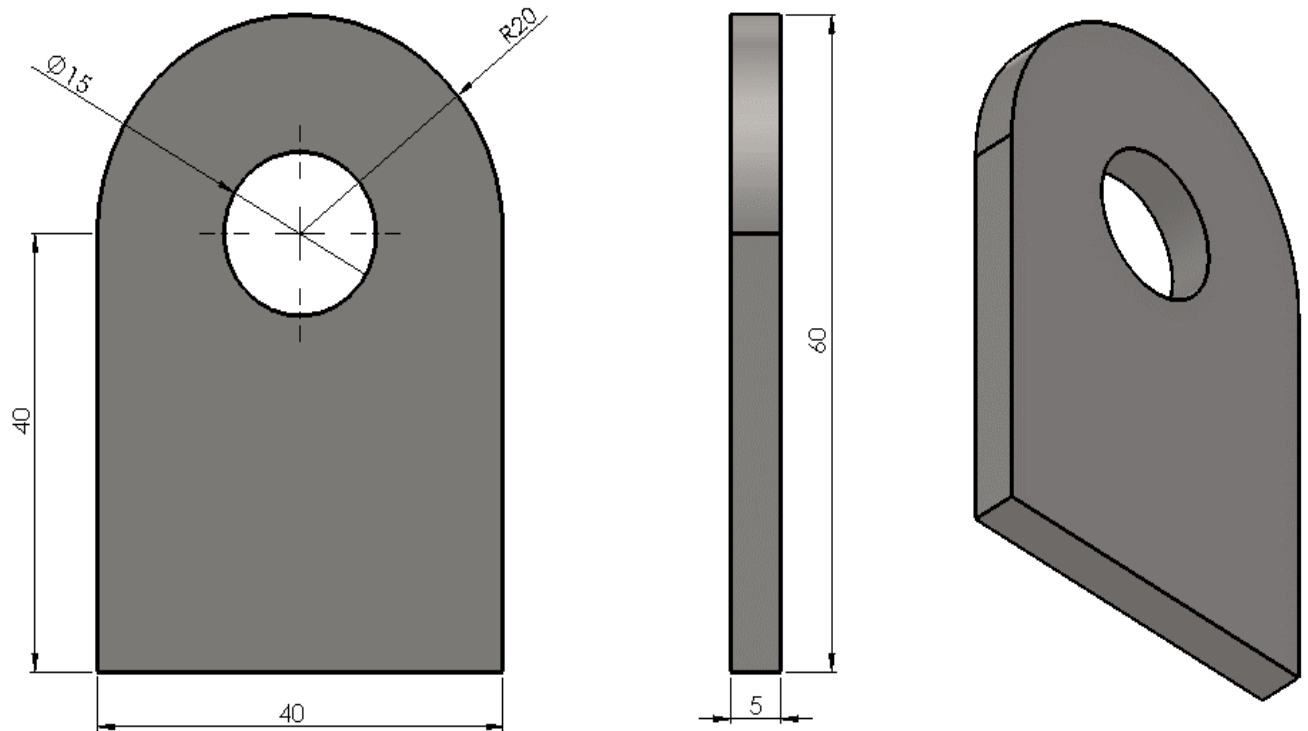
Η μάζα από το αυτόκι του βραχίονα βάσης είναι:

$$M_9 = \rho \cdot V_9 = 7850 \text{ kg/m}^3 \cdot 0.00020673 \text{ m}^3$$

$$M_9 = 1.622 \text{ kg}$$

4) Αυτάκι σύνδεσης μπουκάλας 1^{ης}

Επιλέξαμε υλικό χάλυβα St 37 με πυκνότητα $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$. Ο όγκος V_{10} υπολογίζεται με χρήση του λογισμικού Solidworks. Έχουμε δύο τεμάχια αλλά τα νούμερα ισχύουν για ένα τεμάχιο. Στα αυτάκια αυτά συνδέεται ο πρώτος κύλινδρος.



Σχ.6.10 Σύνδεση μπουκάλας 1^{ης} σε διάφορες όψεις

V_{10} : Όγκος αυτόκι σύνδεσης 1^{ης} μπουκάλας σε m^3

M_{10} : Μάζα αυτόκι σύνδεσης 1^{ης} μπουκάλας σε kg

Ο όγκος από το αυτόκι σύνδεσης της 1^{ης} μπουκάλας είναι:

$$V_{10} = 0.00001026 \text{ m}^3$$

Η μάζα από το αυτόκι σύνδεσης της 1^{ης} μπουκάλας είναι:

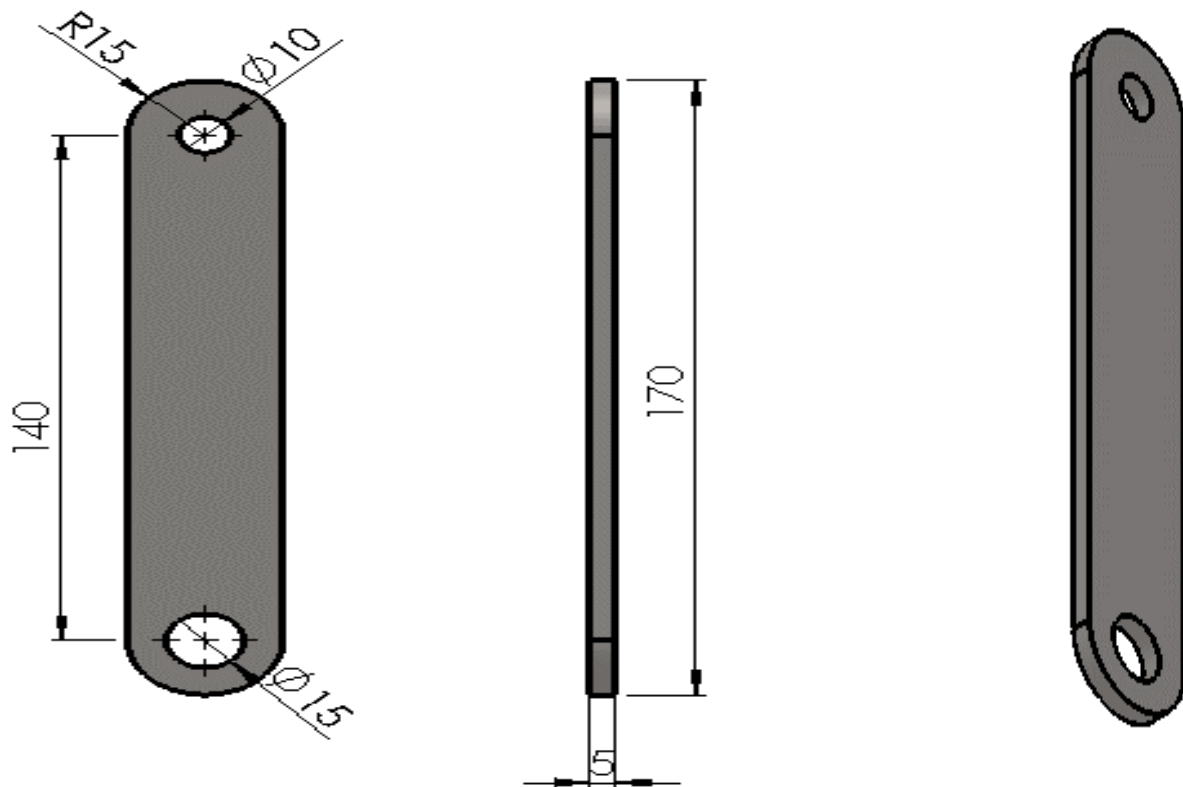
$$M_{10} = \rho \cdot V_{10} = 7850 \text{ kg/m}^3 \cdot 0.00001026 \text{ m}^3$$

$$M_{10} = 0.08052545 \text{ kg}$$

5) Συνδετήρες

A) Απλός συνδετήρας

Επιλέξαμε υλικό χάλυβα St 37 με πυκνότητα $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$. Ο όγκος V_{11} υπολογίζεται από το λογισμικό του Solidworks. Ο συνδετήρας αυτός χρησιμοποιείται για την επέκταση κίνησης του κάδου.



Σχ.6.11 Απλός συνδετήρας σε διάφορες όψεις

V_{11} Όγκος απλού συνδετήρα σε m^3

M_{11} : Μάζα απλού συνδετήρα σε kg

Ο όγκος του απλού συνδετήρα είναι:

$$V_{11} = 0.00002326 \text{ m}^3$$

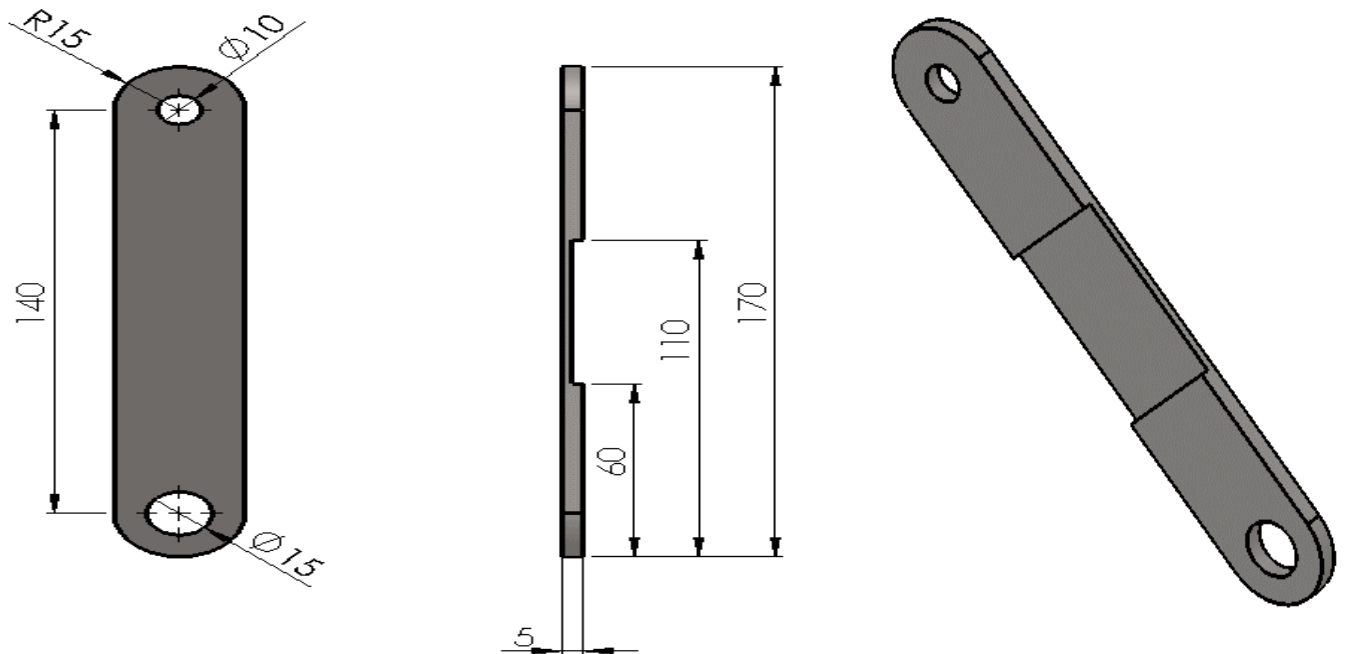
Η μάζα του απλού συνδετήρα είναι:

$$M_{11} = \rho \cdot V_{11} = 7850 \text{ kg/m}^3 \cdot 0.00002326 \text{ m}^3$$

$$M_{11} = 0.182 \text{ kg}$$

B) Συνδετήρας με αύλακα

Επιλέξαμε υλικό χάλυβα St 37 με πυκνότητα $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$. Ο όγκος V_{12} υπολογίζεται με χρήση του λογισμικού Solidworks. Επίσης και αυτός ο συνδετήρας χρησιμοποιείται για την επέκταση κίνησης του κάδου.



Σχ.6.12 Συνδετήρας με αύλακα σε διάφορες όψεις

V_{12} Όγκος συνδετήρα με αύλακα σε m^3

M_{12} : Μάζα συνδετήρα με αύλακα σε kg

Ο όγκος του συνδετήρα με αύλακα είναι:

$$V_{12} = 0.00001951 \text{ m}^3$$

Η μάζα του συνδετήρα με αύλακα είναι:

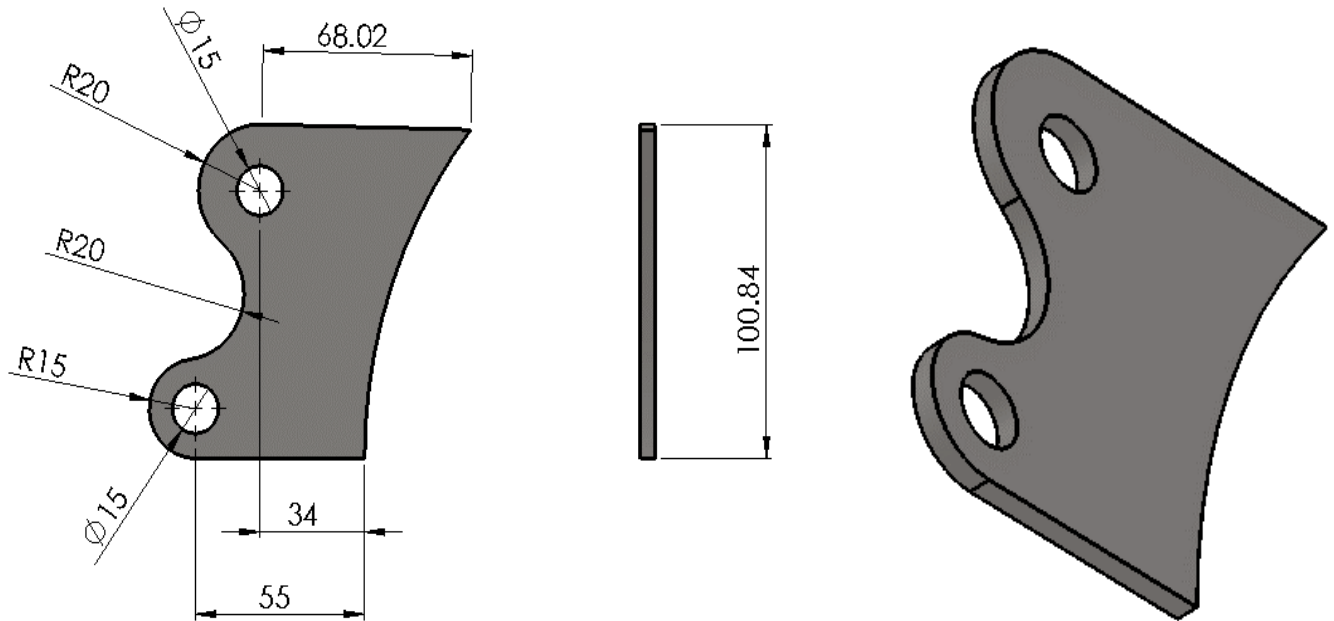
$$M_{12} = \rho \cdot V_{12} = 7850 \text{ kg/m}^3 \cdot 0.00001951 \text{ m}^3$$

$$M_{12} = 0.15313795 \text{ kg}$$

6) Κάδος

A) Μπρατσάκια κάδου

Επιλέξαμε υλικό χάλυβα St 37 με πυκνότητα $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$. Ο όγκος V_{13} υπολογίζεται με χρήση του λογισμικού Solidworks. Έχουμε δύο τεμάχια αλλά το δεύτερο συνυπολογίσετε παρακάτω στο συνολικό βάρος του κουβά.



Σχ.6.13 Μπρατσάκια κάδου σε διάφορες όψεις

V_{13} Όγκος μπρατσάκι κάδου σε m^3

M_{13} : Μάζα μπρατσάκι κάδου σε kg

Ο όγκος από το μπρατσάκι του κάδου είναι:

$$V_{13} = 0.00003017 \text{ m}^3$$

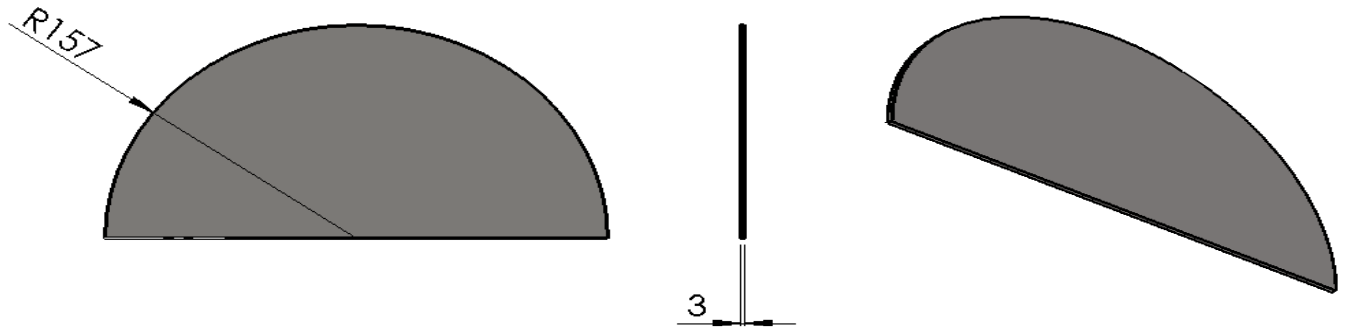
Η μάζα από το μπρατσάκι του κάδου είναι:

$$M_{13} = \rho \cdot V_{13} = 7850 \text{ kg/m}^3 \cdot 0.00003017 \text{ m}^3$$

$$M_{13} = 0.236 \text{ kg}$$

B) Λάμα 1 κάδου

Επιλέξαμε υλικό χάλυβα St 37 με πυκνότητα $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$. Ο όγκος V_{14} υπολογίζεται με χρήση του λογισμικού Solidworks. Έχουμε δύο τεμάχια αλλά το δεύτερο συνυπολογίσετε παρακάτω στο συνολικό βάρος του κουβιά.



Σχ.6.14 Λάμα 1 κάδου σε διάφορες όψεις

V_{14} Όγκος λάμας 1 κάδου σε m^3

M_{14} : Μάζα λάμας 1 κάδου σε

Ο όγκος της λάμας 1 του κάδου είναι:

$$V_{14} = 0.00011616 \text{ m}^3$$

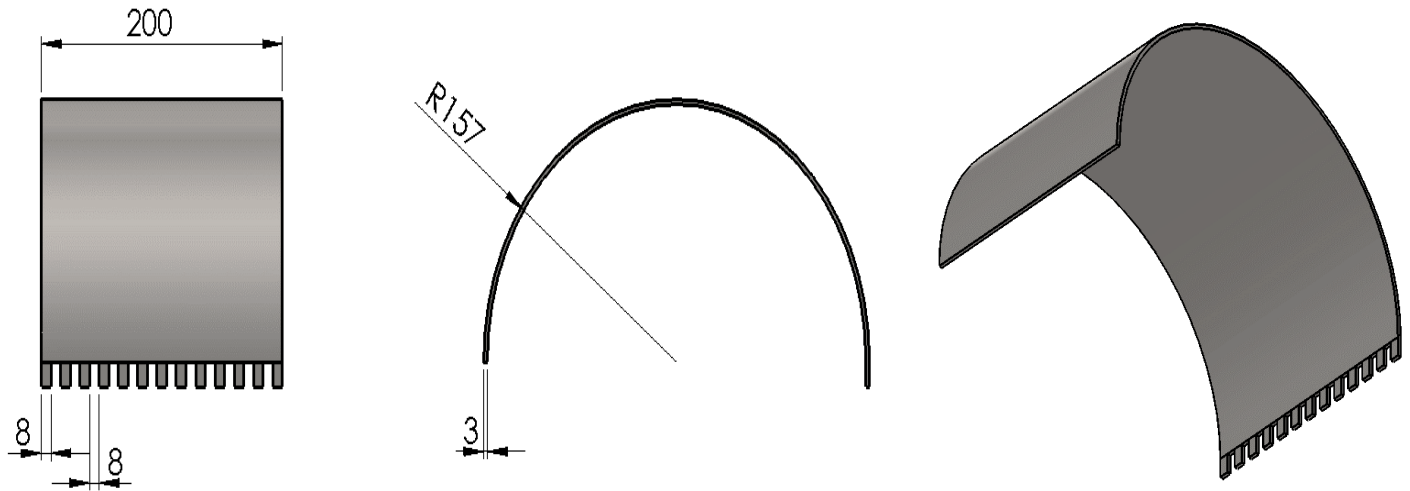
Η μάζα της λάμας 1 του κάδου είναι:

$$M_{14} = \rho \cdot V_{14} = 7850 \text{ kg/m}^3 \cdot 0.00011616 \text{ m}^3$$

$$M_{14} = 0.911 \text{ kg}$$

Γ) Λάμα 2 κάδου

Επιλέξαμε υλικό χάλυβα St 37 με πυκνότητα $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$. Ο όγκος V_{15} υπολογίζεται με χρήση του λογισμικού Solidworks.



Σχ.6.15 Λάμα 2 κάδος σε διάφορες όψεις

V_{15} Όγκος λάμας 2 κάδου σε m^3

M_{15} : Μάζα λάμας 2 κάδου σε

Ο όγκος της λάμας 2 του κάδου είναι:

$$V_{15} = 0.00030345 \text{ m}^3$$

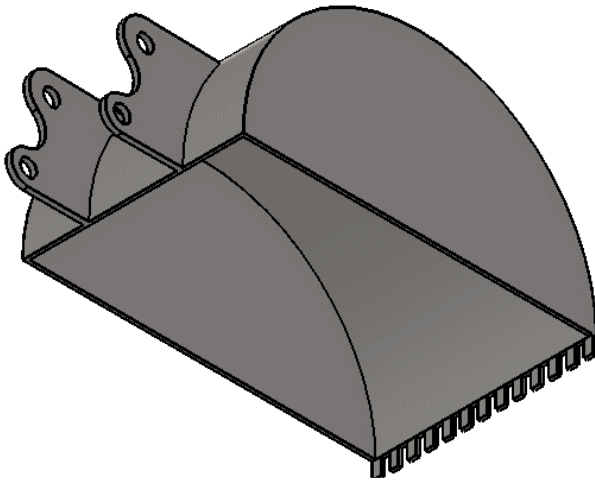
Η μάζα της λάμας 2 του κάδου είναι:

$$M_{15} = \rho \cdot V_{15} = 7850 \text{ kg/m}^3 \cdot 0.00030345 \text{ m}^3$$

$$M_{15} = 2.382 \text{ kg}$$

Δ.) Πλήρης κάδος

Επιλέξαμε υλικό χάλυβα St 37 με πυκνότητα $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$. Ο όγκος V_{16} υπολογίζεται με χρήση του λογισμικού Solidworks.



Σχ.6.16 Πλήρης κάδος

V_{16} Όγκος ολόκληρου κάδου σε m^3

M_{16} : Μάζα ολόκληρου κάδου σε kg

Ο όγκος του ολόκληρου κάδου είναι:

$$V_{16} = 0.00059610 \text{ m}^3$$

Η μάζα του ολόκληρου κάδου είναι:

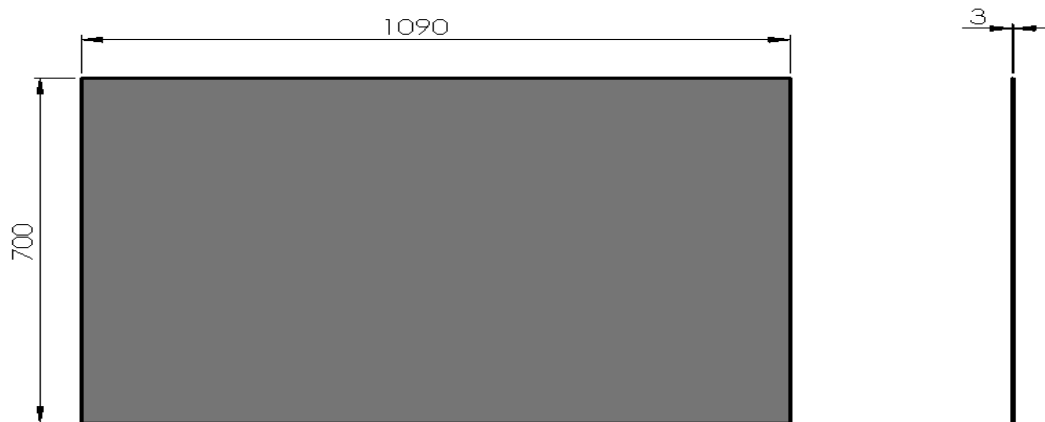
$$M_{16} = \rho \cdot V_{16} = 7850 \text{ kg/m}^3 \cdot 0.00059610 \text{ m}^3$$

$$M_{16} = 4.679 \text{ kg}$$

7) Βάση

A) Λάμα βάσης

Επιλέξαμε υλικό χάλυβα St 37 με πυκνότητα $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$. Ο όγκος V_{17} υπολογίζεται με χρήση του λογισμικού Solidworks. Η λάμα βάσης τοποθετείται κάτω από τον σκελετό βάσης. Στη λάμα βάσης στηρίζονται τα στοιχεία (H/K, αντλία, βραχίονας βάσης).



Σχ.6.17 Λάμα βάσης

V_{17} : Όγκος λάμας βάσης σε m^3

M_{17} : Μάζα λάμας βάσης σε kg

Ο όγκος της λάμας βάσης είναι:

$$V_{17} = 0.002289 \text{ m}^3$$

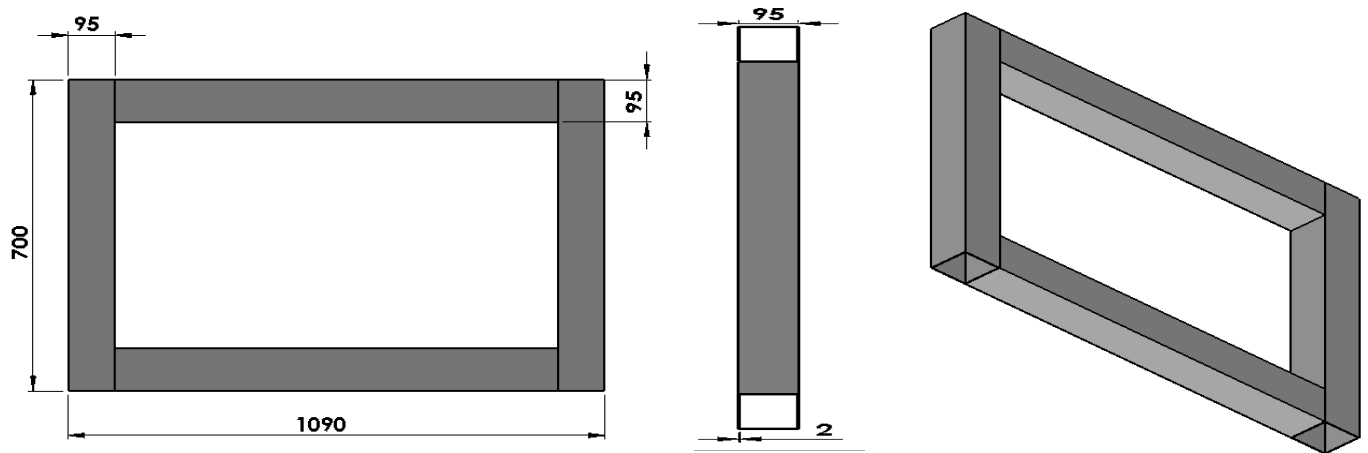
Η μάζα της λάμας βάσης είναι:

$$M_{17} = \rho \cdot V_{16} = 7850 \text{ kg/m}^3 \cdot 0.002289 \text{ m}^3$$

$$M_{17} = 17.968 \text{ kg}$$

B) Σκελετός βάσης

Επιλέξαμε υλικό χάλυβα St 37 με πυκνότητα $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$. Ο όγκος V_{18} υπολογίζεται με χρήση του λογισμικού Solidworks.



Σχ.6.18 Λάμα βάσης

V_{18} : Όγκος σκελετός βάσης σε m^3

M_{18} : Μάζα σκελετός βάσης σε kg

Ο όγκος του σκελετού βάσης είναι:

$$V_{18} = 0.0023808 \text{ m}^3$$

Η μάζα του σκελετού της βάσης είναι:

$$M_{18} = \rho \cdot V_{16} = 7100 \text{ kg/m}^3 \cdot 0.00238080 \text{ m}^3$$

$$M_{18} = 16.903 \text{ kg}$$

ΠΙΝΑΚΑΣ ΒΑΡΟΥΣ ΕΞΑΡΤΗΜΑΤΩΝ ΧΩΡΙΣ ΣΥΝΑΡΜΟΛΟΓΗΣΗ

A/A	ΕΞΑΡΤΗΜΑ	ΥΛΙΚΟ/ΠΥΚΝΟΤΗΤΑ	ΠΟΣΟΤΗΤΑ	ΒΑΡΟΣ Kg
1	Σκελετός βάσης	ΧΑΛΥΒΑΣ st37 $\rho=7850 \text{ kg/m}^3$	1	16.903
2	Βάση	ΧΑΛΥΒΑΣ st37 $\rho=7850 \text{ kg/m}^3$	1	17,968
5	Απλός συνδετήρας	ΧΑΛΥΒΑΣ st37 $\rho=7850 \text{ kg/m}^3$	2	0,18256
6	Συνδετήρας με αύλακα	ΧΑΛΥΒΑΣ st37 $\rho=7850 \text{ kg/m}^3$	2	0,1531
16	Βραχίονας βάσης	ΧΑΛΥΒΑΣ st37 $\rho=7850 \text{ kg/m}^3$	1	7,5088
17	Βραχίονας 2	ΧΑΛΥΒΑΣ st37 $\rho=7850 \text{ kg/m}^3$	1	6,742
	Κάδος	ΧΑΛΥΒΑΣ st37 $\rho=7850 \text{ kg/m}^3$	1	4.679
18	Μπουκάλα 1 ^η	ΧΑΛΥΒΑΣ st37 $\rho=7850 \text{ kg/m}^3$	1	5.3
19	Μπουκάλα 2 ^η	ΧΑΛΥΒΑΣ st37 $\rho=7850 \text{ kg/m}^3$	1	4.5
20	Μπουκάλα 3 ^η	ΧΑΛΥΒΑΣ st37 $\rho=7850 \text{ kg/m}^3$	1	4.5
21	Ηλεκτροκινητήρας		1	20
22	Αντλία		1	8
23	Πίροι	ΧΑΛΥΒΑΣ st37 $\rho=7850 \text{ kg/m}^3$	11	1.071
24	Σωληνάκια 1 ^η μπουκάλας		1	1.2
25	Σωληνάκια 2 ^η μπουκάλας		1	1.9
26	Σωληνάκια 3 ^η μπουκάλας		1	3

Πιν. 6.1 Βάρη εξαρτημάτων

ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΜΗΚΟΥΣ ΣΩΛΗΝΩΣΕΩΝ

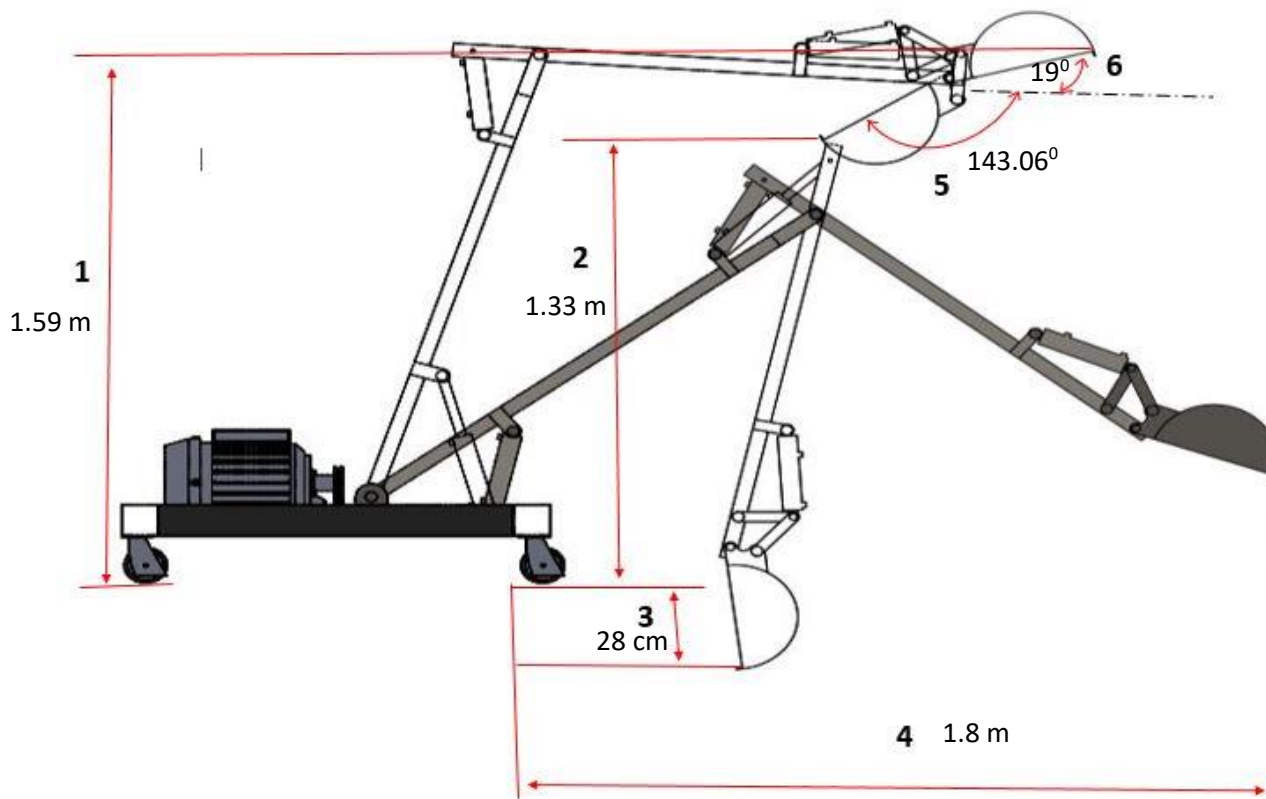
ΠΙΝΑΚΑΣ ΣΩΛΗΝΩΣΕΩΝ

A/A	ΘΕΣΗ	ΜΗΚΟΣ L (m)
1	Σωληνάκι 1 ^{ης} μπουκάλας κάτω ρακόρ	0,9 m
2	Σωληνάκι 1 ^{ης} μπουκάλας κάτω ρακόρ	1,1 m
3	Σωληνάκι 1 ^{ης} μπουκάλας κάτω ρακόρ	1,8 m
4	Σωληνάκι 1 ^{ης} μπουκάλας κάτω ρακόρ	2 m
5	Σωληνάκι 1 ^{ης} μπουκάλας κάτω ρακόρ	3 m
6	Σωληνάκι 1 ^{ης} μπουκάλας κάτω ρακόρ	3,2 m
7	Σωληνάκι αντλίας σε βαλβίδα ελέγχου	
8	Σωληνάκι επιστροφής υγρού	
9	Σωληνάκι δοχείο υγρού στην αντλία	

A/A	ΜΠΟΥΚΑΛΑ	ΑΠΟΣΤΑΣΗ ΑΠΟ ΡΑΚΟΡ ΣΕ ΡΑΚΟΡ (mm)
1	ΜΠΟΥΚΑΛΑ 18 cm	200
2	ΜΠΟΥΚΑΛΑ 15 cm	170
3	ΜΠΟΥΚΑΛΑ 14,5 cm	170

Πιν.6.2 Μήκη σωληνώσεων

6.2 ΓΕΩΜΕΤΡΙΚΑ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΤΗΣ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗΣ

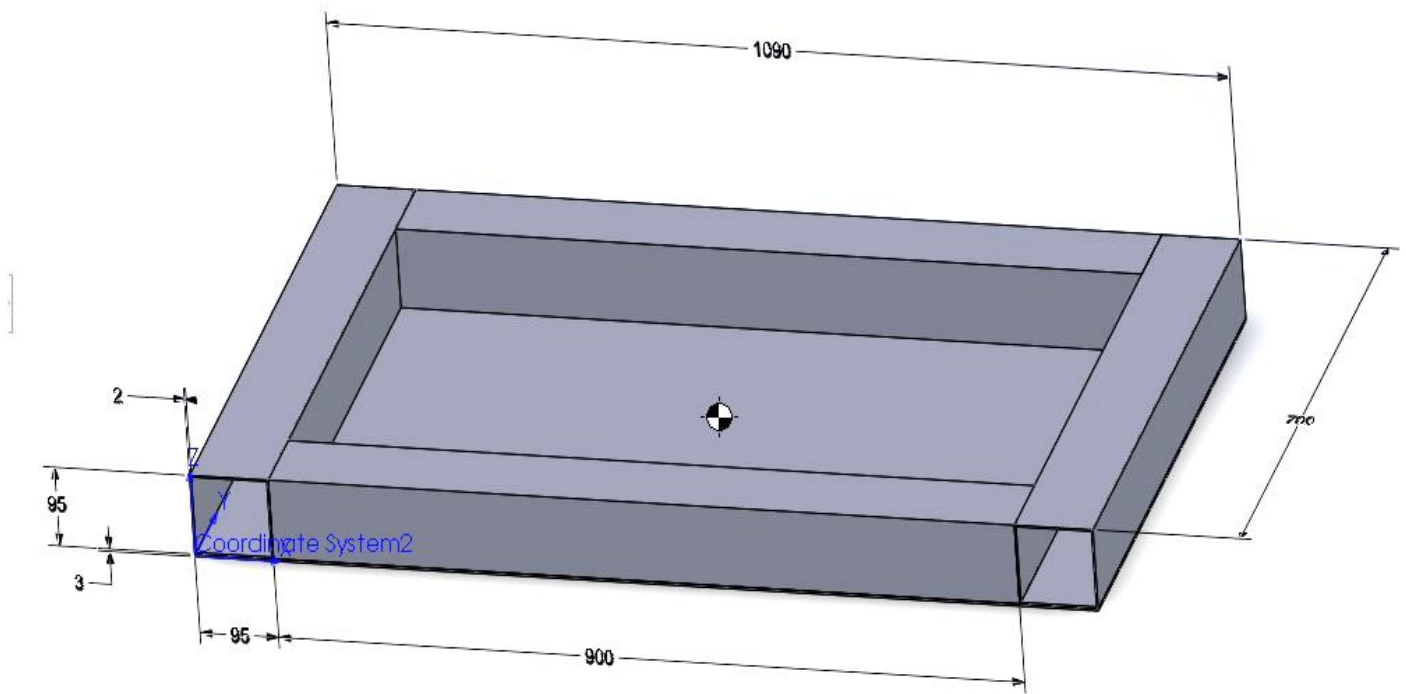


Σχ.6.19 Γεωμετρικά χαρακτηριστικά λειτουργίας της κατασκευής

- 1 : Μέγιστο ύψος αδιάσματος κάδου
- 2 : Μέγιστο ύψος φόρτωσης
- 3 : Μέγιστο βάθος εκσκαφής
- 4 : Μέγιστο άνοιγμα βραχιών
- 5 : Μέγιστη γωνία κλεισίματος κάδου
- 6 : Μέγιστη γωνία ανοίγματος κάδου

6.3 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΚΕΝΤΡΟΥ ΒΑΡΟΥΣ ΤΗΣ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗΣ

1.) Υπολογισμός κέντρου βάρους βάσης

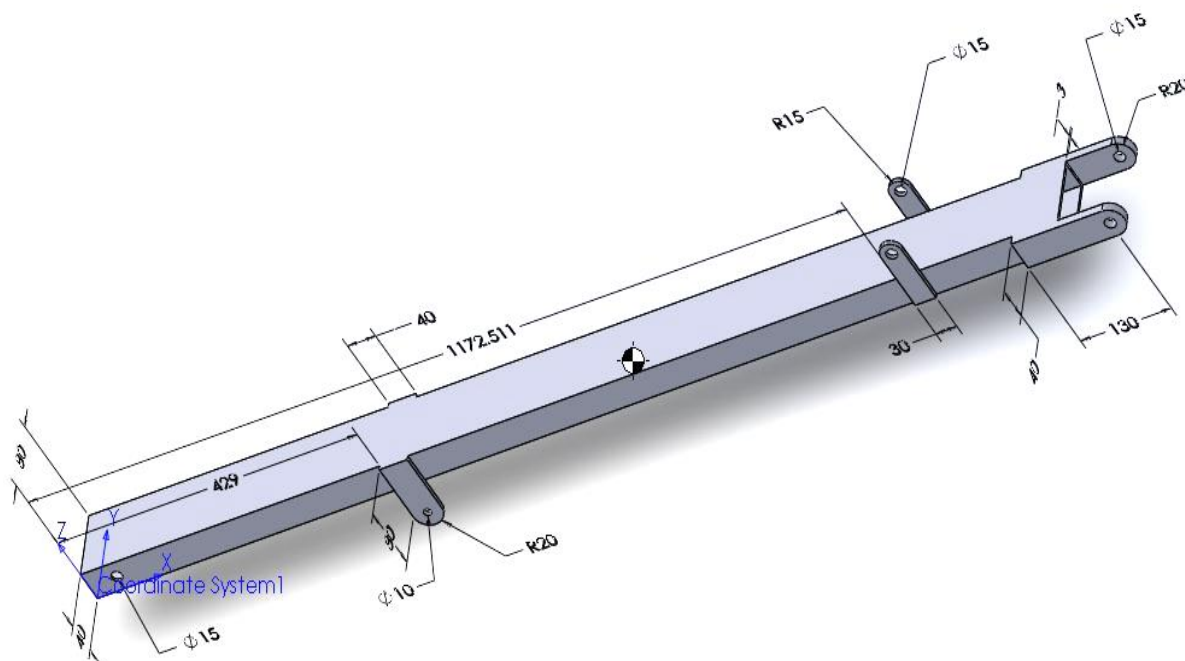


Κέντρο βάρους βάσης								
α/α	V_i	X_i	Y_i	Z_i	$X_i V_i$	$Y_i V_i$	$Z_i V_i$	
1	669600	545	50.5	50.5	364932000	33814800	33814800	
2	520800	1042.5	353	50.5	542934000	183842400	26300400	
3	669600	545	652.5	50.5	364932000	436914000	33814800	
4	520800	47.5	350	50.5	24738000	182280000	26300400	
$\Sigma(V, X_i V_i, Y_i V_i)$	2380800				1297536000	836851200	120230400	
$X_k = \Sigma(X_i V_i) / \Sigma(V_i)$								545
$Y_k = \Sigma(Y_i V_i) / \Sigma(V_i)$								351.5
$Z_k = \Sigma(Z_i V_i) / \Sigma(V_i)$								50.5

Το κέντρο βάρους του σκελετού βάσης έχει συντεταγμένες:

$$X_k = 545 \quad Y_k = 351.5 \quad Z_k = 50.5$$

2.) Υπολογισμός κέντρου βάρους βραχίονα βάσης

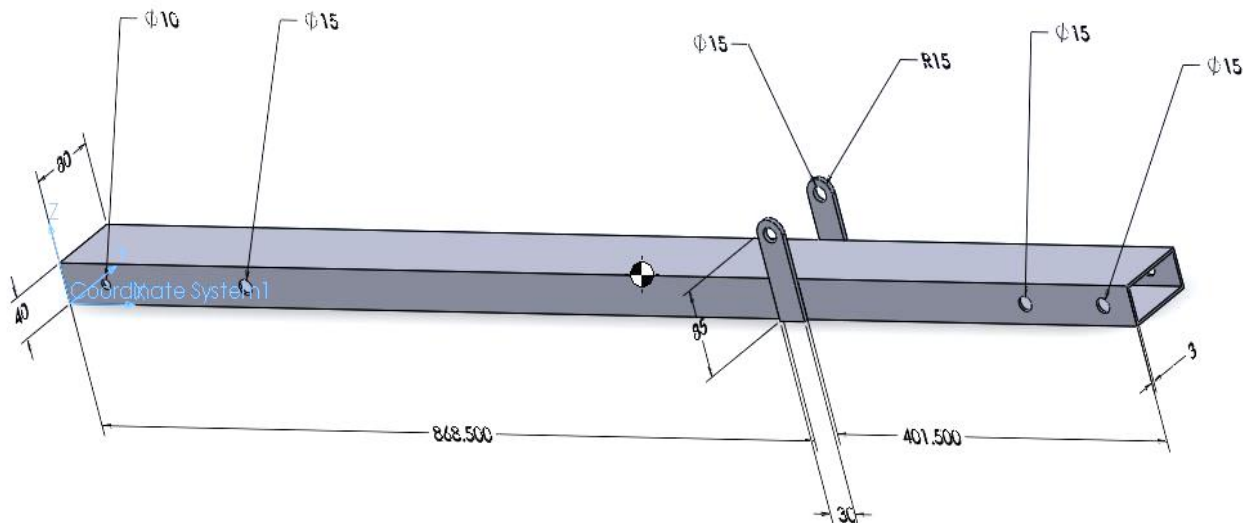


Κέντρο βάρους βραχίονα βάσης								
α/α	V_i	X_i	Y_i	Z_i	$X_i V_i$	$Y_i V_i$	$Z_i V_i$	
1	956500	700	45	20	669550000	43042500	19130000	
2	18748	449	2.5	10	8417852	46870	187480	
3	18748	449	87.5	10	8417852	1640450	187480	
4	12883	1187.5	2.5	47.5	15298562.5	32207.5	611942.5	
5	12883	1187.5	87.5	47.5	15298562.5	1127262.5	611942.5	
6	56514	1372.5	5	20	77565465	282570	1130280	
7	56514	1372.5	95	20	77565465	5368830	1130280	
$\Sigma(V_i X_i V_i, Y_i V_i)$	1132790				872113759	51540690	22989405	
$X_k = \Sigma(X_i V_i) / \Sigma(V_i)$								769.8812
$Y_k = \Sigma(Y_i V_i) / \Sigma(V_i)$								45.49889
$Z_k = \Sigma(Z_i V_i) / \Sigma(V_i)$								20.2945

Το κέντρο βάρους του βραχίονα βάσης έχει συντεταγμένες:

$$X_k = 769.8812 \quad Y_k = 45.49889 \quad Z_k = 20.2945$$

3.) Υπολογισμός κέντρου βάρους βραχίονα 2

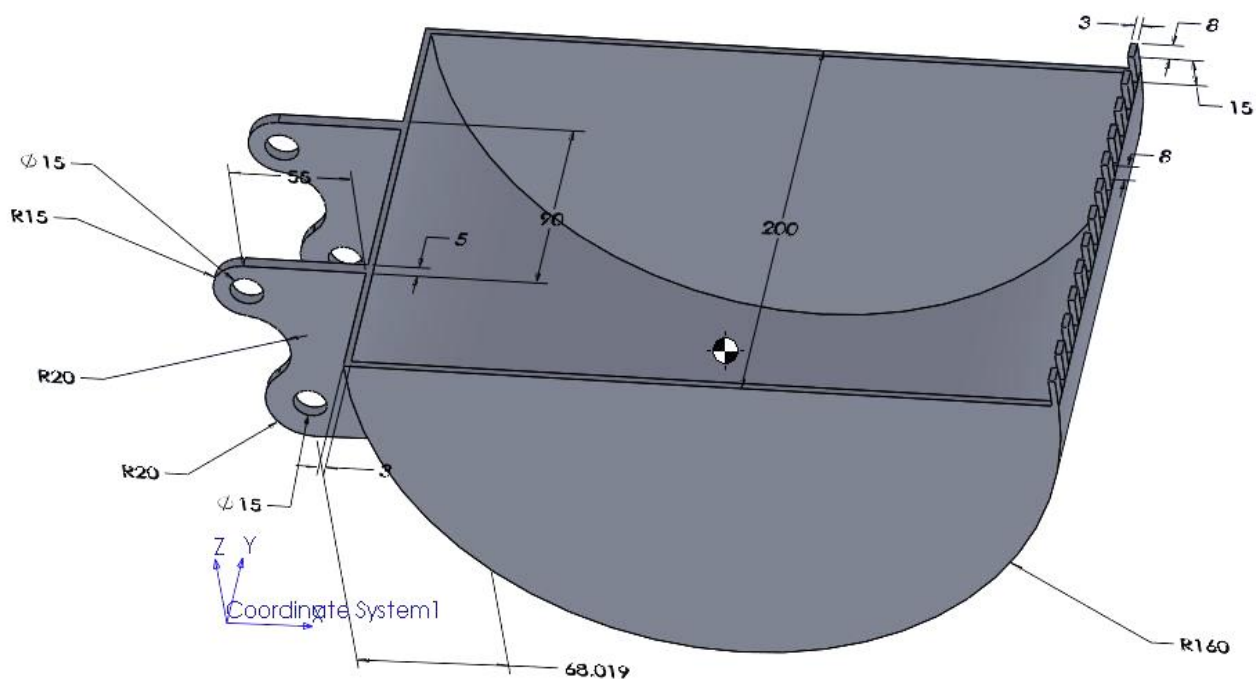


Κέντρο βάρους βραχίονα 2								
α/α	V_i	X_i	Y_i	Z_i	$X_i V_i$	$Y_i V_i$	$Z_i V_i$	
1	858910	650	45	20	558291500	38650950	17178200	
2	13630	883.5	2.5	10	12042105	34075	136300	
3	13630	883.5	87.5	10	12042105	1192625	136300	
$\Sigma(V_i X_i V_i, Y_i V_i)$	886170				582375710	39877650	17450800	
$X_k = \Sigma(X_i V_i) / \Sigma(V_i)$								657.1828
$Y_k = \Sigma(Y_i V_i) / \Sigma(V_i)$								45
$Z_k = \Sigma(Z_i V_i) / \Sigma(V_i)$								19.69238

Το κέντρο βάρους του βραχίονα 2 έχει συντεταγμένες

$$X_k = 657.182 \quad Y_k = 45 \quad Z_k = 19.69238$$

4.) Υπολογισμός κέντρου βάρους κάδου



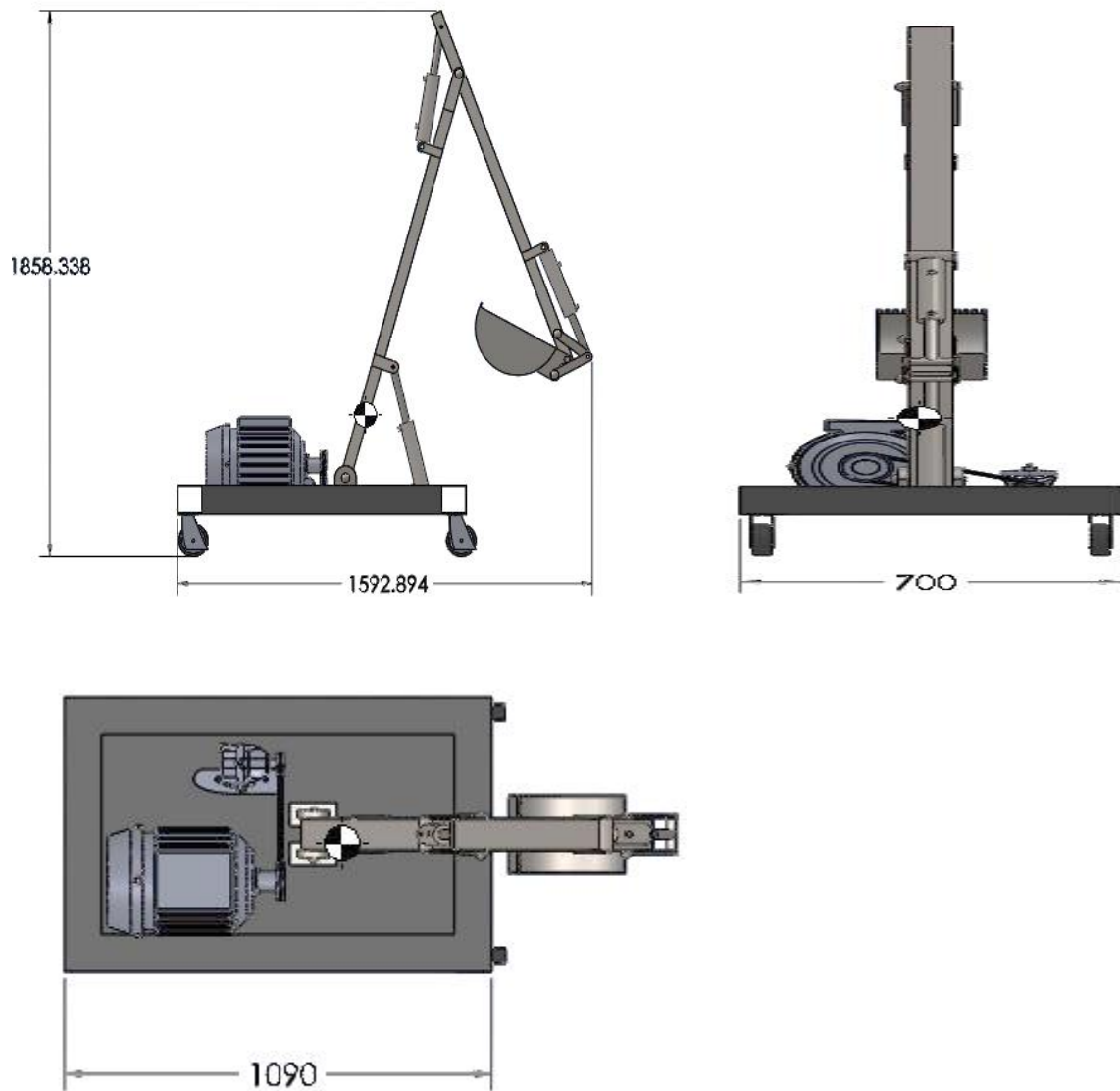
Κέντρο βάρους κάδου								
α/α	V_i	X_i	Y_i	Z_i	$X_i V_i$	$Y_i V_i$	$Z_i V_i$	
1	30170	52.5	57.5	109.58	1583925	1734775	3306029	
2	30170	52.5	142.5	109.58	1583925	4299225	3306029	
3	116160	230	1.5	80	26716800	174240	9292800	
4	116160	230	198.5	80	26716800	23057760	9292800	
5	303450	230	100	80	69793500	30345000	24276000	
$\Sigma(V, X_i V_i, Y_i V_i)$	596110				126394950	59611000	49473657	
$X_k = \Sigma(X_i V_i) / \Sigma(V_i)$								212.0329
$Y_k = \Sigma(Y_i V_i) / \Sigma(V_i)$								100
$Z_k = \Sigma(Z_i V_i) / \Sigma(V_i)$								82.99417

Το κέντρο βάρους του κάδου έχει συντεταγμένες

$$X_k = 212.0329 \quad Y_k = 100 \quad Z_k = 82.99417$$

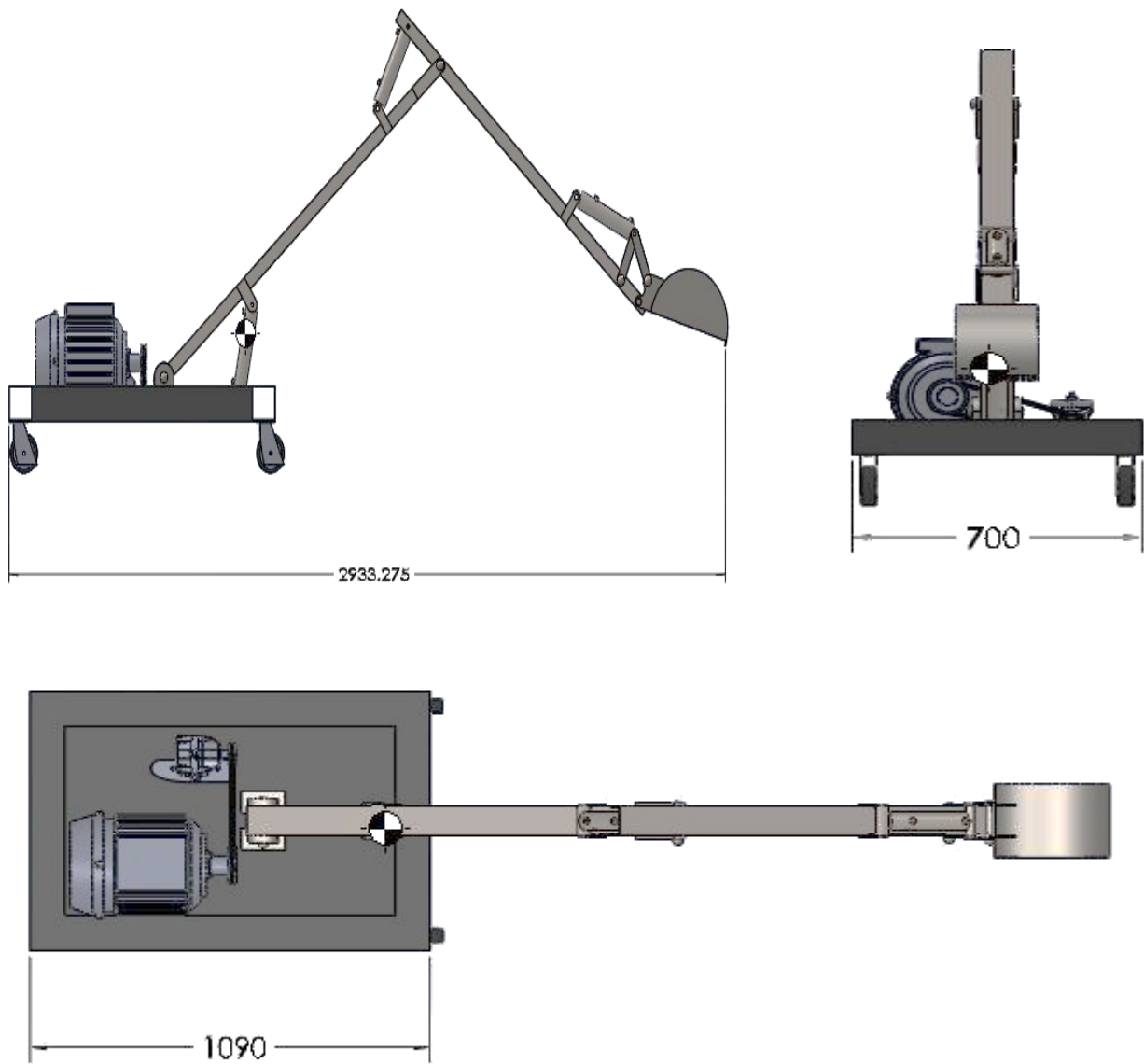
Με βάση τα βάρη και τα κέντρα βάρους των εξαρτημάτων υπολογίζεται το κέντρο βάρους της κατασκευής στις δύο οριακές θέσεις λειτουργίας του.

5.) Κέντρο βάρους κατασκευής σε κλειστή θέση (με τον κάδο στην πιο κοντινή θέση του από την βάση)



Οι συντεταγμένες είναι: Y=328.44mm X=707.92 mm Z= 334.94 mm

6.) Κέντρο βάρους κατασκευής σε ανοιχτή θέση (με τον κάδο στην πιο απομακρυσμένη θέση του από την βάση



Οι συντεταγμένες είναι: $X=969.15\text{ mm}$ $Y=328.44\text{ mm}$ $Z=244.77\text{ mm}$

7 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΤΩΝ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΚΩΝ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΩΝ ΤΗΣ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗΣ

Στο κεφάλαιο αυτό θα υπολογίσουμε τα λειτουργικά χαρακτηριστικά της κατασκευής. Όλες οι μαθηματικές σχέσεις και εμπειρικές τιμές έχουν παρθεί από συγγράμματα [4,6].

7.1 Εμβολισμός κυλίνδρου

Εδώ υπολογίζουμε τον εμβολισμό των κυλίνδρων ώστε να βρούμε πόσα λίτρα υδραυλικού υγρού θα χρειαστούμε για την λειτουργία.

$$V = A \cdot L: \text{Εμβολισμός κυλίνδρου σε } m^3. \quad (7.1)$$

A: Εσωτερική επιφάνεια κυλίνδρου σε m^2 .

L : Διαδρομή εμβόλου σε m.

1^{ος} Κύλινδρος

Υπολογισμός εμβολισμού πρώτου κυλίνδρου V_1

όπου:

V_1 : Εμβολισμός πρώτου κυλίνδρου.

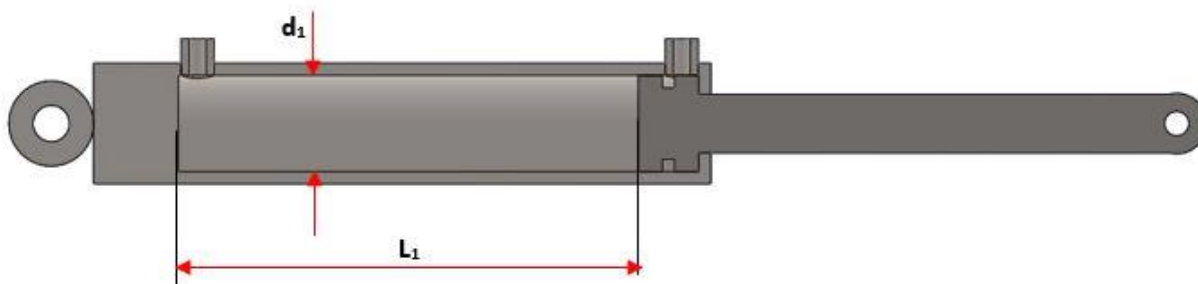
$d_1 = 40 \text{ mm}$: Εσωτερική διάμετρος πρώτου κυλίνδρου.

$A_1 = 1256 \text{ mm}^2$: Εσωτερική επιφάνεια πρώτου κυλίνδρου.

$L_1 = 180 \text{ mm}$: Διαδρομή εμβόλου.

Ο εμβολισμός του πρώτου κυλίνδρου είναι :

$$V_1 = A_1 \cdot L_1 = 0,001256 \text{ m}^2 \cdot 0,18 \text{ m} = 0,00022608 \text{ m}^3 = 0,226 \text{ Lt}$$



Σχ.7.1 Πρώτος κύλινδρος σε τομή

2^{ος} Κύλινδρος

Υπολογισμός εμβολισμού δεύτερου κυλίνδρου V_2

όπου:

V_2 : Εμβολισμός δευτέρου κυλίνδρου.

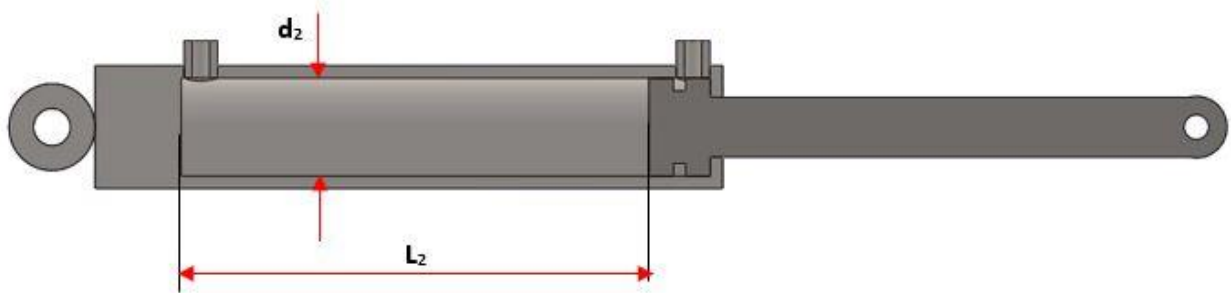
$d_2 = 40 \text{ mm}$: Εσωτερική διάμετρος δευτέρου κυλίνδρου.

$A_2 = 1256 \text{ mm}^2$: Εσωτερική επιφάνεια δευτέρου κυλίνδρου.

$L_2 = 150 \text{ mm}$: Διαδρομή εμβόλου.

Ο εμβολισμός του δεύτερου κυλίνδρου είναι :

$$V_2 = A_2 \cdot L_2 = 0,001256 \text{ m}^2 \cdot 0,15 \text{ m} = 0,0001884 \text{ m}^3 = 0,1884 \text{ Lt}$$



Σχ.7.2 Δεύτερος κύλινδρος σε τομή.

3^{ος} Κύλινδρος

Υπολογισμός εμβολισμού τρίτου κυλίνδρου V_3

όπου:

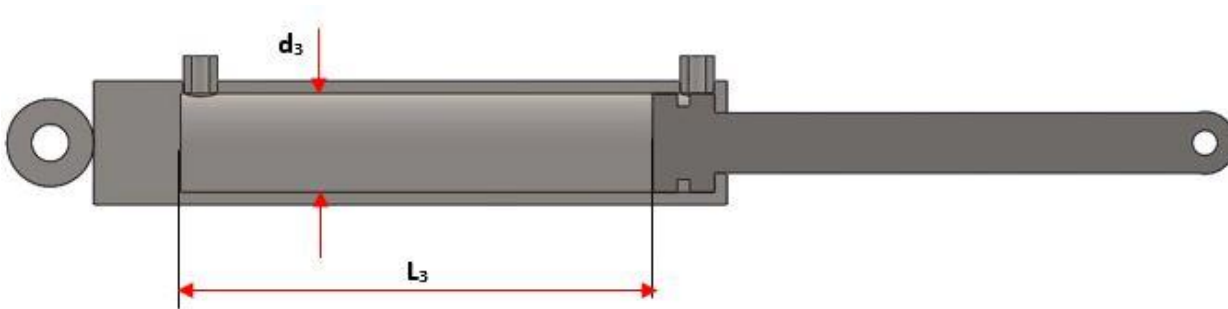
$d_3 = 40 \text{ mm}$: Εσωτερική διάμετρος τρίτου κυλίνδρου.

$A_3 = 1256 \text{ mm}^2$: Εσωτερική επιφάνεια τρίτου κυλίνδρου.

$L_3 = 150 \text{ mm}$: Διαδρομή εμβόλου.

Ο εμβολισμός του τρίτου κυλίνδρου είναι :

$$V_3 = A_3 \cdot L_3 = 0,001256 \text{ m}^2 \cdot 0,145 \text{ m} = 0,0001821 \text{ m}^3 = 0,1821 \text{ Lt}$$



Σχ.7.3 Τρίτος κύλινδρος σε τομή.

Ο συνολικός εμβολισμός τών κυλίνδρων είναι:

$$V_{O\Lambda} = V_1 + V_2 + V_3 = 0,00022608 \text{ m}^3 + 0,0001884 \text{ m}^3 + 0,0001821 \text{ m}^3 = 0,00059658 \text{ m}^3 = 0,6 \text{ lt}$$

$V_{O\Lambda}$: Συνολικός εμβολισμός κυλίνδρων.

Η ποσότητα του υδραυλικού υγρού που θα χρησιμοποιήσουμε για την λειτουργία θα είναι:

$$V'_{O\Lambda} = V_{O\Lambda} \cdot 3 = 3 \cdot 0,00059658 \text{ m}^3 = 0,0018 \text{ m}^3 = 1.8 \text{ Lt} \approx 2 \text{ lt}$$

$V'_{O\Lambda}$: Ποσότητα υδραυλικού υγρού στην δεξαμενή.

Ο Η/Κ επιλέχτηκε από υπολογισμούς που έχουν γίνει παρακάτω ώστε να μπορεί να καλύπτει της ανάγκες της κατασκευής.

όπου:

$$P_K = 1500 \text{ W} \text{ (Ισχύς Η/Κ).}$$

$$n_{MAX} = 1440 \text{ rpm} \text{ :Αριθμός στροφών Η/Κ.}$$

$$d_{mo} = 100 \text{ mm} \text{ (Διάμετρος τροχαλίας Η/Κ).}$$

$$d_a = 125 \text{ mm} \text{ (Διάμετρος τροχαλίας αντλίας).}$$

$$i = \frac{d_a}{d_{mo}} = \frac{125 \text{ mm}}{100 \text{ mm}} = 1,25 \text{ (Σχέση Μετάδοσης Η/Κ-αντλίας)}$$

7.2 Ειδική παροχή Αντλίας

Εδώ υπολογίζουμε την ειδική παροχή της αντλίας με βάση τα γεωμετρικά της χαρακτηριστικά. Η μαθηματική σχέση λήφθηκε από σύγγραμμα [6].

Υπολογισμός ειδικής παροχής αντλίας V_{th}

$$V_{th} = 2 \cdot z \cdot b \cdot \left(\frac{\pi}{z} \cdot (R_2^2 - R_1^2) - W \cdot (R_2 - R_1) \right) \quad (7.2)$$

όπου:

V_{th} : Ειδική παροχή αντλίας σύμφωνα με εξίσωση Σχ.5.5 σε cm^3 / rev .

z : Αριθμός πτερυγίων.

b : Πλάτος πτερυγίων.

R_2 : Μικρή ακτίνα του δακτυλίου cam.

R_1 : Μεγάλη ακτίνα του δακτυλίου cam.

W : Πάχος πτερυγίου.

Η ειδική παροχή της αντλίας είναι :

$$\begin{aligned} V_{th} &= 2 \cdot z \cdot b \cdot \left(\frac{\pi}{z} \cdot (R_2^2 - R_1^2) - W \cdot (R_2 - R_1) \right) = 2 \cdot 10 \cdot 1,3 \left(\frac{3,14}{10} \cdot (2,2^2 - 1,9^2) - 0,15 \cdot (2,2 - 1,9) \right) \\ &= 8,871 \text{ cm}^3 / \text{rev} \end{aligned}$$

7.3 Παροχή αντλίας

Εδώ υπολογίζουμε την παροχή της αντλίας που χρειαζόμαστε για την λειτουργία της κατασκευής με βάση και την επιλογή την Η/Κ.

Υπολογισμός παροχής αντλίας Q_p

$$Q_p = 10^{-3} \cdot V_{th} \cdot n_p \cdot n_{up} = 10^{-3} \cdot 8,871 \cdot 1152 \cdot 0,94 = 9,606 \text{ lt/min} \quad (7.3)$$

όπου:

Q_p : Παροχή αντλίας σε Lt/min .

V_{ih} : Ειδική παροχή αντλίας σε cm^3 / rev .

n_p : Αριθμός στροφών αντλίας σε rpm.

η_{UP} : Όγκομετρικός βαθμός απόδοσης αντλίας 0.94.

$$n_p = \frac{n_{\max}}{i} = \frac{1440}{1,25} = 1152 \text{ rpm}$$

7.4 Ταχύτητα εμβόλου

Εδώ θα υπολογίσουμε τις ταχύτητες των εμβόλων των κυλίνδρων κατά την πρόωση όσο και κατά την επιστροφή.

Ταχύτητα εμβόλου κατά την πρόωση:

$$V_L = V_K \cdot \frac{A_K}{A_L} \quad (7.4)$$

$$A_K = \frac{\pi \cdot d_k^2}{4} \quad (7.5)$$

$$A_L = \frac{\pi \cdot d_L^2}{4} \quad (7.6)$$

Από νομόγραμμα [9] προκύπτει ταχύτητα $V_L = 2,27 \text{ m/s}$ για $Q_p = 9,606 \text{ Lt/min}$ και διάμετρος σωληνώσεων $d_L = 9.5 \text{ mm}$ (3/8)

όπου:

V_L : Ταχύτητα υγρού σε m/s .

V_K : Ταχύτητα εμβόλου στην πρόωση σε όλες της μπουκάλες είναι το ίδιο σε m/s .

A_K : Επιφάνεια εμβόλου σε m^2 .

A_L : Επιφάνεια σωληνώσεων σε m^2 .

d_k : Διάμετρος εμβόλου σε όλες της μπουκάλες είναι το ίδιο σε m.

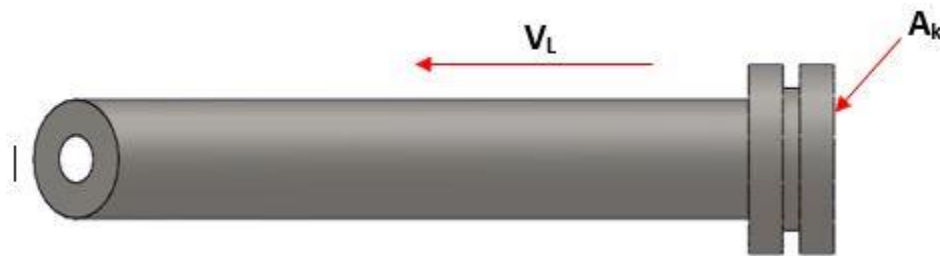
d_L : Διάμετρος σωληνώσεων σε m.

Η ταχύτητα του εμβόλου κατά την πρόωση είναι :

$$V_L = V_K \cdot \frac{A_K}{A_L} \Leftrightarrow V_K = \frac{V_L \cdot A_L}{A_K} = \frac{2.27 \cdot 0,0000708}{0,001256} = 0,127 \text{ m/s} \quad (7.4)$$

$$A_K = \frac{\pi \cdot d_k^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 40^2}{4} = 1256 \text{ mm}^2 = 0,001256 \text{ m}^2 \quad (7.5)$$

$$A_L = \frac{\pi \cdot d_L^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 9.5^2}{4} = 70,8 \text{ mm}^2 = 0,0000708 \text{ m}^2 \quad (7.6)$$



Σχ.7.4 Έμβολο κυλίνδρου κατά την πρόωση.

Ταχύτητα εμβόλου κατά την επιστροφή:

$$V_{K'} = \frac{V_L \cdot A_L}{A_R} \quad (7.7)$$

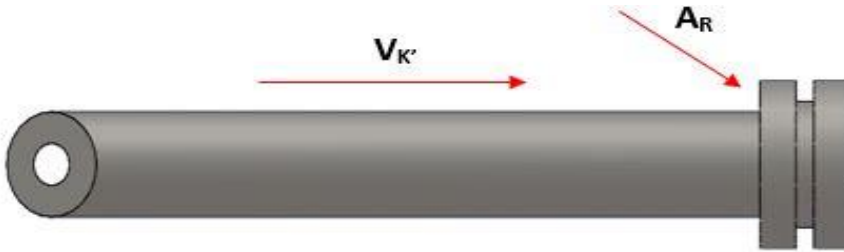
όπου:

A_R : Επιφάνεια εμβόλου - την επιφάνεια του βάκτρου του εμβόλου σε m^2 .

$V_{K'}$: Ταχύτητα εμβόλου στην επιστροφή σε όλες της μπουκάλες είναι το ίδιο σε m/s.

Η ταχύτητα του εμβόλου κατά την επιστροφή είναι :

$$V_L = V_K \cdot \frac{A_R}{A_L} \Leftrightarrow V_K = \frac{V_L \cdot A_L}{A_R} = \frac{2.27 \cdot 0,0000708}{0,000765} = 0,210 \text{ m/s} . \quad (7.4)$$



Σχ.7.5 Έμβολο κυλίνδρου κατά την επιστροφή

7.5 Χρόνος ανοίγματος και κλεισίματος κυλίνδρων

Εδώ υπολογίζουμε τους χρόνους που απαιτούνται για την ολοκλήρωση των διαδρομών των εμβόλων.

Ο θεωρητικός χρόνος που απαιτείται για το άνοιγμα του κυλίνδρου:

$$t_{A\Theta} = \frac{L}{V_K} \quad (7.8)$$

όπου:

L : Διαδρομή εμβόλου σε m.

V_K : Ταχύτητα εμβόλου σε m/s.

1^ο κύλινδρος

Υπολογισμός θεωρητικού χρόνου ανοίγματος πρώτου κυλίνδρου $t_{A\Theta 1}$

$$L_1 = 180 \text{ mm} .$$

$$V_K = 0,127 \text{ m/s} .$$

Ο θεωρητικός χρόνος ανοίγματος του πρώτου κυλίνδρου είναι :

$$t_{A\Theta 1} = \frac{L_1}{V_K} = \frac{0,18}{0,127} = 1,417 \text{ sec} \quad (7.8)$$

$t_{A\Theta 1}$: θεωρητικός χρόνος ανοίγματος πρώτης μπουκάλας σε s

Πραγματικός χρόνος $t_{A\Pi 1} = 20 \% \text{ εως } 50 \% \times t_{A\Theta 1}$. Ο πραγματικός χρόνος είναι ο θεωρητικός χρόνος αυξημένος κατά ένα ποσοστό λόγω διάφορων παραγόντων που δεν μπορούμε να τους υπολογίσουμε.

Υπολογισμός πραγματικού χρόνου ανοίγματος πρώτου κυλίνδρου $t_{A\Pi 1}$

$$t_{A\Pi 1} = 1.5 \cdot 1,417 = 2,125 \text{ sec}$$

$t_{A\Pi 1}$: Πραγματικός χρόνος ανοίγματος πρώτου κυλίνδρου σε s

2^ο κύλινδρος

Υπολογισμός θεωρητικού χρόνου ανοίγματος δεύτερου κυλίνδρου $t_{A\Theta 2}$

$$L_2 = 150 \text{ mm}$$

$$V_K = 0,127 \text{ m/s}$$

Ο θεωρητικός χρόνος ανοίγματος του δεύτερου κυλίνδρου είναι :

$$t_{A\Theta 2} = \frac{L_2}{V_K} = \frac{0,15}{0,127} = 1,181 \text{ sec} \quad (7.8)$$

$t_{A\Theta 2}$: θεωρητικός χρόνος ανοίγματος δεύτερου κυλίνδρου σε s

Πραγματικός χρόνος $t_{A\Pi 2} = 20 \% \text{ εως } 50 \% \times t_{A\Theta 2}$. Ομοίως με το προηγούμενο.

Υπολογισμός πραγματικού χρόνου ανοίγματος δεύτερου κυλίνδρου $t_{A\Pi 2}$

$$t_{A\Pi 2} = 1.5 \cdot 1,181 = 1,771 \text{ sec}$$

$t_{A\Pi 2}$: Πραγματικός χρόνος ανοίγματος δεύτερου κυλίνδρου σε s

3^ο κύλινδρος

Υπολογισμός θεωρητικού χρόνου ανοίγματος δεύτερου κυλίνδρου $t_{A\Theta 3}$

$$L_3 = 145 \text{ mm}$$

$$V_K = 0,127 \text{ m/s}$$

Ο θεωρητικός χρόνος ανοίγματος του τρίτου κυλίνδρου είναι :

$$t_{A\Theta 3} = \frac{L_3}{V_K} = \frac{0,145}{0,127} = 1,141 \text{ sec}$$

$$t_{A\Theta 3} : \text{θεωρητικός χρόνος ανοίγματος τρίτου κυλίνδρου σε s} \quad (7.8)$$

Πραγματικός Χρόνος $t_{A\Pi 3} = 20 \% \text{ εως } 50 \% \times t_{A\Theta 3}$. Ομοίως με το προηγούμενο.

Υπολογισμός πραγματικού χρόνου ανοίγματος τρίτου κυλίνδρου $t_{A\Pi 3}$

$$t_{A\Pi 3} = 1,5 \cdot 1,141 = 1,711 \text{ sec}$$

$$t_{A\Pi 3} : \text{Πραγματικός χρόνος ανοίγματος τρίτου κυλίνδρου σε s}$$

Χρονομέτρηση σε πραγματικό χρόνο (το μετρήσαμε με χρονόμετρο)

$$1^{\eta} \quad t_{AM1} = 3 \text{ sec} > t_{A\Pi 1} = 2,125 \text{ sec}$$

$$t_{AM1} : \text{Χρονομέτρηση ανοίγματος πρώτου κυλίνδρου σε πραγματικό χρόνο σε s}$$

$$2^{\eta} \quad t_{AM2} = 2,36 \text{ sec} > t_{A\Pi 2} = 1,771 \text{ sec}$$

$$t_{AM2} : \text{Χρονομέτρηση ανοίγματος δεύτερου κυλίνδρου σε πραγματικό χρόνο σε s}$$

$$3^{\eta} \quad t_{AM3} = 2,29 \text{ sec} > t_{A\Pi 3} = 1,711 \text{ sec}$$

$$t_{AM3} : \text{Χρονομέτρηση ανοίγματος τρίτου κυλίνδρου σε πραγματικό χρόνο σε s}$$

Ο θεωρητικός χρόνος που απαιτείται για το κλείσιμο του κυλίνδρου είναι:

$$t_{\kappa\theta} = \frac{L}{V} \quad (7.9)$$

όπου:

L : Διαδρομή εμβόλου σε m.

V : Ταχύτητα εμβόλου σε m/s.

1^{ος} Κύλινδρος

Υπολογισμός θεωρητικού χρόνου κλεισίματος πρώτου κυλίνδρου $t_{\kappa\theta 1}$

$$L_1 = 180 \text{ mm}$$

$$V_{\kappa 1} = 0,21 \text{ m/s}$$

Ο θεωρητικός χρόνος κλεισίματος του πρώτου κυλίνδρου είναι :

$$t_{\kappa\theta 1} = \frac{L_1}{V_1} = \frac{0,18}{0,21} = 0,857 \text{ sec} \quad (7.9)$$

$t_{\kappa\theta 1}$: θεωρητικός χρόνος κλεισίματος πρώτου κυλίνδρου σε s

Πραγματικός χρόνος $t_{\kappa\theta 1} = 20 \% \text{ έως } 50 \% \times t_{\kappa\theta 1}$. Ομοίως με τα προηγούμενα.

Υπολογισμός πραγματικού χρόνου κλεισίματος πρώτου κυλίνδρου $t_{\kappa\theta 1}$

$$t_{\kappa\theta 1} = 1,5 \cdot 0,857 = 1,2855 \text{ sec}$$

$t_{\kappa\theta 1}$: Πραγματικός χρόνος κλεισίματος πρώτου κυλίνδρου σε s

2^{ος} Κύλινδρος

Υπολογισμός θεωρητικού χρόνου κλεισίματος δεύτερου κυλίνδρου $t_{κΘ2}$

$$L_2 = 150 \text{ mm}$$

$$V_{κ'} = 0,21 \text{ m/s}$$

Ο θεωρητικός χρόνος κλεισίματος το δεύτερου κυλίνδρου είναι :

$$t_{κΘ2} = \frac{L_2}{V_2} = \frac{0,15}{0,21} = 0,714 \text{ sec} \quad (7.9)$$

$t_{κΘ2}$: θεωρητικός χρόνος κλεισίματος δεύτερου κυλίνδρου σε s

Πραγματικός Χρόνος $t_{κΠ2} = 20 \% \text{ έως } 50 \% \times t_{κΘ2}$. Ομοίως με τα προηγούμενα.

Υπολογισμός πραγματικού χρόνου κλεισίματος δεύτερου κυλίνδρου $t_{κΠ2}$

$$t_{κΠ2} = 1,5 \cdot 0,714 = 1,071 \text{ sec}$$

$t_{κΠ2}$: Πραγματικός χρόνος κλεισίματος δεύτερου κυλίνδρου σε s

3^{ος} Κύλινδρος

Υπολογισμός θεωρητικού χρόνου κλεισίματος τρίτου κυλίνδρου $t_{κΘ3}$

$$L_3 = 145 \text{ mm}$$

$$V_{κ'} = 0,21 \text{ m/s}$$

Ο θεωρητικός χρόνος κλεισίματος του τρίτου κυλίνδρου είναι :

$$t_{κΠ3} = \frac{L_3}{V_3} = \frac{0,145}{0,21} = 0,69 \text{ sec}$$

$t_{κΘ3}$: θεωρητικός χρόνος κλεισίματος τρίτου κυλίνδρου σε s (7.9)

Πραγματικός Χρόνος $t_{\text{ΚΠ3}} = 20 \% \text{ έως } 50 \% \times t_{\text{ΚΘ3}}$. Ομοίως με τα προηγούμενα.

Υπολογισμός πραγματικού χρόνου κλεισίματος τρίτου κυλίνδρου $t_{\text{ΚΠ3}}$

$$t_{\text{ΚΠ3}} = 1.5 \cdot 1,141 = 1,0,35 \text{ sec}$$

$t_{\text{ΚΠ3}}$: Πραγματικός χρόνος κλεισίματος τρίτου κυλίνδρου σε s

Χρονομέτρηση σε πραγματικό χρόνο (το μετρήσαμε με χρονόμετρο).

$$1^{\text{η}} t_{\text{ΚΜ1}} = 1,75 \text{ sec} > t_{\text{ΚΠ1}} = 1,285 \text{ sec}$$

$t_{\text{ΚΜ1}}$: Χρονομέτρηση κλεισίματος πρώτου κυλίνδρου σε πραγματικό χρόνο σε s

$$2^{\text{η}} t_{\text{ΚΜ2}} = 1,59 \text{ sec} > t_{\text{ΚΠ2}} = 1,071 \text{ sec}$$

$t_{\text{ΚΜ2}}$: Χρονομέτρηση κλεισίματος δεύτερου κυλίνδρου σε πραγματικό χρόνο σε s

$$3^{\text{η}} t_{\text{ΚΜ3}} = 1,78 \text{ sec} > t_{\text{ΚΠ3}} = 1,035 \text{ sec}$$

$t_{\text{ΚΜ3}}$: Χρονομέτρηση κλεισίματος τρίτου κυλίνδρου σε πραγματικό χρόνο σε s

7.6 Πίεση αντλίας

Εδώ υπολογίζουμε την πίεση που πρέπει να αναπτύξει η αντλία για την λειτουργία της κατασκευής μας. Η μαθηματική σχέση έχει ληφθεί από σύγγραμμα [5].

Υπολογισμός πίεσης αντλίας P_{Amax}

$$P_K = \frac{Q_P \cdot P_{Amax}}{n_{tot}}$$

$$n_{tot} = n_{mp} \cdot n_p = 0,96 \cdot 0,94 = 0,9024$$

όπου:

P_{Amax} : Πίεση αντλίας σε Pa.

P_K : Ισχύς Η/Κ σε watt.

n_{tot} : Συνολικός βαθμός απόδοσης.

n_{mp} : Ογκομετρικός βαθμός απόδοσης.

n_p : Μηχανικός βαθμός απόδοσης.

Η πίεση λειτουργίας της αντλίας είναι :

$$P_K = \frac{Q_P \cdot P_{Amax}}{n_{tot}} \Leftrightarrow P_{Amax} = \frac{P_K \cdot n_{tot}}{Q_P} = \frac{1500 \cdot 0,9024}{0,00016} = 8.460.000 Pa = 84,6 bar$$

7.7 Υπολογισμός δυνάμεων

Εδώ υπολογίζουμε της δυνάμεις που θα αναπτυχθούν στους κυλίνδρους.

Δύναμη ώθησης του κυλίνδρου F_{push} :

$$P_{Amax} = \frac{F_{push} \cdot 100}{A_E} \Leftrightarrow F_{push} = \frac{P_{Amax} \cdot A_E}{100} = \frac{84,6 \cdot 12,56}{100} = 10625,76 N = 1062 KN \quad (7.10)$$

Δύναμη έλξης του κυλίνδρου F_{pull} :

$$F_{push} = 1,6 \cdot F_{pull} \Leftrightarrow F_{pull} = \frac{F_{push}}{1,6} = \frac{10625,76}{1,6} = 6641 \text{ N} = 6,64 \text{ KN} \quad (7.10)$$

Άλλος τρόπος

$$P_{max} = \frac{F_{pull} \cdot 100}{A_R} \Leftrightarrow F_{pull} = \frac{P_{max} \cdot A_R}{100} = \frac{84,6 \cdot 7,65}{100} = 6471 \text{ N} = 6,47 \text{ KN} \quad (7.11)$$

7.8 Απώλειες πίεσης

Εδώ θα υπολογίσουμε της απώλειες πίεσης που οφείλονται σε διάφορους παράγοντες που θα τους δούμε παρακάτω.

Για αντλίες περυστροφόρες $V = 14 \text{ έως } 160 \text{ cst}$ ($V = 14 \text{ cst}$)

Υπολογισμός αριθμού Reynolds R_e

$$R_e = \frac{V_L \cdot d_L}{\nu} = \frac{2,27 \cdot 0,0095}{0,000014} = 1540,35 \quad (7.12)$$

όπου:

V : Κινηματικό ιξώδες.

R_e : Αριθμός Reynolds.

d_L : Διάμετρος σωληνώσεων σε m.

V_L : Ταχύτητα υγρού σε m/s.

Στρωτή ροή διότι $R_e < R_{kr}$ ($1550,35 < 2300$)

Αν $R_e > R_{kr}$ θα είχαμε τυρβώδη ροή

Συντελεστής αντίστασης τριβής

$$\lambda_{TH} = \frac{64}{R_e} = \frac{64}{1540,35} = 0,0415 \quad (7.13)$$

$$\lambda_{np} = \frac{75}{R_e} = \frac{75}{1540,35} = 0,0486 \quad (7.14)$$

Αναλογία εμβαδών φ:

$$\varphi = \frac{A_K}{A_R} = \frac{0,001256}{0,000765} = 1,64 \approx 1,6 \quad (7.15)$$

όπου:

A_K : Επιφάνεια διατομής εμβόλου σε m^2

A_R : Επιφάνεια διατομής βάρικου εμβόλου σε m^2

7.8.1 Απώλειες πίεσης λόγω εσωτερικών τριβών

Εδώ υπολογίζουμε τις απώλειες πίεσης που οφείλονται σε εσωτερικές τριβές. Η μαθηματική σχέση έχει ληφθεί από σύγγραμμα [5].

Υπολογισμός απωλειών πίεσης λόγω εσωτερικών τριβών ΔP

$$\Delta P = \lambda \cdot \frac{L_{\Sigma}}{d_L} \cdot \frac{\rho \cdot V_L^2}{2} \quad (7.16)$$

όπου:

ΔP : Πτώση πίεσης λόγω εσωτερικών τριβών σε Pa.

V_L : Ταχύτητα υγρού σε m/s.

d_L : Διάμετρος σωληνάκια σε m.

λ : Συντελεστής τριβών των σωληνώσεων.

L : Μήκος σωληνάκι σε m.

ρ : Πυκνότητα υγρού Kg/m³.

1^{ος} Κύλινδρος

Υπολογισμός απωλειών πίεσης λόγω εσωτερικών τριβών ΔP πρώτου κυλίνδρου

$$\Delta P_1 = \lambda \cdot \frac{L_{\Sigma 1}}{d_L} \cdot \frac{\rho \cdot V_L^2}{2} = 0,0486 \cdot \frac{0,9}{0,0095} \cdot \frac{900 \cdot 2,27^2}{2} = 10.676,26 \text{ Pa} = 0,1076 \text{ bar}$$

$$\Delta P_2 = \lambda \cdot \frac{L_{\Sigma 2}}{d_L} \cdot \frac{\rho \cdot V_L^2}{2} = 0,0486 \cdot \frac{1,1}{0,0095} \cdot \frac{900 \cdot 2,27^2}{2} = 13.048,77 \text{ Pa} = 0,1304 \text{ bar}$$

όπου:

$L_{\Sigma 1} = 0,9 \text{ m}$: Μήκος σωληνάκι κάτω ρακόρ.

$L_{\Sigma 2} = 1,1 \text{ m}$: Μήκος σωληνάκι άνω ρακόρ.

ΔP_1 : Πτώση πίεσης λόγω τριβής στο σωληνάκι κάτω ρακόρ σε Pa.

ΔP_2 : Πτώση πίεσης λόγω τριβής στο σωληνάκι άνω ρακόρ σε Pa.

2^{ος} Κύλινδρος

Υπολογισμός απωλειών πίεσης λόγω εσωτερικών τριβών ΔP δεύτερου κυλίνδρου

$$\Delta P_3 = \lambda \cdot \frac{L_{\Sigma 3}}{d_L} \cdot \frac{\rho \cdot V_L^2}{2} = 0,0486 \cdot \frac{1,8}{0,0095} \cdot \frac{900 \cdot 2,27^2}{2} = 21.352,53 \text{ Pa} = 0,213 \text{ bar}$$

$$\Delta P_4 = \lambda \cdot \frac{L_{\Sigma 4}}{d_L} \cdot \frac{\rho \cdot V_L^2}{2} = 0,0486 \cdot \frac{2}{0,0095} \cdot \frac{900 \cdot 2,27^2}{2} = 23.725,03 \text{ Pa} = 0,237 \text{ bar}$$

όπου:

$L_{\Sigma 3} = 1,8 \text{ m}$: Μήκος σωληνάκι κάτω ρακόρ.

$L_{\Sigma 4} = 2 \text{ m}$: Μήκος σωληνάκι άνω ρακόρ.

ΔP_3 : Πτώση πίεσης λόγω τριβής στο σωληνάκι κάτω ρακόρ σε Pa.

ΔP_4 : Πτώση πίεσης λόγω τριβής στο σωληνάκι άνω ρακόρ σε Pa.

3^{ος} Κύλινδρος

Υπολογισμός απωλειών πίεσης λόγω εσωτερικών τριβών ΔP τρίτου κυλίνδρου

$$\Delta P_5 = \lambda \cdot \frac{L_{\Sigma 5}}{d} \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2} = 0,0486 \cdot \frac{3}{0,0095} \cdot \frac{900 \cdot 2,27^2}{2} = 35.587,55 \text{ Pa} = 0,355 \text{ bar}$$

$$\Delta P_6 = \lambda \cdot \frac{L_{\Sigma 6}}{d} \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2} = 0,0486 \cdot \frac{3,2}{0,0095} \cdot \frac{900 \cdot 2,27^2}{2} = 37.960,05 \text{ Pa} = 0,379 \text{ bar}$$

όπου:

$L_{\Sigma 5} = 3 \text{ m}$: Μήκος σωληνάκι κάτω ρακόρ.

$L_{\Sigma 6} = 3,2 \text{ m}$: Μήκος σωληνάκι άνω ρακόρ.

ΔP_5 : Πτώση πίεσης λόγω τριβής στο σωληνάκι κάτω ρακόρ σε Pa.

ΔP_6 : Πτώση πίεσης λόγω τριβής στο σωληνάκι άνω ρακόρ σε Pa.

7.8.2 Μεμονωμένες απώλειες πίεσης.

Εδώ υπολογίσουμε της μεμονωμένες απώλειες πίεσεις..Αυτές οφείλονται σε γωνίες ,καμπυλότητες που δημιουργούνται στα σωληνάκια υψηλής πίεσεως καθώς και στα ρακός που συνδέουν τα σωληνάκια με τους κυλίνδρους.

Υπολογισμός μεμονωμένων απωλειών πίεσης ΔP_b

$$\Delta P_b = \xi \cdot \frac{\rho}{2} \cdot V_L^2 \quad (7.17)$$

όπου:

ΔP_b : Μεμονωμένες απώλειες πίεσης σε Pa.

ξ : Συντελεστής απωλειών λήφθηκε από πίνακα.

ρ : Πυκνότητα του υγρού Kg/m³.

V_L : Ταχύτητα υγρού m/s.

Από νομόγραμμα παίρνω $\xi = 1,1$ για $V_L = 2,27 \text{ m/s}$, $d_L = 9,5 \text{ mm}$, $Q_p = 9,606 \text{ Lt/min}$

1^η Για τα ρακόρ του πρώτου κυλίνδρου έχω $\xi = 1,1$

Υπολογισμός μεμονωμένων απωλειών πίεσης ΔP_{b1} πρώτου κυλίνδρου

$$\Delta P_{b1} = \xi \cdot \frac{\rho}{2} \cdot V_L^2 = 1,1 \cdot \frac{900}{2} \cdot 2,27^2 = 2.550,6855 \text{ Pa} = 0,0255 \text{ bar}$$

ΔP_{b1} : Μεμονωμένες απώλειες πίεσης του πρώτου κυλίνδρου σε

2^{ος} Κύλινδρος, παίρνω $\xi = 0,47$

Υπολογισμός μεμονωμένων απωλειών πίεσης ΔP_{b2} δεύτερου κυλίνδρου

$$\Delta P_{b2} = \xi \cdot \frac{\rho}{2} \cdot V_L^2 = 0,47 \cdot \frac{900}{2} \cdot 2,27^2 = 1.089,83835 \text{ Pa} = 0,010896 \text{ bar}$$

ΔP_{b2} : Μεμονωμένες απώλειες πίεσης του δεύτερου κυλίνδρου σε Pa

3^{ος} Κύλινδρος, παίρνω $\xi = 0,47$

Υπολογισμός μεμονωμένων απωλειών πίεσης ΔP_{b3} τρίτου κυλίνδρου

$$\Delta P_{b3} = \xi \cdot \frac{\rho}{2} \cdot V_L^2 = 0,47 \cdot \frac{900}{2} \cdot 2,27^2 = 1089,6 \text{ Pa} = 0,010896 \text{ bar}$$

ΔP_{b3} : Μεμονωμένες απώλειες πίεσης της τρίτης μπουκάλας σε Pa

7.8.3 Πτώση πίεσης λόγω υψομετρικής διαφοράς

Εδώ υπολογίσουμε την πτώση πίεσης που έχουμε λόγω υψομετρικής διαφοράς των εξαρτημάτων μας (θέση αντλίας πιο χαμηλή από τους κυλίνδρους).

Υπολογισμός πτώσης πίεσης λόγω υψομετρικής διαφοράς ΔP_h

$$\Delta P_h = h \cdot 0,433 \tag{7.18}$$

όπου:

ΔP_h : Πτώση πίεσης λόγω υψομετρικής διαφοράς.

h : Υψομετρική διαφορά.

1^{ος} Κύλινδρος

Στήν 1^ο κύλινδρο δεν έχουμε πτώση διότι είναι σε οριζόντια θέση οπότε $\Delta P_{h1} = 0 \text{ bar}$

2^{ος} Κύλινδρος

Υπολογισμός πτώσης πίεσης λόγω υψομετρικής διαφοράς ΔP_h δεύτερου κυλίνδρου

$$\Delta P_{h2} = h_2 \cdot 0,433 = 0,517 \text{ bar}$$

$$\Delta P_{h3} = h_3 \cdot 0,433 = 0,590 \text{ bar}$$

όπου:

$h_2 = 1,196 \text{ m}$: Υψομετρική διαφορά από το 1^ο ρακόρ.

$h_3 = 1,363 \text{ m}$: Υψομετρική διαφορά από το 2^ο ρακόρ.

ΔP_{h2} : Απώλεια πίεσης λόγω υψομετρικής διαφοράς στο 1^ο ρακόρ.

ΔP_{h3} : Απώλεια πίεσης λόγω υψομετρικής διαφοράς στο 2^ο ρακόρ.

3^ος Κύλινδρος

Υπολογισμός πτώσης πίεσης λόγω υψομετρικής διαφοράς ΔP_h τρίτου κυλίνδρου

$$\Delta P_{h4} = h_4 \cdot 0,433 = 0,284 \text{ bar}$$

$$\Delta P_{h5} = h_5 \cdot 0,433 = 0,216 \text{ bar}$$

όπου:

$h_4 = 0,656 \text{ m}$: Υψομετρική διαφορά από το 1^ο ρακόρ $1,386 \text{ m} - 0,730 \text{ m} = 0,656 \text{ m}$

$h_5 = 0,501 \text{ m}$: Υψομετρική διαφορά από το 2^ο ρακόρ $1,386 \text{ m} - 0,885 \text{ m} = 0,501 \text{ m}$

ΔP_{h4} : Απώλεια πίεσης λόγω υψομετρικής διαφοράς στο 1^ο ρακόρ.

ΔP_{h5} : Απώλεια πίεσης λόγω υψομετρικής διαφοράς στο 2^ο ρακόρ.

7.9 Πιέσεις στους κυλίνδρους και δυνάμεις

Εδώ θα υπολογίσουμε ξανά τις πιέσεις και τις δυνάμεις που αναπτύσσονται στους κυλίνδρους αλλά συνυπολογίζοντας και της απώλειες πιέσεις.

Πιέσεις στους κυλίνδρους

Υπολογισμός συνολικών απωλειών πίεσης

$$\Delta P_{OL} = \Delta P + \Delta P_{b1} + \Delta P_h = 0,133 \text{ bar}$$

όπου:

ΔP_{OL} : Ολική πτώση πίεσης.

ΔP : Πτώση πίεσης λόγω τριβής σε Pa.

ΔP_b : Μεμονωμένες απώλειες πίεσης σε Pa.

ΔP_h : Πτώση πίεσης λόγω υψομετρικής διαφοράς.

$P_{A\max} = 84,6 \text{ ba}$: Πίεση εξόδου αντλίας συμπεριλαμβανόμενου του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης.

1^{ος} Κύλινδρος

Υπολογισμός πίεσης πρώτου κυλίνδρου $P_{\pi p}$

$$\Delta P_{OL1} = \Delta P_1 + \Delta P_{b1} + \Delta P_{h1} = 0,133 \text{ bar}$$

$$\Delta P_{OL2} = \Delta P_2 + \Delta P_{b1} + \Delta P_{h1} = 0,156 \text{ bar}$$

$$P_{\pi p1} = P_{A\max} - \Delta P_{OL1} = 84,6 - 0,133 = 84,467 \text{ bar}$$

$$P_{\pi p2} = P_{\max} - \Delta P_{OL2} = 84,6 - 0,156 = 84,444 \text{ bar}$$

όπου:

ΔP_{OL1} : Ολική πτώση πίεσης στο 1^ο ρεκόρ.

ΔP_{OL2} : Ολική πτώση πίεσης στο 2^ο ρεκόρ.

$P_{\pi\rho 1}$: Πίεση στο 1^ο ρακόρ.

$P_{\pi\rho 2}$: Πίεση στο 2^ο ρακόρ.

2^ος Κύλινδρος

Υπολογισμός πίεσης δεύτερου κυλίνδρου $P_{\pi\rho}$

$$\Delta P_{OL3} = \Delta P_3 + \Delta P_{b2} + \Delta P_{h2} = 0,74 \text{ bar}$$

$$\Delta P_{OL4} = \Delta P_4 + \Delta P_{b2} + \Delta P_{h3} = 0,837 \text{ bar}$$

$$P_{\pi\rho 3} = P_{\max} - \Delta P_{OL3} = 84,6 - 0,74 = 83,86 \text{ bar}$$

$$P_{\pi\rho 4} = P_{\max} - \Delta P_{OL4} = 84,6 - 0,837 = 83,76 \text{ bar}$$

όπου:

ΔP_{OL3} : Ολική πτώση πίεσης στο 1^ο ρακόρ.

ΔP_{OL4} : Ολική πτώση πίεσης στο 2^ο ρακόρ.

$P_{\pi\rho 3}$: Πίεση στο 1^ο ρακόρ.

$P_{\pi\rho 4}$: Πίεση στο 2^ο ρακόρ.

3^ος Κύλινδρος

Υπολογισμός πίεσης τρίτου κυλίνδρου $P_{\pi\rho}$

$$\Delta P_{OL5} = \Delta P_5 + \Delta P_{b3} + \Delta P_{h4} = 0,649 \text{ bar}$$

$$\Delta P_{OL6} = \Delta P_6 + \Delta P_{b3} + \Delta P_{h5} = 0,605 \text{ bar}$$

$$P_{\pi\rho 5} = P_{\max} - \Delta P_{OL5} = 84,6 - 0,649 = 83,951 \text{ bar}$$

$$P_{\pi\rho 6} = P_{\max} - \Delta P_{OL6} = 84,6 - 0,605 = 84,995 \text{ bar}$$

όπου:

ΔP_{OL5} : Ολική πτώση πίεσης στο 1^ο ρακόρ.

ΔP_{OL6} : Ολική πτώση πίεσης στο 2^ο ρακόρ.

$P_{\pi\rho 5}$: Πίεση στο 1^ο ρακόρ.

$P_{\pi\rho 6}$: Πίεση στο 2^ο ρακόρ.

Δυνάμεις στους κυλίνδρους

Υπολογισμός δυνάμεων στους κυλίνδρους

$$F_{push} = P_{\pi\rho} \cdot A_K \tag{7.19}$$

$$F_{pull} = P_{\pi\rho} \cdot A_R \tag{7.20}$$

όπου:

F_{push} : Δύναμη ώθησης σε N.

F_{pull} : Δύναμη έλξης σε N.

A_K : Επιφάνεια εμβόλου σε m².

A_R : Επιφάνεια εμβόλου – το βάκτρο του εμβόλου σε m².

$P_{\pi\rho}$: Πίεση που αναπτύσσεται στον κύλινδρο.

1^{ος} Κύλινδρος

Υπολογισμός δυνάμεων στον πρώτο κύλινδρο

$$F_{push1} = P_{\pi\rho1} \cdot A_K = 8.446.700 \cdot 0,001256 = 10.609,05 \text{ N}$$

$$F_{pull1} = P_{\pi\rho2} \cdot A_R = 8.444.400 \cdot 0,000765 = 6463,13 \text{ N}$$

όπου:

F_{push1} : Δύναμη ώθησης πρώτης μπουκάλας σε N.

F_{pull1} : Δύναμη έλξης πρώτης μπουκάλας σε N.

2^{ος} Κύλινδρος

Υπολογισμός δυνάμεων στον δεύτερο κύλινδρο

$$F_{push2} = P_{\pi\rho3} \cdot A_K = 8.386.000 \cdot 0,001256 = 10.532,81 \text{ N}$$

$$F_{pull2} = P_{\pi\rho4} \cdot A_R = 8.376.000 \cdot 0,000765 = 6407,64 \text{ N}$$

όπου:

F_{push2} : Δύναμη ώθησης δεύτερης μπουκάλας σε N.

F_{pull2} : Δύναμη έλξης δεύτερης μπουκάλας σε N.

3^{ος} Κύλινδρος

Υπολογισμός δυνάμεων στον τρίτο κύλινδρο

$$F_{push3} = P_{\pi\rho5} \cdot A_K = 8.395.100 \cdot 0,001256 = 10.544,24 \text{ N}$$

$$F_{pull3} = P_{\pi\rho6} \cdot A_R = 8.399.500 \cdot 0,000765 = 6425,61 \text{ N}$$

όπου:

F_{push3} : Δύναμη ώθησης τρίτης μπουκάλας σε N.

F_{pull3} : Δύναμη έλξης τρίτης μπουκάλας σε N.

7.10 Ροπές που πρέπει να υπερνικηθούν

Εδώ θα υπολογίσουμε της ροπές που αναπτύσσουν οι κύλινδροι καθώς και της ροπές που πρέπει να υπερνικηθούν για να λειτουργήσει η κατασκευή.

1^{ος} Κύλινδρος

Υπολογισμός ροπών πρώτου κυλίνδρου

$$m_{A1} = 49 \text{ Kg}$$

$$L_{κβ1} = 0.94661 \text{ m}$$

$$F_{A1} = m_{A1} \cdot g = 490 \text{ N} \quad (7.21)$$

Η ροπή που πρέπει να υπερνικηθεί:

$$M_{a1} = F \cdot L_{κβ1} = 490 \cdot 0.94661 = 463.8389 \text{ Nm} \quad (7.22)$$

Η ροπή που αναπτύσσει ο πρώτος κύλινδρος:

$$M_{k1} = F_{push1} \cdot L_{k1} = 10.609,05 \cdot 0,3479 = 3690.8885 \text{ Nm} \quad (7.23)$$

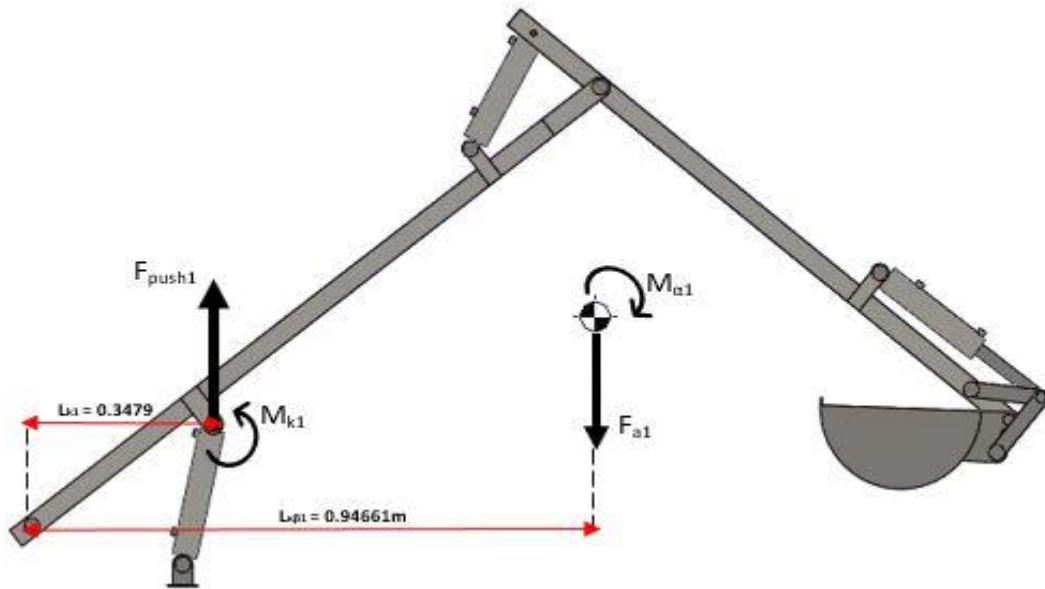
όπου:

F_{A1} : Απαιτούμενη δύναμη σε N.

M_{a1} : Απαιτούμενη ροπή σε Nm.

M_{k1} : Ροπή πρώτου κυλίνδρου σε Nm.

L_{k1} : Απόσταση του κέντρο βάρους από το σημείο περιστροφή του βραχίονα.



Σχ.7.6 Δυνάμεις και ροπές για τον πρώτο κύλινδρο.

Οπότε $M_{k1} > M_{a1}$ ($3690.8885 > 463.8389$) έχουμε 8 φορές μεγαλύτερη ροπή.

Τώρα θα υπολογίσουμε το μέγιστο βάρος που σηκώνει ο πρώτος κύλινδρος. Υποθέτουμε ένα βάρος τέτοιο ώστε να είμαστε στα επιτρεπτά όρια $M_{k1} > M_{X1}$

Με βάση το λογισμικό του Solidworks, βάζοντας 214 Kg στον κάδο το κέντρο βάρους της κατασκευής στον άξονα X απέχει από τον άξονα περιστροφής του πρώτου βραχίονα

$l_X = 1,72337$ m, βλέπε Σχ.7.7.

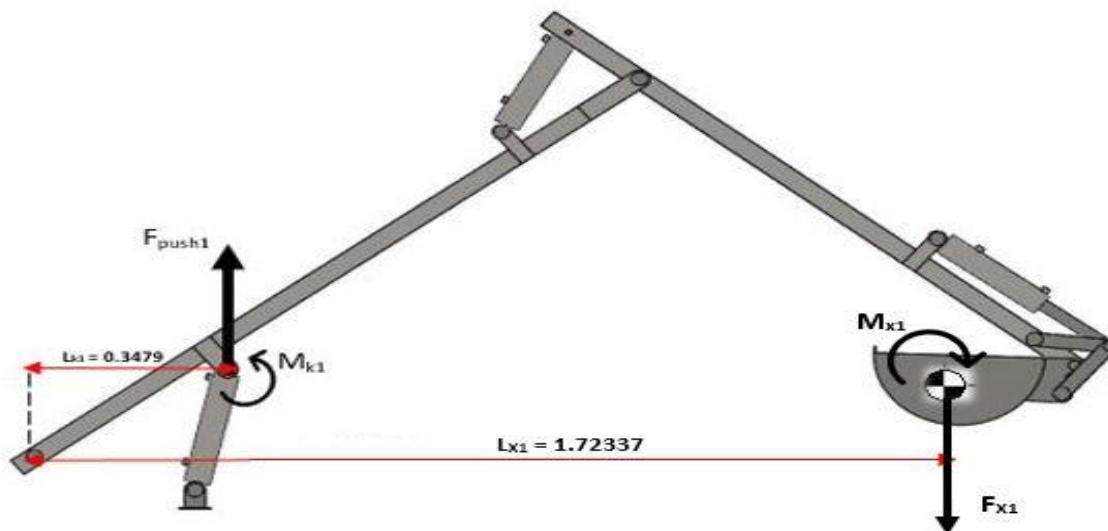
$$M_{X1} = F_{X1} \cdot l_{X1} = 2140 \cdot 1.72337 = 3690.8885 \text{ Nm}$$

όπου:

M_{X1} : Νέα απαιτούμενη ροπή σε Nm.

F_{X1} : Η δύναμη που υποθέσαμε (το βάρος) σε N.

l_{X1} : Η νέα απόσταση του κέντρου βάρους στον άξονα X απο τον άξονα περιστροφής τού πρώτου βραχίονα σε m.



Σχ.7.7 Νέες δυνάμεις κα ροπές για τον πρώτο κύλινδρο.

Παρατηρούμε όμως ότι με 214 kg έχουμε $M_{k1} = M_{x1}$, άρα το μέγιστο βάρος που σηκώνει ο πρώτος κύλινδρος είναι 213 kg, όμως για λόγους ασφάλειας θα θεωρήσουμε ως μέγιστο επιτρεπόμενο βάρος τα 150 kg

Μέγιστη δύναμη εκσκαφής πρώτου κυλίνδρου

Υπολογισμός μέγιστης δύναμης εκσκαφής πρώτου κυλίνδρου $F_{\max 1}$

$$F_{\max 1} = F_{\text{pull}1} + F_{B1} = 6463,13 + 490 = 6953,13 \text{ N} \quad (7.24)$$

όπου:

$F_{\max 1}$: Μέγιστη δύναμη εκσκαφής πρώτου κυλίνδρου.

F_{B1} : Βοηθητική δύναμη λόγω βάρους.

2^{ος} Κύλινδρος

Υπολογισμός ροπών δεύτερου κυλίνδρου

$$m_{A2} = 23.5 \text{ Kg}$$

$$L_{\kappa\beta 2} = 0,18122 \text{ m}$$

$$F_{A2} = m \cdot g = 235 \text{ N} \quad (7.25)$$

Η ροπή που πρέπει να υπερνικηθεί:

$$M_{a2} = F \cdot L_{κβ2} = 235 \cdot 0,18122 = 42.5867 \text{ Nm} \quad (7.26)$$

Η ροπή που αναπτύσσει ο δεύτερος κύλινδρος:

$$M_{k2} = F_{pull2} \cdot L_{k2} = 6463.13 \cdot 0,15158 = 976.681245 \text{ Nm} \quad (7.27)$$

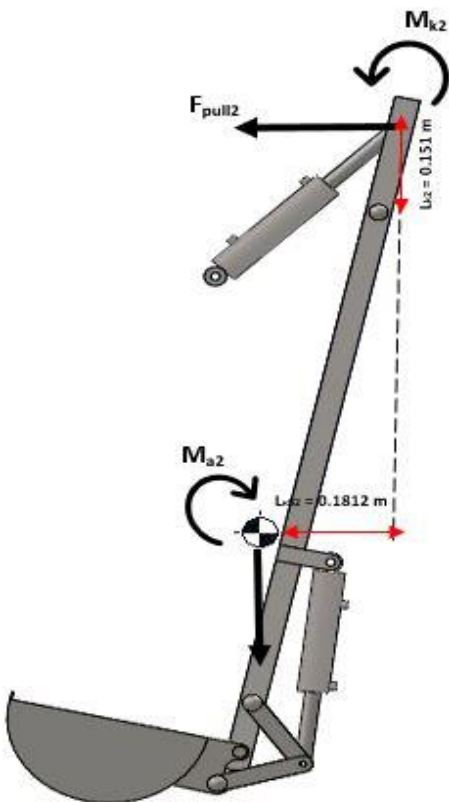
όπου:

F_{A2} : Απαιτούμενη δύναμη σε N.

M_{a2} : Απαιτούμενη ροπή σε Nm.

M_{k2} : Ροπή μπουκάλας σε Nm.

L_{k2} : Απόσταση του κέντρου βάρους από το σημείο περιστροφής του βραχίονα.



Σχ.7.8 Δυνάμεις και ροπές δευτέρου κυλίνδρου

Οπότε $M_{k2} > M_{a2}$ ($976.681245 > 42.5867$) έχουμε 22 φορές μεγαλύτερη ροπή.

Τώρα θα υπολογίσουμε το μέγιστο βάρος που σηκώνει ο πρώτος κύλινδρος. Υποθέτω ένα βάρος τετοιό ώστε να ισχύει η συνθήκη $M_{k1} > M_{X2}$.

Η διαδικασία είναι ίδια όπως στον προηγούμενο κύλινδρο με την βοήθεια του λογισμικού του Solidworks.

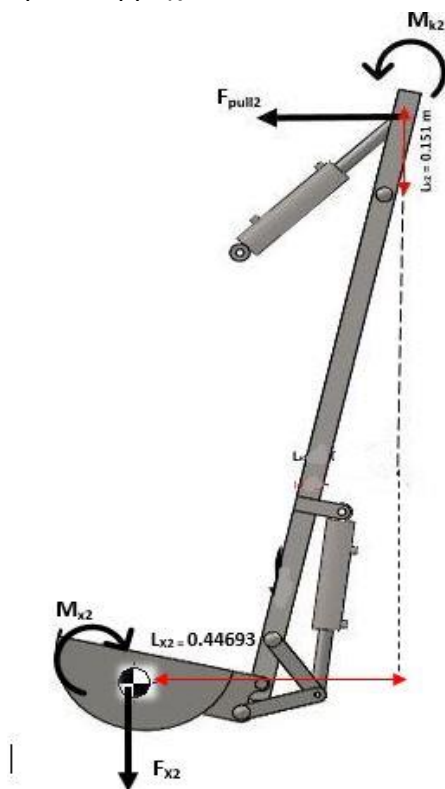
$$M_{X2} = F_{X2} \cdot l_{X2} = 2180 \cdot 0.44693 = 446.93 \text{ Nm}$$

όπου:

M_{X2} : Νέα απαιτούμενη ροπή σε Nm.

F_{X2} : Η δύναμη που υποθέσαμε (το βάρος) σε N.

l_{X2} : Η νέα απόσταση του κέντρου βάρους στον άξονα X από τον άξονα περιστροφής τού πρώτου βραχίονα σε m.



Σχ.7.9 Νέες δυνάμεις και ροπές για τον δεύτερο κύλινδρο.

Παρατηρούμε όμως ότι με 218 kg έχουμε $M_{k2} = M_{x2}$, άρα το μέγιστο βάρος που σηκώνει ο δεύτερος κύλινδρος είναι 217 kg, όμως για λόγους ασφάλειας θα θεωρήσουμε ως μέγιστο επιτρεπόμενο βάρος τα 150 kg

Μέγιστη δύναμη εκσκαφής

Υπολογισμός μέγιστης δύναμης εκσκαφής δεύτερου κυλίνδρου $F_{\max 2}$

$$F_{\max 2} = F_{\text{pull}2} + F_{B2} = 10.532,81 + 400 = 10.932,81 \text{ N} \quad (7.28)$$

όπου:

$F_{\max 2}$: Μέγιστη δύναμη εκσκαφής.

$F_{\text{pull}2}$: Δύναμη που αναπτύσσεται από τον κύλινδρο.

F_{B2} : Βοηθητική δύναμη λόγω του βάρους.

3^{ος} Κύλινδρος

Υπολογισμός ροπών τρίτου κυλίνδρου

$$m = 6 \text{ Kg}$$

$$L_{\kappa\beta 3} = 0,15733 \text{ m}$$

$$F_{A3} = m \cdot g = 60 \text{ N} \quad (7.29)$$

Η ροπή που πρέπει να υπερνικηθεί:

$$M_{a3} = F \cdot L_{\kappa\beta 3} = 60 \cdot 0,15733 = 9.4398 \text{ Nm} \quad (7.30)$$

Η ροπή που αναπτύσσει ο τρίτος κύλινδρος

$$M_{k3} = F_{\text{pull}3} \cdot L_{\kappa 3} = 6425,61 \cdot 0,17842 = 1146.45734 \text{ Nm} \quad (7.31)$$

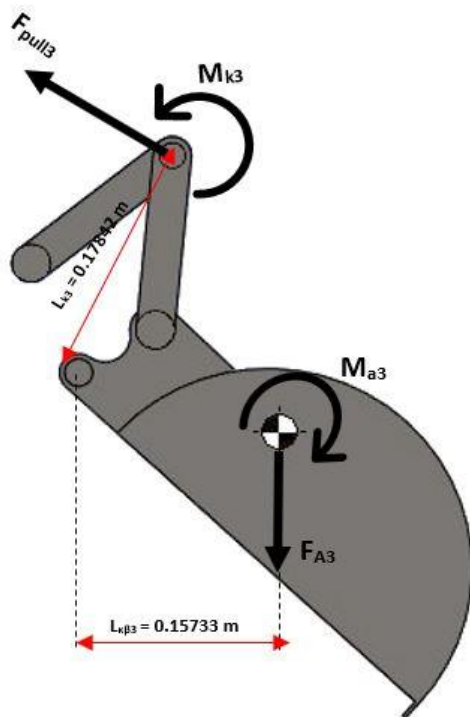
όπου:

F_{A3} : Απαιτούμενη δύναμη σε N.

M_{a3} : Απαιτούμενη ροπή σε Nm.

$L_{k3} = 0,166 \text{ m}$: Μέτρηση βάση του λογισμικού Solidworks.

M_{k3} : Μέγιστη ροπή αδειάματος κουβά .



Σχ.7.10 Δυνάμεις και ροπές τρίτου κυλίνδρου

Οπότε $M_{k3} > M_{a3}$ ($1146.45734 > 9.4398$) έχουμε 121 φορές μεγαλύτερη ροπή.

8. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Κατά τον σχεδιασμό της κατασκευής μας εμφανίστηκαν πολλοί προβληματισμοί. Αρχικά, θέματα που αφορούσαν της μηχανουργικές κατεργασίες που θα έπρεπε να γίνουν και το κόστος κατασκευής. Επίσης και η έρευνα αγοράς, από πού θα αγοράζαμε τα εξαρτήματα καθώς και ο σχεδιασμός της κατασκευής να ήταν τέτοιος έτσι ώστε σε περίπτωση που πέφταμε έξω από τους υπολογισμούς να είχαμε δυνατότητα εύκολης μετατροπής.

Μερικά από τα προβλήματα που αντιμετωπίσαμε ήταν:

1. Για τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά που είχαμε υπολογίσει δεν μπορούσαμε να βρούμε μερικά εξαρτήματα έτοιμα στην αγορά και αναγκαστήκαμε να τα κατασκευάσουμε εμείς π.χ (υδραυλικοί κύλινδροι, δεξαμενή λαδιού) έτσι ώστε να ανταποκρίνονται στις απαιτήσεις μας.
2. Για την κίνηση του κάδου στην αρχή παρατηρήσαμε ότι είχαμε μικρό εύρος κίνησης και δεν μπορούσε να εκτελέσει σωστά τις κινήσεις του και έτσι προχωρήσαμε σε μία μετατροπή με συνδέσμους και έτσι το πρόβλημα λύθηκε.
3. Αρχικά επιλέξαμε κινητήρα με ισχύ 550W διότι είχαμε υπολογίσει ότι θέλαμε σχέση μετάδοσης 2 και επειδή στην αγορά υπάρχουν τυποποιημένες τροχαλίες η διάμετρος που χρειαζόμασταν δεν υπήρχε δεν μπορούσαμε να πετύχουμε το αποτέλεσμα που θέλαμε. Οπότε στη συνέχεια αναγκαστήκαμε να πάρουμε κινητήρα με μεγαλύτερη ισχύ.

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- 1 Τεχνικά Εγχειρίδια Caterpillar. (2012).
- 2 Τεχνικά Εγχειρίδια Komatsu. (2012).
- 3 Τεχνικά Εγχειρίδια Volvo. (2012).
- 4 Νικολάου Β.Παναγιωτοπουλου. (1995). Υδροστατικές μεταδόσεις κίνησης .
- 5 Γ.Παραδεισιάδης. (2014). Σημειώσεις Οχήματα τεχνικών έργων.
- 6 Γιαννακόπουλος Κωνσταντίνος. (2000). Υδραυλική ισχύς-Θεωρία και Πράξη
- 7 Μαντζουράνης. (2002). Δομικές μηχανές
- 8 Σωτηροπουλου Παπανικολαου Καλλιοπη. (2002). Μηχανήματα Δομικών Έργων
- 9 Νομόγραμμα. <https://products.kuriyama.com/Asset/Kuriyama-Hydrualics-Cat---Hose-Sizing-Nomogram-9-27-12GK.pdf>