

ΘΕΩΡΗΤΙΚΗ ΜΕΛΕΤΗ ΔΙΑΤΑΞΗΣ ΓΙΑ ΤΗ ΣΥΓΚΟΜΙΔΗ ΚΙΝΗΤΙΚΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ ΡΟΩΝ ΜΕΣΩ ΓΩΝΙΑΚΩΝ ΤΑΛΑΝΤΩΣΕΩΝ

Μαλεφάκη Η., Κωνσταντινίδης Ε.
Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών, Πολυτεχνική Σχολή, Πανεπιστήμιο Δυτικής
Μακεδονίας konstantinidis@uowm.gr, iromalefaki@gmail.com

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Συνήθως, οι κατασκευές που υπόκεινται σε ρευστοδυναμικά επαγόμενες ταλαντώσεις σχεδιάζονται με σκοπό να ελαχιστοποιούνται οι ταλαντώσεις αυτές προκειμένου να αποφευχθεί η κόπωση που προκαλείται λόγω αυτών. Το ρευστοδυναμικό αυτό φαινόμενο είναι γνωστό στη διεθνή βιβλιογραφία ως Vortex Induced Vibration (εν συντομία VIV). Ωστόσο, άρχισε πρόσφατα να διερευνάται η ιδέα της ενίσχυσης των ταλαντώσεων αυτών προκειμένου να μεγιστοποιηθεί η συγκομιδή ενέργειας από περιβαλλοντικές ροές όπως ο άνεμος και τα υδάτινα ρεύματα. Στην παρούσα μελέτη έγινε μαθηματική μοντελοποίηση ενός τέτοιου μετατροπέα υδροκινητικής ενέργειας μέσω μηχανικών γωνιακών ταλαντώσεων ενός κυλινδρικού σώματος οι οποίες επάγονται ρευστοδυναμικά εξαιτίας της περιοδικής έκλυσης δινών στον ομόρρο. Αναπτύχθηκαν εξισώσεις για την περιγραφή της κίνησης του κυλίνδρου ο οποίος μπορεί να εκτελεί γωνιακές ταλαντώσεις ως προς το κέντρο στήριξης ενός μοχλοβραχίονα ενώ ο κύλινδρος βρίσκεται εγκάρσια σε ελεύθερο ρεύμα και των δυνάμεων που ασκούνται στον κύλινδρο από το ρευστό. Το υδροδυναμικό μοντέλο βασίζεται στην αποικοδόμηση της συνολικής δύναμης που ασκείται στον κύλινδρο σε συνιστώσες διέγερσης και αντίδρασης, η οποία δρα στη διεύθυνση της στιγμιαίας σχετικής ταχύτητας μεταξύ του ταλαντούμενου κυλίνδρου και του ελεύθερου ρεύματος. Η μη-γραμμική διαφορική εξίσωση του συζευγμένου μοντέλου επιλύθηκε αριθμητικά για την παραγωγή αποτελεσμάτων. Εξετάστηκαν δύο περιπτώσεις τοποθέτησης του στροφέα, ανάλογα με το εάν ο κύλινδρος είναι τοποθετημένος ανάντη ή κατάντη του στροφέα και διερευνήθηκε διεξοδικά η επίδραση του λόγου μαζών στην ενεργειακή απόδοση του συστήματος μετατροπής. Τα αποτελέσματα έδειξαν γενικά ότι η επίδρασή του είναι αρκετά περίπλοκη λόγω της μη- γραμμικότητας της εξίσωσης κίνησης και συγκεκριμένα, βρέθηκε πως έχει αξιοσημείωτη επίδραση στην ενεργειακή απόδοση, με τη μέγιστη τιμή σε κάθε περίπτωση να βρίσκεται γύρω στο 10%.

Λέξεις Κλειδιά: αλληλεπίδραση ροής και κατασκευής, μαθηματική μοντελοποίηση, μη γραμμικές διαφορικές εξισώσεις, συγκομιδή ενέργειας

1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Τα υδάτινα σώματα της Γης, αντιπροσωπεύουν ένα τεράστιο τμήμα του πλανήτη και η αργή και σταθερή κίνησή τους αντιπροσωπεύει, επίσης, ένα πολύ μεγάλο και αναξιοποίητο ενεργειακό πόρο. Το μεγαλύτερο μέρος της ενέργειας αυτής, όμως, που αξιοποιείται προκύπτει από τη χρήση φραγμάτων σε συνδυασμό με υδροηλεκτρικές γεννήτριες. Μια υποσχόμενη νέα τεχνολογία αξιοποιεί τις ρευστοδυναμικά επαγόμενες ταλαντώσεις για να εξαγάγει ενέργεια από τη ροή του ρευστού. Οι ταλαντώσεις αυτές, παίζουν σημαντικό ρόλο σε πληθώρα εφαρμογών της μηχανικής, οδηγώντας τις κατασκευές σε κόπωση και κατά συνέπεια σε μείωση της διάρκειας ζωής τους. Επομένως, η αναγκαιότητα διαφύλαξης και ασφαλούς λειτουργίας των μηχανολογικών εξοπλισμών και των

κατασκευών προκειμένου να αποφευχθεί η κόπωση, απαιτεί την ελαχιστοποίηση των ταλαντώσεων αυτών, με την ανάπτυξη μαθηματικών μοντέλων για την πρόβλεψη και την ανάλυση της απόκρισης, λαμβάνοντας υπόψη τις δομικές παραμέτρους της κατασκευής και τα χαρακτηριστικά της ροής. Είναι γνωστό πως οι ταλαντώσεις αυτές οφείλονται στην περιοδική έκλυση δινών (vortex shedding) στον ομόρρου των σωμάτων και τη ρευστο-ελαστική αλληλεπίδραση ροής και κατασκευής.

Παρά τις ανεπιθύμητες επιπτώσεις, η ιδέα να εκμεταλλευτούμε και να ενισχύσουμε τις ταλαντώσεις αυτές, που παράγονται με φυσικό τρόπο, έχει αρχίσει να συγκεντρώνει τα τελευταία χρόνια ερευνητικό ενδιαφέρον. Η πιο γνωστή διάταξη για την αξιοποίηση της ενέργειας από το VIV κατοχυρώθηκε με δίπλωμα ευρεσιτεχνίας μια ερευνητική ομάδα στο πανεπιστήμιο του Michigan. Οι Bernitsas *et al.*(2008) σχεδίασαν έναν μετατροπέα ενέργειας τον οποίο ονόμασαν VIVACE (Vortex Induced Vibration Aquatic CleanEnergy). Ο μετατροπέας VIVACE λειτουργεί χρησιμοποιώντας ένα κύλινδρο τοποθετημένο οριζόντια στο νερό και περιορίζοντάς τον σ' ένα βαθμό ελευθερίας με κίνηση κάθετη στο επίπεδο της ταχύτητας του ρέοντος ρευστού. Ασκούνται εναλλασσόμενες δυνάμεις διέγερσης στον κύλινδρο, ωθώντας τον πάνω και κάτω. Αυτή η κίνηση μετατρέπεται στη συνέχεια σε ηλεκτρική ενέργεια μέσω ενός μηχανισμού εκμετάλλευσης της παραγόμενης ισχύος.

Πιο πρόσφατα, οι Koide *et al.* (2009) μελέτησαν μια πιο πολύπλοκη διάταξη που περιελάμβανε έναν ταλαντούμενο κύλινδρο και ένα δευτερεύον σώμα τοποθετημένο εγκάρσια στον πρωτεύον κύλινδρο με στόχο την επαύξηση του πλάτους ταλάντωσης για την ενεργειακή τροφοδοσία αυτόνομων οργάνων μέτρησης. Οι Wang *et al.*(2012), εκμεταλλεύτηκαν τις διακυμάνσεις της πίεσης του ομόρρου ενός τραπεζοειδούς μη αεροδυναμικού σώματος για την ταλάντωση ενός εύκαμπτου διαφράγματος που συνδέεται με ένα μόνιμο μαγνήτη. Έπειτα, αναπτύχθηκε ένα θεωρητικό μοντέλο για τη μελέτη της επίδρασης των παραμέτρων του συστήματος στην παραγωγή ενέργειας. Οι Mehmood *et al.*(2013), ερεύνησαν αριθμητικά τη συγκομιδή ηλεκτρικής ενέργειας από το VIV κυλίνδρου χρησιμοποιώντας ένα πιεζοηλεκτρικό μετατροπέα. Βρέθηκε πως υφίσταται μια βέλτιστη τιμή της αντίστασης του φορτίου για την οποία μεγιστοποιείται η ισχύς, αλλά η βέλτιστη αυτή περίπτωση, δε συμπίπτει με το μεγαλύτερο εύρος ταλαντώσεων. Οι Hobbs και Hu (2012), διερεύνησαν πειραματικά την εξόρυξη ενέργειας από μια γραμμική συστοιχία τεσσάρων κυλίνδρων, όπου κάθε κύλινδρος ήταν προσαρτημένος σε έναν αισθητήρα πιεζοηλεκτρικής ενέργειας. Έγινε μελέτη της επίδρασης της απόστασης μεταξύ των κυλίνδρων και της ταχύτητας της ροής στην παραγόμενη ισχύ. Οι κύλινδροι που ήταν τοποθετημένοι κατάντη, βρέθηκε ότι παράγουν μεγαλύτερη ποσότητα ενέργειας από αυτούς που ήταν τοποθετημένοι ανάντη. Επίσης, διαπιστώθηκε πως η ισχύς αυξάνεται μόνο μέχρι τον τρίτο κύλινδρο για χαμηλές ταχύτητες ανέμου, αλλά συνεχίζει να αυξάνεται για υψηλότερες ταχύτητες ανέμου, γεγονός που υποδηλώνει πως ο βέλτιστος αριθμός συσκευών συλλογής ενέργειας εξαρτάται από τον αριθμό Reynolds. Τέλος, οι Bargeo-Gil *et al.*(2012) μελέτησαν τη συγκομιδή υδραυλικής ισχύος από το VIV χρησιμοποιώντας ένα ημι-εμπειρικό μοντέλο. Η διαδικασία παραλαβής της ενέργειας μοντελοποιήθηκε με ένα γραμμικό αποσβεστήρα, ενώ για τις ανεξάρτητες μεταβλητές της εξίσωσης κίνησης χρησιμοποιήθηκαν δεδομένα από πειράματα εξαναγκασμένων ταλαντώσεων. Επίσης, εξετάστηκε η επίδραση του λόγου μαζών και του συντελεστή απόσβεσης στην απόδοση και βρέθηκε σχετικά υψηλή απόδοση σε ένα μεγάλο εύρος της μειωμένης ταχύτητας για μικρότερες τιμές του αδιάστατου λόγου μαζών.

Από την παραπάνω βιβλιογραφική ανασκόπηση, προκύπτει εύκολα το συμπέρασμα πως η συγκομιδή ενέργειας από ρευστοδυναμικά επαγόμενες ταλαντώσεις είναι μια αρκετά πρόσφατη τεχνολογία, που βρίσκεται ακόμη σε πρώιμο στάδιο έρευνας. Ωστόσο, συγκεντρώνει ορισμένα σημαντικά πλεονεκτήματα σε σχέση με τις παραδοσιακές τεχνικές εξόρυξης υδροκινητικής ενέργειας όπως η απλότητά τους και η αποδοτική λειτουργία τους σε μεταβαλλόμενες συνθήκες. Οι μετατροπείς που βασίζονται σε υδροστροβίλους λειτουργούν αποτελεσματικά μόνο σε ρεύματα μεγαλύτερα από 2 m/s , ενώ ένας μετατροπέας που εκμεταλλεύεται την έκλυση δινών μπορεί να ανταπεξέλθει σε πιο βραδέως κινούμενα ρεύματα, π.χ ποταμών. Συγκεκριμένα, η συσκευή VIVACE μπορεί να εξαγάγει ενέργεια από ρεύματα ταχύτητας $0,25 \text{ m/s}$, ενώ δίνει τη δυνατότητα παραγωγής ενέργειας χωρίς παρέμβαση και αλλοίωση του φυσικού περιβάλλοντος.

Σε προηγούμενη εργασία (Malefaki and Konstantinidis, 2018) δείχθηκε ότι υπάρχει μια βέλτιστη τιμή του αδιάστατου μήκους L^* για την οποία παρατηρείται η μεγαλύτερη ενεργειακή απόδοση του μετατροπέα ως συνάρτηση της αδιάστατης ταχύτητας U^* και η οποία τιμή εξαρτάται ελαφρώς από το εάν το σημείο περιστροφής του μοχλοβραχίονα είναι ανάντη ($L_{opt}^* = 1.3$) ή κατάντη ($L_{opt}^* = 0.8$) του κυλίνδρου, εύρημα το οποίο συμφωνεί με πειραματικά αποτελέσματα (Arionfard & Nishi, 2017). Επίσης, βρέθηκε ότι, ανεξάρτητα από τη διάταξη του μετατροπέα, υπάρχει μια βέλτιστη τιμή του συντελεστή απόσβεσης, 10%, για την οποία μεγιστοποιείται η ενεργειακή απόδοση του συστήματος που φτάνει περίπου το 11% για λόγο μαζών $m^* = 5$.

Στην παρούσα εργασία παρουσιάζεται ένα αναλυτικό μαθηματικό μοντέλο που περιγράφει τη συμπεριφορά ενός μετατροπέα υδροκινητικής ενέργειας που στις ρευστοδυναμικά επαγόμενες γωνιακές ταλαντώσεις που εκτελεί ένας κύλινδρος, προκειμένου να διερευνηθεί διεξοδικά η επίδραση που έχει ο λόγος μαζών m^* στην ενεργειακή απόδοση του συστήματος.

2. ΜΕΘΟΔΟΛΟΓΙΑ

2.1 Μηχανολογικό Μοντέλο

Η παρούσα μελέτη βασίζεται στη μοντελοποίηση ενός μετατροπέα κινητικής ενέργειας μέσω ρευστοδυναμικά επαγόμενων ταλαντώσεων, όπου ένας κύλινδρος εκτελεί γωνιακές ταλαντώσεις ενώ παραμένει κάθετος στο ελεύθερο ρεύμα. Μια τέτοια διάταξη μελετήθηκε πρόσφατα με την εκτέλεση πειραματικών μετρήσεων της απόκρισης (Arionfard & Nishi, 2017). Η συσκευή παρουσιάζεται στην Εικόνα 1 και περιλαμβάνει επιμήκη κύλινδρο διαμέτρου D , ο οποίος συνδέεται με μοχλοβραχίονα μήκους r . Ο άξονας του κυλίνδρου βρίσκεται εγκάρσια σε ελεύθερο ρεύμα ρευστού και μπορεί να εκτελεί περιστροφικές (γωνιακές) ταλαντώσεις ως προς το κέντρο στήριξης του μοχλοβραχίονα λόγω του φαινομένου VIV. Εξετάζονται δύο διαφορετικές περιπτώσεις τοποθέτησης του στροφέα. Στην πρώτη περίπτωση ο άξονας περιστροφής βρίσκεται ανάντη του ταλαντούμενου κυλίνδρου ενώ στη δεύτερη περίπτωση ο άξονας περιστροφής τοποθετείται κατάντη του κυλίνδρου.

Οι περισσότερες υποθαλάσσιες δομές μπορούν να μοντελοποιηθούν από μια εξίσωση συστήματος με βασική μορφή τυπικού συστήματος μάζας-ελατηρίου-αποσβεστήρα. Στο παρόν πλαίσιο, λαμβάνονται υπόψη μόνο οι διανεμημένες δυνάμεις που ασκούνται σ' ένα τμήμα του κυλίνδρου. Αρκεί να εξεταστεί η περίπτωση ενός ελαστικά στηριζόμενου κυλίνδρου. Η εξίσωση κίνησης του σώματος, λοιπόν, γράφεται ως εξής:

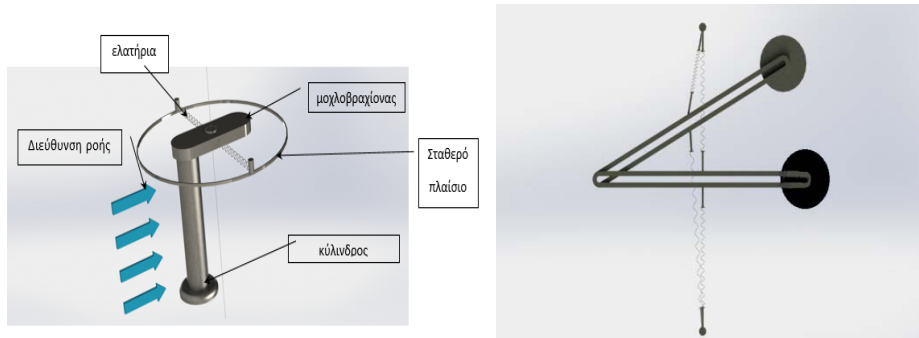
$$I \frac{d^2\theta}{dt^2} + c \frac{d\theta}{dt} + k\theta = F_{\theta} r \quad (1)$$

Όπου I είναι η ροπή αδράνειας, c το μέτρο απόσβεσης, k ο συντελεστής στιβαρότητας και F_{θ} η προβολή της συνολικής δύναμης στην κατεύθυνση της στιγμιαίας ταχύτητας του κυλίνδρου. Αντικαθιστώντας στην εξίσωση (1), τη φυσική συχνότητα του συστήματος $f_N = \frac{1}{2\pi\sqrt{k/I}}$, καθώς και το

λόγο απόσβεσης, $\zeta = c/2\sqrt{kI}$, η εξίσωση κίνησης μπορεί να πάρει τη μορφή:

$$\frac{d^2\theta}{dt^2} + 4\pi\zeta f_N \frac{d\theta}{dt} + 4\pi^2 f_N^2 \theta = \frac{r}{I} F_{\theta} \quad (2)$$

Η ροπή αδράνειας του συστήματος I , υπολογίζεται από τη σχέση $I = m(r^2 + D^2/8)$, όπου m είναι η μάζα του κυλίνδρου.



Σχήμα 1: Τρισδιάστατη (αριστερά) και δισδιάστατη (δεξιά) απεικόνιση του μετατροπέα υδροκινητικής ενέργειας που μελετήθηκε.

2.2 Υδροδυναμικό Μοντέλο

Παρουσιάζεται ένα αναλυτικό μαθηματικό μοντέλο για την περιγραφή της κίνησης του κυλίνδρου και της δύναμης που ασκείται σε αυτόν. Το υδροδυναμικό μοντέλο βασίζεται στο διαχωρισμό της συνολικής δύναμης σε δύναμη λόγω διέγερσης και δύναμη λόγω αντίδρασης, η οποία δρα στην κατεύθυνση της στιγμιαίας σχετικής ταχύτητας μεταξύ του ταλαντούμενου κυλίνδρου και του ρευστού. Η κύρια διαφοροποίηση στην παρούσα εργασία είναι πως το μοντέλο βασίζεται σε μια αναθεωρημένη προσέγγιση για την προστιθέμενη μάζα (Konstantinidis, 2013) και έχει δείξει πως ένα μοντέλο που στηρίζεται σε αυτήν την προσέγγιση μπορεί να αναπαράγει ορθά την απόκριση VIV για την περίπτωση κυλίνδρου που ταλαντώνεται εγκάρσια στη διεύθυνση του ρευστού (Konstantinidis, 2017). Συνεπώς, η χρήση της προσέγγισης αυτής επεκτείνεται και στην πιο σύνθετη περίπτωση που ο κύλινδρος εκτελεί γωνιακές ταλαντώσεις. Η διάταξη μελετάται για δύο περιπτώσεις τοποθέτησης του στροφέα, ανάντη και κατάντη του κυλίνδρου (Σχήμα 2).

Η δύναμη διέγερσης ανά μονάδα μήκους λόγω της έκλυσης των δινών μοντελοποιείται μέσω μιας ημιτονοειδούς συνάρτησης στο χρόνο:

$$F_L = \frac{1}{2} \rho U_\infty^2 D C_L \sin(\omega t) \quad (3)$$

όπου ρ είναι η πυκνότητα του ρευστού, U_∞ η ταχύτητα του ελεύθερου ρεύματος ρευστού, ω η συχνότητα έκλυσης δινών, C_L ο συντελεστής διέγερσης και t ο χρόνος.

Στη συνέχεια, η δύναμη αντίδρασης περιλαμβάνει τη δύναμη λόγω αντίστασης και τη δύναμη λόγω προστιθέμενης μάζας και μοντελοποιείται μέσω της εξίσωσης Morison, έτσι ώστε να εισαχθεί στο πρόβλημα και η συνεισφορά λόγω προστιθέμενης μάζας.

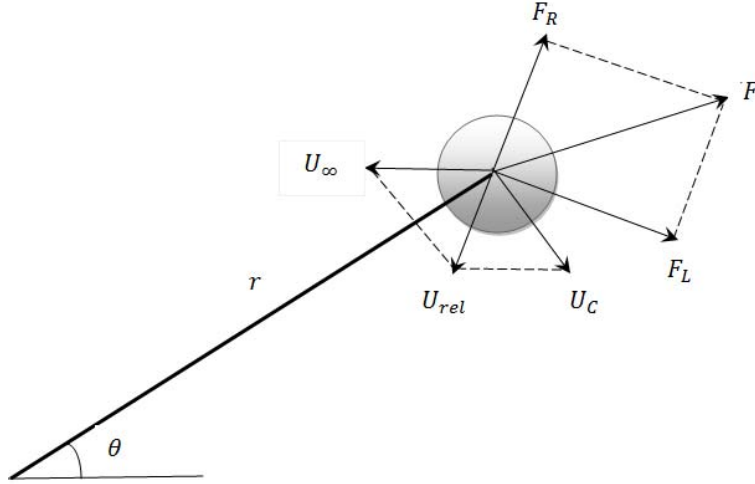
$$F_R = \frac{1}{4} \pi \rho D^2 C_A \frac{dU_{rel}}{dt} + \frac{1}{2} \rho D C_D U_{rel}^2 \quad (4)$$

Όπου C_A είναι ο συντελεστής προστιθέμενης μάζας, C_D ο συντελεστής αντίστασης και U_{rel} η στιγμιαία σχετική ταχύτητα μεταξύ του ταλαντούμενου κυλίνδρου και του ρευστού, η οποία προκύπτει από τη διανυσματική διαφορά της γραμμικής ταχύτητας του κυλίνδρου, U_C , και της ταχύτητας του ελεύθερου ρεύματος, U_∞ .

Η συνολική υδροδυναμική δύναμη στη διεύθυνση της στιγμιαίας σχετικής ταχύτητας ορίζεται ως το διανυσματικό άθροισμα των προβολών των δυνάμεων διέγερσης και αντίδρασης στον άξονα της στιγμιαίας σχετικής ταχύτητας, $F_{L\theta}$ και $F_{R\theta}$ αντίστοιχα. Συνεπώς,

$$F_\theta = \vec{F}_{L\theta} + \vec{F}_{R\theta} = F_L \left(\frac{U_\infty \cos\theta}{U_{rel}} \right) - F_R \left(\frac{r\dot{\theta} + U_\infty \sin\theta}{U_{rel}} \right) \quad (5)$$

όπου θ είναι η γωνία που σχηματίζει ο μοχλοβραχίονας με τη διεύθυνση του ελεύθερου ρεύματος και $\dot{\theta} = \frac{d\theta}{dt}$ είναι η γωνιακή ταχύτητα του κυλίνδρου.



Σχήμα 2: Διάγραμμα Διανυσμάτων δύναμης και ταχύτητας στην πρώτη περίπτωση, ανάντη του κυλίνδρου.

2.3 Το συζευγμένο μοντέλο αλληλεπίδρασης

Αντικαθιστώντας την εξίσωση της δύναμης διέγερσης (3) και αντίδρασης (4) στην εξίσωση κίνησης του κυλίνδρου (2), για την περίπτωση ανάντη του κυλίνδρου, παίρνουμε την παρακάτω εξίσωση:

$$\begin{aligned}
 & \left[m^* + C_A \frac{\left(L^* \frac{\dot{\theta}^*}{U^*} \right)^2 - 2L^* \frac{\dot{\theta}^*}{U^*} \sin\theta^* + \sin^2\theta^*}{1 + \left(L^* \frac{\dot{\theta}^*}{U^*} \right)^2 + 2L^* \frac{\dot{\theta}^*}{U^*} \sin\theta^*} \right] \frac{d^2\theta^*}{dt^{*2}} \\
 & + \left[4\pi m^* \zeta + \frac{U^* C_A L^* \frac{\dot{\theta}^*}{U^*} \sin\theta^* \cos\theta^* - \left(L^* \frac{\dot{\theta}^*}{U^*} \right)^2 \cos\theta^*}{1 + \left(L^* \frac{\dot{\theta}^*}{U^*} \right)^2 + 2L^* \frac{\dot{\theta}^*}{U^*} \sin\theta^*} + \frac{2}{\pi} U^* C_D \left[1 + \left(L^* \frac{\dot{\theta}^*}{U^*} \right)^2 + 2L^* \frac{\dot{\theta}^*}{U^*} \sin\theta^* \right] \right] \frac{d\theta^*}{dt^*} \\
 & + 4\pi^2 m^* \theta^* + \frac{2 U^{*2}}{\pi L^*} C_D \sin\theta^* \sqrt{1 + \left(L^* \frac{\dot{\theta}^*}{U^*} \right)^2 + 2L^* \frac{\dot{\theta}^*}{U^*} \sin\theta^*} \\
 & = \frac{2 U^{*2}}{\pi L^*} C_L \frac{\cos\theta^*}{\sqrt{1 + \left(L^* \frac{\dot{\theta}^*}{U^*} \right)^2 + 2L^* \frac{\dot{\theta}^*}{U^*} \sin\theta^*}} \sin(2\pi U^* St^*)
 \end{aligned}$$

(6)

Όπου οι μεταβλητές t^* και θ^* έχουν αδιαστοποιηθεί με βάση τη διάμετρο του κυλίνδρου, D , και τη φυσική συχνότητα του συστήματος, f_N . Το μοντέλο που περιγράφηκε στην εξίσωση (6) περιλαμβάνει τις ακόλουθες αδιάστατες παραμέτρους:

- Ανηγμένη ταχύτητα ροής, $U^* = \frac{U_\infty}{f_N D}$
- Λόγος μαζών, $m^* = \frac{4m}{\rho \pi D^2}$

- Λόγος απόσβεσης, $\zeta = \frac{c}{2\sqrt{kl}}$
- Αδιάστατο μήκος μοχλοβραχίονα, $L^* = \frac{r}{D}$

Η κύρια διαφορά με την εξίσωση κίνησης που περιγράφει την κίνηση του κυλίνδρου για την περίπτωση κατάντη του κυλίνδρου, η οποία δεν παρουσιάζεται χάριν συντομίας, έγκειται στο ότι όρος

$\frac{2}{\pi} \frac{U^{*2}}{L^*} C_D \sin\theta^* \sqrt{1 + \left(L^* \frac{\dot{\theta}^*}{U^*}\right)^2} + 2L^* \frac{\dot{\theta}^*}{U^*} \sin\theta^* \approx (2U^{*2} C_D / \pi L^*) \theta^*$ έχει αρνητικό πρόσημο. Αυτό σημαίνει πως στην περίπτωση ανάντη του κυλίνδρου, το συστατικό αυτό της ροπής αντίστασης συμβάλλει στην αύξηση του συνολικού συντελεστή στιβαρότητας και συνεπώς δρα ως επιπλέον ροπή επαναφοράς, ενώ στην περίπτωση κατάντη του κυλίνδρου επιδρά στη μείωση του συντελεστή στιβαρότητας.

Η μη γραμμική διαφορική εξίσωση (6) που περιγράφει την αλληλεπίδραση ροής και κατασκευής, επιλύεται στο Matlab με την εντολή ode23s, επιλέγοντας κατάλληλα το βήμα ολοκλήρωσης προκειμένου να εξασφαλίζεται ακρίβεια στους υπολογισμούς.

2.4 Εκμεταλλεύσιμη Ισχύς

Η εκμεταλλεύσιμη ισχύς από τη μηχανολογική διάταξη που μελετάται δίνεται από τη σχέση $P(t) = F_\theta(t)U_C(t)$, όπου η F_θ μπορεί να υπολογιστεί από την εξίσωση κίνησης (1). Η σχέση, συνεπώς, για τη στιγμιαία ισχύ μπορεί να γραφεί ως εξής:

$$P(t) = \left(\ddot{\theta}(t)\dot{\theta}(t) + 4\pi\zeta f_N \dot{\theta}^2(t) + 4\pi^2 f_N^2 \theta(t)\dot{\theta}(t) \right) I \quad (7)$$

Η στιγμιαία ισχύς, όμως, ως φυσικό μέγεθος έχει περιορισμένη εφαρμογή, γι' αυτό και μας ενδιαφέρει η μέση (ή πραγματική) ισχύς εντός N περιόδων. Η μέση ισχύς εντός μιας περιόδου T είναι η μέση τιμή της στιγμιαίας ισχύος $P(t)$:

$$\langle P \rangle = \frac{1}{T} \int_0^T P(t) dt \quad (8)$$

Συνεπώς, αν ορίσουμε $P_{fluid} = \frac{1}{2} \rho D U_\infty^3$ και αντικαταστήσουμε την εξίσωση (7) στο ολοκλήρωμα (8), προκύπτει η σχέση για το βαθμό απόδοσης:

$$\eta = \frac{\langle P \rangle}{P_{fluid}} = \frac{2\pi^2 m^* \zeta L^{*2}}{U^{*3}} \int_0^T \dot{\theta}^{*2} dt^* \quad (9)$$

3. ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ

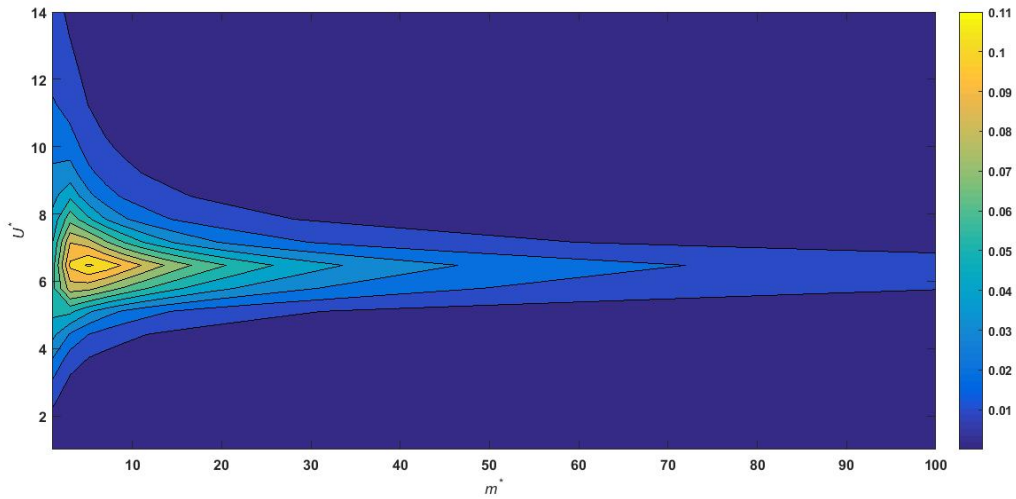
Αφού εξετάστηκε διεξοδικά σε προηγούμενη εργασία η επίδραση του μήκους μοχλοβραχίονα L^* στο βαθμό απόδοσης, στην παρούσα εργασία μελετάται η επίδραση του λόγου μαζών m^* , για τιμές $m^* = 1 - 100$, στην ενεργειακή απόδοση του συστήματος για διάφορους λόγους απόσβεσης ζ . Παρατηρείται πως οι βέλτιστες αποδόσεις στην περίπτωση κατάντη εμφανίζονται μικρούς λόγους μαζών, ενώ στην περίπτωση ανάντη για υψηλότερους λόγους μαζών.

Στην περίπτωση ανάντη του κυλίνδρου, παρατηρούμε πως για $\zeta = 0.1$ (Σχήμα 3), η μέγιστη απόδοση συνίσταται 11% και εμφανίζεται για $m^* = 5$, ενώ αποδόσεις γύρω στο 10% έχουμε για ένα μεγαλύτερο εύρος λόγου μαζών, αλλά για ένα μικρό εύρος ανηγμένων ταχυτήτων.

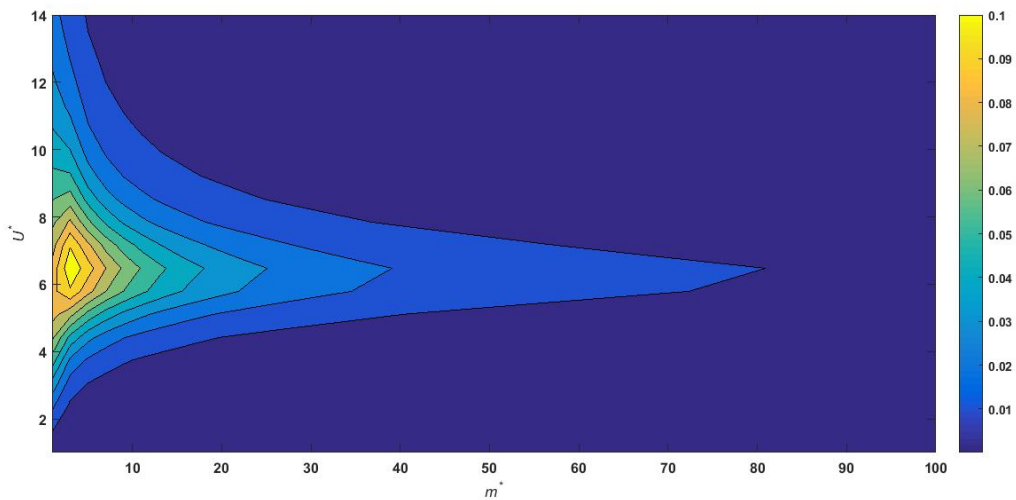
Στη συνέχεια, για $\zeta = 0.2$ (Σχήμα 4), παρατηρείται βέλτιστη απόδοση γύρω στο 10% για τιμές λόγου μαζών κοντά στο $m^* = 5$, ενώ μεγάλες αποδόσεις 8 - 9%, παρατηρούνται για μεγάλο εύρος λόγου μαζών κοντά στο $m^* = 1 - 8$, για ανηγμένες ταχύτητες $U^* = 5 - 8$. Στην περίπτωση όπου ο

συντελεστής απόδοσης είναι $\zeta = 0.4$ (Σχήμα 5), έχουμε βέλτιστη απόδοση 10% για πολύ μικρά m^* και απόδοση 8 – 9% για περίπου $m^* = 5$.

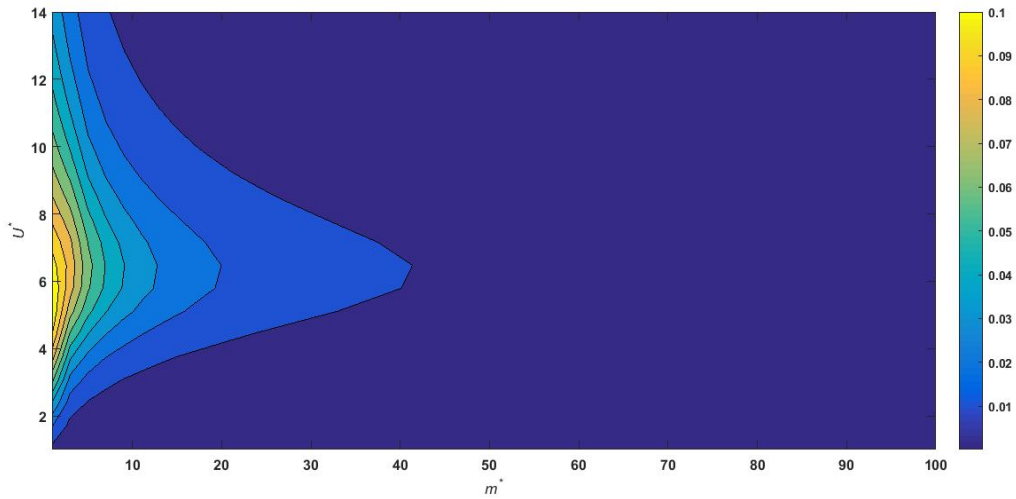
Για την τοποθέτηση κατόντη του κυλίνδρου, βρέθηκε ότι για όλες τις τιμές του λόγου απόσβεσης παρατηρούνται μεγάλες αποδόσεις της τάξεως του 10 – 12% για πολύ μικρούς λόγους μαζών. Συγκεκριμένα, για την περίπτωση όπου $\zeta = 0.4$ (Σχήμα 8) παρουσιάζεται απόδοση 12% για ένα πολύ χαμηλό λόγο μαζών.



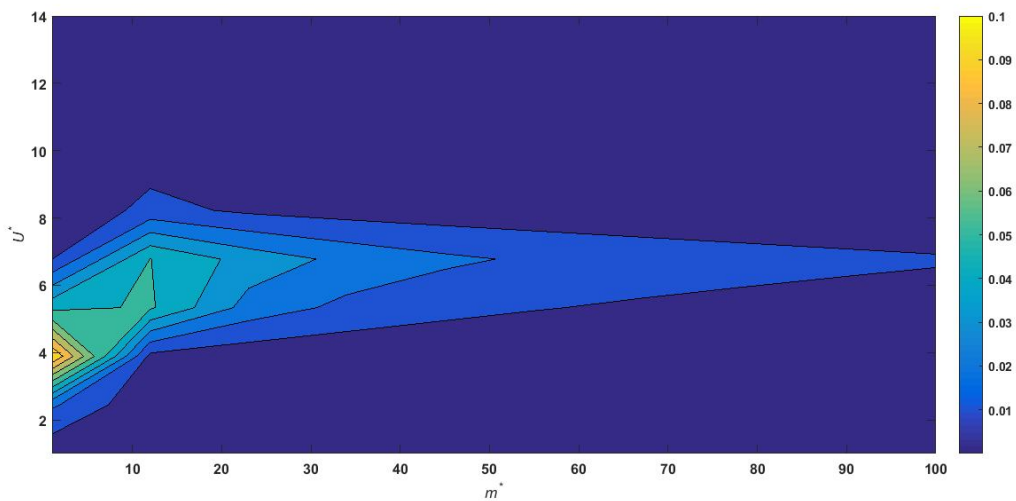
Σχήμα 3: Ισοκαμπύλες ενεργειακής απόδοσης για τη διάταξη που ο μοχλοβραχίονας βρίσκεται ανάντη του κυλίνδρου με $L^* = 1.3$ και $\zeta = 0.1$.



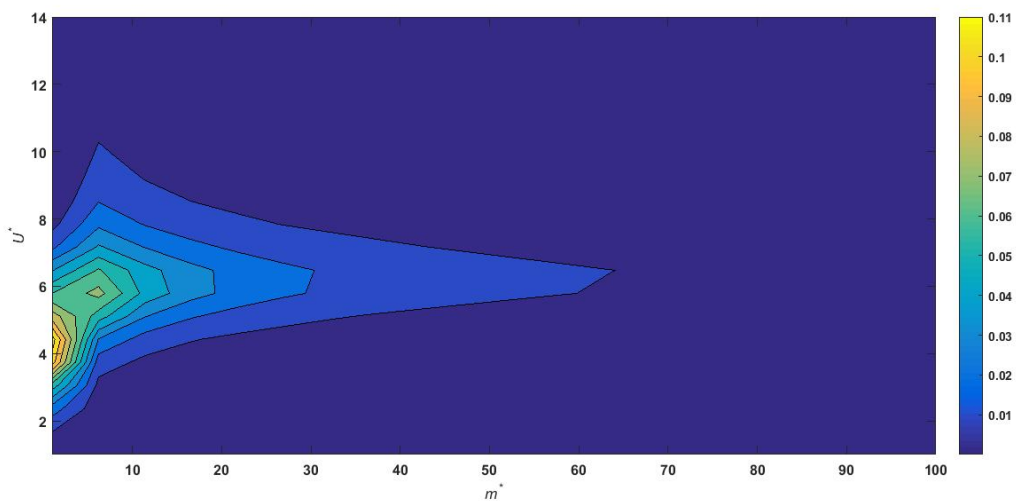
Σχήμα 4: Ισοκαμπύλες ενεργειακής απόδοσης για τη διάταξη που ο μοχλοβραχίονας βρίσκεται ανάντη του κυλίνδρου με $L^* = 1.3$ και $\zeta = 0.2$.



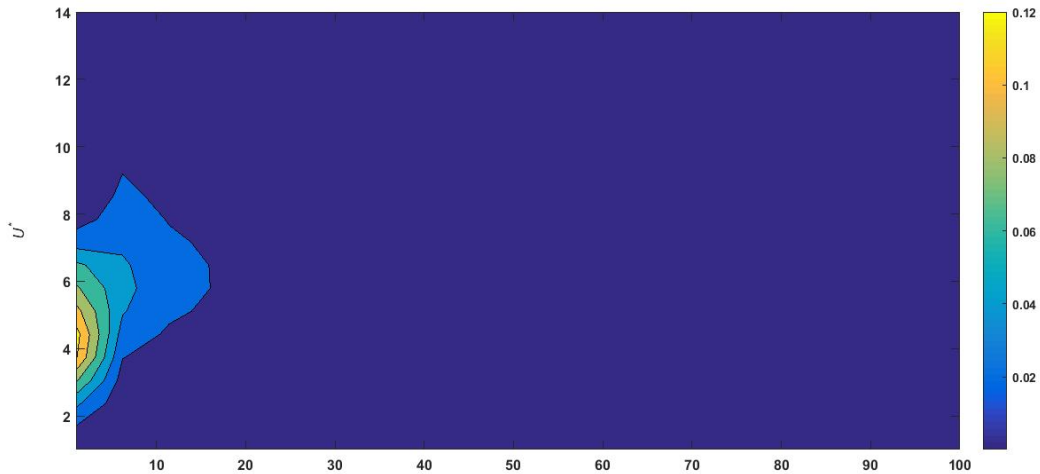
Σχήμα 5: Ισοκαμπύλες ενεργειακής απόδοσης για τη διάταξη που ο μοχλοβραχίονας βρίσκεται ανάντη του κυλίνδρου με $L^* = 1.3$ και $\zeta = 0.4$.



Σχήμα 6: Ισοκαμπύλες ενεργειακής απόδοσης για τη διάταξη που ο μοχλοβραχίονας βρίσκεται κατάντη του κυλίνδρου με $L^* = 0.8$ και $\zeta = 0.1$.



Σχήμα 7: Ισοκαμπύλες ενεργειακής απόδοσης για τη διάταξη που ο μοχλοβραχίονας βρίσκεται κατάντη του κυλίνδρου με $L^* = 0.8$ και $\zeta = 0.2$.



Σχήμα 8: Ισοκαμπύλες ενεργειακής απόδοσης για τη διάταξη που ο μοχλοβραχίονας βρίσκεται κατάντη του κυλίνδρου με $L^* = 0.8$ και $\zeta = 0.4$.

4. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Στην παρούσα εργασία, έγινε μαθηματική μοντελοποίηση ενός μετατροπέα υδροκινητικής ενέργειας μέσω των γωνιακών ταλαντώσεων που εκτελεί ένας κύλινδρος που υποβάλλεται στο φαινόμενο *VIV*. Εξετάστηκαν δύο διευθετήσεις του στροφέα, ανάντη και κατάντη του κυλίνδρου και διερευνήθηκε η επίδραση του λόγου μαζών m^* στην παραγόμενη ισχύ του συστήματος, η οποία καθίσταται αρκετά πολύπλοκη λόγω της μη-γραμμικότητας της εξίσωσης (6) που περιγράφει την κίνηση του κυλίνδρου και την αλληλεπίδραση ροής και κατασκευής. Στην περίπτωση κατάντη του κυλίνδρου μπορούν να επιτευχθούν μεγάλες αποδόσεις με βέλτιστη 12% για λόγο απόσβεσης $\zeta = 0.4$ αλλά για πολύ μικρές τιμές του λόγου μαζών και περιορισμένο εύρος ανηγμένων ταχυτήτων, κάτι που αποτελεί μειονέκτημα. Στην περίπτωση ανάντη του κυλίνδρου, η βέλτιστη απόδοση εντοπίζεται περίπου για λόγο μαζών $m^* = 5$ και απόσβεσης $\zeta = 0.1$ και εμφανίζονται μεγάλες αποδόσεις γύρω στο 10% για υψηλότερους λόγους μαζών και μεγαλύτερο εύρος ανηγμένων ταχυτήτων σε σχέση με την περίπτωση κατάντη και συνεπώς φαίνεται πως αποτελεί πιο κατάλληλη διευθέτηση.

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- Arionfard, H., Nishi, Y., 2017, “Experimental Investigation of a Drag Assisted Vortex-Induced Vibration Energy Converter,” *J. Fluids Struct.*, 68, pp. 48–57.
- Barrero-Gil, A., Pindado, S., Avila, S., 2012. Extracting energy from vortex-induced vibrations: a parametric study. *Appl. Math. Model.* 36, 3153–3160
- Bernitsas, M. M., Raghavan, K., Ben-Simon, Y., Garcia, E. M. H., 2008, “VIVACE (Vortex Induced Vibration Aquatic Clean Energy) A New Concept in Generation of Clean and Renewable Energy From Fluid Flow,” *J. Offshore Mech. Arctic Engng* 130, article 041101.
- Hobbs, W.B., Hu, D.L., 2012. Tree-inspired piezoelectric energy harvesting. *J. Fluids Struct.* 28, 103–114.
- Koide, M., Sekizaki, T., Yamada, S., Takahashi, T., Shirakashi, M., 2009, “A Novel Technique for Hydroelectricity Utilizing Vortex Induced-Vibration,” *Proceedings of the ASME 2009 Pressure Vessels and Piping Division Conference*, Prague, Czech Republic, July 26-30.
- Konstantinidis E, (2013). “Added mass of a circular cylinder oscillating in a free stream.” *Proceedings of the Royal Society A* 469: 2156, art. no. 135.

Konstantinidis E, (2017). “A physics-based model for VIV analysis.” OMAE2017-62483, Proceedings of the ASME 2017 36th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, June 25-30, 2017, Trondheim, Norway.

Malefaki, I., Konstantinidis, E., 2018, “Optimal damping for energy extraction from drag-aided vortex-induced motions,” Proceedings of the ASME 2018 37th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, June 18-22, 2018, Madrid, Spain.

Mehmood et al., 2013, A. Mehmood, A. Abdelkefi, M. Hajj, A. Nayfeh, I. Akhtar, A. Nuhait, Piezoelectric energy harvesting from vortex-induced vibrations of circular cylinder, J. Sound Vib., 332 (2013), pp. 4656-4667.

Wang et al., 2012 D.A. Wang, C.Y. Chiu, H.T. Pham, Electromagnetic energy harvesting from vibrations induced by Kármán vortex street, Mechatronics, 22 (2012), pp. 746-756.