

TESI DI LAUREA MAGISTRALE
Corso di Laurea in Ingegneria Energetica e Nucleare
Anno Accademico 2017-2018



**APPLICAZIONE DI UN VENTILATORE A SOFFITTO IN ABITACOLO DI UNA
VETTURA CON TRE FILE DI SEDILI: VALUTAZIONE SPERIMENTALE DELLA
VARIAZIONE DEL COMFORT TERMICO PER GLI OCCUPANTI.**

In collaborazione con Denso Thermal Systems S.p.A.

Alunno: Bernardi David Paolo s231333

Relatori: Prof. Masoero Marco Carlo

Ing. Vitali Domenico

Ing. Roselli Felice

Dicembre 2018

RIASSUNTO

Il presente lavoro di tesi è stato sviluppato presso Denso Thermal Systems S.p.A. azienda leader nel settore dei sistemi termici per autoveicoli. L'oggetto dello studio è la verifica della funzionalità di un dispositivo di diffusione dell'aria progettato e sviluppato in Denso Giappone che presenta caratteristiche innovative in ambito automotive: Il Roof Air Circulator. In particolare, il dispositivo è stato testato in abitacolo di una vettura con tre file di sedili, del segmento B, nelle condizioni standard di prova tipicamente applicate dai costruttori europei. Lo studio nasce quindi da un lato dalla necessità di approfondire lo studio della diffusione e della circolazione dell'aria in abitacolo di una vettura di questa tipologia, dall'altro dalla necessità industriale di valutare l'efficacia di soluzioni innovative ed economiche per migliorare la climatizzazione nei veicoli. Si è cercato quindi di valutare la variazione delle condizioni di comfort per i passeggeri di una vettura con tre file di sedili su cui è installato il Roof Air Circulator.

I capitoli 1, 2 e 3 sono capitoli introduttivi che servono a contestualizzare il presente lavoro e ad approfondirne i contenuti.

Nel capitolo 4 si è introdotto il caso di studio mentre nel capitolo 5 si è discusso il funzionamento del dispositivo e di tecnologie analoghe nel mondo dell'ingegneria.

Nel capitolo 6 si è descritto approfonditamente l'attività sperimentale, nelle modalità in cui è stata svolta e nelle conclusioni ottenute.

Infine, nel capitolo 7 si è cercato di riassumere le conclusioni e di ipotizzare quali analisi future potrebbero portare ad una ottimizzazione del funzionamento del dispositivo.

Sommario

RIASSUNTO	i
Indice delle figure	v
Indice delle tabelle	ix
1. COMFORT TERMICO	1
1.1 MECCANISMO DI CONTROLLO DELLA TEMPERATURA CORPOREA	1
1.2 TEORIA DI FANGER	3
1.2.1 BILANCIO TERMICO DEL CORPO UMANO	3
1.2.2 IL COMFORT TERMICO E LA VARIABILITÀ DELLE CONDIZIONI DI COMFORT: PMV E PPD	7
2. COMFORT TERMICO IN AMBITO AUTOMOBILISTICO	9
2.1 INTRODUZIONE	9
2.2 MODELLO SAE (SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS).....	11
2.2.1 IL MANICHINO TERMICO	11
2.2.2 MODELLO FISILOGICO	12
2.2.3 MODELLO PSICOLOGICO DI COMFORT TERMICO	13
2.2.3.1 CENNI STORICI	13
2.2.3.2 SENSAZIONE TERMICA E COMFORT IN AMBIENTE NON UNIFORME E IN REGIME TRANSITORIO	14
2.2.4 FUNZIONAMENTO DEL SISTEMA INTEGRATO	19
2.3 STANDARD NEW EFFECTIVE TEMPERATURE SET*	20
2.4 TEMPERATURA EQUIVALENTE	24
2.4.1 DETERMINAZIONE DELLA TEMPERATURA EQUIVALENTE.....	25
3. AUTOMOTIVE AIR CONDITIONING	27
3.1 CONTROLLO DELLA TEMPERATURA	28
3.2 CONTROLLO DELLA MODALITÀ DI PRESA DELL'ARIA	29
3.3 CONTROLLO DELL'UMIDITÀ	29
3.4 CONTROLLO DELLE PORTATE D'ARIA	30
3.5 DISTRIBUZIONE DELL'ARIA	30
3.6 PURIFICAZIONE DELL'ARIA	30
3.7 COMPONENTI DELL'IMPIANTO DI CLIMATIZZAZIONE	31
3.7.1 CICLO FRIGORIFERO	31
3.7.2 MASSA RADIANTE	34
3.8 CARICO TERMICO SU VEICOLO	35
4. CASO DI STUDIO	36
5. ROOF AIR CIRCULATOR	37
5.1 FUNZIONAMENTO	37
5.2 VENTILATORI DYSON	39
5.2 TECNOLOGIE ANALOGHE.....	41

5.2.1 EIETTORI	41
5.2.1.1 APPLICAZIONE NEI CICLI INVERSI.....	42
6. SPERIMENTAZIONE.....	44
6.1 DESCRIZIONE DELL'ATTIVITÀ	44
6.2 ALLESTIMENTO DELLA VETTURA	46
6.3 RILIEVI DI VELOCITÀ IN ABITACOLO.....	47
6.3.1 STRUMENTAZIONE.....	47
6.3.1.1 LE GRIGLIE.....	47
6.3.1.2 SENSORI DI VELOCITÀ.....	48
6.3.1.3 SENSORI DI TEMPERATURA	50
6.3.1.4 SISTEMA DI ACQUISIZIONE	51
6.3.1.5 POST PROCESSAMENTO DEI DATI.....	52
6.3.2 DESCRIZIONE DELLA PROVA.....	53
6.3.3 SECONDA FILA DI SEDILI	55
6.3.3.1 PRIMO SET DI PROVE: VENT E ROOF CIRCULATOR.....	55
6.3.3.2 SECONDO SET DI PROVE: SOLO ROOF CIRCULATOR.....	58
6.3.3.3 TERZO SET DI PROVE: PARZIALIZZAZIONE DELL'HVAC E DEL ROOF CIRCULATOR	60
6.3.3.4 QUARTO SET DI PROVE: INCLINAZIONI DEL FLAP	62
6.3.3.5 CONCLUSIONI	65
6.3.4 SIMULAZIONE DI UN TRANSITORIO IN ABITACOLO	73
6.3.5 TERZA FILA DI SEDILI	76
6.3.5.1 RILIEVI PRELIMINARI DI VELOCITÀ IN ABITACOLO	76
6.3.5.2 PRIMO SET DI PROVE: VENT E ROOF CIRCULATOR.....	79
6.3.5.3 SECONDO SET DI PROVE: SOLO ROOF CIRCULATOR.....	81
6.3.5.4 TERZO SET DI PROVE: INCLINAZIONI DEL FLAP	84
6.3.5.5 CONCLUSIONI	85
6.4 PROVE DI PORTATA ARIA E RIPARTIZIONI IN ABITACOLO	91
6.4.1 DETERMINAZIONE DELLA CURVA DI PRESSURIZZAZIONE.....	91
6.4.2 DETERMINAZIONE DELLE PORTATE TRATTATE DALL'HVAC.....	92
6.4.3 DETERMINAZIONE DELLE PORTATE TRATTATE DAL ROOF CIRCULATOR	96
6.4.4 RISULTATI	98
6.4.5 CONCLUSIONI.....	99
6.5 PROVE DI CABIN COOL DOWN	101
6.5.1 STRUMENTAZIONE.....	101
6.5.1.1 GALLERIA CLIMATICA.....	101
6.5.1.2 TRASDUTTORI DI PRESSIONE	102
6.5.1.3 MANICHINI.....	102
6.5.2 DESCRIZIONE DELLA PROVA.....	102
6.5.2.1 ALLESTIMENTO DELLA VETTURA	102

6.5.3 PREPARAZIONE DELLA PROVA	108
6.5.4 ESECUZIONE DELLA PROVA	109
6.5.5 RISULTATI E CONCLUSIONI.....	111
6.5.5.1 VERIFICA DEI RILIEVI DI VELOCITÀ	118
6.5.5.2 VERIFICA DELLA CIRCOLAZIONE DELL'ARIA IN CORRISPONDENZA DELLA TERZA FILA	120
6.6 PROVE IN PRE-CONDITIONING	126
7. CONCLUSIONE E FUTURI SVILUPPI.....	129

Indice delle figure

Figura 1: Il sistema di termoregolazione del corpo umano.....	1
Figura 2: Indice PMV e PPD.....	8
Figura 3: fattori che influenzano il comfort dei passeggeri in abitacolo.....	9
Figura 4: A sinistra: scala ASHRAE della sensazione termica. A destra: scala Bedford.....	14
Figura 5: questionari di sensazione termica e comfort.....	15
Figura 6: Fattori di peso delle sensazioni locali rispetto alla sensazione globale.....	17
Figura 7: Comfort termico locale in funzione di sensazione termica locale e globale.....	18
Figura 8: Correlazione empirica tra sensazione termica e SET* per ciascuna parte del corpo.....	21
Figura 9: Determinazione della sensazione termica in regime transitorio.....	21
Figura 10: Fattore Correttivo per la determinazione della sensazione termica in regime transitorio.....	21
Figura 11: Andamento del comfort globale in funzione della sensazione termica della testa.....	22
Figura 12: Determinazione del comfort globale del corpo.....	22
Figura 13: Determinazione del comfort globale del corpo in condizioni transitorie.....	23
Figura 14: Temperatura equivalente.....	24
Figura 15: Trasduttore B&K 1212.....	25
Figura 16: Confronto tra temperatura equivalente misurata e calcolata.....	26
Figura 17: Automotive Air Conditioning System.....	27
Figura 18: Controllo della Temperatura.....	28
Figura 19: Modalità di presa dell'aria.....	29
Figura 20: Bilancio dell'umidità in Abitacolo.....	29
Figura 21: schema dei componenti principali di un ciclo frigorifero.....	32
Figura 22: Diagramma p-h di un ciclo frigo a r134a.....	32
Figura 23: Diagramma p-h di un ciclo frigo a r134a con surriscaldamento, sottoraffreddamento e cadute di pressione negli scambiatori.....	33
Figura 24: Circuito Termico Motore.....	34
Figura 25: Struttura della Massa Radiante.....	34
Figura 26: Carico Termico sul Veicolo.....	35
Figura 27: Roof Circulator: componenti.....	37
Figura 28: Roof Circulator: componenti.....	38
Figura 29: Ventilatori Dyson.....	39
Figura 30: Ventilatori Dyson: funzionamento e effetto moltiplicatore.....	40
Figura 31: Eiettori: funzionamento.....	41
Figura 32: Eiettore: componenti.....	41
Figura 33: Andamento di pressioni e velocità in un eiettore.....	42
Figura 34: Schema di un ciclo trans-critico a CO2 che sfrutta un sistema ad eiezione.....	43
Figura 35: Roof Circulator fissato all'imperiale della vettura.....	46
Figura 36: Telaio e griglia della seconda fila di Sedili.....	47
Figura 37: Telaio e griglia della terza fila di sedili.....	48
Figura 38: Sensore F550 2-B-4 della Degree°C.....	48
Figura 39: Ponte di Wheatstone.....	49
Figura 40: Caratteristiche del Sensore F550 2-B-4 della Degree°C.....	49
Figura 41: Principio di funzionamento di una termocoppia.....	50
Figura 42: Termocoppie K di TERSID.....	50
Figura 43: Schema dell'impianto di acquisizione.....	52
Figura 44: Griglia della seconda fila.....	53
Figura 45: Griglia della terza fila di sedili non allestita.....	54
Figura 46: Alimentazione del veicolo tramite alimentatore esterno.....	54

Figura 47: Orientamento delle bocchette di ventilazione della plancia durante le prove	55
Figura 48: Tabelle e Distribuzioni di velocità in corrispondenza della seconda fila durante il primo set di prove.....	56
Figura 49: Tabelle e Distribuzioni di velocità in corrispondenza della seconda fila durante il primo set di prove.....	57
Figura 50: Tabelle e Distribuzioni di velocità in corrispondenza della seconda fila durante il secondo set di prove.....	58
Figura 51: Tabelle e Distribuzioni di velocità in corrispondenza della seconda fila durante il secondo set di prove.....	59
Figura 52: Tabelle e Distribuzioni di velocità in corrispondenza della seconda fila durante il terzo set di prove	60
Figura 53: Tabelle e Distribuzioni di velocità in corrispondenza della seconda fila durante il terzo set di prove	60
Figura 54: Tabelle e Distribuzioni di velocità in corrispondenza della seconda fila durante il terzo set di prove	61
Figura 55: Tabelle e Distribuzioni di velocità in corrispondenza della seconda fila durante il terzo set di prove	61
Figura 56: Tabelle e Distribuzioni di velocità in corrispondenza della seconda fila durante il quarto set di prove.....	62
Figura 57: Tabelle e Distribuzioni di velocità in corrispondenza della seconda fila durante il quarto set di prove.....	63
Figura 58: Tabelle e Distribuzioni di velocità in corrispondenza della seconda fila durante il quarto set di prove.....	64
Figura 59: Tabelle e Distribuzioni di velocità in corrispondenza della seconda fila	65
Figura 60: Tabelle e Distribuzioni di velocità in corrispondenza della seconda fila	65
Figura 61: Confronto tra Tabelle e Distribuzioni di velocità rilevate in corrispondenza della seconda fila e incrementi di velocità	66
Figura 62: Confronto tra Tabelle e Distribuzioni di velocità in corrispondenza della seconda fila e incrementi di velocità.....	66
Figura 63: Confronto tra Tabelle e distribuzioni di velocità in corrispondenza della seconda fila di sedili: flap inclinato con angoli compresi tra 40° e 60°	67
Figura 64: Confronto tra tabelle e distribuzioni di velocità in corrispondenza della seconda fila di sedili. Roof Circulator e parzializzazione dell’HVAC	68
Figura 65: Tabella e Distribuzione di velocità in corrispondenza della seconda fila: configurazione migliore per la seconda fila.....	69
Figura 66: Confronto tra Tabelle e distribuzioni di velocità in della seconda fila tra configurazioni con flap inclinato a 33°	69
Figura 67: Confronto tra Tabelle e distribuzioni di velocità della seconda fila tra configurazioni con flap inclinato a 48°	70
Figura 68: Confronto tra Tabelle e distribuzioni di velocità della seconda fila tra configurazioni con flap inclinato a 37°	70
Figura 69: Confronto tra Tabelle e distribuzioni di velocità della seconda fila tra configurazioni con flap inclinato a 60°	71
Figura 70: Tabella e Distribuzione di velocità in corrispondenza della seconda fila in vent.	71
Figura 71: Tabella e Distribuzione di velocità in corrispondenza della seconda fila con Roof Circulator con flap a 48°. E incrementi di velocità rispetto al vent.....	72
Figura 72: Tabella e Distribuzione di velocità in corrispondenza della seconda fila con il Roof Circulator con flap a 60°-30°. E incrementi di velocità rispetto al vent	72

Figura 73: Confronto tra l'andamento temporale delle temperature di NTC e termocoppie	73
Figura 74: Andamento temporale dell'errore tra NTC e termocoppie	74
Figura 75: Confronto tra le temperature delle termocoppie 1 e 10 e le temperature degli NTC 1 e 10 nelle configurazioni 1 e 2. Confronto tra gli errori di termocoppie e NTC nelle posizioni 1 e 10 nelle configurazioni 1 e 2	74
Figura 76: Confronto tra le temperature delle termocoppie 1 e 10 e le temperature degli NTC 1 e 10 nelle configurazioni 3 e 4. Confronto tra gli errori di termocoppie e NTC nelle posizioni 1 e 10 nelle configurazioni 3 e 4	75
Figura 77: Anemometro a filo caldo a bacchetta e Griglia della terza fila non allestita.....	76
Figura 78: velocità rilevate nella griglia della terza fila nella configurazione vent + Roof Circulator con flap a 0°	76
Figura 79: velocità rilevate nella griglia della terza fila nella configurazione vent + Roof Circulator con flap a 48°	77
Figura 80: velocità rilevate nella griglia della terza fila nella configurazione vent + Roof Circulator con flap a 60° e 30°	77
Figura 81: Griglia della terza fila allestita con 10 anemometri a filo caldo	78
Figura 82: Tabelle e distribuzioni di velocità rilevate per la terza fila durante il primo set di prove	79
Figura 83: Tabelle e distribuzioni di velocità rilevate per la terza fila durante il primo set di prove	80
Figura 84: Tabelle e distribuzioni di velocità rilevate per la terza fila durante il secondo set di prove.....	82
Figura 85: Tabelle e distribuzioni di velocità rilevate per la terza fila durante il secondo set di prove.....	83
Figura 86: Tabelle e distribuzioni di velocità rilevate per la terza fila durante il terzo set di prove: con inclinazione diversa del flap laterale e del flap centrale	84
Figura 87: Tabelle e distribuzioni di velocità rilevate per la terza fila durante il terzo set di prove: con inclinazione diversa del flap laterale e del flap centrale.	84
Figura 88: ipotesi sulla circolazione dell'aria in abitacolo in ricircolo e in vent, con Roof Circulator e al variare dell'inclinazione del flap	85
Figura 89: Tabella e distribuzione di velocità in corrispondenza della terza fila in puro vent e in ricircolo	86
Figura 90: Tabella e distribuzione di velocità in corrispondenza della terza fila con Roof Circulator con flap a 0°. E incrementi di velocità rispetto al vent.....	86
Figura 91: Tabella e distribuzione di velocità in corrispondenza della terza fila con Roof Circulator con flap a 29°. E incrementi di velocità rispetto al vent.....	87
Figura 92: Ipotesi della circolazione dell'aria in abitacolo. Ricircolo e Vent + Roof Circulator (con bassi angoli di inclinazione del flap)	88
Figura 93: Ipotesi della circolazione dell'aria in abitacolo. Ricircolo e Vent + Roof Circulator (con medi angoli di inclinazione del flap)	88
Figura 94: Ipotesi della circolazione dell'aria in abitacolo. Ricircolo e Vent + Roof Circulator (con elevati angoli di inclinazione del flap)	88
Figura 95: Ipotesi della circolazione dell'aria in abitacolo. Fresh e Vent + Roof Circulator (con bassi angoli di inclinazione del flap).....	89
Figura 96: Ipotesi della circolazione dell'aria in abitacolo. In fresh e Vent + Roof Circulator (con elevati angoli di inclinazione del flap)	89
Figura 97: Tabella e distribuzione di velocità in corrispondenza della seconda fila in ricircolo e con Roof Circulator con flap a 60°-30° e incrementi di velocità rispetto al vent.....	89
Figura 98: Tabella e distribuzione di velocità in corrispondenza della terza fila in ricircolo con Roof Circulator con flap a 60°-30° e incrementi di velocità rispetto al vent.....	90
Figura 99: Prove di portata. Determinazione della curva di pressurizzazione	91
Figura 100: Alimentatori delle prove di portata.....	92
Figura 101: Strumentazione utilizzata durante le prove di portata e ripartizioni.....	94

Figura 102: Strumentazione utilizzata per misurare la portata primaria del Roof Circulator.	96
Figura 103: La Fiat 500L in galleria climatica Denso.....	101
Figura 104: Strumentazione della seconda e della terza fila	103
Figura 105: Vista frontale della prima e della seconda fila con relativa strumentazione.....	103
Figura 106: Strumentazione della prima fila di sedili.....	104
Figura 107: Strumentazione della terza fila di Sedili.....	105
Figura 108: Griglia della terza fila dotata di 10 anemometri a filo caldo e 4 termocoppie	106
Figura 109: Dettaglio della strumentazione della terza fila.....	107
Figura 110: Schema della disposizione delle bocchette della plancia	108
Figura 111: Andamento temporale della temperatura media delle teste dei passeggeri della prima fila durante le tre prove di Cool Down.....	111
Figura 112: Andamento temporale della temperatura media delle teste dei passeggeri della seconda fila durante le tre prove di Cool Down.....	112
Figura 113: Andamento temporale della temperatura media delle teste dei passeggeri della terza fila durante le tre prove di Cool Down.....	113
Figura 114: Andamento temporale della temperatura media globale dei passeggeri della prima fila durante le tre prove di Cool Down	114
Figura 115: Andamento temporale della temperatura media globale dei passeggeri della seconda fila durante le tre prove di Cool Down.....	114
Figura 116: Andamento temporale della temperatura media globale dei passeggeri della terza fila durante le tre prove di Cool Down	115
Figura 117: Confronto tra l'andamento temporale delle temperature medie dei piedi dei passeggeri della prima fila e la temperatura alla presa di ricircolo nelle tre prove di Cool Down.....	116
Figura 118: Confronto tra l'andamento temporale della temperatura media dell'aria all'uscita delle bocchette di ventilazione della plancia e l'andamento temporale della temperatura dell'aria alla presa di ricircolo nelle tre prove di Cool Down.....	117
Figura 119: Andamento temporale della temperatura media delle teste dei passeggeri della prima fila durante le tre prove di pre-conditioning.....	126
Figura 120: Andamento temporale della temperatura media delle teste dei passeggeri della seconda fila durante le tre prove di pre-conditioning.....	127
Figura 121: Andamento temporale della temperatura media delle teste dei passeggeri della terza fila durante le tre prove di pre-conditioning.....	127
Figura 122: Tabelle e Distribuzioni di velocità in corrispondenza della terza fila durante il Cool Down con flap a 60°-30°.....	119
Figura 123: Tabelle e Distribuzioni di velocità della terza fila durante le prove in condizioni ambiente	119
Figura 124: Andamento temporale delle temperature delle termocoppie 1, 2, 3 e 4 della griglia della terza fila durante il Cool Down Baseline.....	120
Figura 125: Andamento temporale delle temperature delle termocoppie T _{fin1} e T _{fin2} durante il Cool Down Baseline	120
Figura 126: Andamento temporale delle temperature delle termocoppie 1, 2, 3 e 4 della griglia della terza fila durante il Cool Down 0°.....	122
Figura 127: Andamento temporale delle temperature delle termocoppie T _{fin1} e T _{fin2} durante il Cool Down 0°	122
Figura 128: Andamento temporale delle temperature delle termocoppie 1, 2, 3 e 4 della griglia della terza fila durante il Cool Down 60°-30°	124
Figura 129: Andamento temporale delle temperature delle termocoppie T _{fin1} e T _{fin2} durante il Cool Down 60°-30°.....	124

Indice delle tabelle

Tabella 1: <i>Disposizione dei sensori sulla griglia della seconda fila di sedili</i>	53
Tabella 2: <i>Disposizione dei sensori sulla griglia della terza fila</i>	78
Tabella 3: <i>Tabella delle configurazioni di prova</i>	93
Tabella 4: <i>Tensioni applicate al veicolo e all'HVAC e portate trattate dell'HVAC in presa aria esterna</i>	93
Tabella 5: <i>tensioni applicate al veicolo e all'HVAC in ricircolo</i>	94
Tabella 6: <i>Ripartizione delle velocità in presa aria esterna</i>	95
Tabella 7: <i>Ripartizioni delle velocità in ricircolo</i>	95
Tabella 8: <i>ripartizione delle velocità del Roof Circulator in fresh</i>	97
Tabella 9: <i>Ripartizione delle velocità del Roof Circulator in Ricircolo</i>	97
Tabella 10: <i>Sintesi dei risultati. Potenze e portate trattate in presa aria esterna dall'HVAC e dal Roof Circulator</i>	98
Tabella 11: <i>Sintesi dei risultati. Potenze e portate trattate in ricircolo dall'HVAC e dal Roof Circulator</i>	98

1. COMFORT TERMICO

L'ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers) definisce il comfort termico nell'ASHRAE HANDBOOK 1972 come "condition of mind which express satisfaction with the thermal environment", "A sensation that is neither slightly warm nor slightly cool" [2].

Nell'ASHRAE Standard 55 è definito come "state of mind in humans which express satisfaction with the surrounding environment" [1].

In entrambi i casi si tratta però di definizioni soggettive. Da un punto di vista più oggettivo, si può definire il comfort termico come [1]:

- Neutralità termica
- Assenza di calore accumulato nel corpo
- Meccanismi di controllo termico comportamentale (sudore, tremore) non attivi
- Meccanismi di vasocostrizione e vasodilatazione quasi inattivi

1.1 MECCANISMO DI CONTROLLO DELLA TEMPERATURA CORPOREA

Il corpo umano è un sistema che può essere suddiviso in due zone principali a temperature diverse:

- La zona esterna, costituita da pelle e tessuti sottocutanei, presenta una temperatura variabile, con un valore medio che oscilla tra 33 e 34°C e varia con le condizioni ambientali
- La zona interna, il nucleo, che include gli organi vitali e mantiene una temperatura costante pari a 37°C. [1]

Per mantenere costante una temperatura però è necessario che esista un sistema di regolazione in feedback, che sfrutta i segnali di sensori di temperatura disposti principalmente nella pelle ma in parte anche in polmoni e muscoli. Esistono sensori di freddo e di caldo, i primi sono sensibili a variazioni temporali di 0,25°C/min, i secondi a variazioni temporali di 0,06°C/min [2]. Si crede che siano i segnali dati da questi due sistemi di sensori a determinare la sensazione di caldo o freddo che proviamo. L'interpretazione dei segnali da parte del cervello avviene con un meccanismo simile al tiro alla fune, con gli impulsi freddi ad un lato della corda e gli impulsi caldi dall'altro. Se i segnali da entrambe le parti sono dello stesso ordine di grandezza ci si trova in situazione di neutralità termica, altrimenti si prova una sensazione di troppo caldo o troppo freddo [3].

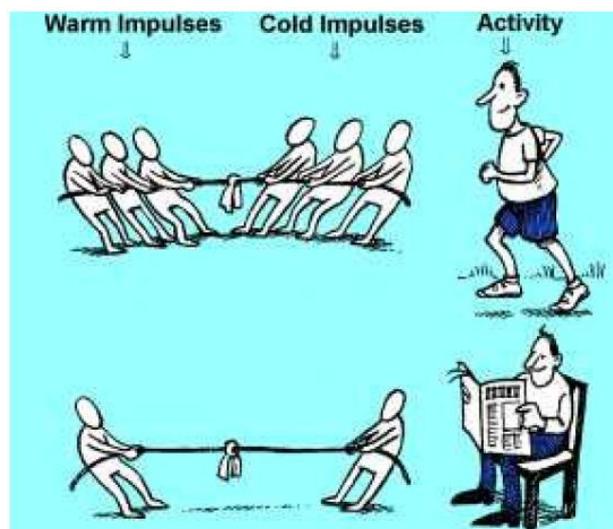


Figura 1: Il sistema di termoregolazione del corpo umano [3]

Oltre a mantenere la temperatura costante, l'organismo umano si comporta come una macchina termica, in cui viene prodotta una determinata quantità di calore per combustione degli alimenti (metabolismo), viene effettuato un determinato lavoro e una certa quantità di calore viene ceduta all'esterno. In qualsiasi condizione di temperatura esterna è sempre necessario che una determinata quantità di calore venga ceduta all'esterno [2]. Grazie al metabolismo, il corpo umano produce continuamente del calore ad un tasso variabile tra 100 W (attività sedentaria) e 1000 W (sotto pesante sforzo) [1]. Questo calore metabolico è generato nel nucleo del corpo, nelle viscere e nei muscoli, viene scambiato attraverso il flusso del sangue e viene infine dissipato sulla pelle per convezione, evaporazione e irraggiamento [4]. Il suo rilascio però deve essere controllato, in modo da mantenere costante la temperatura corporea: questo avviene grazie all'ipotalamo. I sensori termici mandano i segnali di temperatura all'ipotalamo, che li compara a dei valori di riferimento e produce dei segnali di "errore". Il segnale di "errore" attiva quindi due meccanismi di controllo termico:

- Meccanismo vasomotorio: vasocostrizione in ambienti freddi che riduce il flusso del sangue e vasodilatazione in ambienti caldi, che aumenta il flusso di sangue.
- Meccanismo comportamentale: tremore in ambienti freddi e sudorazione in ambienti caldi. [1]

Ad esempio, quando sentiamo freddo e la temperatura della pelle scende sotto i 34°C, i sensori freddi cominciano a mandare impulsi al cervello. Il numero di impulsi inviati è funzione di quanto rapidamente la temperatura diminuisce. In questo caso, il tasso metabolico aumenta, il flusso sanguigno diminuisce, i vasi sanguigni si restringono e quindi diminuiscono sia la temperatura della pelle che la dissipazione di calore verso l'ambiente esterno. Analogamente, quando sentiamo caldo e la temperatura supera i 37°C, i sensori caldi cominciano ad inviare impulsi all'ipotalamo. Il numero di impulsi inviati aumenta tanto più è rapido l'aumento della temperatura. Questa volta però il flusso sanguigno aumenta, i vasi si dilatano e si attiva il meccanismo di sudorazione. La temperatura della pelle e la dissipazione di calore quindi aumentano [1][2][4].

1.2 TEORIA DI FANGER

Quando si parla di Comfort Termico è essenziale conoscere la teoria di Fanger. Povl Ole Fanger (1934-2006) era professore anziano all'International Center for Indoor Environment and Energy della Danish Technical University. I suoi studi e le sue ricerche nel campo del comfort termico costituiscono la base dello stato dell'arte delle tecnologie HVAC e delle normative internazionali [6].

Il suo modello si basa sulle teorie del bilancio termico e della termoregolazione: il corpo umano impiega processi fisiologici in modo da mantenere un bilanciamento tra il calore prodotto attraverso il metabolismo e le perdite di calore dal corpo. Nel 1967 Fanger cominciò a studiare i processi fisiologici del corpo umano in condizioni vicine alla neutralità termica. Scoprì che gli unici fattori che influenzavano il bilancio termico di un individuo erano il tasso di sudorazione e la temperatura media della pelle, entrambe funzioni del livello di attività. Determinò quindi due relazioni lineari, una che legava il tasso di sudorazione al livello di attività e una che legava la temperatura della pelle al livello di attività dell'individuo. Queste due equazioni insieme al bilancio termico permisero di ottenere l'equazione del comfort dalla quale risulta evidente come il comfort termico dipenda da sei variabili di input. Temperatura dell'aria, temperatura media radiante, velocità dell'aria e umidità relativa costituiscono i fattori ambientali. Metabolismo e abbigliamento rappresentano invece i fattori umani [5].

Fanger svolse anche diversi studi sperimentali, da cui sviluppò gli indici del PMV e del PPD. Disponeva i suoi soggetti in camere climatiche, dove controllando le variabili umane e tre variabili ambientali (temperatura media radiante, velocità dell'aria e umidità relativa) faceva variare la temperatura dell'aria e calcolava il grado a cui il soggetto si trovava in condizioni di neutralità termica [1].

1.2.1 BILANCIO TERMICO DEL CORPO UMANO

Il corpo umano è un sistema termodinamico che scambia calore e lavoro con l'ambiente esterno:

$$M - W = Q_{sk} + Q_{res} + S = (C + R + E_{sk} + C_K) + (C_{res} + E_{res}) + S \quad [1]$$

Dove:

- M : metabolismo
- W : lavoro
- Q_{sk} : perdite di calore attraverso la pelle
- Q_{res} : perdite di calore per respirazione
- S : calore accumulato nel corpo
- C : convezione
- R : irraggiamento
- E_{sk} : evaporazione attraverso la pelle
- C_K : conduzione attraverso il pavimento
- C_{res} : perdite di calore sensibile per respirazione
- E_{res} : perdite di calore latente per respirazione

Tutti i termini sono espressi come flusso termico in W o come flusso termico per unità di superficie corporea, in W/m². In ambienti moderati si è in condizioni di equilibrio termico:

$$S = 0$$

Complessivamente l'organismo non deve né assorbire né cedere calore perché altrimenti si riscalderebbe o si raffredderebbe. Inoltre i contributi di lavoro e conduzione attraverso il pavimento sono in genere trascurabili. Si ottiene quindi che:

$$M - (C + R + E_{sk}) - (C_{res} + E_{res}) = 0$$

$$M - (C + R + C_{res}) - (E_{sk} + E_{res}) = M - Q_S - Q_L$$

Dove:

- Q_S : perdite di calore sensibile
- Q_L : perdite di calore latente

Metabolismo

Il metabolismo rappresenta la quantità di calore prodotta dall'organismo per ossidazione degli alimenti. La quantità di energia rilasciata dal metabolismo dipende dall'attività muscolare. Solitamente il metabolismo è misurato in Met, dove:

$$1 \text{ Met} = 58,15 \frac{W}{m^2}$$

e varia tra 0,8 Met (durante il sonno) e 10 Met (durante l'attività fisica).

Calore perso per evaporazione

Vi sono due meccanismi per cui l'acqua contenuta all'interno dell'organismo evapora dalla pelle:

1. La traspirazione: diffusione del vapore attraverso la pelle. È una funzione costante dell'organismo, non dipende dal sistema di termoregolazione ma solo dalle condizioni esterne.

$$E_d = \lambda \cdot \mu \cdot (p_s - p_a)$$

Dove:

- λ : calore latente di evaporazione dell'acqua [J/kg]
- μ : permeabilità della pelle [kg/Pa m² s]

Nell'intervallo in cui si usano queste relazioni, la pressione di saturazione del vapor d'acqua alla temperatura della pelle può essere approssimata con una funzione lineare della temperatura:

$$p_s = 256 \cdot T_{sk} - 3373$$

$$\lambda \cdot \mu = 3,05 \cdot 10^{-3}$$

Si ottiene quindi:

$$E_d = 3,05 \cdot 10^{-3} \cdot (256 \cdot T_{sk} - 3373 - p_a)$$

2. La sudorazione: è un meccanismo molto efficace per mantenere costante la temperatura corporea in ambiente caldo o con metabolismo elevato. A causa delle difficoltà di analizzare teoricamente il fenomeno, Fanger utilizza un'equazione empirica che verrà illustrata in seguito

$$E_{sk} = E_d + E_{sw}$$

Calore perso attraverso la respirazione

È dato da due contributi:

1. Contributo sensibile, dovuto cioè alla differenza di temperatura tra l'aria espirata e quella ambiente:

$$C_{res} = 0,0014 \cdot M \cdot (34 - t_a)$$

2. Contributo latente, dovuto alla differenza di umidità relativa tra l'aria aspirata e quella ambiente:

$$E_{res} = 1,72 \cdot 10^{-5} \cdot M \cdot (5867 - p_a)$$

Calore scambiato per irraggiamento

Rappresenta il flusso termico scambiato per radiazione tra la persona e le superfici che la circondano (pareti, finestre, pannelli radianti, sole, volta stellare, etc.). Si esprime mediante la relazione:

$$R = f_{eff} \cdot f_{cl} \cdot \varepsilon \cdot \sigma \cdot [T_{cl}^4 - \bar{T}_R^4]$$

dove:

- f_{eff} : fattore di area radiante efficace

$$f_{eff} = \frac{\text{area radiante effettiva del corpo vestito}}{\text{area totale della superficie del corpo vestito}}$$

Tiene conto del fatto che la superficie scambia calore per radiazione non solo con l'ambiente esterno ma anche con se stessa. È pari a 0,695 per una persona seduta e 0,725 per una persona in piedi. Si assume come valore medio rappresentativo di tutte le situazioni 0,71.

- f_{cl} : fattore di area del vestiario

$$f_{cl} = \frac{\text{superficie del corpo vestito}}{\text{superficie del corpo nudo}}$$

È maggiore o uguale ad 1.

- σ : costante di Stephan Boltzmann:

$$\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \left[\frac{W}{m^2 K^4} \right]$$

- ε : emissività della superficie corporea che irraggia nell'ambiente. È pari ad 1 per un corpo nudo (la pella umana costituisce un ottimo corpo nero) e 0,95 per i vestiti. Si assume come valore medio 0,97.
- T_{cl} : temperatura media dei vestiti
- \bar{T}_R : temperatura media radiante, intesa come la temperatura uniforme di un'immaginaria cavità nera che darebbe origine alle stesse perdite di calore per irraggiamento che si avrebbero nell'ambiente attuale [3].

$$\bar{T}_R = \sqrt[4]{F_{p-1}T_1^4 + F_{p-2}T_2^4 + \dots + F_{p-n}T_n^4}$$

Considerando in definitiva le approssimazioni effettuate si ottiene:

$$R = f_{cl} \cdot 3,95 \cdot 10^{-8} \cdot [T_{cl}^4 - \bar{T}_R^4]$$

Calore scambiato per convezione

$$C = f_{cl} \cdot h_c \cdot (T_{cl} - T_a)$$

Dove h_c è il coefficiente di scambio termico convettivo. A seconda del meccanismo di convezione può assumere due differenti espressioni:

1. Per convezione naturale, cioè se $u_{air} < 0,1 \text{ m/s}$:

$$h_c = 2,38 \cdot (T_{cl} - T_a)^{0,25} \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$$

2. Per convezione forzata:

$$h_c = 12,1\sqrt{u_{air}} \left[\frac{W}{m^2K} \right]$$

A questo punto, si assume che tutto il calore prodotto venga ceduto dalla pelle ai vestiti per conduzione e quindi disperso dai vestiti all'ambiente esterno per convezione e irraggiamento. Si può quindi dire che:

$$M - E_{sk} - (C_{res} + E_{res}) = K_{cl} = C + R$$

Il calore scambiato per conduzione tra pelle e vestiti può essere espresso come:

$$K_{cl} = (T_{sk} - T_{cl}) \cdot \frac{1}{0,155 \cdot I_{cl}}$$

Dove:

- I_{cl} : resistenza termica dei vestiti espressa in "clo"

Sostituendo tutte le equazioni precedenti nell'equazione di bilancio termico iniziale si ottiene un'equazione in funzione di 8 variabili: M , I_{cl} e f_{cl} , T_a , \bar{T}_r , u_a , p_a , E_{sw} , T_{sk} . Le equazioni utilizzate fino ad ora sono di tipo teorico e utilizzabili in un ampio campo di condizioni, non solo in condizioni di comfort. Per ottenere un'equazione in 6 variabili (le 6 variabili del comfort) sono quindi necessarie ancora due equazioni. In condizioni di comfort infatti la temperatura della pelle e il calore perso per sudorazione possono essere espressi in funzione del metabolismo M e del lavoro W attraverso due equazioni empiriche [1]:

$$T_{sk} = 35,7 - 0,0275 \cdot (M - W)$$

$$E_{sw} = 0,42 \cdot (M - W - 58,15)$$

L'equazione di bilancio termico del corpo umano è sempre rispettata. Sostituendo queste due espressioni empiriche nell'equazione di bilancio termico si ottiene un'equazione che non è più bilanciata, l'equazione del comfort di Fanger [1]:

$$M - Q_S^* - Q_L^* = L$$

Dove L è il carico sul sistema di controllo termico del corpo umano.

1.2.2 IL COMFORT TERMICO E LA VARIABILITÀ DELLE CONDIZIONI DI COMFORT: PMV E PPD

L'equazione del comfort termico di Fanger è funzione di 6 variabili:

1. Livello di attività (M e W)
2. Abbigliamento (I_{cl} e f_{cl})
3. Temperatura media radiante \bar{T}_r
4. Temperatura dell'aria T_a
5. Velocità dell'aria u_a
6. Pressione atmosferica p_a (e quindi umidità relativa)

Fanger esprime il comfort termico attraverso il PMV, un indice direttamente proporzionale al carico sul sistema di controllo termico del corpo umano L:

$$PMV = 0,303 \cdot L \cdot \exp(-0,036 \cdot M + 0,028)$$

Il PMV (Predicted Mean Vote) è una funzione matematica dei 6 parametri di comfort che esprime il valore medio della sensazione termica di un significativo gruppo di persone sulla scala a sette valori ASHRAE. Permette di ottenere quindi le condizioni a cui la maggior parte degli occupanti si trova soddisfatta con l'ambiente circostante [1].

Quando cinque delle sei variabili vengono fissate, la sesta resta univocamente determinata. Ad esempio, conoscendo il metabolismo e il vestiario di una persona, l'umidità relativa, la temperatura media radiante e la velocità dell'aria nell'ambiente, l'equazione di Fanger determina univocamente la temperatura dell'aria perché la maggior parte delle persone non avvertano caldo o freddo. [2]

L'equazione di Fanger permette di ottenere un singolo valore: una superficie a 5 dimensioni nello spazio a sei dimensioni delle variabili di comfort. La sensazione termica e quindi il comfort termico però sono soggettivi. La sensazione di caldo, di freddo o la neutralità termica non si hanno ad un preciso valore di ognuna delle sei variabili ma in un intervallo. Si parla di intervallo individuale di comfort. D'altra parte, anche se le condizioni previste dall'equazione di comfort sono perfettamente rispettate vi sarà sempre un certo numero di persone che avverte caldo o freddo [2]. Si parla in questo caso di sensazione individuale del comfort. Per tenere conto di questi aspetti Fanger ha sviluppato un altro indice: il PPD.

Il PPD (Predicted Percentage of Dissatisfied) permette di determinare la percentuale di occupanti che non è soddisfatta di un particolare set di parametri di comfort, cioè sente caldo o freddo. In altre parole è la percentuale di persone che ha votato -3, -2, +2, +3 [1].

La figura seguente dimostra che questi due indici non sono tra loro indipendenti:

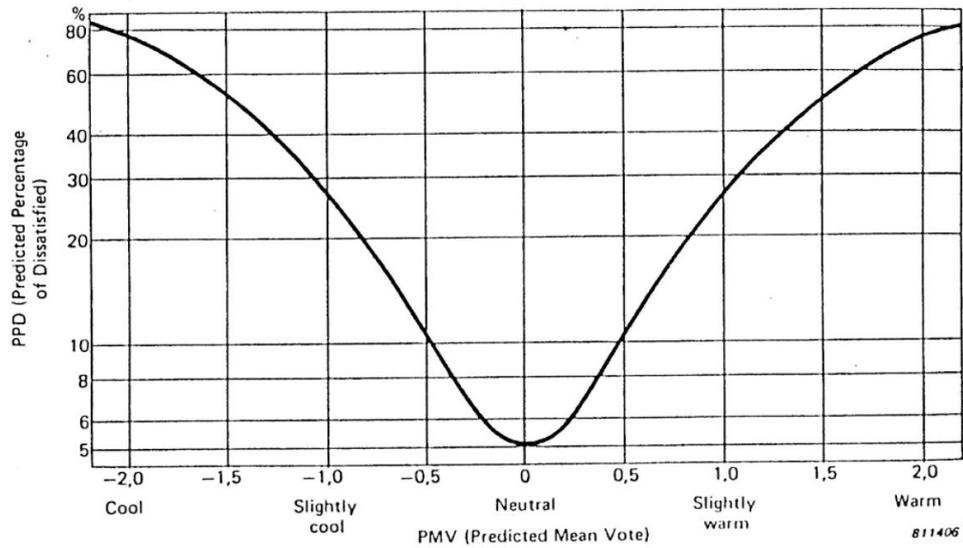


Figura 2: Indice PMV e PPD [2]

Si nota infatti che anche se le condizioni di comfort sono perfettamente rispettate e il $PMV=0$, vi sarà sempre un certo numero di persone, circa il 5% degli occupanti, che si dichiarerà insoddisfatto. Pertanto il PPD sarà sempre maggiore del 5%. In ambito edilizio ad esempio, la norma UNI-EN 7730 stabilisce che un ambiente sia considerato confortevole quando [1]:

$$-0,5 < PMV < +0,5$$

$$PPD < 10\%$$

L'equazione analitica che esprime il PPD in funzione del PMV è la seguente [3]:

$$PPD = 100 - 95 \cdot e^{-0,033 \cdot PMV^4 + 0,217 \cdot PMV^2}$$

2. COMFORT TERMICO IN AMBITO AUTOMOBILISTICO

2.1 INTRODUZIONE

Un impianto di climatizzazione per applicazioni automobilistiche ha il compito di creare condizioni di comfort e sicurezza all'interno della vettura per guidatore e passeggeri [7].

Quasi tutti i veicoli venduti oggi in Europa, Giappone e Stati Uniti hanno un impianto di climatizzazione; è diventato un dispositivo quasi standard nei nuovi veicoli perché fornisce comfort durante la guida, diminuisce i rumori e migliora la sicurezza sbrinando e disappannando i finestrini [7].

Gli impianti di climatizzazione dei veicoli attuali sono drammaticamente sovradimensionati perché sono progettati per climatizzare l'intero abitacolo da una condizione estrema ad una temperatura di comfort in un determinato periodo di tempo. Il compressore dell'impianto di climatizzazione rappresenta il più grande carico ausiliario in un'automobile, può aggiungere un picco di potenza di circa 5 KW sul motore del veicolo, quando il corpo umano dissipa approssimativamente solo 100 W. Si tratta della stessa potenza che sarebbe necessaria per climatizzare un piccolo appartamento mono familiare. Questo carico influisce significativamente sulla fuel economy di un veicolo tradizionale e l'impatto è ancora maggiore per veicoli innovativi, come quelli elettrici o ibridi. Un modo più intelligente ed efficiente dal punto di vista energetico di procedere al dimensionamento è quello di garantire il comfort termico dei passeggeri all'interno dell'abitacolo [9][10]. La complicazione sta nel fatto che quello all'interno dell'abitacolo di una vettura è un ambiente non uniforme, caratterizzato da regimi transitori piuttosto marcati.

Il comfort, in applicazioni automobilistiche, dipende da diversi fattori: ambientali, umani, ma anche psicologici.

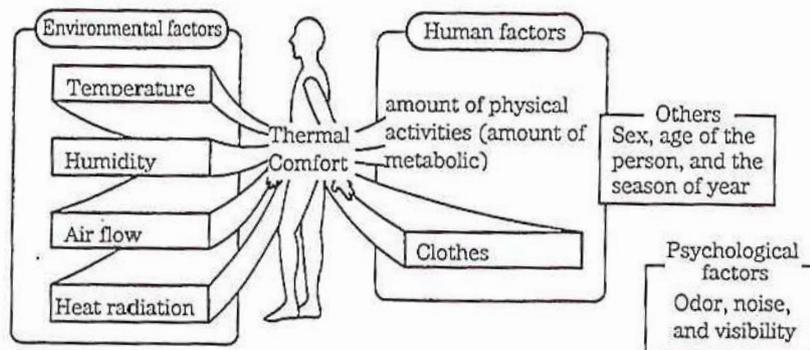


Figura 3: fattori che influenzano il comfort dei passeggeri in abitacolo [7]

I fattori ambientali sono la temperatura, l'umidità dell'aria, la portata d'aria (quindi la sua velocità) e l'irraggiamento termico. L'irraggiamento termico è uno scambio termico indipendente dalle condizioni dell'aria, sono degli esempi la sensazione di caldo che si prova d'estate a causa della radiazione solare o la sensazione di freddo che si prova in inverno vicino ai finestrini. L'irraggiamento è quindi un parametro che influenza pesantemente il comfort dei passeggeri. Il controllo della temperatura dell'impianto di climatizzazione non avviene direttamente regolando l'irraggiamento, ma regolando altri parametri come la temperatura dell'aria o la sua velocità [7].

I fattori umani sono invece l'abbigliamento, il metabolismo e l'attività fisica che si sta svolgendo, ma anche l'età e il sesso della persona e la stagione dell'anno.

Come vedremo approfonditamente nel capitolo successivo, un impianto di climatizzazione automobilistico deve quindi garantire il controllo della temperatura, il controllo dell'umidità relativa e il controllo delle portate d'aria.

Il comfort termico però dipende anche da fattori psicologici, come la presenza di odori sgradevoli in abitacolo, rumore o scarsa visibilità. L'impianto di climatizzazione automobilistico deve quindi garantire anche altre funzioni [7]:

- Silenziosità: riduzione del rumore dell'impianto
- Ventilazione: possibilità di passare da modalità ricircolo a presa aria esterna e viceversa
- Purificazione dell'aria: rimozione di polveri, fumo, batteri ed odori
- Buona visibilità: sbrinamento e disappannamento del parabrezza

2.2 MODELLO SAE (SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS)

Il National Renewable Energy Laboratory (NREL) ha sviluppato una serie di strumenti per valutare il comfort termico nelle automobili, con l'obiettivo di sviluppare impianti di climatizzazione per automobili più piccoli ed efficienti. Si tratta di un manichino termico, un modello numerico fisiologico e un modello empirico psicologico che lavorano come un unico sistema integrato [9][10].

2.2.1 IL MANICHINO TERMICO

Il manichino (ADvanced Automotive Manikin ADAM) simula un corpo reale umano in tre dimensioni e può essere utilizzato per test in abitacolo. In realtà si tratta di un sensore superficiale che misura le perdite di calore e presenta diverse modalità di scambio termico: radiazione termica, convezione forzata, convezione naturale, conduzione ed evaporazione. È progettato per rispondere ad un ambiente non uniforme e in regime stazionario nello stesso modo di un essere umano. È dimensionato perché abbia le dimensioni di una persona occidentale del 50esimo percentile, media della media di maschi e femmine. Approssimativamente è alto 175 cm e pesa 61 kg [9][10].

Il manichino è costituito da 126 superfici individuali di circa 120 cm². Sei superfici sono controllate in coppia, si hanno quindi 120 zone indipendenti l'una dall'altra. Ognuna di esse presenta un sistema di riscaldamento integrato, sensori di temperatura, sistema di erogazione e distribuzione del sudore, misuratore di flusso e controller. La superficie di sudorazione è costituita da una costruzione metallica con elevata conducibilità termica, in modo da avere migliori velocità di risposta e uniformità termica. Uno strato di materiale metallico ad elevata porosità favorisce la distribuzione laterale del sudore, mentre lo strato esteriore a bassa porosità promuove una distribuzione uniforme del sudore. Il sistema di riscaldamento è costituito da una serie di resistenze a filo uniformemente distribuite. Per ogni zona, il controller e il misuratore di flusso sono montati nella parte posteriore. Lo scheletro del manichino è costituito da fibra di carbonio laminata, supporta la struttura e alloggia i componenti interni. Le articolazioni collegano le parti dello scheletro per dare al manichino una forma simile a quella umana. L'imbragatura di fili e tubi di sudorazione passano attraverso le articolazioni. Il manichino non necessita di un cablaggio esterno. Utilizza le batterie interne (quattro moduli di batterie NiMH nel torso e nelle cosce) e un sistema di comunicazione wireless che trasferisce i dati. Il manichino influisce sul livello di umidità nello scomparto del passeggero attraverso la sudorazione e la respirazione. Il sistema di respirazione permette tassi di inalazione e esalazione fino a 4 l/min [9][10].

Per determinare la quantità di calore dispersa attraverso la superficie esteriore del segmento si utilizza un bilancio termico:

$$Q_{loss} = Q_{gen} - Q_{interior} - Q_{stored}$$

Dove:

- Q_{gen} : generazione di calore elettrica
- $Q_{interior}$: calore scambiato verso l'interno del manichino
- Q_{stored} : conversione in energia interna

ADAM è progettato quindi per possedere le seguenti caratteristiche generali [9][10]:

- elevato controllo spaziale e rapido controllo temporale su tasso di sudorazione e perdite di calore superficiale
- costante di tempo di risposta della temperatura superficiale simile alla pelle umana
- geometria e peso simili a quelle umane con articolazioni protesiche per simulare il range di movimento umano

- completo auto contenimento del manichino, incluse batterie, trasferimento wireless dei dati, serbatoio interno di sudore per almeno due ore di funzionamento senza connessioni esterne
- respirazione con inspirazione di aria dall'ambiente e espirazione di aria più calda e umida a tassi di respirazione umana realistici
- corrispondenza tra l'assorbimento della radiazione della pelle del manichino e l'assorbimento della radiazione della pelle umana
- forte e duratura costruzione che richieda manutenzione minima

2.2.2 MODELLO FIOLOGICO

Il modello termico umano del NREL è un modello tridimensionale, in regime transitorio, agli elementi finiti che contiene una dettagliata simulazione del sistema fisiologico termico interno dell'uomo e delle risposte termoregulatorie. Il modello consiste in due tipologie di sistemi interattivi: il sistema dei tessuti umani e il sistema termoregolatorio. Il sistema termoregolatorio controlla le risposte fisiologiche, come il controllo vasomotorio, la sudorazione e il tremore. Il sistema dei tessuti umani è la rappresentazione del corpo umano, che include le proprietà termiche e fisiologiche dei tessuti [9][10].

Il modello è stato sviluppato utilizzando il software commerciale di scambio termico agli elementi finiti ANSYS. Questo software ha la capacità di risolvere lo scambio termico conduttivo e convettivo, il che lo rende ideale per simulare lo scambio termico umano. La mesh agli elementi finiti e il sistema fisiologico sono scalabili per i fattori di distribuzione della popolazione umana come peso, altezza e contenuto di grassi. Le equazioni di scambio termico che modellano la conduzione e la convezione dal sangue sono risolte nei nodi della mesh, distribuita in ogni segmento e strato del corpo [9][10].

Braccia e gambe sono composte da ossa muscoli grasso e pelle. Ci sono polmoni e tessuti addominali supplementari per il torso e tessuti cerebrali per la testa. La rete vascolare nel corpo consiste in un sistema di cuore e arterie per la macro-circolazione e un sistema di capillari per la microcircolazione. Il sistema della macro-circolazione è utilizzato per distribuire nutrienti e ossigeno all'interno del corpo. Il flusso di sangue nel sistema di macro-circolazione è essenzialmente costante e non cambia con variazioni nel campo della temperatura esterna. Il sistema di micro-circolazione è utilizzato per modulare il flusso locale di sangue in risposta a cambiamenti nelle condizioni termiche. Il flusso di sangue trasporta calore dal nucleo agli strati a guscio in ogni cilindro e tra i cilindri. Una via respiratoria è anche presente nella testa, nel collo e nel torso per tener conto delle perdite di calore sensibile e latente dovute alla respirazione [9][10].

Il sistema termoregolatorio controlla le risposte fisiologiche, come il controllo vasomotorio, sudorazione, tremore e metabolismo.

Vasocostrizione o vasodilatazione varia con la temperatura della pelle, la temperatura interna e la zona del corpo. Il diametro dei tubi negli strati di pelle può restringersi o dilatarsi. Le equazioni che controllano la vasocostrizione o vasodilatazione sono basate su esperimenti medici.

La sudorazione è funzione della temperatura interna, della temperatura della pelle e del numero di ghiandole presenti in ogni zona. Il grado di tremore dipende dalla temperatura della pelle, dalla temperatura interna e dalla quantità di muscoli in ogni zona. L'output cardiaco o il flusso che attraversa la rete di tubi è una funzione delle temperature interna, della temperatura della pelle e del tasso metabolico.

Dato un set di flussi termici sulla pelle come condizioni al contorno, il modello restituisce in output le distribuzioni di temperatura [9][10].

2.2.3 MODELLO PSICOLOGICO DI COMFORT TERMICO

2.2.3.1 CENNI STORICI

La grande maggioranza dei test su soggetti umani sono stati effettuati in condizioni stazionarie, in ambienti termici uniformi (e.g. Nevins, Rhodes et al. 1966; McNall, Jaax et al. 1967; Fanger 1970; Rhodes and Wallis 1979). Molti meno test sono stati effettuati in regime transitorio e in ambienti uniformi (e.g. Gagge, Stolwijk et al. 1967; Gagge, Stolwijk et al. 1969; Griffiths and McIntyre 1974) e ancora meno sono stati effettuati in condizioni stazionarie in ambienti non uniformi (e.g. Wyon, Larsson et al. 1989; Bohm, Browen et al. 1990; Wahl 1995). Taniguchi ha studiato gli effetti dell'aria fredda sulla temperatura della pelle del viso in un'automobile in regime transitorio, ma non ha considerato altre aree del corpo [9].

I due modelli più comuni sulla sensazione termica sono il modello del PMV di Fanger (Fanger 1970) e il modello della temperatura effettiva ET^* di Gagge (Gagge, Stolwijk et al. 1970). Entrambi questi modelli sono basati su dati di test in ambienti uniformi e in condizioni stazionarie. Funzionano molto bene in queste condizioni ma presentano severi limiti in regime transitorio e in ambienti non uniformi [9].

Wyon, Bohm, e altri utilizzarono la temperatura omogenea equivalente (Equivalent Homogeneous Temperature EHT) per caratterizzare ambienti non uniformi. Le risposte soggettive degli occupanti che guidavano i veicoli ottenute vennero utilizzate per sviluppare una pista EHT con limiti inferiori e superiori di comfort per ogni segmento del corpo. L'attuale pista EHT si basa su una quantità di dati relativamente piccola, è limitata alle condizioni metaboliche e di abbigliamento testate ed è valida solo in regime stazionario [9].

Ci sono pochi altri modelli per condizioni non uniformi. Matsunaga propose una temperatura media equivalente semplificata (Average Equivalent Temperature AET) come base per predire il PMV. (Matsunaga, Sudo et al. 1993). AET è una media ponderata sull'area della superficie per tre regioni del corpo: testa 10%, addome 70%, piedi 20%. Hagino sviluppò un modello specifico per un limitato set di condizioni di test in un'automobile, dove 6 soggetti maschi venivano esposti a radiazione solare sul braccio, e a getti d'aria fredda sul viso. Questo modello utilizza una media pesata del comfort locale per testa, arti superiori, cosce e piedi per predire la sensazione termica globale (Hagino and Hara 1992) [9].

Wang e Fiala proposero modelli per regimi transitori in condizioni spaziali uniformi (Wang 1994; Fiala 1998). Il modello di Wang utilizza un termine statico dal modello di Fanger e un termine transitorio basato sul tasso di accumulo di calore nella pelle. Il modello di Fiala utilizza la temperatura della pelle, il tasso di variazione della temperatura della pelle e la temperatura del nucleo del corpo in una regressione basata su dati su soggetti umani ottenuti dalla letteratura e su risultati di modelli fisiologici. Recenti studi di Frank hanno dimostrato che la temperatura della pelle e la temperatura del nucleo del corpo hanno uguale peso per predire la sensazione termica in ambienti uniformi (Frank, Raja et al. 1999) [9].

2.2.3.2 SENSAZIONE TERMICA E COMFORT IN AMBIENTE NON UNIFORME E IN REGIME TRANSITORIO

Il modello predittivo della sensazione termica e del comfort, sia locali che globali, è stato sviluppato sulla base dei risultati di 109 test svolti su soggetti umani presso l'Università di Berkeley in California tra gennaio e agosto del 2002.

Durante questi test, della durata di 3 o 4 ore, la camera climatica veniva mantenuta ad una temperatura compresa tra 20°C e 32°C. L'approccio utilizzato per ricreare le condizioni tipiche di ambienti non uniformi e regimi transitori, è quello di controllare attentamente la temperatura della pelle in particolari segmenti del corpo, riscaldandoli o raffreddandoli localmente a seconde delle necessità, mentre il resto del corpo era esposto ad ambienti caldi, neutrali o freddi. Diventa quindi fondamentale saper imporre lo stesso grado di asimmetria su soggetti differenti. A questo scopo vengono utilizzati diversi manicotti, uno per ciascuno dei segmenti del corpo, in cui viene fatta transitare dell'aria a temperatura controllata [8].

Prima di entrare in camera climatica il soggetto doveva giacere in un bagno di acqua a temperatura controllata, per diminuire il tempo necessario al corpo per raggiungere la condizione iniziale stabile. Dopodiché doveva indossare una particolare calzamaglia, sotto la quale venivano disposti i sensori di temperatura. Durante il test si collegava poi un determinato manicotto al segmento corrispondente in modo da raffreddare o riscaldare la specifica parte del corpo. Si richiedeva quindi al soggetto di valutare la sensazione termica e il comfort sia a livello locale che globale. I dati su temperatura della pelle, temperatura del nucleo del corpo, sensazione termica e comfort venivano raccolti ad intervalli di tempo compresi tra uno e tre minuti. Dopo 10-20 minuti il riscaldamento o raffreddamento locale veniva rimosso e si poteva ripetere la procedura per tutti gli altri segmenti [8].

I questionari di valutazione su sensazione termica e comfort, riguardano sia il corpo intero che le specifiche parti del corpo che vengono riscaldate o raffreddate, e appaiono ad intervalli di tempo designati (1 - 3 minuti) sullo schermo del computer disposto davanti al soggetto in camera climatica [8].

Normalmente, le scale più utilizzate per valutare rispettivamente la sensazione termica e il comfort sono la scala a 7 valori ASHRAE e la scala della sensazione e del comfort termico di Bedford.

value	description	value	description
3	hot	3	much too warm
2	warm	2	too warm
1	slightly warm	1	comfortably warm
0	neutral	0	comfortable
-1	slightly cool	-1	comfortably cool
-2	cool	-2	too cool
-3	cold	-3	much too cool

Figura 4: A sinistra: scala ASHRAE della sensazione termica. A destra: scala Bedford [8]

In questo caso, la sensazione termica è valutata su una scala molto simile alla scala ASHRAE a 7 valori. Si tratta di una scala a 9 valori che va da +4 (molto caldo) a -4 (molto freddo). Questi ultimi due valori sono aggiunti per tenere conto delle condizioni estreme che possono essere riscontrate dal passeggero all'interno di un'automobile. Il comfort invece è valutato sulla base di una scala che va da +4 (molto confortevole) a -4 (molto incomfortevole). Nel mezzo, la scala è spezzata tra +0 (appena confortevole) e -0 (appena non confortevole) per forzare i soggetti a dare una valutazione di comfort o discomfort [8].

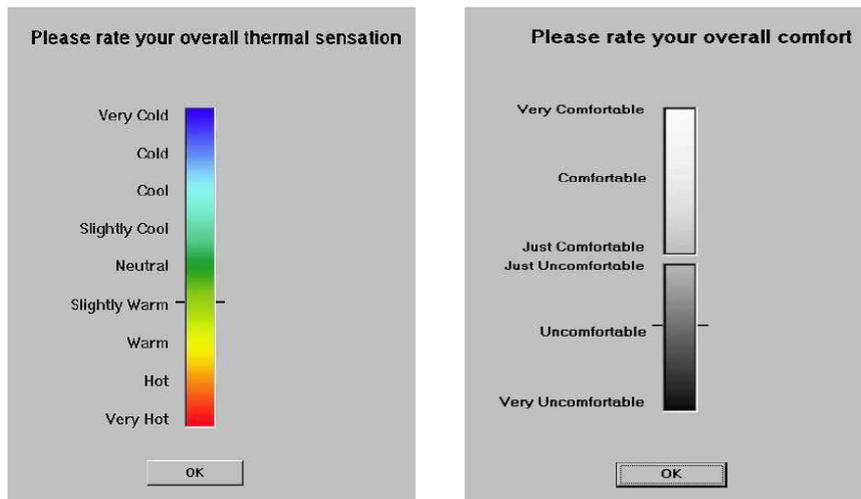


Figura 5: questionari di sensazione termica e comfort [8]

Complessivamente il modello predittivo è basato su quattro variabili:

1. la temperatura della pelle
2. la variazione nel tempo della temperatura della pelle
3. la temperatura del nucleo
4. la variazione della temperatura del nucleo nel tempo

e comprende:

- Modello per la sensazione termica locale, per 19 parti del corpo
- Modello per il comfort termico locale, per 19 parti del corpo
- Modello per la sensazione termica globale
- Modello per il comfort globale

Separatamente, presso la galleria del vento climatica del Delphi Harrison Facility in Lockport NY, si sono svolti dei set di test in automobile. La temperatura corporea dei soggetti, la sensazione termica e il comfort sono stati misurati in modo simile ai test svolti presso l'università di Berkeley. I risultati di questi test sono stati utilizzati principalmente per la validazione del modello. I risultati della validazione mostrano che i modelli predicono i voti di sensazione termica e comfort in modo accurato [8].

2.2.3.2.1 MODELLO LOCALE DI SENSAZIONE TERMICA

La sensazione termica locale è rappresentata come funzione logistica della temperatura locale della pelle, in particolare della differenza tra la temperatura locale della pelle e il suo set point. Il set point per una parte del corpo è la temperatura locale della pelle quando la sensazione di quella parte del corpo è di neutralità termica [8].

$$S_{local} = 4 \cdot \left(\frac{2}{1 + e^{-C_1 \cdot (T_{skin,local} - T_{skin,loca,set1}) - K_1 \cdot [(T_{skin,local} - \bar{T}_{skin}) - (T_{skin,local,set} - \bar{T}_{set})]}} - 1 \right) + C2_i \frac{dt_{skin,local}}{dt} + C3_i \frac{dt_{core}}{dt}$$

L'esponente:

$$C_1 \cdot (T_{skin,local} - T_{skin,loca,set1})$$

controlla la pendenza della funzione logistica. Invece l'esponente:

$$K_1 \cdot [(T_{skin,local} - \bar{T}_{skin}) - (T_{skin,local,set} - \bar{T}_{set})]$$

Serve per modificare la sensazione locale in funzione della sensazione termica globale. Quando la differenza tra la temperatura locale della pelle e la temperatura media uguaglia la differenza dei loro set point, il contributo della sensazione termica del corpo intero è nullo.

I coefficienti K1 e C1 assumono valori diversi quando la temperatura locale della pelle è maggiore o minore del suo set point [8].

La sensazione locale in regime transitorio è descritta dagli ultimi due termini. Quando le derivate della temperatura della pelle e della temperatura del nucleo sono nulle, il contributo dinamico è nullo e il modello predice la sensazione termica in regime stazionario in un ambiente potenzialmente asimmetrico.

Una derivata positiva della temperatura della pelle significa che la parte del corpo sta provando un riscaldamento locale; viceversa una derivata negativa significa che la parte del corpo sta provando un raffreddamento locale. Le persone rispondono a caldo e freddo in maniera diversa e generalmente la risposta al raffreddamento è molto più forte della risposta al riscaldamento. I coefficienti C2 assumono quindi valori diversi per derivate positive e negative della temperatura della pelle [8].

Per faccia, schiena, petto e bacino la temperatura del nucleo del corpo tende ad aumentare in risposta al raffreddamento locale. Per questo motivo i rispettivi coefficienti C3 assumono valori negativi. Per gli altri segmenti del corpo invece, l'influenza della derivata della temperatura del nucleo non è significativa e quindi i coefficienti sono nulli [8].

2.2.3.2.2 MODELLO GLOBALE DI SENSAZIONE TERMICA

La sensazione globale è modellata come media pesata delle sensazioni locali:

$$S_{overall} = \frac{\sum(weight_i \cdot S_{local,i})}{\sum(weight_i)}$$

Dove:

- $S_{overall}$: sensazione globale
- $S_{local,i}$: sensazione locale per il segmento i
- $weight_i$: fattore di peso per il segmento i

Il modello si basa sulle seguenti considerazioni:

1. Per alcune parti del corpo i fattori di peso sono maggiori rispetto ad altre parti del corpo. Si può quindi distinguere le parti del corpo in tre categorie: influenti/dominanti, moderatamente influenti e poco influenti. Le parti del corpo influenti presentano pendenze molto elevate. Una pendenza elevata rappresenta un peso maggiore, e un peso maggiore significa un impatto maggiore sulla sensazione globale. Le pendenze maggiori sono state riscontrate per la schiena, il petto e il bacino. Tra le parti meno influenti abbiamo invece mani e piedi. In questo caso le pendenze sono molto minori e quindi il loro impatto sulla sensazione globale è poco rilevante [8].
2. Per uno stesso segmento, i fattori di peso per il lato caldo e il lato freddo non sono necessariamente gli stessi. Un segmento può essere più importante per determinare la sensazione globale di freddo piuttosto che quella di caldo. È il caso, ad esempio della testa, che è più sensibile al riscaldamento piuttosto che al raffreddamento [8].
3. Per ciascuna parte del corpo, il fattore di peso è funzione della differenza tra la sensazione locale e la sensazione globale. Si hanno fattori di peso maggiori man mano che la sensazione locale si allontana da quella del resto del corpo [8].

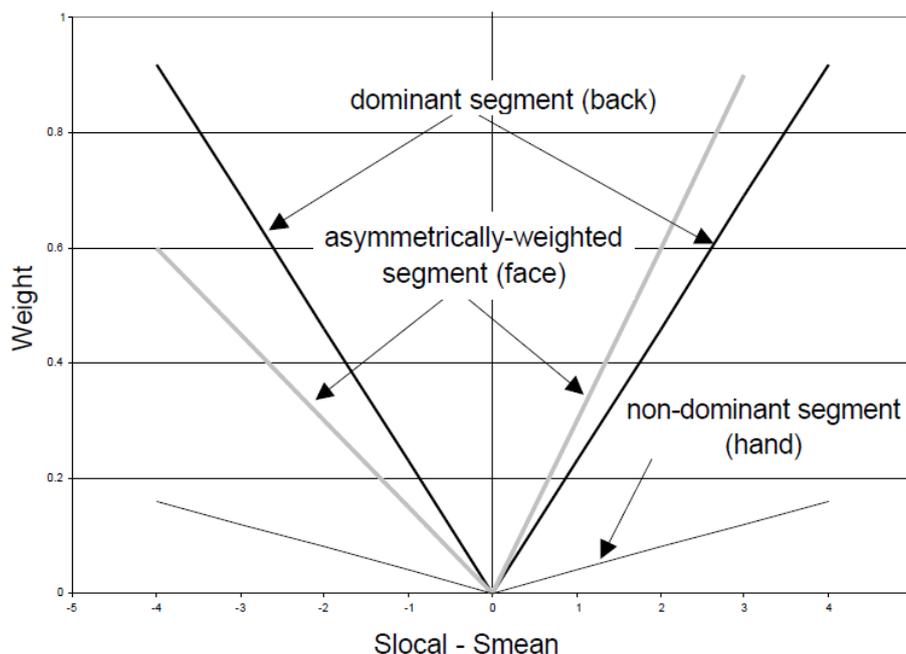


Figura 6: Fattori di peso delle sensazioni locali rispetto alla sensazione globale [8]

2.2.3.2.3 MODELLO LOCALE DI COMFORT TERMICO

Il comfort locale è influenzato sia dalla sensazione termica locale che dalla sensazione termica globale:

$$TC_{local} = f(S_{local}, S_{overall})$$

Il modello si basa sulle seguenti considerazioni [8]:

1. Il comfort termico locale è una funzione lineare a tratti della sensazione termica locale. Man mano che la sensazione si sposta da neutrale verso molto caldo (+4) e molto freddo (-4), il comfort termico si sposta verso molto non confortevole (-4).
2. La sensazione a cui si percepisce il comfort massimo si sposta con la sensazione globale. Più è calda (fredda) la sensazione globale, più è fredda (calda) la sensazione locale a cui si percepisce il comfort massimo.
3. Il comfort massimo è funzione della sensazione globale. Più è calda (o fredda) la sensazione globale, maggiore è il comfort massimo in risposta al raffreddamento (riscaldamento) locale.
4. I massimi livelli di comfort sono asimmetrici nella parte calda e nella parte fredda. Alcune parti del corpo percepiscono comfort quando vengono riscaldate mentre la sensazione globale è di freddo ma non percepiscono comfort quando vengono raffreddate mentre la sensazione termica è di caldo. Per esempio, respirare aria fresca è molto piacevole quando il corpo è caldo mentre in generale le persone non amano respirare aria calda quando il corpo è freddo. Questo crea uno spostamento asimmetrico nella regione sinistra o destra.
5. Quando la sensazione locale è molto freddo (-4) o molto caldo (+4), il comfort locale è -4 (molto non confortevole).

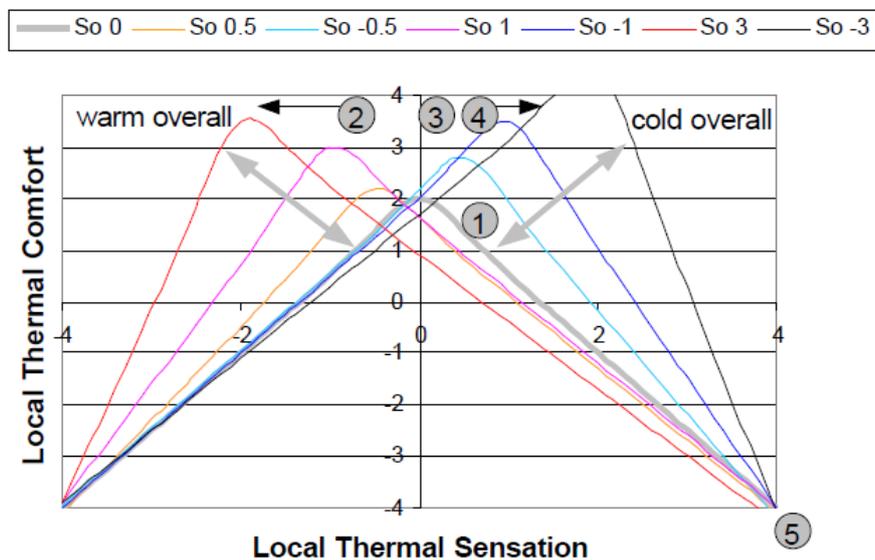


Figura 7: Comfort termico locale in funzione di sensazione termica locale e globale [8]

2.2.3.2.4 MODELLO GLOBALE DI COMFORT TERMICO

L'obiettivo del modello è quello di valutare il comfort globale di un individuo sapendo che le diverse parti del corpo possono provare simultaneamente sensazioni molto diverse tra loro, in modo particolare in ambienti non uniformi e in regime transitorio. In un individuo possono coesistere allo stesso tempo diversi livelli di comfort e discomfort.

Diversamente da quanto avviene per la sensazione termica globale, in questo caso non è conveniente considerare il comfort globale come una funzione additiva dei vari comfort locali. Tale approccio porterebbe infatti a sovrastimare il comfort globale indipendentemente dai fattori di peso applicati [8].

Il comfort globale viene invece valutato attraverso un modello "basato sulle lamentele". Le parti del corpo in condizioni meno confortevoli hanno un impatto decisivo nella percezione globale del comfort. Pellerin (Pellerin, Deschuyteneer et al. 2003), in uno studio per Renault, scoprì infatti che il comfort globale del corpo può essere espresso come funzione del numero delle parti del corpo che provano una sensazione sgradevole. Il comfort globale quindi si correla al discomfort locale e non al comfort locale [8].

Il modello si basa su due regole:

Regola 1: il comfort globale è la media dei due voti minimi di comfort locale a meno che non si applichi la regola 2 [8].

Regola 2: se si verificano i due seguenti criteri:

1. Il secondo voto più basso di comfort locale è maggiore di -2,5
2. Il soggetto ha controllo sul suo ambiente termico o le condizioni termiche sono transitorie

Allora il comfort globale è la media dei due voti minimi e del voto massimo [8].

Se entrambe le mani o entrambi i piedi rappresentano le due parti del corpo più scomode, bisogna ignorare il secondo voto più basso della mano o del piede e utilizzare al suo posto il terzo voto più basso di comfort locale nelle regole 1 e 2 [8].

In sostanza, il modello assegna fattori di peso di 0 o 1 ai comfort locali e calcola il valore medio.

2.2.4 FUNZIONAMENTO DEL SISTEMA INTEGRATO

Il manichino misura il calore scambiato attraverso la pelle e invia i dati al modello fisiologico, che li utilizza come condizioni al contorno e restituisce le distribuzioni della temperatura della pelle e della temperatura del nucleo e il tasso di sudorazione. Queste informazioni vengono mandate nuovamente al manichino, che genera le distribuzioni di temperatura e i tassi di sudorazione e respirazione corrispondenti. Questi due componenti lavorano quindi ciclicamente per fornire misure in regime transitorio. Il modello psicologico di comfort invece utilizza le distribuzioni di temperatura in uscita dal modello fisiologico in modo da predire il comfort termico locale e globale [8][9][10].

2.3 STANDARD NEW EFFECTIVE TEMPERATURE SET*

L'ASHRAE Standard 55 del 2010 definisce la temperatura effettiva standard SET* come la temperatura di un ambiente immaginario caratterizzato dal 50% di umidità relativa, velocità dell'aria minore di 0,1 m/s e temperatura media radiante pari alla temperatura media dell'aria, in cui le perdite di calore di un immaginario occupante, con un livello di attività pari ad 1 met e un livello di abbigliamento pari ad 0,6 clo sono pari a quelle di una persona nell'ambiente attuale con il suo livello di attività e di abbigliamento [11] [4].

Dissipazione di calore nell'ambiente di prova:

$$Q_{loss,test} = f_{cl} \cdot h \cdot (T_{SK} - T_O) + F_{pcl} \cdot k \cdot h_c \cdot \omega \cdot (p_{SK} - \varphi_a \cdot p_a)$$

Dissipazione di calore nell'ambiente regolare:

$$Q_{loss,reg} = f_{cls} \cdot h_s \cdot (T_{SK} - SET^*) + F_{pcls} \cdot k \cdot h_c \cdot \omega \cdot (p_{SK} - 0,5 \cdot p_{SET^*})$$

Calcolo del SET*:

$$Q_{loss,test} = Q_{loss,reg}$$

Dove:

- T_O : temperatura operativa, intesa come temperatura uniforme di una cavità in cui la persona scambierebbe per convezione e irraggiamento la stessa quantità di calore scambiata in un ambiente non uniforme:

$$T_O = \frac{h_c \cdot T_a + h_r \cdot T_r}{h_c + h_r}$$

- T_{SK} : temperatura della pelle
- p_{SK} : pressione di saturazione corrispondente alla temperatura della pelle T_{SK}
- h : coefficiente di scambio termico (comprende i contributi convettivi e radiativi)
- ω : tasso di umidità dell'aria
- k : costante
- h_c : coefficiente di scambio termico convettivo
- h_r : coefficiente di scambio termico radiativo
- φ_a : umidità relativa in condizioni ambiente
- p_a : pressione ambiente
- f_{cl} : fattore di area del vestiario

Dal momento che in un'automobile si ha un ambiente non uniforme e condizioni non stazionarie, diventa necessario utilizzare un manichino che modelli i fenomeni fisiologici che avvengono nel corpo umano.

Il modello termico umano (Human Thermal Model) suddivide il corpo umano in 16 parti, e per ognuna di esse permette di determinare l'indice SET*. A questo punto diventa necessario determinare la sensazione termica della parte del corpo sotto esame. In condizioni stazionarie, per ciascuna parte del corpo, esistono delle correlazioni empiriche tra il SET* e la sensazione termica [4]:

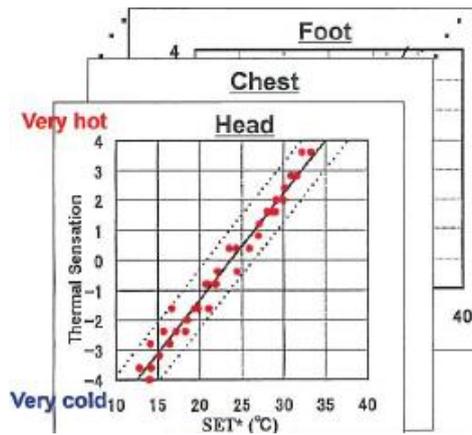


Figura 8: Correlazione empirica tra sensazione termica e SET* per ciascuna parte del corpo [4]

$$\text{sensazione della parte individuale} = f(\text{SET}^* \text{ della parte individuale})$$

“Quando il tasso di variazione della temperatura è elevato, la sensazione termica può essere percepita come una leggera variazione di temperatura assoluta” - Estratto da “Thermal physiology” di A. Nakayama. Si può quindi dire che maggiore è la velocità di riscaldamento (raffreddamento), maggiore è la sensazione di caldo (freddo) che viene percepita [4].

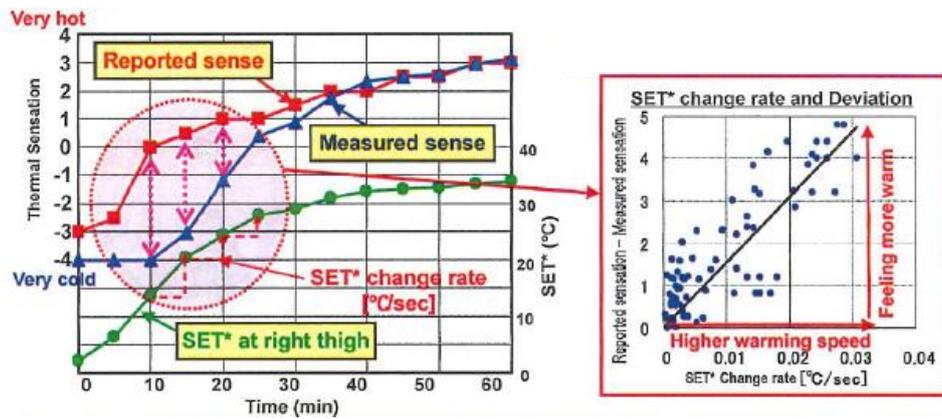


Figura 9: Determinazione della sensazione termica in regime transitorio.

Quindi, in regime transitorio, per determinare la sensazione termica della parte individuale, bisogna considerare anche il tasso di variazione del SET*:

$$\text{sensazione della parte individuale} = f(\text{SET}^* \text{ della parte individuale, tasso di variazione del SET}^*)$$

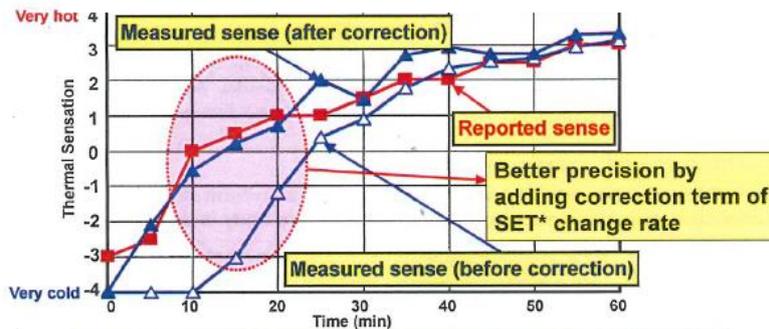


Figura 10: Fattore Correttivo per la determinazione della sensazione termica in regime transitorio [4]

A partire dalla sensazione termica di ciascuna parte individuale del corpo è poi possibile determinare il comfort globale del corpo. Ogni singola parte del corpo ha un suo livello di sensazione termica che genera un comfort globale ottimale; man mano che aumenta la deviazione da questo livello di sensazione termica il comfort globale diminuisce. Ad esempio, per la testa, il comfort globale del corpo raggiunge il valore massimo per una sensazione termica pari a -1 (leggermente fresco). Se ci si discosta da -1, il comfort globale diminuisce [4].

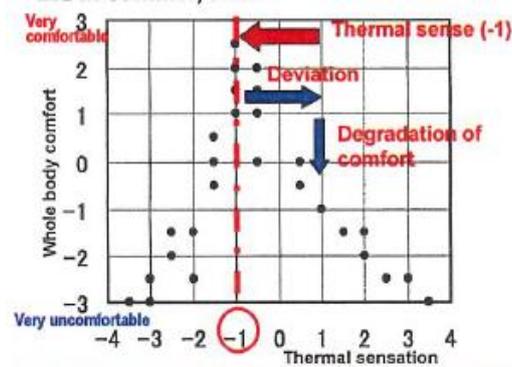


Figura 11: Andamento del comfort globale in funzione della sensazione termica della testa [4]

Il comfort globale, in condizioni stazionarie, può quindi essere determinato in funzione della massima deviazione delle sensazioni delle parti individuali del corpo [4].

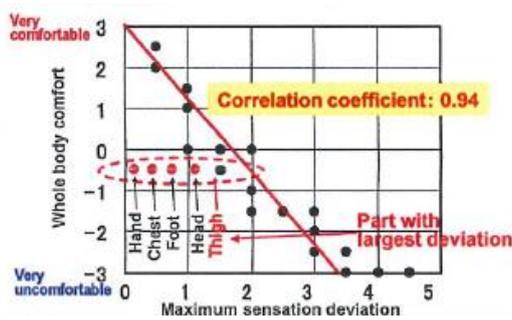


Figura 12: determinazione del comfort globale del corpo [4]

E può essere espresso come:

$$\text{Comfort Globale} = a \cdot \text{valore della deviazione} + b$$

con $a = 0,94$

Se ci si trova in regime transitorio, bisogna considerare anche il contributo di ciascuna parte individuale del corpo per determinare il comfort globale [4].

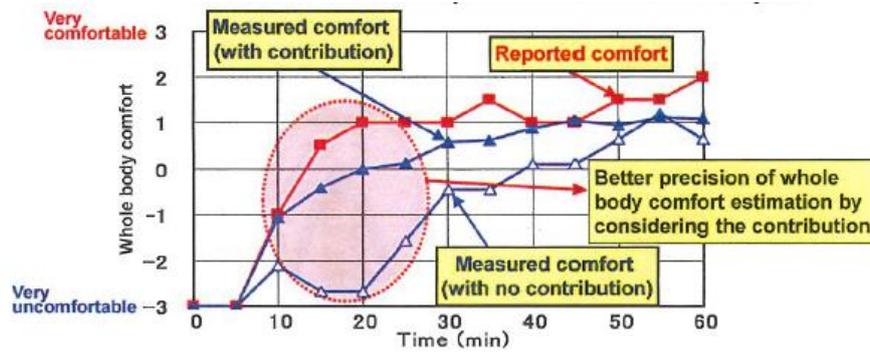


Figura 13: Determinazione del comfort globale del corpo in condizioni transitorie [4]

comfort del corpo intero in condizioni non stazionarie
 $= f(\text{deviazione individuale, contributo individuale})$

2.4 TEMPERATURA EQUIVALENTE

La valutazione del comfort nei veicoli presenta aspetti di maggiore complessità rispetto al caso degli ambienti civili. Le dimensioni dell'abitacolo infatti sono generalmente piuttosto limitate e questo costringe i passeggeri a restare molto vicini alle pareti; la temperatura media radiante che viene percepita diventa un parametro fondamentale. A maggior ragione, le superfici vetrate sono molto estese rispetto alla superficie del veicolo e questo consente l'ingresso in abitacolo di una radiazione solare notevole. Altri aspetti delicati sono le elevate velocità dell'aria in uscita dalle bocchette e la superficie di contatto della schiena con il sedile che può essere molto calda e impedire l'evaporazione del sudore. Quello che si riscontra all'interno di un abitacolo è quindi un ambiente non uniforme e soggetto di frequente a regimi transitori spinti. [12]

Per questo motivo, è molto difficile trovare in letteratura dei modelli che descrivano il comfort termico all'interno degli abitacoli. I modelli che vengono utilizzati dalle aziende del settore si basano solitamente su dati sperimentali e sono in genere riservati perché rappresentano un importante elemento di competizione. [12]

Nella sua teoria del comfort Fanger individua quattro parametri ambientali: la temperatura dell'aria, la velocità dell'aria, la temperatura media radiante e l'umidità relativa. All'interno di un abitacolo si ritiene che quest'ultimo sia il meno rilevante: un aumento del 10% dell'umidità relativa corrisponde ad un incremento del livello di temperatura pari a 0,3°C. [13]

Generalmente per valutare l'efficacia di un impianto di climatizzazione in un veicolo si considera un solo parametro: la temperatura dell'aria. Si applicano quindi vari sensori di temperatura ad altezza testa e piedi e si valutano le differenze di temperatura ad altezza testa e piedi e quanto velocemente l'impianto di climatizzazione aumenta la temperatura in un veicolo freddo (warm up) e quanto velocemente l'impianto di climatizzazione diminuisce la temperatura in un veicolo caldo (cool down).

Un metodo più accurato, che consente di tenere conto anche della temperatura media radiante e della velocità dell'aria, è quello che si basa sulla temperatura equivalente. La temperatura equivalente T_{eq} è un parametro globale che consente di integrare gli effetti della temperatura dell'aria, della temperatura media radiante e della velocità dell'aria, cioè integra gli effetti dello scambio termico convettivo e dello scambio termico radiativo. Si definisce come la temperatura di un ambiente omogeneo, chiuso e immaginario che ha velocità dell'aria nulla e nel quale il soggetto scambia la stessa quantità di calore per effetto convettivo e radiativo dell'ambiente reale. [12][13]

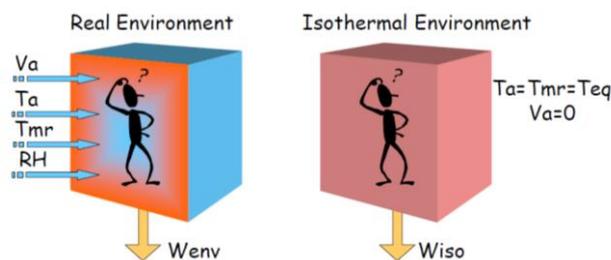


Figura 14: Temperatura equivalente [12]

2.4.1 DETERMINAZIONE DELLA TEMPERATURA EQUIVALENTE

La temperatura equivalente può essere misurata direttamente dal misuratore di comfort termico della Brüel & Kjær 1212. Invece di misurare singolarmente, con diverse strumentazioni, e con le annesse difficoltà, i tre parametri e calcolare poi la loro influenza combinata si utilizza un unico trasduttore riscaldato che combina tutti e tre i parametri nella temperatura equivalente.

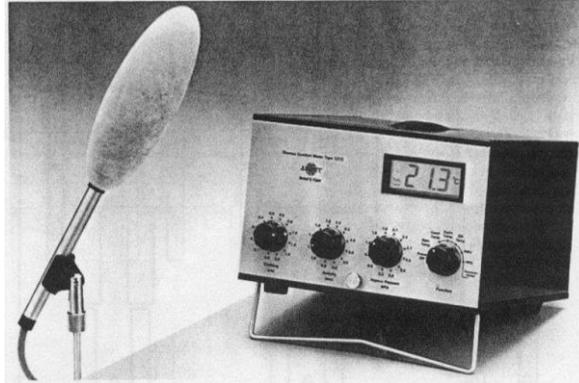


Figura 15: Trasduttore B&K 1212 [13]

Poiché in un abitacolo si ha un ambiente fortemente non uniforme, è necessario misurare in più posizioni che corrispondono a diverse parti del corpo. A questo proposito, la posizione e la direzione del sensore devono simulare al meglio la forma e l'area proiettata della parte del corpo che rappresenta. Per tenere conto dell'ostruzione del corpo umano alla velocità dell'aria è preferibile fissare i sensori ad un manichino. Si misura quindi la temperatura equivalente per diverse parti del corpo e poi si calcola una temperatura equivalente globale, per il corpo intero, con una media ponderata sull'area. [13]

Un approccio alternativo è quello utilizzato nel Centro Ricerche FIAT. La temperatura equivalente è misurata all'interno dell'abitacolo grazie ad un manichino termico dotato di 18 sensori che sono disposti in corrispondenza delle diverse parti del corpo. Questi sensori permettono di misurare la temperatura superficiale come risultato del bilanciamento dello scambio termico (conduttivo, convettivo e radiativo) con l'ambiente circostante. Pesando il contributo dei sensori nelle diverse parti del corpo si ottiene una temperatura equivalente globale [12].

Sulla base di questi risultati si è ricavato un'espressione matematica che sia in grado di restituire la stessa temperatura equivalente che misurerebbe il manichino sfruttando i segnali ottenuti da diversi sensori che vengono disposti all'interno della vettura [12]:

$$T_{eq} = f(S_1, S_2, \dots, S_N)$$

Dove:

S_i : misure ottenute dai diversi sensori disposti nella vettura

Nel caso specifico, le misure considerate sono la temperatura nell'abitacolo, la temperatura dell'aria all'uscita delle bocchette, la temperatura dell'aria esterna e la temperatura media radiante misurata da una termocoppia a infrarossi. La temperatura equivalente può essere quindi ottenuta con accuratezza dalla seguente relazione [12]:

$$T_{eq} = \alpha \cdot T_{mr} + f(v) \cdot (T_{mr} - T_{outlets})$$

Dove:

T_{eq}	Temperatura equivalente ricostruita
α	Coefficiente
T_{mr}	Temperatura media radiante misurata dalla termocoppia a infrarossi
$T_{outlets}$	Temperatura dell'aria all'uscita dalle bocchette
f	Funzione lineare della velocità dell'aria
v	Velocità dell'aria all'uscita dalle bocchette

Confronto tra temperatura equivalente misurata e calcolata:

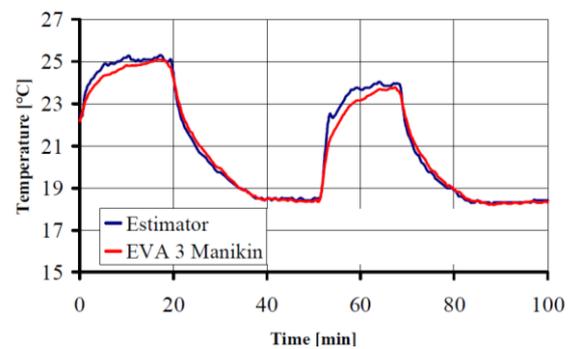


Figura 16: confronto tra temperatura equivalente misurata e calcolata [12]

3. AUTOMOTIVE AIR CONDITIONING

Un impianto di climatizzazione per applicazioni automobilistiche è costituito da un'unità HVAC (Heating, Ventilation and Air-Conditioning) e da un ciclo frigorifero che ha il compito di fornire il refrigerante a bassa temperatura per l'evaporatore dell'unità HVAC.

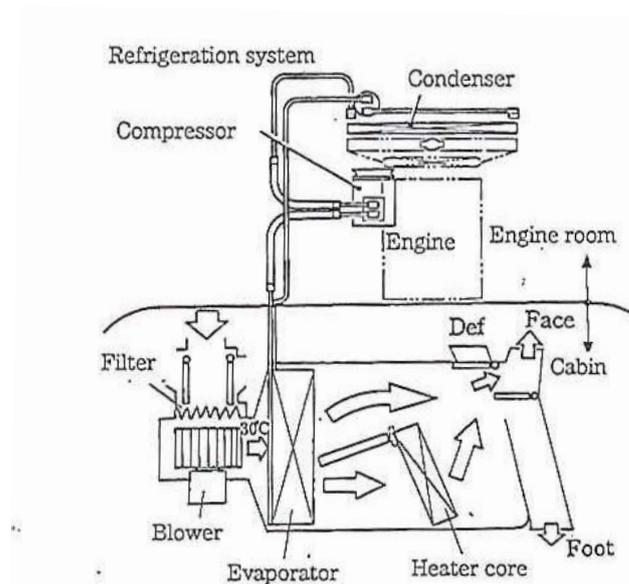


Figura 17: Automotive Air Conditioning System [7]

L'unità HVAC a sua volta è costituita da quattro unità: l'unità di presa dell'aria, l'unità di aspirazione, l'unità di raffreddamento e l'unità di riscaldamento.

Il componente principale dell'unità di aspirazione è il ventilatore. Si tratta di un elettroventilatore alimentato dall'alternatore del veicolo che fornisce energia di rotazione alle pale e la trasforma in un flusso d'aria. In base alla forma delle pale e al principio di generazione del flusso d'aria i ventilatori sono raggruppati in tre categorie: centrifughi, assiali e a flusso incrociato. I ventilatori centrifughi generano un getto d'aria in direzione radiale mentre quelli assiali generano un getto in direzione parallela all'asse del ventilatore. I ventilatori a flusso incrociato invece creano un getto in direzione tangenziale. Solitamente nell'impianto di climatizzazione di un'automobile si utilizzano ventilatori centrifughi, questo perché gli scambiatori di calore comportano elevate cadute di pressione e sono necessarie elevati volumi d'aria per riscaldare o raffreddare l'aria nell'abitacolo [7].

L'unità di raffreddamento è situata tra quella di aspirazione e quella di riscaldamento. Contiene l'evaporatore e la valvola di espansione del ciclo frigorifero e garantisce il passaggio dell'aria necessaria per lo scambio termico con il refrigerante. In questa unità l'aria è raffreddata e deumidificata e la condensa è raccolta e scaricata dal veicolo [7].

L'unità di riscaldamento riceve l'aria in uscita dall'unità di raffreddamento e svolge la funzione di controllo della temperatura. L'aria viene riscaldata nell'heater core o massa radiante dopodiché viene distribuita dalle bocchette desiderate nelle proporzioni desiderate, in base alla modalità di distribuzione scelta dai passeggeri [7].

L'obiettivo dell'impianto di climatizzazione è quello di garantire condizioni di comfort e sicurezza per guidatori e passeggeri all'interno dell'abitacolo. Per questo motivo deve garantire le seguenti funzioni:

3.1 CONTROLLO DELLA TEMPERATURA

L'unità HVAC consiste di un ventilatore che genera un getto d'aria, un evaporatore che fornisce aria fredda sfruttando il refrigerante a bassa temperatura, e la massa radiante che fornisce aria calda sfruttando il refrigerante del motore. La possibilità di riscaldare l'aria fredda in uscita dall'evaporatore permette di controllare al meglio la temperatura dell'aria che viene immessa in abitacolo, raggiungendo la temperatura desiderata dai passeggeri e garantendo condizioni di comfort all'interno dell'abitacolo [7]. Attualmente sono disponibili due metodi per controllare la temperatura:

- Air mix method: si utilizzano una portella di regolazione e una camera di miscelazione dell'aria. La portella di regolazione controlla il rapporto tra la portata volumetrica di aria che viene riscaldata dalla massa radiante e la portata volumetrica totale. La camera di miscelazione garantisce un'omogenea miscelazione tra la portata fredda e quella riscaldata. Quando l'angolo di apertura della portella θ è zero, la portata d'aria fredda by passa completamente la massa radiante; siamo in modalità MAX COOL. Viceversa, quando θ è massimo siamo in modalità MAX HOT. L'unità è progettata in modo che la temperatura dell'aria miscelata vari linearmente con θ . Per ottenere un controllo della temperatura più preciso la camera di miscelazione andrebbe progettata il più larga possibile [7].
- Full reheat method: tutta l'aria in uscita dall'evaporatore è mandata nella massa radiante. Portella di regolazione e camera di miscelazione non sono quindi necessarie. Questo permette quindi di diminuire le dimensioni e le cadute di pressione [7].

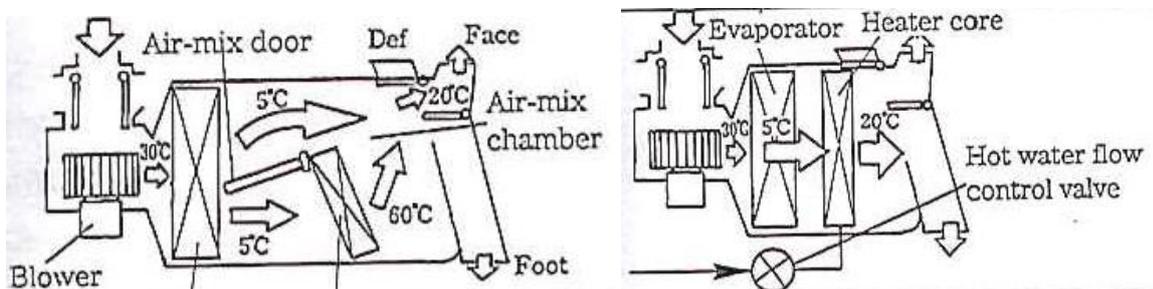


Figura 18: Controllo della Temperatura. A sinistra: Air Mix Method. A destra: Full Reheat Method [7]

3.2 CONTROLLO DELLA MODALITA' DI PRESA DELL'ARIA

Permette di scegliere tra:

- Modalità ricircolo (RECIRC): usata quando il carico termico è elevato (durante rapidi transitori di temperatura) oppure nel caso in cui l'aria esterna sia inquinata o di odore sgradevole [7].
- Modalità presa aria esterna (FRESH): usata per introdurre all'interno dell'abitacolo aria dall'ambiente esterno ed evitare l'appannamento del parabrezza durante il riscaldamento [7].

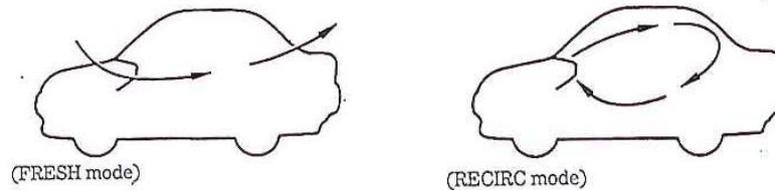


Figura 19: Modalità di presa dell'aria. A sinistra: Presa Aria Esterna. A destra: Ricircolo [7]

3.3 CONTROLLO DELL'UMIDITA'

Requisito molto importante per un impianto di climatizzazione automobilistico che ha lo scopo di evitare problemi di appannamento del parabrezza e garantire condizioni di sicurezza durante la guida. Bilancio di umidità all'interno dell'abitacolo [7]:

$$G'_a \cdot x_{in} + x_m = G'_a \cdot x_r$$
$$x_r = \frac{G'_a \cdot x_{in} + x_m}{G'_a}$$

Dove:

- G'_a : portata volumetrica di aria secca
- x_{in} : umidità assoluta della portata entrante nell'abitacolo
- x_m : umidità assoluta generata dai passeggeri
- x_r : umidità assoluta nell'abitacolo

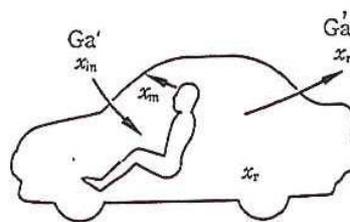


Figura 20: Bilancio dell'umidità in Abitacolo [7]

In modalità ricircolo le portate che entrano ed escono dall'abitacolo sono limitate, quindi diventa necessario utilizzare il sistema di climatizzazione per deumidificare l'aria. In presa aria esterna invece il parabrezza non si appanna anche se il sistema di climatizzazione è spento; in condizioni estive tuttavia può rivelarsi necessario utilizzare il sistema di climatizzazione per garantire condizioni di comfort qualora l'umidità all'interno dell'abitacolo raggiungesse valori troppo elevati [7].

3.4 CONTROLLO DELLE PORTATE D'ARIA

È effettuato tramite il controllo del voltaggio applicato al motore del ventilatore dell'HVAC. In caso di controllo automatico, le portate sono maggiori quando i carichi sono più elevati, cioè durante i transitori (cool-down e warm-up). Successivamente le portate diminuiscono gradualmente, fino a stabilizzarsi, man mano che la temperatura nell'abitacolo raggiunge livelli di comfort. Le portate sono regolate anche in base all'aumento o alla diminuzione della radiazione solare [7].

3.5 DISTRIBUZIONE DELL'ARIA

Questa funzione è svolta di nuovo dall'unità di riscaldamento. Nei veicoli attuali, l'aria può essere distribuita attraverso diverse bocchette, secondo diverse modalità [7].

Le uscite dell'unità di riscaldamento sono collegate alle bocchette dell'aria nella cabina attraverso diversi condotti disposti al di sotto della plancia. Ad ogni uscita dell'unità di riscaldamento è disposta una porta. Aggiustando l'apertura di queste porte i passeggeri possono ottenere la distribuzione dell'aria che preferiscono [7]. Le modalità di distribuzione dell'aria sono:

- FACE MODE: l'aria è distribuita uniformemente dalle quattro bocchette disposte sulla plancia (central vent e lateral vent). Perdite d'aria dalle bocchette inferiori possono portare a temperature alte o basse ai piedi e quindi discomfort. Perdite dal defroster possono causare invece appannamento del parabrezza [7].
- B/L MODE: Il 50% della portata è scaricata dalle bocchette vent, il restante 50% dalle bocchette inferiori, in modo da creare delle condizioni per cui si abbiano testa fresca e piedi caldi [7].
- FOOT MODE: Il 70-80% della portata è scaricata dalle bocchette inferiori, la restante parte dal defroster per prevenire l'appannamento del parabrezza. Se la portata scaricata dal defroster fosse troppo elevata causerebbe temperature troppo elevate alle teste dei passeggeri e quindi discomfort [7].
- FOOT/DEF MODE: 50% della portata è scaricata dalle bocchette inferiori e la restante parte dal defroster. Questa modalità è utilizzata in riscaldamento quando ci si trova in FOOT MODE e il parabrezza si sta appannando [7].
- DEF MODE: utilizzato quando il parabrezza è appannato e la guida non è sicura. Il parabrezza è pulito utilizzando aria calda [7].

3.6 PURIFICAZIONE DELL'ARIA

Garantisce il comfort lavorando su fattori psicologici. Le sostanze obiettivo sono:

- Particelle solide e liquide che fluttuano nell'aria (polline, gas esausti di un motore Diesel, fumo di sigaretta)
- Odori durante la guida in aree industriali
- Monossido di carbonio, ozono, biossido di zolfo, sostanze cancerogene contenuti negli scarichi dei motori Diesel
- Microorganismi come muffe o batteri piogenici

3.7 COMPONENTI DELL'IMPIANTO DI CLIMATIZZAZIONE

3.7.1 CICLO FRIGORIFERO

In un impianto di climatizzazione per applicazioni automobilistiche, il raffreddamento dell'aria è realizzato mediante un ciclo frigorifero.

Negli anni '90, il fluido frigorifero maggiormente utilizzato in impianti di climatizzazione per automobili era l'R134a. Si tratta di un idro fluoro carburo (HFC) caratterizzato da indice ODP (Ozone Depletion Potential) nullo, e quindi vantaggioso rispetto ad un qualunque CFC. Questo refrigerante presenta però il limite di avere un elevato indice GWP (Global Warming Potential):

$$GWP_{R134a} = 1370 \left[\frac{g \text{ di } CO_2}{g} \right] \quad [15]$$

L'unione Europea, per rispettare i vincoli sottoscritti nel protocollo di Kyoto, ha infatti la necessità di diminuire le emissioni di gas serra, tra i quali si annoverano gli HFC e l'R134a. La direttiva europea 2006/40/EC entrata in vigore nel 2011, richiede che tutte le nuove vetture destinate alla vendita in Europa utilizzino nel loro impianto di climatizzazione un refrigerante con GWP minore di 150. Questo, di fatto, ha spinto l'industria automobilistica a ricercare dei fluidi alternativi, in grado di soddisfare le nuove richieste legislative. In questo contesto, un team composto da ricercatori di DuPont e Honeywell ha sviluppato un refrigerante sintetico, derivato dal propilene, che presenta un doppio legame covalente carbonio-carbonio e quattro atomi di fluoro in sostituzione di alcuni atomi di idrogeno: l'R1234yf [16][17][18].

Si tratta di un fluido che appartiene alla categoria delle idro fluoro olefine (HFO), caratterizzato da un GWP molto basso:

$$GWP_{R1234yf} < 4,4 \left[\frac{g \text{ di } CO_2}{g} \right] \quad [15]$$

In realtà, a seguito di più recenti studi, l'Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC) ha affermato che il suo GWP è inferiore a quello della CO₂. Nel suo ultimo volume "Climate Change 2013: The Physical Science Basis", l'IPCC cataloga infatti il nuovo HFO-1234yf come dotato di un GWP su 20 anni pari a 1 e un GWP su 100 anni minore di 1:

$$GWP_{R1234yf} < 1 \left[\frac{g \text{ di } CO_2}{g} \right]$$

Il limite sta nel fatto che questo refrigerante è più reattivo e infiammabile del refrigerante R134a che è andato a sostituire. L'ASHRAE ha classificato l'R1234yf come leggermente infiammabile, appartenente alla classe A2L [16]. Nonostante le preoccupazioni riguardo la sua pericolosità e la conformità agli standard di sicurezza mostrate da diversi produttori come tra cui Daimler-Mercedes e Volkswagen, diversi test svolti da SAE International hanno dimostrato che il prodotto non viene innescato nelle normali condizioni di funzionamento di un veicolo [18].

Un ciclo frigorifero è rappresentato in figura 21:

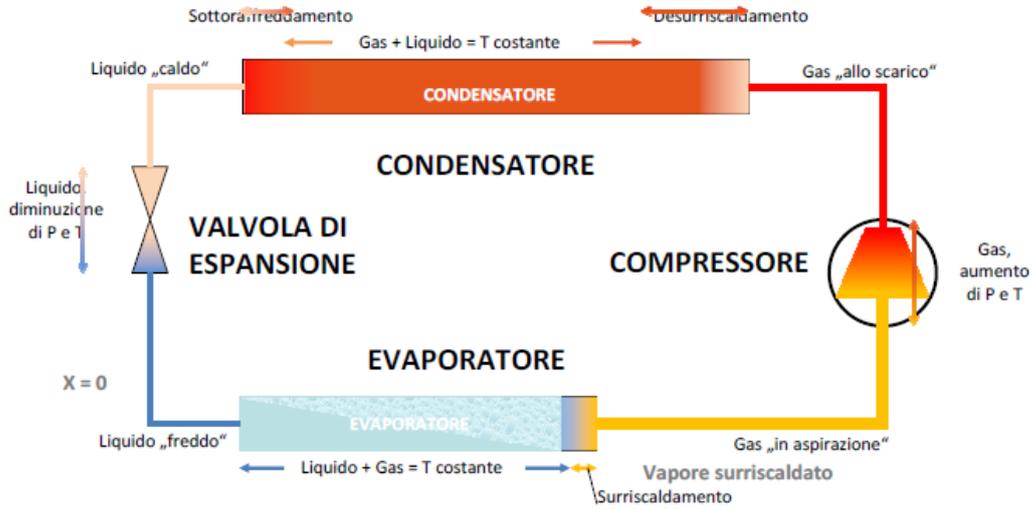


Figura 21: schema dei componenti principali di un ciclo frigorifero [19]

Il compressore aspira il refrigerante in condizioni di vapore saturo a bassa pressione e bassa temperatura, lo comprime e restituisce vapore surriscaldato che alimenta il condensatore. Il compressore è alimentato, attraverso il sistema di trasmissione, dal motore a combustione. All'uscita del condensatore il fluido frigorifero è in condizioni di liquido saturo e viene quindi inviato alla valvola di espansione che a sua volta restituisce una miscela bifase a bassa pressione e bassa temperatura. Nell'evaporatore infine si ha l'effetto utile, si ha la completa evaporazione del fluido frigorifero e lo scambio termico con l'aria.

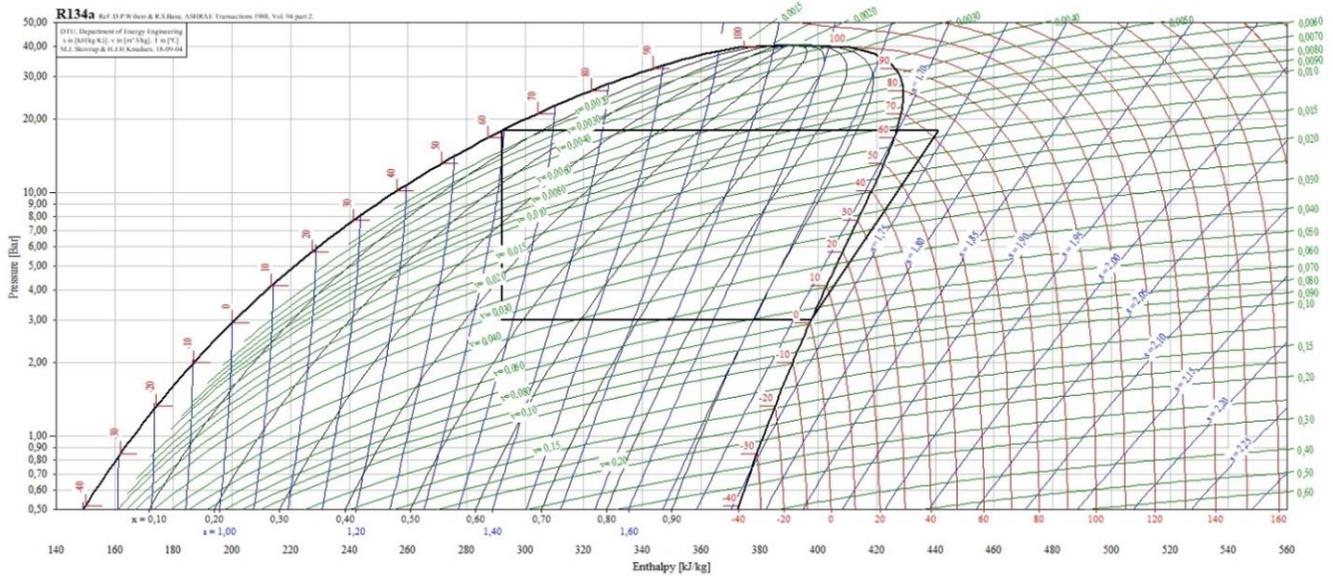


Figura 22: Diagramma p-h di un ciclo frigo a r134a

L'efficienza di un ciclo frigorifero è data da:

$$\eta_I = \frac{\dot{Q}_L}{|\dot{W}|}$$

Dove:

- \dot{Q}_L : calore assorbito dall'aria nell'evaporatore
- \dot{W} : Potenza meccanica assorbita dal compressore

L'efficienza tende ad aumentare man mano che le pressioni di condensazione e evaporazione si avvicinano perché in questo modo aumenta il salto entalpico all'evaporatore e contemporaneamente diminuisce il lavoro di compressione. Per aumentare ulteriormente l'efficienza si possono realizzare il surriscaldamento all'evaporatore e il sottoraffreddamento al condensatore. In entrambi i casi infatti aumenta il salto entalpico all'evaporatore. Il surriscaldamento è anche utile per evitare che al compressore entri una miscela bifase.

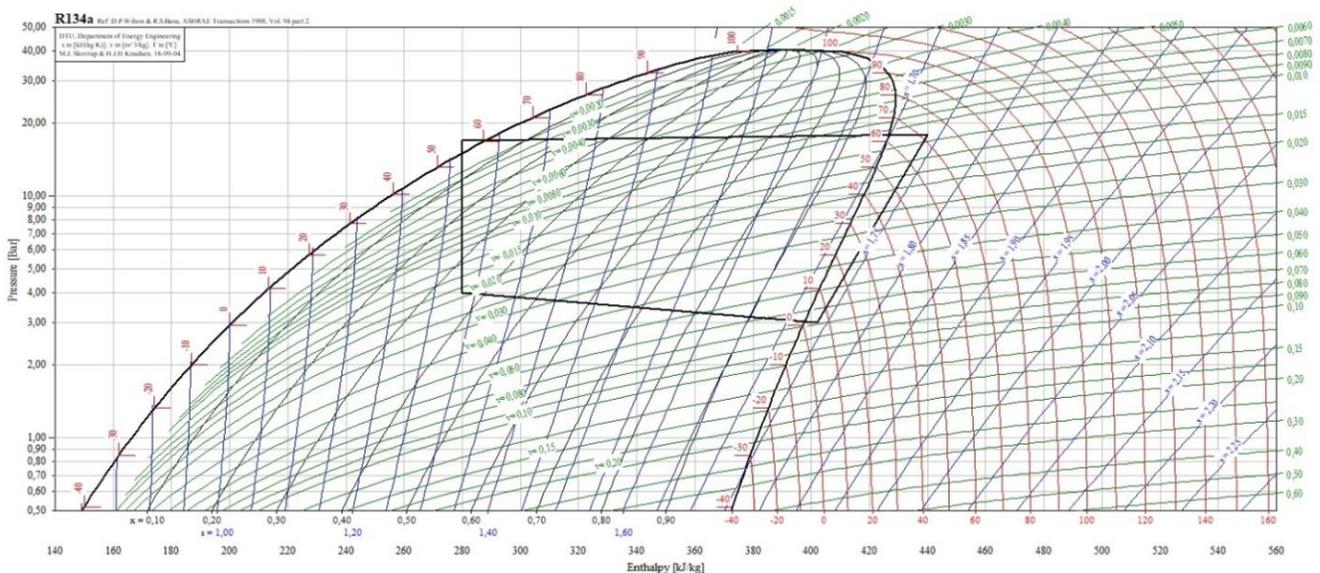


Figura 23: Diagramma p-h di un ciclo frigo a r134a con surriscaldamento, sottoraffreddamento e cadute di pressione negli scambiatori

CONDENSATORE

È uno scambiatore di calore che serve a raffreddare il fluido frigorifero in uscita dal compressore nelle condizioni di vapore surriscaldato (ad alta pressione e alta temperatura). Il calore ceduto dal fluido frigorifero al condensatore è pari alla somma del calore assorbito all'evaporatore e del calore ottenuto tramite compressione. Nel campo dell'automotive è solitamente disposto davanti al radiatore e raffreddato mediante aria esterna [7].

EVAPORATORE

Nell'evaporatore avviene lo scambio termico tra il fluido frigorifero e l'aria. Il fluido frigorifero assorbe il calore dall'aria che lo attraversa, evapora, e in uscita si torna ad avere vapore saturo a bassa pressione e bassa temperatura. L'aria invece è raffreddata e deumidificata allo stesso tempo e poi inviata alla massa radiante e quindi in abitacolo. Più è bassa la temperatura dell'aria all'uscita dell'evaporatore maggiore è l'efficacia della deumidificazione [7].

3.7.2 MASSA RADIANTE

Nella massa radiante (o heater core) avviene lo scambio termico tra il refrigerante del motore e l'aria fredda in uscita dall'unità di raffreddamento in modo da fornire aria calda in abitacolo [7][14]. Il refrigerante del motore è solitamente una miscela composta per il 50% da acqua e per il restante 50% da glicole etilenico. Il circuito dell'acqua è alimentato da una pompa, mentre una valvola regola la portata volumetrica inviata nella massa radiante [14][7]. Infatti, quando non c'è necessità di aria calda in abitacolo, tutto il refrigerante è inviato al radiatore in modo da dissipare il calore generato dal motore e raffreddarlo.

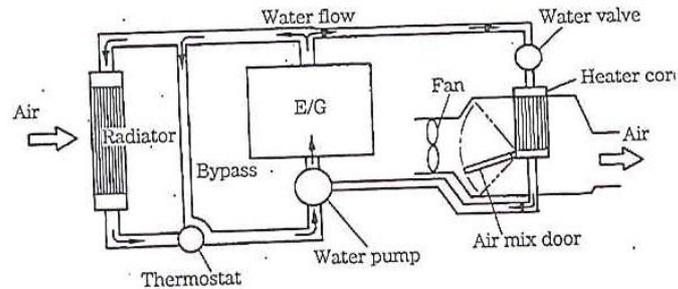


Figura 24: Circuito Termico Motore [7]

La massa radiante è uno scambiatore di calore aria-acqua la cui struttura è molto simile a quella del radiatore. Il liquido attraversa dei tubi in alluminio o ottone sui cui sono disposte delle alette per aumentare la superficie di scambio e quindi aumentare lo scambio termico. La portata che attraversa questi tubi è dell'ordine di 5-20 l/min ed è decisamente inferiore a quella che attraversa i tubi di un radiatore, dell'ordine di circa 20-80 l/min. È disposto nel vano motore del veicolo [7][14].

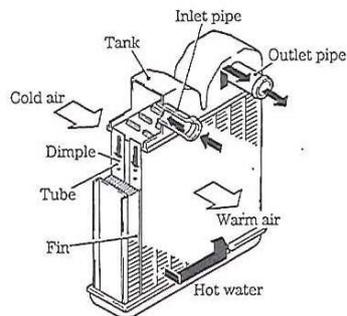


Figura 25: Struttura della Massa Radiante [7]

3.8 CARICO TERMICO SU VEICOLO

Come già detto, l'impianto di climatizzazione di un'automobile ha il compito di creare condizioni di comfort e sicurezza all'interno dell'abitacolo. In un veicolo, esposto in un determinato ambiente esterno, si ha sempre uno scambio termico tra l'abitacolo e l'ambiente esterno. Questo calore scambiato è detto carico termico sul veicolo. Il tempo richiesto dall'impianto di climatizzazione per raggiungere le condizioni di comfort dipende dalla capacità stessa dell'impianto di climatizzazione ma anche dal carico termico sul veicolo. Il carico termico è dato da quattro contributi [7]:

$$Q = q_a + q_b + q_c + q_d$$

Dove:

- q_a : calore scambiato per irraggiamento (dovuto al sole)
- q_b : perdite per trasmissione (dovute alla differenza di temperatura tra interno ed esterno)
- q_c : calore generato all'interno dell'abitacolo (da persone o equipaggiamenti vari)
- q_d : perdite per ventilazione

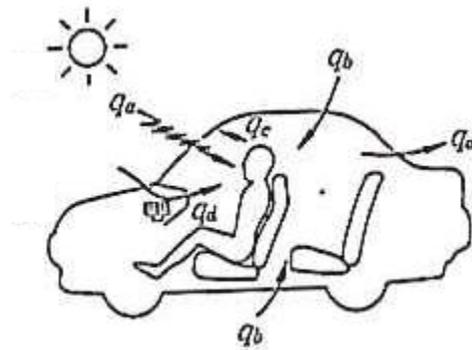


Figura 26: Carico Termico sul Veicolo [7]

In raffrescamento, il calore tende ad entrare nell'abitacolo, quindi Q è positivo. Viceversa, in riscaldamento il calore viene rilasciato dall'abitacolo all'ambiente esterno, quindi Q è negativo. Inoltre, in raffrescamento, il carico termico in modalità ricircolo è minore rispetto a quello in modalità presa aria esterna perché si riducono sensibilmente le perdite per ventilazione [7].

4. CASO DI STUDIO

Il progetto nasce dalla necessità di migliorare il comfort termico dei passeggeri in una vettura familiare, omologata per sette posti e con tre file di sedili. Per questa tipologia di vetture infatti è complicato fare in modo che l'aria climatizzata in uscita dalle varie bocchette raggiunga la parte posteriore dell'abitacolo e quindi creare delle condizioni gradevoli e di comfort per le persone che si trovano lontane dalle bocchette di emissione dell'aria.

Il Roof Air Circulator è un dispositivo che è stato progettato e sviluppato in Denso Giappone con lo scopo di migliorare il comfort termico proprio per la seconda e la terza fila di sedili. L'idea nasce come adattamento per il settore automotive dei ventilatori "senza pale visibili" proposti con successo dalla compagnia inglese Dyson, mettendo in pratica anche le competenze nei cicli ad eiezione acquisite negli anni da Denso.

Per l'attività di sperimentazione è stata quindi utilizzata una vettura che risponda a questi requisiti, nel caso specifico una 500L, che viene opportunamente allestita per accogliere la strumentazione e installare il dispositivo sull'imperiale dell'abitacolo.

L'oggetto di questa indagine sperimentale è la valutazione delle effettive prestazioni del dispositivo e la valutazione dell'eventuale miglioramento in termini di comfort che può portare rispetto ad una vettura baseline.

L'utilizzo di questo dispositivo è ancor più di interesse se si considera che attualmente la tendenza del mercato automobilistico è quella di vendere sempre più SUV, cioè veicoli caratterizzati da abitacoli di grandi dimensioni e quindi più difficili da climatizzare. In questo contesto, una soluzione praticabile, ma decisamente più onerosa, sarebbe quella di installare un climatizzatore supplementare appositamente per le file posteriori. Il Roof Air Circulator si propone invece come una soluzione intermedia, potenzialmente in grado di garantire vantaggi rispetto ad una vettura baseline, ma a costi più contenuti, utilizzabile quindi per vetture a buon mercato.

5. ROOF AIR CIRCULATOR

5.1 FUNZIONAMENTO

Il Roof Air Circulator è un dispositivo che viene installato sul soffitto dell'abitacolo. L'aria viene prelevata dall'abitacolo attraverso un ventilatore centrifugo, viene inviata in due condotte laterali ed infine emessa da fessure di spessore molto piccolo in corrispondenza di queste due condotte. Nel momento in cui l'aria compressa esce dalle fessure si espande. Poco oltre le fessure di uscita sono presenti delle alette regolabili, in grado di variare la direzione del getto d'aria e soddisfare le particolari esigenze dei passeggeri. A differenza di quanto accade per i tradizionali ventilatori, che lavorano con elevati valori di portata e bassi di prevalenza, in questo caso si lavora con basse portate e elevate prevalenze in modo che la velocità dell'aria in uscita sia sufficientemente elevata. L'effetto utile è quindi quello di avere una portata d'aria limitata ma a velocità molto elevata, una sorta di lama d'aria, tale da trascinare l'aria circostante nella parte posteriore dell'abitacolo e raggiungere anche i passeggeri delle file posteriori. Questa lama d'aria scorre nella parte posteriore dell'abitacolo e man mano trascina una quantità d'aria sempre maggiore. Il fronte d'aria che viene trascinato cresce progressivamente. Contemporaneamente la lama d'aria si smorza perché cede energia cinetica agli strati d'aria circostanti.

Il principio di funzionamento di questo dispositivo si basa sulla capacità di un fluido principale di trascinare con sé altri fluidi provocandone il miscelamento ed è molto simile a quello che viene implementato anche nei ventilatori Dyson. La differenza principale riguarda la geometria, in un ventilatore Dyson viene implementato su una geometria toroidale, in questo caso è implementato su una geometria piana.

Nel mondo della tecnologia e della diffusione dell'aria si possono riscontrare forti analogie con un dispositivo largamente utilizzato e con vasti campi di applicazione: l'eiettore. Il principio di funzionamento è sempre lo stesso, l'applicazione è totalmente diversa. L'eiettore infatti è un dispositivo che tiene confinati il fluido principale e quello secondario che viene trascinato. Il Roof Air Circulator e il ventilatore Dyson diffondono il fluido primario (aria) in un ambiente libero e sfruttano la possibilità di creare una corrente d'aria più consistente rispetto a quella primaria in questo ambiente libero.

Per piccoli angoli di inclinazione delle alette, si ha una lama d'aria che resta attaccata al soffitto dell'abitacolo e si possono quindi riscontrare anche analogie con dispositivi che sfruttano l'effetto Coanda. L'effetto Coanda è la tendenza di un getto di un fluido ad attaccarsi ad una superficie vicina. L'obiettivo di questo dispositivo però non è quello di sfruttare l'effetto Coanda: si vuole avere un getto d'aria sufficientemente veloce da trascinare l'aria circostante e migliorare la circolazione nell'abitacolo, non si vuole avere necessariamente un getto d'aria sufficientemente veloce da restare attaccato al soffitto. Al massimo l'effetto Coanda può agevolare il getto d'aria nel raggiungere la terza fila di sedili e la parte posteriore della vettura e viene smorzato all'aumentare dell'inclinazione delle alette. Il principio di funzionamento del Roof Air Circulator è analogo a quello dell'eiettore e riguarda la diffusione di un flusso in un ambiente, l'effetto Coanda riguarda il controllo di un flusso su una parete.

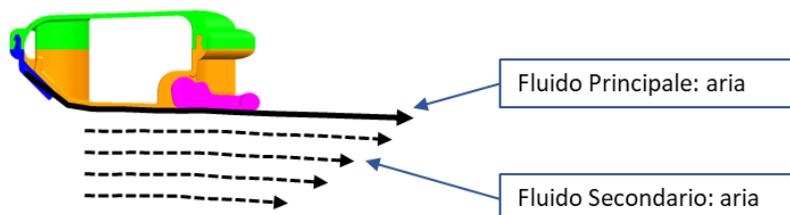


Figura 27: Roof Circulator, componenti

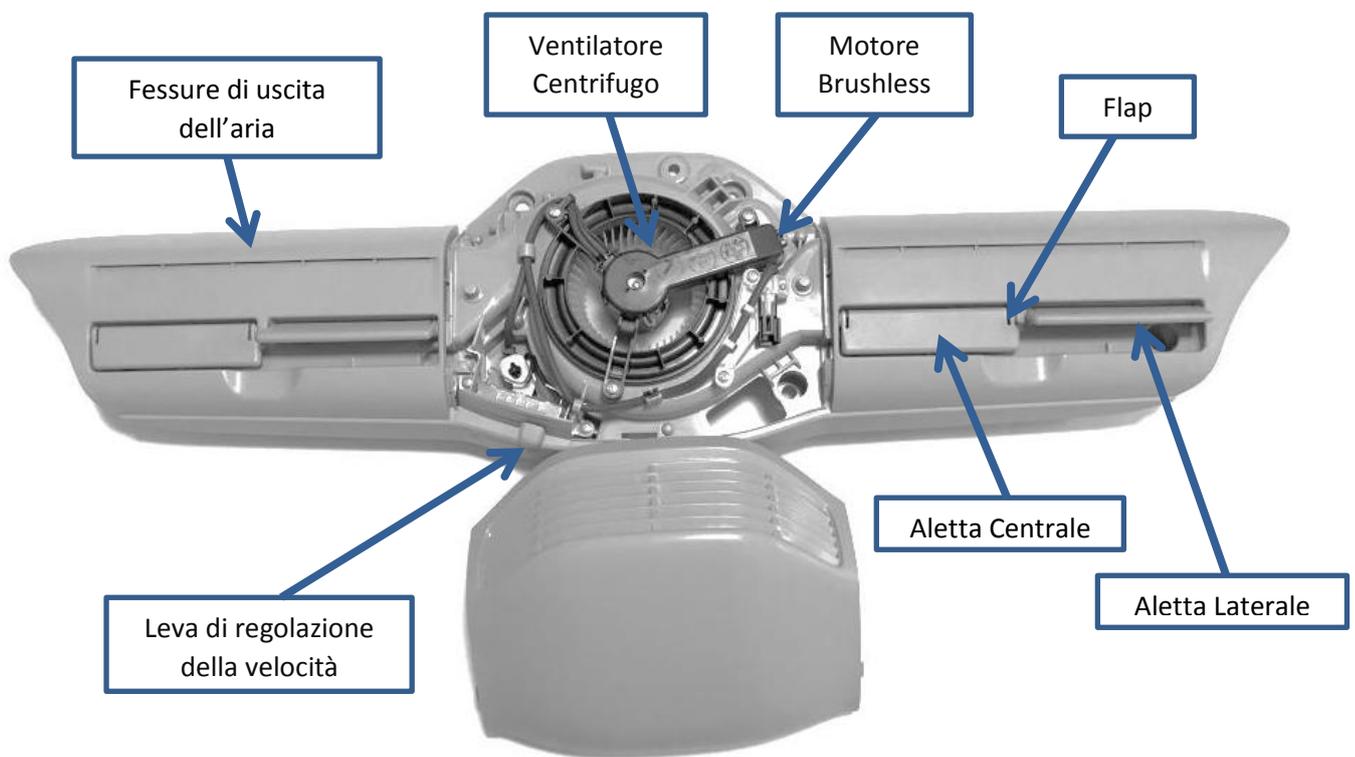


Figura 28: Roof Circulator, componenti

Il ventilatore funziona grazie ad un motore Brushless a corrente continua, alimentato direttamente dalla batteria del veicolo, che assorbe una potenza di circa 20 W. Un motore elettrico è un dispositivo che serve a convertire energia elettrica in energia meccanica. In generale, il funzionamento di un motore elettrico a corrente continua, si basa sull'interazione tra due campi magnetici che devono essere sempre sfasati in modo da riuscire ad imprimere la coppia al rotore [24]. In un motore a spazzole, il campo magnetico variabile è quello generato dalla corrente che attraversa gli avvolgimenti di armatura del rotore. Il campo magnetico fisso è quello generato sullo statore o dagli avvolgimenti di eccitazione dello statore o dai magneti permanenti a seconda della configurazione del motore stesso. "Il contatto meccanico delle spazzole con il collettore sull'asse del rotore chiude il circuito elettrico tra l'alimentazione e gli avvolgimenti sul rotore" [25]. In un motore Brushless, o letteralmente motore senza spazzole, invece, il rotore è costituito da magneti permanenti ed è privo degli avvolgimenti di armatura. Di conseguenza il campo magnetico fisso è quello generato dal rotore mentre quello variabile è generato dallo statore [24][25]. "La commutazione della corrente che circola negli avvolgimenti dello statore e quindi la variazione del campo magnetico da essi generato avviene elettronicamente" [25] grazie ad un circuito elettrico costituito da un banco di transistor di potenza comandati da un microcontrollore. Tale circuito in un motore a spazzole non sarebbe necessario dal momento che il collettore sull'asse del rotore inverte la direzione della corrente che attraversa gli avvolgimenti del rotore. Questo "comporta una minore resistenza meccanica, elimina la possibilità che si formino scintille al crescere della velocità di rotazione, e riduce notevolmente la necessità di manutenzione periodica" [24][25].

5.2 VENTILATORI DYSON

I ventilatori Dyson, o ventilatori senza pala, sono dispositivi in grado di generare getti d'aria per la ventilazione di ambienti fino a 55 mph (circa 20 m/s) [21]. La particolarità di questi dispositivi, sviluppati con successo dalla compagnia inglese Dyson, è quella di non presentare pale o organi in movimento visibili. Non presentano quindi gli svantaggi tipici dei ventilatori tradizionali [21]. Questi ultimi infatti "tagliano" l'aria, creando un getto d'aria turbolento e spesso non confortevole; i ventilatori Dyson invece creano un getto più dolce e omogeneo sfruttando la tecnologia Air-Multiplier [20].



Figura 29: Ventilatori Dyson [22]

I ventilatori Dyson prelevano piccole quantità d'aria dalla base, dove è disposto un motore elettrico senza spazzole (Brushless) [21]. L'aria aspirata acquista elevata velocità e elevata pressione e viene inviata nella parte superiore del ventilatore, costituita da un condotto di forma anulare (di geometria a corona circolare). L'aria in pressione viene quindi espulsa da una fessura di spessore molto piccolo che percorre tutta la parte superiore del ventilatore e si espande. Uscita dalla fessura, l'aria percorre una superficie che presenta un profilo simile a quello di un'ala di un aereo. Sfruttando l'effetto Coanda, il getto viene accelerato e si crea una area di pressione negativa. La zona di depressione risucchia aria dall'ambiente circostante, si ha il fenomeno di induzione, e la piccola quantità d'aria prelevata all'inizio comincia a moltiplicarsi. A questo punto però si ha il vero effetto utile del dispositivo: il getto d'aria in uscita dal ventilatore (che è l'insieme di quello uscito dalla fessura e quello indotto) riesce a trascinare con se una consistente quantità di aria dall'ambiente circostante. Si ottiene così un getto d'aria pari a circa 16 volte quello aspirato inizialmente dalla base, e comparabile con quello restituito da un ventilatore tradizionale [20][21].

HOW THE AIR MULTIPLIER™ TECHNOLOGY AMPLIFIES SURROUNDING AIR

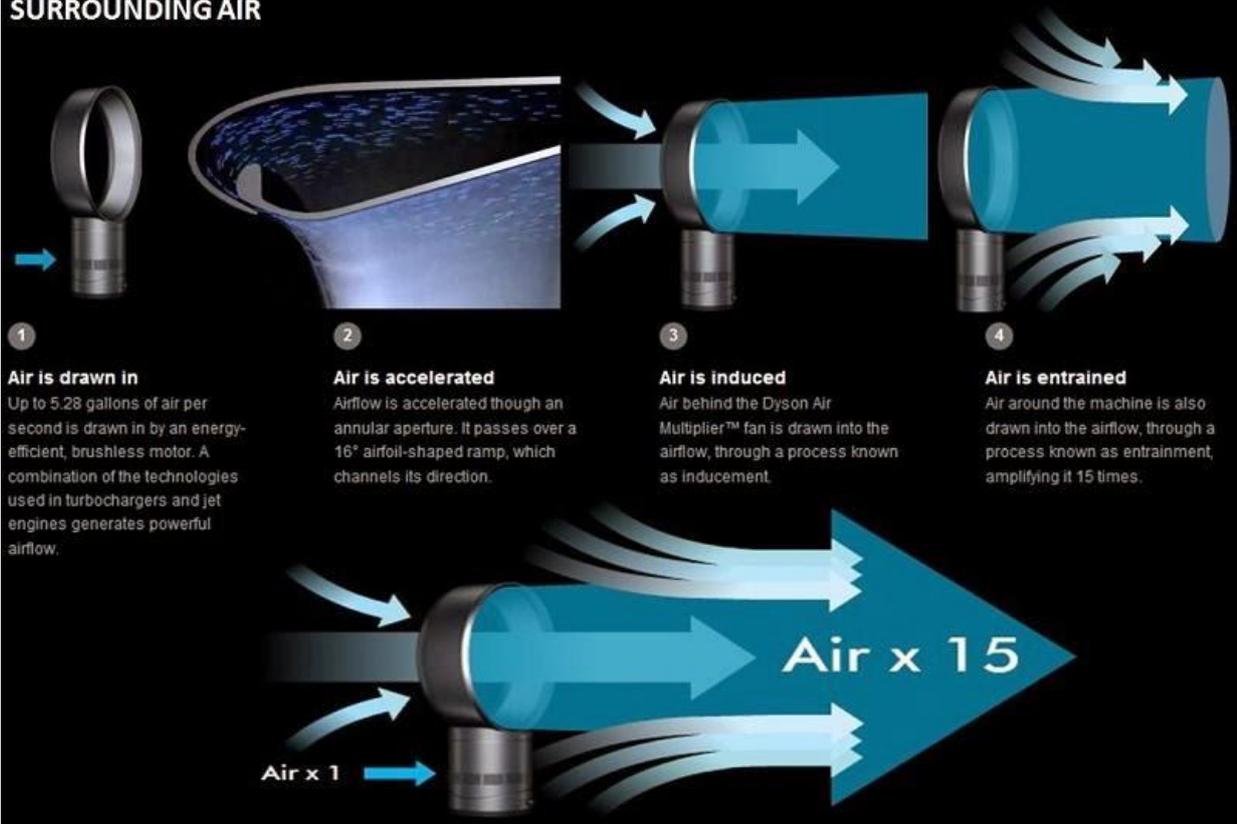


Figura 30: Ventilatori Dyson, funzionamento e effetto moltiplicatore [23]

5.2 TECNOLOGIE ANALOGHE

5.2.1 EIETTORI

Gli eiettori sono sistemi di aspirazione e pressurizzazione di fluidi che utilizzano fluidi in pressione come sorgenti di energia. Il loro funzionamento si basa sul principio del tubo di venturi, che è un tubo a sezione variabile che presenta un restringimento graduale della sezione e un successivo allargamento graduale [27]. Sono utilizzati principalmente come pompe da vuoto per vuoti non troppo spinti e compressori, ma la principale differenza è che non presentano organi in movimento. Sono quindi relativamente a basso costo e di facile manutenzione [27] [26].

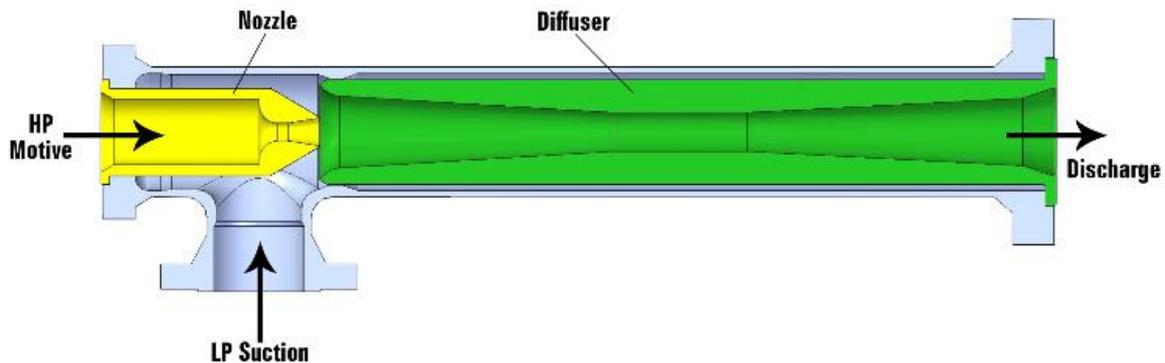


Figura 31: Eiettori, funzionamento [28]

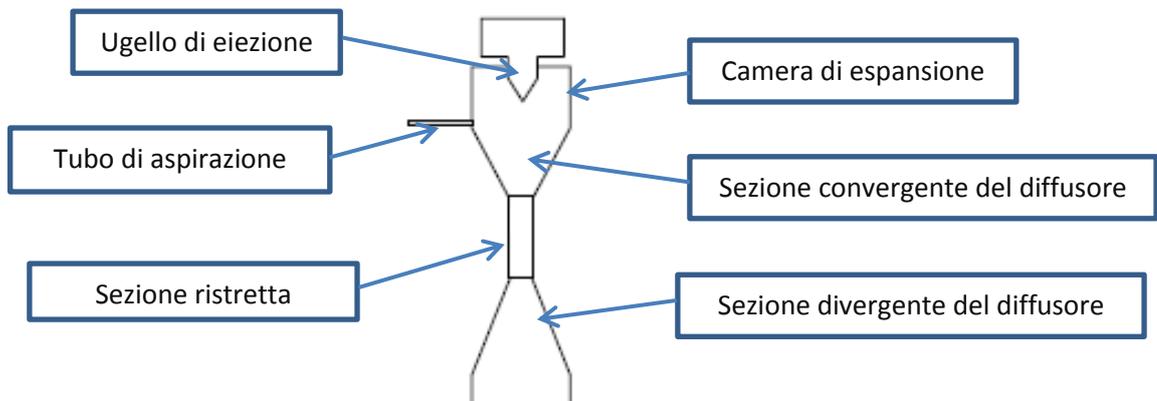


Figura 32: Eiettore, componenti

L'energia di pressione del fluido principale (motive fluid) è convertita in energia cinetica da un'espansione adiabatica nell'ugello di eiezione (convergente-divergente). Il fluido principale crea quindi una zona di bassa pressione nella camera di espansione che fa in modo che il fluido secondario venga trascinato attraverso il tubo di aspirazione. I due fluidi cominciano quindi a miscelarsi ed entrano nel diffusore che funziona come un tubo di venturi. Nella prima parte del diffusore la sezione si restringe progressivamente e i due fluidi progressivamente si mescolano. La migliore miscelazione si ha nella sezione ristretta. In questo caso infatti la turbolenza è maggiormente sviluppata perché la velocità, che aumenta in modo inversamente proporzionale al quadrato del diametro, e il numero di Reynolds sono massimi. Infine, la miscela entra nella parte divergente del diffusore dove l'energia cinetica viene riconvertita in energia di pressione [27] [26] [29]. L'andamento delle pressioni e delle velocità in un eiettore è mostrato nella figura seguente:

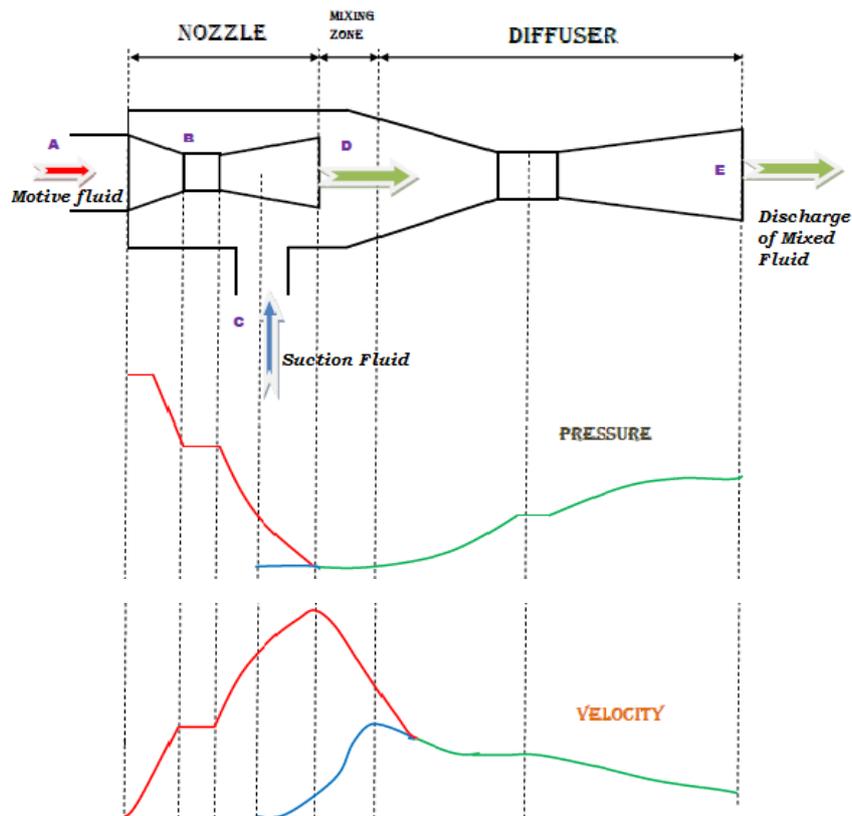


Figura 33: Andamento di pressioni e velocità in un eiettore [29]

5.2.1.1 APPLICAZIONE NEI CICLI INVERSI

Vista l'assenza di organi in movimento, il basso costo, la struttura semplice e la scarsa manutenzione richiesta, l'eiettore viene considerato una promettente alternativa alla laminazione nei cicli inversi [30].

CICLO TRANSCRITICO A CO₂

L'utilizzo degli eiettori risulta essere particolarmente promettente nei cicli trans-critici ad anidride carbonica, i quali intrinsecamente sono caratterizzati da rilevanti perdite per laminazione [30]. L'anidride carbonica dal punto di vista termodinamico presenta alcuni svantaggi. La sua temperatura critica è piuttosto bassa, il che costringe lo scambiatore caldo a non realizzare il cambiamento di stato e a non lavorare a temperatura costante. Inoltre, è un fluido denso, difficile da comprimere, e questo porta a lavorare con rapporti di compressione elevati.

I principali vantaggi termodinamici di un ciclo trans-critico a CO₂ sono:

- Nell'aumento dell'effetto frigorifero, in quanto il processo isoentropico all'interno dell'eiettore permette all'evaporatore di lavorare sotto una maggiore differenza di entalpia specifica rispetto ai cicli che utilizzano le tradizionali valvole di espansione [30].
- Nell'aumento del COP, principalmente per la riduzione del lavoro di compressione a causa dei ridotti rapporti di compressione [30].

Schema di un impianto di un ciclo trans-critico ad anidride carbonica che sfrutta il sistema di eiezione:

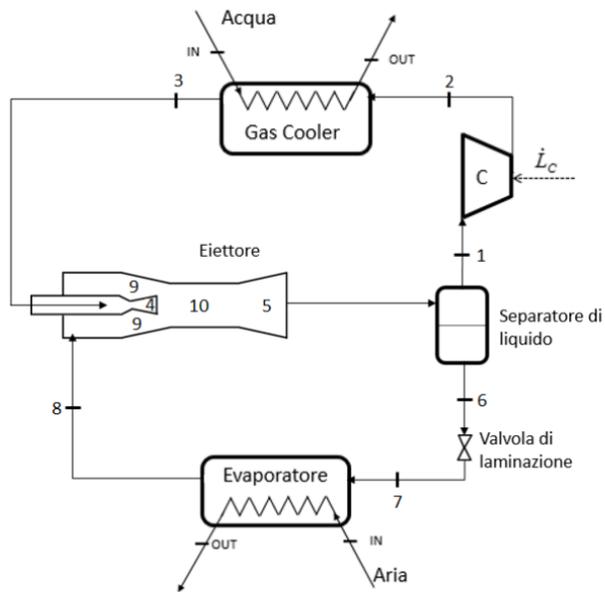


Figura 34: Schema di un ciclo trans-critico a CO₂ che sfrutta un sistema ad eiezione [30]

In un ciclo ideale, il vapore saturo proveniente dal lato vapore del separatore di liquido viene aspirato dal compressore e compresso fino alla pressione di esercizio del gas cooler. Dopo lo scambio termico, la portata di fluido primario in ingresso espande nell'ugello dell'eiettore, raggiungendo la minima pressione del ciclo (punto 4). L'elevata velocità del fluido primario permette il trascinamento della portata di fluido secondario, la quale espande portandosi alla stessa pressione del primario (punto 9). Successivamente, la miscelazione dei due fluidi nella sezione ristretta porta al raggiungimento della pressione intermedia (punto 10). Il diffusore provvederà poi alla conversione dell'energia cinetica in energia di pressione portando la miscela ad uscire ad una pressione maggiore (punto 5) [30].

6. SPERIMENTAZIONE

6.1 DESCRIZIONE DELL'ATTIVITÀ

L'attività di sperimentazione si articolerà in tre fasi:

- I fase: Rilievi di Velocità in abitacolo
- II fase: Prove di portata e ripartizioni in abitacolo
- III fase: Prove di Cool Down in Galleria Climatica

L'obiettivo è quello di valutare l'efficienza del Roof Air Circulator e l'eventuale incremento del comfort termico in abitacolo per i passeggeri della seconda e della terza fila di sedili.

RILIEVI DI VELOCITÀ IN ABITACOLO

L'obiettivo delle prove è quello di capire cosa succede all'interno dell'abitacolo, cioè determinare le distribuzioni di velocità all'interno dell'abitacolo. Ci si pone nelle stesse condizioni in cui verranno svolte le prove di Cool Down. Si fa quindi variare la posizione del Roof Air Circulator, la sua velocità e l'inclinazione del flap.

Le distribuzioni di velocità vengono rilevate in corrispondenza della seconda e della terza fila di sedili. Si utilizzano quindi due trespoli, uno per la seconda e uno per la terza fila, sui quali vengono fissate altrettante griglie. Sulle griglie vengono disposti 10 sensori di velocità e 10 sensori di temperatura in modo da ricostruire le distribuzioni 2D di temperatura e di velocità.

Dopodiché si analizzano i risultati: se i campi di velocità con il Roof Air Circulator in funzione cambiassero poco rispetto al campo di velocità con Roof Air Circulator non in funzione, questo sarebbe già un indice del fatto che il dispositivo funziona poco ed è poco efficiente. Di conseguenza, il comfort termico dei passeggeri della seconda e della terza fila di sedili non verrebbe modificato significativamente. Viceversa si auspica che le distribuzioni di velocità migliorino in modo consistente, specialmente ad altezza teste.

Si tratta quindi di un'analisi preliminare che ha lo scopo di fornire un primo riscontro sull'effettivo funzionamento del dispositivo e di evidenziare quali sono le condizioni di funzionamento più favorevoli in termini di comfort per i passeggeri. Questo permette anche di limitare il numero di prove di Cabin Cool Down che saranno svolte nella fase successiva.

PROVE DI PORTATA E RIPARTIZIONI IN ABITACOLO

Si tratta di prove che hanno l'obiettivo di determinare i consumi e le portate trattate sia dal Roof Circulator che dall'HVAC. Possono anche essere utili per comprendere meglio la circolazione dell'aria all'interno dell'abitacolo e le condizioni in cui è più conveniente utilizzare il Roof Circulator.

PROVE DI CABIN COOL DOWN

Una volta determinate le configurazioni di interesse, il passo successivo è quello di svolgere prove di Cabin Cool Down in galleria climatica. Il funzionamento del dispositivo è studiato sia in fase di pre-conditioning a veicolo spento che durante il vero e proprio transitorio di raffreddamento dell'abitacolo. Nel primo caso si valuta se e quanto il Roof Air Circulator è in grado di migliorare la circolazione dell'aria all'interno dell'abitacolo e ridurre la stratificazione termica all'interno dell'abitacolo riducendo la temperatura dell'aria all'altezza delle teste. Dopodiché si valuta l'andamento temporale delle temperature registrate dalle termocoppie dei manichini disposti all'interno dell'abitacolo. Si svolgeranno almeno tre prove:

- Cool Down Baseline, con Roof Air Circulator disattivato
- Cool Down con Roof Air Circulator attivo, in una configurazione più favorevole per i passeggeri della seconda fila
- Cool Down con Roof Air Circulator attivo, e in una configurazione più favorevole per i passeggeri della terza fila

6.2 ALLESTIMENTO DELLA VETTURA

Grazie ai tecnici Denso, il Roof Circulator è stato fissato direttamente all'imperiale della vettura, in corrispondenza delle teste dei passeggeri anteriori. La posizione è stata scelta di modo che il dispositivo non sia troppo lontano dalla plancia e sia quindi in grado di aspirare l'aria climatizzata in uscita dalle bocchette ma allo stesso tempo in modo da non sfavorire troppo i passeggeri anteriori. Rispetto all'origine degli assi cartesiani fissato sulla mezzeria della vettura e sulla seduta dei sedili della seconda fila, il dispositivo si trova in posizione:

- x: + 690 mm
- y: 0 mm
- z: + 930 mm

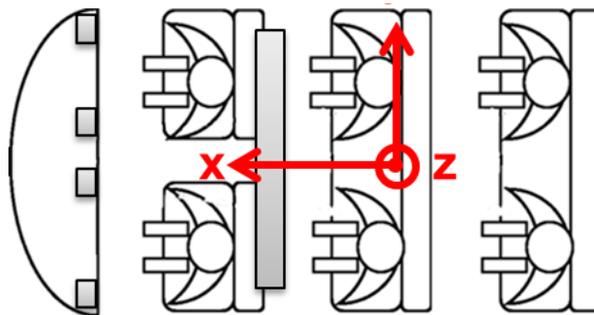


Figura 35: Roof Circulator fissato all'imperiale della vettura

6.3 RILIEVI DI VELOCITÀ IN ABITACOLO

6.3.1 STRUMENTAZIONE

6.3.1.1 LE GRIGLIE

Si utilizzano due griglie in filamento metallico che vengono disposte su altrettanti telai di sostegno, costruiti dai tecnici Denso appositamente per la 500L.

La griglia della seconda fila copre una superficie 80 cm x 51 cm lato passeggero a partire dalla seduta dei sedili della seconda fila.



Figura 36: Telaio e griglia della seconda fila di Sedili

La griglia della terza fila copre una superficie 69 cm x 51 cm lato passeggero. Non arriva ad appoggiarsi alla seduta dei sedili della terza fila ma si arresta poco oltre la metà dei sedili.



Figura 37: Trespolo e griglia della terza fila di sedili

Sulle griglie sono disposti 10 sensori di velocità e 10 sensori di temperatura.

6.3.1.2 SENSORI DI VELOCITÀ

I sensori di velocità sono Universal Remote Head Air Velocity & Temperature Sensor F550 Series della Degree°C. In particolare: noi utilizziamo il modello F550 2-B-4.

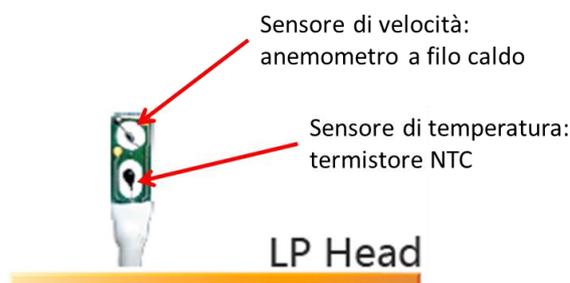


Figura 38: sensore F550 2-B-4 della Degree°C [36]

Si tratta di sensori che funzionano come anemometri a filo caldo e ci servono per misurare la velocità dell'aria all'interno dell'abitacolo.

In generale, "Con il termine anemometria si intende lo studio dei metodi e delle tecniche necessarie per la misura di velocità di flussi". "L'anemometria a filo caldo si basa sullo scambio termico convettivo tra un elemento sensibile riscaldato e il flusso che lo investe, di cui si vuole conoscere la velocità" [32].

Il sensore utilizzato negli anemometri presenta un piccolo elemento a resistenza che è scaldato e mantenuto a temperature elevate. Questo filo caldo costituisce una delle resistenze di un ponte di Wheatstone. Quando l'anemometro è in fase di acquisizione, il fluido è in movimento. Il flusso che investe il filo caldo provoca una diminuzione della sua temperatura, e quindi una variazione della sua resistenza proporzionale alla velocità del fluido stesso. Di conseguenza aumenta anche il voltaggio che viene misurato sulla diagonale orizzontale del ponte. Lo strumento avverte questo cambiamento, e per tornare in una configurazione di equilibrio risponde applicando una differenza di potenziale sulla diagonale verticale. Si

produce quindi una corrente che fluendo nella sonda, ne provoca un riscaldamento tale da ristabilire l'equilibrio. "Come conseguenza il filo torna ad avere temperatura e resistenza iniziali, mentre il voltaggio del ponte è necessariamente cambiato. Questo incremento di differenza di potenziale rappresenta il segnale di uscita dall'anemometro, letto poi dal sistema di acquisizione. "Tale differenza di potenziale, previa opportuna taratura, è la misura della velocità del getto" [32][33].

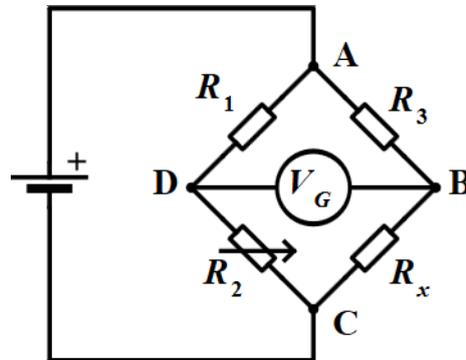


Figura 39: Ponte di Wheatstone

I Sensori F550 sono particolari perché contemporaneamente alla misura di velocità sono in grado di fornire anche una misura della temperatura dell'aria. Quindi funzionano anche come dei termistori di tipo NTC. In generale, un termistore è un resistore il cui valore di resistenza varia in maniera significativa con la temperatura. Il termine deriva dalla parola inglese *thermistor*, che è una combinazione delle parole *thermal* e *resistor* [31]. Un termistore NTC (Negative Temperature Coefficient) presenta una resistenza che tende a decrescere all'aumentare della temperatura [35].

Il sensore F550-2-B-4 restituisce in output due segnali di tensione che corrispondono alla misura di velocità e alla misura di temperatura. In entrambi i casi la tensione è compresa tra 0 e 10 Volt. Per ottenere i valori di temperatura e velocità a partire dalle tensioni di output basta fare delle semplici proporzioni, entrambe le scale sono lineari. Per la velocità il range è compreso tra 0,5 m/s e 10 m/s; quindi ad una tensione di 0 Volt corrispondono 0,5 m/s e a 10 Volt corrispondono 10 m/s. Il range di temperatura invece è compreso tra -25°C e 75°C; quindi a 0 volt corrispondono -25°C e a 10 Volt corrispondono 75°C.

$$v_{output} = \frac{V_{output}}{V_{max}} \cdot v_{high_range}$$

$$T_{output} = \left[\frac{V_{output}}{V_{max}} \cdot T_{range_length} \right] - T_{low_range}$$

part number format

F550 - H - V - O

H= Sensor Head

- 1 = PC Head
- 2 = Low Profile Head
- 3 = XS Blade Head
- 4 = W1
- 5 = W3 Stainless Steel Wand 3"
- 6 = W5 Stainless Steel Wand 5"
- 7 = W7 Stainless Steel Wand 7"
- 8 = Sidewall
- 9 = Inline
- 10 = PCB RFS300

V = Velocity Profile

- A = 0.15 - 1.0 m/s [30-200 fpm]
- B = 0.5 - 10.0 m/s [100-2000 fpm]
- C = 1.0 - 20.0 m/s [200-4000 fpm]

O = Output Configuration

- 1 = 0 - 5 VDC air velocity output only
- 2 = 0 - 5 VDC air velocity and air temperature (dual outputs)
- 3 = 0 - 10 VDC air velocity output only
- 4 = 0 - 10 VDC air velocity and air temperature (dual outputs)
- 5 = 0 - 20 mA air velocity only
- 6 = 0 - 20 mA air velocity and air temperature (dual outputs)
- 7 = 4-20 mA air velocity only
- 8 = 4-20 mA air velocity and air temperature (dual outputs)
- 9 = UART communication only
- Analog with UART/ I²C is available - call DegreeC

Figura 40: caratteristiche del Sensore F550 2-B-4 della Degree°C [37]

6.3.1.3 SENSORI DI TEMPERATURA

I sensori di temperatura utilizzati sono termocoppie di tipo K. In generale, il principio di funzionamento delle termocoppie si basa sull'effetto Seebeck. Nel 1821 Thomas Johann Seebeck, fisico di provenienza estone, scoprì che in un circuito formato da due conduttori metallici di natura differente, sottoposto a un gradiente di temperatura, si instaura una differenza di potenziale [34].

Una termocoppia è costituita da una coppia di conduttori metallici uniti tra loro in un punto detto giunto caldo o giunzione calda. L'altra estremità, costituita dalle estremità libere dei due conduttori, è convenzionalmente chiamata giunto freddo o giunzione fredda. Si dispone quindi il giunto caldo nel fluido di cui si vuole misurare la temperatura; se esiste una differenza di temperatura tra la zona del giunto caldo e la zona del giunto freddo, si può rilevare una differenza di potenziale tra le estremità libere della termocoppia in corrispondenza del giunto freddo [33][34].

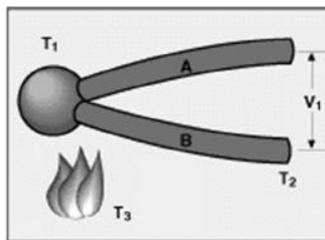


Figura 41: Principio di funzionamento di una termocoppia [33]

Tale valore di differenza di temperatura è funzione diretta del potenziale elettrico, secondo una legge non lineare:

$$\Delta T = \sum_{n=0}^N a_n V^n \quad [34]$$

Dove i coefficienti a_n e n variano in base alla tipologia di termocoppia secondo la norma EN 60584-1.

A seconda dei conduttori metallici utilizzati esistono diverse tipologie di termocoppie. Ognuna di esse presenta una diversa accuratezza e lavora in un diverso range di temperatura. Solitamente le termocoppie più utilizzate sono quelle di tipo T e quelle di tipo K. Le termocoppie di tipo T utilizzano rame (Cu) e costantina (Cu-Ni), le termocoppie di tipo K utilizzano Chromel (Ni-Cr) e Alumel (Ni-Al). Durante le prove vengono utilizzate le termocoppie di tipo K perché rappresentano un buon compromesso tra costo e precisione ($\pm 0,5^\circ\text{C}$). Nello specifico, si utilizzano termocoppie TEX/TEX-30-KK di TERSID s.r.l.



Conduttori monotrefolo
 Isolamento in Teflon FEP (-200 + 200°C)
 Coppia parallela
 Diametro conduttori: 0,25 mm. (30 AWG)
 Dimensioni esterne: 1,2 x 1,8 mm

TEX/TEX-30-JJ
 TEX/TEX-30-KK
 TEX/TEX-30-TT

Figura 42: termocoppie di tipo K TERSID [36]

6.3.1.4 SISTEMA DI ACQUISIZIONE

I sensori di velocità restituiscono un segnale di velocità, un segnale di temperatura e hanno bisogno di essere alimentati a 24 Volt. In generale, i segnali possono essere restituiti sotto forma di tensione o di corrente: in base al valore di tensione o di corrente restituito dal sensore si ricava il valore corrispondente di temperatura o di velocità. In questo caso, il sensore F550 2-B-4 restituisce sia il segnale di velocità che quello di temperatura sotto forma di tensione, o meglio sotto forma di differenza di potenziale proporzionale a velocità o temperatura. Trattandosi di una differenza di potenziale sono necessari due fili, il positivo del segnale (di velocità o di temperatura, a seconda dei casi) e il negativo, che solitamente è il negativo dell'alimentazione.

Per questo motivo, per ciascun cavo di ciascun anemometro si hanno quattro fili: il rosso, il nero, il verde e il bianco. Il rosso e il nero sono rispettivamente il positivo e il negativo dell'alimentazione. Il verde e il bianco sono il positivo dei segnali di velocità e di temperatura. Il negativo dei segnali di velocità e di temperatura è convenzionalmente il negativo del segnale di alimentazione: si dice che il negativo è a massa comune. Questo permette di avere in uscita da ciascun anemometro soltanto quattro fili e non sei.

I sensori di velocità disposti sulla griglia sono 10, e ciascuno di essi necessita di un'alimentazione a 24 Volt. Si realizzano quindi un parallelo tra i 10 positivi dell'alimentazione e un parallelo tra i 10 negativi dell'alimentazione, in modo da avere solamente due cavi di alimentazione ed evitare di alimentare in modo indipendente i 10 sensori.

I sensori di temperatura, cioè le termocoppie K, invece sono sensori più semplici da trattare. Si tratta infatti di sensori "passivi" che non necessitano di alcuna alimentazione. Restituiscono il segnale di temperatura sotto forma di differenza di potenziale.

Per la lettura dei segnali di velocità e di temperatura si utilizzano i moduli di acquisizione IPETRONIK. In particolare, un modulo M-SENS 8 e due moduli Mc-THERMO K8. Entrambi i moduli devono essere a loro volta alimentati. Idealmente si collegano i fili che trasportano i segnali di velocità o di temperatura ai moduli in modo che questi acquisiscano i segnali. Anche in questo caso, per evitare di alimentare e raccogliere i segnali in modo indipendente per ciascun modulo, si realizzano dei ponti tra un modulo e l'altro. Si alimenta quindi un modulo (in questo caso il modulo M-SENS 8) e poi tramite dei ponti realizzati con un cavo di alimentazione e comunicazione si trasferisce l'alimentazione e si recupera il segnale dai moduli successivi. L'ultimo modulo presenta un "tappino" per chiudere il circuito.

Al primo modulo M-SENS è collegato quindi un cavo che contiene il positivo e il negativo dell'alimentazione. Tutto il set di segnali viene inviato al PC tramite rete CAN.

L'alimentazione dei sensori di velocità e dei moduli avviene contemporaneamente attraverso un unico alimentatore esterno a 24 Volt, collegato a sua volta alla presa della corrente a 220 Volt.

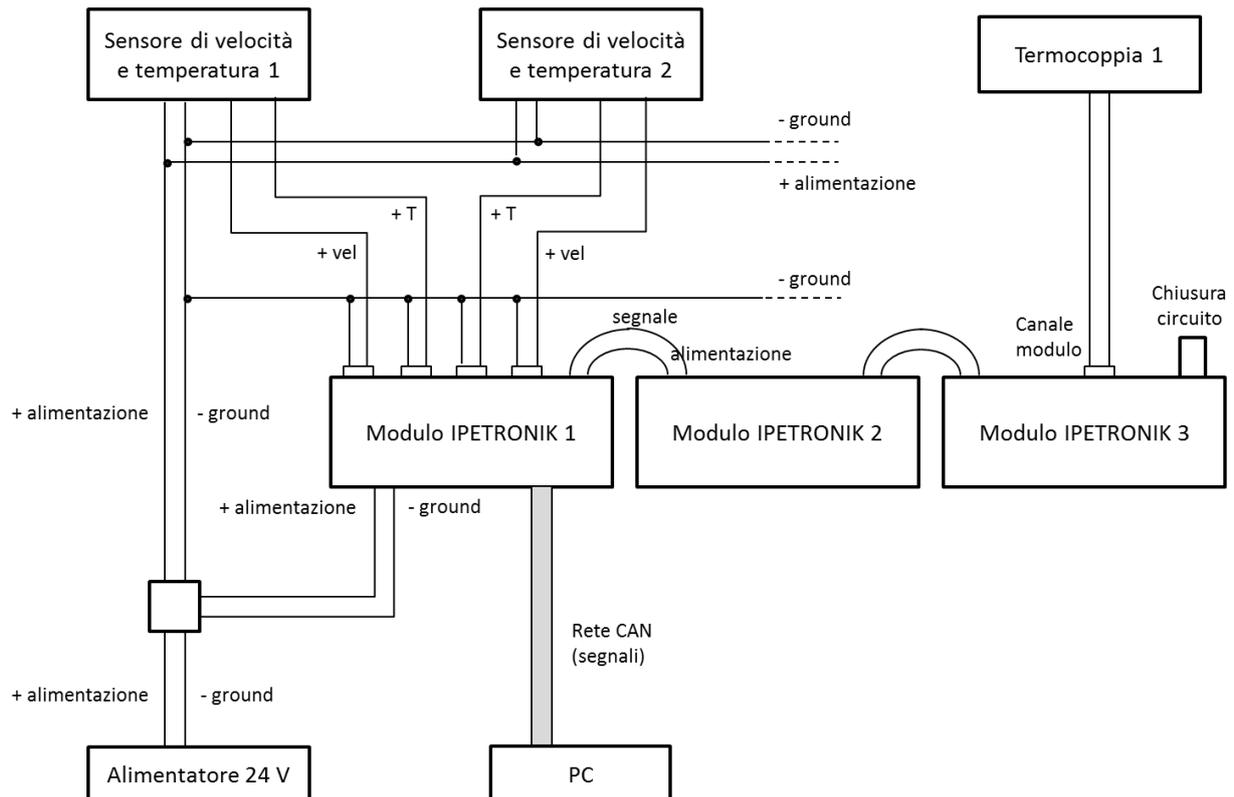


Figura 43: schema dell'impianto di acquisizione

6.3.1.5 POST PROCESSAMENTO DEI DATI

Sulla griglia sono installati 10 termocoppie e 10 sensori di velocità. L'obiettivo di questa operazione è quella di ottenere le distribuzioni di velocità e di temperatura in abitacolo. In realtà, dal momento che i sensori di velocità F550 2-B-4 restituiscono anche una misura di temperatura, si ottengono una distribuzione di velocità e due distribuzioni di temperatura. Il motivo è che si vuole valutare l'accuratezza dei sensori NTC e il loro tempo di risposta, entrambi fattori molto importanti durante le prove di Cool Down. Durante ogni sessione di prova si studiano diverse configurazioni, e durante ogni configurazione si acquisiscono velocità e temperatura in 10 punti. Sperimentalmente si è osservato che un tempo di acquisizione ragionevole, dovuto alla misura di velocità dell'aria, è di almeno 3 minuti per ciascuna configurazione. Il software IPEmotion permette di visualizzare su schermo l'andamento temporale delle misure dei sensori.

A partire da queste curve, per ciascuna configurazione, si devono ricavare i 10 valori puntuali di velocità da cui ricostruire le distribuzioni 2D. Il primo passo è quello di fare la media mobile ad un minuto di ciascuna delle curve dei sensori. Dopodiché si spezzano le curve delle medie mobili in corrispondenza degli istanti in cui è avvenuto il cambio di configurazione. Per ciascuna configurazione, il valore finale di ogni punto è trovato facendo la media aritmetica del tratto corrispondente della curva della media mobile eliminando un minuto e 10 secondi all'inizio e 10 secondi alla fine. I primi 10 secondi e gli ultimi 10 secondi sono eliminati per tolleranza, il minuto successivo ai primi 10 secondi è eliminato perché, trattandosi di una media mobile, l'andamento è ancora influenzato dall'andamento nel tratto precedente. A partire dai 10 valori puntuali, si ricostruisce la distribuzione 2D per interpolazione lineare, attraverso il comando "contour" di matlab.

6.3.2 DESCRIZIONE DELLA PROVA

L'obiettivo della prova è quello di valutare le velocità dell'aria che si registrano in corrispondenza della seconda e della terza fila di sedili. A questo scopo si utilizzano 10 sensori di velocità F550 che vengono fissati su due griglie in filamento metallico disposte in corrispondenza della seconda e della terza fila di sedili. Entrambe le griglie coprono solo metà del piano dei sedili, dal lato del passeggero, perché si suppone che le distribuzioni siano simmetriche. È conveniente utilizzare due griglie diverse, una per la seconda fila ed una per la terza, perché la vettura tende a restringersi nella parte posteriore (sono presenti inoltre ostacoli che diminuiscono lo spazio occupabile dai passeggeri): passando dalla seconda fila alla terza le dimensioni del piano diminuiscono significativamente.

Per la seconda fila si utilizza una griglia 80x51 cm che viene fissata direttamente sul trespolo con delle fascette. Su questa griglia sono disposti i 10 sensori di velocità: 4 ad altezza testa, 2 ad altezza spalle e altri 4 ad altezza bacino.

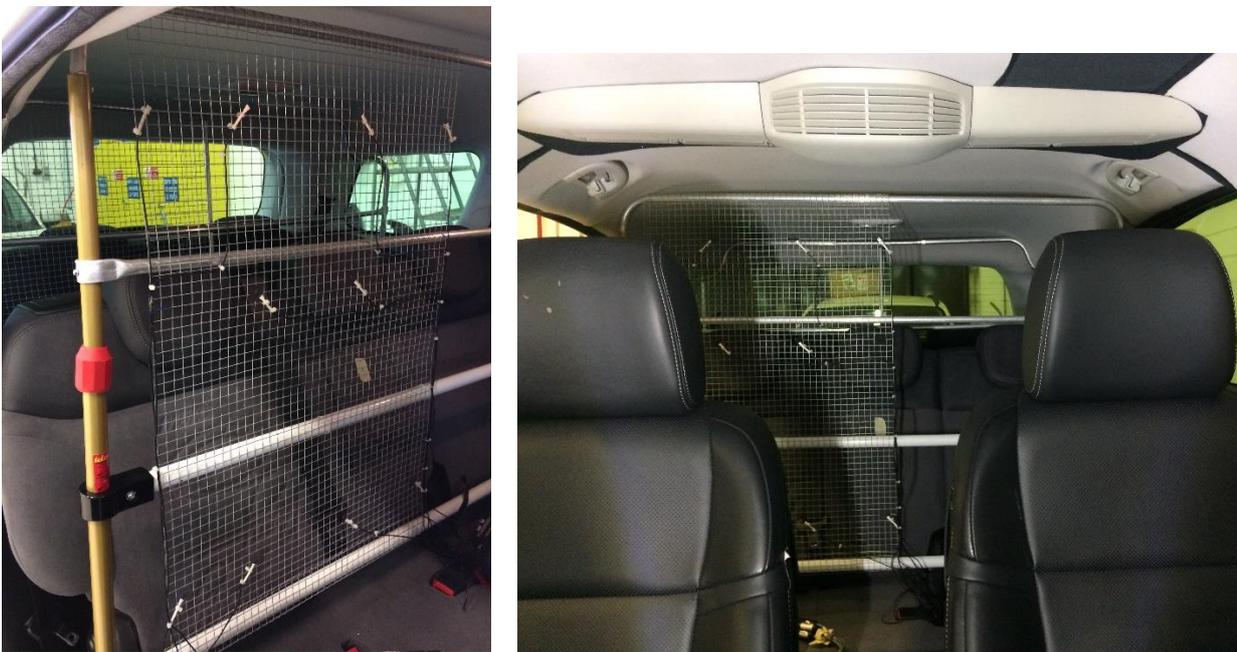


Figura 44: A sinistra: griglia della seconda fila disposta in abitacolo e allestita. A destra: vista frontale in abitacolo

Tabella 1: Disposizione dei sensori sulla griglia della seconda fila di sedili

Legenda					
y [mm]		457	343	178	0
z [mm]	813	sens 1	sens 2	sens 3	sens 4
	592	X	sens 6	sens 5	X
	210	sens 7	sens 8	sens 9	sens 10

Per la terza fila di sedili si utilizza una griglia alta circa 69 cm e larga circa 51 cm, fissata con delle fascette ad un trespolo che si adatta al profilo dell'abitacolo. La griglia non arriva a toccare la seduta ma si arresta poco oltre la metà dei sedili della terza fila.



Figura 45: griglia della terza fila di sedili non allestita

Vista la lontananza dal Roof Circulator e dalla plancia e vista la vicinanza tra la seconda e la terza fila di sedili potrebbe esser poco proficuo disporre i sensori sulla griglia in modo analogo a quanto fatto per la griglia della seconda fila. È probabile infatti che le velocità maggiori si registrino nella parte superiore della griglia e che molta poca aria sia in grado di scendere ad altezza bacino. L'esatta posizione dei sensori verrà scelta attraverso dei rilievi di velocità preliminari con un anemometro a filo caldo a bacchetta.

Durante queste prove si rileva semplicemente la velocità dell'aria in abitacolo: non ci interessa avere uno scambio termico all'evaporatore o nella massa radiante dell'HVAC e quindi non ci interessa che l'aria in uscita dalla plancia sia calda o fredda perché in ogni caso i valori di temperatura misurati dai sensori non vengono acquisiti. Non è quindi necessario accendere la vettura e collegare lo scarico all'impianto di aspirazione dei fumi. È sufficiente accendere il quadro e alimentare esternamente la batteria in modo equivalente a quanto farebbe l'alternatore in caso di veicolo in moto. La batteria a sua volta alimenterà l'elettroventilatore dell'HVAC. Tramite un alimentatore esterno si fornisce quindi alla batteria una tensione pari a 14 Volt.

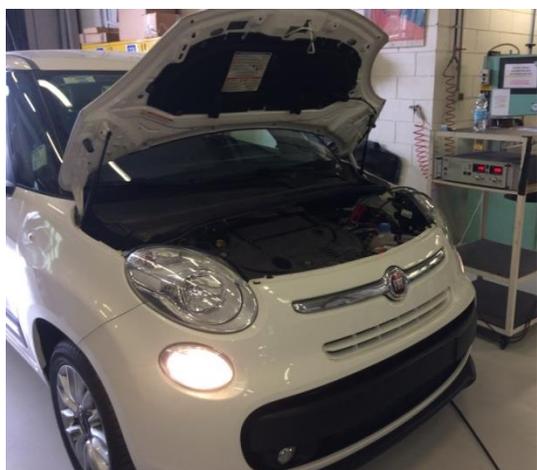


Figura 46: alimentazione del veicolo tramite alimentatore esterno

Le velocità saranno quindi rilevate in diverse configurazioni: in vent con e senza Roof Circulator, in diverse modalità di presa dell'aria, con diverse inclinazioni del flap e con diverse velocità del Roof Circulator.

6.3.3 SECONDA FILA DI SEDILI

6.3.3.1 PRIMO SET DI PROVE: VENT E ROOF CIRCULATOR

Prove prestazionali come le prove di Cabin Cool Down seguono delle specifiche normative. Già in queste prove "preliminari" si dispone quindi l'impianto di climatizzazione in una configurazione simile a quella che si dovrà utilizzare durante le prove di Cabin Cool Down.

Si dispone quindi l'impianto di climatizzazione in:

- Tutto Freddo (FC: Full Cold). Come già accennato non ci interessa avere scambio termico nell'evaporatore. L'HVAC viene comunque disposto in modalità Tutto Freddo perché si vogliono misurare le stesse velocità che si avrebbero durante una prova di Cool Down. Passando da Tutto Freddo a Tutto Caldo variano infatti le perdite di carico e quindi le portate trattate dall'HVAC e le velocità dell'aria.
- Massima Velocità
- Modalità Vent con bocchette centrali orientate verso le teste dei passeggeri anteriori e bocchette laterali orientate in posizione "neutra" (l'aria scorre tra il passeggero anteriore e il finestrino in modo da raggiungere i passeggeri delle file posteriori).

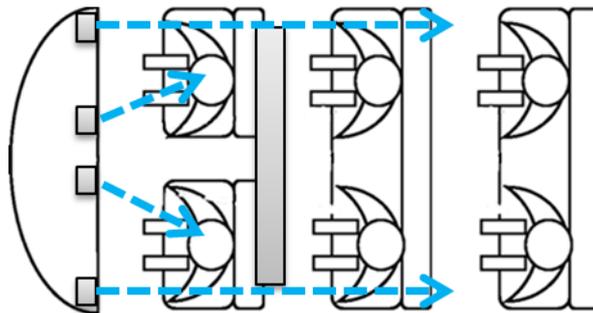
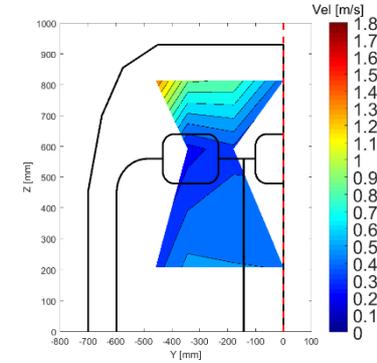
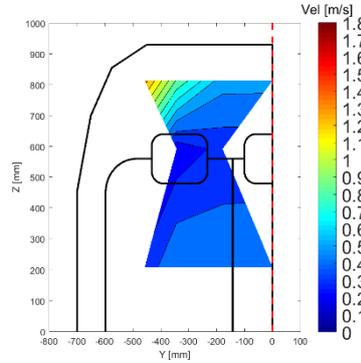
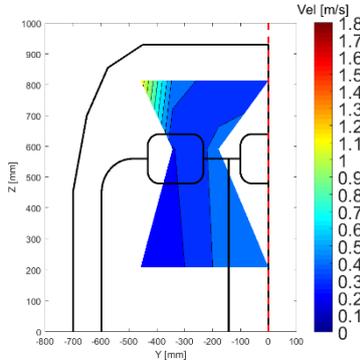


Figura 47: schema dell'orientamento delle bocchette di ventilazione della plancia durante le prove

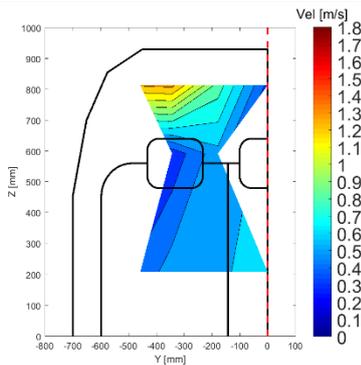
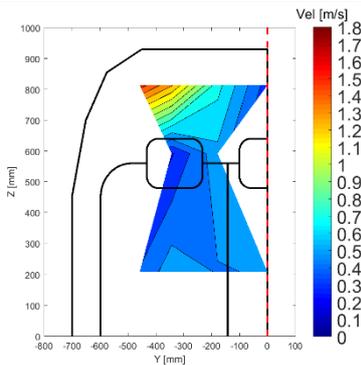
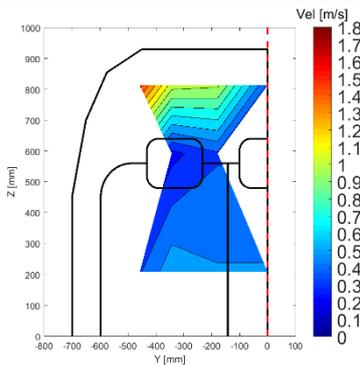
Per avere un metro di giudizio, prima si determina la distribuzione di velocità in vent puro, poi si accende il Roof Circulator alla massima velocità e si determinano le nuove distribuzioni di velocità variando l'inclinazione del flap. Per riuscire a replicare il corretto posizionamento del flap sono state utilizzate diverse dime costruite appositamente dai tecnici Denso. La prova viene svolta prima in ricircolo e poi in presa aria esterna.

Ricircolo:

		Vent				Vent + Roof Circ (flap: 0°)				Vent + Roof Circ (flap: 29°)							
y [mm]		457	343	178	0	y [mm]		457	343	178	0	y [mm]		457	343	178	0
z [mm]	813	1,17	0,48	0,33	0,37	813	1,34	0,88	0,54	0,54	z [mm]	813	1,39	0,91	0,88	0,44	
	592	NaN	0,29	0,44	NaN	592	NaN	0,23	0,33	NaN	592	NaN	0,25	0,37	NaN		
	210	0,24	0,26	0,42	0,43	210	0,33	0,50	0,47	0,48	210	0,35	0,53	0,50	0,50		



		Vent + Roof Circ (flap: 33°)				Vent + Roof Circ (flap: 37°)				Vent + Roof Circ (flap: 48°)							
y [mm]		457	343	178	0	y [mm]		457	343	178	0	y [mm]		457	343	178	0
z [mm]	813	1,54	1,05	1,02	0,39	813	1,55	1,31	0,74	0,35	z [mm]	813	1,31	1,33	0,86	0,37	
	592	NaN	0,27	0,39	NaN	592	NaN	0,29	0,57	NaN	592	NaN	0,33	0,57	NaN		
	210	0,39	0,57	0,51	0,51	210	0,41	0,56	0,49	0,51	210	0,43	0,55	0,59	0,63		



		Vent + Roof Circ (flap: 60°)				Vent + Roof Circ (flap: 90°)					
y [mm]		457	343	178	0	y [mm]		457	343	178	0
z [mm]	813	1,47	0,73	0,48	0,45	813	1,05	0,31	0,28	0,27	
	592	NaN	0,48	0,57	NaN	592	NaN	0,26	0,21	NaN	
	210	0,38	0,35	0,41	0,36	210	0,26	0,22	0,19	0,27	

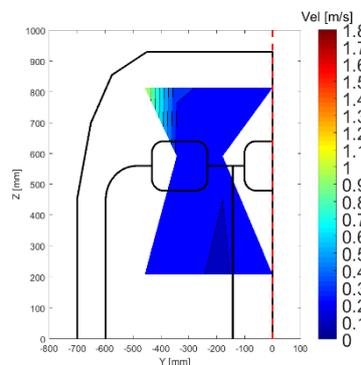
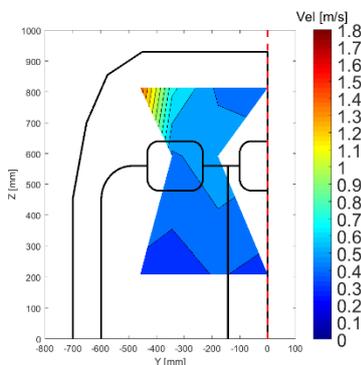
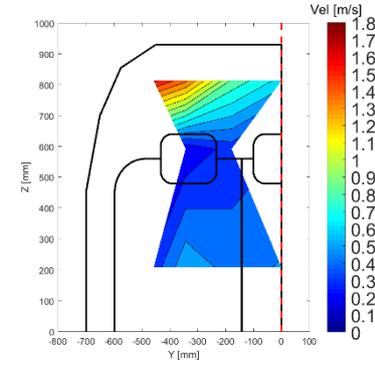
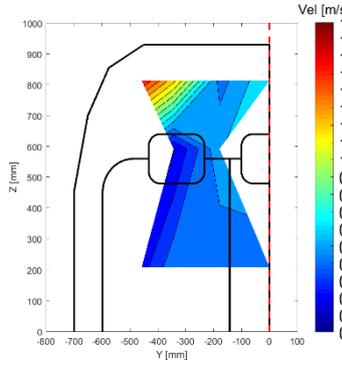
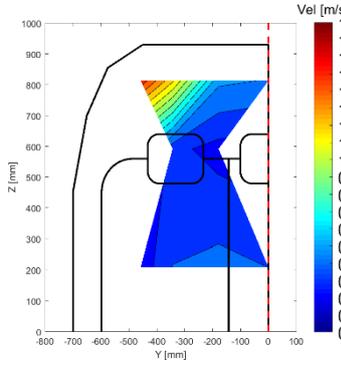


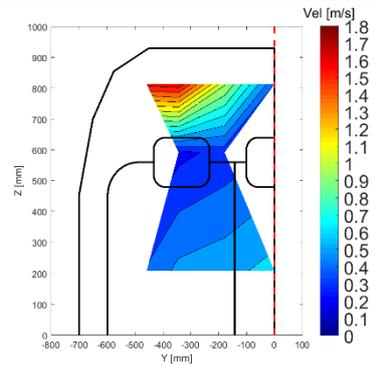
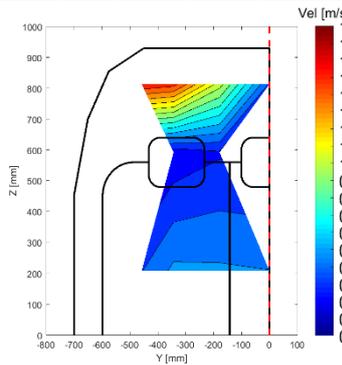
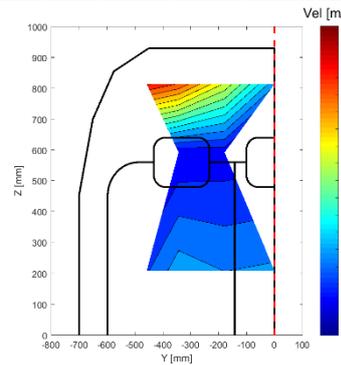
Figura 48: Tabelle e Distribuzioni di velocità in [m/s] rilevate in corrispondenza della seconda fila di sedili durante il primo set di prove (in ricircolo, prima in vent puro e poi con il Roof Circulator al variare dell'inclinazione del flap)

Fresh:

		Vent				Vent + Roof Circ (flap: 0°)				Vent + Roof Circ (flap: 29°)							
y [mm]		457	343	178	0	y [mm]		457	343	178	0	y [mm]		457	343	178	0
z [mm]	813	1,57	1,22	0,52	0,49	813	1,61	1,23	0,46	0,70	813	1,62	1,42	0,88	0,66		
	592	NaN	0,33	0,26	NaN	592	NaN	0,18	0,58	NaN	592	NaN	0,21	0,34	NaN		
	210	0,23	0,40	0,43	0,40	210	0,25	0,47	0,41	0,44	210	0,34	0,58	0,45	0,51		



		Vent + Roof Circ (flap: 33°)				Vent + Roof Circ (flap: 37°)				Vent + Roof Circ (flap: 48°)							
y [mm]		457	343	178	0	y [mm]		457	343	178	0	y [mm]		457	343	178	0
z [mm]	813	1,62	1,48	1,08	0,53	813	1,59	1,54	1,04	0,38	813	1,63	1,67	1,01	0,40		
	592	NaN	0,21	0,24	NaN	592	NaN	0,22	0,29	NaN	592	NaN	0,27	0,33	NaN		
	210	0,39	0,56	0,50	0,52	210	0,40	0,52	0,52	0,50	210	0,41	0,53	0,56	0,64		



		Vent + Roof Circ (flap: 60°)				Vent + Roof Circ (flap: 90°)					
y [mm]		457	343	178	0	y [mm]		457	343	178	0
z [mm]	813	1,52	0,50	0,54	0,51	813	1,48	0,37	0,34	0,29	
	592	NaN	0,93	0,51	NaN	592	NaN	0,33	0,26	NaN	
	210	0,40	0,40	0,44	0,39	210	0,30	0,22	0,25	0,24	

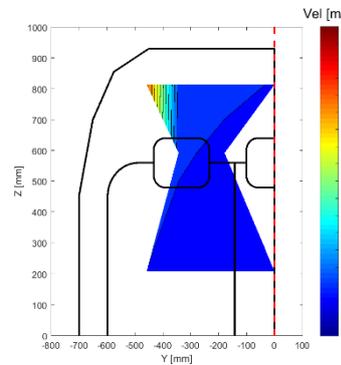
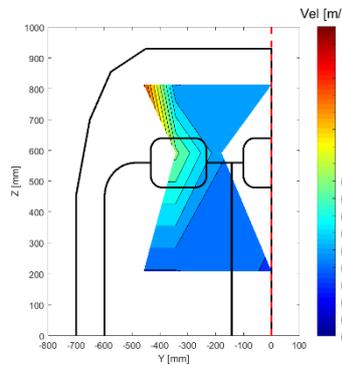


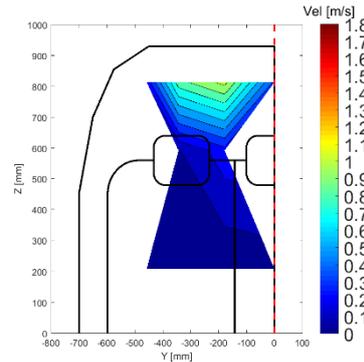
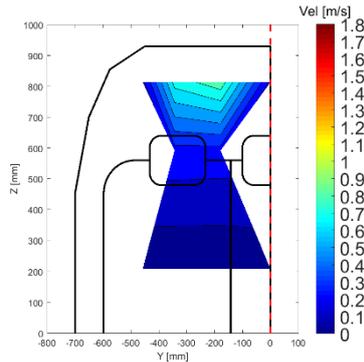
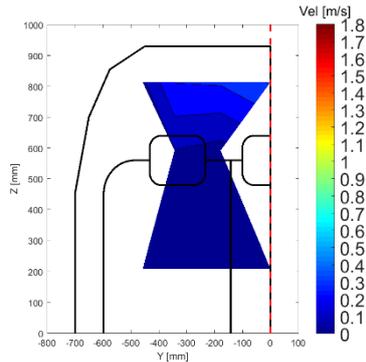
Figura 49: Tabelle e Distribuzioni di velocità in [m/s] rilevate in corrispondenza della seconda fila di sedili durante il primo set di prove (in fresh, prima in vent puro e poi con il Roof Circulator al variare dell'inclinazione del flap)

6.3.3.2 SECONDO SET DI PROVE: SOLO ROOF CIRCULATOR

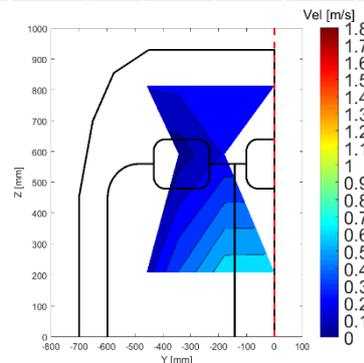
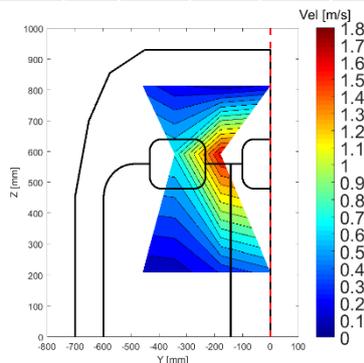
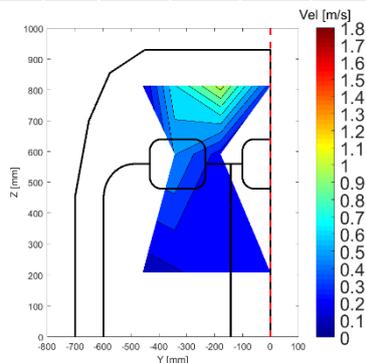
Si valuta il funzionamento del dispositivo con impianto di climatizzazione spento e in assenza di ventilazione dalle bocchette della plancia.

HVAC Set Up: Tutto freddo, Massima Velocità, Ricircolo

		Solo Roof Circ (flap: 0°)				Solo Roof Circ (flap: 29°)				Solo Roof Circ (flap: 33°)							
y [mm]		457	343	178	0	y [mm]		457	343	178	0	y [mm]		457	343	178	0
z [mm]	813	0,08	0,30	0,31	0,41	813	0,16	0,74	0,86	0,18	813	0,22	0,86	1,04	0,37		
	592	NaN	0,10	0,06	NaN	592	NaN	0,26	0,26	NaN	592	NaN	0,09	0,26	NaN		
	210	0,01	0,01	0,01	0,01	210	0,01	0,01	0,01	0,02	210	0,01	0,01	0,01	0,04		



		Solo Roof Circ (flap: 37°)				Solo Roof Circ (flap: 48°)				Solo Roof Circ (flap: 60°)							
y [mm]		457	343	178	0	y [mm]		457	343	178	0	y [mm]		457	343	178	0
z [mm]	813	0,18	0,69	1,05	0,35	813	0,35	0,23	0,13	0,22	813	0,21	0,22	0,25	0,25		
	592	NaN	0,51	0,25	NaN	592	NaN	0,71	1,65	NaN	592	NaN	0,04	0,21	NaN		
	210	0,14	0,19	0,26	0,24	210	0,12	0,14	0,31	0,45	210	0,15	0,40	0,67	0,67		



		Solo Roof Circ (flap: 90°)			
y [mm]		457	343	178	0
z [mm]	813	0,23	0,10	0,17	0,06
	592	NaN	0,21	0,11	NaN
	210	0,14	0,12	0,16	0,47

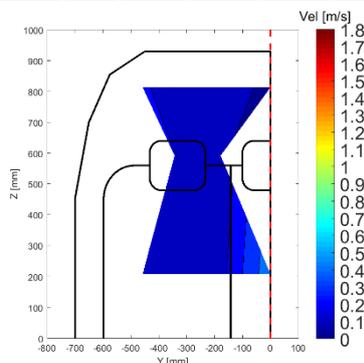
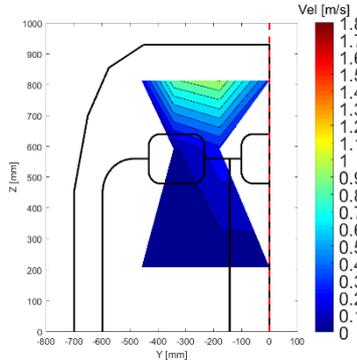
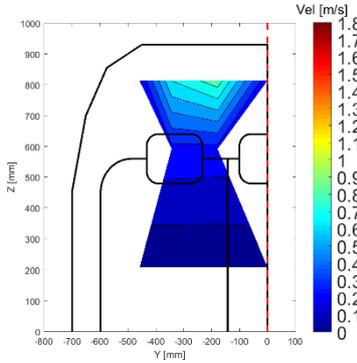
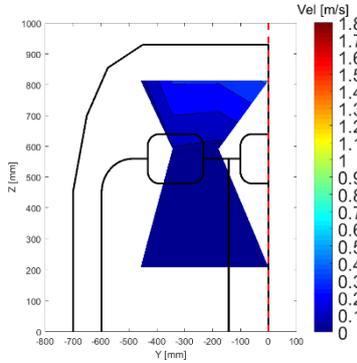


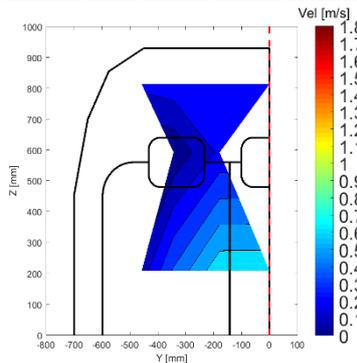
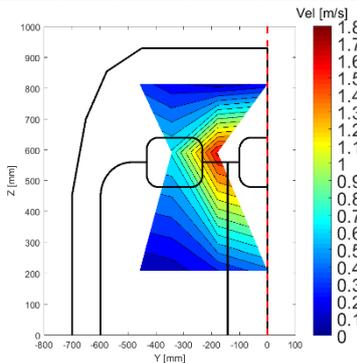
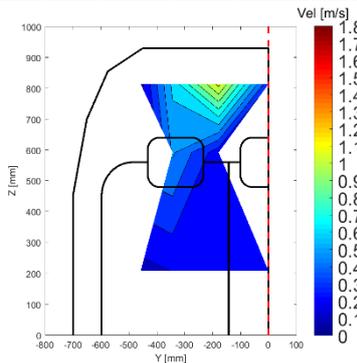
Figura 50: Tabelle e Distribuzioni di velocità in [m/s] rilevate in corrispondenza della seconda fila di sedili durante il secondo set di prove (in ricircolo, con il solo Roof Circulator in funzione al variare dell'inclinazione del flap)

HVAC Set Up: Tutto Freddo, Massima Velocità, Fresh

		Solo Roof Circ (flap: 0°)				Solo Roof Circ (flap: 29°)				Solo Roof Circ (flap: 33°)							
y [mm]		457	343	178	0	y [mm]		457	343	178	0	y [mm]		457	343	178	0
z [mm]	813	0,07	0,31	0,31	0,42	813	0,20	0,70	0,86	0,21	813	0,23	0,88	1,00	0,36		
	592	NaN	0,09	0,07	NaN	592	NaN	0,27	0,26	NaN	592	NaN	0,08	0,27	NaN		
	210	0,01	0,01	0,01	0,01	210	0,01	0,01	0,01	0,01	210	0,01	0,01	0,02	0,03		



		Solo Roof Circ (flap: 37°)				Solo Roof Circ (flap: 48°)				Solo Roof Circ (flap: 60°)							
y [mm]		457	343	178	0	y [mm]		457	343	178	0	y [mm]		457	343	178	0
z [mm]	813	0,16	0,63	1,13	0,32	813	0,35	0,23	0,14	0,23	813	0,23	0,26	0,27	0,25		
	592	NaN	0,52	0,24	NaN	592	NaN	0,72	1,64	NaN	592	NaN	0,02	0,22	NaN		
	210	0,16	0,20	0,26	0,25	210	0,11	0,14	0,30	0,47	210	0,14	0,41	0,68	0,68		



		Solo Roof Circ (flap: 90°)			
y [mm]		457	343	178	0
z [mm]	813	0,21	0,11	0,19	0,06
	592	NaN	0,22	0,11	NaN
	210	0,14	0,12	0,19	0,47

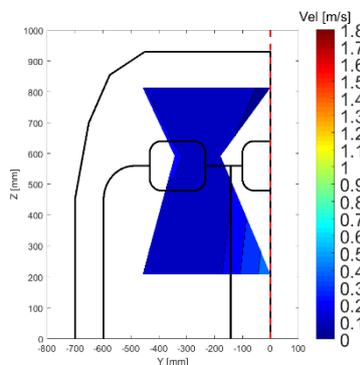


Figura 51: Tabelle e Distribuzioni di velocità in [m/s] rilevate in corrispondenza della seconda fila di sedili durante il secondo set di prove (in fresh, con il solo Roof Circulator in funzione al variare dell'inclinazione del flap)

6.3.3.3 TERZO SET DI PROVE: PARZIALIZZAZIONE DELL'HVAC E DEL ROOF CIRCULATOR

Questo set di prove è utile per confrontare le distribuzioni di velocità che si ottengono variando le velocità del Roof Circulator e dell'elettroventilatore dell'HVAC quando entrambi sono in funzione.

HVAC Set Up: tutto Freddo, Seconda velocità, Ricircolo

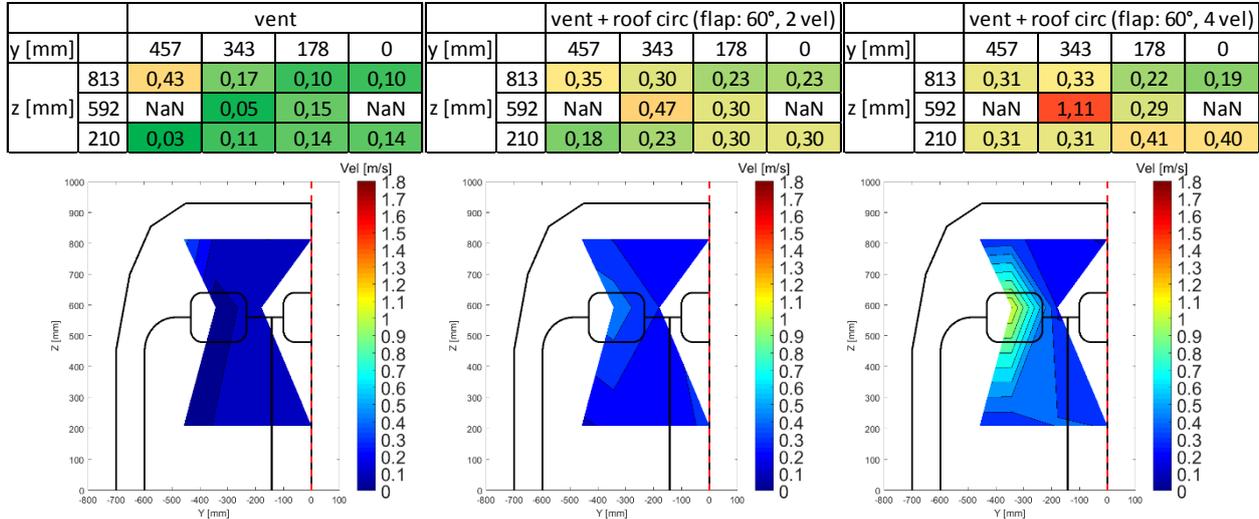


Figura 52: Tabelle e Distribuzioni di velocità in [m/s] rilevate in corrispondenza della seconda fila di sedili durante il terzo set di prove (in ricircolo, con l'HVAC in seconda velocità, prima in puro vent e poi con il Roof Circulator in funzione al variare dell'inclinazione del flap e della velocità del Roof Circulator)

HVAC Set Up: Tutto Freddo, Massima velocità, Ricircolo

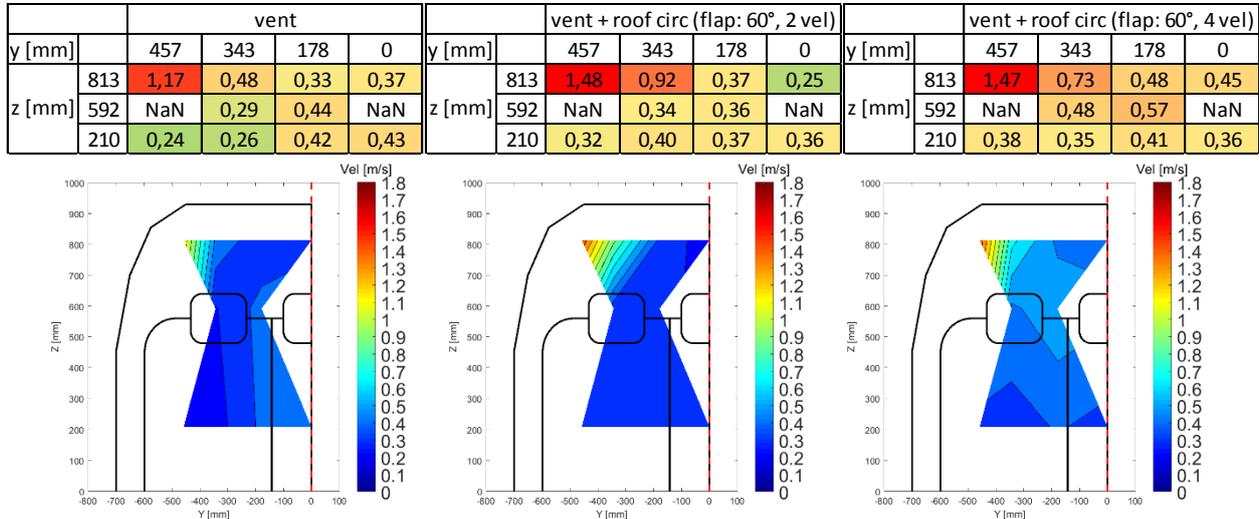


Figura 53: Tabelle e Distribuzioni di velocità in [m/s] rilevate in corrispondenza della seconda fila di sedili durante il terzo set di prove (in ricircolo, con l'HVAC in massima velocità, prima in puro vent e poi con il Roof Circulator in funzione al variare dell'inclinazione del flap e della velocità del Roof Circulator)

HVAC Set Up: Tutto Freddo, Seconda Velocità, Fresh

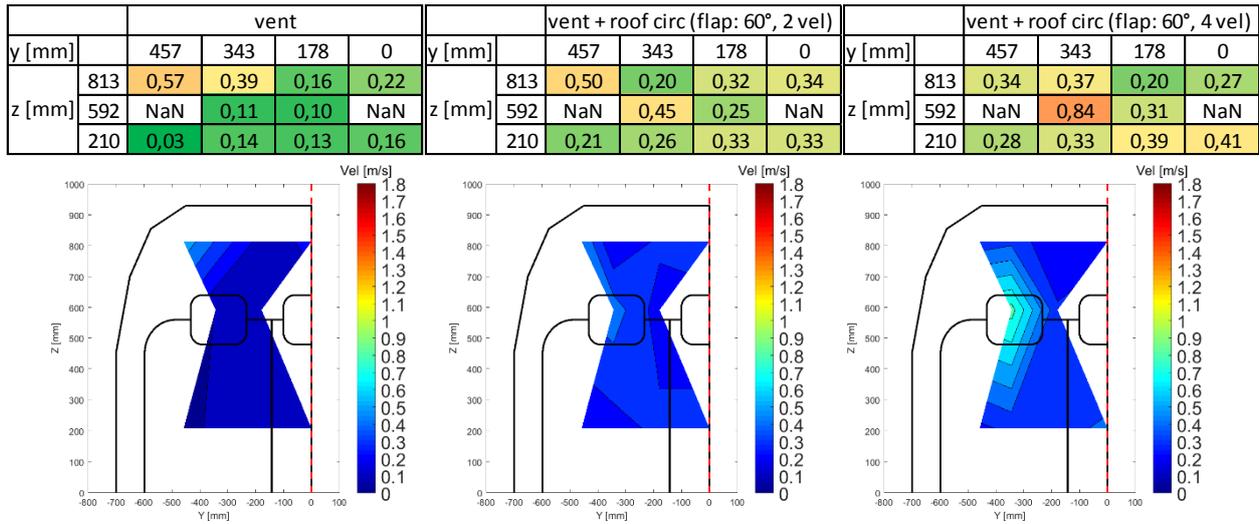


Figura 54: Tabelle e Distribuzioni di velocità in [m/s] rilevate in corrispondenza della seconda fila di sedili durante il terzo set di prove (in fresh, con l'HVAC in seconda velocità, prima in puro vent e poi con il Roof Circulator in funzione al variare dell'inclinazione del flap e della velocità del Roof Circulator)

HVAC Set Up: Tutto Freddo, Massima Velocità, Fresh

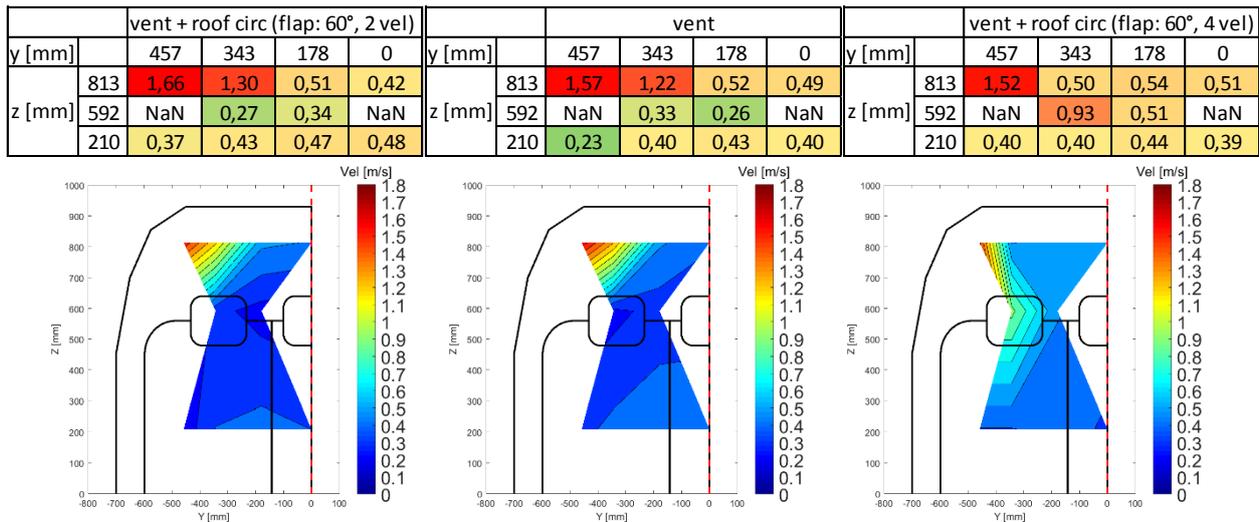


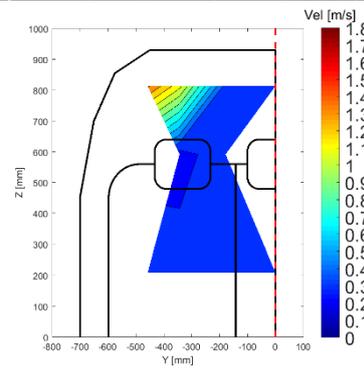
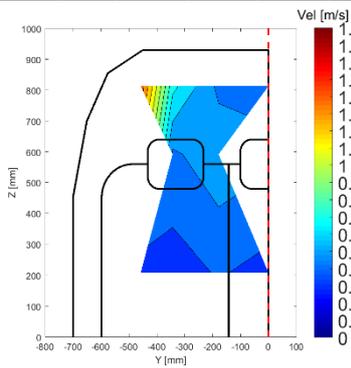
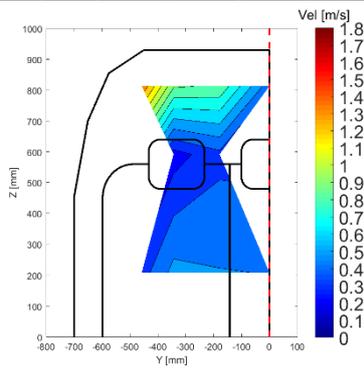
Figura 55: Tabelle e Distribuzioni di velocità in [m/s] rilevate in corrispondenza della seconda fila di sedili durante il terzo set di prove (in fresh, con l'HVAC in seconda velocità, prima in puro vent e poi con il Roof Circulator in funzione al variare dell'inclinazione del flap e della velocità del Roof Circulator)

6.3.3.4 QUARTO SET DI PROVE: INCLINAZIONI DEL FLAP

Si valuta la flessibilità del dispositivo e l'effetto generato dalla diversa inclinazione delle alette. In particolare si confrontano, in vent con il Roof Circulator in funzione e poi con il solo Roof Circulator in funzione, le distribuzioni di velocità ottenute inclinando le due alette del dispositivo con lo stesso angolo o con angoli diversi.

HVAC Set Up: Tutto freddo, Massima Velocità, Ricircolo, Vent + Roof Circulator (Massima Velocità)

		flap lat: 29° e flap cent: 29°						flap lat: 60° e flap cent: 60°						flap lat: 29° e flap cent: 60°			
y [mm]		457	343	178	0	y [mm]		457	343	178	0	y [mm]		457	343	178	0
z [mm]	813	1,39	0,91	0,88	0,44	z [mm]	813	1,47	0,73	0,48	0,45	z [mm]	813	1,42	1,13	0,35	0,35
	592	NaN	0,25	0,37	NaN		592	NaN	0,48	0,57	NaN		592	NaN	0,25	0,38	NaN
	210	0,35	0,53	0,50	0,50		210	0,38	0,35	0,41	0,36		210	0,37	0,36	0,33	0,32



		flap lat: 60° e flap cent: 29°			
y [mm]		457	343	178	0
z [mm]	813	1,37	1,37	1,22	0,48
	592	NaN	0,30	0,37	NaN
	210	0,42	0,52	0,59	0,67

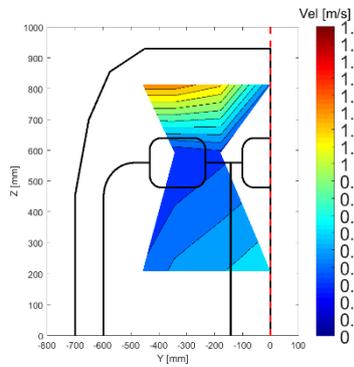
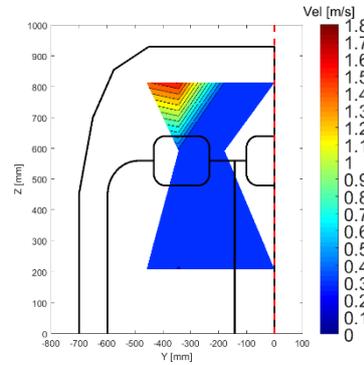
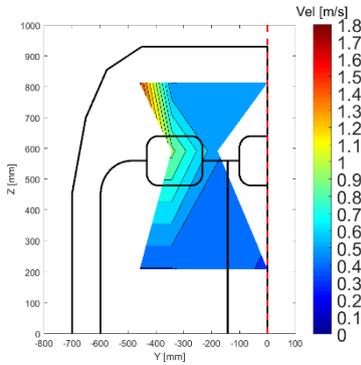
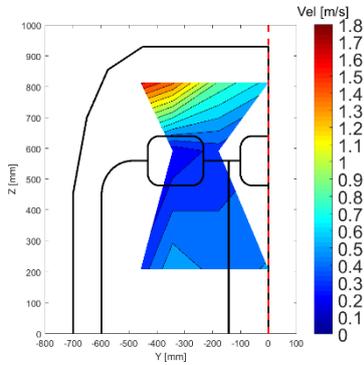


Figura 56: Tabelle e Distribuzioni di velocità in [m/s] rilevate in corrispondenza della seconda fila di sedili durante il quarto set di prove (in ricircolo, in vent con il Roof Circulator in funzione, al variare dell'inclinazione del flap laterale e del flap centrale)

HVAC Set Up: Tutto Freddo, Massima Velocità, Fresh, Vent + Roof Circulator (Massima Velocità)

		flap lat: 29° e flap cent: 29°						flap lat: 60° e flap cent: 60°						flap lat: 29° e flap cent: 60°			
y [mm]		457	343	178	0	y [mm]		457	343	178	0	y [mm]		457	343	178	0
z [mm]	813	1,62	1,42	0,88	0,66	813	1,52	0,50	0,54	0,51	813	1,48	1,61	0,38	0,31		
	592	NaN	0,21	0,34	NaN	592	NaN	0,93	0,51	NaN	592	NaN	0,36	0,37	NaN		
	210	0,34	0,58	0,45	0,51	210	0,40	0,40	0,44	0,39	210	0,32	0,30	0,33	0,33		



		flap lat: 60° e flap cent: 29°			
y [mm]		457	343	178	0
z [mm]	813	1,53	1,67	1,08	0,44
	592	NaN	0,25	0,29	NaN
	210	0,39	0,56	0,49	0,58

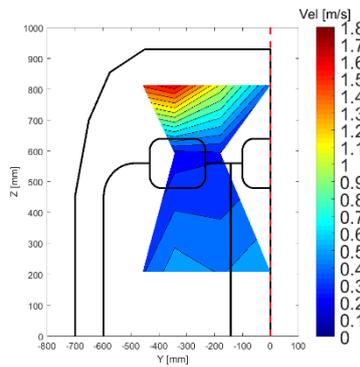
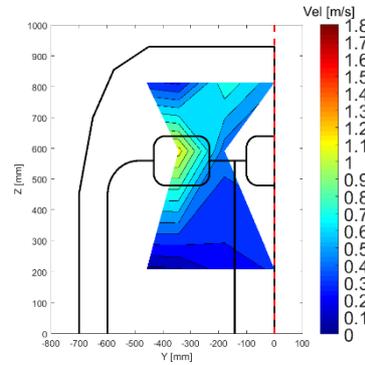
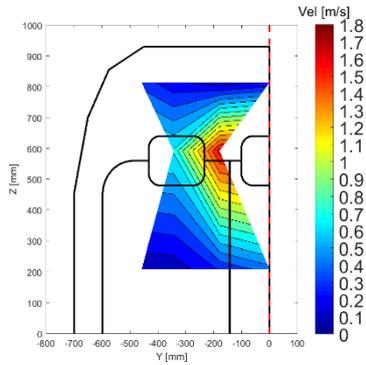
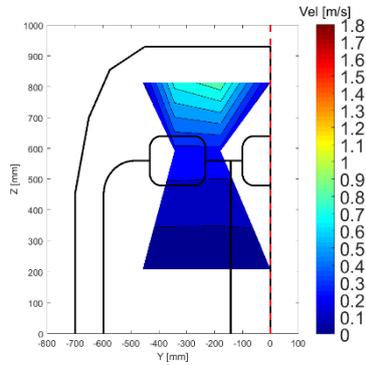


Figura 57: Tabelle e Distribuzioni di velocità in [m/s] rilevate in corrispondenza della seconda fila di sedili durante il quarto set di prove (in fresh, in vent con il Roof Circulator in funzione, al variare dell'inclinazione del flap laterale e del flap centrale)

HVAC Set Up: Tutto freddo, Massima Velocità, Ricircolo, Solo Roof circulator:

		flap lat: 29° e flap cent: 29°				flap lat: 48° e flap cent: 48°					flap lat: 48° e flap cent: 29°						
y [mm]		457	343	178	0	y [mm]		457	343	178	0	y [mm]		457	343	178	0
z [mm]	813	0,16	0,74	0,86	0,18	813	0,35	0,23	0,13	0,22	813	0,33	0,28	0,78	0,53		
	592	NaN	0,26	0,26	NaN	592	NaN	0,71	1,65	NaN	592	NaN	1,15	0,44	NaN		
	210	0,01	0,01	0,01	0,02	210	0,12	0,14	0,31	0,45	210	0,08	0,09	0,26	0,31		



		flap lat: 29° e flap cent: 48°			
y [mm]		457	343	178	0
z [mm]	813	0,25	1,58	0,37	0,57
	592	NaN	0,73	0,92	NaN
	210	0,13	0,13	0,20	0,33

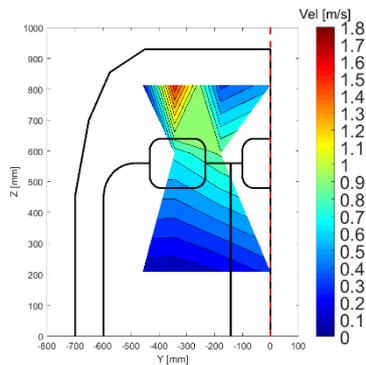


Figura 58: Tabelle e Distribuzioni di velocità in [m/s] rilevate in corrispondenza della seconda fila di sedili durante il quarto set di prove (in ricircolo, con il solo Roof Circulator in funzione, al variare dell'inclinazione del flap laterale e del flap centrale)

6.3.3.5 CONCLUSIONI

Confrontando i risultati del primo set di prove si osservano subito notevoli differenze, a parità di configurazione, tra le distribuzioni ottenute in ricircolo e quelle ottenute in presa aria esterna. Queste differenze risultano evidenti già in vent puro, senza il Roof Circulator.

		Vent				Vent + Roof Circ (flap: 0°)					Vent + Roof Circ (flap: 48°)						
y [mm]		457	343	178	0	y [mm]		457	343	178	0	y [mm]		457	343	178	0
z [mm]	813	1,17	0,48	0,33	0,37	813	1,34	0,88	0,54	0,54	813	1,31	1,33	0,86	0,37		
	592	NaN	0,29	0,44	NaN	592	NaN	0,23	0,33	NaN	592	NaN	0,33	0,57	NaN		
	210	0,24	0,26	0,42	0,43	210	0,33	0,50	0,47	0,48	210	0,43	0,55	0,59	0,63		

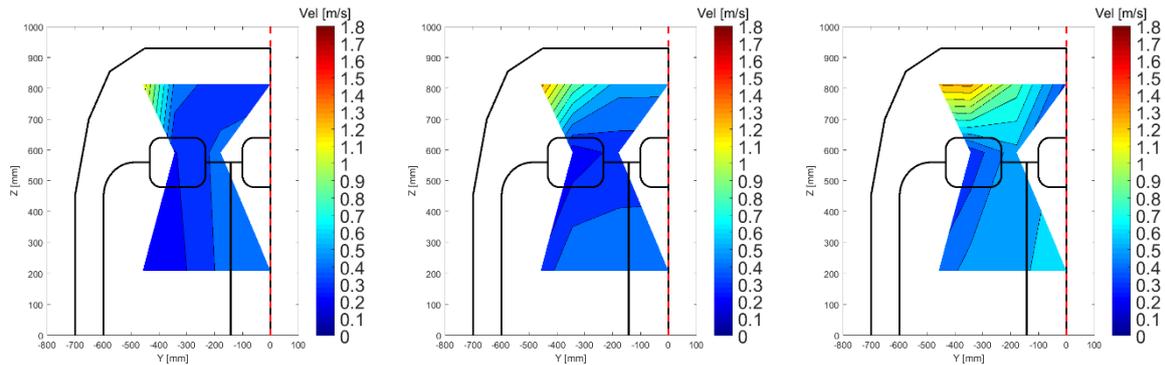


Figura 59: Tabelle e Distribuzioni di velocità in [m/s] rilevate in corrispondenza della seconda fila di sedili. in ricircolo, prima in vent puro e poi con il Roof Circulator al variare dell'inclinazione del flap)

		Vent				Vent + Roof Circ (flap: 0°)					Vent + Roof Circ (flap: 48°)						
y [mm]		457	343	178	0	y [mm]		457	343	178	0	y [mm]		457	343	178	0
z [mm]	813	1,57	1,22	0,52	0,49	813	1,61	1,23	0,46	0,70	813	1,63	1,67	1,01	0,40		
	592	NaN	0,33	0,26	NaN	592	NaN	0,18	0,58	NaN	592	NaN	0,27	0,33	NaN		
	210	0,23	0,40	0,43	0,40	210	0,25	0,47	0,41	0,44	210	0,41	0,53	0,56	0,64		

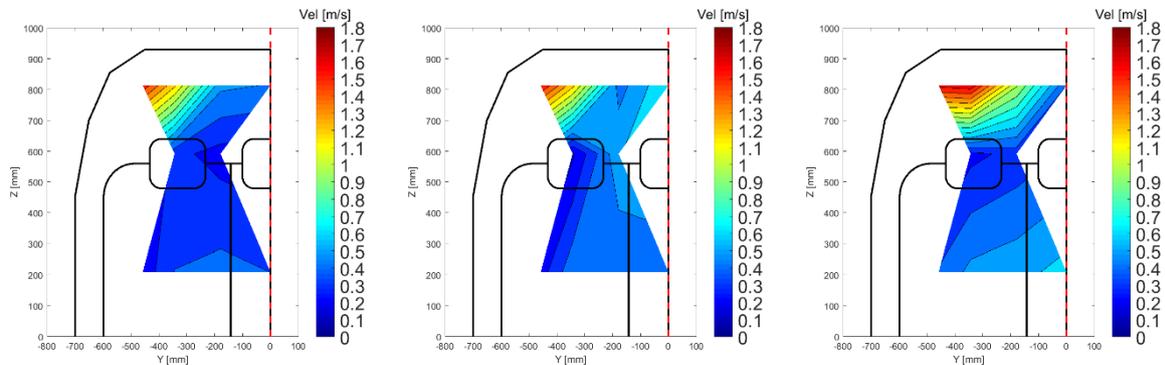


Figura 60: Tabelle e Distribuzioni di velocità in [m/s] rilevate in corrispondenza della seconda fila di sedili. in fresh, prima in vent puro e poi con il Roof Circulator al variare dell'inclinazione del flap)

Ad essere radicalmente diversa è infatti la circolazione dell'aria all'interno dell'abitacolo: in aria esterna le bocchette di estrazione sono situate nella parte posteriore dell'abitacolo, quindi l'aria è facilitata nel raggiungere la parte posteriore dell'abitacolo. In ricircolo invece l'aria è aspirata dalle bocchette al di sotto della plancia e fatica a raggiungere la parte posteriore dell'abitacolo.

Tendenzialmente in aria esterna si osservano velocità più elevate ad altezza testa, nella parte superiore dell'abitacolo.

Questo potrebbe indurre a pensare che in fresh l'HVAC riesca a trattare portate d'aria maggiori che in ricircolo. In realtà non è necessariamente così, solitamente in una vettura le portate maggiori vengono trattate in ricircolo perché sono minori le perdite di carico che il ventilatore deve vincere; è più facile

aspirare l'aria dall'interno dell'abitacolo piuttosto che dall'esterno. Molto dipende anche dalla posizione della portella di ricircolo. Per giungere ad una conclusione definitiva sono necessarie delle prove di misurazione delle portate.

Un'altra conclusione a cui si può giungere è che il funzionamento del Roof Circulator sia facilitato in aria esterna.

D'altra parte però si nota che, a parità di configurazione, il dispositivo è più vantaggioso in ricircolo piuttosto che in presa aria esterna. In ricircolo, per ciascuna configurazione si hanno i maggiori incrementi di velocità rispetto al vent puro. A titolo di esempio:

HVAC Set Up: Tutto Freddo, Massima Velocità, Ricircolo

		Vent						Vent + Roof Circ (flap: 48°)						Incrementi di velocità			
y [mm]		457	343	178	0	y [mm]		457	343	178	0	y [mm]		457	343	178	0
z [mm]	813	1,17	0,48	0,33	0,37	813	1,31	1,33	0,86	0,37	813	0,14	0,85	0,53	0,00		
	592	NaN	0,29	0,44	NaN	592	NaN	0,33	0,57	NaN	592	NaN	0,04	0,13	NaN		
	210	0,24	0,26	0,42	0,43	210	0,43	0,55	0,59	0,63	210	0,20	0,29	0,17	0,20		

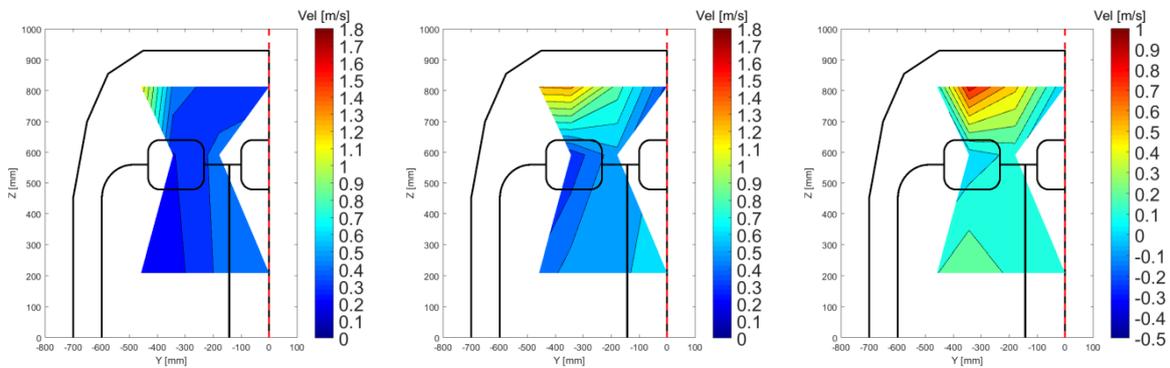


Figura 61: Confronto tra Tabelle e Distribuzioni di velocità in [m/s] rilevate in corrispondenza della seconda fila di sedili. In ricircolo, prima in vent puro e poi con il Roof Circulator in funzione con un'inclinazione del flap di 48°. A destra: tabella e mappa 2D degli incrementi di velocità in [m/s] tra le due configurazioni)

HVAC Set Up: Tutto Freddo, Massima Velocità, Fresh

		Vent						Vent + Roof Circ (flap: 48°)						Incrementi di velocità			
y [mm]		457	343	178	0	y [mm]		457	343	178	0	y [mm]		457	343	178	0
z [mm]	813	1,57	1,22	0,52	0,49	813	1,63	1,67	1,01	0,40	813	0,06	0,45	0,49	-0,09		
	592	NaN	0,33	0,26	NaN	592	NaN	0,27	0,33	NaN	592	NaN	-0,06	0,07	NaN		
	210	0,23	0,40	0,43	0,40	210	0,41	0,53	0,56	0,64	210	0,18	0,13	0,13	0,24		

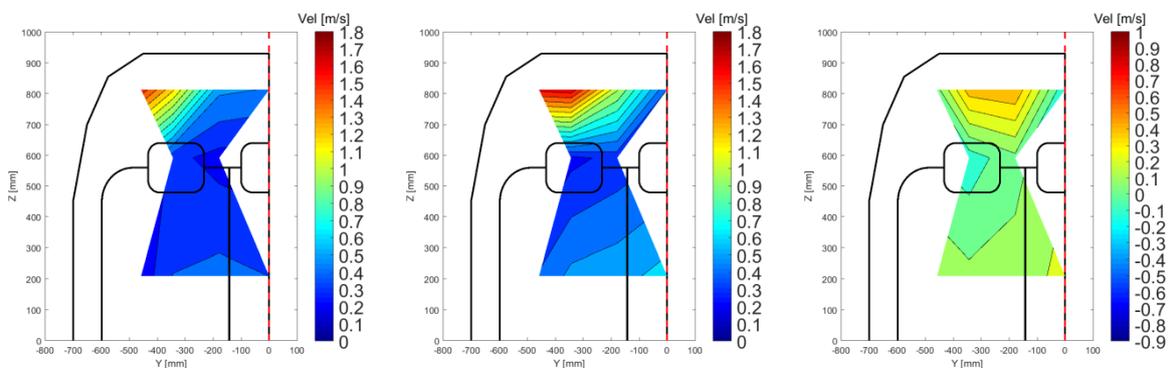


Figura 62: Confronto tra Tabelle e Distribuzioni di velocità in [m/s] rilevate in corrispondenza della seconda fila di sedili. In fresh, prima in vent puro e poi con il Roof Circulator in funzione con un'inclinazione del flap di 48°. A destra: tabella e mappa 2D degli incrementi di velocità in [m/s] tra le due configurazioni)

Complessivamente si può dire che il Roof Circulator in ricircolo aiuta ad avere una ventilazione più omogenea all'interno dell'abitacolo. E inclinando il flap non si fa altro che favorire questo effetto. In fresh l'aria tende a restare nella parte superiore dell'abitacolo, e anche inclinando il flap si fatica a farla scendere.

Concentrandosi sul secondo set di prove, risulta evidente come il Roof Circulator in assenza di ventilazione dalla plancia risulti sbilanciato. Si registrano maggiori velocità dell'aria verso la mezzeria dell'abitacolo, in corrispondenza delle fessure più vicine al ventilatore. Si può concludere che esca più aria dalle fessure centrali del dispositivo piuttosto che da quelle laterali probabilmente perché la pressione dell'aria è maggiore all'inizio dei condotti interni del dispositivo piuttosto che verso la fine.

		Solo Roof Circ (flap: 37°)						Solo Roof Circ (flap: 48°)						Solo Roof Circ (flap: 60°)			
y [mm]		457	343	178	0	y [mm]		457	343	178	0	y [mm]		457	343	178	0
z [mm]	813	0,16	0,63	1,13	0,32	z [mm]	813	0,35	0,23	0,14	0,23	z [mm]	813	0,23	0,26	0,27	0,25
	592	NaN	0,52	0,24	NaN		592	NaN	0,72	1,64	NaN		592	NaN	0,02	0,22	NaN
	210	0,16	0,20	0,26	0,25		210	0,11	0,14	0,30	0,47		210	0,14	0,41	0,68	0,68

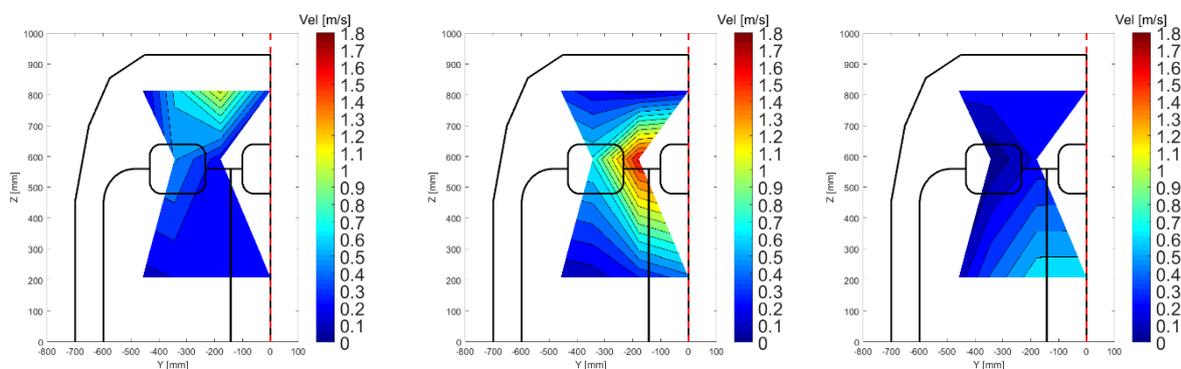


Figura 63: Confronto tra Tabelle e distribuzioni di velocità in [m/s] rilevate in corrispondenza della seconda fila di sedili, in vent con il Roof Circulator in funzione e con il flap inclinato con angoli compresi tra 40° e 60°

Inoltre, inclinando il flap, il getto d'aria emesso dal dispositivo si sposta piuttosto rapidamente da altezza testa ad altezza bacino. In soli 20° (da 40° a 60°) la distribuzione di velocità cambia radicalmente. Come facilmente intuibile, e già riscontrato nel set di prove precedenti, inclinare il flap oltre i 60° ha un effetto peggiorativo: il flap agisce come una sorta di barriera che impedisce la diffusione dell'aria nella parte posteriore dell'abitacolo.

Confrontando il secondo e il terzo set di prove risulta evidente come il solo Roof Circulator, alla massima velocità, permetta di ottenere una sensazione di ventilazione per la seconda fila certamente migliore di quella che si otterrebbe in VENT alla seconda velocità dell'HVAC e se non altro paragonabile a quella che si otterrebbe in VENT alla quarta velocità dell'HVAC.

		vent						vent						vent + roof circ (flap: 60°, 4 vel)			
y [mm]		457	343	178	0	y [mm]		457	343	178	0	y [mm]		457	343	178	0
z [mm]	813	0,43	0,17	0,10	0,10	z [mm]	813	1,17	0,48	0,33	0,37	z [mm]	813	0,31	0,33	0,22	0,19
	592	NaN	0,05	0,15	NaN		592	NaN	0,29	0,44	NaN		592	NaN	1,11	0,29	NaN
	210	0,03	0,11	0,14	0,14		210	0,24	0,26	0,42	0,43		210	0,31	0,31	0,41	0,40

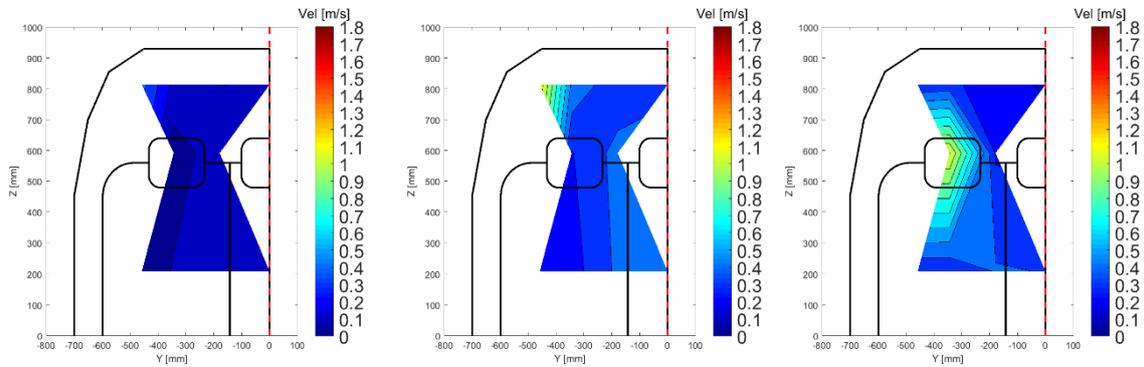


Figura 64: Confronto tra tabelle e distribuzioni di velocità in [m/s] rilevate in corrispondenza della seconda fila di sedili. A sinistra in puro vent alla seconda velocità dell’HVAC. In centro: in puro vent alla quarta velocità dell’HVAC. A destra: con il solo Roof Circulator con il flap inclinato a 48°

In quest’ottica il dispositivo risulterebbe utile in diverse situazioni:

- Nei veicoli con sistema di regolazione automatico, la velocità dell’HVAC (cioè il numero di giri dell’elettroventilatore) viene ridotta non appena l’abitacolo raggiunge le condizioni di regime. Il Roof Circulator può quindi essere utilizzato per mantenere un adeguata ventilazione per i passeggeri posteriori ed evitare di creare uno squilibrio in termini di comfort tra i passeggeri anteriori e i passeggeri delle file posteriori.
- Possibilità di funzionare a veicolo (appena) spento per mandare aria ancora fresca alla seconda fila in caso di necessità.
- Funzionamento in preconditioning: permette di ridurre la stratificazione termica all’interno dell’abitacolo e quindi di ridurre le temperature ad altezza teste.

Il quarto set di prove invece mette in evidenza la flessibilità del dispositivo. Il flap del Roof Circulator può essere regolato in modo da massimizzare il comfort dei passeggeri.

In vent, sembra comunque più efficace inclinare l'aletta laterale piuttosto che quella centrale; in questo modo si ottengono maggiori incrementi di velocità rispetto al puro vent e allo stesso tempo una distribuzione di velocità più omogenea. I valori di velocità elevati che si ottengono ad altezza teste possono portare notevoli benefici in termini di comfort durante le prove di Cool Down.

		flap lat: 60° e flap cent: 29°			
y [mm]		457	343	178	0
z [mm]	813	1,37	1,37	1,22	0,48
	592	NaN	0,30	0,37	NaN
	210	0,42	0,52	0,59	0,67

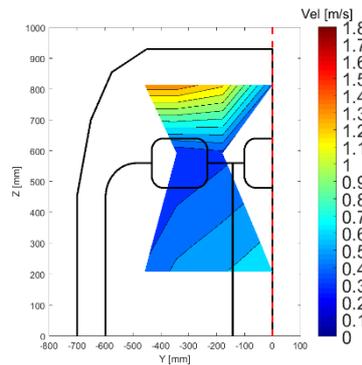


Figura 65: Tabella e Distribuzione di velocità in [m/s] rilevata in corrispondenza della seconda fila di sedili. In vent, con il Roof Circulator in funzione, con il flap laterale inclinato a 60° e con il flap centrale inclinato a 30°

In generale, in ricircolo, si può osservare che, per piccole inclinazioni del flap, minori di 40°, l'incremento di velocità generato dal Roof Circulator rispetto al puro vent è qualitativamente molto simile alla distribuzione di velocità che si ottiene in caso di funzionamento del solo Roof Circulator. È come se il contributo del Roof Circulator e della bocchetta laterale si sovrapponevano e valesse una sorta di "principio di sovrapposizione degli effetti".

		Vent + Roof Circ (flap: 33°)				Incrementi di velocità				Solo Roof Circ (flap: 33°)							
y [mm]		457	343	178	0	y [mm]		457	343	178	0	y [mm]		457	343	178	0
z [mm]	813	1,54	1,05	1,02	0,39	z [mm]	813	0,37	0,57	0,69	0,02	z [mm]	813	0,22	0,86	1,04	0,37
	592	NaN	0,27	0,39	NaN		592	NaN	-0,03	-0,05	NaN		592	NaN	0,09	0,26	NaN
	210	0,39	0,57	0,51	0,51		210	0,15	0,31	0,09	0,08		210	0,01	0,01	0,01	0,04

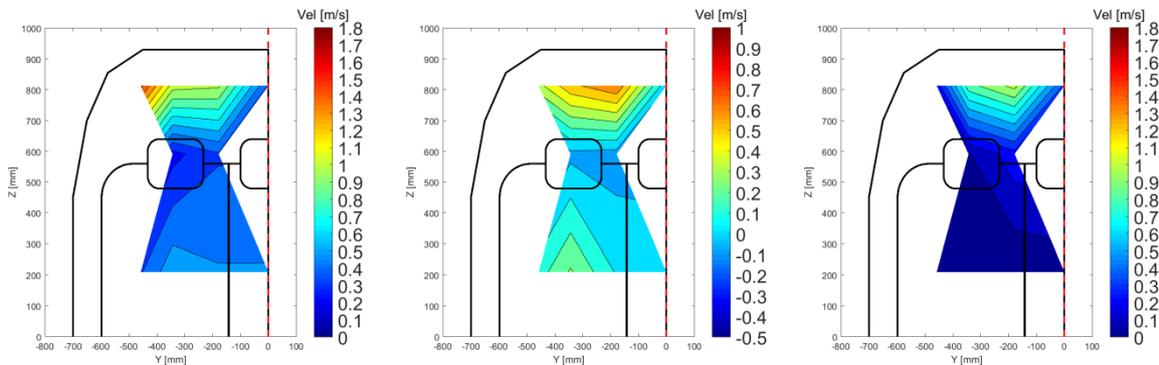


Figura 66: A sinistra: Tabella e distribuzione di velocità in [m/s] rilevata in ricircolo e in vent con Roof Circulator con flap inclinato a 33°. Al centro: tabella e incremento di velocità in [m/s] di questa configurazione rispetto al puro vent. A destra: Tabella e distribuzione di velocità in [m/s] rilevata in ricircolo con il solo Roof Circulator con flap inclinato a 33°

Per angoli maggiori di 40° invece è come se il getto d'aria del Roof Circulator venisse attratto e deviato da quello della bocchetta laterale. La spiegazione sta nel fatto che, quando il flap è poco inclinato, il getto d'aria emesso dal dispositivo è una sorta di lama d'aria: l'aria è più concentrata ed è sufficientemente veloce da mantenere la sua direzione.

		Vent + Roof Circ (flap: 48°)				Incrementi di velocità					Solo Roof Circ (flap: 48°)						
y [mm]		457	343	178	0	y [mm]		457	343	178	0	y [mm]		457	343	178	0
z [mm]	813	1,31	1,33	0,86	0,37	z [mm]	813	0,14	0,85	0,53	0,00	z [mm]	813	0,35	0,23	0,13	0,22
	592	NaN	0,33	0,57	NaN		592	NaN	0,04	0,13	NaN		592	NaN	0,71	1,65	NaN
	210	0,43	0,55	0,59	0,63		210	0,20	0,29	0,17	0,20		210	0,12	0,14	0,31	0,45

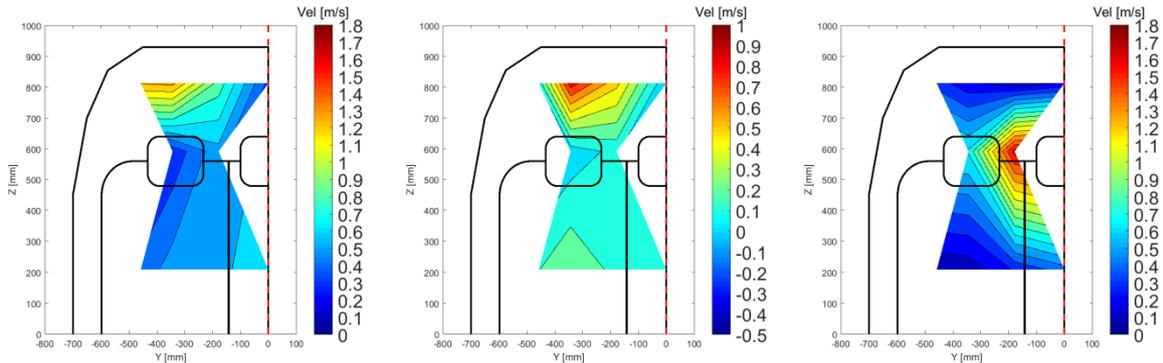


Figura 67: Tabella e distribuzione di velocità in [m/s] rilevata in ricircolo e in vent con Roof Circulator con flap inclinato a 48°. Al centro: tabella e incremento di velocità in [m/s] di questa configurazione rispetto al puro vent. A destra: Tabella e distribuzione di velocità in [m/s] rilevata in ricircolo con il solo Roof Circulator con flap inclinato a 48°

In presa aria esterna invece, l'influenza del getto della bocchetta laterale sul getto del Roof Circulator è minore, ed è evidente solo per inclinazioni maggiori di 60°.

		Vent + Roof Circ (flap: 37°)				Incrementi di velocità					Solo Roof Circ (flap: 37°)						
y [mm]		457	343	178	0	y [mm]		457	343	178	0	y [mm]		457	343	178	0
z [mm]	813	1,59	1,54	1,04	0,38	z [mm]	813	0,03	0,32	0,52	-0,11	z [mm]	813	0,16	0,63	1,13	0,32
	592	NaN	0,22	0,29	NaN		592	NaN	-0,11	0,02	NaN		592	NaN	0,52	0,24	NaN
	210	0,40	0,52	0,52	0,50		210	0,16	0,12	0,08	0,10		210	0,16	0,20	0,26	0,25

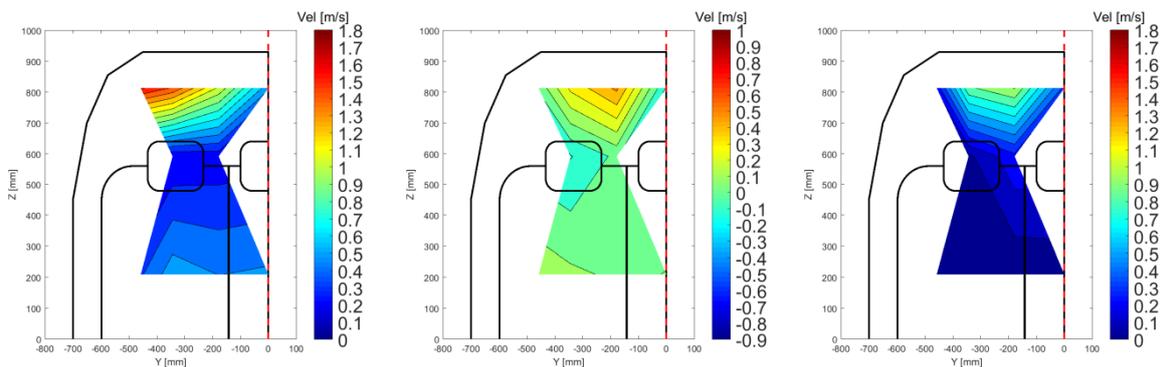


Figura 68: Tabella e distribuzione di velocità in [m/s] rilevata in fresh e in vent con Roof Circulator con flap inclinato a 37°. Al centro: tabella e incremento di velocità in [m/s] di questa configurazione rispetto al puro vent. A destra: Tabella e distribuzione di velocità in [m/s] rilevata in fresh con il solo Roof Circulator con flap inclinato a 37°

		Vent + Roof Circ (flap: 60°)				Incrementi di velocità				Solo Roof Circ (flap: 60°)							
y [mm]		457	343	178	0	y [mm]		457	343	178	0	y [mm]		457	343	178	0
z [mm]	813	1,52	0,50	0,54	0,51	z [mm]	813	-0,05	-0,72	0,02	0,02	z [mm]	813	0,23	0,26	0,27	0,25
	592	NaN	0,93	0,51	NaN		592	NaN	0,60	0,24	NaN		592	NaN	0,02	0,22	NaN
	210	0,40	0,40	0,44	0,39		210	0,16	-0,01	0,01	-0,01		210	0,14	0,41	0,68	0,68

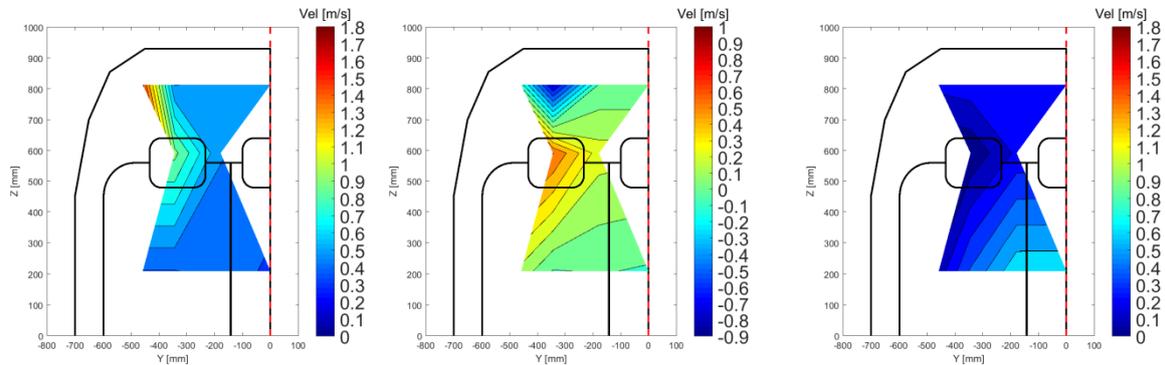


Figura 69: Tabella e distribuzione di velocità in [m/s] rilevata in fresh e in vent con Roof Circulator con flap inclinato a 60°. Al centro: tabella e incremento di velocità in [m/s] di questa configurazione rispetto al puro vent. A destra: Tabella e distribuzione di velocità in [m/s] rilevata in fresh con il solo Roof Circulator con flap inclinato a 60°

In fresh, il movimento dell'aria all'interno dell'abitacolo facilita l'aspirazione dell'aria dal Roof Circulator: l'aria tende a rimanere più in alto e a raggiungere la parte posteriore del veicolo. Il dispositivo riesce quindi ad imprimere una maggiore potenza all'aria, il getto d'aria del Roof Circulator è più veloce e quindi viene disturbato di meno dal getto della bocchetta laterale. Viceversa, in ricircolo, l'aria in uscita dalle bocchette viene richiamata dalle bocchette al di sotto della plancia, tende ad percorrere traiettorie più basse e l'aspirazione da parte del dispositivo diventa quindi più complicata. Il getto in uscita è meno veloce e di conseguenza viene deviato più facilmente dal getto della bocchetta.

Da specifica, le prove di Cool Down si svolgono in ricircolo. Si sceglie la configurazione che massimizza la sensazione di ventilazione rispetto al puro VENT.

		Vent			
y [mm]		457	343	178	0
z [mm]	813	1,17	0,48	0,33	0,37
	592	NaN	0,29	0,44	NaN
	210	0,24	0,26	0,42	0,43

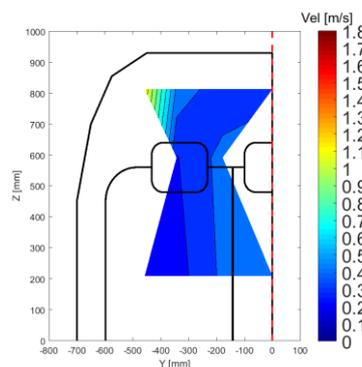


Figura 70: Tabella e Distribuzione di velocità in [m/s] rilevata in corrispondenza della seconda fila di sedili in puro vent.

Le configurazioni di maggiore interesse da valutare durante le prove di Cabin Cool Down sono due:

1. Vent + Roof Circulator (flap: 48°)

		Vent + Roof Circ (flap: 48°)				Incrementi di velocità				
y [mm]		457	343	178	0	y [mm]	457	343	178	0
z [mm]	813	1,31	1,33	0,86	0,37	813	0,14	0,85	0,53	0,00
	592	NaN	0,33	0,57	NaN	592	NaN	0,04	0,13	NaN
	210	0,43	0,55	0,59	0,63	210	0,20	0,29	0,17	0,20

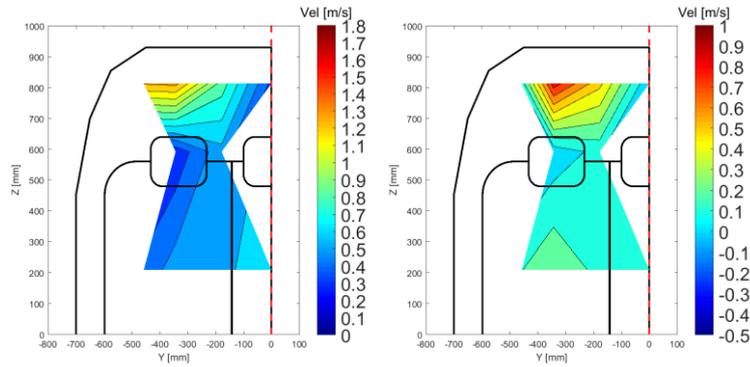


Figura 71: A sinistra: Tabella e Distribuzione di velocità in [m/s] rilevata in corrispondenza della seconda fila di sedili. In vent, con il Roof Circulator in funzione e con il flap inclinato a 48°. A destra: Tabella e mappa 2D degli incrementi di velocità [m/s] rispetto al puro vent

2. Vent + Roof Circulator (flap lat: 60° e flap cent: 29°)

		flap lat: 60° e flap cent: 29°				Incrementi di velocità				
y [mm]		457	343	178	0	y [mm]	457	343	178	0
z [mm]	813	1,37	1,37	1,22	0,48	813	0,20	0,90	0,89	0,11
	592	NaN	0,30	0,37	NaN	592	NaN	0,01	-0,06	NaN
	210	0,42	0,52	0,59	0,67	210	0,18	0,27	0,17	0,24

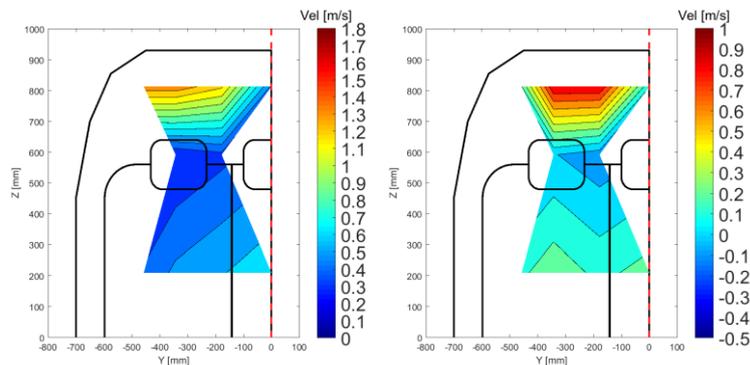


Figura 72: A sinistra: Tabella e Distribuzione di velocità in [m/s] rilevata in corrispondenza della seconda fila di sedili. In vent, con il Roof Circulator in funzione, con il flap laterale inclinato a 60° e con il flap centrale inclinato a 30°. A destra: Tabella e mappa 2D degli incrementi di velocità [m/s] rispetto al puro vent

6.3.4 SIMULAZIONE DI UN TRANSITORIO IN ABITACOLO

Sulla griglia sulla quale sono stati installati i 10 sensori F550 2-B-4 della Degree°C vengono installate anche 10 termocoppie. L'obiettivo della prova è quello di valutare l'affidabilità delle misure di temperatura fornite dagli NTC dei sensori F550 e quindi la necessità di fissare sulle griglie anche 10 termocoppie. Si valuta quindi la velocità di risposta e lo scarto tra le misure di temperatura ottenute dalle termocoppie e le misure di temperatura ottenute dai sensori F550, che funzionano come termistori NTC. Si lavora quindi in regimi transitori.

La prova è costituita da 4 fasi:

1. Veicolo spento, Tutto freddo, massima velocità, vent, fresh
2. Veicolo acceso, Tutto caldo (funziona solo la massa radiante non il PTC), massima velocità, fresh
3. Veicolo acceso, climatizzazione accesa, Tutto freddo, massima velocità, vent, fresh
4. Veicolo acceso, climatizzazione accesa, Tutto freddo, massima velocità, vent, RIC

Si parte quindi da una condizione stazionaria all'interno dell'abitacolo; dopodiché l'intenzione è quella di aumentare significativamente le temperature. Si accende quindi il veicolo, di modo che la massa radiante dell'HVAC possa funzionare. Quando le temperature raggiungono i 35°C si cambia configurazione e si accende la climatizzazione in modo da ottenere una brusca diminuzione delle temperature. Quando le temperature sono quasi stabili si passa da presa aria esterna a ricircolo in modo da ottenere una ulteriore diminuzione delle temperature. Complessivamente si può dire che la prova simula, anche se con transitori molto meno marcati, quello che avviene durante una prova di Cabin Cool Down.

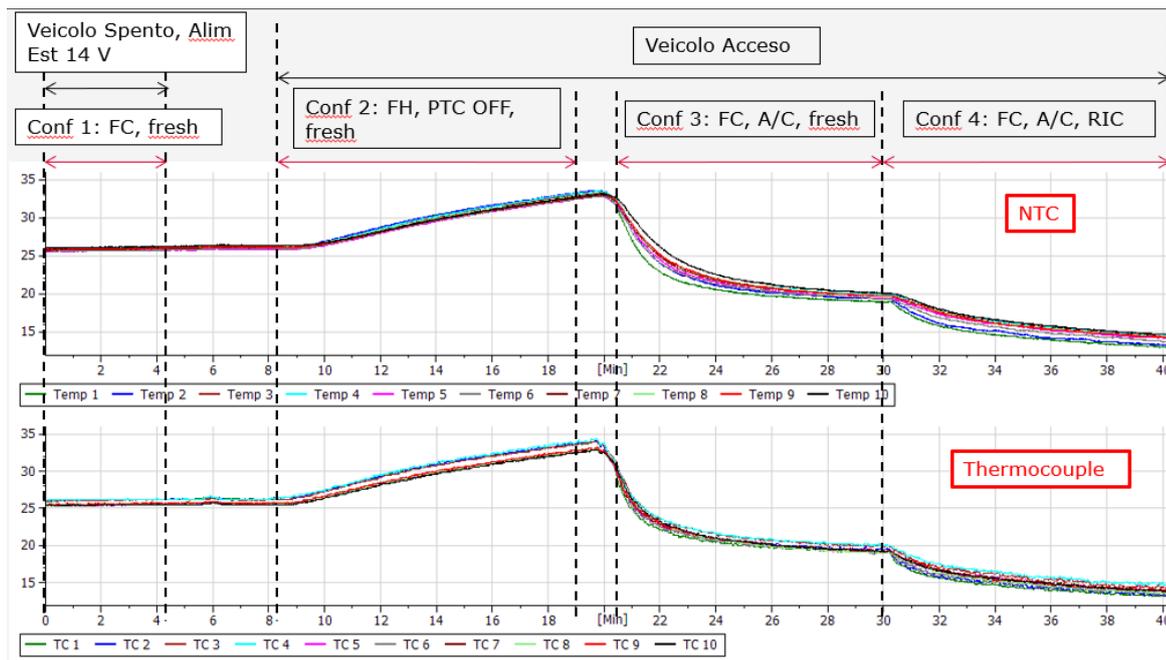


Figura 73: Confronto tra l'andamento temporale delle temperature misurate da NTC e termocoppie durante la prova di transitorio

$$ErrorT_i = Temp_i - TC_i$$

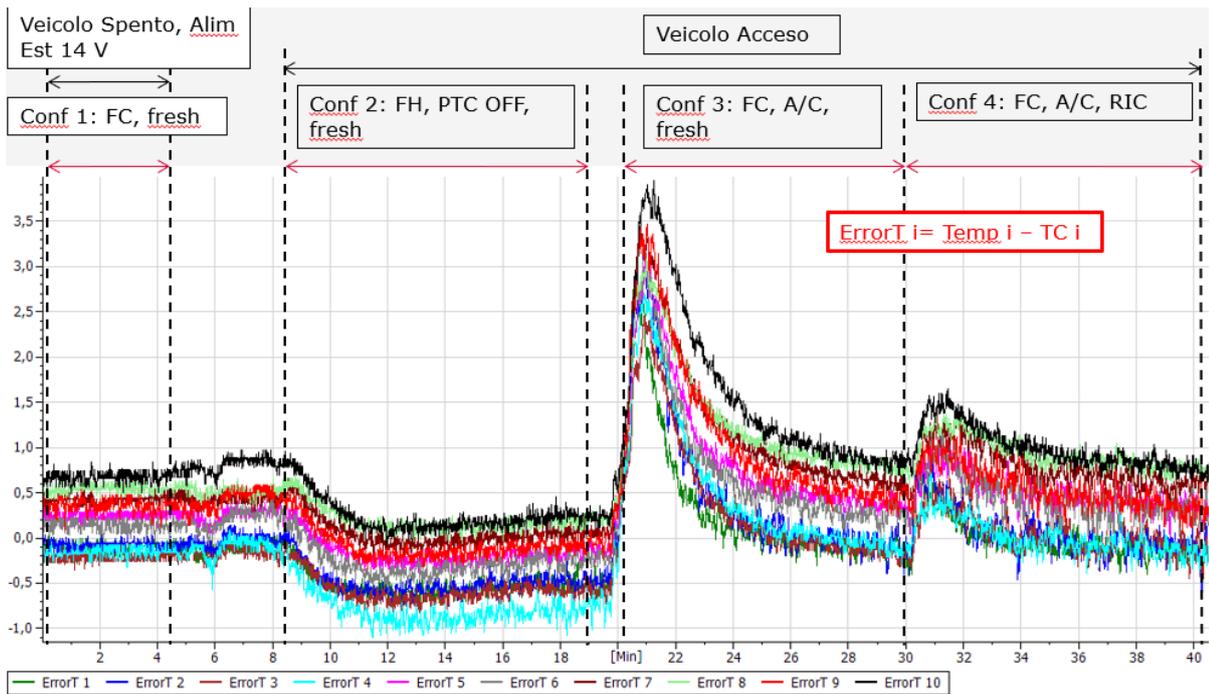


Figura 74: Andamento temporale dell'errore tra NTC e termocoppie durante la prova di transitorio

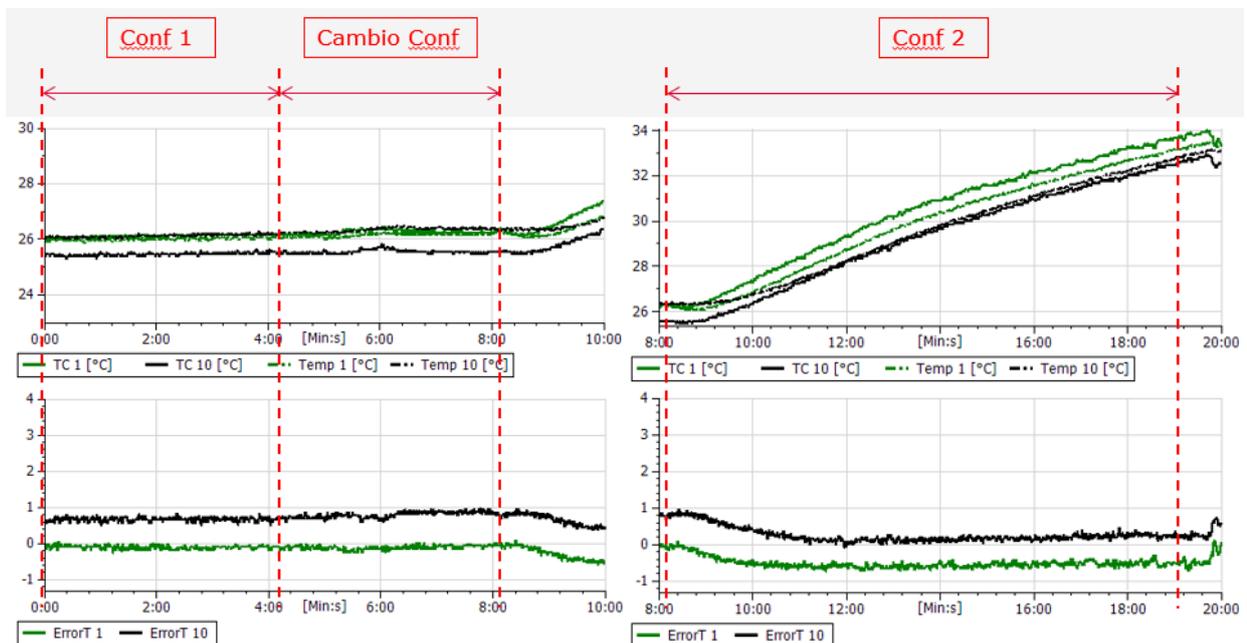


Figura 75: in alto: confronto tra le temperature rilevate dalle termocoppie 1 e 10 e le temperature rilevate dagli NTC 1 e 10, nelle configurazioni 1 e 2. In basso: confronto tra gli errori tra termocoppie e NTC nelle posizioni 1 e 10 per le configurazioni 1 e 2

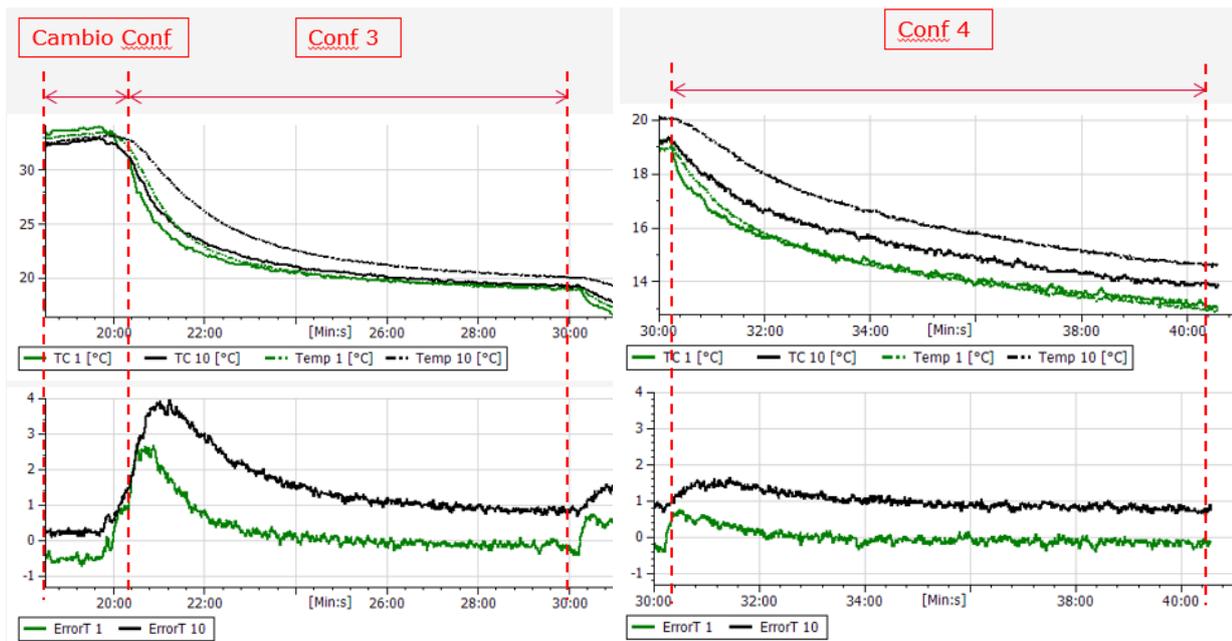


Figura 76: in alto: confronto tra le temperature rilevate dalle termocoppie 1 e 10 e le temperature rilevate dagli NTC 1 e 10, nelle configurazioni 3 e 4. In basso: confronto tra gli errori tra termocoppie e NTC nelle posizioni 1 e 10 per le configurazioni 3 e 4

I grafici precedenti rappresentano l'andamento temporale delle temperature registrate dai sensori F550 1 e 10 e dalle termocoppie 1 e 10. Le posizioni 1 e 10 della griglia sono rispettivamente quelle in cui passa più aria e quella in cui passa meno aria. Già in queste condizioni risulta evidente che all'inizio della terza e della quarta fase, cioè quando si hanno i transitori più spinti, lo scarto tra le misure risulta rilevante. In particolare, all'inizio della terza fase, l'errore assoluto del sensore 10 raggiunge i 4°C mentre il ritardo nella risposta si aggira sui due minuti. Nel caso della posizione 1 si può notare che, dopo un certo tempo, l'errore tende ad annullarsi o comunque è trascurabile; nel caso della posizione 10 invece l'errore si stabilizza ma non si annulla mai, segno che la termocoppia e l'NTC registrano sempre un valore diverso. Sembra quindi necessaria la presenza delle termocoppie sulle griglie durante le prove di Cool Down.

6.3.5 TERZA FILA DI SEDILI

6.3.5.1 RILIEVI PRELIMINARI DI VELOCITÀ IN ABITACOLO

Si tratta di prove che servono per stabilire l'esatta posizione dei sensori sulla griglia. Per avere un ordine di grandezza delle velocità dell'aria che si registrano in corrispondenza della griglia della terza fila, si utilizza un anemometro a filo caldo a bacchetta. Le distribuzioni di velocità più accurate saranno ottenute con i 10 sensori F550 in modo analogo a quanto fatto per la seconda fila.

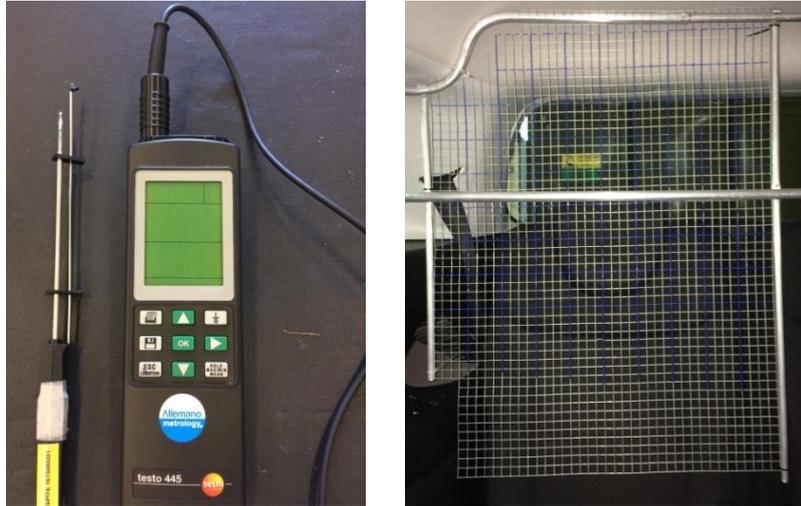


Figura 77: A sinistra: anemometro a filo caldo a bacchetta. A destra: Griglia della terza fila di sedili non allestita

Il primo passo è stato quello di misurare le velocità nella configurazione che sicuramente garantisce le velocità maggiori nella parte superiore della griglia, ovvero la configurazione con un'inclinazione di 0° gradi del flap.

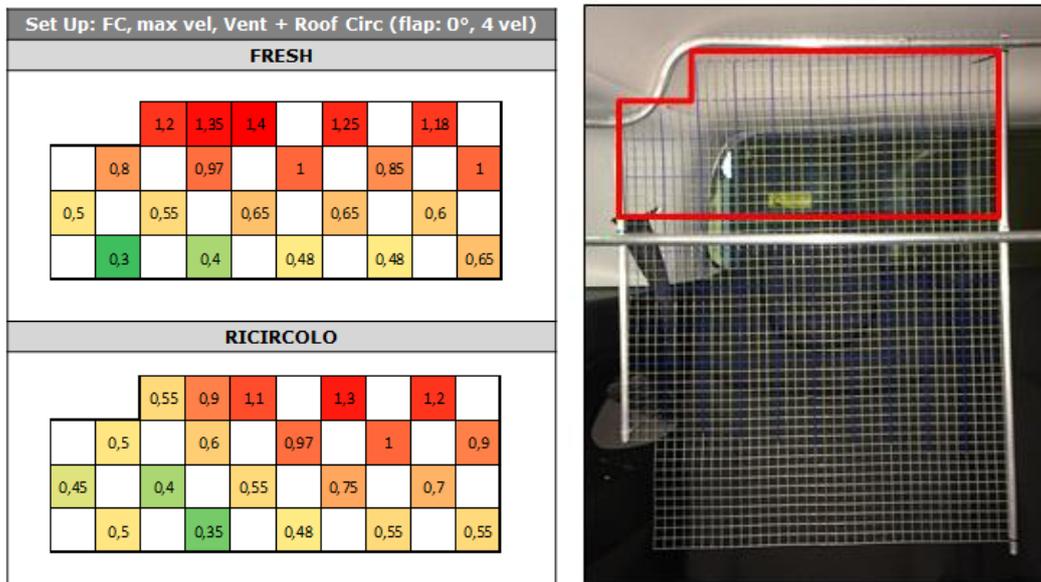


Figura 78: velocità in [m/s] rilevate nel riquadro della griglia della terza fila di sedili nella configurazione vent + Roof Circulator con flap inclinato a 0°

Successivamente si è misurata la velocità nella configurazione che garantisce una distribuzione dell'aria più diffusa e omogenea, ovvero la configurazione con il flap del Roof Circulator inclinato di 48°, in modo da valutare quanta aria sia in grado di scendere lungo i sedili della terza fila.

Alla luce di questi risultati si può concludere che il posizionamento più efficiente dei sensori sulla griglia è il seguente:



Figura 81: Griglia della terza fila di sedili allestita con 10 anemometri a filo caldo

Tabella 2: Disposizione dei sensori sulla griglia della terza fila

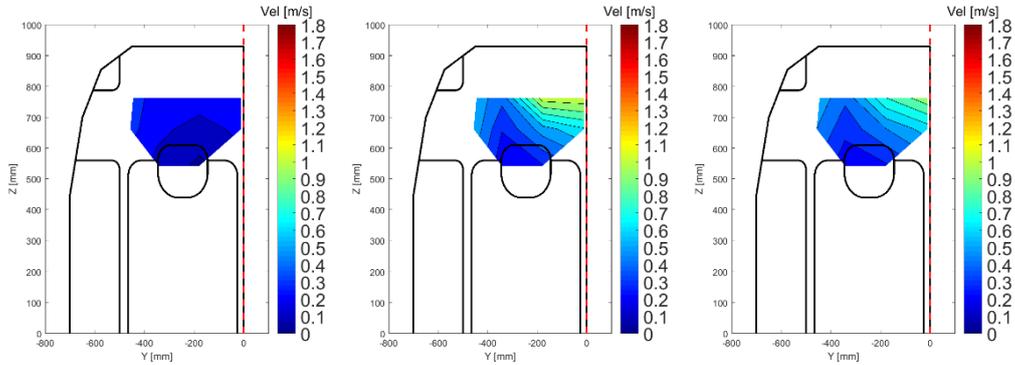
Legenda					
I fila: y [mm]		445	343	178	10
II fila: y [mm]		457	343	178	10
z [mm]	763	sens 1	sens 2	sens 3	sens 4
	662	sens 8	sens 7	sens 6	sens 5
	543	X	sens 9	sens 10	X

Si è deciso di non disporre i sensori troppo in alto, in prossimità dell'imperiale dell'abitacolo, perché le velocità che si registrerebbero avrebbero una scarsa influenza sul comfort dei passeggeri. In quell'area, getti d'aria, pur consistenti, non colpirebbero neanche le teste dei passeggeri e risulterebbero irrilevanti. Lo spazio occupabile dai passeggeri nella terza fila è infatti piuttosto limitato e adatto principalmente per bambini.

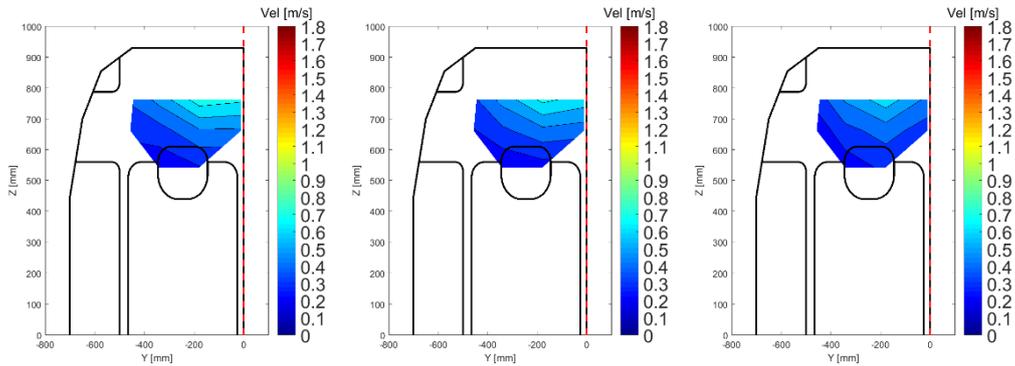
6.3.5.2 PRIMO SET DI PROVE: VENT E ROOF CIRCULATOR

Si determinano le distribuzioni di velocità sulla terza fila, sia in ricircolo che in fresh, quando sia il gruppo che il Roof Circulator sono in funzione e si valuta l'effetto delle diverse inclinazioni del flap. Ricircolo:

vent					vent + Roof Circ (flap: 0°)					vent + Roof Circ (flap: 29°)							
I fila: y [mm]	445	343	178	10	I fila: y [mm]	445	343	178	10	I fila: y [mm]	445	343	178	10			
II fila: y [mm]	457	343	178	10	II fila: y [mm]	457	343	178	10	II fila: y [mm]	457	343	178	10			
z [mm]	763	0,35	0,24	0,26	0,28	z [mm]	763	0,56	0,43	1,05	1,07	z [mm]	763	0,56	0,42	0,80	0,97
	662	0,33	0,23	0,15	0,23		662	0,57	0,31	0,55	0,69		662	0,50	0,33	0,50	0,65
	543	NaN	0,16	0,08	NaN		543	NaN	0,23	0,29	NaN		543	NaN	0,23	0,28	NaN



vent + Roof Circ (flap: 33°)					vent + Roof Circ (flap: 37°)					vent + Roof Circ (flap: 48°)							
I fila: y [mm]	445	343	178	10	I fila: y [mm]	445	343	178	10	I fila: y [mm]	445	343	178	10			
II fila: y [mm]	457	343	178	10	II fila: y [mm]	457	343	178	10	II fila: y [mm]	457	343	178	10			
z [mm]	763	0,42	0,53	0,76	0,72	z [mm]	763	0,40	0,53	0,73	0,65	z [mm]	763	0,36	0,51	0,66	0,47
	662	0,34	0,35	0,49	0,48		662	0,29	0,38	0,47	0,44		662	0,23	0,37	0,44	0,35
	543	NaN	0,23	0,29	NaN		543	NaN	0,21	0,25	NaN		543	NaN	0,24	0,32	NaN



vent + Roof Circ (flap: 60°)					vent + Roof Circ (flap: 90°)						
I fila: y [mm]	445	343	178	10	I fila: y [mm]	445	343	178	10		
II fila: y [mm]	457	343	178	10	II fila: y [mm]	457	343	178	10		
z [mm]	763	0,66	0,66	0,47	0,33	z [mm]	763	0,95	0,70	0,39	0,25
	662	0,34	0,36	0,23	0,21		662	0,64	0,46	0,19	0,05
	543	NaN	0,15	0,14	NaN		543	NaN	0,28	0,06	NaN

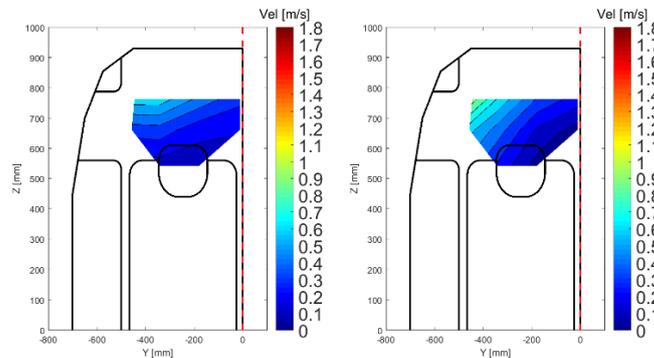
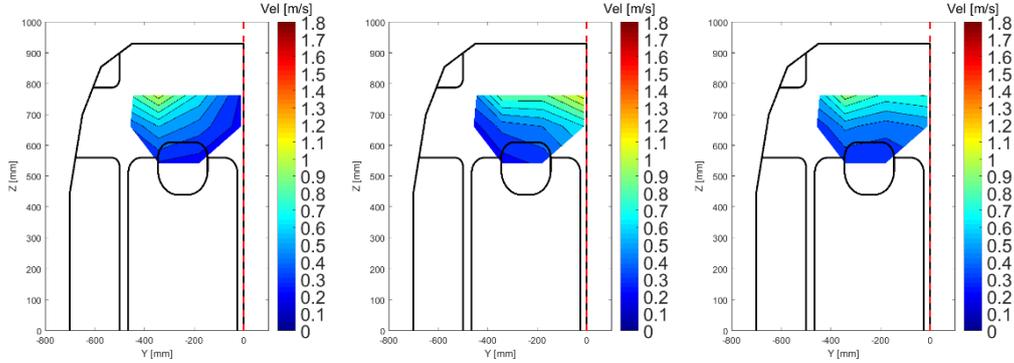


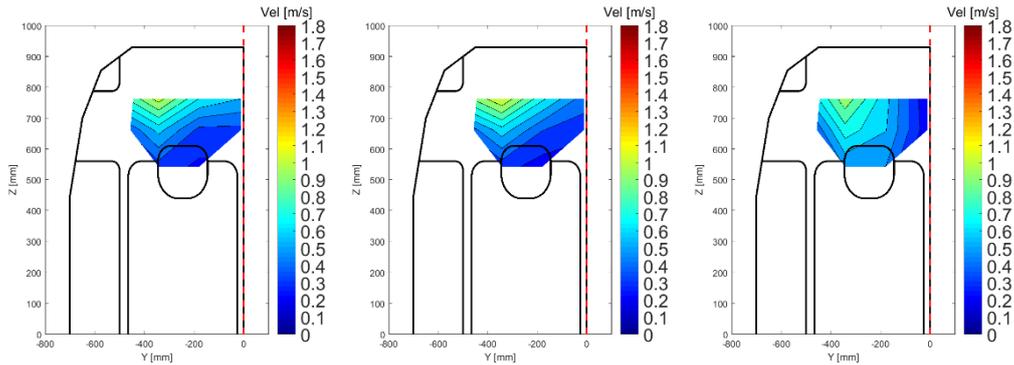
Figura 82: Tabelle e distribuzioni di velocità in [m/s] rilevate in corrispondenza della terza fila di sedili durante il primo set di prove. In ricircolo, prima in puro vent, poi con il Roof Circulator al variare dell'inclinazione del flap

Fresh:

		vent				vent + Roof Circ (flap: 0°)				vent + Roof Circ (flap: 29°)							
I fila: y [mm]		445	343	178	10	I fila: y [mm]	445	343	178	10	I fila: y [mm]	445	343	178	10		
II fila: y [mm]		457	343	178	10	II fila: y [mm]	457	343	178	10	II fila: y [mm]	457	343	178	10		
z [mm]	763	0,82	1,05	0,67	0,28	z [mm]	763	0,51	0,87	0,87	1,15	z [mm]	763	0,63	0,96	0,76	0,81
	662	0,41	0,60	0,45	0,26		662	0,26	0,43	0,50	0,70		662	0,33	0,53	0,44	0,52
	543	NaN	0,29	0,25	NaN		543	NaN	0,24	0,33	NaN		543	NaN	0,31	0,31	NaN



		vent + Roof Circ (flap: 33°)				vent + Roof Circ (flap: 37°)				vent + Roof Circ (flap: 48°)							
I fila: y [mm]		445	343	178	10	I fila: y [mm]	445	343	178	10	I fila: y [mm]	445	343	178	10		
II fila: y [mm]		457	343	178	10	II fila: y [mm]	457	343	178	10	II fila: y [mm]	457	343	178	10		
z [mm]	763	0,85	1,05	0,69	0,60	z [mm]	763	0,93	1,10	0,72	0,45	z [mm]	763	0,72	0,97	0,63	0,21
	662	0,43	0,64	0,37	0,37		662	0,47	0,66	0,40	0,35		662	0,43	0,76	0,60	0,23
	543	NaN	0,35	0,28	NaN		543	NaN	0,34	0,25	NaN		543	NaN	0,51	0,50	NaN



		vent + Roof Circ (flap: 60°)				vent + Roof Circ (flap: 90°)					
I fila: y [mm]		445	343	178	10	I fila: y [mm]	445	343	178	10	
II fila: y [mm]		457	343	178	10	II fila: y [mm]	457	343	178	10	
z [mm]	763	0,89	0,78	0,43	0,23	z [mm]	763	1,15	0,82	0,43	0,22
	662	0,69	0,60	0,26	0,17		662	0,66	0,51	0,25	0,14
	543	NaN	0,36	0,18	NaN		543	NaN	0,30	0,13	NaN

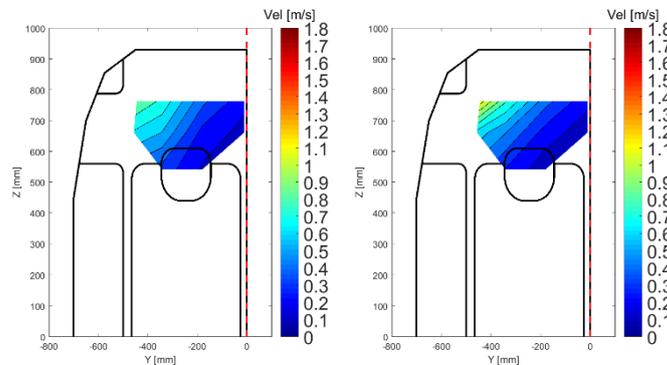


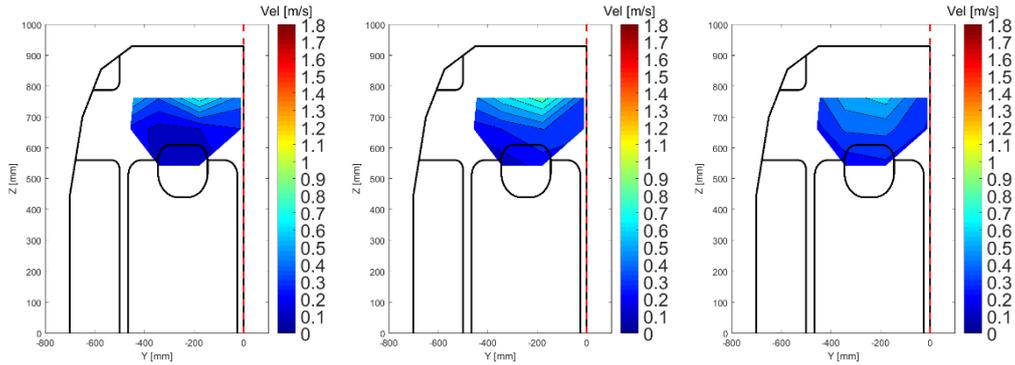
Figura 83: Tabelle e distribuzioni di velocità in [m/s] rilevate in corrispondenza della terza fila di sedili durante il primo set di prove. In fresh, prima in puro vent, poi con il Roof Circulator al variare dell'inclinazione del flap

6.3.5.3 SECONDO SET DI PROVE: SOLO ROOF CIRCULATOR

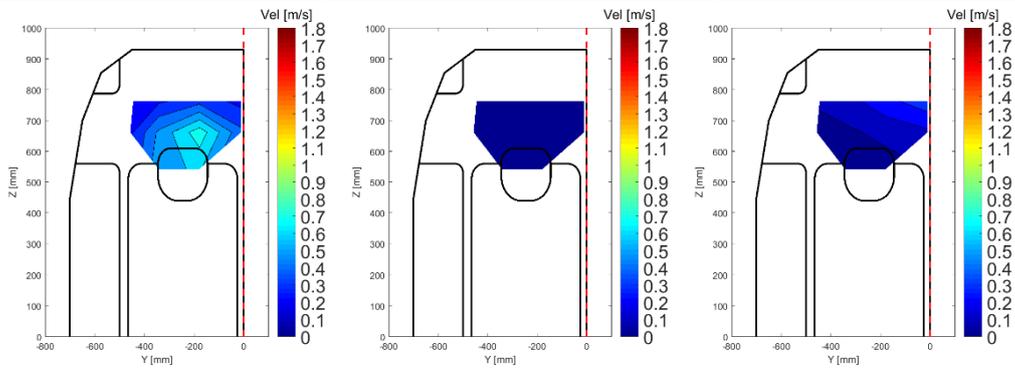
Si determinano le distribuzioni di velocità sulla terza fila di sedili quando il solo Roof Circulator è in funzione, senza il contributo delle bocchette di ventilazione. Si valuta inoltre l'effetto delle diverse inclinazione del flap sul campo di velocità.

Ricircolo:

solo Roof Circ (flap: 0°)					solo Roof Circ (flap: 29°)					solo Roof Circ (flap: 33°)							
I fila: y [mm]	445	343	178	10	I fila: y [mm]	445	343	178	10	I fila: y [mm]	445	343	178	10			
II fila: y [mm]	457	343	178	10	II fila: y [mm]	457	343	178	10	II fila: y [mm]	457	343	178	10			
z [mm]	763	0,60	0,41	0,77	0,45	z [mm]	763	0,49	0,66	0,87	0,39	z [mm]	763	0,39	0,55	0,65	0,32
	662	0,26	0,16	0,20	0,30		662	0,24	0,30	0,40	0,35		662	0,26	0,42	0,43	0,29
	543	NaN	0,17	0,15	NaN		543	NaN	0,13	0,24	NaN		543	NaN	0,23	0,27	NaN



solo Roof Circ (flap: 37°)					solo Roof Circ (flap: 48°)					solo Roof Circ (flap: 60°)							
I fila: y [mm]	445	343	178	10	I fila: y [mm]	445	343	178	10	I fila: y [mm]	445	343	178	10			
II fila: y [mm]	457	343	178	10	II fila: y [mm]	457	343	178	10	II fila: y [mm]	457	343	178	10			
z [mm]	763	0,28	0,28	0,36	0,27	z [mm]	763	0,12	0,16	0,27	0,36	z [mm]	763	0,01	0,01	0,01	0,01
	662	0,27	0,52	0,76	0,42		662	0,04	0,08	0,13	0,18		662	0,01	0,01	0,01	0,01
	543	NaN	0,57	0,62	NaN		543	NaN	0,08	0,05	NaN		543	NaN	0,01	0,01	NaN



		solo Roof Circ (flap: 90°)			
I fila: y [mm]		445	343	178	10
II fila: y [mm]		457	343	178	10
z [mm]	763	0,22	0,09	0,03	0,01
	662	0,13	0,02	0,01	0,01
	543	NaN	0,01	0,01	NaN

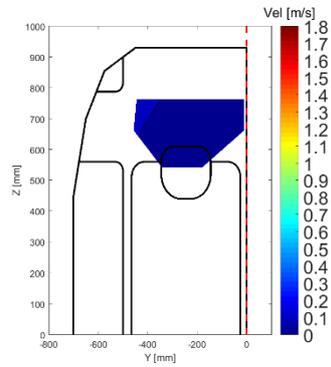
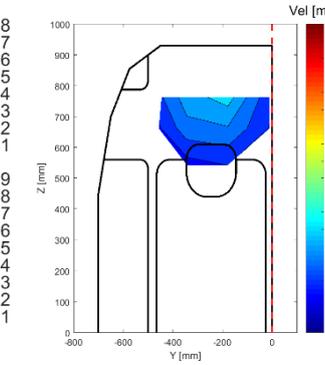
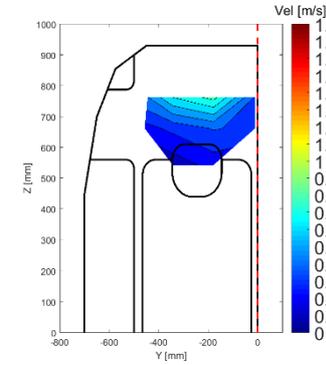
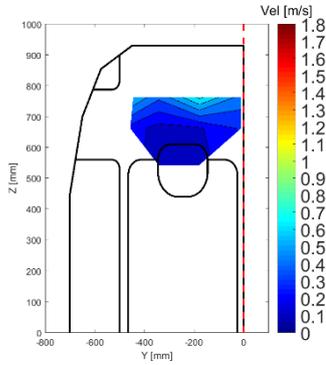


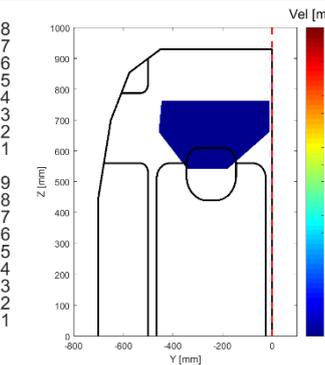
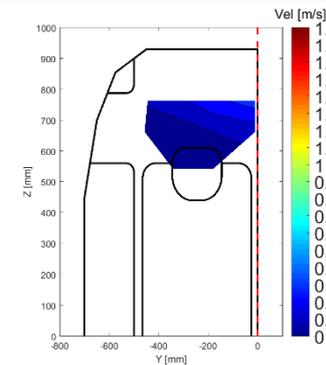
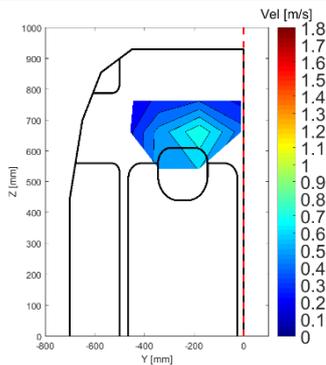
Figura 84: Tabelle e distribuzioni di velocità in [m/s] rilevate in corrispondenza della terza fila di sedili durante il secondo set di prove. In ricircolo, con il solo Roof Circulator in funzione al variare dell'inclinazione del flap

Fresh:

solo Roof Circ (flap: 0°)					solo Roof Circ (flap: 29°)					solo Roof Circ (flap: 33°)					
I fila: y [mm]	445	343	178	10	I fila: y [mm]	445	343	178	10	I fila: y [mm]	445	343	178	10	
II fila: y [mm]	457	343	178	10	II fila: y [mm]	457	343	178	10	II fila: y [mm]	457	343	178	10	
z [mm]	763	0,60	0,42	0,72	0,46	763	0,49	0,70	0,84	0,39	763	0,39	0,56	0,64	0,32
	662	0,26	0,16	0,19	0,31	662	0,26	0,33	0,41	0,37	662	0,28	0,46	0,49	0,30
	543	NaN	0,15	0,16	NaN	543	NaN	0,14	0,24	NaN	543	NaN	0,26	0,30	NaN



solo Roof Circ (flap: 37°)					solo Roof Circ (flap: 48°)					solo Roof Circ (flap: 60°)					
I fila: y [mm]	445	343	178	10	I fila: y [mm]	445	343	178	10	I fila: y [mm]	445	343	178	10	
II fila: y [mm]	457	343	178	10	II fila: y [mm]	457	343	178	10	II fila: y [mm]	457	343	178	10	
z [mm]	763	0,27	0,31	0,40	0,27	763	0,12	0,16	0,27	0,35	763	0,01	0,01	0,01	0,01
	662	0,28	0,54	0,79	0,45	662	0,02	0,04	0,10	0,14	662	0,01	0,01	0,01	0,01
	543	NaN	0,55	0,60	NaN	543	NaN	0,06	0,02	NaN	543	NaN	0,01	0,01	NaN



solo Roof Circ (flap: 90°)					
I fila: y [mm]	445	343	178	10	
II fila: y [mm]	457	343	178	10	
z [mm]	763	0,22	0,09	0,03	0,01
	662	0,13	0,02	0,01	0,01
	543	NaN	0,01	0,01	NaN

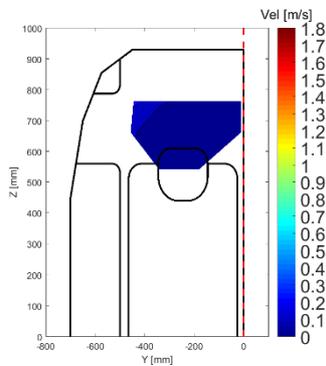


Figura 85: Tabelle e distribuzioni di velocità in [m/s] rilevate in corrispondenza della terza fila di sedili durante il secondo set di prove. In fresh, con il solo Roof Circulator in funzione al variare dell'inclinazione del flap

6.3.5.4 TERZO SET DI PROVE: INCLINAZIONI DEL FLAP

Si valutano le distribuzioni di velocità sulle terza fila giocando con l'inclinazione delle due alette del dispositivo, quella centrale e quella laterale. Si confrontano quindi le quattro combinazioni: le due distribuzioni in cui le due alette sono inclinate allo stesso modo e le due distribuzioni in cui le alette sono inclinato in modo diverso.

Ricircolo:

flap lat 29° e flap cent 60°					flap lat 60° e flap cent 29°					
I fila: y [mm]	445	343	178	10	I fila: y [mm]	445	343	178	10	
II fila: y [mm]	457	343	178	10	II fila: y [mm]	457	343	178	10	
z [mm]	763	0,45	0,62	0,78	0,86	763	0,35	0,43	0,64	0,58
	662	0,31	0,37	0,41	0,56	662	0,26	0,32	0,52	0,52
	543	NaN	0,24	0,29	NaN	543	NaN	0,26	0,37	NaN

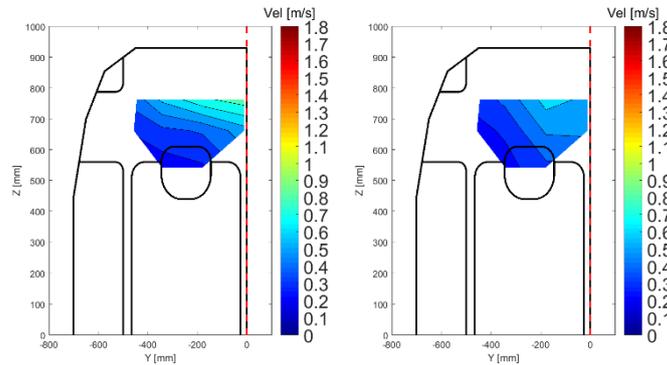


Figura 86: Tabelle e distribuzioni di velocità in [m/s] rilevate in corrispondenza della terza fila di sedili durante il terzo set di prove. In ricircolo, in vent con Roof Circulator, inclinando in modo diverso il flap laterale e il flap centrale.

Fresh:

flap lat 29° e flap cent 60°					flap lat 60° e flap cent 29°					
I fila: y [mm]	445	343	178	10	I fila: y [mm]	445	343	178	10	
II fila: y [mm]	457	343	178	10	II fila: y [mm]	457	343	178	10	
z [mm]	763	1,36	1,24	0,72	0,48	763	0,52	0,86	0,90	0,59
	662	0,63	0,59	0,37	0,40	662	0,33	0,58	0,63	0,50
	543	NaN	0,23	0,24	NaN	543	NaN	0,36	0,41	NaN

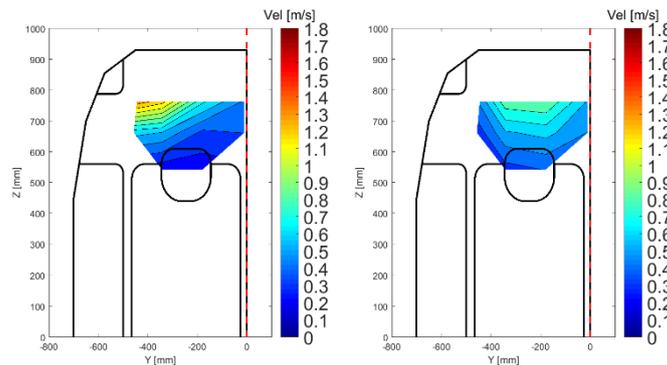


Figura 87: Tabelle e distribuzioni di velocità in [m/s] rilevate in corrispondenza della terza fila di sedili durante il terzo set di prove. In fresh, in vent con Roof Circulator, inclinando in modo diverso il flap laterale e il flap centrale.

6.3.5.5 CONCLUSIONI

Dal primo set di prove si nota come in ricircolo e in puro vent sia generalmente poca la quantità di aria che raggiunge la terza fila di sedili. Rispetto alla seconda fila di sedili però, sembra scomparire lo spot di velocità elevate che si rilevava in corrispondenza del sensore 1 della griglia della seconda fila. Le possibilità sono due: o il getto d'aria si smorza completamente prima di raggiungere la terza fila di sedili oppure un getto d'aria, comunque poco intenso, lambisce il finestrino della terza fila aggirando la griglia, e per questo non viene rilevato dai sensori.

Accendendo il Roof Circulator, con il flap a 0° e in ricircolo, invece si ottiene la migliore ventilazione per i passeggeri della terza fila. All'aumentare dell'inclinazione del flap l'aria in uscita dal Roof Circulator diventa più diffusa, meno veloce e quindi viene richiamata più facilmente dalle bocchette di ricircolo.

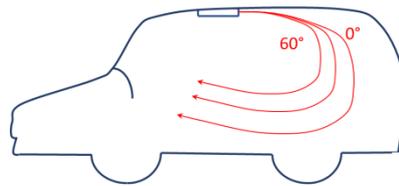


Figura 88: ipotesi sulla circolazione dell'aria in abitacolo in ricircolo e in vent, con Roof Circulator in funzione, al variare dell'inclinazione del flap

Particolare è quello che succede con angolazioni del flap maggiori di 60°: sembra comparire uno spot di velocità più elevate in alto, sul lato del passeggero. Probabilmente, per angoli di inclinazione così elevati, le alette del flap agiscono come una barriera o un deflettore ostacolando l'aria. Si generano quindi dei fenomeni turbolenti in corrispondenza del dispositivo e parte dell'aria viene deviata lateralmente, si miscela con il getto della bocchetta laterale e raggiunge la parte laterale della griglia della terza fila.

Si può quindi dedurre che, per la terza fila, se si vuole lasciare l'aria concentrata verso il centro dell'abitacolo, conviene utilizzare dei piccoli angoli di inclinazione del flap. Se invece si vuole orientarla di più verso il fianco del passeggero, conviene utilizzare degli angoli di inclinazione del flap maggiori.

A conferma di quanto già rilevato e concluso per la seconda fila di sedili, le differenze tra ricircolo e presa aria esterna continuano ad essere sostanziali: in fresh, le distribuzioni di velocità cambiano radicalmente. Come già detto, a cambiare è la circolazione dell'aria all'interno dell'abitacolo. In puro vent la bocchetta laterale è in grado di raggiungere il passeggero della terza fila. Con un'inclinazione del flap pari a 0° sembra che sia il Roof Circulator a prevalere e ad attrarre il getto della bocchetta laterale. Poi, man mano che si inclina il flap torna a prevalere il getto della bocchetta laterale: da 30 a 40° si notano due getti che quasi si sovrappongono. Oltre i 40° il getto del Roof Circulator diventa talmente diffuso da esser richiamato da quello della bocchetta laterale.

Dal secondo set di prove, quelle con il solo Roof Circulator, si nota che l'angolazione del flap che permette di ottenere le velocità maggiori nella zona utile occupata dai passeggeri è pari a 37°. La deflessione dell'aria cambia radicalmente passando da un'inclinazione di 29° ad una di 37°. Inclinando ulteriormente le alette il getto d'aria si abbassa troppo, viene schermato dai sedili della seconda fila e quindi non raggiunge i passeggeri. Come già rilevato nella seconda fila, sembra che esca più aria dalla fessura centrale (quella più vicina al ventilatore), lì infatti si registrano le maggiori velocità dell'aria. Anche in questo caso, inoltre, non si notano differenze tra le distribuzioni di velocità rilevate in ricircolo e quelle rilevate in presa aria esterna; a dimostrazione del fatto che il solo dispositivo, anche se la portella di ricircolo è aperta, non è in grado di indurre una differenza di pressione tra l'interno e l'esterno dell'abitacolo tale da richiamare aria dall'esterno.

Da specifica, le prove di Cool Down si svolgono in ricircolo. L'obiettivo è massimizzare la sensazione di ventilazione rispetto al puro VENT:

		vent			
I fila: y [mm]		445	343	178	10
II fila: y [mm]		457	343	178	10
z [mm]	763	0,35	0,24	0,26	0,28
	662	0,33	0,23	0,15	0,23
	543	NaN	0,16	0,08	NaN

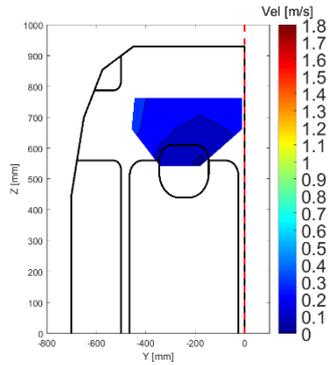


Figura 89: Tabella e distribuzione di velocità in [m/s] rilevata in corrispondenza della terza fila di sedili in puro vent e in ricircolo

Le configurazioni di maggiore interesse da valutare per una prova di cool Down sono due:

1. Vent + roof circulator (flap: 0°)

		vent + Roof Circ (flap: 0°)				incrementi di velocità					
I fila: y [mm]		445	343	178	10	I fila: y [mm]	445	343	178	10	
II fila: y [mm]		457	343	178	10	II fila: y [mm]	457	343	178	10	
z [mm]	763	0,56	0,43	1,05	1,07	z [mm]	763	0,21	0,20	0,79	0,79
	662	0,57	0,31	0,55	0,69		662	0,24	0,08	0,40	0,46
	543	NaN	0,23	0,29	NaN		543	NaN	0,06	0,21	NaN

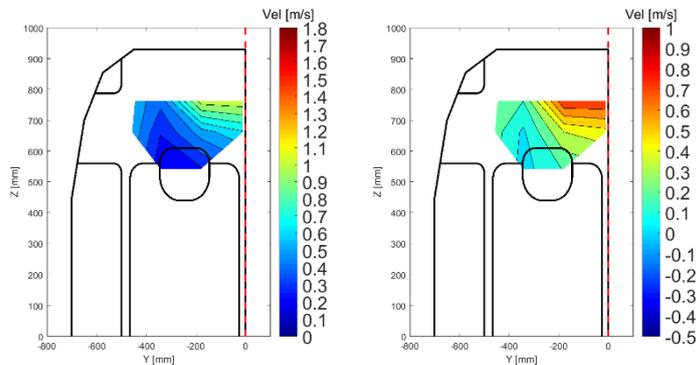


Figura 90: A sinistra: Tabella e distribuzione di velocità in [m/s] rilevata in corrispondenza della terza fila di sedili. In ricircolo e in vent con Roof Circulator, con inclinazione del flap pari a 0°. A destra: tabella e mappa 2D degli incrementi di velocità in [m/s] di questa configurazione rispetto al puro vent

2. Vent + roof circulator (flap: 29°)

vent + Roof Circ (flap: 29°)					incrementi di velocità						
I fila: y [mm]	445	343	178	10	I fila: y [mm]	445	343	178	10		
II fila: y [mm]	457	343	178	10	II fila: y [mm]	457	343	178	10		
z [mm]	763	0,56	0,42	0,80	0,97	z [mm]	763	0,21	0,19	0,53	0,68
	662	0,50	0,33	0,50	0,65		662	0,17	0,10	0,35	0,42
	543	NaN	0,23	0,28	NaN		543	NaN	0,06	0,20	NaN

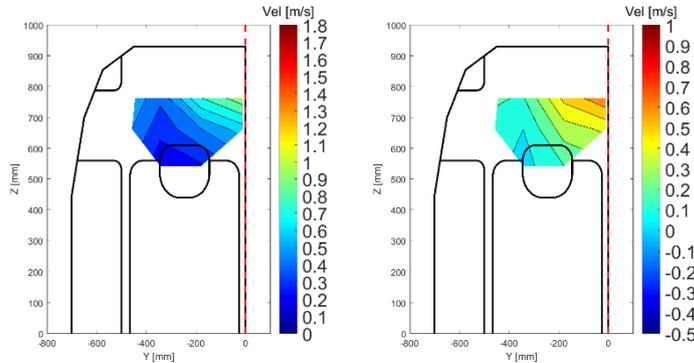


Figura 91: A sinistra: Tabella e distribuzione di velocità in [m/s] rilevata in corrispondenza della terza fila di sedili. In ricircolo e in vent con Roof Circulator, con inclinazione del flap pari a 29°. A destra: tabella e mappa 2D degli incrementi di velocità in [m/s] di questa configurazione rispetto al puro vent

Tra le due la configurazione migliore è sicuramente la prima perché garantisce un incremento medio di velocità maggiore. Ed è logico che sia così, perché man mano che il flap viene inclinato l'aria è più diffusa, più lenta, e viene richiamata prima dalle bocchette di ricircolo.

CONFRONTO TRA SECONDA E TERZA FILA DI SEDILI

Confrontando le distribuzioni di velocità che si ottengono per la seconda e per la terza fila di sedili, si nota subito che in ricircolo e in vent puro il getto della bocchetta laterale sembra non raggiungere gli anemometri della terza fila mentre raggiunge quelli della seconda. Si deduce quindi che il getto viene smorzato e ricircolato prima del piano della terza fila oppure che lambisca il finestrino passando a lato della griglia.

Con il Roof Circulator in funzione invece, per piccole o medie inclinazioni del flap, si notano velocità dell'aria comunque rilevanti sulla terza fila di sedili. Per un'inclinazione del flap di 0°, e per piccoli valori di y, si notano addirittura velocità maggiori sulla terza fila che sulla seconda.

In questi casi, ciò che si registra sulla terza fila di sedili può essere il risultato di due effetti combinati. Da un lato si può supporre che in prossimità dell'imperiale, sulla seconda fila di sedili, si registrano comunque velocità dell'aria piuttosto elevate che non vengono rilevate dai sensori della griglia della seconda fila. Buona parte di quest'aria ad elevata velocità, proveniente dal Roof Circulator, si abbassa progressivamente e viene invece rilevata dai sensori della terza fila. D'altra parte però si è sempre in ricircolo, e l'aria, che raggiunge la parte posteriore dell'abitacolo, deve comunque tornare indietro. Le distribuzioni di velocità della terza fila sono quindi il risultato dell'aria che arriva da davanti, grazie al Roof Circulator e dell'aria che raggiunge il fondo dell'abitacolo e torna indietro per il ricircolo. A priori non si può sapere quale dei due contributi sia prevalente perché con gli anemometri si misura solo il modulo della velocità e non la sua direzione e il suo verso.

Si può ipotizzare che con il flap inclinato a 0° sia il Roof Circulator a prevalere: la portata d'aria in uscita dal Roof Circulator è limitata ma è veloce e concentrata e raggiunge la terza fila; la portata d'aria della bocchetta laterale invece è maggiore, ma è più lenta e si diffonde maggiormente nell'abitacolo durante il

suo percorso. Addirittura, si può immaginare che il getto d'aria del Roof Circulator ricircolando contribuisca a smorzare quello della bocchetta laterale prima che raggiunga la terza fila di sedili.

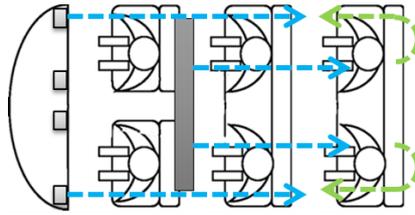


Figura 92: ipotesi della circolazione dell'aria in abitacolo formulata sulla base dei rilievi di velocità 2D con anemometri monodimensionali. Vent + Roof Circulator (con bassi angoli di inclinazione del flap) in ricircolo

Inclinando il flap il getto del Roof Circulator diventa più diffuso e come già accennato viene ricircolato prima. La componente diretta che arriva alla terza fila quindi diminuisce. In questo caso, a prevalere potrebbe essere quindi il contributo dell'aria, molto diffusa, della bocchetta laterale che ha raggiunto la parte posteriore dell'abitacolo, e che quindi favorisce lo smorzamento e il ricircolo del getto del Roof Circulator.

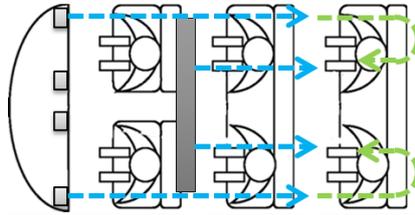


Figura 93: ipotesi della circolazione dell'aria in abitacolo formulata sulla base dei rilievi di velocità 2D con anemometri monodimensionali. Vent + Roof Circulator (con medi angoli di inclinazione del flap) in ricircolo

Per angoli elevati del flap invece si creano fenomeni turbolenti al di sotto del Roof Circulator e parte del getto viene deviato verso il finestrino dove si miscela con il getto della bocchetta laterale e lo rallenta. Questo getto man mano lambisce il finestrino in corrispondenza della seconda fila fino a colpirlo. Ciò che si vede in corrispondenza della terza fila è un getto più debole e diffuso.

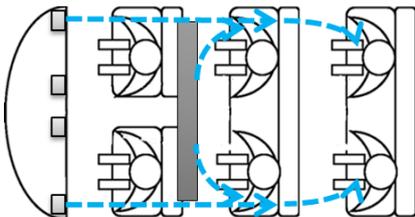


Figura 94: ipotesi della circolazione dell'aria in abitacolo formulata sulla base dei rilievi di velocità 2D con anemometri monodimensionali. Vent + Roof Circulator (con elevati angoli di inclinazione del flap) in ricircolo

In presa aria esterna invece l'aria non viene ricircolata ma viene espulsa da bocchette di sfogo situate nella parte posteriore dell'abitacolo. La distribuzione della terza fila di sedili è quindi il risultato di quella che si ottiene sulla seconda, ben sapendo che comunque i getti d'aria vengono smorzati. È interessante notare che a 0° di inclinazione del flap, è il getto del Roof Circulator, veloce e concentrato ad attrarre maggiormente il getto d'aria della bocchetta laterale, quindi si nota uno spot di velocità maggiori nella parte centrale dell'abitacolo.

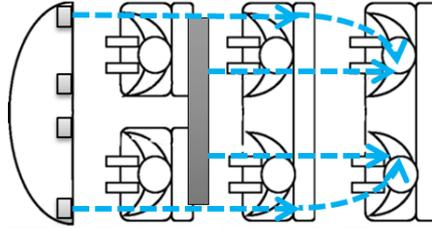


Figura 95: ipotesi della circolazione dell'aria in abitacolo formulata sulla base dei rilievi di velocità 2D con anemometri monodimensionali. Vent + Roof Circulator (con bassi angoli di inclinazione del flap) in fresh

Man mano che si inclina il flap il getto del Roof Circulator diventa sempre più diffuso ed è il getto della bocchetta laterale a prevalere e attrarre quello del Roof Circulator:

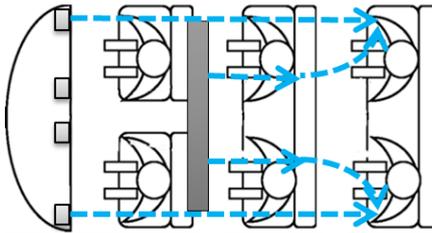


Figura 96: ipotesi della circolazione dell'aria in abitacolo formulata sulla base dei rilievi di velocità 2D con anemometri monodimensionali. Vent + Roof Circulator (con elevati angoli di inclinazione del flap) in fresh

La configurazione che garantisce il maggiore incremento medio di velocità considerando sia la seconda che la terza fila è:

- Vent + Roof Circulator (flap laterale: 60° e flap centrale: 30°)

		Vent						flap lat: 60° e flap cent: 29°						incrementi				flap lat: 60° e flap cent: 29°					
y [mm]		457	343	178	0	y [mm]		457	343	178	0	y [mm]		457	343	178	0	y [mm]		457	343	178	0
z [mm]	813	1,17	0,48	0,33	0,37	z [mm]	813	1,37	1,37	1,22	0,48	z [mm]	813	0,20	0,90	0,89	0,11	z [mm]	813	0,20	0,90	0,89	0,11
	592	NaN	0,29	0,44	NaN		592	NaN	0,30	0,37	NaN		592	NaN	0,01	-0,06	NaN		592	NaN	0,01	-0,06	NaN
	210	0,24	0,26	0,42	0,43		210	0,42	0,52	0,59	0,67		210	0,18	0,27	0,17	0,24		210	0,18	0,27	0,17	0,24

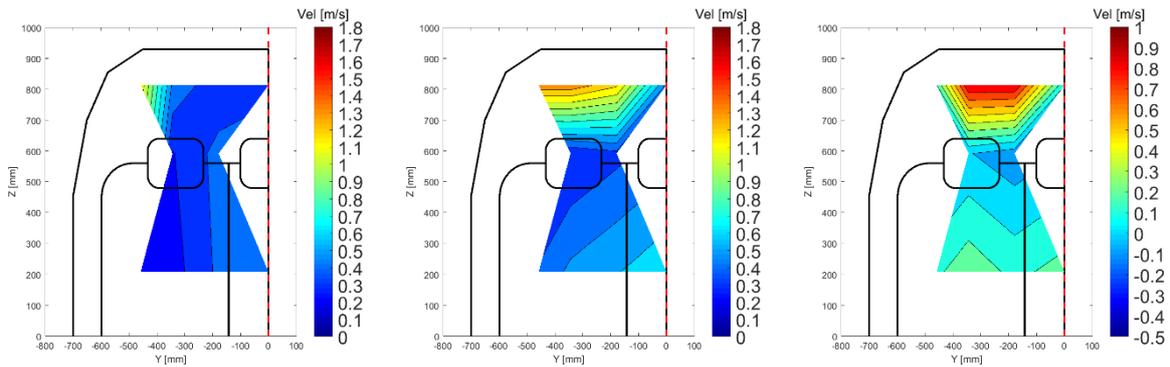


Figura 97: A sinistra: tabella e distribuzione di velocità in [m/s] rilevata in corrispondenza della seconda fila in ricircolo e in puro vent. In centro: tabella e distribuzione di velocità in [m/s] rilevata in corrispondenza della seconda fila in ricircolo e in vent con Roof Circulator, con flap laterale inclinato a 60° e flap centrale inclinato a 30°. A destra: tabella e mappa 2D degli incrementi di velocità in [m/s] rispetto al puro vent

		vent						flap lat 60° e flap cent 29°						incrementi di velocità					
I fila: y [mm]		445	343	178	10	I fila: y [mm]		445	343	178	10	I fila: y [mm]		445	343	178	10		
II fila: y [mm]		457	343	178	10	II fila: y [mm]		457	343	178	10	II fila: y [mm]		457	343	178	10		
z [mm]	763	0,35	0,24	0,26	0,28	z [mm]	763	0,35	0,43	0,64	0,58	z [mm]	763	0,00	0,19	0,38	0,29		
	662	0,33	0,23	0,15	0,23		z [mm]	662	0,26	0,32	0,52		0,52	z [mm]	662	-0,07	0,09	0,36	0,29
	543	NaN	0,16	0,08	NaN			z [mm]	543	NaN	0,26		0,37		NaN	z [mm]	543	NaN	0,09

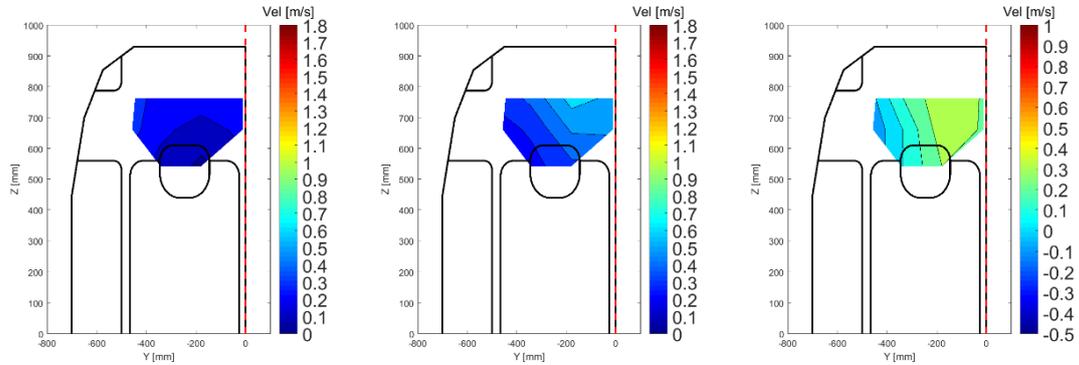


Figura 98: A sinistra: tabella e distribuzione di velocità in [m/s] rilevata in corrispondenza della terza fila in ricircolo e in puro vent. In centro: tabella e distribuzione di velocità in [m/s] rilevata in corrispondenza della terza fila in ricircolo e in vent con Roof Circulator, con flap laterale inclinato a 60° e flap centrale inclinato a 30°. A destra: tabella e mappa 2D degli incrementi di velocità in [m/s] rispetto al puro vent

6.4 PROVE DI PORTATA ARIA E RIPARTIZIONI IN ABITACOLO

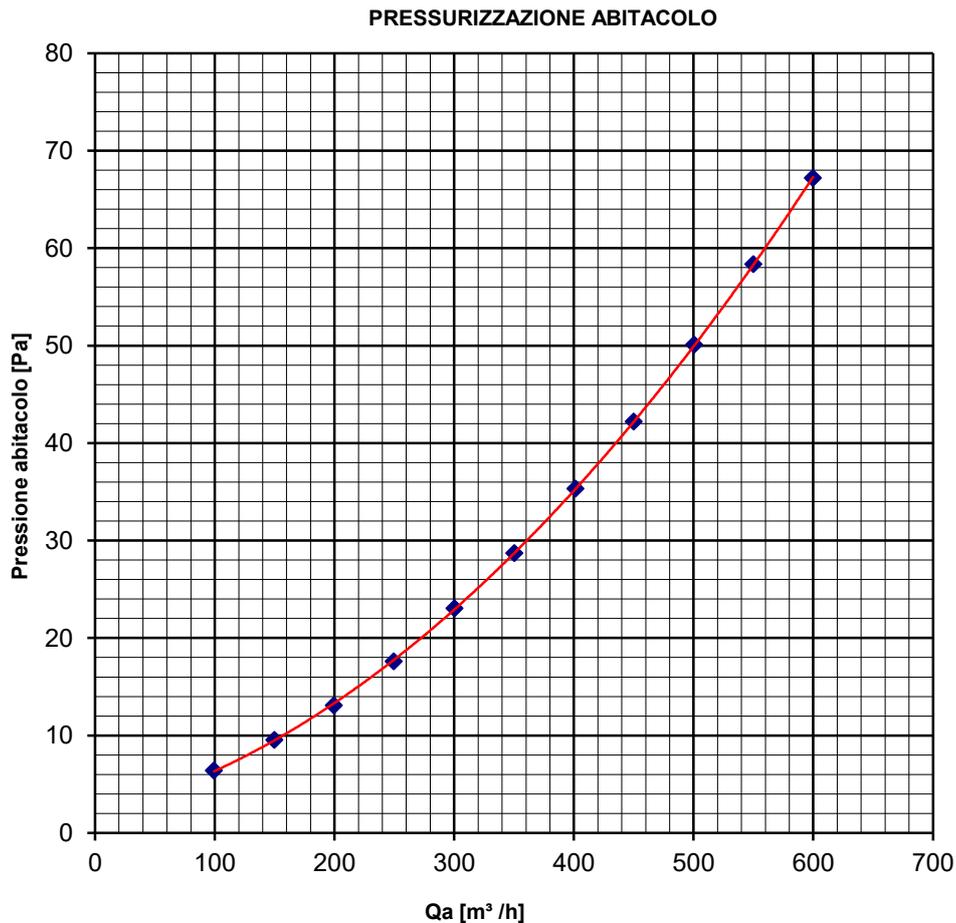
Si tratta di prove che hanno l'obiettivo di misurare le portate d'aria trattate dall'HVAC e dal Roof Circulator nelle configurazioni di interesse. In generale, le modalità di determinazione delle portate trattate dall'HVAC in ricircolo e in presa aria esterna sono diverse. In presa aria esterna si pressurizza l'abitacolo e si ricava sperimentalmente la curva di pressurizzazione che correla la pressurizzazione all'interno dell'abitacolo con le portate trattate dall'HVAC. In ricircolo invece non si ricava la curva di pressurizzazione, dal momento che la pressione nell'ambiente in cui si aspira l'aria e la pressione nell'ambiente in cui si immette l'aria sono uguali. Si ottiene una misura della portata in base alla variazione di velocità dell'aria tra ricircolo e presa aria esterna che si registra in corrispondenza delle bocchette di ventilazione.

6.4.1 DETERMINAZIONE DELLA CURVA DI PRESSURIZZAZIONE

Non è necessario che l'impianto di climatizzazione sia in funzione, quindi si tiene spento il veicolo. È importante verificare che l'impianto sia in ricircolo e che la portella di ricircolo sia chiusa: si vuole che l'aria esca dall'abitacolo solo tramite gli sfoghi disposti nella parte posteriore dell'abitacolo. Dopodiché, tramite il banco di prova, si stabiliscono valori predefiniti di portata che vengono inviati nell'abitacolo (11 valori compresi tra 100 m³/h e 600 m³/h) e in corrispondenza di ciascuno di questi, si misura, grazie ad un trasduttore di pressione, la differenza di pressione tra l'esterno e l'interno dell'abitacolo:



Figura 99: Prove di portata. Determinazione della curva di pressurizzazione immettendo in abitacolo portate d'aria note



6.4.2 DETERMINAZIONE DELLE PORTATE TRATTATE DALL'HVAC

Si accende il quadro della vettura e si dispongono l'HVAC e il Roof Circulator secondo la configurazione voluta. Ci si pone nelle stesse condizioni in cui avvengono le prove di Cool Down: si alimenta quindi la batteria del veicolo a 14 V tramite un primo alimentatore esterno. Tramite un secondo alimentatore esterno si alimenta direttamente l'elettroventilatore dell'HVAC ad una tensione corrispondente a quella che si avrebbe alimentando la batteria dall'esterno a 14 V. In questo modo si possono leggere in modo indipendente le correnti e quindi le potenze assorbite dall'HVAC e dal Roof Circulator. La corrente assorbita dall'HVAC viene misurata attraverso una resistenza di shunt 60 mV - 50 A in serie al secondo alimentatore esterno e letta tramite un tester. La corrente assorbita dal Roof Circulator viene misurata come differenza tra la corrente erogata dal primo alimentatore quando il Roof Circulator è in funzione e quando non lo è.



Figura 100: A sinistra alimentatore primario e schermo di visualizzazione. A destra: alimentatore secondario, tester e shunt

Configurazioni esaminate sia in ricircolo che in presa aria esterna:

Tabella 3: tabella delle configurazioni di prova

HVAC: 4 [^] vel	Configurazione 1	Vent
	Configurazione 2	Vent + Roof Circulator (4 vel)
	Configurazione 3	Vent + Diffuser
	Configurazione 4	Vent + Diffuser + Roof Circulator (4 vel)
	Configurazione 5	Bocchette Laterali + Diffuser
	Configurazione 6	Bocchette laterali + Diffuser + Roof Circulator (4 vel)
HVAC: 2 [^] vel	Configurazione 7	Vent
	Configurazione 8	Vent + Roof Circulator (4 vel)
	Configurazione 9	Vent + Diffuser
	Configurazione 10	Vent + Diffuser + Roof Circulator (4 vel)
	Configurazione 11	Bocchette Laterali + Diffuser
	Configurazione 12	Bocchette laterali + Diffuser + Roof Circulator (4 vel)

Presenza aria esterna:

Tramite un trasduttore di pressione si misura il Δp tra l'interno e l'esterno dell'abitacolo durante il funzionamento dell'impianto di climatizzazione. Si ricava quindi il corrispondente valore di portata grazie alla curva di pressurizzazione.

Tabella 4: Tensioni applicate al veicolo e all'HVAC e portate trattate dell'HVAC in presa aria esterna

Configuration				Measured data				
				Vehicle		HVAC		
Conf. #	Active outlets	HVAC Speed	HVAC Mode	Vehicle applied voltage V	Vehicle current (excluded HVAC) A	V blower V	Blower shunt voltage mV	Airflow from vehicle pressurization curve FIAT STD m ³ /h
1f	vent	4 [^]	FRESH	14,00	8,4	12,73	27,7	400
2f	vent + roof circ (4vel)			14,00	9,4	12,73	27,8	-
3f	vent + diff			14,00	8,4	12,72	27,9	406
4f	vent + diff + roof circ (4 vel)			14,00	9,45	12,72	28	-
5f	bocch lat + diff			14,00	8,4	12,73	27,3	396
6f	bocch lat + diff + roof circ (4 vel)			14,00	9,45	12,73	27,2	-
7f	vent	2 [^]		14,00	8,4	5,06	6,7	155
8f	vent + roof circ (4vel)			14,00	9,45	5,05	6,7	-
9f	vent + diff			14,00	8,4	5,06	6,8	156
10f	vent + diff + roof circ (4 vel)			14,00	9,45	5,05	6,7	-
11f	bocch lat + diff			14,00	8,4	5,07	6,5	147
12f	bocch lat + diff + roof circ (4 vel)			14,00	9,45	5,06	6,6	-
13f	solo roof circ	off	14,00	9,45	0,00	0	-	

Ricircolo:

Tabella 5: tensioni applicate al veicolo e all'HVAC in ricircolo

Configuration				Measured data			
				Vehicle		HVAC	
Conf. #	Active outlets	HVAC Speed	HVAC Mode	Vehicle applied voltage V	Vehicle current (excluded HVAC) A	V blower V	Blower shunt voltage mV
1r	vent	4 [^]	REC	14,00	8,4	12,70	28,6
2r	vent + roof circ (4vel)			14,00	9,45	12,71	28,8
3r	vent + diff			14,00	8,4	12,70	28,8
4r	vent + diff + roof circ (4 vel)			14,00	9,45	12,71	28,6
5r	bocch lat + diff			14,00	8,4	12,71	28
6r	bocch lat + diff + roof circ (4 vel)			14,00	9,45	12,72	27,9
7r	vent	2 [^]		14,00	8,4	4,82	6,5
8r	vent + roof circ (4vel)			14,00	9,45	4,82	6,5
9r	vent + diff			14,00	8,4	4,83	6,6
10r	vent + diff + roof circ (4 vel)			14,00	9,45	4,82	6,5
11r	bocch lat + diff			14,00	8,4	4,83	6,4
12r	bocch lat + diff + roof circ (4 vel)			14,00	9,45	4,83	6,3
13r	solo roof circ	off		14,00	9,45	0,00	0

Si dispongono 5 condotti, che presentano la stessa sezione di uscita, in corrispondenza delle quattro bocchette di ventilazione e del top diffuser. In corrispondenza di ciascuna sezione di uscita vengono disposti altrettanti anemometri a ventolino per misurare la velocità dell'aria in uscita dalle varie bocchette.



Figura 101: strumentazione utilizzata durante le prove di portata e ripartizioni. A sinistra: condotti a sezione di uscita costante applicati alle bocchette di ventilazione. A destra: anemometro a ventolina disposto in corrispondenza della sezione di uscita dei condotti

Le velocità dell'aria vengono misurate sia in presa aria esterna che in ricircolo. Dal momento che sono note la portata trattata in presa aria esterna e le velocità dell'aria in uscita da ciascuna delle bocchette sia in ricircolo che in presa aria esterna, si misura la portata trattata in ricircolo tramite una semplice proporzione:

$$Q_{fresh} : \sum_{i=0}^n v_{fresh,i} = Q_{ric} : \sum_{i=0}^n v_{ric,i}$$

Tabella 6: Ripartizione delle velocità in presa aria esterna

Fresh												
Conf. #	Vent. lat. SX m/s	Vent. centr. SX m/s	Vent. centr. DX m/s	Vent. lat. DX m/s	Vent. diffusa m/s	HVAC Airflow STD FIAT m3/h	Correlation factor K m2*s/h	Vent. lat. SX %	Vent. centr. SX %	Vent. centr. DX %	Vent. lat. DX %	Vent. diffusa %
1f	3,11	2,58	2,97	2,76	0,18	400	34,48	26,8	22,3	25,6	23,8	1,5
2f	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
3f	3,01	2,12	2,26	2,65	1,91	406	33,96	25,1	17,8	18,9	22,2	16,0
4f	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
5f	3,50	0,00	0,00	3,04	3,15	396	40,86	36,1	0,0	0,0	31,4	32,5
6f	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
7f	1,34	1,13	1,31	1,20	0,00	155	31,08	27,0	22,7	26,2	24,1	0,0
8f	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
9f	1,31	0,92	0,99	1,17	0,88	156	29,60	24,8	17,4	18,8	22,1	16,8
10f	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
11f	1,45	0,00	0,00	1,27	1,34	147	36,14	35,7	0,0	0,0	31,3	33,0
12f	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
13f	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Tabella 7: Ripartizioni delle velocità in ricircolo

Ricircolo										
Conf. #	Vent. lat. SX m/s	Vent. centr. SX m/s	Vent. centr. DX m/s	Vent. lat. DX m/s	Vent. diffusa m/s	Vent. lat. SX %	Vent. centr. SX %	Vent. centr. DX %	Vent. lat. DX %	Vent. diffusa %
1r	3,25	2,62	3,08	2,83	0,21	27,1	21,8	25,7	23,6	1,8
2r	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
3r	3,11	2,19	2,30	2,72	2,02	25,2	17,8	18,6	22,1	16,3
4r	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
5r	3,61	0,00	0,00	3,15	3,22	36,2	0,0	0,0	31,6	32,3
6r	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
7r	1,38	1,13	1,31	1,24	0,00	27,3	22,4	25,9	24,5	0,0
8r	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
9r	1,31	0,95	1,03	1,17	0,85	24,7	18,0	19,3	22,0	16,0
10r	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
11r	1,52	0,00	0,00	1,34	1,38	35,8	0,0	0,0	31,7	32,5
12r	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
13r	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Il coefficiente K non è altro che il primo membro della proporzione precedente. Per determinare le portate d'aria trattate dall'HVAC in ricircolo si utilizza un coefficiente K medio tra tutte le configurazioni esaminate.

$$K_{av} = 34,356$$

Si potrebbe erroneamente pensare che, dal momento che sono note le sezioni di uscita dei condotti e le velocità dell'aria in uscita dalle varie bocchette, si possa valutare la portata globale trattata dall'HVAC come:

$$Q_{ric} = \sum_{i=0}^n v_{fresh,i} \cdot A_i$$

dove:

n : numero di bocchette in funzione

$v_{fresh,i} \cdot A_i$: portata volumetrica trattata dalla bocchetta i-esima

In realtà questo approccio non è utilizzabile perché queste portate sono “alterate” dalla presenza dei condotti e sono quindi diverse dai valori che si otterrebbero in loro assenza.

6.4.3 DETERMINAZIONE DELLE PORTATE TRATTATE DAL ROOF CIRCULATOR

Ovviamente si analizzano solo le configurazioni in cui il Roof Circulator è in funzione, sapendo che le portate d’aria trattate dal diffusore e dalle bocchette non variano rispetto ai casi senza Roof Circulator. Si rimuovono quindi i condotti fissati sulla plancia e si dispongono due nuovi condotti in corrispondenza delle fessure di uscita del Roof Circulator. Analogamente a quanto fatto in precedenza, si dispongono due anemometri a ventolina in corrispondenza delle sezioni di uscita dei condotti e si rilevano le velocità dell’aria in uscita dalle fessure del Roof Circulator.



Figura 102: strumentazione utilizzata per misurare la portata primaria trattata dal Roof Circulator. Si utilizzano Condotti a sezione di uscita costante disposti in prossimità delle fessure di uscita dell'aria. si utilizzano anemometri a ventolino per misurare le velocità

Tabella 8: ripartizione delle velocità del Roof Circulator in fresh

Fresh				
Conf. #	ROOF CIRCULATOR SX m/s	ROOF CIRCULATOR DX m/s	ROOF CIRCULATOR SX %	ROOF CIRCULATOR DX %
1f	-	-	-	-
2f	1,27	1,17	52,2	47,8
3f	-	-	-	-
4f	1,31	1,13	53,6	46,4
5f	-	-	-	-
6f	1,31	1,17	52,9	47,1
7f	-	-	-	-
8f	1,31	1,17	52,9	47,1
9f	-	-	-	-
10f	1,31	1,24	51,4	48,6
11f	-	-	-	-
12f	1,27	1,13	52,9	47,1
13f	1,31	1,13	53,6	46,4

Tabella 9: Ripartizione delle velocità del Roof Circulator in Ricircolo

Ricircolo				
Conf. #	ROOF CIRCULATOR SX m/s	ROOF CIRCULATOR DX m/s	ROOF CIRCULATOR SX %	ROOF CIRCULATOR DX %
1r	-	-	-	-
2r	1,27	1,13	52,9	47,1
3r	-	-	-	-
4r	1,27	1,17	52,2	47,8
5r	-	-	-	-
6r	1,34	1,13	54,3	45,7
7r	-	-	-	-
8r	1,31	1,17	52,9	47,1
9r	-	-	-	-
10r	1,31	1,20	52,1	47,9
11r	-	-	-	-
12r	1,31	1,13	53,6	46,4
13r	1,34	1,13	54,3	45,7

Le portate d'aria trattate dal Roof Circulator sono determinate sempre tramite una proporzione, in modo analogo a quanto fatto precedentemente.

6.4.4 RISULTATI

Tabella 10: Sintesi dei risultati. Potenze e portate trattate in presa aria esterna dall'HVAC e dal Roof Circulator

Configuration				Calculated data					
				HVAC			ROOF CIRCULATOR		COCKPIT
Conf. #	Active outlets	HVAC Speed	HVAC Mode	Blower current	Blower power consumption	Airflow HVAC	Current	Air flow	TOTAL AIR FLOW
				A	W	FIAT STD m3/h	A	FIAT STD m3/h	FIAT STD m3/h
1f	vent	4 [^]	FRESH	23,1	293,9	400	-	0	400
2f	vent + roof circ (4vel)			23,2	294,9	400	1	83,8	484
3f	vent + diff			23,3	295,7	406	-	0	406
4f	vent + diff + roof circ (4 vel)			23,3	296,8	406	1,05	83,8	490
5f	bocch lat + diff			22,8	289,6	396	-	0	396
6f	bocch lat + diff + roof circ (4 vel)			22,7	288,5	396	1,05	85,1	481
7f	vent	2 [^]		5,6	28,3	155	-	0	155
8f	vent + roof circ (4vel)			5,6	28,2	155	1,05	85,1	240
9f	vent + diff			5,7	28,7	156	-	0	156
10f	vent + diff + roof circ (4 vel)			5,6	28,2	156	1,05	87,5	243
11f	bocch lat + diff			5,4	27,5	147	-	0	147
12f	bocch lat + diff + roof circ (4 vel)			5,5	27,8	147	1,05	82,6	230
13f	solo roof circ	off	0	0	0	1,05	83,8	84	

Tabella 11: Sintesi dei risultati. Potenze e portate trattate in ricircolo dall'HVAC e dal Roof Circulator

Configuration				Calculated data					
				HVAC			ROOF CIRCULATOR		COCKPIT
Conf. #	Active outlets	HVAC Speed	HVAC Mode	Blower current	Blower power consumption	HVAC Airflow	Current	Air flow	TOTAL AIR FLOW
				A	W	FIAT STD m3/h	A	FIAT STD m3/h	FIAT STD m3/h
1r	vent	4 [^]	REC	23,8	302,7	412	0	0	412
2r	vent + roof circ (4vel)			24,0	305,0	412	1,05	82,6	495
3r	vent + diff			24,0	304,8	424	0	0	424
4r	vent + diff + roof circ (4 vel)			23,8	302,9	424	1,05	83,8	508
5r	bocch lat + diff			23,3	296,6	343	0	0	343
6r	bocch lat + diff + roof circ (4 vel)			23,3	295,7	343	1,05	85,1	428
7r	vent	2 [^]		5,4	26,1	174	0	0	174
8r	vent + roof circ (4vel)			5,4	26,1	174	1,05	85,1	259
9r	vent + diff			5,5	26,6	182	0	0	182
10r	vent + diff + roof circ (4 vel)			5,4	26,1	182	1,05	86,3	269
11r	bocch lat + diff			5,3	25,8	146	0	0	146
12r	bocch lat + diff + roof circ (4 vel)			5,3	25,4	146	1,05	83,8	230
13r	solo roof circ	off	0	0	0	1,05	85,1	85	

6.4.5 CONCLUSIONI

Tendenzialmente, per un qualunque veicolo, a parità di set up la portata trattata dall'HVAC in ricircolo è maggiore di quella che lo stesso HVAC tratterebbe in presa aria esterna. I risultati delle prove effettuate sulla 500L sembrano confermare questo dato. Solitamente però questo divario è più significativo: in caso di puro vent, la portata trattata in ricircolo è pari a 412 m³/h mentre quella trattata in fresh è pari a 400 m³/h. Questo ci porta a concludere che probabilmente la portella di ricircolo del gruppo è posizionata in un punto difficilmente accessibile.

Questo dato permette anche di definire con certezza quanto era stato solamente ipotizzato a seguito dei rilievi di velocità sulla seconda fila di sedili. Era emerso infatti che tendenzialmente le velocità dell'aria misurate sulla seconda fila di sedili sono maggiori in presa aria esterna piuttosto che in ricircolo. Ciò significa che, benché la portata trattata dall'HVAC sia maggiore in ricircolo, quella che effettivamente riesce a raggiungere la seconda e di conseguenza la terza fila di sedili è limitata e inferiore a quella che raggiungerebbe la parte posteriore dell'abitacolo in fresh. La maggior parte della portata infatti viene immediatamente richiamata dalle bocchette di ricircolo disposte al di sotto della plancia. In presa aria esterna invece la portata trattata è leggermente inferiore ma raggiunge molto più facilmente la parte posteriore dell'abitacolo dove sono disposte le bocchette di sfiato. Come già ipotizzato quindi cambia radicalmente la circolazione dell'aria all'interno dell'abitacolo.

La portata trattata dal Roof Circulator in ricircolo e in presa aria esterna invece è praticamente la stessa, pari a circa 83 m³/h:

$$Q_{Roof\ Circulator\ RIC} = 82,6\ m^3/h$$

$$Q_{Roof\ Circulator\ FRESH} = 83,8\ m^3/h$$

La differenza tra le due misure è riconducibile ad errori di misura. La portata trattata non varia perché il dispositivo riesce soltanto a ricircolare l'aria all'interno dell'abitacolo, e anche lasciando aperta la portella di ricircolo non riesce ad aspirare aria dall'esterno. A differenza di quanto ipotizzato a seguito dei rilievi di velocità, sembra difficile concludere che il funzionamento del dispositivo sia favorito in presa aria esterna. In ricircolo comunque, il getto del Roof Circulator viene attenuato e richiamato più facilmente.

Dalle prove sul solo Roof Circulator emerge anche che i due condotti di distribuzione dell'aria del dispositivo sono piuttosto equilibrati. È importante comunque evidenziare che la portata del Roof Circulator che viene stimata è solo quella "primaria". Cioè non si tiene conto della portata "secondaria" che viene trascinata da quella primaria. Stimare l'effetto moltiplicativo del dispositivo diventa piuttosto complicato.

Dal punto di vista dei consumi energetici invece il dispositivo sembra piuttosto vantaggioso. La potenza assorbita è dello stesso ordine di grandezza di quella assorbita dal gruppo alla seconda velocità e nettamente inferiore (più di 10 volte) rispetto a quella trattata dal gruppo alla quarta velocità. In questo contesto diventa quindi particolarmente interessante utilizzare il dispositivo in una volta che vengono raggiunte all'interno dell'abitacolo le condizioni di regime. L'HVAC in seconda velocità insieme al Roof Circulator alla massima velocità permettono infatti di ottenere per la seconda e la terza fila di sedili una sensazione di ventilazione paragonabile a quella che si otterrebbe grazie al solo HVAC alla massima velocità. I consumi di energia però sarebbero nettamente inferiori:

- Configurazione 1: HVAC (massima velocità)

$$P_{ass} = P_{HVAC (4^{a} vel)} = 303 kW$$

- Configurazione 2: HVAC (seconda velocità) + Roof Circulator (quarta velocità)

$$P_{ass} = P_{HVAC (2^{a} vel)} + P_{Roof Circulator} = 26 + 14 = 40 kW$$

6.5 PROVE DI CABIN COOL DOWN

In generale, l'obiettivo di una prova di Cool Down è quello di valutare le prestazioni dell'impianto di condizionamento del veicolo. La prova simula il raffreddamento dell'abitacolo durante un ciclo di guida con specifiche condizioni di marcia, dopo che la vettura è stata parcheggiata per molto tempo al sole.

6.5.1 STRUMENTAZIONE

6.5.1.1 GALLERIA CLIMATICA

La galleria climatica Nord dell'impianto di Poirino presenta le seguenti dimensioni:

- larghezza: 5,5 m
- altezza: 4 m
- lunghezza: 12 m

e deve garantire:

- Massima velocità del vento: 160 km/h
- Range di temperatura dell'aria: -30÷50°C
- Range di umidità dell'aria: 10-95%
- Massimo Carico solare: 900 W/m²
- Massimo carico sul doppio banco di rulli: 250 kW

La galleria Nord è quindi in grado di funzionare sia come galleria climatica calda che come galleria climatica fredda. Nel caso di funzionamento come galleria climatica fredda le basse temperature sono ottenute grazie a due gruppi frigoriferi in parallelo disposti in sala macchine. Gli evaporatori dei cicli frigoriferi sono degli scambiatori a fasci tubieri in cui il refrigerante assorbe calore da un fluido intermedio: il therminol. Il therminol a sua volta attraversa le masse radianti e raffredda l'aria che entra in galleria climatica. Nel funzionamento come galleria climatica calda, invece, le alte temperature sono ottenute aumentando la velocità del vento e l'irraggiamento delle lampade. Aumentando la velocità del vento infatti aumenta l'attrito sulle pale del ventilatore e si può accelerare la fase di riscaldamento. Le lampade invece sono disposte sul tetto e sui lati della galleria e simulano lo spettro solare. Per misurare la quantità di irraggiamento sul veicolo si dispone sul tetto un piranometro. Per controllare le temperature, che viceversa tenderebbero sempre a salire nella fase di riscaldamento, si ricorre sempre ai due gruppi frigoriferi.

Durante le prove di Cabin Cool Down si valutano le massime prestazioni "fredde" che l'impianto di climatizzazione è in grado di fornire; si sfrutta quindi la capacità di funzionare come galleria climatica calda.

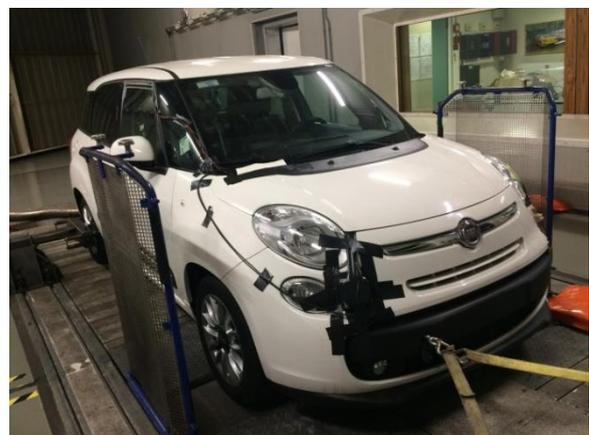


Figura 103: Vista anteriore e posteriore della Fiat 500L all'interno della galleria climatica Denso

6.5.1.2 TRASDUTTORI DI PRESSIONE

Si rilevano l'alta pressione a valle del condensatore e la bassa pressione a valle dell'evaporatore. È importante rilevare queste due pressioni perché può accadere che abbiano andamento ciclico e permettono quindi di capire cosa sta accadendo nel sistema. Ad esempio, è presente una sonda sul pacco dell'evaporatore che misura la temperatura nel punto più freddo del ciclo e stacca il compressore quando registra una temperatura minore di 3°C. In questo modo si evita che la condensa dell'aria ghiacci e si formi della brina sull'evaporatore. Quando poi la temperatura dell'aria sarà risalita oltre un certo valore, il compressore potrà riprendere a funzionare. Si parla a questo proposito di ciclaggio antibrina perché si notano delle variazioni cicliche delle pressioni del sistema.

6.5.1.3 MANICHINI

Si utilizzano 3 manichini in grado di assumere nell'abitacolo del veicolo le posizioni del guidatore e dei passeggeri. Ogni manichino è dotato di 8 termocoppie di tipo K così distribuite:

- 2 zona testa
- 2 zona braccia
- 2 zona ginocchia
- 2 zona piedi

Le termocoppie utilizzate sono analoghe a quelle utilizzate durante i rilievi di velocità nell'abitacolo.

6.5.2 DESCRIZIONE DELLA PROVA

6.5.2.1 ALLESTIMENTO DELLA VETTURA

Si dispongono 3 termocoppie a contatto nel vano motore per misurare:

- Temperatura di uscita dall'evaporatore
- Temperatura di uscita dal compressore
- Temperatura di uscita dal condensatore

Si dispongono 5 termocoppie di tipo T per misurare la temperatura dell'aria in uscita delle bocchette di ventilazione disposte sulla plancia. È necessario fare attenzione che l'elemento sensibile non entri in contatto con le alette delle bocchette perché questo influenzerebbe la misura. Si misurano quindi:

- Temperatura dell'aria in uscita dalla bocchetta laterale sinistra
- Temperatura dell'aria in uscita dalla bocchetta centrale sinistra
- Temperatura dell'aria in uscita dalla bocchetta centrale destra
- Temperatura dell'aria in uscita dalla bocchetta laterale destra
- Temperatura dell'aria in uscita dal diffusore

Si utilizzano quindi dei manichini dotati di termocoppie per rilevare le temperature dell'aria che sarebbero percepite dai passeggeri.



Figura 104: In primo piano: strumentazione della seconda fila di sedili (due manichini ciascuno dotato di 8 termocoppie). In secondo piano: la griglia della terza fila di sedili allestita con 10 anemometri a filo caldo e 4 termocoppie

Per semplicità, visto che durante le prove sarà necessario entrare più volte all'interno dell'abitacolo, per rilevare le temperature percepite dal guidatore non si utilizza un manichino ma vengono fissate le otto termocoppie direttamente al sedile del guidatore.

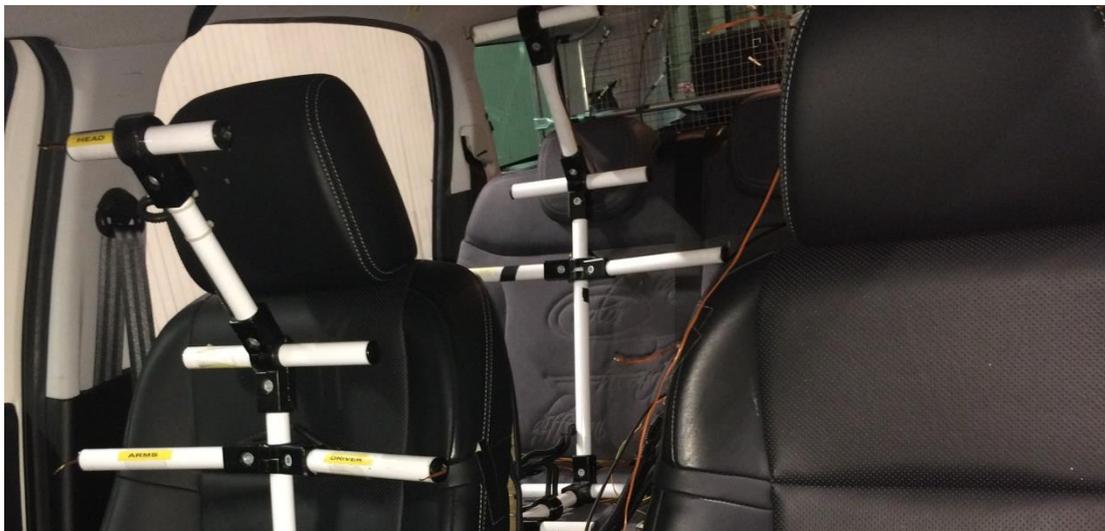


Figura 105: vista frontale della prime e della seconda fila di sedili con relativa strumentazione

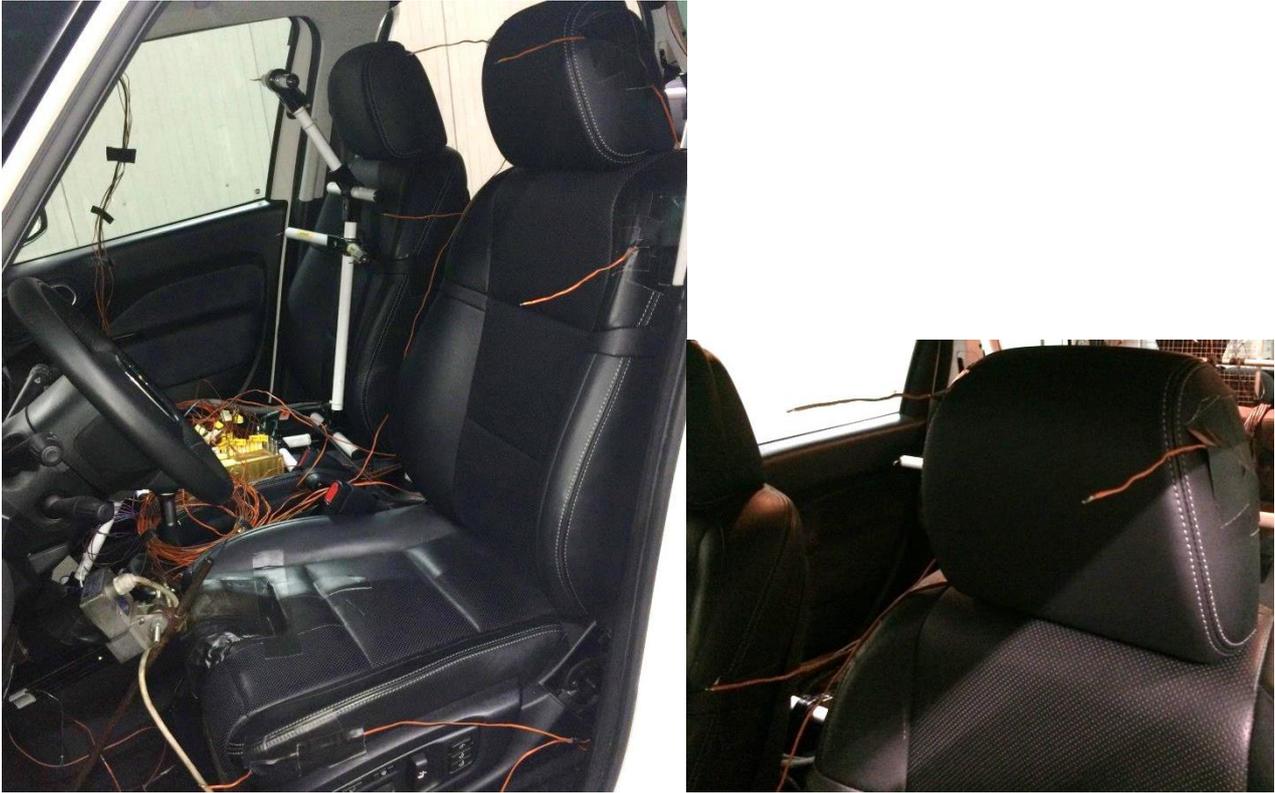


Figura 106: A sinistra: strumentazione della prima fila di sedili (manichino dotato di 8 termocoppie sul lato passeggero) e 8 termocoppie sfuse lato guidatore. A destra: dettaglio delle termocoppie ad altezza testa e braccia lato guidatore

Lo spazio utile per i passeggeri della terza fila è molto limitato e non sufficiente per accogliere i manichini. La differenza di quota tra seduta e appoggiatesta è di circa 20 cm. Si suppone quindi che questo spazio possa essere occupato solamente da dei bambini e si utilizzano sei termocoppie di tipo K fissate direttamente a ciascuno dei due sedili. Si dispongono:

- 2 termocoppie zona testa
- 2 termocoppie zona braccia
- 2 termocoppie zona bacino



Figura 107: Strumentazione della terza fila di Sedili.

Griglia

Anche durante le prove di cool down si dispone la griglia con i 10 anemometri in corrispondenza della terza fila di sedili. L'obiettivo è quello di valutare quanto la temperatura dell'aria in uscita dal gruppo possa influire nella circolazione dell'aria all'interno dell'abitacolo. Durante i rilievi di velocità, svolti in layout a temperatura ambiente, la vettura era spenta e quindi l'impianto di climatizzazione non era in funzione: l'aria in uscita dalle bocchette era aria a temperatura ambiente. Durante la prova di cool down invece, l'impianto di climatizzazione è acceso e si immette dalle bocchette aria a bassa temperatura, molto inferiore a quella dell'ambiente circostante. È possibile quindi che si verifichino moti convettivi dovuti a differenze di densità all'interno dell'abitacolo: l'aria fredda ha densità maggiore e tende a tenersi più bassa. A priori ci si aspetta che questo fenomeno si verifichi ma in modo molto limitato: a prevalere all'interno dell'abitacolo è la circolazione forzata.



Figura 108: Griglia della terza fila di Sedili dotata di 10 anemometri a filo caldo e 4 termocoppie

Termocoppie anemometri

Sempre sulla griglia di anemometri vengono disposte quattro termocoppie in corrispondenza degli anemometri della fila superiore. L'obiettivo è valutare la variazione di temperatura quando si passa da REC a FRESH. La prova di cool down infatti prevede due fasi finali, a stabilizzazione della temperatura delle bocchette, che vengono svolte in presa aria esterna. Dal momento che in fresh l'aria tende a mantenersi nella parte superiore dell'abitacolo e che le velocità tendono ad aumentare, ci aspettiamo che in corrispondenza di queste quattro termocoppie si registrino temperature leggermente inferiori. In realtà non è detto che questo fenomeno si verifichi: l'aria in uscita dalle bocchette di ventilazione in presa aria esterna è più calda. Quindi, se da un lato le velocità dell'aria aumentano, dall'altro aumenta anche la temperatura dell'aria; potrebbe quindi succedere che in presa aria esterna le temperature misurate da queste quattro termocoppie non tendano a diminuire.

Termocoppie laterali

Si dispongono inoltre due termocoppie (T_fin1 e T_fin2) nei pressi del finestrino in corrispondenza della terza fila di sedili. L'obiettivo è quello di valutare la circolazione dell'aria all'interno dell'abitacolo e di avere conferma, con le temperature, di quanto concluso dopo i rilievi di velocità a temperatura ambiente. Si ipotizzava infatti che in puro vent e per piccoli angoli di inclinazione del flap, un debole getto d'aria potesse lambire il finestrino nella parte posteriore dell'abitacolo e non esser rilevato dai sensori della griglia della terza fila di sedili.

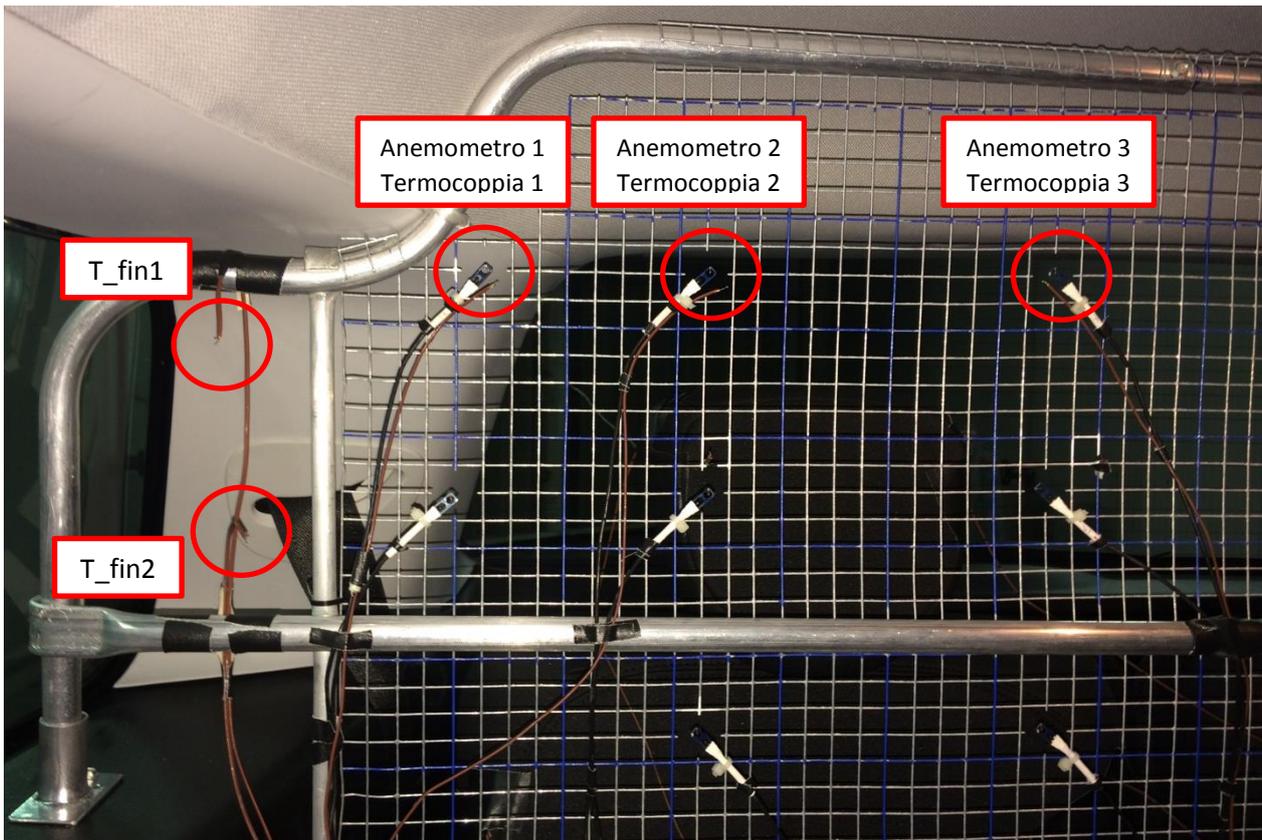


Figura 109: dettaglio della strumentazione della terza fila. Si notano le due termocoppie lato finestrino (T_{fin1} e T_{fin2}) e parte dei sensori disposti sulla griglia

6.5.2.1.1 SISTEMA DI ACQUISIZIONE

Il sistema di acquisizione concettualmente è analogo a quello dei rilievi di velocità in abitacolo, a variare è principalmente la quantità, molto superiore, di segnali che vengono acquisiti durante la prova di cool down. L'unica novità è rappresentata dai trasduttori di pressione: si tratta di sensori che restituiscono il segnale sotto forma di tensione. Si tratta di sensori che vanno alimentati con tensione ammessa tra 8 V e 32 V. si è quindi deciso di alimentarli insieme ai moduli IPETRONIK a 16 V.

- Trasduttore di bassa pressione: 0÷5 V corrispondono a 0÷10 bar(g)
- Trasduttore di alta pressione: 0÷5 V corrispondono a 0÷50 bar(g)

Per semplicità e per evitare di acquisire inutilmente troppi segnali, i segnali di temperatura restituiti dagli NTC dei sensori F550, vista la loro scarsa precisione sicuramente inferiore a quella delle termocoppie, non vengono neanche acquisiti.

Vengono invece acquisiti i parametri di funzionamento della galleria climatica:

- Temperatura dell'aria
- Velocità del vento
- Umidità relativa
- Velocità dei rulli
- Carico sui rulli
- Potenza sui rulli

6.5.3 PREPARAZIONE DELLA PROVA

Per precauzione, prima delle prove di cool down, si sono effettuate la scarica e la carica del refrigerante in modo da evitare possibili malfunzionamenti dell'impianto dovuti alla carica di refrigerante e in modo da esser sicuri che i risultati siano attendibili. Come specificato Denso, si è proceduto a caricare nell'impianto 460 g di R134a.

Si posizionano i comandi del gruppo A/C nelle seguenti funzioni:

- Ricircolo
- Distribuzione aria alle bocchette della plancia (VENT), con Diffusore plancia chiuso
- Tutto Freddo
- Ventola (Sistema) A/C in OFF
- Aprire le bocchette su plancia orientandole verso le teste dei passeggeri. In particolare, si orientano le bocchette VENT centrali in modo che sparino aria in faccia ai passeggeri anteriori e le bocchette VENT laterali in posizione "neutra" in modo che sparino aria tra i passeggeri anteriori e il finestrino, raggiungendo i passeggeri posteriori.

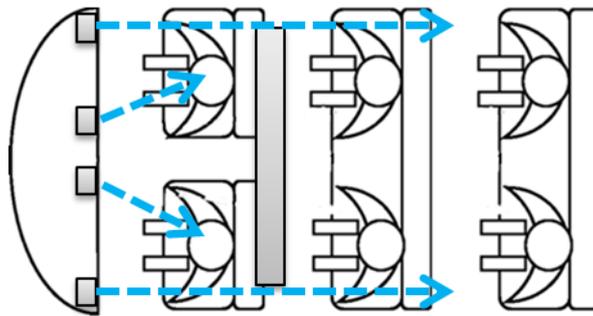


Figura 110: schema della disposizione delle bocchette della plancia

Si impostano da sala di controllo le seguenti condizioni ambientali nella galleria climatica:

- Temperatura: $43^{\circ}\text{C} \pm 1$
- Vento $7 \div 8$ km/h
- UR: 30%

Si regima il veicolo nel modo seguente:

- Aprire le porte del veicolo
- Ventilare con irraggiamento solare spento

La fase di regimazione termina quando la temperatura all'interno del veicolo è omogenea ed a 43°C . Cioè quando le temperature medie di teste, piedi e passeggeri sono tutte a 43°C . A questo punto si possono chiudere le porte del veicolo e iniziare la prova.

6.5.4 ESECUZIONE DELLA PROVA

1. Si accendono le lampade per la simulazione del carico solare regolandone il numero e l'intensità in modo tale che l'irraggiamento misurato tramite solarimetro a livello tetto dell'abitacolo sia pari a 900 W/m².
2. Si mantengono le condizioni qui descritte fino a che non si registrano:
 - La temperatura media delle teste sia compresa tra 63 e 65°C
 - La temperatura media passeggeri non sia < 50°C
 - La temperatura media dei piedi non sia < 43°C
3. Si avvia il sistema di acquisizione dati
4. Si accende il veicolo
5. Si imposta l'elettroventilatore dell'HVAC in massima velocità e si inserisce il compressore
6. La normativa FCA stabilisce che il ciclo guida della vettura avvenga nel modo seguente:

Tempo progressivo [min]	Velocità [km/h]	Velocità del vento [km/h]	Marcia cambio manuale	Giri Motore [rpm]	Note
0	32	32	Seconda	2220	Potenza ai rulli 2,2 kW - RICIRCOLO
30	64	64	Terza	2870	Potenza ai rulli 4,4 kW - RICIRCOLO
60	96	96	Quinta	2280	Potenza ai rulli 6,6 kW - RICIRCOLO
90	0	Da 3 a 8	Folle	800	Motore al minimo - RICIRCOLO
120	32	32	Seconda	2220	Potenza ai rulli 2,2 kW - PRESA ARIA ESTERNA Prova a stabilizzazione temperatura bocchette
140	0	Da 3 a 8	Folle	800	Motore al minimo - PRESA ARIA ESTERNA Prova a stabilizzazione temperatura bocchette

Per semplicità e per entrare nel veicolo il meno possibile, l'intera prova sarà svolta in seconda marcia. Per ottenere gli stessi giri del motore che si otterrebbero in terza marcia e in quinta marcia, si riduce la velocità del veicolo rispettivamente a 41,4 km/h e 32,9 km/h. Infatti:

$$2220 [rpm] : 32 [km/h] = 2870 [rpm] : x [km/h]$$

$$x = 41,4 [km/h]$$

$$2220 [rpm] : 32 [km/h] = 2280 [rpm] : x [km/h]$$

$$x = 32,9 [km/h]$$

Per simulare il ciclo di guida e aumentare la velocità del veicolo si utilizza un acceleratore meccanico comandato direttamente da sala di controllo. Viene disposto in corrispondenza del pedale dell'acceleratore e fissato al sedile del guidatore.

Per tutta la durata della prova devono essere garantite queste condizioni:

- Temperatura di $43^{\circ}\text{C}\pm 1$,
- Umidità relativa $30\pm 3\%$,
- Irraggiamento solare $900\pm 50 \text{ W/m}^2$.

I dati vengono acquisiti ogni secondo.

6.5.5 RISULTATI E CONCLUSIONI

I rilievi di velocità a temperatura ambiente ci hanno permesso di ridurre significativamente il numero di prove e di determinare quali siano le configurazioni più interessanti per svolgere le prove di Cool Down. È emerso che:

1. La configurazione che permette di massimizzare la sensazione di ventilazione per i passeggeri della seconda fila di sedili rispetto al puro vent è: Vent + Roof Circulator (flap laterale: 60° e flap centrale: 30°)
2. La configurazione che permette di massimizzare la sensazione di ventilazione per i passeggeri della terza fila di sedili rispetto al puro vent è: Vent + Roof Circulator (flap: 0°)

La configurazione 1 è anche quella che permette di massimizzare la sensazione di ventilazione globalmente per i passeggeri della seconda e terza fila di sedili. Per avere un termine di paragone e confrontare le curve dei transitori di temperatura in abitacolo è stata svolta anche una prova in puro vent, senza il Roof Circulator. Le prove di Cool Down svolte sono quindi tre:

1. Cool Down baseline
2. Cool Down con Roof Circulator (flap: 0°)
3. Cool Down con Roof Circulator (flap laterale: 60° e flap centrale: 30°)

Dai risultati si può dire che, in generale, il Roof Circulator genera un miglioramento per le teste dei passeggeri della seconda e della terza fila di sedili: si ottiene un miglioramento che oscilla tra i 2 e i 3°C. Globalmente però, considerando il corpo intero, non sempre è migliorativo. Il motivo sta nel fatto che il dispositivo cambia significativamente la circolazione dell'aria all'interno dell'abitacolo: il volume di ricircolo dell'aria è significativamente maggiore.

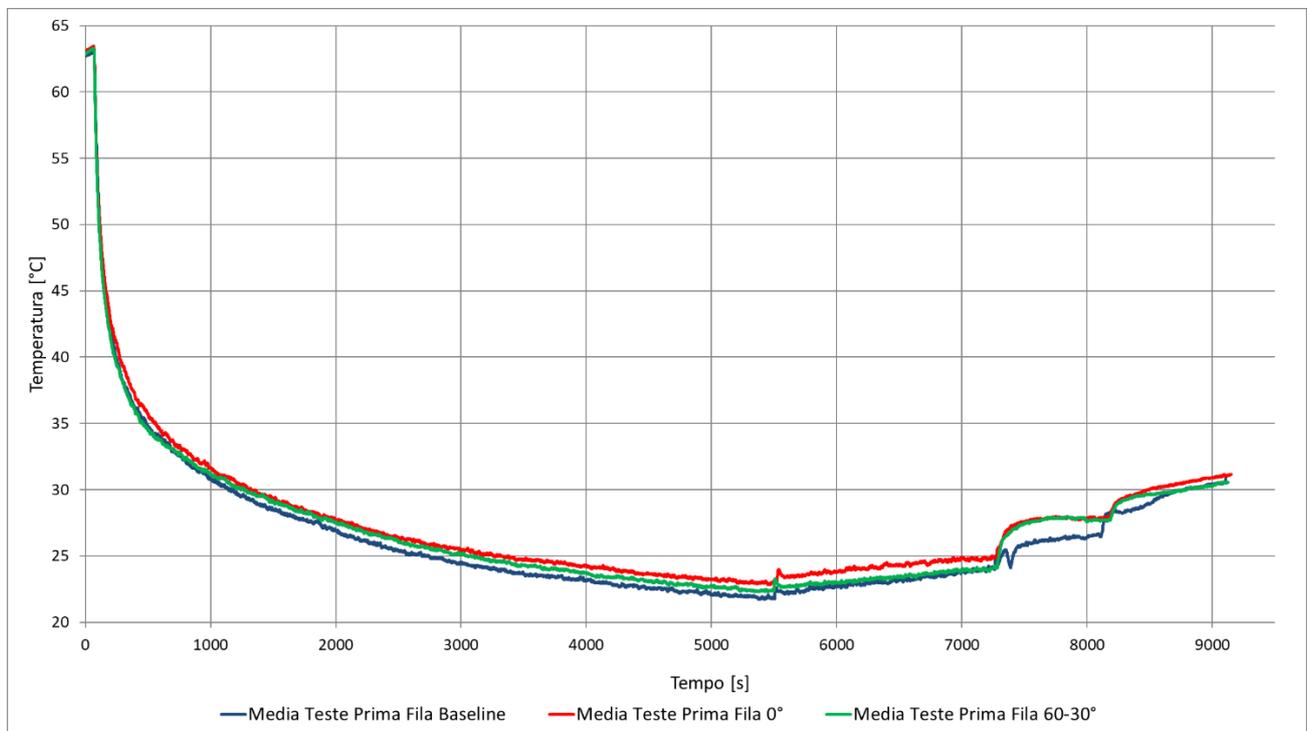


Figura 111: Andamento temporale della temperatura media delle teste dei passeggeri della prima fila di sedili durante le tre prove di Cool Down

La figura 111 rappresenta l'andamento temporale delle temperature medie delle teste dei passeggeri della prima fila nelle tre prove di Cool Down. Si nota subito che durante il Cool Down baseline si registrano le temperature inferiori. Le teste dei passeggeri anteriori sembrano quindi essere leggermente svantaggiate dal funzionamento del Roof Circulator. Probabilmente il peggioramento delle temperature alle teste è dovuto solo ad un cambiamento di circolazione dell'aria all'interno dell'abitacolo: la temperatura dell'aria all'uscita delle bocchette di ventilazione infatti non cambia in modo rilevante e le prestazioni dell'HVAC restano invariate. Sostanzialmente, il dispositivo aspira dell'aria ancora fresca in corrispondenza delle teste dei passeggeri della prima fila di sedili e la invia nella parte posteriore dell'abitacolo. Cambia leggermente la diffusione dell'aria in corrispondenza della prima fila: il Roof Circulator aspira parte del getto delle bocchette centrali della plancia, quindi l'aria che circola in corrispondenza delle teste dei passeggeri anteriori è leggermente meno. Dal momento che non cambiano le temperature dell'aria in uscita dalle bocchette, l'effetto è quindi quello di cambiare il transitorio di temperatura: con il Roof circulator, la diminuzione di temperatura in corrispondenza delle teste è un po' più lenta, perché è minore la quantità di aria fresca in quella zona. Va detto che questo effetto è comunque piuttosto limitato e con il Roof Circulator si registrano aumenti di temperatura inferiori ad 1°C.

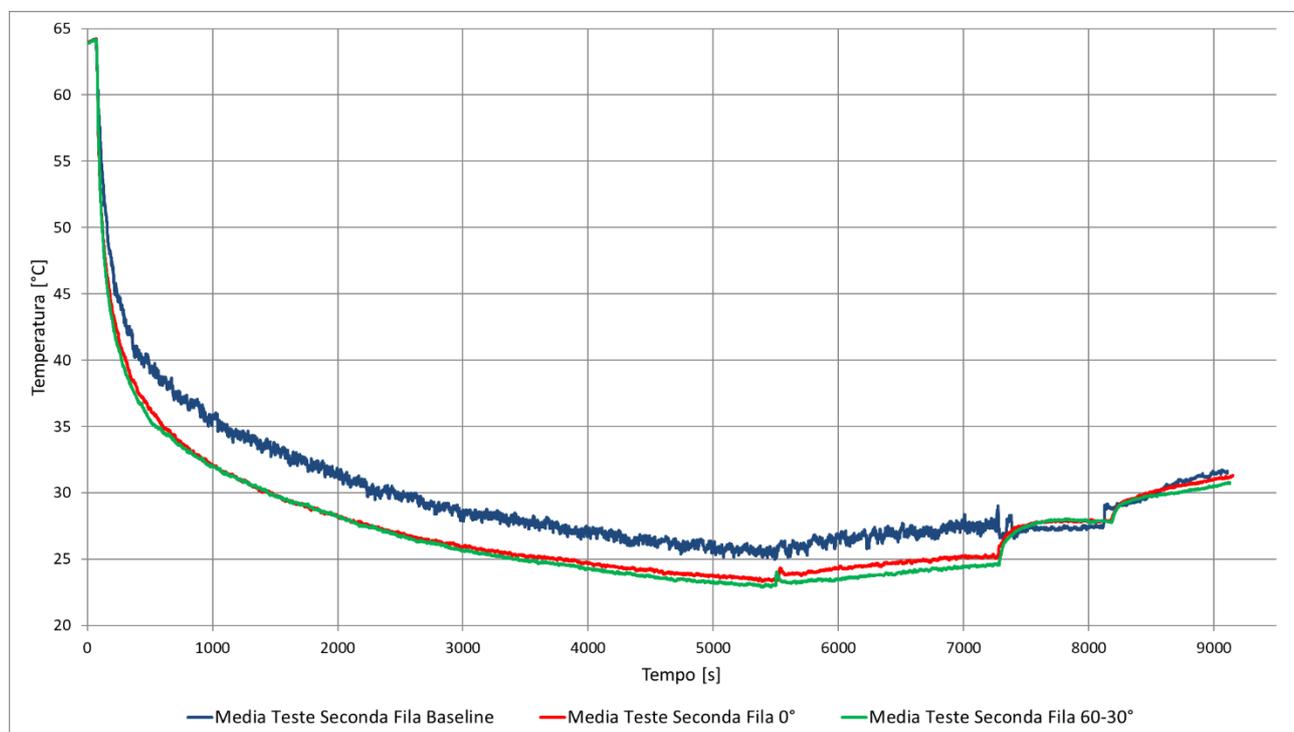


Figura 112: Andamento temporale della temperatura media delle teste dei passeggeri della seconda fila di sedili durante le tre prove di Cool Down

Per le teste dei passeggeri della seconda fila invece si registrano miglioramenti significativi rispetto alla baseline in entrambe le configurazioni con il Roof Circulator. Si nota in particolare che la configurazione con il flap del dispositivo inclinato a 0°, che nelle nostre aspettative doveva favorire principalmente i passeggeri della terza fila, porta un vantaggio significativo, molto simile a quello garantito dalla configurazione che favorisce la seconda fila.

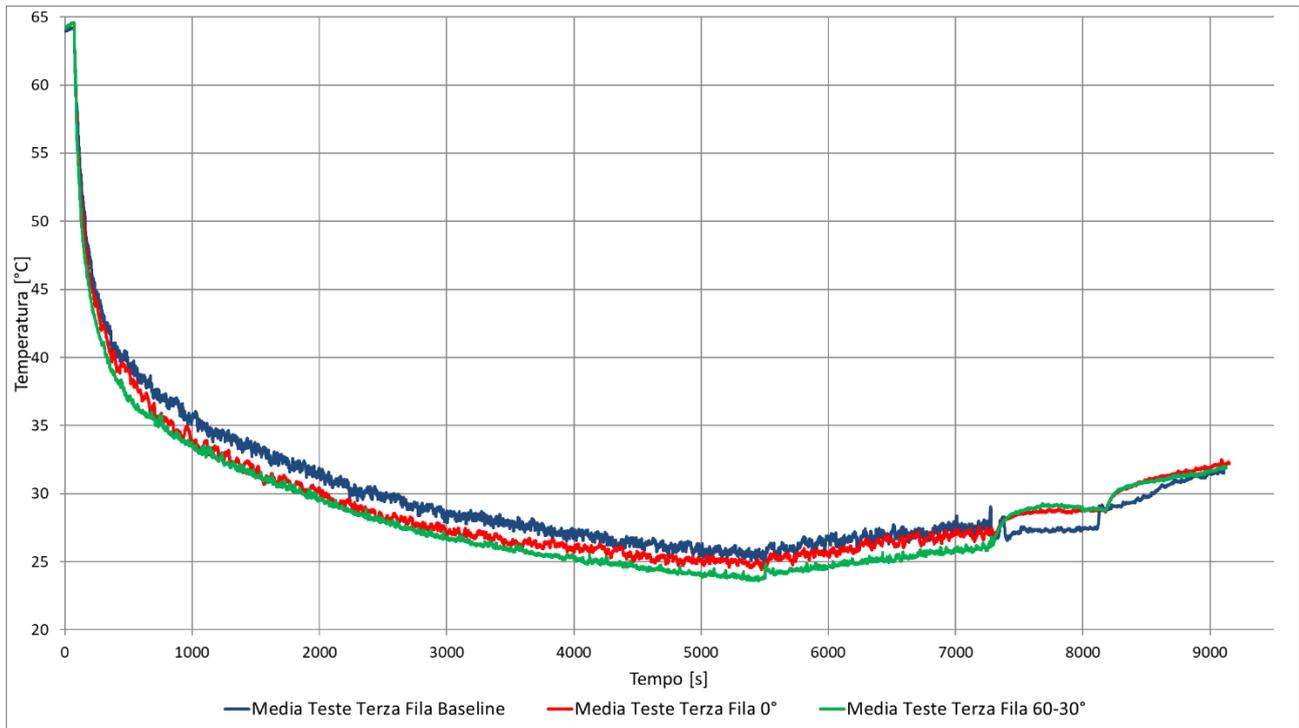


Figura 113: Andamento temporale della temperatura media delle teste dei passeggeri della terza fila di sedili durante le tre prove di Cool Down

Rispetto alla seconda fila, per i passeggeri della terza fila, il miglioramento in termini di riduzione della temperatura alle teste risulta minore. È particolarmente interessante notare che il miglioramento nella prova con il flap inclinato a 0° è inferiore a quanto ci aspettassimo e addirittura inferiore rispetto a quello che si ottiene con la configurazione più favorevole alla seconda fila. Probabilmente la spiegazione sta nel fatto che le velocità elevate che si registravano in corrispondenza della terza fila, con il flap a 0°, sono dovute non solo all'aria che arriva da davanti, dal Roof Circulator, ma anche dall'aria che ricicla e proviene dalla parte posteriore dell'abitacolo. Quest'aria è necessariamente più calda. Inoltre anche l'aria proveniente dalla parte anteriore potrebbe essere più calda di quanto non lo sia nelle altre configurazioni, perché è forzata a restare attaccata all'imperiale della vettura che si trova a temperatura molto elevata a causa dell'irraggiamento esterno. Durante i rilievi di velocità a temperatura ambiente si è quindi sovrastimato l'effetto migliorativo di questa configurazione: ciò che interessa è l'effetto combinato di velocità e temperatura. Le velocità dell'aria che si registrano sono maggiori, ma probabilmente anche le temperature dell'aria sono maggiori.

Considerando le temperature globali dei passeggeri invece il miglioramento garantito dal Roof Circulator non è più percepibile o comunque è molto limitato.

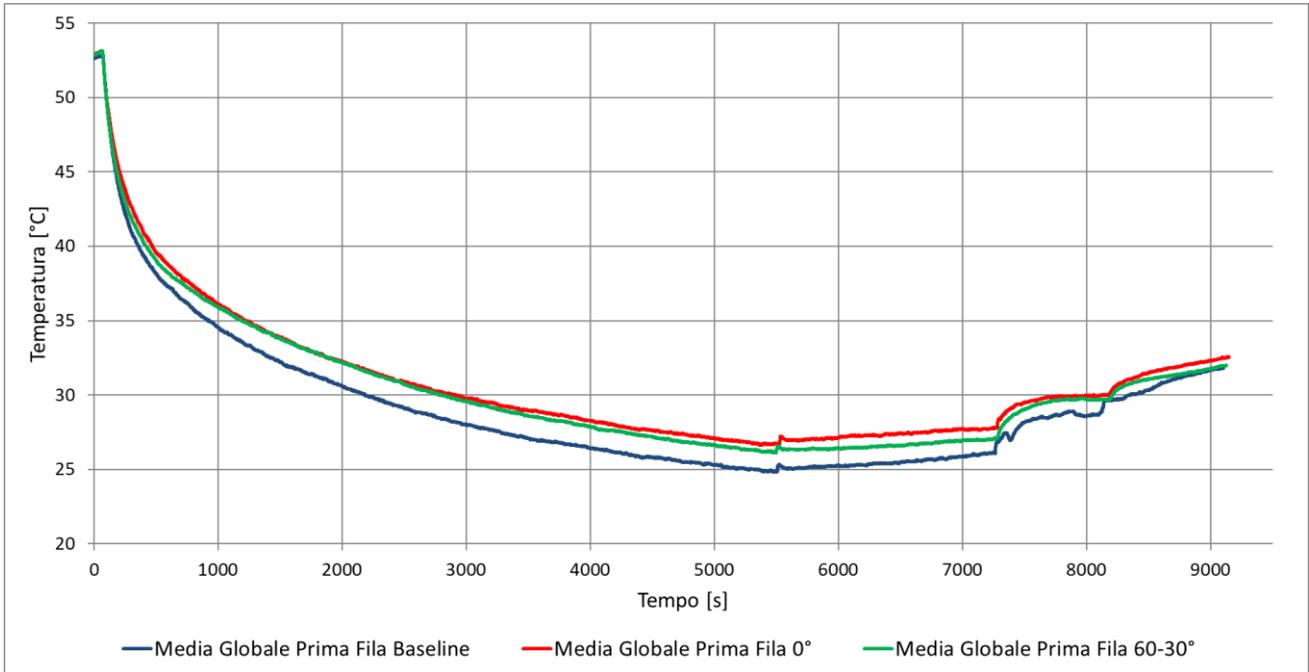


Figura 114: Andamento temporale della temperatura media globale dei passeggeri della prima fila di sedili durante le tre prove di Cool Down

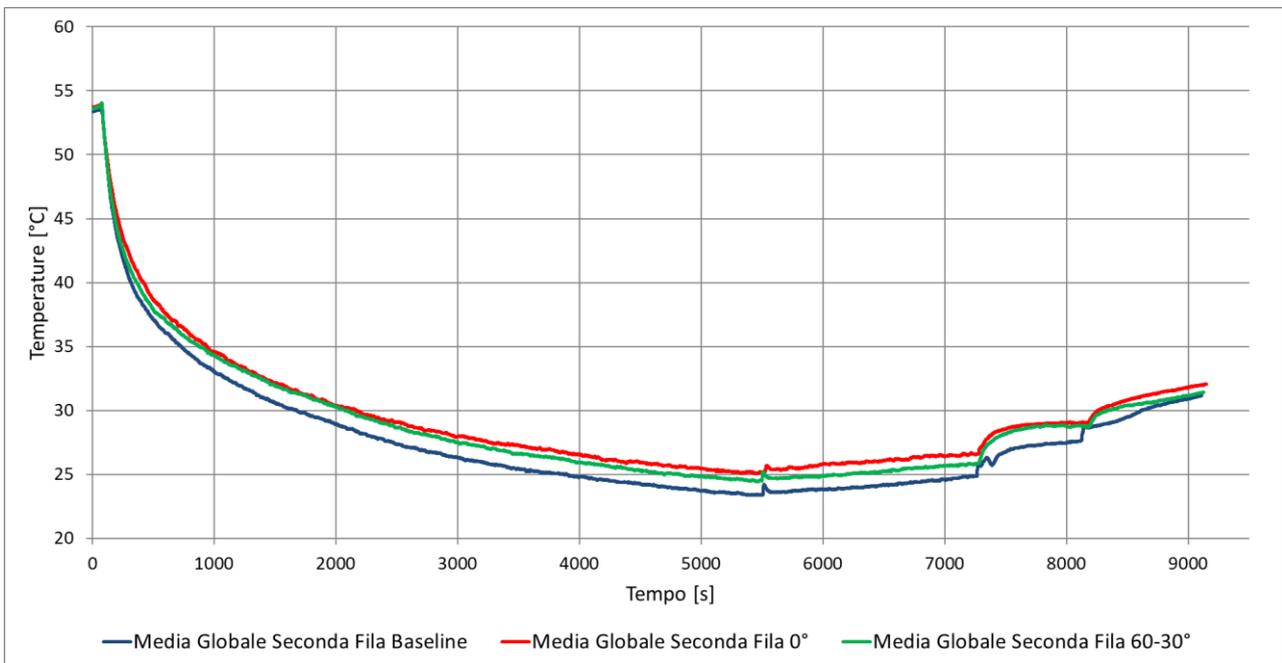


Figura 115: Andamento temporale della temperatura media globale dei passeggeri della seconda fila di sedili durante le tre prove di Cool Down

In questo caso, per i passeggeri della prima fila di sedili, come prevedibile, le configurazioni con il Roof Circulator continuano ad essere peggiorative rispetto alla baseline. La novità invece è che le configurazioni con il Roof Circulator diventano globalmente peggiorative anche per i passeggeri della seconda fila di sedili. Il Roof Circulator in termini di prestazioni non è equivalente ad un gruppo clima supplementare installato appositamente per le file posteriori dell'abitacolo, ma cambia semplicemente la circolazione dell'aria

all'interno dell'abitacolo migliorando le temperature che si registrano in corrispondenza delle teste e peggiorando quelle che si registrano in corrispondenza dei piedi. Dal punto di vista del comfort termico dei passeggeri questo può essere vantaggioso perché si diminuisce di qualche grado la temperatura di una zona del corpo sensibile come quella delle teste, mentre generalmente, d'estate, si accetta di avere temperature maggiori ai piedi.

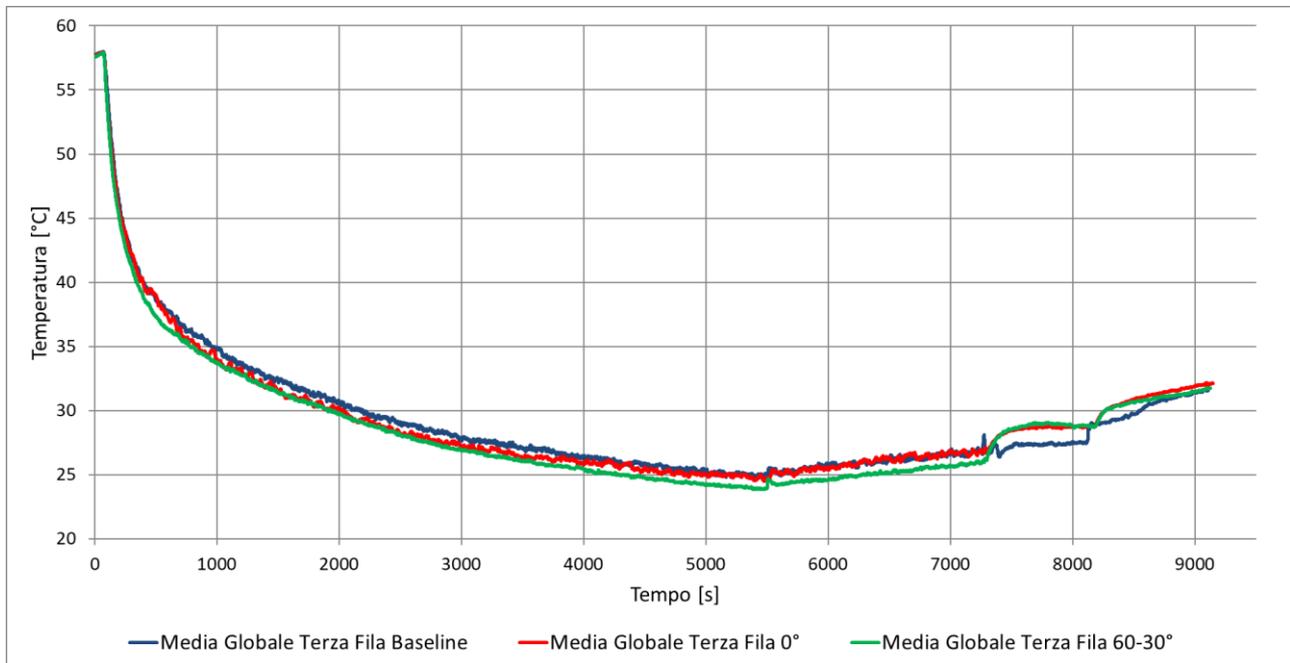


Figura 116: Andamento temporale della temperatura media globale dei passeggeri della terza fila di sedili durante le tre prove di Cool Down

Per i passeggeri della terza fila invece il miglioramento che si nota grazie al Roof Circulator è evidente anche in termini globali, ma è comunque piuttosto limitato.

La diversa circolazione dell'aria all'interno dell'abitacolo può essere compresa meglio confrontando la temperatura dell'aria alla presa di ricircolo con la temperatura media dei piedi dei passeggeri della prima fila.

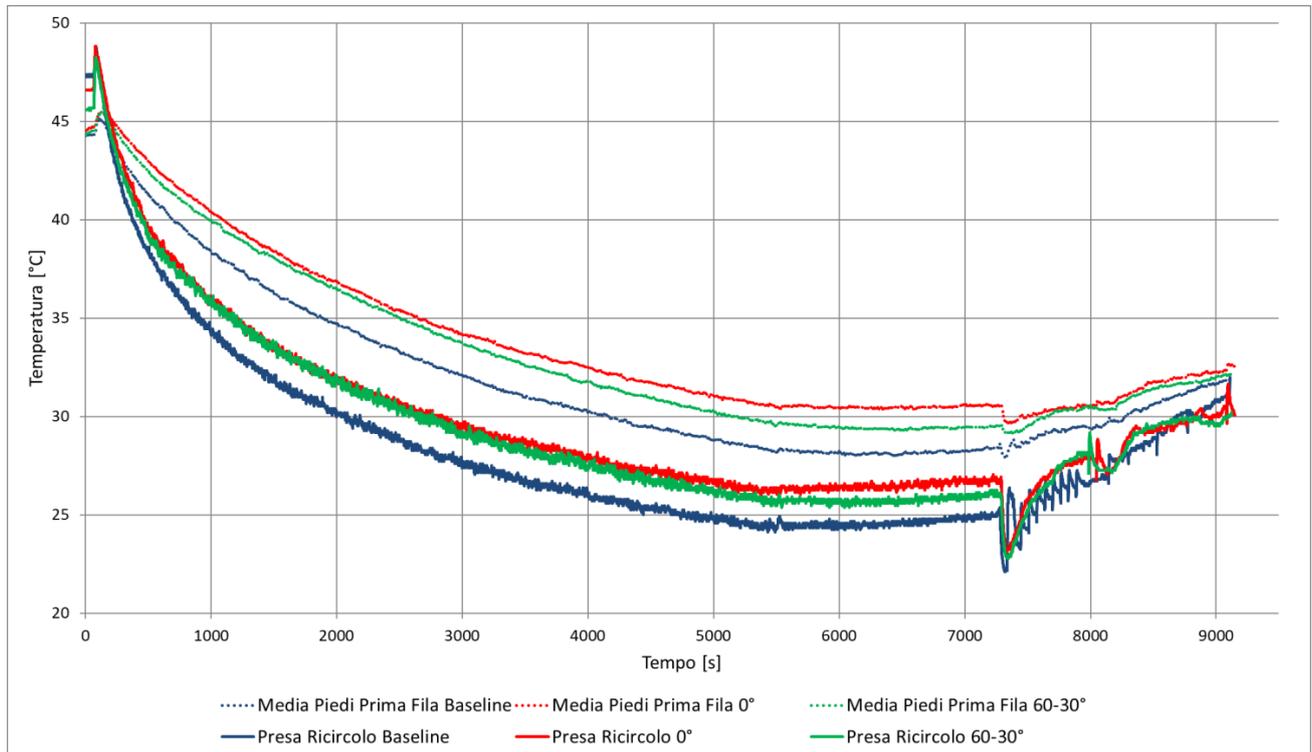


Figura 117: Confronto tra l'andamento temporale delle temperature medie dei piedi dei passeggeri della prima fila di sedili e la temperatura alla presa di ricircolo durante le tre prove di Cool Down

Si nota infatti che, nel caso della baseline, la temperatura media dei piedi è più bassa perché è più fresca la temperatura dell'aria alla presa di ricircolo. Accendendo il Roof Circulator, la temperatura dell'aria alla presa di ricircolo aumenta, e quindi aumenta anche la temperatura media dei piedi. Partendo dal presupposto che la portata trattata dal gruppo è costante, il Roof Circulator cambia la circolazione dell'aria fresca, e la costringe ad attraversare zone dell'abitacolo che prima non attraversava. Quindi necessariamente questa torna alla presa di ricircolo ad una temperatura maggiore. Aumenta il volume di ricircolo, quindi aumentano il volume di aria che viene raffrescata e la quantità di calore che viene asportata dall'abitacolo.

Infine, è interessante confrontare le temperature dell'aria alla presa di ricircolo e la temperatura media dell'aria in uscita dalle varie bocchette di ventilazione e capire perché le prestazioni del gruppo non cambiano.

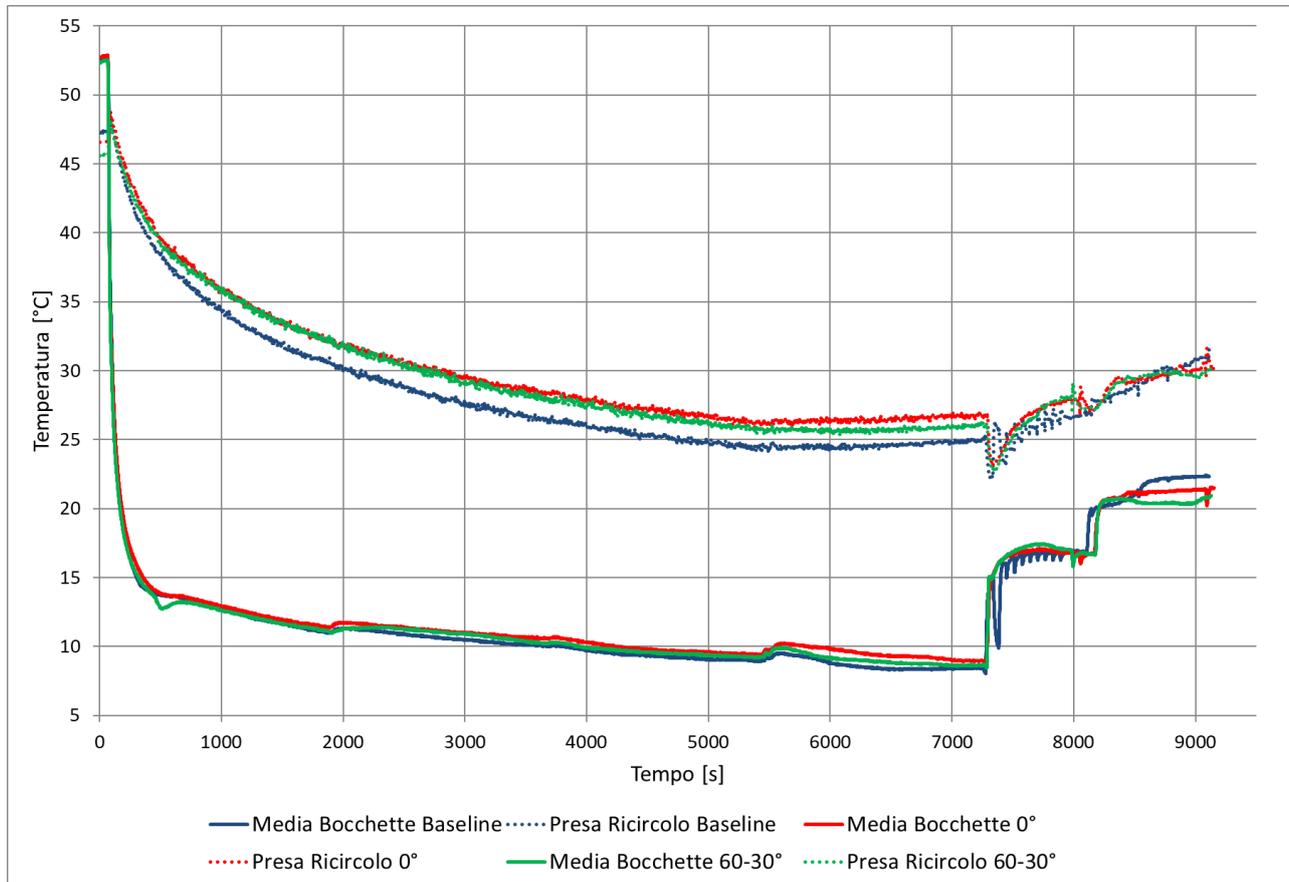


Figura 118: confronto tra l'andamento temporale della temperatura media dell'aria all'uscita delle bocchette di ventilazione della plancia e l'andamento temporale della temperatura dell'aria alla presa di ricircolo durante le tre prove di Cool Down

Durante il transitorio si nota infatti che tra la temperatura alla presa di ricircolo nel caso baseline e nei casi con Roof Circulator, persiste una differenza di temperatura di circa 1,5°C, mentre la temperatura media dell'aria in uscita dalle bocchette resta sostanzialmente invariata: la differenza è di circa 0,2°C. Questo significa che l'HVAC è controllato per avere una temperatura di uscita dall'evaporatore tale da garantire il comfort termico degli occupanti. Il fatto che la temperatura dell'aria alla presa di ricircolo sia più alta fa in modo che si ottenga un surriscaldamento maggiore all'evaporatore. L'evaporatore e la valvola termostatica sono accoppiati, e la valvola reagisce a questo surriscaldamento aprendosi maggiormente e lasciando passare una maggiore portata di refrigerante.

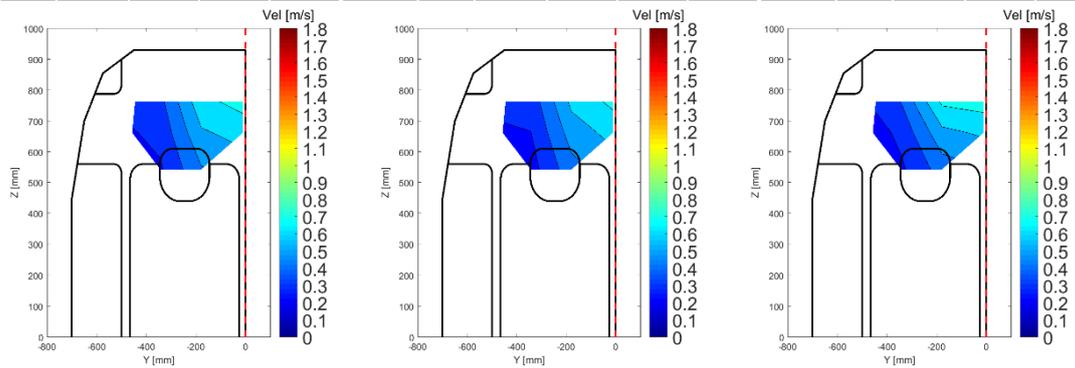
Per questo motivo il Roof Circulator non può essere considerato un componente isoconsumo: da un lato infatti assorbe una certa potenza elettrica per poter lui stesso funzionare, dall'altro il suo funzionamento impone che il compressore tratti una maggiore portata di refrigerante per mantenere le condizioni di comfort per gli occupanti. E siccome la portata di refrigerante è direttamente proporzionale alla potenza assorbita dal compressore, aumentano anche i consumi del gruppo.

6.5.5.1 VERIFICA DEI RILIEVI DI VELOCITÀ

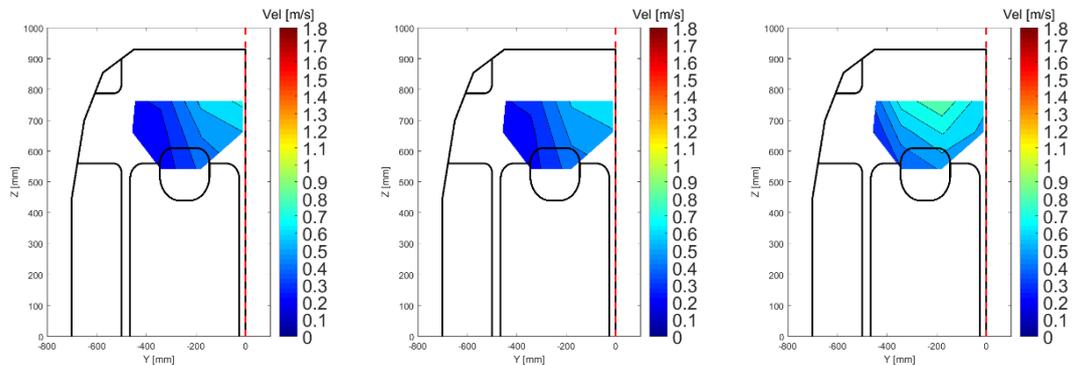
Anche durante le prove di cool down si è utilizzato la griglia con i 10 sensori di velocità F550 2-B-4 disposta in corrispondenza della terza fila di sedili. L'obiettivo è quello di verificare che il campo di velocità non cambi in funzione della temperatura dell'aria in uscita dalle bocchette di ventilazione.

A titolo di esempio, durante la prova di cool down, nella configurazione Vent + Roof Circulator con aletta laterale inclinata a 60° e aletta centrale inclinata a 30° per la terza fila di sedili si ottiene:

		10 MIN (RIC)						PRIMA FASE (RIC)						SECONDA FASE (RIC)			
I fila: y [mm]		445	343	178	10	I fila: y [mm]		445	343	178	10	I fila: y [mm]		445	343	178	10
II fila: y [mm]		457	343	178	10	II fila: y [mm]		457	343	178	10	II fila: y [mm]		457	343	178	10
z [mm]	763	0,34	0,37	0,67	0,74	z [mm]	763	0,34	0,34	0,63	0,73	z [mm]	763	0,32	0,40	0,72	0,74
	662	0,29	0,33	0,59	0,64		662	0,28	0,30	0,55	0,63		662	0,25	0,33	0,57	0,62
	543	NaN	0,29	0,49	NaN		543	NaN	0,26	0,46	NaN		543	NaN	0,28	0,45	NaN



		TERZA FASE (RIC)						QUARTA FASE (RIC)						QUINTA FASE (FRESH)			
I fila: y [mm]		445	343	178	10	I fila: y [mm]		445	343	178	10	I fila: y [mm]		445	343	178	10
II fila: y [mm]		457	343	178	10	II fila: y [mm]		457	343	178	10	II fila: y [mm]		457	343	178	10
z [mm]	763	0,29	0,31	0,63	0,73	z [mm]	763	0,30	0,32	0,62	0,70	z [mm]	763	0,44	0,75	0,88	0,63
	662	0,25	0,26	0,51	0,60		662	0,23	0,27	0,53	0,59		662	0,29	0,56	0,71	0,57
	543	NaN	0,23	0,43	NaN		543	NaN	0,25	0,44	NaN		543	NaN	0,40	0,52	NaN



SESTA FASE (FRESH)					
I fila: y [mm]	445	343	178	10	
II fila: y [mm]	457	343	178	10	
z [mm]	763	0,46	0,77	0,89	0,60
	662	0,30	0,59	0,72	0,54
	543	NaN	0,42	0,52	NaN

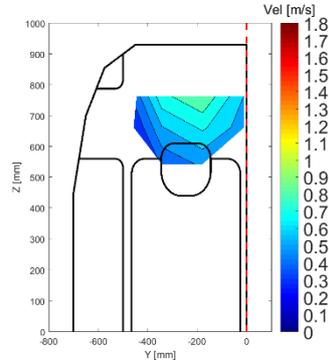


Figura 119: Tabelle e Distribuzioni di velocità in [m/s] ottenute in corrispondenza della terza fila di sedili durante le varie fasi della prova di Cool Down con Roof Circulator in funzione e flap laterale inclinato a 60° e flap centrale inclinato a 30°

Nella stessa configurazione, durante i rilievi di velocità in layout si ottiene:

RIC					FRESH						
I fila: y [mm]	445	343	178	10	I fila: y [mm]	445	343	178	10		
II fila: y [mm]	457	343	178	10	II fila: y [mm]	457	343	178	10		
z [mm]	763	0,35	0,43	0,64	0,58	z [mm]	763	0,52	0,86	0,90	0,59
	662	0,26	0,32	0,52	0,52		662	0,33	0,58	0,63	0,50
	543	NaN	0,26	0,37	NaN		543	NaN	0,36	0,41	NaN

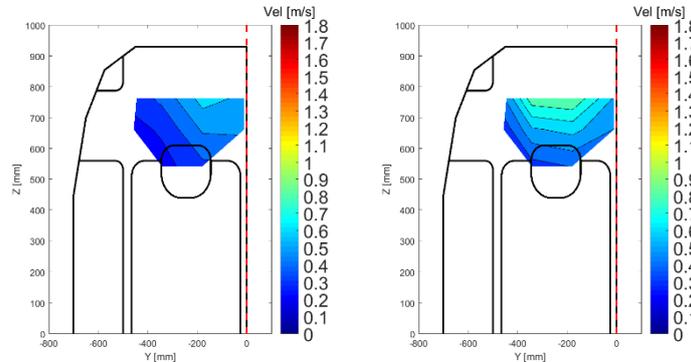


Figura 120: Tabelle e Distribuzioni di velocità in [m/s] ottenute in corrispondenza della terza fila di sedili durante le prove in officina in condizioni ambientali. A sinistra: in ricircolo. A destra: in fresh

Confrontando i risultati, si può affermare che in generale le distribuzioni di velocità ottenute in layout a temperatura ambiente e con il compressore fermo sono confermate. Il fatto che durante le prove di Cool Down, l'aria che esce dalle bocchette sia climatizzata ha poca rilevanza dal momento che nell'abitacolo domina la circolazione forzata.

6.5.5.2 VERIFICA DELLA CIRCOLAZIONE DELL'ARIA IN CORRISPONDENZA DELLA TERZA FILA

Grazie alle due termocoppie poste lato finestrino e alle quattro termocoppie disposte accanto ai sensori 1, 2, 3 e 4 della griglia della terza fila di sedili si può avere ulteriore conferma della circolazione dell'aria all'interno dell'abitacolo.

Cool Down baseline:

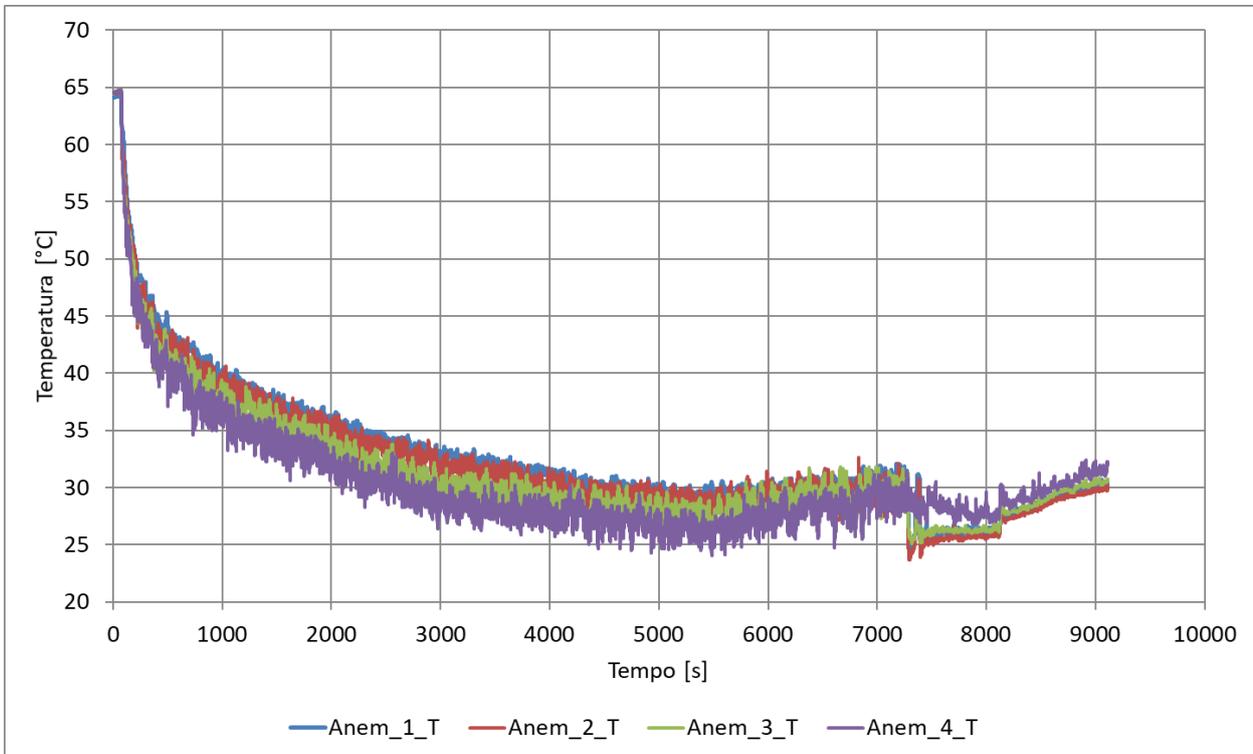


Figura 121: Andamento temporale delle temperature misurate dalle termocoppie 1, 2, 3 e 4 della griglia della terza fila di sedili durante la prova di Cool Down Baseline

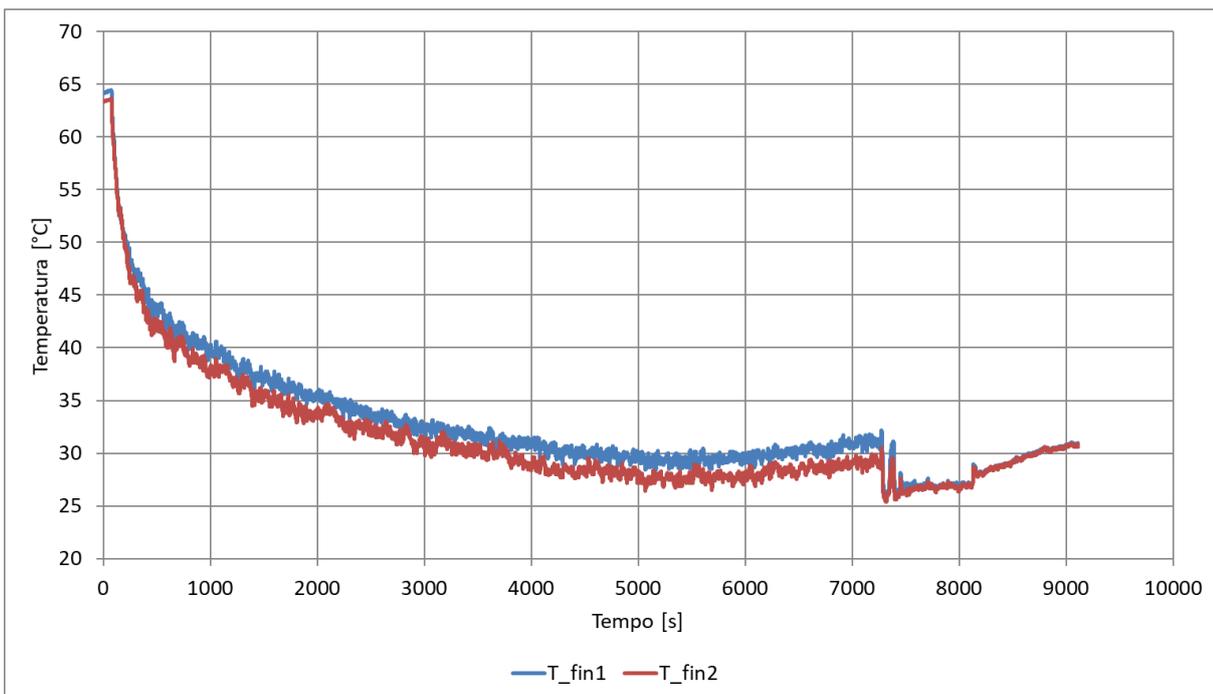


Figura 122: Andamento temporale delle temperature rilevate dalle termocoppie lato finestrino T_fin1 e T_fin2 durante la prove di Cool Down Baseline

L'andamento piuttosto regolare delle temperature misurate dalle due termocoppie prossime al finestrino e dalle due vicine ai sensori 1 e 2 suggerisce che probabilmente un getto d'aria, anche se debole, attraversi la griglia della terza fila vicino al finestrino. L'andamento molto più frastagliato e irregolare delle curve delle termocoppie 3 e 4 invece suggerisce che lì si abbia poca aria.

Cool Down 0°:

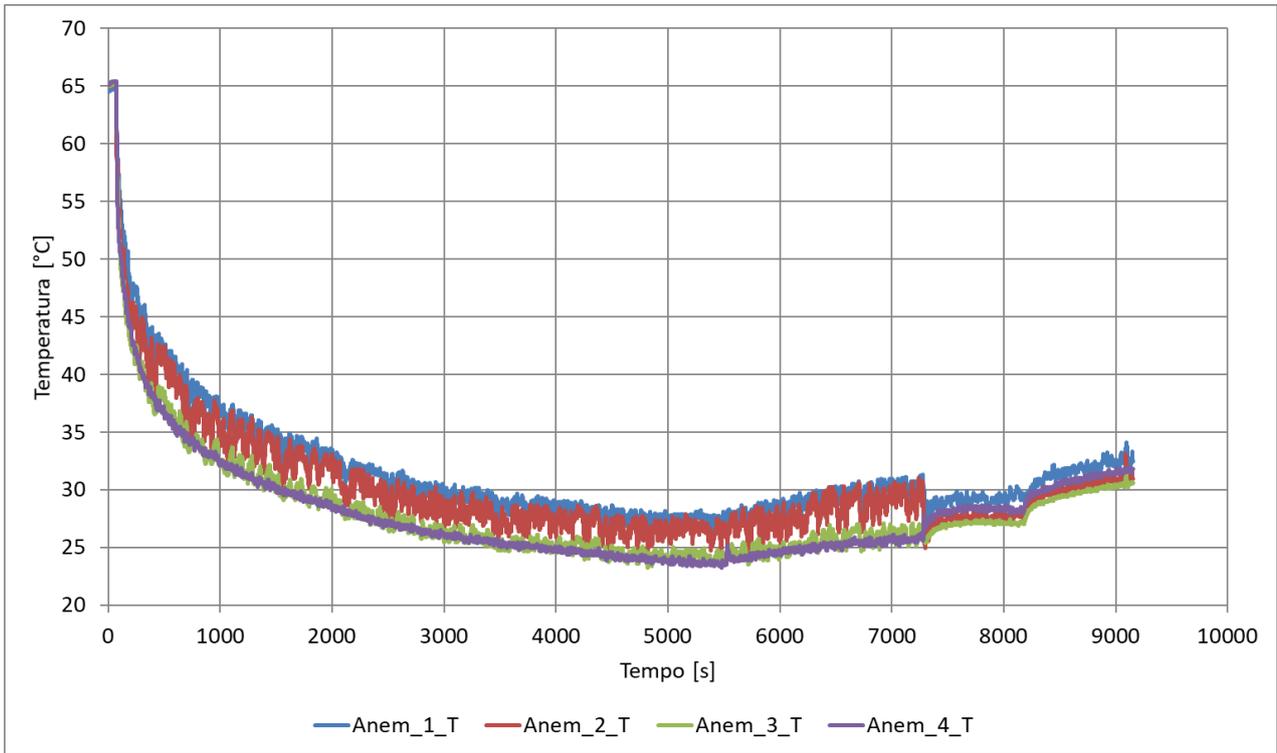


Figura 123: Andamento temporale delle temperature misurate dalle termocoppie 1, 2, 3 e 4 della griglia della terza fila di sedili durante la prova di Cool Down con Roof Circulator con flap inclinato a 0°

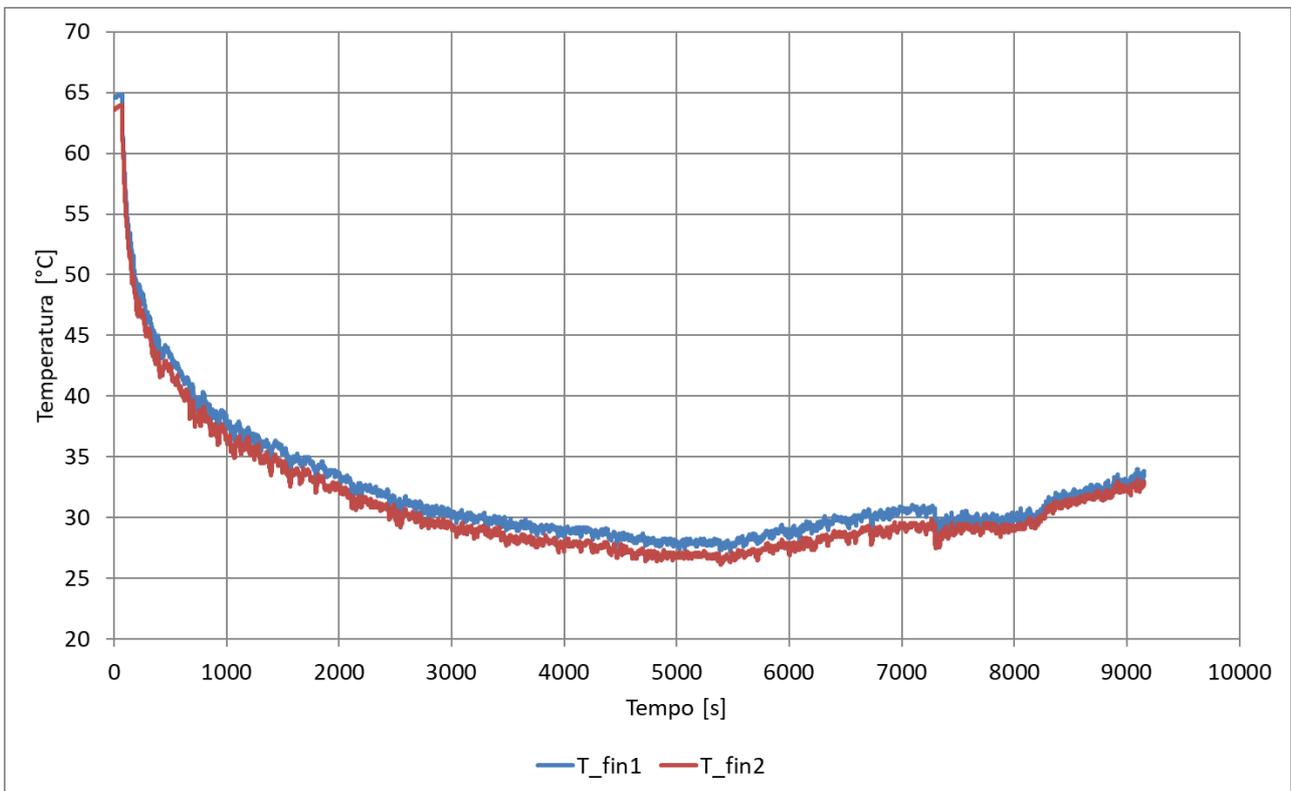


Figura 124: Andamento temporale delle temperature rilevate dalle termocoppie lato finestrino T_fin1 e T_fin2 durante la prove di Cool Down con Roof Circulator con flap inclinato a 0°

Si nota che le temperature registrate dalle termocoppie prossime al finestrino e quelle misurate dalle termocoppie vicino ai sensori 1 e 2 sono molto simili. Le prime due però presentano un andamento più regolare, simili alle temperature registrate dai sensori 3 e 4. Le temperature misurate dalle termocoppie vicino ai sensori 1 e 2 invece presentano un andamento molto più frastagliato. Si può dedurre quindi che il getto d'aria proveniente dal Roof Circulator colpisca direttamente i sensori 3 e 4 della griglia della terza fila e man mano smorzandosi e diffondendosi ricircoli a lato della griglia, dove sono disposte le termocoppie vicino al finestrino. Le curve dei sensori 1 e 2 hanno andamento più frastagliato perché l'aria che attraversa quei due sensori è molto più diffusa e turbolenta. Le temperature in prossimità del finestrino in modulo sono analoghe a quelle delle termocoppie 1 e 2 e maggiori di quelle delle termocoppie 3 e 4 perché sono colpite da aria più calda che ricircola.

Cool Down 60-30°:

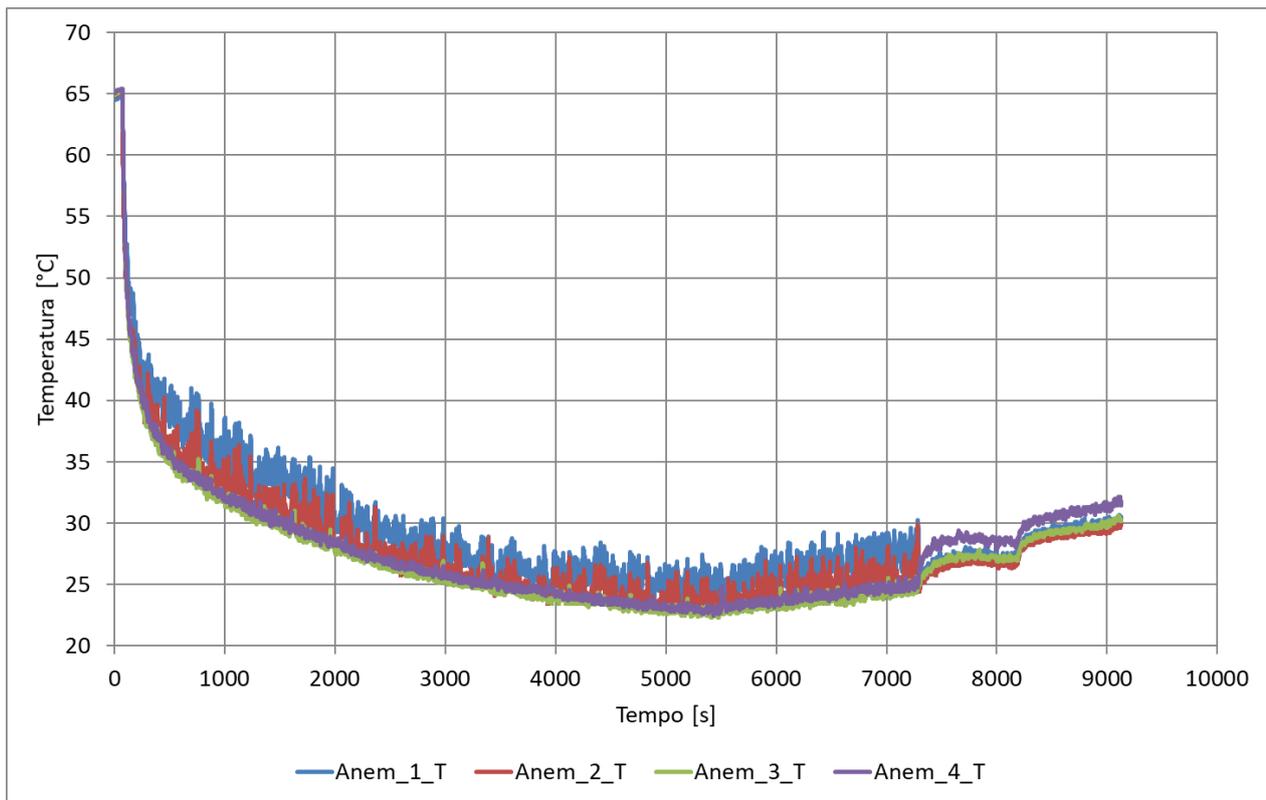


Figura 125: Andamento temporale delle temperature misurate dalle termocoppie 1, 2, 3 e 4 della griglia della terza fila di sedili durante la prova di Cool Down con Roof Circulator con flap laterale inclinato a 60° e flap centrale inclinato a 0°

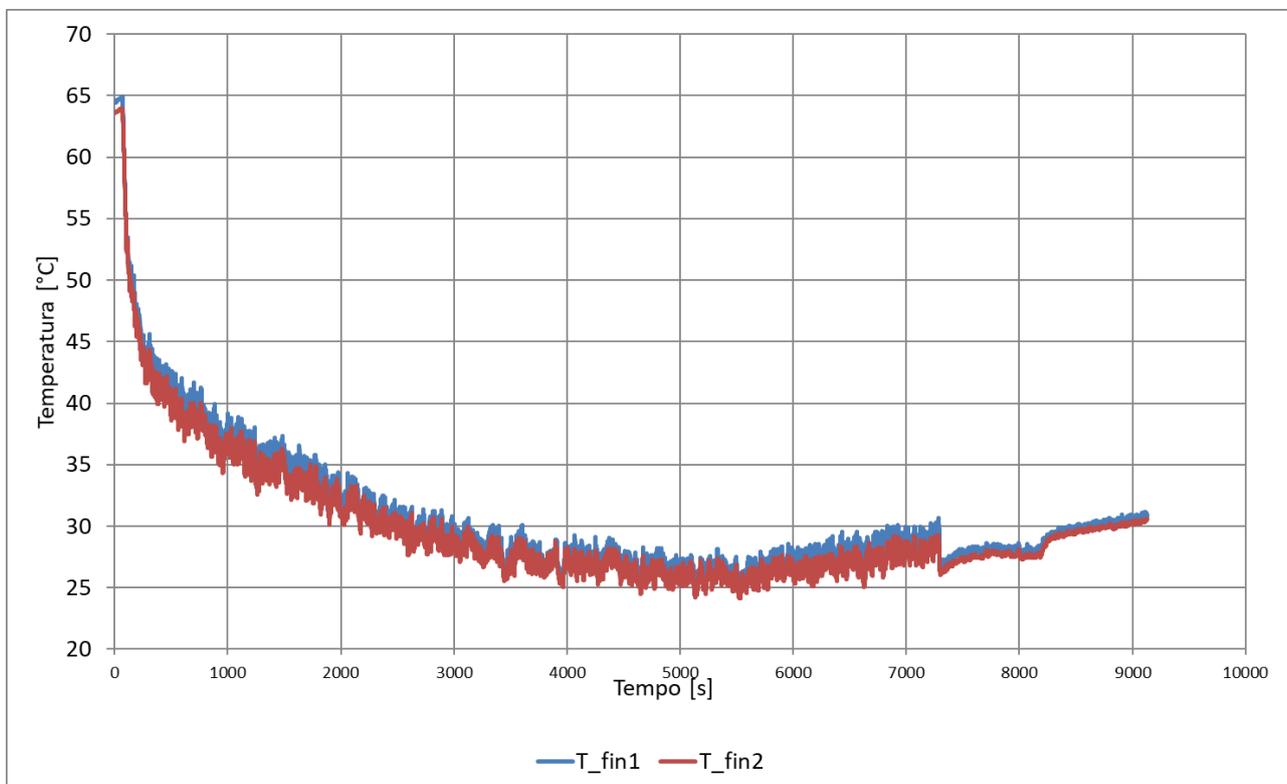


Figura 126: Andamento temporale delle temperature rilevate dalle termocoppie lato finestrino T_fin1 e T_fin2 durante la prove di Cool Down con Roof Circulator con flap laterale inclinato a 60° e flap centrale inclinato a 30°

L'andamento frastagliato delle temperature dei sensori dimostra che l'aria che raggiunge le termocoppie prossime al finestrino e i sensori 1 e 2 è molto poca e turbolenta. Questo è dovuto alla maggiore inclinazione dell'aletta laterale del Roof Circulator che devia prima il getto d'aria verso il basso. L'andamento delle temperature misurate dalle termocoppie vicine ai sensori 3 e 4 invece è più regolare perché l'aletta centrale del Roof Circulator è poco inclinata e questi sensori sono colpiti da un getto d'aria più concentrato.

In generale si può quindi dire che vengono quindi confermate le ipotesi fatte dopo i rilievi di velocità precedenti alle prove di cool down.

6.6 PROVE IN PRE-CONDITIONING

Con pre-conditioning non si intende l'accensione automatica del veicolo per poter accendere il sistema A/C (nelle auto convenzionali) o l'accensione del solo compressore nelle auto elettriche per rinfrescare l'ambiente. Si intende l'azionamento dell'impianto di ventilazione a veicolo spento in modo da introdurre aria a temperatura ambiente dall'esterno (se si usa l'HVAC in modalità FRESH), o da poter ricircolare l'aria all'interno dell'abitacolo (se si usa l'HVAC in modalità REC o il Roof Circulator) con l'obiettivo di abbassare le temperature dell'aria in corrispondenza delle teste.

Per valutare le prestazioni del dispositivo in pre-conditioning si riporta l'abitacolo nelle condizioni di partenza della prova di Cool Down, cioè:

- Temperatura media delle teste compresa tra 63 e 65°C
- Temperatura media passeggeri non < 50°C
- Temperatura media dei piedi non < 43°C
- Irraggiamento a 900 W/m²

Quindi, a veicolo spento, ma con il quadro acceso, si confrontano le prestazioni fornite dal dispositivo con quelle fornite dall'HVAC alla seconda velocità prima in fresh e poi in ricircolo e si osservano gli andamenti temporali delle temperature delle teste dei passeggeri della prima, della seconda e della terza fila di sedili nelle tre configurazioni. Si sceglie di utilizzare l'HVAC alla seconda velocità perché è emerso dalle prove di portata e ripartizioni in abitacolo che il consumo di energia è ridotto e leggermente superiore a quello del Roof Circulator.

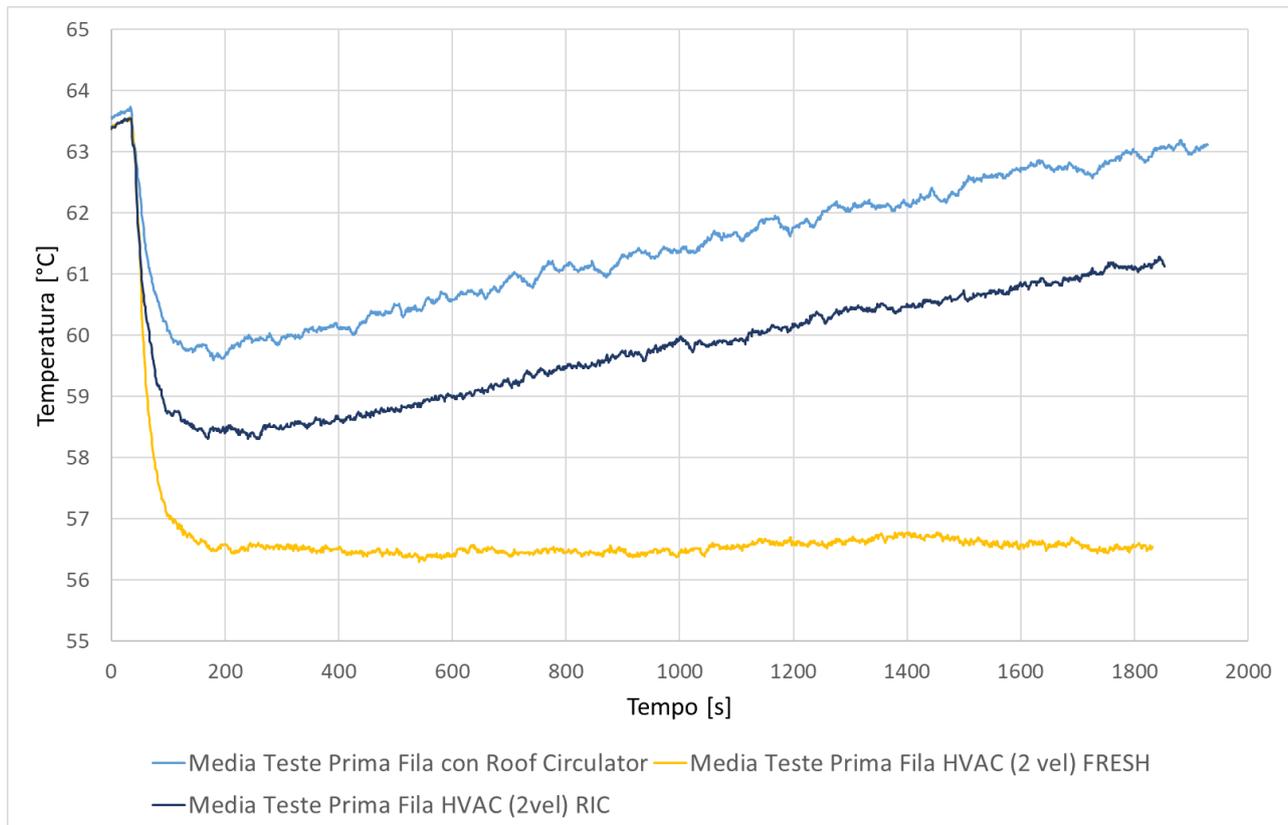


Figura 127: andamento temporale della temperatura media delle teste dei passeggeri della prima fila di sedili durante le tre prove di pre-conditioning

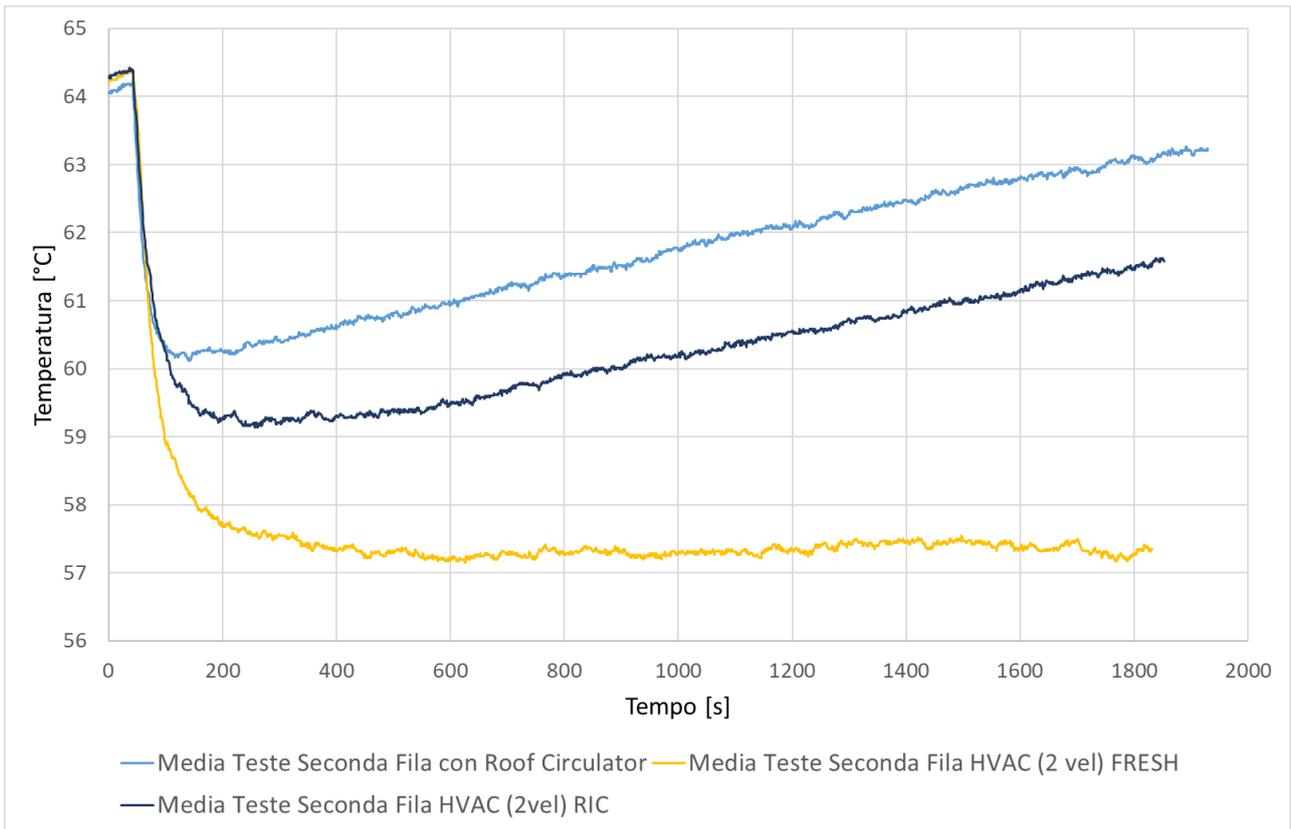


Figura 128: andamento temporale della temperatura media delle teste dei passeggeri della seconda fila di sedili durante le tre prove di pre-conditioning

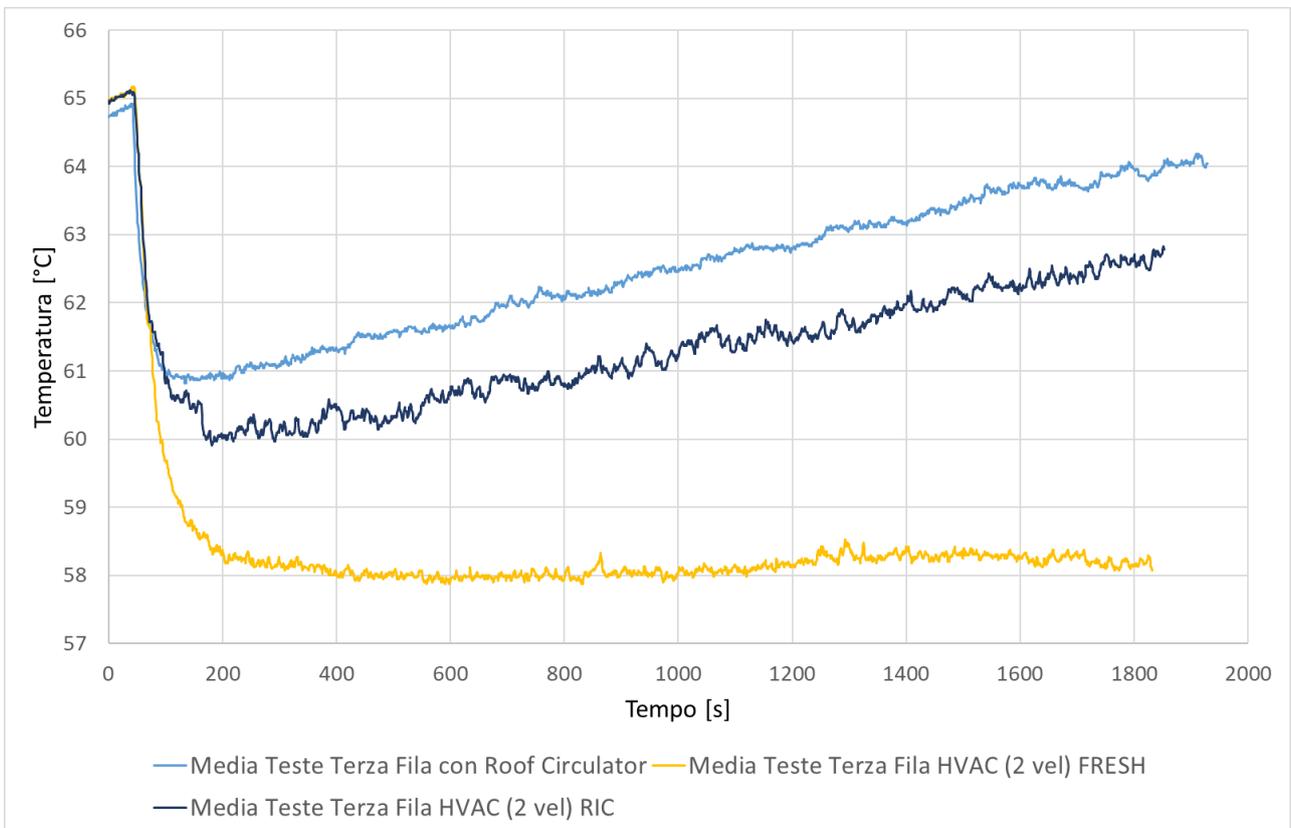


Figura 129: andamento temporale della temperatura media delle teste dei passeggeri della terza fila di sedili durante le tre prove di pre-conditioning

In tutte e tre le configurazioni, le temperature alle teste di tutti i passeggeri diminuiscono significativamente per i primi due minuti. Dopodiché nel caso di HVAC in ricircolo alla seconda velocità e di solo Roof circulator, le temperature ricominciano ad aumentare perché si ricircola solo aria all'interno dell'abitacolo. Nel caso di HVAC in fresh alla seconda velocità, la temperatura si mantiene costante, su valori comunque alti, perché si immette nell'abitacolo aria dall'esterno. A veicolo spento infatti, il compressore non gira, e anche se l'HVAC è alla seconda velocità, l'aria in uscita dalle bocchette non è climatizzata. Inoltre, si nota che durante l'intero transitorio la diminuzione di temperatura che si otterrebbe con il solo Roof Circulator in funzione, è significativamente inferiore a quelle che si otterrebbero con l'HVAC in seconda velocità. La soluzione migliore, in pre-conditioning, è quindi quella di utilizzare il gruppo alla seconda velocità in presa aria esterna.

Come già accennato, dalle prove di portata e ripartizioni in abitacolo era emerso che le potenze assorbite dal Roof circulator e dall'HVAC in ricircolo alla seconda velocità sono dello stesso ordine di grandezza. Si ha che:

$$P_{Roof\ Circ} = 13\ W$$

$$P_{HVAC\ 2vel\ RIC} = 26\ W$$

si può quindi concludere che, dal momento che la variazione nei consumi è poco rilevante, è comunque meglio utilizzare il gruppo alla seconda velocità in ricircolo piuttosto che il Roof Circulator perché garantirebbe una migliore circolazione dell'aria all'interno dell'abitacolo.

7. CONCLUSIONE E FUTURI SVILUPPI

In questa trattazione si sono analizzati e approfonditi il tema della circolazione e della diffusione dell'aria in abitacolo di una vettura omologata per 7 passeggeri e dotata di un dispositivo di diffusione dell'aria innovativo, il Roof Circulator. Si sono quindi analizzati in maniera sperimentale i suoi consumi e le sue prestazioni, con l'obiettivo di migliorare il comfort dei passeggeri delle file posteriori.

Come già ampiamente discusso, il comfort termico in campo automobilistico dipende da diversi fattori (ambientali, umani e psicologici) e viene valutato attraverso modelli empirici, concettualmente simili alla teoria di Fanger, ma opportunamente rivisti e corretti.

La validità della teoria di Fanger infatti è limitata ad ambienti moderati, uniformi e in condizioni stazionarie. L'abitacolo di una vettura invece è un ambiente non uniforme (a causa principalmente dell'irraggiamento dai finestrini, dell'elevata superficie di contatto data dal sedile che determina uno scambio termico per conduzione non trascurabile e dai getti d'aria piuttosto concentrati in uscita dalle bocchette) ed è caratterizzato da transitori piuttosto marcati.

In questa trattazione non sono stati misurati direttamente indici di comfort locali o globali, ma ci si è concentrati sui due parametri ambientali, la distribuzione di temperatura e la distribuzione di velocità dell'aria all'interno dell'abitacolo, che vengono modificati dal funzionamento del Roof Air Circulator.

Per valutare l'efficacia del dispositivo ci si è concentrati sulle prove di Cool Down, un test realizzato in galleria climatica in cui si simula il transitorio di temperatura dovuto all'accensione del sistema A/C dopo aver lasciato la macchina sotto il sole per un lasso di tempo tale da raggiungere temperatura dell'aria alle teste maggiore di 63°C. In particolare, al fine di limitare il numero di Cool Down effettuati, sono state individuate le configurazioni del Roof Circulator che permettevano un incremento maggiore della velocità dell'aria per i passeggeri della seconda e terza fila, grazie all'utilizzo di 10 anemometri a filo caldo.

Dopo i test effettuati, in termini qualitativi si può dire che il dispositivo presenta dei vantaggi in termini di comfort per i passeggeri della seconda e della terza fila di sedili. Dalle prove di cool down infatti emerge che la temperatura di una zona molto sensibile in termini di comfort, come la testa dei passeggeri della seconda e della terza fila, diminuisce di circa 2°C o 3°C. Questo a fronte di un aumento di temperatura inferiore ad 1°C per i passeggeri della prima fila. Inoltre, il dispositivo permette di migliorare la sensazione di ventilazione per i passeggeri della seconda e della terza fila: si ottengono distribuzioni di velocità più omogenee senza raggiungere velocità troppo elevate, che potrebbero essere considerate non confortevoli. A parità di configurazione analizzata comunque il dispositivo garantisce i maggiori incrementi medi di velocità in ricircolo piuttosto che in presa aria esterna. Può essere utile in caso di transitori molto spinti, quando, appunto, si dispone l'impianto di climatizzazione in modalità ricircolo per ottenere migliori prestazioni. Il prossimo passo potrebbe essere quindi quello di dare una valutazione quantitativa della variazione di comfort per i passeggeri della vettura utilizzando un modello di comfort adeguato, determinato su base empirica.

Un argomento di ulteriore approfondimento potrebbe riguardare il posizionamento del Roof Circulator in abitacolo. Disporre il dispositivo troppo verso la plancia potrebbe voler dire da un lato aspirare aria a temperature minori e quindi favorire maggiormente le file posteriori ma dall'altro lato sfavorire in modo decisivo i passeggeri della prima fila. Disporre il dispositivo molto lontano dalla plancia invece potrebbe voler dire aspirare aria che si è già riscaldata, e quindi sarebbe poco vantaggioso per i passeggeri della seconda e terza fila di sedili, e rendere più difficile l'aspirazione dell'aria da parte del Roof Circulator. La soluzione potrebbe essere quindi quella di svolgere una sensitivity analysis per determinare il posizionamento ottimale del dispositivo, che garantisca le migliori prestazioni per i passeggeri.

RINGRAZIAMENTI

Ringrazio il Prof. Marco Carlo Masoero per la sua disponibilità e per avermi seguito in questo progetto

Ringrazio l'Ing. Oscar Campana per la sua disponibilità e per avermi dato questa grande opportunità

Ringrazio l'Ing. Domenico Vitali per avermi dato questa grande opportunità e per avermi costantemente seguito nello sviluppo del progetto

Ringrazio l'Ing. Felice Roselli per avermi costantemente seguito nello sviluppo del progetto e per tutto quello che mi ha insegnato. Sei stato un amico e un ottimo maestro.

Ringrazio i ragazzi dell'ufficio Emilio, Luca ed Emilio per la loro disponibilità e per avermi accolto e reso parte del team

Ringrazio tutti i tecnici e gli ingegneri Denso che mi hanno aiutato durante lo sviluppo del progetto: Alessandro, Ezio, Mauro, Sonny, Rino, Nico . Un grazie in particolare va a Lorenzo e Massimo, per la loro simpatia e per avermi sempre prontamente aiutato nell'allestimento della vettura e a Livio e Nicola per l'aiuto nelle prove in galleria climatica.

Grazie ad Angelica, Fabio e Lorenzo per aver reso piacevoli le lunghe giornate di studio al Poli

Infine, il grazie più importante va alla mia famiglia, che mi ha sempre supportato e ha sempre creduto in me, più di quanto non abbia fatto io.

Riferimenti:

- [1] Slides Thermal Comfort – Energy Saving and Comfort in buildings – G. V. Fracastoro
- [2] Appunti Comfort Termoigrometrico – Università Roma 2
- [3] INNOVA AirTech instruments – Thermal Comfort – pag. 3
- [4] Slides Denso – Thermal Comfort
- [5] A Review of General and Local Thermal Comfort Models for Controlling Indoor Ambiences – Jose Antonio Orosa Garcia – University of A Coruna – Department of Energy and M. P. – Spain
- [6] https://en.wikipedia.org/wiki/Povl_Ole_Fanger
- [7] Automotive Air-conditioning – Second Edition – supervised by Satoshi Watanabe – Edited and written by automotive air-conditioning study group – Denso
- [8] Human Thermal Sensation and Comfort in Transient and Non-Uniform Environment - Zhang Hui - 2004 - Ph.D. Thesis - U.C. Berkeley
- [9] Human Thermal Comfort and Manikin - Rom McGuffin (National Renewable Energy Laboratory), Rick Burke (Measurement Technology Northwest), Charley Huizenga and Zhang Hui (University of California at Bekeley), Andreas Vlahinos (Advanced Energy Solutions), George Fu (Consultant)
- [10] Predicting Human Thermal Comfort in Automobiles - John P. Rugh and Desikan Bharathan (National Renewable Energy Laboratory)
- [11] https://en.wikipedia.org/wiki/Thermal_comfort#Standard_effective_temperature
- [12] Equivalent Temperature Estimator Using Mean Radiant Temperature Sensor – S. Mola, M. Magini, C. Malvicino – Centro Ricerche Fiat
- [13] Misura dell’ambiente Termico nei Veicoli – B. W. Olesen, Ph.D., Bruel&Kjaer, Naerum
- [14] https://en.wikipedia.org/wiki/Heater_core
- [15] Chapter 29 – Refrigerants – 2013 ASHRAE Handbook
- [16] https://en.wikipedia.org/wiki/2,3,3,3-Tetrafluoropropene#cite_note-EFCTC-10
- [17] <https://www.coolingpost.com/world-news/ipcc-confirms-hfo-gwps-are-less-than-1/>
- [18] https://www.casaclima.com/ar_15011_ESTERO-Europa-R-1234yf--mercedes--Daimler--infiammabile-Caso-Mercedes-il-refrigerante-per-auto-R1234yf-non--pericoloso.html
- [19] Refrigeration Units and Heat Pumps - Marco Carlo Masoero
- [20] Sir James Dyson explains his bladeless fan - <https://www.youtube.com/watch?v=8he8afjQyd8>
- [21] https://en.wikipedia.org/wiki/Bladeless_fan
- [22] <https://www.jameco.com/Jameco/workshop/Howitworks/dysonairmultiplier.html>
- [23] <https://joshbriggssite.wordpress.com/2016/01/19/3/>
- [24] Appunti Macchine Elettriche – Prof. Cavagnino – Politecnico di Torino
- [25] https://it.wikipedia.org/wiki/Motore_brushless

- [26] Reprinted from Petroleum Refiner, December 1958
- [27] Dispense del Corso di Processi e Impianti Chimici – Corso di Laurea Specialistica in Chimica Industriale – Guido Sassi – Facoltà di Scienze Matematiche Fisiche e Naturali – Università di Torino
- [28] <https://www.transvac.co.uk/howanejectorworks.php>
- [29] <http://www.mechanicalengineeringsite.com/ejector-working-principle/>
- [30] Studio termodinamico, progettazione dei componenti principali e stima delle prestazioni energetiche in accordo con le normative vigenti per una pompa di calore con espansione tramite eiettore – ENEA – F. Botticella, R. Mastrullo, A.W. Mauro, L. Menna
- [31] <https://it.wikipedia.org/wiki/Termistore>
- [32] Dispense per il Corso di Fisica Tecnica e (Automazione) – Dipartimento di Ingegneria Meccanica – Università degli Studi di Roma “Tor Vergata”
- [33] Dispense del corso di Impiego Industriale dell’Energia – Strumenti di misura – Prof. Marco Badami – Facoltà di Ingegneria – Politecnico di Torino
- [34] <https://it.wikipedia.org/wiki/Termocoppia>
- [35] Sensori e Rivelatori - A. Nannini, P. Bruschi
- [36] Cavi di Termocoppia – TERSId s.r.l. Milano
- [37] Universal Remote Head Air Velocity & Temperature Sensor F550 Series – Datasheet – Degree°C