



**Politecnico
di Torino**

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria
Energetica e Nucleare | LM-30

Progettazione e gestione di impianti energetici

Tesi di Laurea Magistrale

Studio e test di sistemi PECS a scambio convettivo

Relatori:

Prof. Marco Perino

Prof. Vincenzo Maria Gentile

Candidato:

Alessio Laura

A.A. 2025/2026

Abstract

Il crescente fabbisogno energetico globale e la necessità di ridurre l'impatto ambientale del settore edilizio impongono una revisione critica delle strategie di climatizzazione degli ambienti interni. I sistemi HVAC tradizionali, progettati secondo l'approccio del "perfect mixing" per garantire condizioni uniformi nell'intero volume occupato, si rivelano spesso energivori e poco flessibili nel rispondere alle preferenze termiche individuali e alle esigenze della rete elettrica. Le stime attuali indicano che una quota significativa del consumo energetico negli edifici è destinata al mantenimento del comfort, spesso climatizzando spazi vuoti o sovra-raffrescando gli ambienti per soddisfare i requisiti più stringenti. In questo scenario, i *Personalised Environmental Control Systems* (PECS) emergono come una soluzione alternativa, spostando l'obiettivo dal condizionamento dell'ambiente al condizionamento della persona.

Il presente lavoro di tesi si focalizza sullo sviluppo e la validazione sperimentale di un sistema *Ventilation PECS* a scrivania per la stagione di raffrescamento, adatto ad ambienti adibiti ad uso ufficio, basato sull'impiego di ventilatori assiali a basso consumo energetico (potenza $\cong 6$ W). Il dispositivo proposto sfrutta getti d'aria isoterma per incrementare gli scambi termici convettivi locali al fine di garantire una condizione di comfort attraverso il movimento dell'aria. L'obiettivo principale è quantificare la capacità del sistema di mantenere condizioni di comfort termico soddisfacenti anche in presenza di temperature ambientali elevate, permettendo così di innalzare il set-point dei sistemi HVAC di base e dunque conseguire un risparmio energetico.

Lo studio si articola in due fasi distinte e complementari. La prima fase ha riguardato la caratterizzazione fisica e aerodinamica della postazione e del getto d'aria. Attraverso l'uso di anemometri a elica e a ultrasuoni, è stata effettuata una mappatura dettagliata del campo di velocità generato nel micro-ambiente, anche

interponendo un manichino per valutare l'interazione tra il flusso incidente e la sagoma dell'occupante, analizzando il comportamento del getto d'aria al variare della tensione di alimentazione e quindi della portata sviluppata.

La seconda fase sperimentale ha previsto una campagna di test soggettivi condotta all'interno di una camera climatica, coinvolgendo un campione di 12 volontari. I soggetti sono stati esposti a tre differenti condizioni di temperatura dell'ambiente, fissate rispettivamente a 27°C, 28°C e 30°C, rappresentative di scenari estivi con set-point di temperatura rilassati. Durante le sessioni, sono state raccolte le valutazioni percettive riguardanti la sensazione termica, il comfort e l'accettabilità dell'ambiente, correlandole all'utilizzo del sistema PECS.

I risultati ottenuti dimostrano l'efficacia del raffrescamento convettivo localizzato: il sistema ha permesso di compensare l'aumento della temperatura ambiente, mantenendo la sensazione termica degli occupanti in un range di neutralità anche a 28°C e mitigando significativamente il disagio a 30°C; tuttavia sono emersi temi di discomfort a causa del getto estremamente localizzato e delle velocità troppo elevate. Lo studio dunque promuove l'integrazione di dispositivi *Ventilation PECS* isotermi come una strategia promettente per migliorare il comfort termico degli occupanti e promuovere efficienza e flessibilità energetica negli uffici moderni.

Abstract

Growing global energy demand and the need to reduce the environmental impact of the building sector require a critical review of indoor climate control strategies. Traditional HVAC systems, designed according to the "perfect mixing" approach to ensure uniform conditions throughout the entire occupied volume, often prove to be energy-intensive and inflexible in responding to individual thermal preferences and grid requirements. Current estimates indicate that a significant portion of energy consumption in buildings is dedicated to maintaining comfort, often by conditioning empty spaces or overcooling rooms to meet more stringent requirements. In this scenario, Personalized Environmental Control Systems (PECS) emerge as an alternative solution, shifting the focus from conditioning the environment to conditioning the individual.

This thesis focuses on the development and experimental validation of a desktop-based Ventilation PECS system for the cooling season, suitable for office environments, based on the use of low-energy axial fans (power $\cong 6$ W). The proposed device uses isothermal air jets to increase local convective heat exchange, ensuring comfort through air movement. The primary objective is to quantify the system's ability to maintain satisfactory thermal comfort even at high ambient temperatures, thus allowing the set-point of the basic HVAC systems to be raised and thus achieving energy savings.

The study is divided into two distinct and complementary phases. The first phase involved the physical and aerodynamic characterization of the workstation and the air jet. Using vane and ultrasonic anemometers, a detailed mapping of the velocity field generated in the microenvironment was performed. A manikin was also used to assess the interaction between the incident flow and the occupant's shape, analyzing the air jet's behavior as the power supply voltage and thus the flow rate developed vary.

The second experimental phase involved a series of subjective tests conducted within a climate chamber, involving a sample of 12 volunteers. Subjects were exposed to three different ambient temperature conditions, set at 27°C, 28°C, and 30°C, respectively, representing summer scenarios with relaxed temperature setpoints. During the sessions, perceptual ratings of thermal sensation, comfort, and environmental acceptability were collected, correlating them with the use of the PECS system.

The results demonstrate the effectiveness of localized convective cooling: the system compensated for the increase in ambient temperature, maintaining occupants' thermal sensation within a neutral range even at 28°C and significantly mitigating discomfort at 30°C. However, concerns about discomfort arose due to the extremely localized jet and excessively high air velocities. The study therefore supports the integration of isothermal Ventilation PECS devices as a promising strategy for improving occupant thermal comfort and promoting energy efficiency and flexibility in modern offices.

Indice

1. Introduzione	12
2. Personalised Environmental Control System (PECS)	14
2.1. Generalità e classificazione	14
2.2. Metriche di valutazione	18
2.3. Stato dell'arte	20
2.4. Necessità di ricerca	22
3. Caso studio: PECS convettivi per il comfort nel periodo estivo	24
4. Caratterizzazione postazione PECS	28
4.1. Metodologia	28
4.1.1. Test di portata	29
4.1.2. Test sulla velocità dell'aria	31
4.1.2.1. Prima configurazione – mappatura della postazione	32
4.1.2.2. Seconda configurazione - linea media del getto	35
4.1.2.3. Terza configurazione – prova con manichino	37
4.1.2.4. Quarta configurazione – prova in camera climatica	38
4.2. Risultati Caratterizzazione	39
4.2.1. Test di portata	39
4.2.2. Test sulla velocità dell'aria	40
4.2.2.1. Prima configurazione: mappatura della postazione	40
4.2.2.2. Seconda configurazione - linea media del getto	47
4.2.2.3. Terza configurazione – prova con manichino	62
4.2.2.4. Quarta configurazione – prova in camera climatica	67
5. Capacità di raffrescamento teorica	71

6. Prova di comfort soggettivo in camera termostatica	84
6.1. Metodologia	85
6.2. Analisi del campione di soggetti testato	86
6.3. Risultati	87
6.3.1. Sensazione termica	88
6.3.2. Comfort termico	91
6.3.3. Percezione del movimento dell'aria	94
6.3.4. Preferenza sul movimento dell'aria	97
6.3.5. Accettabilità e fonti di discomfort alternative	102
7. Discussione	104
8. Conclusione	106
Appendice A	108
Appendice B	109
Appendice C	115
Appendice D	119
Riferimenti	125

Indice delle Figure

<i>Figura 1: schematizzazione della strategia di "perfect mixing" per la climatizzazione</i>	13
<i>Figura 2: rappresentazione schematica del funzionamento e della divisione nelle 3 zone di un sistema PECS: corpo umano, micro-environment e back-environment</i>	16
<i>Figura 3: Ventilatore assiale SUNON MEC0382V2-000U-A99</i>	26
<i>Figura 4: postazione tipo con l'implementazione del ventilatore da scrivania</i>	27
<i>Figura 5: Desk fan e variatore di tensione</i>	29
<i>Figura 6: Postazione per i test sulla portata d'aria del ventilatore</i>	30
<i>Figura 7: Anemometro ad elica Testo</i>	30
<i>Figura 8: anemometro ad ultrasuoni per la misura della velocità dell'aria</i>	32
<i>Figura 9: postazione suddivisa in punti per il primo test sulla velocità dell'aria</i>	33
<i>Figura 10: prima configurazione per i test di velocità</i>	34
<i>Figura 11: angoli theta e phi con i tre assi direzionali</i>	35
<i>Figura 12: postazione per la seconda configurazione dei test e schema funzionale</i>	36
<i>Figura 13: Test di velocità in presenza di un manichino con ventilatore in diagonale</i>	37
<i>Figura 14: postazione della scrivania per il confronto in camera climatica</i>	38
<i>Figura 15: curva caratteristica della portata d'aria generata al variare della tensione di alimentazione</i>	40
<i>Figura 16: Mappatura della velocità dell'aria sulla postazione con il ventilatore spento</i>	41
<i>Figura 17: Mappatura della velocità dell'aria sulla postazione al livello di carico minimo</i>	42
<i>Figura 18: Mappatura della velocità dell'aria sulla postazione al livello di carico 20%</i>	42
<i>Figura 19: Mappatura della velocità dell'aria sulla postazione al livello di carico 40%</i>	43
<i>Figura 20: Mappatura della velocità dell'aria sulla postazione al livello di carico massimo</i>	43
<i>Figura 21: distribuzione in frequenza dati acquisiti e distribuzione normale associata del punto E</i>	45
<i>Figura 22: distribuzione in frequenza dati acquisiti e distribuzione normale associata del punto I</i>	45

<i>Figura 23: distribuzione in frequenza dati acquisiti e distribuzione normale associata del punto O</i>	46
<i>Figura 24: distribuzione in frequenza dati acquisiti e distribuzione normale associata del punto T</i>	46
<i>Figura 25: linea media del getto al livello di carico minimo</i>	49
<i>Figura 26: linea media del getto al livello di carico 20%</i>	50
<i>Figura 27: linea media del getto al livello di carico 40%</i>	50
<i>Figura 28: linea media del getto al livello di carico massimo</i>	51
<i>Figura 29: equazioni caratteristiche della linea media del getto a confronto</i>	52
<i>Figura 30: decadimento in direzione perpendicolare al getto a 40 cm di distanza al livello di carico minimo</i>	54
<i>Figura 31: decadimento in direzione perpendicolare al getto a 40 cm di distanza al livello di carico 20%</i>	54
<i>Figura 32: decadimento in direzione perpendicolare al getto a 40 cm di distanza al livello di carico 40%</i>	55
<i>Figura 33: decadimento in direzione perpendicolare al getto a 40 cm di distanza al livello di carico massimo</i>	55
<i>Figura 34: decadimento in direzione perpendicolare al getto a 80 cm di distanza al livello di carico minimo</i>	57
<i>Figura 35: decadimento in direzione perpendicolare al getto a 80 cm di distanza al livello di carico 20%</i>	57
<i>Figura 36: decadimento in direzione perpendicolare al getto a 80 cm di distanza al livello di carico 40%</i>	58
<i>Figura 37: decadimento in direzione perpendicolare al getto a 80 cm di distanza al livello di carico massimo</i>	58
<i>Figura 38: funzione della velocità nel piano della scrivania al livello di carico minimo</i>	60
<i>Figura 39: funzione della velocità nel piano della scrivania al livello di carico 20%</i>	60
<i>Figura 40: funzione della velocità nel piano della scrivania al livello di carico 40%</i>	61
<i>Figura 41: funzione della velocità nel piano della scrivania al livello di carico massimo</i>	61

<i>Figura 42: differenza relativa della velocità dell'aria nei punti M,N,O,P e Q tra prova a vuoto e a carico</i>	63
<i>Figura 43:differenza relativa dell'angolo theta nei punti M,N,O,P e Q tra prova a vuoto e a carico</i>	64
<i>Figura 44:differenza relativa dell'angolo phi nei punti M,N,O,P e Q tra prova a vuoto e a carico</i>	64
<i>Figura 45: Mappatura della velocità nella prova a carico sulla postazione al minimo</i>	65
<i>Figura 46: Mappatura della velocità nella prova a carico sulla postazione al 20%</i>	66
<i>Figura 47: Mappatura della velocità nella prova a carico sulla postazione al 40%</i>	66
<i>Figura 48: Mappatura della velocità nella prova a carico sulla postazione al massimo</i>	67
<i>Figura 49: differenza relativa della velocità tra prova in camera climatica e in ambiente libero</i>	69
<i>Figura 50:differenza relativa di theta tra prova in camera climatica e in ambiente libero</i>	69
<i>Figura 51: differenza relativa di phi tra prova in camera climatica e in ambiente libero</i>	70
<i>Figura 52: variazione del coefficiente di scambio termico convettivo con la velocità dell'aria</i>	72
<i>Figura 53: COP e PMV in funzione di hc a 27°C</i>	75
<i>Figura 54: COP e PMV in funzione di hc a 28°C</i>	75
<i>Figura 55: COP e PMV in funzione di hc a 30°C</i>	76
<i>Figura 56: Postazione PECS dall'alto e dal basso</i>	77
<i>Figura 57: Schematizzazione delle parti del corpo per l'analisi della postazione</i>	78
<i>Figura 58: Voti sensazione termica per la prova a 27°C</i>	88
<i>Figura 59: Voti sensazione termica per la prova a 28°C</i>	88
<i>Figura 60: Voti sensazione termica per la prova a 30°C</i>	89
<i>Figura 61: Media dei voti della sensazione termica nelle varie fasi della prova</i>	90
<i>Figura 62: Voti comfort termico per la prova a 27°C</i>	91
<i>Figura 63: Voti comfort termico per la prova a 28°C</i>	91
<i>Figura 64: Voti comfort termico per la prova a 30°C</i>	92
<i>Figura 65: Media dei voti per il comfort termico nelle varie fasi della prova</i>	93
	10

<i>Figura 66: Voti percezione del movimento dell'aria per la prova a 27°C</i>	94
<i>Figura 67: Voti percezione del movimento dell'aria per la prova a 28°C</i>	94
<i>Figura 68: Voti percezione del movimento dell'aria per la prova a 30°C</i>	95
<i>Figura 69: Media dei voti riguardo la percezione del movimento dell'aria nelle varie fasi della prova</i>	96
<i>Figura 70: Voti preferenza del movimento dell'aria per la prova a 27°C</i>	97
<i>Figura 71: Voti preferenza del movimento dell'aria per la prova a 28°C</i>	98
<i>Figura 72: Voti preferenza del movimento dell'aria per la prova a 30°C</i>	98
<i>Figura 73: Media dei voti riguardo la preferenza sul movimento dell'aria nelle varie fasi della prova</i>	100

1. Introduzione

Negli ultimi anni l'attenzione verso i temi di sostenibilità e flessibilità energetica è aumentata in modo esponenziale grazie alla sempre maggiore importanza che viene attribuita alle tematiche ambientali. Le stime fornite dall'Agenzia Internazionale dell'Energia evidenziano come una parte considerevole della domanda energetica mondiale sia legata al mantenimento delle condizioni di comfort negli ambienti interni, in particolare attraverso l'uso di sistemi di riscaldamento, ventilazione e condizionamento (HVAC) [1]. A livello residenziale i sistemi tradizionali HVAC contribuiscono al consumo energetico totale per circa il 38% mentre nel settore industriale circa per il 47%, totalizzando a livello globale circa un 38% della spesa energetica mondiale [2]. Tali sistemi, se da un lato hanno permesso di garantire livelli accettabili di benessere e qualità dell'aria, dall'altro comportano consumi elevati e una gestione poco flessibile, in quanto progettati per offrire condizioni uniformi nell'intero volume di un edificio tramite la strategia del "perfect mixing" (**Figura 1**), indipendentemente dal reale utilizzo degli spazi [3]. Si vanno dunque a climatizzare gli spazi piuttosto che i reali occupanti della zona; dunque, il consumo energetico è solo in piccola parte legato all'occupazione dell'ambiente [4]. Da queste stime si evince subito la concreta necessità di ridurre al massimo gli eccessivi sprechi energetici legati a questi sistemi tradizionali [5], [6], [7], [8], atenzionando sia l'aspetto economico che quello ambientale e attribuendo una maggiore importanza al reale utilizzo dell'edificio. Questa impostazione tradizionale presenta diversi limiti: il condizionamento di ambienti non occupati, l'incapacità di rispondere alle differenze individuali di percezione del comfort e la difficoltà nel raggiungere una completa soddisfazione degli occupanti.

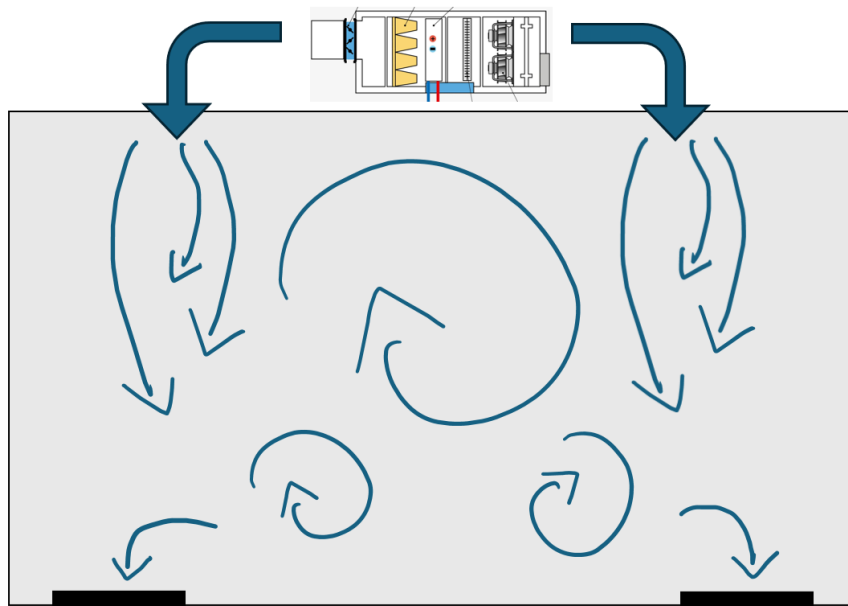


Figura 1: schematizzazione della strategia di "perfect mixing" per la climatizzazione

Studi recenti mostrano infatti che, anche nelle migliori condizioni operative, i sistemi centralizzati riescono a soddisfare solo una parte della popolazione, raggiungendo al massimo una percentuale di persone soddisfatte (PPD) dell'80% [9], [10]. A ciò si aggiunge il problema dell'impatto ambientale, connesso alle emissioni di gas serra derivanti dall'elevato fabbisogno energetico e la limitata efficacia nel riuscire a smaltire la presenza di inquinanti nell'aria [11], [12], [13].

Per rispondere a queste criticità, è necessario spostare il focus della climatizzazione dal livello di ambiente a quello del singolo occupante, come viene ben riassunto dall'assioma "making people comfortable not rooms" [14]. Nascono così i *Personalised Environmental Control Systems "PECS"*. Con questo termine si indicano sistemi e dispositivi che mirano a fornire un controllo personalizzato delle condizioni ambientali direttamente nello spazio occupato dal singolo individuo, ribaltando così il paradigma tradizionale dei sistemi HVAC [11], [15], [16], [17], [18]. Questi particolari sistemi rappresentano l'oggetto del presente studio.

2. Personalised Environmental Control System (PECS)

2.1. Generalità e classificazione

Lo scopo dei sistemi PECS è quello di generare un ambiente con condizioni non uniformi di temperatura, umidità, ventilazione, illuminazione, rumorosità o una combinazione di questi, con il fine di ottenere delle micro-aree di comfort, all'interno di cui sono presenti gli occupanti. Questo permette di ottenere una situazione tipo in cui l'ambiente generico viene mantenuto in una condizione dove normalmente non sarebbe possibile mantenere il comfort per una persona, sostenendo dunque un risparmio economico sul condizionamento generale dell'ambiente, mentre gli occupanti vengono mantenuti in una condizione di comfort grazie all'azione dei sistemi PECS all'interno delle loro zone di azione, a fronte di un consumo estremamente ridotto da parte di questi dispositivi rispetto a quelli tradizionali.

In base al tipo di PECS, essi consentono agli utenti di avere controllo su fattori come temperatura, ventilazione, comfort visivo e perfino acustico in base alle proprie esigenze. Questa possibilità non solo aumenta la soddisfazione percepita, ma apre scenari significativi in termini di risparmio energetico: concentrando l'azione di condizionamento solo nelle zone realmente utilizzate, è possibile ridurre i consumi complessivi senza sacrificare la qualità dell'esperienza abitativa, soprattutto in casi dove è presente un pattern di occupazione estremamente variabile.

La letteratura scientifica degli ultimi anni ha documentato numerosi benefici legati all'adozione dei PECS nell'ambito della climatizzazione degli edifici. Dal punto di vista del comfort termico, questi sistemi permettono di creare microambienti personalizzati (micro-environment) in grado di rispondere alle differenze individuali in termini di metabolismo, abbigliamento e preferenze personali [16], [19]. Per quanto riguarda la qualità dell'aria, l'introduzione di sistemi di ventilazione

localizzati riduce l'esposizione a inquinanti e contaminanti, con potenziali effetti positivi anche sulla salute [17], [18]. Ulteriori studi hanno inoltre evidenziato un incremento della produttività negli ambienti di lavoro, legato sia ad un miglioramento delle condizioni fisiologiche, sia alla percezione psicologica di poter controllare il proprio ambiente [20],[21].

Dal punto di vista energetico, l'integrazione dei PECS con i sistemi HVAC di background consente ad essi di "rilassare" l'intervallo dei set-point di temperatura, aumentando contemporaneamente il comfort e ottenendo risparmi potenziali che in alcuni casi superano il 30-40% [22]. Questa flessibilità si traduce in edifici più sostenibili e in grado di contribuire in maniera concreta alla mitigazione dei cambiamenti climatici. In questo caso il sistema tradizionale HVAC va a climatizzare l'intero ambiente non con lo scopo di creare il giusto comfort per gli occupanti bensì con quello di creare un ambiente circostante che permetta al PECS di ottenere tale condizione. Esso va quindi ad agire in un ambiente molto ristretto denominato "micro-environment", che viene definito proprio come il volume attorno all'occupante direttamente interessato dal dispositivo PECS e dove le proprietà fisiche sono largamente influenzate da esso. Il volume restante viene di conseguenza definito come "background-environment", cioè la porzione di spazio non direttamente interessata dal PECS e su cui agisce il sistema HVAC (**Figura 2**).

Anche l'aspetto sociale e psicologico non deve essere trascurato: diversi studi dimostrano che la sola possibilità di controllare il proprio micro-environment aumenta la soddisfazione degli occupanti, indipendentemente dall'effettivo utilizzo delle funzionalità disponibili. Questo fenomeno suggerisce che i PECS non hanno solo un valore tecnologico, ma anche un forte impatto sul benessere percepito e sulla qualità della vita negli ambienti costruiti [20].

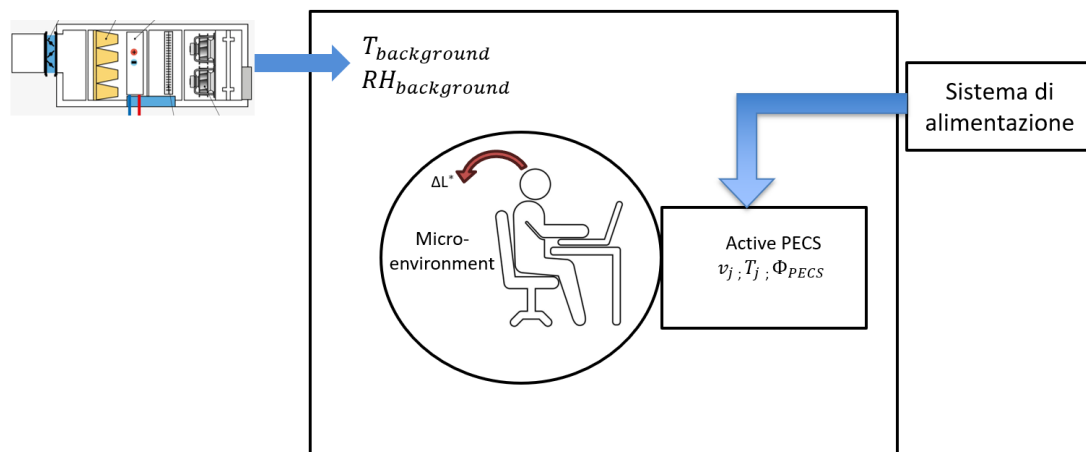


Figura 2: rappresentazione schematica del funzionamento e della divisione nelle 3 zone di un sistema PECS: corpo umano, micro-environment e back-environment

All'interno del termine "PECS", nell'ambito della climatizzazione, sono presenti dei sistemi che si differenziano tra loro in base alla dimensione dello spazio controllato [14]:

- **TACS** (Task Ambient Conditioning Systems): sistemi progettati per condizionare l'area dedicata a una specifica attività (il *task*, ad esempio la scrivania). Rispetto ad altre tecnologie personalizzate, i TACS sono inclini a stabilire un micro-environment relativamente più ampio intorno all'occupante [23];
- **PCS** (Personal Comfort Systems): a differenza dei TACS, l'obiettivo di questi sistemi è ridurre al minimo le dimensioni del micro-environment, avvicinando il controllo climatico (principalmente termico) molto di più al corpo umano [24],[25];
- **PV** (Personalized Ventilation): Agiscono a una distanza dal corpo simile a quella dei PCS, ma a differenza di questi, utilizzano dei dispositivi di ventilazione che aggiungono un focus specifico sul miglioramento della qualità dell'aria inalata. Forniscono aria esterna pulita e fresca accorciando la

distanza tra i terminali di erogazione e l'occupante, immettendo il flusso direttamente nella "zona di respirazione" [18];

- **PTMS** (Personal Thermal Management Systems): Rappresentano il livello estremo di vicinanza all'utente. Questi sistemi superano il concetto stesso di "micro-environment" circostante, poiché sono progettati per erogare energia termica e flussi di massa direttamente a contatto con il corpo umano o in sua estrema prossimità. Un esempio tipico di PTMS sono le tecnologie indossabili, come giubbotti ventilati o indumenti che integrano materiali a cambiamento di fase (PCM) [26].

Due ulteriori classificazioni possono essere effettuate: una in base al tipo di scambio termico attraverso cui viene espletata l'azione del PECS, quindi conduzione, convezione o irraggiamento [27]; la seconda in base alla funzione del sistema [28]:

- **Heating PECS**: usati in ambienti dove è necessario riscaldamento e dove è presente una temperatura interna compresa tra $10 \div 18 \text{ }^\circ\text{C}$. Il corpo o le zone interessate sono riscaldati per conduzione o irraggiamento, senza alcun flusso d'aria [22], [29], [30].
- **Heating and Ventilation PECS**: Usati sempre al fine di riscaldare il soggetto ma in questo caso si utilizzano anche dei flussi d'aria combinando scambi convettivi con scambi conduttivi e/o radiativi, in questo modo si ottiene un range di temperature che arriva fino ai 20°C e una migliore distribuzione del calore fornito [26].
- **Cooling PECS**: usati in ambienti dove è necessario raffreddamento e dove è presente una temperatura interna compresa tra $28 \div 32 \text{ }^\circ\text{C}$. Il corpo o le zone interessate sono raffreddati per conduzione o irraggiamento, senza alcun flusso d'aria.
- **Ventilation PECS**: vengono usati in ambienti dove è necessario raffreddamento, che avviene per mezzo di opportuni ventilatori/fan. Questi

sistemi operano in un range di temperatura che varia generalmente dai 27°C fino ai 30°C, con alcuni picchi che raggiungono i 32°C. In questo caso l'effetto di cooling non viene fornito dalla differenza di temperatura tra il getto d'aria e l'ambiente interno bensì è dato dall'aumento della velocità dell'aria in prossimità del soggetto che migliora lo scambio tra esso e l'aria circostante alla temperatura ambiente, aumentando il coefficiente di scambio convettivo. Effettuano quindi un'azione di "cooling isoterma". Per questa applicazione è necessario che la temperatura dell'aria sia inferiore a quella del corpo umano con cui scambia calore altrimenti l'effetto risultante sarebbe controproducente. Proprio questo aspetto rende i Ventilation PECS inadatti ad una situazione di heating in quanto, essendo il caso opposto, un aumento della velocità dell'aria porterebbe ad una dissipazione ancora maggiore del calore corporeo verso l'ambiente a causa di una temperatura interna troppo ridotta [31].

- **Cooling and Ventilation PECS:** Il range di temperature rimane lo stesso dei cooling PECS ma in questo caso vengono usati dei getti d'aria ad una temperatura minore rispetto a quella ambiente. In questo modo, oltre a migliorare l'efficienza dello scambio come nei Ventilation PECS, si ottiene anche una differenza di temperatura maggiore con il corpo umano che permette ad esso di dissipare maggiore calore [26], [32].

2.2. *Metriche di valutazione*

Nonostante i progressi compiuti, rimangono tuttavia aperte alcune sfide. Una delle principali riguarda le metriche di valutazione dei PECS che non sono ancora standardizzate, rendendo difficile confrontare le prestazioni di diversi dispositivi e tecnologie. In merito è stata stilata una possibile procedura di valutazione attraverso una definizione di efficienza che può essere applicata nel campo dei PECS mettendo in rapporto l'energia necessaria per climatizzare il micro-environment con quella che

sarebbe idealmente necessaria per climatizzare il solo soggetto in esame (ΔL^*), ottenendo una sorta di rendimento termico (η_{PECS})[14]. Efficienza e consumo dei dispositivi possono rappresentare un buon termine di paragone per questi sistemi. Il modo in cui i PECS interagiscono con i sistemi tradizionali suggerisce una ulteriore metrica per la valutazione delle prestazioni di questi dispositivi, ossia la quantificazione della riduzione del setpoint di temperatura ammissibile da parte del sistema HVAC grazie all'implementazione di uno o più dispositivi PECS; questo parametro viene chiamato "Temperature Correction Capacity" (TCC) ed è definito proprio come la differenza tra la temperatura effettiva nel caso senza PECS (ovvero la temperatura del background-environment) e la temperatura che dovrebbe avere lo stesso ambiente (mantenendo costanti tutti gli altri parametri che influenzano le condizioni di comfort termico) per fornire l'identica sensazione di neutralità ottenuta utilizzando il PECS" [14], [26]. Questo parametro si propone di sostituire il concetto di "Corrective Power" introdotto da *Zhang et al.* [33] che ha come unità di misura quella di una temperatura e rappresenta proprio la differenza di temperatura tra due ambienti con lo stesso livello di comfort termico: uno in cui si fa utilizzo di un sistema PECS e uno in cui invece non è presente (situazione tradizionale). Di fatto il significato è lo stesso ma questo termine non viene derivato da un bilancio energetico e non rappresenta una potenza, dunque risulta più corretto l'utilizzo del TCC come metrica di paragone. Quest'ultimo parametro risulta essere di carattere più pratico rispetto a quello di efficienza termica, in quanto fornisce subito un'idea del beneficio energetico apportato dal sistema; infatti, nel caso in cui si fosse a conoscenza del risparmio energetico legato al rilassamento di un singolo grado centigrado del setpoint di temperatura, grazie al TCC si può stimare il risparmio totale dovuto all'implementazione del sistema PECS. Una ulteriore metrica di efficienza può essere estratta dalla "Temperature Correction Capacity Efficiency" (TCCE), che rappresenta la potenza necessaria (da parte del sistema PECS) per conseguire 1°C (o K) di TCC e dunque il rapporto tra la potenza termica reale del PECS e la TCC [W/K] [14], [28].

Per quanto riguarda invece i PECS che agiscono sulla ventilazione, il cui scopo è dunque quello di migliorare la qualità dell'aria conseguendo al contempo un risparmio energetico, si utilizza una forma di efficienza (w_{PECS}) calcolata come il rapporto tra la dose minima teorica di inquinanti che verrebbe inalata in un sistema ideale (che fornisce aria pulita esattamente pari alla portata respiratoria dell'utente) e la dose reale di inquinanti inalata impiegando il dispositivo PECS [14]. È essenziale per calcolare quanto sia possibile ridurre la portata d'aria di background rispetto ai tradizionali sistemi di ventilazione a miscelazione [26].

2.3. *Stato dell'arte*

Lo stato dell'arte dei sistemi PECS comprende una vasta gamma di soluzioni tecnologiche progettate per interfacciarsi con il singolo occupante, scalabili dallo spazio architettonico fino al diretto contatto con il corpo. Per quanto riguarda i sistemi dominati dal fabbisogno di riscaldamento, la tecnologia si basa principalmente sullo scambio termico per conduzione e irraggiamento. Le soluzioni più consolidate includono le sedie riscaldate (generalmente dotate di resistenze elettriche nello schienale e nella seduta), i pannelli radianti locali (installati tipicamente sotto la scrivania o a pavimento), i tappetini termici, nonché accessori specifici e mirati come scaldapiedi, scaldagambe e scaldamani [18]. Per il raffrescamento e l'ottimizzazione della qualità dell'aria inalata, l'industria e la ricerca propongono diverse configurazioni di terminali convettivi e di Ventilazione Personalizzata (PV). I layout più diffusi sono i sistemi da scrivania: questi impiegano dispositivi come il pannello mobile rotondo (RMP) o le griglie verticali (VDG), studiati per erogare un getto di aria fresca e pulita mirato direttamente verso la zona di respirazione dell'occupante, solitamente posizionati a una distanza di 40-60 cm dal viso [34],[35]. Altre soluzioni altamente efficaci per il raffrescamento isotermico sono i ventilatori a soffitto e i ventilatori da tavolo o a piantana, che abbassano la temperatura percepita incrementando la velocità dell'aria locale e favorendo

l'evaporazione del sudore [27],[35],[37]. Molto versatili risultano i sistemi integrati nelle sedute, in cui piccole ventole o speciali ugelli diffusori (ad esempio, sistemi multi-getto direzionabili) vengono annegati all'interno della struttura della sedia o del poggiatesta [38],[39]. Le configurazioni si estendono anche ai sistemi a pavimento, che prelevano l'aria dal basso, ai sistemi integrati nei pannelli divisorii, tipici degli uffici open-space, e ai getti d'aria dall'alto, simili alle bocchette direzionali utilizzate negli aerei o nei treni [34], [38]. Estremizzando il concetto di scala personale, troviamo i sistemi indossabili (PTMS), i quali portano la regolazione a contatto con la pelle tramite indumenti ventilati, sistemi di raffreddamento a circolazione di liquido o dispositivi basati su celle termoelettriche (Peltier) [18],[28]. Infine, lo stato dell'arte moderno declina i sistemi PECS anche nel dominio del comfort acustico (Acoustic PECS). In questo ambito, le postazioni si arricchiscono di barriere acustiche attive (pannelli divisorii dotati di tecnologie per la cancellazione o il mascheramento del rumore), sedie con altoparlanti integrati nel poggiatesta, sofisticate cuffie intelligenti e persino lenti acustiche a metamateriali, concepite per direzionare o attenuare specifiche frequenze sonore all'interno di "bolle acustiche" ritagliate su misura per il lavoratore [40].

Una criticità di questi dispositivi, soprattutto per quelli che si occupano di raffrescamento tramite condizionamento aria, è rappresentata dalla loro alimentazione. Infatti, anche per sistemi a bassissima efficienza, difficilmente si superano i 500 W di potenza, motivo per cui risulta complesso implementare i PECS con i tradizionali sistemi di alimentazione. A questo proposito è stata testata la possibilità di alimentazione tramite dispositivi che sfruttano l'effetto Peltier, che risultano di facile funzionamento ed implementazione oltre che basso consumo [26]. Nonostante ciò, questa soluzione non risulta efficace, soprattutto in situazioni di cooling. Una possibile soluzione è stata identificata nell'implementazione di una micro-pompa di calore, ossia una macchina che sfrutta un sistema inverso a compressione di vapore, utilizzando un compressore miniaturizzato con un

assorbimento elettrico comparabile con quello di un fan elettrico, e dove è possibile utilizzare fluidi poco impattanti come il Propano (HC-290) (classe di infiammabilità A3) [28]. Attraverso questa strategia è possibile incontrare tutti i requisiti necessari, che sono:

- Range di potenza in linea con quello dei sistemi PECS;
- Compattezza, assenza di condotti/tubazioni, facilità nella distribuzione;
- Facile implementazione e mobilità all'interno di ambienti lavorativi;
- Buon livello di controllo dal lato dell'user;
- Nessuna necessità di riversare calore in ambiente esterno (fondamentale per il cooling);
- Riduzione/eliminazione dei rilasci di calore nell'ambiente interno (fondamentale per il cooling).

Un ulteriore ambito di ricerca riguarda lo studio dell'interazione tra i PECS e i sistemi di ventilazione naturale, che in determinate condizioni climatiche possono offrire vantaggi significativi a costo energetico quasi nullo [41]. Le combinazioni tra ventilazione naturale e dispositivi personalizzati aprono nuove prospettive, ma richiedono un'attenta analisi delle dinamiche fluidodinamiche e della percezione del comfort [38].

2.4. *Necessità di ricerca*

Nonostante il crescente interesse della comunità scientifica verso i sistemi PECS e la comprovata efficacia di questi dispositivi nel migliorare la soddisfazione individuale [42], la letteratura presenta ancora alcune lacune fondamentali che ne limitano la standardizzazione e l'adozione su larga scala. Una prima criticità di grande rilievo riguarda la mancanza di un modello teorico e oggettivo per la predizione delle capacità di un PECS, che permetta di svincolarsi dalla sola dipendenza dai test

empirici e dai sondaggi sugli occupanti. Attualmente, la valutazione delle performance di questi dispositivi si basa in larga misura su test soggettivi, dai quali si estraggono indici come il Voto di Sensazione Termica (TSV) o di comfort termico [33],[26]. Sebbene le risposte soggettive siano fondamentali, esse non forniscono un metro di paragone universale ed oggettivo utile per la classificazione ingegneristica degli apparecchi. Sarebbe dunque utile poter confrontare un modello teorico con dei risultati soggettivi, provenienti da prove empiriche, per vedere se effettivamente è possibile prevedere l'efficacia di questi sistemi in maniera precisa. Una seconda e altrettanto importante lacuna si riscontra nell'analisi termo-fluidodinamica dei terminali di erogazione, in particolare per i dispositivi a ventilazione personalizzata (PV) e convettivi [43]. Spesso, la letteratura non approfondisce adeguatamente le caratteristiche fluidodinamiche specifiche del getto del ventilatore utilizzato e la sua complessa interazione con i flussi preesistenti nella stanza.

Il presente lavoro di tesi si propone di colmare questo gap presente nell'ambito dei sistemi PECS, mediante la realizzazione di uno studio approfondito del getto d'aria isoterma emesso da un ventilatore da scrivania (Ventilation PECS – desk fan) nel contesto di una postazione tipica da ufficio. Partendo dallo studio fluidodinamico, si vuole poi realizzare un modello teorico, basato sul bilancio termico del corpo umano, che sia in grado di prevedere l'efficacia e l'efficienza del dispositivo PECS in questione. Infine viene effettuata una prova sperimentale di comfort soggettivo all'interno di una camera climatica con un campione di 12 persone, in modo da avere un termine di paragone (a parità di condizioni) per valutare se il modello teorico riesce effettivamente a fornire delle predizioni efficaci sulle prestazioni del sistema.

3. Caso studio: PECS convettivi per il comfort nel periodo estivo

Come oggetto dello studio viene preso un prototipo di sistema PECS a scambio convettivo isoterma nel contesto di una postazione tipica ad uso ufficio per la stagione estiva. Utilizzando la sola aria isoterma, senza la necessità di effettuare un raffreddamento su di essa, non solo è possibile conseguire un risparmio energetico e di conseguenza economico molto importante che il presente studio intende valutare, ma inoltre non è necessario implementare un sistema di alimentazione “del freddo”, riducendo la complessità tecnica generale.

Lo scopo di questo sistema è aumentare l'efficienza della dissipazione termica convettiva da parte del corpo umano verso l'ambiente, grazie ad una velocità dell'aria aumentata rispetto al normale contesto in cui è presente la sola climatizzazione tradizionale fornita dal sistema HVAC.

$$C = h_c \cdot A \cdot \Delta T \quad [W]$$

Questo incremento di velocità dell'aria provoca un aumento del coefficiente di scambio termico convettivo (h_c), per cui nonostante non ci sia un raffreddamento attivo dell'aria movimentata (quindi il ΔT rimane invariato), si incorre comunque in una maggiorazione della quantità di calore asportato per convezione dalla superficie del corpo umano.

Nei sistemi tradizionali, l'ambiente viene portato ad una condizione per cui il bilancio termico sul corpo umano è idealmente nullo, il che corrisponde ad una condizione di comfort termico [44]:

$$\Delta L = (M - W) - (C^* + R^* + C_k^* + R_{res}^* + E_{sk}^*) = 0$$

Dove:

- ΔL = carico termico
- M = metabolic rate;
- W = potenza meccanica;
- $C^* + R^* + C_k^*$ = potenza termica dissipata in condizioni di comfort termico dalla superficie corporea rispettivamente per convezione, irraggiamento e conduzione;
- R_{res}^* = potenza termica sensibile e latente dissipata attraverso la respirazione in condizioni di comfort termico;
- E_{sk}^* = potenza termica latente e sensibile dissipata attraverso la pelle in condizioni di comfort termico

Con i sistemi PECS invece non si agisce più sull'ambiente; perciò, il termine $(C^* + R^* + C_k^* + R_{res}^* + E_{sk}^*)$ non rappresenta più la potenza termica totale dissipata dal corpo in condizioni di comfort, bensì si agisce direttamente sul soggetto in questione apportando/asportando il carico ΔL^* . In questo modo il bilancio termico in condizione di comfort diventa:

$$\Delta L = (M - W) - (C^* + R^* + C_k^* + R_{res}^* + E_{sk}^*) + \Delta L^*$$

ΔL^* diventa quindi il carico termico che il dispositivo PECS idealmente deve assicurare per mantenere il soggetto in comfort. Nel caso del Ventilation PECS questo carico dovrà essere asportato dal corpo umano attraverso una ventilazione forzata che andrà a migliorare lo scambio termico tra corpo e ambiente circostante. L'entità di tale carico dipende proprio dalle condizioni del background environment.

Come suggerito nella sezione 2.3, i PECS a scambio convettivo si differenziano principalmente per via del tipo di terminale di distribuzione: possono essere usati ugelli, ventilatori da scrivania o a piantana, oppure ancora ventilatori a pale dall'alto in base al tipo di applicazione. Nel contesto di una postazione da ufficio le scelte più razionali ricadono in una ventilazione dall'alto oppure fornita da un piccolo ventilatore da scrivania. Si è optato per quest'ultima opzione per via della semplice

implementazione all'interno della postazione e per la facile replicabilità nell'ambito di un vero ufficio dove sono presenti numerose scrivanie.

Nella postazione in esame dunque verranno implementati ventilatori assiali da scrivania *SUNON MEC0382V2-000U-A99* (**Figura 3**). Tale modello è alimentato in corrente continua ad una tensione di 24 Volt e potenza nominale di 5,40 W. La scheda tecnica del ventilatore viene riportata nell'**Appendice A**.



Figura 3: Ventilatore assiale SUNON MEC0382V2-000U-A99

Essendo il ventilatore alimentato in corrente continua, esso è stato collegato ad un variatore di tensione in modo tale da poter controllare in modo continuo la tensione in ingresso, e di conseguenza poter modulare la portata d'aria (e quindi la velocità dell'aria in uscita) sviluppata dal fan; questo per poter soddisfare le esigenze personali dei soggetti utilizzatori.

Attraverso il campo di moto del flusso prodotto dal ventilatore si vuole generare un micro-ambiente di comfort per la persona, che sarà dipeso proprio dalla velocità dell'aria nelle varie zone del corpo. È dunque necessario uno studio approfondito della fluidodinamica di tale flusso che viene effettuato attraverso la caratterizzazione del getto nella postazione in esame.

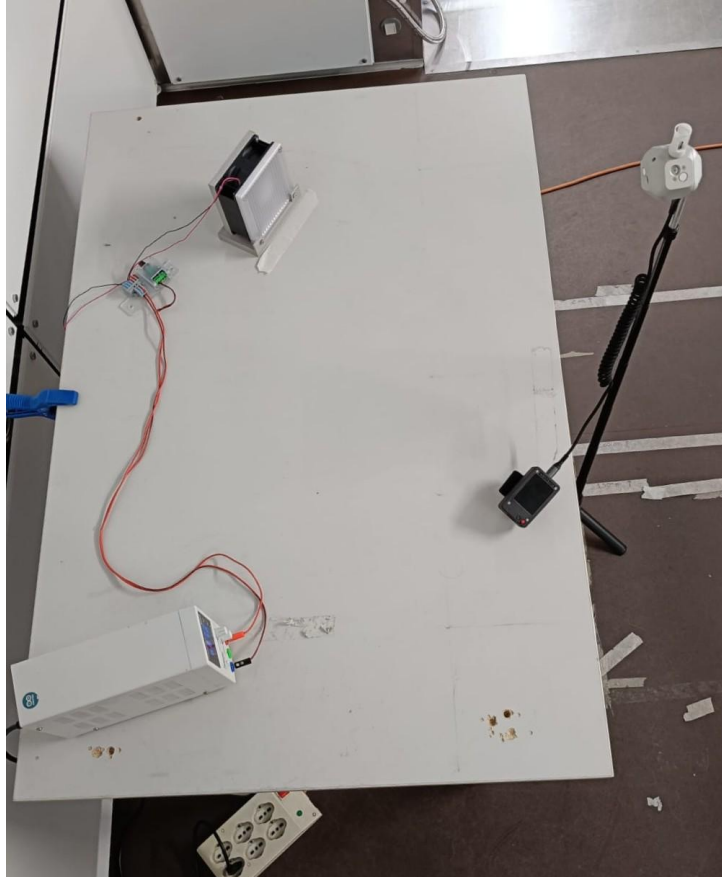


Figura 4: postazione tipo con l'implementazione del ventilatore da scrivania

4. Caratterizzazione postazione PECS

4.1. Metodologia

Per la caratterizzazione del ventilatore sono stati dunque eseguiti dapprima dei test sulla portata sviluppata a diversi livelli discreti di tensione di alimentazione (livelli di carico); successivamente è stata eseguita una mappatura della zona interessata dividendo la scrivania in questione e lo spazio circostante in 40 punti dove in ognuno di essi è stata monitorata la velocità dell'aria per diversi livelli di carico discreti, questo per valutare l'influenza del ventilatore al variare della portata d'aria sviluppata sullo spazio interessato. Queste prove sono state eseguite "a vuoto", cioè senza la presenza dell'occupante; tuttavia, per i punti di maggiore interesse per il soggetto sono state eseguite delle prove "a carico" inserendo un manichino che simulava bene l'ingombro esercitato da una persona reale, in modo tale da poterne valutare le differenze. Sono stati eseguiti inoltre dei test di velocità lungo la linea media del flusso d'aria emesso dal ventilatore in modo tale da riuscire a correlare la velocità dell'aria con la distanza dal dispositivo. Infine, sono state eseguite delle prove di comfort per mezzo di un sensore specifico capace di monitorare nel tempo i parametri termoigrometrici circostanti nella zona interessata dall'occupante.

Il ventilatore è stato munito di due griglie, una in ingresso ed una in uscita, e di una basetta su cui poggiare per avere maggiore stabilità durante l'esercizio. Tutte queste componenti sono state prima disegnate per mezzo del software di disegno *SOLIDWORKS* e successivamente stampate in PET-G per mezzo di una stampante *Prusa MK3S i3* tramite il software *PrusaSlicer*. Il variatore di tensione invece è stato inserito all'interno di un involucro protettivo stampato con il medesimo procedimento (**Figura 5**).



Figura 5: Desk fan e variatore di tensione

4.1.1. Test di portata

I test di portata hanno lo scopo di monitorare l'andamento della portata d'aria al variare della tensione in ingresso e sono stati effettuati mediante l'utilizzo di un anemometro ad elica "Testo" con diametro 100 mm e una accuratezza di $\pm 0,1 \frac{m}{s} + 1,5\% m. v.$ sulla misura della velocità (Figura 7).

Per effettuare la misura è stato collegato un tubo di diametro 140 mm alla sezione di ingresso dell'aria del ventilatore per mezzo di una flangia, disegnata e stampata con lo stesso procedimento descritto precedentemente. Questa ha lo scopo di permettere l'accoppiamento tra i due elementi, che hanno diametri differenti, senza che si generino flussi d'aria entranti o uscenti nel condotto falsando la misura. Nell'altra estremità del condotto è stato inserito l'anemometro, riempiendo opportunamente lo spazio vacante tra la sezione del misuratore e del condotto con del biadesivo impedendo flussi di aria parassiti (Figura 6).

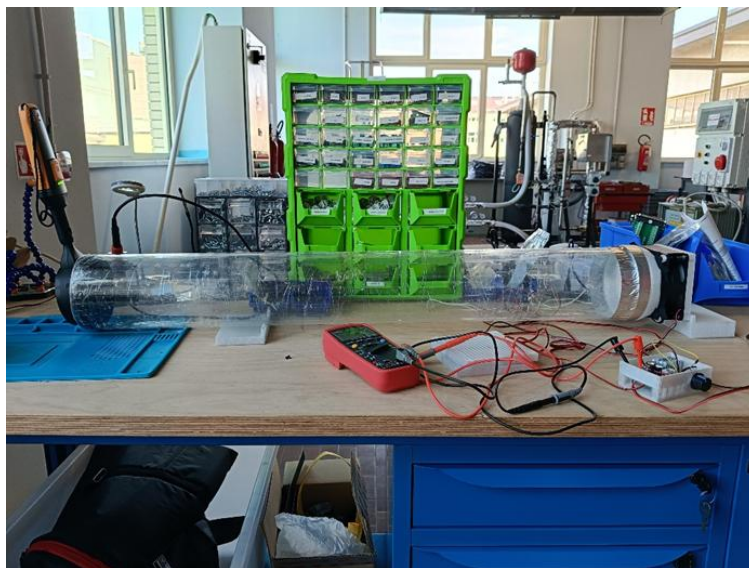


Figura 6: Postazione per i test sulla portata d'aria del ventilatore



Figura 7: Anemometro ad elica Testo

La misura è stata effettuata per 6 livelli di carico diversi che corrispondono ad altrettanti valori di tensione di alimentazione. È stato verificato che la soglia minima di accensione del ventilatore è di 5 Volt, per cui a questo valore è stato associato il livello di carico più basso, mentre il livello di carico massimo lo si ha per una tensione di alimentazione pari a 23,8 Volt.

<i>Livello di carico minimo:</i>	<i>5 Volt</i>
<i>Livello di carico 20%:</i>	<i>8,72 Volt</i>
<i>Livello di carico 40%:</i>	<i>12,48 Volt</i>
<i>Livello di carico 60%:</i>	<i>16,24 Volt</i>
<i>Livello di carico 80%;</i>	<i>20 Volt</i>
<i>Livello di carico massimo:</i>	<i>23,8 Volt</i>

Tabella 1: Livelli di carico con le relative tensioni di alimentazione associate.

Per assicurare la ripetibilità delle misure effettuate, è stato adottato il seguente sistema per ognuno dei livelli di carico descritti:

- Ogni acquisizione da parte dell'anemometro dura un minuto e il risultato è il valore di portata d'aria medio nel suddetto arco temporale;
- La misura è dunque composta da 10 acquisizioni da un minuto ciascuna e il risultato viene estratto facendo la media aritmetica tra queste ultime;
- La misura viene eseguita tre volte di fila e il risultato finale della prova è la media dei valori di portata dell'aria proveniente dalle tre valutazioni;
- Questo procedimento viene ripetuto per tutti i 6 livelli di carico descritti.

4.1.2. Test sulla velocità dell'aria

In materia di "comfort" risulta sempre difficile dare una valutazione oggettiva a quelle che sono le risposte soggettive fornite dagli occupanti che usufruiscono dei sistemi di climatizzazione. Per questo motivo si è cercato tramite questi test sulla velocità dell'aria generata dal ventilatore, di correlare tra loro parametri di comfort, prestazionali e di modulazione da parte dell'utente, oltre che di creare una

mappatura della zona di lavoro in grado di schematizzare ai vari livelli di carico quello che succede nella realtà all'interno del "micro-environment".

La velocità è stata misurata a livello puntuale e divisa nelle tre componenti spaziali denominate "u", "v", "w", per mezzo di un anemometro ad ultrasuoni (**Figura 8**). Per questi test è stata utilizzata una scrivania 120 cm x 80 cm che è stata suddivisa, a seconda del test in questione, in diversi punti ad una determinata distanza dal ventilatore, per studiare al meglio il comportamento dell'aria a livello spaziale.



Figura 8: anemometro ad ultrasuoni per la misura della velocità dell'aria

4.1.2.1. Prima configurazione – mappatura della postazione

Nella prima configurazione che è stata testata, la scrivania e lo spazio circostante sono stati suddivisi in 20 punti, mentre il ventilatore è stato posizionato nell'estremo superiore in diagonale direzionato verso un ipotetico occupante. La divisione in punti è stata schematizzata come in **Figura 9** mentre la postazione reale viene riportata in **Figura 10**. Come si può notare i punti "E", "G", "O" e "U" seguono la direzione del flusso d'aria prodotto dal ventilatore.

Per ognuno dei punti analizzati è stata misurata la velocità dell'aria con il ventilatore spento oltre che per i 4 livelli di carico di maggiore interesse (a differenza dei 6 per i test di portata), che sono:

- Minimo,
- 20%,
- 40%,
- Massimo.

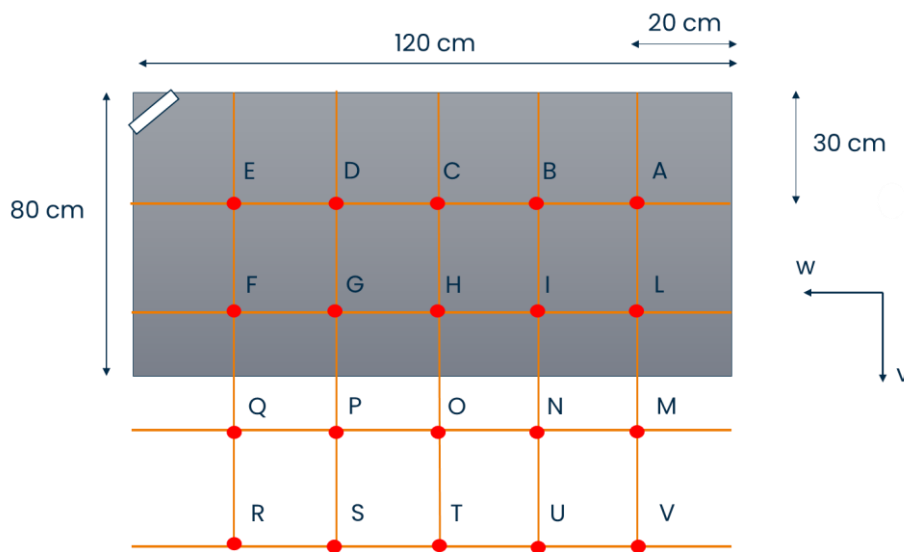


Figura 9: postazione suddivisa in punti per il primo test sulla velocità dell'aria

Inoltre, la misura è stata riprodotta sia a livello della scrivania, sia al livello ipotetico della testa di un possibile occupante ad 1,10 m da terra (queste misure saranno utili nei capitoli successivi). Per ognuno dei livelli di carico dei diversi punti l'acquisizione ha una durata totale di 300 secondi (5 minuti), in modo da assicurare la ripetibilità della misura nonostante non vengano fatte più prove. La frequenza di acquisizione è di un punto al secondo.

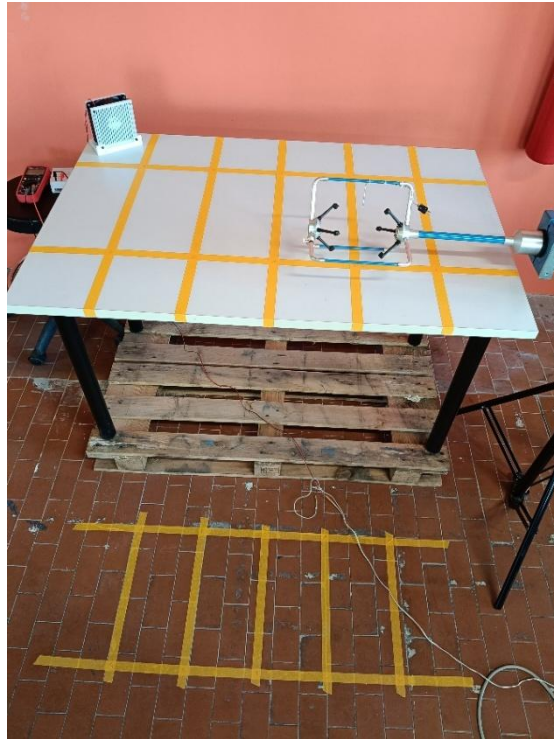


Figura 10: prima configurazione per i test di velocità

Tramite il post-processing dei dati di velocità acquisiti nelle tre componenti vengono calcolati i seguenti dati:

- Modulo della velocità, come:

$$modulo = \sqrt{v^2 + w^2 + u^2}$$

- Theta (θ), angolo sul piano della scrivania, come:

$$\theta = \tan^{-1}\left(\frac{v}{w}\right)$$

- Phi (ϕ), angolo di elevazione dalla scrivania, come:

$$\phi = \cos^{-1}\left(\frac{u}{modulo}\right)$$

Le componenti “v” e “w” sono quelle nel piano della scrivania (**Figura 9**) mentre la direzione “u” è quella perpendicolare al piano.

Dalla **Figura 11** si può osservare l’orientamento degli angoli theta e phi nei tre assi.

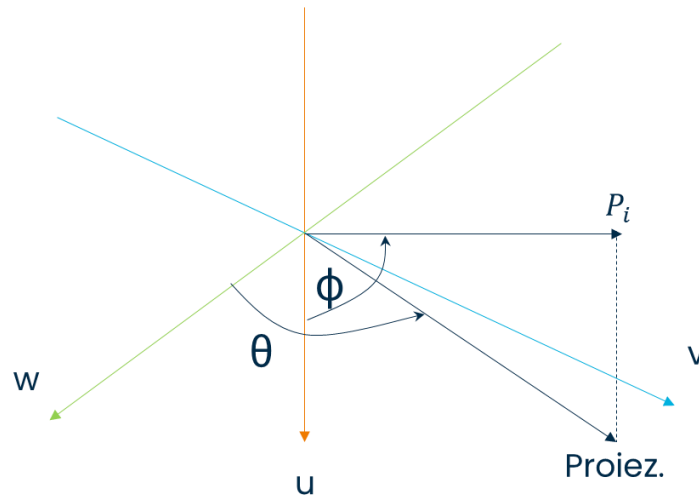


Figura 11: angoli theta e phi con i tre assi direzionali

4.1.2.2. Seconda configurazione - linea media del getto

Nella seconda configurazione per i test di velocità si vuole esaminare il tipo di getto emesso dal ventilatore, per capire se è più simile ad un “wall jet” a causa della presenza della scrivania sottostante al getto oppure ad un “free jet”. Le modalità di acquisizione dei dati sono le stesse descritte nella sezione 4.1.2.1. In questo caso sono stati esaminati 10 punti nella direzione di flusso del ventilatore, equidistanti 10 cm tra loro; inoltre, a 40 e ad 80 cm di distanza, sono stati valutati alcuni punti nella direzione trasversale al flusso, così da poter studiare l’evoluzione del getto sul piano in modo più esaustivo. In particolare, alla distanza di 40 cm dal ventilatore sono stati analizzati 4 punti (a cavallo del punto 4) equidistanti 5 cm tra loro (da 11 a 14), mentre ad 80 cm (a cavallo del punto 8) sono stati analizzati 6 punti: i primi 4 equidistanti 5 cm tra loro (da 81 a 84) e poi 2 ulteriori punti distanziati di 10 cm (80 e 85), questo per riuscire a cogliere meglio l’allargamento del cono di velocità generato dal getto.

Tutto questo può essere osservato in **Figura 12**, dove vengono riportati lo schema della configurazione con la posizione di tutti i punti precedentemente citati e la postazione reale. Gli assi seguono un orientamento diverso dalla prima configurazione, questo a causa della necessità di orientare l'anemometro in maniera tale da rendere la misura possibile. In questo caso il flusso è direzionato lungo l'asse positivo "v".

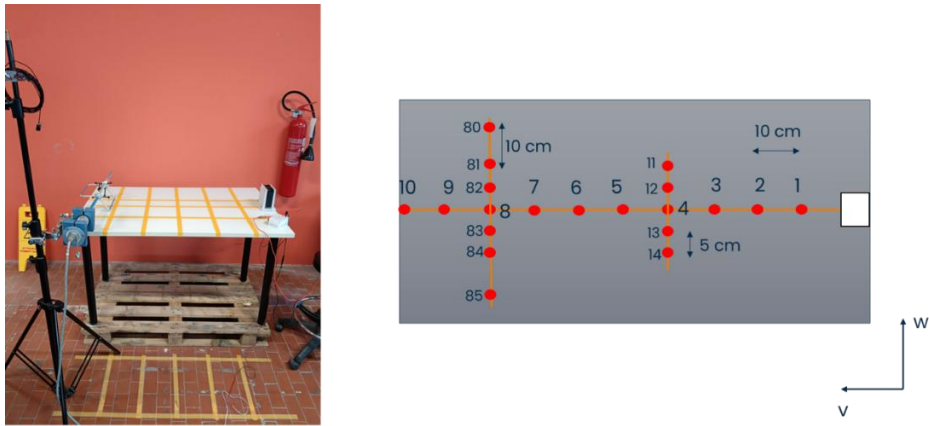


Figura 12: postazione per la seconda configurazione dei test e schema funzionale

Al termine di questa analisi si vuole definire una equazione caratteristica dell'andamento della velocità lungo la linea media del getto che segua una legge del tipo $v = Bx^n$, dove:

- B, n = coefficienti trovati sperimentalmente caratteristici del problema;
- X = distanza assiale dal ventilatore.

4.1.2.3. Terza configurazione – prova con manichino

Questa analisi ha lo scopo di valutare l'interferenza generata nel getto, in varie posizioni, interponendo un manichino nella linea del flusso che simula la presenza di un reale occupante nella postazione.

I punti presi in esame per questo tipo di valutazione e l'orientamento degli assi sono gli stessi usati nella prima configurazione nella sezione 4.1.2.1 e mostrati in **Figura 9**, mentre il manichino è stato posizionato a cavallo del punto "O". La prova è stata effettuata con un orientamento del ventilatore, e quindi del getto, in diagonale verso il manichino (**Figura 13**), dunque le misurazioni effettuate sono state confrontate con quelle della prima configurazione nella sezione 4.1.2.1, in particolare sono stati confrontati i corrispettivi dei punti "M", "N", "O", "P" e "Q", dove il punto "O" è posizionato al centro del manichino e gli altri alle estremità laterali.



Figura 13: Test di velocità in presenza di un manichino con ventilatore in diagonale

4.1.2.4. Quarta configurazione – prova in camera climatica

In questa ultima configurazione si vuole valutare l'interferenza generata nella velocità dell'aria nei punti di maggiore interesse quando la postazione con il ventilatore si trova all'interno di un ambiente dove è presente una ventilazione di base. Per eseguire questa prova la postazione viene collocata all'interno di una camera climatica, dove è possibile controllare la ventilazione interna grazie ad un inverter collegato con i ventilatori dell'UTA della camera stessa. La camera climatica in questione (BET) è la stessa che verrà utilizzata poi nella sezione 6 per condurre dei test sulle persone con lo scopo di valutare l'efficacia della postazione; questo grazie alla capacità della camera di controllare le caratteristiche termoigrometriche interne come temperatura e umidità.

L'inverter è stato regolato per fornire una ventilazione al 20% della capacità totale dei ventilatori dell'UTA, in questo modo sono state fatte le dovute misure con il desk fan sia spento sia acceso ai diversi livelli di carico. La prova è stata effettuata con il ventilatore orientato perpendicolarmente verso il punto "O" (**Figura 9**) ad una distanza da esso di 80 cm e il confronto è stato effettuato sui punti "N", "O" e "P" (**Figura 14**).

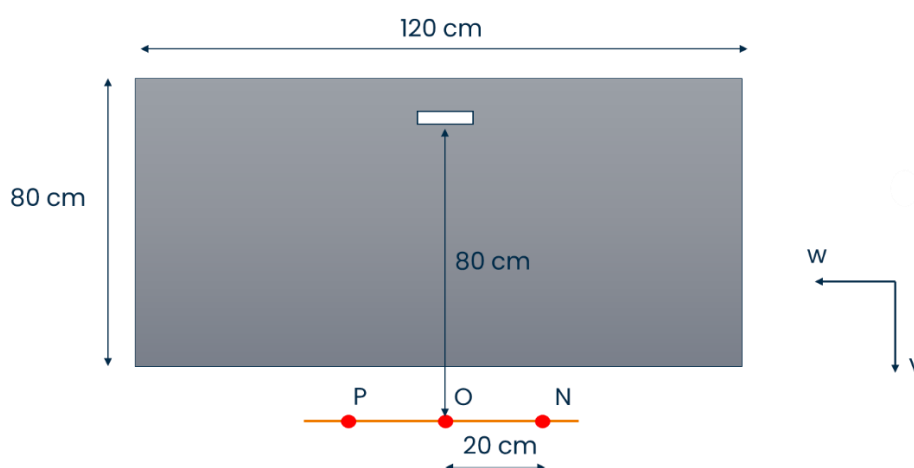


Figura 14: postazione della scrivania per il confronto in camera climatica

4.2. Risultati Caratterizzazione

4.2.1. Test di portata

I risultati di tutte le misure fatte tramite l'anemometro ad elica per tutti i livelli di carico vengono riportati nell'**Appendice B**.

I risultati di tutte le sei misure effettuate, trovati attraverso media aritmetica sulle dieci acquisizioni per ogni prova, sono stati riportati in **Tabella 2**.

prova	parametri	Min.	20%	40%	60%	80%	Max
prova 1	velocità [m/s]	0,97	2,84	4,44	5,21	5,45	5,29
	portata [l/s]	7,59	22,27	34,87	40,90	42,84	41,51
	dev.std. Portata [l/s]	0,22	0,24	0,70	0,54	0,37	0,55
prova 2	velocità [m/s]	0,98	2,84	4,41	5,31	5,35	5,53
	portata [l/s]	7,71	22,26	34,67	41,70	42,05	43,45
	dev.std. Portata [l/s]	0,19	0,27	1,02	0,63	0,40	0,37
prova 3	velocità [m/s]	1,01	2,86	4,42	5,28	5,30	5,47
	portata [l/s]	7,91	22,43	34,70	41,42	41,61	42,89
	dev.std. Portata [l/s]	0,14	0,20	1,12	0,66	0,43	0,51

Tabella 2: Riassunto delle misure di portate effettuate per i diversi livelli di carico.

I risultati finali del test di portata sono stati estrapolati dai dati in **Tabella 2** tramite media aritmetica sulle tre prove effettuate e vengono riportati in **Tabella 3**.

% Carico	Tensione [V]	Potenza [kW]	Portata [l/s]	Dev.std. [l/s]	Velocità [m/s]
massimo	23,82	5,9 - 6,3	42,62	0,48	5,43
80	20,00	5,9 - 6,3	42,17	0,40	5,37
60	16,24	5,9	41,34	0,61	5,26
40	12,48	4,5 - 4,9	34,75	0,95	4,42
20	8,72	2,8 - 3,1	22,32	0,24	2,84
minimo	5,00	1,7 - 2,1	7,74	0,18	0,98

Tabella 3: Risultati del test di portata per tutti i 6 livelli di carico.

Dai dati in **Tabella 3** si nota che variando la tensione in ingresso tra i 16,24 V (livello di carico 60%) e il massimo a 23,82 V, la potenza elettrica assorbita dal ventilatore rimane pressoché invariata e questo si riscontra anche nei valori di portata d'aria generata che presentano lo stesso comportamento.

Una diminuzione concreta di portata d'aria generata e potenza elettrica assorbita si riscontra a partire dal livello di carico al 40% a 12,48 V. La curva caratteristica della portata d'aria in funzione della tensione di alimentazione viene riportata in **Figura 15**.

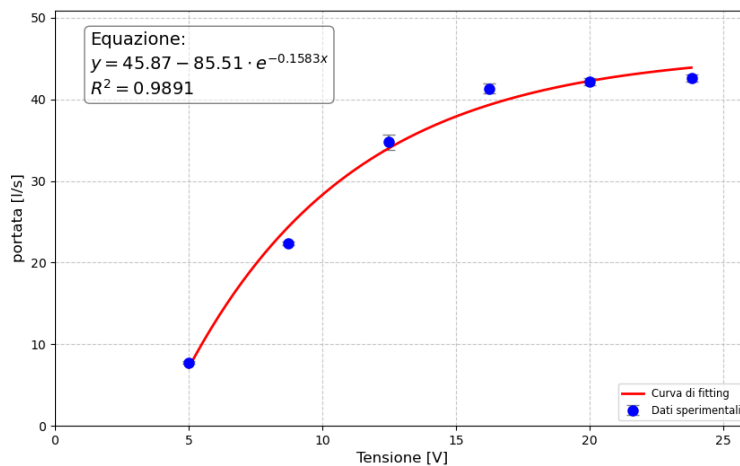


Figura 15: curva caratteristica della portata d'aria generata al variare della tensione di alimentazione

4.2.2. Test sulla velocità dell'aria

I test sulla velocità dell'aria, a differenza di quelli sulla portata, vengono eseguiti solo su 4 livelli di carico a fronte dei 6 totali; questo perché, come si può osservare dai risultati del capitolo 4.2.1 e dalla **Figura 15**, i valori di portata sviluppata dal ventilatore rimangono per lo più costanti andando oltre il livello di carico al 60%.

4.2.2.1. Prima configurazione: mappatura della postazione

Facendo riferimento alla **Figura 9**, si considera che l'eventuale occupante si trovi a cavallo del punto O, e cioè leggermente distanziato dalla scrivania e al centro. Dopo aver acquisito i dati sulle componenti della velocità e aver calcolato gli angoli

spaziali, come risultato della valutazione sono stati presi i valori medi del modulo della velocità e degli angoli, inoltre sono state graficate le serie temporali delle acquisizioni e sono state eseguite delle distribuzioni in frequenza sia per il modulo che per gli angoli.

I valori medi scaturiti dalle acquisizioni a livello della scrivania vengono riportate nell' **Appendice C**.

Attraverso questi valori è stato possibile tracciare una mappatura della postazione in esame per ogni livello di carico, dove l'intensità del colore simboleggia il valore di velocità mentre le frecce mostrano l'orientamento del vettore sul piano in ogni punto di misura.

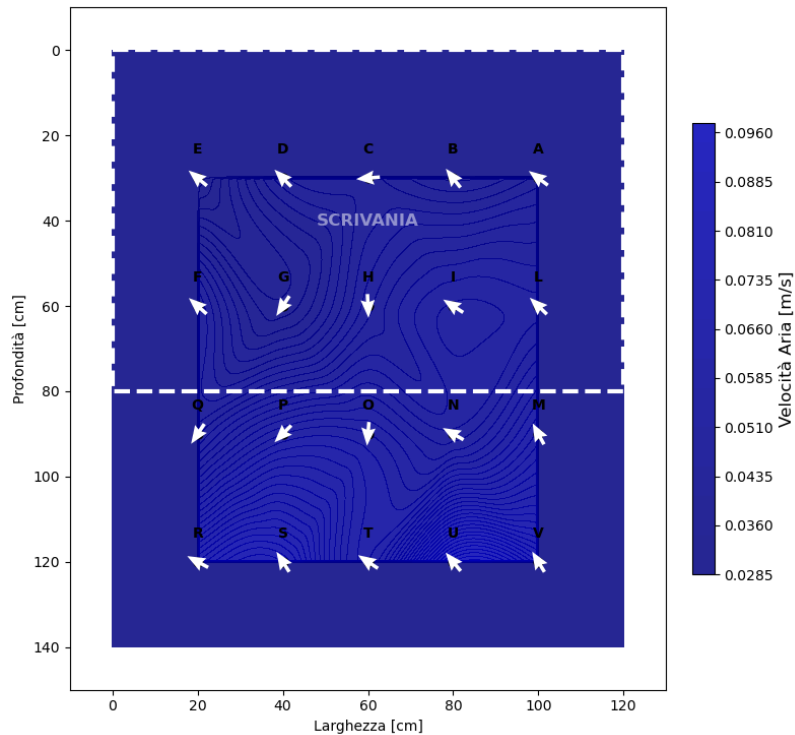


Figura 16: Mappatura della velocità dell'aria sulla postazione con il ventilatore spento

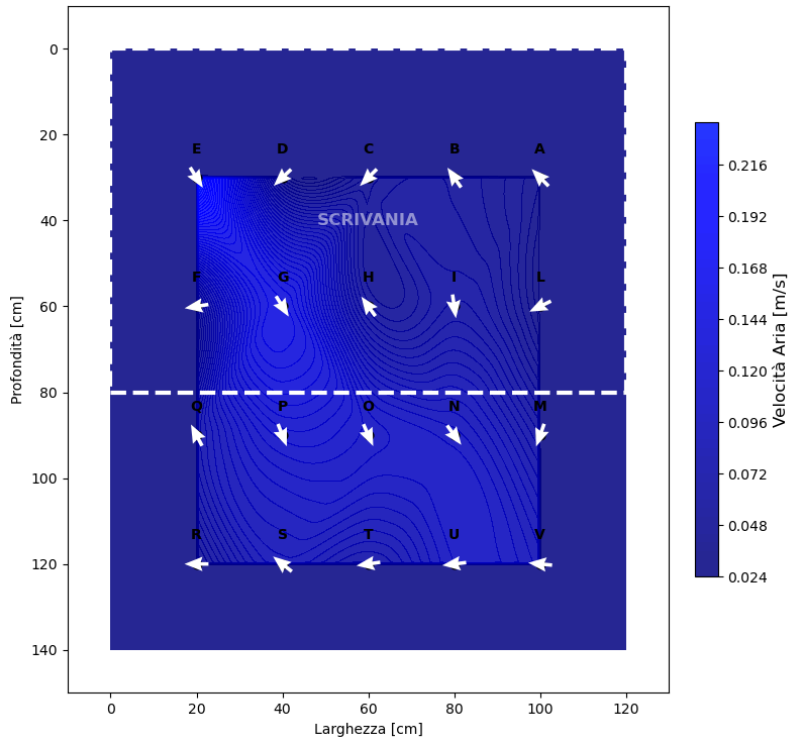


Figura 17: Mappatura della velocità dell'aria sulla postazione al livello di carico minimo

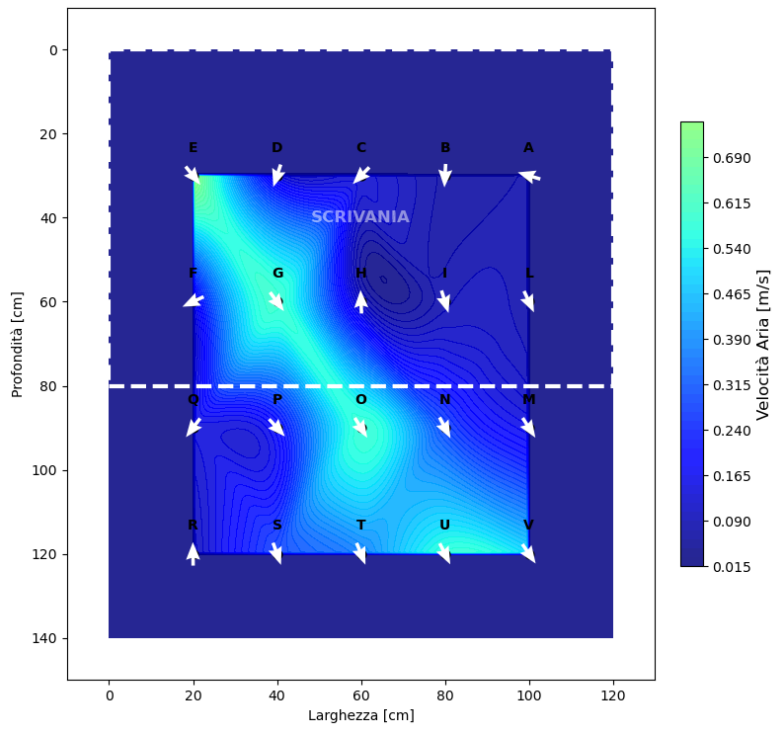


Figura 18: Mappatura della velocità dell'aria sulla postazione al livello di carico 20%

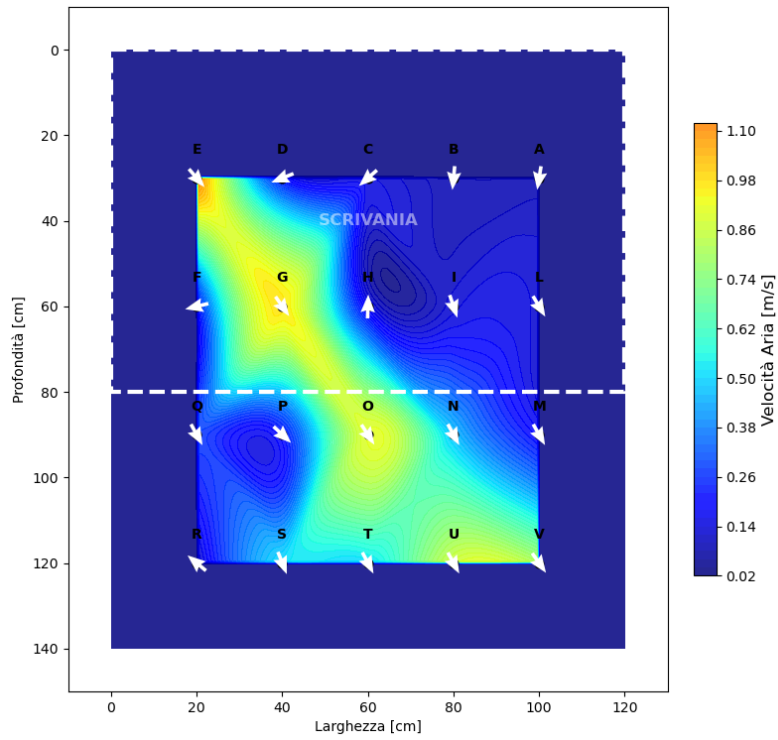


Figura 19: Mappatura della velocità dell'aria sulla postazione al livello di carico 40%

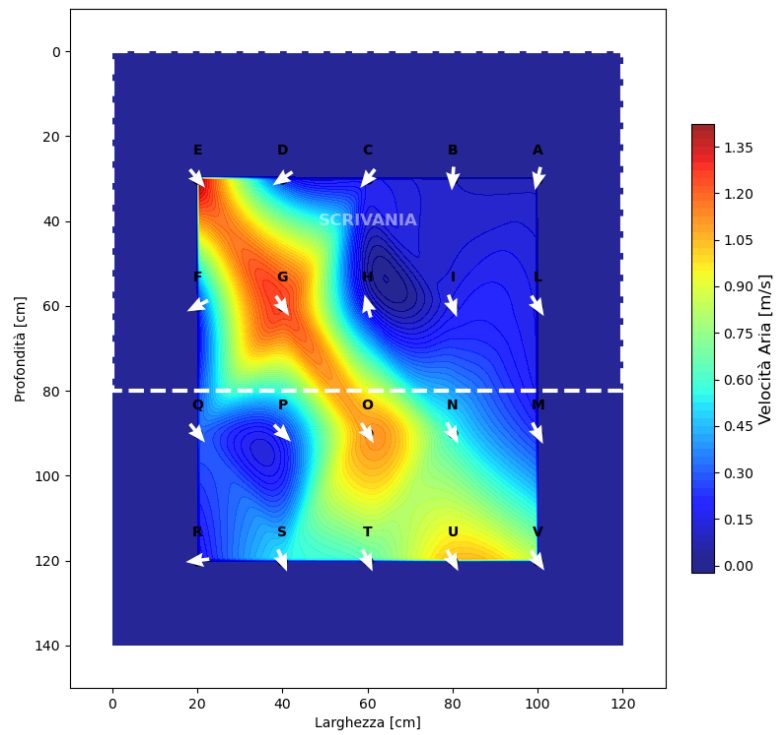


Figura 20: Mappatura della velocità dell'aria sulla postazione al livello di carico massimo

Nella **Figura 16**, essendo il ventilatore spento, si nota come non ci sia una direzionalità preferenziale tra i vari punti; viene dunque considerata come la condizione indisturbata. In **Figura 17**, con il ventilatore al minimo, si inizia ad intravedere lungo la linea del getto (punti E-G-O-U) una direzione preferenziale che è concorde con la direzione di spinta del fan. Aumentando ancora la tensione di alimentazione il getto si intensifica e la zona interessata si contraddistingue sempre di più rispetto al resto dello spazio. Al carico massimo (**Figura 20**) si nota come anche tutti i punti circostanti al getto posseggano una direzione della velocità polarizzata e concorde con quella del getto stesso.

Oltre a valutare l'influenza del ventilatore sulla velocità e sulla direzionalità dell'aria, sono state analizzate anche le distribuzioni in frequenza dei vari punti. In questo modo è stato possibile eseguire dei test di normalità per avere una maggiore sicurezza riguardo la vicinanza delle distribuzioni ottenute della velocità con delle distribuzioni normali; così facendo viene maggiormente giustificato l'utilizzo del risultato medio come valore rappresentativo della prova. Il limite per il p-value è stato posto pari a 0,05 come previsto nel test di normalità di Kolmogorov-Smirnov [45].

Di seguito vengono riportate le distribuzioni di alcuni punti presi come esempio insieme alle relative distribuzioni normali.

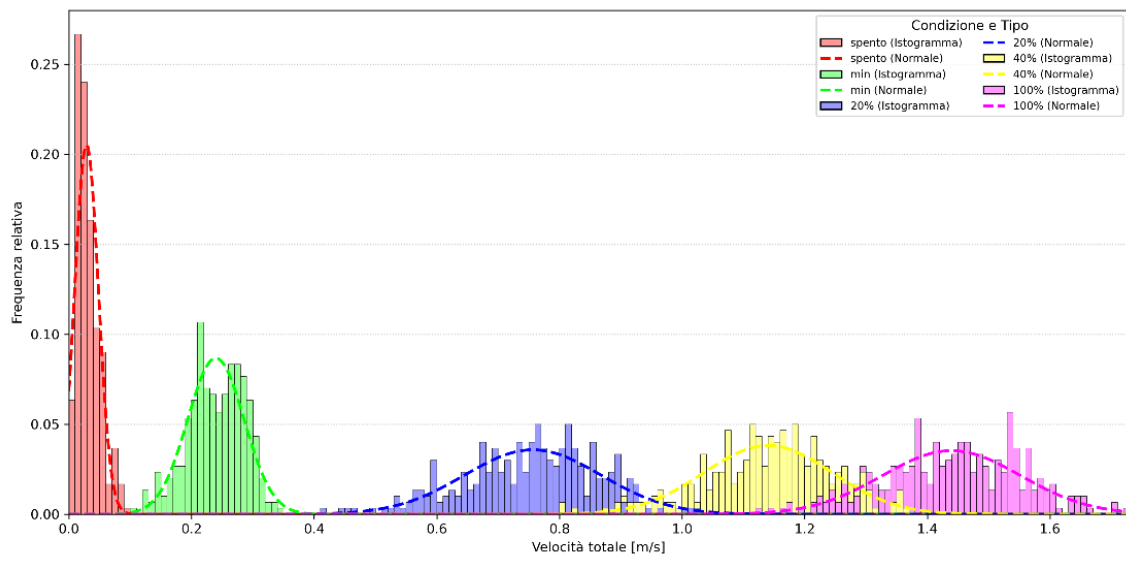


Figura 21: distribuzione in frequenza dati acquisiti e distribuzione normale associata del punto E

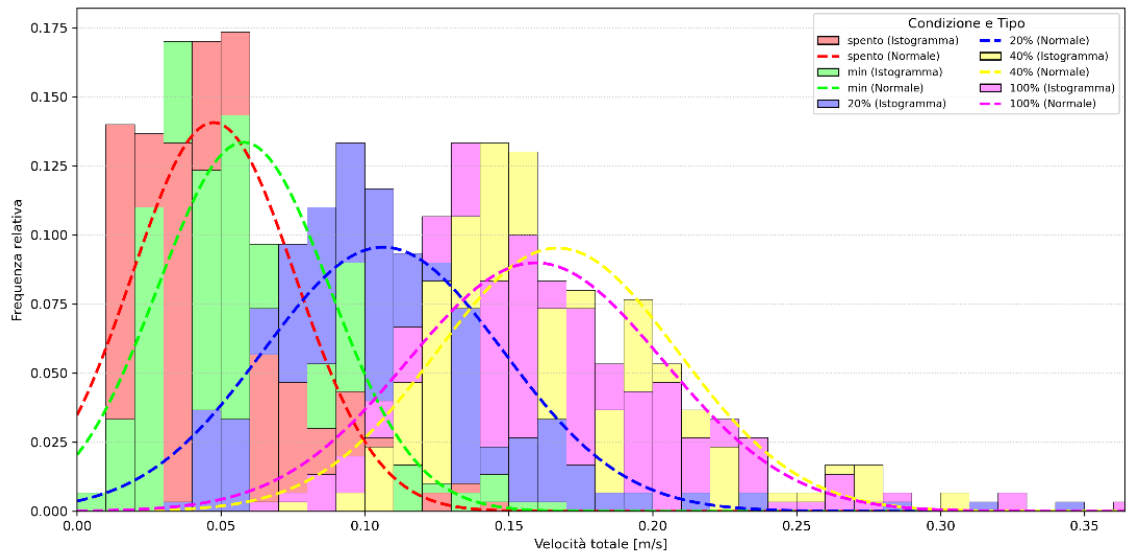


Figura 22: distribuzione in frequenza dati acquisiti e distribuzione normale associata del punto I

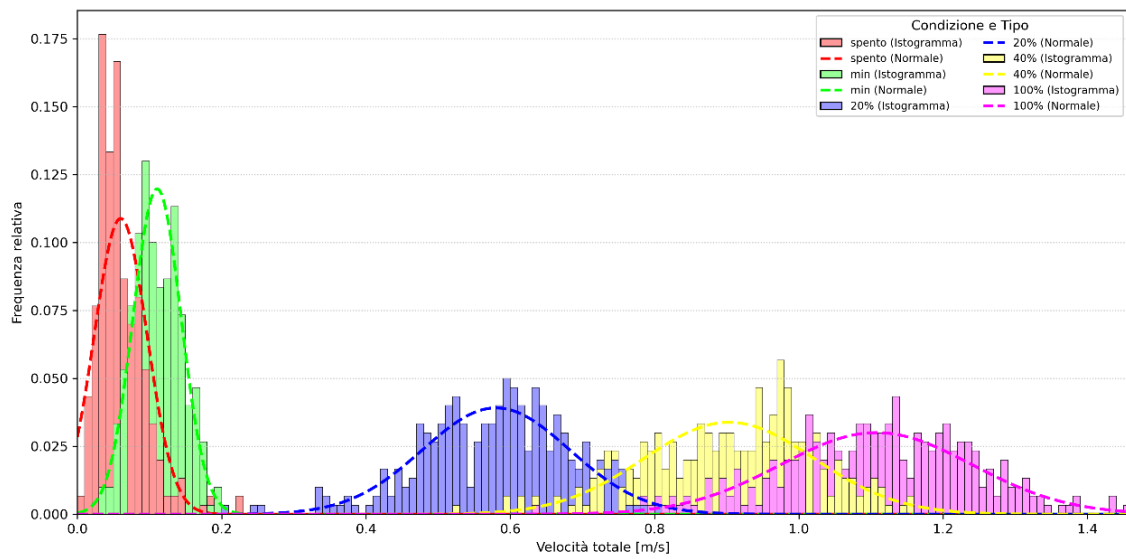


Figura 23: distribuzione in frequenza dati acquisiti e distribuzione normale associata del punto O

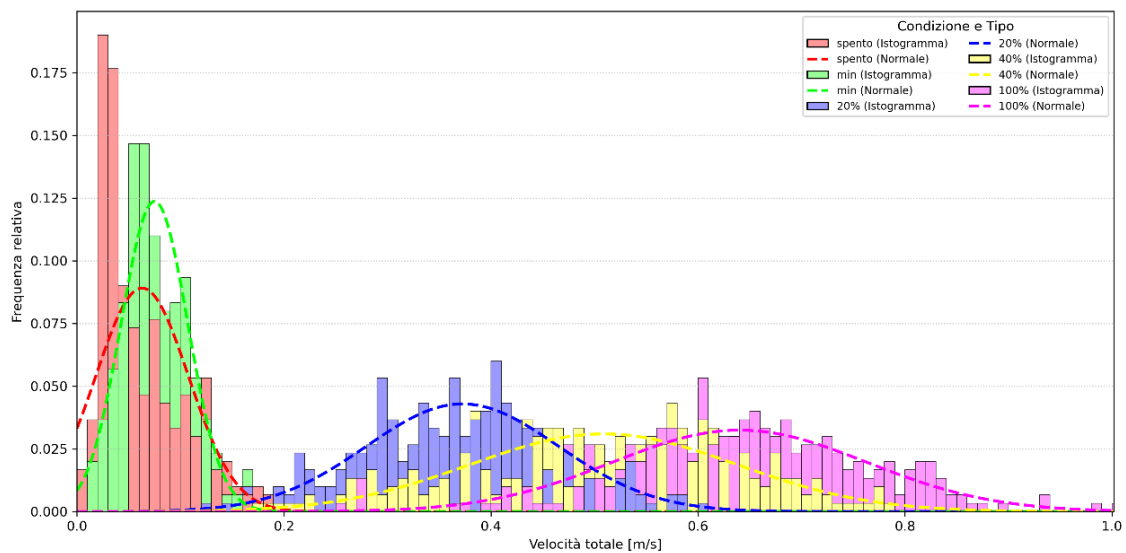


Figura 24: distribuzione in frequenza dati acquisiti e distribuzione normale associata del punto T

Esaminando le distribuzioni in generale si notano due principali caratteristiche: la prima è che a bassi livelli di carico la distribuzione tende ad essere più alta e stretta tanto che, soprattutto a ventilatore spento, difficilmente si riesce a stare all'interno dell'ipotesi di normalità, mentre aumentando la tensione di alimentazione la distribuzione tende ad abbassarsi e ad allargarsi, rientrando più facilmente in tale ipotesi, come è anche osservabile dalle figure precedenti; la seconda è che mentre lungo la linea del getto le distribuzioni tendono ad essere ben distinte e separate per i vari livelli di carico (**Figura 21**, **Figura 23**), al di fuori di tale linea le distribuzioni tendono ad essere maggiormente intersecate in quanto l'effetto dell'aumento di carico è meno evidente (**Figura 22**). Nel punto "T", riportato in **Figura 24**, nonostante non sia precisamente lungo la linea del getto, le distribuzioni ai diversi livelli di carico risultano comunque ben distinte, e questo è sinonimo del fatto che in realtà il getto non è rappresentato da una linea bensì allontanandosi dal ventilatore, nonostante l'influenza sul modulo della velocità dell'aria diminuisca, il cono d'aria aumenta in ampiezza e interessa un'area via via sempre maggiore.

4.2.2.2. Seconda configurazione - linea media del getto

Facendo riferimento alla **Figura 12**, è stato valutato il comportamento monodimensionale del getto, andando ad analizzare l'evoluzione della velocità dell'aria sulla linea media del getto. Per fare ciò la misura è avvenuta nei punti da "1" a "10". Attraverso questa misura si vuole verificare che il getto sia assimilabile ad un getto libero, anche detto "*free jet*", ciò significa che esso non risulta essere particolarmente influenzato dalla presenza di superfici circostanti. Essendo però il ventilatore posizionato sopra ad una scrivania e rialzato da essa solo di pochi centimetri, questa ipotesi non è accettabile a priori ma ha bisogno di essere verificata.

Generalmente nella prima zona dei free jet, denominata "*potential core region*" la velocità rimane circa uguale a quella di uscita dal ventilatore; nella successiva zona invece, denominata "*characteristic decay region*", a causa della turbolenza dell'aria che

provoca un miscuglio con l'aria indisturbata intorno al getto, avviene una progressiva riduzione della velocità allontanandosi dalla fonte del getto.

Si suppone quindi che tutti i punti analizzati si trovino all'interno della "characteristic decay region", in quanto dai dati in **Tabella 4** risulta evidente che già dopo i primi 10 cm di distanza dal ventilatore e cioè nel punto 1, la velocità misurata è largamente inferiore a quella misurata all'uscita del ventilatore.

In questa regione del getto l'equazione caratteristica che lega il decadimento della velocità con la distanza dal punto di diffusione è quella descritta nella sezione **4.1.2.2**.

Di seguito vengono riportati i risultati delle misure fatte sui 10 punti della postazione in direzione del getto "v".

distanza (cm)	punto	carico minimo (m/s)	carico 20% (m/s)	carico 40% (m/s)	carico massimo (m/s)
uscita	\	0,984	2,843	4,423	5,427
10	1	0,279	1,449	2,305	2,741
20	2	0,213	1,142	1,868	2,204
30	3	0,217	1,060	1,685	1,957
40	4	0,148	0,984	1,517	1,786
50	5	0,132	0,790	1,329	1,587
60	6	0,102	0,702	1,201	1,428
70	7	0,111	0,655	1,097	1,335
80	8	0,097	0,654	1,099	1,292
90	9	0,082	0,577	0,972	1,169
100	10	0,069	0,519	0,905	1,064

Tabella 4: risultati medi delle acquisizioni di velocità dell'aria lungo la linea media del getto

Interpolando in modo logaritmico i risultati per ogni livello di carico si ottengono il coefficiente "B" e l'esponente "n" della funzione. Per verificare che essa sia approssimabile all'equazione caratteristica di un free jet bisogna ottenere un valore dell'esponente "n" compreso tra 0,33 e 1.

Per arrivare ad un risultato più generalizzabile si usano delle forme adimensionali:

$$x = \frac{\text{distanza}}{\sqrt{A_0}} \quad \text{con } \sqrt{A_0} = \text{radice della sezione di uscita} = 10,63 \text{ cm};$$

$$\text{velocità} = \frac{U_m}{U_0} \quad \text{con } U_0 = \text{velocità dell'aria nella sezione di uscita}.$$

Di seguito vengono riportate le curve ottenute, le relative equazioni caratteristiche e il valore di R^2 per valutare se statisticamente la curva è affidabile.

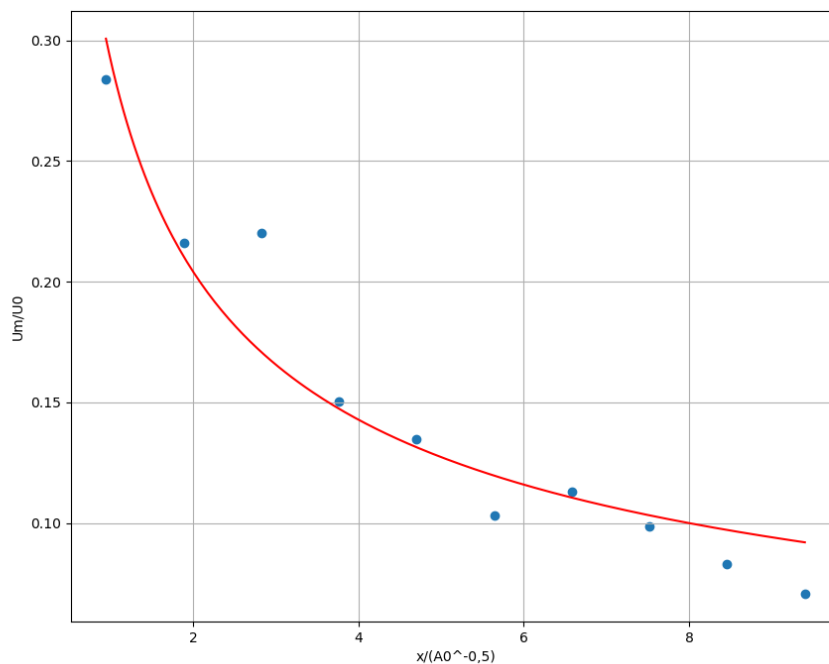


Figura 25: linea media del getto al livello di carico minimo

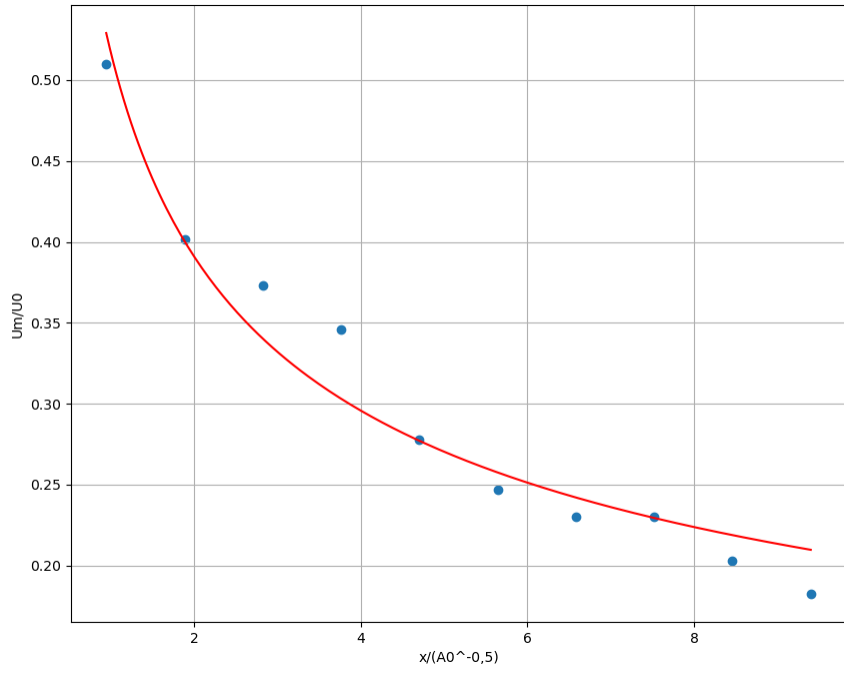


Figura 26: linea media del getto al livello di carico 20%

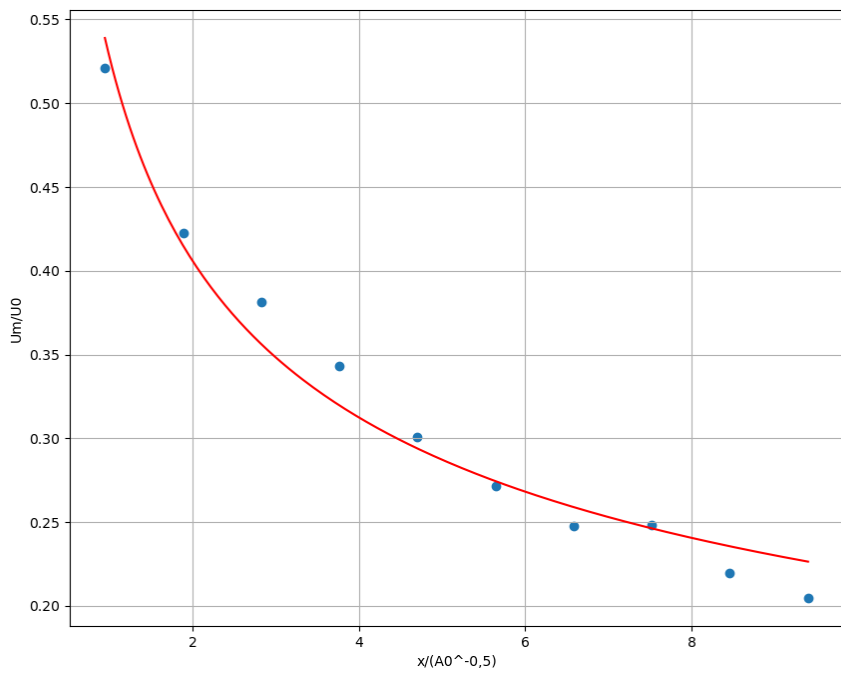


Figura 27: linea media del getto al livello di carico 40%

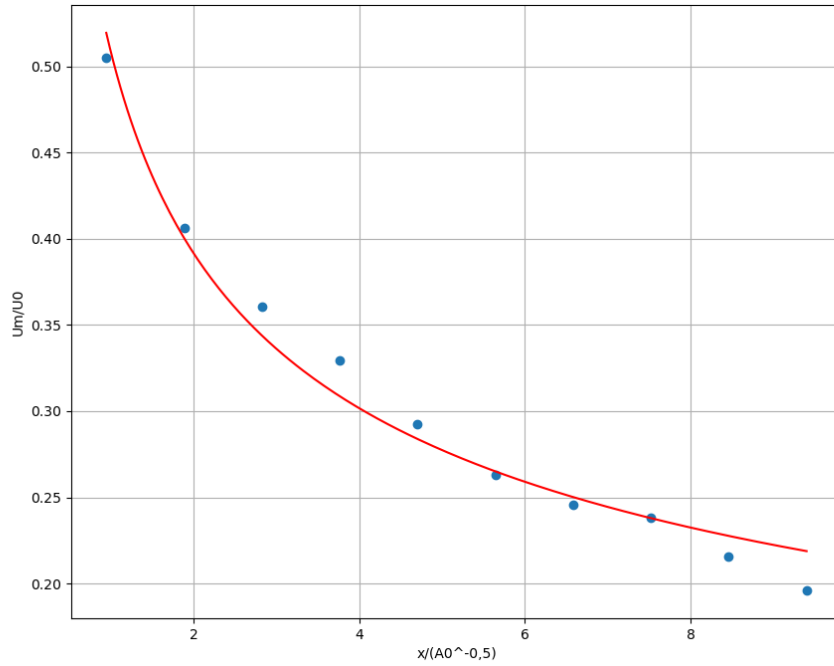


Figura 28: linea media del getto al livello di carico massimo

Livello di carico	Equazione	R ²
minimo	$\frac{U_m}{U_0} = 0,968 \cdot x^{-0.515}$	0,916
20%	$\frac{U_m}{U_0} = 3,794 \cdot x^{-0.402}$	0,954
40%	$\frac{U_m}{U_0} = 5,674 \cdot x^{-0.377}$	0,974
massimo	$\frac{U_m}{U_0} = 6,688 \cdot x^{-0.375}$	0,980

Tabella 5: Equazioni caratteristiche della linea media del getto per ogni livello di carico

I valori di R^2 , riportati in **Tabella 5** insieme alle equazioni caratteristiche, risultano essere molto elevati e tendenzialmente si nota una proporzionalità diretta con l'aumento del livello di carico; infatti, aumentando il livello di carico del ventilatore aumenta anche il valore di R^2 . Dunque, si può affermare che le curve ottenute sperimentalmente approssimano bene il comportamento della linea media del getto. Osservando gli esponenti delle equazioni (ossia i coefficienti "n" dell'interpolazione), si riscontra che per tutti i livelli di carico, essi sono compresi nel range $0,33 \div 1$ descritto precedentemente; dunque, è possibile assumere che la linea media del getto in esame si comporti come un "free-jet" nella sua regione di "decadimento caratteristico" (*characteristic decay region*).

Vengono ora riportate tutte le curve in un unico grafico in **Figura 29**, ma in questo caso si impiegheranno le curve non adimensionali. Così facendo si riesce ad ottenere un'idea della variabilità della velocità dell'aria sia in funzione della distanza che del livello di carico selezionato.

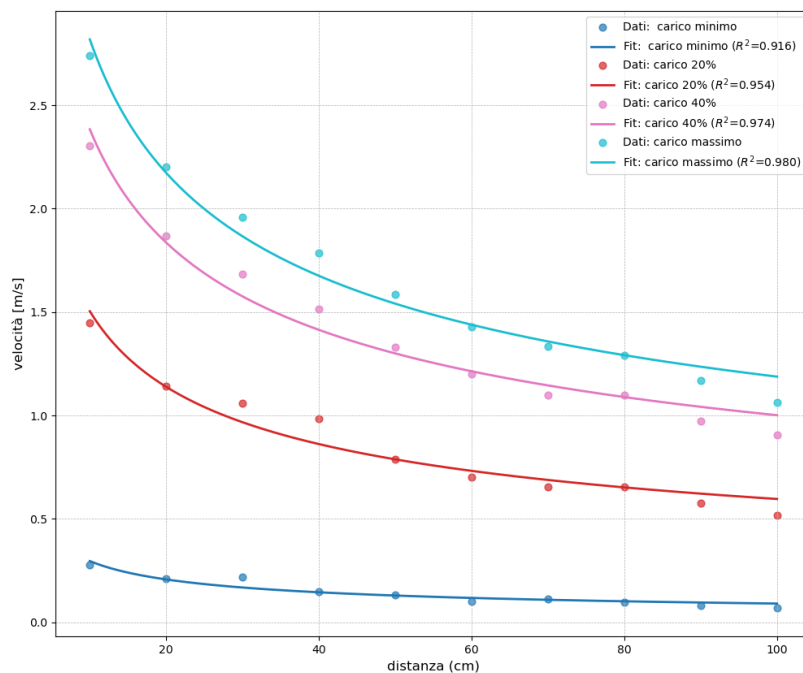


Figura 29: equazioni caratteristiche della linea media del getto a confronto

Successivamente si è analizzato il decadimento della velocità nella direzione perpendicolare rispetto a quella del getto, tramite lo studio dei punti “11-12-13-14” e “80-81-82-83-84-85” riportati in **Figura 12**. In questo caso ci si aspetta che ai lati del getto la velocità decada in modo simmetrico rispetto al centro; inoltre, allontanandosi da questo, si attende anche di avere un comportamento asintotico, in quanto la velocità non raggiunge rapidamente lo zero bensì rimane più o meno costante sul valore indisturbato nei punti lontani dal getto. Di conseguenza viene effettuata una interpolazione con un andamento gaussiano, rappresentato dall’equazione caratteristica:

$$y = a \cdot B e^{-(x-x_0)^2}$$

Dove i valori “a”, “B” e “x₀” sono i parametri di interpolazione.

Anche in questo caso si utilizza il valore di R² per capire se a livello statistico l’approssimazione è accettabile.

- Punti a 40 cm di distanza in direzione del getto:

punto	distanza (cm)	carico minimo (m/s)	carico 20% (m/s)	carico 40% (m/s)	carico massimo (m/s)
11	10	0,090	0,147	0,237	0,278
12	5	0,139	0,598	1,079	1,222
4	0	0,148	0,984	1,517	1,786
13	-5	0,122	0,599	1,029	1,246
14	-10	0,082	0,150	0,236	0,273

Tabella 6: risultati medi delle acquisizioni di velocità dell’aria lungo la direzione perpendicolare al getto a 40 cm di distanza

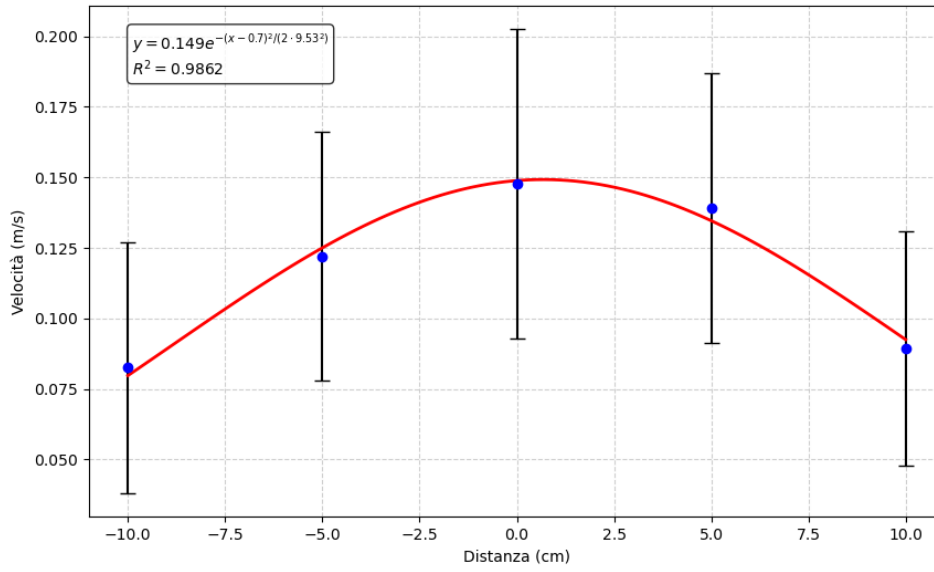


Figura 30: decadimento in direzione perpendicolare al getto a 40 cm di distanza al livello di carico minimo

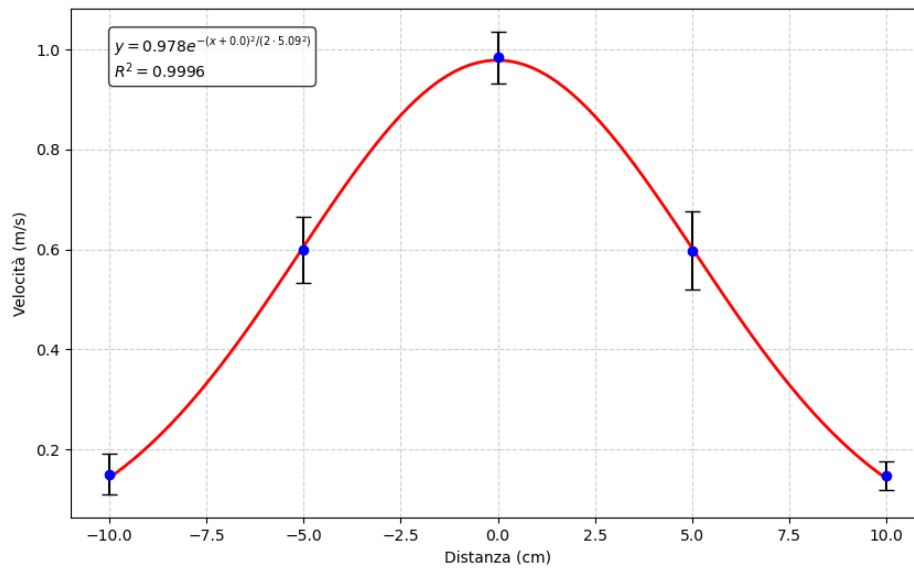


Figura 31: decadimento in direzione perpendicolare al getto a 40 cm di distanza al livello di carico 20%

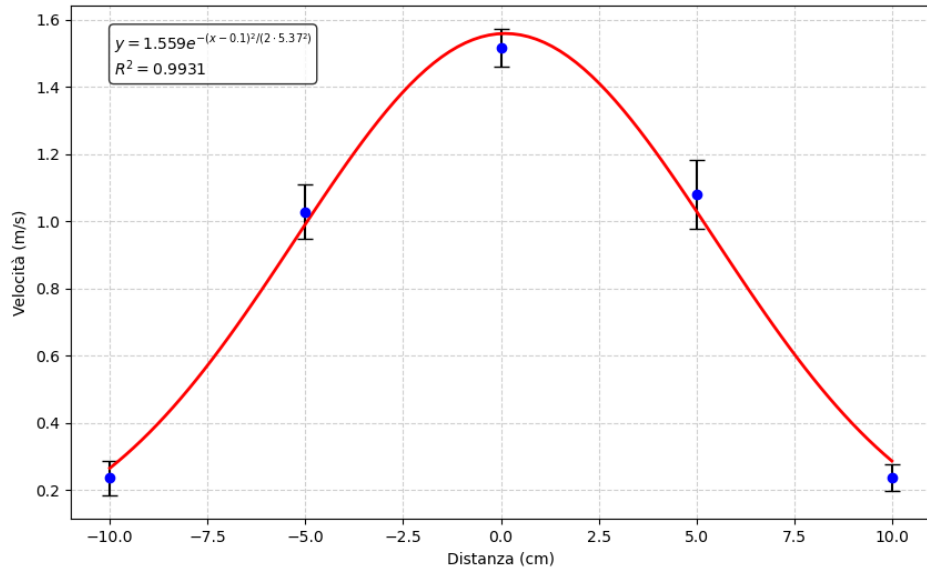


Figura 32: decadimento in direzione perpendicolare al getto a 40 cm di distanza al livello di carico 40%

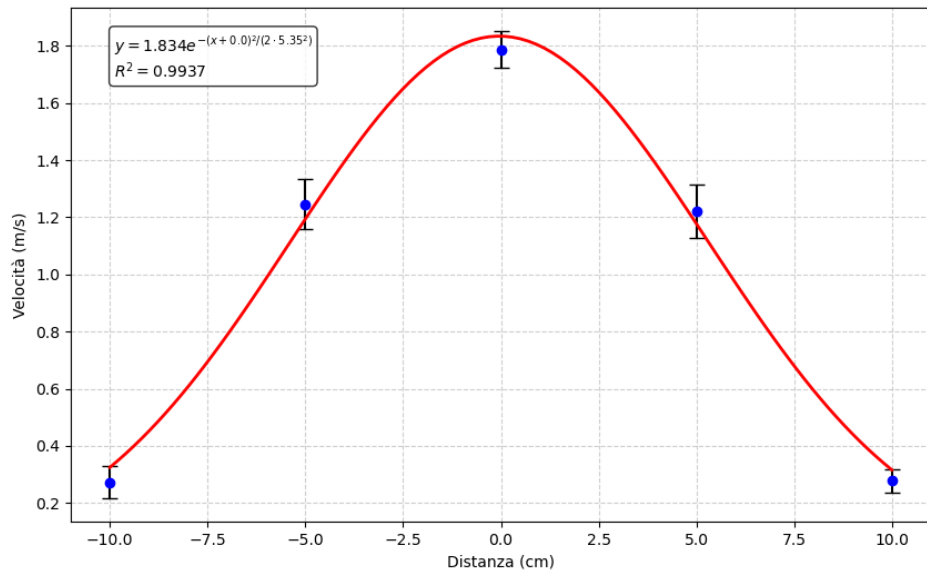


Figura 33: decadimento in direzione perpendicolare al getto a 40 cm di distanza al livello di carico massimo

Livello di carico	Equazione	R ²
Minimo	$v = 0,149 \cdot e^{-\frac{(x-0,7)^2}{2 \cdot 9,53^2}}$	0,98
20%	$v = 0,978 \cdot e^{-\frac{x^2}{2 \cdot 5,09^2}}$	0,99
40%	$v = 1,559 \cdot e^{-\frac{(x-0,1)^2}{2 \cdot 5,37^2}}$	0,99
massimo	$v = 1,834 \cdot e^{-\frac{x^2}{2 \cdot 5,35^2}}$	0,99

Tabella 7: Equazioni del decadimento della velocità in direzione perpendicolare al getto a 40 cm

Dai valori di R² particolarmente elevati in **Tabella 7** si può desumere che l'approssimazione sia consistente.

- Punti a 80 cm di distanza in direzione del getto:

punti	distanza (cm)	spento	minimo	20%	40%	massimo
80	20	0,038	0,097	0,177	0,208	0,217
81	10	0,028	0,080	0,361	0,554	0,679
82	5	0,038	0,079	0,537	0,869	0,981
8	0	0,047	0,097	0,654	1,099	1,292
83	-5	0,041	0,085	0,498	0,905	1,006
84	-10	0,030	0,087	0,346	0,544	0,678
85	-20	0,029	0,090	0,110	0,165	0,200

Tabella 8: risultati medi delle acquisizioni di velocità dell'aria lungo la direzione perpendicolare al getto a 80 cm di distanza

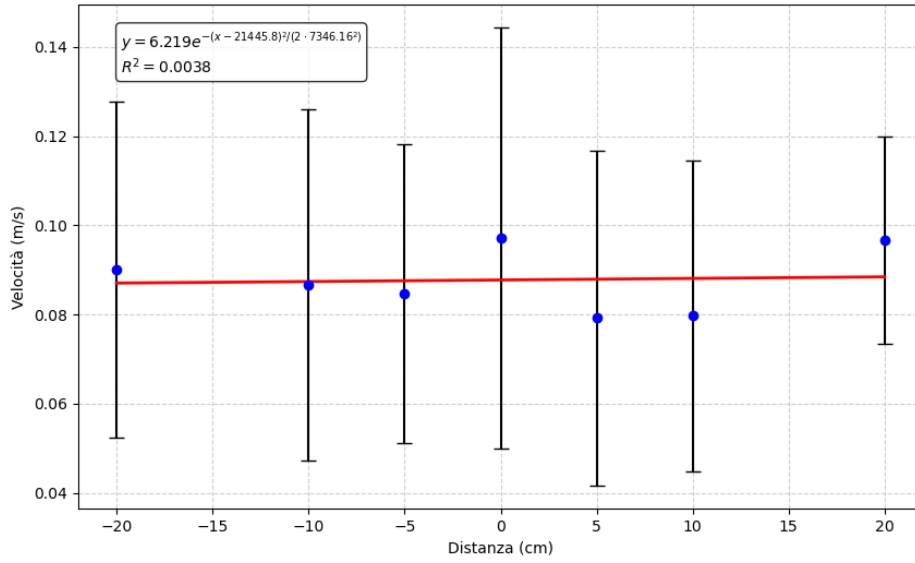


Figura 34: decadimento in direzione perpendicolare al getto a 80 cm di distanza al livello di carico minimo

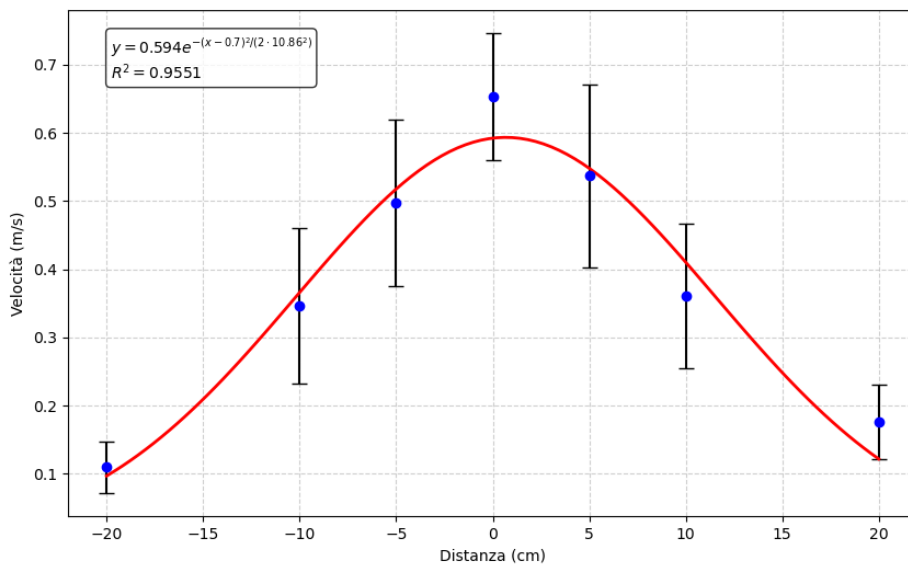


Figura 35: decadimento in direzione perpendicolare al getto a 80 cm di distanza al livello di carico 20%

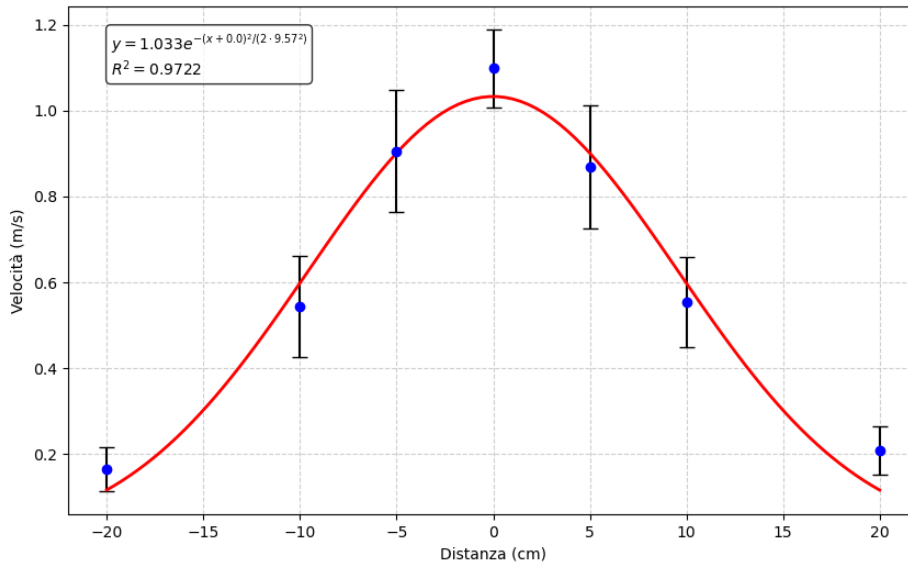


Figura 36: decadimento in direzione perpendicolare al getto a 80 cm di distanza al livello di carico 40%

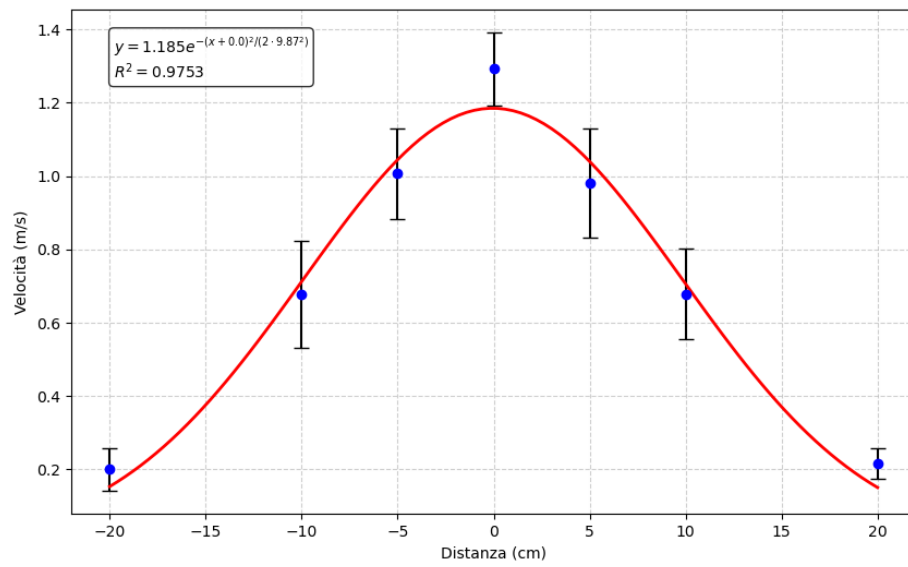


Figura 37: decadimento in direzione perpendicolare al getto a 80 cm di distanza al livello di carico massimo

Livello di carico	Equazione	R ²
Minimo	$v = 6,219 \cdot e^{-\frac{(x-21445,8)^2}{2 \cdot 7346,16^2}}$	0,00
20%	$v = 0,594 \cdot e^{-\frac{(x-0,7)^2}{2 \cdot 10,86^2}}$	0,96
40%	$v = 1,033 \cdot e^{-\frac{x^2}{2 \cdot 9,57^2}}$	0,97
massimo	$v = 1,185 \cdot e^{-\frac{x^2}{2 \cdot 9,87^2}}$	0,98

Tabella 9: Equazioni del decadimento della velocità in direzione perpendicolare al getto a 80 cm

Anche in questo caso si osservano valori di R^2 elevati, tranne per il livello di carico minimo, dove alla distanza di 80 cm dal ventilatore, la sua influenza in direzione perpendicolare è troppo debole per poter essere interpolata in modo affidabile, come si può anche notare dal carattere instabile dei punti attorno alla linea centrale in **Figura 34**.

Ora che il comportamento della velocità dell'aria è stato ben approssimato in entrambe le direzioni del piano della scrivania, è possibile ricavare una mappatura bidimensionale sperimentale del getto generato dal ventilatore in questione. Questo processo risulta utile in quanto, durante la fase di test sperimentali sulle persone, in base alla distanza di posizionamento del ventilatore sarà possibile valutare in anticipo la velocità dell'aria incidente sul soggetto nelle varie zone del corpo.

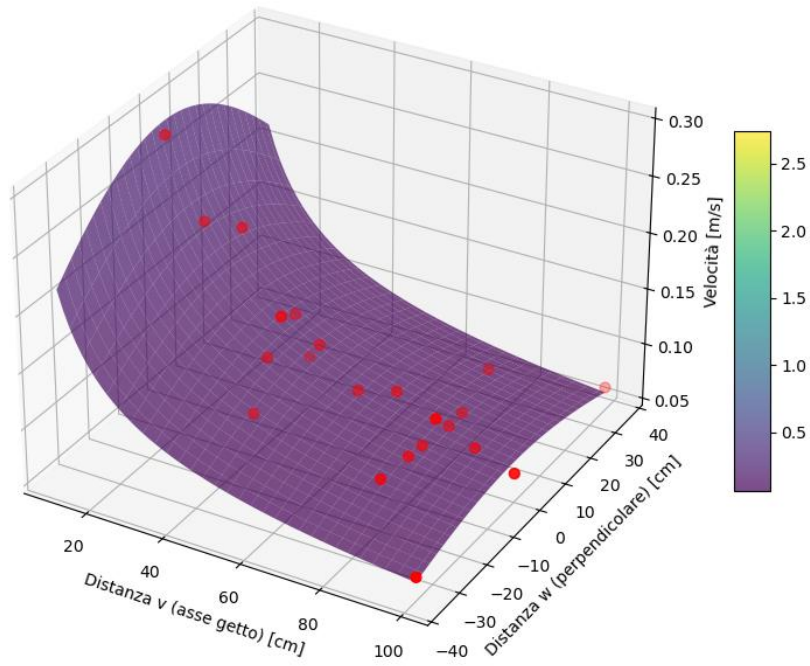


Figura 38: funzione della velocità nel piano della scrivania al livello di carico minimo

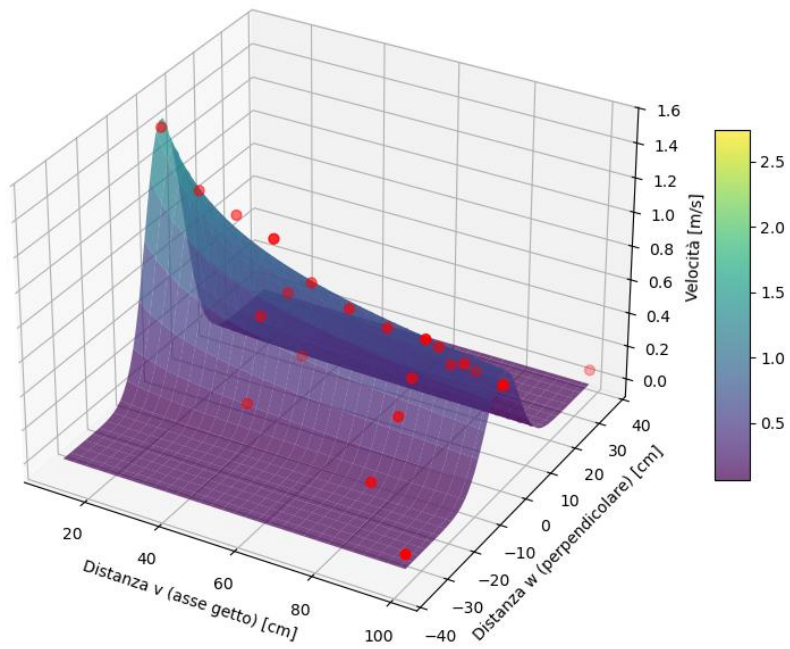


Figura 39: funzione della velocità nel piano della scrivania al livello di carico 20%

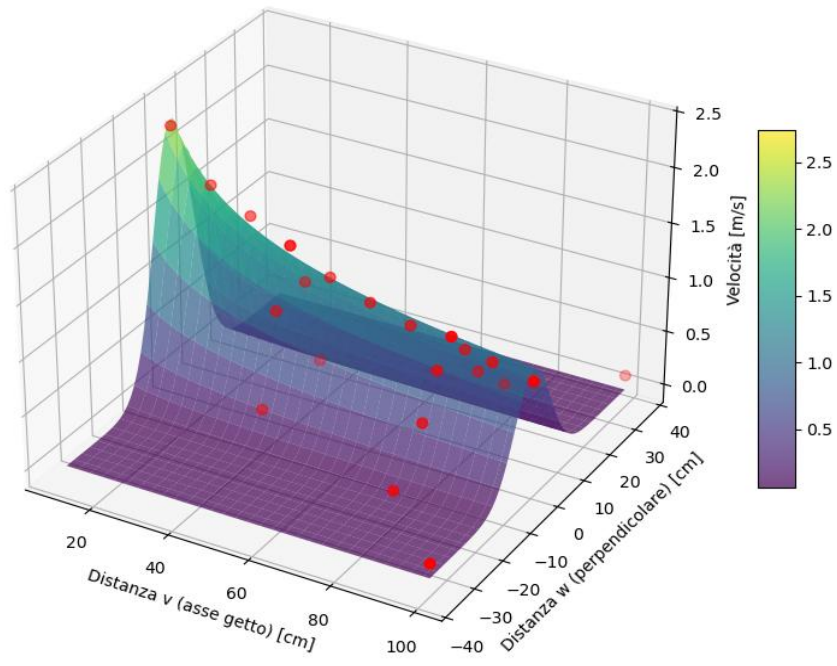


Figura 40: funzione della velocità nel piano della scrivania al livello di carico 40%

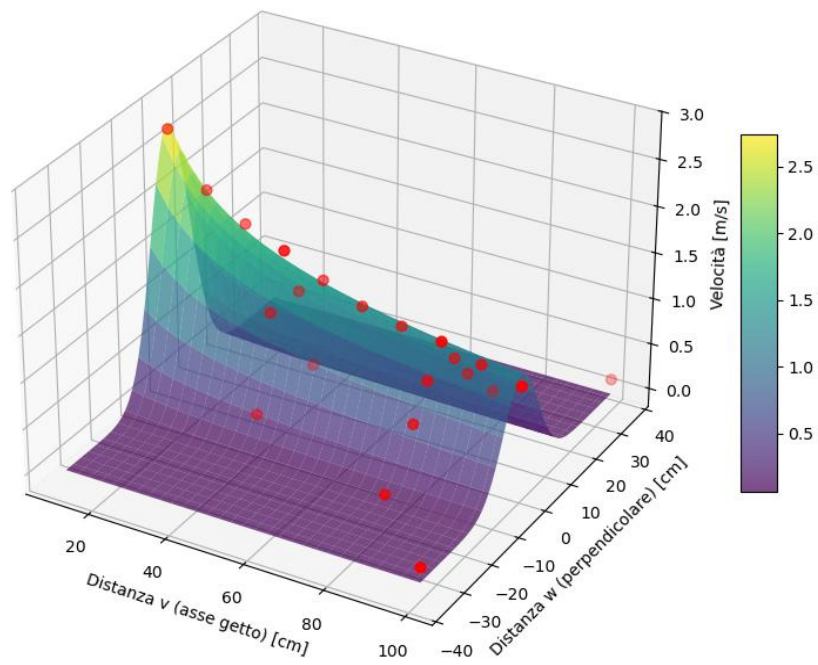


Figura 41: funzione della velocità nel piano della scrivania al livello di carico massimo

Le equazioni caratteristiche risultanti e i parametri di errore statistici vengono riportati di seguito divisi per livello di carico

Livello di carico	Equazione	R ²
Minimo	$vel = 1,06 \cdot v^{-0,560} \cdot e^{-\frac{w^2}{2 \cdot 47,4^2}}$	0,86
20%	$vel = 3,75 \cdot v^{-0,397} \cdot e^{-\frac{w^2}{2 \cdot 6,5^2}}$	0,94
40%	$vel = 5,56 \cdot v^{-0,370} \cdot e^{-\frac{w^2}{2 \cdot 6,5^2}}$	0,96
massimo	$vel = 6,63 \cdot v^{-0,372} \cdot e^{-\frac{w^2}{2 \cdot 6,5^2}}$	0,96

Tabella 10: Equazioni caratteristiche della velocità nel piano della scrivania

4.2.2.3. Terza configurazione – prova con manichino

Effettuando nuovamente le prove di velocità con un manichino di prova (prova a carico) come descritto al punto 4.1.2.3, è stato possibile valutare le differenze in termini di *modulo del vettore velocità* medio, angolo nel piano medio “theta” e angolo di elevazione medio “phi” rispetto alla prova a vuoto i cui risultati si trovano al punto 4.2.2.1. Le misurazioni vengono effettuate nei punti “M”, “N”, “O”, “P” e “Q” e di seguito vengono riportate le differenze relative in percentuale, valutate come:

$$differenza = \frac{\text{valore prova a vuoto} - \text{valore prova a carico}}{\text{valore prova a vuoto}} \times 100$$

Ne consegue che un valore positivo indica una diminuzione del valore di riferimento nella prova a carico rispetto a quello a vuoto, mentre il contrario avviene quando si ottiene un valore negativo.

PUNTO M				
liv. carico	5,00	8,72	12,48	23,80
velocità	42,1%	32,0%	6,0%	8,2%
phi	18,6%	11,9%	-1,5%	2,9%
theta	-78,4%	-5,1%	-8,5%	-8,3%

PUNTO N				
liv. carico	5,00	8,72	12,48	23,80
velocità	45,7%	58,1%	60,5%	60,5%
phi	2,1%	12,3%	12,2%	11,5%
theta	3,2%	0,9%	-1,7%	-1,1%

PUNTO O				
liv. carico	5,00	8,72	12,48	23,80
velocità	23,6%	4,4%	-5,6%	-6,5%
phi	14,1%	-1,1%	-0,6%	-0,7%
theta	-11,8%	-6,6%	-6,2%	-6,5%

PUNTO P				
liv. carico	5,00	8,72	12,48	23,80
velocità	19,8%	-51,1%	-76,2%	-102,8%
phi	14,0%	8,3%	-0,8%	-6,8%
theta	-3,0%	19,2%	22,2%	21,4%

PUNTO Q				
liv. carico	5,00	8,72	12,48	23,80
velocità	32,6%	13,2%	44,7%	36,0%
phi	22,4%	41,2%	43,2%	39,7%
theta	238,4%	-130,3%	2,4%	-0,9%

Tabella 11: differenze tra prova a carico e a vuoto

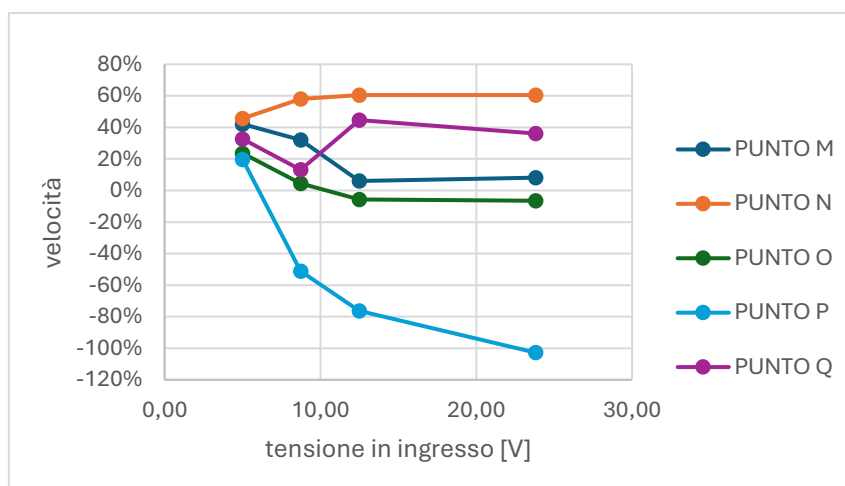


Figura 42: differenza relativa della velocità dell'aria nei punti M,N,O,P e Q tra prova a vuoto e a carico

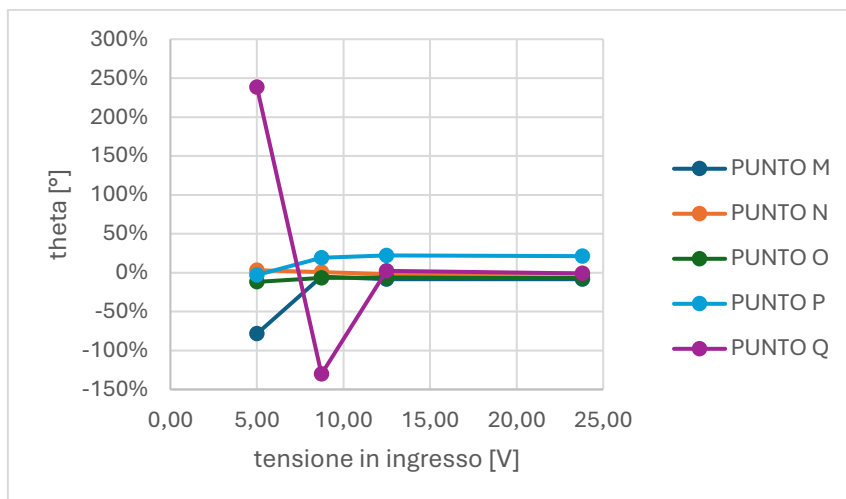


Figura 43:differenza relativa dell'angolo theta nei punti M,N,O,P e Q tra prova a vuoto e a carico

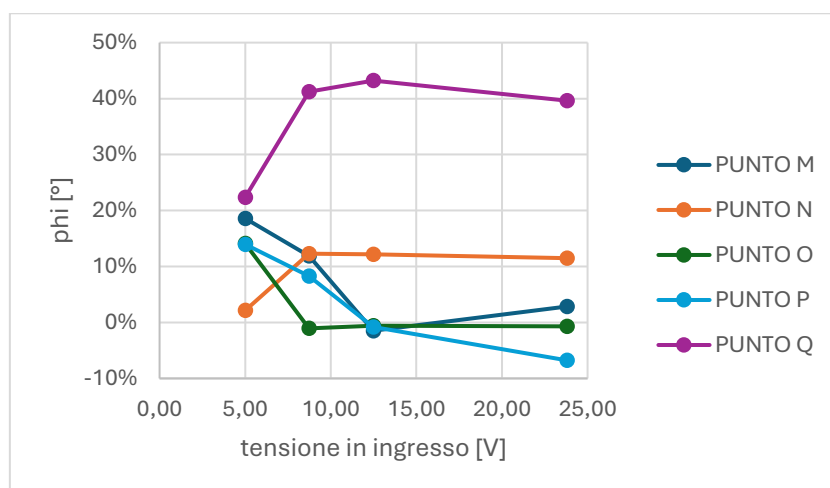


Figura 44:differenza relativa dell'angolo phi nei punti M,N,O,P e Q tra prova a vuoto e a carico

Come si può osservare dalla **Figura 42**, le variazioni relative percentuali in termini di velocità sono maggiori nei punti "N" e "P", che coincidono circa con le braccia del manichino. Nel punto "O" e nei punti più lontani "M" e "Q" invece le variazioni sono molto più ridotte in percentuale. Per quanto riguarda le variazioni dell'angolo theta invece non si riscontrano grandi scostamenti per i punti "N", "O" e "P", mentre nei punti estremali "M" e "Q", ai bassi livelli di carico (tensione di alimentazione bassa), si ottengono variazioni percentuali importanti. Questo significa che a livelli

di carico così bassi in questi punti estremali, la velocità dell'aria tende a non essere particolarmente influenzata dal getto in termini di orientamento nella prova a vuoto mentre nella prova a carico, con l'ostacolo del manichino, ne risulta maggiormente influenzata.

Di seguito vengono riportate le mappature della zona circostante la scrivania ai diversi livelli di carico per avere un confronto con il caso della prova a vuoto.

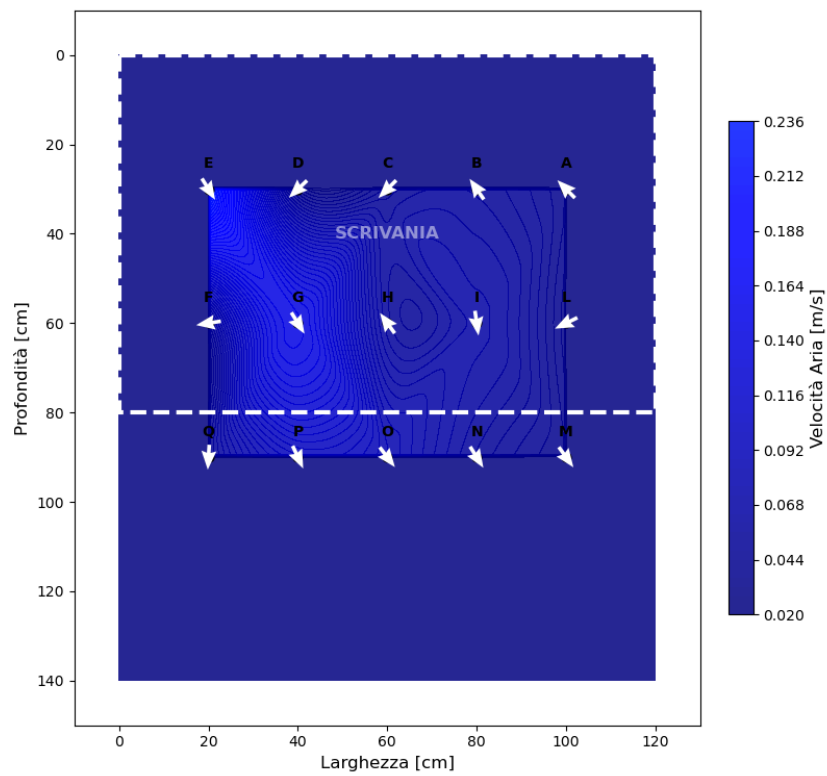


Figura 45: Mappatura della velocità nella prova a carico sulla postazione al minimo

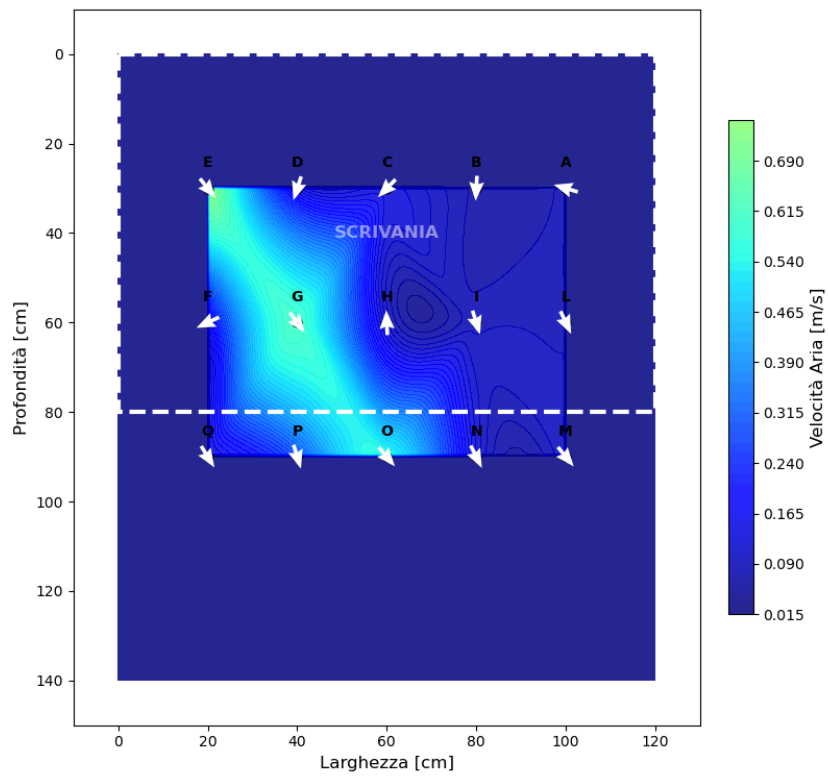


Figura 46: Mappatura della velocità nella prova a carico sulla postazione al 20%

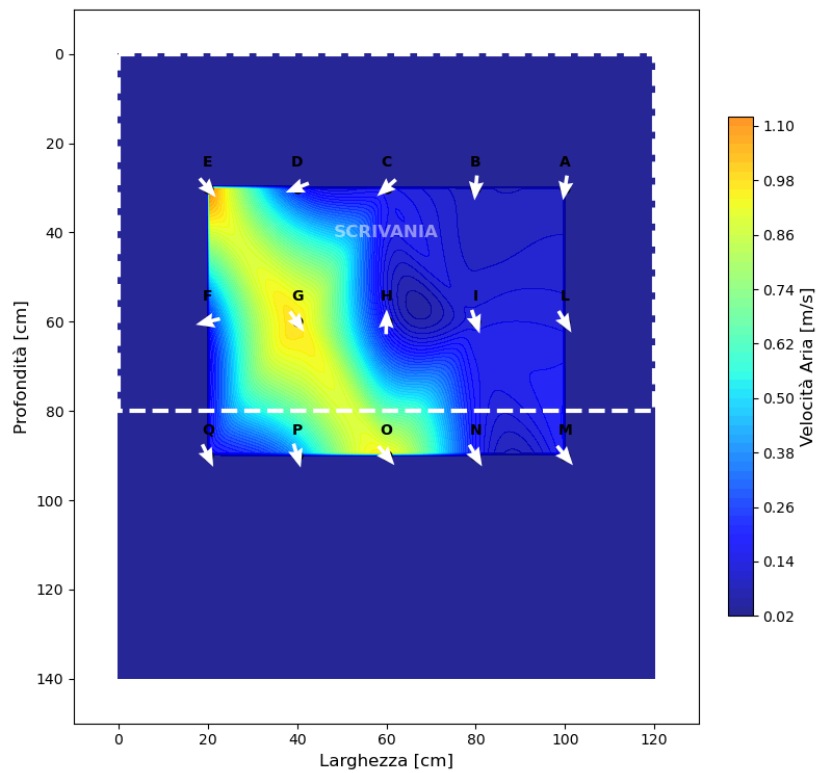


Figura 47: Mappatura della velocità nella prova a carico sulla postazione al 40%

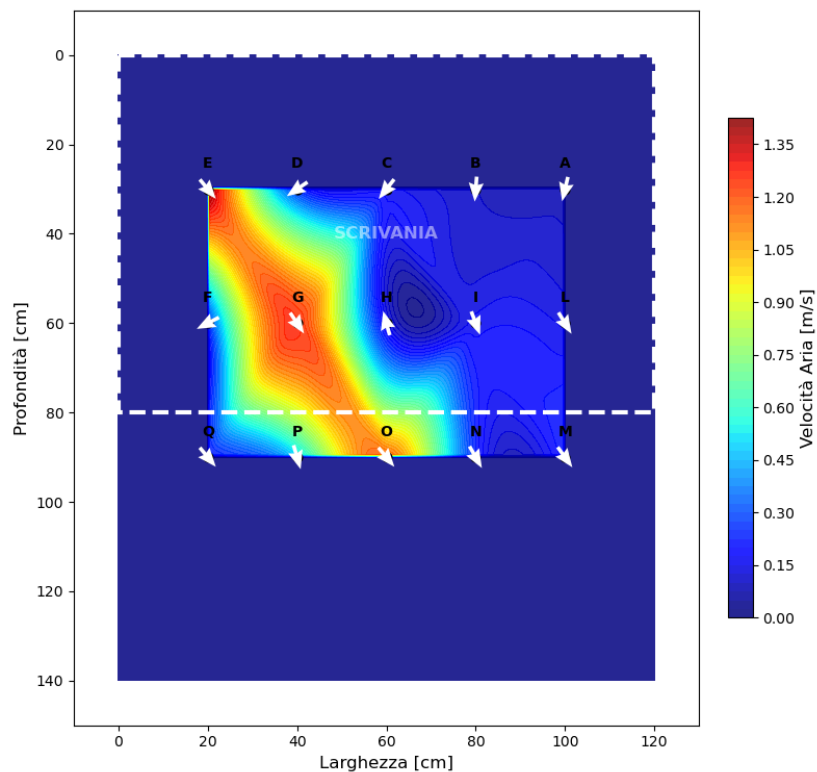


Figura 48: Mappatura della velocità nella prova a carico sulla postazione al massimo

4.2.2.4. Quarta configurazione – prova in camera climatica

Sono stati messi a confronto i risultati della sezione 4.2.2.1 con quelli ottenuti ripetendo le prove all'interno di una camera climatica dove è stata applicata una ventilazione di base al 20% delle potenzialità del sistema. Questo valore di ventilazione di fondo è stato impostato per simulare il movimento dell'aria presente in ambienti ad uso ufficio necessario per ottenere un livello accettabile di IAQ. Le differenze sono state valutate in termini relativi come:

$$differenza = \frac{\text{valore prova in camera climatica} - \text{valore prova normale}}{\text{valore prova in camera climatica}} \times 100$$

Una differenza positiva significa dunque che la velocità dell'aria è maggiore in camera climatica rispetto al caso in ambiente non confinato; al contrario se la differenza è negativa la velocità è minore all'interno della camera climatica.

Punto N					
liv. Carico	0	5	8,72	12,48	23,8
velocità	81,4%	70,9%	66,7%	3,0%	-3,5%
theta	75,5%	24,0%	18,9%	-15,5%	-16,7%
phi	6,1%	-12,7%	15,6%	-20,8%	-25,7%

Punto O					
liv. Carico	0	5	8,72	12,48	23,8
velocità	78,7%	60,5%	-31,7%	-19,4%	-20,8%
theta	166,4%	7,0%	11,0%	-1,9%	2,2%
phi	41,6%	14,7%	5,0%	2,0%	3,5%

Punto P					
liv. Carico	0	5	8,72	12,48	23,8
velocità	77,6%	50,6%	19,8%	18,4%	27,2%
theta	156,2%	20,6%	7,3%	3,8%	4,5%
phi	-9,8%	-5,0%	15,2%	19,4%	21,9%

Tabella 12: differenze relative tra prove in ambiente libero ed in camera climatica

Per quanto riguarda la velocità si notano ovviamente grosse differenze quando il ventilatore è spento, questo a causa della ventilazione di fondo della camera climatica che non è presente nelle prove in ambiente non confinato. Aumentando il livello di carico invece, si vede come la differenza tende a diminuire fino anche a cambiare di segno, segno che la ventilazione di fondo crea un'interferenza con il getto del ventilatore in esame riducendone la velocità.

Anche nel caso dell'angolo sul piano "theta" si ritrova lo stesso principio per cui, a ventilatore spento, la differenza è ampia in quanto la ventilazione di fondo genera un orientamento preferenziale dell'aria, al contrario del caso non confinato dove l'aria segue un andamento stocastico. Con l'aumentare dei livelli di carico la differenza si assottiglia notevolmente rimanendo nel range del 2 ÷ 20 %.

Per quanto riguarda invece l'angolo "phi" non sono presenti grandi variazioni tra le due configurazioni e solo agli elevati livelli di carico superano di poco il 20% di differenza relativa.

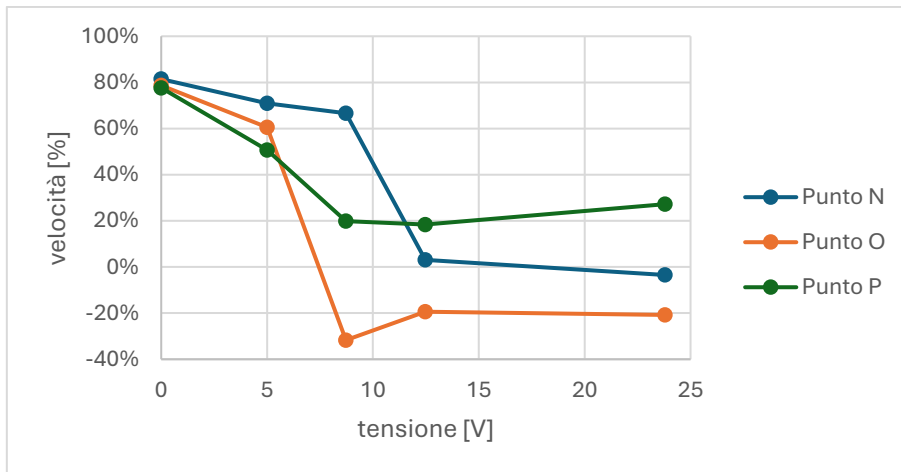


Figura 49: differenza relativa della velocità tra prova in camera climatica e in ambiente libero

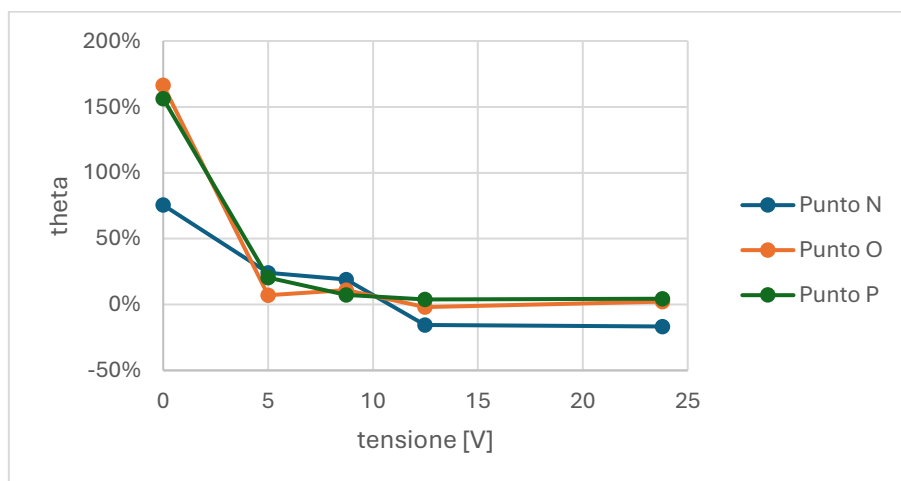


Figura 50: differenza relativa di theta tra prova in camera climatica e in ambiente libero

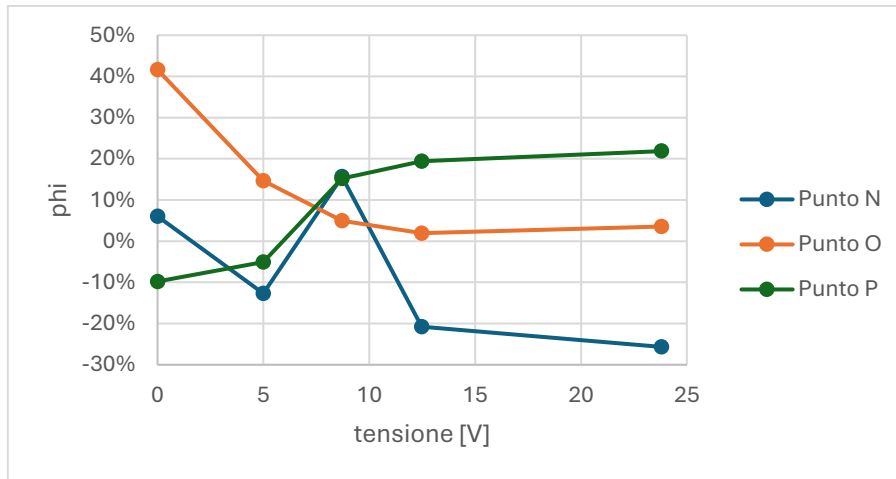


Figura 51: differenza relativa di phi tra prova in camera climatica e in ambiente libero

5. Capacità di raffrescamento teorica

Per stabilire l'efficacia del dispositivo PECS è necessario calcolare l'effettiva capacità di raffrescamento che genera attraverso il flusso d'aria emesso. Grazie all'accurata caratterizzazione del getto è ora possibile fare una valutazione di quanto effettivamente il coefficiente di scambio termico convettivo migliora, rendendo più efficiente la dissipazione del calore del corpo umano verso l'ambiente e migliorando dunque la sensazione di comfort personale.

A questo scopo è necessario trovare una correlazione tra la velocità dell'aria sul corpo umano e il coefficiente di scambio termico convettivo. In merito sono stati effettuati molti studi in letteratura, per lo più sperimentali, e sono state trovate delle formulazioni che si differenziano tra loro per il range di velocità studiato, per la postura del manichino che simula la persona (in piedi o seduto) e per la direzione del flusso. Nel lavoro di *Oliveira et al.* [46] viene riportata una tabella con un elenco delle formulazioni empiriche trovate in letteratura al variare appunto delle condizioni sopracitate. Nel contesto di un dispositivo PECS ad uso ufficio la situazione interessata è quella di una persona seduta, colpita da un getto d'aria frontale o in diagonale (non un getto laterale), in un range di velocità compreso tra $0 \div 2 \text{ m/s}$. Con queste ipotesi rappresentative la formulazione più aderente al caso studio in esame è quella riportata nel lavoro di *de Dear et al.* [47], secondo cui:

$$h_c = 10,1 \cdot v_{aria}^{0,61}$$

Anche nel lavoro di *Gao et al.* [48], più recente rispetto al precedente, si giunge ad una conclusione quasi identica in termini di formulazione, nonostante in questo caso l'analisi sia stata effettuata mediante tecniche CFD; dunque si può ipotizzare che la correlazione trovata sia affidabile.

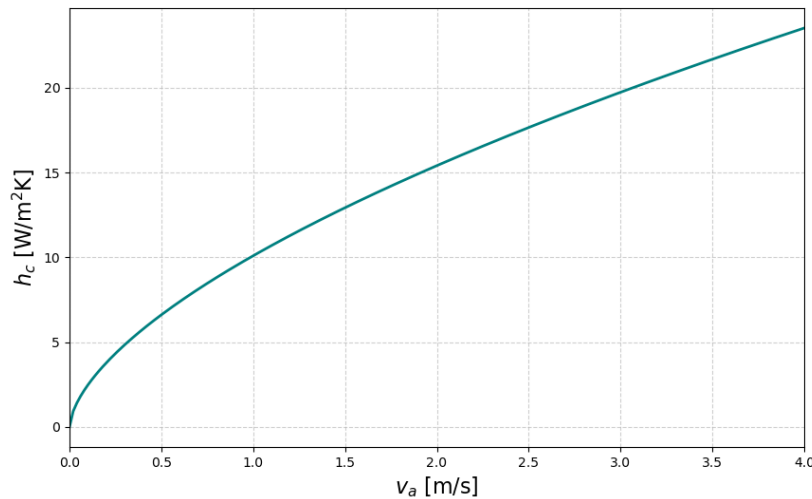


Figura 52: variazione del coefficiente di scambio termico convettivo con la velocità dell'aria

La velocità dell'aria sul corpo influisce dunque in modo diretto sul coefficiente di scambio termico convettivo h_c ; pertanto è possibile effettuare un'analisi di sensitività su di esso per capire come varia l'efficacia del sistema, attraverso il calcolo del *Predicted Mean Vote* (PMV), e la sua efficienza, attraverso il calcolo del COP.

Il PMV viene calcolato a partire dal bilancio termico sul corpo umano, che restituisce il "carico termico":

$$\Delta L = (M - W) - (C^* + R^* + C_k^* + R_{res}^* + E_{sk}^*)$$

Dove i vari elementi dell'equazione sono già stati spiegati nel **capitolo 1**. Dal carico termico ΔL è poi possibile valutare il PMV come:

$$PMV = (0,303 \cdot e^{-0,036 \cdot M} + 0,028) \cdot \Delta L$$

L'analisi di sensitività è stata effettuata per tre diverse temperature dell'aria, che sono: 27°C, 28°C e 30°C; per ciascuna di esse la temperatura media radiante è stata assunta pari alla temperatura dell'aria stessa. Di seguito vengono riportati tutti i dati di input necessari per l'analisi:

- *Temperatura aria (T_a) = 27, 28, 30 °C;*
- *Temperatura media radiante (T_{mr}) = 27, 28, 30 °C;*
- *Umidità relativa (RH) = 25%;*
- *Resistenza termica del vestiario (I_{clo}) = 0,6 clo, tipico valore per un abbigliamento estivo;*
- *Velocità dell'aria di fondo = 0,2 m/s, movimento dell'aria generato dal sistema centralizzato e non dal dispositivo PECS;*
- *Metabolismo (MET) = 1,2 Met, tipico valore per attività d'ufficio.*

Il valore di RH è stato mantenuto al 25% (valore più basso rispetto al consueto 50% considerato come valore tipico di comfort per le persone) per avere una maggiore conformità con i test successivi effettuati con soggetti volontari in camera climatica; in questo modo è possibile valutare più accuratamente le differenze tra modello e prestazioni teoriche e risultati empirici.

Per quanto riguarda invece l'efficienza del sistema, il COP viene valutato come:

$$COP = \frac{\text{Effetto utile}}{\text{Spesa}}$$

In questo caso l'effetto utile è rappresentato dall'incremento della potenza di scambio termico convettivo del corpo, mentre la spesa è rappresentata dalla potenza elettrica assorbita dal fan. Per questa valutazione si assume come spesa la potenza elettrica massima assorbita dal ventilatore pari a 6,3 W, dunque si considera un funzionamento al livello di carico massimo. Nel caso venissero usati più ventilatori contemporaneamente la spesa diventa:

$$\text{Spesa} = n^{\circ} \text{ ventilatori} * 6,3 \text{ W} \quad [W]$$

Per la misura dell'effetto utile si calcola preliminarmente lo scambio termico convettivo a cui il corpo è soggetto quando è presente solamente la ventilazione di base impostata a 0,2 m/s (C_{free}); successivamente si calcola lo scambio termico

convettivo del corpo con l'ambiente nella situazione con il coefficiente di scambio termico convettivo migliorato grazie all'azione del dispositivo PECS (C). L'effetto utile sarà dunque la differenza tra questi due valori trovati e indica quanto la ventilazione da parte del PECS ha migliorato la dissipazione del calore convettivo del corpo umano.

$$Effetto\ utile = C - C_{free}$$

In questa prima analisi si vuole capire quanto la variazione di h_c impatta su PMV e COP; quindi si considera che il coefficiente sia uguale per tutto il corpo a prescindere dalla velocità dell'aria nelle varie parti del corpo.

Di seguito vengono riportati i risultati dell'analisi di sensitività, dove il COP è stato calcolato per le configurazioni ad uno e a due ventilatori.

h_c [W/m ² K]	T_{clo} [°C]	ΔT [°C]	C [W]	C_{free} [W]	EFF.UTILE [W]	COP 1 fan	COP 2 fan	PMV	T_{aria} [°C]
5	30,45	3,45	34,78	27,85	6,93	1,10	0,55	0,471	27
6	30,28	3,28	39,67	27,85	11,83	1,88	0,94	0,372	
7	30,12	3,12	44,03	27,85	16,18	2,57	1,28	0,285	
8	29,98	2,98	48,06	27,85	20,22	3,21	1,60	0,204	
9	29,85	2,85	51,71	27,85	23,86	3,79	1,89	0,130	
10	29,73	2,73	55,04	27,85	27,19	4,32	2,16	0,064	
5	30,94	2,94	29,64	23,71	5,93	0,94	0,47	0,763	28
6	30,79	2,79	33,75	23,71	10,04	1,59	0,80	0,681	
7	30,66	2,66	37,54	23,71	13,83	2,20	1,10	0,604	
8	30,54	2,54	40,97	23,71	17,26	2,74	1,37	0,536	
9	30,43	2,43	44,09	23,71	20,38	3,24	1,62	0,473	
10	30,33	2,33	46,97	23,71	23,27	3,69	1,85	0,415	
5	31,91	1,91	19,25	15,44	3,81	0,60	0,30	1,357	30
6	31,82	1,82	22,01	15,44	6,57	1,04	0,52	1,301	
7	31,73	1,73	24,41	15,44	8,97	1,42	0,71	1,254	
8	31,65	1,65	26,61	15,44	11,17	1,77	0,89	1,210	
9	31,58	1,58	28,67	15,44	13,22	2,10	1,05	1,169	
10	31,52	1,52	30,64	15,44	15,20	2,41	1,21	1,128	

Tabella 13: Risultati dell'analisi di sensitività che mette in relazione COP e PMV con la variazione del coefficiente di scambio termico convettivo

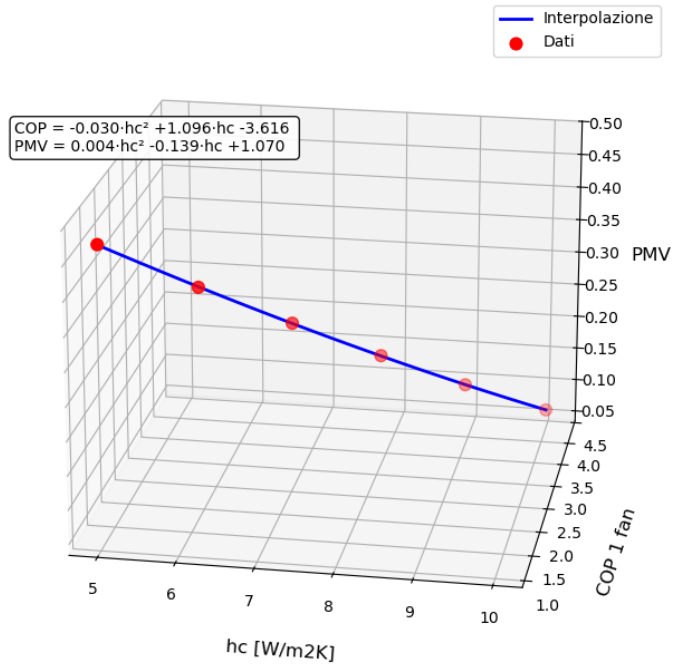


Figura 53: COP e PMV in funzione di hc a 27°C

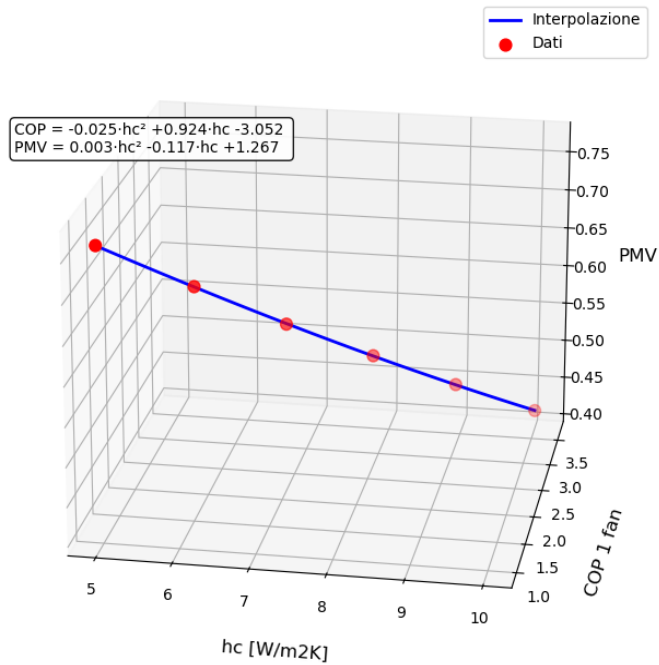


Figura 54: COP e PMV in funzione di hc a 28°C

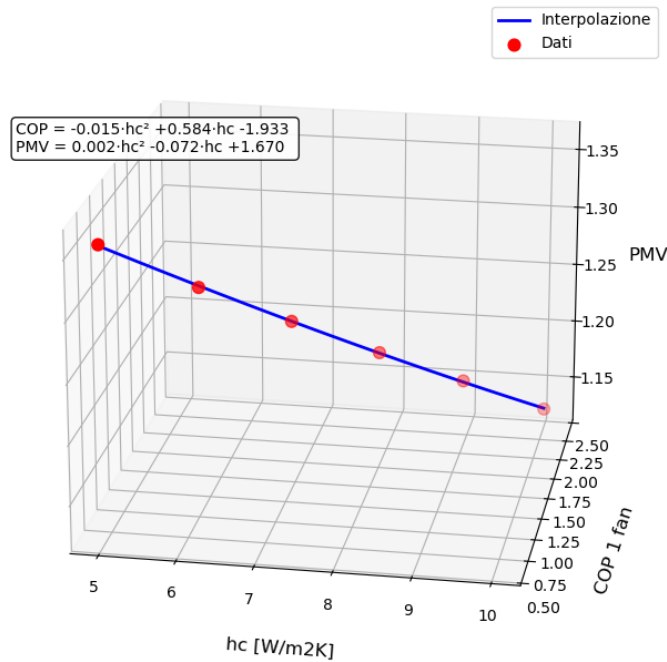


Figura 55: COP e PMV in funzione di hc a 30°C

Secondo la scala del PMV, per rimanere nella zona di comfort, bisogna rimanere dentro il range compreso tra -0,5 e +0,5; tuttavia la zona di accettabilità può essere estesa fino a valori di $\pm 0,75$. La zona intorno all'unità (+1) corrisponde invece ad un ambiente "leggermente caldo".

Dalla **Tabella 13** si vede come a 27°C, per tutti i valori considerati di h_c , il PMV rientra nel range di comfort; a 28°C per i valori più bassi di h_c si rientra nella zona di ammissibilità e poi con il suo aumentare si riesce ad entrare nel range di comfort; a 30°C invece per tutti i valori considerati si sta leggermente sopra il valore unitario di PMV. Dunque considerando valori di velocità (su tutto il corpo) compresi circa tra $0,3 \div 1 \text{ m/s}$ per i 27°C si riesce a garantire una situazione di comfort, a 28°C si riesce a raggiungere una situazione limite tra la zona di comfort e quella di accettabilità, mentre a 30°C si riesce a limitare la sensazione di caldo fino ad una di "leggermente caldo" ma senza raggiungere l'accettabilità.

In questa valutazione è stato assunto un valore del coefficiente h_c costante per tutto il corpo, come se in ogni punto di esso la velocità dell'aria fosse uguale. Per effettuare una stima più dettagliata delle prestazioni associate al dispositivo PECS in questione in una situazione tipo ufficio, è necessario associare ad ogni parte del corpo una velocità dell'aria caratteristica e di conseguenza un suo coefficiente di scambio termico convettivo. Alla fine di questo processo, tramite una media pesata dei coefficienti con l'area del corpo a cui sono associati, è possibile estrarre un valore unico di h_c per tutto il corpo con cui continuare la valutazione come fatto precedentemente. Dunque è necessario definire come è composta la postazione ad uso ufficio, il numero di ventilatori utilizzati e le distanze tra essi ed il soggetto, informazioni fondamentali per capire il campo di velocità generato dai dispositivi nelle varie parti del corpo. La postazione viene mostrata di seguito.



Figura 56: Postazione PECS dall'alto e dal basso

La scrivania in **Figura 56** è la stessa utilizzata per la caratterizzazione in **Figura 9** e quindi le dimensioni sono le medesime (120x80 cm). Sono stati implementati due ventilatori, uno sopra e uno sotto la scrivania, anziché uno soltanto per due motivi principali: ridurre la differenza di temperatura tra la parte alta e bassa del corpo, causa frequente di discomfort, e aumentare l'area del corpo interessata dal movimento accelerato dell'aria; in questo modo l'aumento del coefficiente h_c interessa una porzione maggiore del corpo e dunque l'azione di raffreddamento risulta più efficace.

Nota la configurazione è possibile associare ad ogni parte del corpo una distanza dal ventilatore per poter effettuare il calcolo della velocità sulla zona stessa. Il corpo è stato schematizzato in 7 parti diverse che sono:

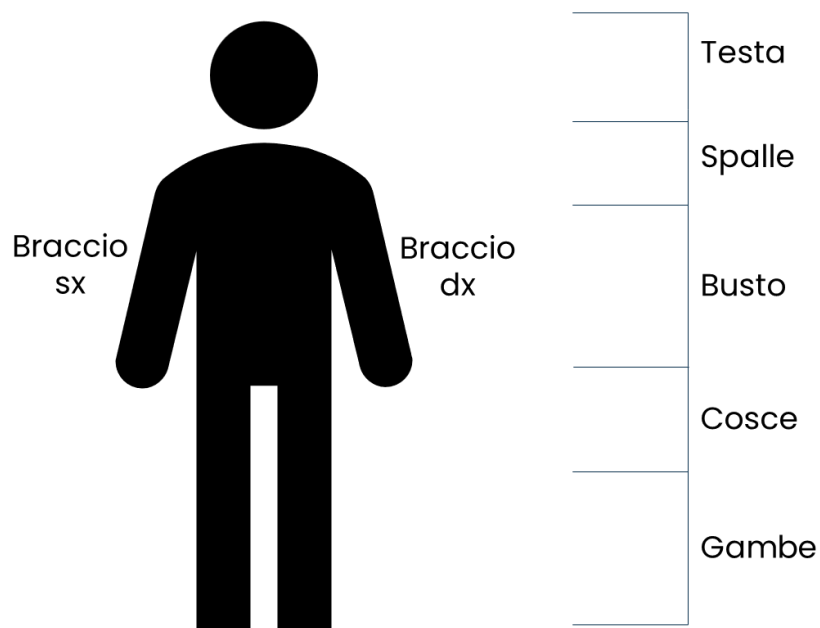


Figura 57: Schematizzazione delle parti del corpo per l'analisi della postazione

Parte del corpo	Area totale [m²]	Area frontale [m²]	Area nascosta [m²]
Testa	0,16	0,08	0,08
Spalle	0,20	0,10	0,10
Busto	0,23	0,11	0,11
Braccio sx	0,06	0,03	0,03
Braccio dx	0,06	0,03	0,03
Cosce	0,60	0,30	0,30
Gambe	0,50	0,25	0,25
TOT	1,80		

Tabella 14: Superficie di scambio termico delle varie zone del corpo

I valori in **Tabella 14** sono stati ricavati tramite misura sul manichino utilizzato nella sezione **4.1.2.3**. L'area totale è stata divisa a metà, dove una parte, nominata "area frontale", è effettivamente esposta al flusso d'aria mentre l'altra, nominata "area nascosta", non è interessata direttamente dal flusso in quanto si trova "di schiena" ai ventilatori; dunque è stato assegnato a queste aree un valore di velocità fisso di 0,45 m/s, che corrisponde al valore misurato sul bordo di attacco del manichino nella zona laterale non direttamente colpita dal getto d'aria.

Per ognuna delle aree frontali di ogni zona del corpo è stata associata una distanza:

- per la testa è stata assunta una distanza di 40 cm, ma per quanto riguarda la velocità associata a questa zona è stata utilizzata la misura effettuata nella sezione **4.1.2.1** del punto "O" ad una altezza di 1,10 m;
- alle spalle è stata associata la stessa distanza della testa (40 cm) e allo stesso modo come velocità dell'aria è stata utilizzata la media delle velocità misurate nei punti "N", "O" e "P" ad 1,10 m di altezza da terra;

- il busto è stato assunto ad una distanza di 40 cm e in base all'equazione caratteristica del ventilatore al livello di carico massimo trovata nella sezione 4.2.2.2 è stata ricavata la velocità media nella zona;
- per le braccia invece sono state assunte due velocità separate, in quanto quello destro risulta molto vicino al ventilatore mentre il sinistro più distante, dunque per il braccio destro è stata considerata una distanza di 20 cm mentre per il sinistro di 50; in seguito la velocità è stata ricavata mediante l'equazione caratteristica;
- per gli arti inferiori non è stata fatta una diversificazione tra coscia/gamba destra e sinistra in quanto il ventilatore in basso è posizionato centralmente e in modo perpendicolare al soggetto, dunque si assume che il getto colpisca gli arti inferiori alla stessa maniera. La distanza assunta per le cosce è di 70 cm mentre per la restante parte delle gambe di 50 cm; questo perché il ventilatore in basso è posizionato all'estremo del tavolo ma le cosce si estendono in lunghezza sotto il tavolo, per cui la restante parte delle gambe risulta più vicina.

Tutte le velocità calcolate sono state ridotte del 20% per tenere conto del disturbo creato dalla ventilazione di fondo, partendo dai risultati ottenuti alla sezione 4.2.2.4. A partire dalla velocità su ogni zona è stato calcolato il coefficiente di scambio termico convettivo e successivamente è stata fatta una media pesata sommando tutti i contributi moltiplicati per l'area di riferimento e dividendo poi per l'area totale del corpo. In **Tabella 15** vengono riportati tutti i valori in questione e anche il coefficiente h_c totale risultante.

Parte del corpo	Distanza (cm)	Vel. frontale [m/s]	Vel. nascosta [m/s]	h_c frontale [W/m ² K]	h_c nascosto [W/m ² K]	h_c pesato [W/K]
Testa	40	1,14	0,45	10,93	6,21	1,38
Spalle	30	0,79	0,45	8,75	6,21	1,52
Busto	40	0,78	0,45	8,66	6,21	1,70
Braccio sx	50	0,74	0,45	8,42	6,21	0,42
Braccio dx	20	2,00	0,45	15,42	6,21	0,62
Cosce	70	0,66	0,45	7,86	6,21	4,22
Gambe	50	0,74	0,45	8,42	6,21	3,66
TOT [W/m ² K]						7,51

Tabella 15: coefficienti di scambio termico convettivo e velocità sulle varie parti del corpo.

Dal modello teorico dunque, grazie alla postazione PECS, si raggiunge un coefficiente di scambio termico convettivo totale di tutto il corpo di 7,51 W/m²K. Considerando una velocità uniforme di 0,2 m/s su tutto il corpo, caratteristica della situazione con i ventilatori spenti, si ottiene:

$$h_c = 10,1 * 0,2^{0,61} = 3,78 \text{ W/m}^2\text{K}$$

La postazione PECS permette dunque, con queste condizioni e ipotesi rappresentative, di raddoppiare il coefficiente di scambio termico convettivo e di conseguenza anche il calore dissipato per convezione dalla persona verso l'ambiente esterno.

Noto il coefficiente h_c si procede con il calcolo della temperatura del vestiario (T_{clo}), in quanto l'ambiente esterno non scambia calore direttamente con il corpo umano bensì con i vestiti che lo ricoprono. Si assume dunque una temperatura uniforme del vestiario che viene riportata in **Tabella 16**; essa è stata ricavata mediante la risoluzione dell'equazione risultante dalla somma del calore disperso per convezione e irraggiamento dal corpo umano (e quindi dal vestiario che ricopre la

persona) in condizione di comfort (R^*+C^*). Entrando in gioco il termine di irraggiamento, l'equazione sarà di quarto grado. Si riportano di seguito l'equazione in forma impropria:

$$a \cdot T_{clo}^4 + b \cdot T_{clo}^3 + c \cdot T_{clo}^2 + d \cdot T_{clo} + e = 0$$

Il coefficiente "e" dipende però dalla T_{clo} stessa, dunque per arrivare a convergenza è stata effettuata una iterazione iniziando il calcolo con l'ipotesi di $T_{clo} = T_{pelle} = 34^\circ\text{C}$. Alla fine dell'iterazione sono stati ricavati i seguenti coefficienti attraverso cui è stata calcolata la T_{clo} :

- $a = 4,396 \cdot 10^{-8}$;
- $b = 0$;
- $c = 0$;
- $d = 19,089$;
- $e = -6198,657$;

Noti T_{clo} e h_c è possibile calcolare la potenza termica specifica dissipata per convezione sia nel caso dei ventilatori accesi che spenti (nel caso in cui la postazione PECS è spenta resta attiva la ventilazione di fondo a 0,2 m/s). L'effetto utile della postazione sarà dunque la differenza tra i due valori di potenza dissipata. Successivamente viene calcolato il carico termico (ΔL) risultante dal bilancio termico e infine COP e PMV. Tutti i risultati discussi vengono riportati in **Tabella 16**.

Taria [°C]	T_{clo} [°C]	C_{fan} [W/m ²]	C_{free} [W/m ²]	Effetto Utile (ΔC) [W/m ²]	ΔL [W/m ²]	COP	PMV
27	30,05	25,67	15,47	10,2	11,65	1,46	0,24
28	30,59	21,8	13,17	8,63	14,03	1,23	0,571
30	31,69	14,22	8,58	5,64	23,4	0,81	1,23

Tabella 16: Prestazioni della postazione PECS con due ventilatori

Osservando i risultati si trova un riscontro con i dati in **Tabella 13**. Con una temperatura dell'aria a 27°C il modello teorico suggerisce che la postazione PECS riesce efficacemente a generare una situazione di comfort termico; a 28°C si rientra al limite tra la fascia di comfort e quella di accettabilità, tuttavia con leggera approssimazione si può supporre che la postazione sia ancora in grado di mantenere una situazione di comfort. Raggiungendo i 30°C viene superato il valore unitario di PMV, dunque la stima del modello suggerisce che l'azione dei ventilatori non risulta più sufficiente per raggiungere una condizione di accettabilità termica; nonostante questo si riesce comunque a limitare il valore del PMV su una sensazione di "leggermente caldo", permettendo magari di raggiungere questa temperatura per brevi periodi di tempo.

6. Prova di comfort soggettivo in camera termostatica

Il comfort personale risulta essere un tema sempre ostico da valutare mediante l'utilizzo di modelli teorici, questo perché la percezione personale dell'ambiente dipende da molti parametri soggettivi variabili da individuo a individuo. Esistono persone che tendono ad avere una sensibilità particolarmente pronunciata al freddo o al caldo; anche il livello di sopportazione delle correnti d'aria risulta difficile da valutare in quanto una certa velocità potrebbe essere percepita come piacevole da qualcuno e come fastidiosa da altri. Per questo motivo storicamente, usando il celebre modello di Fanger, viene posta una soglia di accettabilità limitata ad un 80% di persone soddisfatte, per stabilire se un ambiente è soddisfacente dal punto di vista del comfort oppure no.

Per questa ragione, allo scopo di confermare l'efficacia della postazione PECS, sono stati effettuati dei test in una camera termostatica coinvolgendo dei soggetti volontari. In questo modo è possibile non solo fare un paragone tra i risultati del modello teorico e quelli dei test per valutare se esiste conformità tra di essi, ma consente anche di verificare la presenza o meno di forme alternative di discomfort rispetto a quello termico, come possono essere rischio di draft, secchezza oculare ecc. La camera termostatica in questione è divisa in due camere delle stesse dimensioni 403 x 305 x 343 cm: "outdoor" e "indoor", separate da una partizione interna; la prima dovrebbe simulare il comportamento dell'ambiente esterno mentre la seconda quella dell'ambiente interno. Nel caso dell'esperimento questi due ruoli separati non sono stati rispettati e le si è utilizzate in modo parallelo per portare avanti due esperimenti con due soggetti per volta. Il comportamento delle due camere è il medesimo, dunque questa scelta non influenza in alcun modo l'esperimento visto che entrambe sono state mantenute alla stessa temperatura.

6.1. *Metodologia*

La camera termostatica permette di avere un controllo sulla temperatura e sull'umidità interna, effettuati mediante un sistema di ventilazione, regolato tramite inverter, e di pannelli radianti su tutte le pareti delle camere. Durante i test è stata controllata però solamente la temperatura interna, questo perché il controllo di umidità all'interno delle camere generava delle forme di discomfort olfattivo e sonoro che avrebbero potuto interferire con la valutazione del comfort termico, a causa della percezione non ottimale dell'ambiente. Per questo motivo anche nel modello teorico della sezione 5 è stato assunto un valore di umidità relativa pari al 25%, in quanto mediamente questo è il valore di RH che si è mantenuto per tutte le prove.

La campagna sperimentale consiste in prove della durata di 70 minuti totali per ognuna delle tre temperature in esame (27°, 28°C e 30°C), portate avanti con 12 soggetti volontari di età compresa tra i 23 e 29 anni, che per l'intera durata del test sono state sedute nella postazione di cui alla **Figura 56** lavorando al computer.

Le singole prove sono state strutturate nel seguente modo:

- *15 minuti* di adattamento alla temperatura dell'esperimento con i ventilatori spenti (disp. Spento). Questa fase serve a far ambientare il soggetto alla postazione, oltre che ad abbassare il livello metabolico fino a quello associato ad una attività di tipo "ufficio" di 1,2 Met; infatti a tutti i partecipanti è stato concesso l'utilizzo di un computer su cui lavorare per l'intera durata della prova.
- *35 minuti* con i ventilatori accesi e fissi sul livello di carico al 40% (disp. Fisso). In questo tempo si vuole valutare l'efficacia del dispositivo nel mantenere una condizione di comfort termico. È stato scelto il suddetto livello di carico invece di quello massimo per lasciare la possibilità all'utente nella fase successiva di aumentare la ventilazione

- *20 minuti* con i ventilatori accesi e completamente regolabili da parte dell'utente (disp. Variabile). Questa ultima fase serve a capire il tipo di regolazione preferenziale delle persone oltre che a valutare l'impatto della possibilità di controllo sul comfort.

Alla fine di ognuna delle fasi descritte è stato chiesto ai soggetti di compilare un questionario prima di procedere con lo step successivo, tramite cui è stato possibile valutare: abbigliamento, sensazione termica, percezione dell'ambiente, preferenze, soddisfazione generale ecc.

Al termine dei test tutti i questionari con i relativi commenti sono stati esaminati e i risultati sono stati comparati con quelli del modello teorico. Il questionario viene riportato nell'**Appendice D**.

6.2. *Analisi del campione di soggetti testato*

Il campione per la campagna sperimentale è composto da 12 soggetti, con un'età compresa tra i 22 ed i 30 anni, di cui 4 di sesso femminile e 8 di sesso maschile. Attraverso il questionario è stato chiesto loro di specificare il livello di sensibilità individuale al freddo, al caldo e al movimento dell'aria, su una scala che va da 1 a 3, dove:

- 1 = poco sensibile;
- 2 = normalmente sensibile;
- 3 = molto sensibile.

Di seguito vengono indicate le percentuali per quanto riguarda questi voti:

voto	sens. Freddo	sens. Caldo	sens. Mov. Aria
1	16,7%	8,3%	0,0%
2	75,0%	75,0%	83,3%
3	8,3%	16,7%	16,7%

Tabella 17: Livello di sensibilità al freddo, al caldo e al movimento dell'aria dei soggetti del campione

La maggioranza dei soggetti del campione afferma di non essere marcatamente sensibile a nessuno di questi 3 fattori. Nei casi dei soggetti che hanno votato invece con "1" o "3", i risultati sono stati analizzati tenendo a mente le rispettive sensibilità indicate.

È stato richiesto ai soggetti un vestiario composto da intimo, jeans, t-shirt e scarpe da ginnastica, a cui è stato associato un valore di resistenza termica del vestiario di 0,6 clo. L'attività metabolica è stata mantenuta a 1,2 Met tramite regolare attività da ufficio come lavoro al computer.

6.3. Risultati

Dall'analisi dei questionari è stato possibile valutare l'evoluzione della sensazione termica, del comfort termico, della percezione e delle preferenze relative alla velocità dell'aria nelle tre fasi della prova e per ognuna delle tre temperature in esame. I risultati vengono mostrati attraverso dei grafici a barre, i quali indicano il numero di persone che ha espresso un determinato "voto" per ognuno dei termini valutati. Le percentuali dei voti per ogni termine e per ognuna delle tre temperature vengono poi inserite all'interno di tabelle riassuntive.

6.3.1. Sensazione termica

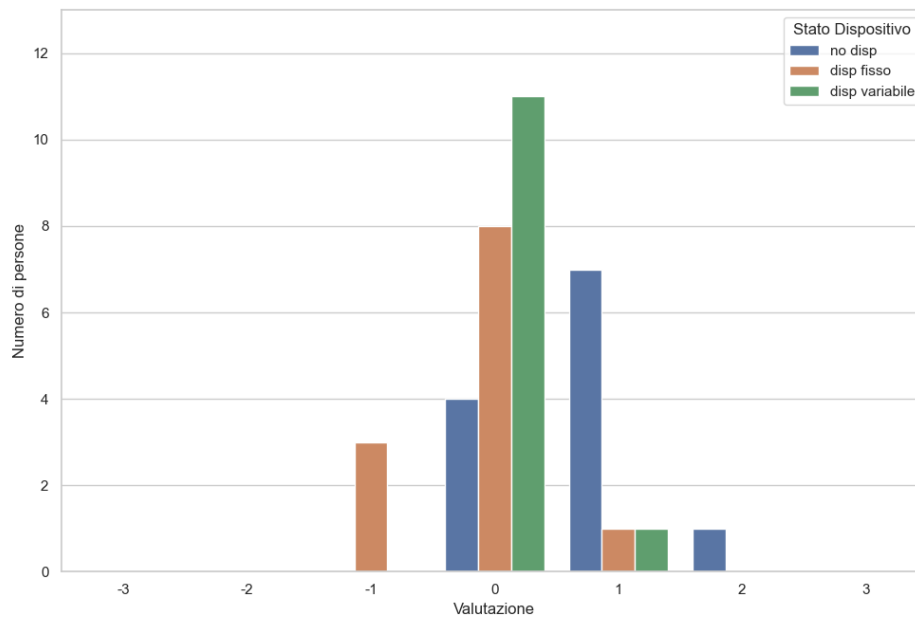


Figura 58: Voti sensazione termica per la prova a 27°C

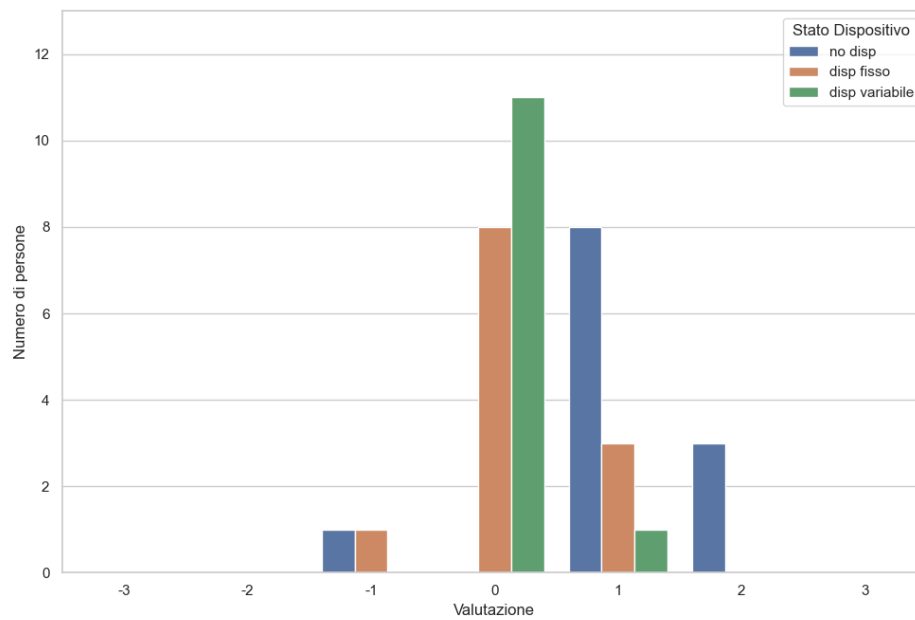


Figura 59: Voti sensazione termica per la prova a 28°C

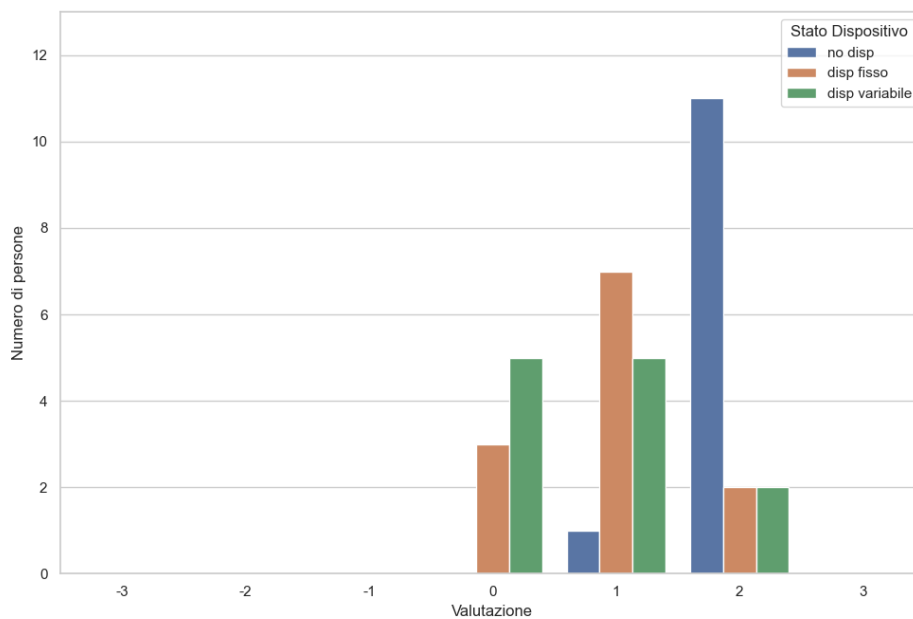


Figura 60: Voti sensazione termica per la prova a 30°C

Temp. [°C]	voto	scala sensazione termica		
		No disp.	Disp. fisso	Disp. variabile
27°C	-3	0,0%	0,0%	0,0%
	-2	0,0%	0,0%	0,0%
	-1	0,0%	25,0%	0,0%
	0	33,3%	66,7%	91,7%
	1	58,3%	8,3%	8,3%
	2	8,3%	0,0%	0,0%
	3	0,0%	0,0%	0,0%
28°C	-3	0,0%	0,0%	0,0%
	-2	0,0%	0,0%	0,0%
	-1	8,3%	8,3%	0,0%
	0	0,0%	66,7%	91,7%
	1	66,7%	25,0%	8,3%
	2	25,0%	0,0%	0,0%
	3	0,0%	0,0%	0,0%
30°C	-3	0,0%	0,0%	0,0%
	-2	0,0%	0,0%	0,0%
	-1	0,0%	0,0%	0,0%
	0	0,0%	25,0%	41,7%
	1	8,3%	58,3%	41,7%
	2	91,7%	16,7%	16,7%
	3	0,0%	0,0%	0,0%

Tabella 18: Percentuali dei voti di sensazione termica

Analizzando i risultati si nota che nella prima fase con il ventilatore spento, come ci si aspettava, aumentando la temperatura interna i voti tendono a salire fino ad essere quasi del tutto fissi sul "2" (caldo). Per entrambe le prove a 27 e 28°C si raggiunge nella terza fase una condizione di neutralità termica (0) per tutti i soggetti tranne per uno soltanto, il quale aveva espresso nel questionario di essere molto sensibile al caldo; con il ventilatore fisso alle stesse temperature la sensazione varia tra "leggermente caldo" e "leggermente freddo", dunque la possibilità di regolazione ha permesso di migliorare nella quasi totalità dei soggetti la sensazione termica. Con 30°C di temperatura interna solo il 41,7% afferma di trovarsi in una sensazione di neutralità termica, una stessa percentuale afferma di avere leggermente caldo mentre la restante parte afferma di avere caldo; comunque la possibilità di regolazione ha portato ad una migioria della percezione termica dell'ambiente raggiungendo in svariati casi l'accettabilità. In **Figura 61** viene riportato l'andamento della media dei voti sulla sensazione termica lungo la durata della prova per le tre temperature.

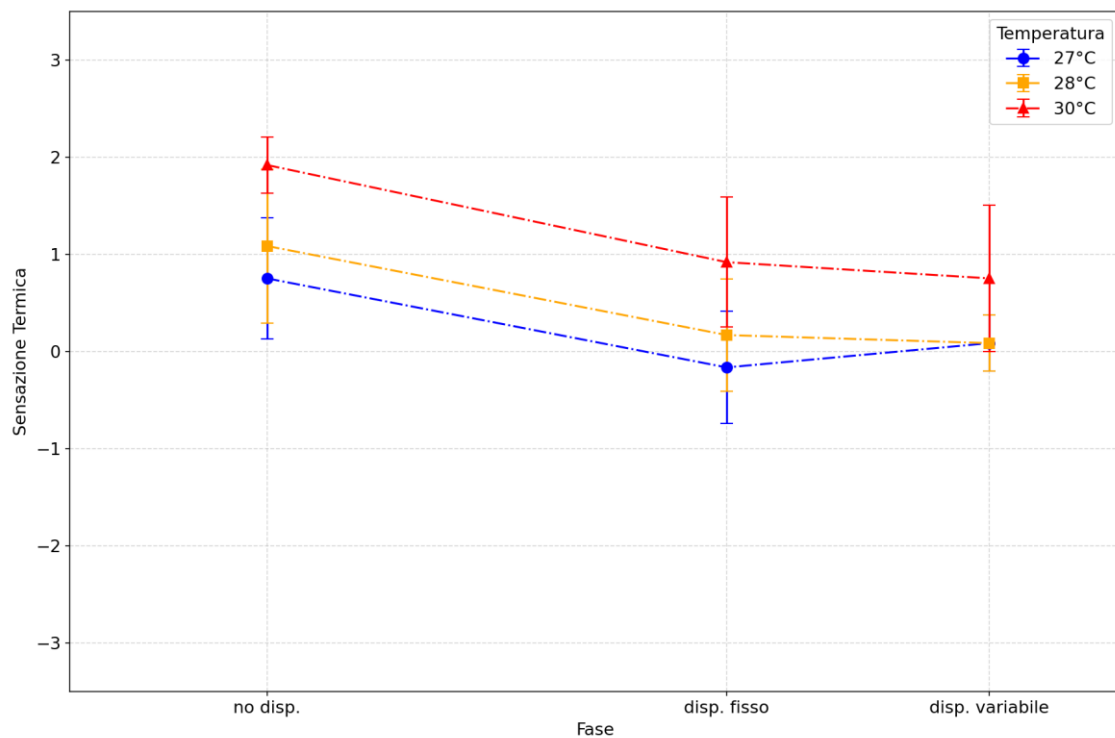


Figura 61: Media dei voti della sensazione termica nelle varie fasi della prova

6.3.2. Comfort termico

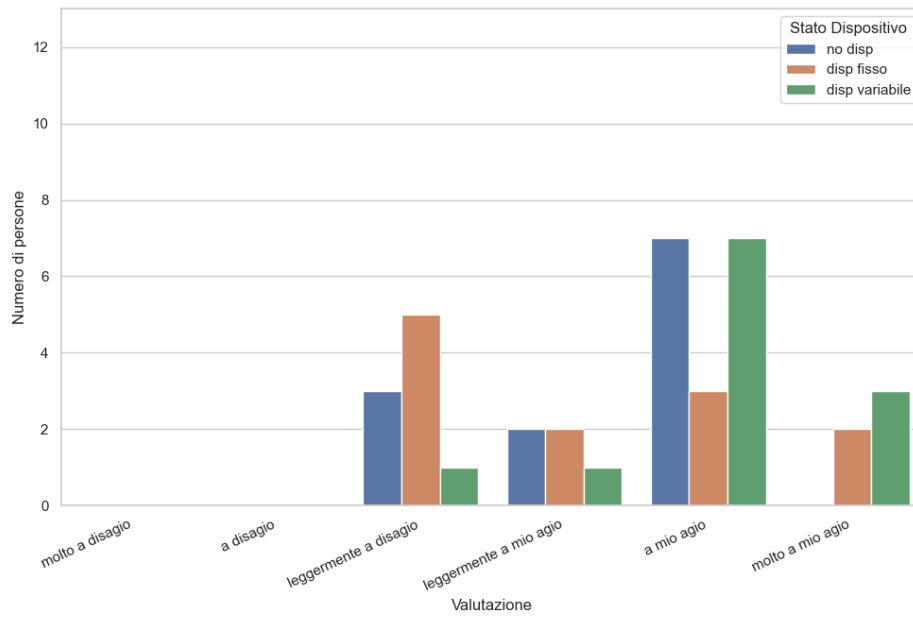


Figura 62: Voti comfort termico per la prova a 27°C

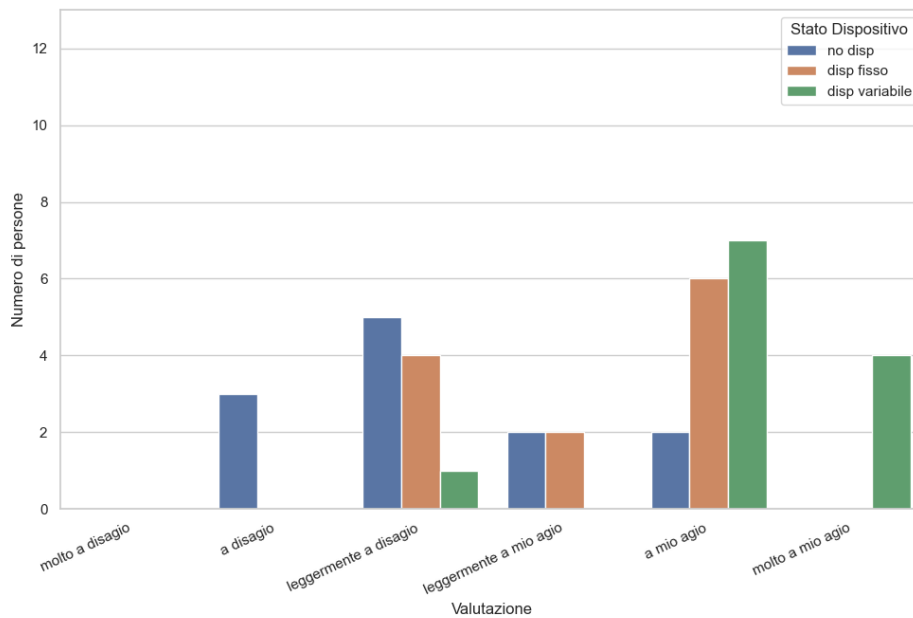


Figura 63: Voti comfort termico per la prova a 28°C

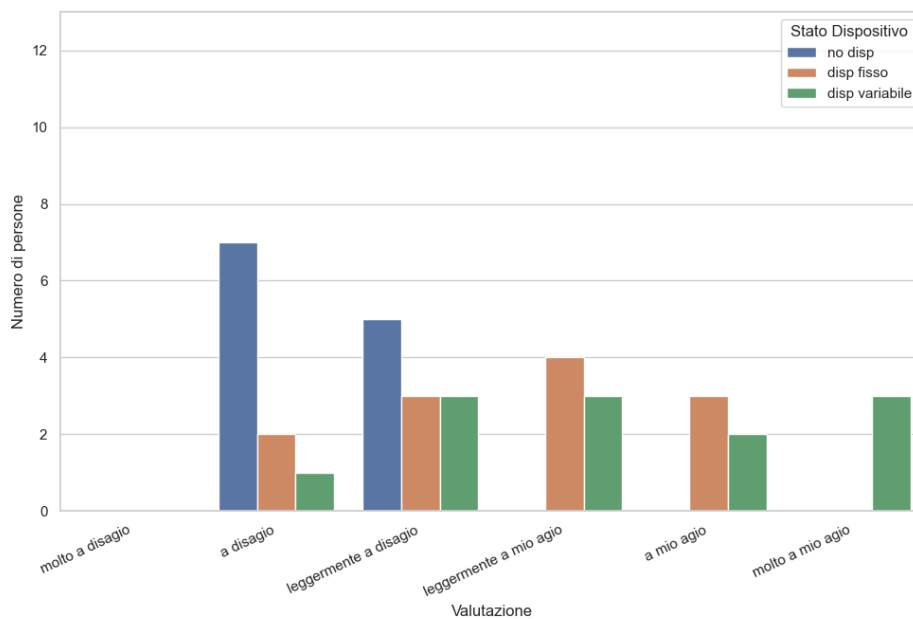


Figura 64: Voti comfort termico per la prova a 30°C

Temp. [°C]	voto	scala comfort ambientale		
		No disp.	Disp. fisso	Disp. variabile
27°C	molto a disagio	0,0%	0,0%	0,0%
	a disagio	0,0%	0,0%	0,0%
	leggermente a disagio	25,0%	41,7%	8,3%
	leggermente a mio agio	16,7%	16,7%	8,3%
	a mio agio	58,3%	25,0%	58,3%
	molto a mio agio	0,0%	16,7%	25,0%
28°C	molto a disagio	0,0%	0,0%	0,0%
	a disagio	25,0%	0,0%	0,0%
	leggermente a disagio	41,7%	33,3%	8,3%
	leggermente a mio agio	16,7%	16,7%	0,0%
	a mio agio	16,7%	50,0%	58,3%
	molto a mio agio	0,0%	0,0%	33,3%
30°C	molto a disagio	0,0%	0,0%	0,0%
	a disagio	58,3%	16,7%	8,3%
	leggermente a disagio	41,7%	25,0%	25,0%
	leggermente a mio agio	0,0%	33,3%	25,0%
	a mio agio	0,0%	25,0%	16,7%
	molto a mio agio	0,0%	0,0%	25,0%

Tabella 19: Percentuali dei voti di comfort termico

Dalla **Tabella 19** si osserva come più aumenta la temperatura dell'aria e più l'utilizzo del ventilatore viene associato ad una condizione di comfort termico migliore; a 27°C ad esempio l'accensione del dispositivo al livello di carico 40% ha provocato un aumento della percentuale di persone che affermavano di essere leggermente a disagio, invece alle temperature maggiori l'accensione del dispositivo consegue una diminuzione della percentuale dello stesso voto e in generale migliora la condizione di comfort. Nella fase di regolazione del ventilatore il comfort termico aumenta in modo impattante per tutte e tre le temperature valutate. In **Figura 61** si riportano le medie dei voti ottenuti nelle tre prove per ogni fase.

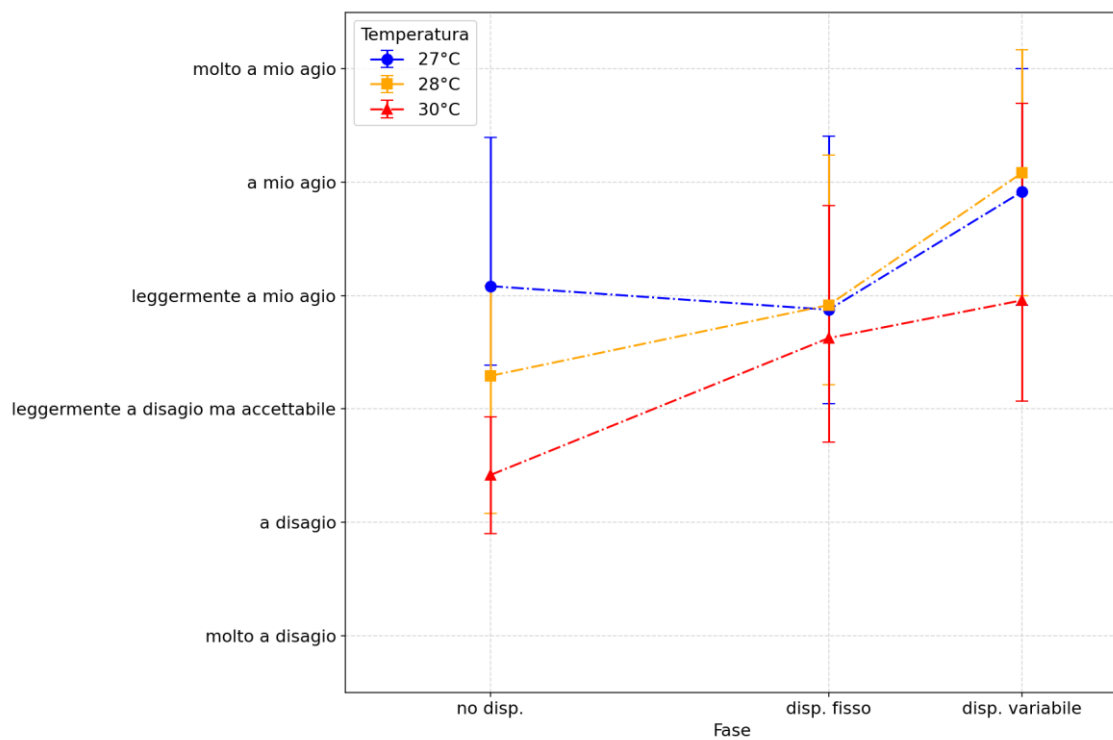


Figura 65: Media dei voti per il comfort termico nelle varie fasi della prova

6.3.3. Percezione del movimento dell'aria

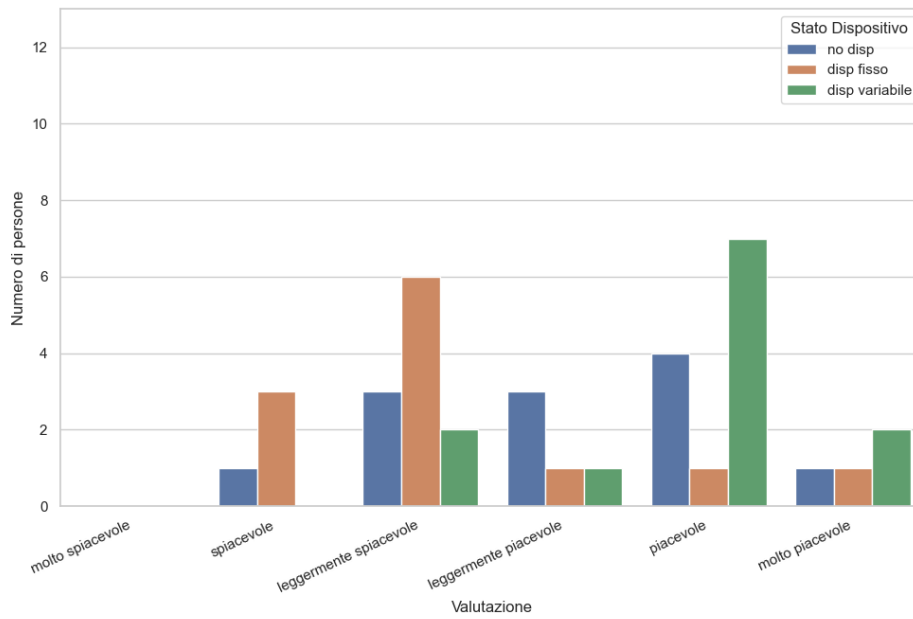


Figura 66: Voti percezione del movimento dell'aria per la prova a 27°C

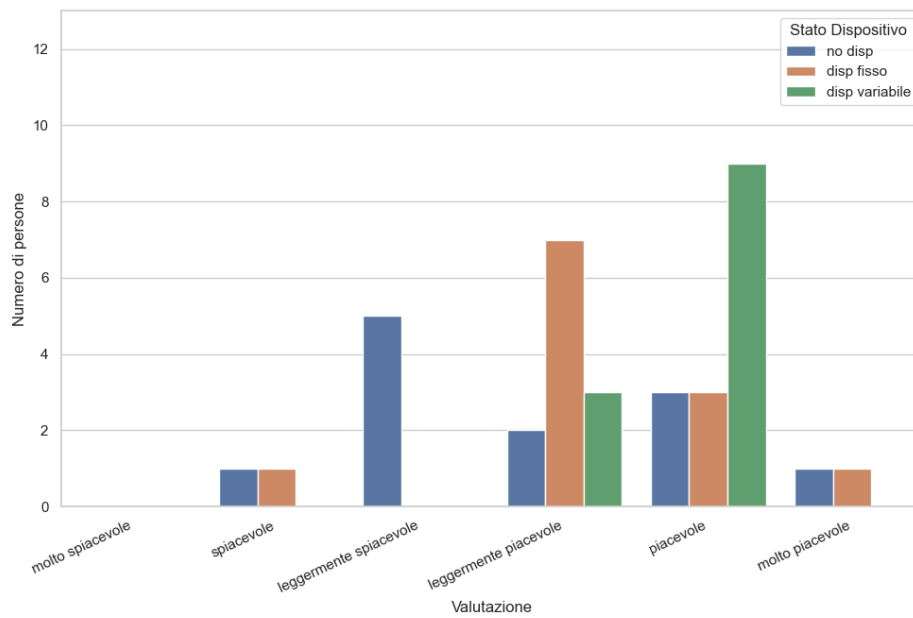


Figura 67: Voti percezione del movimento dell'aria per la prova a 28°C

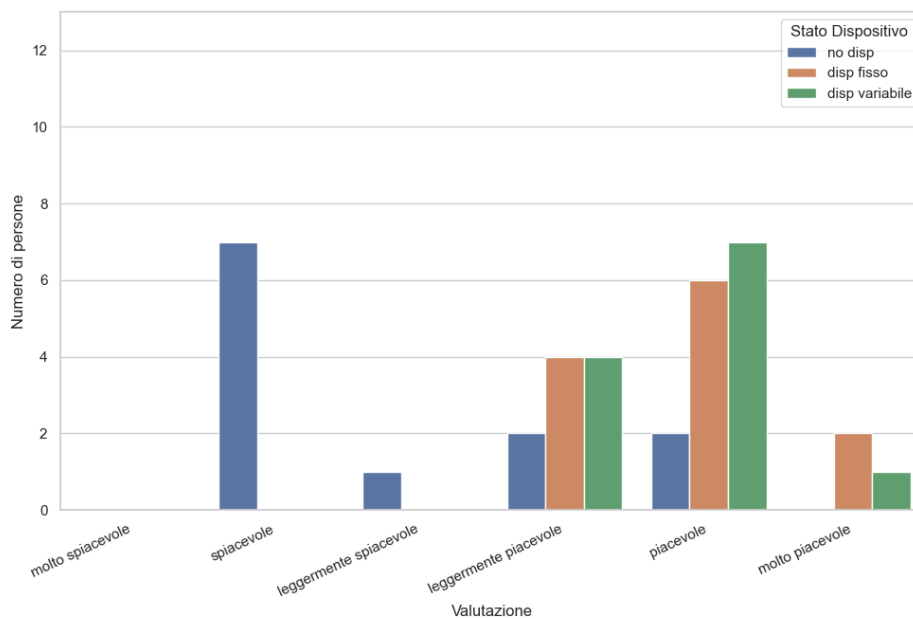


Figura 68: Voti percezione del movimento dell'aria per la prova a 30°C

Temp. [°C]	Voto	Percezione velocità dell'aria		
		No disp.	Disp. fisso	Disp. variabile
27°C	molto spiacevole	0,0%	0,0%	0,0%
	spiacevole	8,3%	25,0%	0,0%
	leggermente spiacevole	25,0%	50,0%	16,7%
	leggermente piacevole	25,0%	8,3%	8,3%
	piacevole	33,3%	8,3%	58,3%
	molto piacevole	8,3%	8,3%	16,7%
28°C	molto spiacevole	0,0%	0,0%	0,0%
	spiacevole	8,3%	8,3%	0,0%
	leggermente spiacevole	41,7%	0,0%	0,0%
	leggermente piacevole	16,7%	58,3%	25,0%
	piacevole	25,0%	25,0%	75,0%
	molto piacevole	8,3%	8,3%	0,0%
30°C	molto spiacevole	0,0%	0,0%	0,0%
	spiacevole	58,3%	0,0%	0,0%
	leggermente spiacevole	8,3%	0,0%	0,0%
	leggermente piacevole	16,7%	33,3%	33,3%
	piacevole	16,7%	50,0%	58,3%
	molto piacevole	0,0%	16,7%	8,3%

Tabella 20: Percentuali dei voti riguardo la percezione del movimento dell'aria

Dalla **Tabella 20** si nota un trend simile a quello osservato per il comfort termico: a 27°C l'accensione del dispositivo al livello di carico 40% ha provocato un aumento dei voti negativi (leggermente spiacevole e spiacevole), in quanto evidentemente la ventilazione risultava eccessiva in relazione alle condizioni termoigrometriche interne. Tramite la regolazione invece è stato raggiunto uno stato di soddisfazione da parte dei soggetti molto migliore per quanto riguarda il movimento dell'aria, infatti solo il 16,7% dei soggetti nell'ultima parte del test afferma che la ventilazione risulta ancora leggermente spiacevole. Aumentando la temperatura interna della camera a 28 e 30°C, già nella fase di prima accensione del ventilatore, il movimento dell'aria viene percepito come maggiormente piacevole rispetto alla prova con 27°C e questa percezione migliora ancora nella fase di regolazione da parte dell'utente.

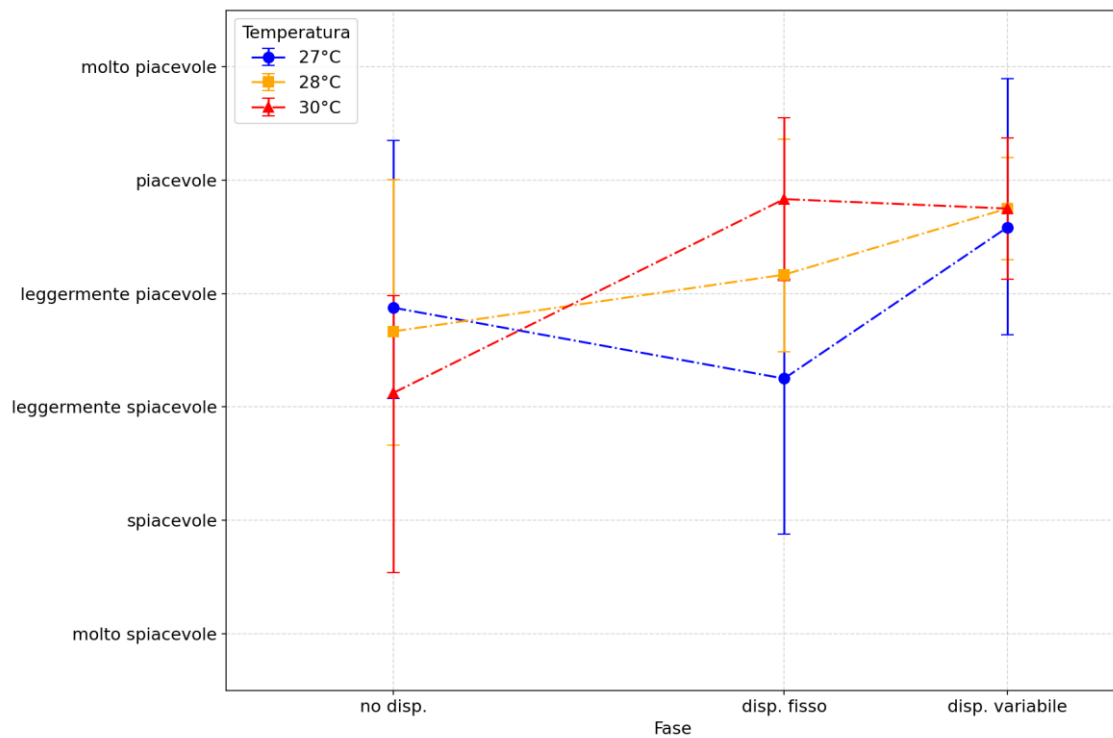


Figura 69: Media dei voti riguardo la percezione del movimento dell'aria nelle varie fasi della prova

6.3.4. *Preferenza sul movimento dell'aria*

Nei questionari è stato chiesto di descrivere quale fosse la preferenza in merito alla velocità dell'aria prodotta dal ventilatore, in modo da contestualizzare i risultati ottenuti per quanto riguarda la percezione del movimento dell'aria. Infatti un determinato grado di soddisfazione o meno può derivare sia da una velocità eccessiva che da una troppo bassa, oppure ancora potrebbe derivare da una fonte di discomfort alternativa, la quale doveva essere riportata nella sezione "Altro" in fondo al questionario in fase di compilazione. Di seguito vengono mostrate le risposte ottenute.

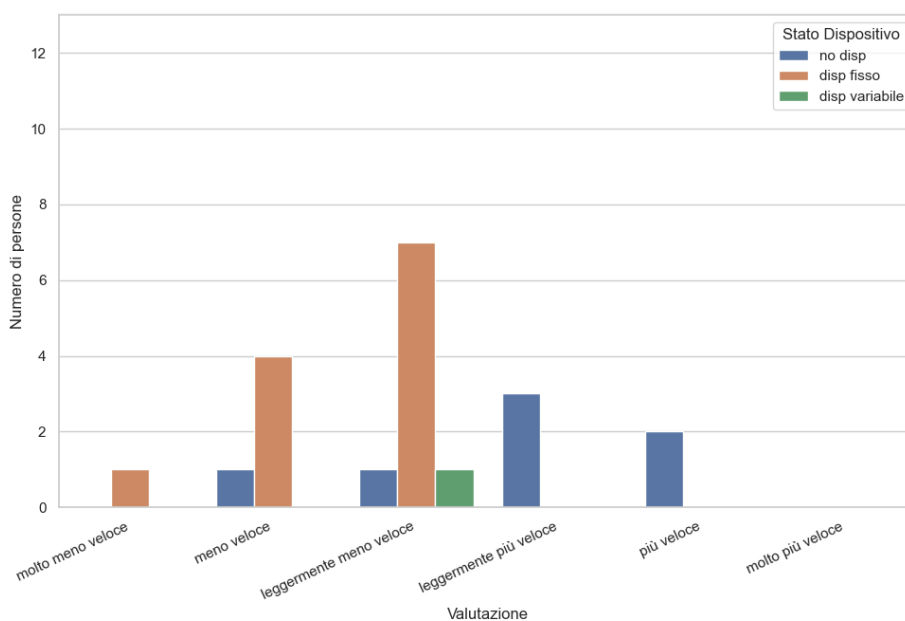


Figura 70: *Voti preferenza del movimento dell'aria per la prova a 27°C*

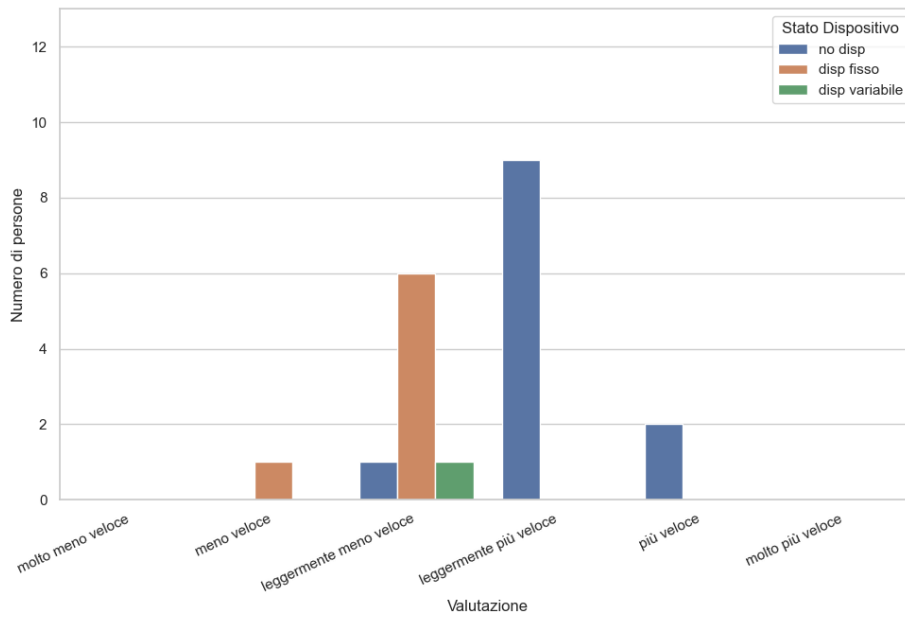


Figura 71: Voti preferenza del movimento dell'aria per la prova a 28°C

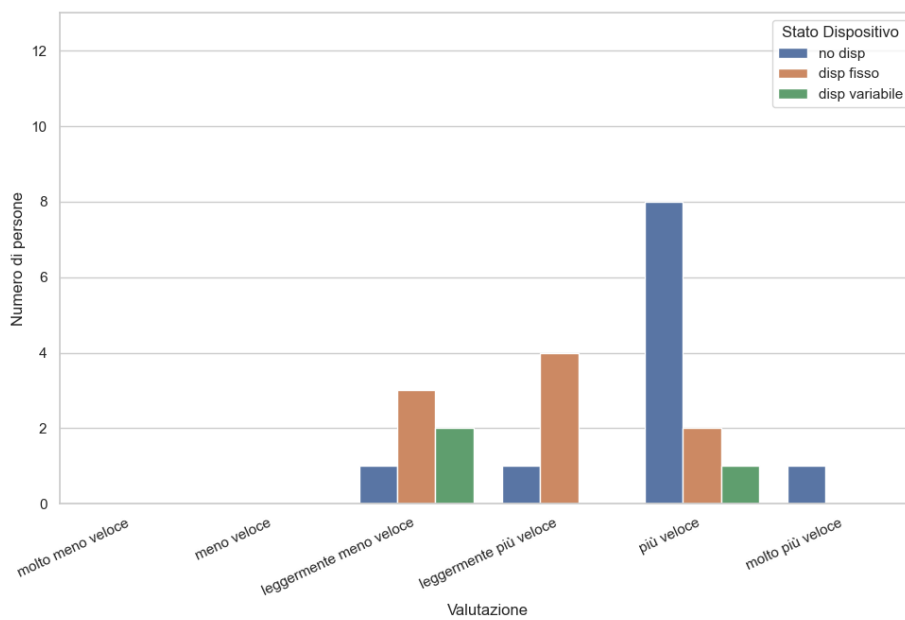


Figura 72: Voti preferenza del movimento dell'aria per la prova a 30°C

Temp. [°C]	Voto	Preferenza movimento aria		
		No disp.	Disp. Fisso	Disp. Variabile
27°C	molto meno veloce	0,0%	8,3%	0,0%
	meno veloce	8,3%	33,3%	0,0%
	leggermente meno veloce	8,3%	58,3%	8,3%
	così come è	41,7%	0,0%	91,7%
	leggermente più veloce	25,0%	0,0%	0,0%
	più veloce	16,7%	0,0%	0,0%
	molto più veloce	0,0%	0,0%	0,0%
28°C	molto meno veloce	0,0%	0,0%	0,0%
	meno veloce	0,0%	8,3%	0,0%
	leggermente meno veloce	8,3%	50,0%	8,3%
	così come è	0,0%	41,7%	91,7%
	leggermente più veloce	75,0%	0,0%	0,0%
	più veloce	16,7%	0,0%	0,0%
	molto più veloce	0,0%	0,0%	0,0%
30°C	molto meno veloce	0,0%	0,0%	0,0%
	meno veloce	0,0%	0,0%	0,0%
	leggermente meno veloce	8,3%	25,0%	16,7%
	così come è	8,3%	25,0%	75,0%
	leggermente più veloce	8,3%	33,3%	0,0%
	più veloce	66,7%	16,7%	8,3%
	molto più veloce	8,3%	0,0%	0,0%

Tabella 21: Percentuali dei voti riguardo la preferenza del movimento dell'aria

Dalla **Tabella 21** si osserva che per 27 e 28°C, nella fase di prima accensione del dispositivo, la maggioranza dei soggetti affermano di volere una velocità minore dell'aria (soprattutto a 27°C), mentre poi in fase di regolazione la quasi totalità del campione riesce a trovare la propria velocità di comfort. Nella prova a 30°C invece la maggioranza dei soggetti ha preferito aumentare il carico del ventilatore dalla condizione con il dispositivo fisso, anche a discapito del presentarsi di altre forme di discomfort correlate ad una elevata velocità dell'aria; questo a confermare il fatto che, con queste condizioni termoigrometriche, il ventilatore faccia fatica a mantenere uno

stato di comfort termico accettabile. Di seguito viene riportata la media dei voti risultanti per le varie prove.

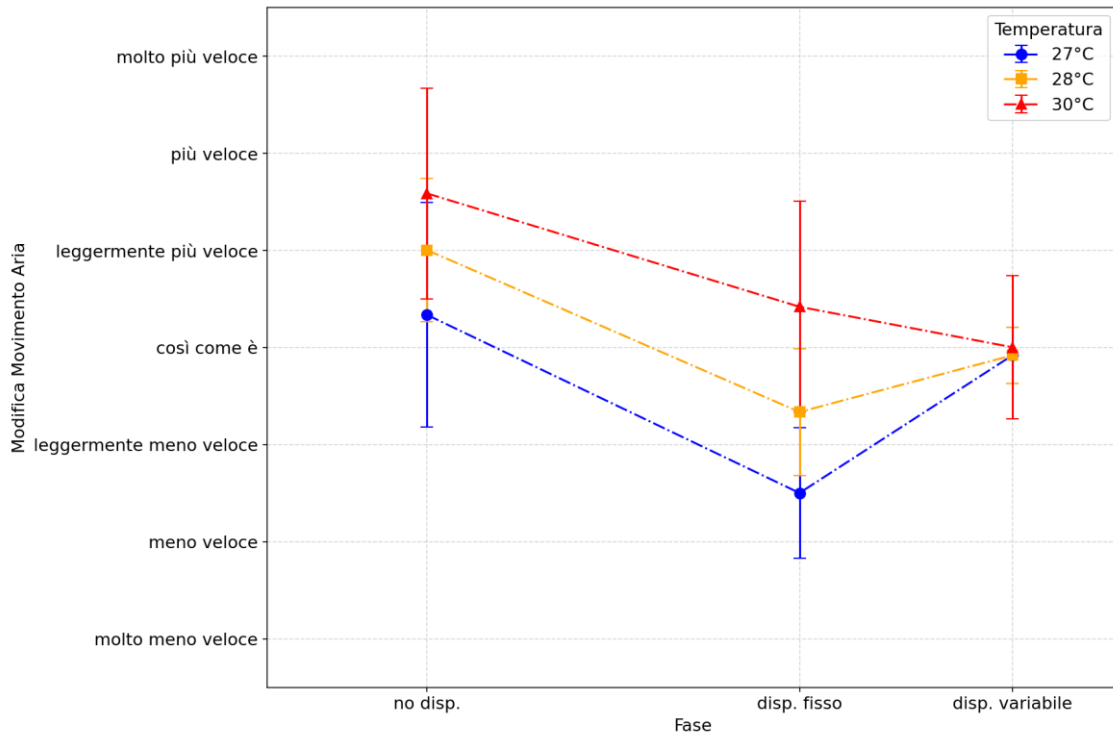


Figura 73: Media dei voti riguardo la preferenza sul movimento dell'aria nelle varie fasi della prova

I due ventilatori presenti nella postazione sono stati collegati ad un unico alimentatore, per cui tramite un unico multimetro collegato ad esso, i soggetti potevano leggere la tensione di alimentazione dei ventilatori in funzione delle regolazioni da loro effettuate. In fase di compilazione del questionario dunque, è stato chiesto loro di riportare la tensione di alimentazione letta nel multimetro, una volta trovata la velocità dell'aria che risultava confortevole per il soggetto in questione.

Tali valori vengono riportati di seguito in **Tabella 22**.

Temp. [°C]	Tensione di alimentazione			media [V]	dev. Std. [V]
	No disp. [V]	Disp. fisso [V]	Disp. variabile [V]		
27	0	12,48	10,24	9,17	2,50
	0	12,48	7,08		
	0	12,48	9,4		
	0	12,48	5,7		
	0	12,48	15,11		
	0	12,48	5,7		
	0	12,48	8,92		
	0	12,48	11		
	0	12,48	9,3		
	0	12,48	8,86		
	0	12,48	9,48		
	0	12,48	9,2		
28	0	12,48	11	11,31	4,25
	0	12,48	6,62		
	0	12,48	23,5		
	0	12,48	8,54		
	0	12,48	10,28		
	0	12,48	8,5		
	0	12,48	11,1		
	0	12,48	12,48		
	0	12,48	10,4		
	0	12,48	9,4		
	0	12,48	10,41		
	0	12,48	13,5		
30	0	12,48	18	14,82	3,87
	0	12,48	9,48		
	0	12,48	23,5		
	0	12,48	13,5		
	0	12,48	13,6		
	0	12,48	11,9		
	0	12,48	14,07		
	0	12,48	13,5		
	0	12,48	20,2		
	0	12,48	13,5		
	0	12,48	14,13		
	0	12,48	12,48		

Tabella 22: Tensione di alimentazione per le varie fasi delle prove con media e deviazione std. per la fase di regolazione

6.3.5. Accettabilità e fonti di discomfort alternative

fase	Voto	Temperatura [°C]		
		27	28	30
no disp	sì	91,7%	66,7%	41,7%
	no	8,3%	33,3%	58,3%
disp fisso	sì	100,0%	100,0%	75,0%
	no	0,0%	0,0%	25,0%
disp variabile	sì	100,0%	100,0%	75,0%
	no	0,0%	0,0%	25,0%

Tabella 23: Percentuali dei risultati di accettabilità dell'ambiente durante le tre fasi per ogni prova

Le percentuali di accettabilità in **Tabella 23** sono molto positive; in particolare riportano un'accettabilità totale da parte del campione alle temperature di 27 e 28°C, mentre a 30°C scende leggermente fino al 75%; nonostante questo è da notare l'ingente incremento di tale percentuale a partire da un 41,7% nella fase con il ventilatore spento.

Analizzando i commenti lasciati dai soggetti si riscontrano cinque fonti ricorrenti di discomfort:

- Velocità troppo elevate nelle zone interessate: nella zona della testa, busto e del braccio destro, che sono i punti più vicini al ventilatore, molti soggetti hanno espresso una sensazione di fastidio causato dalla velocità troppo elevata. Da notare che la zona del corpo di maggiore impatto da parte del flusso d'aria varia da persona a persona in base all'altezza della persona e alla sua postura; questo ha portato ad avere soggetti che affermavano di avere troppa aria sul volto e poco nel busto, il che causava un principio di mal di testa, ed altri che affermavano il contrario.
- Secchezza oculare: in alcuni dei soggetti che non indossavano occhiali, l'esposizione ad una velocità dell'aria aumentata ha portato a fenomeni di

secchezza oculare, il che rende difficile la permanenza nella postazione per lunghi periodi.

- Assenza della possibilità di regolare separatamente i due ventilatori: La maggior parte dei soggetti ha affermato di trovarsi in comfort termico nella parte superiore del corpo mentre invece era una sensazione di caldo nella parte inferiore, segno del fatto che il ventilatore direzionato verso le gambe risultava troppo lontano e quindi l'effetto quasi impercettibile. Dunque le persone avrebbero preferito poter regolare più velocemente il ventilatore rivolto nella zona inferiore senza intaccare quello superiore.
- Sensazione di mancanza dell'aria quando il ventilatore è spento oppure a basse velocità.
- Difficoltà nello scrivere su fogli di carta a causa del flusso d'aria che li muove costantemente.

7. *Discussione*

La prova in camera climatica ha riscosso ottimi risultati dal punto di vista della sensazione e del comfort termico per la postazione PECS in esame, confermando in modo generale le conclusioni estrapolate dal modello teorico a partire dall'equazione di bilancio termico del corpo umano. Esiste comunque un certo scostamento tra la previsione del modello teorico e i risultati a partire dal campione in camera climatica, in particolare si nota una tendenza del modello ad avere una leggera sottostima riguardo l'efficacia del sistema PECS, il che comporta valori di PMV leggermente più elevati rispetto alla media riscontrata in fase di test sulle persone. Nonostante questo le previsioni del modello secondo cui a 27 e 28°C si rientra in una fascia di neutralità termica, o comunque di un'accettabilità dell'ambiente totale da parte delle persone, sono state confermate dai test sperimentali. Anche nella prova a 30°C è stato confermato il fatto che, nonostante non si riesca a raggiungere la neutralità termica nella maggior parte dei casi, si riesce a limitare la sensazione di caldo fino a raggiungere un voto intorno all'unità, che corrisponde ad una sensazione di "leggermente caldo" e inoltre aumenta egregiamente il livello di accettabilità termica dell'ambiente fino al 75% del campione. Questo apre le porte a scenari di flessibilità energetica, dove il sistema PECS permette un rilassamento dei setpoint di temperatura fino a 30°C per un breve periodo di tempo, in funzione di particolari necessità da parte della rete o degli impianti.

Alcuni studi in letteratura dimostrano che anche la turbolenza del getto generato dal ventilatore può influenzare la sensazione di comfort da parte del soggetto [49]. Inoltre il modello teorico si basa sulla teoria di Fanger, secondo cui il tipo di scambio termico attraverso cui il corpo umano dissipa calore verso l'ambiente è indifferente; questo significa che dissipando una medesima quantità di calore per conduzione, convezione o irraggiamento la sensazione termica risultante è sempre la stessa. Al contrario dallo studio di *Younes et al.* [27] si evince che il tipo di scambio termico a

cui è sottoposto il corpo umano influenza la percezione dell'ambiente da parte del soggetto, e si riporta che lo scambio per convezione porta ad una condizione di maggiore comfort rispetto a conduzione ed irraggiamento. Nello stesso studio viene contestato anche il fatto che, asportare una certa quantità di calore da qualunque parte del corpo provochi il medesimo beneficio in termini di comfort [27], [42]. Ne è scaturito che zone come il busto e il volto tendono ad essere più sensibili di altre agli scambi termici per convezione, dunque se queste zone vengono prese come target principale del flusso d'aria la sensazione termica può migliorare ulteriormente. È plausibile che trascurando tutti questi fattori all'interno del modello teorico, il quale punta allo studio del getto e delle sue caratteristiche in modo da correlare la velocità dell'aria con il coefficiente di scambio termico convettivo, si giunga ad un risultato leggermente sottostimato, in quanto tutti i fattori sopra elencati tendono a migliorare l'efficacia dello scambio convettivo trattato.

Ciò nonostante, il modello teorico in questione è ottimo per fornire una stima piuttosto precisa delle potenzialità di un sistema PECS a scambio convettivo come quello studiato. Considerando un normale setpoint di temperatura per un generico edificio ad uso ufficio, che in genere si attesta sui 24°C, l'implementazione di un sistema PECS come quello studiato permetterebbe tranquillamente di innalzare questo valore almeno fino a 27°C, con un risparmio energetico annesso, e quindi anche economico, estremamente importante. Dalla letteratura si stima che più o meno l'innalzamento di 1°C per il setpoint di temperatura porti ad un risparmio energetico di circa il 10% [50], [51]. Questo significa che portando tale setpoint da 24 a 27 ÷ 28 °C si può arrivare ad un risparmio del consumo energetico del sistema HVAC compreso tra il 30% e il 40%. Considerata la potenza impiegata dai ventilatori quasi trascurabile (massimo 12 Watt di potenza elettrica assorbita per postazione) si può ipotizzare che il risparmio energetico del sistema HVAC in questione sia uguale al risparmio assoluto di tutto il sistema di raffrescamento.

8. *Conclusione*

Il presente lavoro ha analizzato le prestazioni di un Personalised Environmental Control System (PECS) basato su ventilazione personalizzata applicato ad una postazione di lavoro in un ambiente ad uso ufficio, con l'obiettivo di valutare il contributo di tali sistemi al miglioramento del comfort termico degli occupanti e alla riduzione dei consumi energetici associati alla climatizzazione degli ambienti interni. L'attività di ricerca ha integrato una fase di caratterizzazione sperimentale del campo di moto generato dal ventilatore con una successiva campagna sperimentale in camera climatica finalizzata alla valutazione della risposta termoperceptiva degli occupanti. La caratterizzazione aerodinamica ha permesso di analizzare la distribuzione delle velocità dell'aria nel microambiente della postazione e di quantificare l'incremento degli scambi convettivi tra il corpo umano e l'ambiente circostante indotto dal flusso d'aria localizzato. I risultati sperimentali evidenziano come l'impiego del sistema di ventilazione personalizzata determini un miglioramento significativo della percezione di comfort termico rispetto alla condizione senza ventilazione, in particolare per temperature dell'aria pari a 27°C e 28°C, per le quali la maggior parte dei soggetti ha riportato condizioni prossime alla neutralità termica. Anche alla temperatura più elevata considerata (30°C) il sistema si è dimostrato efficace nel ridurre la sensazione di caldo e nell'aumentare il livello complessivo di accettabilità dell'ambiente da parte degli occupanti. Il confronto tra le prestazioni osservate sperimentalmente e le stime ottenute mediante il modello teorico basato sul bilancio energetico del corpo umano ha mostrato una buona coerenza qualitativa, pur evidenziando una tendenza del modello a sottostimare l'effetto di raffrescamento percepito. Tale discrepanza è verosimilmente riconducibile alla natura intrinsecamente complessa e soggettiva della percezione del comfort termico.

Dal punto di vista energetico, i risultati ottenuti confermano il potenziale dei sistemi PECS nel consentire un rilassamento dei set-point di temperatura dei sistemi HVAC di background. L'adozione di strategie di raffrescamento personalizzato potrebbe infatti permettere l'innalzamento della temperatura operativa degli ambienti ufficio fino a circa 27–28°C mantenendo livelli accettabili di comfort, con conseguenti riduzioni dei consumi energetici per il raffrescamento stimabili nell'ordine del 30–40%, a fronte di un consumo elettrico estremamente contenuto dei dispositivi di ventilazione localizzata.

Tuttavia, l'analisi delle risposte soggettive ha evidenziato anche alcune criticità legate alla natura altamente localizzata del flusso d'aria, quali possibili fenomeni di discomfort associati a velocità eccessive in prossimità di specifiche regioni del corpo. Ciò suggerisce che la progettazione ottimale dei sistemi PECS richieda una particolare attenzione alla distribuzione spaziale del getto e alla possibilità di una regolazione individuale più flessibile del dispositivo.

Nel complesso, i risultati del presente studio confermano che i sistemi di ventilazione personalizzata rappresentano una soluzione promettente per l'implementazione di strategie di climatizzazione centrate sull'occupante, in grado di migliorare simultaneamente comfort termico ed efficienza energetica degli edifici. In un contesto caratterizzato dalla crescente necessità di riduzione dei consumi energetici e delle emissioni nel settore edilizio, tali tecnologie possono contribuire in modo significativo allo sviluppo di ambienti indoor più sostenibili e adattivi.

Ulteriori sviluppi della ricerca potrebbero includere l'estensione della sperimentazione a campioni di popolazione più ampi e diversificati, l'analisi delle prestazioni dei sistemi PECS in condizioni operative dinamiche e l'integrazione con strategie avanzate di controllo degli impianti HVAC e sistemi di gestione intelligente degli edifici.

Appendice A

Tipo	Ventola assiale
Portata dell'aria	197.03m ³ /h
Connessione	Treccia
Fioco	(L x w x h) 38 x 120 x 120 mm
Colore di fabbrica	Nero
Altezza	120 mm
Lunghezza	38 mm
Durata	60000h
Materiale	Termoplastico
Max. Consumo attuale	0,224a
Max. tensione operativa	27.6V DC
Max. temperatura	70 ° C.
Min. tensione operativa	10v dc
Min. temperatura	-10 ° C.
Attributo misc	MEC0382V2-000U-A99
Emissione del rumore (max.)	44db
Tensione nominale	24 VDC
Tensione operativa	10 - 27,6 VDC
Energia	5.4W
Pressione (max.)	64,74 PA
Velocità di rotazione	2600 U/min
Tipo di cuscinetto	Vapo (magnetico)
Peso	247.3g
Larghezza	120 mm

Tabella 24: Scheda tecnica ventilatore assiale da scrivania

Appendice B

% carico	Prova	punto	portata [l/s]	velocità [m/s]	potenza [W]	tensione [V]
massimo	Prova 1	1	40,7	5,18	5,9 - 6,3	23,84
		2	41,6	5,3		
		3	41,7	5,31		
		4	40,7	5,19		
		5	41,4	5,27		
		6	41,6	5,3		
		7	42,2	5,37		
		8	42,4	5,39		
		9	41,6	5,3		
		10	41,2	5,24		
	Prova 2	1	44	5,6	5,9 - 6,3	23,84
		2	44	5,61		
		3	43,6	5,55		
		4	43,8	5,57		
		5	43,2	5,5		
		6	43	5,47		
		7	43,2	5,5		
		8	43,2	5,5		
		9	43,3	5,51		
		10	43,2	5,5		
	Prova 3	1	42,9	5,46	5,9 - 6,3	23,84
		2	42,6	5,43		
		3	43,1	5,49		
		4	43,5	5,54		
		5	41,8	5,33		
		6	42,9	5,47		
		7	42,4	5,4		
		8	43	5,48		
		9	43,3	5,52		
		10	43,4	5,53		

Tabella 25: Misura di portata al livello di carico massimo.

% carico	Prova	punto	portata [l/s]	velocità [m/s]	potenza [W]	tensione [V]
80%	Prova 1	1	42,7	5,43	5,9 - 6,3	20
		2	42,7	5,44		
		3	42,7	5,44		
		4	43,3	5,52		
		5	43,2	5,51		
		6	43	5,47		
		7	43,1	5,48		
		8	42,7	5,43		
		9	43	5,47		
		10	42	5,35		
	Prova 2	1	42,8	5,45	5,9 - 6,3	20
		2	42	5,35		
		3	41,7	5,31		
		4	42,2	5,37		
		5	42,1	5,36		
		6	41,7	5,31		
		7	41,5	5,29		
		8	41,9	5,34		
		9	42	5,34		
		10	42,6	5,42		
	Prova 3	1	41,7	5,31	5,9 - 6,3	20
		2	41,5	5,28		
		3	42,2	5,37		
		4	42	5,34		
		5	41	5,22		
		6	41,2	5,25		
		7	41,2	5,25		
		8	42	5,35		
		9	41,3	5,26		
		10	42	5,35		

Tabella 26: Misura di portata al livello di carico 80%

% carico	Prova	punto	portata [l/s]	velocità [m/s]	potenza [W]	tensione [V]
60%	Prova 1	1	40,6	5,17	5,9	16,24
		2	40,4	5,15		
		3	40,3	5,13		
		4	40,2	5,12		
		5	41,6	5,3		
		6	41,6	5,3		
		7	41,4	5,27		
		8	41,1	5,23		
		9	40,6	5,17		
		10	41,2	5,25		
	Prova 2	1	41,5	5,28	5,9	16,24
		2	42,7	5,44		
		3	42,5	5,41		
		4	42	5,35		
		5	41,3	5,26		
		6	41,7	5,31		
		7	41,9	5,34		
		8	41,3	5,26		
		9	40,5	5,16		
		10	41,6	5,29		
	Prova 3	1	42,1	5,36	5,9	16,24
		2	40,7	5,19		
		3	42	5,34		
		4	41,5	5,29		
		5	42,1	5,36		
		6	42,2	5,37		
		7	40,9	5,21		
		8	40,4	5,14		
		9	41,3	5,26		
		10	41	5,23		

Tabella 27: Misura di portata al livello di carico 60%

% carico	Prova	punto	portata [l/s]	velocità [m/s]	potenza [W]	tensione [V]
40%	Prova 1	1	35,1	4,47	4,5 - 4,9	12,48
		2	34,7	4,42		
		3	34,8	4,43		
		4	34,5	4,39		
		5	35,3	4,5		
		6	35,2	4,48		
		7	34,7	4,41		
		8	34,6	4,4		
		9	35,1	4,47		
		10	34,7	4,42		
	Prova 2	1	34,5	4,39	4,5 - 4,9	12,48
		2	34,3	4,37		
		3	34,4	4,38		
		4	34,7	4,41		
		5	34,9	4,45		
		6	34,6	4,4		
		7	34,3	4,37		
		8	34,7	4,42		
		9	35,4	4,51		
		10	34,9	4,44		
	Prova 3	1	34,8	4,43	4,5 - 4,9	12,48
		2	34,4	4,38		
		3	35,2	4,48		
		4	34,6	4,4		
		5	34,8	4,43		
		6	34,4	4,37		
		7	34,6	4,4		
		8	34,9	4,44		
		9	34,1	4,34		
		10	35,2	4,48		

Tabella 28: Misura di portata al livello di carico 40%

% carico	Prova	punto	portata [l/s]	velocità [m/s]	potenza [W]	tensione [V]
20%	Prova 1	1	22,6	2,87	2,8 - 3,1	8,72
		2	22,6	2,87		
		3	22,4	2,86		
		4	22,4	2,85		
		5	22,2	2,83		
		6	22,2	2,83		
		7	21,9	2,79		
		8	22	2,8		
		9	22,1	2,82		
		10	22,3	2,85		
	Prova 2	1	22,1	2,81	2,8 - 3,1	8,72
		2	22,1	2,82		
		3	22,4	2,85		
		4	22,1	2,82		
		5	22,1	2,82		
		6	22,1	2,82		
		7	22	2,8		
		8	22,4	2,85		
		9	22,9	2,91		
		10	22,4	2,85		
	Prova 3	1	22,4	2,86	2,8 - 3,1	8,72
		2	22,6	2,87		
		3	22,5	2,87		
		4	22,4	2,85		
		5	22,5	2,87		
		6	22,7	2,9		
		7	22,6	2,87		
		8	22,3	2,84		
		9	22	2,8		
		10	22,3	2,84		

Tabella 29: Misura di portata al livello di carico 20%

% carico	Prova	punto	portata [l/s]	velocità [m/s]	potenza [W]	tensione [V]
minimo	Prova 1	1	7,4	0,94	1,7 - 2,1	5
		2	7,4	0,94		
		3	7,5	0,95		
		4	7,8	1		
		5	7,7	0,98		
		6	7,7	0,98		
		7	7,5	0,95		
		8	7,2	0,92		
		9	7,8	0,99		
		10	7,9	1,01		
	Prova 2	1	7,9	1,01	1,7 - 2,1	5
		2	7,5	0,96		
		3	7,5	0,95		
		4	8	1,01		
		5	7,7	0,98		
		6	7,6	0,97		
		7	7,5	0,96		
		8	7,9	1		
		9	7,8	0,99		
		10	7,7	0,98		
	Prova 3	1	7,8	0,99	1,7 - 2,1	5
		2	7,9	1		
		3	7,9	1		
		4	7,9	1		
		5	8,1	1,03		
		6	8	1,01		
		7	7,9	1,01		
		8	7,6	0,97		
		9	8,1	1,03		
		10	7,9	1,01		

Tabella 30: Misura di portata al livello di carico minimo.

Appendice C

Punto	% di carico	Media velocità [m/s]	deviaz. Std. [m/s]	Media Theta [°]	Media phi [°]
A	spento	0,044	0,024	-36,743	90,436
	minimo	0,040	0,020	-45,360	81,386
	20%	0,078	0,035	-16,617	68,710
	40%	0,088	0,031	80,851	60,749
	massimo	0,089	0,042	76,603	65,335
B	spento	0,040	0,020	-52,092	89,170
	minimo	0,055	0,027	-55,345	87,009
	20%	0,071	0,023	86,894	67,302
	40%	0,085	0,031	84,368	59,169
	massimo	0,101	0,032	85,392	66,310
C	spento	0,044	0,019	4,881	96,398
	minimo	0,049	0,019	44,932	115,680
	20%	0,127	0,035	45,363	64,301
	40%	0,145	0,032	41,324	57,677
	massimo	0,161	0,025	51,893	55,855
D	spento	0,043	0,020	-45,212	91,262
	minimo	0,039	0,014	43,499	40,653
	20%	0,145	0,034	71,613	43,609
	40%	0,207	0,036	21,679	35,132
	massimo	0,245	0,040	34,197	37,868
E	spento	0,029	0,019	-39,635	98,876
	minimo	0,240	0,046	121,954	94,845
	20%	0,756	0,111	128,845	86,637
	40%	1,140	0,104	130,724	87,958
	massimo	1,439	0,113	129,727	88,271

Tabella 31: risultati test di velocità per la prima fila di punti (A-E)

Punto	% di carico	Media velocità [m/s]	deviaz. Std. [m/s]	Media Theta [°]	Media phi [°]
F	spento	0,048	0,025	-41,726	94,660
	minimo	0,052	0,025	9,092	91,949
	20%	0,150	0,033	25,111	54,045
	40%	0,205	0,032	13,606	59,546
	massimo	0,243	0,028	27,336	58,197
G	spento	0,037	0,023	56,803	83,815
	minimo	0,145	0,039	121,719	85,809
	20%	0,589	0,101	126,403	85,087
	40%	0,966	0,136	124,990	86,340
	massimo	1,255	0,130	123,723	87,417
H	spento	0,047	0,028	92,499	101,907
	minimo	0,058	0,030	-54,042	102,113
	20%	0,106	0,042	-87,497	78,437
	40%	0,167	0,042	-91,629	76,699
	massimo	0,159	0,044	-74,760	71,751
I	spento	0,054	0,029	-32,844	76,181
	minimo	0,065	0,030	98,132	94,767
	20%	0,085	0,033	107,436	80,404
	40%	0,132	0,055	108,718	80,504
	massimo	0,160	0,057	110,784	82,741
L	spento	0,053	0,022	-43,971	75,652
	minimo	0,033	0,017	26,128	80,419
	20%	0,082	0,033	115,041	80,421
	40%	0,134	0,062	120,881	82,892
	massimo	0,144	0,063	121,542	81,196

Tabella 32: risultati test di velocità per la prima fila di punti (F-L)

Punto	% di carico	Media velocità [m/s]	deviaz. Std. [m/s]	Media Theta [°]	Media phi [°]
M	spento	0,065	0,028	-61,541	106,390
	minimo	0,068	0,031	70,447	112,331
	20%	0,153	0,057	122,906	98,619
	40%	0,190	0,071	119,458	89,221
	massimo	0,238	0,079	116,361	93,500
N	spento	0,055	0,027	-29,388	132,463
	minimo	0,102	0,033	126,068	106,031
	20%	0,288	0,086	117,552	95,648
	40%	0,467	0,115	118,377	95,210
	massimo	0,572	0,127	118,360	95,374
O	spento	0,060	0,037	85,296	110,735
	minimo	0,111	0,033	114,010	114,232
	20%	0,580	0,102	121,981	94,429
	40%	0,903	0,118	122,799	94,716
	massimo	1,108	0,133	121,837	94,835
P	spento	0,060	0,030	45,318	114,690
	minimo	0,118	0,037	111,556	100,690
	20%	0,193	0,064	132,404	86,945
	40%	0,220	0,058	136,885	77,233
	massimo	0,239	0,069	135,336	72,552
Q	spento	0,049	0,027	56,300	106,525
	minimo	0,077	0,031	-62,549	122,480
	20%	0,140	0,061	52,867	132,527
	40%	0,277	0,090	118,852	124,804
	massimo	0,314	0,081	128,811	120,485

Tabella 33: risultati test di velocità per la prima fila di punti (M-Q)

Punto	% di carico	Media velocità [m/s]	deviaz. Std. [m/s]	Media Theta [°]	Media phi [°]
R	spento	0,077	0,052	-28,481	108,728
	minimo	0,048	0,028	0,115	118,487
	20%	0,095	0,035	-89,429	94,058
	40%	0,113	0,052	-39,760	86,678
	massimo	0,144	0,075	7,133	98,606
S	spento	0,082	0,046	-57,654	108,296
	minimo	0,091	0,036	-38,708	124,548
	20%	0,283	0,078	109,850	119,662
	40%	0,511	0,091	111,774	116,582
	massimo	0,529	0,126	112,207	110,164
T	spento	0,063	0,045	-33,643	113,773
	minimo	0,075	0,032	8,152	112,578
	20%	0,372	0,093	112,097	99,893
	40%	0,509	0,129	117,569	95,869
	massimo	0,640	0,123	114,754	96,256
U	spento	0,095	0,037	-50,756	117,054
	minimo	0,104	0,050	6,660	130,313
	20%	0,577	0,108	116,710	98,233
	40%	0,869	0,132	118,451	96,522
	massimo	1,041	0,154	118,116	97,072
V	spento	0,085	0,039	-58,807	126,013
	minimo	0,094	0,033	-5,643	111,992
	20%	0,503	0,099	124,470	100,944
	40%	0,807	0,100	125,094	99,876
	massimo	0,841	0,118	123,631	99,629

Tabella 34: risultati test di velocità per la prima fila di punti (R-V)

Appendice D

Questionario per il comfort soggettivo

1. Informazioni sul soggetto

- Nome: _____
- Et : _____ anni
- Genere: Maschio Femmina Altro
- Altezza [m]: _____
- Peso [kg]: _____
- Abbigliamento indossato: _____

Sensibilit  termica individuale

Indichi il suo grado di sensibilit  per i seguenti fattori (Scala da 1 a 3)

(1 = Poco/Per nulla sensibile; 2 = Mediamente sensibile; 3 = Molto sensibile)

Fattore	1 (Bassa)	2 (Media)	3 (Alta)
Sensibilit� al Caldo	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Sensibilit� al Freddo	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Sensibilit� al Movimento dell'aria	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

2. Valutazione soggettiva del comfort termico

2.1 Sensazione Termica

Come valuta attualmente la sensazione termica percepita in tutto il corpo?

- Molto freddo (-3)
- Freddo (-2)
- Leggermente freddo (-1)
- Neutro (0)
- Leggermente caldo (+1)
- Caldo (+2)
- Molto caldo (+3)

2.2 Comfort Termico

Quanto si sente a suo agio dal punto di vista termico?

- Molto a disagio
- A disagio
- Leggermente a disagio ma accettabile
- leggermente a mio agio
- A mio agio
- Molto a mio agio

2.3 Preferenza Termica

Come avrebbe preferito che fosse l'ambiente termico?

- Molto più freddo
- Più freddo
- Un po' più freddo
- Così com'è
- Un po' più caldo
- Più caldo
- Molto più caldo

2.4 Accettabilità Termica

Giudica questo ambiente termico, nel suo complesso, accettabile?

- Sì, accettabile
- No, inaccettabile

3. Valutazione globale dell'aria

3.1 Percezione movimento dell'aria

Come ha percepito l'entità del movimento dell'aria lungo il corpo?

- Molto piacevole
- Piacevole
- Leggermente piacevole
- Leggermente spiacevole
- Spiacevole
- Molto spiacevole

3.2 Preferenza sul movimento dell'aria

Rispetto alla ventilazione attuale, come preferirebbe che fosse il movimento dell'aria?

- Molto più veloce
- Più veloce
- Leggermente più veloce
- Così com'è
- Leggermente meno veloce
- Meno veloce
- Molto meno veloce

Si riporti la tensione di alimentazione dell'apparecchio _____

Preferirebbe spegnere l'apparecchio? Sì No

4. Discomfort Locale

4.1 Sensazione Termica Locale

Come valuta la sensazione termica nelle seguenti parti del corpo?

Parte del corpo	molto freddo	freddo	legg. freddo	neutro	legg. caldo	caldo	molt o caldo
Testa / Viso	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Collo	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Spalle	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Schiena	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Torace	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Braccia	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Mani	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Bacino	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Cosce	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Gambe	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Piedi	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

Altro

4.2 Percezione e Preferenza Locale dell'Aria

Per ogni zona, indichi come preferirebbe il movimento dell'aria e se l'attuale ventilazione le crea disagio.

Parte del corpo	Preferenza Movimento Aria	Crea Disagio?
Testa / Viso	<input type="checkbox"/> Meno <input type="checkbox"/> Uguale <input type="checkbox"/> Più	<input type="checkbox"/> Sì <input type="checkbox"/> No
Collo	<input type="checkbox"/> Meno <input type="checkbox"/> Uguale <input type="checkbox"/> Più	<input type="checkbox"/> Sì <input type="checkbox"/> No
Spalle	<input type="checkbox"/> Meno <input type="checkbox"/> Uguale <input type="checkbox"/> Più	<input type="checkbox"/> Sì <input type="checkbox"/> No
Schiena	<input type="checkbox"/> Meno <input type="checkbox"/> Uguale <input type="checkbox"/> Più	<input type="checkbox"/> Sì <input type="checkbox"/> No
Torace	<input type="checkbox"/> Meno <input type="checkbox"/> Uguale <input type="checkbox"/> Più	<input type="checkbox"/> Sì <input type="checkbox"/> No
Braccia	<input type="checkbox"/> Meno <input type="checkbox"/> Uguale <input type="checkbox"/> Più	<input type="checkbox"/> Sì <input type="checkbox"/> No
Mani	<input type="checkbox"/> Meno <input type="checkbox"/> Uguale <input type="checkbox"/> Più	<input type="checkbox"/> Sì <input type="checkbox"/> No
Bacino	<input type="checkbox"/> Meno <input type="checkbox"/> Uguale <input type="checkbox"/> Più	<input type="checkbox"/> Sì <input type="checkbox"/> No
Cosce	<input type="checkbox"/> Meno <input type="checkbox"/> Uguale <input type="checkbox"/> Più	<input type="checkbox"/> Sì <input type="checkbox"/> No
Gambe	<input type="checkbox"/> Meno <input type="checkbox"/> Uguale <input type="checkbox"/> Più	<input type="checkbox"/> Sì <input type="checkbox"/> No
Piedi	<input type="checkbox"/> Meno <input type="checkbox"/> Uguale <input type="checkbox"/> Più	<input type="checkbox"/> Sì <input type="checkbox"/> No

Altro

Dichiarazione relativa all'utilizzo di strumenti di Intelligenza Artificiale nella stesura dell'elaborato

Durante la preparazione di questa tesi, l'autrice ha utilizzato strumenti basati sull'intelligenza artificiale al fine di migliorare la leggibilità e la forma linguistica in specifiche sezioni del testo. In seguito all'utilizzo di tali strumenti e servizi, l'autore ha revisionato e rielaborato il contenuto secondo necessità e si assume la piena responsabilità di quanto riportato nel documento.

Riferimenti

- [1] IEA - International Energy Agency, «The Future of Cooling Opportunities for energy-efficient air conditioning Together Secure Sustainable».
- [2] M. González-Torres, L. Pérez-Lombard, J. F. Coronel, I. R. Maestre, e D. Yan, «A review on buildings energy information: Trends, end-uses, fuels and drivers», *Energy Rep.*, vol. 8, pp. 626–637, nov. 2022, doi: 10.1016/j.egy.2021.11.280.
- [3] D.W. Etheridge e M. Sandberg, «Building Ventilation: Theory and Measurement», John Wiley & Sons, 1996.
- [4] B. Yang, X. Ding, F. Wang, e A. Li, «A review of intensified conditioning of personal micro-environments: Moving closer to the human body», *Energy Built Environ.*, vol. 2, fasc. 3, pp. 260–270, lug. 2021, doi: 10.1016/j.enbenv.2020.06.007.
- [5] I. Knight, «Assessing electrical energy use in HVAC systems», *REHVA Journal*, pp. 6–11, 2012.
- [6] G. N. Spyropoulos e C. A. Balaras, «Energy consumption and the potential of energy savings in Hellenic office buildings used as bank branches—A case study», *Energy Build.*, vol. 43, fasc. 4, pp. 770–778, apr. 2011, doi: 10.1016/j.enbuild.2010.12.015.
- [7] H. Ma *et al.*, «Analysis of typical public building energy consumption in northern China», *Energy Build.*, vol. 136, pp. 139–150, feb. 2017, doi: 10.1016/j.enbuild.2016.11.037.
- [8] R. Jing, M. Wang, R. Zhang, N. Li, e Y. Zhao, «A study on energy performance of 30 commercial office buildings in Hong Kong», *Energy Build.*, vol. 144, pp. 117–128, giu. 2017, doi: 10.1016/j.enbuild.2017.03.042.
- [9] ASHRAE, *ANSI/ASHRAE Standard 62.1-2022 - Ventilation and Acceptable Indoor Air Quality*, Peachtree Corners, Georgia 30092 US., 2022.
- [10] ASHRAE, *ANSI/ASHRAE Standard 55 - Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*, Peachtree Corners, Georgia 30092 US., 2023.
- [11] A. K. Melikov, «Personalized ventilation», *Indoor Air*, vol. 14, fasc. s7, pp. 157–167, ago. 2004, doi: 10.1111/j.1600-0668.2004.00284.x.
- [12] P. O. Fanger, «Indoor Air Quality in the 21st Century: Search for Excellence: Indoor Air Quality in the 21st Century: Search for Excellence», *Indoor Air*, vol. 10, fasc. 2, pp. 68–73, giu. 2000, doi: 10.1034/j.1600-0668.2000.010002068.x.
- [13] C. Shen, N. Gao, e T. Wang, «CFD study on the transmission of indoor pollutants under personalized ventilation», *Build. Environ.*, vol. 63, pp. 69–78, mag. 2013, doi: 10.1016/j.buildenv.2013.02.003.

- [14] M. Perino, M. Bilardo, e E. Fabrizio, «A framework for assessing the energy performance of Personalized Environmental Control Systems (PECS) for heating, cooling and ventilation», *Build. Environ.*, vol. 265, p. 111925, nov. 2024, doi: 10.1016/j.buildenv.2024.111925.
- [15] D. B. Greenberger, S. Strasser, L. L. Cummings, e R. B. Dunham, «The impact of personal control on performance and satisfaction», *Organ. Behav. Hum. Decis. Process.*, vol. 43, fasc. 1, pp. 29–51, feb. 1989, doi: 10.1016/0749-5978(89)90056-3.
- [16] M. Veselý e W. Zeiler, «Personalized conditioning and its impact on thermal comfort and energy performance – A review», *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 34, pp. 401–408, giu. 2014, doi: 10.1016/j.rser.2014.03.024.
- [17] R. Rateghi, M. Afzalian, e S. A. Zolfaghari, «Analyzing energy consumption, IAQ, and thermal comfort conditions under three different strategies of personalized ventilation», in *2024 9th International Conference on Technology and Energy Management (ICTEM)*, Behshar, Mazandaran, Iran, Islamic Republic of: IEEE, feb. 2024, pp. 1–5. doi: 10.1109/ICTEM60690.2024.10631945.
- [18] W. Zhao, S. Kilpeläinen, R. Kosonen, J. Jokisalo, S. Lestinen, e P. Mustakallio, «Human response to thermal environment and perceived air quality in an office room with individually controlled convective and radiant cooling systems», *E3S Web Conf.*, vol. 246, p. 15002, 2021, doi: 10.1051/e3sconf/202124615002.
- [19] S. Ryu, D. Choi, e C. Kim, «Evaluation of personalized environmental control systems to improve local thermal comfort during cooling season in Korea», *Energy Rep.*, vol. 14, pp. 1434–1451, dic. 2025, doi: 10.1016/j.egy.2025.07.018.
- [20] H. Jiang, C. Sekhar, Y. Zhu, e B. Cao, «Thermal comfort benefits and impact on cognitive performance using a PECS-embedded radiant cooling workstation for young men», *Build. Environ.*, vol. 285, p. 113555, nov. 2025, doi: 10.1016/j.buildenv.2025.113555.
- [21] A. C. Boerstra, M. T. Kulve, J. Toftum, M. G. L. C. Loomans, B. W. Olesen, e J. L. M. Hensen, «Comfort and performance impact of personal control over thermal environment in summer: Results from a laboratory study», *Build. Environ.*, vol. 87, pp. 315–326, mag. 2015, doi: 10.1016/j.buildenv.2014.12.022.
- [22] H. Zhang *et al.*, «Using footwarmers in offices for thermal comfort and energy savings», *Energy Build.*, vol. 104, pp. 233–243, ott. 2015, doi: 10.1016/j.enbuild.2015.06.086.
- [23] F. Bauman, T. Carter, e A. Baughman, «Field Study of the Impact of a Desktop Task/Ambient Conditioning System in Office Buildings».
- [24] W. Luo, R. Kramer, Y. Kort, P. Rense, e W. Marken Lichtenbelt, «The effects of a novel personal comfort system on thermal comfort, physiology and perceived indoor environmental quality, and its health implications - Stimulating human

- thermoregulation without compromising thermal comfort», *Indoor Air*, vol. 32, fasc. 1, gen. 2022, doi: 10.1111/ina.12951.
- [25] W. Luo, R. Kramer, Y. De Kort, P. Rense, J. Adam, e W. Van Marken Lichtenbelt, «Personal comfort systems and cognitive performance: Effects on subjective measures, cognitive performance, and heart rate measures», *Energy Build.*, vol. 278, p. 112617, gen. 2023, doi: 10.1016/j.enbuild.2022.112617.
- [26] J. Shinoda, D.-I. Bogatu, F. Watanabe, Y. Kaneko, B. W. Olesen, e O. B. Kazanci, «Performance evaluation of a multi-functional personalized environmental control system (PECS) prototype», *Build. Environ.*, vol. 252, p. 111260, mar. 2024, doi: 10.1016/j.buildenv.2024.111260.
- [27] J. Younes, B. Oh, D. Khovalyg, e C. Chun, «Are all watts equal? Comparing human responses to equivalent heat loss by convection, radiation, and conduction», *Build. Environ.*, vol. 294, p. 114430, apr. 2026, doi: 10.1016/j.buildenv.2026.114430.
- [28] V. Gentile e M. Perino, «A stand-alone micro heat pump for personalized environmental control system (PECS)», *Build. Environ.*, vol. 284, p. 113476, ott. 2025, doi: 10.1016/j.buildenv.2025.113476.
- [29] Y. F. Zhang, D. P. Wyon, L. Fang, e A. K. Melikov, «The influence of heated or cooled seats on the acceptable ambient temperature range», *Ergonomics*, vol. 50, fasc. 4, pp. 586–600, apr. 2007, doi: 10.1080/00140130601154921.
- [30] A. Warthmann, M. Syndicus, J. Frisch, e C. Van Treeck, «Local personalized heating in a field study—Suggestions for implementation of personalized environmental control systems in real offices», *Build. Environ.*, vol. 281, p. 112935, ago. 2025, doi: 10.1016/j.buildenv.2025.112935.
- [31] Arens, E., Zhang, H., Pasut, W., Warneke, A., Bauman, F., & Higuchi, H., «Thermal comfort and perceived air quality of a PEC system», UC Berkeley: Center for the Built Environment, 2011.
- [32] T. Arghand, A. Melikov, Z. Bolashikov, P. Mustakallio, e R. Kosonen, «Individually controlled localized chilled beam combined with chilled ceiling: Thermal environment», *Build. Environ.*, vol. 282, p. 113322, ago. 2025, doi: 10.1016/j.buildenv.2025.113322.
- [33] H. Zhang, E. Arens, e Y. Zhai, «A review of the corrective power of personal comfort systems in non-neutral ambient environments», *Build. Environ.*, vol. 91, pp. 15–41, set. 2015, doi: 10.1016/j.buildenv.2015.03.013.
- [34] Z. (John) Zhai e I. D. Metzger, «Insights on critical parameters and conditions for personalized ventilation», *Sustain. Cities Soc.*, vol. 48, p. 101584, lug. 2019, doi: 10.1016/j.scs.2019.101584.

- [35] R. Cermak, A. K. Melikov, L. Forejt, e O. Kovar, «Performance of Personalized Ventilation in Conjunction with Mixing and Displacement Ventilation», *HVACR Res.*, vol. 12, fasc. 2, pp. 295–311, apr. 2006, doi: 10.1080/10789669.2006.10391180.
- [36] R. Risetto, M. Schweiker, e A. Wagner, «Personalized ceiling fans: Effects of air motion, air direction and personal control on thermal comfort», *Energy Build.*, vol. 235, p. 110721, mar. 2021, doi: 10.1016/j.enbuild.2021.110721.
- [37] H. Maula, V. Hongisto, H. Koskela, e A. Haapakangas, «The effect of cooling jet on work performance and comfort in warm office environment», *Build. Environ.*, vol. 104, pp. 13–20, ago. 2016, doi: 10.1016/j.buildenv.2016.04.018.
- [38] I. Jabbar Al-Rikabi, J. Karam, H. Alsaad, N. Ghaddar, e C. Voelker, «Thermal comfort in naturally ventilated office spaces equipped with intermittent personalized ventilation», *Energy Convers. Manag.*, vol. 318, p. 118859, ott. 2024, doi: 10.1016/j.enconman.2024.118859.
- [39] D. Schmeling *et al.*, «Multi-jet personalized ventilation in passenger trains: Objective and subjective thermal comfort», *Build. Environ.*, vol. 270, p. 112510, feb. 2025, doi: 10.1016/j.buildenv.2024.112510.
- [40] S. Torresin, «Definition and performance of acoustic personalised environmental control systems (acoustic PECS): A systematic review», 2025.
- [41] W. Cui, G. Cao, Q. Ouyang, e Y. Zhu, «Influence of dynamic environment with different airflows on human performance», *Build. Environ.*, vol. 62, pp. 124–132, apr. 2013, doi: 10.1016/j.buildenv.2013.01.008.
- [42] Y. Zhang e R. Zhao, «Effect of local exposure on human responses», *Build. Environ.*, vol. 42, fasc. 7, pp. 2737–2745, lug. 2007, doi: 10.1016/j.buildenv.2006.07.014.
- [43] Y. Cui *et al.*, «Preliminary Review of the Effects of Convective Cooling on Human Thermal Comfort and Performance», in *Proceedings of the 15th REHVA HVAC World Congress - CLIMA 2025*, vol. 763, C. Zilio, F. Busato, L. Mazzarella, e M. Noro, A. c. di, in *Lecture Notes in Civil Engineering*, vol. 763. , Cham: Springer Nature Switzerland, 2026, pp. 66–75. doi: 10.1007/978-3-032-06810-1_7.
- [44] P. O. Fanger, «Thermal comfort. Analysis and applications in environmental engineering.», Copenhagen, 1970.
- [45] A. Moscovich, «Fast calculation of p-values for one-sided Kolmogorov-Smirnov type statistics», 2023.
- [46] A. V. M. Oliveira, A. R. Gaspar, S. C. Francisco, e D. A. Quintela, «Analysis of natural and forced convection heat losses from a thermal manikin: Comparative assessment of the static and dynamic postures», *J. Wind Eng. Ind. Aerodyn.*, vol. 132, pp. 66–76, set. 2014, doi: 10.1016/j.jweia.2014.06.019.

- [47] R. J. de Dear, E. Arens, Z. Hui, e M. Oguro, «Convective and radiative heat transfer coefficients for individual human body segments», *Int. J. Biometeorol.*, vol. 40, fasc. 3, pp. 141–156, mag. 1997, doi: 10.1007/s004840050035.
- [48] S. Gao, R. Ooka, e W. Oh, «Formulation of human body heat transfer coefficient under various ambient temperature, air speed and direction based on experiments and CFD», *Build. Environ.*, vol. 160, p. 106168, ago. 2019, doi: 10.1016/j.buildenv.2019.106168.
- [49] W. Zhao, S. Kilpeläinen, R. Kosonen, J. Jokisalo, S. Lestinen, e P. Mustakallio, «Thermal environment and ventilation efficiency in a simulated office room with personalized micro-environment and fully mixed ventilation systems», *Build. Environ.*, vol. 188, p. 107445, gen. 2021, doi: 10.1016/j.buildenv.2020.107445.
- [50] R. Rugani, M. Picco, D. Khovalyg, G. Salvadori, e F. Fantozzi, «Personalised Environmental Control Systems (Pecs) Usage Thresholds: A Dynamic Simulation Approach to Assess Energy, Cost, and Emissions Saving», 2024, SSRN. doi: 10.2139/ssrn.5062110.
- [51] T. Hoyt, E. Arens, e H. Zhang, «Extending air temperature setpoints: Simulated energy savings and design considerations for new and retrofit buildings», *Build. Environ.*, vol. 88, pp. 89–96, giu. 2015, doi: 10.1016/j.buildenv.2014.09.010.