

A.A. 2009/2010

DISEGNO DI CARROZZERIA

RELAZIONE TECNICA

a cura di:

Alberto Zilio

Davide Ricci

Giordy Saccani

Riccardo Costi

CONSIDERAZIONI PRELIMINARI

Questo lavoro offre senza dubbio numerosi collegamenti con altre materie, può rappresentare un'occasione unica per una visione di sintesi relativamente a ciò che il corso di studi di ingegneria del veicolo fornisce con numerosi esami.

Abbiamo cercato di sfruttare quest'opportunità cercando di approfondire più settori, non limitandoci alle seppur numerose richieste.

Tutto ciò è stato accolto come una piacevole sfida, in modo tale da riuscire a guadagnare più di una semplice idea riguardo allo sviluppo di un'intera automobile.

Sicuramente, l'inizio del lavoro è da stabilire in una discussa ricerca di stile, che oltre a rappresentare un'evoluzione dal punto di vista estetico, potesse adattarsi meglio alla funzione di vettura stradale adeguandosi ai severi vincoli regolamentari.

Il rinnovamento stilistico è stato voluto per enfatizzare le performances e la diretta discendenza dal mondo delle cose della vettura, pur non dimenticandoci il retaggio e i tratti distintivi che tracciano il leitmotiv di casa Maserati.

ANALISI DELLA CARROZZERIA

PARTE ANTERIORE

All'anteriore si può vedere come si sia data molta enfasi alla classica bocca caratteristica delle Maserati degli ultimi anni che, in realtà, si rifà ad un periodo molto precedente, cioè a quello compreso tra gli anni '30 e '60.

Da notare come essa non sia un semplice riposizionamento di quella tipica delle Maserati oggi in produzione, ma ci si è concentrati su una possibile evoluzione. Si è introdotta una particolare forma "a doppio rene": infatti, la bocca, è divisa in due parti da un elemento della carrozzeria, su cui è stato posto il tridente. Le parti estremali della griglia sono tagliate trasversalmente da due condotti per il raffreddamento dell'impianto frenante anteriore.

Lo sbalzo è simile, per dimensioni, a quello della vettura originale.

Anche in questa zona le forme sono abbastanza particolari e inedite, poiché la bocca sembra emergere da ciò che le sta dietro, ovvero i due parafanghi e il cofano percorso inizialmente da una nervatura.

Nella definizione del muso dell'autovettura ha avuto molta importanza il rispetto dell'altezza minima della zona di crash, fissata in 508 mm: un pendolo di controllo non deve poter toccare nessuna parte di carrozzeria al di sopra di questa zona.

Originale è il modo in cui i parafanghi, che sono nettamente sopra il livello del cofano quando ci si trova in corrispondenza del passaruota, scendano sotto lo stesso man mano che si prosegue verso la parte estrema del muso, per poi andarsi a raccordare con la bocca. Questa soluzione, già usata sulla Quattroporte, qui è molto più enfatizzata.

Il fanale anteriore mostra una forma ricercata col fine di combinare l'anima sportiva e le linee morbide della vettura. Le dimensioni sono state scelte in modo tale da poter ospitare il proiettore omologato, che incorpora le funzioni di luce anabbagliante e abbagliante. Due strisce di led incorporano gli indicatori di svolta e di posizione.

Si è tenuto conto in questa fase delle disposizioni normative che impongono un'altezza minima da terra per il proiettore anabbagliante non inferiore a 500 mm e prevedono, in senso trasversale, una distanza minima di 600 mm tra i due proiettori e allo stesso modo non consentono di superare i 400 mm di distanza dall'estremità laterale del veicolo.

Davanti al lunotto anteriore, lungo tutto il curvano, si è lasciato un piccolo spazio per il drenaggio dell'acqua.

ZONA CENTRALE

Il fianco segue un andamento ondeggiante che conferisce un aspetto muscoloso alla vettura.

Si nota subito lo scavo realizzato lungo la fiancata che, oltre a una funzione estetica, svolge il compito di estrarre l'aria di raffreddamento dei freni anteriori e di incanalare il flusso necessario verso i radiatori dell'olio.

La fiancata è definita in questa zona da raccordi abbastanza secchi, quasi spigolosi, come è possibile notare dalle sezioni trasversali.

L'abitacolo è stato volutamente realizzato con una forma affusolata nella parte posteriore e, visto dal fianco, risulta quasi incassato tra passaruota anteriori e posteriori: è una linea che vuole riprendere il tipico layout delle vetture da competizione degli anni '40 e '50 e in particolare rievocare la Maserati A6.

Sul tetto è stata cambiata la presa d'aria per il l'alimentazione del airbox. Infatti, la soluzione originale, seppur essa molto funzionale, a nostro parere non si sarebbe accordata molto allo stile della nostra vettura e, quindi, abbiamo ritenuto più adatto realizzare una presa molto bassa che sembra avvolgere il tetto.

Si noti la particolare conclusione dello sviluppo del fianco, che si divide in due nervature formando il passaruota posteriore.

Sono stati posizionati due indicatori di svolta nella zona sotto il montante anteriore, per rispettare la normativa che impone l'inserimento di due indicatori di direzione ripetitori laterali.

POSTERIORE

Questo lato è caratterizzato dal particolarissimo fanale posteriore a forma di boomerang, che potrebbe essere visto come un omaggio al nuovo corso Maserati iniziato negli anni 2000 con la 3200 GT (c'è però da ricordare che la particolare forma di quel fanale non consentì alla vettura di essere omologata negli Stati Uniti, e questo portò alla completa modifica del gruppo ottico posteriore).

Anche in questo caso non si è presa semplicemente in prestito quella forma che è stata pesantemente modificata.

Il fanale infatti non è continuo, ma tra il fanale centrale tondo e l'esterno, conformato a boomerang, non c'è vetro bensì carrozzeria.

Il fanale interno tondeggiante svolge la funzione di luce di arresto e incorpora, a sinistra, il proiettore della retromarcia e, a destra, come specificato dalla normativa, il proiettore retronebbia.

Il fanale esterno invece si avvale della tecnologia led e comprende indicatori di svolta e luci di posizione: in questo caso il vincolo normativo più stringente è la distanza dall'estremità laterale del veicolo che non deve superare i 400 mm.

La stessa regolamentazione vale per le luci di arresto.

Particolare la scelta di voler rendere all'automobilista che segue la vettura la forma del boomerang nonostante il posteriore abbastanza bombato: ciò infatti ha comportato che il fanale risulti "spalmato" sulla carrozzeria in modo inusuale.

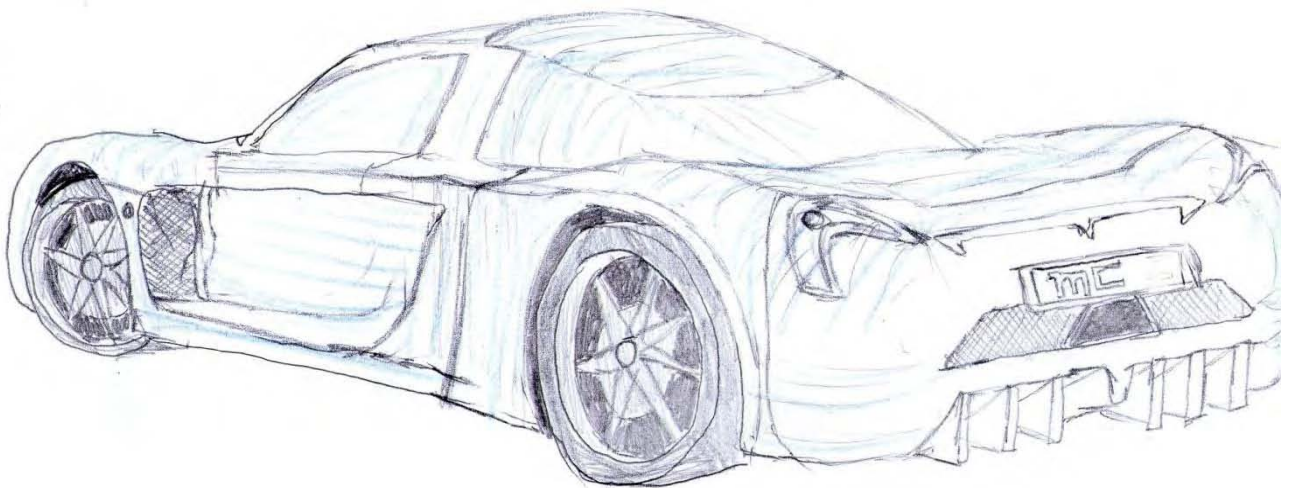
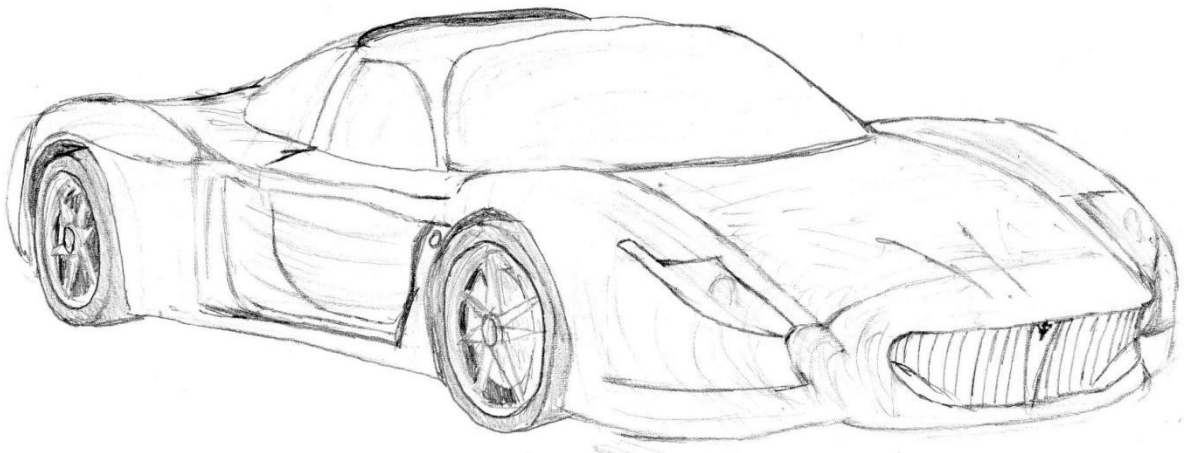
Un'altra particolarità del posteriore è l'unico scarico centrale, situato sotto il porta targa, che raggruppa i terminali provenienti dalle due bancate del propulsore.

E' stata inoltre prevista, ai fianchi dello scarico, una griglia di sfogo del calore degli organi meccanici.

Completa il quadro del posteriore lo scivolo dell'estrattore d'aria posizionato sul fondo vettura.

BOZZETTI A MATITA

Prima di iniziare a tracciare le proiezioni si sono effettuate varie prove in bozzetti per definire in modo chiaro la linea dell'auto ed avere un'idea precisa di come risulterebbe in prospettiva la carrozzeria da noi voluta. Si riportano di seguito alcune illustrazioni dei bozzetti finali.



PROIEZIONI ORTOGONALI

Prima di sviluppare le proiezioni ortogonali si è provveduto a realizzare bozzetti da varie angolazioni della vettura per dare una prima definizione dello stile.

Successivamente si è rappresentata la vettura in proiezione, ma in scala 1:10 per consentire un lavoro più agevole sul disegno.

Si è infine passati al disegno nella scala 1:5.

Si è subito realizzata la vista sul fianco in quanto è la parte più rappresentativa della vettura e della sua linea e, notoriamente, i prospetti anteriore e posteriore producono delle viste non molto realistiche a causa delle regole delle proiezioni ortogonali.

Nonostante fossimo a conoscenza di ciò, abbiamo realizzato prima i prospetti anteriore e posteriore e questo ha poi causato un notevole dispendio di tempo per definire la pianta, ma soprattutto il complesso delle quattro viste in modo congruente.

Le disposizioni normative in materia di zona crash e angoli di attacco non hanno causato particolari problemi nello sviluppo della carrozzeria da noi ideata.

PIANO DI FORMA

La realizzazione delle sezioni è stata molto importante perché ha consentito di dare i volumi giusti alla vettura.

Tale fase è stata molto sofferta perché ha costretto a riposizionare fanali e altri particolari per ottenere coincidenza sulle varie viste.

Oltre a queste difficoltà per alcuni giorni si è dovuto fare i conti con il foglio da lucido che, supponiamo per le condizioni ambientali, si restringeva facendo risultare spostate alcune parti e sezioni che poche ore prima erano state posizionate in maniera corretta.

Si è scelto di rappresentare sul prospetto anteriore le sezioni in loco a partire dal punto di altezza massima del parafrangente, collocato 50 mm dietro l'asse ruota anteriore, in avanti.

In questa zona non si sono tenuti intervalli regolari per le sezioni in quanto si è preferito infittirle molto nelle zone più difficili da definire.

Analogamente si è operato sul prospetto posteriore dove le sezioni si infittiscono nelle zone di maggiore complessità della forma della carrozzeria. Questo procedimento ha permesso di dare al disegno un'adeguata precisione senza penalizzare troppo la leggibilità dello stesso.

Sul fianco le sezioni trasversali dovevano essere necessariamente ribaltate quindi si è deciso di ribaltarle verso il posteriore della vettura perché ci sembrava che ciò consentisse, anche a chi vede la prima volta il disegno, di comprenderlo meglio.

Si sono eseguite anche tre sezioni assiali in pianta, nonostante queste siano ricavabili dalle sezioni trasversali, per completezza e chiarezza.

L'origine della terna di riferimento, utilizzata per esprimere le quote, è posizionata nel punto a terra della ruota anteriore sinistra. La direzione dell'asse x si sviluppa longitudinalmente lungo il fianco (sinistro) con verso diretto dall'anteriore al posteriore, l'asse y si sviluppa trasversalmente in pianta con verso diretto dalla ruota sinistra alla ruota destra, per ultimo l'asse z ortogonale agli altri 2 assi formanti il suolo con verso diretto dal punto a terra al cielo.

Posizione delle sezioni trasversali in loco sull'anteriore:

-1100; -1050; -1000; -950; -865; -750; -660; -550; -460; -365; -300;

Posizione delle sezioni trasversali in loco sul posteriore:

+2950; +3100; +3200; +3300; +3350; +3400; +3450; +3500; +3525;

Posizione delle sezioni trasversali ribaltate di 90° sul fianco:

+200; +400; +600; +800; +1000; +1200; +1400; +1600; +1800; +2000; +2200; +2400; +2600;

Posizione delle sezioni assiali in pianta:
+215; +1000; +1075;

QUOTE FONDAMENTALI:

Lunghezza massima: 4795mm
Altezza massima: 1300mm
Larghezza massima: 2030mm
Sbalzo anteriore: 1210mm
Sbalzo posteriore: 785mm
Passo: 2800 mm
Carreggiata anteriore: 1660 mm
Carreggiata posteriore: 1650 mm

DIVISIONE DELLA CARROZZERIA:

Per consentirne la realizzabilità, il montaggio, la sostituzione e l'accessibilità ad alcune parti meccaniche, si è pensato di dividere la carrozzeria in più parti.

Il cofano anteriore e il cofano motore con passaruota posteriori sono sganciabili e rimovibili in maniera immediata mediante dei sistemi di fissaggio rapido.

Le rimanenti parti:

- Maschera e parte bassa paraurti anteriore
- Portiera
- Tetto e montanti anteriori
- Montanti posteriori
- Parte posteriore
- Sottomontante e brancardo

Si possono rimuovere agendo su viti e rivetti di fissaggio usando particolare attrezzature.

PORTIERA

Si è controllato che fosse possibile aprire la portiera senza interferire con altre parti della carrozzeria o del layout meccanico.

Le cerniere sono quelle presenti in origine sulla vettura.

Il finestrino può scendere completamente senza interferire con altre parti della carrozzeria.

L'apertura della portiera viene effettuata tramite una maniglia occultata nella zona della fiancata laterale.

Si è pensato ad un sistema di accesso keyless che sblocca o blocca la serratura quando la chiave viene rilevata nelle vicinanze del veicolo.

TAPPO CARBURANTE

Originariamente presente sul lato sinistro della vettura ,è stata spostata sulla destra, per consentire prima del rifornimento di parcheggiare vicino alla pompa di benzina senza poi trovarsi ostacolati nell'aprire la portiera e nello scendere dal veicolo.

SCELTE TECNICHE

SISTEMA DI RAFFREDDAMENTO

Tenendo conto delle richieste progettuali che sottolineano l'utilizzo stradale di una macchina supersportiva è necessario garantire il corretto raffreddamento del propulsore e degli organi meccanici anche nell'uso urbano o in condizioni particolarmente gravose quali forti accelerazioni partendo da basse velocità. In tali condizioni si ha la minima portata d'aria e la massima dispersione in termini di potenza termica. Queste considerazioni ci hanno spinto a ripensare completamente il posizionamento e il dimensionamento della massa radiante dedicata al raffreddamento dell'acqua del motore. Le nostre considerazioni sono state suffragate dall'intervento dell'ingegner Giorgio Ascanelli, direttore tecnico della scuderia Toro Rosso, tenuto presso l'università di Modena in data 23 Marzo 2010 in occasione della presentazione del Master Universitario di secondo livello in Ingegneria del Veicolo, il quale, oltre a evidenziare l'importanza cruciale del raffreddamento su un autoveicolo, rimarcò l'inefficienza di raffreddamento da cui è affetta la Maserati MC12. Più in dettaglio, i problemi riguardano: gli sfoghi dell'aria in uscita dai radiatori (unghiate sul cofano) che, essendo troppo piccoli, strozzano la portata d'aria attraversante le masse radianti, le dimensioni troppo esigue dei radiatori e l'efficienza dei condotti convogliatori d'aria d'ingresso. Abbiamo quindi iniziato a studiare come poter riprogettare i suddetti scambiatori di calore, i convogliatori e conseguentemente modificare la parte di telaio anteriore per permettere l'alloggiamento dei componenti.

L'approccio da noi seguito è stato di tipo pragmatico, sfruttando studi sperimentati già effettuati, contattando aziende specializzate nel settore, approfondendo gli argomenti in modo analitico grazie a fonti bibliografiche: in modo da proporre dei risultati validati da calcoli numerici e realmente ottenibili.

L'analisi inizia dal dimensionamento del radiatore, dopo un primo approccio di massima effettuato sfruttando le leggi che governano la trasmissione del calore ci siamo accorti che i risultati ottenuti erano troppo approssimativi e consideravano un numero di parametri troppo limitato. Abbiamo quindi sfruttato tesi di laurea svolte sull'argomento per avere un metodo più aderente alla reale progettazione, accorgendoci che negli ultimi anni tali calcoli sono riservati esclusivamente a dei potenti software di simulazione dedicata. Non essendo in possesso di tutti i parametri richiesti da tali software e al tempo stesso non volendoci accontentare di un'eccessiva semplificazione, abbiamo generato un foglio di calcolo. L'impostazione del foglio è stata definita prendendo spunto da una metodologia presentata in una delle tesi da noi studiate.

Come input vengono dati:

I parametri costruttivi e prestazionali degli scambiatori realmente reperibili sul mercato, le dimensioni, la temperatura massima sopportabile dal motore, pressione impianto, portata della pompa, temperatura aria esterna e la velocità aria esterna

Si ottiene come output la potenza termica dissipata dal radiatore.

La potenza che il motore trasmette all'impianto di raffreddamento è stata calcolata effettuando un bilancio termico. Un motore trasforma in potenza meccanica utile solo una frazione modesta (dell'ordine di circa un terzo) della potenza termica totale in esso introdotta dal combustibile. Il rimanente si ritrova sotto forma di potenza termica che deve essere evacuata. Dai dati ricavati in letteratura si riporta quanto segue:

la potenza utile è dell'ordine del 27% della potenza totale introdotta dal combustibile, questo è il valore del rendimento termico utile del motore.

La potenza di riscaldamento dell'acqua è dell'ordine del 10% della potenza del combustibile.

La potenza di riscaldamento dell'olio è dell'ordine del 5% della citata potenza totale.

Tenendo conto che il motore da noi considerato sviluppa una potenza utile di 465 kW, la potenza totale introdotta dal combustibile sarà pari a circa 1722 kW. Da ciò si può facilmente ricavare che la potenza termica da smaltire mediante il flusso di acqua è pari a 172 kW, analogamente l'olio dovrà smaltire una potenza di 86 kW.

DIMENSIONAMENTO MASSE RADIANTI

<i>Parametro</i>	<i>Simbolo</i>	<i>Valore</i>	<i>u.d.m.</i>
Temperatura max motore	Tmax,L	100	°C
Pressione impianto	Pimpianto	1	atm
Portata liq (n max)	Vpompa	0.004	m ³ /s
Inclinazione massa radiante	alfa	0	gradi
Temperatura aria esterna	Ta,est	40	°C
Velocità aria esterna	Wa,est	30	m/s
Potenza trasmessa all'impianto di raffreddamento	Qraff	172000	W
Lunghezza	X	1.154	m
Profondità	Y	0.066	m
Altezza	Z	0.380	m
Numero di righe	Nf	123	-
Numero di colonne	Nc	3	-
Numero totale file di tubi	Ntot	369	-
Passo trasversale tra i tubi	Xt	0.0094	m
Passo longitudinale tra i tubi	Xl	0.023	m
Passo diagonale tra i tubi	Xd	0.025	m
Larghezza esterna	xe	0.002	m
Altezza esterna	ye	0.020	m
Profondità esterna	ze	0.380	m
Larghezza interna	xi	0.001	m
Altezza interna	yi	0.019	m
Profondità interna	zi	0.380	m
Larghezza aletta	Fl	0.0074	m
Spessore aletta	δ	0.0002	m
Profondità aletta	Fd	0.066	m
Profondità intagli	Td	0.040	m
Passo alettatura	Fp	0.0015	m

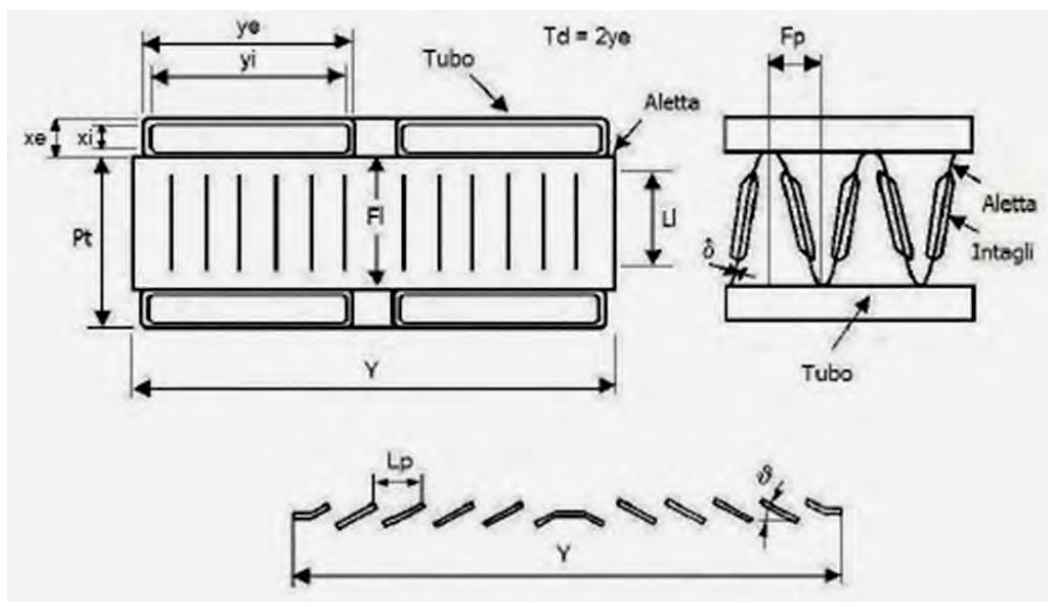
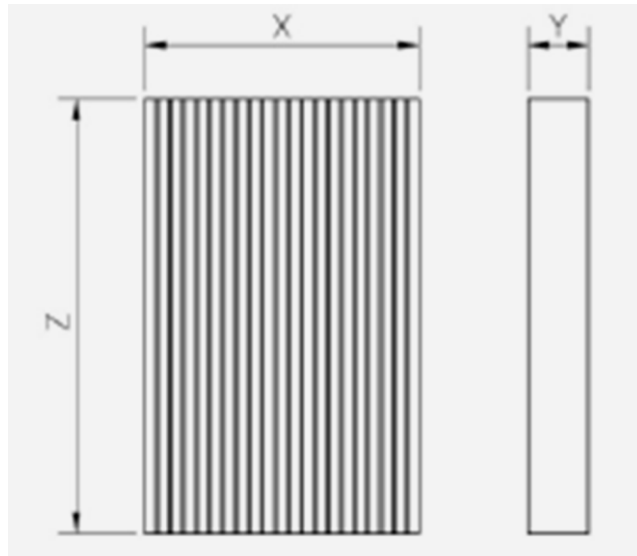
Angolo intagli	θ	22	gradi
Larghezza intagli	Ll	0.0063	m
Passo degli intagli	Lp	0.0010	m
	Pt	0.0094	m
Diagonale alettatura	Li	0.0074	m
Conducibilità termica alette	λ_{alette}	237	W/m°C
Portata totale di calore da smaltire	Qda smalt,tot	172000	W
Portata di calore da smaltire	Qda smalt	172000	W
Temperatura riferimento liq	Trif,L	83	°C
Pressione riferimento liq	Prif,L	1	atm
Densità liq	ρ_L	970	kg/m ³
Calore specifico liq	cpL	4199	J/m°C
Viscosità cinematica liq	ν_L	0.00000035	m ² /s
Conducibilità termica liq	λ_L	0.671	W/m°C
Numero di Prandtl liq	PrL	2.14	-
Temperatura riferimento aria	Trif,a	53	°C
Pressione riferimento aria	Prif,a	1	atm
Densità aria	ρ_a	1.089	kg/m ³
Calore specifico aria	cpa	1007	J/m°C
Viscosità cinematica aria	ν_a	0.00001824	m ² /s
Conducibilità termica aria	λ_a	0.02798	W/m°C
Numero di Prandtl aria	Pra	0.709	-
Portata in volume totale liq	$\nu_{L,tot}$	0.004	m ³ /s
Portata in massa tot liq	$m_{L,tot}$	3.88	kg/s
Portata in massa liq	mL	3.8800	kg/s
Superficie frontale scambiatore	SF	0.4385	m ²
Velocità aria	Wa,est	10	m/s
Portata in massa aria	ma	4.7755	kg/s
Capacità termica liq	CL	16292.1	W/°C
Capacità termica aria	Ca	4808.9	W/°C
Temperatura ingresso liq	TL,i	100	°C
Temperatura ingresso aria	Ta,i	40	°C
Potenza termica teorica	Qmax	288534.67	W
Portata liq nel canale	$m_{L,can}$	0.01051	kg/s
Area del canale liq	Acan	0.0000190	m ²
Velocità liq nel canale	WL,can	0.5705	m/s
Area passaggio aria	Aint	1.9180E-05	m ²
Area esterna	Aest	0.0000282	m ²
Velocità aria interna	Wa,int	1.4703E+01	m/s

Diametro idraulico liq	Dh,L	0.0019	m
Numero di Reynolds liq	ReDh,L	3097.2	-
Fattore attrito	f	0.0451	-
Numero Nusselt liq	NuDh,L	15.5149	-
Coefficiente convettivo liq	hL	5479.221329	W/m ² °C
Numero Reynolds aria	ReLp	5.4825E+02	-
Fattore di Colburn	j	0.01424	-
Coefficiente convettivo aria	ha	196.407	W/m ² °C
Superficie intera alettatura	Af	31.30859	m ²
Superficie tot scambio con aria	Aa	37.47827	m ²
Coefficiente m	m	91.17	-
Efficienza alettatura	ηf	0.96230	-
Efficienza superficie scambio aria	ηa	0.96850	-
Area scambio termico liq	AL	5.609	m ²
Fattore UA	UA	5786.748	°C/W
Numero unità scambio termico	NTU	1.20334	-
Rapporto di capacità	C	0.29517	-
Efficacia scambiatore	ε	0.63927	-
Potenza termica effettiva	Q	184451.38	W
Temperatura uscita liq	Tu,L	88.68	°C
Temperatura uscita aria	Tu,a	78.36	°C
Temperatura media liq	Tmedia,L	94.34	°C
Temperatura media aria	Tmedia,a	59.18	°C

184451 > **172000**

In tabella sono stati evidenziati in rosso i dati relativi alle dimensioni della massa radiante ed in blu l'effettiva potenza termica smaltibile che risulta superiore a quella richiesta di circa un 7%.

Si riportano sotto dei disegni costruttivi dei radiatori considerati, in particolare vengono illustrati i parametri citati all'interno della tabella.



Si specifica che i disegni sono stati direttamente importati dai cataloghi dei costruttori.

Per contenere le dimensioni del radiatore in un range ragionevole si è ipotizzato di adottare una pompa ad elevata portata. La portata da noi utilizzata, pur non essendo di modesta entità, è stata ritrovata in un modello di pompa, presente sul catalogo di un rivenditore nel mercato americano, costruita in maniera specifica per motori ad alte prestazioni. Tale pompa è commercializzata a poche centinaia di dollari, abbiamo quindi ritenuto che questa soluzione fosse realizzabile. Ci teniamo a sottolineare che la massa radiante sarebbe riducibile ulteriormente adottando una pompa, in grado di fornire una portata maggiore, costruita appositamente per tale progetto con un conseguente aumento di costi.

Per aver un certo margine di sicurezza nei dati inseriti si è considerato di lavorare in condizioni piuttosto gravose. Per ipotesi si è presa la temperatura dell'aria in ingresso pari a 40°C , la velocità dell'aria è stata pari a 30 m/s che corrisponde ad una velocità della vettura di soli 100 km/h (velocità raggiunta in prima o seconda marcia facendo erogare al motore la massima potenza, condizione in cui è necessaria la massima dissipazione termica). Infine la temperatura massima ammissibile dal propulsore è stata

fissata ad un valore di sicurezza di 100°C anche se potrebbe sopportare senza danneggiarsi temperature di 120°C.

In ultima analisi, consultando un testo del settore, abbiamo ricavato che l'inclinazione di un angolo α del radiatore ne permette un incremento di larghezza (quindi un ampliamento della superficie frontale e la corrispondente riduzione delle velocità di attraversamento) in un rapporto pari a $1/\sin\alpha$. Con ciò si introduce tuttavia la dissipazione associata alla variazione di reazione (all'ingresso e all'uscita del radiatore) che il flusso deve subire. Il calcolo mostra tuttavia che (a causa dell'elevato coefficiente di resistenza della matrice, assai maggiore di quello corrispondente alle variazioni di direzione) l'inclinazione dei radiatori è favorevole alla riduzione della dissipazione, purché, ovviamente, siano curate al massimo le condizioni aerodinamiche ottimali, in particolare l'uniformità e la direzione del flusso che investe il radiatore.

La nostra decisione è ricaduta su un angolo α pari a 30° poiché rappresentava il giusto compromesso tra massimizzazione dell'area e minimizzazione della deviazione del flusso.

Grazie a tutti questi ragionamenti si sono ottenute le dimensioni del radiatore che verrà adottato in vettura.

Per ovviare ai problemi che potrebbero derivare dall'uso cittadino della vettura, dovuto al ridotto flusso d'aria che naturalmente investirebbe i radiatori, è stata prevista l'installazione di elettroventole nella parte immediatamente posteriore al radiatore. Con questi componenti si riesce ad avere un raffreddamento ottimale anche a veicolo praticamente fermo.

Per completezza si riporta traccia delle equazioni da noi utilizzate per validare il foglio di calcolo che ha portato al dimensionamento della massa radiante.

CALCOLI RIGUARDANTI I RADIATORI

- Determinazione proprietà termodinamiche dei fluidi

Si determinano da tabelle reperibili in letteratura le proprietà termodinamiche dei fluidi che attraversano lo scambiatore. Tali proprietà devono essere valutate in corrispondenza delle temperature medie che tali fluidi raggiungono nell'attraversamento dello scambiatore. Tali valori di temperatura vengono inizialmente ipotizzati e successivamente, se necessario, la procedura viene iterata una volta ricavati i valori durante la procedura di calcolo, fino a che essi non corrispondono a quelli utilizzati nel valutare le proprietà. Verranno inoltre valutate in corrispondenza di un valore di pressione pari a quello atmosferico.

Proprietà termodinamiche	Acqua	Aria	u.d.m
Densità	ρ_L	ρ_a	kg/m ³
Calore specifico	c_{pL}	c_{pa}	J/m°C
Viscosità cinematica	ν_L	ν_a	m ² /s
Conducibilità termica	λ_L	λ_a	W/m°C
Numero di Prandtl	Pr_L	Pr_a	-

Tab. 12 Proprietà termodinamiche dei fluidi

- **Determinazione delle portate in massa dei fluidi**

Noti i dati iniziali e la densità dei fluidi dalle proprietà termodinamiche determinate precedentemente, valutiamo le portate in massa dei fluidi. La portata totale in volume di liquido è pari a quella fornita dalla pompa, espressa in unità di misura del sistema internazionale:

$$\dot{v}_{L,tot} = \dot{v}_{pompa} \text{ (m}^3\text{/s)}$$

La portata in massa totale di liquido può essere quindi valutata come segue:

$$\dot{m}_{L,tot} = \rho_L \dot{v}_{L,tot} \text{ (kg/s)}$$

Valutiamo nel modo seguente la portata in massa di liquido che attraversa una singola massa radiante, nel caso di impianto con radiatori disposti in parallelo:

$$\dot{m}_{L,tot} = \frac{\dot{m}_{L,tot}}{2}$$

Nella situazione di impianto con masse radianti disposte in serie, la portata di liquido che le attraversa può essere ritenuta pari al valore totale della portata in massa.

$$\dot{m}_{L,serie} = \dot{m}_{L,tot} \text{ (kg/s)}$$

Valutiamo la portata massica di aria che investe un unico pacco radiante:

$$\dot{m}_a = \rho_a w_a S_F \text{ (kg/s)}$$

Sf è la superficie frontale dello scambiatore, cioè la proiezione sul piano frontale e dipendente quindi dall'inclinazione della massa radiante rispetto all'orizzontale e alla verticale:

$$S_F = XZ \cos \alpha \cos \beta \text{ (m}^2\text{)}$$

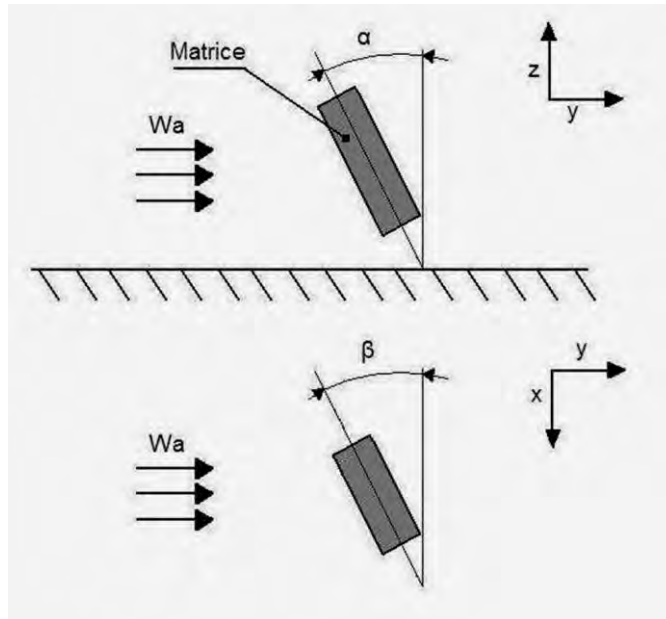
In cui:

X = larghezza massa radiante (m)

Z = altezza massa radiante (m)

α = inclinazione rispetto alla verticale (rad)

β = inclinazione rispetto all'orizzontale (rad)



Nel caso di radiatori in serie il valore di Z deve essere preventivamente modificato considerando la somma delle altezze delle due matrici.

Calcolo della potenza termica teoricamente scambiabile

La potenza termica teoricamente scambiabile dalla massa radiante è quella che si otterrebbe se la medesima avesse efficacia unitaria ($V = 1$):

$$Q_{max} = C_{min} (T_{L,i} - T_{a,i}) \text{ (W)}$$

In cui:

C_{min} = capacità termica minima

T_{li} = temperatura di ingresso liquido

T_{ai} = temperatura di ingresso aria

La capacità termica minima corrisponde alla minore tra quelle del liquido e dell'aria, le quali sono definibili rispettivamente come:

$$C_L = \dot{m}_L c p_L \text{ (W/}^\circ\text{C)}$$

$$C_a = \dot{m}_a c p_a \text{ (W/}^\circ\text{C)}$$

La temperatura di ingresso aria è assimilabile al valore considerato per l'aria ambiente introdotto nelle condizioni limite di utilizzo ed analogamente quella di ingresso del liquido è riconducibile alla temperatura massima ammessa per il motore nella condizione di progetto.

- Valutazione della velocità del liquido nei condotti di passaggio

All'interno della matrice, la portata di liquido che la attraversa si suddivide in frazioni più piccole che attraversano i canali di passaggio del liquido, in base al bilancio di massa stazionario per sistemi a più correnti. Inoltre, in funzione dell'ipotesi che prevede una ripartizione uniforme della portata di liquido tra le varie cannette, si può ricavare la portata che attraversa un singolo canale:

$$\dot{m}_{L,can} = \frac{\dot{m}_L}{N_{tot}} \text{ (kg/s)}$$

Si può pertanto ottenere la velocità del liquido all'interno del condotto, partendo dalla definizione di portata in massa all'interno dello stesso:

$$W_{L,can} = \frac{\dot{m}_{L,can}}{A_{can} \rho L} \text{ (m/s)}$$

L'area del canale di passaggio del liquido si può valutare a seguito, in base alle dimensioni interne delle cannette:

$$A_{can} = x_i y_i \text{ (m}^2\text{)}$$

- Determinazione dell'efficienza della superficie alettata

Il calcolo dell'efficienza complessiva della superficie di scambio termico con l'aria può essere svolto con la seguente formulazione:

$$\eta_a = 1 - \frac{A_f}{A_a} (1 - \eta_f)$$

In cui:

η_a = efficienza della superficie di scambio con l'aria

η_f = efficienza dell'alettatura

A_f = superficie intera alettatura (m²)

A_a = superficie totale di scambio con l'aria (m²)

Nella relazione $C_a = \dot{m}_a c p_a \text{ (W/}^\circ\text{C)}$ i valori della superficie dell'intera alettatura e della superficie totale di scambio con l'aria possono essere valutati in base alle caratteristiche della massa radiante e equivalgono rispettivamente alle seguenti espressioni:

$$A_f = 4Y(N_f + 1) \sqrt{F_p^2 + F_l^2} \frac{Z}{2F_p} \text{ (m}^2\text{)}$$

$$A_a = 2Z(x_e + y_e)N_{tot} + 2Y \sqrt{F_p^2 + F_l^2} (N_f + 1) \cdot \frac{Z}{F_p} \text{ (m}^2\text{)}$$

L'efficienza della singola alettatura, da inserire anch'essa nella relazione $\eta_a = 1 - \frac{A_f}{A_a}(1 - \eta_f)$, può essere valutata in base alle stime che vengono fornite in letteratura per tipologie comparabili di alettature:

$$\eta_f = \frac{\tanh\left(m \frac{\sqrt{F_p^2 + F_l^2}}{2}\right)}{m \frac{\sqrt{F_p^2 + F_l^2}}{2}}$$

Nella relazione il coefficiente m è definito anch'esso in base alla tipologia di alettatura dalla teoria:

$$m = \sqrt{\frac{2h_a}{\lambda \cdot \delta} \left(1 + \frac{\delta}{\gamma}\right)}$$

- Calcolo del fattore UA

Il fattore UA dello scambiatore è ricavabile dall'equazione seguente:

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{h_L \cdot A_L} + \frac{1}{h_a \cdot \eta_a \cdot A_a}$$

In cui:

h_a = coefficiente convettivo di scambio termico con l'aria (W/m²°C)

h_L = coefficiente convettivo di scambio termico con il liquido (W/m²°C)

A_L = superficie totale di scambio termico con il liquido (m²)

A_a = superficie totale di scambio termico con l'aria (m²)

η_a = efficienza della superficie alettata

La superficie di scambio termico con l'aria è stata valutata precedentemente, mentre quella di scambio del liquido può essere calcolata nel modo seguente:

$$A_L = Z(2x_i + 2y_i)N_{tot} \text{ (m}^2\text{)}$$

Si può ora ottenere dall'equazione il valore del fattore UA.

- Calcolo dell'efficacia dello scambiatore

L'efficacia di uno scambiatore a flussi incrociati con entrambi i flussi puri, come nel caso della massa radiante che viene considerata, può essere stabilita con la seguente formulazione :

$$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{NTU^{0.22}}{C} [\exp(-C \cdot NTU^{0.76}) - 1] \right\}$$

In cui:

ε = efficacia dello scambiatore

NTU = numero di unità di scambio termico

C = rapporto di capacità

Il numero di unità di scambio termico è calcolabile con il seguente rapporto:

$$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{\min}}$$

Il rapporto di capacità si ricava come rapporto tra la capacità termica minima e massima dei due fluidi, calcolate in precedenza:

$$C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$$

Alternativamente all'utilizzo della relazione dell' ε , per la tipologia di scambiatore considerate citata in precedenza, il valore dell'efficacia può essere determinato graficamente, dopo aver calcolato i valori di NTU e C, da opportuni diagrammi presenti in letteratura.

- **Calcolo della potenza termica effettivamente scambiata**

Una volta nota l'efficacia dello scambiatore, si può procedere al calcolo del valore della potenza termica effettivamente scambiata dalla massa radiante:

$$\dot{Q} = \varepsilon \cdot \dot{Q}_{\max} \quad (W)$$

Nel caso dell'impianto con masse radianti disposte in parallelo, la potenza termica smaltita è data dalla somma del calore smaltito da ogni massa:

$$\dot{Q}_{\text{smaltita ,parallelo}} = 2\dot{Q} \quad (W)$$

Nel caso dell'impianto con masse radianti disposte in serie, per ipotesi la matrice è unica e caratterizzata da lunghezza pari alla somma delle due masse, pertanto il calore totale smaltito è dato da:

$$\dot{Q}_{\text{smaltita ,serie}} = \dot{Q} \quad (W)$$

Tale valore deve essere confrontato con la portata di calore da smaltire determinata inizialmente tramite il bilancio termico del motore e deve risultare verificata la seguente disuguaglianza:

$$\dot{Q}_{\text{smaltita}} > \dot{Q}_{rf} \quad (W)$$

- Calcolo delle temperature di uscita dei fluidi

Nota la portata di calore scambiata dalla matrice, si può ottenere il valore delle temperature di uscita dei fluidi. La temperatura di uscita del liquido è data da:

$$T_{u,L} = T_{i,L} - \frac{\dot{Q}_{\text{smaltita}}}{C_L} \text{ (}^\circ\text{C)}$$

Analogamente la temperatura di uscita dell'aria:

$$T_{u,a} = T_{i,a} - \frac{\dot{Q}_{\text{smaltita}}}{C_a} \text{ (}^\circ\text{C)}$$

Note le temperature di uscita dei fluidi, per controllare la correttezza del procedimento si deve verificare che $T_{u,a} < T_{i,L}$ e $T_{u,L} < T_{i,a}$. Utilizzando i dati di temperature di entrata ed uscita ora noti, è necessario provvedere al calcolo delle temperature medie di entrambi i fluidi, al fine di confrontarli con quelli utilizzati per valutare le proprietà termodinamiche e, come specificato in precedenza se necessario iterare il calcolo utilizzando valori appropriati.

Ricaviamo quindi rispettivamente la temperatura media del liquido e dell'aria all'interno dello scambiatore:

$$T_{\text{media},L} = \frac{T_{i,L} + T_{u,L}}{2} \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$T_{\text{media},a} = \frac{T_{i,a} + T_{u,a}}{2} \text{ (}^\circ\text{C)}$$

TELAIETTO ANTERIORE

L'unica nostra modifica effettuata al telaio della vettura riguarda il telaietto anteriore, rispettando quindi i vincoli di progetto: non modificare il telaio della vettura se non nella parte adiacente all'abitacolo costituita dal curvano, dai montanti del parabrezza anteriore e la zona in prossimità alle cerniere della porta. Ovviamente il nostro intervento è stato necessario per fissare il radiatore oggetto del ridimensionamento. È stato completamente rimosso il componente originario e appositamente progettati dei supporti totalmente nuovi. Tali parti consistono di due piastre, una superiore e una inferiore che vengono fissate alla parte centrale del radiatore e mediante collegamenti filettati al telaio principale della vettura. Inoltre sono stati disegnati due tiranti per la parte superiore del radiatore che vanno fissati agli estremi dello stesso per evitare che venga sottoposto a sforzi di flessione. Il tutto è illustrato all'interno del file CAD allegato.

RISPETTO DEI VINCOLI IMPOSTI DALLE NORMATIVE

In questa vettura si è scelto di montare il gruppo ruota adottato dalla versione stradale della Maserati MC12 ricavandone le dimensioni direttamente dalle caratteristiche tecniche: all'anteriore e al posteriore sono adottati dei cerchi da 19" con pneumatici di dimensione 245/35 per le anteriori e 345/35 per le posteriori. Con questa scelta si ha la

vettura ad un'altezza da terra maggiore al retrotreno rispetto quella dell'avantreno, onde evitare errori di rappresentazione nel disegno della carrozzeria e dovendo rispettare un vincolo di altezza minima, si è scelto un setting per le sospensioni in modo tale da avere pari altezza da terra in corrispondenza di entrambi gli assali. Sempre intervenendo sulle sospensioni si è portata la distanza del fondo vettura dal suolo pari al valore minimo imposto dalla normativa che corrisponde a 120 mm.

Per agevolare il progetto della carrozzeria sono state tracciate delle linee guida che partono dal punto di contatto ruota-suolo con inclinazione di 7° sia all'anteriore che al posteriore per garantire il rispetto dell'angolo di attacco minimo come richiesto dai regolamenti.

POSIZIONAMENTO DEL MANICHINO REGOLAMENTARE

Questa fase ha richiesto un notevole sforzo e un'ampia successione di prove effettuate con il software CAD. In prima istanza è stato importante ricavare le misure esatte del manichino denominato Oscar, tali grandezze sono state estrapolate dal modello CATProduct (file gestibile col software CATIA) fornito all'interno del materiale didattico del corso. Grazie alle quote ricavate da CATIA si è potuto disegnare col software CAD-2D un Oscar stilizzato contenente le dimensioni fondamentali e i punti di snodo notevoli utili al fine di definirne il posizionamento nella vettura. Così facendo si è potuto abbinare direttamente all'interno del file contenente il telaio della vettura creato con il CAD-2D il manichino al telaio stesso effettuare tutte le prove necessarie. Inizialmente si è provato a posizionare Oscar usando dei valori per l'inclinazione della schiena (ad esempio) dettati in parte dalla normativa e dal buonsenso, però questo primo approccio non ha portato a risultati soddisfacenti poiché rimanevano troppe quote indefinite. Si è adottato quindi un altro metodo, consultando il catalogo di un produttore di sedili sportivi, grazie agli schemi costruttivi si è riusciti a ricavare le dimensioni reali di un sedile quali: ingombro del sedile dai punti di ancoraggio alla scocca al piano di seduta, angolo di inclinazione del piano di seduta, ingombro in termini di profondità dello schienale, angolo di inclinazione dello schienale. Con tali misure si è potuto rappresentare un sedile schematico e posizionarlo nel telaio della vettura a distanza dal fondo e da fine abitacolo coerenti alla realtà. Posizionato il sedile nel telaio, considerato che nel CAD-2D si è rappresentato Oscar stilizzato (privo dei suoi reali volumi) quando lo si è andato ad inserire nel sedile lo si è tenuto ad una distanza di 55 mm dal piano di seduta per considerare lo spazio realmente occupato dalla corporatura del manichino.

Dopo aver "seduto" l'Oscar sul telaio della vettura si è proceduto col verificare i vincoli imposti dalle normative per l'omologazione. In primo luogo si è analizzato il comportamento di Oscar durante la prova di crash, si è ipotizzato che il busto ruoti rigidamente senza variazioni di inclinazione della testa attorno al punto H. Il superamento di tale prova è ottenuto se durante la rotazione del busto la testa non incontra alcun ostacolo prima di incontrare l'airbag frontale posizionato solitamente all'interno del volante. Dopo varie prove, grazie anche all'adozione del sedile sportivo si è riusciti ad ottenere durante la rotazione del busto un margine di sicurezza tra testa di Oscar e spigolo del montante superiore (visto dal lato) di 12 mm, bisogna ricordare che questa distanza in realtà sarà maggiore data la curvatura del supporto del parabrezza anteriore. Dopo aver raggiunto questo risultato ci siamo occupati di analizzare gli angoli minimi di visibilità imposti. Per effettuare questa verifica si è proceduto tracciando, nel file CAD-2D, delle linee delimitanti gli angoli minimi della normativa. Sono stati applicati le origini degli angoli nella reale posizione degli occhi della testa di Oscar, ottenendo in questo modo le dimensioni di cui ci siamo serviti per modellare il cofano.

In particolare: nella vista laterale il cono di visuale delimitato dall'angolo minimo di visibilità frontale di 7° non incontra alcun ostacolo, dalla pianta si è potuto visualizzare che gli angoli minimi di visibilità laterale (15° per l'angolo a sinistra e 45° per quello di destra) non interferiscono con i due montanti.

Si specifica che, all'interno del file cad, è stata inserita una linea blu di contorno della carrozzeria che vuole solo delimitare qualitativamente gli ingombri della vettura.

Importante è la quota del punto H, dove il sistema di riferimento solidale con il suolo è stato posizionato con l'origine coincidente con il punto a terra della ruota anteriore sinistra (in corrispondenza del piano medio della ruota). La direzione dell'asse x si sviluppa longitudinalmente lungo il fianco (sinistro) con verso diretto dall'anteriore al posteriore, l'asse y si sviluppa trasversalmente in pianta con verso diretto dalla ruota sinistra alla ruota destra, per ultimo l'asse z ortogonale agli altri 2 assi formanti il suolo con verso diretto dal punto a terra al cielo.

Fissata la terna di riferimento cartesiana le coordinate del punto H sono:

X : 1350,3 mm

Y : 555,4 mm

Z : 227,05 mm

CONSIDERAZIONI SULL'AERODINAMICA

Pur non avendo ancora frequentato il corso di aerodinamica tenuto dall'ing. Enrico Stalio, abbiamo voluto canalizzare la nostra attenzione sui componenti più diffusamente utilizzati in questo campo per migliorare le performances di vetture da competizione e ultimamente anche stradali.

Il nostro studio non vuole di certo essere esaustivo, ma si limita a tracciare una linea guida di come sarebbe possibile sviluppare un importantissimo discorso anche in questa direzione.

Indubbiamente la nostra curiosità è stata evocata dalla conferenza del team leader della Toro Rosso, l'ingegner Giorgio Ascanelli il quale sottolineò più volte il fondamentale contributo relegato all'ottimizzazione dei flussi d'aria attorno alla vettura.

Oltretutto è lecito aspettarsi che l'automobile per la quale si è svolto questo studio date le sue caratteristiche e le sue prestazioni possa essere usata senza troppi riguardi per affrontare qualsiasi circuito, pertanto un'ottimizzazione aerodinamica è indispensabile per rendere la vettura stabile alle alte velocità e in curva.

È da sottolineare la presenza, sulla nostra auto di un leggero alettone, questa scelta è stata dettata più per motivi estetici che funzionali, pensando di generare il carico necessario facendo uso dei componenti che illustreremo di seguito.

Abbiamo analizzato, come primo oggetto, la forma e funzione del diffusore posteriore.

Il diffusore, detto anche estrattore o scivolo estrattore, in campo automobilistico è un particolare elemento aerodinamico fisso collocato sul fondo di una vettura, atto a generare una spinta verso il basso del veicolo per incrementarne l'aderenza al suolo. Questo elemento può avere anche delle dimensioni notevoli, interessando buona parte del fondo vettura, perciò viene chiamato anche con i termini di: tunnel, canali o condotti Venturi o più semplicemente Venturi, con preciso riferimento al fisico italiano Giovanni Battista Venturi a cui si deve il merito della scoperta del legame tra velocità e pressione di un fluido in un condotto detto appunto Effetto Venturi.

CONFORMAZIONE

Il diffusore è disegnato con un'apposita forma, una sorta di scivolo rovesciato che se visto in uno spaccato laterale ha l'andamento di un'ala rovesciata, esso aumenta di volume lungo la sua estensione, da praticamente piatto all'inizio a estremamente scavato e rialzato nella parte finale, accorgimento concepito per creare un vuoto necessario per l'espansione dell'aria proveniente da sotto la vettura. La pendenza di risalita del diffusore è importante, deve avere un cambiamento graduale dell'angolo di inclinazione per impedire che il flusso d'aria si separi bruscamente dalla parte superiore e sui lati. All'interno di molti estrattori vengono anche montate paratie verticali per convogliare l'aria e suddividere in modo omogeneo le zone di espansione.

Normalmente l'estrattore è collocato nella parte sottostante del posteriore di una vettura, come nella maggior parte delle automobili stradali o sulle vetture da competizione, Formula 1 in primis e su molte formule minori.

Talvolta però viene collocato anche all'anteriore, sotto il muso di alcune vetture stradali nella zona antistante le ruote direzionali trovano spazio due piccoli estrattori. Nelle competizioni automobilistiche, regolamenti permettendo, è molto diffuso l'utilizzo di un estrattore anche in corrispondenza della zona sottostante l'asse anteriore, in questo caso vengono create anche delle aperture laterali sulle fiancate per consentire all'aria espansa di essere evacuata, vetture di tipo LMP e DTM dispongono di fondo vettura a doppio estrattore, anteriore e posteriore.

FUNZIONI

Il diffusore è uno degli elementi aerodinamici che contribuiscono a generare effetto suolo. Funzione del diffusore è quella di creare un'area di bassa pressione sotto il corpo vettura mentre il mezzo è in movimento. In quest'ottica, il ruolo del diffusore su un'automobile da corsa è di accelerare il flusso d'aria sotto la vettura, ridurre la sua pressione, creando una maggiore differenza di pressione tra le superfici superiore e inferiore dell'auto. Quando una vettura è in movimento, il flusso d'aria che passa nella parte sottostante dell'avantreno accelera ma arrivando al diffusore trova una zona di bassa pressione si espande e ritorna a velocità normale, producendo deportanza in maniera più efficiente, riducendo la resistenza rispetto ad un alettone. Ciò significa maggiore aderenza data dalla deportanza aerodinamica, accorgimento che permette alla vettura di percorrere una curva ad una velocità superiore. La deportanza prodotta permette infatti di migliorare la forza di trazione degli pneumatici.

Un fondo vettura correttamente progettato è in grado di produrre effetto suolo in modo più efficiente rispetto all'utilizzo di elementi come alettoni o spoiler all'anteriore e al posteriore. Infatti, gli alettoni oltre a produrre carico aerodinamico generano anche un'altra forza complementare, la resistenza aerodinamica all'avanzamento, controproducente per le velocità massime e per i consumi di carburante. Gli alettoni e gli spoiler, che in genere sono collocati sulle vetture da corsa, vengono utilizzati principalmente per trovare un equilibrio tra la parte anteriore e quella posteriore. La maggior parte del carico aerodinamico è prodotto dalla parte sottostante della vettura.

Esempi di diffusori sono mostrati nelle immagini seguenti:



Fig. 1

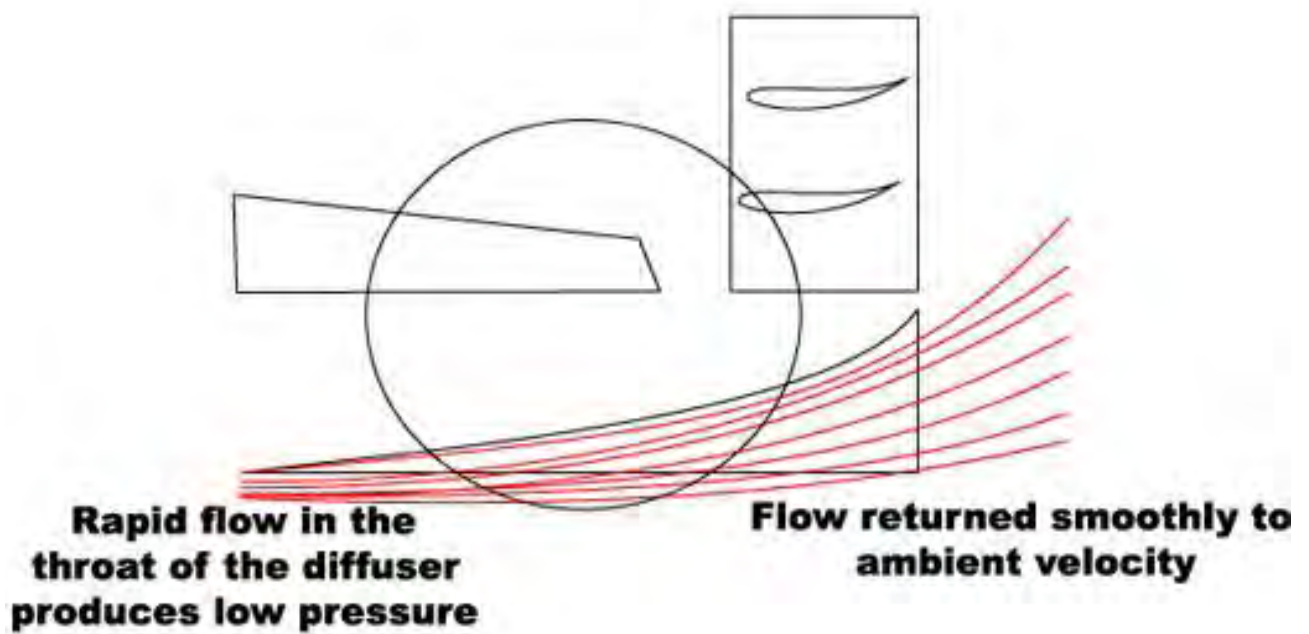


Fig. 2

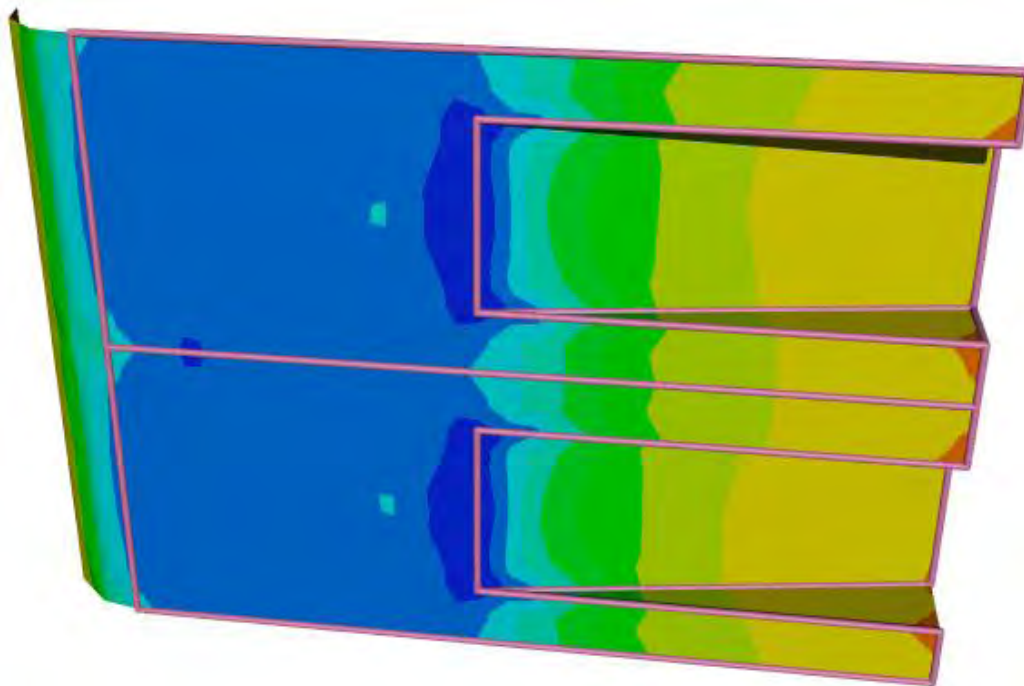


Fig 3

La figura 3 mostra il coefficiente di pressione di un generico diffusore, con il colore blu è indicata l'area con la più bassa pressione, con il rosso quella più elevata. L'immagine illustra chiaramente la riduzione di pressione nell'area di gola, dove la velocità del flusso si eleva creando proprio l'effetto desiderato, ovvero l'automobile viene risucchiata al suolo incrementando il carico sulle gomme e conseguentemente l'aderenza.

Per completezza si riporta anche l'andamento della velocità:

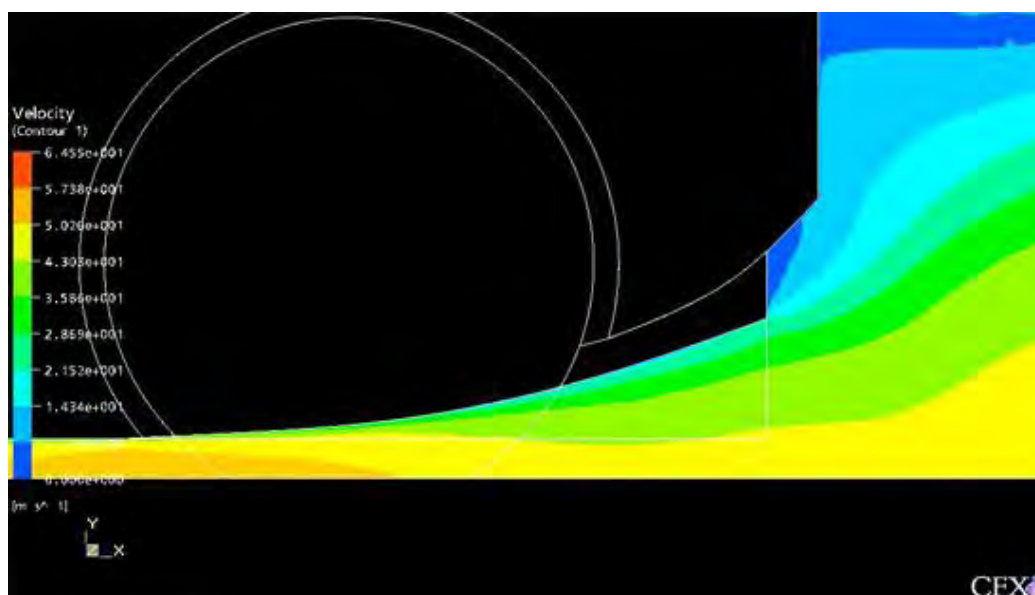


Fig. 4

Si vogliono considerare anche altri elementi aerodinamici complementari al diffusore, che possono quindi migliorare la resa complessiva, come lo splitter anteriore che incanala l'aria sotto l'auto e le minigonne laterali che servono a sigillare il flusso d'aria, proveniente dallo splitter, dall'aria circostante che ha una pressione diversa. Inoltre la posizione e l'altezza dell'ala posteriore (se consentito) può anche migliorare le prestazioni del diffusore. Anche i collettori di scarico se progettati con una particolare conformazione e posizionati in modo tale da soffiare nel diffusore possono incrementare i valori di deportanza, considerando che l'aria calda è più rarefatta. E, naturalmente, mettendo feritoie sui passaruota si contribuisce a estrarre aria dal loro interno evitando la formazione di pericolosi cuscinetti d'aria che tenderebbero a sollevare la vettura facendole assumere un comportamento portante.

Altro aspetto importante per ottenere un funzionamento ottimale del diffusore, è la progettazione di un sistema di sospensioni che possano mantenere una altezza adeguata dal suolo ad alte e basse velocità ma anche in condizioni diverse come: la percorrenza in curva con il coricamento laterale, la fase di frenata con la tendenza al sollevamento dell'asse posteriore, la fase di accelerazione con il coricamento del posteriore e le sconessioni del manto stradale. Un'eventuale perdita di carico aerodinamico durante la frenata in percorrenza di curva causato da sospensioni inadeguate comprometterebbe l'equilibrio aerodinamico aumentando i rischi per il pilota. La maggior parte dei telai da corsa utilizzano un terzo ammortizzatore collegato ai due principali, che è rigido nel coricamento, ma morbido nel rollio.

Considerando tutto ciò si allegherà un file CAD del sottoscocca dove verranno rappresentati, in forma semplificata i canali diffusori. Si ricorda che per poter sfruttare al meglio la deportanza aerodinamica, il sottoscocca della vettura deve essere piatto e regolare.

Infine si è pensato di aggiungere dei diffusori di fronte alle ruote anteriori, per incrementare la deportanza aerodinamica complessiva per raggiungere un bilanciamento aerodinamico corretto.

CONVOGLIATORI

Altro aspetto importante rappresentato su file CAD sono i convogliatori interni e sottostanti la carrozzeria.

L'analisi inizia dai convogliatori progettati per il nuovo radiatore centrale, sul file CAD sono rappresentati in magenta, essi incanalano il flusso d'aria raccolto dalla "bocca" anteriore della vettura, conducendolo direttamente sui radiatori.

In verde è possibile individuare altri convogliatori che partono dalla griglia anteriore, ai lati della "bocca" frontale, condizionando la direzione del flusso perpendicolarmente ai freni. Questo componente si sviluppa inizialmente sotto al condotto dedicato al raffreddamento dei radiatori. Si noti il restringimento di sezione dalla presa anteriore verso il gruppo ruota, questo permette di accelerare il flusso in modo tale da incrementare il numero di Reynolds responsabile dell'entità di turbolenza, massimizzando quindi lo scambio termico.

Proprio in tale direzione ci siamo applicati nella progettazione del cerchio per l'esame di "Disegno di componenti meccanici", infatti abbiamo cercato di creare un effetto di aspirazione del flusso d'aria che collide con il freno e evacuandolo grazie al palettamento ricavato mediante le razze del cerchio.

Abbiamo conformato le razze come fossero delle palette seguendo un profilo aerodinamico ritorto con ben precisi angoli di incidenza del flusso, sfruttando il principio dei ventilatori assiali. L'effetto prima citato di massimizzazione del risucchio del flusso si magnifica proprio con questa soluzione, che crea una depressione a monte delle palette, precisamente fra palette e disco freno, in modo tale che cresca la differenza di pressione tra monte e valle del disco freno e la velocità e turbolenza dell'aria aumenti nel passaggio attraverso la corona circolare fra interno del cerchio e esterno del disco.

Per quanto riguarda la parte posteriore dell'impianto frenante, il raffreddamento è stato demandato alle sole prese d'aria collocate sul fondo della vettura come rappresentato in figura 9. Questa scelta è dovuta alla minore sollecitazione a carico di quest'ultima parte rispetto a quella anteriore.

Tutto ciò è stato pensato per un eventuale utilizzo in pista della vettura cercando di diminuire un inevitabile fading dell'impianto frenante.

Si passa ora allo scivolo rappresentato in ocra che curva e raccoglie il flusso uscente dal radiatore e da ogni altra parte con un arco abbastanza elevato per non incorrere in pericolosi effetti di micro turbolenza nello strato limite. Questo flusso è mandato sotto scocca dove trova un allargamento in senso trasversale delimitato da linee ocra, a questo effetto fa da contrappunto una forte diminuzione di sezione in direzione z che domina il fenomeno di restrizione di area, in questo modo il flusso accelera aumentando la propria energia cinetica a discapito della pressione che diminuisce contribuendo a risucchiare l'anteriore al suolo.

Il flusso continua il suo percorso fino al diffusore posteriore la cui funzione è stata ampiamente descritta precedentemente.

Anteriormente sono riportati due diffusori che deviano il flusso esternamente alle ruote per schermare le ruote che possono generare effetto turbolenza.

Ultimo aspetto considerato è la creazione di prese d'aria naca (un sorta di triangolo in ocra) che prelevano il flusso dalla copertura sagomata sottoscocca senza creare indesiderati disturbi aerodinamici. Questo accorgimento è necessario per il raffreddamento del gruppo cambio-differenziale, questi saranno carenati per evitare turbolenze nell'estrattore posteriore. Vi sarà anche una griglia situata posteriormente al differenziale per permettere la fuoriuscita del flusso d'aria calda.

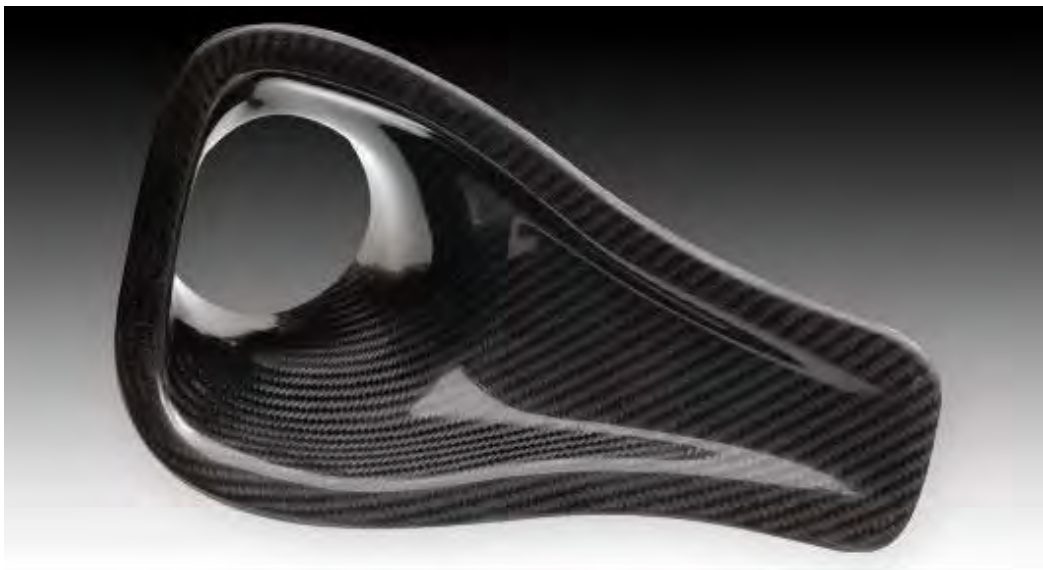


Fig.5



Fig.6

Le immagini mostrano la forma e l'applicazione di una presa naca.



Fig.7

L'immagine mostra dei convogliatori per freni realizzati interamente in carbonio.

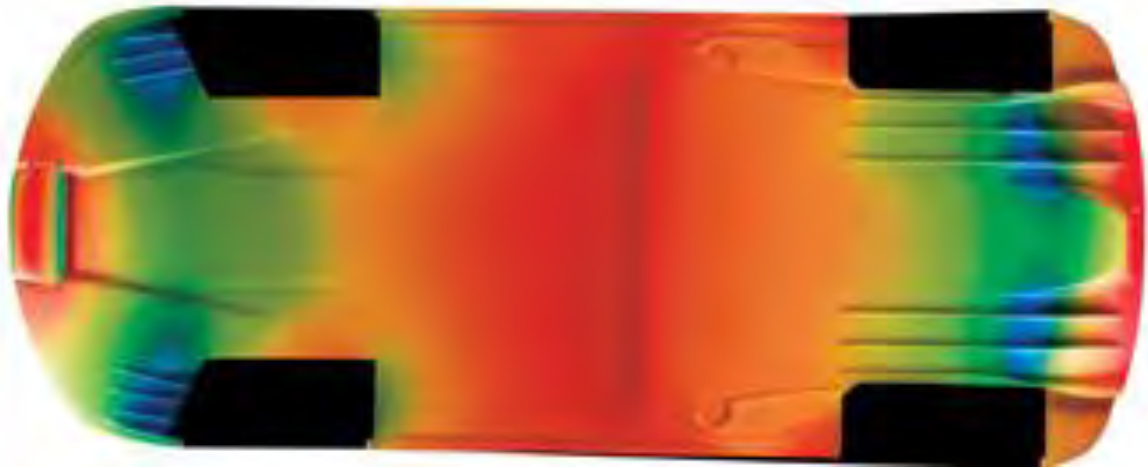


Fig.8

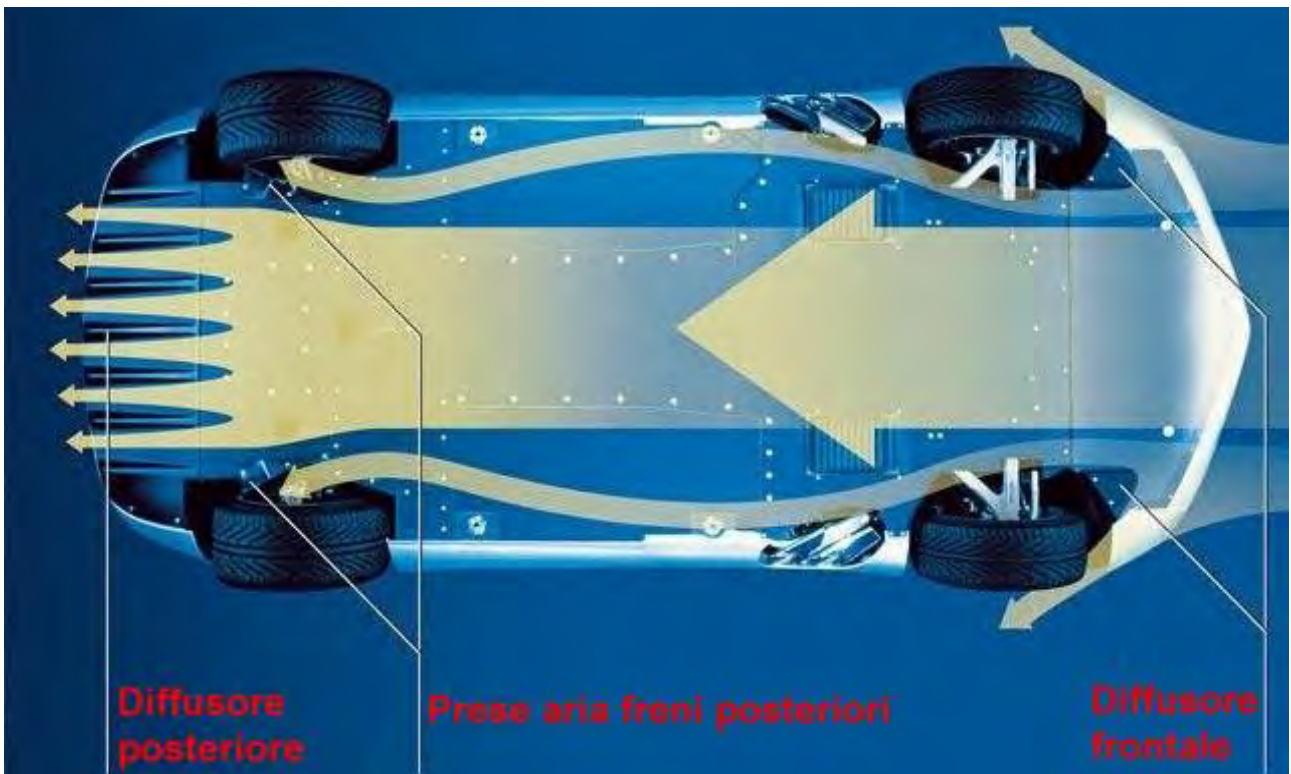


Fig. 9

Le figure 8 e 9 mostrano degli esempi di coperture sottoscocca conformate secondo ottimizzazioni aerodinamiche.

In particolare la figura 8 rappresenta, mediante una scala cromatica, le variazioni di pressione sottoscocca: il rosso rappresenta la massima pressione (circa pari a quella atmosferica), mentre il blu la minima.

La figura 9 rappresenta il sottoscocca del tutto simile a quello pensato per la „nostra“ Maserati.

CONCLUSIONI

Dopo tre mesi e numerosissime ore di lavoro è giunto il momento di “ tirare le somme” cercando di raccogliere le idee riguardo all’intero lavoro svolto e ciò che ci ha trasmesso.

La prima considerazione inerisce sicuramente alla validità del lavoro di gruppo. In molti altri esami sono state consegnate delle relazioni su determinati argomenti, ma mai come in questa occasione le richieste si sono rivelate così vaste da dover prevedere una vera e propria organizzazione e suddivisione dei compiti in base alle capacità personali di ogni membro.

Abbiamo trovato molto formativo questo aspetto perché ci siamo resi conto del valore dello slogan “L’unione fa la forza”, in quanto solo confrontandoci e a volte scontrandoci abbiamo potuto portare avanti il progetto arricchendolo sempre più.

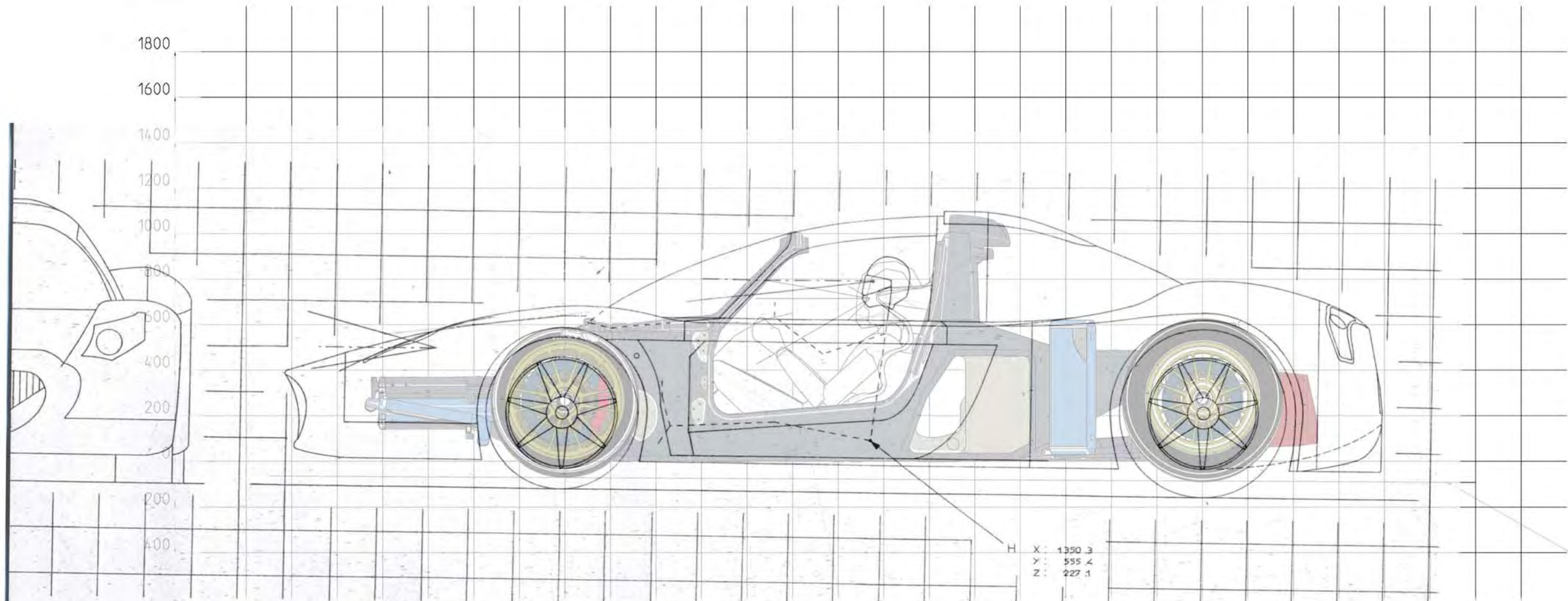
Oltretutto ogni problema è stato affrontato e sottoposto al gruppo cercando di prendere sempre in considerazione le varie soluzioni proposte per giungere al miglior compromesso possibile. Riteniamo inoltre che avendo background responsabili di differenti interessi personali, il lungo tempo trascorso insieme ha permesso il travaso di molte conoscenze e metodi diversi nell’analisi dei problemi.

Riteniamo quindi che indipendentemente dall’esito dell’esame questo sia senza ombra di dubbio un risultato al di sopra di ogni voto e valutazione.

In secondo luogo sottolineiamo le difficoltà incontrate durante la stesura della relazione tecnica, strumento importantissimo nell’ambito lavorativo, dove abbiamo cercato di redigere nel modo più chiaro possibile i nostri ragionamenti supportati possibilmente da numeri per dare concretezza e stabilità alle nostre idee. Proprio a questo riguardo ci siamo impegnati a fornire informazioni documentate e quando abbiamo incontrato dubbi e perplessità riguardo l’esistenza o fattibilità di certe soluzioni una telefonata alla ditta produttrice o alla persona competente ci è venuta in aiuto.

Da questi aiuti esterni è stato compreso come la cosa realmente importante sia raggiungere l’obiettivo finale in modo efficace ma soprattutto efficiente in quanto in un lavoro di team è inutile intestardirsi su un problema perdendo tempo, quando è sufficiente prendere il cellulare e collegarsi con chi è più esperto in quel determinato campo.

Infine rimarchiamo come, in questo percorso, grazie alla possibilità offertaci di indagare tra i numerosissimi campi abbracciati dalla progettazione di una vettura, abbiamo potuto renderci conto di quanto sia complesso il processo di creazione e industrializzazione di una nuova vettura, ma soprattutto come tutte le fasi debbano concatenarsi perfettamente al fine di ottenere un risultato vincente.



X: 1350.3
 Y: 555.4
 Z: 227.1

Linea di terra

