POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

TESI DI LAUREA MAGISTRALE

CORRELAZIONE BILANCIAMENTO STATICO E DINAMICO NELLA VERIFICA UNIFORMITÀ DEGLI PNEUMATICI

RELATORE

Prof. Maurizio Schenone

Tudor aziendale

Michele Ambrogio

CANDIDATO

Marco Palano

Anno Accademico 2020 – 2021

RINGRAZIAMENTI

Ho il piacere di dedicare qualche riga di questo elaborato alle persone che mi hanno supportato, aiutato e sostenuto in tutto il mio percorso universitario, di vita e nella stesura dello stesso.

Ringrazio la Michelin italiana S.P.A. stabilimento di Cuneo per avermi accompagnato in una delle realtà industriali più importanti al mondo ed in particolare il mio Tutor Aziendale Livio Pirra ed il direttore della qualità Ing. Michele Ambrogio che mi hanno aiutato a condurre le ricerche, fornendomi le risorse necessarie, in termine di persone e macchinari, utili a svolgere tutte le attività necessarie oggetto dell'elaborato.

Ringrazio il mio relatore Professore Maurizio Schenone per la sua disponibilià e per la sua preziosa guida nell'orientarmi sempre verso la soluzione ottimale al problema.

Ringrazio i miei amici, con cui ho condiviso gioie e dolori, ma sempre pronti a sostenermi ed aiutarmi.

Un ringriamento speciale va ai miei genitori perché senza il loro sostegno non avrei mai potuto intraprendere questo percorso di studi, ma soprattutto non sarei ciò che sono.

Vorrei infine ringraziare tutta la mia famiglia per avermi trasmesso valori umani e morali perché prima di ogni cosa conta la persona che sei e non ciò che fai.

Ringrazio te che ci sei stata e ci sarai…..

"Grazie a tutti voi"

SOMMARIO

Michelin, una delle aziende leader nel settore produttivo degli pneumatici, fa della qualità il suo marchio distintivo rappresentando un valore aggiunto riconosciuto in tutto il mondo.
La qualità, infatti, è al centro delle priorità strategiche e riguarda una gamma molto ampia di aree, funzioni e livelli di responsabilità.
Lo scopo di questo elaborato è stato quello di riuscire a trovare una correlazione funzionale tra due parametri di uniformità quali, lo squilibrio statico "BS", misurabile su tutte le macchine di misura presenti in stabilimento, e lo squilibrio dinamico "BD", misurabile esclusivamente su alcune macchine di misura ZF. Tale esigenza nasce dal fatto che si ha una limitata capacità di misurazione del BD rispetto alla mole di pneumatici prodotti.
Michelin abbraccia una politica qualitativa molto stringente adottando dei limiti ancor più bassi rispetto a quelli richiesti dal cliente. Questa "extra-qualità" però, non viene riconosciuta dall'acquirente che, di conseguenza, non è disposto a pagare per un risultato non richiesto e si rischia, dal punto di vista produttivo, di declassare delle coperture che in realtà rientrano nei parametri stabiliti.
I risultati derivanti da tale correlazione determinano la possibilità o meno di aumentare le tolleranze richieste ed allinearle ai limiti imposti dal cliente senza perdere in qualità del prodotto finito e senza avere scarti di produzione indesiderati.
L'elaborato di tesi è stato impostato in modo tale da esporre chiaramente il problema in questione spiegando efficacemente tutte le attività necessarie a risolverlo. Per tale motivo è stato essenziale introdurre il contesto nel quale si è svolto lo studio di correlazione, dedicando dello spazio alla composizione e alla fabbricazione dello pneumatico in ottica Michelin e rivolgendo una particolare attenzione anche ad altri parametri di uniformità che impattano sulla qualità dello stesso.

INDICE

RINGRAZIAMENTI ..... **II**

SOMMARIO ..... **III**

INDICE ..... **IV**

LISTA DELLE TABELLE ..... **VI**

LISTA DELLE FIGURE ..... **VII**

LISTA DEI DIAGRAMMI ..... **IX**

1 PNEUMATICO **1**

1.1 STORIA 1

1.2 COMPOSIZIONE 5

1.3 STRUTTURA 7

1.4 DINAMICA DELLO PNEUMATICO 13

1.4.1 Dinamica longitudinale *16*

1.4.2 Forze trasversali *19*

1.4.3 Attrito combinato e cerchio di trazione *23*

2 IL MONDO MICHELIN **26**

2.1 PROCESSO PRODUTTIVO 28

2.2 CONTROLLO QUALITÀ 35

2.2.1 Controllo visivo *35*

2.2.2 Controllo uniformità *36*

3 PARAMETRI UNIFORMITÀ **38**

3.1 CRITERI UNIFORMITÀ: MISURE SENZA CARICO 38

3.1.1 Balourd *38*

3.1.2 Deformazione fianco *42*

3.1.3 Falso rotondo *44*

3.2 CRITERI UNIFORMITÀ: MISURE SOTTO CARICO 46

3.2.1 Carico medio *46*

3.2.2 Variazione laterale *47*

3.2.3 Deriva zero *49*

3.2.4 Variazione laterale *49*

4 ANALISI PRELIMINARE 50

4.1 SCELTA DELLE DIMENSIONI SULLA QUALE EFFETTUARE LO STUDIO 51

4.2 ACQUISIZIONE DATI 56

4.3 STATO DELL'ARTE IN MICHELIN PER L'ANALISI DI CORRELAZIONE BS-BD 58

5 CORRELAZIONE BS-BD: 215/65R16C 106/104T TL AGIL51 PR6 MI..... 61

5.1 INTERPRETAZIONE INIZIALE DEI DATI 62

5.2 CALCOLO VETTORIALE 64

5.3 ERRORE NEL CONSIDERARE SOLO LA COMPONENTE VETTORIALE DEL BD 67

5.4 CONFRONTO DAL GOMMISTA 72

6 CORRELAZIONE BS-BD: 205/55R17 91V TL PCY 4 S1 MI 77

6.1 INTERPRETAZIONE INIZIALE DEI DATI 78

6.2 CALCOLO VETTORIALE 79

6.3 ERRORE NEL CONSIDERARE SOLO LA COMPONENTE VETTORIALE DEL BD 81

6.4 CONFRONTO DAL GOMMISTA 85

7 CONCLUSIONI 88

APPENDICE 89

BIBLIOGRAFIA/SITOGRAFIA 96

LISTA DELLE TABELLE

TABELLA 4-1: DIMENSIONI CON PENALIZZAZIONE BS NEL 2020 53
TABELLA 4-2:INCROCIO DATI PENALIZZAZIONE BS CON DIMENSIONI SENZA MERCATO RT 54
TABELLA 4-3:INCROCIO DATI PRODUZIONI CON DIMENSIONI UTILI PER LO STUDIO DI CORRELAZIONE 55
TABELLA 4-4:PROCEDIMENTO ESTRAZIONE DATI MUMS 58
TABELLA 5-1: CALCOLO VETTORIALE BD 67
TABELLA 5-2: MASSIMO VALORE DI BD 68
TABELLA 5-3:PNEUMATICI SELEZIONATI - ZF 72
TABELLA 5-4: DATI TECNICI HOFMANN GEODYNA 74
TABELLA 5-5:VALORI PRIMO E SECONDO PASSAGGIO-GOMMISTA 75
TABELLA 5-6: MEDIA RISULTATI – GOMMISTA 75
TABELLA 5-7: ERRORE % ANGOLARE GOMMISTA - ZF 75
TABELLA 6-1: ERRORE % MAX RISPETTO A RETTA PORTANTE 78
TABELLA 6-2: ERRORE % MAX 79
TABELLA 6-3: CALCOLO VETTORIALE BD 80
TABELLA 6-4: MASSIMO VALORE DI BD 81
TABELLA 6-5: PNEUMATICI SELEZIONATI – ZF 85
TABELLA 6-6: VALORI PRIMO E SECONDO PASSAGGIO-GOMMISTA 86
TABELLA 6-7: MEDIA RISULTATI – GOMMISTA 86
TABELLA 6-8: ERRORE % ANGOLARE GOMMISTA – ZF 87

LISTA DELLE FIGURE

FIGURA 1-1: HEVEA BRASILIENSIS 2
FIGURA 1-2: COMPOSIZIONE INDICATIVA DI UNO PNEUMATICO 5
FIGURA 1-3: NOMENCLATURA DI UNO PNEUMATICO. 7
FIGURA 1-4: SEZIONE DI UNO PNEUMATICO 8
FIGURA 1-5: ZONE DELLO PNEUMATICO 9
FIGURA 1-6: DETTAGLIO TALLONE CON CERCHIETTO 10
FIGURA 1-7: PNEUMATICO DIAGONALE 11
FIGURA 1-8: PNEUMATICO RADIALE 11
FIGURA 1-9 : BATTISTRADA SIMMETRICO 12
FIGURA 1-10: BATTISTRADA ASIMMETRICO 13
FIGURA 1-11: BATTISTRADA DIREZIONALE 13
FIGURA 1-12: SCHEMA DELLE FORZE SCAMBIATE PNEUMATICO-SUOLO 14
FIGURA 1-13: SCHEMA DEL SISTEMA DI RIFERIMENTO SAE 15
FIGURA 1-14: BRUSH MODEL 16
FIGURA 1-15: RAGGIO DI ROTOLAMENTO 17
FIGURA 1-16: FORZA TRAENTE AL VARIARE DELLO SCORRIMENTO LONGITUDINALE 18
FIGURA 1-17: FORZE SCAMBIATE PNEUMATICO-SUOLO 20
FIGURA 1-18: ANDAMENTO DELLA FORZA LATERALE AL VARIARE DELL'ANGOLO DI DERIVA 21
FIGURA 1-19: FORZA TRASVERSALE AL VARIARE DEL CARICO VERTICALE APPLICATO 23
FIGURA 1-20: CERCHIO DI KAMM 24
FIGURA 2-1: AVVOLGIMENTO MESCOLA ESTRUSA SECONDO LA GEOMETRIA DESIDERATA 29
FIGURA 2-2: PREPARAZIONE DEI SEMILAVORATI 30
FIGURA 2-3: PROCESSO DI CONFEZIONAMENTO 31
FIGURA 2-4: PROCESSO DI FINITURA 32
FIGURA 2-5: VULCANIZZAZIONE 33
FIGURA 2-6: CONTROLLO VISIVO 34
FIGURA 2-7: ROBOT KUKA 34
FIGURA 2-8: CRITERI UNIFORMITÀ 37
FIGURA 3-1: RAPPRESENTAZIONE GRAFICA DEL BS 39
FIGURA 3-2: PUNTI DI SALDATURA DELLE GIUNZIONI 39
FIGURA 3-3: CORREZIONE BS SUL DISCO 40
FIGURA 3-4: RAPPRESENTAZIONE GRAFICA DEL BDC 40

FIGURA 3-5: CORREZIONE BDC SUL DISCO 41
FIGURA 3-6: COMPOSIZIONE VETTORIALE PER IL CALCOLO DEL BD.....41
FIGURA 3-7: CORREZIONE BD SUL DISCO.....42
FIGURA 3-8: GRAFICO DEFORMAZIONE FIANCO.....43
FIGURA 3-9: RAPPRESENTAZIONE DFCL.....44
FIGURA 3-10: FR.....44
FIGURA 3-11: FR LEGATO ALLA POSA DEI CERCHIETTI.....45
FIGURA 3-12: FR LEGATO ALLA SALDATURA DEL KM 45
FIGURA 3-13: FR LEGATO ALLO SVILUPPO ECCESSIVO DEL KM.....45
FIGURA 3-14: RAGGIO DI SCHIACCIAMENTO 46
FIGURA 3-15: INFLUENZA SULLA VARIAZIONE LATERALE 47
FIGURA 3-16: GRAFICO DELL'ANDAMENTO VRH1 48
FIGURA 3-17: GRAFICO DELL'ANDAMENTO VRCC.....48
FIGURA 3-18: D0.....49
FIGURA 3-19: VL 49
FIGURA 4-1: CLASSIFICAZIONE DEGLI PNEUMATICI 50
FIGURA 4-2:FICHIER ANALYSE CORRELATION BS BD.....59
FIGURA 4-3: ESEMPIO DI CORRELAZIONE 60
FIGURA 4-4: ESEMPIO DI NON CORRELAZIONE 60
FIGURA 5-1: BS PER PIANO.....64
FIGURA 5-2: BDC PER PIANO.....64
FIGURA 5-3: BD PER PIANO 65

LISTA DEI DIAGRAMMI

DIAGRAMMA 5-1:BD-BS 61
DIAGRAMMA 5-2:BS-BD CON RETTA PORTANTE 62
DIAGRAMMA 5-3: BS- ERRORE % (SOMMA BD-BD RETTA PORTANTE) 63
DIAGRAMMA 5-4:ERRORE % MAX 63
DIAGRAMMA 5-5: A) BDA; B) BDR 65
DIAGRAMMA 5-6: A) BDA+BDR; B) BS 66
DIAGRAMMA 5-7: BS-$BD_{VETTORE}$ 67
DIAGRAMMA 5-8: BS-BD_{MAX} 68
DIAGRAMMA 5-9: ERRORE % BD_{MAX}-$BD_{VETTORE}$ 69
DIAGRAMMA 5-10: DELTA ANGOLO BDA/BDR- ERRORE% 69
DIAGRAMMA 5-11: DELTA ANGOLO-ERRORE% MASSIMO 70
DIAGRAMMA 5-12: FUNZIONE DI ERRORE % BD_{MAX}-$BD_{VETTORE}$ 70
DIAGRAMMA 5-13: CORRELAZIONE BS-BD CON ERRORE 71
DIAGRAMMA 5-14: CORRELAZIONE BS-BD EFFETTIVA 72
DIAGRAMMA 5-15: RISULTATI BD SU ZF 73
DIAGRAMMA 5-16: RISULTATI BD – GOMMISTA 76
DIAGRAMMA 6-1: BD-BS 77
DIAGRAMMA 6-2: BS-BD CON RETTA PORTANTE 78
DIAGRAMMA 6-3: A) BDA; B) BDR 79
DIAGRAMMA 6-4: A) BDA+BDR; B) BS 80
DIAGRAMMA 6-5: BS-$BD_{VETTORE}$ 81
DIAGRAMMA 6-6: BS-BD_{MAX} 82
DIAGRAMMA 6-7: ERRORE % BD_{MAX}-$BD_{VETTORE}$ 82
DIAGRAMMA 6-8: DELTA ANGOLO BDA/BDR- ERRORE% 83
DIAGRAMMA 6-9: DELTA ANGOLO-ERRORE% MASSIMO 83
DIAGRAMMA 6-10: FUNZIONE DI ERRORE % BD_{MAX}-$BD_{VETTORE}$ 84
DIAGRAMMA 6-11: CORRELAZIONE BS-BD CON ERRORE 84
DIAGRAMMA 6-12: CORRELAZIONE BS-BD EFFETTIVA 85
DIAGRAMMA 6-13: RISULTATI BD SU ZF 86
DIAGRAMMA 6-14: RISULTATI BD – GOMMISTA 87
DIAGRAMMA 0-1: CORRELAZIONE BS-BD CON ERRORE 89
DIAGRAMMA 0-2: CORRELAZIONE BS-BD CON ERRORE 90

DIAGRAMMA 0-3: CORRELAZIONE BS-BD CON ERRORE....91
DIAGRAMMA 0-4: CORRELAZIONE BS-BD CON ERRORE....91
DIAGRAMMA 0-5: CORRELAZIONE BS-BD CON ERRORE....92
DIAGRAMMA 0-6: CORRELAZIONE BS-BD CON ERRORE....92
DIAGRAMMA 0-7: CORRELAZIONE BS-BD CON ERRORE....93
DIAGRAMMA 0-8: CORRELAZIONE BS-BD CON ERRORE....93
DIAGRAMMA 0-9: CORRELAZIONE BS-BD CON ERRORE....94
DIAGRAMMA 0-10: CORRELAZIONE BS-BD CON ERRORE....94
DIAGRAMMA 0-11: CORRELAZIONE BS-BD CON ERRORE....95
DIAGRAMMA 0-12: CORRELAZIONE BS-BD CON ERRORE....95

1 PNEUMATICO

1.1 Storia

Il 10 giugno 1846, lo scozzese Robert William Thomson depositò all'ufficio brevetti di Londra la sua idea che avrebbe cambiato la storia del mondo dei trasporti, dal titolo (Thomson, Applicazione di supporti elastici intorno alle ruote di veicoli, allo scopo di diminuire lo sforzo necessario a trainarli, rendere il loro movimento più facile e attutire il rumore che fanno quando si muovono, 1846). Sfortunatamente, per l'inventore, la sua intuizione era così rivoluzionaria da non essere neanche considerata, infatti, non erano ancora stati inventati veicoli o biciclette in grado di poter usufruire dei vantaggi prodotti dall'uso dello pneumatico, difatti, le prestazioni così eccezionali associate a questo nuovo materiale, la gomma, erano state da poco scoperte nel mondo industriale.

Alcuni anni prima, alcuni coltivatori brasiliani avevano appreso le proprietà e la plasticità della "Hevea brasiliensis" (noto anche come albero della gomma) che se inciso, fuoriusciva un lattice denso e viscoso al quale, se lavorato, si poteva far assumere la forma che si voleva.

Diversi provini contenenti questo lattice furono spediti in vari continenti per essere analizzati e si scoprì che, se trattati a caldo, triturati fra due cilindri dentati, e successivamente predisposti negli stampi, si potevano ottenere svariati manufatti. Questi oggetti però, conservavano le loro caratteristiche elastiche esclusivamente a temperatura ambiente, con il freddo tendevano ad irrigidirsi perdendo ogni forma di elasticità mentre con il caldo tendevano a sciogliersi nuovamente in lattice.

Per risolvere questo problema, Charles Goodyear nel 1839 aggiunse dello zolfo alla mescola di gomma ottenendo così un prodotto resistente alle varie temperature e, depositandone il brevetto, nel 1844 iniziò la produzione della gomma per diversi impieghi incluso quello di rivestirne i cerchi delle carrozze.

Goodyear, vissuto tra il 1800 e il 1860, al contrario di come si possa immaginare, non partecipò alla fondazione dell'impresa statunitense che ne riprende il nome, ma addirittura, poiché il suo brevetto di "vulcanizzazione" fu riprodotto da tutti senza che egli riuscisse a far valere i propri diritti, decedette poverissimo.

figura 1-1: Hevea brasiliensis

Neanche Thomson fu più fortunato, anche se nel suo brevetto era già presente una bozza che descriveva la completa ideazione dello pneumatico, infatti erano già presenti:

- Una camera d'aria fatta con fogli di gomma o in tela impregnata di gomma o di guttaperca[1] ;
- Un rivestimento in cuoio capace di reggere il peso e le torsioni della ruota;
- La vulcanizzazione della gomma mediante immersione nello zolfo;
- La valvola per mezzo della quale poter gonfiare d'aria lo pneumatico che rappresenta l'idea principale dell'invenzione.

Bisognava adesso effettuare soltanto una dimostrazione pratica che fu organizzata, l'anno dopo, al Regents Park di Londra, con una carrozza a cavalli.
All'interno della rivista "the Mechanic's Magazine" furono divulgati i risultati di questa prova e le analisi fatte successivamente furono considerevoli. Sulla strada a macadam[2] la carrozza viaggiava ad una velocità maggiore rispetto ai limiti dell'epoca e si annotò una diminuzione del 40% della forza utile a trainare la carrozza, per di più la silenziosità, il miglior comfort e la facilità di manovrabilità provocarono uno stupore generale di tutti i presenti. L'esperimento però non ebbe seguito; infatti, nessuno si presentò per sviluppare a livello industriale l'idea o quantomeno ad iniziare una produzione basata su questi principi rivoluzionari e tutto finì nell'oblio.

---

1 macromolecola di origine vegetale molto simile, per chimica e per origine, alla gomma naturale o al caucciù, da cui differisce per molte proprietà, tra cui l'assenza di elasticità.

2 tipo di pavimentazione stradale costituito da pietrisco, costipato mediante rullatura e amalgamato col suo stesso detrito

Thomson rimase l'unico proprietario al mondo di una carrozza che montasse ruote con pneumatici e la sua "ruota aerea" fu completamente dimenticata per molti anni.
Colui che ha inventato lo pneumatico nell'accezione moderna del termine è stato John Boyd Dunlop (Scozia 1840). Cercando di accontentare il figlio, che si lamentava del triciclo troppo pesante e lento da guidare, Dunlop ideò una gomma vuota riempita d'aria in modo tale da conferire alla ruota una sezione adeguata senza però avere un peso eccessivo come invece succedeva con le ruote piene.
Dopo una prima fase sperimentale, Dunlop il 23 luglio del 1888 depositò il suo brevetto, si faceva esplicito riferimento all'utilità per veicoli leggeri biciclette e carrozzelle e come equipaggiamento per biciclette il successo fu subito formidabile. Appena un anno dopo lo pneumatico venne montato sulla bicicletta di William Hume, un ciclista mediocre, per le competizioni del Queen's College Sport a Belfast e vinse tutte e tre le gare a cui si iscrisse.
A Dublino, alla fine dell'anno, si costituì la Pneumatic Tyre and booth's Cycle Agency Limited, di cui Dunlop ne faceva parte.
Purtroppo, la sfortuna ha bussato alla sua porta. Nel 1890, un funzionario dell'ufficio brevetti di Londra trovò la pubblicazione della "ruota aerea" di Thomson con i relativi disegni. Avvertito del ritrovamento Dunlop, divenuto nel frattempo Direttore Generale, decise di parlarne nel consiglio di amministrazione e la notizia divenne presto di dominio pubblico.
Il parere pubblico fu concorde nel riconoscere la correttezza di Dunlop, che del tutto inconsapevole del lavoro svolto dal suo precursore, ripartì dal nulla ostentando la stessa genialità nell'arrivare alle medesime conclusioni, purtroppo però, questo non ostacolò l'ufficio brevetti ad abrogare la priorità di Dunlop.
Rimanevano comunque numerosi problemi da risolvere due dei principali erano:

- Fissaggio dello pneumatico al cerchione
- Frequenti forature

Charles Kingston Welch, ingegnere del Middlesex, ebbe la soluzione al primo problema; ideò il "tallone", un cerchione con un alveo posto al centro, in cui alloggiava la camera d'aria, con rialzi ai lati capaci di avviluppare le parti del copertone che vi si collocavano. Questa soluzione però presentava un ispessimento sui lati che da una parte e dall'altra andavano ad infilarsi nell'alveo del cerchione. Questo andava bene finché lo pneumatico

rimaneva in pressione ma bastava un piccolo incremento di velocità del veicolo per provocare drastiche fuoriuscite del copertone dalla sua sede.
William Erskine Bartlett, concepì uno pneumatico in cui, alle due estremità dell'intera circonferenza, vi erano posti due cavi d'acciaio ad anello, i cerchietti. Quest'ultimi incastrandosi nella parte incava del cerchione, non potevano più spostarsi e con loro tutto lo pneumatico rimaneva bloccato, poiché avevano un diametro inferiore rispetto a quello utile per uscire dalla sede.
La Pneumatic Tyre Company acquisì i due brevetti poiché capì che in queste due soluzioni progettuali risiedeva la possibilità di riprovare la scalata al mercato.
Non la pensava così Dunlop, che dopo alcuni anni di dignitoso declino del suo ruolo all'interno dell'azienda né rassegnò le dimissioni da direttore.
Molte persone hanno cercato delle tecniche di perfezionamento degli pneumatici; alcuni si dedicarono alla risoluzione del problema legato alle forature, altri inventori si impegnarono a superare il problema legato al surriscaldamento, anche il perfezionamento del battistrada fu un campo di ricerca di nuove invenzioni in quanto era spesso in cuoio e vi si potevano collocare chiodi e provocare forature, inoltre se ne poteva migliorare l'aderenza.
Alcuni pneumatici americani dal 1912 si fecero neri per la giunta di nerofumo che, si era scoperto, se mescolato alla gomma ne aumentava la resistenza all'usura. Questa novità però, tardò ad arrivare in Europa e si coniugò al declino del cuoio a favore di un battistrada scolpito in gomma. Per le ruote pneumatiche, alla fine del XIX secolo, si spalancò un possibile nuovo mercato perché non circolavano più soltanto biciclette ma anche automobili.
Nel trasferire le consapevolezze, esperienze e conoscenze acquisite già nel campo della bicicletta a quello dell'automobile si ripartì del tutto da capo o quasi.
I fratelli Michelin, André e Edouard possono considerarsi i precursori dell'utilizzo della ruota pneumatica sull'autovettura. Sicuri della loro esperienza nel campo della bicicletta decisero di montare lo pneumatico su una Daimler 4 CV ed utilizzarlo nella gara automobilistica Parigi bordeaux nel 1895. Riuscirono a completare la gara arrivando al traguardo anche se utilizzarono (causa forature) tutte le camere d'aria che avevano portato. Dopo questa gara dedussero che lo pneumatico rappresentasse la ruota del futuro. Lo pneumatico cambiò per sempre il concetto di mondo e di viaggio.

1.2 Composizione

Uno pneumatico è composto da molteplici materiali:

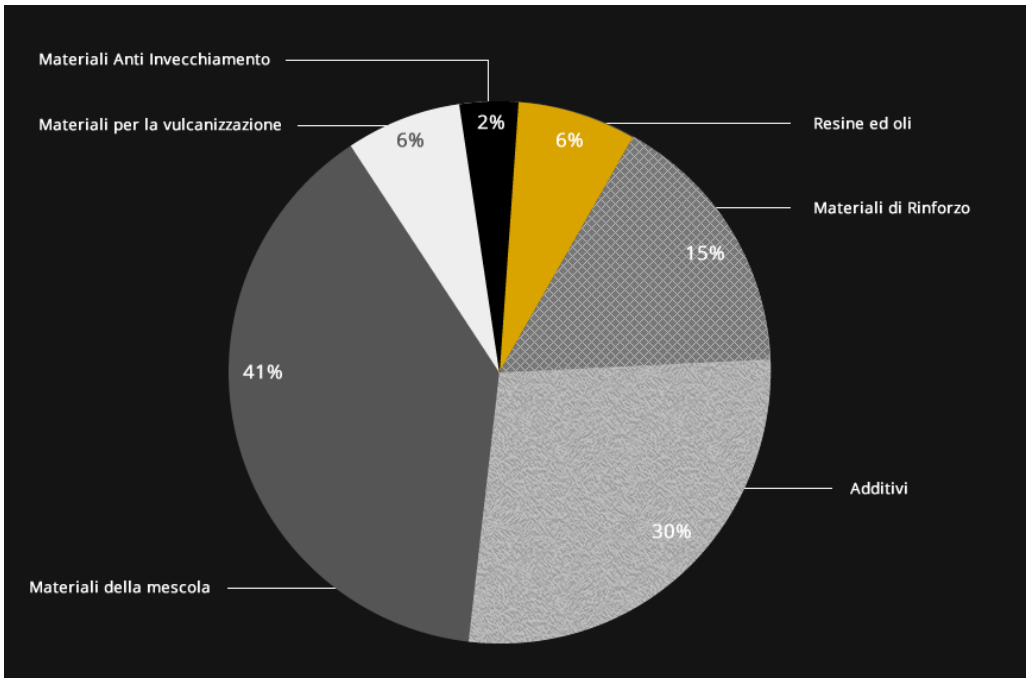


figura 1-2: composizione indicativa di uno pneumatico

1. Materiali della mescola:
    - Gomma naturale:
        - prodotto "agricolo" caratterizzato da una certa disomogeneità di comportamenti a seconda delle zone di produzione;
        - offre buone performance meccaniche;
        - è caratterizzato da una forte isteresi e un'importante componente elastica;
        - ottime proprietà di collaggio al metallo;
    - Gomma sintetica: fabbricata partendo da un sottoprodotto dell'industria petrolchimica;
2. Additivi: Gli additivi sono necessari per aumentare le proprietà meccaniche della gomma (modulo elastico, carico di rottura ecc.). Le cariche utilizzate sono di due tipi:

- Nerofumo: svolge un'azione di rinforzo in quanto influisce su diversi fattori:
    - conduzione del calore del battistrada su tutta l'area della cintura dello pneumatico, diminuendo il danno termico ed aumentandone la durata;
    - migliora le proprietà di usura alla trazione, frizione e abrasione.
- Silice: per svolgere l'azione di rinforzo deve essere legata all'elastomero con un agente specifico (silano), utile nel processo di vulcanizzazione[3] in quanto si legheranno le catene silice-silano-elastomero e si ottiene una matrice molto rigida (bassa resistenza al rotolamento) a basse frequenze di sollecitazione ma capace di disperdere molta energia (alta aderenza) a frequenze più alte.

3. Materiale per la vulcanizzazione: È un processo chimico volto a conferire alla gomma naturale caratteristiche elastiche, in luogo di quelle plastiche originarie. nell'industria dello pneumatico si usano due tipi di zolfo:
    - zolfo solubile;
    - zolfo insolubile;

    la vulcanizzazione è una reazione molto lenta e per avvenire con una cinetica industrialmente efficiente è necessario utilizzare degli attivatori e degli acceleranti.
4. Materiali anti-invecchiamento: proteggono la gomma dal sole, dall'ozono, dal calore e dall'ossigeno e si possono dividere in due categorie:
    - Cere
    - Antiossidanti
5. Resine e oli: si utilizzano per migliorare le proprietà meccaniche a freddo e per non avere materiali molto carichi in nerofumo che avrebbero una grande isteresi. Le resine e gli oli incidono sulla rigidità della mescola e migliorano anche le proprietà della gomma utili durante il processo produttivo.

---

[3] significa legare con uno o più ponti due catene elastomeriche. Il ponte nella maggioranza dei casi è costituito da zolfo.

6. Materiali di Rinforzo: Una percentuale che si aggira intorno al 15-30% all'interno della mescola può essere dovuta a questi materiali. Il loro apporto alle peculiarità del prodotto finito è assolutamente fondamentale.
   I rinforzi possono essere distinti in:
   - cavetti di acciaio del tallone che assicurano la tenuta sul cerchio;
   - cavi di acciaio della cintura che garantiscono la guidabilità;
   - cavi tessili o metallici e della sommità che conferiscono la forma allo pneumatico;
   - tele tessili che, ad elevate velocità, ne ottimizzano le prestazioni.

1.3 Struttura

Ogni veicolo può montare solo alcuni pneumatici la cui misura sia indicata nella carta di circolazione. Il codice della strada permette solo l'utilizzo di tali pneumatici per questo su ognuno di essi vengono riportate alcune caratteristiche fondamentali, scritte generalmente con marcature di codici impressi nella parte laterale dello stesso, sono indicate in figura 1-3.

figura 1-3: nomenclatura di uno pneumatico.

1. Produttore: marca;
2. Modello: tipo di battistrada;
3. Larghezza dello pneumatico;

4. Rapporto (percentuale) fra altezza e larghezza: si riferisce al rapporto percentuale tra altezza e larghezza della sezione trasversale della gomma, ad esempio serie 50 indica che l'altezza della gomma è dimezzata rispetto alla sezione. Andando a diminuire questo rapporto, il fianco della gomma diventerà sempre più basso come avviene nel caso delle vetture sportive.

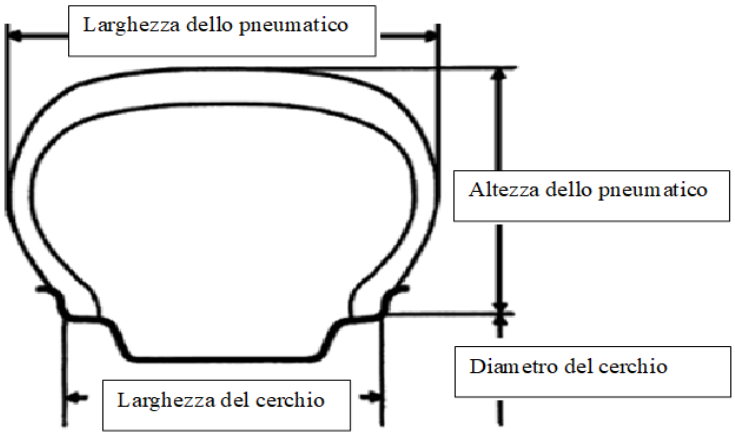


figura 1-4: sezione di uno pneumatico

5. Disposizione delle tele: nel caso mostrato in figura 1-3 si tratta di pneumatico radiale;
6. Diametro del cerchione in pollici (inch);
7. Indice di carico: indica la portata massima ad una specifica pressione di gonfiaggio;
8. indice di velocità: alla lettera corrisponde una velocità massima ammissibile;
9. TL: tubeless (senza camera d'aria);
10. Data di fabbricazione: la nuova marcatura adotta 4 cifre (es. "0100" indica la prima settimana dell'anno 2000);
11. indicatore d'usura TWI (Tread Wear Indicator): sono sei risalti presenti negli incavi longitudinali del battistrada che sporgono dal fondo di 1,6 mm. Sono spaziati tra loro in modo equo e quando sporgono anche in un solo punto indicano l'esigenza di dover cambiare la gomma poiché si è raggiunto il limite di usura consentito per legge;
12. Pneumatico rinforzato;
13. riferimento M+S (Mug+Snow): pneumatico invernale o per tutte le stagioni.

Lo pneumatico, da un punto di vista costruttivo, è una struttura flessibile di forma Toroidale riempita con aria compressa. Sezionando uno pneumatico è possibile individuare le cinque parti principali che lo compongono:

1. tallone;
2. carcassa;
3. fianco;
4. cintura;
5. battistrada.

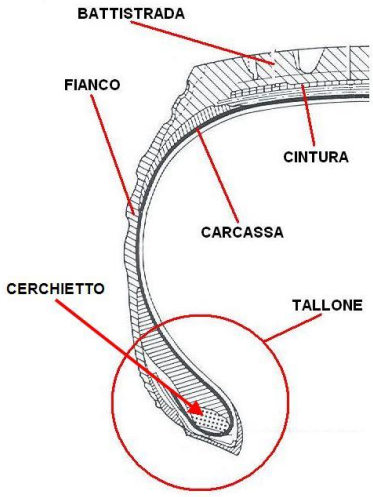


figura 1-5: zone dello pneumatico

Il tallone, uno strato di tela gommata, assicura il calettamento dello pneumatico sul cerchione e ne garantisce la tenuta della pressione dell'aria. Viene spinto sul bordo del cerchione dalla pressione interna dello pneumatico e l'attrito che si genera sviluppa le forze essenziali a non far slittare la gomma sul cerchione resistendo alle sollecitazioni di trazione, frenatura e forze laterali in curva originate dal contatto con il suolo. Internamente, il tallone, incorpora una struttura metallica, il cerchietto, intorno al quale si avvolge la carcassa.

Il cerchietto è costituito da tanti cavi in acciaio trafilato. L'utilizzo di tanti cavi a piccola sezione invece di un'unica struttura a grande sezione conferisce maggiore flessibilità al cerchietto e questa caratteristica permette al tallone di aderire meglio al cerchione garantendo altresì una maggiore facilità di smontaggio dello pneumatico. La trafilatura, invece, assicura maggiore resistenza alla trazione.

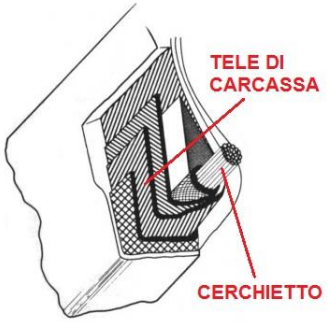


figura 1-6: dettaglio tallone con cerchietto

La carcassa, come si vede in figura 1-6, circonda il cerchietto ed è costituita da un ben definito numero di strati di fili in poliestere, rayon o acciaio distribuiti nella mescola in gomma.

Costituisce la struttura portante dello pneumatico e consente la trasmissione di tutte le forze di carico tra la ruota ed il terreno come durante le fasi di frenatura e nelle manovre di sterzatura, inoltre, permette di resistere alle sollecitazioni provocate dalla pressione data dalla gonfiatura e dal suo successivo utilizzo.

Negli pneumatici privi di camera d'aria la parte interna della carcassa è coperta da uno strato impermeabile detto inner-liner. La carcassa, in tal modo, conferisce un maggior confort di guida e una maggiore uniformità di rotolamento.

Per proteggere esternamente la carcassa c'è il fianco, in gomma, e deve possedere un'eccellente resistenza alla fatica: difatti, lo schiacciamento dello pneumatico assoggetta il fianco a ripetuti cicli di flessione.

Il fianco fornisce inoltre la stabilità laterale dello pneumatico, protegge gli strati del corpo dagli agenti atmosferici, ossidanti ed aiuta a mantenere l'aria all'interno. Il fianco inoltre, deve essere costituito da una mescola adatta a portare tutti i marcaggi descritti in precedenza.

Facendo una prima classificazione degli pneumatici e possibile distinguere tra pneumatici incrociati e radiali. I primi non possiedono la cintura e sono prodotti con vari strati sovrapposti di tele di carcassa con fili collocati obliquamente rispetto al piano equatoriale della copertura.

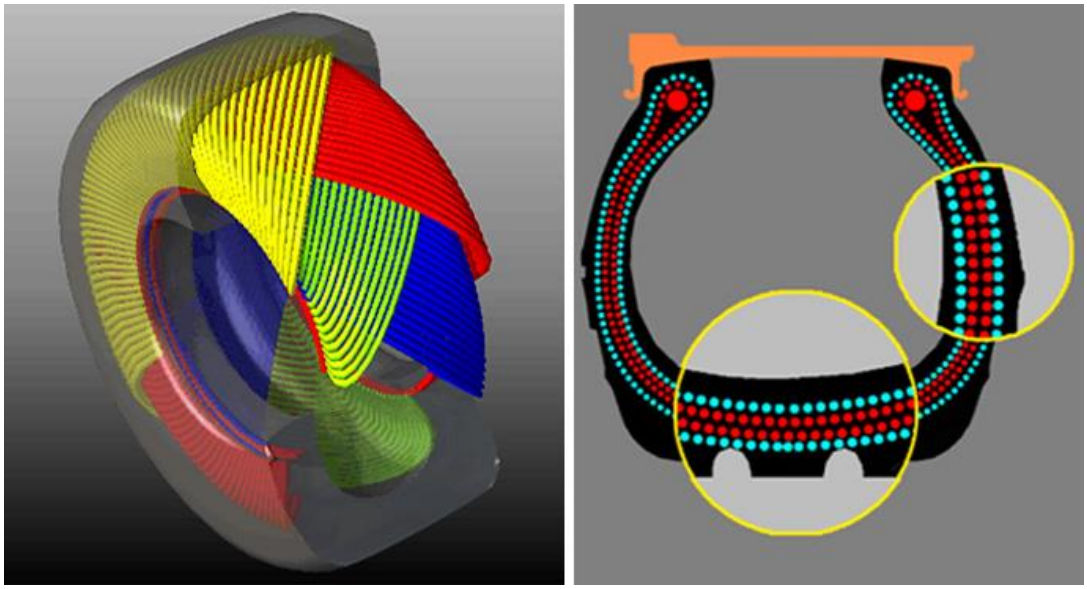


figura 1-7: pneumatico diagonale

La cintura invece è presente negli pneumatici radiali e sono contraddistinti da una carcassa più sottile poiché sono comunemente costituite da un unico strato di fili di metallici sistemati, rispetto al piano equatoriale dello pneumatico, in modo perpendicolare come è possibile vedere in figura 1-8.

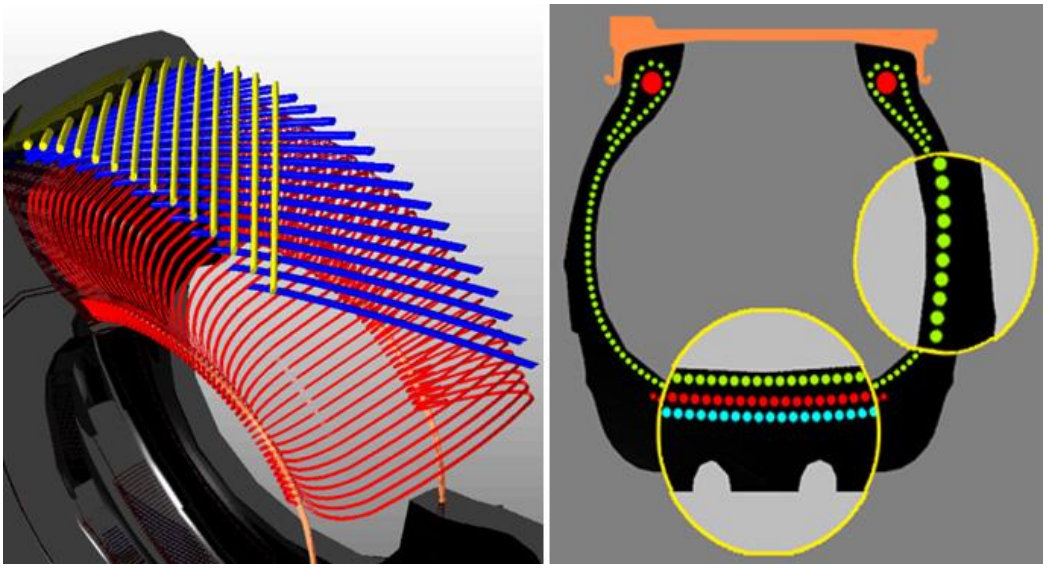


figura 1-8: pneumatico radiale

Tutte le forze scambiate dallo pneumatico con il suolo avvengono mediante il battistrada, è quindi quella zona la cui mescola e geometria determinano in modo preponderante le prestazioni dello pneumatico stesso.
La mescola e la geometria del battistrada permettono di assicurare la trazione del veicolo, resistere all'usura e proteggere l'intera struttura dello pneumatico, attutendo i traumi ed i colpi. Il confort e la rumorosità della guida sono influenzati dal disegno del battistrada, inoltre, quest'ultimo contribuisce alla tenuta dell'auto sul bagnato e consente il drenaggio dell'acqua in caso di guida su strada allagata ad alte velocità. Il disegno è composto da:

- parti piene: tasselli;
- parti vuote: incavi e lamelle, che in caso di guida su strade viscose consentono di avere una migliore aderenza.

La configurazione del battistrada può assumere tre diversi aspetti:

1. simmetrico: il battistrada presenta lo stesso intaglio sull'intera superfice sia interna che esterna;

figura 1-9 : battistrada simmetrico

2. asimmetrica: è utilizzato su pneumatici montati su veicoli performanti per quanto riguarda la tenuta di strada, direzionalità in rettilineo, manovrabilità, aderenza sul bagnato e confort. La parte esterna ha meno intagli di quella interna e permette una migliore risposta in curva, anche ad alte velocità, mentre quella interna garantisce un efficace drenaggio dell'acqua.

figura 1-10: battistrada asimmetrico

3. Direzionale: sempre più diffuso, sono riconoscibili poiché presentano delle frecce stampate su entrambi i lati poiché indicano il verso obbligatorio di montaggio secondo il senso di marcia del veicolo. Questa soluzione assicura un buon drenaggio dell'acqua che viene espulsa sia trasversalmente sia longitudinalmente riducendo in questo modo il pericolo di slittamento. Ben si comprende come gli intagli principali debbano essere a sezione crescente dovendo smaltire verso l'esterno un quantitativo d'acqua maggiore proveniente dagli altri intagli che convergono sullo stesso.

figura 1-11: battistrada direzionale

1.4 Dinamica dello pneumatico

In ogni qualsivoglia veicolo stradale le ruote sono dotate di pneumatici che lo sorreggono e scambiano, nel contatto ruota-suolo, la forza necessaria per il trasferimento della potenza e il controllo della traiettoria. È evidente come il comportamento dinamico del veicolo sul quale sono montate le coperture dipenda dalla qualità delle azioni che esse generano nelle differenti condizioni di moto.

Tutte le forze necessarie per poter frenare, accelerare, curvare o semplicemente per mantenere una velocità costante, poiché lo pneumatico è un elemento deformabile, sono affidate ad una piccola area di contatto suolo-pneumatico.
Il fenomeno è di difficile definizione poiché non si riesce a determinare l'effettiva sollecitazione e deformazione della zona di contatto, per questo motivo si utilizzano delle approssimazioni e delle semplificazioni.
Tutto si riconduce alla definizione di forze longitudinali (FL), lungo l'asse longitudinale della ruota, e forse trasversali o laterali (FT), lungo l'asse trasversale della ruota.

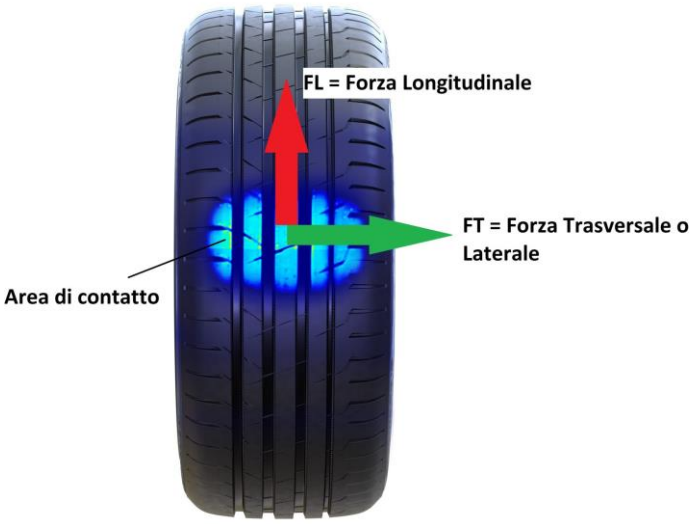


figura 1-12: schema delle forze scambiate pneumatico-suolo

Bisogna, inoltre, valutare la velocità del "punto di contatto" posto al centro dell'area di contatto e solidale con la ruota, supposta rigida.
Per definire in modo corretto tutte le relazioni esistenti, in figura 1-13 si è introdotto il sistema di riferimento adottato da SAE (society of Automotive Engineers).

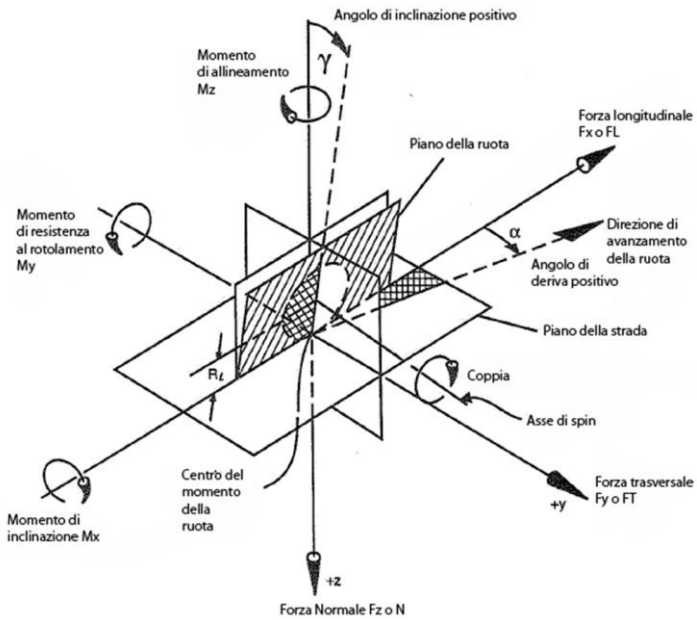


figura 1-13: schema del Sistema di riferimento SAE

La figura mostra anche:

- l'inclinazione della ruota 'γ', chiamata altresì campanatura o camber;
- l'angolo di deriva 'α';
- 'RI' che indica il raggio di rotolamento della ruota deformata dal carico.

Le forze trasversali e longitudinali dipendono rispettivamente dall'angolo di deriva 'α' e dallo scorrimento longitudinale 'εL'. Questi parametri sono funzione, a loro volta, delle variabili indipendenti che definiscono il moto della macchina.

Se consideriamo un veicolo che avanza con velocità costante v, possiamo dire che la ruota sarà caratterizzata, in assenza di slittamento, da una certa velocità angolare ω, tale che:

$$v = \omega \cdot R$$

Dove la ruota è schematizzata attraverso una circonferenza indeformabile che rotola su una superficie piana, senza strisciare.

Oltre a questo caso di puro rotolamento possiamo associare due condizioni:

1. Bloccaggio in frenata: la ruota è ferma ($\omega = 0$) ma il veicolo continua ad avanzare ($v \neq 0$), per cui si ha che la velocità del centro ruota è diversa da zero mentre la velocità periferica della ruota è uguale a zero.
2. Slittamento globale in accelerazione: il veicolo è fermo ($v = 0$) ma la ruota inizia a slittare ($\omega \neq 0$).

Vi sono poi tutte le altre condizioni di funzionamento alle diverse velocità, soprattutto alle diverse possibili differenze di velocità tra centro e periferia della ruota che devono essere compensate dallo pneumatico. È quest'ultimo, infatti, grazie alla sua deformazione che riesce a compensare le differenze di velocità e permette al veicolo di essere guidato.
Il modello a spazzola (brush model), sta alla base dell''analisi del comportamento fisico dello pneumatico, ci permette di descrivere lo scambio delle azioni tra pneumatico e suolo in relazione alle caratteristiche costruttive e operative. Rappresenta l'insieme spalla-carcassa-battistrada con una fila di setole che ruotano solidali con lo pneumatico e che possono deformarsi in direzioni parallele al suolo.

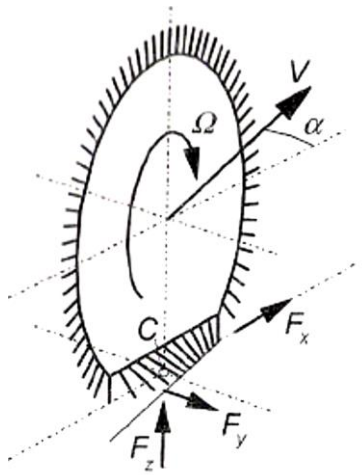


figura 1-14: brush model

1.4.1 Dinamica longitudinale

La teoria di generazione delle azioni longitudinali è definita dalla trattazione sul "brush model" con elementi flessibili in tale direzione.
È pertanto, necessario una introduzione sulle grandezze che caratterizzano questo moto.
In primis bisogna considerare il fatto che si studi una ruota pneumatica, non rigida, quindi anche quando non è soggetta ad alcun momento (frenante o traente), ossia in condizione di puro rotolamento, essa mostra una deformazione in senso verticale e il raggio di rotolamento effettivo r_e è minore di quello che si avrebbe se la ruota fosse rigida. Solitamente r_e viene definito come il raggio di una ruota rigida che trasla e ruota alla stessa velocità di una ruota pneumatica individuando il centro di rotazione della stessa.

$$r_e = \frac{v_x}{\Omega_0}$$

Con v_x velocità del centro ruota e Ω_0 velocità angolare in puro rotolamento.

Poiché il contatto non è puntiforme, si ha una deformazione anche nel senso circonferenziale e quindi il r_e di rotolamento non coincide né con r_f indeformato né con r sotto carico ma si trova in una posizione intermedia tra i due.

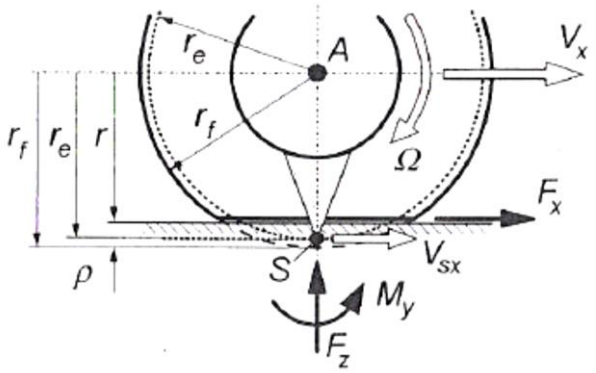


figura 1-15: raggio di rotolamento

Il secondo aspetto da esaminare è che la ruota pneumatica normalmente scambia forze con il suolo, cioè è soggetta a coppie frenanti e traenti che modificano ulteriormente la fascia del battistrada; ciò determina uno spostamento della posizione del centro di rotazione e quindi la comparsa di una velocità di strisciamento v_{sx} nella superficie di contatto con il suolo, causa di una variazione di velocità di rotazione Ω rispetto a quelle in condizioni di puro rotolamento indicata come Ω_0 .

Per caratterizzare tale aspetto si introduce lo scorrimento longitudinale 'εL' definito come la differenza tra la velocità del centro di istantanea rotazione e la velocità effettiva del centro ruota in direzione longitudinale, normalizzata al valore assoluto della velocità v del centro ruota:

$$\varepsilon L = \frac{\Omega \cdot R - v_l}{|v|}$$

È possibile asserire che, nell'ipotesi di disaccoppiare le forze longitudinali da quelle trasversali, le forze longitudinali dipendono da:

- carico verticale (o “normale”) agente sullo pneumatico (N);
- scorrimento longitudinale (εL);
- caratteristiche fisiche dello pneumatico (Cp) e della strada (Cs) (usura battistrada, temperatura, umidità etc.…);

È possibile scrivere la seguente funzione, identificando un coefficiente di aderenza μL che è funzione delle variabili sopra descritte:

$$FL = \mu L\ (\ \varepsilon L, N, Cp, Cs\ ) \cdot N$$

In puro rotolamento lo scorrimento è uguale a zero, in tal caso lo pneumatico non è in grado di scambiare forze longitudinali, quindi non può trasmettere coppia traente o frenante.

Nell’istante in cui, invece, la ruota gira più velocemente del centro ruota, significa che, a causa della deformazione dell’area di contatto, si sta generando scorrimento (positivo), e si avrà una forza longitudinale di trazione, che consentirà al veicolo di accelerare.

Quando, invece, la velocità di rotazione della ruota è inferiore rispetto alle condizioni di puro rotolamento, si avrà uno scorrimento con valore negativo e quindi si genererà una forza al contatto in direzione opposta al moto, cioè di frenata.

Una caratteristica tendenza della forza traente al variare dello scorrimento longitudinale è mostrata in figura 1-16.

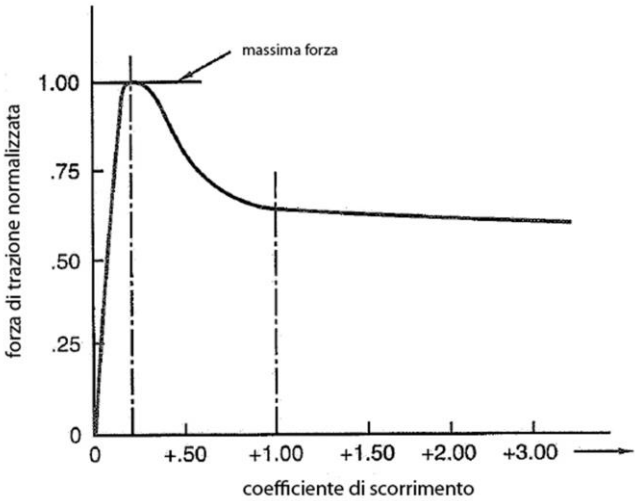


figura 1-16: forza traente al variare dello scorrimento longitudinale

Per poter trasmettere forze a terra, lo pneumatico ha quindi bisogno di scorrimento.

Analizzando la figura 1-16: forza traente al variare dello scorrimento longitudinalefigura 1-16 si nota che per piccoli scorrimenti si ha un primo tratto crescente linearmente, seguita da una zona intorno al valore massimo e infine un tratto discendente.
Quando lo scorrimento sarà talmente elevato che tutta l'area di contatto sarà interessata da strisciamento, il tratto decrescente tenderà a zero, ed avviene il cosiddetto "pattinamento" delle ruote.
La zona che individua la massima forza traente si ottiene generalmente entro un range di scorrimento che va da 0.1 a 0.3 a seconda del tipo di pneumatico.

1.4.2 Forze trasversali

Il calcolo della forza che si genera nel contatto pneumatico-suolo e del conseguente momento di auto allineamento viene analizzata nel "brush model" nelle condizioni di puro scorrimento laterale, cioè quando lo pneumatico avanza con un angolo di deriva costante in assenza di scorrimento longitudinale.
Poiché la risultante delle azioni laterali non è applicata al centro dell'orma ma in un punto in posizione arretrata ad una distanza x_t da esso, si genera il momento di auto allineamento. Tale grandezza è così chiamata perché tende a portare il piano di simmetria della ruota sulla direzione della velocità v di avanzamento.
La generazione di forze trasversali non può però essere compresa se non si fa riferimento all'angolo di deriva α, definito come l'angolo tra il piano medio della ruota e la velocità con cui si muove la stessa, ed alle deformazioni laterali dello pneumatico da esso derivate.
Dall'analisi dell'orma di contatto nelle condizioni stabilite, si nota come si possano distinguere due zone, una prima, di aderenza, rettilinea parallela alla velocità v e una seconda, di strisciamento, curvilinea.
La forza effettivamente esercitata nella parte posteriore dell'orma risulta essere inferiore alla forza occorrente agli elementi del battistrada per seguire la direzione imposta dalla velocità e dal relativo angolo di deriva in condizioni di aderenza, da qui il caratteristico andamento curvilineo. È quindi necessaria una distinzione delle due zone in cui le azioni scambiate assumono espressioni differenti.

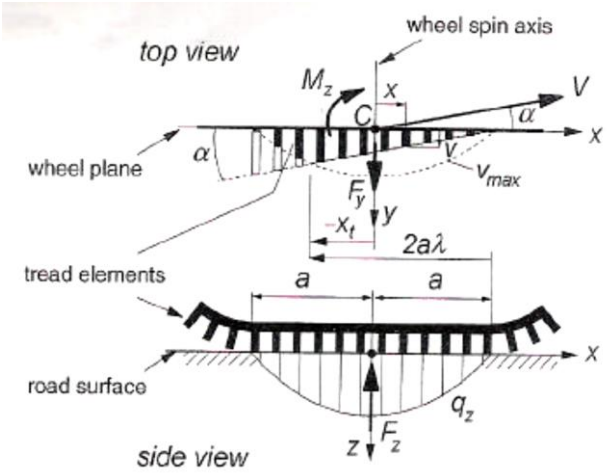


figura 1-17: forze scambiate pneumatico-suolo

Com'è possibile vedere nella figura 1-17, sono individuabili:

- la deformazione massima possibile dovuta al carico (v_{max}), che nel presente studio è considerata a titolo di esempio parabolica;
- la deformazione dovuta allo scorrimento laterale (v), rappresentata dalla retta parallela al vettore velocità di avanzamento v, inclinata di un angolo di deriva α rispetto alla direzione longitudinale x.

Quando la forza prodotta dallo pneumatico è inferiore a quella massima generabile in quelle condizioni di aderenza e di carico cioè max v ≤ v_{max} si è in aderenza, mentre si è in strisciamento quando max v ≥ v_{max}

Le forze laterali o trasversali originate al contatto con il suolo sono quelle che permettono alla vettura di restare in traiettoria nelle curve, in quanto producono la forza centripeta, diretta verso il centro della curva, necessaria a curvare.

Nell'ipotesi di disaccoppiare le forze tangenziali (cioè longitudinali e trasversali), le forze trasversali dipendo da:

- carico verticale (o "normale") agente sullo pneumatico (N)
- angolo di deriva (α)
- caratteristiche fisiche dello pneumatico (Cp) e della strada (Cs)

Secondo la funzione non lineare:

$$FT = \mu T\ (\ \alpha, \varepsilon L, N, Cp, Cs\ ) \cdot N$$

L'angolo di deriva 'α' è definito matematicamente dall'arcotangente del rapporto tra la componente della velocità trasversale al piano della ruota v_t e la componente longitudinale v_l:

$$\alpha = atan\left(\frac{v_t}{v_l}\right)$$

Come si può vedere, in figura 1-18 è illustrato l'andamento della forza laterale al variare dell'angolo di deriva, in funzione di diverse forze verticali Fz (le forze sono espresse in Newton), la ruota è schematizzata attraverso una circonferenza indeformabile che rotola su una superficie piana, senza strisciare.

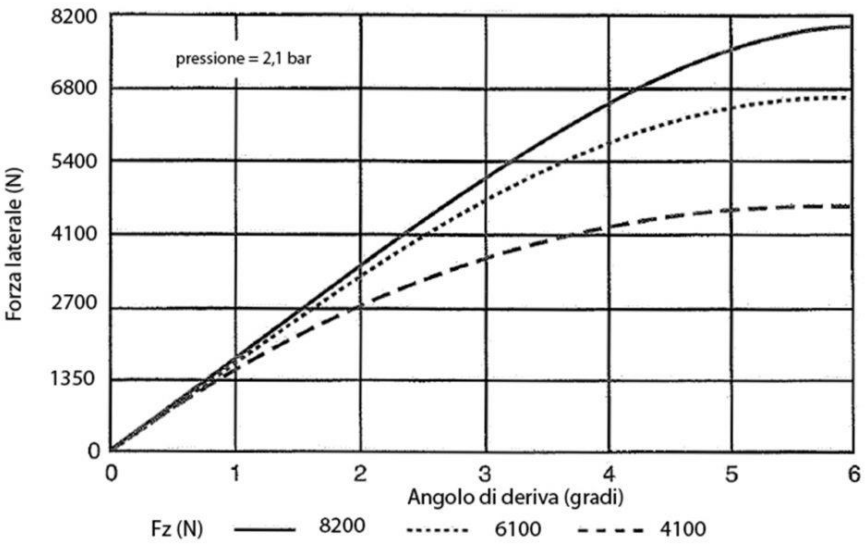


figura 1-18: andamento della forza laterale al variare dell'angolo di deriva

Generalmente il valore massimo si attesta con un angolo di deriva compreso tra i 5 e gli 8 gradi, ed anche in questo caso come per le forze longitudinali, superato il massimo vi sarà un tratto discendente non lineare.

Questo indica che, dopo un determinato angolo di deriva, lo pneumatico non è più capace di aumentare la forza laterale scambiata, ma al contrario questa diminuisce.

Ad esempio, tale concetto chiarisce il fenomeno del sottosterzo, che in certi casi capita quando si esagera con l'angolo di volante in curva. Per corregge la traiettoria e risolvere il problema, basterà sterzare di meno (piuttosto che, impulsivamente, di più) per far aumentare la forza centripeta dell'asse anteriore.

Per di più, in linea di principio, è opportuno in traiettoria evitare di accelerare o frenare, per favorire il trasferimento della forza laterale.

1.4.2.1 Effetto del carico verticale

La forza verticale applicata sullo pneumatico, influenza sia la dinamica longitudinale sia quella trasversale.
Il carico verticale ha una doppia conseguenza sulle forze scambiate dalla ruota: il valore di forza verticale (N) rientra, infatti, sia all'interno del coefficiente di scorrimento, sia come moltiplicatore esterno.
L'ultimo termine tende a incrementare la forza tangenziale, mentre, i coefficienti di aderenza longitudinale e trasversale (μL e μT) tendono a diminuire all'aumentare della forza verticale N. Questa doppia interazione porta ad avere una forte dipendenza non lineare delle forze tangenziali rispetto al carico normale, infatti, l'incremento della forza verticale genera un aumento sempre più ridotto delle forze tangenziali.
Quanto detto è di sostanziale importanza per comprendere parecchi fenomeni dinamici, dei quali ne riportiamo soltanto i due principali:

- La trasmissione del carico laterale sull'assale è un fenomeno dannoso. Questo fenomeno renderà la ruota esterna più caricata in curva, il che è dannoso e porterà alla perdita dell'aderenza complessiva dell'assale, infatti l'aumento di aderenza della ruota esterna è minore della perdita di aderenza di quella interna (proprio per l'andamento non lineare appena descritto). Ad esempio, se si aumenta la rigidezza dell'asse anteriore, il comportamento dinamico della macchina sarà sottosterzante in condizioni di percorrenza e uscita di curva (ovvero, quando il trasferimento di carico è stato completato).
- aumento della massa della vettura: aumentando il carico verticale che grava sugli pneumatici, si vanno a peggiorare le proprietà di aderenza dello pneumatico, quindi la tenuta di strada. Difatti, incrementano in modo assoluto la capacità di scambiare le forze al contatto, però in percentuale minore rispetto alle forze inerziali utili per accelerare il veicolo nelle due direzioni, longitudinale e laterale.

Nella figura 1-19 è illustrato il tipico andamento della forza trasversale al variare del carico verticale applicato. La linea tratteggiata indica l'andamento lineare teorico, che ha

come coefficiente angolare il coefficiente di aderenza dello pneumatico ‘μL’, che in questo caso ha un valore elevato poiché si tratta di una gomma utilizzata nelle competizioni; per una gomma stradale esso si assesta tra 0,9 ed 1.
La pendenza delle curve tende a diminuire con l’incremento del carico e si nota inoltre che per elevati angoli di deriva, la non linearità è meno marcata.

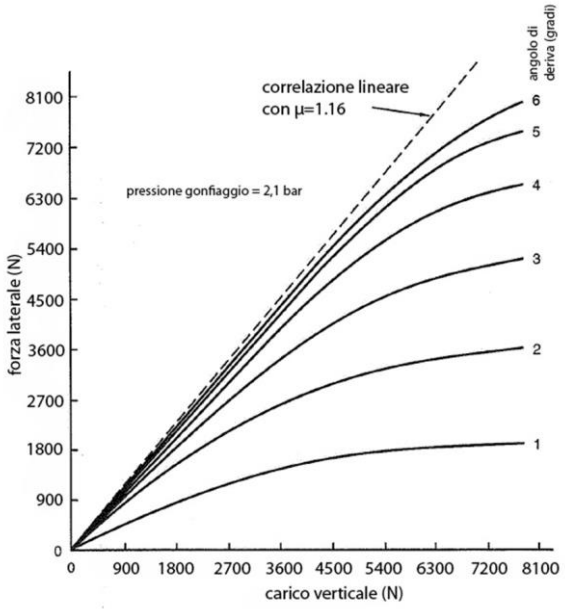


figura 1-19: forza trasversale al variare del carico verticale applicato

1.4.3 Attrito combinato e cerchio di trazione

Nella realtà, uno scambio di forze puramente laterale o puramente longitudinale è un concetto piuttosto teorico, infatti c’è sempre un’interazione tra la forza longitudinale e quella trasversale e per questo si parla di “attrito combinato”.
Le azioni longitudinali e trasversali generano uno stato di sollecitazione dato dalla somma delle due. Si ha una composizione delle componenti della forza di contatto, in altre parole sfruttando maggior aderenza in una direzione, diminuisce quella disponibile nell’altra.
Le componenti FL e FT risultano quindi essere definite dalle seguenti funzioni non lineari:

$$FL = \mu L\ (\alpha, \varepsilon L, N, Cp, Cs\ ) \cdot N$$

$$FT = \mu T\ (\ \alpha, \varepsilon L, N, Cp, Cs\ ) \cdot N$$

Si nota come in questo caso lo scorrimento longitudinale e l'angolo di deriva rientrino in entrambe le funzioni.

Per rappresentare meglio il concetto si adopera l'ellisse di trazione o di aderenza, che riproduce la forza massima scambiabile dallo pneumatico in una qualsiasi direzione sul piano tangenziale, in definite condizioni operative (superficie stradale, carico, velocità, temperatura, ecc.…). Oggigiorno con gli pneumatici moderni, i limiti di forza longitudinale e trasversale sono paragonabili, motivo per cui l'area è praticamente simile ad un cerchio (Cerchio di Kamm, figura 1-20).

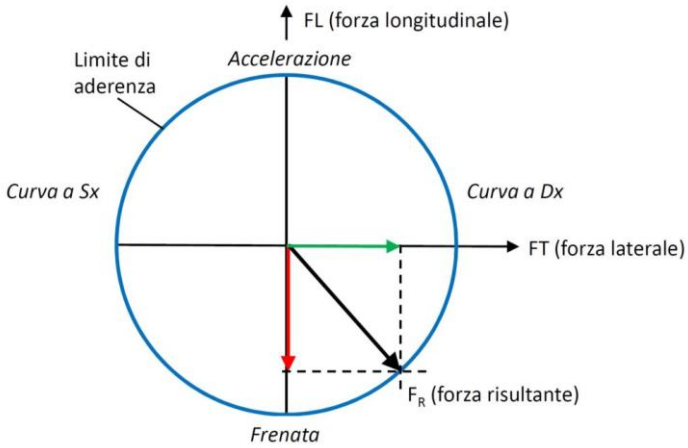


figura 1-20: Cerchio di Kamm

Lo pneumatico può scambiare esclusivamente la coppia di forze (laterale e longitudinale) che ricade all'interno cerchio.

La forza verticale che agisce sullo pneumatico produce l'effetto di ingrandire (se aumenta) o rimpicciolire (se diminuisce), il raggio del cerchio di attrito, cioè nel caso si considerasse un aumento del carico verticale si avrebbe un aumento dell'aderenza disponibile dello pneumatico in entrambe direzioni e di conseguenza della tenuta di strada della macchina, anche se, in modo del tutto non lineare.

L'attrito combinato ci consente di comprendere molti fenomeni riguardanti la dinamica di una vettura. Ad esempio, se stiamo guidando l'auto in curva, usufruendo di tutta la forza laterale disponibile (siamo quindi, sull'asse delle ascisse, al bordo destro o sinistro del Cerchio di Kamm), non possiamo esigere dagli pneumatici anche di accelerare o di frenare, poiché abbiamo già portato a saturazione l'attrito disponibile.

Al contrario, invece, se siamo su una strada rettilinea e quindi anche le ruote sono dritte, è possibile usufruire della massima frenata (o della massima accelerazione), ci troviamo esclusivamente sull'asse delle ordinate al bordo inferiore (o superiore).
La capacità di un pilota è proprio nella conoscenza e comprensione di interpretazione del cerchio di aderenza in modo tale da poterlo sfruttare al massimo in tutte le condizioni, soprattutto in quelle di attrito combinato, dove è necessario saper distribuire, acceleratore, freno e sterzo.

2 IL MONDO MICHELIN

Tutti gli automobilisti affidano il compito di generare tutte le forze indispensabili per poter accelerare, frenare, curvare o per mantenere una velocità costante unicamente a quella piccolissima area di contatto tra il battistrada dello pneumatico e l'asfalto.
Affidereste quindi la vostra sicurezza e quella dei passeggeri che trasportate in auto a un prodotto di scarsa qualità e poco sicuro?
Da qui l'esigenza di avere pneumatici di qualità non è un lusso ma una necessità vitale, per questo Michelin pone particolare attenzione ad ogni singolo elemento che esce dallo stabilimento perché sa che la vita dei suoi clienti è affidata a loro.
Nel 1889 in Francia, ad Auvergne, i fratelli Michelin André (1853–1931) e Édouard (1859–1940), fondarono una realtà industriale conosciuta e famosa in tutto il mondo: la Michelin Company, una grande avventura industriale finalizzata a mettere a punto soluzioni di trasporto moderne, attraverso l'innovazione e che oggi rappresenta un colosso nel mondo degli pneumatici.
Tutto ebbe inizio quando un ciclista si fermò nelle vicinanze dell'azienda Michelin, che all'epoca produceva gomme per biciclette e carrozze trainate da cavalli, per riparare gli pneumatici Dunlop montati sulla bici.
Dopo ore di lavoro per effettuare la riparazione ed una notte intera di essiccazione per consentire un conforme incollaggio al cerchio, Edouard Michelin, intuisce che il futuro dei trasporti sarebbe assolutamente cambiato se gli pneumatici fossero divenuti semplici e soprattutto veloci da riparare; Edouard ha quindi depositato il suo primo brevetto sullo pneumatico, che può essere smontato e riparato in 15 minuti. Il brevetto gli ha permesso di vincere rapidamente la gara ciclistica Parigi-Brest-Parigi e di farsi conoscere in tutta la Francia.
Poiché nessun costruttore credeva nell'invenzione dei Michelin e per attestare, invece, che gli pneumatici smontabili gonfiati ad aria potevano essere impiegati con successo sui veicoli a motore equipaggiarono un'auto, denominata l'Éclair, con questi pneumatici e parteciparono, guidandola loro stessi, alla corsa su strada Parigi-Bordeaux del 1895.
Benché non abbiano vinto la gara, hanno suscitato l'interesse pubblico per questa tipologia di soluzione progettuale degli pneumatici. È il successo, in poco meno di dieci anni 4000 operai lavoravano a Clermont-Ferrand; tutto il mondo conobbe l'invenzione

dei fratelli Michelin e con il trionfo commerciale si avviò l'internazionalizzazione dell'azienda. Dopo Clermont-Ferrand, la prima società di proprietà Michelin oltre i confini francesi fu la SAMI (Società per Azioni Michelin Italiana) ed a seguire nascono Michelin Pneumatik AG in Germania e la Michelin Tyre Co Ltd a Londra.
Michelin, dopo la fine della Prima Guerra Mondiale, ricomincia a investire nel settore degli pneumatici per auto, perfezionando i processi produttivi e le caratteristiche delle gomme. Per soddisfare le nuove esigenze, è risultato di fondamentale importanza il rapporto con le Case automobilistiche; da questa collaborazione nasce così il primo pneumatico Confort a bassa pressione in grado di percorrere ben 15.000 km.
Sempre a firma Michelin nasce l'antenato dell'attuale tubeless, infatti venne depositato un brevetto per un nuovo pneumatico in cui la camera d'aria è incorporata per vulcanizzazione alla gomma, ma non è tutto: nel medesimo anno (1930) Michelin inventa il profilo a zig-zag del battistrada che garantisce un deciso miglioramento della stabilità.
Nel 1934 nasce:

- Michelin Super Confort Stop in cui vi sono delle lamelle trasversali;
- Michelin Pilote la prima gomma a fianco ribassato;
- Michelin Metalic con l'applicazione dei fili metallici vulcanizzati nella carcassa.

Il 4 giugno 1946, fu una data che cambiò la storia; venne depositato il brevetto di Michelin per uno pneumatico a carcassa radiale che rimarrà un’esclusiva Michelin per tutta la durata trentennale del brevetto. Al superamento di tale scadenza la maggior parte dei costruttori adottò e continua ad adottare la soluzione radiale di Michelin.
Nel 1955 entra in produzione di serie lo pneumatico senza camera d’aria (tubeless).
Nei primi anni 90 è il momento della decisiva rivoluzione 'verde', arriva sul mercato Green X, frutto delle importanti ricerche sui processi, i materiali e soprattutto sulla resistenza al rotolamento permettendo così di migliorare i consumi dei veicoli a motore e di conseguenza le emissioni senza compromettere durata e tenuta sul bagnato. L’assenza di compromesso avviene attraverso un cambio di rinforzo non più fisico, come avviene con il nerofumo, ma attraverso un legame chimico-fisico tra elastomero e il rinforzo a base di silice attivata con silano. Questo tipo di rinforzo permette di ottimizzare la risposta dello pneumatico riducendo la dispersione di energia a basse frequenze (decine di Hz) tipiche del rotolamento ed estremizzando la dispersione ad alte frequenze (kHz) tipiche delll’aderenza.

Oggi Michelin è una multinazionale con stabilimenti produttivi presenti in oltre 170 paesi, in ogni continente, in grado di produrre quasi 170 milioni di pneumatici all'anno, corrispondenti a circa il 20% del mercato mondiale.
Esattamente nello stabilimento di Cuneo, che attualmente conta circa 2100 dipendenti, ho svolto il mio lavoro di tesi cercando di apportare il mio contributo nel migliorare giorno dopo giorno la qualità degli pneumatici senza andare a discapito della produzione e dei costi tagliando degli pneumatici che potrebbero essere buoni.

2.1 Processo produttivo

Le performance di durata, sicurezza e comfort contraddistinguono uno pneumatico di qualità, tutte caratteristiche che provengono da un attento lavoro di analisi del miglior equilibrio di prestazioni in tutte le condizioni di impiego. Solo durante la fase di produzione l'impegno di un Produttore diventa davvero concreto, mediante efficienti processi di produzione manuali o completamente meccanizzati in cui il controllo finale di ogni pneumatico prodotto spetta però ancora all'uomo.
La costruzione di uno pneumatico Michelin, da oltre 50 anni, avviene unendo gomma, fili metallici, tele tessili e tele metalliche in misura variabile in base alla tipologia e alle dimensioni dello pneumatico che si vuole ottenere.
I processi di fabbricazione possono essere così suddivisi:

1. Preparazione dei semilavorati (profilati di gomma, tessili e metallici);
2. Assemblaggio:
    - Confezionamento
    - Finitura
3. Cottura
4. Controlli

Gli impianti automatizzati dello stabilimento di Cuneo consentono di produrre 14 milioni di pneumatici all'anno.
All’interno del miscelatore, un macchinario che consente al composto di diventare omogeneo, vengono aggiunti, nel corretto ordine, tutti i diversi elementi che compongono la mescola. Risulta essere molto importante non solo la quantità dei diversi prodotti ma anche l’ordine con la quale vengono aggiunti, al fine di conseguire la miscela corretta.

Ultimata la procedura di formazione della miscela, quest'ultima potrà assumere la forma di una lastra oppure di un nastro, che viene ricoperto con agenti che permettono la separazione dei vari strati di gomma durante le fasi di lavorazione.
La miscela subisce un controllo qualità in modo tale da assicurarsi che vengano rispettati i requisisti richiesti e poter dunque passare alla fase seguente di produzione che prevede la formazione dello pneumatico.

figura 2-1: avvolgimento mescola estrusa secondo la geometria desiderata

La miscela, attraverso un apposito macchinario, viene prima plastificata e poi lavorata tramite lo stampo che creerà i diversi elementi profilati oppure piatti che compongono la gomma. Si ottengono, così, le strisce di tallone, il battistrada, tutti i vari riempitivi e gli elementi profilati. Le parti piatte, subiscono il processo di calandratura, che consente di avere superfici dello spessore desiderato, ed è in questa fase che si realizza il rivestimento in butile che permette di ottenere coperture a tenuta stagna.
Lo pneumatico, oltre alle parti in gomma, è formato da elementi di altri materiali, come cordicelle e cerchietti, in tessuto e in acciaio, che vanno a creare lo scheletro della copertura, poiché deve essere capace di assicurare rigidezza e ad esso sono legate le performance dello pneumatico.

All'interno della carcassa sono presenti fili composti da fibre estremamente sottili e di differenti materiali, fra cui poliestere, viscosa, aramide e nylon. Il processo di produzione delle cordicelle è alquanto complesso ed è suddiviso in diverse fasi:
si inizia con la lavorazione dei fili in acciaio fino al raggiungimento del diametro richiesto compreso fra 0,2 e 0,5 mm, dopodiché i fili vengono intrecciati. La cordicella che si ottiene ha delle caratteristiche elastiche e di resistenza davvero elevate in uno spessore ridotto.
In seguito, viene ricoperta da uno strato di bronzo oppure ottone, per permettere una migliore integrazione con la gomma (le cordicelle sono infatti collocate fra due strati di gomma), nella successiva fase di vulcanizzazione.
Dopo la chiusura dello stabilimento Michelin di Fossano, l'integrazione delle attività sfolte all'interno è stata spostata nello stabilimento di Cuneo dove vengono prodotti anche i cerchietti, mentre i fili metallici per le tele vengono acquistati da fornitori esterni o prodotti in altri siti Michelin.

figura 2-2: preparazione dei semilavorati

Dopo aver realizzato le diverse parti che compongono uno pneumatico, si passa adesso alla fase successiva di assemblaggio.
Inizia tutto dalla fabbricazione della carcassa, parte interna dello pneumatico, costruita su uno shuttle che ospita un tamburo rotante. Sopra lo strato interno di gomma impermeabile,

che assicura tenuta allo pneumatico gonfiato, vengono applicati i cerchietti metallici laterali che terranno la copertura solidale al cerchio dell'autoveicolo.
Le macchine MAC (Macchine Automatiche di Confezionamento), uniscono il pacco cintura alla carcassa. Segue l'applicazione di alcuni elementi di rinforzo con strisce di gomma per rendere più resistenti le zone più sollecitate quali il tallone e la spalla dello pneumatico.

figura 2-3: processo di confezionamento

Formata la carcassa dello pneumatico, il tamburo flessibile, gonfiandosi al centro, conferisce allo pneumatico un profilo molto simile a quella definitivo, anche se è ancora presto affinché sia sicuro e flessibile. Per tale motivo vengono applicati i fianchi esterni ai due lati della copertura e la loro rigidità è indispensabile per evitare che lo pneumatico si stalloni dal cerchio a causa delle deformazioni laterali, senza però andare a discapito della guidabilità e del confort dell'auto. L'assemblaggio termica con l'applicazione e finizione del battistrada.
Il nastro di gomma morbida, che costituisce il battistrada, portato a 70 °C, viene sovrapposto alle due estremità e tagliato in obliquo affinché si crei continuità senza causare rigonfiamenti nel punto di saldatura.

Un codice a barre, posto sul tallone, segue dall'origine del processo produttivo di ogni pneumatico e ne individua tutti i costituenti ed i semifiniti utilizzati.
Lo pneumatico, adesso, può considerarsi costruito ma la gomma è talmente soffice e malleabile che se utilizzato in questo stadio non durerebbe e si sfalderebbe subito.
Infatti, la gomma, poiché non ha ancora acquisito le caratteristiche chimico-fisiche dovute alla vulcanizzazione, viene tecnicamente chiamata "crudo". Dopo le dovute ispezioni visive sulle saldature ed i collaggi, da parte di operatori specializzati, ogni pneumatico passa al reparto stampaggio e cottura.

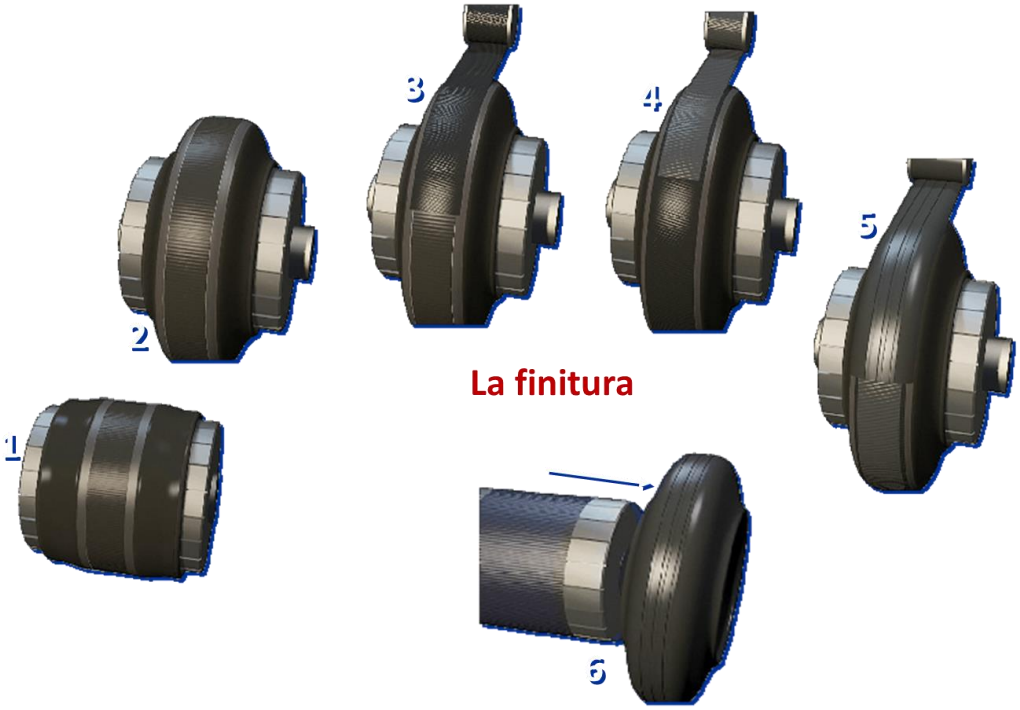


figura 2-4: processo di finitura

Nelle presse, avviene la fase di produzione che porta al completamento di uno pneumatico Michelin. Lo stampo è costituito da diversi elementi:

- CSP la parte in cui riceve la tassellatura del battistrada;
- Due conchiglie simmetriche relative allo stampaggio dei fianchi;
- CBO dove si stampano i talloni.

La parte superiore della conchiglia si alza ed accoglie dall'alto la gomma cruda, il cui interno è stato ricoperto di talco per facilitarne l'estrazione dopo cottura, in cui entra una membrana di compressione. Una volta chiusa la conchiglia la membrana si riempie di

liquido riscaldante, per lo più vapore con iniezioni di azoto, e comprime la carcassa dall'interno verso i tasselli dello stampo. Durante la fase di vulcanizzazione, ad una temperatura di 160 °C e una pressione di 16 bar, per un tempo variabile da 9 a 13 minuti in base alle dimensioni dello pneumatico, lo zolfo contenuto nella mescola si lega con le catene polimeriche per cui la gomma passa dallo stato plastico ad uno elastico.

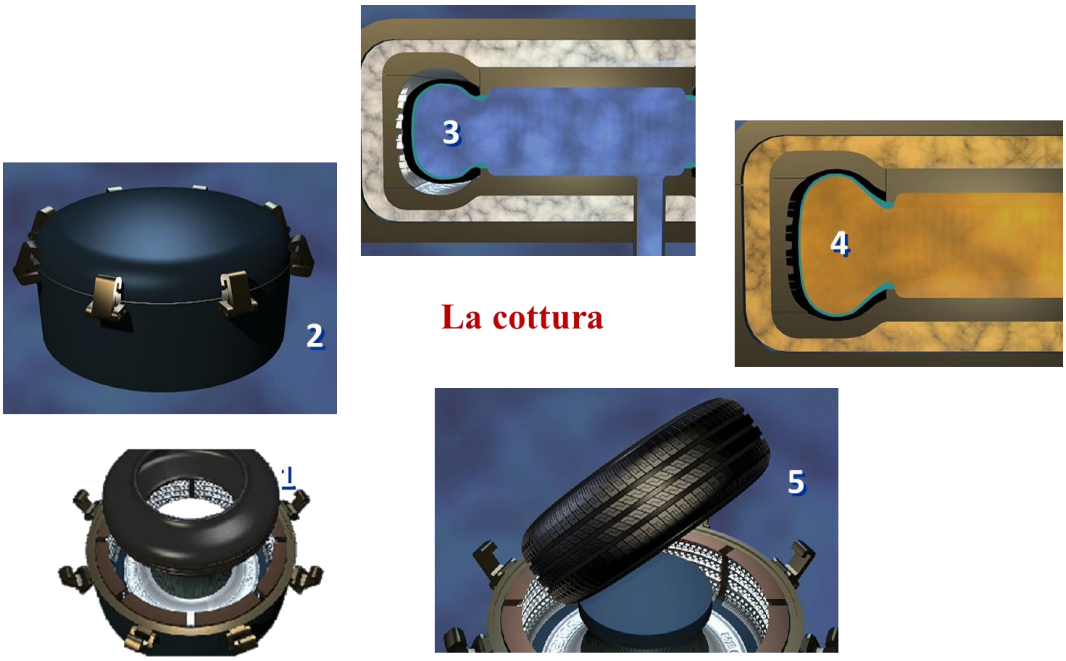


figura 2-5: vulcanizzazione

Ultimata la fase di vulcanizzazione, il processo produttivo dello pneumatico può considerarsi concluso. Adesso però, ogni pneumatico Michelin prodotto, in media 40000 al giorno, deve superare i vari controlli sulla qualità. La fase finale consiste proprio nella ricerca, inizialmente visiva, di eventuali imperfezioni e successiva classificazione dei difetti.

Se una copertura presenta dei danni estetici passa al settore sbarbatura, dove viene asportato uno strato di gomma nell'ordine dei decimi di millimetro.

Un controllo finale, a campione, con la macchina CID/ZF ne simula il montaggio sul cerchio e la percorrenza di un percorso di prova e ne misura diversi parametri e se il danno risulta essere di natura strutturale o tale da inficiarne le performance le gomme vengono tagliate sui fianchi per evitare che per errore possano essere stoccate in magazzino.

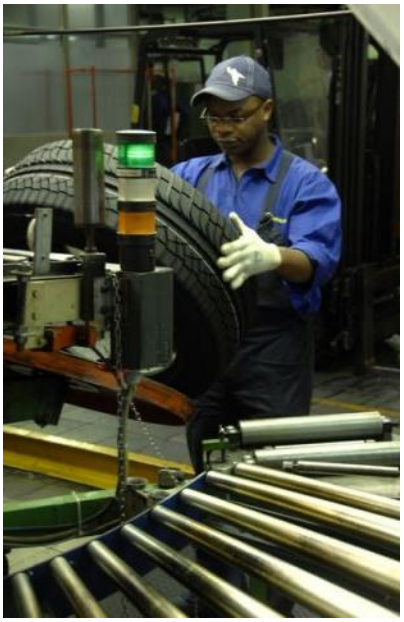


figura 2-6: controllo visivo

Dopo circa 15 minuti effettivi di lavorazione (esclusi i tempi di trasferimento e risposo), gli pneumatici Michelin finiscono nel deposito di stoccaggio dove grazie ai robot Kuka vengono pallettizzati automaticamente in base alle diverse dimensioni.
In circa 10 giorni avviene il ricambio complessivo degli oltre 800 mila pneumatici in attesa di essere distribuiti e installati su qualsiasi vettura circolante in Europa (il 93% della produzione finisce all'estero).

figura 2-7: robot Kuka

2.2 Controllo qualità

Molto spesso si sente parlare di pneumatici di seconda scelta; in realtà non esistono pneumatici di qualità inferiore ma solamente che non rispettano i requisiti fissati dai costruttori per il prodotto che deve essergli consegnato. Il produttore invece, fissa gli standard che devono essere rispettati per ottemperare alla sicurezza ed alla performance del prodotto in funzione dei test regolamentari e della performance che intende richiedere ai suoi prodotti. Per Michelin, sovente, le specifiche interne sono più stringenti di quelle dei costruttori e nella classificazione degli pneumatici si applicano sempre i criteri più restrittivi. Quindi se una copertura durante le fasi di controllo qualità non supera alcuni requisiti, ma risulta ancora nel range di tolleranza accettabile viene declassata da OE (Original Equipment) a RT (Replacemet Tyre) e destinata ai gommisti come mercato di ricambio.

Durante tutto il processo produttivo si cerca di individuare le eventuali difettosità e non conformità del pezzo creato. Pertanto, è necessario suddividere il controllo in due parti:

1. Controlli in linea: avvengono ad ogni stadio di lavorazione per individuare eventuali anomalie e disfunzioni delle macchine produttive. Oltre alle varie segnalazioni di non conformità che le macchine e i robot automaticamente segnalano vi sono alcune verifiche effettuate sul “crudo” come il controllo del peso o la presenza o meno del codice a barre;
2. Controlli finali: avvengono alla fine della catena produttiva per certificarne l’idoneità di ciò che è stato fabbricato. Vi sono diverse fasi in modo tale da verificare tutti gli aspetti che determinano la qualità dello pneumatico. Gli step possono essere divisi in base alla tipologia di controllo effettuato in:
    - Controlli visivi;
    - Controllo uniformità;
    - Controllo ai raggi X.

2.2.1 Controllo visivo

La prima fase dei controlli si riferisce al controllo estetico e all'integrità della copertura per garantire che non solo vengano rispettate le caratteristiche esterne richieste, ma anche quelle che ne consentono stabilità e durabilità. L'ispezione in questa fase viene effettuata

da un operatore specializzato con l'ausilio di alcuni strumenti per agevolarne il controllo. Quest'ultimo deve distinguere tra un elenco di difetti derivate dalla conoscenza dell'azienda e che interessano tutte le parti della copertura.
Generalmente, l'operatore eseguirà una serie di controlli standard inclusi in una lista di controllo che sono utili per rilevare eventuali imperfezioni della superficie. L'identificazione di un difetto nel pezzo fabbricato porta l'operatore a registrarlo attraverso un apposito sistema informatico al fine di memorizzare e tracciare l'evento in modo che l'informazione sia accessibile a tutti in ogni momento.
In questo caso il prodotto che è stato dichiarato non idoneo viene stoccato in un'apposita area in attesa di essere tagliato e definitivamente rimosso dal ciclo produttivo.
In caso contrario, lo pneumatico ritenuto conforme verrà indicato al sistema come 'OK" e riposizionato sul trasportatore, assicurandosi che sia indirizzato alle successive ispezioni.

2.2.2 Controllo uniformità

Se lo pneumatico supera i controlli visivi, si procede ad un'ispezione di uniformità, ovvero si valuta la coerenza dei parametri misurati rispetto a quelli richiesti dal cliente finale.
La valutazione di queste misure viene effettuata mediante delle opportune macchine CID o ZF che simulano il movimento dello pneumatico su strada in modo tale da avere un risultato il più attendibile possibile.
Se i valori misurati non rientrano nei limiti imposti in fase di progettazione anche se per un solo parametro questo determina la non conformità del pezzo e viene o declassata per altri mercati o allontanata definitivamente dal ciclo produttivo.
Tuttavia, se lo pneumatico supera anche i controlli uniformità prosegue il suo percorso verso ulteriori controlli ai quali deve essere sottoposto o va direttamente in magazzino.
I valori misurati vengono memorizzati su sistemi informatici interni al fine di essere utilizzati dal team qualità per analizzarne eventuali criticità.
Il controllo uniformità del prodotto finito avviene attraverso degli standard imposti dalla normativa vigente ed in parte derivanti da scelte aziendali. Controllare gli pneumatici garantisce ai costruttori non solo un prodotto che rispetti le norme di legge ma anche uno pneumatico che abbia, qualitativamente, un valore aggiunto spendibile sul mercato.

La scelta dei parametri fondamentali che il prodotto deve rispettare per garantire le specifiche di progetto non è prerogativa esclusiva del produttore. La maggior parte dei requisiti richiesti dal cliente vengono definiti prima e specificati nello schema iniziale per la costruzione dello pneumatico. L'introduzione del concetto di uniformità dello pneumatico è necessaria per descrivere i parametri da controllare e per garantire il grado finale di conformità. L'uniformità si riferisce alle proprietà meccaniche dinamiche, rigorosamente definite da una serie di standard, misurazioni e condizioni di prova accettate dai produttori di automobili e pneumatici.

I parametri di uniformità dello pneumatico possono essere classificati in:

- Forze
- Geometrie
- Masse

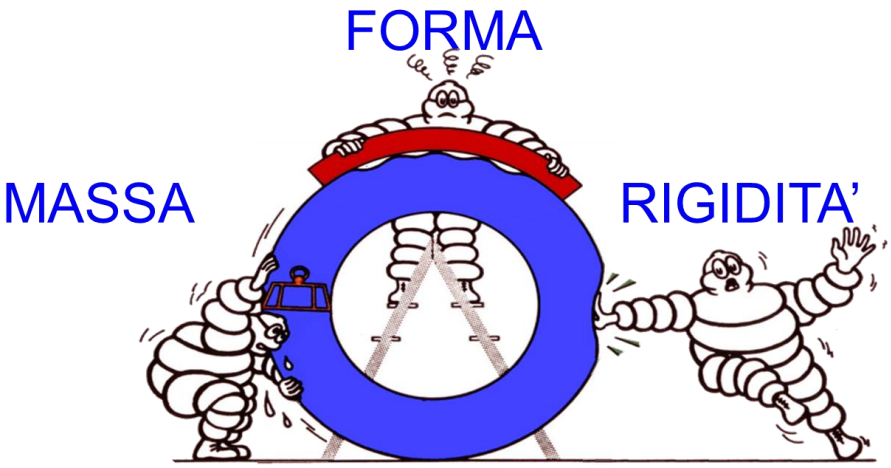


figura 2-8: criteri uniformità

possiamo identificare diversi parametri uniformità quali:

- Bilanciamento (BS, BDC, BD);
- Falso rotondo (FR);
- Deriva Zero (D0);
- Ciclica (VLCC);
- Variazione radiale (VR);
- Deformazione fianco (DF);

questi parametri verranno spiegati meglio in dettaglio nel prossimo capitolo.

3 PARAMETRI UNIFORMITÀ

Perché è importante l'uniformità?
Questa è la domanda che un utente qualunque si potrebbe chiedere, non sapendo però, che è grazie a queste misure che si possono garantire certi standard di qualità e permettere così una guidabilità ottimale della propria automobile ed avere veicoli sempre più silenziosi.
La qualità della produzione di pneumatici ha reso il mercato sempre più competitivo, questo ha fatto sì che anche Michelin, nota per la qualità dei suoi prodotti, cerchi giorno dopo giorno di migliorarsi per poter vendere tutti gli pneumatici creati.
Come precedentemente detto, i costruttori di autoveicoli impongono dei valori di accettazione per i diversi criteri di qualità e uniformità da loro ben conosciuti e misurati.
Definiamo i vari parametri uniformità nel dettaglio dividendoli in base alle modalità di misura con o senza carico.

3.1 Criteri uniformità: misure senza carico

In questa fase vengono misurati lo squilibrio dovuto alle masse (BS, BDC, BD), deformazione fianco (DF), ed il falso rotondo (FR);

3.1.1 Balourd

È un riferimento a misure di massa, individuando i difetti legati al concetto di equilibratura dello pneumatico, ovvero verificando l'allineamento dell'asse di simmetria con l'asse di rotazione. Esistono due tipologie di squilibri ed un terzo che è la composizione dei primi due.

3.1.1.1 Static Unbalance (BS)

Squilibrio statico corrisponde all'effetto del difetto di massa portato al centro, è dovuto a un'eccentricità del centro di gravità. Può essere scomposto in squilibrio dal piano statico.

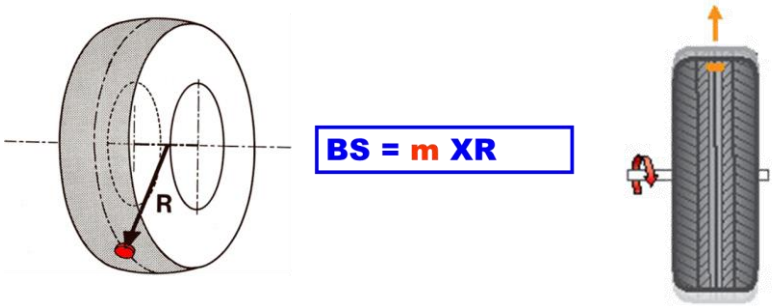


figura 3-1: rappresentazione grafica del BS

(BS) – Cause

- Condizioni di estrusione:
  - tensione residua che causa il ritiro delle estremità durante il taglio;
  - naso a rullo fuori giro;
- Invecchiamento dei prodotti;
- Impostazione corretta dell'attrezzatura per il monitoraggio dello spessore e della pressione;
- Giunto KM (battistrada);
- Giunto del fianco;
- Sovrapposizione BAZ (banda a zero gradi, striscia di gomma larga 1cm e avvolgo le tele metalliche;
- Variazione dello spessore lineare GI;
- Giunto FE (fianco esterno) pesante;

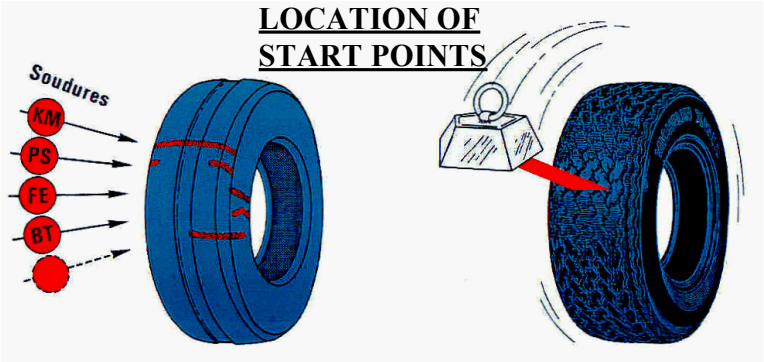
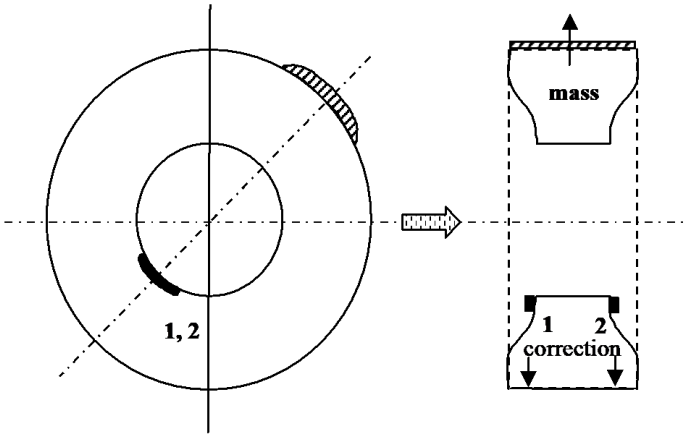


figura 3-2: punti di saldatura delle giunzioni

(BS) – correzione: la correzione di uno squilibrio statico richiederà due pesi uguali posizionati su ciascuna flangia a 180° dal punto pesante.



Static (un)balance (figure A)

figura 3-3: correzione BS sul disco

3.1.1.2 Couple Unbalance (BDC)

Lo squilibrio di coppia, invece, si ha quando la distribuzione delle masse non è simmetrica rispetto al piano di simmetria ortogonale all'asse di rotazione. La presenza di masse diametralmente opposte provoca la formazione di forze centrifughe che formano una coppia che genera sollecitazioni lungo l'asse. È responsabile dell'80% dei reclami relativi all'equilibrio dinamico dei clienti Michelin.

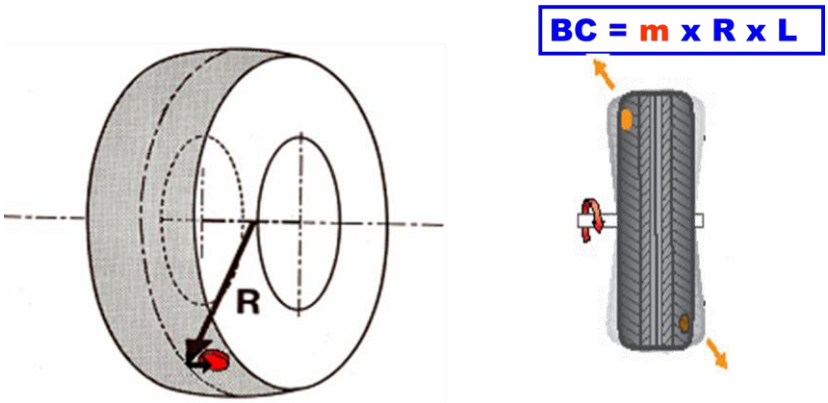


figura 3-4: rappresentazione grafica del BDC

(BC) – Correzione: la correzione di uno squilibrio di coppia richiederà l'applicazione di due pesi uguali su ciascuna flangia ribaltate di 180 °.

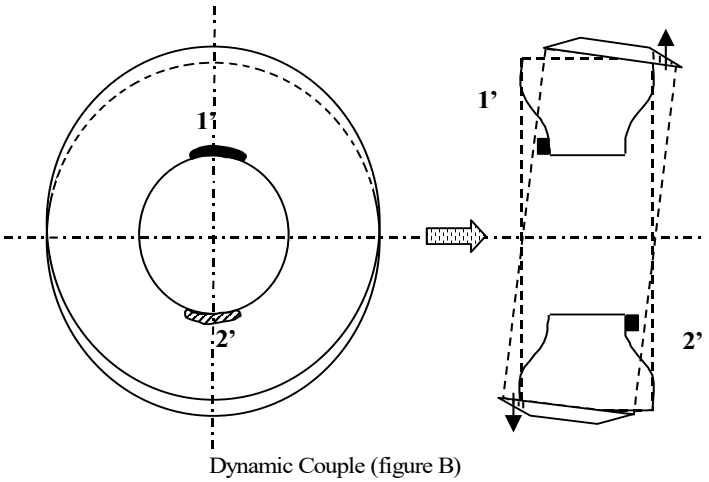


figura 3-5: correzione BDC sul disco

3.1.1.3 dinamic Unbalance (BD)

Lo squilibrio dinamico è dato dalla composizione vettoriale dei due squilibri: statico e di coppia. Questo fenomeno deriva da un disallineamento dell'asse di simmetria con l'asse di rotazione causato dal doppio effetto squilibrante.

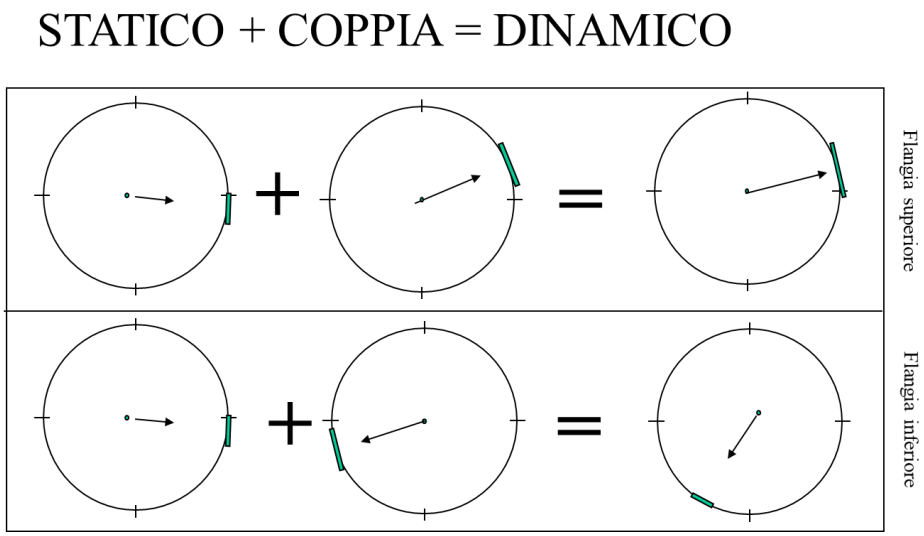


figura 3-6: composizione vettoriale per il calcolo del BD

(BD) – Correzione: la correzione di uno squilibrio dinamico tiene conto della composizione dei due squilibri statico e di coppia

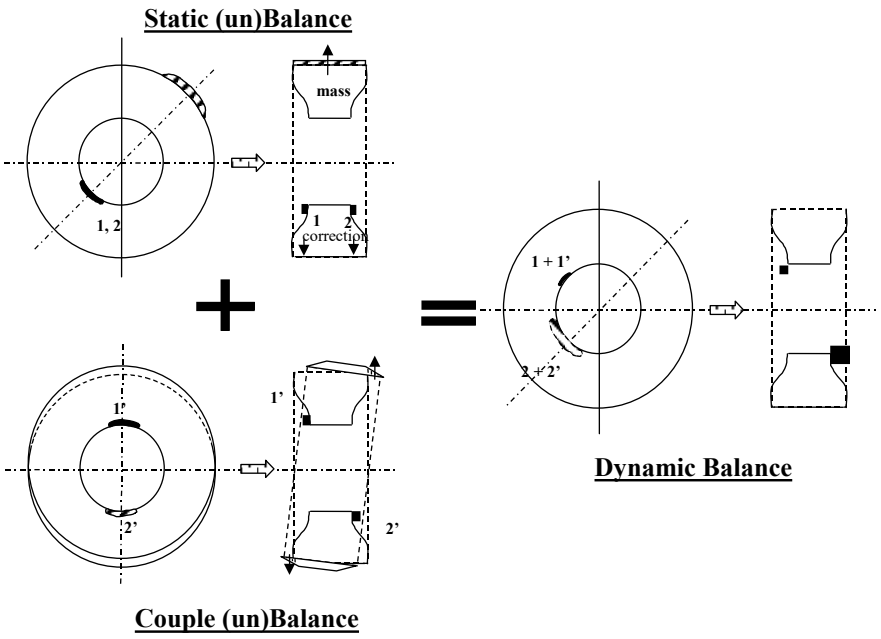


figura 3-7: correzione BD sul disco

Nello stabilimento Michelin di Cuneo si ha una limitata capacità di misurazione di tale parametro rispetto alla mole di pneumatici prodotti per tale motivo si cerca di trovare una correlazione tra un parametro che è sempre possibile misurare (BS) e quest'ultimo (BD) per riuscire sempre a garantire la qualità dinamica degli pneumatici prodotti.
I clienti, infatti, hanno delle specifiche interne che limitano la correzione (peso) per flangia e la correzione totale, inoltre prima di essere montati sulle autovetture tutti i gruppi pneumatici-ruota vengono bilanciati dinamicamente.

3.1.2 Deformazione fianco

Rappresenta la differenza nella misurazione picco-picco su tutta la circonferenza nei fianchi della copertura. La misurazione viene effettuata su entrambi i lati della copertura AR[4] ed R[5] e viene preso il valore peggiore. Si hanno due diversi tipi di deformazione:

---

4 Anti référentiel (lato opposto CAB).
5 Référentiel (lato CAB).

- Deformazione Fianco Bosse (DFB): protuberanza localizzata sulla parte laterale dello pneumatico, la causa principale è da ricercare nella saldatura del fianco esterno (FE);
- Deformazione Fianco Creux (DFC): depressione localizzata sulla parte laterale dello pneumatico, la causa principale è dovuta alla saldatura della Nappe Carcasse [6](NC), dove all'interno vi sono i fili di nylon, il fattore preoccupante è un giunto NC aperto, poiché ciò può portare a un guasto catastrofico dello pneumatico.

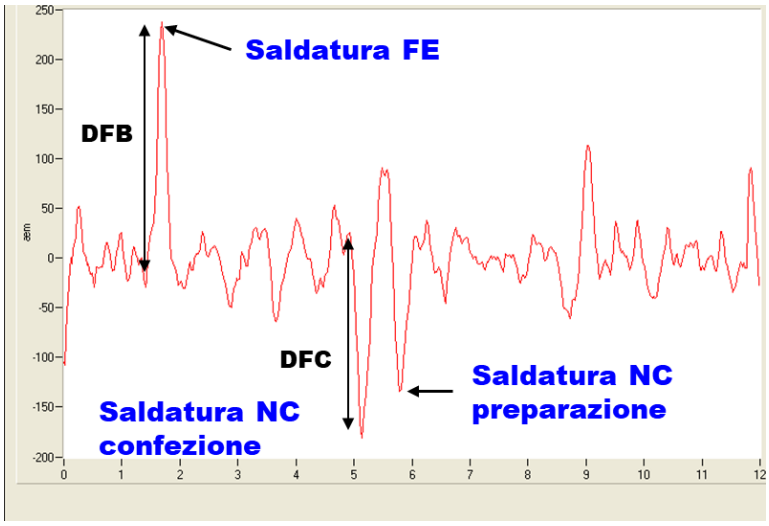


figura 3-8: grafico deformazione fianco

Risulta pertanto di fondamentale importanza un parametro, dato dalla composizione delle due misure, la deformazione fianco cresta localizzata (DFCL) e bisogna far sì che le creste siano distanti tra loro.

6 Strato di carcassa che avvolge i fili di nylon.

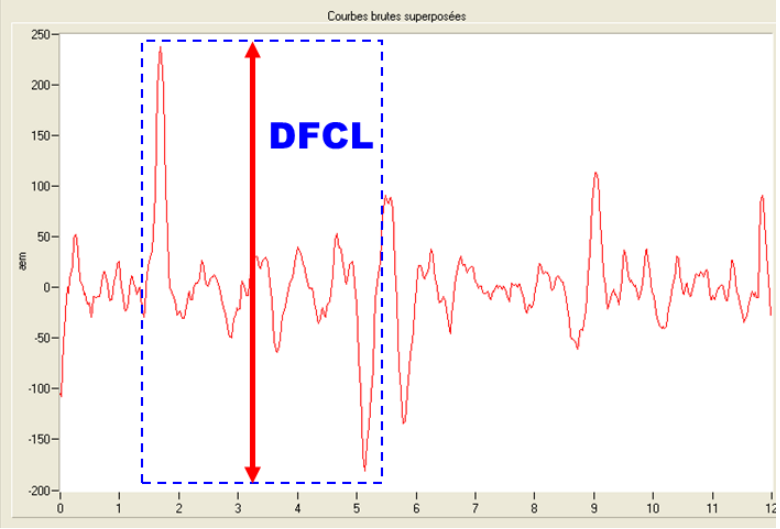


figura 3-9: rappresentazione DFCL

3.1.3 Falso rotondo

Rappresenta la differenza geometrica nella misurazione picco-picco su tutta la circonferenza nella parte superiore della copertura gonfiata (R_{max} – R_{min}), è un'imperfezione di forma. Il valore misurato è espresso un micron (µm). Esistono tre tipi di falso rotondo:

- FRCC- Falso Rotondo Cresta a Cresta ed è uno standard del settore;
- FRCL- Falso Rotondo Cresta Localizzata, concezione Michelin;
- FRHF- Falso Rotondo Alta Frequenza, concezione Michelin;

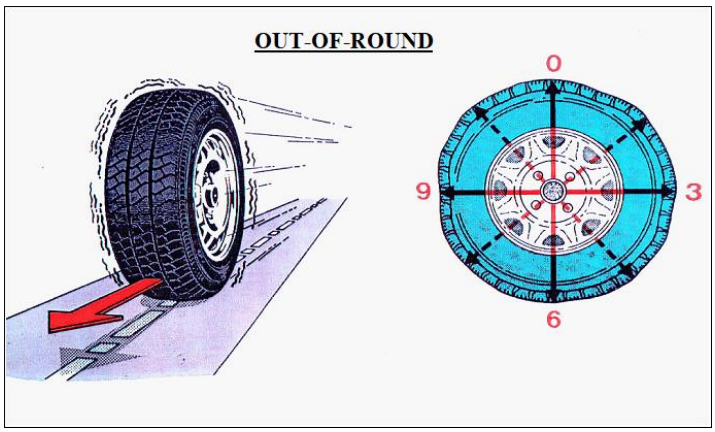


figura 3-10: FR

Le cause principali di questo tipo di deformazione sono da ricercare:

- posa dei cerchietti;

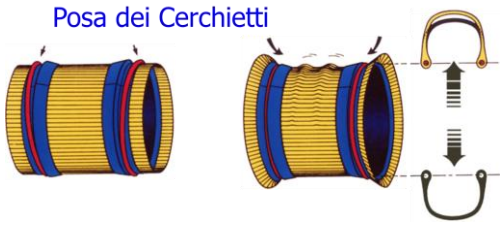


figura 3-11: FR legato alla posa dei cerchietti

- giunto del KM[7];

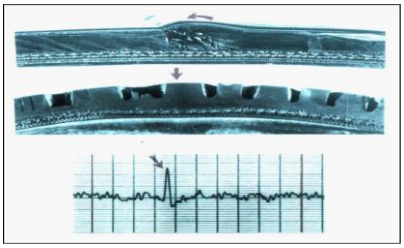


figura 3-12: FR legato alla saldatura del KM

- eccessivo sviluppo della copertura che viene retratta in due punti;

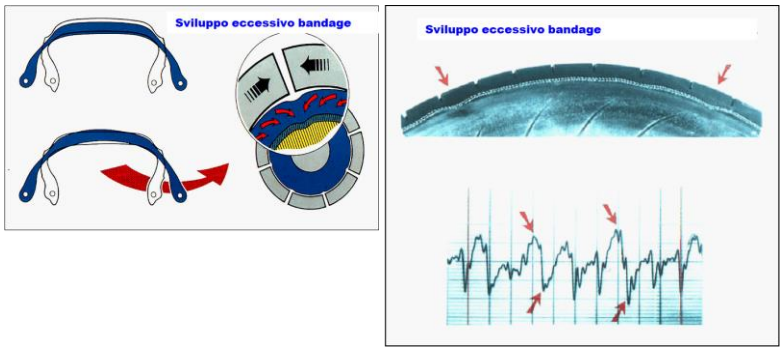


figura 3-13: FR legato allo sviluppo eccessivo del KM

[7] parte di sommità di uno pneumatico

3.2 Criteri uniformità: misure sotto carico

In questa fase vengono misurati: il carico medio (CM) la variazione radiale (VR), deriva 0 (D0) e la variazione laterale (VL-VLCC).

3.2.1 Carico medio

È la media delle forze radiali esercitate dalla copertura sull'area di contatto durante un giro di ruota.

La misura sotto carico consiste nello schiacciamento della copertura contro il volano. Il carico è definito per ogni dimensione (norma WDK in Europa) e corrisponde al 72% del carico massimo della copertura per una pressione stabilita (2 bar in turismo e 3,25 bar per le camionette). Questo carico corrisponde ad un raggio di schiacciamento sulla copertura (distanza tra asse di rotazione della copertura ed il suo punto di tangenza sul volano). Questo corrisponde ad una flessione di circa 23% dell'altezza fianco.

L'allarme carico medio permette di trovare le coperture che escono da una forchetta di $\pm$ 4% del carico medio stabilito per quella dimensione. Questa tipologia di allarme permette inoltre di trovare anche alcune anomalie come:

- Mancanza di prodotti;
- Copertura troppo calda;

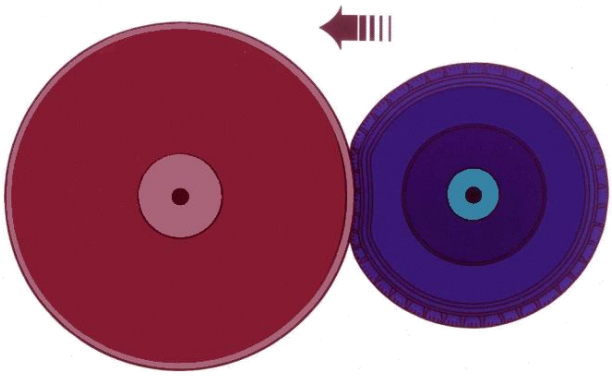


figura 3-14: raggio di schiacciamento

3.2.2 Variazione laterale

La VR si misura sotto carico sulla CID. La copertura viene gonfiata a due bar ed applicata contro un volano che simula la strada, lo stesso ha delle celle di carico che misurano le variazioni di forza della copertura. Si misura in daN (deca Newton).
Le cause principali della VR sono due:

1. Raggio non costante (FR) – influisce per circa 80%
2. Differente rigidità dello pneumatico – influisce per circa 20%

Quindi la VR è un difetto di forma e di rigidità

figura 3-15: influenza sulla variazione laterale

VR - Cause

- Stoccaggio errato, prolungato e cattiva manipolazione della carcassa e del bendaggio;
- Mancato allineamento dei centri macchina;
- Fuori tondo di articoli prefabbricati (tamburi, membrane, stampi, ecc.);
- Non rispetto delle posizioni di partenza per la posa del prodotto;
- Errata tensione del prodotto durante la posa;
- Posa di cerchietti non parallela;

I parametri che destano maggiore preoccupazione sono:

1. VRH1: la prima armonica consiste in una variazione di resistenza allo schiacciamento che la copertura offre da un massimo ad un minimo su un giro. Cioè lo pneumatico passa alternativamente da una zona più rigida ad una meno rigida.

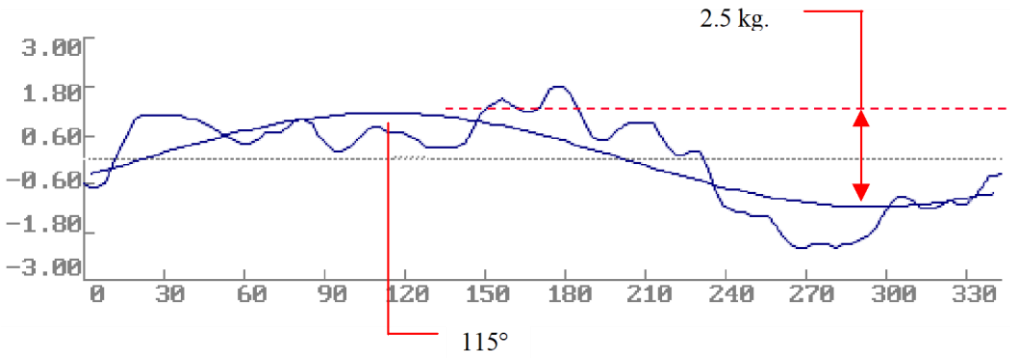


figura 3-16: grafico dell'andamento VRH1

2. VRCC (Variazione Radiale Cresta a Cresta rappresenta la sommatoria delle armoniche 1-16 com'è possibile vedere nel grafico di figura 3-17): è la risultante della forza necessaria a mantenere costante la distanza tra volano ed asse dello pneumatico, a cui è stato applicato il carico medio, localizzata in una zona limitata e ci si può trovare in presenza di picchi che possono avere un senso positivo e negativo. La VRCC analizza la differenza tra il valore massimo e minimo di questi picchi.

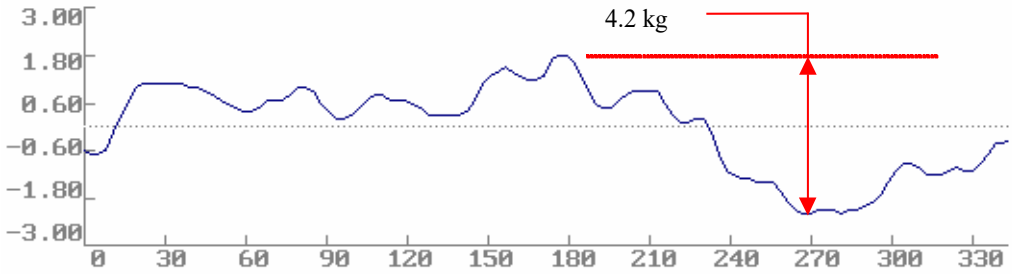


figura 3-17: grafico dell'andamento VRCC

3.2.3 Deriva zero

La D0 è data da un'imperfezione di forma riconducibile ad una conicità dello pneumatico. Se si presenta un'anomalia del genere, lo pneumatico avrà la tendenza a spingere il veicolo costantemente da un lato. Lo "zero" della D0 è dato dall'angolo di traiettoria ideale dello pneumatico, definito per convenzione di "0°".

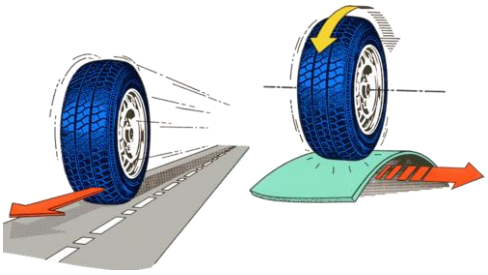


figura 3-18: D0

3.2.4 Variazione laterale

La D0 è data da un'imperfezione di forma riconducibile ad una conicità dello pneumatico. La VL è una "D0 alternata", cioè lo pneumatico presenta derive laterali positive e negative su un giro. Un forte impatto è dovuto alla BAZ[8], specialmente su alcune architetture e nel caso di mancato rispetto dei punti di partenza/arrivo (tolleranza di 20 mm).

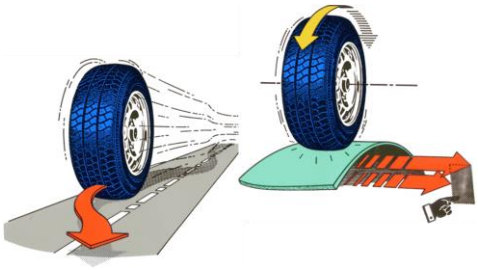


figura 3-19: VL

[8] Banda A Zero gradi: striscia di gomma larga circa 1cm, si avvolgono le tele metalliche

4 ANALISI PRELIMINARE

Vediamo adesso, qual è la distribuzione della fabbricazione in base alla qualità delle coperture prodotte, cioè come varia la classificazione degli pneumatici in base ai parametri qualità predefiniti. Le varie lettere indicano il grado di qualità partendo dalla A, qualità eccelsa, fino ad arrivare alle coperture classificate H, pneumatico da tagliare.
Com'è possibile vedere dal grafico i limiti di accettazione in Michelin sono molto stringenti, inferiori persino a quelli richiesti dal costruttore per essere sicuri che le coperture, che escono dallo stabilimento, siano conformi alle aspettative andando a declassare le coperture che non rispettano tali standard. Questo è uno dei problemi che ha portato lo stabilimento di Cuneo a porsi delle domande (in particolar modo sulle limitazioni del BS per garantire l'uniformità in BD) sul perché alcune coperture che potrebbero avere un mercato OE debbano essere declassificate ad un mercato RT con il rischio, per alcune dimensioni che hanno un mercato RT ridotto e tale da non riuscire ad assorbire il declassato, di tagliare delle coperture a torto con conseguente aumento dei costi.

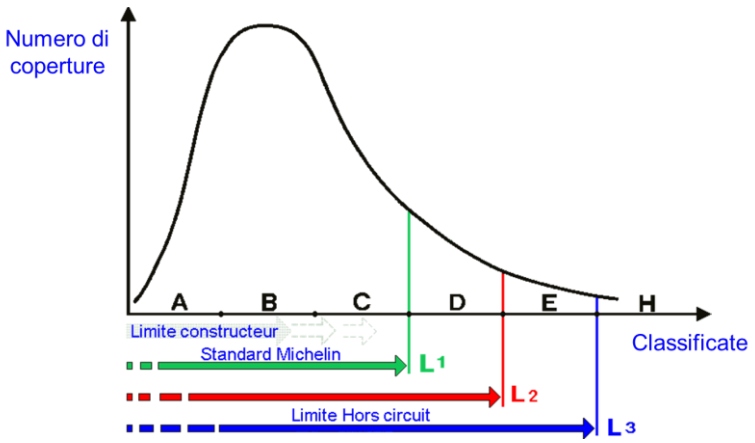


figura 4-1: classificazione degli pneumatici

In quest'ottica è stato condotto lo studio di correlazione BS-BD, in particolare sono state prese in considerazione una serie di dimensioni che, per scelte commerciali, non hanno un mercato di rimpiazzo quindi qualsiasi copertura che non rientra nel range di tolleranze stabilito dal costruttore viene tagliata comportando ingenti costi per l'azienda.

4.1 Scelta delle dimensioni sulla quale effettuare lo studio

È stato fatto uno studio riguardo quali dimensioni, identificate mediante un CAI/PLC univoco, impattassero maggiormente come penalizzazione in BS sia come coperture tagliate classificate (HC), sia quelle che necessitavano di intervento classificate (R5), sia quelle declassate ad un mercato di rimpiazzo (RT).

PENAL	CAI	Valori n°cop	Conteggio di CCI
BS	288543	5187	9.07%
	151169	4605	8.05%
	387467	4157	7.27%
	123949	2964	5.18%
	627258	2652	4.64%
	213618	2604	4.55%
	69790	2183	3.82%
	417046	1942	3.40%
	831899	1579	2.76%
	504069	1521	2.66%
	379499	1261	2.21%
	414419	1229	2.15%
	432853	1126	1.97%
	167883	1116	1.95%
	708227	1017	1.78%
	342727	1005	1.76%
	549854	992	1.73%
	241279	981	1.72%
	543096	952	1.66%
	286277	930	1.63%
	459112	845	1.48%
	819508	713	1.25%
	561395	707	1.24%
	574313	638	1.12%
	12961	618	1.08%
	78295	597	1.04%
	773482	561	0.98%
	527320	526	0.92%
	335285	498	0.87%
	743304	473	0.83%
	87209	461	0.81%
	976256	456	0.80%
	724271	454	0.79%
	372241	429	0.75%
	737992	414	0.72%
	817725	405	0.71%
	839527	404	0.71%

PENAL	CAI	Valori n°cop	Conteggio di CCI
BS	791599	403	0.70%
	663613	394	0.69%
	672008	386	0.68%
	303707	385	0.67%
	727829	337	0.59%
	390965	337	0.59%
	278029	328	0.57%
	64464	327	0.57%
	919851	317	0.55%
	941957	297	0.52%
	775114	290	0.51%
	112452	227	0.40%
	221554	222	0.39%
	279492	219	0.38%
	140680	195	0.34%
	660259	179	0.31%
	413859	168	0.29%
	940994	168	0.29%
	120178	163	0.29%
	111723	160	0.28%
	920473	154	0.27%
	31073	151	0.26%
	461899	147	0.26%
	172072	145	0.25%
	733441	133	0.23%
	741501	127	0.22%
	694822	113	0.20%
	949192	110	0.19%
	916741	107	0.19%
	27137	103	0.18%
	206398	96	0.17%
	393352	84	0.15%
	2158	81	0.14%
	79690	78	0.14%
	262100	78	0.14%
	349338	62	0.11%
	584116	56	0.10%
	920543	54	0.09%
	855886	50	0.09%
	131509	49	0.09%
	203172	42	0.07%
	287124	36	0.06%
	536615	35	0.06%
	425	35	0.06%
	721907	35	0.06%
	293744	34	0.06%
	557842	24	0.04%
	609037	23	0.04%

PENAL	CAI	Valori n°cop	Conteggio di CCI
BS	596055	21	0.04%
	210495	21	0.04%
	650516	20	0.03%
	815386	20	0.03%
	58678	18	0.03%
	70655	16	0.03%
	282908	15	0.03%
	915315	15	0.03%
	858287	14	0.02%
	948389	13	0.02%
	50790	10	0.02%
	971230	10	0.02%
	142551	9	0.02%
	483634	6	0.01%
	26538	6	0.01%
	494554	5	0.01%
	426680	5	0.01%
	661517	3	0.01%
	605161	3	0.01%
	0	3	0.01%
	974091	2	0.00%
	659879	1	0.00%
BS Totale		**57182**	**100.00%**
Totale		**57182**	**100.00%**

Tabella 4-1: dimensioni con penalizzazione BS nel 2020

Incrociando tali dati con le dimensioni che commercialmente non hanno mercato di rimpiazzo si è ottenuta una lista di dimensioni utili sulle quali effettuare principalmente lo studio perché rappresentano una criticità aziendale.

PENAL	CAI	LPC	Valori n°cop	Conteggio di CCI
BS	**627258**	C	2642	18.41%
	69790	A	2183	15.21%
	417046	C	1139	7.94%
	342727	B	1005	7.00%
	549854	A	992	6.91%
	543096	B	952	6.63%
	459112	C	9	0.06%
	459112	F	836	5.83%
	561395	A	707	4.93%
	574313	A	638	4.45%
	12961	A	618	4.31%
	773482	A	561	3.91%
	663613	A	394	2.75%
	672008	A	386	2.69%
	727829	A	337	2.35%
	64464	A	327	2.28%
	140680	A	195	1.36%
	111723	H	160	1.11%
	737992	B	120	0.84%
	949192	A	110	0.77%
	557842	A	24	0.17%
	915315	C	15	0.10%
Totale			**14350**	**100.00%**

Tabella 4-2:incrocio dati penalizzazione BS con dimensioni senza mercato RT

Ottenuta la lista di dimensioni utili sul quale effettuare lo studio si è passato poi alla fase operativa per reperire i dati utili per effettuare le analisi.

Si è effettuato un incrocio dei dati di produzione attuali con la lista appena ottenuta per avere un'idea di quali dimensioni è possibile reperire i dati in linea perché in produzione corrente considerando un intervallo di tempo di sei/sette mesi.

Inoltre, bisogna considerare le linee di produzione sulle quali vengono fabbricate le varie dimensioni in quanto le verifiche uniformità seguono le linee di produzione e non su tutte le tipologie prese in esame è stato possibile effettuare una misurazione dello squilibrio dinamico (BD) in quanto possibile solo su macchina ZF.

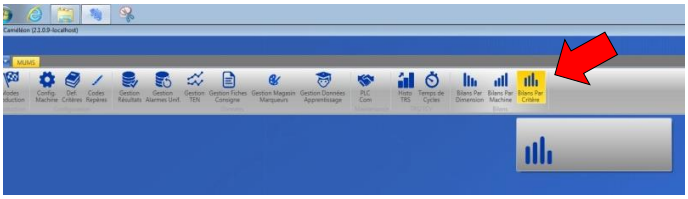
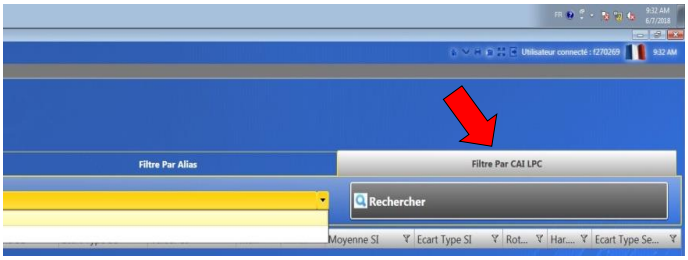
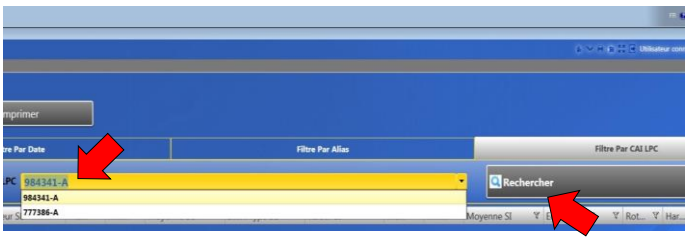
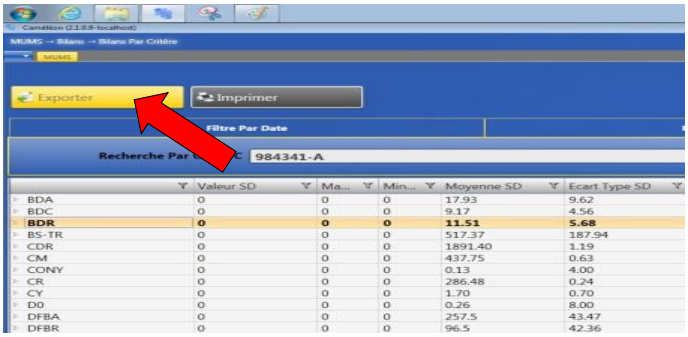
UNIF.	LINEA	CAI\LPC	DIMENSIONE	dal 16/11/2020 al 29/11/2020	dal 30/11/2020 al 27/12/2020	dal 28/12/20210 al 31/01/2021	dal 01/02/2021 al 14/02/2021
ZF11/15	CXF upf2	627258 C	215/55R18 99V XLTL PCY 4 S1 MI	1475	2000	2544	1454
ZF11	CXF upf2	069790 A	205/55R17 91V TL PCY 4 S1 MI	1796	3925	5473	2600
ZF11	CXF	417046 C	215/60R17 96H TL PCY 4 S1MI	1322	1922	1740	1181
ZF15	CXF	342727 B	195/55R16 87H TL PCY 4 S1MI	6735	8294	10198	6182
CID 14	CX	549854 A	195/65R15 95T XLTL ENERGYSAV+ GRX MI	3047	3130	2333	0
CID68		543096 B	215/60R16 95H TL PCY 4 S1 MI	686	2053	1631	900
-	-	459112 C	215/65R16C 106/104T TL AGIL51 PR6 MI	0	387	620	720
ZF	CXF	459112 F	215/65R16C 106/104T TL AGIL51 PR6 MI	2490	4633	4611	2520
CID46	UPF2	561395 A	225/55R17 101Y XL TL PCY4 MI	0	0	0	190
ZF02	CX	574313 A	255/60 R20 113VXLTL LATTOURHP LR MI	334	705	390	170
ZF42	CXA1	012961 A	205/55R16 91H TL PCY 4 S1 MI	722	2759	1192	412
ZF15	CXI4	773482 A	235/50R19 103V XLTL PCY 4 MI	773	1994	1588	726
-	-	663613 A	205/55 R16 94H XLTL PCY 4 S1 MI	0	0	0	0
ZF15	CXI4	672008 A	225/45R19 96W XLTL PILSP4 MI	362	1005	940	378
ZF11	UPFZ	727829 A	275/40 R18 103Y XL TL PS4 ZP MI	0	501	0	0
ZF15	CXI4	064464 A	235/45 R19 PILOT SPORT 4 XL 99 Y	222	0	0	0
ZF15	CXI4	140680 A	205/55R19 97V XLTL PCY3 S1 GRNX MI	2220	4079	3551	1285
-	-	111723 H	205/55R16 91H TL ENERGYSAV+GRINX MI	0	0	0	0
-	-	737992 B	245/45ZR19 102Y XLTL PILSP4 GOE MI	0	0	0	0
ZF15	CXI4	949192 A	235/50R19 103V XLTL PCY 4 VOL MI	412	0	484	0
CID2	CXI4	557842 A	205/40ZR17 84W XL TL PILSP3 GRNX MI	302	150	0	189
-	-	915315 C	195/65 R16C100/98T AGILIS 51 TL MI	0	0	0	0

Tabella 4-3:incrocio dati produzioni con dimensioni utili per lo studio di correlazione

4.2 Acquisizione dati

La gestione della qualità richiede un sistema capace di ridurre la percentuale degli scarti prodotti dal processo produttivo e per fare ciò deve essere supportato da dispositivi stabili, precisi ed affidabili poiché migliore è l'esattezza dei dati iniziali maggiori saranno le probabilità di individuare il problema ed essere in grado di risolverlo.
La necessità di avere sempre le informazioni indispensabili per operare in maniera tempestiva, in un reparto aziendale operante 24/24h per 365 giorni l'anno, richiede strumenti in grado di supportare le decisioni. La quasi completa automazione presente nel reparto O/V è la condizione principale per capire l'importanza di avere a disposizione tutte le informazioni rese fruibili dalle macchine di produzione e verifica. L'attendibilità dei sistemi di coordinazione dei dati raccolti e l'organizzazione delle informazioni in modo tale che siano interfacciabili tra loro rende le successive operazioni di analisi dei dati più chiara ed agevole per tutto il team qualità.
Tutto ciò è garantito grazie ad un insieme di software presenti in stabilimento in grado di raccogliere ed organizzare tutte queste informazioni uno dei quali ad esempio è PDO.
Questo sistema è capace di acquisire tutte le informazioni utili riguardanti la fabbricazione di ogni singolo pneumatico a partire dalle mescole utilizzate agli operatori e le macchine impiegate per realizzarlo oltre naturalmente a data e ora. Il software permette di effettuare delle ricerche mirate in base alle necessità dell'utilizzatore. Impostati i parametri di input il sistema elabora i dati e ci restituisce i parametri richiesti con un'archiviazione dati importante, infatti, è possibile risalire alle informazioni fino ad alcuni mesi di produzione. Un altro metodo per reperire i dati risulta essere MUMS ovvero il sistema operativo alla quale sono collegate le macchine di verifica ZF, molto utile ed utilizzato per reperire essenzialmente i parametri uniformità con un arco temporale al massimo di cinque giorni prima dalla data in cui si vuole effettuare l'analisi. Quando entra in produzione una nuova dimensione con dei limiti di tolleranza, per i vari parametri, già definiti questi verranno caricati sul sistema MUMS e la macchina sarà in grado di stabilire autonomamente se lo pneumatico misurato rientra o meno nelle specifiche di progetto e quindi se può essere mandato in magazzino o scartato.

MUMS è stato utilizzato principalmente per reperire tutti i dati necessari per lo studio di correlazione scaricando ed importando su EXCEL tutti i dati uniformità e per quanto riguarda lo squilibrio dovuto alle masse (BS, BDC, BD) si è reso necessario l'attivazione delle fiches che restituiscono anche gli Azimut massimi, ovvero la posizione angolare dello squilibrio.

Index	Action	Ecran
1	Clicca su **BILAN BY CRITERE**	
2	Clicca su **FILTRE BY CAI-LPC**	
3	Selezionate CAI-LPC dal menu a discesa e fate clic su **RECHERCHER**	
4	Clicca su **ESPORTA**	

5	Scegliere: 1. Valore all'esportazione: **più penalizzante** 2. Azimut massimo richiesto: **Vero** 3. Azimut minimo richiesto: **falso** • Solo esportazione: **False**	
6	Clicca su **ESPORTA**	
7	Salvare .csv file sul disco.	
8	Aprire il file allegato e copiare i valori di BDA / BDC / BDR / BS / VLCC / VOIA / VOIR	 Fichier analyse correlation BS BD.xlsx

Tabella 4-4:procedimento estrazione dati MUMS

4.3 Stato dell'arte in Michelin per l'analisi di correlazione BS-BD

Scaricati i dati necessari per avviare l'analisi di correlazione, si è avviato lo studio effettivo utilizzando un file Excel predisposto dal centrale (Clermont-Ferrand) al quale tutti gli stabilimenti mondiali fanno riferimento per vedere se esiste o meno una correlazione BS-BD e poter richiedere, in caso affermativo, di poter allineare i limiti sui parametri uniformità alle richieste del cliente.

Il requisito fondamentale per poter richiedere l'allineamento ai limiti costruttori è che la retta di regressione sui dati di produzione analizzati abbia un coefficiente di correlazione $R \geq 0.8$.

Il file utile si presenta cosiffatto:

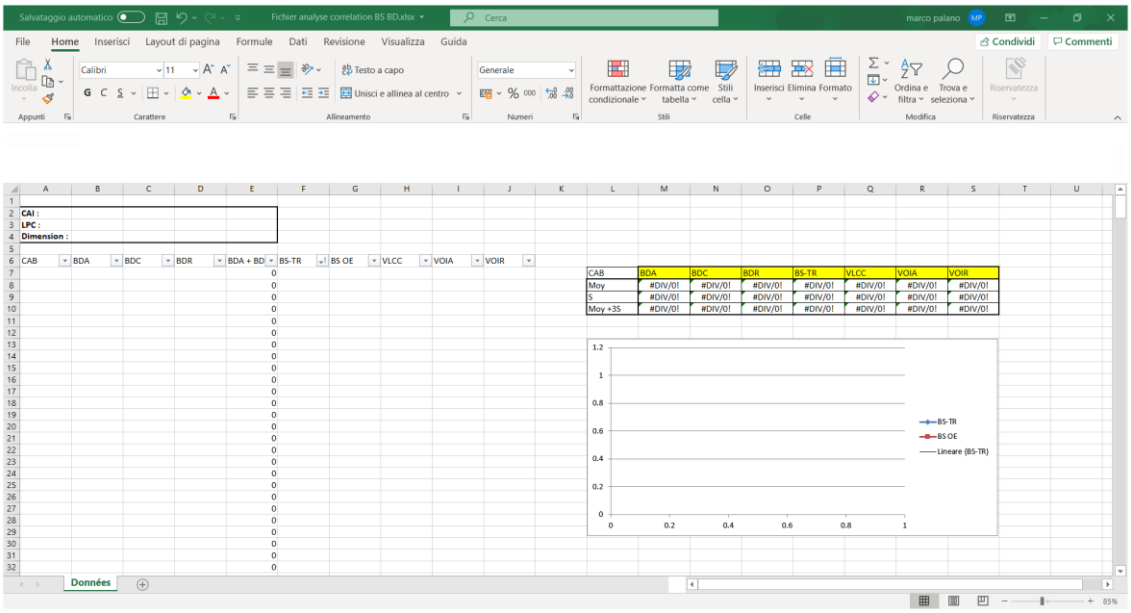


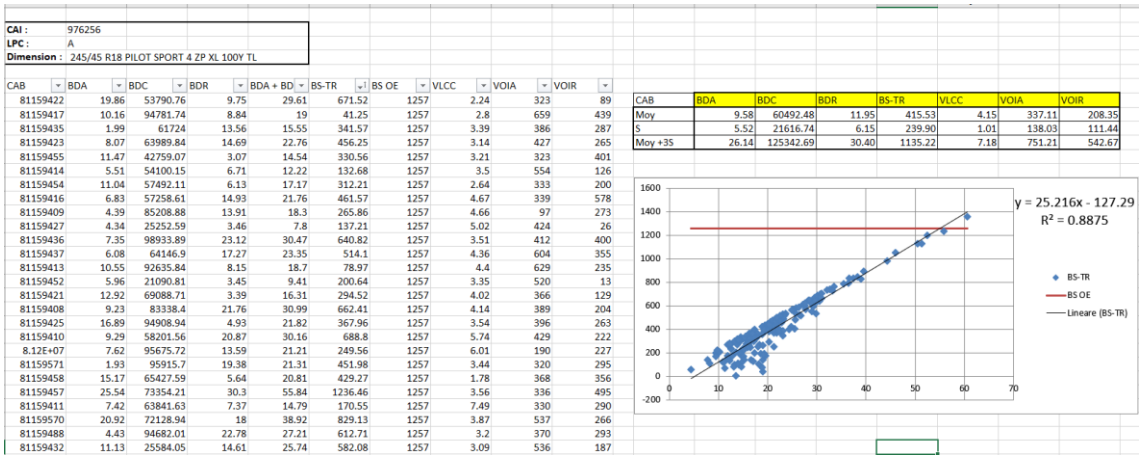
figura 4-2:fichier analyse correlation BS BD

i dati da inserire oltre al codice identificativo CAI/LPC della dimensione in esame sono:

CAB	BDA	BDC	BDR	BDA + BDR	BS-TR	BS OE	VLCC	VOIA	VOIR

Inseriti i dati utili il file restituisce automaticamente i risultati dell'analisi di correlazione ed in base a questi si prendono le dovute decisioni.

A titolo di esempio, per tutti gli stabilimenti, vengono mostrate di seguito alcune analisi effettuate per spiegare le differenze:



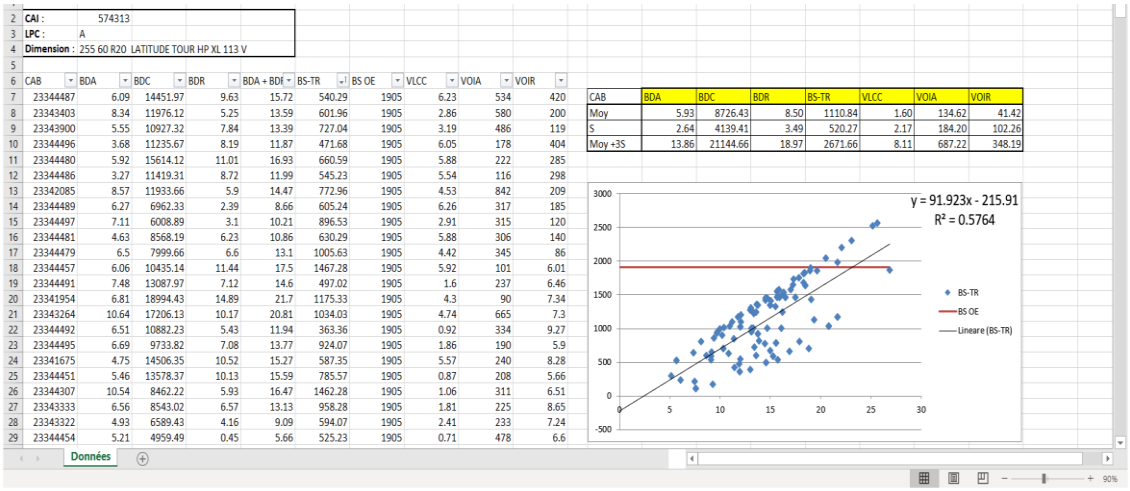
CAI : 976256
LPC : A
Dimension : 245/45 R18 PILOT SPORT 4 ZP XL 100Y TL

CAB	BDA	BDC	BDR	BDA + BD	BS-TR	BS OE	VLCC	VOIA	VOIR
81159422	19.86	53790.76	9.75	29.61	671.52	1257	2.24	323	89
81159417	10.16	94781.74	8.84	19	41.25	1257	2.8	659	439
81159435	1.99	61724	13.56	15.55	341.57	1257	3.39	386	287
81159423	8.07	63989.84	14.69	22.76	456.25	1257	3.14	427	265
81159455	11.47	42759.07	3.07	14.54	330.56	1257	3.21	323	401
81159414	5.51	54100.15	6.71	12.22	132.68	1257	3.5	554	126
81159454	11.04	57492.11	6.13	17.17	312.21	1257	2.64	333	200
81159416	6.83	57258.61	14.93	21.76	461.57	1257	4.67	339	578
81159409	4.39	85208.88	13.91	18.3	265.86	1257	4.66	97	273
81159427	4.34	25252.59	3.46	7.8	137.21	1257	5.02	424	26
81159436	7.35	98933.89	23.12	30.47	640.82	1257	3.51	412	400
81159437	6.08	64146.9	17.27	23.35	514.1	1257	4.36	604	355
81159413	10.55	92635.84	8.15	18.7	78.97	1257	4.4	629	235
81159452	5.96	21090.81	3.45	9.41	200.64	1257	3.35	520	13
81159421	12.92	69088.71	3.39	16.31	294.52	1257	4.02	366	129
81159408	9.23	83338.4	21.76	30.99	662.41	1257	4.14	389	204
81159425	16.89	94908.94	4.93	21.82	367.96	1257	3.54	396	263
81159410	9.29	58201.56	20.87	30.16	688.8	1257	5.74	429	222
8.12E+07	7.62	95675.72	13.59	21.21	249.56	1257	6.01	190	227
81159571	1.93	95915.7	19.38	21.31	451.98	1257	3.44	320	295
81159458	15.17	65427.59	5.64	20.81	429.27	1257	1.78	368	356
81159457	25.54	73354.21	30.3	55.84	1236.46	1257	3.56	336	495
81159411	7.42	63841.63	7.37	14.79	170.55	1257	7.49	330	290
81159570	20.92	72128.94	18	38.92	829.13	1257	3.87	537	266
81159488	4.43	94682.01	22.78	27.21	612.71	1257	3.2	370	293
81159432	11.13	25584.05	14.61	25.74	582.08	1257	3.09	536	187

CAB	BDA	BDC	BDR	BS-TR	VLCC	VOIA	VOIR
Moy	9.58	60492.48	11.95	415.53	4.15	337.11	208.35
S	5.52	21616.74	6.15	239.90	1.01	138.03	111.44
Moy +3S	26.14	125342.69	30.40	1135.22	7.18	751.21	542.67

figura 4-3: esempio di correlazione

come possibile vedere in figura 4-3 il coefficiente R ≥ 0.8 quindi è possibile richiedere l'allineamento ai limiti del cliente.



CAI : 574313
LPC : A
Dimension : 255 60 R20 LATITUDE TOUR HP XL 113 V

CAB	BDA	BDC	BDR	BDA + BDR	BS-TR	BS OE	VLCC	VOIA	VOIR
23344487	6.09	14451.97	9.63	15.72	540.29	1905	6.23	534	420
23343403	8.34	11976.12	5.25	13.59	601.96	1905	2.86	580	200
23343900	5.55	10927.32	7.84	13.39	727.04	1905	3.19	486	119
23344496	3.68	11235.67	8.19	11.87	471.68	1905	6.05	178	404
23344480	5.92	15614.12	11.01	16.93	660.59	1905	5.88	222	285
23344486	3.27	11419.31	8.72	11.99	545.23	1905	5.54	116	298
23342085	8.57	11933.66	5.9	14.47	772.96	1905	4.53	842	209
23344489	6.27	6962.33	2.39	8.66	605.24	1905	6.26	317	185
23344497	7.11	6008.89	3.1	10.21	896.53	1905	2.91	315	120
23344481	4.63	8568.19	6.23	10.86	630.29	1905	5.88	306	140
23344479	6.5	7999.66	6.6	13.1	1005.63	1905	4.42	345	86
23344457	6.06	10435.14	11.44	17.5	1467.28	1905	5.92	101	6.01
23344491	7.48	13087.97	7.12	14.6	497.02	1905	1.6	237	6.46
23341954	6.81	18994.43	14.89	21.7	1175.33	1905	4.3	90	7.34
23343264	10.64	17206.13	10.17	20.81	1034.03	1905	4.74	665	7.3
23344492	6.51	10882.23	5.43	11.94	363.36	1905	0.92	334	9.27
23344495	6.69	9733.82	7.08	13.77	924.07	1905	1.86	190	5.9
23341675	4.75	14506.35	10.52	15.27	587.35	1905	5.57	240	8.28
23344451	5.46	13578.37	10.13	15.59	785.57	1905	0.87	208	5.66
23344307	10.54	8462.22	5.93	16.47	1462.28	1905	1.06	311	6.51
23343333	6.56	8543.02	6.57	13.13	958.28	1905	1.81	225	8.65
23343322	4.93	6589.43	4.16	9.09	594.07	1905	2.41	233	7.24
23344454	5.21	4959.49	0.45	5.66	525.23	1905	0.71	478	6.6

CAB	BDA	BDC	BDR	BS-TR	VLCC	VOIA	VOIR
Moy	5.93	8726.43	8.50	1110.84	1.60	134.62	41.42
S	2.64	4139.41	3.49	520.27	2.17	184.20	102.26
Moy +3S	13.86	21144.66	18.97	2671.66	8.11	687.22	348.19

figura 4-4: esempio di non correlazione

come si noto invece in figura 4-4 il coefficiente R ≤ 0.8 quindi non è possibile richiedere, all'ufficio garanzia qualità, l'allineamento ai limiti del cliente.

5 CORRELAZIONE BS-BD: 215/65R16C 106/104T TL AGIL51 PR6 MI

Appresi tutti i dati necessari e le metodologie esistenti per risolvere le problematiche relative alla correlazione si è passati allo studio delle dimensioni che presentano le criticità precedentemente esposte.

Inizialmente si è focalizzata l'attenzione su questa dimensione perché vi sono stati dei reclami clienti legati allo squilibrio dinamico.

Essendo in produzione è stato possibile reperire i dati direttamente dalla ZF mediante MUMS e si è scelto di esaminare delle matricole provenienti da tre lotti di produzione, dicembre 2020, gennaio e febbraio 2021, in modo da avere un campione di dati che rappresenti maggiormente la produzione.

Il primo approccio è stato quello di rappresentate l'andamento dei dati all'interno del file fornito da Michelin ottenendo l'andamento rappresentato nel diagramma 5-1.

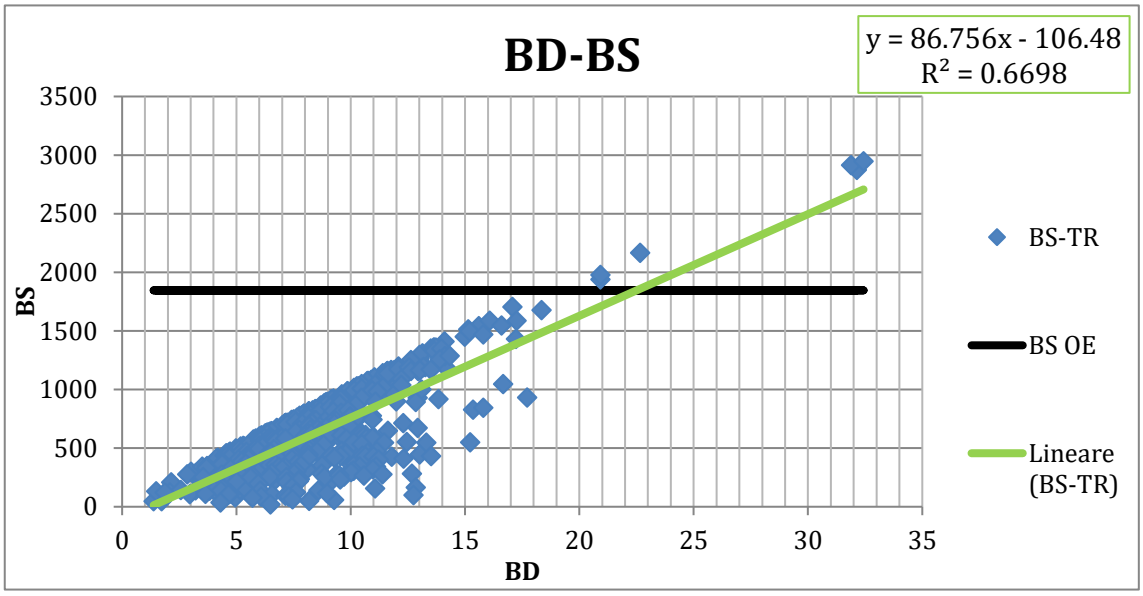


diagramma 5-1:BD-BS

5.1 Interpretazione iniziale dei dati

Essendo una relazione funzionale partendo dai dati misurati su tutte le macchine ovvero il BS vogliamo garantire i limiti BD imposti. Per tale motivo si rende necessario l'inversione degli assi e successivamente si nota che, anche se non vi è un evidente correlazione trai i dati analizzati, infatti $R^2 = 0.6698$, nessun dato ricade al di sotto di una retta portante. Tale retta è stata costruita ricercando un valore del coefficiente angolare tale per cui tutti i dati relativi al BD misurati ricadono al di sopra della retta.

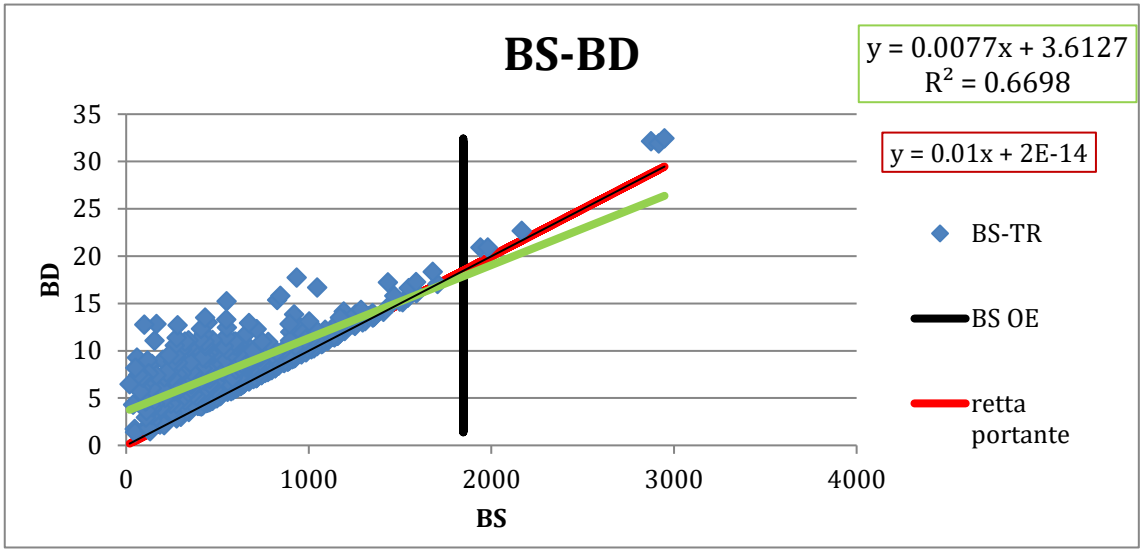


diagramma 5-2:BS-BD con retta portante

Definito l'andamento minimo del valore dello squilibrio dinamico in corrispondenza di un determinato valore di squilibrio statico è stato possibile definire l'errore % che si commette nel considerare i valori di BD posizionati sulla retta portante rispetto a quelli realmente misurati come somma algebrica degli squilibri effettivi sui singoli lati, interno ed esterno, della copertura.

$$err_{\%} = \frac{(BDA + BDR) - BD_{retta\ portante}}{BD_{retta\ portante}} \cdot 100$$

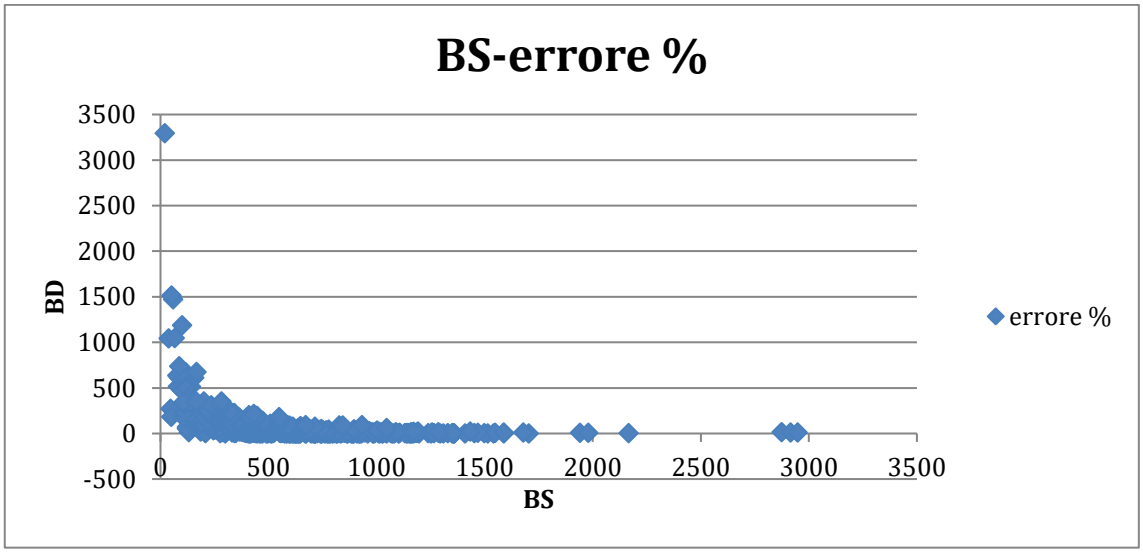


diagramma 5-3: BS- errore % (somma BD-BD retta portante)

Diagrammato l'errore possiamo individuare l'errore massimo che si commette e come si può notare nel diagramma 5-4, decresce esponenzialmente all'aumentare dello squilibrio statico anche se l'errore % considerando la somma algebrica (BDA+BDR) rispetto al BD sulla retta portante è considerevolmente elevato.

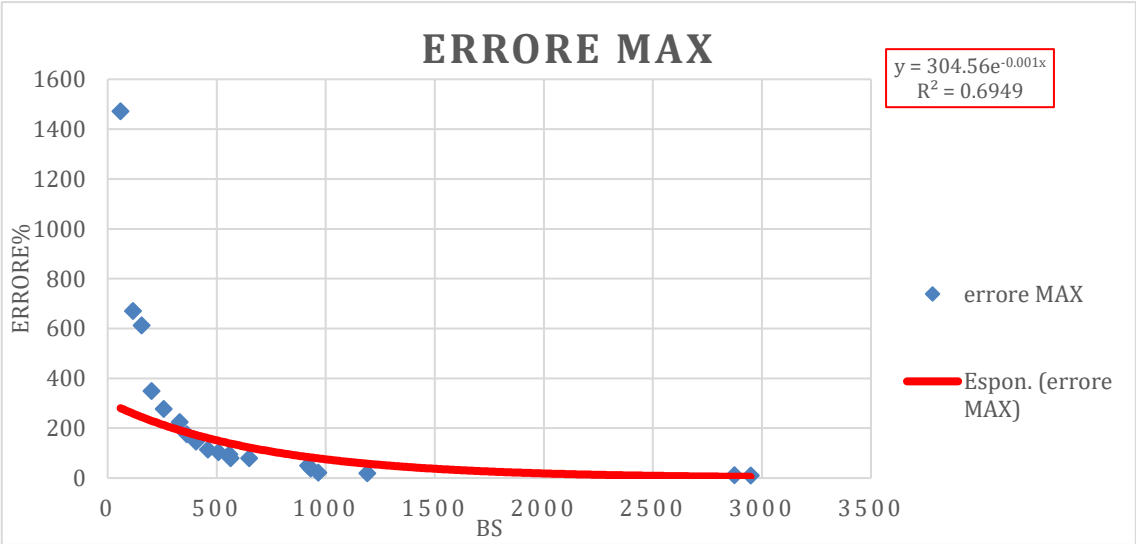


diagramma 5-4:errore % MAX

5.2 Calcolo vettoriale

Effettuando delle analisi ed interpretando i risultati ottenuti mi sono chiesto se effettivamente avesse senso mettere in correlazione il BS con la somma algebrica BDA+BRD come richiesto dal centrale.

Essendo, le grandezze prese in considerazione, di natura vettoriale risulta essere errata l'interpretazione data dal centrale in Michelin in quanto bisogna integrare il fattore angolare per determinare la correlazione tra gli squilibri statico e dinamico.

Infatti, lo squilibrio statico è dovuto a un'eccentricità del centro di gravità e può essere scomposto in squilibrio statico per piano.

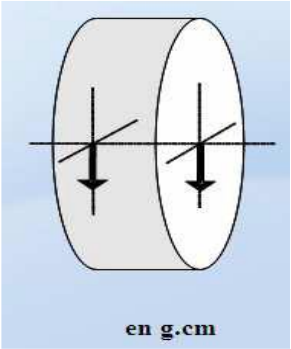


figura 5-1: BS per piano

Lo squilibrio di coppia è dovuto a un'asimmetria nella distribuzione delle masse su entrambi i lati del piano di simmetria dello pneumatico.

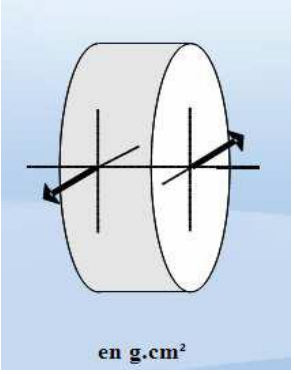


figura 5-2: BDC per piano

Lo squilibrio dinamico rappresenta la somma vettoriale BS + BC.

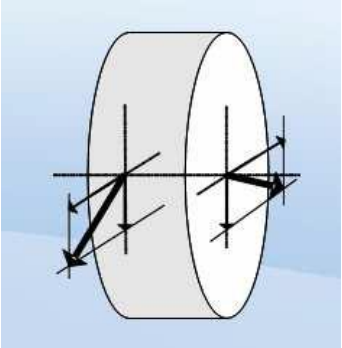


figura 5-3: BD per piano

Interpretando i dati relativi a questa dimensione ed integrandoli con l'acquisizione della posizione angolare dello squilibrio è stato possibile effettuare un calcolo vettoriale per trovare, in corrispondenza di ogni valore di BS, in relativo valore di BD associato.
Ad esempio, considerando la matricola (CAB 34059463), è stato possibile calcolare la posizione angolare relativa al vettore BD dato dalla somma vettoriale BDA+BDR.

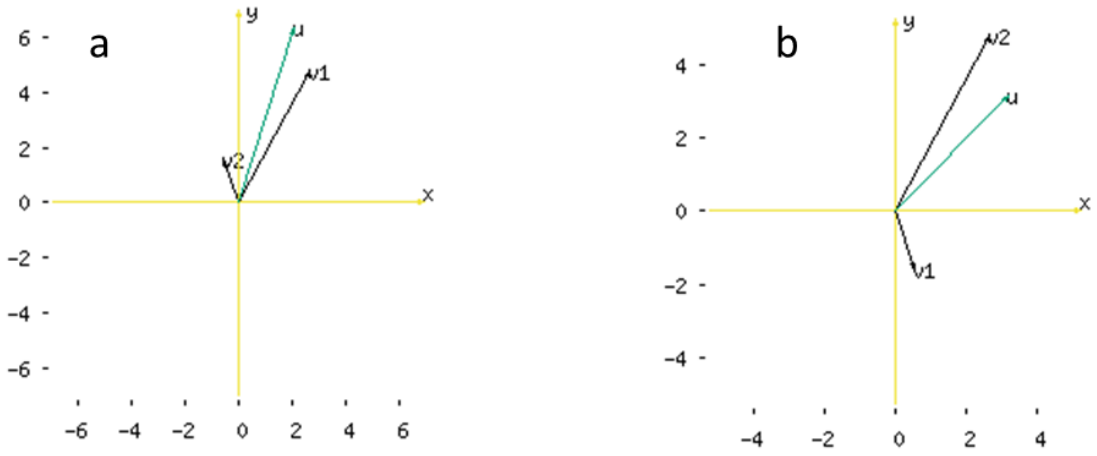


diagramma 5-5: a) BDA; b) BDR

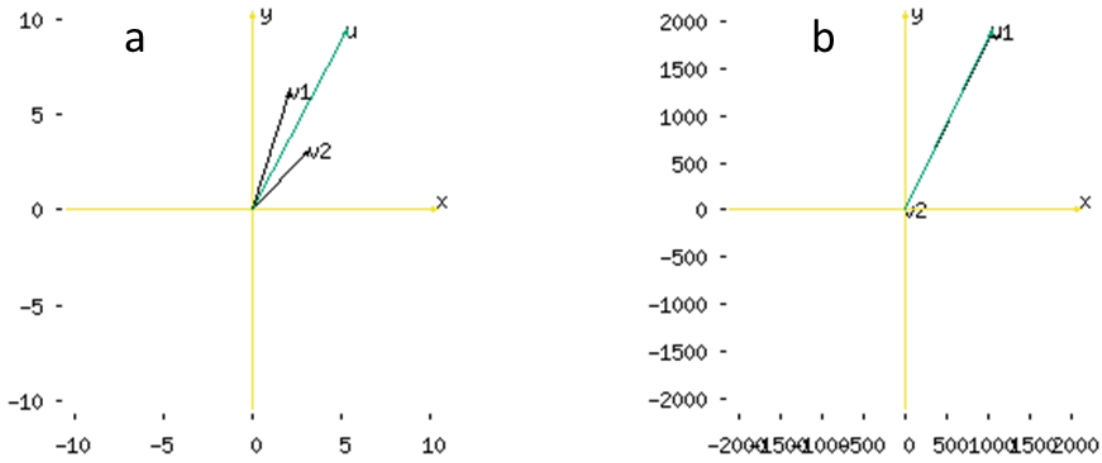


diagramma 5-6: a) BDA+BDR; b) BS

Come si può vedere nel diagramma 5-6, la direzione angolare del vettore BS è la stessa della somma vettoriale BDA+BDR, quindi calcolando la scomposizione lungo gli assi x-y dei vettori BDA e BDR sono risuscito a calcolare le componenti lungo gli assi del vettore somma BD e di conseguenza il modulo e la direzione angolare.

$$BDA_x = BDA \cdot \cos\alpha \qquad BDR_x = BDR \cdot \cos\beta$$

$$BDA_y = BDA \cdot \sin\alpha \qquad BDR_y = BDR \cdot \sin\beta$$

Di conseguenza le componenti del vettore somma sono date da:

$$BD_x = BDA_x + BDR_x \qquad BD_y = BDA_y + BDR_y$$

Il modulo sarà:

$$|BD| = \sqrt{{BD_x}^2 + {BD_y}^2}$$

Mentre la posizione angolare:

$$\vartheta = \cos^{-1}\frac{BD_x}{|BD|}$$

BDA	BDAx	BDAy	BDR	BDRx	BDRy	BD	BDx	BDy
2.99	2.39	-1.80	2.95	2.86	-0.71	5.82	5.25	-2.51
2.60	1.45	-2.16	1.45	-1.17	0.85	1.33	0.28	-1.30
3.98	2.45	3.14	6.24	-4.92	3.84	7.40	-2.47	6.98
……	……	……	……	……	……	……	……	……

Tabella 5-1: calcolo vettoriale BD

Possiamo adesso diagrammare il BD in funzione del BS.

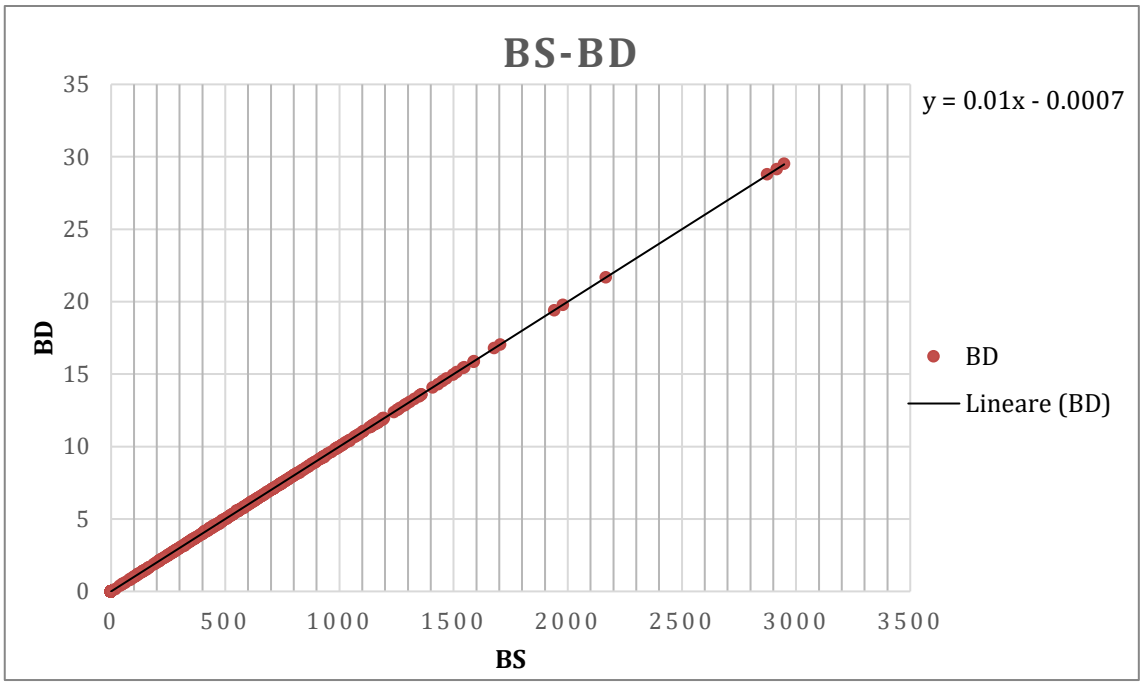


diagramma 5-7: BS-BD$_{vettore}$

Esiste, dunque, una correlazione lineare tra le due grandezze BS-BD e come si può notare la pendenza della retta è uguale a quella della retta portante data in prima approssimazione a conferma del fatto che le ipotesi iniziali erano corrette.

5.3 Errore nel considerare solo la componente vettoriale del BD

Lo sfasamento angolare, tra le masse che generano squilibrio dinamico, gioca un ruolo importante nel determinare il valore massimo di BD da correlare al BS in quanto se la differenza angolare tra BDA e BDR è compresa tra 90° e 180° il modulo di BD risultante è minore rispetto al valore massimo del singolo lato e questo potrebbe far risultare buone,

in BS, delle coperture che in realtà non lo sono in quanto generano degli sbilanciamenti elevati sui singoli lati ma essendo in opposizione di fase si compensano.
Per tale motivo è stato confrontato il valore di BDA e BDR massimo su singolo lato con il modulo del vettore BD e dalla comparazione si è preso il massimo valore dei due.

BDA	BDR	MAX BDA BDR	BD totale calcolato	massimo BD
2.99	2.95	2.99	5.82	5.82
2.6	1.45	2.6	1.33	2.6
3.84	7.78	7.78	6.47	7.78
.....	.....	.....	.....	.....

Tabella 5-2: massimo valore di BD

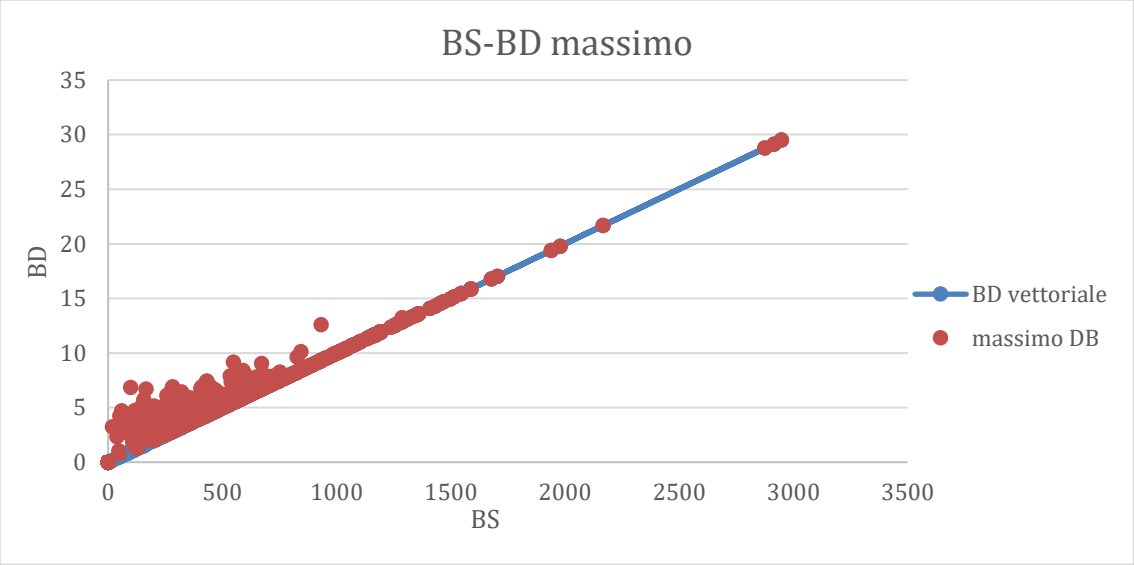


diagramma 5-8: BS-BD $_{max}$

Diagrammando il valore massimo del BD in funzione del BS, come è possibile notare nel diagramma 5-8 per valori bassi di BS vi è un discostamento rispetto alla retta che individua la correlazione vettoriale tra le due grandezze in quanto è proprio in questi casi che, essendo le due masse, lato A e lato R, opposte tra di loro riducono l'effetto del BS rispetto al massimo BD. È pertanto possibile calcolare l'errore % che si commette non considerando il discostamento rispetto alla retta che individua la correlazione.

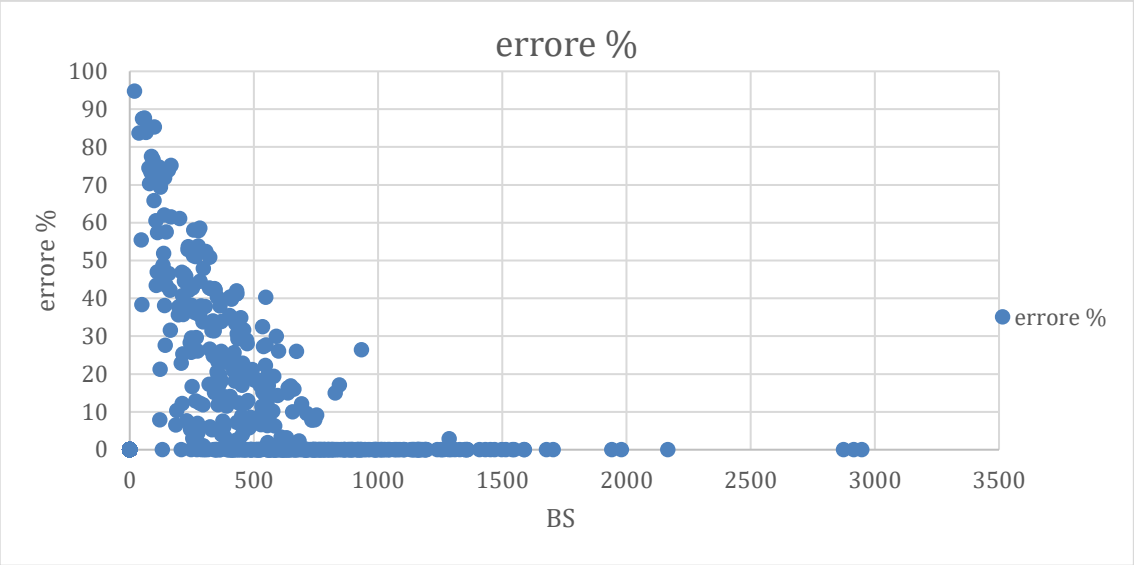


diagramma 5-9: errore % BD_{max}-$BD_{vettore}$

Infatti, diagrammando l'errore nel considerare il massimo valore di BD rispetto al corretto valore derivante dal calcolo vettoriale si può notare che questo aumenta all'aumentare dell'angolo compreso tra BDA e BDR a partire da angoli maggiori di 90° come mostrato nel diagramma 5-10.

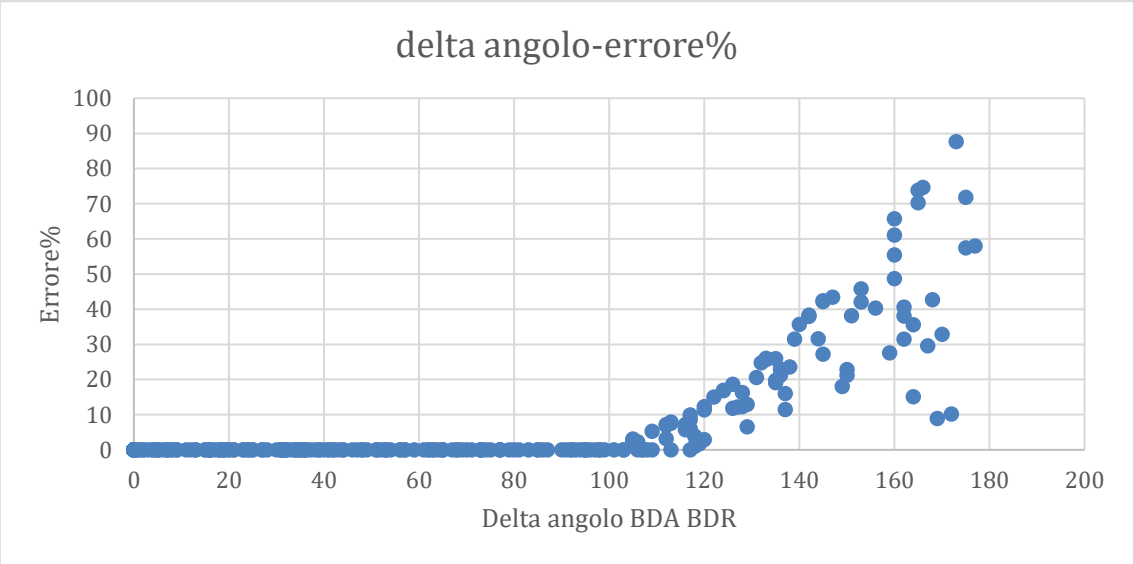


diagramma 5-10: delta angolo BDA/BDR- errore%

Pertanto, prendendo i valori massimi a partire da 90° è possibile ricavare la funzione d'errore% in relazione alla variazione angolare come mostrato nel diagramma 5-11.

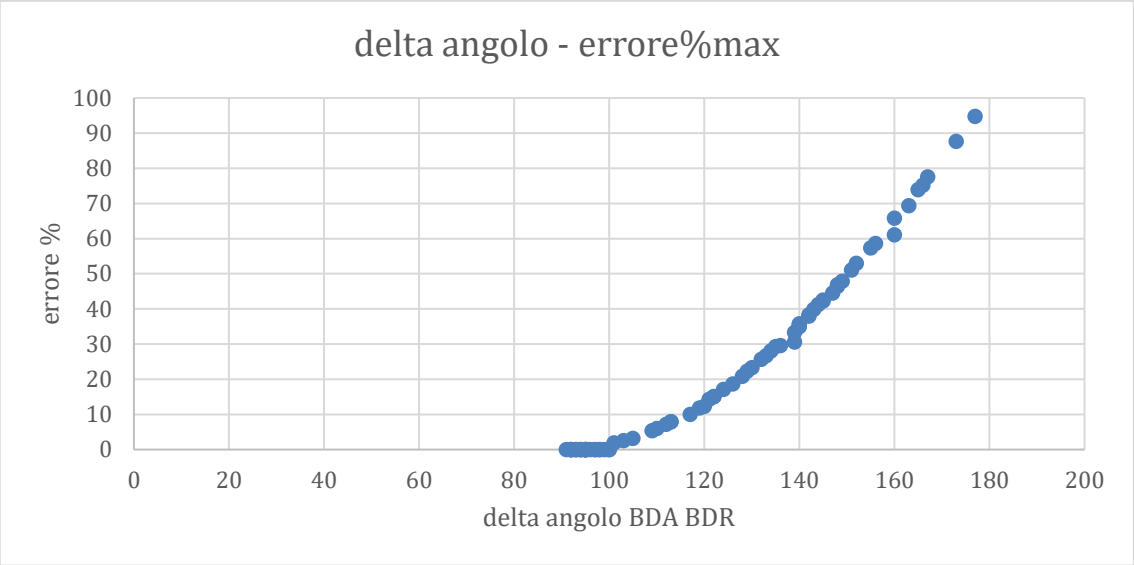


diagramma 5-11: delta angolo-errore% massimo

Compreso ciò, è stato possibile effettuare un'analisi per le coperture che presentavano una variazione angolare tra BDA e BDR compresa tra 90° e 180°. Prendendo i valori massimi di errore in funzione del BS è possibile ricavare una funzione di errore massimo come mostrato nel diagramma 5-12.

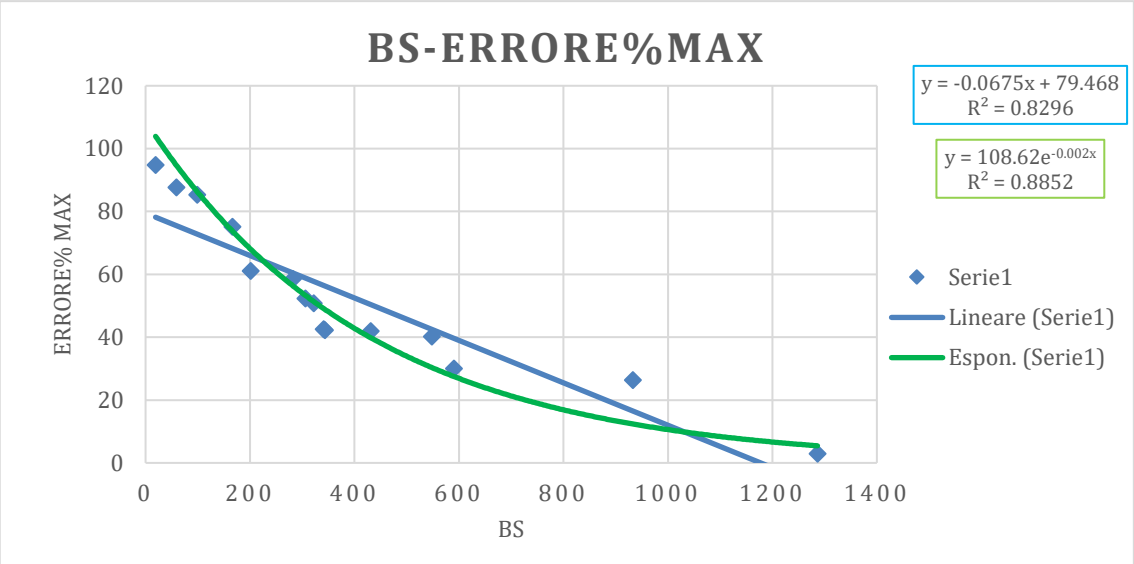


diagramma 5-12: funzione di errore % BD_{max}-$BD_{vettore}$

In conclusione, possiamo affermare che se il delta angolo tra BDA e BDR è inferiore a 90° esiste una correlazione vettoriale diretta tra BS e BD mentre per valori angolare compresi tra 90° e 180° bisogna considerare la curva di errore in quanto il valore di BD

del singolo lato può essere, in modulo, superiore al valore calcolato come somma vettoriale di BDA + BDR.

Come visibile nel diagramma 5-13, ritenendo accettabile la funzione d'errore lineare è possibile notare che risolvendo il sistema:

$$\begin{cases} y = 0.01x - 0.0007 \\ y = -0.0675x + 79.468 \end{cases} \rightarrow \begin{cases} y = 10.25 \\ x = 1025.4 \end{cases}$$

Si trova la posizione dalla quale, per valori di BS crescenti, vale esattamente la correlazione lineare tra le due grandezze prese in esame, per cui è più corretto effettuare una rappresentazione come mostrata nel diagramma 5-14.

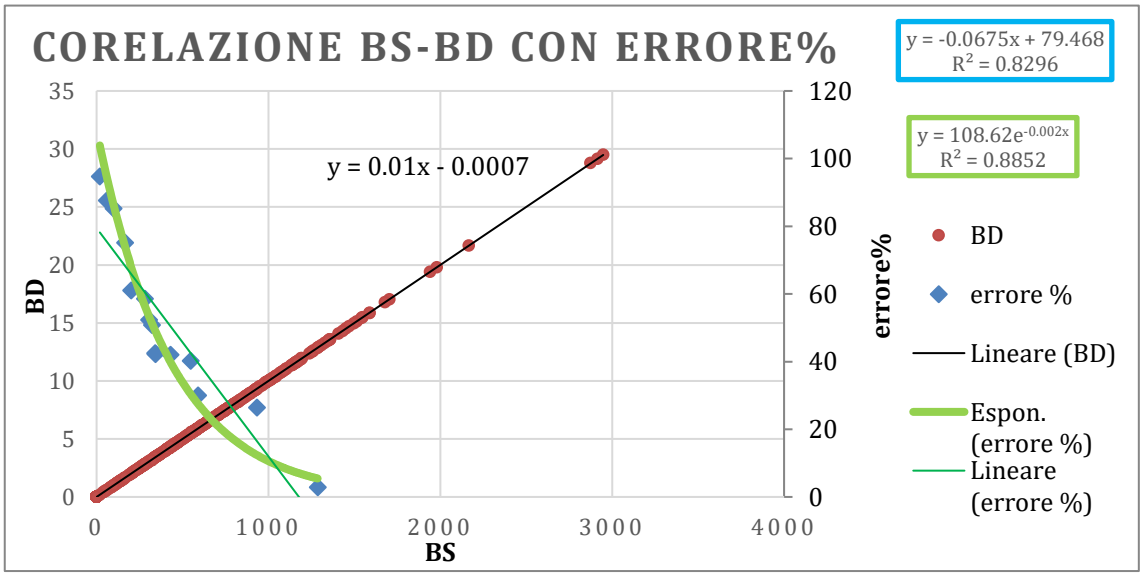


diagramma 5-13: correlazione BS-BD con errore

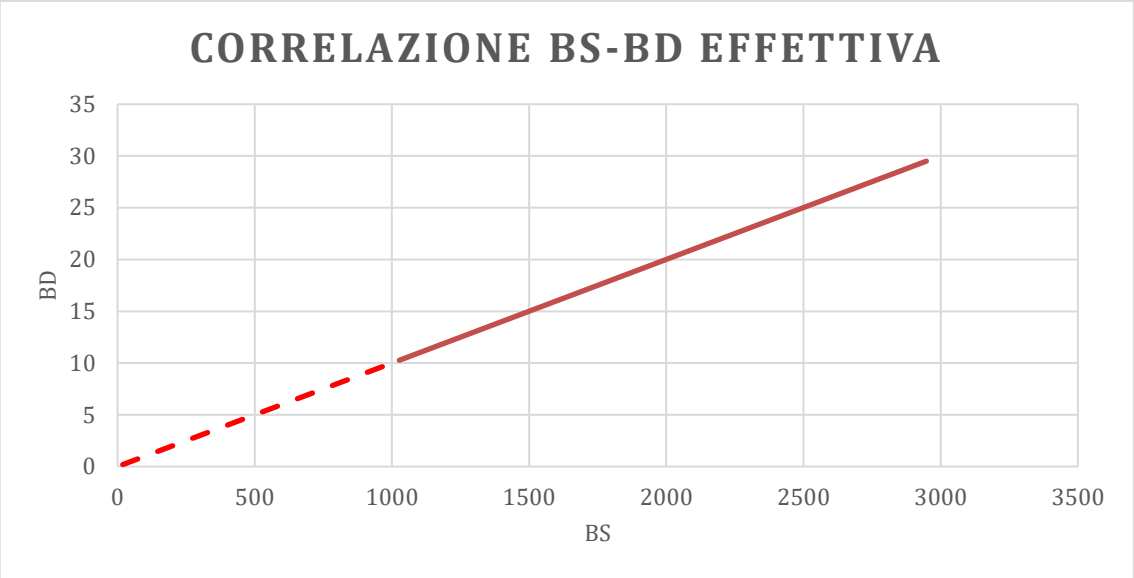


diagramma 5-14: correlazione BS-BD effettiva

5.4 Confronto dal gommista

Per validare i dati, ed avere un confronto diretto con ciò che vede il cliente finale, sono state selezionate, per essere analizzate dal gommista, sei coperture aventi valori di BD, misurati su ZF, in termini relativi rispetto al resto del campione analizzato piccoli-medi-grandi.

Gli pneumatici selezionati sono stati rimisurati su un'altra ZF per cinque volte cadauna per avere un dato quanto più preciso possibile.

CAB	BS-TR	BS-TR-AzMax	BDA	BDA-AzMax	BDR	BDR-AzMax	BD vettore	angolo in gradi
MEDIA: 38089162	195.51	237.25	1.84	304.00	2.14	182.25	1.95	124.66
MEDIA: 38089628	291.40	178.00	0.75	236.50	3.45	171.75	3.82	178.11
MEDIA: 38088921	1354.75	112.75	4.16	84.25	10.09	123.75	13.55	112.51
MEDIA: 34058300	1785.39	86.00	7.87	56.75	11.62	104.75	17.87	85.65
MEDIA: 38085569	2778.40	78.75	14.50	51.00	16.44	103.50	27.75	79.02
MEDIA: 34059463	2025.62	75.75	7.41	47.75	14.16	89.75	20.28	75.59

Tabella 5-3:pneumatici selezionati - ZF

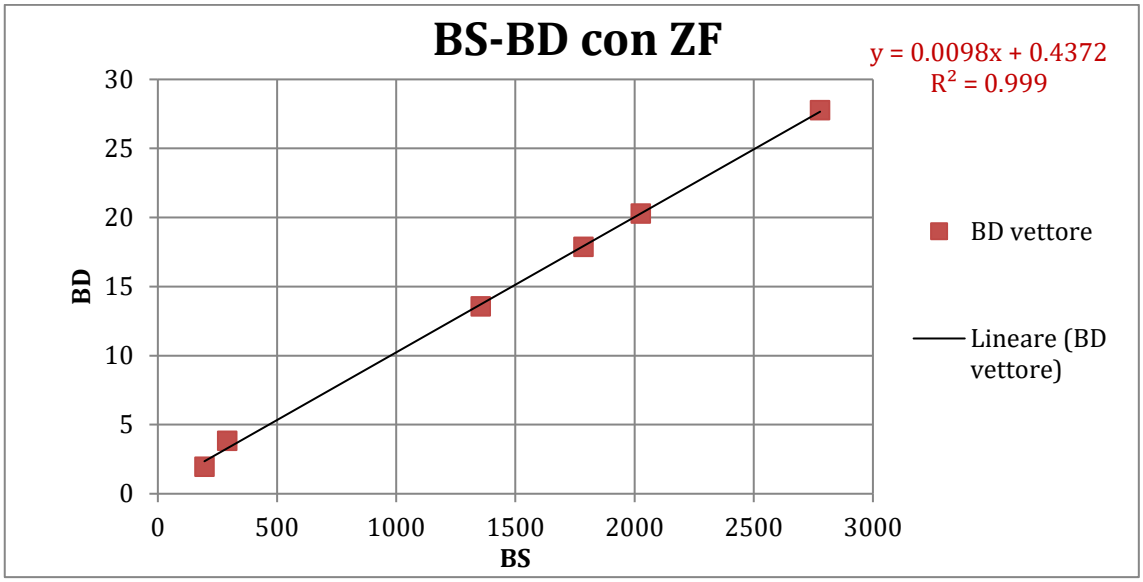


diagramma 5-15: risultati BD su ZF

L'equilibratrice del gommista è una Hofmann Geodyna 8200-2P con le seguenti caratteristiche tecniche:

DATI TECNICI		GEODYNA® 7800-2P / 7850-2P	GEODYNA® 8200-2P / 8250-2P
Veicoli		Autovetture / furgoni / SUV	Autovetture / furgoni / SUV
Regime di misurazione	rpm	‹ 200	‹ 200
Precisione dell'equilibratura	g / oz	1 / 0,035	1 / 0,035
Risoluzione angolare	°	0,7	0,7
Durata equilibratura start-stop (ruota 195/65R15)	s	4,5	4,5
Inserimento dati automatico (Scanner / Smart Sonar™)			
Diametro cerchione	pollici	14 – 26	14 – 26
Larghezza cerchione	pollici	3 – 15,8	3 – 15,8
Conteggio automatico delle razze		•	•
Immissione dati manuale			
Diametro cerchione	pollici	8 – 32	8 – 32
Distanza	pollici	1 – 20	1 – 20
Larghezza cerchione	pollici	1 – 20	1 – 20
Dimensioni massime della ruota			
Diametro max. della ruota	mm	1050	1050
Larghezza ruota	mm	76 – 508	76 – 508
Peso max. della ruota	kg	70	70
Portata max. del sollevatore ruota	kg	– / 70	– / 70
Diametro dell'albero	mm	40	40
Lunghezza dell'albero	mm	225	225
Alimentazione elettrica		230 V 1 ph 50 / 60 Hz	230 V 1 ph 50 / 60 Hz
Dimensioni L x P x A (con protezione ruota aperta)	mm	1380x1020x1570 / 1940x1020x1570	1380x1020x1570 / 1940x1020x1570
Peso netto	kg	150 / 183	150 / 183

Tabella 5-4: dati tecnici Hofmann Geodyna

Prima di effettuare il montaggio delle coperture, è stato effettuato un azzeramento legato allo squilibrio del cerchione in modo tale da riuscire ad attribuire i risultati ottenuti al solo squilibrio dinamico dello pneumatico.

Sono stati posti dei riferimenti angolari segnati sugli pneumatici in modo tale da facilitare la lettura angolare dello squilibrio, ed anche se tali valori non sono del tutto precisi e soggetti ad errore ci rivelano indicativamente la posizione dello squilibrio.

Per evitare l'errore dovuto al montaggio lo pneumatico è stato misurato due volte ed il secondo passaggio è stato effettuato con un montaggio della copertura sul cerchione a

180° rispetto al primo passaggio. Gli angoli segnati sono gli angoli di equilibratura, ovvero la posizione nella quale posizionare la massa sul cerchio tale da equilibrare dinamicamente il gruppo ruota-pneumatico, di conseguenza la posizione angolare dovuta allo squilibrio dello pneumatico è opposta a quella indicata.

459112 F	massa [g]					angolo					
	BDA1	**BDR1**	**BDA2**	**BDR2**		**A1**	**R1**	**A2**	**R2**	BDA-AzMax	BDR-AzMax
38089162	25	15	20	10		140	180	300	30	220.00	105.00
38089628	10	10	5	20		175	185	270	45	222.50	115.00
38088921	25	50	50	45		190	270	270	300	230.00	285.00
34058300	30	50	50	60		190	220	210	270	200.00	245.00
38085569	65	80	65	75		220	245	220	245	220.00	245.00
34059463	25	60	50	65		180	230	220	270	200.00	250.00

Tabella 5-5:valori primo e secondo passaggio-gommista

CAB	BS-TR	BS-TR-AzMax	BDA	BDA-AzMax	BDR	BDR-AzMax	BD vettore	angolo in gradi
38089162	195.51	237.25	22.5	40.00	12.50	75	33.52	52.35
38089628	291.40	178.00	7.5	42.50	15.00	65	22.12	57.54
38088921	1354.75	112.75	37.5	50.00	47.50	105	75.54	81.00
34058300	1785.39	86.00	40	20.00	55.00	65	87.96	46.24
38085569	2778.40	78.75	65	40.00	77.50	65	139.15	53.61
34059463	2025.62	75.75	37.5	20.00	62.50	70	91.24	51.65

Tabella 5-6: media risultati – gommista

Vediamo se le masse si trovano effettivamente nella stessa direzione rilevata dalle ZF consapevoli del fatto che la posizione angolare dal gommista è stata rilevata manualmente.

CAB	errore% BDA	errore% BDR
38089162	85.96	11.76
38089628	87.99	47.15
38088921	36.71	8.25
34058300	53.49	25.29
38085569	4.76	28.57
34059463	48.72	5.41

Tabella 5-7: errore % angolare gommista - ZF

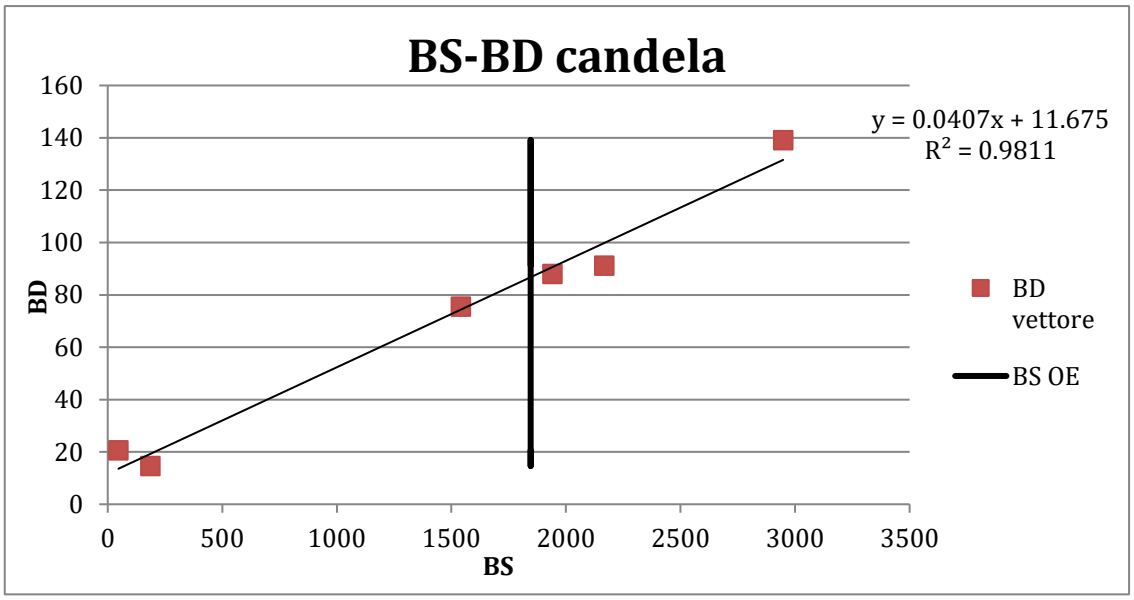


diagramma 5-16: risultati BD – gommista

Come si può ben notare, i valori numerici ottenuti dal gommista sono ben differenti rispetto a quelli ricavati su ZF, però nonostante questo fuori-scala la correlazione BS-BD continua a valere quindi risulta essere avvalorato lo studio effettuato.

6 CORRELAZIONE BS-BD: 205/55R17 91V TL PCY 4 S1 MI

Questa tipologia di pneumatici Michelin PRIMACY 4 sono progettati con una tecnologia che consente di massimizzare l'impronta a terra distribuendo uniformemente le forze di frenata, accelerazione e sterzata, inoltre la tipologia di mescola e la scolpitura del battistrada consentono di avere delle prestazioni ottimali anche sul bagnato nonostante siano degli pneumatici estivi.

Appresa dunque l'importanza di questa dimensione per Michelin, in termini di volumi e di fatturato, si è deciso di approfondire, come fatto per la dimensione AGILIS precedentemente esposta, le analisi confrontando i dati con quelli acquisiti su una selezione di coperture portate dal gommista per effettuare un test di equilibratura.

Il processo interpretativo dei dati ha seguito lo stesso iter cronologico mostrato in precedenza per tutte le dimensioni analizzate in quanto la sequenza logica sviluppata veniva ripetuta per ogni dimensione di interesse.

Il primo approccio è stato quello di rappresentate l'andamento dei dati all'interno del diagramma fornito da Michelin ottenendo l'andamento rappresentato nel diagramma 6-1.

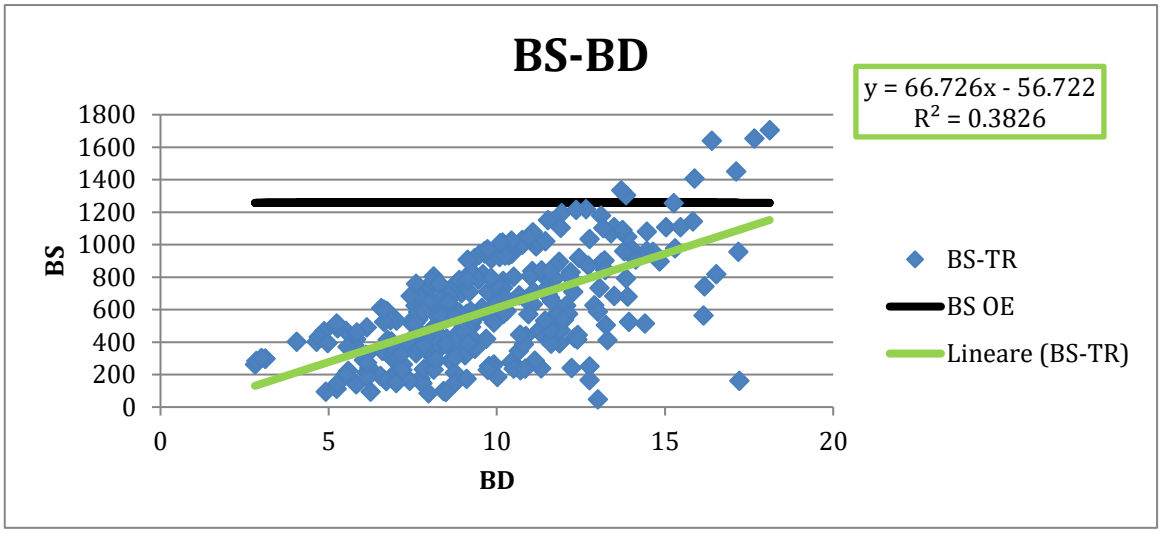


diagramma 6-1: BD-BS

6.1 Interpretazione iniziale dei dati

Per una corretta interpretazione dei dati si è reso necessario l'inversione degli assi quindi verificare il BD in funzione del BS e si nota, anche in questo caso, il fatto che anche se $R^2 = 0.3826$ nessun dato ricade al di sotto di una retta portante ottenuta impostando un coefficiente angolare tale per cui il valore minimo di errore tra tale retta ed i valori misurati non potesse essere negativo, anzi l'errore minimo è stato eguagliato a zero.

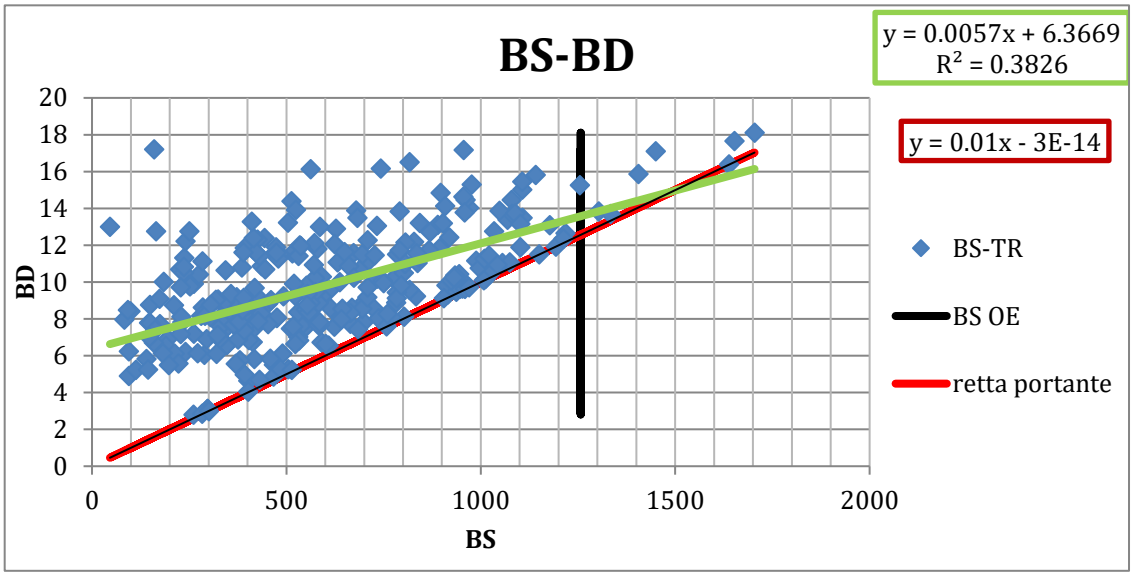


diagramma 6-2: BS-BD con retta portante

Definito l'andamento minimo del valore dello squilibrio dinamico in corrispondenza di un determinato valore di squilibrio statico è stato possibile definire l'errore %.
In questo caso viene mostrato direttamente la funzione di errore massimo.

BS-TR	errore%
46.21	2714.91
159.76	977.8787
…….	……..
…….	……..
585.99	121.9781
1651.93	6.968555
1704.09	6.336655

Tabella 6-1: errore % max rispetto a retta portante

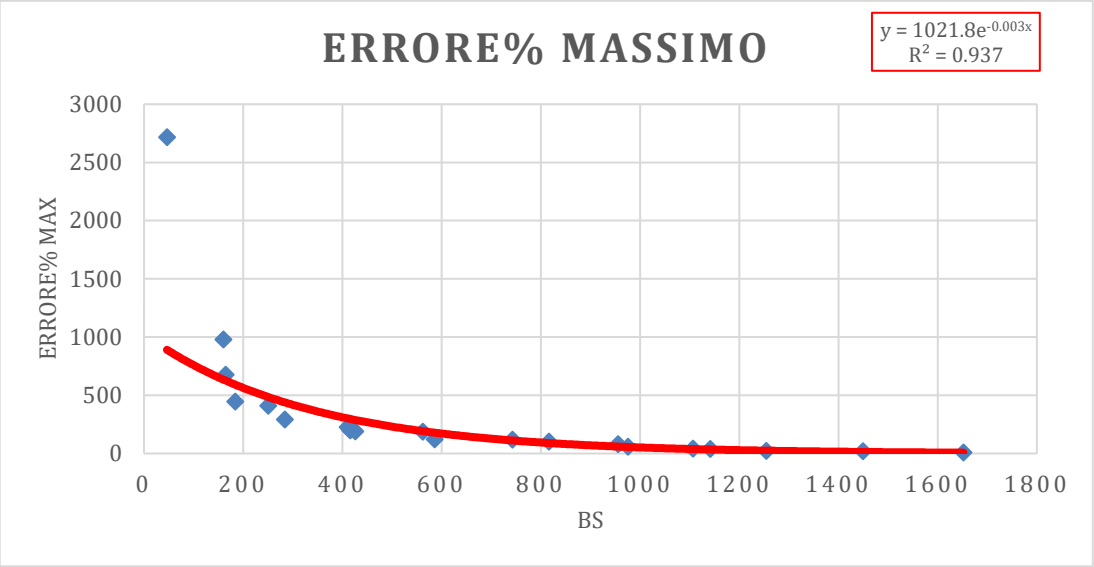


Tabella 6-2: errore % MAX

6.2 Calcolo vettoriale

Interpretando i dati relativi a questa dimensione ed integrandoli con l'acquisizione della posizione angolare dello squilibrio è stato possibile effettuare un calcolo vettoriale per trovare, in corrispondenza di ogni valore di BS, in relativo valore di BD associato.
Ad esempio, considerando la matricola (CAB 83562886), è stato possibile calcolare la posizione angolare relativa al vettore BD dato dalla somma vettoriale BDA+BDR.

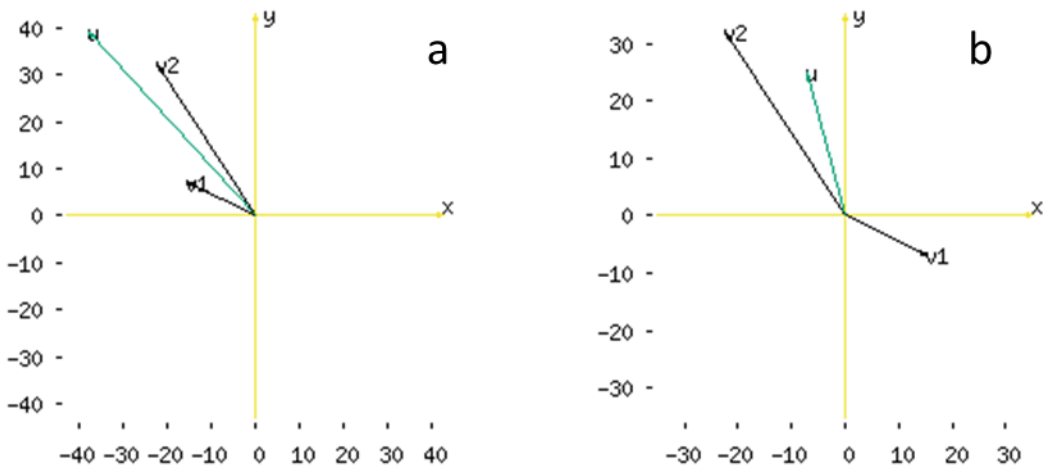


diagramma 6-3: a) BDA; b) BDR

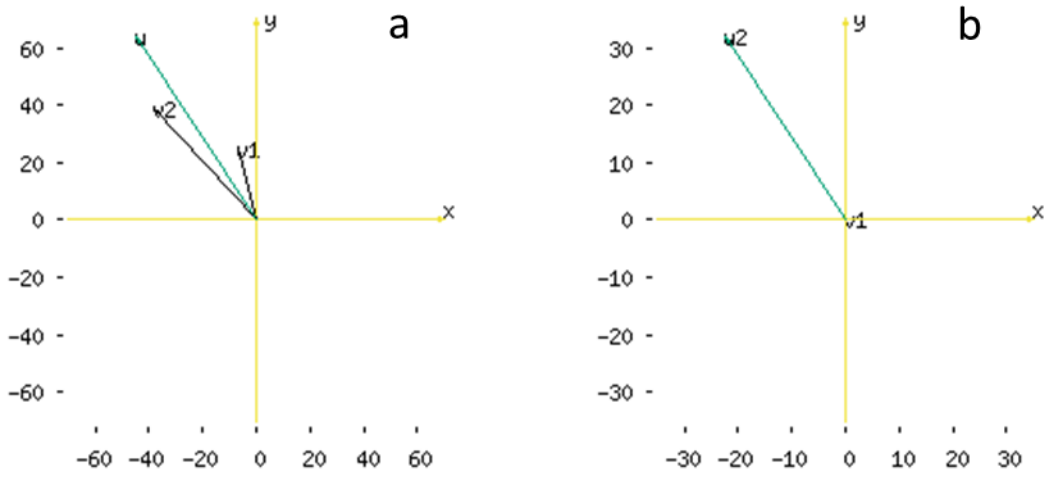


diagramma 6-4: a) BDA+BDR; b) BS

Come si può vedere nel diagramma 6-4, la direzione angolare del vettore BS è la stessa della somma vettoriale BDA+BDR, quindi calcolando la scomposizione lungo gli assi x-y dei vettori BDA e BDR sono risuscito a calcolare le componenti lungo gli assi del vettore somma BD e di conseguenza il modulo e la direzione angolare.

BDA	BDAx	BDAy	BDR	BDRx	BDRy	BD	BDx	BDy
6.14	-5.81	-2.00	1.91	1.83	-0.56	4.73	-3.98	-2.56
3.82	1.55	-3.49	5.52	4.04	-3.76	9.16	5.59	-7.25
1.71	1.48	0.86	8.46	8.21	2.05	10.11	9.69	2.90
……	……	……	……	……	……	……	……	……

Tabella 6-3: calcolo vettoriale BD

Possiamo adesso diagrammare il BD in funzione del BS.

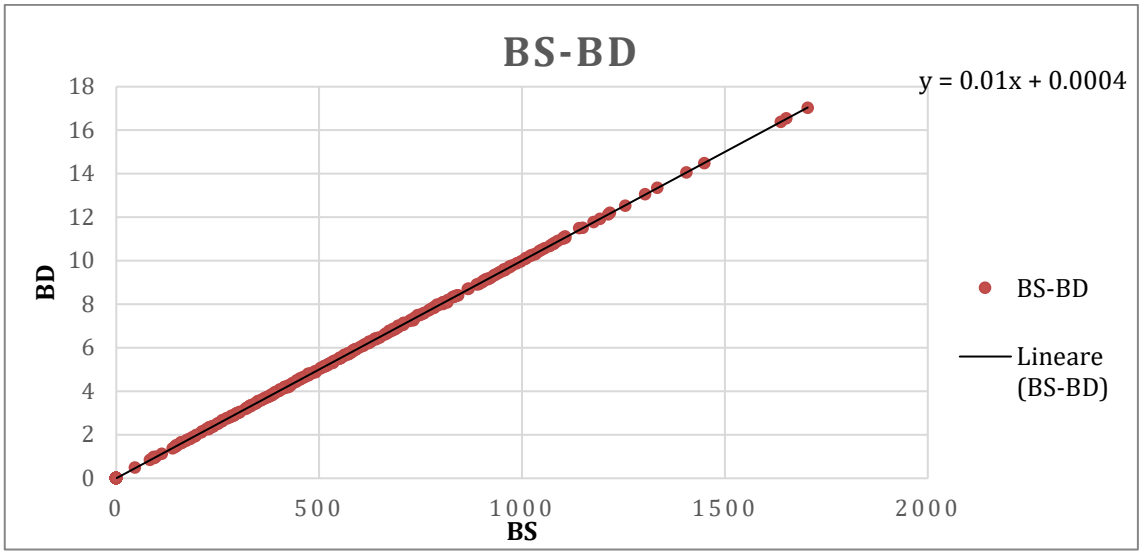


diagramma 6-5: BS-BD$_{vettore}$

Esiste, dunque, una correlazione lineare tra le due grandezze BS-BD e come si può notare la pendenza della retta è uguale a quella della retta portante data in prima approssimazione a conferma del fatto che le ipotesi iniziali erano corrette.

6.3 Errore nel considerare solo la componente vettoriale del BD

Si è confrontato il valore di BDA e BDR massimo su singolo lato con il modulo del vettore BD e dalla comparazione si è preso il massimo valore dei due.

BDA	BDR	MAX BDA BDR	BD totale calcolato	massimo BD
6.14	1.91	6.14	144.00	4.73
3.82	5.52	5.52	23	9.16
1.71	8.46	8.46	16	10.11
.....	.....	.....	.....	.....

Tabella 6-4: massimo valore di BD

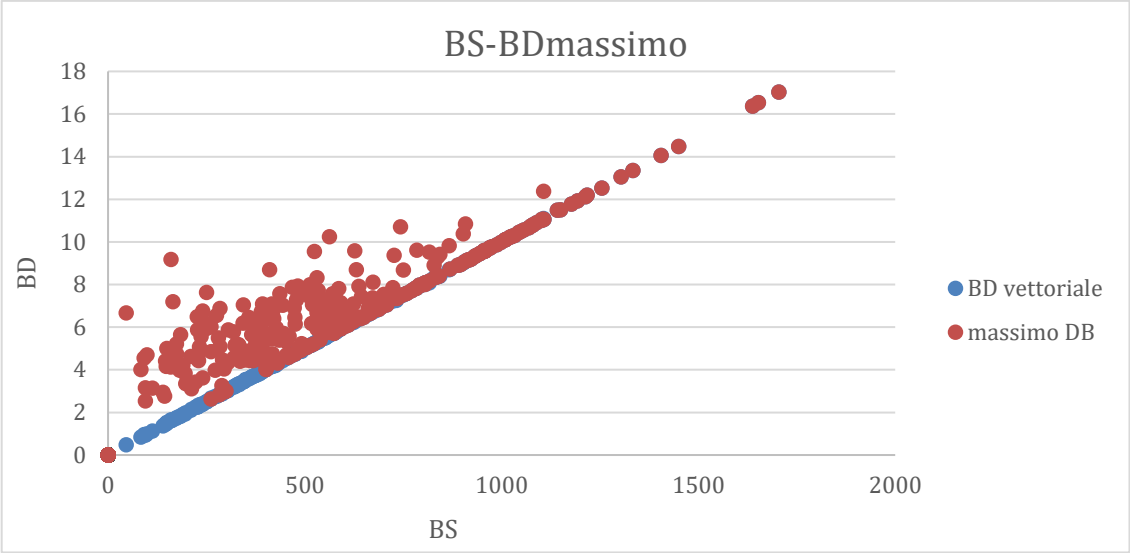


diagramma 6-6: BS-BD $_{max}$

È pertanto possibile calcolare l'errore % che si commette non considerando il discostamento rispetto alla retta che individua la correlazione.

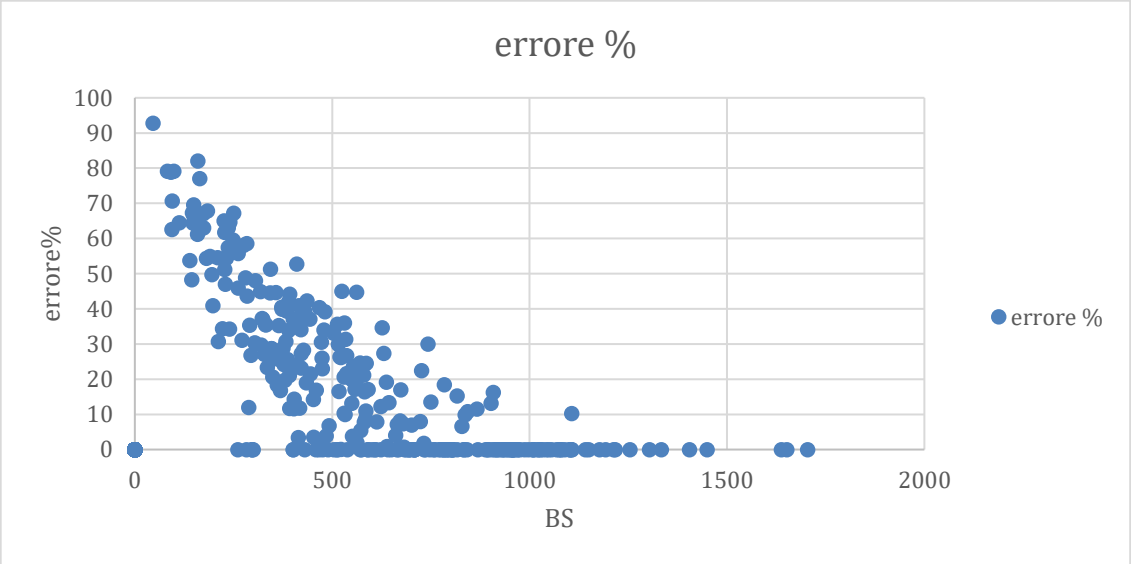


diagramma 6-7: errore % BD_{max}-$BD_{vettore}$

Diagrammando l'errore nel considerare il massimo valore di BD rispetto al corretto valore derivante dal calcolo vettoriale si può notare che questo aumenta all'aumentare dell'angolo compreso tra BDA e BDR a partire da angoli maggiori di 90°.

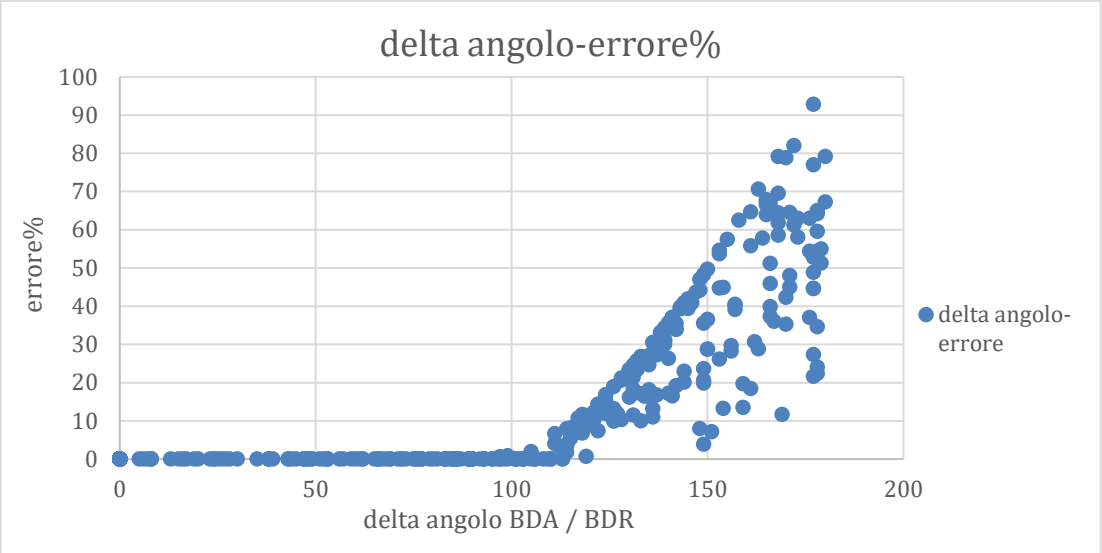


diagramma 6-8: delta angolo BDA/BDR- errore%

Pertanto, prendendo i valori massimi a partire da 90° è possibile ricavare la funzione d'errore% in relazione alla variazione angolare come mostrato nel diagramma 6-9.

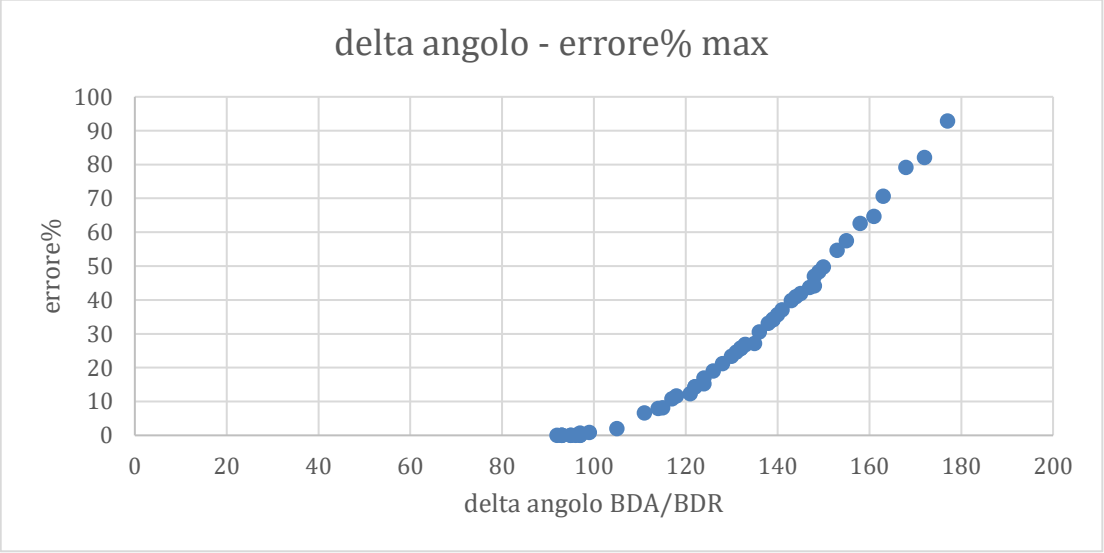


diagramma 6-9: delta angolo-errore% massimo

È stato possibile effettuare un'analisi per le coperture che presentavano una variazione angolare tra BDA e BDR compresa tra 90° e 180°.

Prendendo i valori massimi di errore in funzione del BS è possibile ricavare una funzione di errore massimo come mostrato nel diagramma 6-10.

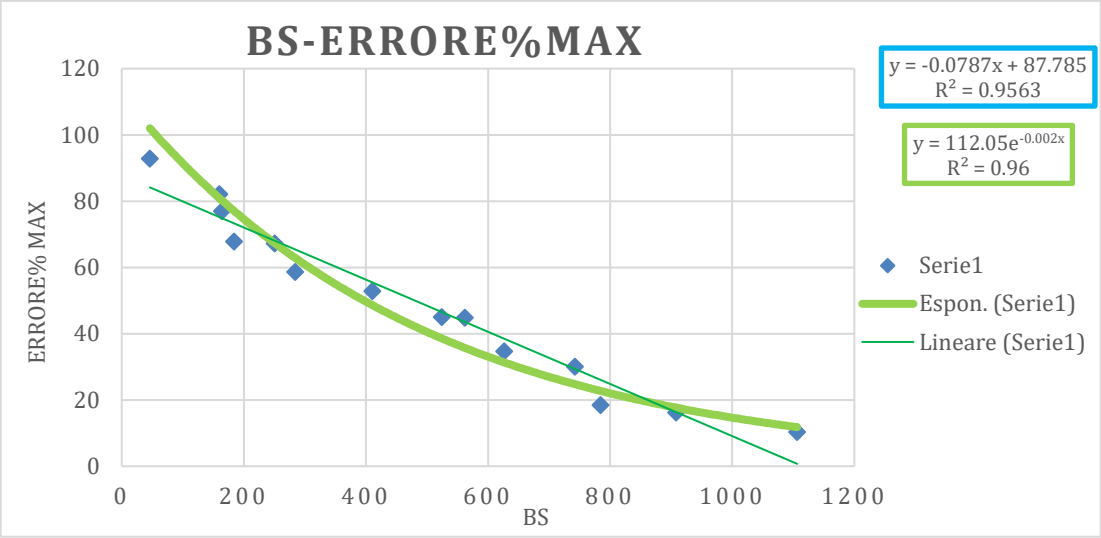


diagramma 6-10: funzione di errore % BD_{max}-$BD_{vettore}$

Come visibile nel diagramma 6-11 diagramma 5-13, ritenendo accettabile la funzione d'errore lineare è possibile notare che risolvendo il sistema:

$$\begin{cases} y = 0.01x + 0.0004 \\ y = -0.0787x + 87.785 \end{cases} \rightarrow \begin{cases} y = 9.897 \\ x = 989.68 \end{cases}$$

si trova la posizione dalla quale, per valori di BS crescenti, vale esattamente la correlazione lineare tra le due grandezze prese in esame, per cui è più corretto effettuare una rappresentazione come mostrata nel diagramma 6-12.

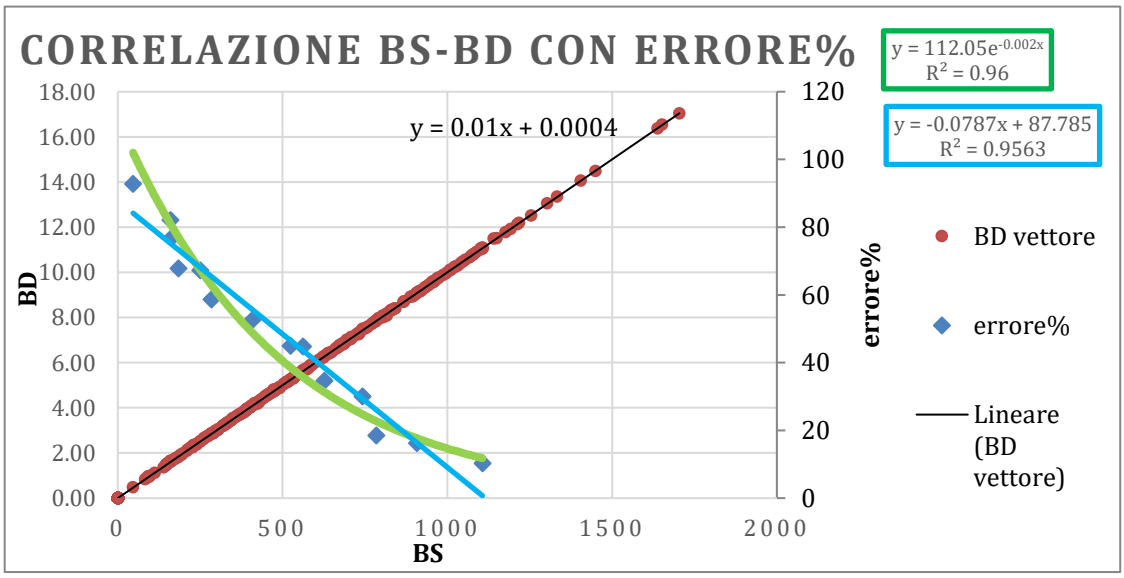


diagramma 6-11: correlazione BS-BD con errore

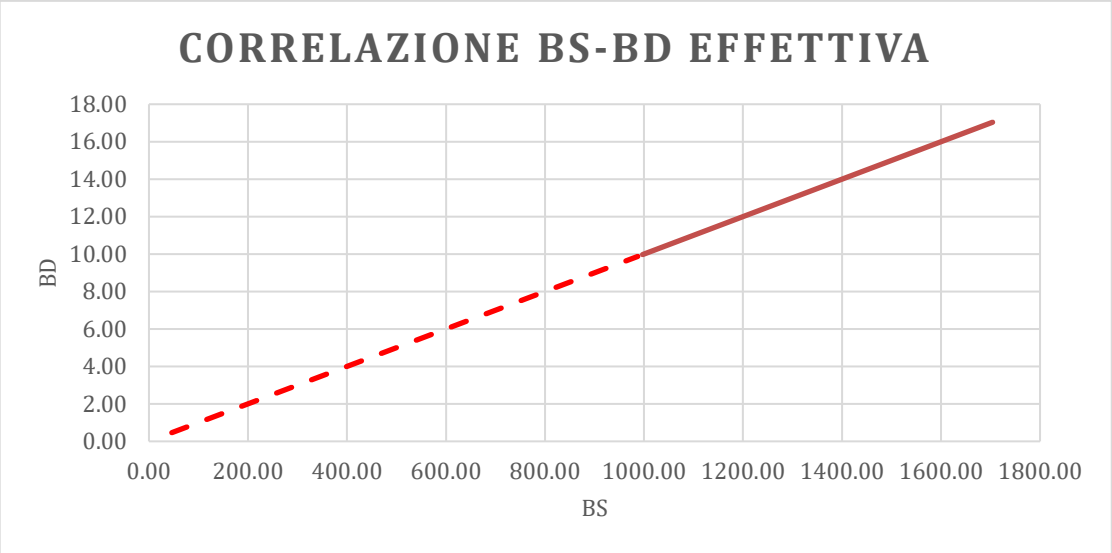


diagramma 6-12: correlazione BS-BD effettiva

6.4 Confronto dal gommista

Gli pneumatici selezionati sono stati rimisurati su un'altra ZF per cinque volte cadauna per avere un dato quanto più preciso possibile.

CAB	BS-TR	BS-TR-AzMax	BDA	BDA-AzMax	BDR	BDR-AzMax	BD vettore	angolo in gradi
MEDIA: 83528968	442.97	170.00	7.48	201.33	4.34	53.00	4.42	170.31
MEDIA: 83544066	177.08	122.00	3.98	190.33	3.65	36.67	1.77	124.18
MEDIA: 83582137	484.57	90.33	2.25	111.00	2.85	74.33	4.85	90.42
MEDIA: 83538799	1602.42	4.67	6.47	5.67	9.60	4.67	16.07	5.07
MEDIA: 83530354	1370.88	162.33	11.74	184.67	5.41	104.33	13.73	161.82
MEDIA: 83562886	1687.32	133.67	12.69	147.00	5.44	100.33	16.89	133.46

Tabella 6-5: pneumatici selezionati – ZF

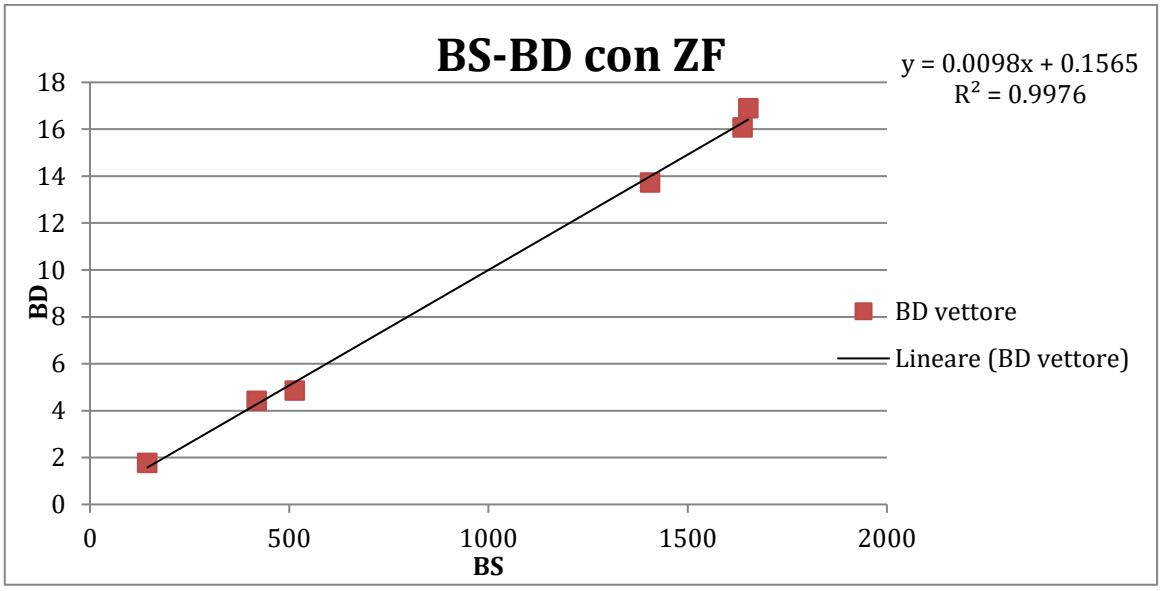


diagramma 6-13: risultati BD su ZF

Anche in questo caso, per evitare gli errori dovuti al montaggio, lo pneumatico è stato misurato due volte ruotandolo di 180° rispetto al proprio asse.

I risultati ottenuti sono mostrati in Tabella 6-6.

069790 A	massa [g]					angolo					
	BDA1	**BDR1**	**BDA2**	**BDR2**		**A1**	**R1**	**A2**	**R2**	**BDA-AzMax**	**BDR-AzMax**
83528968	10	30	10	15		330	210	330	300	0.00	275.00
83544066	25	20	5	20		0	220	0	330	90.00	255.00
83582137	15	35	0	15		0	180	180	330	330.00	255.00
83538799	45	45	30	45		330	250	300	300	180.00	175.00
83530354	35	35	25	55		0	270	330	300	165.00	285.00
83562886	20	65	30	40		180	180	180	170	315.00	275.00

Tabella 6-6: valori primo e secondo passaggio-gommista

CAB	BS-TR	BS-TR-AzMax	BDA	BDA-AzMax	BDR	BDR-AzMax	BD vettore	angolo in gradi
83528968	417.94	163	15	180.00	20.00	95.00	26.02	130.04
83544066	143.8	104	7.5	270.00	25.00	75.00	17.86	68.76
83582137	513.56	81	10	150.00	22.50	75.00	26.88	96.06
83538799	1637.89	353	25	0.00	52.50	355.00	77.44	3.39
83530354	1405.16	150	30	345.00	45.00	105.00	39.69	64.11
83562886	1651.93	125	37.5	135.00	45.00	95.00	77.57	113.10

Tabella 6-7: media risultati – gommista

Vediamo se le masse si trovano effettivamente nella stessa direzione rilevata dalle ZF consapevoli del fatto che la posizione angolare dal gommista è stata rilevata manualmente.

CAB	errore% BDA	errore% BDR
83528968	10.60	79.25
83544066	41.86	104.55
83582137	35.14	0.90
83538799	100.00	107.21
83530354	86.82	0.64
83562886	8.16	5.32

Tabella 6-8: errore % angolare gommista – ZF

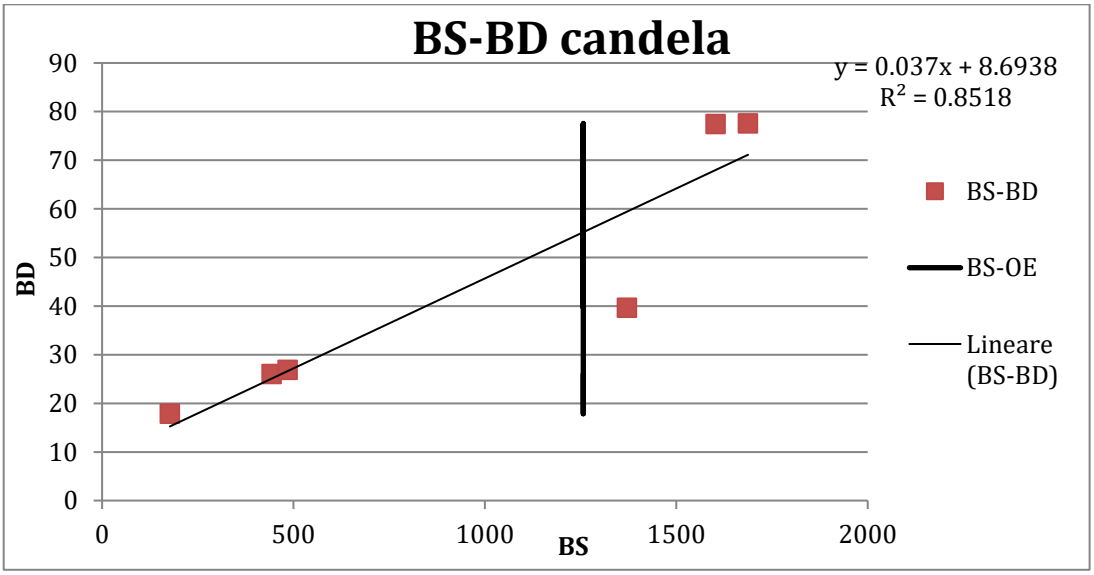


diagramma 6-14: risultati BD – gommista

Come si può ben notare, i valori numerici ottenuti dal gommista sono ben differenti rispetto a quelli ricavati su ZF, però nonostante questo fuori-scala la correlazione BS-BD continua a valere quindi risulta essere avvalorato lo studio effettuato.

Lo studio è stato così ripetuto per tutte le dimensioni elencate in Tabella 4 3, ottenendo una perfetta correlazione per ogni tipologia di pneumatico preso in esame.

I risultati e le correlazioni ottenute verranno mostrati in appendice.

7 CONCLUSIONI

Lo studio di correlazione tra i due parametri uniformità squilibrio statico (BS) e squilibrio dinamico (BD) presentato in questo elaborato risulta essere di fondamentale importanza per l'evoluzione in termini di qualità del settore degli pneumatici in quanto, ad oggi, nessuna casa produttrice riesce a garantire che il 100% degli pneumatici prodotti siano misurati dal punto di vista dello squilibrio dinamico. Infatti, il parametro BD risulta essere non del tutto familiare rispetto al BS, ed è rispetto a quest'ultimo parametro che vengono fatte le ventilazioni sulle soglie limite di accettazione o rifiuto dello pneumatico.

Come visto nei precedenti capitoli, l'equilibratura della copertura, le aziende automobilistiche, la effettuano su uno squilibrio dinamico aggiungendo delle masse sui singoli lati del cerchione, quindi risulta di fondamentale importanza la conoscenza del valore di squilibrio legato al solo pneumatico per avere la garanzia qualità che il prodotto fornito sia conforme a quanto richiesto.

Le analisi fatte in questo elaborato rappresentano il ponte di collegamento tra i due parametri uniformità garantendo, misurando solo lo squilibrio statico, quale possa essere il valore associato allo squilibrio dinamico. Ampliando la base dati per ogni dimensione è possibile costruire una funzione di errore e una correlazione BS-BD, dal punto di vista statistico, più robusta e riuscire a garantire, entro valori accettabili di errore, la qualità associata allo squilibrio dinamico dello pneumatico misurando solo lo squilibrio statico.

Lo studio effettuato verrà presentato al centrale Michelin cercando di ottenere un allineamento dei limiti BS ai limiti costruttori, per le dimensioni che lo consentono, dimostrando che non ha senso limitare il BS per garantire i limiti BD se esiste una correlazione tra le due grandezze ed è pertanto possibile ricavare direttamente il valore di BD associato al BS.

Il concetto innovativo di questa tesi è che per provare la correlazione BS-BD non occorre cercare tanto un valore di regressione capace di quantificare il disallineamento nella dispersione dei dati, quanto piuttosto nel cercare un limite al di sopra del quale la correlazione BS-BD permette di rispettare un allineamento tale da permettere una sovrapposizione dei due valori. Tutto sta nel vedere come si pone tale limite rispetto alle tolleranze.

APPENDICE

Di seguito verranno mostrati esclusivamente i grafici contenenti i risultati finali di tutte le dimensioni prese in esame utili per l'impatto qualità ed economico.

Correlazione BS-BD: 215/55R18 99V XLTL PCY 4 S1 MI

Per questa dimensione è stato possibile effettuare un confronto tra i dati ricavati da due diverse tipologie di macchina di misura: ZF11 e ZF15, vediamo i risultati ottenuti.

ZF15

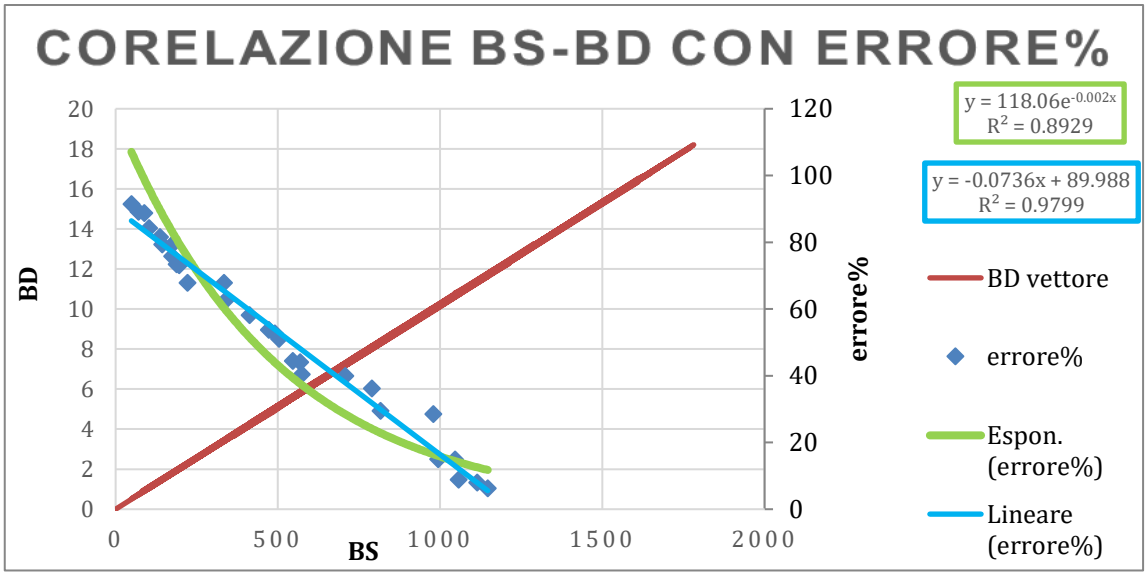


diagramma 0-1: correlazione BS-BD con errore

ZF11

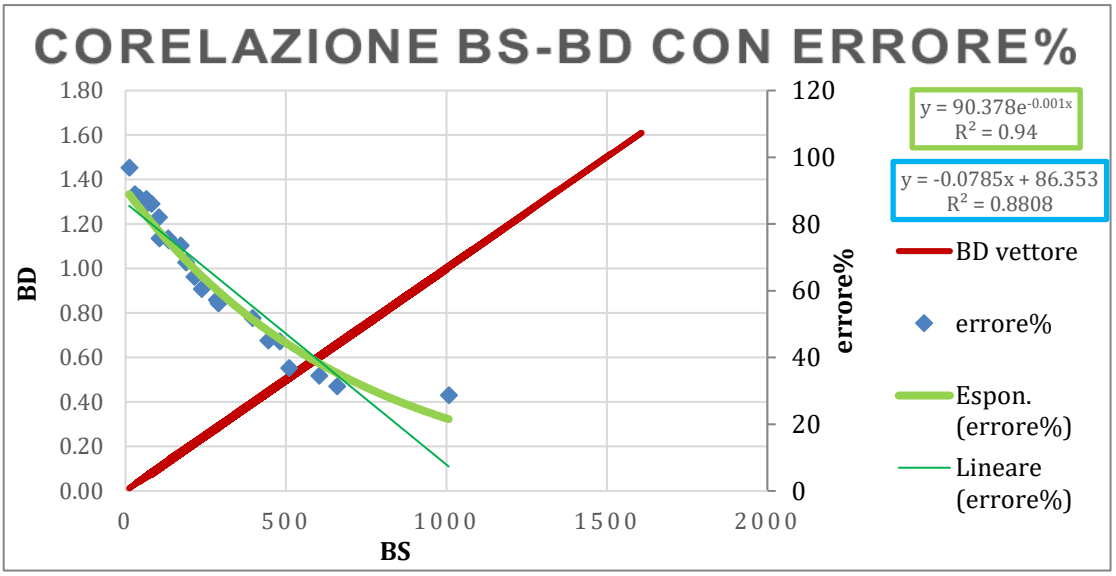


diagramma 0-2: correlazione BS-BD con errore

Confronto risultati tra ZF15 e ZF11

Dal confronto dei risultati ottenuti si è capito che qualcosa nei parametri di setting della macchina ZF11 non era corretto infatti è stato richiesto l'intervento di retrofit direttamente alla casa madre, essendo le ZF delle macchine commerciali non di concezione Michelin.

I dati acquisiti e le analisi effettuate si riferiscono a due lotti di fabbricazione differenti ed in tempi differenti, quindi si potrebbe pensare ad una deriva o ad un miglioramento di produzione, ma ciò è stato escluso in quanto tutti gli altri parametri uniformità sono rimasti stabili e non vi sono stati interventi significativi sulla linea di produzione che potrebbero spiegare le differenze nei risultati ottenuti.

Dopo l'intervento di retrofit tutte le macchine ZF hanno gli stessi settaggi misurando coerentemente le grandezze in esame anche se, come visto precedentemente con il confronto dal gommista, bisognerebbe effettuare un allineamento con i risultati di equilibratura che vede il cliente finale per essere in completa sicurezza.

Correlazione BS-BD: 215/60R17 96H TL PCY 4 S1MI

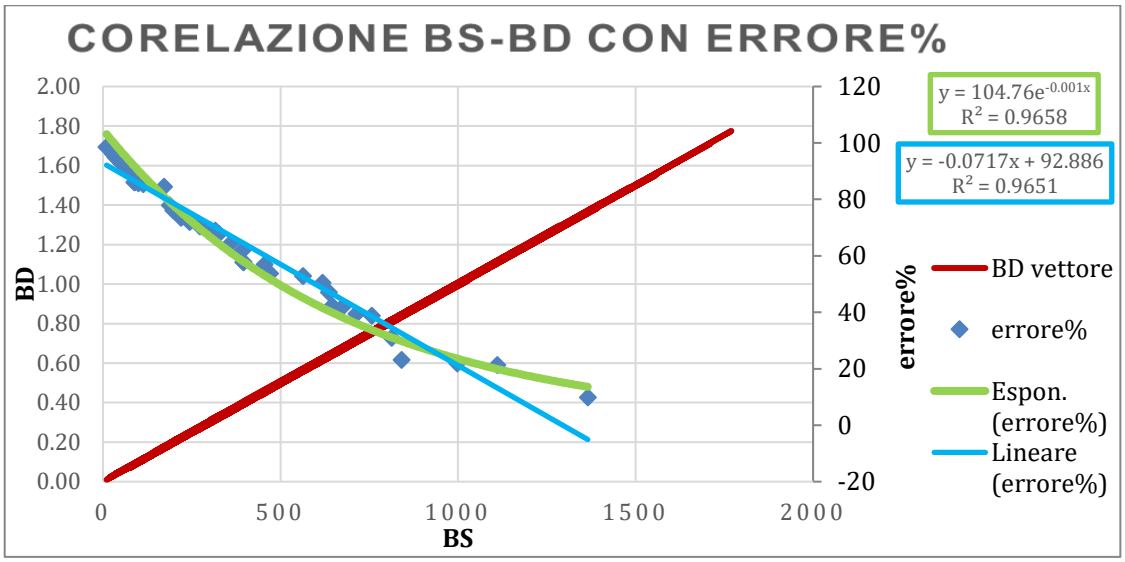


diagramma 0-3: correlazione BS-BD con errore

Correlazione BS-BD: 195/55R16 87H TL PCY 4 S1MI

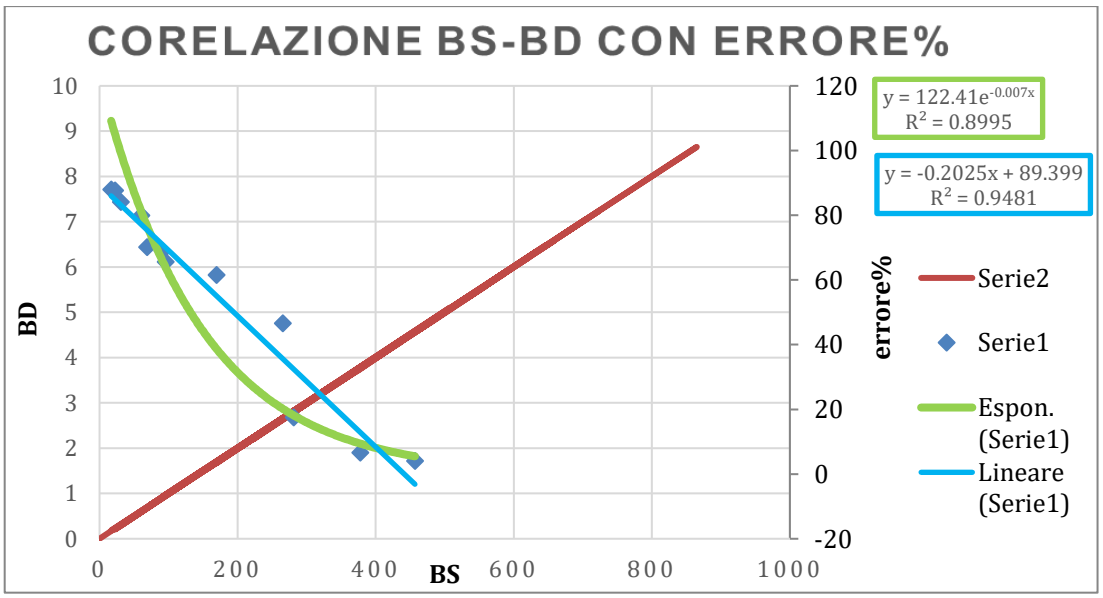


diagramma 0-4: correlazione BS-BD con errore

Correlazione BS-BD: 255/60 R20 113VXLTL LATTOURHP LR MI

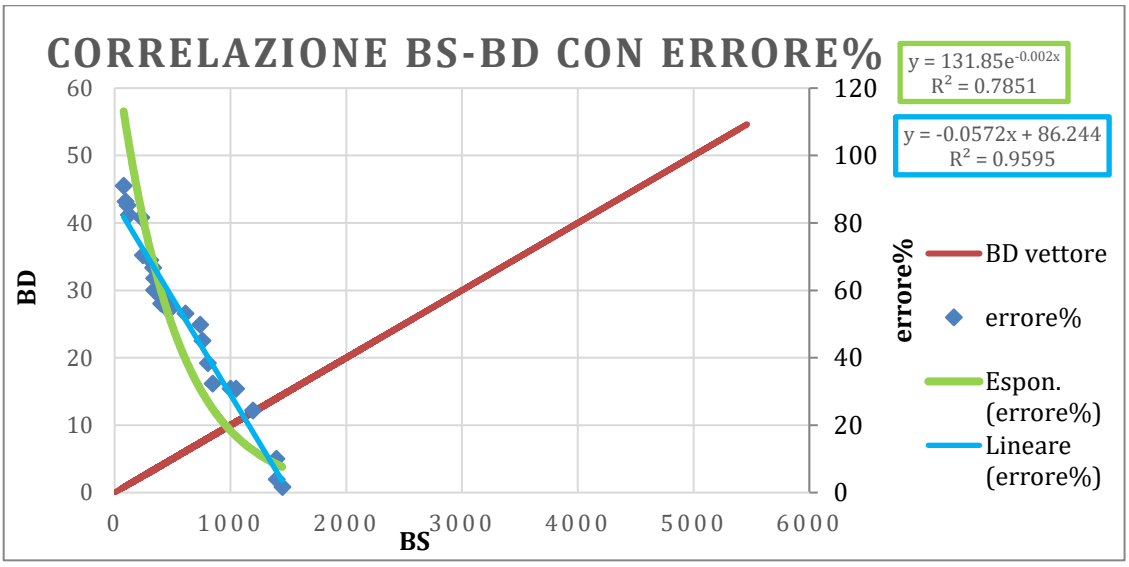


diagramma 0-5: correlazione BS-BD con errore

Correlazione BS-BD: 205/55R16 91H TL PCY 4 S1 MI

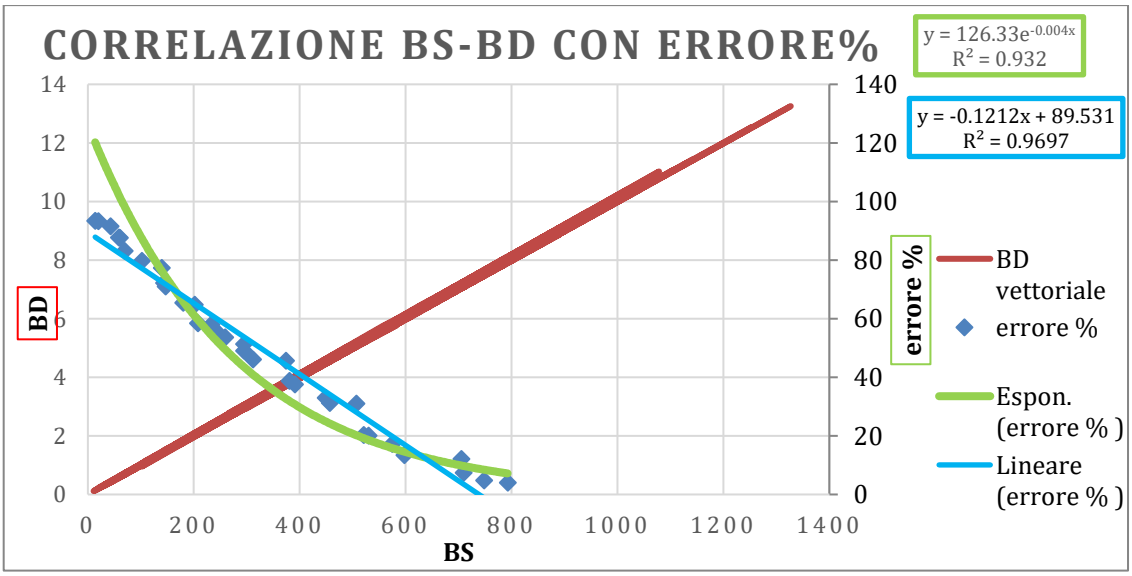


diagramma 0-6: correlazione BS-BD con errore

Correlazione BS-BD: 235/50R19 103V XLTL PCY 4 MI

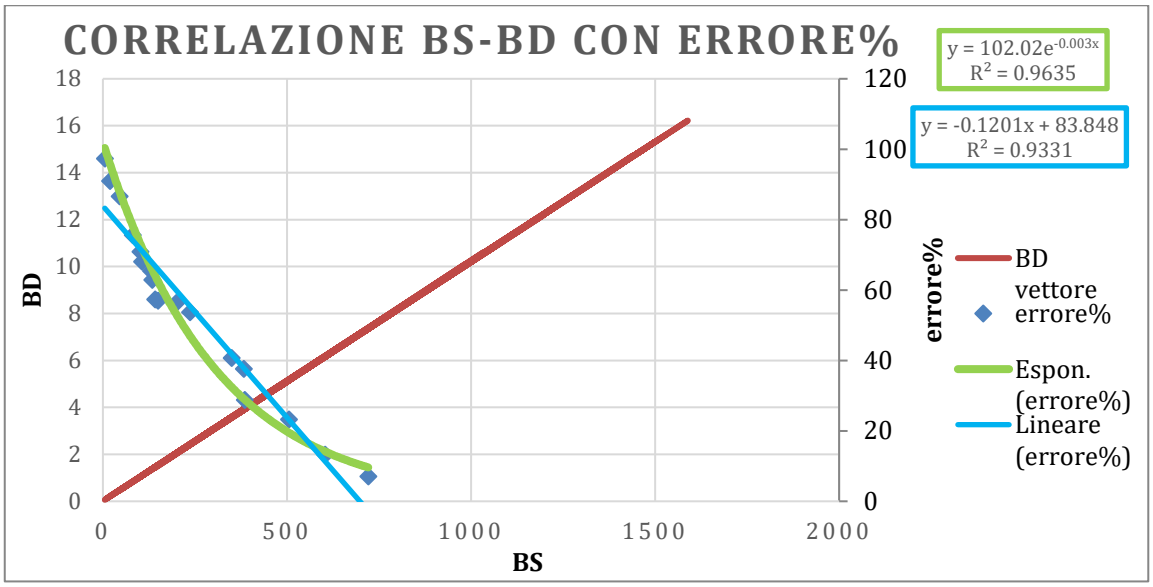


diagramma 0-7: correlazione BS-BD con errore

Correlazione BS-BD: 225/45R19 96W XLTL PILSP4 MI

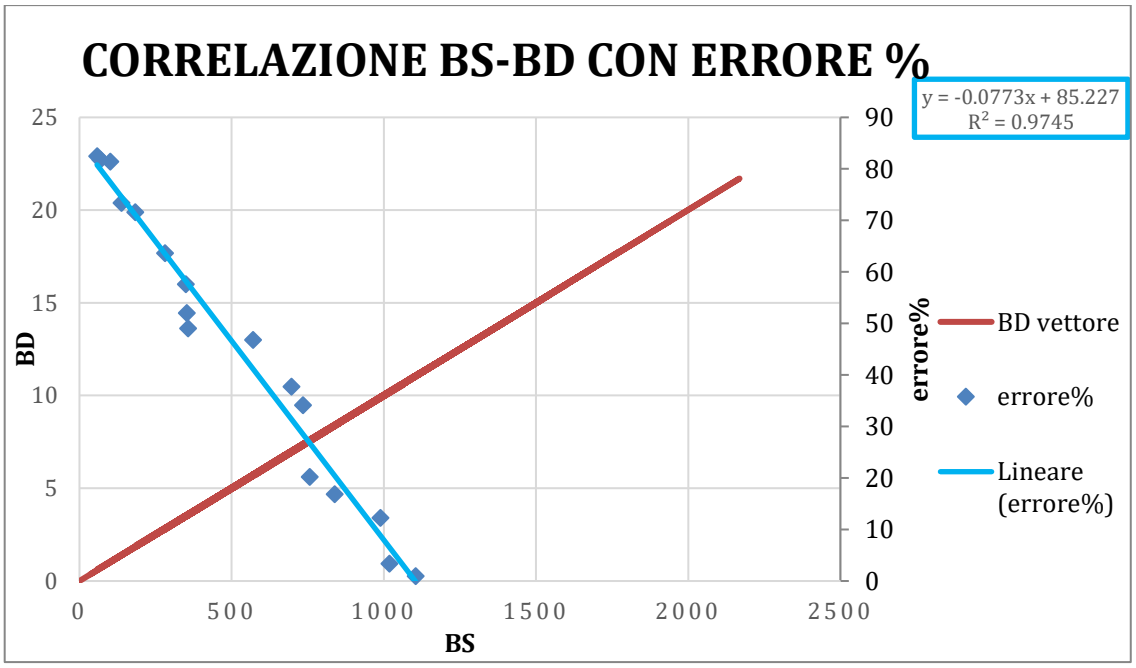


diagramma 0-8: correlazione BS-BD con errore

Correlazione BS-BD: 275/40 R18 103Y XL TL PS4 ZP MI

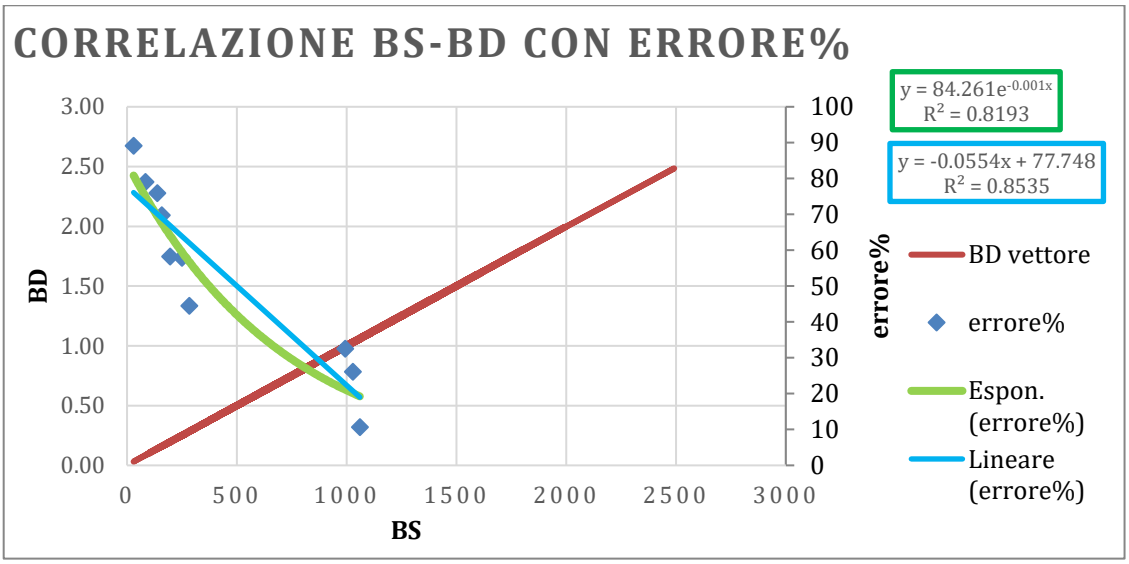


diagramma 0-9: correlazione BS-BD con errore

Correlazione BS-BD: 235/45 R19 PILOT SPORT 4 XL 99 Y

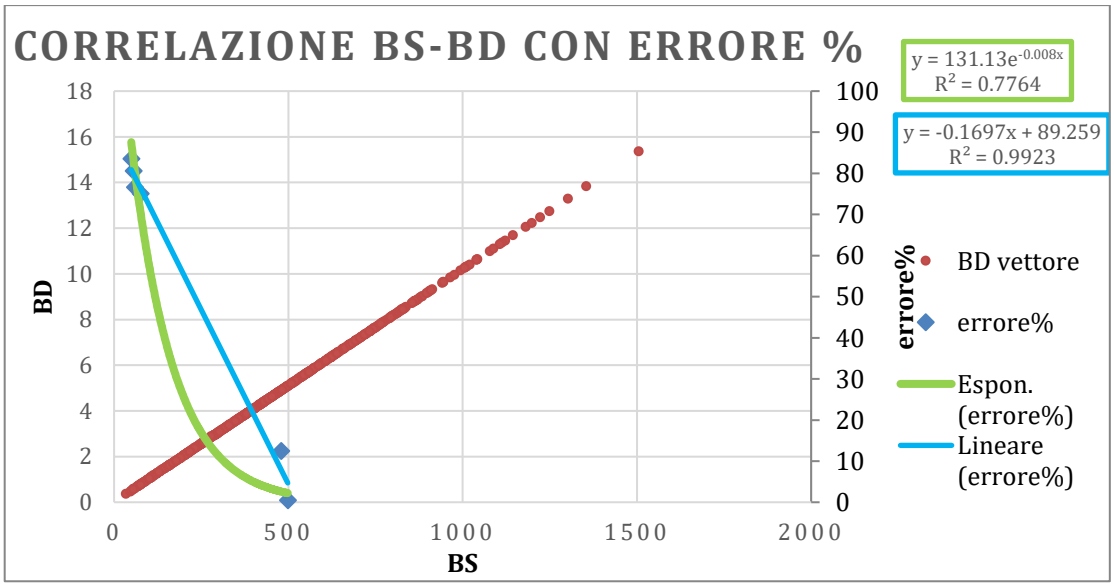


diagramma 0-10: correlazione BS-BD con errore

Correlazione BS-BD: 205/55R19 97V XLTL PCY3 S1 GRNX MI

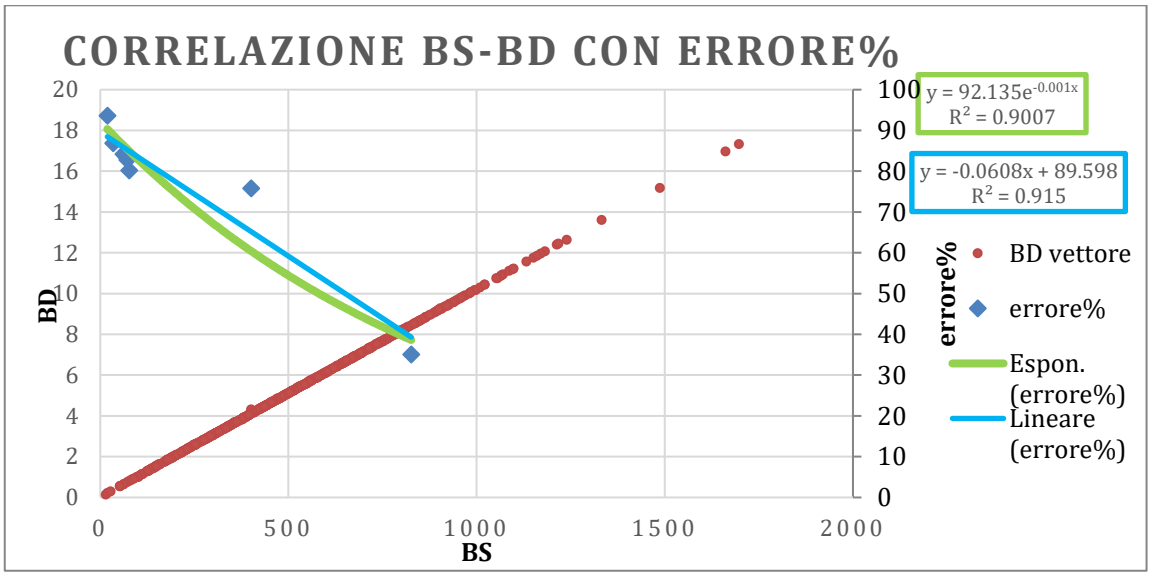


diagramma 0-11: correlazione BS-BD con errore

Correlazione BS-BD: 235/50R19 103V XLTL PCY 4 VOL MI

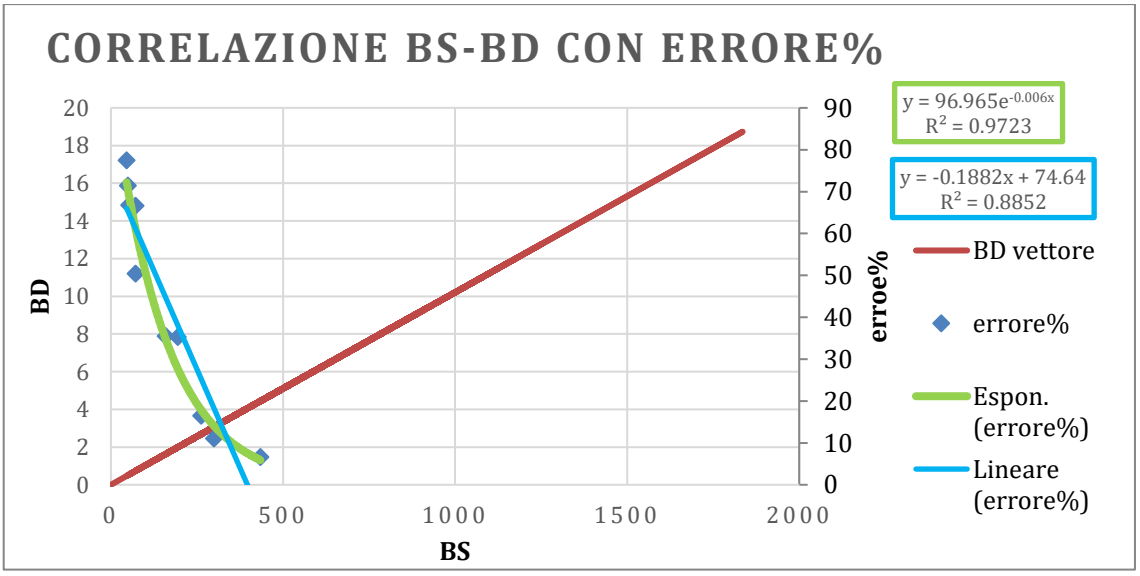


diagramma 0-12: correlazione BS-BD con errore

BIBLIOGRAFIA/SITOGRAFIA

[1] Francesco Timpone, Meccanica del Veicolo, Volume 1:
Lo pneumatico. «12668.pdf».
http://service.webapp.it/pluto_h725_clienti/OFFICINA_STUDENTI_1440606206/pdf_prodotti/4911/12668.pdf

[2] «Come si costruisce uno pneumatico?»
https://www.sicurauto.it/news/come-si-costruisce-uno-pneumatico/

[3] «Di quali materiali è costituito un pneumatico?»
https://www.trgomme.it/blog4x4/quali-materiali-costituito-un-pneumatico/

[4] «E' italiano il più grande stabilimento di pneumatici Michelin d'Europa»
https://www.sicurauto.it/news/e-italiano-il-piu-grande-stabilimento-di-pneumatici-michelin-deuropa/

[5] «I fratelli Michelin - Impresa eccellente - Impresa Oggi».
http://www.impresaoggi.com/it2/1349-i_fratelli_michelin/

[6] G. Covini, «Le forze al contatto strada-pneumatico», *Auto Tecnica*, giu. 06, 2020.
https://www.autotecnica.org/forze-al-contatto-strada-pneumatico/

[7] «Le sigle degli pneumatici ». https://www.gommadiretto.it/Reifenbezeichnung

[8] «Michelin in Italia | MICHELIN». https://www.michelin.it/michelin-in-italia

[9] «Pneumatico - Struttura interna», *Meccanica del Veicolo*, nov. 20, 2016.
https://meccanicadelveicolo.com/2016/11/20/pneumatico-struttura/

[10] «Produzione dei pneumatici: in che modo avviene?»
https://www.gomme-auto.it/blog/produzione-dei-pneumatici-in-che-modo-avviene

[11] D. Biffignandi, «STORIA DEL PNEUMATICO», pag. 5.

[12] G. M., *DINAMICA DEL VEICOLO*. Città Studi Edizioni, 2007.