



UNIVERSITÀ  
DEGLI STUDI  
DI PADOVA

**UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA**

**Dipartimento di Ingegneria Industriale DII**

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

**WIND VIBRATIONS ENERGY HARVESTING**

**(Raccolta dell'energia derivante dalle vibrazioni indotte dal vento)**

Relatore: prof. Alberto Doria

Correlatore: dott. Alberto Pasetto

Rossi Alessandro

2061471

Anno Accademico 2023/2024

## SOMMARIO

Nel documento che segue verrà descritta nel dettaglio la sperimentazione di un **VIV Harvester**, ossia un sistema concepito per intercettare il flusso del vento e produrre energia elettrica tramite le vibrazioni che tale flusso induce sul sistema stesso. Il fenomeno sfruttato è quello della risonanza sotto l'azione forzante del vento che, tramite le VIV (Vortex Induced Vibrations) è in grado di aumentare notevolmente il rendimento di un generatore di tensione. Tale apparato è costituito da una mensola di supporto al circuito di materiale piezoelettrico, il quale deformandosi genera una tensione elettrica e da un corpo che intercetta il flusso di fluido. La geometria di questo corpo determina l'efficacia dell'harvester stesso e produce su di esso effetti diversi.

L'obiettivo di questa tesi è pertanto quello di sviluppare un dispositivo di **energy harvesting**, ossia un sistema in grado di catturare energia meccanica dal vento e convertirla in energia elettrica e di verificare il modello di descrizione ad esso associato. Tale dispositivo, detto harvester, è del tipo mensola con patch piezoelettrica a cui è vincolato un corpo cilindrico, bluff body, per l'intercettazione del vento. Al termine della verifica segue una nuova fase di ricerca con lo scopo di migliorare i risultati ottenuti con l'harvester avente il bluff body cilindrico tramite la sostituzione dello stesso con oscillatori di altre forme geometriche e la verifica della potenza elettrica attiva che tale dispositivo è in grado di erogare. Il lavoro presentato è pertanto articolato nelle parti descritte nel seguito.

Il **capitolo 1** mostra una breve panoramica dei fenomeni relativi alle Flow-Induced Vibrations e dell'harvesting relativo.

Il **capitolo 2** illustra il modello matematico di riferimento, che ha permesso lo sviluppo dei prototipi mostrati nel **capitolo 3**.

Nel **capitolo 4** viene descritto l'apparato sperimentale allestito per le prove del dispositivo, mentre nel **capitolo 5** viene presentata l'analisi modale dello stesso.

Il **capitolo 6** illustra le misurazioni effettuate alla condizione di risonanza tra il distacco dei vortici e la frequenza propria del sistema ed espone i risultati ottenuti testando l'harvester col bluff body cilindrico in diverse situazioni per studiare gli effetti delle turbolenze sulla generazione di tensione elettrica.

Nel **capitolo 7** si introduce una nuova geometria per l'harvester e se ne studia la risposta alle medesime condizioni a cui è stato sottoposto il precedente dispositivo.

Infine, nei **capitoli 8 e 9** si riportano i risultati delle prove elettriche ottenuti connettendo il dispositivo ad un circuito elettrico con led per misurarne l'effettiva potenza elettrica erogata.

## INDICE

<b>1. INTRODUZIONE – STATO DELL’ARTE FIV HARVESTING .....</b>	<b>4</b>
<b>1.1 Vortex-Induced Vibrations .....</b>	<b>5</b>
<b>1.2 Harvesting .....</b>	<b>11</b>
<b>2. MODELLO MATEMATICO.....</b>	<b>16</b>
<b>3. SVILUPPO PROTOTIPI.....</b>	<b>18</b>
<b>4. APPARATO SPERIMENTALE.....</b>	<b>25</b>
<b>5. ANALISI MODALE.....</b>	<b>29</b>
<b>6. TEST IN GALLERIA DEL VENTO CON BLUFF BODY CILINDRICO .....</b>	<b>37</b>
<b>6.1 Prototipo 1, senza patch .....</b>	<b>37</b>
<b>6.2 Test Prototipo 1.....</b>	<b>42</b>
<b>6.3 Test Prototipo 2.....</b>	<b>48</b>
<b>7. TEST ESTERNI ALLA GALLERIA DEL VENTO.....</b>	<b>52</b>
<b>7.1 Prototipo 1 .....</b>	<b>53</b>
<b>7.2 Prototipo 2.....</b>	<b>55</b>
<b>8. LASTRA PIANA .....</b>	<b>60</b>
<b>8.1 Test sul Prototipo 1 con lastra piana in galleria del vento .....</b>	<b>60</b>
<b>8.2 Test sul Prototipo 1 con la lastra piana all’esterno della galleria del vento.....</b>	<b>63</b>
<b>8.3 Test del Prototipo 2 con la lastra piana in galleria del vento .....</b>	<b>66</b>
<b>8.3 Test sul Prototipo 2 con lastra piana all’esterno della galleria del vento.....</b>	<b>68</b>
<b>9. TEST DI POTENZA ELETTRICI.....</b>	<b>74</b>
<b>10. CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI.....</b>	<b>81</b>
<b>11. BIBLIOGRAFIA .....</b>	<b>83</b>
<b>12. APPENDICE: TEST CON 2 HARVESTER COLLEGATI IN SERIE.....</b>	<b>84</b>
<b>13. RINGRAZIAMENTI.....</b>	<b>89</b>

## 1. INTRODUZIONE – STATO DELL’ARTE FIV HARVESTING

La parola harvesting racchiude in sé una molteplicità di nuove tecnologie che sfruttano i fenomeni oscillatori per “cattare” l’energia meccanica che forzanti naturali, di tipologia anche molto diversa tra loro quali la pioggia, il vento, le onde del mare, ecc., trasferiscono a degli appositi dispositivi recettori, i quali la trasformano in energia elettrica per i normali usi e consumi.

L’energia raccolta da tali sistemi è “gratuita”, liberamente disponibile nel luogo di installazione dell’harvester e teoricamente illimitata; inoltre essa è “pulita”, ossia non richiede altre trasformazioni potenzialmente impattanti sull’ambiente, come ad esempio i tradizionali metodi di generazione di corrente elettrica.

Le vibrazioni sono uno dei campi in cui la ricerca di fonti di approvvigionamento energetico alternative a quelle tradizionali e più rispettose dell’ambiente, si è spinta in tempi relativamente recenti, pur essendo esse un fenomeno noto anche da tempi più antichi. La vibrazione, detta anche oscillazione, è il moto di un corpo che si ripete in un intervallo di tempo finito [19]. Le vibrazioni hanno una loro ampiezza e una loro frequenza, ossia quante volte si ripetono in un intervallo di tempo e possono essere libere o forzate. Le vibrazioni libere si hanno quando un sistema meccanico vibra senza essere sottoposto ad alcuna forzante, le forzate quando il sistema è sottoposto ad una forzante tipo o forma.

Un caso particolare di queste forzanti è rappresentato dalle FIV, Flow-Induced Vibrations, che sono vibrazioni indotte dal moto di un fluido attorno a corpi in esso immersi. Citando [2], le FIV sono un fenomeno fisico che si riscontra molto comunemente in campo ingegneristico, in quanto sono causato dall’instabilità aerodinamica o dal distacco di vortici quando il fluido passa attorno a una struttura snella immersa nel fluido stesso. Sebbene le FIV possano causare danni strutturali ed enormi perdite economiche quando i loro effetti finiscono fuori controllo, hanno anche un grande potenziale di utilizzo e possono essere impiegate per raccogliere l’energia idraulica, l’energia eolica e l’energia di un gas che scorre, ad esempio, negli HVAC (Heating, Ventilation & Air Conditioning systems).

A seconda dei diversi meccanismi vibratorii, le FIV sfruttate dagli harvester possono essere divisi in quattro categorie: VIV (Vortex-Induced Vibrations), galloping, flutter e buffeting (o wake galloping).

Le VIV e il buffeting appartengono alla famiglia delle vibrazioni forzate. I FIV harvester sono progettati per funzionare normalmente a basse velocità di flusso, ma la loro larghezza di banda operativa è limitata dalla frequenza naturale della struttura. Il galloping e il flutter appartengono alla famiglia delle vibrazioni a ciclo limite. Rispetto alla famiglia precedente, la velocità di inserimento in questo gruppo è maggiore e l’intervallo di velocità operativa effettiva è più ampio, portando a un’ampiezza di risposta maggiore in caso di velocità del vento più elevata, il che è vantaggioso per l’harvesting.

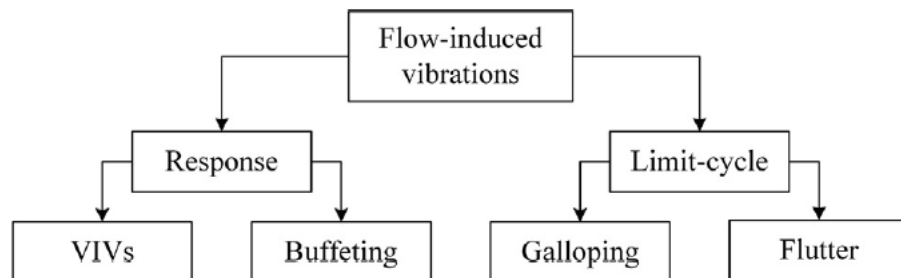


Figura 1: suddivisione delle FIV. A sinistra la famiglia delle vibrazioni forzate, a destra quelle autoeccitate [2].



Nel seguito verranno illustrate le VIV che sono il fenomeno meccanica utilizzato dall'harvesting di questa trattazione. Nel paragrafo 1.2 verranno mostrate brevemente anche le tecnologie che sfruttano altri meccanismi di vibrazione. Per un ulteriore approfondimento dei fondamenti dell'aerodinamica si veda [25].

### 1.1 Vortex-Induced Vibrations

Questo tipo di vibrazioni, VIVs (Vortex Induced Vibrations), sono una parte della più ampia gamma delle FIV, vibrazioni indotte dal fluido che scorre sul corpo ivi immerso. Un modello che descrive questo tipo di vibrazioni forzate e la risonanza che se ne può ottenere, ad esempio su un corpo cilindrico, è stata proposta in [1].

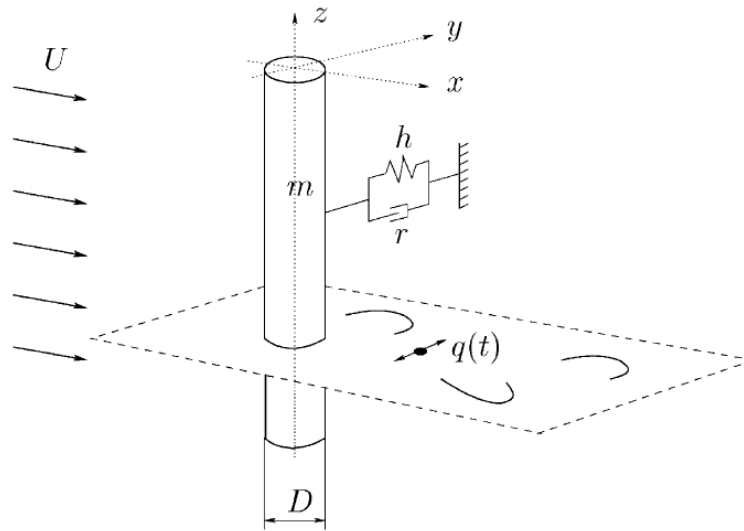


Figura 2: Schematizzazione dell'harvester [1]

Le VIV sono vibrazioni forzate, ossia suscitate dall'azione di una forzante che trasferisce energia al sistema posto in moto: inoltre esse sono strettamente correlate alla struttura del corpo e alla velocità del vento. Infatti, quando il fluido scorre attorno allo stesso, si formano periodicamente dei vortici che si originano nel punto di distacco della vena fluida laminare dalla superficie e si allungano nella scia dietro al corpo stesso (scia di von Karman). Questi vortici generano un campo di pressione asimmetrico attorno al corpo e che pertanto sarà soggetto a forze aerodinamiche alternate, risultando in un intervallo di ampiezza finita di vibrazioni. La frequenza di tali vortici è definita come  $f = U * \frac{S_t}{L}$  dove  $S_t$  è il numero di Strouhal, una costante calcolata in un certo intervallo del Numero di Reynolds,  $U$  è la velocità del fluido e  $L$  la lunghezza del corpo immerso in tale fluido. Il numero di Reynolds è un numero che permette di definire il tipo di regime che governa il moto del fluido, sia esso laminare, di transizione o turbolento e definito come  $Re = (\rho * U * L) / \mu$ , in cui  $\rho$  è la densità del fluido ad una certa temperatura,  $\mu$  la sua viscosità cinematica,  $U$  è la velocità del fluido stesso e  $L$  una lunghezza caratteristica del corpo cui viene a contatto il fluido.

Il numero di Strouhal è invece definito come  $St = (f * L)/U$ , con U e L stesse usate per il numero di Reynolds e f è la frequenza di distacco dei vortici dal corpo investito dal fluido. Il numero di Strouhal è stato calcolato sperimentalmente per ottenerne un andamento in funzione del numero di Reynolds e della velocità del vento e, per un intervallo di Reynolds che va da  $300 < Re < 300.000$  per un fluido in moto attorno a un corpo cilindrico a base circolare, è fissato a  $St = 0,2$ . In tale intervallo il numero di Strouhal resta costante e ciò permette di ricavare la frequenza di distacco dei vortici dal bluff body.


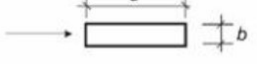
Sezione	St	
	$10^5 \leq Re \leq 4 \cdot 10^5$	0,19
	$4 \cdot 10^5 \leq Re \leq 10^6$	$-0,7674 + 0,1709 \cdot \log_{10}(Re)$
	$10^6 \leq Re \leq 1,6 \cdot 10^6$	$1,3752 - 0,1862 \cdot \log_{10}(Re)$
	$Re > 1,6 \cdot 10^6$	0,22
(Figura O.4)		
	$d/b$	St
	$0 < d/b < 1$	0,12
	$1 \leq d/b < 2$	$0,18 - 0,06 \cdot d/b$
	$2 \leq d/b < 3$	0,06
	$3 \leq d/b \leq 3,5$	$-0,48 + 0,18 \cdot d/b$
	$3,5 < d/b < 5$	$0,2433 - 0,02667 \cdot d/b$
	$5 \leq d/b < 10$	$0,13 - 0,004 \cdot d/b$
$d/b \geq 10$	0,09	
(Figura O.5)		

Figura 3: numero di Strouhal per sezioni circolari e rettangolari secondo l'Eurocodice

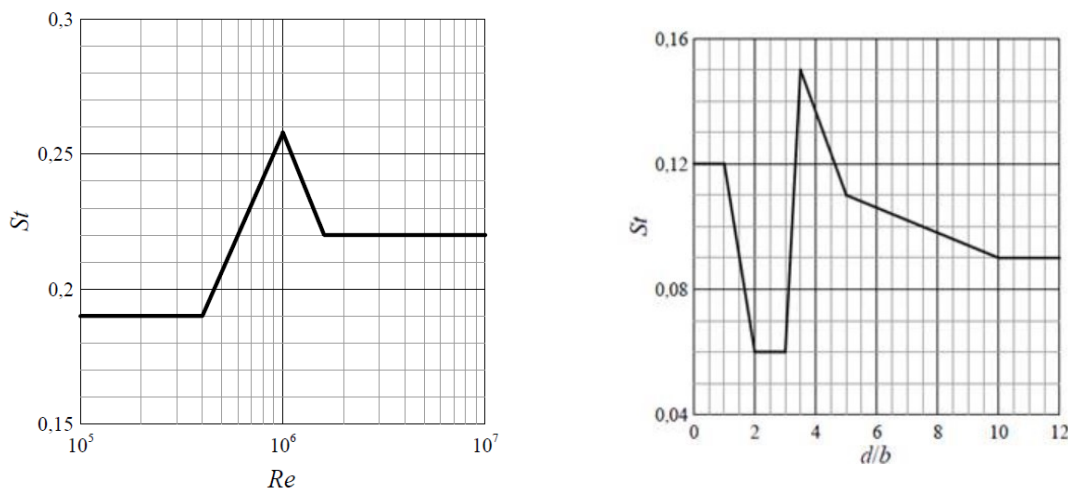


Figura 4: andamento del numero di Strouhal per sezioni circolari e rettangolari secondo l'Eurocodice.

Quando la frequenza di distacco dei vortici è vicina alla frequenza propria del corpo immerso nel fluido, si verifica la risonanza e l'oscillazione aumenta notevolmente di ampiezza, talvolta fino ad un punto critico per la tenuta dei componenti.

Ogni corpo o sistema meccanico possiede una sua frequenza di oscillazione, detta frequenza propria o naturale, che dipende solo dalle forze elastiche ed inerziali del sistema stesso. Quando una forzante agisce sul sistema con la frequenza uguale a quella naturale del sistema allora si verifica una risonanza, ossia un'espansione progressiva dell'ampiezza delle oscillazioni senza che la forzante subisca delle variazioni.

Posta  $H(\omega)$  come la risposta in frequenza del sistema alla forzante, definita come l'ampiezza adimensionalizzata dello spostamento della massa del sistema soggetta ad una forza armonica di ampiezza unitaria e pulsazione variabile ( $f = \omega/2\pi$ ) è possibile vedere nella figura seguente cosa succede alla sincronizzazione tra la frequenza propria e quella della forzante, ossia quando

$$\frac{\omega}{\omega_n} = 1 \text{ [19, 20].}$$

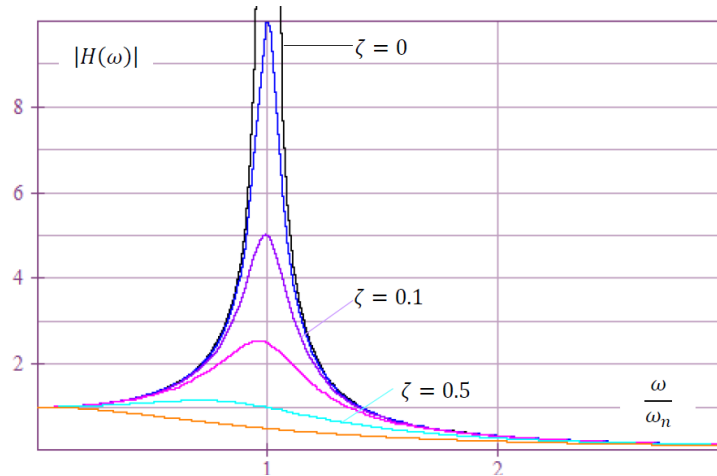


Figura 5: andamento della risposta del sistema  $H$  rispetto alla pulsazione [20].

L'aumento dell'ampiezza delle oscillazioni in modo consistente avviene in un intorno della frequenza propria del sistema detto intervallo di lock-in e che ovviamente raggiunge il culmine proprio a tale frequenza (figura 4). Ritornando alle VIV, la forzante risulta essere proprio il distacco dei vortici e la frequenza naturale quella dell'harvester stesso. L'intervallo di lock-in, che per la definizione del numero di Strouhal è esprimibile direttamente in funzione della velocità del fluido, è ben visibile nelle misurazioni in quanto l'aumento repentino di ampiezza e accelerazione delle oscillazioni del bluff body risalta in modo netto ed estemporaneo rispetto alla tendenza normale di aumento delle stesse in funzione della potenza trasmessa dal fluido.

Per ottenere la massima efficienza dell'harvester la condizione di risonanza è dunque ricercata in virtù dell'aumento importante dell'ampiezza delle oscillazioni sotto l'azione di una forzante, in questo caso il fluido, di relativamente modesta entità.

Uno dei casi più studiati nell'ambito del distacco dei vortici e che riguarda l'harvesting e questo stesso lavoro, è il caso di un bluff body cilindrico immerso in una corrente fluida [1 e 5]. Il caso del bluff body cilindrico, è stato esaminato nel dettaglio grazie alle nuove tecnologie che hanno permesso di poter visualizzare la scia di vortici che muove l'oscillatore. Tali tecnologie consistono in un laser diffranto da una lente e il cui fascio risultante illumina uno spazio in cui l'aria scaldata da un filo conduttore caldo è libera di muoversi attorno al bluff body; il tutto viene ripreso con una videocamera ad alta velocità.

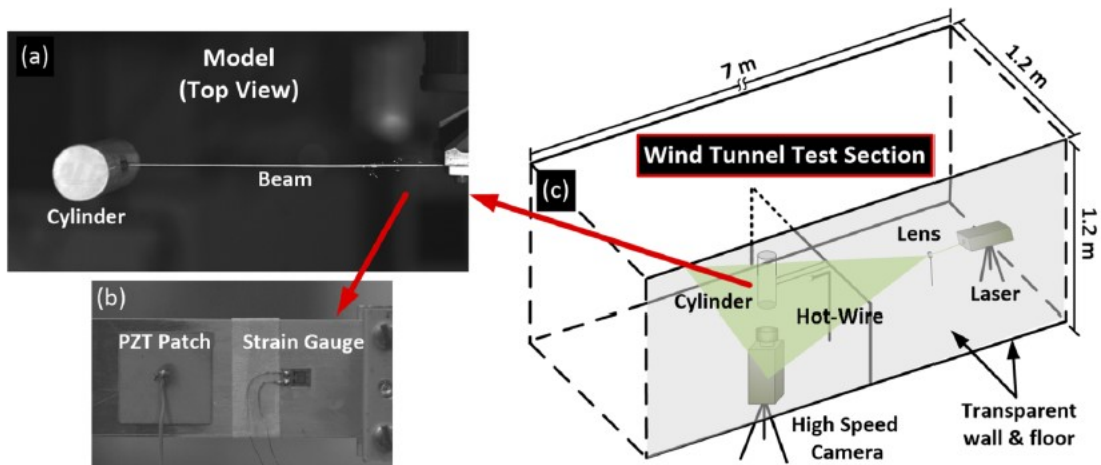


Figura 6: il settaggio dell'esperimento in cui sono stati visivamente osservati i vortici [5].

La serie di test che ne è seguita ha restituito le seguenti immagini in cui la scia turbolenta che genera la depressione in grado di muovere l'harvester, risulta ben visibile e se ne riesce a seguire anche l'evoluzione.

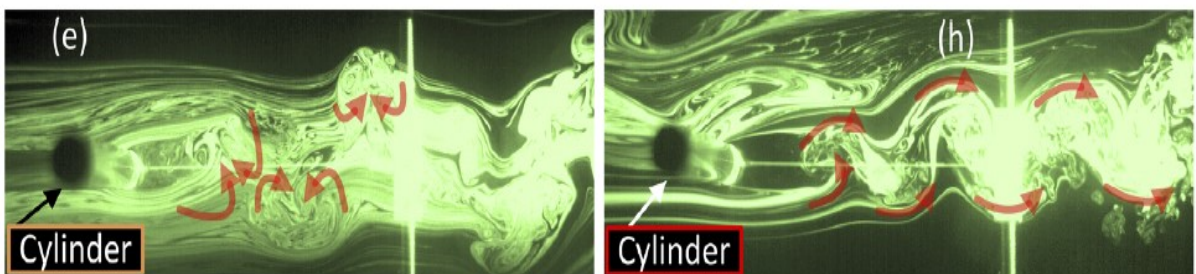


Figura 7: l'andamento della scia di vortici che si formano dopo l'impatto con il corpo cilindrico, vista rispetto alla sua sezione.

Come si evince osservando le figure 5 e 10, il distacco dei vortici dal bluff body cilindrico è influenzato da due fattori: le dimensioni e lo smorzamento. Lo smorzamento è il parametro che più influenza il fenomeno del lock-in al punto da eliminare quasi del tutto la risonanza ed è dovuto al tipo di materiale utilizzato e al suo assemblaggio (sempre facendo riferimento alla figura 5). Gli autori dell'articolo [9] evidenziano come le prestazioni migliori nell'intervallo di risonanza si abbiano con lo smorzamento il più basso possibile, difficile da ottenere al momento dell'assemblaggio della patch piezoelettrica per motivi che si vedranno in seguito. Il problema dello smorzamento alto è che nella teoria esso si limita a ridurre l'ampiezza delle oscillazioni del picco e la larghezza dell'intervallo di lock-in ma, nella pratica, esso annulla completamente la sincronizzazione tra il distacco dei vortici e la frequenza naturale del sistema.

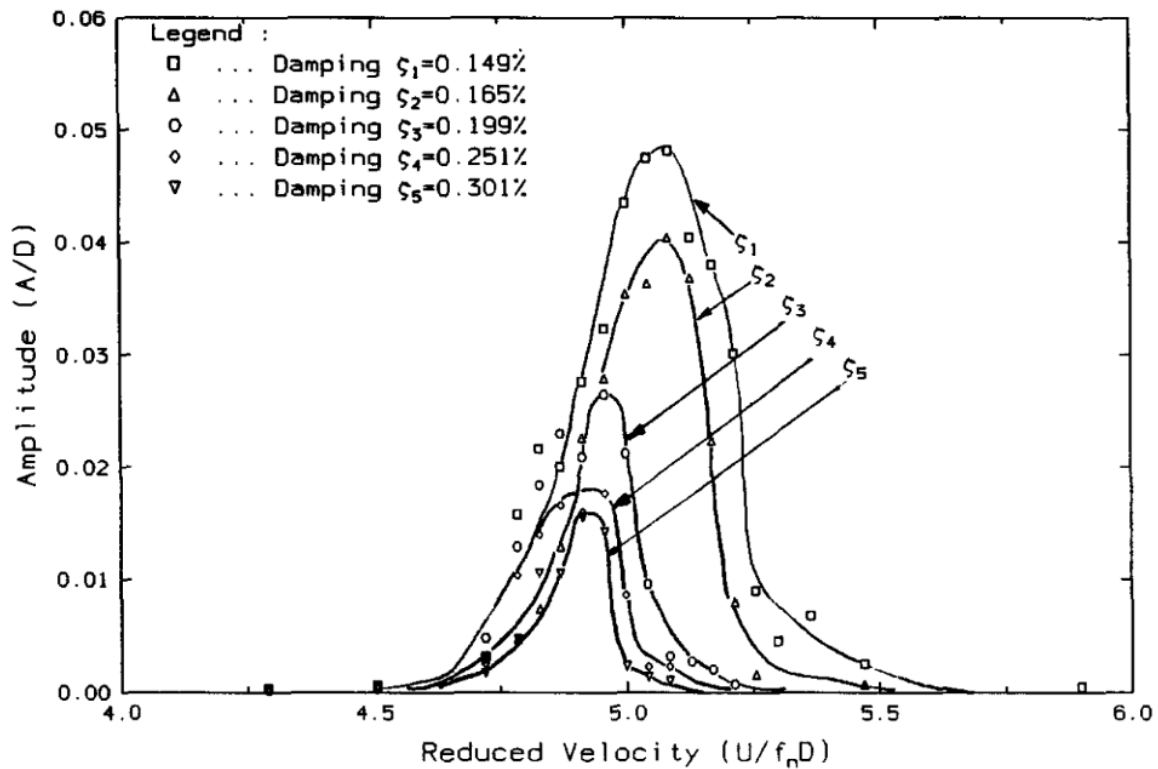


Figura 8: studio del lock-in a diversi valori di smorzamento [9].

In fluidodinamica esiste un numero adimensionale che predice la tendenza della struttura ad essere soggetta a distacco di vortici e ad incorrere nel fenomeno del lock-in: tale numero è detto numero di Scruton.

$$S_c = \frac{4 \cdot \pi \cdot m_{e,i} \cdot \xi_i}{\rho \cdot b^2} \quad (1)$$

In (1)  $\xi$  è il fattore di smorzamento,  $b$  la dimensione di riferimento della sezione dove avviene il distacco dei vortici,  $\rho$  la densità dell'aria,  $m_{e,i}$  è detta massa equivalente per unità di lunghezza ed è definita in funzione della forma dell' $i$ -esimo modo di vibrare come:

$$m_{e,i} = \frac{\int_0^l m(s) \cdot \Phi_i^2(s) ds}{\int_0^l \Phi_i^2(s) ds} \quad (2)$$

Normalmente il lock-in si verifica se  $S_c < 10$ . Nello studio condotto sul cilindro [9], si è calcolato l'andamento dell'ampiezza di oscillazione in funzione del numero di Scruton.

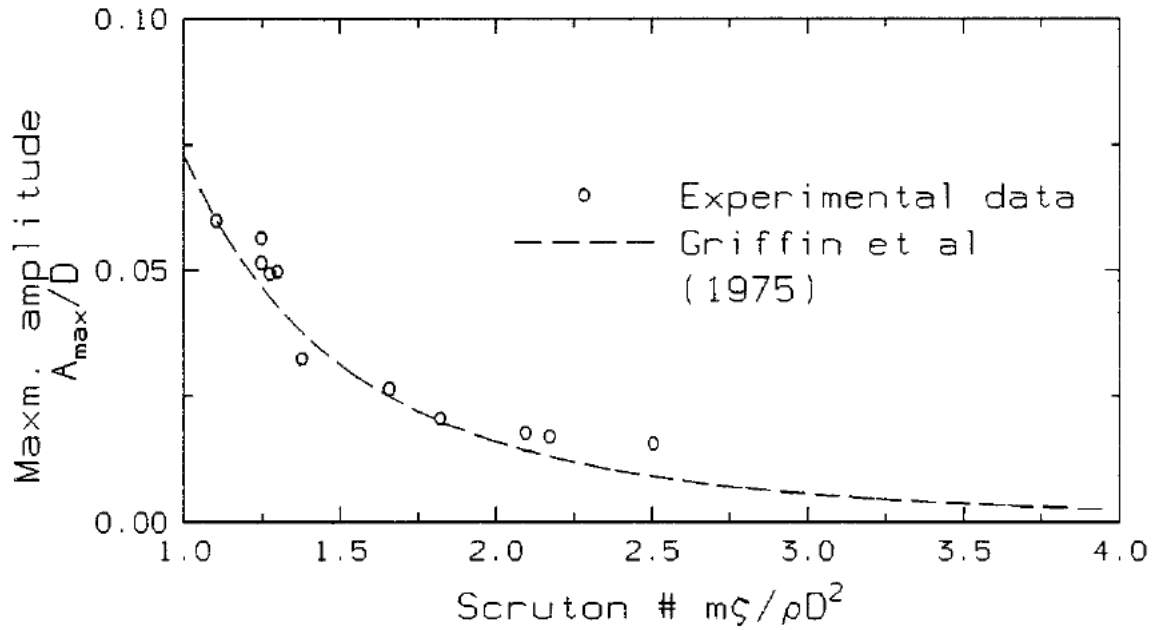


Figura 9: andamento dell'ampiezza massima al lock-in in funzione del numero di Scruton [9].

Gli effetti delle dimensioni dell'harvester sono stati invece analizzati in [5] e studiati come AR, Aspect-Ratio, dato dal rapporto tra la lunghezza del cilindro e il suo diametro. Quando il fluido impatta contro l'oscillatore, a causa dei fenomeni viscosi, si creano molteplici effetti secondari che possono influenzare in maniera imprevedibile il suo comportamento ed il suo rendimento. La figura seguente mostra questi effetti che si generano attorno ad un corpo cilindrico.

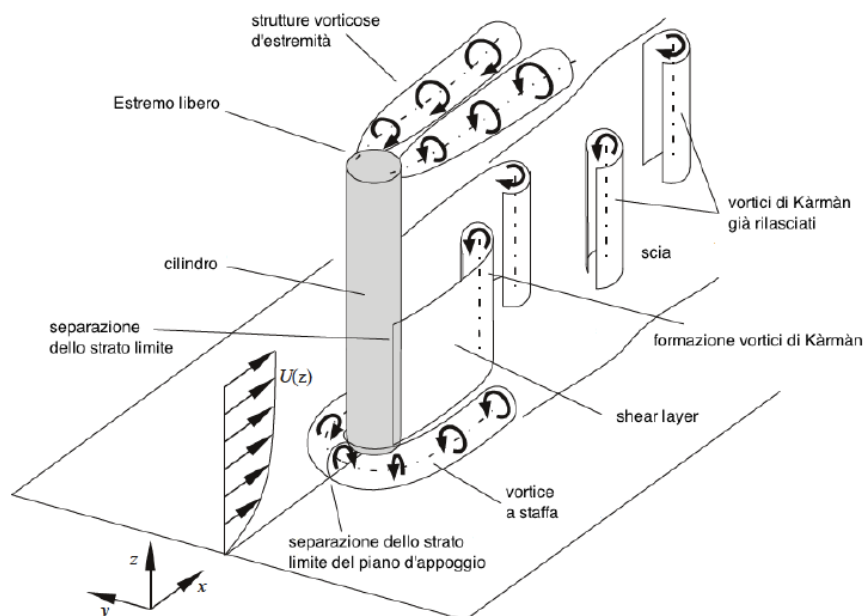


Figura 10: effetti che si creano dalla collisione del fluido contro un corpo cilindrico [10]

Oltre al distacco di vortici a frequenze diverse (per esempio la differenza tra i vortici a staffa e quelli della scia di Von Karman), cambia anche il campo di pressione attorno al cilindro stesso con variazioni di direzione e intensità della forza che sollecita l'oscillatore. Lo studio di dimensioni ottimizzate mira ad aumentare al massimo possibile proprio i vortici di scia che sono coloro che restituiscono la spinta radiale che produce il moto unidimensionale. Lo studio condotto in [5] evidenzia come non tutte le configurazioni sono favorevoli a creare una zona di depressione sufficiente a produrre gli effetti desiderati.

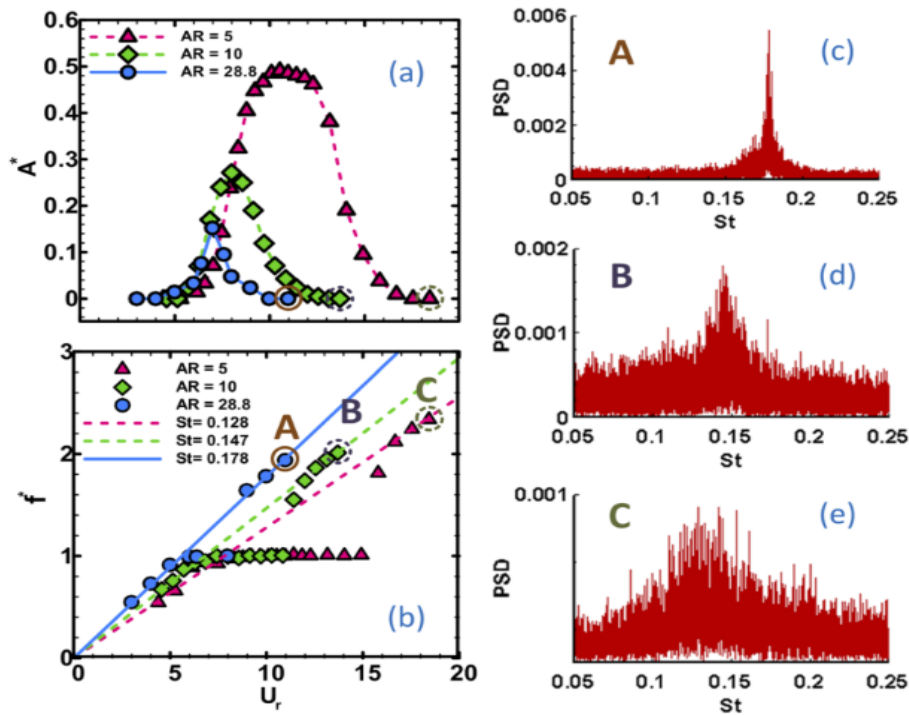


Figura 11: effetti delle dimensioni dell'harvester al variare di AR [5].

## 1.2 Harvesting

Per riuscire a raccogliere e convertire l'energia delle vibrazioni, come già accennato all'inizio, è necessario un dispositivo chiamato harvester, che nel caso in esame è un FIV's Energy Harvester. Esso è progettato per catturare le vibrazioni generate dal moto di un flusso di fluido e convertirle in corrente elettrica tramite un sistema micro-elettromeccanico (MEMS) e un sistema di rilevamento wireless per il monitoraggio continuo del sistema [2].

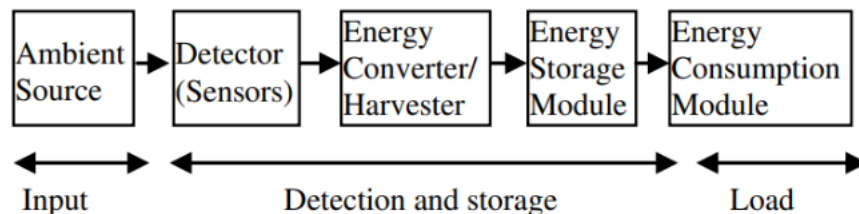


Figura 12: schema di funzionamento di un sistema di energy harvester



Secondo il diverso meccanismo di conversione dell'energia, i FIV harvester possono essere suddivisi in elettromagnetico, piezoelettrico, elettrostatico, dielettrico e triboelettrico. Un tipo specifico di questi harvester, che è l'oggetto di questa tesi, è quello che sfrutta il caso particolare delle VIV, vibrazioni forzate indotte sull'harvester stesso dal moto del fluido tramite il distacco dei vortici. La configurazione di questi harvester è varia e quella oggetto della presente trattazione è costituita da una mensola con patch piezoelettrica a cui è calettato a T un corpo il cui compito è quello di produrre con più efficacia possibile il distacco dei vortici e di produrre le oscillazioni della mensola (vedi capitolo 3).

Ne esistono anche di altri tipi, in cui il corpo è calettato alla mensola in modo diverso (parallelamente alla patch stessa [2]) o in cui il corpo è vincolato alle estremità [21] che formano direttamente il circuito elettrico da attivare (caso dell'acqua). Le mensole con patch piezoelettrica sono state anche studiate separatamente e immerse direttamente nella corrente di fluido per studiare gli effetti del vento su di esse, prima ancora di aggiungere il corpo per il distacco dei vortici [6]. L'efficienza del VIV harvester è tanto più alta quanto più il suo funzionamento avviene all'interno dell'intervallo di lock-in, come visto nel paragrafo precedente. Quando la velocità del flusso in entrata supera quella nel corrispondente intervallo di velocità, verrà a mancare la sincronizzazione tra il distacco dei vortici e la frequenza naturale del sistema e l'ampiezza diminuirà drasticamente, così come l'efficienza di conversione dell'energia [2].

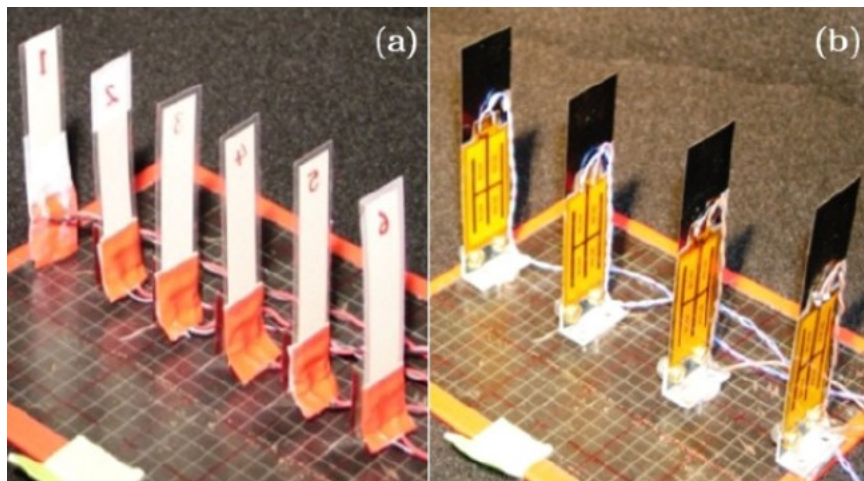


Figura 13: mensole con patch immerse direttamente nella corrente del fluido [6]

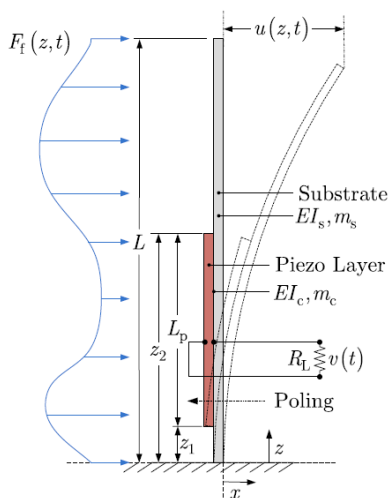


Figura 14: comportamento delle mensole con patch piezoelettrica immerse nel fluido [6]



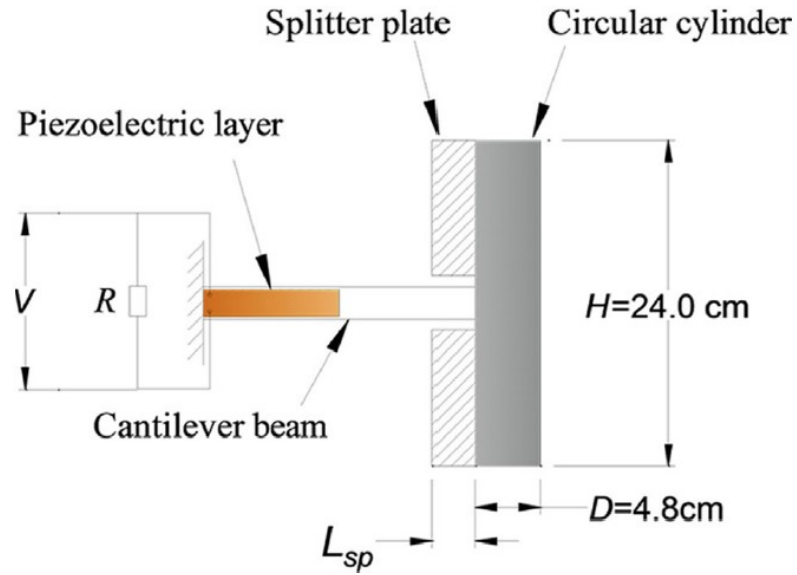


Figura 15: caso del VIV harvester con corpo calettato a  $T$  [2]

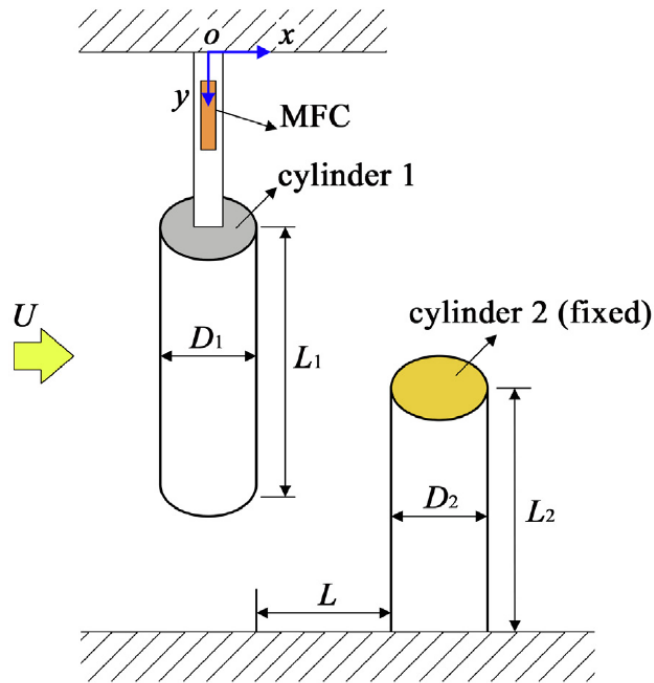


Figura 16: caso del VIV harvester in cui il corpo che produce le oscillazioni è calettato parallelamente alla mensola con patch [2].

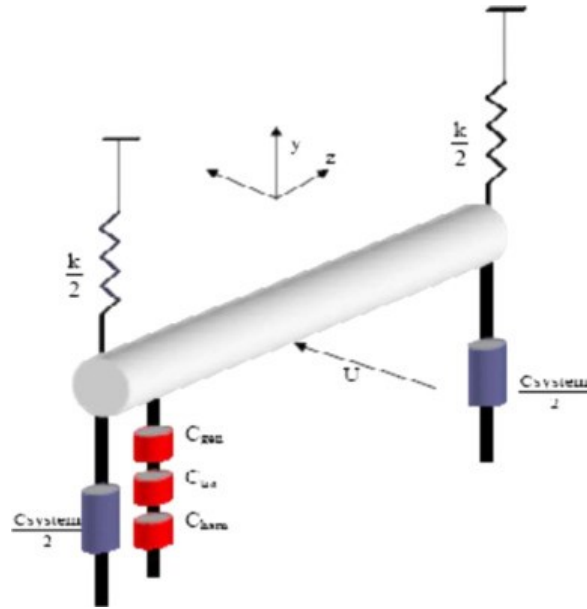


Figura 17: VIV harvester con calettamento laterale [21]

La configurazione di figura 14 è stata oggetto anche di studio per migliorare l'aerodinamicità del corpo cilindrico.

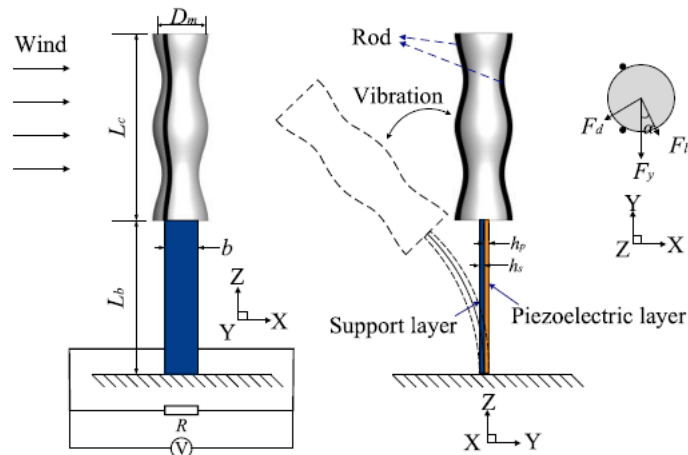


Figura 18: modello di VIV harvester PWEH [22]

Oltre ai casi citati, progettati appositamente per le VIV, sono stati costruiti anche altri modelli di harvester che sfruttano gli altri fenomeni della macro famiglia di vibrazioni FIV. Il galloping è un tipico esempio di vibrazioni autoeccitate a 1 grado di libertà, dovuto all'instabilità aeroelastica che si manifesta soprattutto nei corpi lunghi e flessibili con bordi e spigoli. Di solito sembra essere correlato alla velocità del flusso in ingresso e all'orientamento relativo del fluido rispetto alla struttura e inoltre, è solitamente caratterizzato da oscillazioni a bassa frequenza e grande ampiezza.

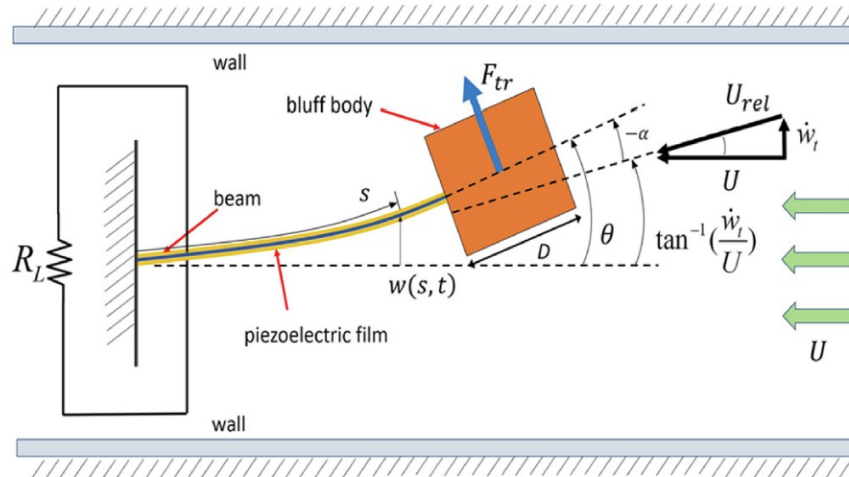


Figura 19: Harvester che sfrutta il galloping [2].

Un altro caso di vibrazioni autoeccitate che possono essere sfruttate per l'harvesting è il caso del flutter. Il flutter è un tipico fenomeno di instabilità aeroelastica a 2 gradi di libertà che coinvolge la flessione e la torsione, che si verifica principalmente nel campo di flusso ad alta velocità. A causa dell'esistenza di una differenza di fase tra la forza aerodinamica istantanea che agisce sulla struttura e lo spostamento strutturale in cui appare il flutter, può verificarsi un feedback positivo durante le vibrazioni della struttura. Poiché la struttura assorbe continuamente energia dal flusso, l'ampiezza delle vibrazioni aumenterà continuamente e divergerà se lo smorzamento aerodinamico è maggiore dello smorzamento meccanico. In termini di harvesting, l'harvester basato sul flutter ha un grande potenziale di sviluppo a causa dell'autoeccitazione, della divergenza e delle grandi ampiezze di vibrazioni causate dal flutter [2].

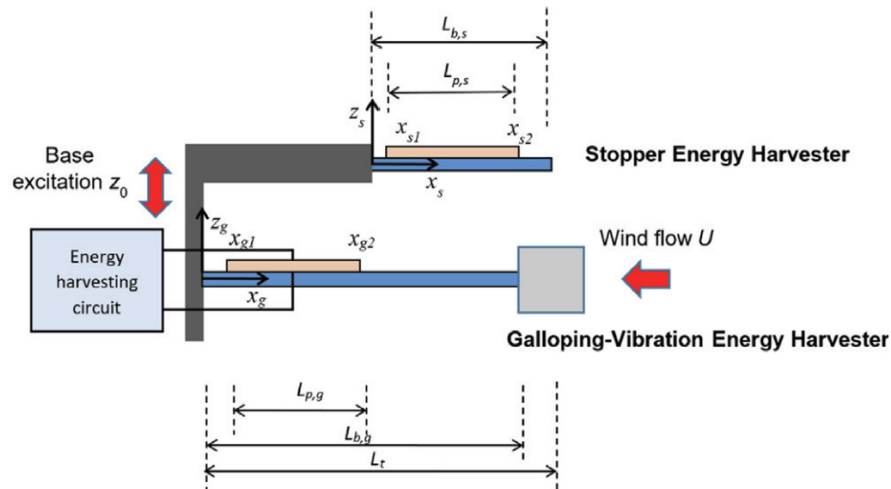


Figura 20: harvester basato sul flutter [2].

## 2. MODELLO MATEMATICO

Si illustra ora un modello per la previsione della tensione generata da un harvester ibrido con mensola.

Il punto di partenza della trattazione è il modello monodimensionale dell'harvester con trave a sbalzo equipaggiato con bluff body cilindrico. Assumendo la forma del primo modo di vibrare, il moto dell'harvester è descritto attraverso il moto verticale unidirezionale della mensola, rappresentato dalla coordinata ( $y$ ). L'equazione del moto di un sistema soggetto ad una forza esterna  $F(t)$  applicata all'estremità della mensola è:

$$My + Cy + \ddot{Ky} = F(t); \quad (3)$$

In questa equazione  $M$  è la massa concentrata all'estremità,  $C$  è lo smorzamento e  $K$  la rigidità della trave. Tali grandezze sono definite come:

$$M = \frac{33}{140}m + M_t \left(1 + \frac{3R}{2L}\right)^2 + I_t \left(\frac{3}{2L}\right)^2; \quad (4)$$

$$C = 2\zeta_s \sqrt{KM}; \quad (5)$$

$$K = \frac{EI}{3L^2} + \frac{\theta^2}{C_p}; \quad (6)$$

Nelle equazioni 4,5 e 6, i parametri del sistema sono:

- $m$  la massa della trave;
- $L$  la lunghezza della stessa;
- $M_t$  il valore della massa posta all'estremità della trave, "tip mass";
- $I_t$  il momento di inerzia della tip mass attorno al baricentro (Center of Gravity, CoG);
- $\zeta_s$  il fattore di smorzamento strutturale;
- $EI$  è la rigidità flessionale equivalente della trave;
- $\Theta$  è il coefficiente di accoppiamento elettromeccanico;
- $C_p$  la capacità dello strato piezoelettrico.

Infine la tensione a vuoto (Open Circuit, OC) generata dalla patch piezoelettrica è:

$$V_{OC}(t) = \frac{\theta}{C_p} y(t). \quad (7)$$

Per tenere conto dell'accoppiamento tra vibrazioni meccaniche e fluidodinamica, una massa fluida aggiunta e uno smorzamento fluido aggiunto sono addizionati rispettivamente alla massa concentrata e allo smorzamento.

$$M_{tot} = M + C_m \rho \frac{D^2}{4} L_c; \quad (8)$$

$$C_{tot} = C + \gamma \omega_f \rho D^2; \quad (9)$$

Nelle equazioni 8 e 9 i parametri utilizzati indicano:

- $C_m$  è il coefficient di massa aggiunta;
- $\rho$  è la densità del fluido;
- $\gamma$  è il parametron di stallo;
- $\omega_f$  è la frequenza angolare di Strouhal;
- $D$  è il diametro esterno del bluff body cilindrico;
- $L_c$  è la lunghezza del bluff body cilindrico.

Quando il vento scorre sopra il bluff body si stacca una scia di vortici dal cilindro; se si trascura l'influenza che il moto del cilindro stesso ha sul distacco dei vortici, la frequenza angolare dipende dalla velocità del vento  $U$  secondo questa relazione:

$$\omega_f = 2\pi S_t \frac{U}{D}; \quad (10)$$

In (8)  $S_t$  è il numero di Strouhal. Per un cilindro fisso in un flusso di fluido bidimensionale, con un numero di Reynolds compreso tra  $300 < Re < 300000$ ,  $S_t$  è vicino a 0,2. In [5], numeri di Strouhal inferiori sono stati osservati per bassi AR (Aspect Ratios,  $L_c / D$ ); questa proprietà è stata considerata nella progettazione dei prototipi.

A valle delle assunzioni appena descritte, la forzante che compare in (1), diviene:

$$F(t) = F_0 \sin(\omega_f t); \quad (11)$$

Al contrario, se si considera l'influenza del moto del cilindro sul distacco dei vortici è necessario includere una nuova equazione nel modello. In [17], un'equazione non lineare di Van der Pol, che governa il coefficiente di lift  $C_L$ , è accoppiata al moto del cilindro oscillante. La forza applicata al cilindro dipende da  $C_L$  e l'accelerazione del cilindro stesso influenza il coefficiente di lift. Il modello risultante in forma dimensionale, che descrive il fenomeno delle VIV è

$$\begin{cases} \ddot{y} + \left( 2\zeta_s \omega_n + \frac{\gamma \omega_f \rho D^2}{M_{tot}} \right) \dot{y} + \omega_n^2 y = \frac{\rho D C_L U^2}{2M_{tot}} \\ \ddot{C}_L + \epsilon \omega_f \left( \left( \frac{2C_L}{C_{L0}} \right)^2 - 1 \right) \dot{C}_L + \omega_f^2 C_L = \frac{A}{D} \frac{C_{L0}}{2} \ddot{y} \end{cases} \quad (12)$$

Nel sistema, il termine  $\omega_n = \sqrt{\frac{K}{M_{tot}}}$  è la frequenza naturale dell'harvester immerso nell'aria,  $C_{L0}$  è il coefficiente di lift del cilindro stabile e  $A$  ed  $\epsilon$  sono parametri sperimentali.

Il modello descritto dalle equazioni (10) prevede un picco di ampiezza della risposta al lock-in ( $\omega_n \approx \omega_f$ ). Tuttavia, secondo tale modello, all'aumentare della velocità del vento, l'ampiezza dell'oscillazione tende ad un valore costante nella regione successiva all'intervallo di lock-in. Questo è in contrasto coi dati raccolti dagli esperimenti effettuati coi VIV harvester che suggeriscono un aumento progressivo delle ampiezze di oscillazione a velocità del vento via via crescenti. Inoltre questo fenomeno è stato anche osservato per un cilindro elastico [18] dove tale crescita era correlata alla turbolenza e anche per un harvester con mensola immerso in un flusso di fluido turbolento.

Pertanto, il modello descritto in (12) viene modificato per tenere conto di tale fenomeno aggiungendo un termine forzante relativo al buffeting causato dalla turbolenza. Indicando con  $u$  il termine fluttuante della velocità del vento, l'equazione del moto del sistema meccanico diventa:

$$\ddot{y} + \left( 2\zeta_s \omega_n + \frac{\gamma \omega_f \rho D^2}{M_{tot}} \right) \dot{y} + \omega_n^2 y = \frac{\rho D U^2}{2M_{tot}} \left( C_L + C_{L0} \left( 2 \frac{u}{U} + \frac{u^2}{U^2} \right) \right) \quad (13)$$

Per i calcoli relativi alla lastra piana rettangolare si segue lo stesso modello tenendo però conto di come vari il numero di Strouhal in funzione del rapporto tra i lati del rettangolo e che cambia la lunghezza di riferimento, diventando essa la larghezza della lastra stessa (figure 3 e 4). Altre osservazioni sperimentali sono contenute in [23].

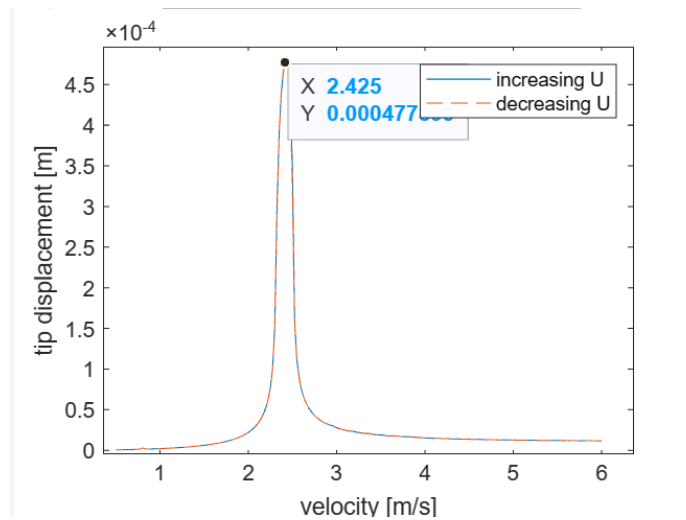


Figura 21: previsione di lock-in secondo il modello matematico [1].

### 3. SVILUPPO PROTOTIPI

Come già illustrato nel capitolo precedente, le vibrazioni indotte dal distacco dei vortici sono un fenomeno tipico che coinvolge dei bluff body investiti dal flusso di un fluido, sia esso comprimibile o incomprimibile. La forza aerodinamica che si genera con tale distacco è ortogonale al flusso del fluido e può essere quantificata come:

$$F_a(t) = \frac{1}{2} \rho_a A_c U^2 C_L(t) = \frac{1}{2} \rho_a A_c U^2 C_{L0} \sin(2\pi f_{vs} t) \quad (14)$$

In questa espressione in cui  $C_L$  è il coefficiente di lift dipendente dal tempo,  $\rho$  la densità del fluido,  $A_c$  la sezione trasversale del bluff body e  $U$  la velocità del vento.

Il parametro  $f_{vs}$  è la frequenza di distacco dei vortici:

$$f_{vs} = \frac{US_t}{D} \quad (15)$$

La massima performance del generatore si ha quando la  $f_{vs}$  e la  $f_n$  naturale del corpo coincidono. Queste due frequenze dipendono dalla geometria dell'harvester che deve essere così opportunamente dimensionato per garantire la corretta sincronizzazione. Per l'ottimizzazione, la vibrazione dell'harvester è analizzata utilizzando un approccio a 1 DOF, considerando solo il modo fondamentale perché la ricerca riguarda solo la miglior prestazione. Dato che è interessato il primo modo di vibrare, la rotazione e lo spostamento all'estremità della trave dell'harvester sono variabili dipendenti:

$$y = \frac{2}{3}L_b\varphi \quad (16)$$

dove  $L_b$  è la lunghezza della trave.

La trave composita (piezoelettrica) è stata modellizzata come una massa in moto unidirezionale con smorzamento, comprendente nel bluff body sia la massa dello stesso che quella della molla (trave), utilizzando poi il metodo approssimato di Rayleigh.

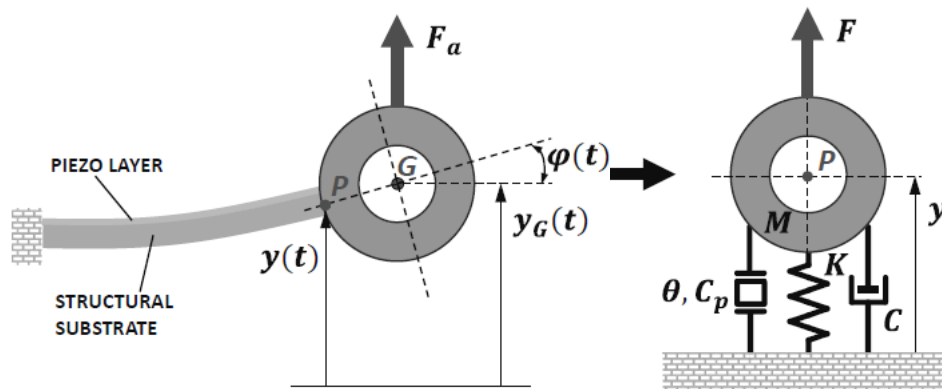


Figura 22: schema del sistema in moto unidimensionale [11]

L'equazione del moto  $My'' + Cy' + Ky = F$  è derivata col metodo di Lagrange che permette di calcolare la massa concentrata  $M$ , la rigidità  $K$ , lo smorzamento  $C$  e la componente lagrangiana della forza  $F$  diretta lungo  $y$ .

$$\left\{ \begin{array}{l} M = \frac{33}{140} (\rho_b L_b w_b t_b + m_p) + \rho_c \frac{\pi(D_e^2 - D_i^2)}{4} L_c \left(1 + \frac{3D_e}{4L_b}\right)^2 + \frac{1}{32} \rho_c \pi (D_e^4 - D_i^4) L_c \left(\frac{3}{2L_b}\right)^2 \\ K = \frac{3EI}{L_b^3} + \frac{\theta^2}{C_p} \\ C = 2\zeta \sqrt{KM} = \frac{2\zeta K}{\omega_n} \\ F = F_a \cdot \left(1 + \frac{3D_e}{4L_b}\right) \end{array} \right. \quad (17)$$

In questo sistema  $\rho_b$ ,  $w_b$ ,  $t_b$  sono densità, larghezza e spessore del substrato,  $m_p$  la massa dello strato piezoelettrico,  $\rho_c$ ,  $D_e$ ,  $D_i$ ,  $L_c$  densità e dimensioni del cilindro.  $E$  ed  $I$  sono il modulo di Young e l'inerzia della sezione trasversale della trave,  $\zeta$  e  $\omega_n$  il fattore di smorzamento e la pulsazione naturale del sistema,  $\theta$  il fattore di accoppiamento che rappresenta la quantità di carica per unità di spostamento accumulata nel materiale piezoelettrico in condizione di circuito aperto; invece  $C_p$  è la sua capacità.

La funzione della risposta in frequenza FRF tra la forza aerodinamica e lo spostamento è calcolata assumendo un input armonico:

$$FRF_y(\omega) = \frac{y_0}{F_{a,0}} = \frac{\left(1 + \frac{3D_e}{4L_b}\right)}{-M\omega^2 + iC\omega + K} = \frac{1}{K} \cdot \frac{\left(1 + \frac{3D_e}{4L_b}\right)}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2} + 2i\zeta \frac{\omega}{\omega_n}\right)} \quad (18)$$

La tensione a vuoto OCV tra gli elettrodi dello strato piezoelettrico:

$$v_{oc}(t) = \frac{\theta}{C_p} \cdot y(t) \quad (19)$$

Adesso è possibile esprimere la FRF tra la  $F_a$  e la OVC:

$$FRF_{v_{oc}}(\omega) = \frac{V_{oc}}{F_{a,0}} = \frac{\theta}{KC_p} \cdot \frac{\left(1 + \frac{3D_e}{4L_b}\right)}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2} + 2i\zeta \frac{\omega}{\omega_n}\right)} \quad (20)$$

$h_c$  è la massima distanza dall'asse neutro della sezione trasversale dell'harvester.

Essendo la forza aerodinamica proporzionale alla sezione trasversale a sopravento del cilindro e che un largo spostamento  $y$  alla fine della trave porta ad un alto voltaggio, allora un decremento della frequenza naturale  $f_n$  (o della rigidezza  $K$ ) consente un miglioramento delle prestazioni e quindi può essere definito un opportuno algoritmo di ottimizzazione del sistema. Tale ottimizzazione non serve solo a garantire la sincronizzazione tra la frequenza dei vortici e quella naturale, ma anche la massima resa dell'harvester.



Tale algoritmo di ottimizzazione è basato sulla funzione MATLAB *fmincon* che trova i valori minimi di una funzione  $FUN(X)$ , con  $X$  un insieme di parametri.

L'obiettivo della procedura è quello di massimizzare OCV. La funzione da minimizzare è dunque:

$$FUN(X) = \frac{1}{V_{oc}(X)} = \frac{K(X)C_p}{\theta} \cdot \frac{\sqrt{\left(1 - 4\pi^2 f_{vs}^2 \frac{M(X)}{K(X)}\right)^2 + \left(4\pi \zeta f_{vs} \sqrt{\frac{M(X)}{K(X)}}\right)^2}}{\left(1 + \frac{3D_e}{4L_b}\right)} \cdot \frac{2}{C_{L0}\rho_a D_e L_c U^2} \quad (21)$$

Il problema riguarda sia vincoli lineari che non lineari in cui, per ottenere il massimo effetto  $De - Di \geq 4$  mm, la differenza tra le frequenze  $|f_n - f_{vs}| - 0,1 \leq 0$ , lo spostamento statico (dovuto alla presenza del bluff body)  $w_s \leq 0,005$  e il massimo stress  $\sigma_0 \leq 20 \cdot 10^6$ . A questo punto è possibile dimensionare il bluff body da applicare all'harvester affinché si sincronizzi e restituisca la massima performance a seconda di diverse velocità del vento.

I prototipi di harvester sono stati costruiti a partire dal modello espresso nel capitolo 2 e tenendo conto delle osservazioni appena citate, oltre allo studio condotto in [5] in cui si evidenzia come non tutte le configurazioni sono favorevoli a creare una zona di depressione sufficiente a produrre gli effetti desiderati e pertanto si consiglia come ottimale un AR (aspect ratio D/L) attorno a 5.

Il primo prototipo ottenuto, descritto nel seguito, è stato testato dapprima senza patch piezoelettrica per poter mantenere lo smorzamento dell'harvester il più basso possibile, poi si è proceduto all'incollaggio della patch piezoelettrica mettendo a confronto i due sistemi così ottenuti. La tensione viene generata solo da deformazioni flessionali della mensola.

Per ulteriori approfondimenti riguardanti i materiali piezoelettrici si faccia riferimento a [3].

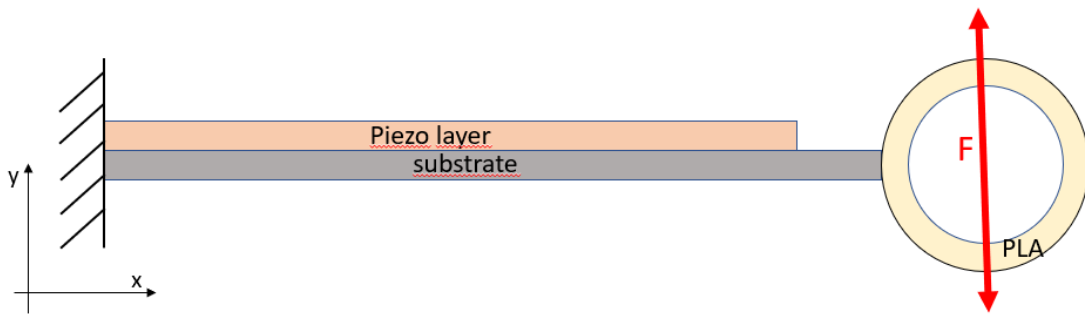


Figura 23: schema dell'harvester

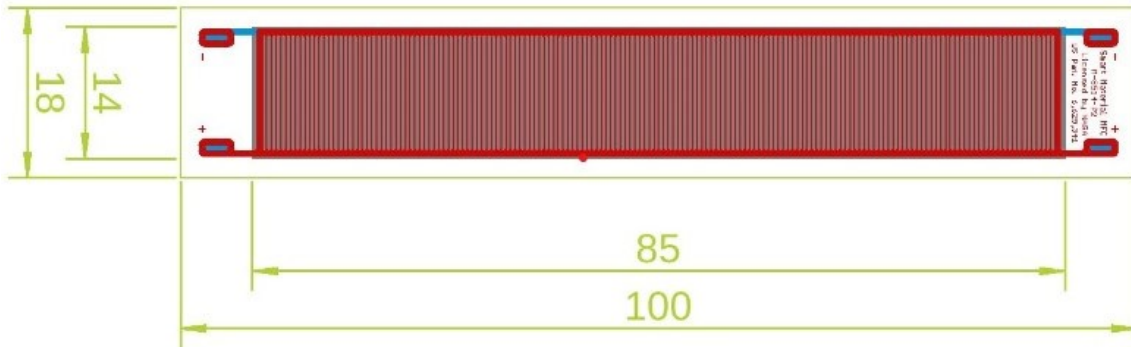
## PROTOTIPO 1:

- Mensola di alluminio: Lunghezza: 163 mm; larghezza: 20,33 mm; spessore 1 mm
- Bluff body a base cilindrica: diametro esterno D: 18,3 mm; spessore t: 2 mm; lunghezza: 180 mm, densità: 434 kg/m<sup>3</sup>
- Lastra piana rettangolare: larghezza 18,3 mm; spessore 3,1 mm; lunghezza: 180 mm.

### Materiale piezoelettrico:

E' stata incollata all'harvester, tramite resina epossidica, una patch piezoelettrica M8514P2 della Smart Material con i seguenti dati tecnici:

High-field ( $ E  > 1\text{ kV/mm}$ ), biased-voltage-operation piezoelectric constants:		
<b>d33</b> P1 type, in rod direction	4.6E+02 pC/N	4.6E+02 pm/V
<b>d31</b> P2 type, in electrode direction	-2.1E+02 pC/N	-2.1E+02 pm/V
Low-field ( $ E  < 1\text{ kV/mm} > 300\text{ V}$ ), unbiased-operation piezoelectric constants:		
<b>d33</b> P1 type, in rod direction	4.0E+02 pC/N	4.0E+02 pm/V
<b>d31</b> P2 type, in electrode direction	-1.7E+02 pC/N	-1.7E+02 pm/V
<b>Poled capacitance @ 1kHz, room temp, Cpol for d33 MFC (P1)</b>	~ 0.30 nF/cm <sup>2</sup>	~ 1.94 nF/in <sup>2</sup>
<b>Poled capacitance @ 1kHz, room temp, Cpol for d31 MFC (P2)</b>	~ 7.8 nF/cm <sup>2</sup>	~ 50 nF/in <sup>2</sup>
<b>Tensile modulus, E1</b> in rod direction	30.336 GPa	4.4E+06 psi
<b>Tensile modulus, E1</b> in electrode direction	15.857 GPa	2.3E+06 psi
<b>Poisson's ratio, <math>\nu_{12}</math></b>	0.31	0.31
<b>Poisson's ratio, <math>\nu_{21}</math></b>	0.16	0.16
<b>Shear modulus, G12</b> rules of mixture estimate	5.515 GPa	8.0E+05 psi
<b>Operational bandwidth as actuator, high electric field</b>	0 Hz up to 10 kHz	0 Hz up to 10 kHz
<b>Operational bandwidth as actuator, low electric field levels (&lt; 33% of max operating voltage)</b>	0 Hz up to 700 kHz	0 Hz up to 700kHz
<b>Operational bandwidth as sensor</b>	0 Hz up to 1 MHz	0 Hz up to 1 MHz



*Figura 24: patch M8514P2*

**PROTOTIPO 2:**

- Mensola con patch PPA1001: lunghezza: 55,4 mm (46 mm se si esclude l'incastro); larghezza: 23,3 mm.
- Bluff body cilindrico: diametro esterno D: 25 mm; lunghezza: 95,6 mm; densità: 434 kg/m<sup>3</sup>.
- Lastra piana rettangolare: larghezza: 25 mm; spessore: 2,4; lunghezza: 95,6 mm.



*Figura 25a: bluff body prototipo 2*

### Materiale piezoelettrico:

Spessore	Larghezza	Modulo elastico	Densità	Materiale
t1= 05e-3	w1=23,3e-3	E1= 3,65e9	ρ1= 1,38e3	Polyester (upper layer)
t2= 03e-3	w2=23,3e-3	E2= 110e9	ρ2= 8,93e3	Copper
t3= 0.15e-3	w3=20,8e-3	E3= 63e9	ρ3= 7,8e3	PZT 5H
t4= 0.15e-3	w4=23,3e-3	E4= 207e9	ρ4= 8e3	AISI 304
t5= 03e-3	w5=23,3e-3	E5= 4,1e9	ρ5= 1,41e3	Polyamide

Temperature range (°C)	-60 to 120
Mass (Kg)	2,8 * 10 <sup>-3</sup>
Capacitance (nF)	100
Free deflect (+/-, mm)	0,8
Spring const (+/-, mm)	0,25
Max Amplitude (mm)	2
Resonant frequency (Hz)	130
Max drive volts a resonance (V)	10,0

### **LASTRA PIANA RETTANGOLARE**

Per la costruzione della lastra piana ed effettuare il confronto con il bluff body cilindrico, tramite stampa 3D, è stato necessario mantenere la stessa lunghezza e lo stesso diametro esterno, ma si è potuto agire invece sullo spessore.

Posto che i parametri del bluff body sono pari a:

$$Vol = A * Lc; m = \rho * Vol; (22)$$

$$A = \pi * \left( \frac{De^2}{4} - \frac{Di^2}{4} \right); (23)$$

in cui  $D_e$  è il diametro esterno del cilindro,  $D_i$  il diametro interno,  $\rho$  la densità del materiale e  $L_c$  la lunghezza.

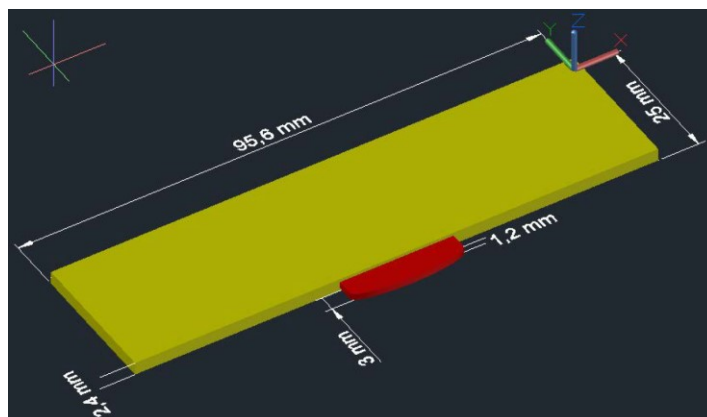
La lastra piana è un parallelepipedo di base rettangolare e, mantenendo gli stessi parametri e definito  $t$  lo spessore, il suo volume risulta:

$$Vol = De * t * Lc; (24)$$

uguagliando con le equazioni precedenti si ottiene lo spessore necessario a mantenere la stessa massa.

I momenti di inerzia si ricavano poi applicando il Teorema di Huygens e Steiner.

Il risultato finale è che si sono costruite due lastre piane per entrambi gli harvester, una specifica per il Prototipo 1 che sempre così verrà chiamato nel seguito e una per il Prototipo 2 con la PPA1001.



*Figura 25b: lastra piana, prototipo 2*

#### 4. APPARATO SPERIMENTALE

Adesso, una volta progettati e realizzati i prototipi di Harvester, si può a descrivere l'apparato sperimentale per i test di efficienza dello stesso.

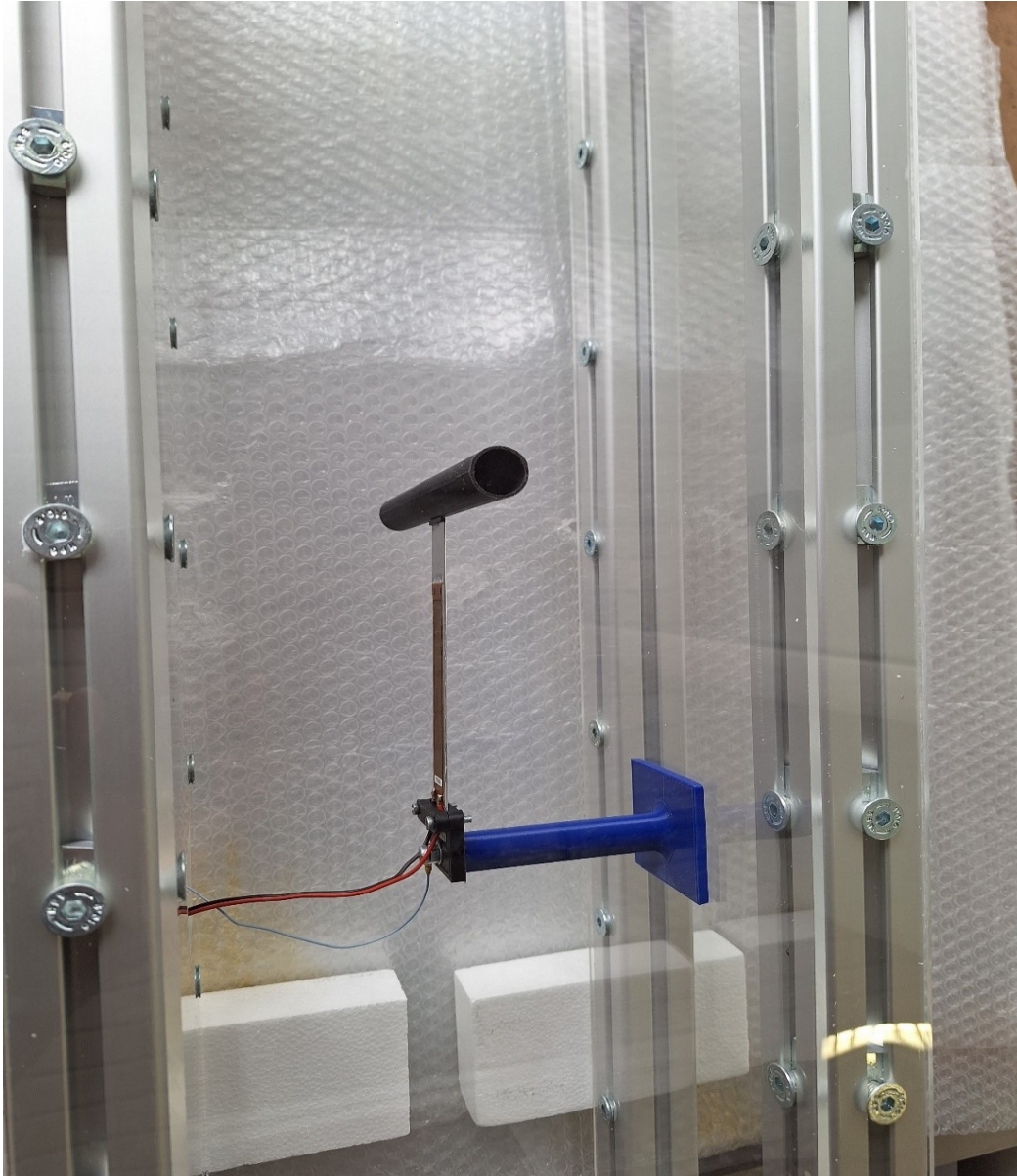
Riassumendo sinteticamente, l'harvester è costituito da:

- un circuito stampato con materiale composito avente proprietà piezoelettriche;
- un incastro col compito di bloccare il circuito piezoelettrico, connetterlo agli elettrodi per il passaggio della corrente e mantenerlo in posizione;
- un harvester che intercetta il vento ed è in grado di amplificare in maniera ottimale l'effetto del distacco dei vortici;
- un sostegno verticale che ha il compito di isolare il harvester dalle superfici su cui è appoggiato, consentendogli però di oscillare liberamente e isolandolo da eventuali vortici che si possono formare a contatto con le superfici stesse, mantenendo l'harvester in posizione. Tale supporto è poi adattato alle circostanze della sperimentazione, non intervenendo in alcun modo nella dinamica del harvester.

Agli elettrodi dell'incastro si connette una rete elettrica per la sperimentazione dell'harvester stesso.

Nella foto (1) è possibile visualizzare quanto appena descritto a parole. Il harvester è connesso a 2 elettrodi i quali sono a loro volta collegati a due conduttori che sono serviti sia a misurare la tensione a vuoto generata tramite le sollecitazioni del vento, sia ad effettuare test di potenza elettrica a carico.

Oltre all'harvester è stata predisposta una galleria del vento di forma rettangolare di 190 x 210 mm e lunga 850 mm (foto 2). Alla sua estremità è stato posto un ventilatore modello Aygrochy con diametro della bocca di aspirazione di 150 mm; portata 595 m<sup>3</sup>/h; potenza di 50 W e pressione 502 Pa.



*Foto 1: Harvester in posizione, connesso alla rete e montato sul supporto.*

I segnali inviati dall'harvester sono stati elaborati con Signal Express, tramite il modulo National Institute 9230 e si suddividono in segnali analogici elettrici e di accelerazione, mediante accelerometro posto sia di controllo sulla base che successivamente sulla mensola per misurarne l'ampiezza di oscillazione. I test in galleria sono stati effettuati principalmente con l'aria in aspirazione ma una serie anche con l'aria in mandata per poter allargare l'intervallo di velocità del vento misurato. La velocità del vento è stata verificata con l'anemometro posto all'imbocco della galleria del vento.

La distribuzione di velocità nella sezione della galleria non è uniforme e pertanto si è scelto di registrare quella in corrispondenza dell'harvester al centro dell'apertura. In generale la differenza di velocità tra il centro e i bordi è di 0,3 – 0,5 m/s.

I test sono stati condotti utilizzando due diversi harvester, con quattro diversi harvester che sono stati costruiti secondo i criteri elencati nel capitolo precedente. Il primo harvester è stato realizzato a partire da una mensola di alluminio su cui è stata incollata con resina epossidica una patch piezoelettrica modello M8514P2 per cui sono stati stampati con stampante 3D un bluff body cilindrico e una lastra piana; in seguito è stata testata la patch piezoelettrica PPA1001, di fabbricazione statunitense per cui sono stati modellati un bluff body e una lastra piana. Le prove sono state condotte sia all'interno della galleria che all'esterno come si vedrà nel seguito. La posizione dell'harvester è a 520 mm dall'imboccatura e rivolto verso di essa (foto 1 e 2); i 330 mm restanti sono stati invece presi a riferimento per il posizionamento all'esterno rispetto al ventilatore con aria in mandata (foto 3). Si è considerata una viscosità dell'aria  $\mu = 1,78 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ , una densità  $\rho = 1,225 \text{ Kg/m}^3$  a  $15^\circ \text{ C}$  e come lunghezze caratteristiche i diametri dei cilindri e la larghezza della lastra piana, per il calcolo dei numeri di Reynolds.

Dopo lo studio effettuato sull'harvester con il bluff body cilindrico e ottimizzato per poter produrre una risonanza entro l'intervallo di lock-in, si procede allo studio di un'altra geometria per il corpo che intercetta il flusso di fluido e se ne confronta l'efficienza col cilindro in termini di tensione a vuoto generata. La scelta è ricaduta sulla lastra piana rettangolare, il cui comportamento è ben noto nell'ambito della fluidodinamica (vedi [16], cap. 9) ma che non era finora stata testata nell'ambito dell'harvesting in quanto non produce risonanza tramite distacco di vortici.

I dati sperimentali dei test sono stati acquisiti effettuando per il I° Ciclo di prove l'acquisizione dei dati ogni 4 secondi, per un totale di 8.190 acquisizioni. Per osservare invece la stabilizzazione del fenomeno oscillatorio è stato utilizzato un tempo di acquisizione di 30 secondi per un totale di 61.440 acquisizioni. Il numero delle prove effettuate non è mai stato inferiore a 5 per ogni velocità del vento misurata e il loro totale numero è dipeso dall'intensità dei battimenti che di volta in volta sono stati rilevati. L'acquisizione dei dati è avvenuta tramite 2 cavi elettrici con relativi morsetti e 10 Ohm di resistenza elettrica e un accelerometro di sensibilità 4,56 mV/g, che è stato posizionato nel punto di interesse, dove era necessario acquisire l'ampiezza delle oscillazioni. Le prove di accelerazione sono state invece effettuate per tempo di complessivo di 10 secondi per un totale di 20.480 acquisizioni di segnale.

Nei primi cicli di test con il Prototipo 2, l'accelerometro è stato posto sul supporto di base come controllo delle vibrazioni derivanti dall'esterno, successivamente è stato posto sull'harvester stesso per osservare l'ampiezza delle oscillazioni e i modi di vibrare.





*Foto 2: galleria del vento con harvester installato e apparecchiatura per la misura*



## 5. ANALISI MODALE

Prima di effettuare i test è stata effettuata l'analisi modale dei risonatori al fine di individuarne i parametri fondamentali quali le frequenze dei modi di vibrare e i relativi smorzamenti. Tale analisi è stata condotta con i bluff body cilindrici già assemblati, tramite un percussore PCB086E80.



*Foto 3: percussore PCB086E80*

### PROTOTIPO 1: Analisi modale del harvester senza patch piezoelettrica

Si è scelto di effettuare l'analisi sull'harvester senza la patch piezoelettrica perché si è notato come questa (e specie la resina) fosse la principale contribuente allo smorzamento del sistema (vedi figure 5 e 8).

Su questo harvester, oltre all'incastro, sono stati individuati 10 nodi (foto 4) ed è stato posizionato l'accelerometro all'estremità libera in corrispondenza di uno di essi, raccogliendo poi le ampiezze delle oscillazioni generate dai colpi inferti col martello sugli altri nodi e analizzandole con ModalVIEW.

Nelle figure 29 - 32 sono riportati i modi di vibrare con relativo smorzamento. Per le vibrazioni libere senza patch è stata effettuato il test con 20.480 acquisizioni in 10 s e posizionando l'accelerometro al termine della mensola, dove è calettato il bluff body, mentre per quello con patch si sono acquisite 8.192 misurazioni per 4 secondi.

Da questa analisi è emerso come, con la patch, le oscillazioni si annullano quasi completamente dopo 2,5 s e ciò che ne resta è praticamente insignificante, al contrario di quanto accadeva senza la patch. Da decremento logaritmico, lo smorzamento dell'harvester con patch è di circa l'1%.

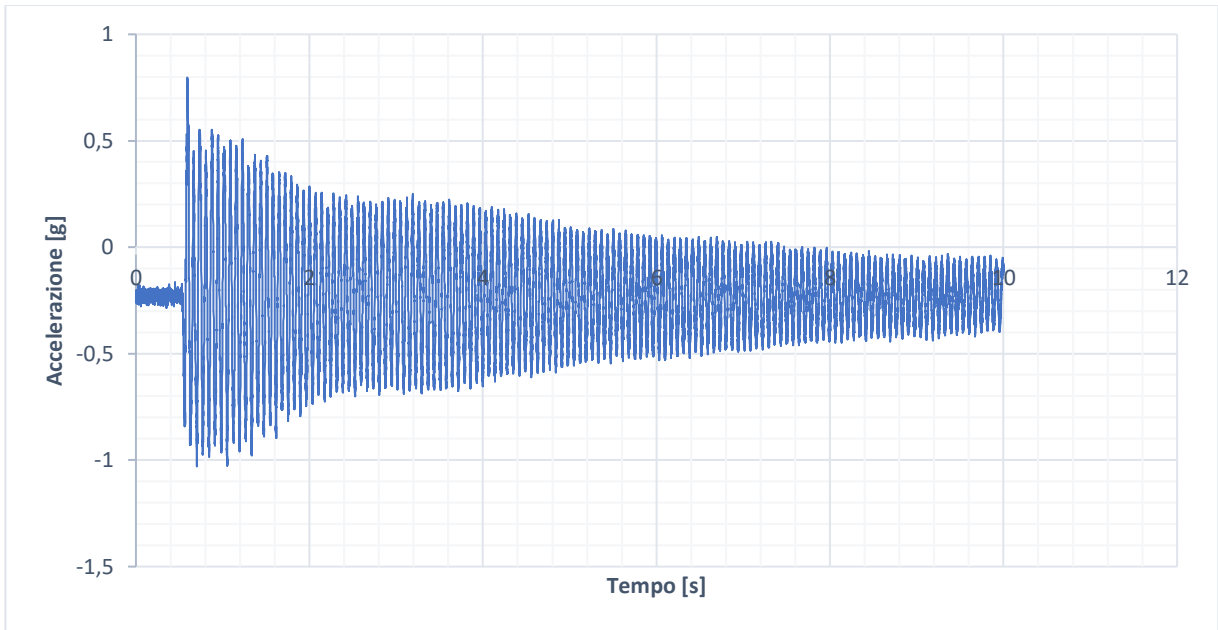


Figura 26: vibrazioni libere del harvester senza patch piezoelettrica formato dalla mensola di alluminio e dal suo bluff body.

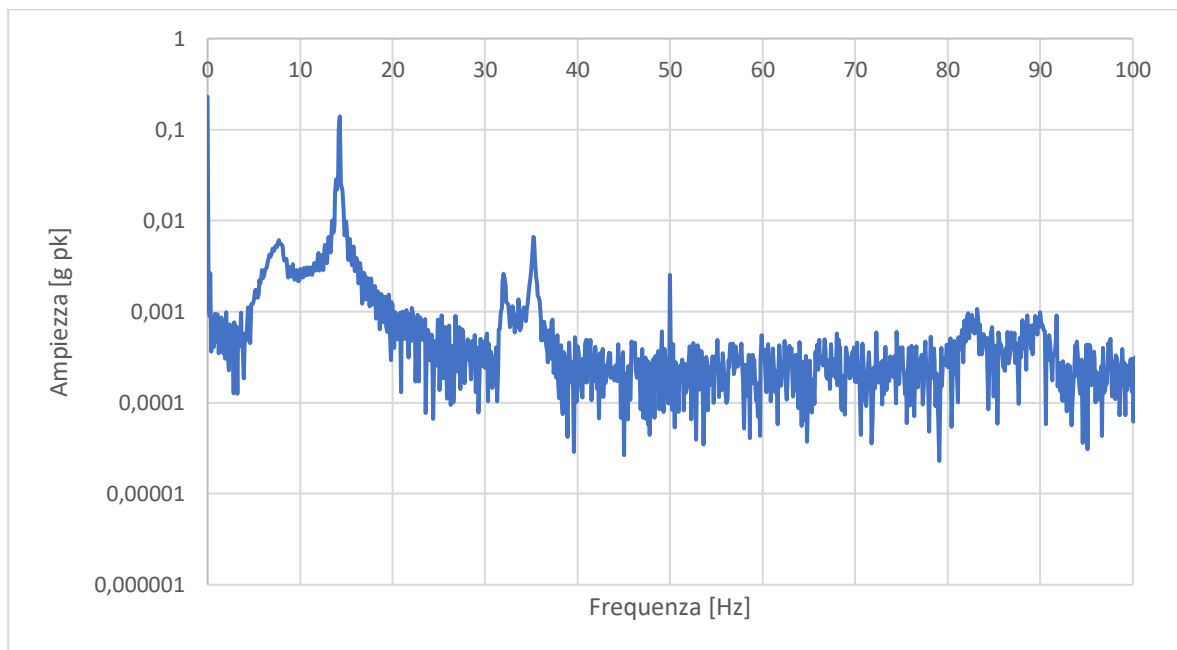
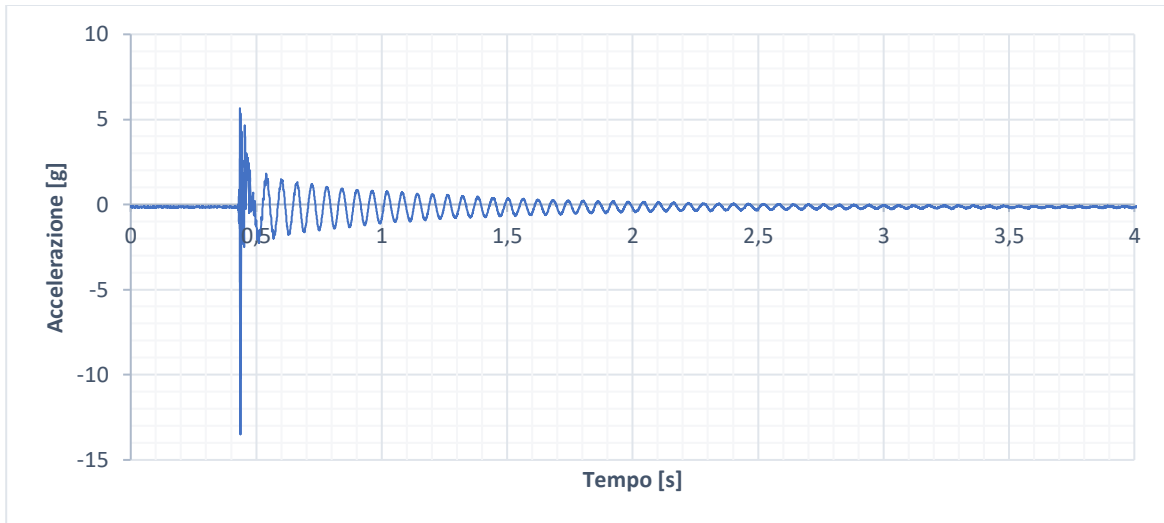


Figura 27: PSD Accelerazione delle vibrazioni libere dell'harvester senza patch

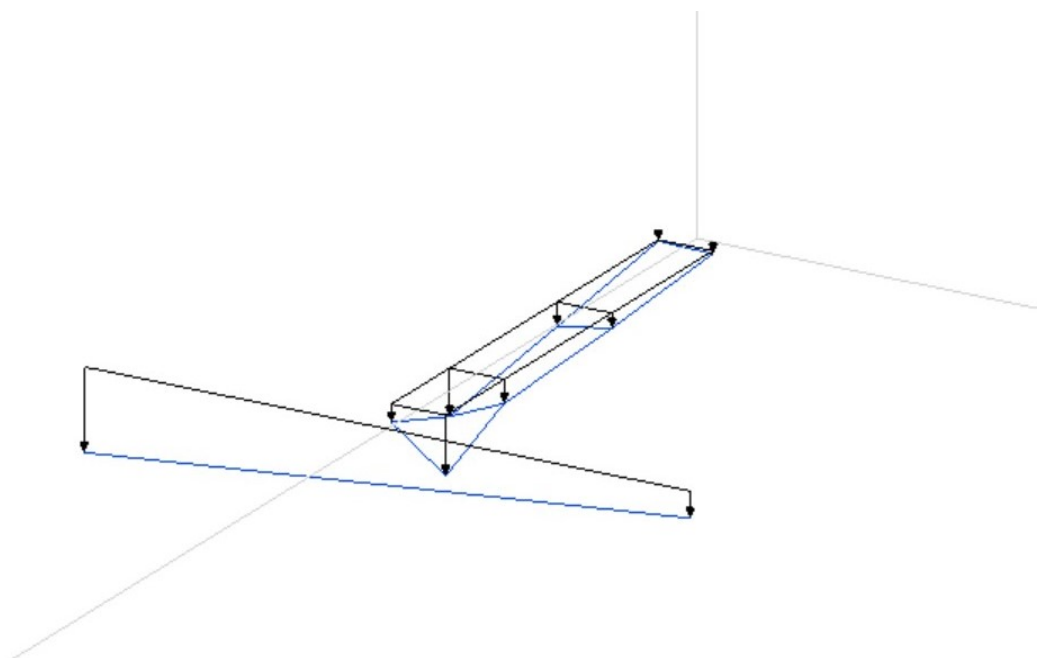


*Figura 28: vibrazioni libere del harvester con patch piezoelettrica incollata.*



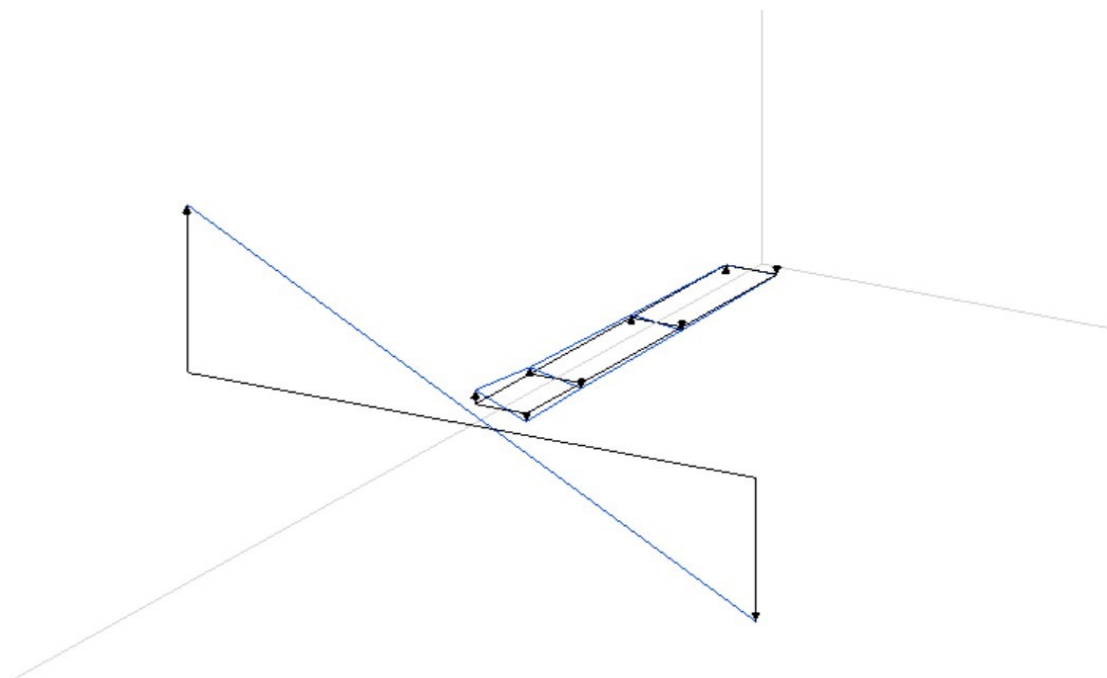
*Foto 4: harvester senza patch e con relativi nodi per l'analisi modale; i nodi 7 e 8 sono in corrispondenza dell'incastro, i nodi 9 e 10 corrispondono invece al cilindro.*

I° MODO: Frequenza 15,28 Hz; Smorzamento: 0,33%.



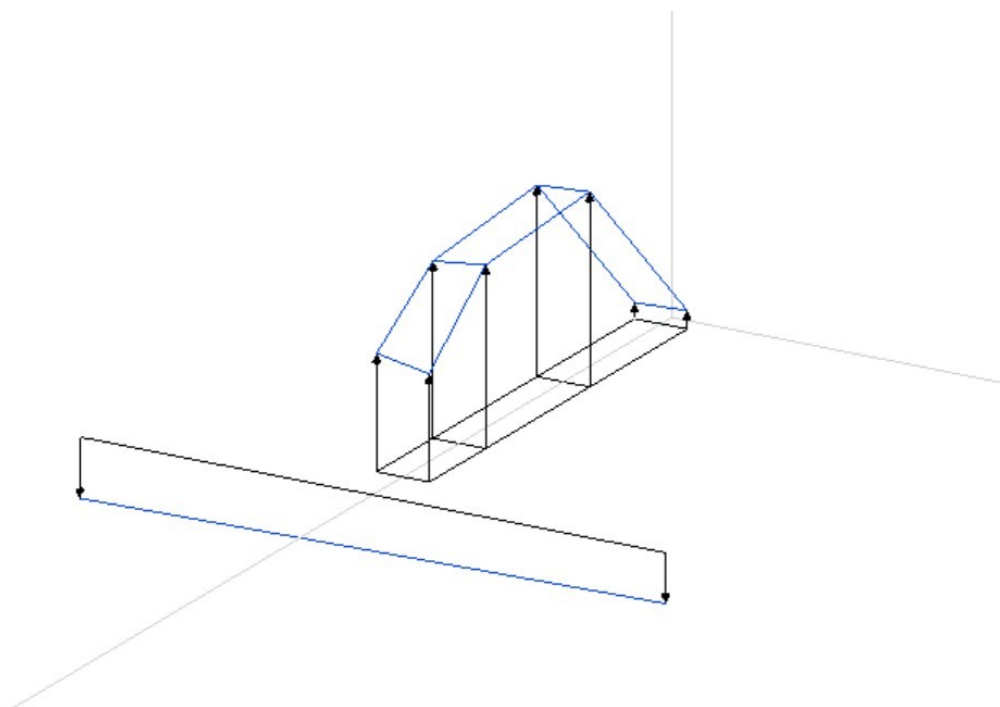
*Figura 29: I° modo, senza patch*

II° MODO: Frequenza 35,15 Hz; Smorzamento: 0,11%.



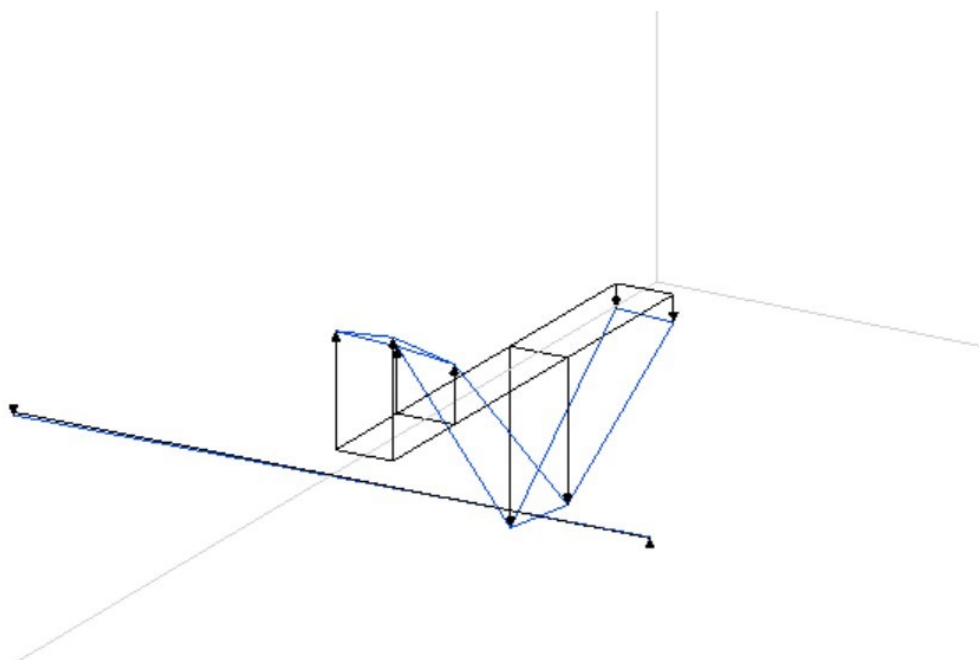
*Figura 30: II° modo, senza patch*

III° MODO: Frequenza 157 Hz; Smorzamento: 0,72%.



*Figura 31: III° modo, senza patch*

IV° MODO: Frequenza: 424 Hz; Smorzamento: 0,25%.

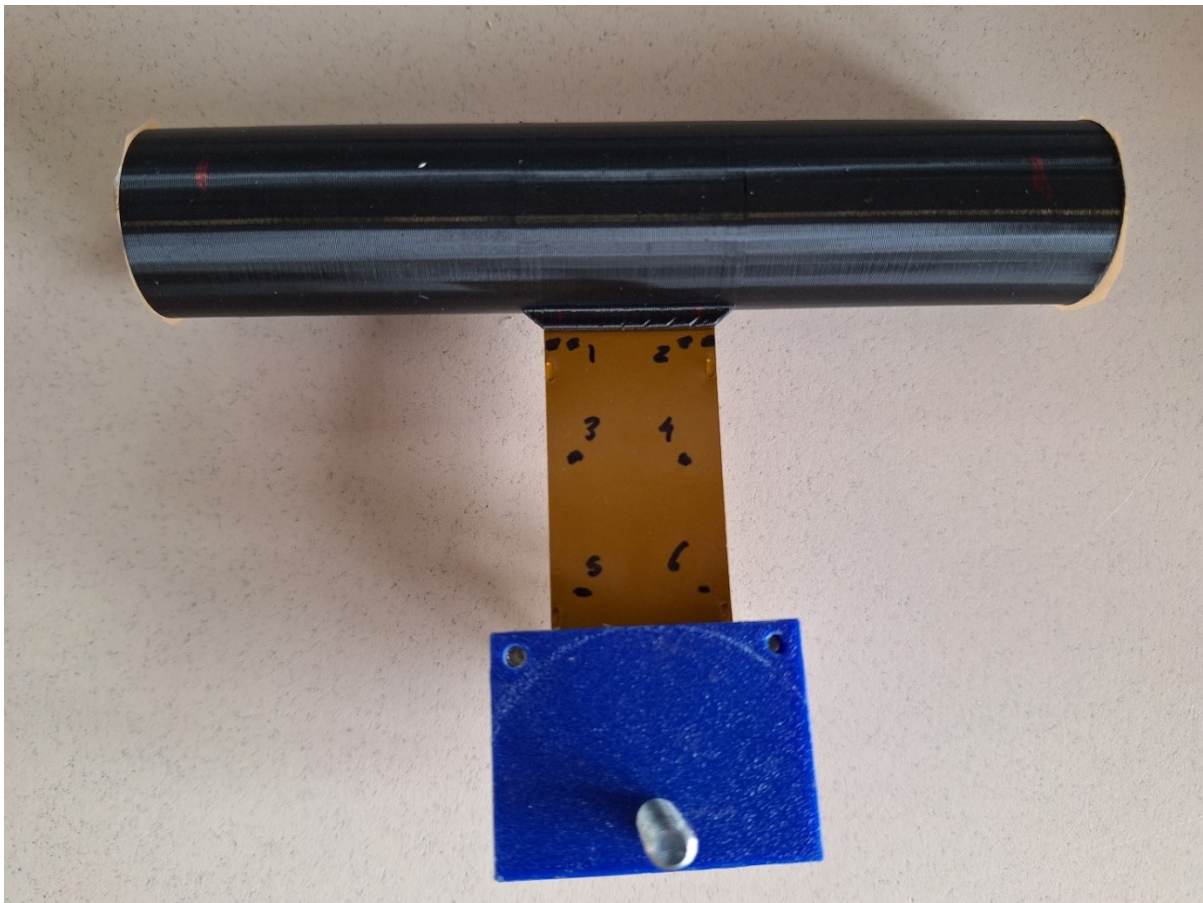


*Figura 32: IV° modo, senza patch*

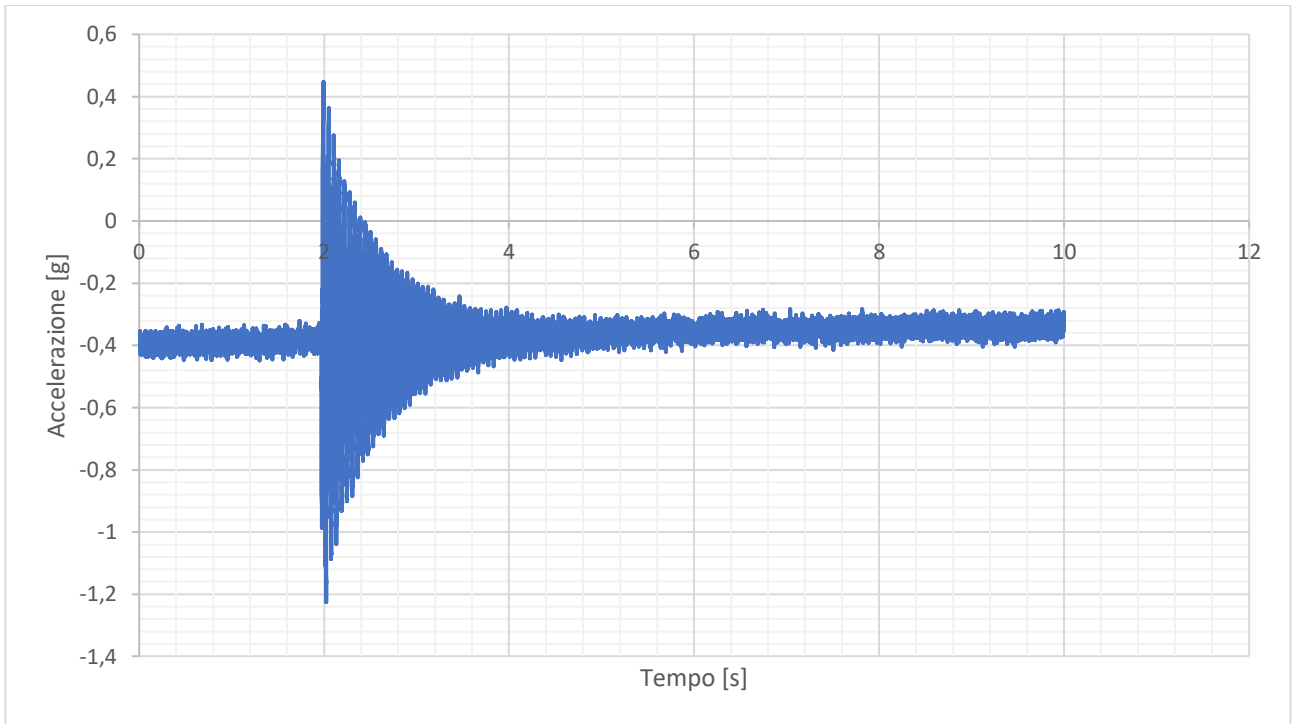
## PROTOTIPO 2:

Si è effettuata la medesima analisi modale anche sull'harvester, assemblato in fabbrica. Si sono individuati 8 nodi (vedi foto 4) oltre all'incastro. Anche in questo caso lo smorzamento è elevato e, particolarità riscontrata, i primi due modi che corrispondono ad una flessione e ad una torsione, hanno frequenze vicine e con smorzamenti molto diversi. Solo il primo modo di vibrare, corrispondente alla deformazione flessionale, genera tensione ai morsetti, il secondo modo corrispondente a torsione invece no.

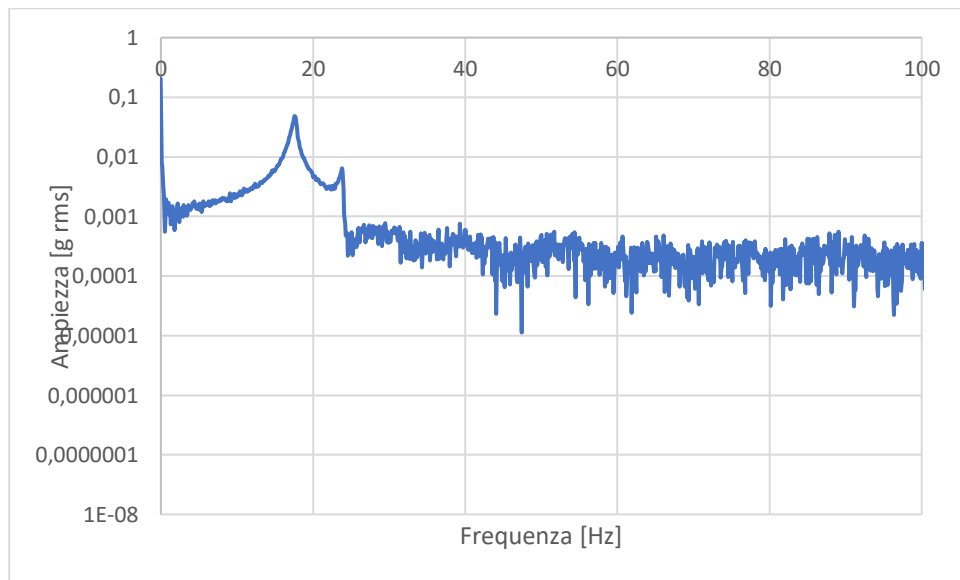
Il risultato dell'analisi modale di questo harvester ha evidenziato come i primi due modi di vibrare siano molto vicini tra loro e che una generica forzante applicata al bluff body finisca per eccitarli entrambi.



*Foto 5: nodi dell'harvester con PPA1001. Degli otto nodi individuati, gli ultimi 2 appartengono al cilindro.*



*Figura 33: vibrazioni libere dell'harvester con PPA1001. Si noti come le oscillazioni si riducono a livelli minimi dopo circa 3 secondi su 10 di campionamento.*



*Figura 34: PSD Accelerazione*

I° MODO: Frequenza: 16,75 Hz; Smorzamento: 0,94 %.

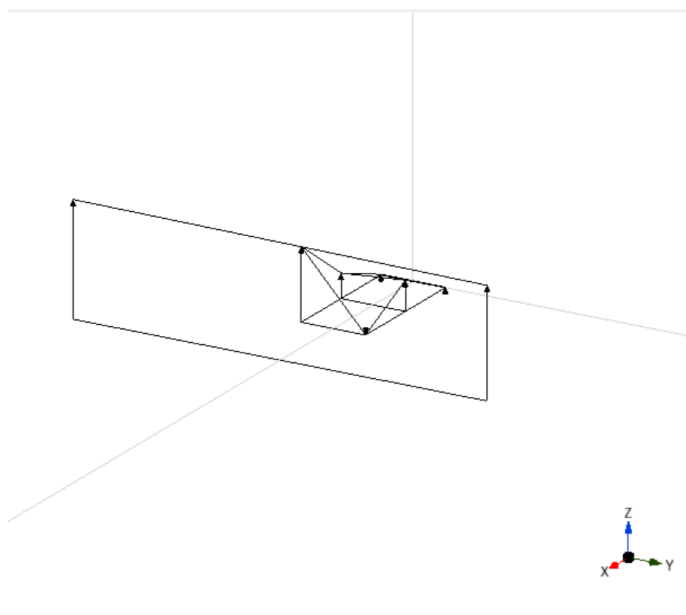


Figura 35: I° modo

II° MODO: Frequenza: 22,02 Hz; Smorzamento: 2,738 %.

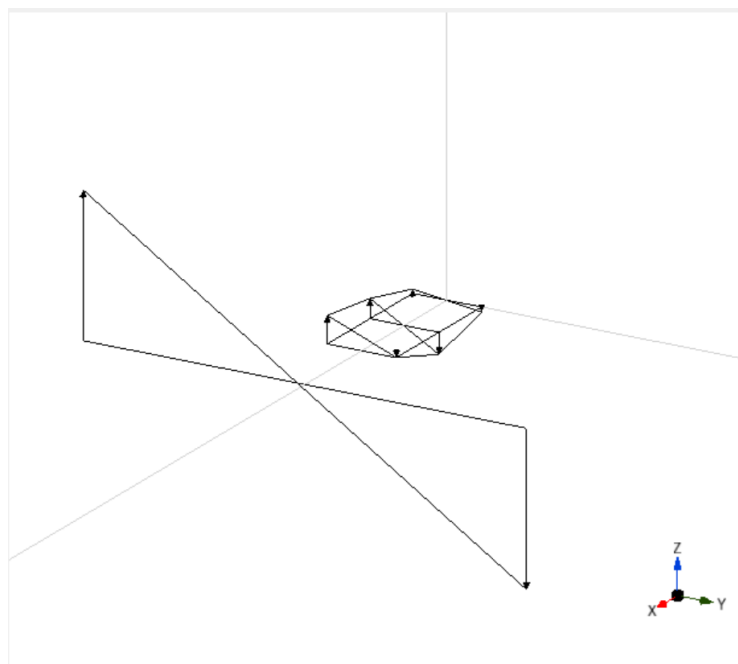
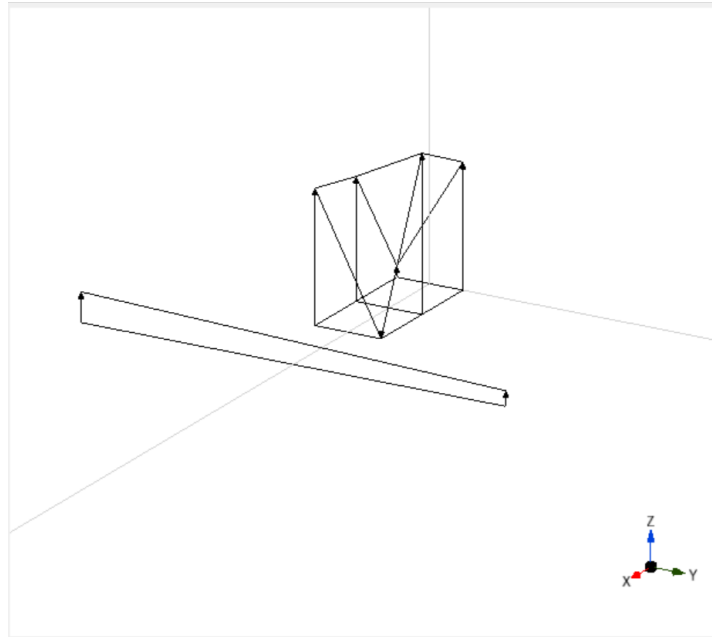


Figura 36: II° modo



III° MODO: Frequenza; 118,8 Hz; Smorzamento: 1,13 %.



*Figura 37: III° modo*

## **6. TEST IN GALLERIA DEL VENTO CON BLUFF BODY CILINDRICO**

### **6.1 Prototipo 1, senza patch**

Il primo passo verso lo studio delle prestazioni dell'harvester e l'individuazione della sua condizione di lock-in è quello di testare il sistema col minor smorzamento possibile, condizione ottenuta evitando di assemblare anche la patch piezoelettrica al sistema e testandolo con il solo accelerometro posizionato all'estremità della mensola di alluminio (fissaggio dell'harvester di foto 1). Le ragioni di tale indagine sono state ben evidenziate nei capitoli 1 e 2. Sono state effettuate diverse prove (sempre più di 5) ad ogni velocità e poi si è calcolato la media degli rms delle misurazioni che è riportata in tabella.

Per ogni gruppo di misurazioni è stata anche riportata la deviazione standard per mostrare la dispersione dei dati nelle varie prove. L'intervallo di lock-in è stato individuato tra 1,5 m/s e 2,5 m/s come velocità del vento in aspirazione in galleria, con l'aumento deciso delle oscillazioni tra 1,6 m/s e 2 m/s e valore massimo in corrispondenza di 1,8 m/s.

I risultati sono stati confrontati con [15], ottenendo dei riscontri.

Velocità del vento [m/s]	Numero di Reynolds	Accelerazione media [g]	Commento
1	1259	0,23	Velocità minima di aspirazione del ventilatore in galleria
1,3	1637	0,208	Oscillazioni minime, visibili allo strumento
1,5	1889	0,26	
1,6	2015	0,49	Aumento repentino dell'ampiezza delle oscillazioni
1,7	2140	1,137	Ulteriore aumento e stabilizzazione delle oscillazioni
1,8	2267	1,255	Massimo picco delle oscillazioni
2	2518	0,91	Calo delle ampiezze dopo il picco
2,2	2771	0,41	
2,4	3022	0,33	
2,6	3274	0,27	Valore minimo di accelerazione dopo il lock-in
2,8	3526	0,276	
3	3778	0,28	Inizio fase di risalita dell'accelerazione
3,3	4166	0,31	
3,6	4534	0,3	
4	5038	0,32	Fine prove

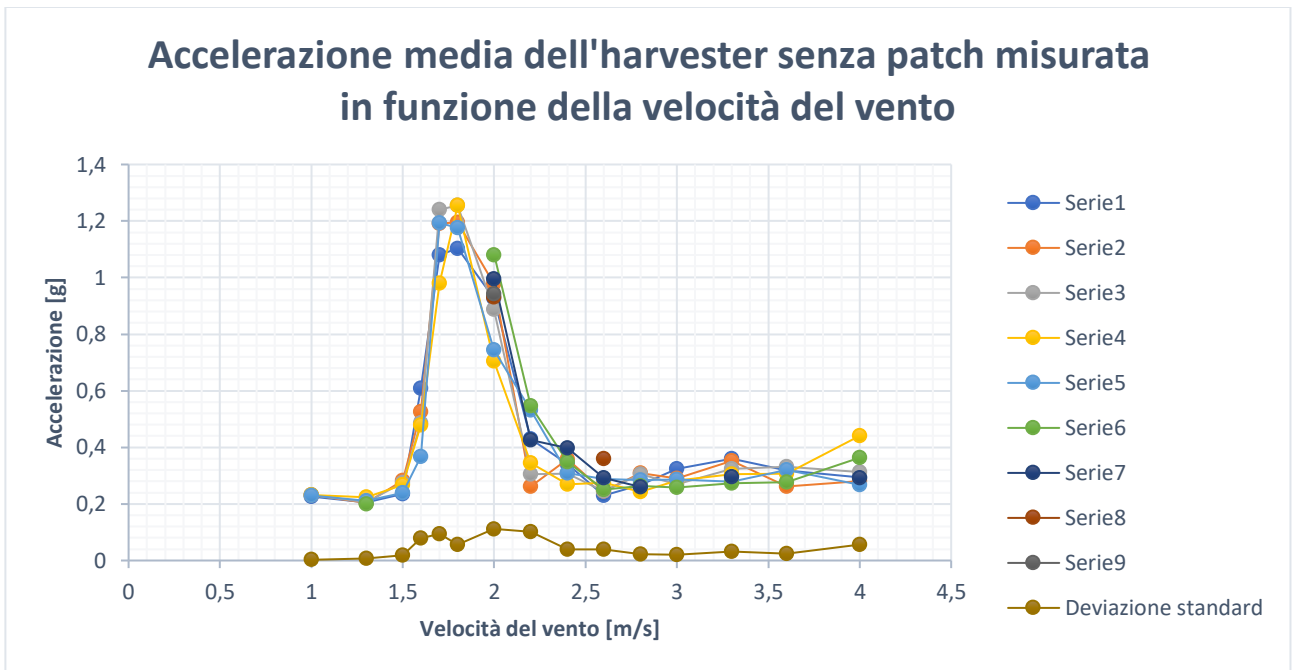


Figura 38: grafico dei test di accelerazione con curva di lock-in. I punti colorati corrispondono alle prove evidenziando la dispersione, la curva più bassa è la deviazione standard.

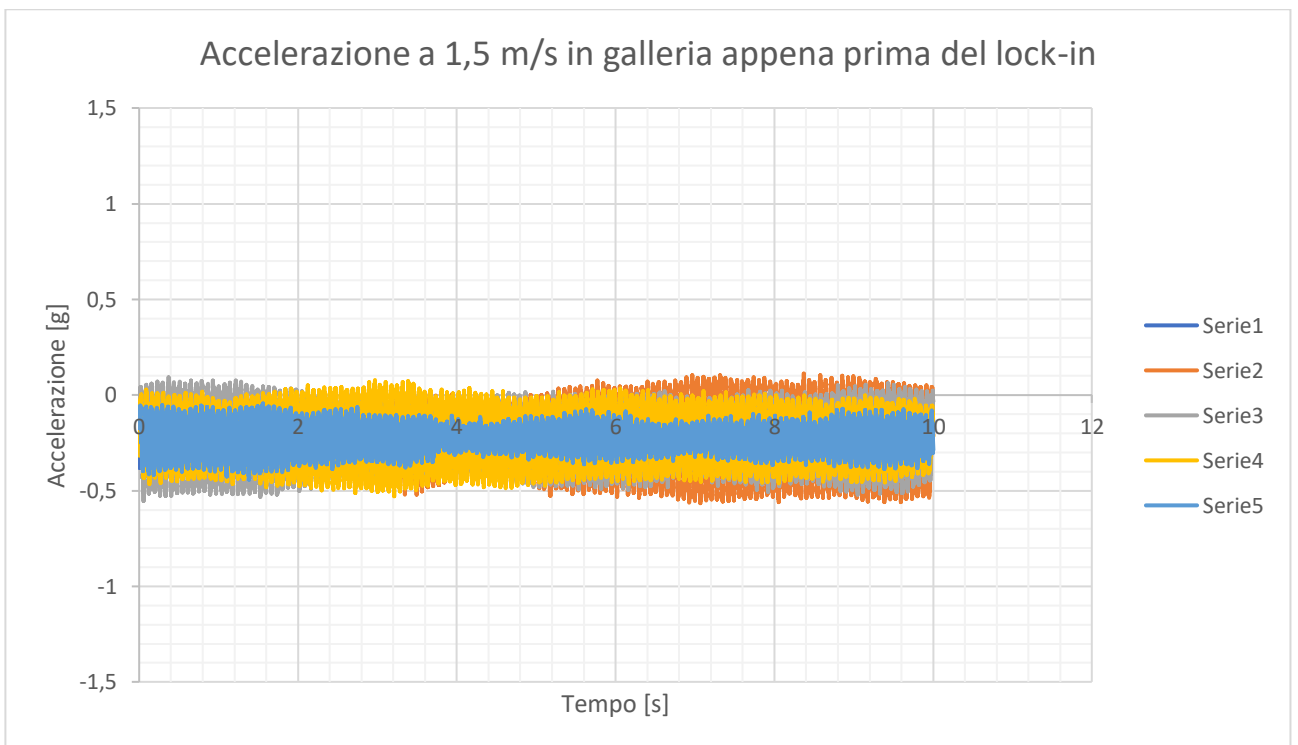


Figura 39: serie di prove poco prima del lock-in

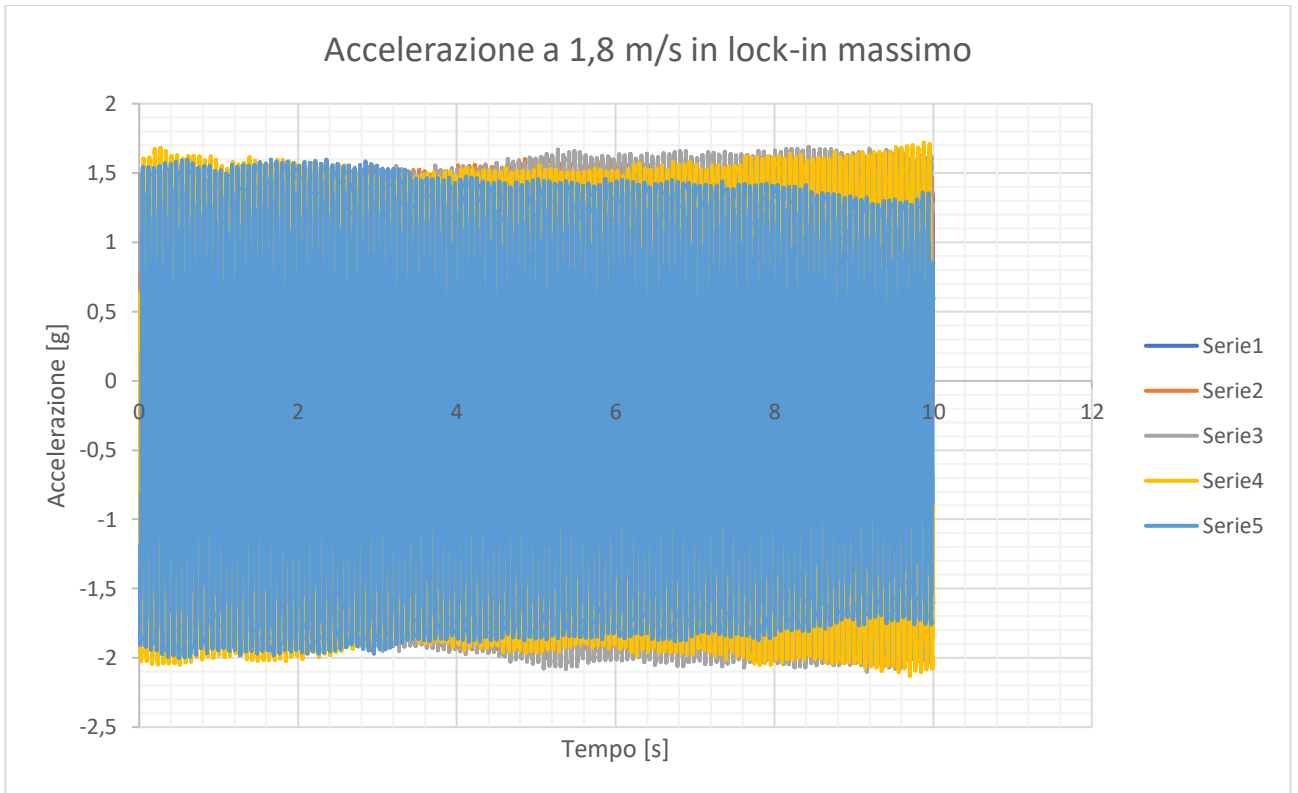


Figura 40: andamento dell'accelerazione nelle varie prove alla velocità di 1,8 m/s al picco massimo di ampiezza delle oscillazioni. Questo è quello che accade quando la frequenza di distacco dei vortici eguaglia la frequenza naturale del sistema [15].

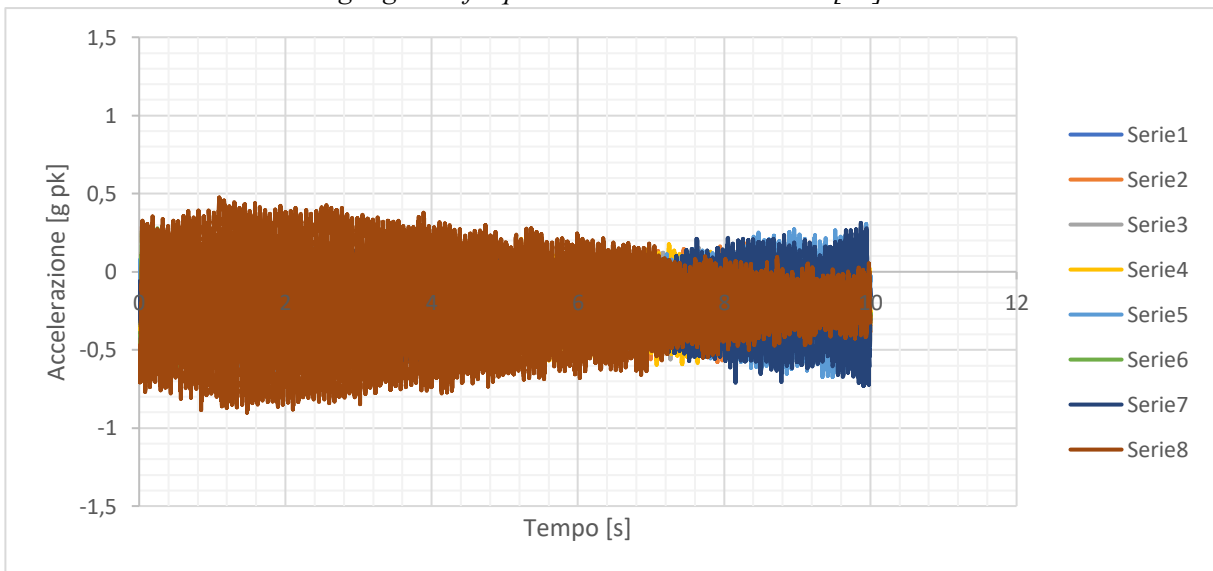


Figura 41: andamento dell'accelerazione a 2,6 m/s, dopo l'intervallo di lock-in

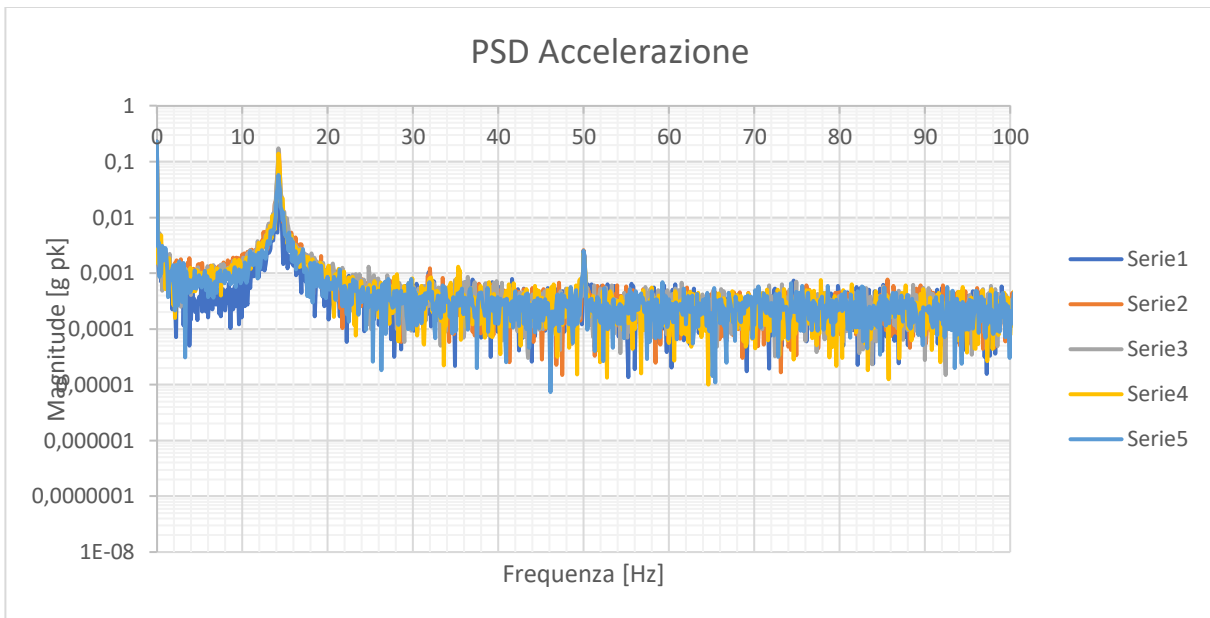


Figura 42: PSD accelerazione a 1,5 m/s prima del lock-in

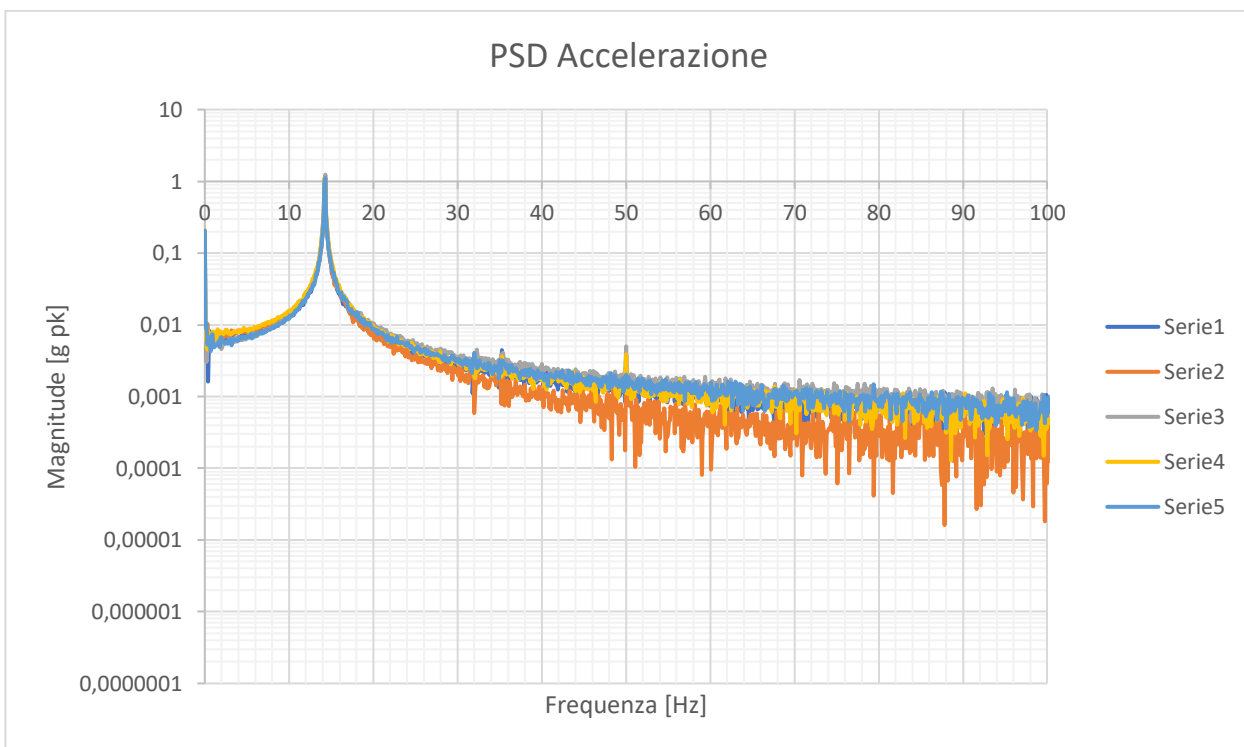
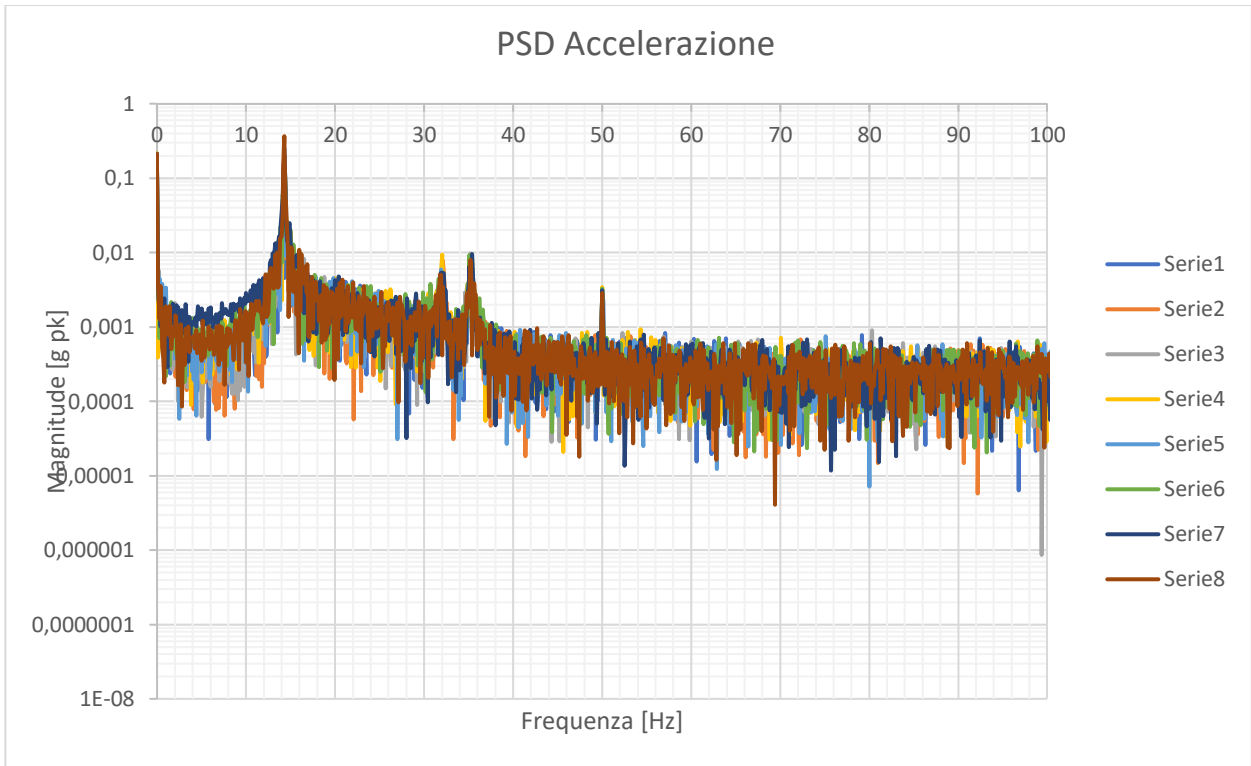


Figura 43: spettro dell'accelerazione al lock-in



*Figura 44: spettro dell'accelerazione al di fuori dell'intervallo di lock-in (2,6 m/s). E' ben visibile anche il picco del secondo modo di vibrare a 35 Hz.*

## 6.2 Test Prototipo 1

In questo nuovo capitolo si testano le patch piezoelettriche discusse in precedenza effettuando una serie di test all'interno della galleria del vento con aria in aspirazione come descritto nel capitolo precedente.

Come primo passo si è incollata la patch M8514P2 alla mensola di alluminio (foto 1 e 2) tramite resina epossidica e poi la si è imbullonata al supporto all'interno della galleria posta in verticale per minimizzare eventuali effetti dovuti al peso stesso del bluff body e della mensola.

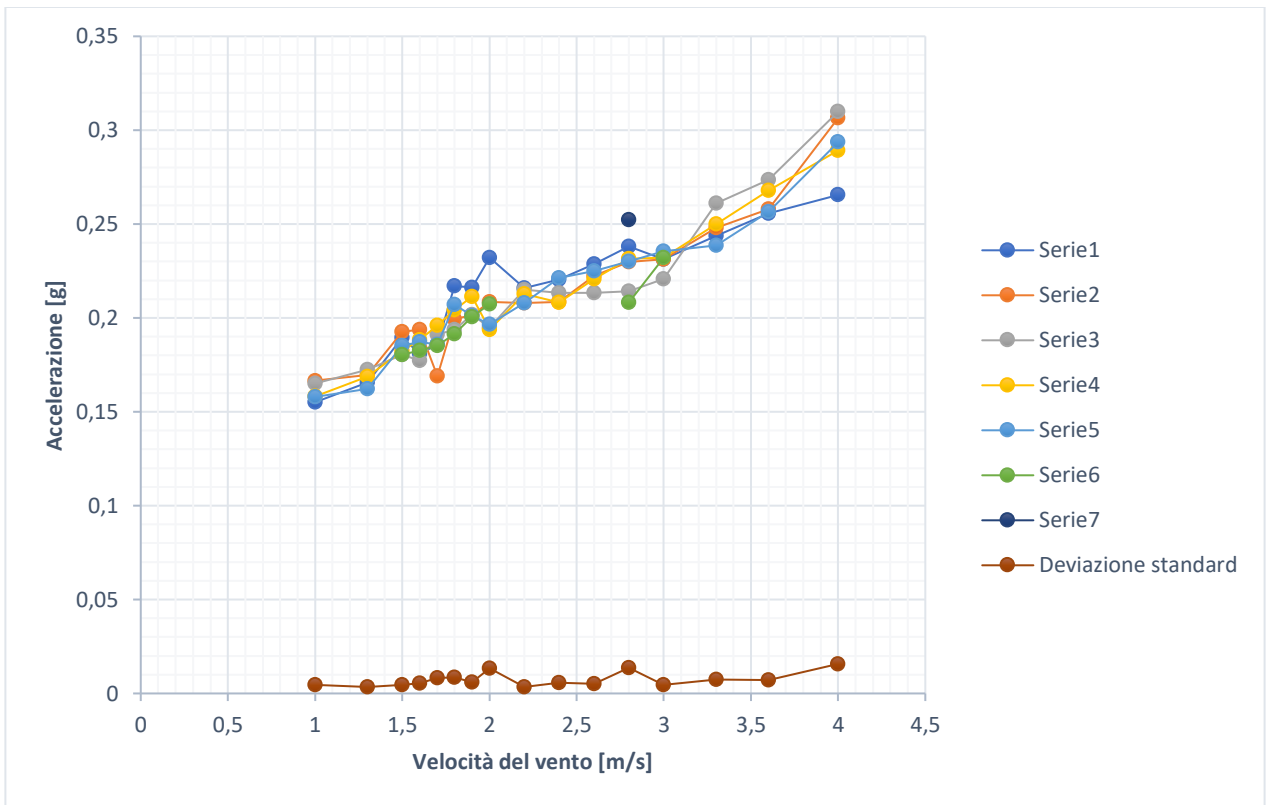
Si faccia riferimento all'assetto sperimentale mostrato nella foto 1. Si è misurata la velocità del vento con l'anemometro agli stessi intervalli della misurazione precedente per osservare le differenze tra l'accelerazione ottenuta senza patch e quella con patch, poi si è misurata la tensione a vuoto generata durante gli esperimenti in funzione della velocità stessa. Le accelerazioni e le tensioni riportate in tabella sono i valori medi degli rms calcolati per tutte le prove effettuate, di numero mai inferiore a 5. Le vibrazioni sono state campionate per 10 s ogni prova.

Si evidenzia che, nei grafici dell'andamento dell'accelerazione che, a maggior ragione, in quelli della tensione, si nota un cambiamento con l'inserimento della patch, ossia compaiono dei forti battimenti [15] in cui intensi picchi di accelerazione/tensione sono accompagnati da larghe zone di quiete.

Questo suggerisce che, a differenza di ciò che prevederebbe il modello teorico, il distacco dei vortici non riesce a regolarizzarsi al punto tale da produrre un effetto visibile e duraturo, anche se di minima intensità.

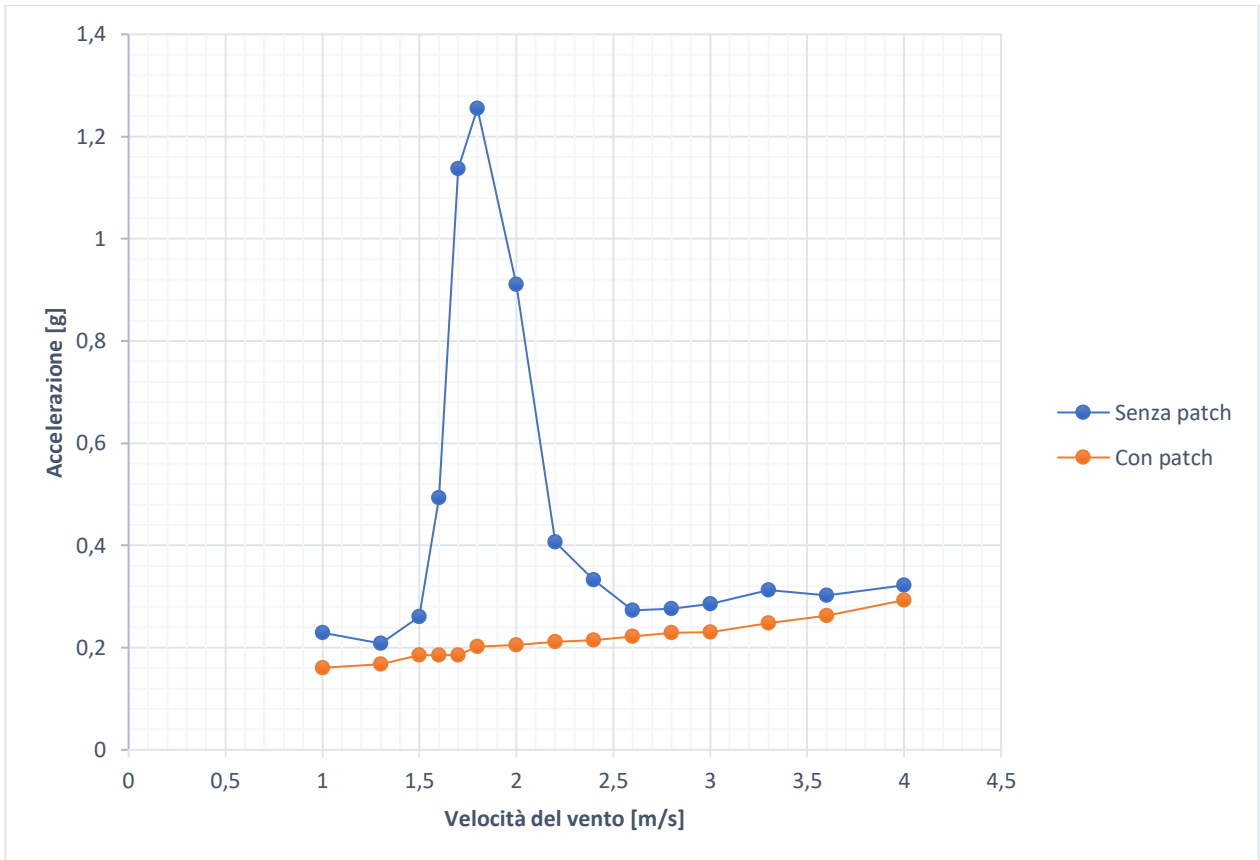
Frequenza propria: 17 Hz.

Velocità del vento [m/s]	Numero di Reynolds	Accelerazione media [g]	Tensione media [V]
1	1259	0,16	0,036
1,3	1637	0,168	
1,5	1889	0,185	0,108
1,7	2140	0,185	0,167
1,8	2267	0,2	
2	2518	0,205	0,34
2,2	2771	0,212	0,33
2,4	3022	0,214	0,35
2,6	3274	0,222	0,38
2,8	3526	0,23	0,46
3	3778	0,23	0,44
3,3	4166	0,248	0,52
3,6	4534	0,26	0,56
4	5038	0,29	0,64



*Figura 45: andamento dell'accelerazione media dell'harvester con la patch piezoelettrica. I vari puntini nel grafico evidenziano le varie prove onde metterne in risalto la dispersione. La curva più bassa è invece la deviazione standard.*





*Figura 46: confronto tra le accelerazioni ottenute senza patch e con patch piezoelettrica. I vari punti sono i valori medi delle rms dei vari test effettuati per ogni velocità. L'effetto dello smorzamento è tale che la curva arancione dell'harvester con patch non accenna nemmeno ad un lock-in ma la sua accelerazione continua invece a salire gradualmente.*

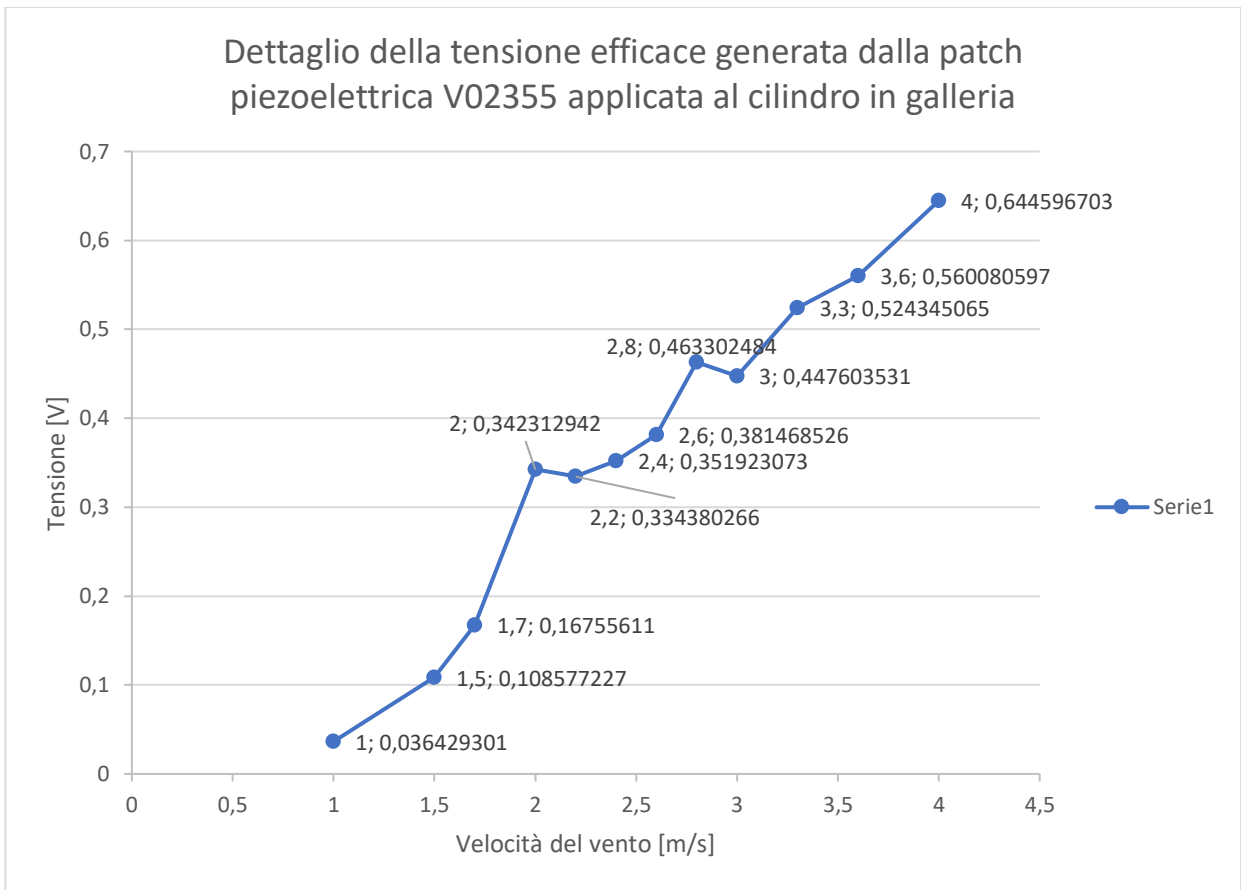


Figura 47: andamento della tensione a vuoto generata dall'harvester con V02355 in galleria.

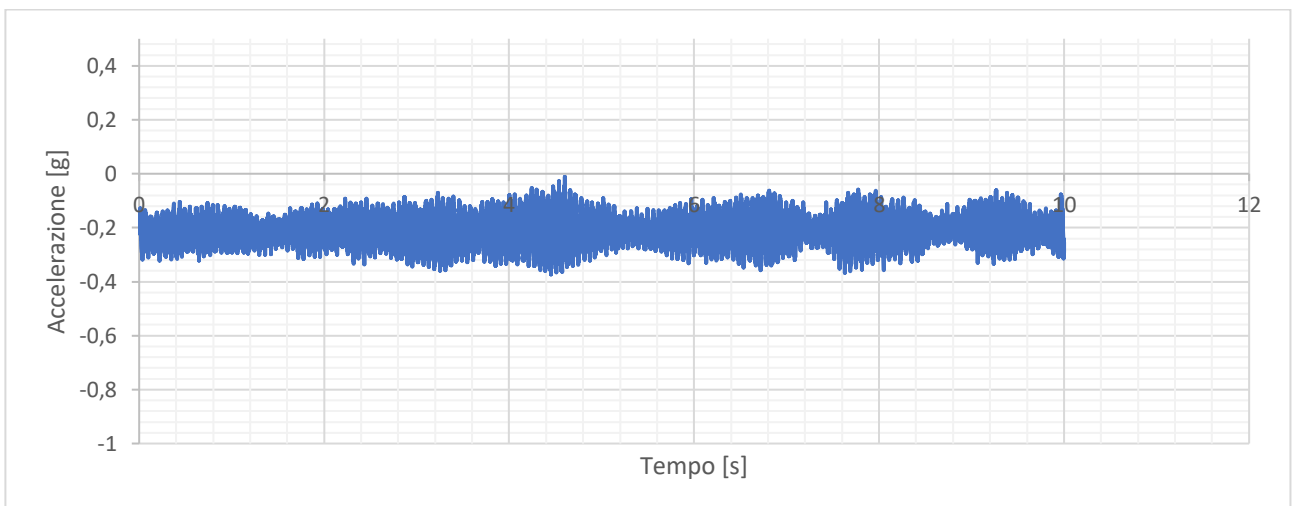


Figura 48: andamento dell'accelerazione a 1,8 m/s con patch [15]

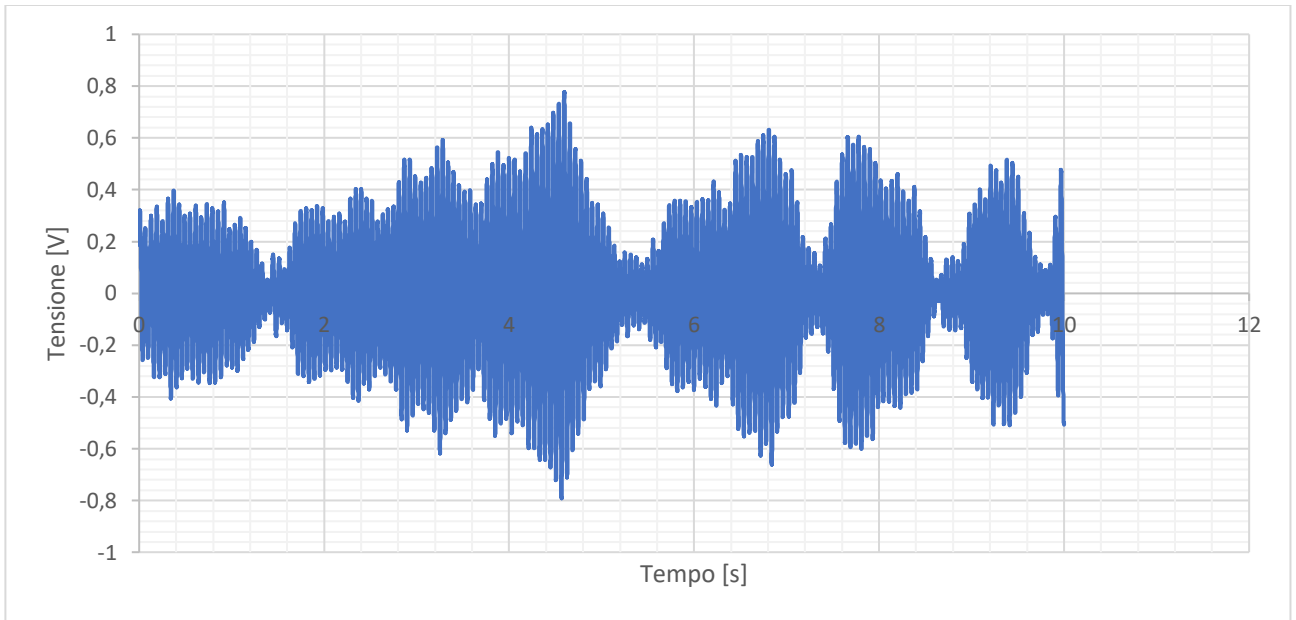


Figura 49: corrispondente diagramma di tensione a 1,8 m/s: sono ben visibili i forti battimenti con cui si caratterizza il comportamento dell'harvester una volta assemblato il circuito e quindi con smorzamento maggiore [15].

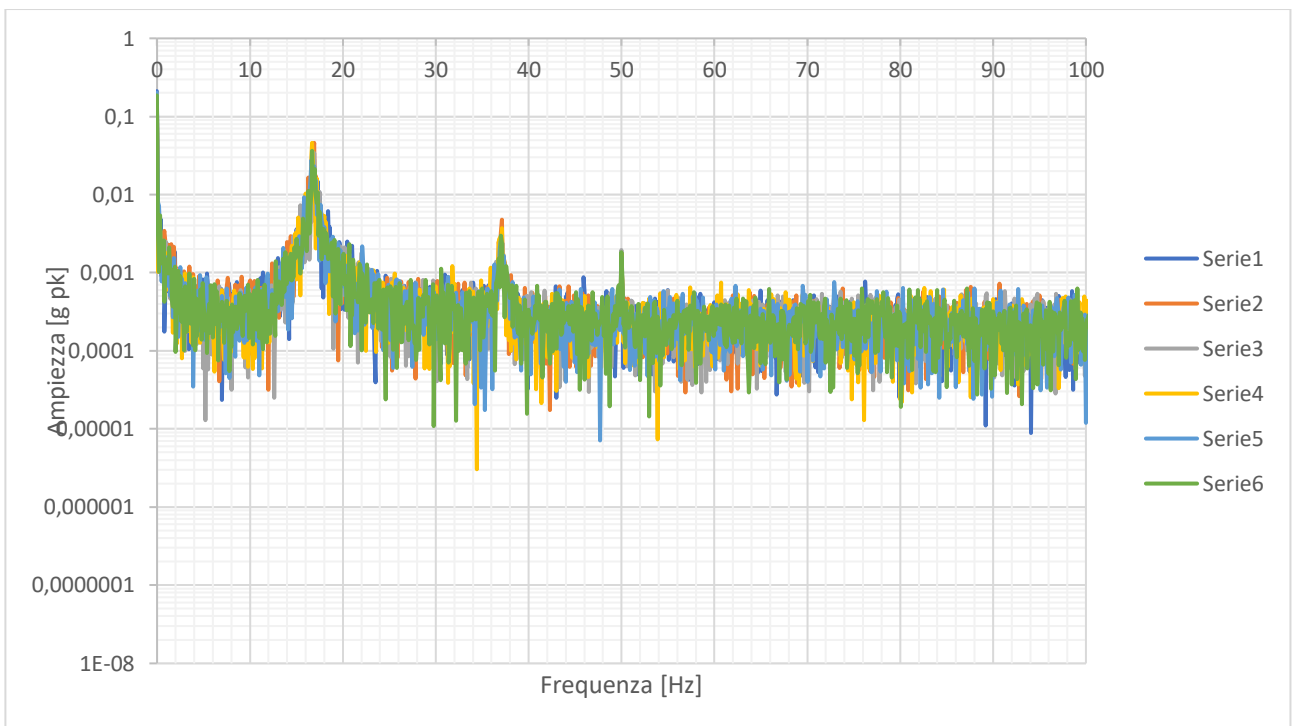


Figura 50: PSD accelerazione a 1,8 m/s; si noti la somiglianza con la PSD ottenuta fuori dalla zona di lock-in.

### 6.3 Test Prototipo 2

In questa fase si procede al test di confronto con la patch PPA1001 prefabbricato e che necessita solo dell'assemblaggio del bluff body come harvester (foto 5 e stessa posizione di foto 2).

Sincronizzazione teorica prevista: 2,457 m/s

Nel seguito si è misurata esclusivamente la tensione a vuoto generata (in valore efficace) per poi effettuare il confronto tra i dati ottenuti nei vari test. Sono stati effettuati più cicli di prove per colmare alcune zone di interesse in cui il comportamento dell'harvester era anomalo. Per la costruzione, l'analisi dei modi di vibrare e dello smorzamento di questo harvester si rimanda ai capitoli 3 e 5.

#### I° CICLO

In questo ciclo, come nei successivi, sono stati utilizzati cicli di prove da 4 s con 8192 segnali acquisiti più un test di 30 s con 61440 segnali. Si sono poi disposti in grafico le medie delle rms delle varie prove alle rispettive velocità ottenendo un cambio di pendenza della curva delle tensioni a vuoto medie in corrispondenza dei 3,5 m/s di velocità del vento in aspirazione in galleria. Questo risultato giustifica i successivi cicli di indagine per meglio definire il comportamento dell'harvester attorno a questa velocità e attorno alla velocità del presunto lock-in che, in questa circostanza, non è emerso.

Velocità del vento [m/s]	Numero di Reynolds	Tensione [V]
2	3441	0,098
2,5	4301	0,31
3	5161	0,53
3,5	6021	0,78
4	6882	0,84
4,6	7914	0,92

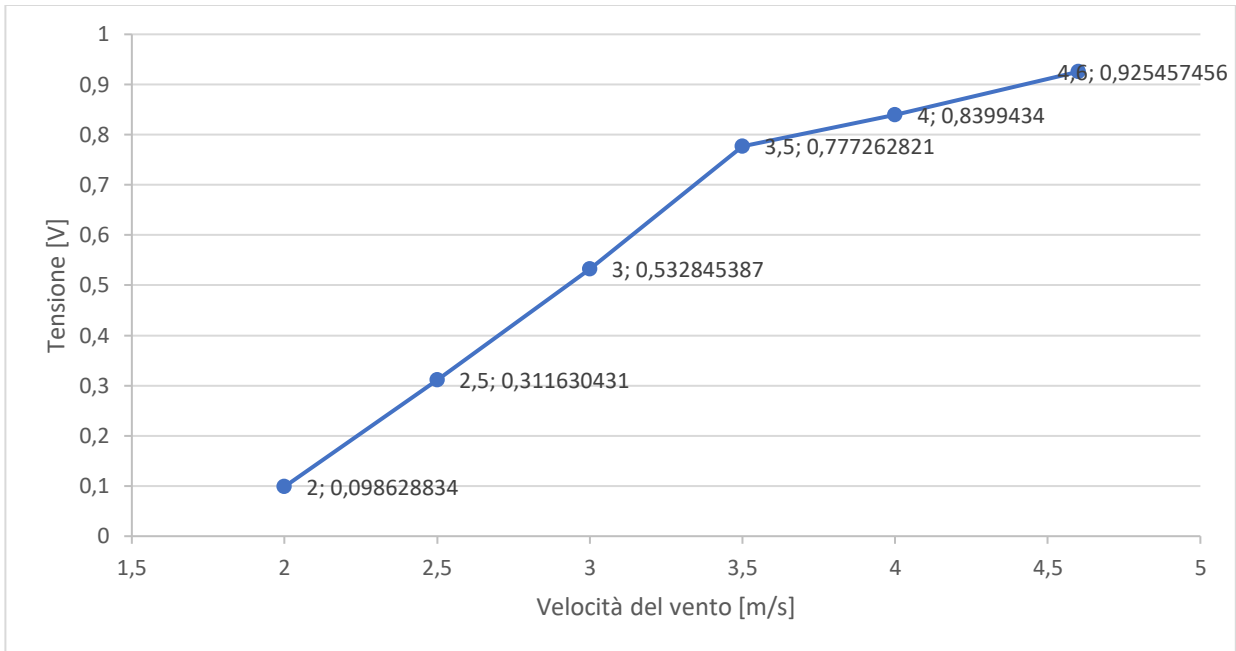
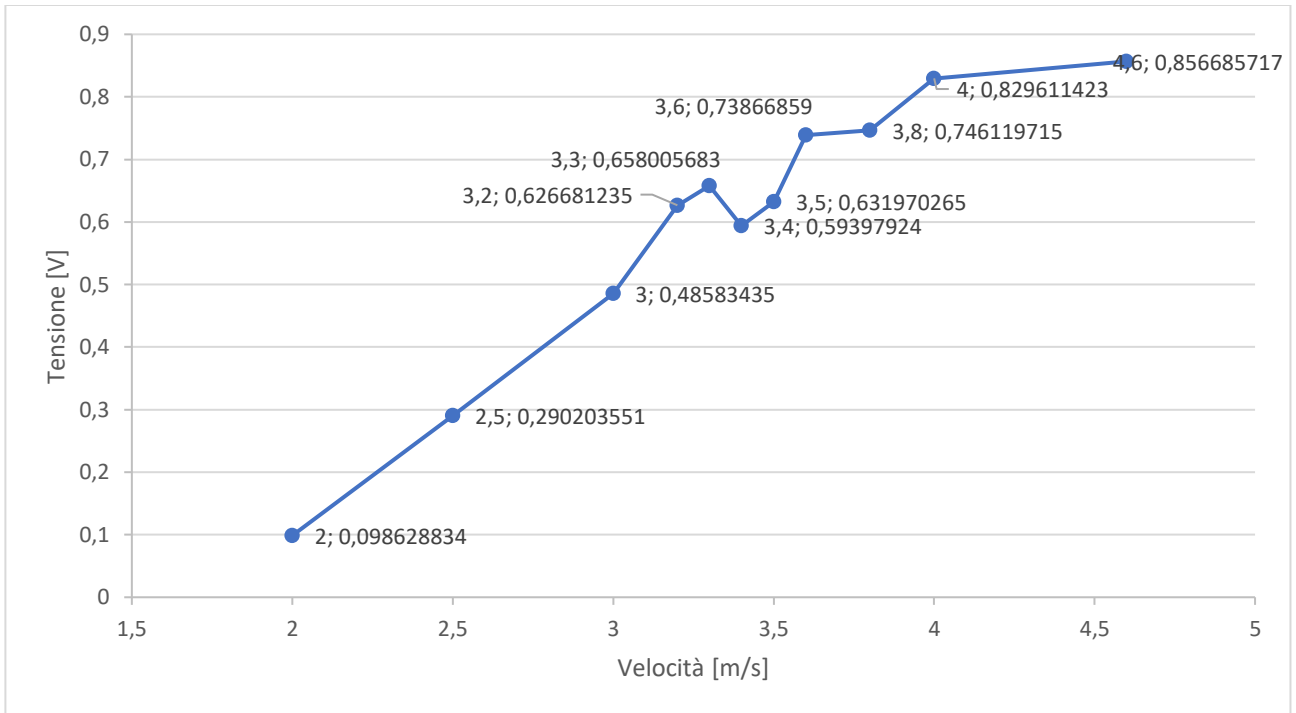


Figura 51: andamento della tensione con la patch PPA1001.

## II° CICLO

Ciclo di indagine della flessione che si presenta attorno a 3,5 m/s per poter definire meglio il comportamento del Prototipo 2 nella zona di cambio di pendenza della curva di tensione. Dai test effettuati è emersa una zona di incertezza tra 3,2 e 3,8 m/s in cui la tensione subisce delle piccole oscillazioni per poi tornare ad aumentare. Tale anomalia potrebbe essere causata dallo scatto di velocità del ventilatore ed all'aumento della turbolenza in galleria, a questa velocità consistente ma resta un'oscillazione assai modesta rispetto all'andamento generale di aumento progressivo della tensione a vuoto.

Velocità del vento [m/s]	Numero di Reynolds	Tensione [V]
2	3441	0,098
2,5	4301	0,29
3	5161	0,48
3,2	5506	0,627
3,3	5667	0,658
3,4	5849	0,59
3,5	6021	0,63
3,6	6193	0,739
3,8	6537	0,746
4	6882	0,86



*Figura 52: andamento della tensione ottenuta con la patch PPA1001 in galleria, esiste una zona di incertezza tra 3 e 3,5 m/s molto piccola, in parte dovuta al ventilatore. In generale l'andamento crescente della curva di tensione non è alterato.*

### III° CICLO

Ciclo di indagine attorno all'intervallo teorico di risonanza. nell'intervallo di misurazione avviene una piccola flessione nell'andamento della tensione pari a 0,05 V e appena oltre il valore previsto di lock-in. Tale variazione è molto piccola per rappresentare un indizio concreto che la sincronizzazione avvenga anche con questo sistema fortemente smorzato. In generale, come osservato anche con l'altro harvester, in corrispondenza del lock-in si verificano delle piccolissime oscillazioni della curva, ma l'andamento generale della stessa continua ad essere crescente, segno che i vortici non riescono a formarsi in modo regolare e a sincronizzarsi con la frequenza caratteristica.

Velocità del vento [m/s]	Numero di Reynolds	Tensione [V]
2	3441	0,098
2,3	3957	0,18
2,4	4129	0,229
2,5	4301	0,28
2,6	4473	0,316
2,7	4645	0,37
2,9	4989	0,32
3	5161	0,48

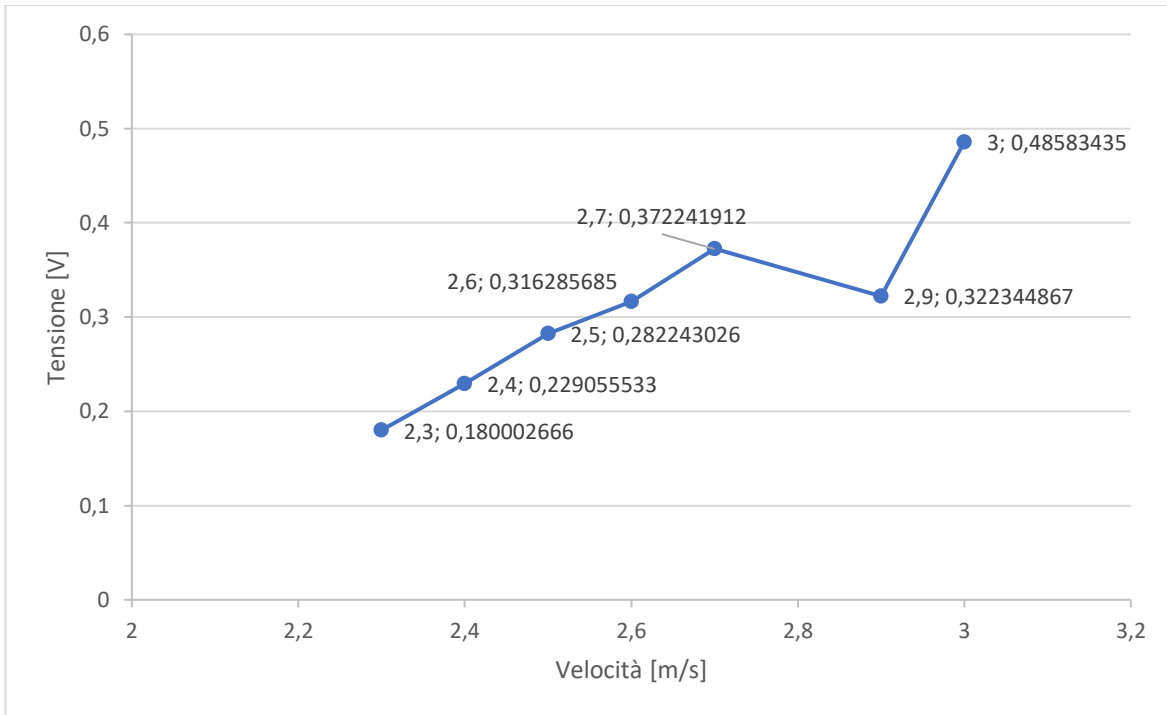


Figura 53: andamento della curva di tensione nella presunta zona di lock-in

Per verificare se tale comportamento sia un caso o la norma, sono state condotte anche delle prove con campionamenti di 30 s, alle medesime velocità del vento. Il grafico ottenuto è leggermente diverso ma il comportamento è simile, il che conferma che tali anomalie sono dovute alle turbolenze e ai battimenti.

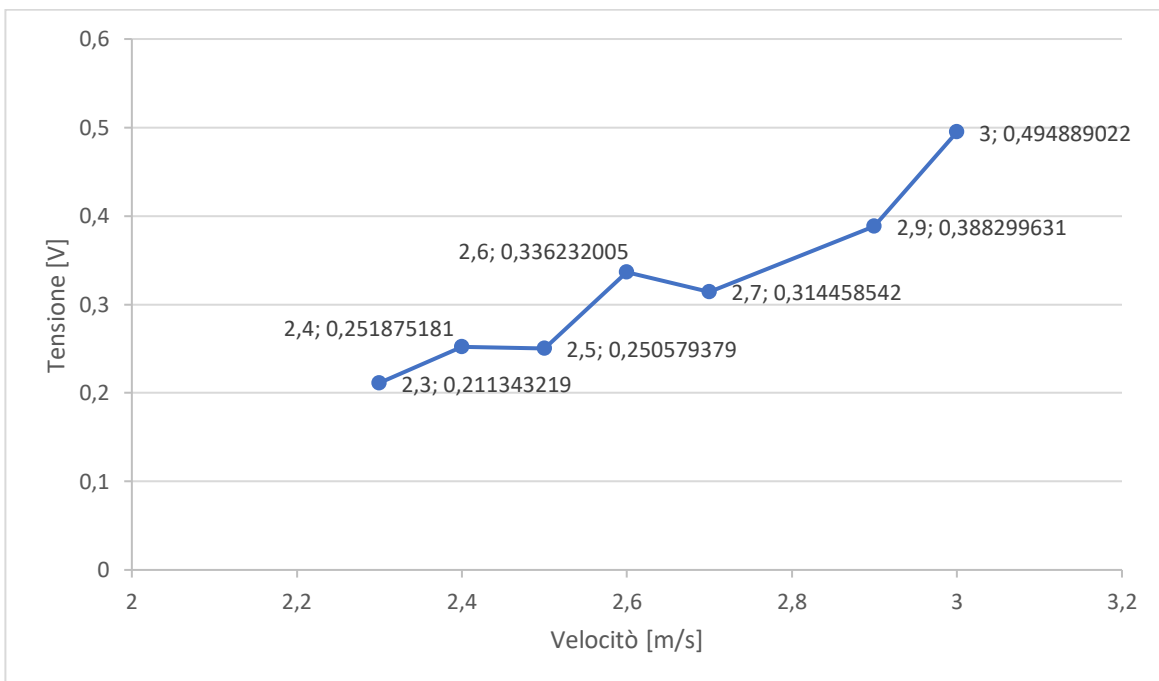


Figura 54: misurazione della tensione efficace generata a vuoto per 30 s. Le zone di incertezza sono sempre presenti ma per velocità diverse. Lo smorzamento maschera quindi completamente il lock-in.

## 7. TEST ESTERNI ALLA GALLERIA DEL VENTO

Dopo aver testato ripetutamente gli harvester all'interno della galleria, che è una condotta forzata in cui il flusso del fluido è regolare e privo di quelle caratteristiche turbolenze del tutto casuali che caratterizzano il vento vero e proprio, si è deciso di provare i medesimi sistemi anche all'esterno della galleria, simulando una corrente d'aria reale con il ventilatore in mandata.

Gli harvester sono stati installati su dei supporti predisposti appositamente per l'occasione, in modo da isolarli dal piano di lavoro e dalle vibrazioni dell'ambiente circostante ed è stata rispettata la di stanza a cui erano posti in galleria rispetto alla bocca del ventilatore. La velocità del vento è stata misurata con l'anemometro lungo tutta la lunghezza del bluff body. Tra un'estremità e l'altra la differenza tra le velocità misurate è di circa 0,1-0,2 m/s mentre al centro, a causa della conformazione del ventilatore stesso, si riscontra una differenza di 0,3 m/s. Si è considerata la velocità più elevata delle misurazioni effettuate.



*Foto 6: harvester predisposto per i test in corrente libera al di fuori della galleria del vento. Il gradiente di velocità misurato lungo la lunghezza del bluff body è dovuto in parte alla struttura del ventilatore stesso, in particolare dovuta all'orientamento delle pale statoriche. Il comportamento però simula un vento reale.*



## 7.1 Prototipo 1

Si è proceduto ai test (foto 6) misurando la tensione a vuoto efficace generata dalla patch piezoelettrica all'esterno della galleria e alla distanza di 330 mm dalla bocca del ventilatore in mandata. Una volta noto che il fenomeno di lock-in è annullato dallo smorzamento, il confronto con le prove effettuate all'interno della galleria ha lo scopo di studiare la situazione che porta l'harvester ad un maggior rendimento. Anche in questo caso non si verifica alcun lock-in e scompaiono anche le zone di incertezza osservate all'interno della galleria con un miglioramento delle prestazioni, segnale che il vento non proviene più da una sola direzione parallela alla mensola e con effetti di bordo trascurabili ma impatta sul bluff body da più direzioni sollecitando maggiormente la patch.

Velocità del vento [m/s]	Numero di Reynolds	Tensione [V]
1	1259	0,1
1,5	1889	0,34
1,7	2140	0,338
2	2518	0,55
2,2	2771	0,61
2,4	3022	0,71
2,6	3274	0,82
2,8	3526	0,87
3	3778	0,98
3,3	4166	0,99
3,6	4533	1,05
4	5038	1,22

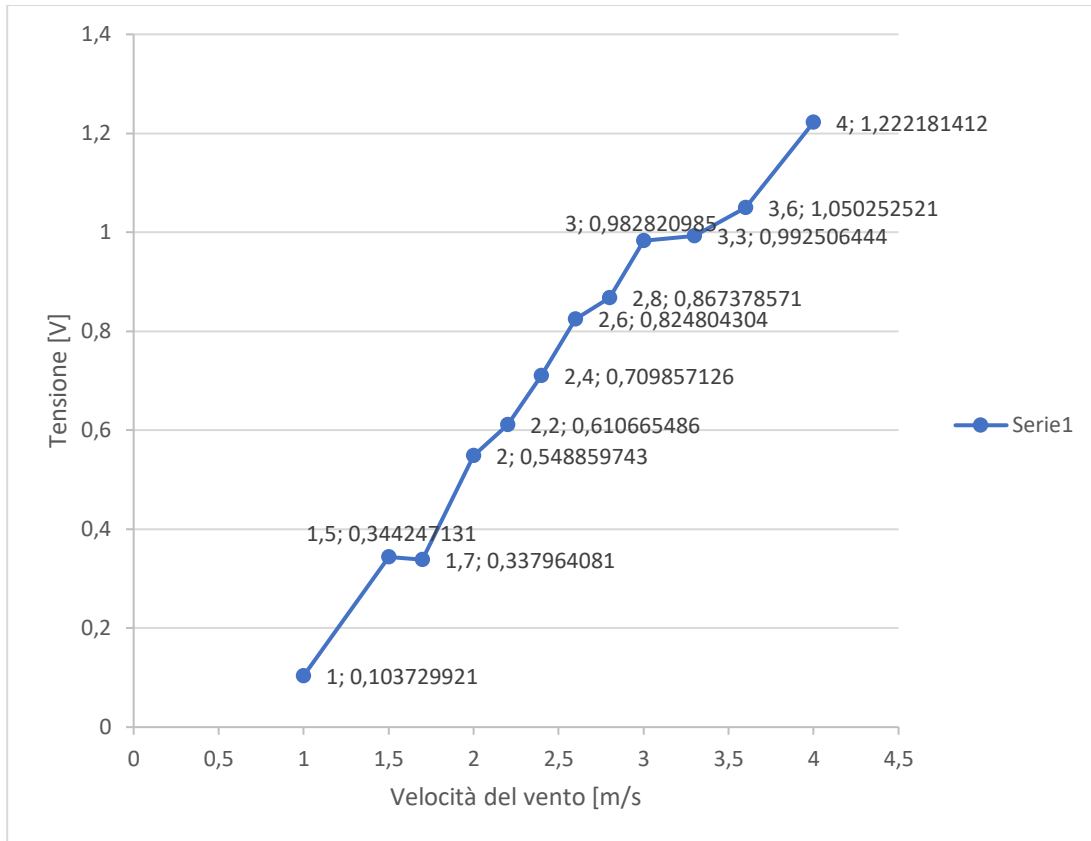


Figura 55: curva della tensione ottenuta all'esterno della galleria del vento.

Al termine della sessione di prove sul bluff body cilindrico a base circolare del Prototipo 1, si possono già trarre delle importanti conclusioni e si possono fare dei confronti tra i risultati ottenuti.

La costruzione della patch piezoelettrica è un passo cruciale nella realizzazione dell'harvester in quanto, come si è visto in precedenza, il materiale di cui è costituita e il relativo incollaggio alla mensola di supporto sono in larga parte responsabili dello smorzamento che vanifica i benefici della risonanza dovuta alla forzante del distacco dei vortici. Questo fatto fa sì che l'ampiezza delle oscillazioni sia sempre molto al di sotto delle reali possibilità del dispositivo.

Tralasciando le problematiche della patch piezoelettrica, il sistema progettato e testato in questa sede ha dimostrato come il lock-in si verifichi a basse velocità del vento (con un inizio a 1,6 m/s, pari a 5,76 km/h, poco più di una camminata veloce) e che tali ampie oscillazioni aumentino notevolmente il rendimento dell'harvester, qualora lo smorzamento fosse mantenuto ragionevolmente basso.

Nel complesso, una volta installata la patch, si osserva un andamento della tensione sempre crescente e, per il cilindro in galleria, un lieve aumento della stessa in corrispondenza del succitato lock-in (circa 2 m/s).

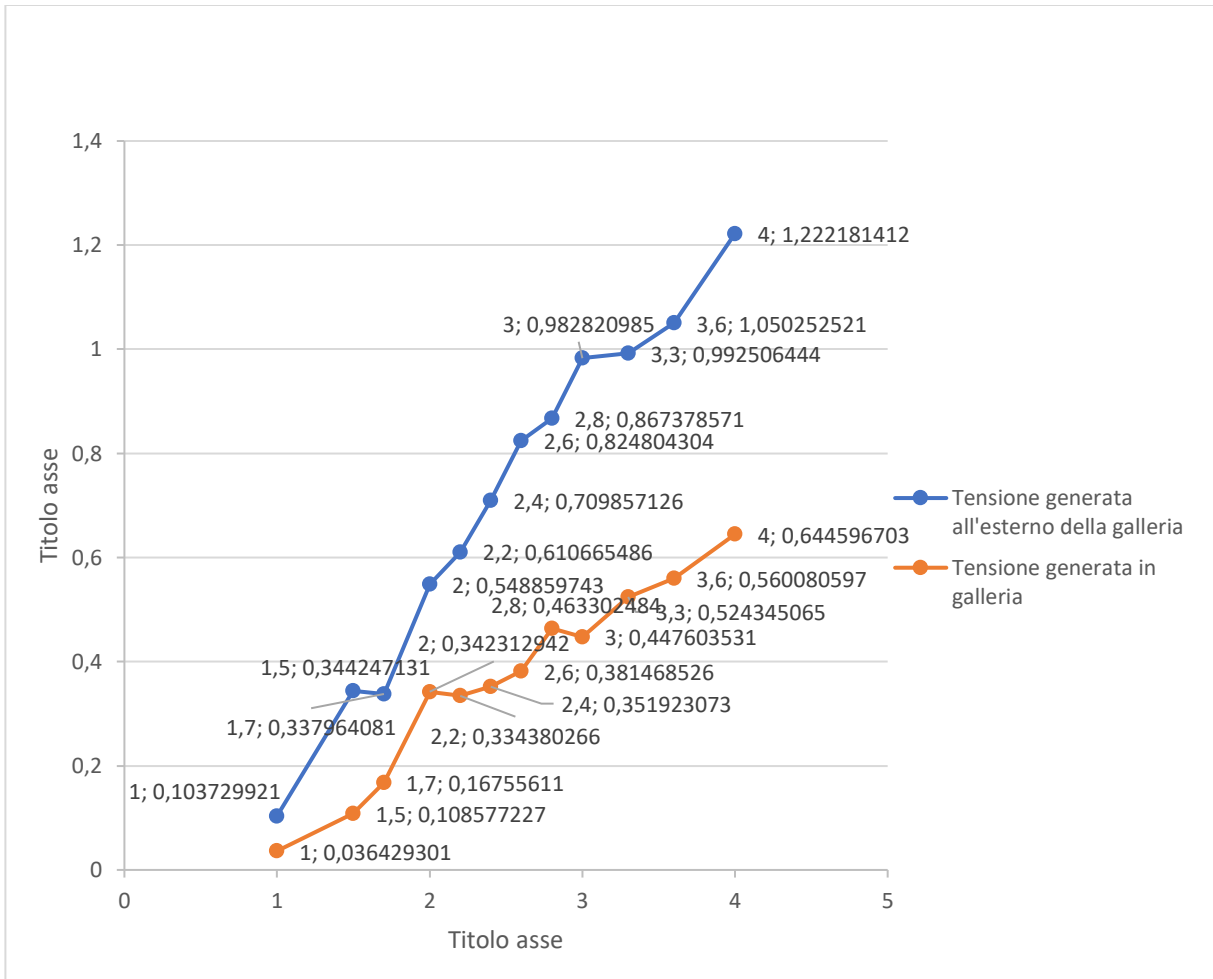


Figura 56: curve di tensione efficace a vuoto generate dal Prototipo 1. Si noti che all'aumentare della velocità del vento la tensione misurata all'esterno raddoppi rispetto a quella in galleria per effetto della turbolenza

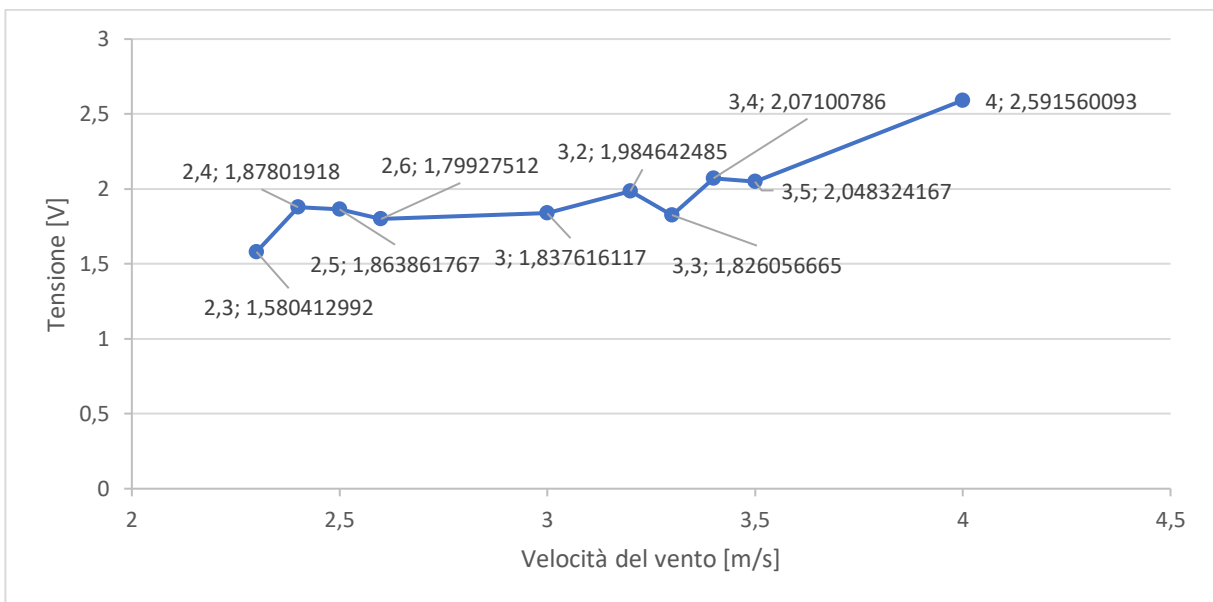
## 7.2 Prototipo 2

Nel caso del Prototipo 2 si è proceduto a due differenti serie di prove esterne perché, essendo la patch più sensibile ed elastica della precedente, ha fornito dati ulteriori sulla variazione di tensione a vuoto, a seconda della turbolenza della corrente in cui essa è immersa. Sono stati effettuati infatti sia i test nella stessa condizione del prototipo precedente che dei test a distanza di 1 m dalla bocca del ventilatore, sacrificando però una buona parte dell'intervallo di velocità del vento a causa della dispersione, ottenendo però più uniformità delle misurazioni della stessa lungo tutto il bordo del bluff body.

L'harvester è stato testato tenendo conto del suo proprio ciclo di test effettuati all'interno della galleria ed è stata considerata la tensione efficace a vuoto generata come parametro di confronto.

Test a 330 mm dal ventilatore

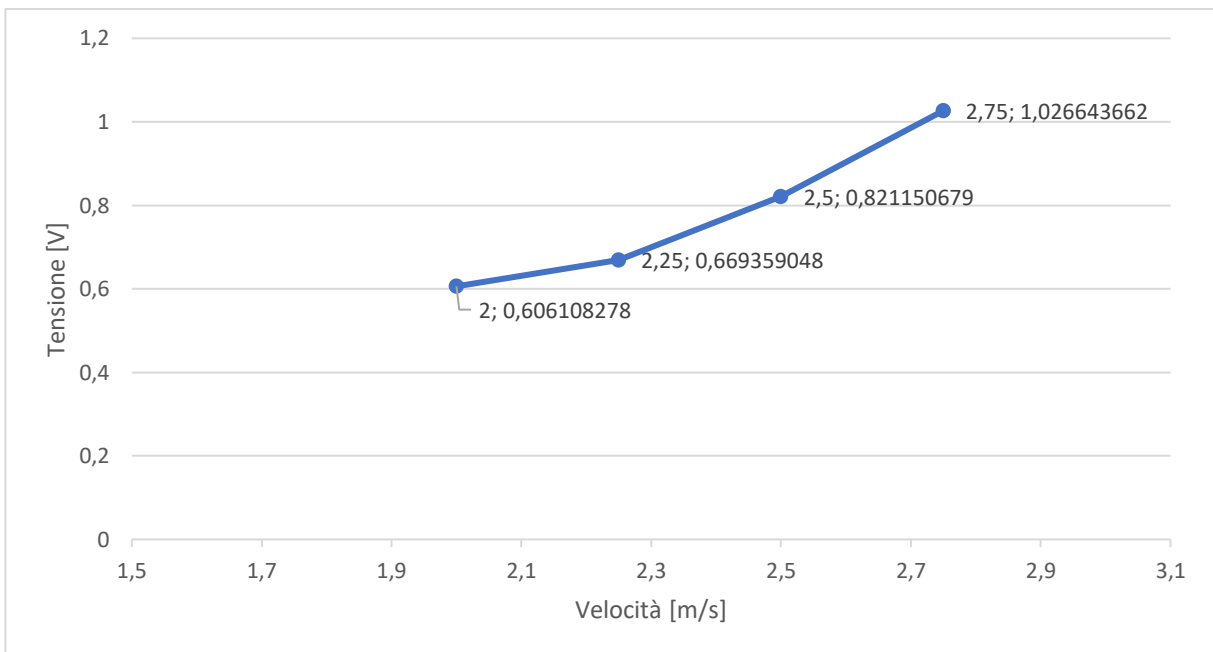
Velocità del vento [m/s]	Numero di Reynolds	Tensione [V]
2,3	3957	1,58
2,4	4129	1,878
2,5	4301	1,86
2,6	4473	1,799
3	5161	1,84
3,2	5506	1,98
3,3	5667	1,826
3,4	5849	2,07
3,5	6021	2,048
4	6882	2,59



*Figura 57: curva della tensione nei test della ppa1001 al di fuori della galleria del vento, a 330 mm dalla bocca del ventilatore in mandata*

Test a 1 m dal ventilatore

Velocità del vento [m/s]	Numero di Reynolds	Tensione [V]
2	3441	0,6
2,25	3871	0,669
2,5	4301	0,82
2,75	4714	1,02



*Figura 58: curva della tensione efficace ottenuta a 1 m dal ventilatore.*



*Foto 7: posizionamento dell'harvester a 1 m di distanza dal ventilatore, eliminando anche eventuali ostacoli che influenzino la circolazione dell'aria. Sia il bluff body che il successivo oscillatore a lastra piana sono stati testati in questa configurazione*

Per quanto riguarda il Prototipo 2, lo smorzamento è simile, anzi un poco più accentuato rispetto al Prototipo 1, ma l'elasticità e la tensione a vuoto generata sono maggiori. Si riscontrano nel corso dei vari test alcune zone di incertezza dovute alla configurazione del sistema: il rapporto AR in questo caso è circa 3 e non permette sempre un distacco ottimale. La patch è corta e lascia poco spazio alla zona di depressione dietro il bluff body (si veda il capitolo 1 e la figura 5) e le sue oscillazioni non sono unidirezionali (puramente flessionali) ma hanno una forte componente torsionale, la cui frequenza è a 22,02 Hz (si veda il cap. 5).

Si procede dunque al confronto dei risultati ottenuti.

Anche questa serie di prove convalida il miglioramento che si ottiene in una corrente fortemente turbolenta. Si noti che la tensione misurata all'esterno, a 330 mm dal ventilatore, è il triplo di quella misurata all'interno.

Dal confronto dei dati, anche a 1 m di distanza dal ventilatore, dove il flusso d'aria è uniforme, la tensione è maggiore di circa un 40 -60% rispetto alla galleria.

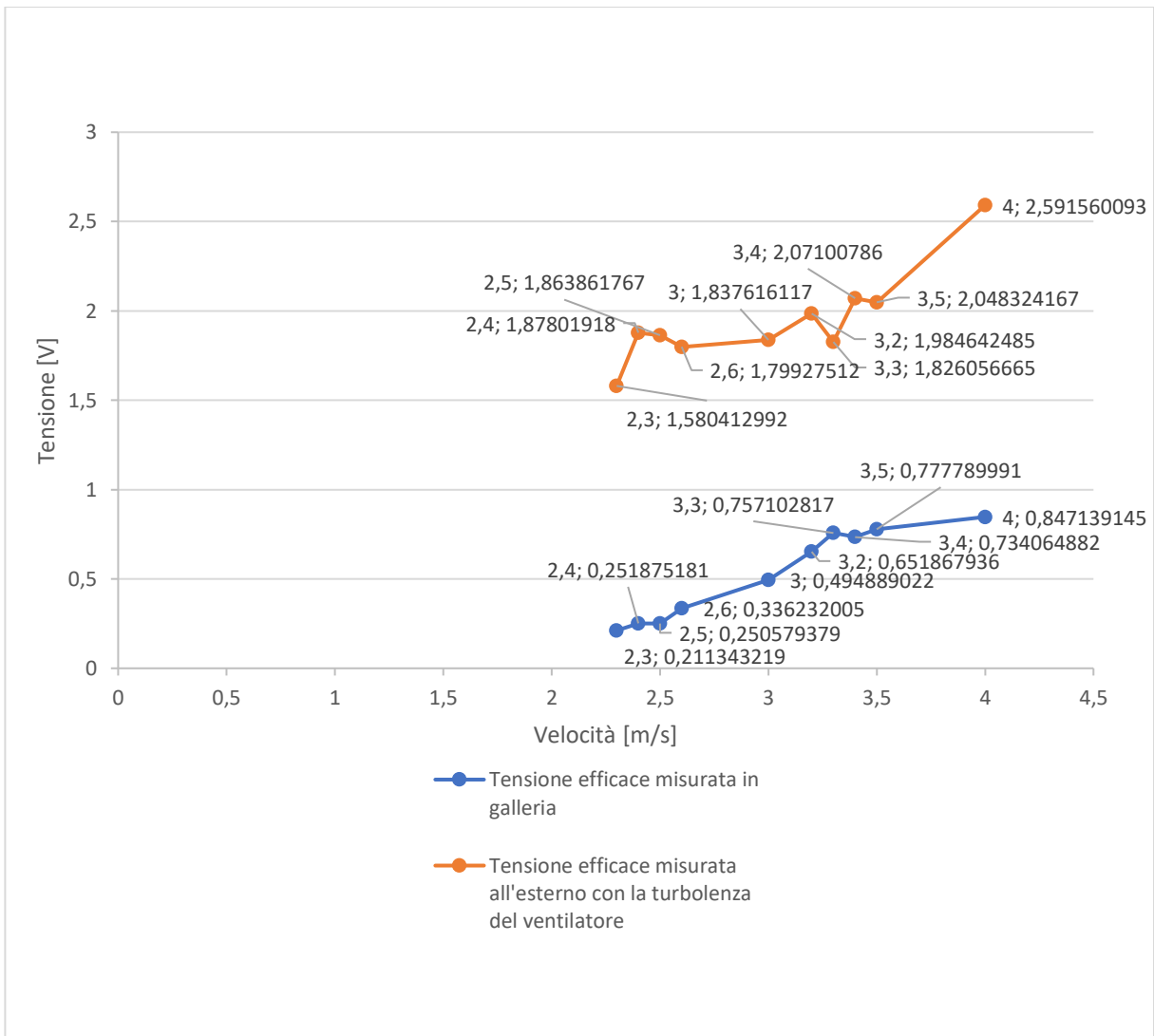


Figura 59: confronto tra la tensione efficace a vuoto generata dal Prototipo 2 in test sia all'interno che all'esterno della galleria.

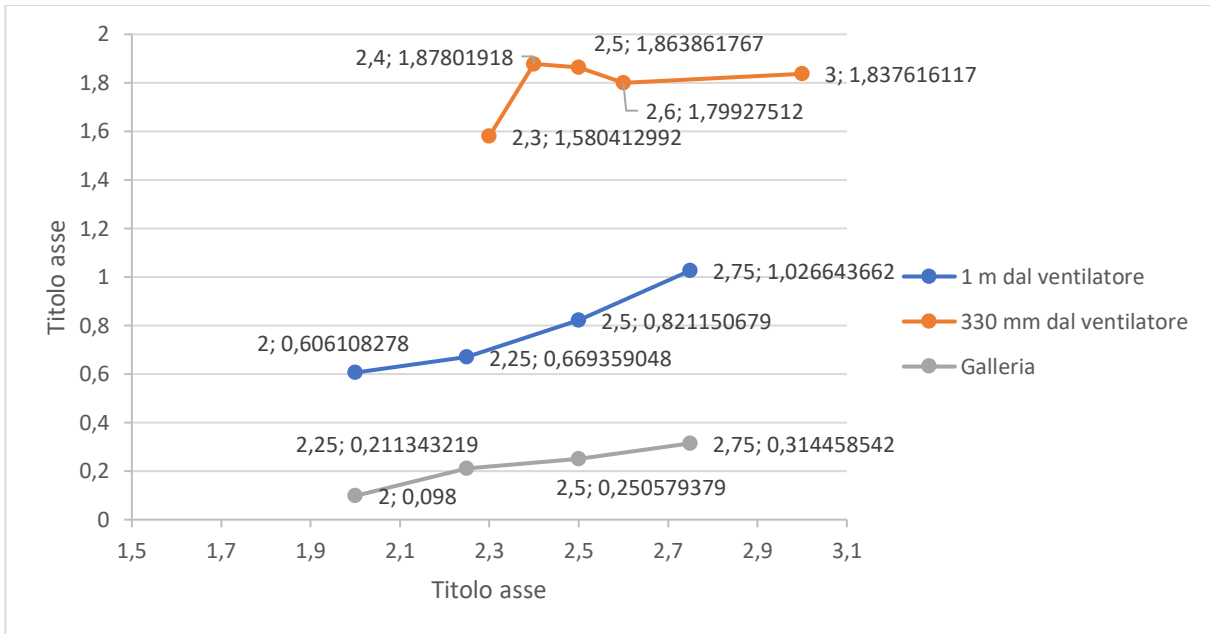


Figura 60: confronto tra le prove esterne effettuate col Prototipo 2 rispettivamente in galleria, a 1 m e a 330 mm dal ventilatore dove la turbolenza risulta accentuata.

## 8. LASTRA PIANA

Questa nuova geometria dell'harvester presenta un comportamento simile al bluff body per quanto riguarda il distacco dei vortici e lo si è testato per poter avere un termine di confronto con i prototipi precedenti in termini di efficienza. Anche in questo caso si è scelto di osservare l'andamento della tensione efficace a vuoto generata dalla patch piezoelettrica per poi effettuare i confronti tra le varie configurazioni testate.

### 8.1 Test sul Prototipo 1 con lastra piana in galleria del vento

Segue la serie di test effettuati col Prototipo 1 all'esterno della galleria del vento e posto a 330 mm dalla bocca del ventilatore in mandata.

Sincronizzazione teorica prevista: < 0,8 m/s



Velocità del vento [m/s]	Numero di Reynolds	Tensione [V]
1	1259	0,043
1,5	1889	0,108
1,7	2140	0,13
2	2518	0,225
2,2	2771	0,26
2,4	3022	0,33
2,6	3274	0,388
2,8	3526	0,499
3	3778	0,54
3,3	4166	0,73
3,6	4534	0,808
4	5038	0,91

In galleria del vento, il comportamento dell'harvester con lastra piana è del tutto simile a quello osservato per il medesimo con bluff body cilindrico. Non vi sono zone di incertezza e la tensione continua a salire al crescere della velocità del vento in aspirazione.

E' dunque possibile confrontare i dati ottenuti con questo prototipo di harvester con quello con bluff body ottenendo un lieve miglioramento delle prestazioni nel generare la tensione a vuoto.

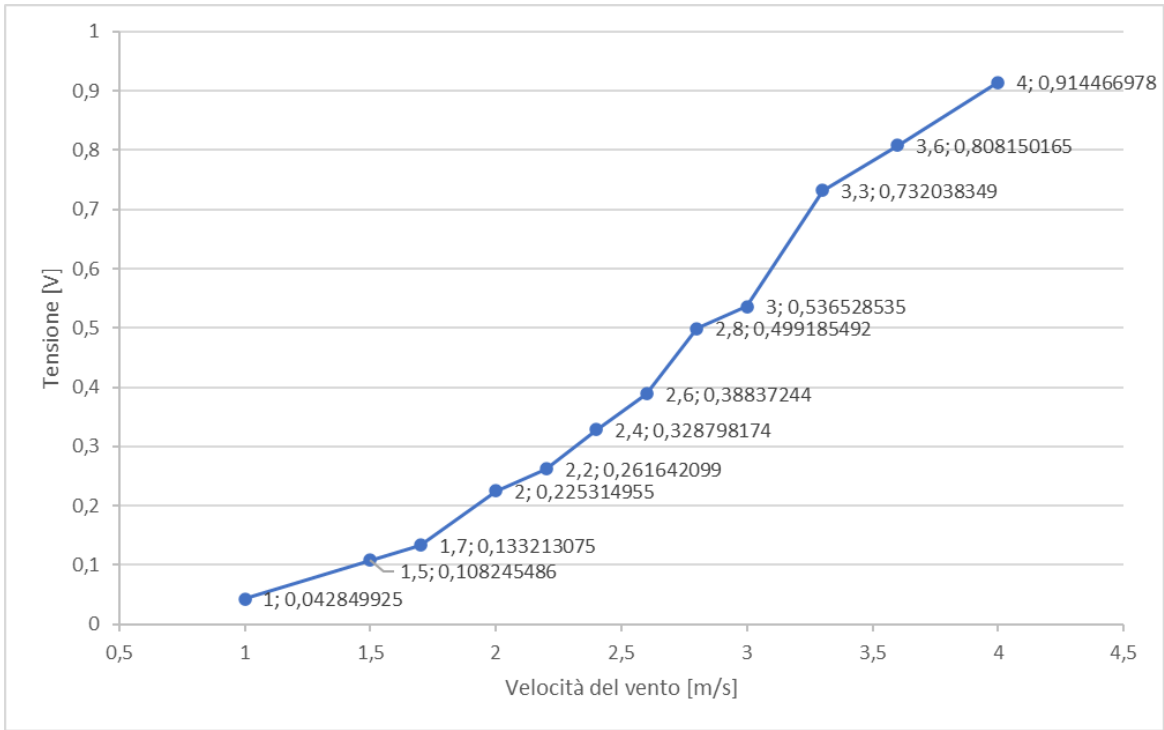


Figura 61: curva di tensione prodotta dalla lastra piana nei test in galleria del vento

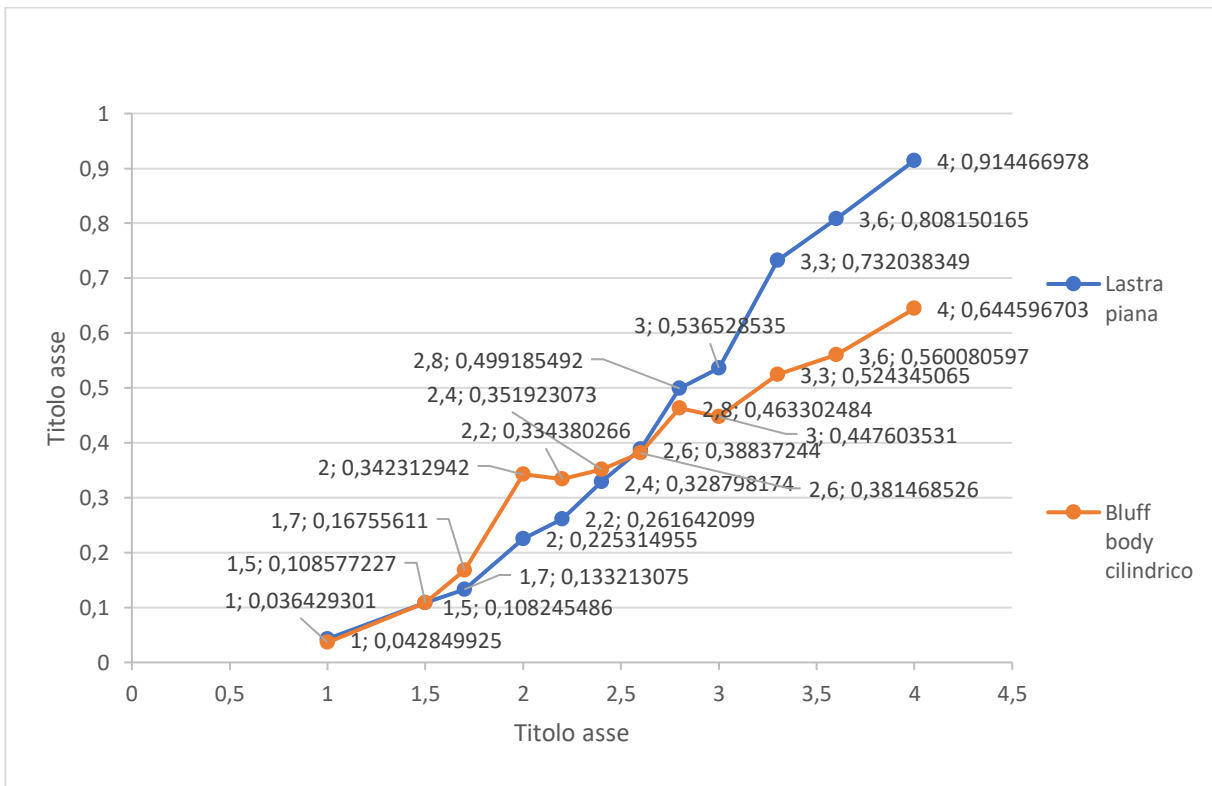


Figura 62: confronto tra lastra piana e cilindro nei test in galleria

## 8.2 Test sul Prototipo 1 con la lastra piana all'esterno della galleria del vento

Ottenute le tensioni con il flusso del vento in aspirazione all'interno della galleria, in condizioni abbastanza regolari, si procede al test all'esterno nelle medesime condizioni del cilindro, a 330 mm dal ventilatore e alle medesime velocità per avere un confronto preciso coi dati raccolti sulla tensione efficace a vuoto generata.

Velocità del vento [m/s]	Numero di Reynolds	Tensione [V]
1	1259	0,14
1,5	1889	0,24
1,7	2140	0,359
2	2518	0,53
2,2	2771	0,626
2,4	3022	0,725
2,6	3274	0,79
2,8	3526	0,92
3	3778	1,08
3,3	4166	1,48
3,6	4534	1,45
4	5038	1,69

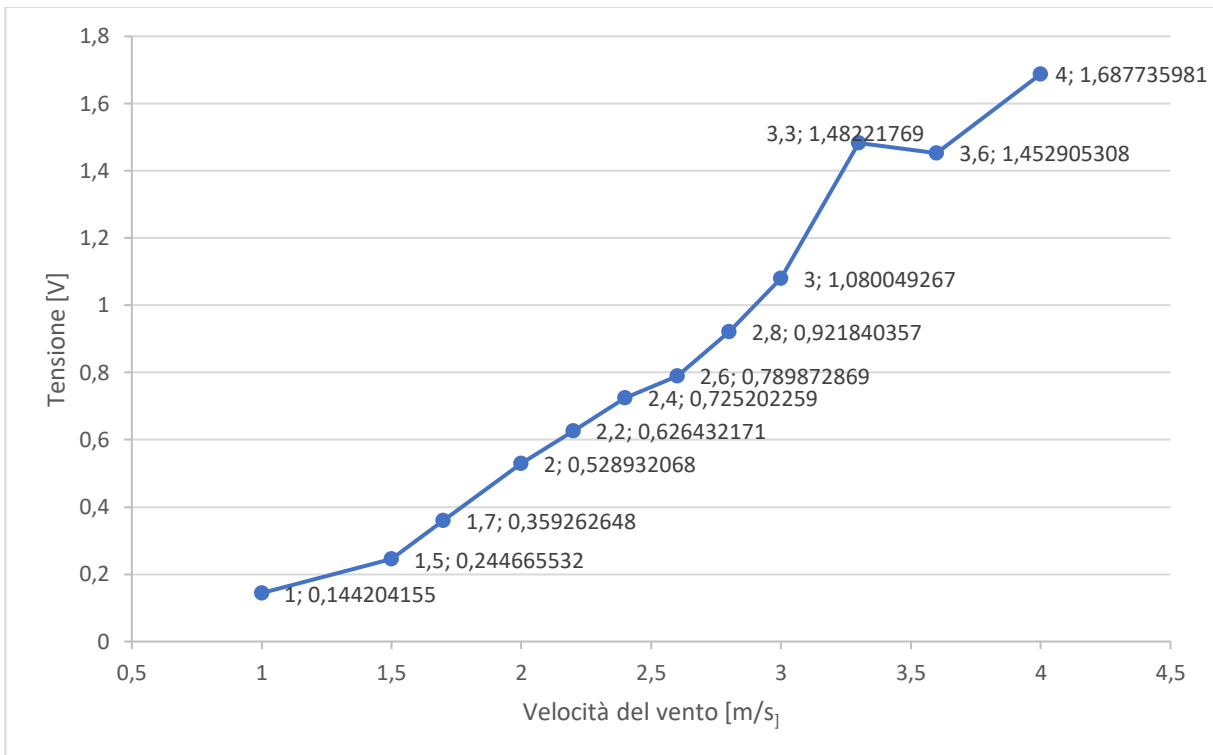


Figura 63: curva di tensione dai test della lastra piana a 330 mm dal ventilatore con il Prototipo 1.

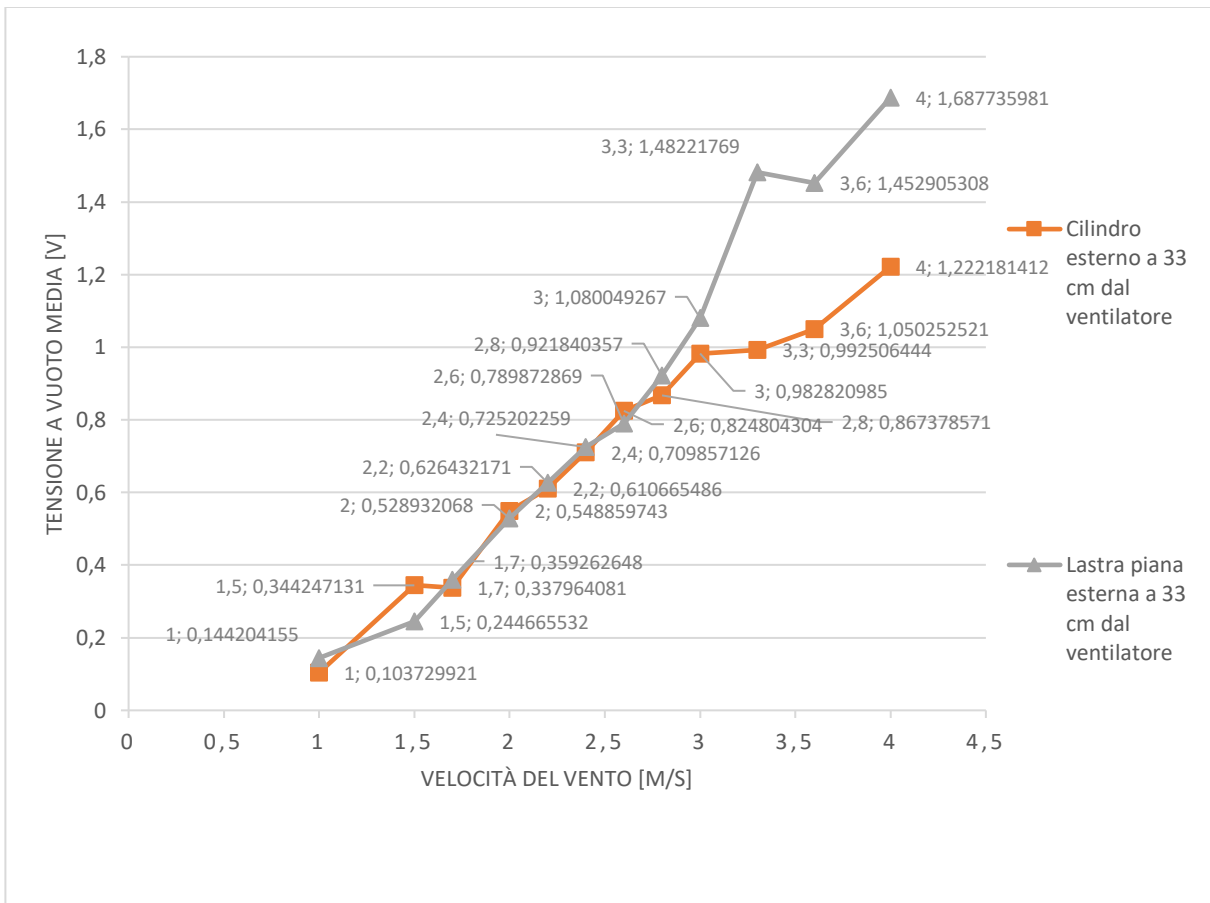


Figura 64: confronto tra la lastra piana e il bluff body del Prototipo 1 all'esterno della galleria, a 330 mm dal ventilatore

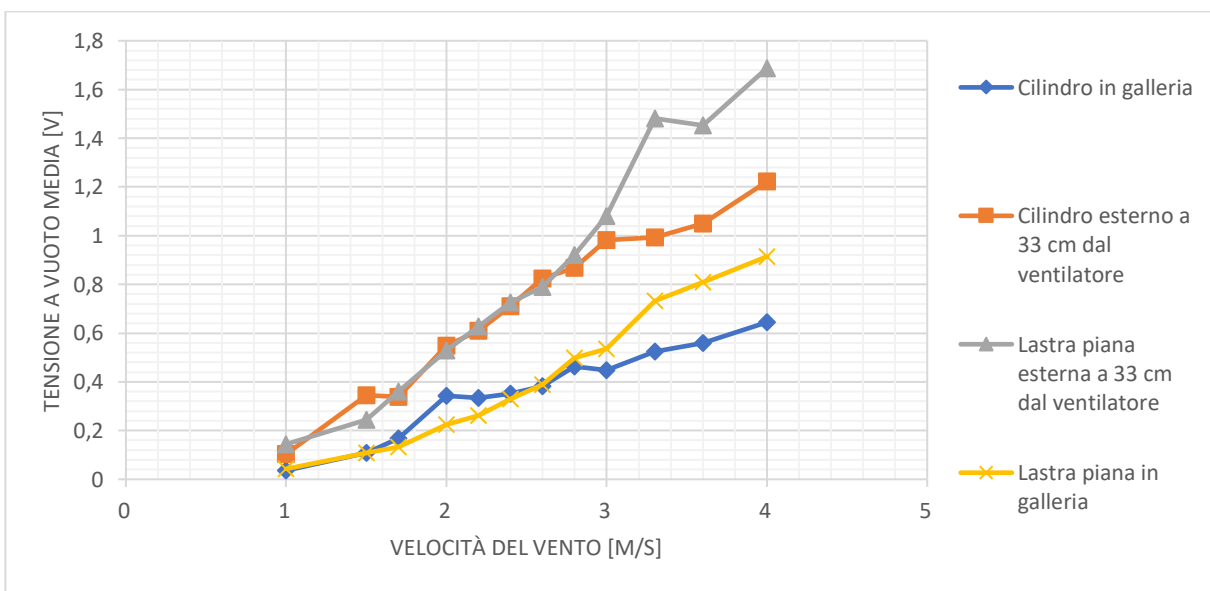


Figura 65: curve delle tensioni a vuoto ottenute con le varie prove del Prototipo 1

### 8.3 Test del Prototipo 2 con la lastra piana in galleria del vento

Si passa alle prove nella galleria posizionando l'harvester con la lastra piana rettangolare nella stessa posizione di quello cilindrico onde ottenere un raffronto con le altre configurazioni, cercando di mantenere la lastra il più orizzontale possibile (vedi foto 8). Anche in questo caso si è scelto di procedere suddividendo il range di velocità ad intervalli regolari e di mantenere il parametro tensione come indicatore del comportamento dell'harvester. L'aria in galleria è in aspirazione.



*Foto 8: lastra piana in posizione in galleria (PPA1001)*

Velocità del vento [m/s]	Numero di Reynolds	Tensione [V]
2	3441	0,16
2,25	3871	0,22
2,5	4301	0,34
2,75	4714	0,41
3	5161	0,42
3,25	5592	0,64
3,5	6021	0,78
3,75	6452	0,92
4	6882	1,078
4,5	7742	1,34

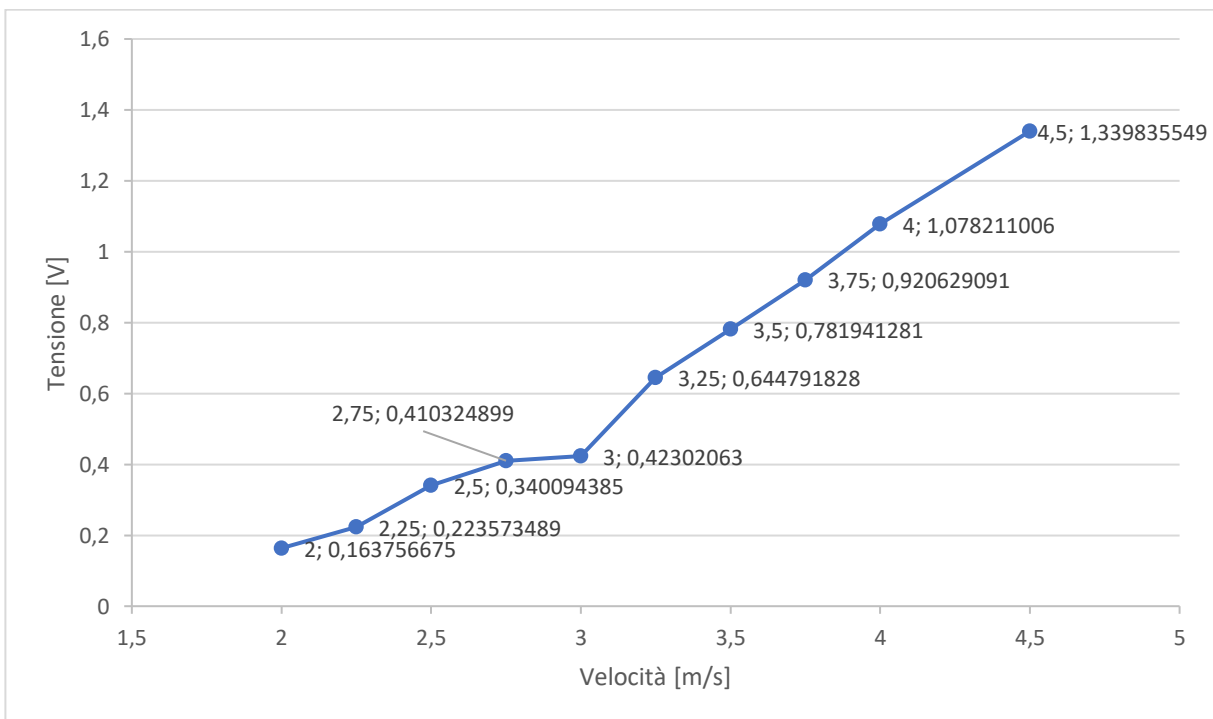


Figura 66: curva di tensione della lastra piana del Prototipo 2 in galleria del vento.

### 8.3 Test sul Prototipo 2 con lastra piana all'esterno della galleria del vento

Anche quanto riguarda il Prototipo 2, si è deciso di effettuare sia le prove a 330 mm dalla bocca in mandata del ventilatore sia quelle a 1 m per studiare gli effetti della turbolenza della corrente libera sulla lastra piana. I test a 1 m di distanza presentano un campo di velocità sul bordo della lastra uniforme, rispetto a quelli vicini alla bocca.

Test a 330 mm dal ventilatore:

Velocità del vento [m/s]	Numero di Reynolds	Tensione [V]
2	3441	1,396
2,25	3871	2,07
2,5	4301	2,76
2,75	4714	2,64
3	5161	2,44
3,25	5592	2,63
3,5	6021	2,89
3,75	6452	2,87
4	6882	3,5
4,5	7742	3,716
5	8602	4,66



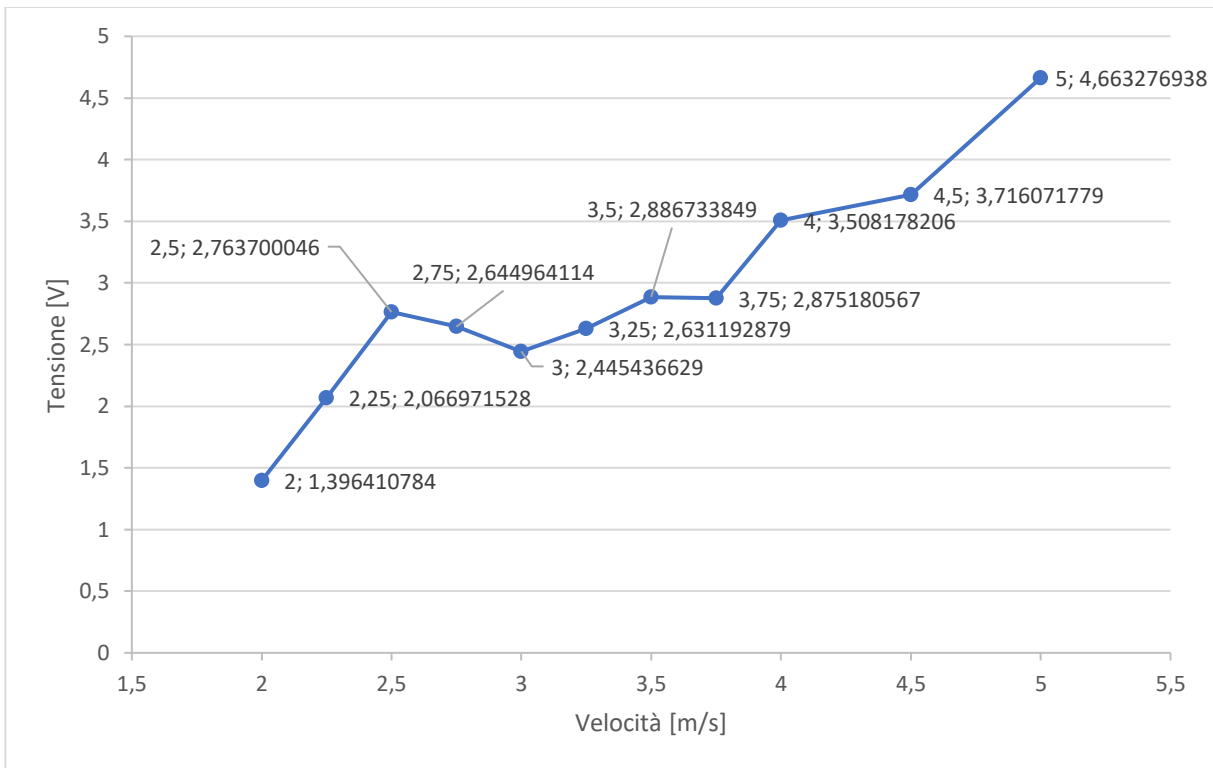


Figura 67: curva di tensione generata dalla lastra piana a 330 mm dalla bocca in mandata del ventilatore.

Test a 1 m dal ventilatore:

Velocità del vento [m/s]	Numero di Reynolds	Tensione [V]
2	3441	0,49
2,25	3871	0,64
2,5	4301	0,96
2,75	4714	1,1

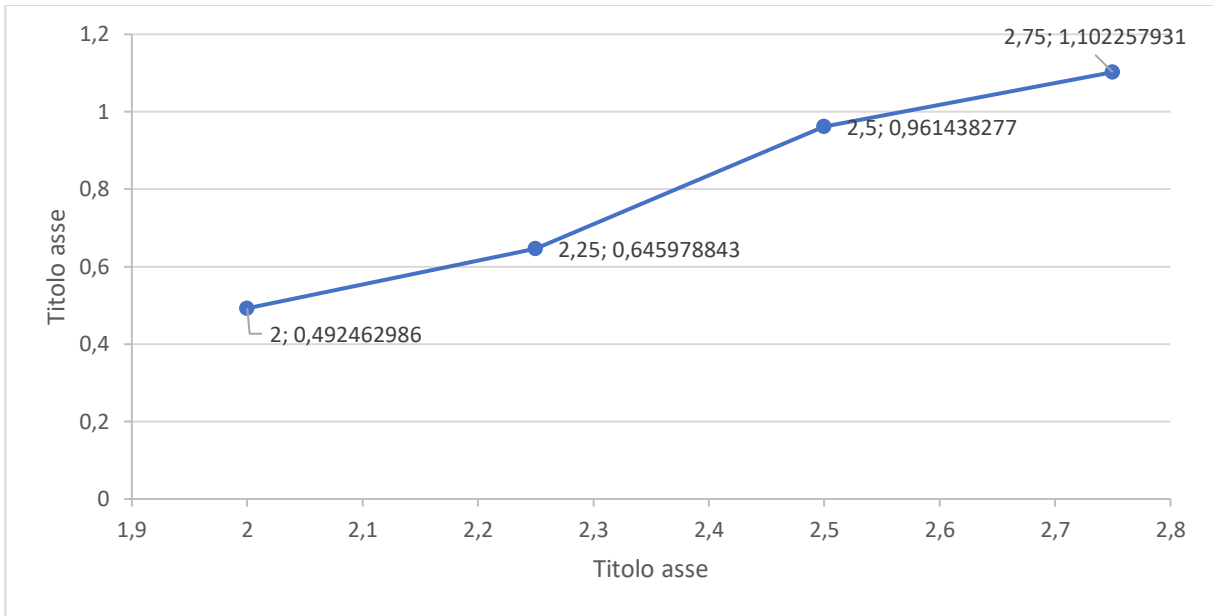


Figura 68: curva di tensione generata dalla lastra piana a 1 m di distanza dal ventilatore.

I risultati ottenuti col Prototipo 2 nella serie di test sia interni che esterni alla galleria del vento sono gli stessi prodotti dal Prototipo 1 e addirittura il divario tra le tensioni a vuoto generate con le due geometrie dell'harvester sono ancora più accentuate.

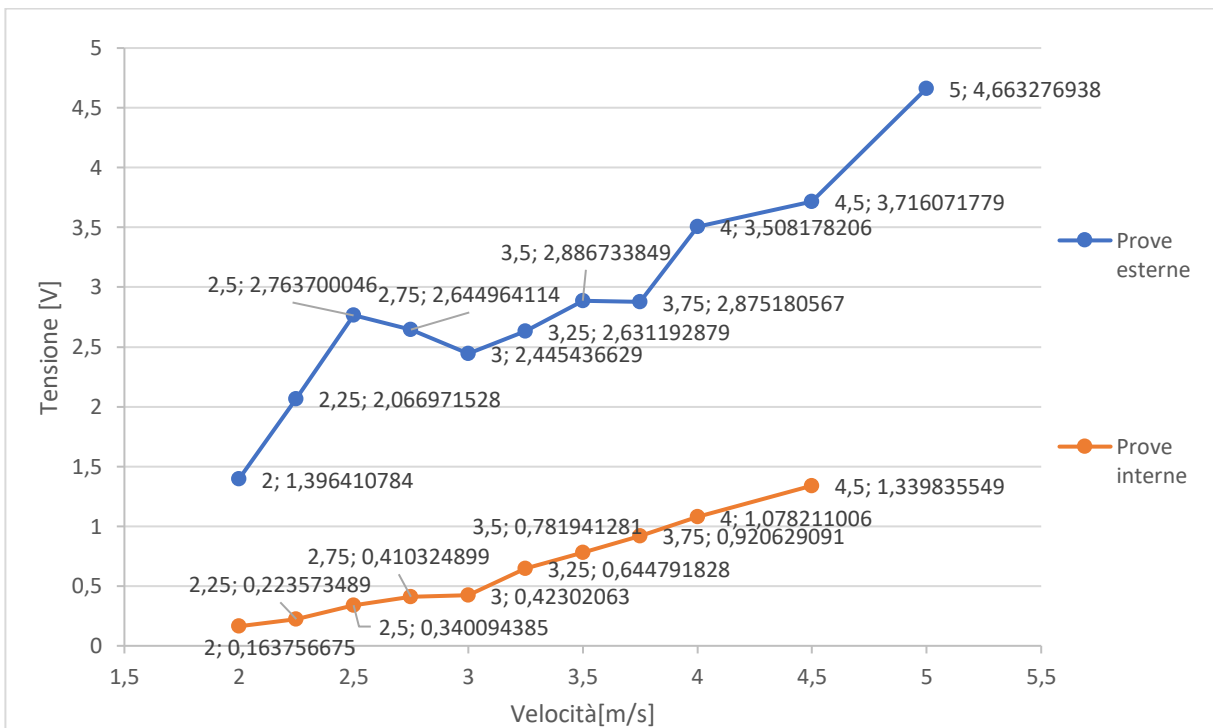


Figura 69: confronto tra la tensione generata dalla lastra piana in galleria e all'esterno della galleria con la patch ppa1001

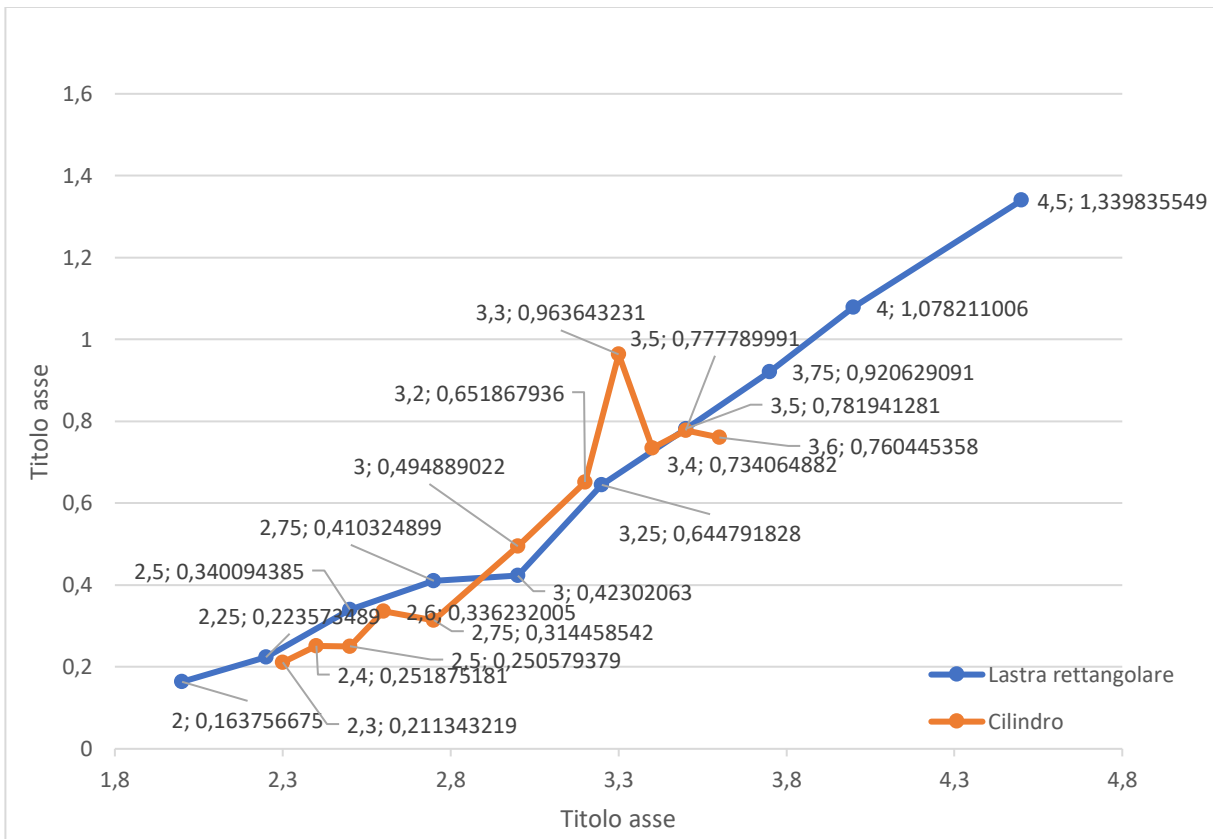


Figura 70: confronto tra le tensioni a vuoto generate dal Prototipo 2 con lastra piana e con bluff body in galleria del vento

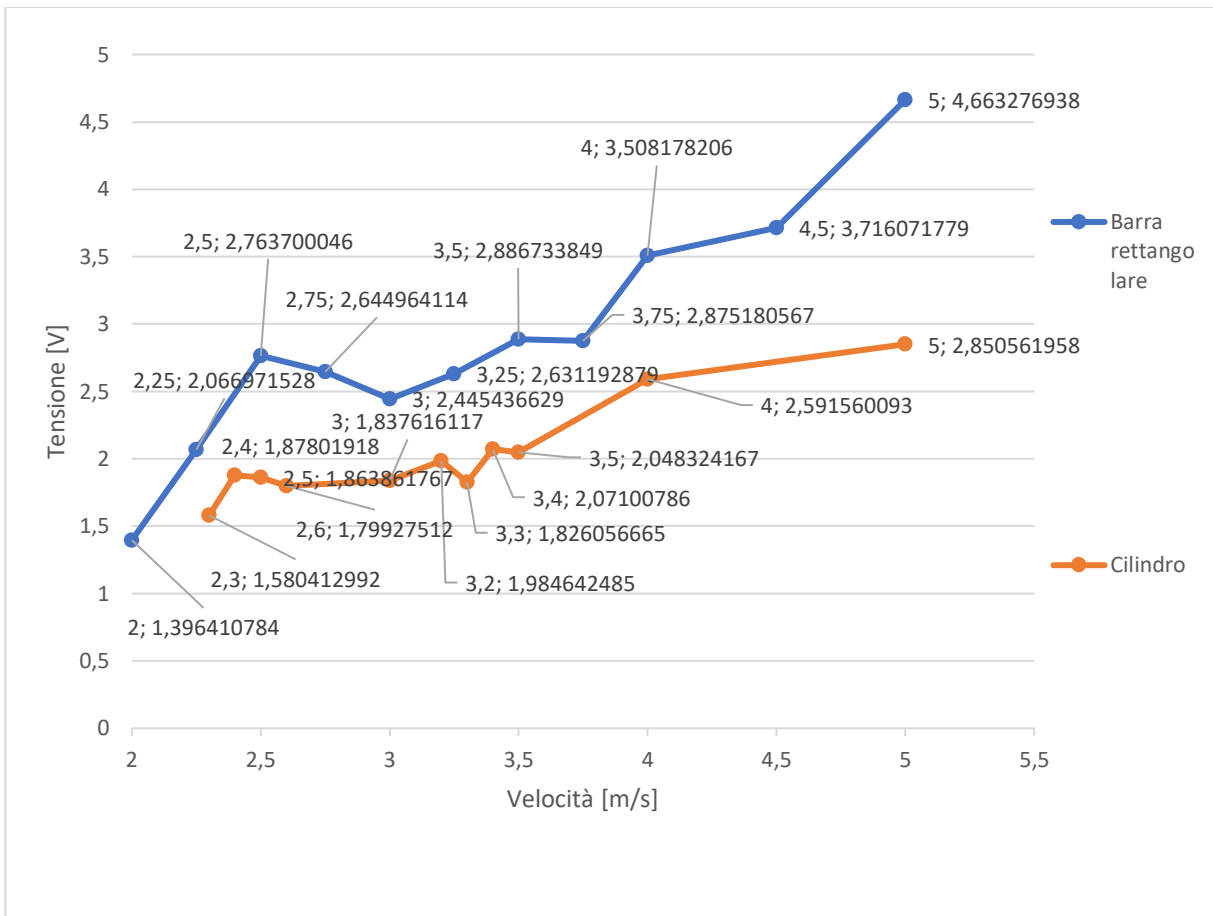


Figura 71: confronto tra le tensioni a vuoto generate dal Prototipo 2 con lastra piana e con bluff body all'esterno della galleria del vento, a 330 mm dal ventilatore

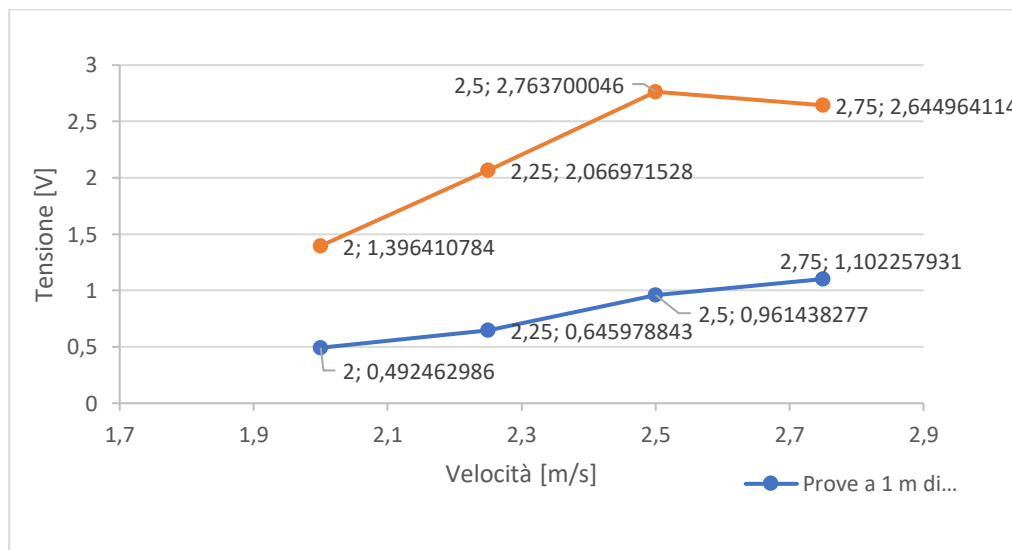


Figura 72: confronto della tensione a vuoto generata dal Prototipo 1 con lastra piana a 1 m e 330 mm dal ventilatore

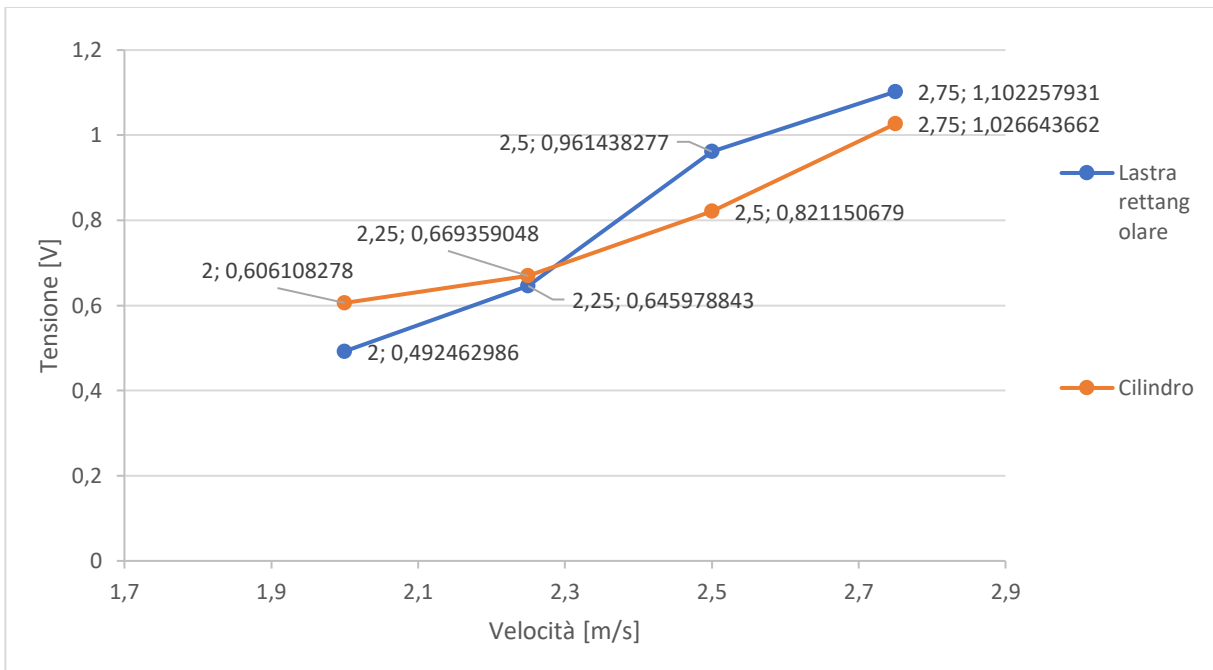


Figura 73: confronto tra le tensioni a vuoto generate dal Prototipo 2 con lastra piana e con bluff body all'esterno della galleria del vento, a 1 m dal ventilatore

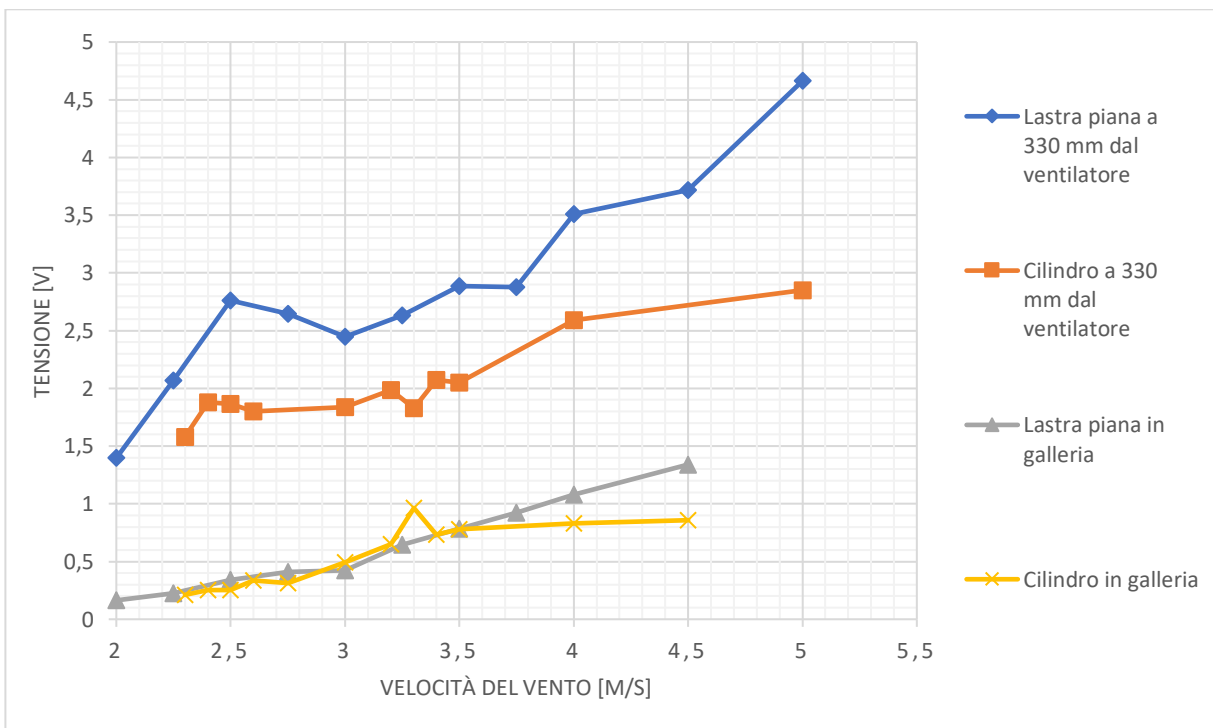


Figura 74: curve delle tensioni a vuoto ottenute con le varie prove del Prototipo 1

## 9. TEST DI POTENZA ELETTRICI

L'ultimo passo della sperimentazione dell'harvester con la configurazione a mensola è testarne l'efficacia nell'alimentazione di un circuito elettrico per verificare che la potenza elettrica attiva erogata sia sufficientemente elevata. In caso di esito positivo ci si domanda quale sia la geometria dell'oscillatore più efficace al fine di poter ottenere la potenza maggiore con la minima velocità del vento.

In merito ai test sulla potenza si veda [8], in cui le patch piezoelettriche sono state testate a diversi valori di resistenza.

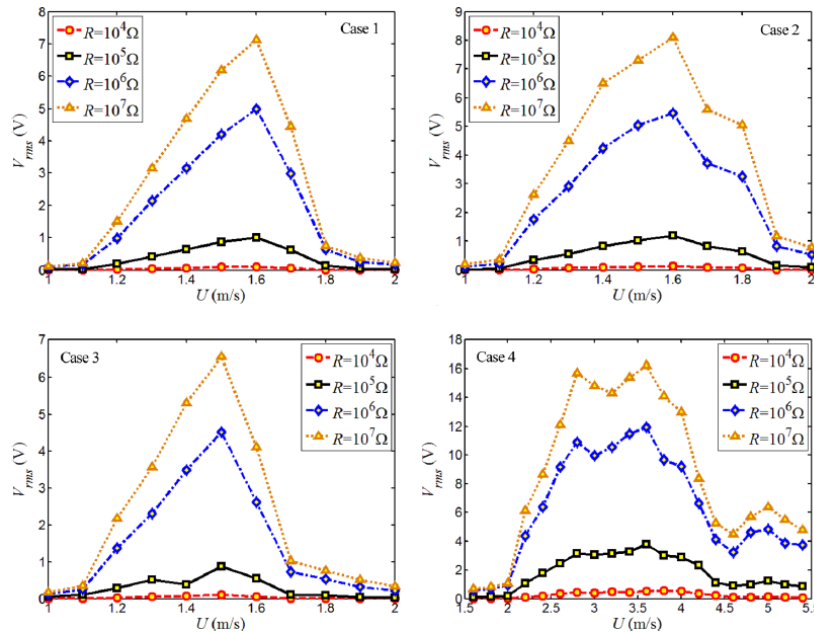


Figura 75: due differenti configurazioni di harvester e le rispettive potenze erogate al variare della resistenza di carico [8].

Le resistenze testate, che restituiscono valori di potenza dell'ordine delle frazioni di milliwatt o addirittura di microwatt sono però decisamente elevate (arrivano all'ordine del megaohm).

Per la costruzione del circuito da connettere al risonatore si è invece partiti dal presupposto che il carico debba essere piccolo, come l'alimentazione di una piccola scheda elettronica per un sensore o per delle spie di indicatori. Il circuito derivato da questa assunzione risulta così assai semplice, ma idoneo ad una misura diretta della potenza erogata (in questo caso si tratta di potenza generica in quanto misurata su un tratto di circuito con tensione e corrente continue, a valle del raddrizzatore).

Per le misure dei parametri del circuito, quali tensione, resistenza e intensità di corrente si è proceduto al rilevamento diretto tramite un tester. Purtroppo, dato l'ordine di grandezza dei parametri in gioco, tali misure si sono rilevate spesso imprecise, fatta eccezione per la tensione continua a valle del ponte di Graetz. Pertanto, davanti al fatto incontrovertibile dell'accensione del led di prova e grazie ai dati di fabbrica dei componenti e alle prove elettrotecniche effettuate dal fornitore, è stato possibile stimare la potenza erogata con un calcolo, in base alla luminosità raggiunta.

Per i test di potenza è stato costruito un circuito elettrico molto semplice con i seguenti componenti: fili in rame da 0,5 mm; ponte di Graetz W10MG; condensatore da 470  $\mu\text{F}$  di capacità massima a 35 V e un led giallo da 5 mm TLHY540.

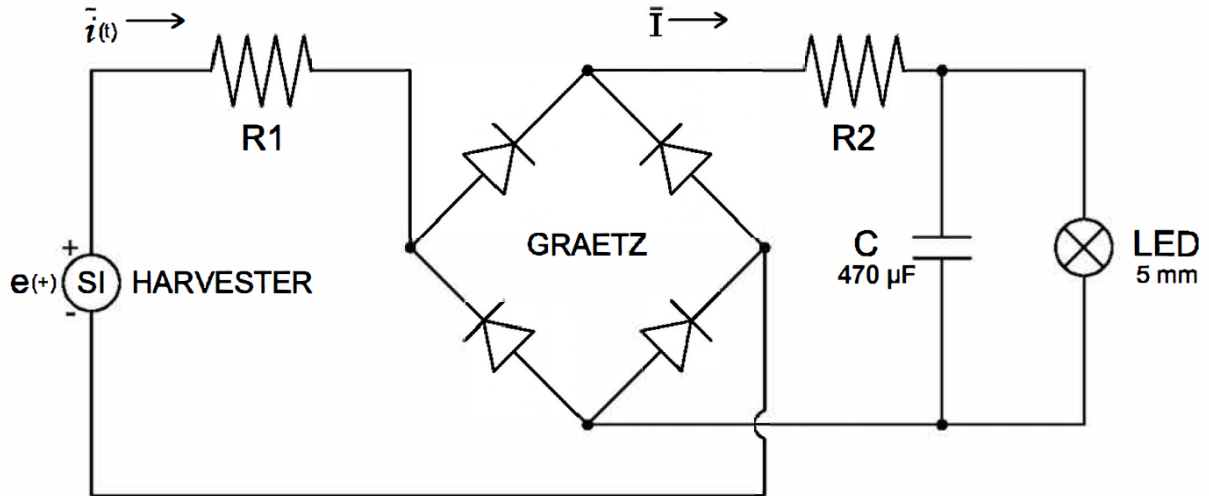


Figura 76: schema del circuito elettrico

I test di potenza elettrica sono stati condotti con sistematicità all'aumentare della velocità del vento, misurando con un tester la tensione nel tratto continuo a valle del ponte di Graetz, al fine di poter tentare un'espressione della potenza elettrica erogata. Nel seguito sono riportati anche i dati di fabbrica del led per poter effettuare il calcolo. Secondo tali dati, la tensione minima per l'accensione del led è di 1,6 V ma, data l'estrema variabilità della stessa all'ingresso del Ponte di Graetz dovuta ai battimenti che si ripercuote anche sul tratto in continua, tale soglia minima si sposta a 1,8 V, per avere una certa stabilità e caricare sufficientemente il condensatore.

Si è poi proceduto ad un confronto tra la lastra piana e il bluff body cilindrico per rilevare la velocità del vento minima necessaria all'attivazione del circuito e la rilevazione diretta dell'accelerazione ottenuta a tale velocità per ottenere poi l'ampiezza delle oscillazioni necessarie. A valle di tutte le esperienze descritte in precedenza, si è scelto di effettuare tali test con la patch PPA1001 che genera le tensioni maggiori.

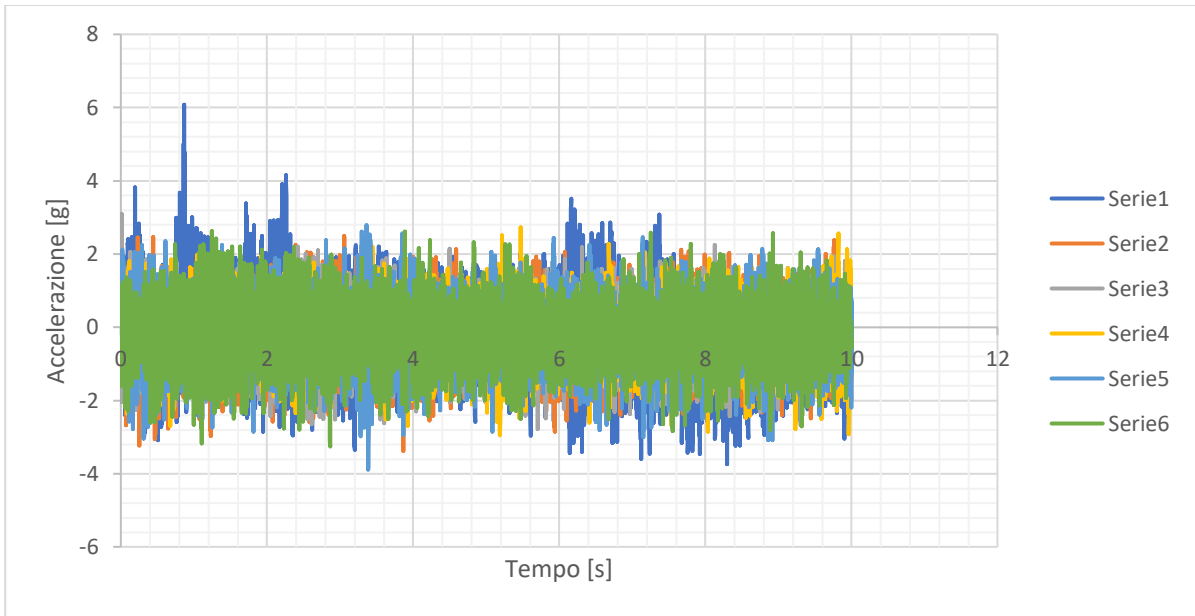
Velocità del vento [m/s]	Tensione continua [V]	Accensione led connesso alla lastra piana
1,8	1,46	Off
2	1,5	Off
2,4	1,53	Off
3	1,56	Off
3,4	1,58	Off
3,8	1,6	Off
4	1,64	Off
...	...	...
7,5	1,66	On
8	1,72	On

Velocità del vento [m/s]	Tensione continua [V]	Accensione led connesso al bluff body
1,8	1,3	Off
2	1,4	Off
2,4	1,4	Off
3	1,5	Off
3,4	1,5	Off
3,8	1,5	Off
4	1,6	Off
...	...	...
9	1,63	On

Nelle tabelle precedenti è mostrato il confronto tra l'harvester con lastra piana rettangolare, che dalle prove dei capitoli 6, 7 e 8 che si è mostrato più performante rispetto a quello con bluff body cilindrico.

Sono state quindi condotte delle prove sistematiche al crescere della velocità del vento, misurata con l'anemometro come illustrato nel capitolo 4 e la relativa tensione in continua a valle del raddrizzatore per individuare la velocità del vento alla quale il led si accende (vedi foto 9). Ciò che emerge da queste prove è che, innanzitutto, il led si accende per velocità molto più elevate per quelle normalmente testate; infatti nei capitoli precedenti l'intervallo normalmente indagato andava da 1 m/s a 5 m/s mentre in questo caso si raggiungono gli 8 m/s (28,8 Km/h). Inoltre vi è una differenza evidente tra il momento in cui l'harvester con lastra piana riesce a generare una tensione sufficientemente elevata da accendere il led, rispetto a quello col bluff body cilindrico; infatti l'harvester con lastra piana raggiunge tale tensione circa 1,5 m/s prima di quello con il cilindro. Per indagare meglio questa discrepanza sono state registrate le accelerazioni e le tensioni in uscita dal ponte di Graetz, alle velocità corrispondenti alla accensione del led, con relative PSD.

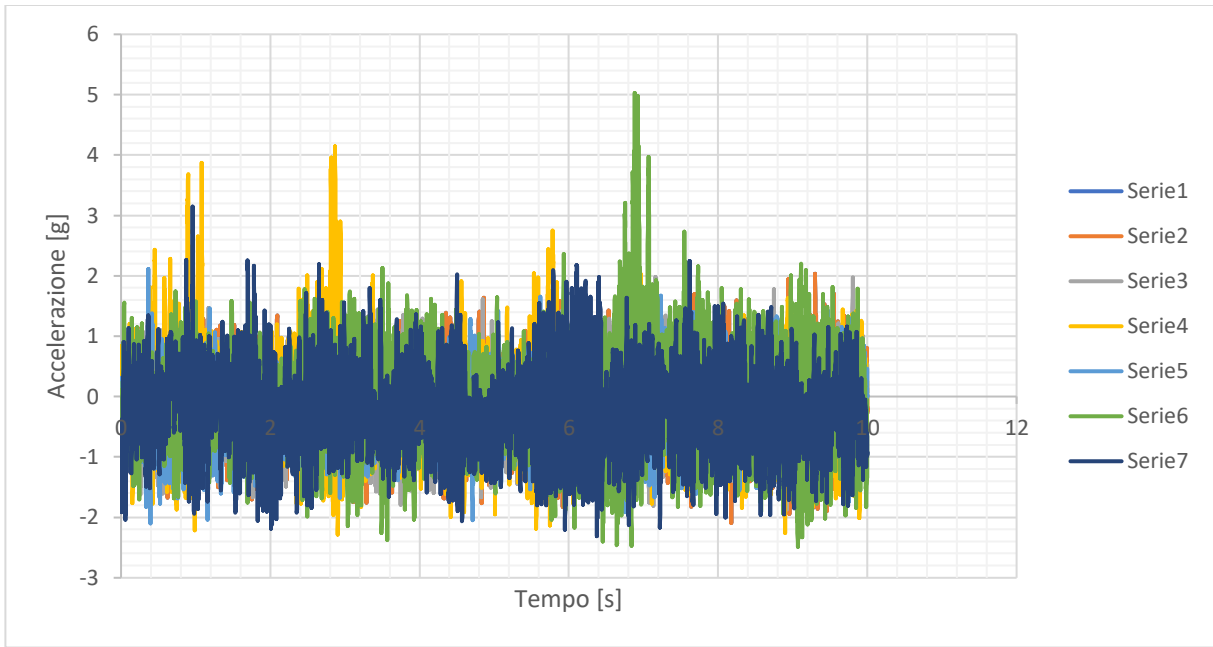




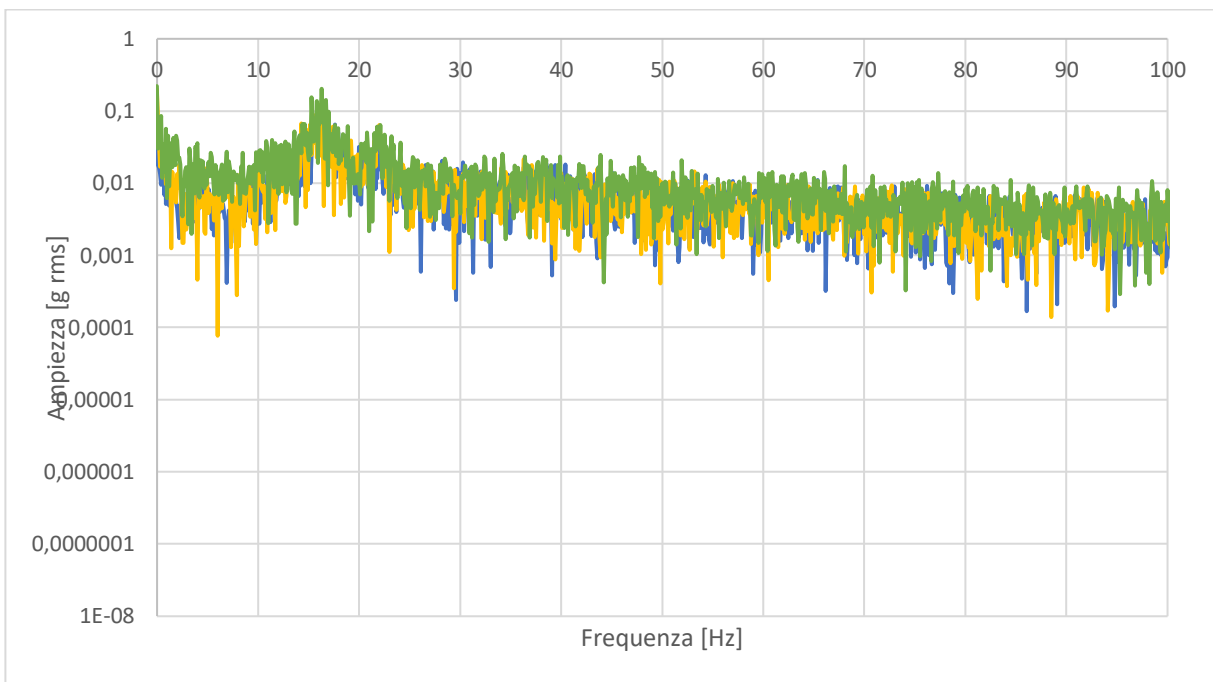
*Figura 77: accelerazione all'accensione del led con lastra piana*



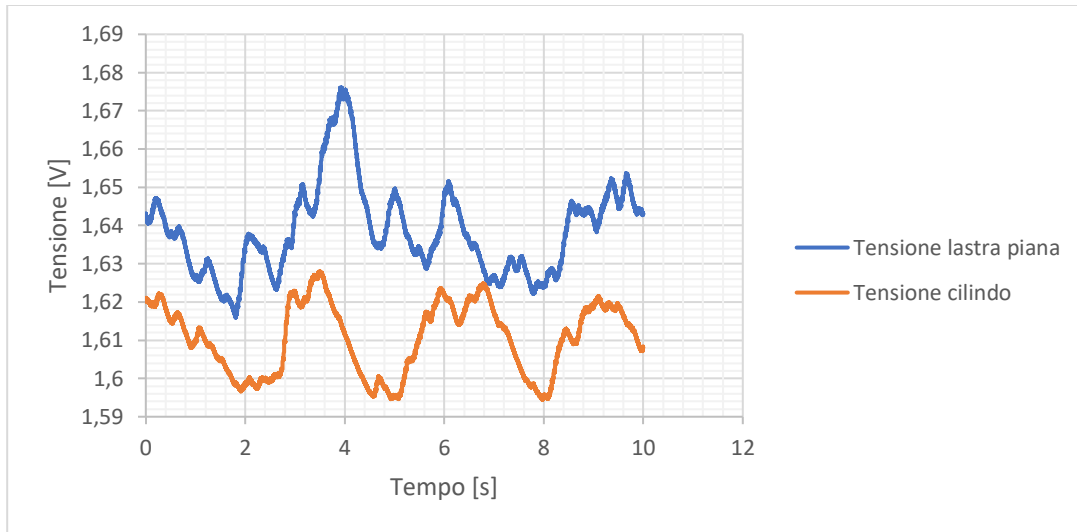
*Figura 78: PSD accelerazione della lastra piana all'accensione del led*



*Figura 79: accelerazione all'accensione del led con bluff body*



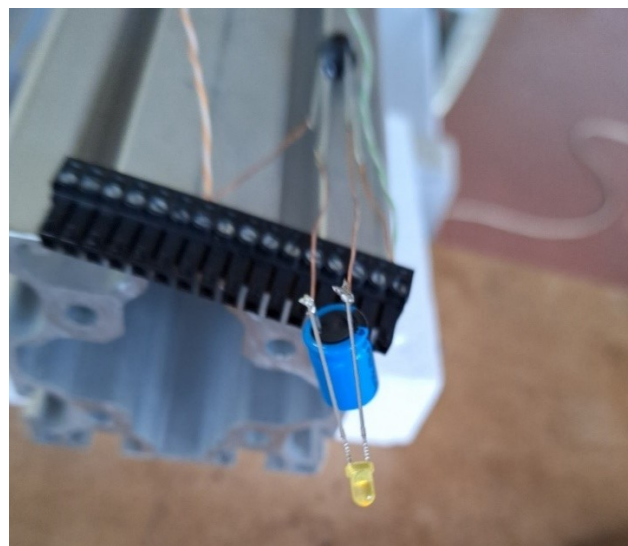
*Figura 80: PSD accelerazione del cilindro alla velocità del vento a cui si accende il led.*



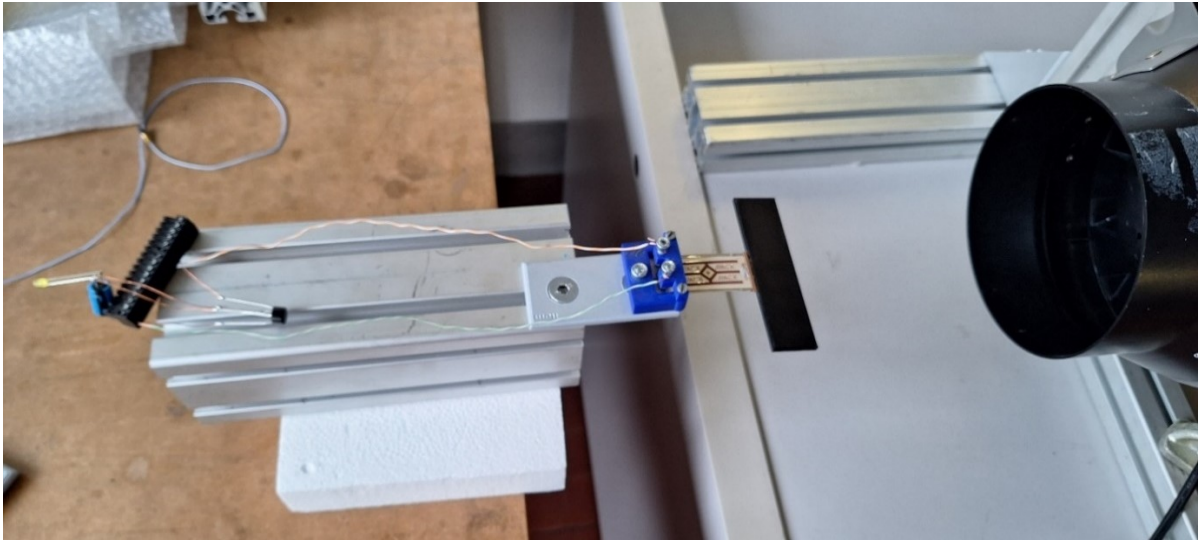
*Figura 81: confronto tra le tensioni in uscita dal ponte di Graetz (continue) generate dall'harvester con bluff body e quello con lastra piana.*

Quello che questi grafici mostrano è che l'harvester con bluff body cilindrico oscilla in modo più irregolare (picchi molto intensi nell'accelerazione misurata e con una rms media è di 0,63 g. Nella sua PSD si evince che il secondo modo di vibrare, torsionale a 22 Hz, è sempre eccitato e purtroppo non contribuisce a generare tensione a vuoto.

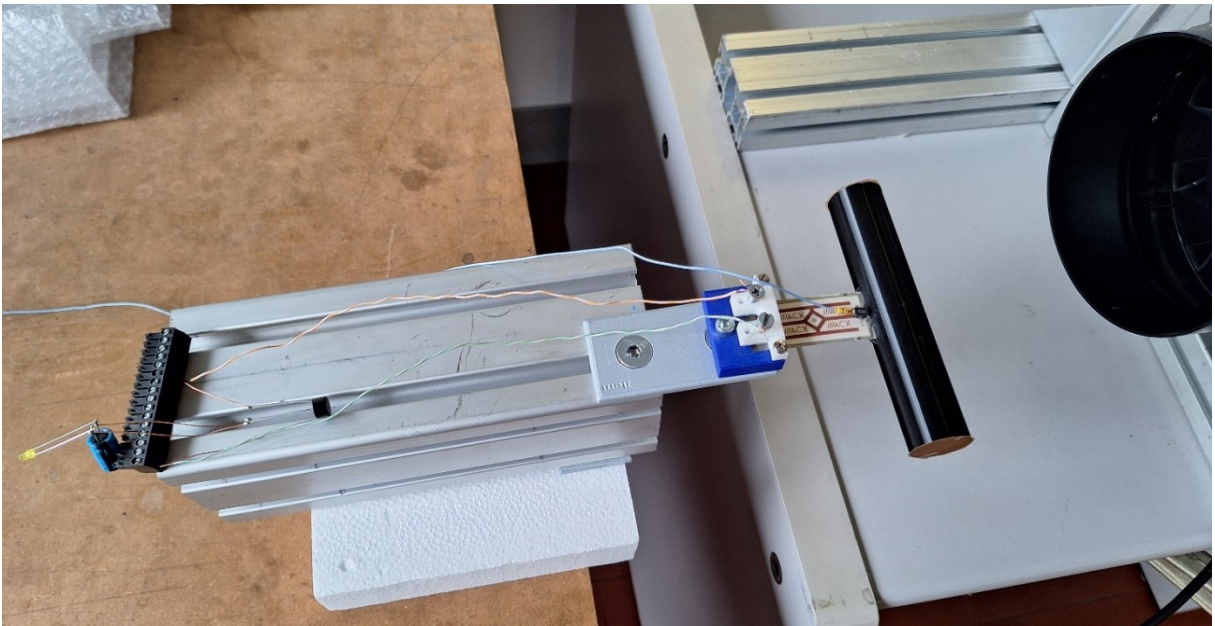
Al contrario la lastra presenta un andamento dell'accelerazione più regolare e con una rms media di 0,812 g, più elevata rispetto al cilindro, mentre la torsione risulta più attenuata rispetto al cilindro, come testimoniato dal secondo picco molto più piatto e ogni volta a frequenze diverse (35 – 40 Hz), generando quindi una tensione a vuoto maggiore a velocità più basse, come d'altronde era emerso anche nello studio dei precedenti capitoli.



*Foto 9: accensione del led*



*Foto 10: lastra piana connessa al circuito e in posizione*



*Foto 11: bluff body connesso al circuito e in posizione*

Per il calcolo della potenza elettrica erogata, a questo punto, si può fare riferimento alla seguente tabella:

<b>OPTICAL AND ELECTRICAL CHARACTERISTICS</b> ( $T_{amb} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ , unless otherwise specified) <b>TLHY540., YELLOW</b>							
PARAMETER	TEST CONDITION	PART	SYMBOL	MIN.	TYP.	MAX.	UNIT
Luminous intensity <sup>(1)</sup>	$I_F = 10\text{ mA}$	TLHY5400	$I_V$	1.6	10	-	mcd
		TLHY5401	$I_V$	4	12	-	mcd
		TLHY5405	$I_V$	6.3	14	-	mcd
Dominant wavelength	$I_F = 10\text{ mA}$		$\lambda_d$	581	-	594	nm
Peak wavelength	$I_F = 10\text{ mA}$		$\lambda_p$	-	585	-	nm
Angle of half intensity	$I_F = 10\text{ mA}$		$\varphi$	-	$\pm 30$	-	deg
Forward voltage	$I_F = 20\text{ mA}$		$V_F$	-	2.4	3	V
Reverse voltage	$I_R = 10\text{ }\mu\text{A}$		$V_R$	6	15	-	V
Junction capacitance	$V_R = 0\text{ V}$ , $f = 1\text{ MHz}$		$C_j$	-	50	-	pF

**Note**

<sup>(1)</sup> In one packing unit  $I_{Vmin}/I_{Vmax} \leq 0.5$

*Figura 82: dati di fabbrica del led giallo da 5 mm*

Si può assumere che l'intensità di corrente circolante nel led al momento dell'accensione, che è alla luminosità più bassa, sia compresa tra i 10 e i 20 mA (la targa precedente riporta il valore di test a 10 mA, altre fonti riportano 15 mA con valore ottimale di 20 mA per il pieno funzionamento). Scegliendo il valore minimo si pone  $I = 10\text{ mA} = 10^{-2}\text{ A}$ ; la tensione continua all'accensione è stata misurata a 1,8 V, pertanto la potenza erogata stimata è:

$$P = U * I = 16\text{ mW} \quad (25)$$

## 10. CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI

Al termine di tutte le esperienze svolte, incluse i test di potenza elettrica, si possono trarre le conclusioni riportate nel seguito.

Si è rilevato che lo smorzamento delle patch piezoelettriche usate è simile e tale smorzamento è il responsabile del mancato lock-in alle velocità teoriche previste. Per poter ottenere la massima efficienza dell'harvester, che consiste nella massima tensione generata a una relativamente bassa velocità del vento, occorre riprogettare la patch piezoelettrica per ridurre il più possibile il fattore di smorzamento.

Si riscontrano nel corso dei vari test alcune zone di incertezza che però non sono una costante e potrebbero dipendere essenzialmente da due fattori: uno è una corrente d'aria irregolare prodotta dal ventilatore per brevi istanti ad una certa velocità (che scompare in prove successive), l'altra è l'interferenza del secondo modo di vibrare.

Il rapporto AR (vedi capitolo 1 e [5]) è ottimale nel caso del prototipo 1 mentre è attorno a 3 per il prototipo 2 e questo non permette sempre la formazione di una zona di depressione ottimale.

Malgrado gli svantaggi che ha presentato il prototipo 2, l'inserimento della lastra piana ha migliorato le prestazioni che si ottengono all'aumento della velocità del vento, in quanto la lastra sfrutta meglio le turbolenze del vento in condizioni di corrente libera ed eccita meno il secondo modo di vibrare.

Dai test effettuati col circuito elettrico si evince anche che il cilindro, ad alte velocità del vento, produce delle oscillazioni più irregolari, come evidenziato dalle PSD registrate all'accensione del led.

Infatti, quando il bluff body eccita il secondo modo di vibrare della patch, come risulta da un secondo ben visibile picco proprio a 22 Hz (figura 80), non genera tensione in quanto l'effetto utile è solo la flessione prodotta dal primo modo di vibrare.

Lo stesso effetto prodotto dalla lastra piana risulta più attenuato, come testimoniato dal secondo picco molto più piatto e ogni volta a frequenze diverse (35 – 40 Hz).

Senza una riprogettazione della patch, la lastra piana resta l'oscillatore migliore per la generazione di tensione in condizione qualunque.

Il grande svantaggio di questa situazione senza lock-in, risiede nell'alta velocità del vento richiesta per poter avere anche solo una minima accensione del led (circa 8 m/s). Secondo i dati del ministero dell'ambiente e territorio infatti, il territorio italiano ha diverse zone che presentano una velocità media annuale del vento che comunque risulta per la maggior parte uguale o inferiore a 7 m/s, fatta eccezione per le isole o le zone costiere del sud Italia (nella pianura padana la media è inferiore a 3 m/s).

Pertanto, per ottenere risultati decisivi con l'harvesting, secondo la configurazione studiata in questa sede, occorrerà studiare una conformazione del sistema per ottenere il lock-in a basse velocità del vento, dimensionando opportunamente il bluff body, come mostrato nel capitolo 3.

La sperimentazione illustrata in questa tesi ha portato alla luce il fatto che il recupero di energia dal vento, sottoforma di vibrazioni indotte dal distacco di vortici da un corpo tozzo, le VIV, è possibile ed è anche un metodo abbastanza flessibile che ben si adatta a diverse condizioni operative.

L'intercettazione delle correnti d'aria casuali delle masse d'aria in movimento sul pianeta non è facile ma, riprogettando adeguatamente la patch al fine di rendere possibile il lock-in tra le VIV e la frequenza propria dell'harvester, è possibile sfruttarle riuscendo a massimizzare la resa del circuito. Da un rapido confronto coi dati dell'accelerometro (vedi paragrafo 6.1), si vede che tale fenomeno è in grado di generare oscillazioni molto ampie, più di quelle che sono state necessarie all'accensione del led che può avvenire a  $\frac{1}{4}$  della velocità.

Nel caso tale lock-in sia possibile, allora l'oscillatore dovrà necessariamente essere un bluff body ben dimensionato.

Data la natura casuale del moto delle correnti d'aria naturali, imprevedibili nell'intensità, direzione e luogo, si potrebbe sfruttare l'unica fonte perfettamente prevedibile in grado di muovere costantemente masse d'aria alle velocità giuste ad innescare un lock-in: il traffico veicolare!

Le strade d'Italia (e in generale del mondo) sono perennemente intasate da veicoli di ogni forma e dimensione che muovono costantemente volumi di aria, specie la circolazione di mezzi pesanti all'ora di punta. Il traffico è quindi una potenziale e inesauribile risorsa a disposizione pronta ad essere sfruttata, dopo un'opportuna campagna di misurazioni atta a dimensionare correttamente i risonatori e individuare i punti più favorevoli al dispiegamento di apparecchi per l'intercettazione.

Nel caso il lock-in non fosse possibile, per una qualsivoglia ragione, allora il bluff body cilindrico risulta una forma perdente al fine della produzione di energia elettrica e in questo caso la lastra piana, almeno stando agli esperimenti condotti in questa trattazione, risulta vincente.

Un altro possibile sviluppo futuro è l'installazione di un VIV harvester a bordo di una bicicletta che sfrutti contemporaneamente le vibrazioni del moto e quelle del vento.

Altro uso possibile degli harvester con lastra piana potrebbe essere quello di affiancare altri tipi di impianti per la produzione di energia elettrica (come l'eolico) per riuscire a sfruttare anche le correnti d'aria di minore intensità che non riescono ad attivare l'impianto principale, anche per l'alimentazione di sensori [24]; essi fungerebbero quindi da impianto complementare.

## 11. BIBLIOGRAFIA

1. Facchinetti, de Langre, Biolley. “Coupling of structure and wake oscillators in vortex-induced vibrations”; *Journal of fluids and structures*; 2003. Pp. 123 – 140, 2004.
2. Wang, Geng, Ding, Zhu, Yurchenko. The state – of – the – art review on energy harvesting from flow induced vibrations. “*Applied Energy*”; Science Direct; 2020.01.10
3. Priya, Inman. “*Energy Harvesting Technology*”. Springer; 2009.
4. Hu, Herr. “Characteristics of wall pressure fluctuations for a flat plate turbulent boundary layer with pressure gradients”. *Aeroacoustic Conference*. Crossmark; 2016.06.01. AIAA 2016-2749.
5. Azadeh-Ranjbar, Elvin, Andreopoulos. “Vortex-induced vibration of finite-length circular cylinders with spanwise free-ends: Broadening the lock-in envelope”. *Physics of fluids*, AIP Publishing, 2018.10.22.
6. Hobeck, Inman. “Artificial piezoelectric grass for energy harvesting from turbulence-induced vibration”. *Smart materials and structures*. Iop publishing; 2012. DOI: 10.1088/0964-1726/21/10/105024.
7. Dai, Abdelkefi, Wang. “Theoretical modeling and nonlinear analysis of piezoelectric energy harvesting from vortex-induced vibrations”. *Journal of intelligent material system and structure*; 2014. Vol. 25 (14) – 1861 – 1874. DOI: 10.1177/1045389X14538329; jim.sagepub.com
8. Dai, Abdelkefi, Yan, Wang. “Orientation of bluff body for designing efficient energy harvesters from vortex-induced vibrations”. *Applied Physical letters*. AIP Publishing; 2016.02.04.
9. Goswami, Scanlan, Jones. “Vortex Induced Vibrations of circular cylinders”. *Journal of Engineering Mechanics*; 1993.
10. *Aerodinamica sperimentale per un cilindro a sezione circolare in presenza di coperture forate*; tesi di Carpanelli e Setti, relatore prof. Alberto Zasso; Politecnico di Milano; 2013.
11. Tommasino, Moro, de Pablo Corona, Vandi, Baietta, Pracucci e Doria. “Optimization of a piezoelectric wind-excited cantilever for energy harvesting from Facades”. Springer; AGI 2022. IFToMMItaly 2022, MMS122, pp. 848 – 856, 2022.
12. Assi, Bearman, Kitney. “Low-drag solutions for suppressing vortex-induced vibration of circular cylinders”. *Journal of fluids and structures*; 2008.11.07. JFS 25(2009) 666-675.
13. Dhanwani, Sarkar, Patnaik. “Lumped parameter models of vortex-induced vibration with application to the design of aquatic energy harvester”. *Journal of fluids and structures*; 2013. JFS 43 (2013) 302 – 324.
14. Gabbai, Benaroya. “An overview of modeling and experiments of vortex-induced vibration of circular cylinders”. *Journal of sound and vibrations*; 2004.11.11. JSV 282 (2005) 575 – 616.
15. Akaydin, Elvis, Andreopoulos. “Experimental study of a self-excited piezoelectric energy harvester”. SMASIS2010 - 3729; 2010.10.01.
16. Munson, Okiishi, Huebsch, Rothmayer. “Meccanica dei fluidi”. *Città studi edizione*; 2013
17. Tommasino, Tonan, Moro, Doria. “Identification of the Piezoelectric properties of materials from impulsive tests on cantilever harvesters”. ASME IDETC, vol. 87400: p. V012T12A005.2023. American Society of mechanical engineers.
18. So, Wang, Xie, Zhu. “Free stream turbulence effects on vortex induced vibration and flow induced force of an elastic cylinder”. *Journal of fluids and structures*. Vol. 24 no. 4 (2008): pp. 481 – 495.

19. Basso Roberto. “Elementi di Meccanica delle vibrazioni”. *Edizioni Progetto*. 2014
20. Appunti del corso di Meccanica delle Vibrazioni del corso di Laurea Magistrale del prof. Alberto Doria. AA. 2021 – 2022.
21. Daochun Lia, Yining Wu a, Andrea Da Ronch b, Jinwu Xiang. “ Energy harvesting by means of flow-induced vibrations on aerospace vehicles”. *Progress in Aerospace Sciences, Elsevier, 2016*.
22. Zou, Yang, Liu, Zhang, Xia. “Performance enhancement of the wavy cylinder- based piezoelectric wind energy harvester with different wave-shaped attachments”. 2023. Elsevier Energy reports 9 (2023) 5965 – 5976.
23. Bortolotto Alessandro. “Recupero di energia dalle vibrazioni di superfici investite dal vento tramite assorbitori dinamici piezoelettrici” . Relatore Alberto Doria – 2023.
24. Nakamura, Ohya, Tsuruta. “Experiments on vortex shedding from flat plates with square leading and trailing edges”. *J. Fluid Mech.* (1991) Vol. 222, pp. 437 – 447.
25. Borri, Pastò. “Lezioni di ingegneria del vento”. *Firenze University Press*. 2006 ISBN 13:978-88-8453-533-7 (online); ISBN 13:978-88-8453-534-4 (print).

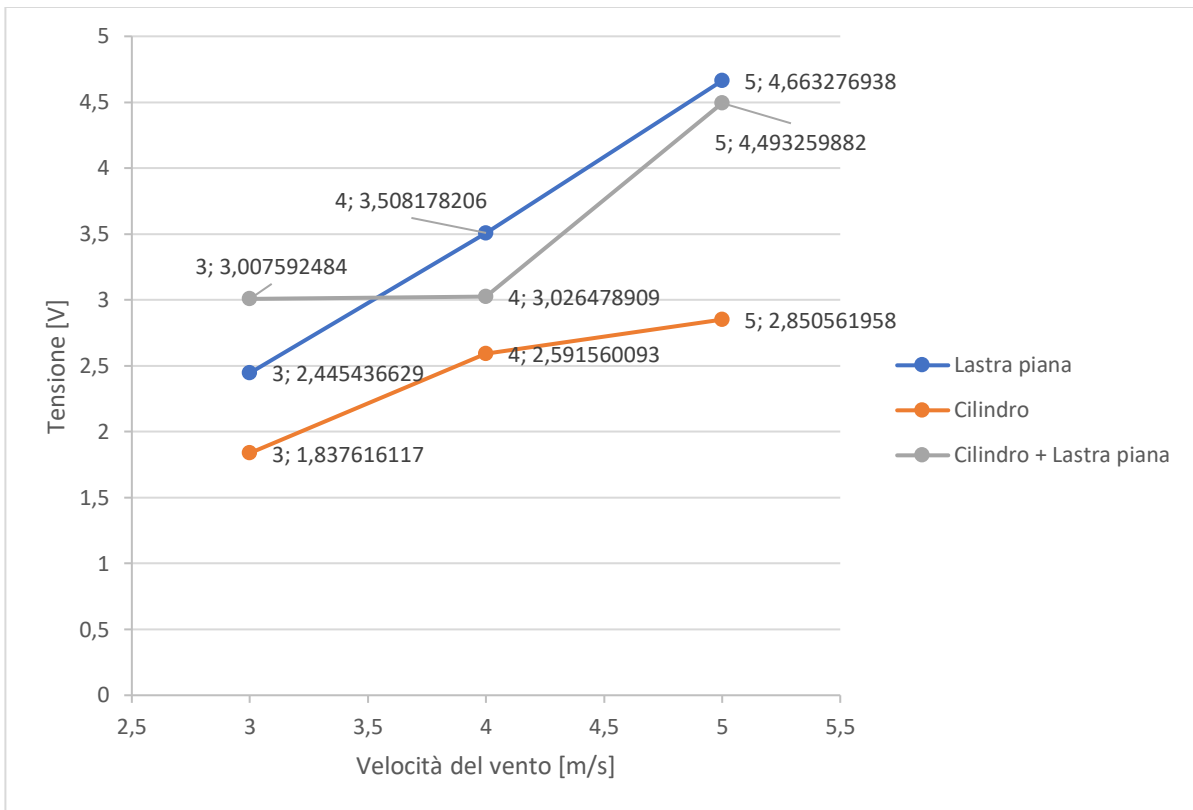
## **12. APPENDICE: TEST CON 2 HARVESTER COLLEGATI IN SERIE**

Dopo i test precedenti, si è provato a migliorare la tensione alternata generata connettendo in serie due harvester, uno col bluff body e l’altro con la lastra piana. Il problema principale di tale connessione è lo sfasamento tra i due generatori di tensione che non vibrano con la stessa frequenza; inoltre il collegamento tra i due generatori risulta realizzato solo con un conduttore collegato ai corrispettivi elettrodi al fine di mantenere una serie in cui le tensioni si sommano.

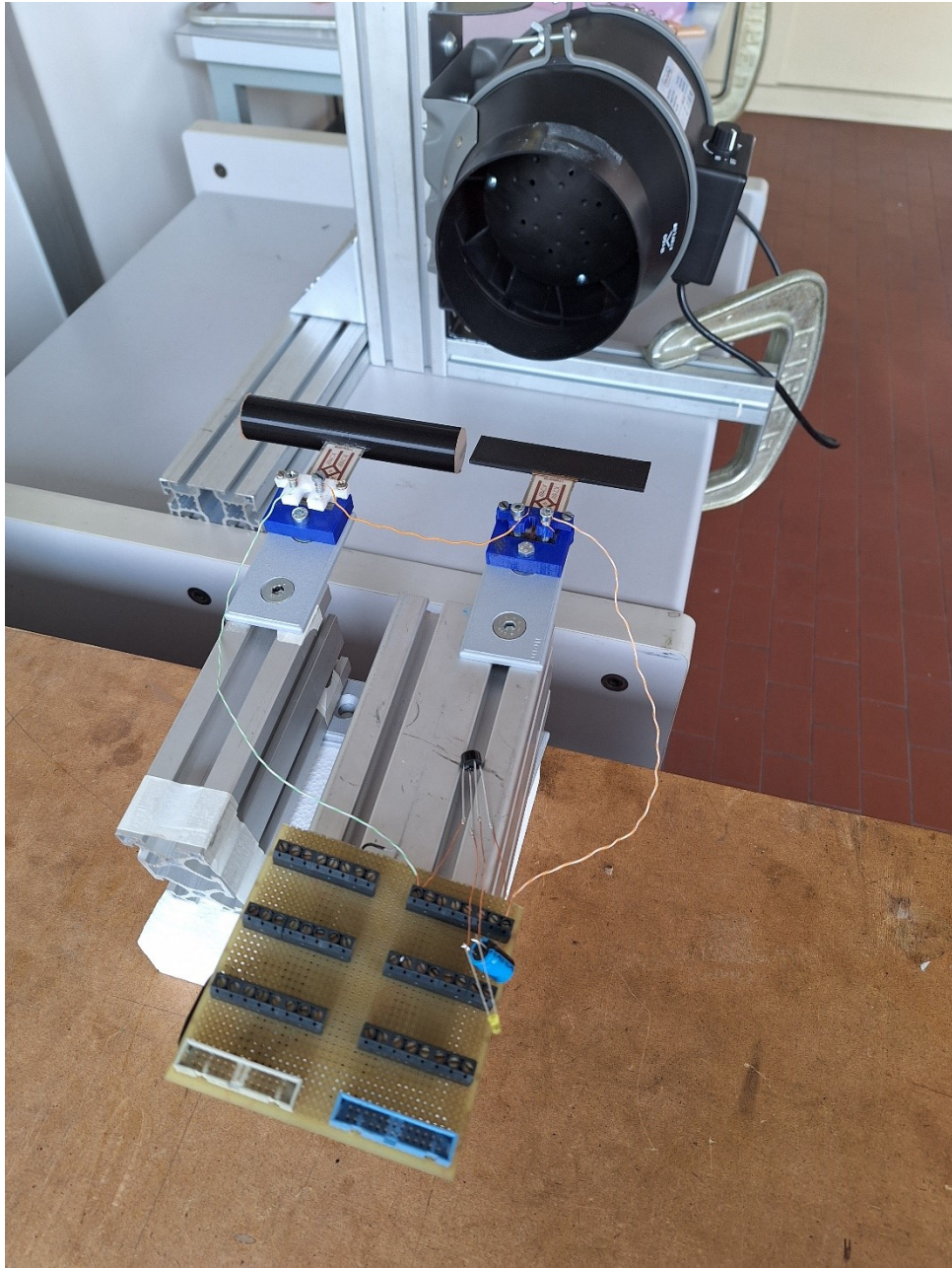
Il risultato ottenuto è che a basse velocità del vento la tensione generata è più alta di quella ottenuta con un singolo generatore ma all’aumentare della velocità dell’aria, lo sfasamento tra i due harvester produce interferenze significative che non migliora la tensione ottenuta con un solo harvester e questa tende ad aumentare in modo irregolare. Non è da escludere che con la realizzazione di un circuito elettrico più performante e maggiormente ottimizzato si possa ottenere un risultato migliore.

Ciò che di più interessante è scaturito da questa prova è proprio ciò che accade alle basse velocità, con una tensione efficace risultante decisamente maggiore di quella prodotta dai singoli generatori e che meglio permetterebbe di sfruttare l’andamento delle correnti qualora il campo di velocità sugli oscillatori fosse molto più irregolare (in altre parole essi coprirebbero uno spazio maggiore, se il loro utilizzo previsto fosse l’intercettazione del vento all’esterno, foto 12).

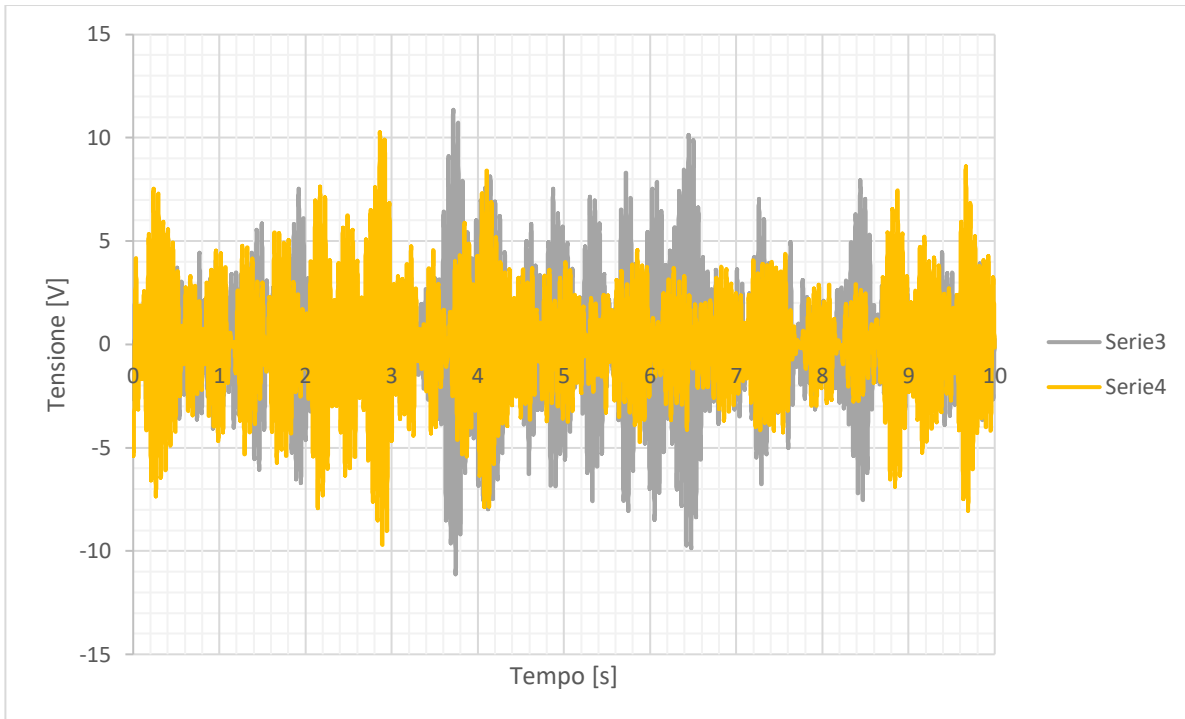




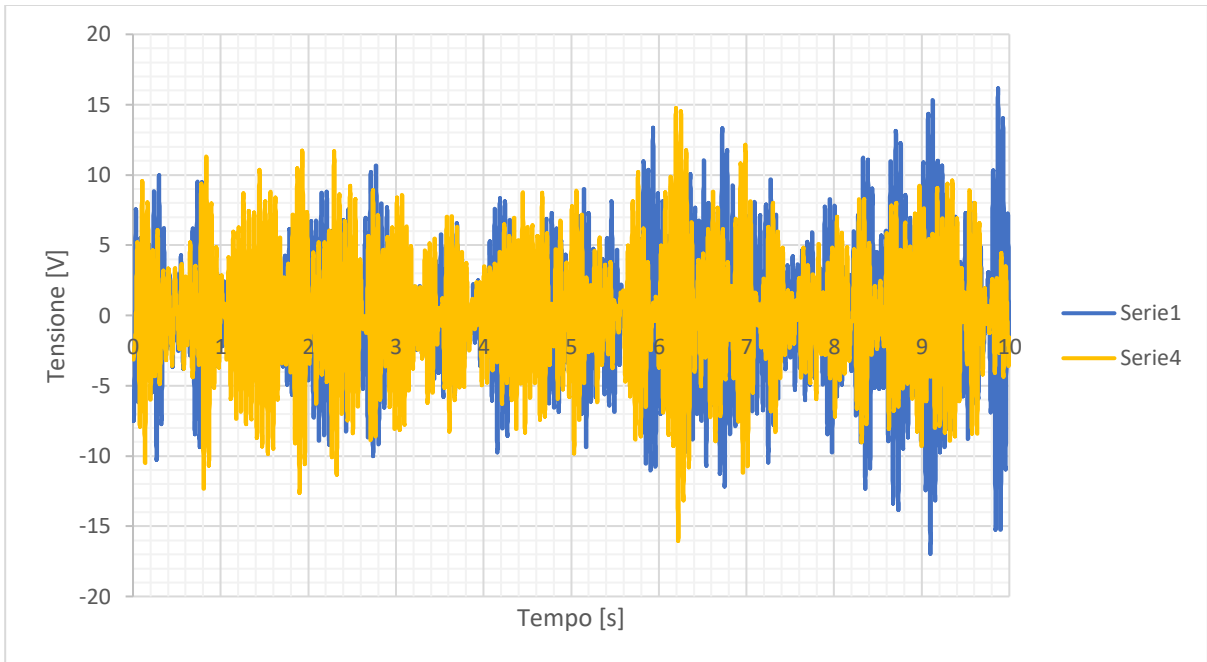
*Figura 83: confronto tra i singoli generatori e l'accoppiamento in serie di entrambi. Si evince dal grafico che a bassa velocità (< 3 m/s) è possibile mantenere una tensione a vuoto del circuito generalmente più alta ma le interferenze alla fine peggiorano il rendimento rispetto alla singola lastra piana (anche se di poco)*



*Foto 12: harvester PPA1001 connessi in serie e posti davanti al ventilatore.*



*Figura 84: andamento della tensione generata dai due harvester in serie misurata a 3 m/s. Si nota subito l'influenza dei battimenti dovuta allo sfasamento dei due generatori che però mantiene il livello medio di tensione attorno ai 3 V (sono state sovrapposte le prove 3 e 4 per chiarezza di lettura)*



*Figura 85: andamento della tensione a 5 m/s. Con l'aumento della velocità del vento l'interferenza dello sfasamento cresce creando delle zone di "vuoto" più ampie, in cui le tensioni generate tendono ad annullarsi a vicenda. Questo fenomeno, però, viene in parte compensato dai picchi sempre più elevati e quindi la media risultante sarà comunque elevata.*

### 13. RINGRAZIAMENTI

*Al termine delle attività relative a questa tesi, si desidera ringraziare sentitamente coloro che hanno attivamente contribuito alla sua realizzazione:*

*il docente titolare di Meccanica delle Vibrazioni nel corso di laurea magistrale di ingegneria meccanica, professor Alberto Doria;*

*il dottor Alberto Pasetto, correlatore del medesimo studio;*

*la ditta Saceb Italia s.r.l. fornitrice dei componenti elettronici impiegati per i test di potenza elettrica.*