



**Politecnico
di Torino**

**Corso di Laurea Magistrale
in Ingegneria Energetica e Nucleare**

Tesi di Laurea Magistrale

**Analisi energetica e ottimizzazione del sistema di
generazione di aria compressa sui treni ad alta velocità: il
caso del Frecciarossa 1000**

Relatori:

Prof. Andrea Carpignano

Ing. Jurgen Lieske

Candidato:

La Torre Matteo

Anno Accademico 2022-2023

*Alla mia famiglia,
ai miei amici,
ai miei colleghi.*

Abstract

La presente tesi si focalizza sull'analisi energetica del sistema di generazione di aria compressa impiegato sui treni ad alta velocità, con particolare attenzione al caso specifico del Frecciarossa 1000. L'aria compressa è fondamentale per alimentare svariate utenze a bordo, tra cui il sistema frenante, la sabbiatura, le sospensioni, le toilette e l'impianto di condizionamento. L'analisi si concentra sui consumi dettagliati delle singole utenze, fornendo una panoramica del ruolo critico dell'aria compressa nei treni, con particolare enfasi sull'architettura del sistema frenante.

Attraverso i primi capitoli, la ricerca introduce il contesto e la rilevanza dell'utilizzo dell'aria compressa nei treni ad alta velocità. Successivamente, vengono esposte le criticità legate alla logica tradizionale di regolazione del compressore, evidenziando aspetti energetici e questioni manutentive/strutturali. La tesi propone, quindi, una nuova logica di regolazione basata sull'adattamento dinamico ai consumi istantanei delle diverse utenze, con l'obiettivo di migliorare l'efficienza energetica, la manutenzione e la sicurezza complessiva del sistema.

Attraverso un'analisi dettagliata delle conseguenze derivanti dall'implementazione di una regolazione a numero di giri variabili, la ricerca delinea possibili vantaggi in termini energetici, manutentivi e di sicurezza. Le conclusioni offrono una prospettiva integrata sui miglioramenti proposti, contribuendo al dibattito sull'ottimizzazione dei sistemi di generazione di aria compressa sui treni ad alta velocità.

*Revolutionize the way the world
moves for future generations*

Indice

1	Introduzione	1
1.1	Scopo della tesi	2
1.2	Struttura della tesi	3
2	Il sistema treno	5
2.1	Storia del treno e del sistema frenante: l'avvento dell'aria compressa	5
2.2	Concetti base: impianto frenante	11
2.2.1	Struttura del sistema frenante	13
2.2.2	Tipologie di freno.....	24
2.2.3	Modalità di frenatura.....	28
3	Metodologia di ricerca	33
4	Caso studio: Frecciarossa 1000	35
4.1	Architettura dell'impianto frenante	36
4.2	Consumi energetici per la produzione di aria compressa	43
4.3	Task manutentivi.....	55
4.4	Logica di regolazione del compressore: analisi delle criticità	58
4.5	Analisi dei risultati.....	62
5	Soluzione alternativa: regolazione a numero di giri variabili	64
5.1	Simulazione consumo dell'aria	66

5.1.1	Configurazione del treno	67
5.1.2	Profilo di missione	68
5.1.3	Reservoirs sizing and verification	69
5.1.4	Consumo di aria per una frenatura di servizio	70
5.1.5	Consumo di aria rilascio freno di parcheggio	72
5.1.6	Consumo di aria sospensioni	73
5.1.7	AGTU configuration	75
5.2	Definizione pressione di regime della condotta	75
5.3	Gestione delle ore notturne	81
5.4	Risultati raggiunti	82
6	Conclusioni	86
7	Bibliografia	88
	ALLEGATO 1- Train set ETR 1000	a
	ALLEGATO 2 – Schema pneumatico ETR 1000	b

1 Introduzione

Negli ultimi anni l'importanza di sviluppare sistemi di trasporto più sostenibili dal punto di vista energetico è stata accentuata dalle problematiche economiche e ambientali legate all'approvvigionamento e alla gestione delle risorse. Sebbene il settore dei trasporti dipenda principalmente dai combustibili derivati dal petrolio, la ferrovia si distingue come la modalità di trasporto più efficiente in termini di consumo energetico. Infatti, le linee ferroviarie elettrificate ottengono l'energia dalle centrali elettriche, indipendentemente dalla fonte di energia utilizzata [1].

Nonostante in passato la riduzione del tempo di viaggio sia stata un criterio fondamentale per la programmazione delle operazioni ferroviarie da parte degli operatori, recentemente l'efficienza energetica ha assunto maggiore rilevanza.

Oggi, più che in passato, le chiavi del nuovo design sono:

- aumentare il più possibile la velocità del veicolo;
- sicurezza dei veicoli e dei passeggeri;
- affidabilità dei veicoli;
- rispetto dell'ambiente.

L'aumento della velocità dei treni, unito a una migliore efficienza delle linee, riduce il tempo di percorrenza di ogni viaggio: il trasporto su rotaia, nello stesso caso, diventa più conveniente di quello in aereo. Purtroppo, con il raddoppio della velocità si quadruplica l'energia da dissipare. In media, un treno per distanze medio-lunghe ospita 400 passeggeri e pesa 300 tonnellate. Il treno, viaggiando a 300 km/h, sviluppa un'energia cinetica di circa

1000 MJ. Applicando una decelerazione media di $1,2 \text{ m/s}^2$, la distanza di arresto è di circa 3 km. È facile capire come l'efficienza e l'efficacia del sistema frenante siano molto importanti.

L'efficienza energetica diviene così un aspetto importante nella progettazione dei treni poiché il consumo di energia può avere un impatto significativo sui costi operativi e sull'ambiente.

Tuttavia, i contratti di fornitura sono spesso fissi e attualmente hanno un'influenza limitata sulle politiche economiche delle aziende. In alternativa, l'adozione di un sistema di pagamento basato sul consumo al kWh potrebbe influenzare diversi aspetti, come la progettazione dei veicoli ferroviari e altri fattori che in questo momento storico potrebbero essere considerati secondari, orientando le azioni delle imprese ferroviarie a promuovere lo sviluppo di treni più efficienti.

1.1 Scopo della tesi

Tra le principali utenze che consumano energia elettrica a bordo di un treno (motore elettrico per la trazione, impianto di illuminazione e condizionamento dell'aria) il consumo di energia del compressore per produrre aria compressa è una frazione significativa del consumo complessivo del treno durante l'intero viaggio, per tale motivo il sistema di generazione di aria compressa (Air Generation and Treatment Unit, AGTU) sarà oggetto di questo lavoro di tesi, attenzionando in particolar modo la logica di regolazione del motocompressore.

L'obiettivo principale della tesi è esaminare la possibilità di migliorare l'utilizzo del motocompressore attraverso un diverso

approccio di regolazione che possa apportare un miglioramento dei trasporti sia in termini di efficienza energetica e/o ambientale che di gestione delle attività manutentive. Questa analisi parte da un'approfondita valutazione energetica dei consumi associati alla produzione di aria compressa su un treno ad alta velocità (Frecciarossa 1000), tenendo conto dell'impatto indiretto, per nulla trascurabile, sulla durata dei componenti coinvolti.

Scopo ultimo del lavoro di tesi è discutere, in termini sia di risparmio energetico che di Life Cycle Cost, l'impatto della nuova logica di regolazione del motocompressore suggerita.

1.2 Struttura della tesi

Il presente lavoro di tesi è così suddiviso:

- Capitolo 1 «Introduzione»: dopo una breve introduzione al contesto, si è delineato l'obiettivo principale della tesi.
- Capitolo 2 «Il sistema treno»: offre una panoramica dei principali concetti teorici utili alla comprensione dei capitoli successivi.
- Capitolo 3 «Metodologia di ricerca»: espone la metodologia adottata per condurre lo studio e delinea il filo logico che guiderà l'intero percorso di ricerca;
- Capitolo 4 «Caso studio: Frecciarossa 1000»: dopo la presentazione del caso studio sono stati presentati i dati raccolti, analizzati e discussi alla luce degli obiettivi della ricerca e della letteratura esistente.
- Capitolo 5 «Soluzione alternativa: regolazione a numero di giri variabili»: considerando le criticità analizzate nel capitolo precedente, questo capitolo presenta una

soluzione tecnica alternativa con l'obiettivo di affrontare efficacemente i problemi identificati.

- Capitolo 6 «Conclusioni»: è il capitolo conclusivo dove vengono riassunte le principali conclusioni emerse, stabilendo una connessione tra i risultati ottenuti, le domande di ricerca iniziali e gli obiettivi prefissati. Inoltre, vengono forniti spunti e suggerimenti per orientare eventuali ricerche future su questo tema.

2 Il sistema treno

Il treno è stato il primo vero e proprio veicolo di trasporto di massa e in molti casi ha rappresentato un punto di svolta per l'evoluzione industriale delle nazioni ottocentesche, arrivando quindi a rivestire per molti anni un ruolo centrale nella struttura politica, economica e sociale delle nazioni.

Nel seguito, dopo una breve storia del treno ed in particolare del sistema frenante, verranno presentati alcuni concetti base utili nel proseguo della trattazione e verrà mostrata una panoramica dei componenti del sistema frenante che influenzano i consumi energetici del convoglio.

2.1 Storia del treno e del sistema frenante: l'avvento dell'aria compressa

L'invenzione del treno segna un importante punto di svolta nella storia del trasporto. Durante la Rivoluzione Industriale del XVIII e XIX secolo, l'industrializzazione e la rivoluzione tecnologica stavano trasformando il mondo. Fu in questo contesto che il treno a vapore, uno dei primi tipi di treni, venne sviluppato.

Il pioniere del treno a vapore fu l'ingegnere inglese George Stephenson, che nel 1814 costruì la sua prima locomotiva, chiamata "Blücher". Il treno era composto da carri da miniera e da una carrozza passeggeri: la velocità media era di circa 9 km all'ora; già quattro anni dopo, il progresso nel rendimento e nell'efficienza dei motori a vapori permise di raggiungere i 48 km/h ([1] - Crescentini).

Dopo il successo di Stephenson, che ebbe un valore più dimostrativo che commerciale, il treno come mezzo di trasporto pubblico si diffuse rapidamente in tutta Europa; già 20 anni dopo il treno di Stephenson era possibile viaggiare a una velocità media di 96 km/h.

La tecnologia del treno a vapore si diffuse rapidamente in tutto il mondo. Nel corso del XIX secolo, vennero costruite sempre più linee ferroviarie, connettendo città e paesi. I treni a vapore divennero un mezzo di trasporto fondamentale per il commercio, il trasporto di merci e di passeggeri.

In questi anni la preoccupazione principale era quella di far muovere l'intero convoglio, sperimentando diversi sistemi di propulsione. Per tale motivo, inizialmente, fu rivolta un'attenzione minore al sistema frenante, di conseguenza i primi treni erano soggetti a molti incidenti, a volte fatali. L'allora ventenne George Westinghouse fu testimone di uno di questi incidenti ferroviari, in cui due tecnici si guardarono in faccia senza riuscire a fermare in tempo il treno. Con la tecnologia dell'epoca i frenatori dovevano andare da una carrozza all'altra a gattoni e applicare il freno manualmente. Così Westinghouse decide di dedicarsi in modo particolare allo studio di un sistema efficiente di frenatura per veicoli ferroviari.

Il primo vero sistema frenante fu realizzato da Stephenson (1833). Si trattava di un freno a vapore, agente solo sulla locomotiva, composto da un cilindro con pistone azionato dal vapore in pressione. Tuttavia, questo sistema si rivelava insufficiente all'aumentare del numero di vagoni del convoglio. Seguirono diverse tipologie rudimentali di impianto frenante, ma si rivelarono

inadeguati ad estendere la frenatura a tutto il treno, lasciando il solo comando sulla locomotiva.

Di questi rudimentali sistemi, Westinghouse pensò di prendere in considerazione il sistema di Stephenson ed estendere la capacità frenante a tutti i veicoli del convoglio, mediante una condotta comune, che aveva il compito di trasportare il segnale di pressione ad ogni cilindro-freno, che equipaggiava il singolo veicolo (freno continuo). Il collegamento tra i vari vagoni era assicurato dalla presenza di un tubo flessibile con rubinetti di isolamento ad ogni estremità, in modo tale da garantire la composizione del treno con un numero variabile di veicoli, assicurando ad ognuno il collegamento al sistema principale. Durante la manovra di frenatura, azionando una valvola di controllo, dalla locomotiva fluiva il vapore in pressione, che attraverso la condotta comune, giungeva ad ogni cilindro, azionando i ceppi e arrivando alla frenata. Sempre mediante la valvola di controllo, veniva eseguito il rilascio, scaricando il vapore in atmosfera. Il sistema si rivelò ben presto inadeguato, precario e con scarsa affidabilità a causa della condensazione del vapore che corre lungo la condotta del freno.

Accanito lettore, non gli sfugge un articolo sul tunnel del Cenisio, allora in esecuzione tra Italia e Francia, ed apprende che la perforazione della roccia veniva praticata con martelli azionati dall'aria compressa ideati da Sommeiller che, con Grandis e Grattoni dirigeva l'esecuzione del traforo. I martelli pneumatici erano alimentati da una stazione di pompaggio sistemata all'imbocco del tunnel tramite una condotta, che allora aveva raggiunto la lunghezza di circa mille metri, di gran lunga superiore alla lunghezza di un treno.

Così la scelta ricade sull'aria compressa, in quanto risulta essere un fluido non costoso e di facile approvvigionamento, con la possibilità di disperderlo in ambiente una volta utilizzato. Inoltre, l'impianto per l'aria compressa richiede una costituzione più semplice rispetto a quello basato sull'utilizzo di fluidi idraulici.

Nel 1869, la guerra di secessione è finita da poco. Il paese si concentra sulla ricostruzione delle risorse della nazione e la ferrovia offre l'unica possibilità di trasportare velocemente uomini e merci su distanze enormi. George Westinghouse, nell'aprile del 1869, a soli ventitré anni, affronta il suo primo esperimento. Dopo infiniti sforzi è riuscito a convincere funzionari ed esperti delle ferrovie a provare il suo nuovo sistema di frenatura. Il convoglio di prova (locomotiva e tre vagoni) esce dalla stazione di Pittsburgh e si avvia viaggiando alla velocità di 50 chilometri l'ora. All'uscita da un tunnel, il macchinista scorge a circa 200 metri un carro agricolo fermo sui binari: aziona il freno ed il treno si arresta a pochi passi dal carro. Così, nella maniera più drammatica e plateale, Giorgio Westinghouse vince la sua prima e grande prova ed in pochi mesi diviene famoso in tutti gli Stati dell'Unione.

Tre anni dopo l'esperimento di Pittsburgh, Westinghouse elimina una grave mancanza del suo freno ad aria compressa, realizzando un sistema di sicurezza che rappresenta una delle più grandi invenzioni in questo settore: il freno 'automatico' ad aria compressa. Con questo nuovo dispositivo, la frenatura è garantita anche in caso di rottura di un aggancio. Lo scoppio di un flessibile, la caduta anormale della pressione della condotta generale, determina automaticamente l'azione del freno. Il cuore del sistema è la cosiddetta valvola tripla, montata su ciascun vagone unitamente ad un serbatoio locale. Durante la marcia, i serbatoi

locali sono mantenuti ad una determinata pressione dalla condotta generale e, tramite la valvola tripla, all'atto della frenatura il macchinista anziché immettere aria nella condotta, scarica aria dalla condotta stessa. L'abbassamento di pressione provoca su ciascun vagone l'intervento della valvola tripla che, automaticamente, alimenta il cilindro freno prelevando aria dal serbatoio locale. In caso quindi d'accidentale diminuzione della pressione nella condotta, il freno entra automaticamente in azione. Da questa invenzione nel 1872 ha inizio la continua evoluzione del freno ad aria compressa per renderlo adatto a treni sempre più lunghi e veloci. Quindici anni dopo, sulla ferrovia di Burlington è ancora George Westinghouse a raggiungere una nuova meta con la realizzazione della tripla valvola ad azione rapida che permette di accelerare la propagazione della frenatura lungo il convoglio nelle frenature d'emergenza.

Negli anni a tale sistema sono state apportate diverse migliorie; tuttavia, la costituzione di base risulta ancora oggi fedele a quella brevettata da Westinghouse.

Nel corso del tempo, il treno subì numerosi miglioramenti e innovazioni. Nel 1879 fu presentata dalla Siemens & Haske, in occasione di un'esposizione industriale a Berlino, un piccolo treno mosso da una motrice elettrica; bisogna aspettare il 1895 per avere in funzione la prima linea elettrificata in America. Da questo momento in poi, per evitare i difetti legati alle emissioni della trazione a vapore i treni vennero gradualmente sostituiti dalle locomotive elettriche e diesel, che erano più efficienti e pulite. L'utilizzo della trazione elettrica divenne prioritario con l'arrivo del treno nelle città e con la costruzione delle metropolitane sotterranee. In Europa l'elettrificazione della ferrovia divenne

auspicabile soprattutto per la difficoltà oggettiva nell'approvvigionamento del carbone nei tratti montani; in Italia la prima linea elettrificata risale al 1902 e attraversava il territorio montano della Valtellina con la possibilità di raggiungere una velocità massima di 70 km/h. Nel 1960 gran parte delle maggiori linee ferrate europee erano state elettrificate. Queste nuove tecnologie permisero di raggiungere velocità maggiori e di offrire un servizio di trasporto più rapido ed efficiente.

Nel XX secolo, il treno, per essere competitivo con il mondo dell'aviazione, continuò a evolversi con l'introduzione dell'alta velocità. Paesi come il Giappone, la Francia e la Germania svilupparono treni ad alta velocità che superavano i 300 km/h. Questi treni ad alta velocità hanno rivoluzionato il modo in cui le persone viaggiavano, riducendo le distanze e rendendo i viaggi in treno molto più convenienti.

Oggi, il treno è una parte essenziale del sistema di trasporto globale, collegando città, regioni e paesi. Le reti ferroviarie si estendono per migliaia di chilometri e i treni offrono comfort, efficienza e sostenibilità rispetto ad altri mezzi di trasporto.

In conclusione, la storia del treno è una storia di progresso e innovazione nel settore dei trasporti. Dalla locomotiva a vapore ai moderni treni ad alta velocità, il treno ha rivoluzionato il modo in cui le persone si spostano, consentendo connessioni più rapide e facilitando il commercio e lo sviluppo delle comunità.

2.2 Concetti base: impianto frenante

Per fermare un treno, l'energia cinetica deve essere dissipata e trasformata in calore attraverso l'attrito tra le guarnizioni e i dischi dei freni. Questo provoca la riduzione della velocità del veicolo fino all'arresto completo. Successivamente, il calore raccolto nei dischi viene disperso nell'ambiente attraverso un sistema di dispersione del calore fatto da particolari alette ricavate sui dischi stessi.



Figure 1: la domanda di frenatura è realizzata dall'aria compressa che agisce sulle pinze e sui dischi del freno; Fonte: "Wabtec documentation"

A bordo del treno viene utilizzato un sistema di generazione di aria compressa [rif. 2.2.1.3] necessario per il funzionamento di tutti i sistemi pneumatici incluso l'impianto frenante. Quando è necessario applicare i freni al treno, il sistema sfrutta l'energia potenziale dell'aria compressa per attivare i cilindri del freno a pistone con la giusta pressione. Questi cilindri azionano un sistema di leve che avvicina le guarnizioni al disco freno, trasferendo la coppia all'asse e conseguentemente rallentando la velocità del treno.

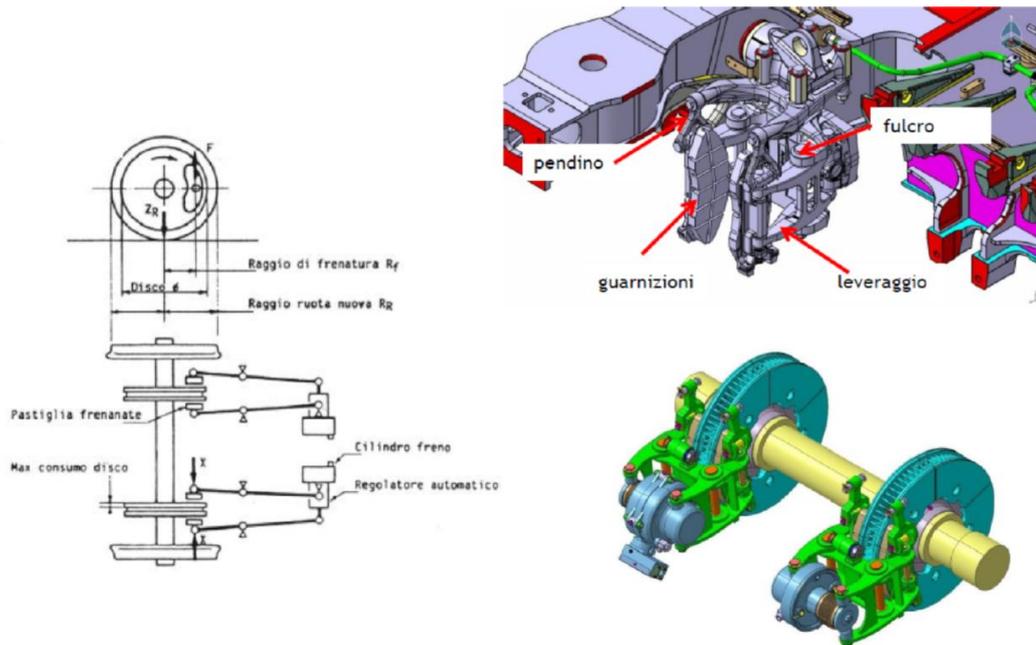


Figure 2: esempio di timoneria del freno a dischi; Fonte: "Wabtec documentation"

La pinza del freno comprime con una forza di serraggio F_p le pastiglie su entrambi i lati del disco e genera la forza angolare F_a . La forza F_a genera la coppia C_p che rallenta il disco. La coppia C_p viene poi trasferita alla ruota che, attraverso il suo raggio, genera la forza di ritardo F_f nel punto di contatto con la rotaia che arresta il veicolo.

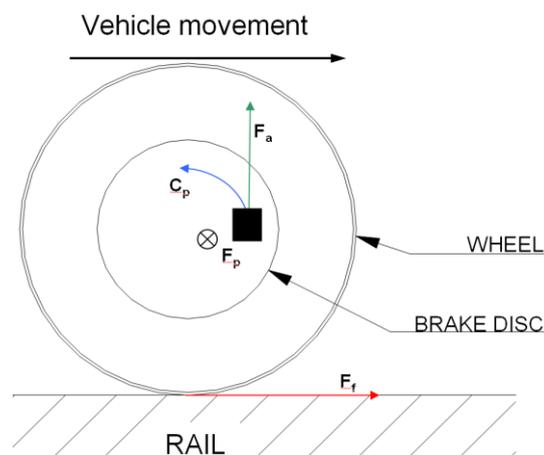


Figure 3: forze che agiscono sul disco durante la frenata; Fonte: "Wabtec documentation"

2.2.1 Struttura del sistema frenante

Il comando del freno si propaga dall'abitacolo del macchinista al cilindro del freno attraverso numerosi componenti. La struttura dell'impianto frenante può essere suddivisa in quattro sottofamiglie:

1. AGTU (Air Generation and Treatment Unit);
2. Brake control;
3. Bogie brake;
4. Auxiliary function.

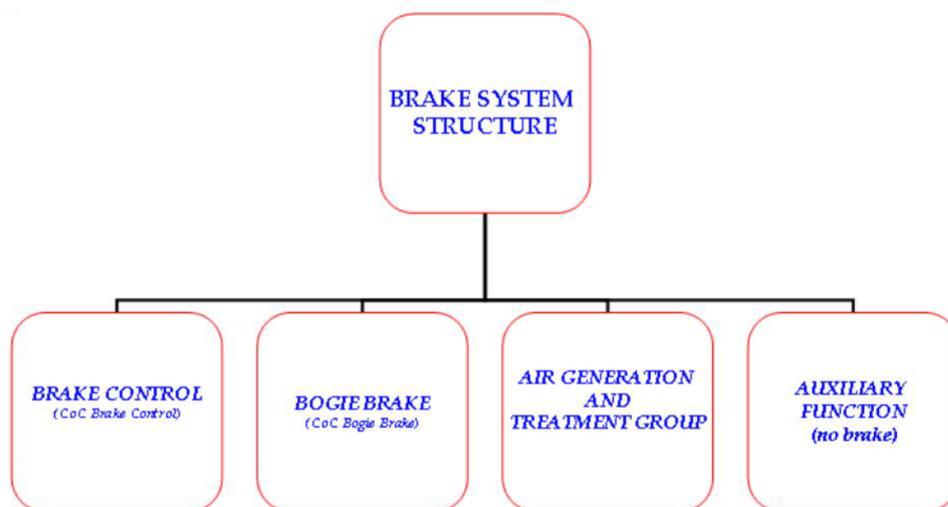


Figure 4: struttura dell'impianto frenante

2.2.1.1 Brake control

Il blocco "brake control" può essere suddiviso a sua volta nei seguenti sottosistemi principali:

- Modulo di comando frenatura (1);
- Modulo di controllo del segnale freno (2);
- Modulo di controllo della forza frenante (3).

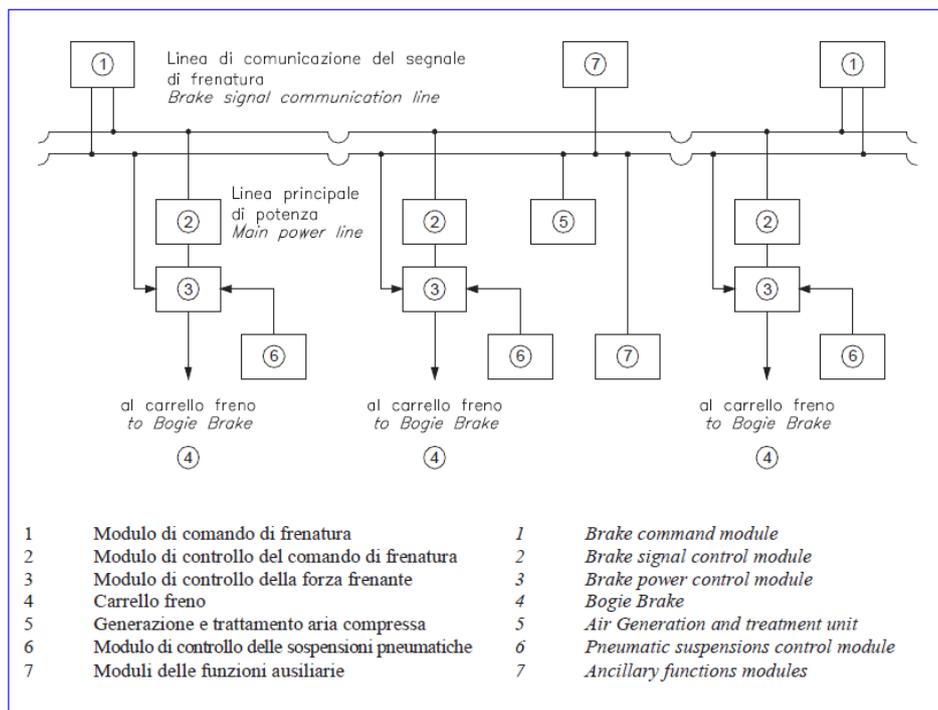


Figure 5: diagramma di blocco del sistema frenante; Fonte: "Wabtec documentation"

Il modulo di comando (1) comprende sia dispositivi di richiesta manuale che di richiesta automatica di seguito elencati:

- master controller o manipolatore di trazione e frenatura con lo scopo di convertire il livello di frenata richiesto dal conducente in un corrispondente segnale di frenata. L'ultima posizione di questo dispositivo comanda la frenata di emergenza;
- sistemi di interfaccia con dispositivi di sicurezza, ad esempio il segnalamento automatico che entra in funzione in sostituzione della segnaletica. Sono progettati per attivare una frenatura d'emergenza in situazioni pericolose, come la mancata osservanza delle distanze tra due treni;
- pulsante di emergenza.

Il modulo di controllo del segnale del freno (2) in Figure 5 traduce la richiesta di freno proveniente dal modulo di comando (1) in un segnale pilota per azionare il freno localmente vettura per vettura. Potrebbe essere una BCU (Brake Control Unit) in caso di freno elettropneumatico (rif. 2.2.2) o un distributore in caso di sistemi frenanti esclusivamente pneumatici (rif. 2.2.2). Questo modulo riceve sostanzialmente:

- il segnale di richiesta freno proveniente dal treno;
 - un segnale corrispondente al freno elettrodinamico (ED) attivato localmente dai motori di trazione;
 - un segnale corrispondente al carico del veicolo (6) in Figure 5;
 - un segnale corrispondente alla velocità di ciascun asse del veicolo;
 - un segnale per informare dell'intervento del freno di emergenza
- ➔ safety loop: linea elettrica cablata che corre lungo tutto il treno e aziona le valvole del freno di sicurezza;
- ➔ ATP "Automatic Train Protection" che mira a fornire un controllo più sicuro ed efficiente delle operazioni ferroviarie e prevenire incidenti dovuti a errori umani o altre situazioni pericolose. L'ATP può includere diverse funzionalità, come il monitoraggio della velocità del treno, il controllo automatico della frenata e la gestione delle distanze di sicurezza tra i treni.

A questo livello avviene l'interazione tra il freno elettrodinamico e il carico del veicolo (rif. 2.2.2.1).

Infine, il modulo di controllo della forza frenante (3) in Figure 5, il cui compito principale è quello di alimentare gli attuatori del freno in base al segnale di ingresso proveniente dal modulo di controllo del segnale del freno (2). Questo modulo è essenzialmente composto da una valvola relay pneumatica che è utilizzata per trasmettere il segnale di frenatura da un'unità di controllo a ogni unità frenante che può essere un intero carrello o un singolo asse, a seconda che il sistema frenante sia di tipo car control o bogie control.

Il funzionamento di base coinvolge la trasmissione di un segnale di pressione pneumatica dalla testa del treno (dove si trova il sistema di controllo principale) a ogni vettura. Quando viene attivato il freno, la valvola relay pneumatica risponde trasmettendo il segnale lungo il treno, garantendo che ogni vettura risponda e applichi i freni in modo sincronizzato.

2.2.1.2 Bogie Brake

Il blocco BOGIE BRAKE di Figure 4 integra gli ultimi componenti della catena del sistema frenante, incaricati di convertire la pressione pneumatica in forza da trasferire alle ruote o al disco, a seconda del tipo di freno installato, che può essere a disco o a ceppi come di seguito illustrato.

Tra le tipologie di attuatori del freno ci sono quelli formati dal cilindro del freno e dalle pinze che consentono di frenare il disco del freno come mostrato nella figura seguente.

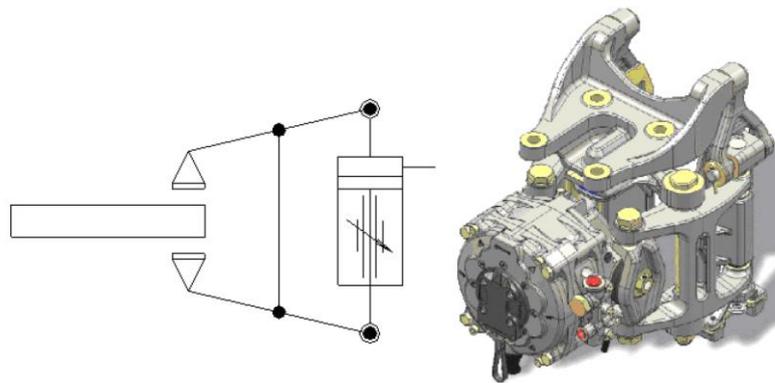


Figure 6: gruppo cilindro freno; Fonte: "Wabtec documentation"

Un altro tipo di attuatore, detto a ceppi, agisce direttamente sulla ruota.

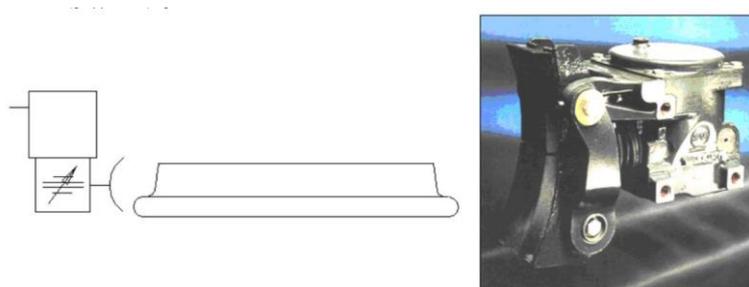


Figure 7: gruppo freni a pattini o ceppi; Fonte: "Wabtec documentation"

Infine, ci sono i freni a pattini magnetici (rif. 2.2.1.4) che agiscono direttamente sulle rotaie.

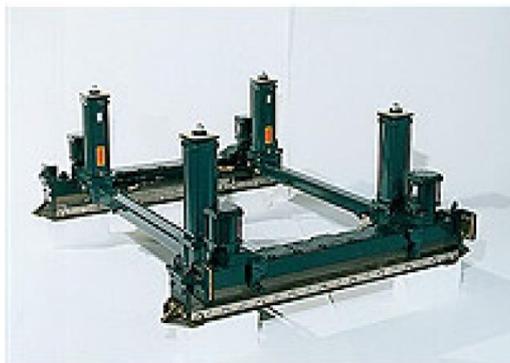
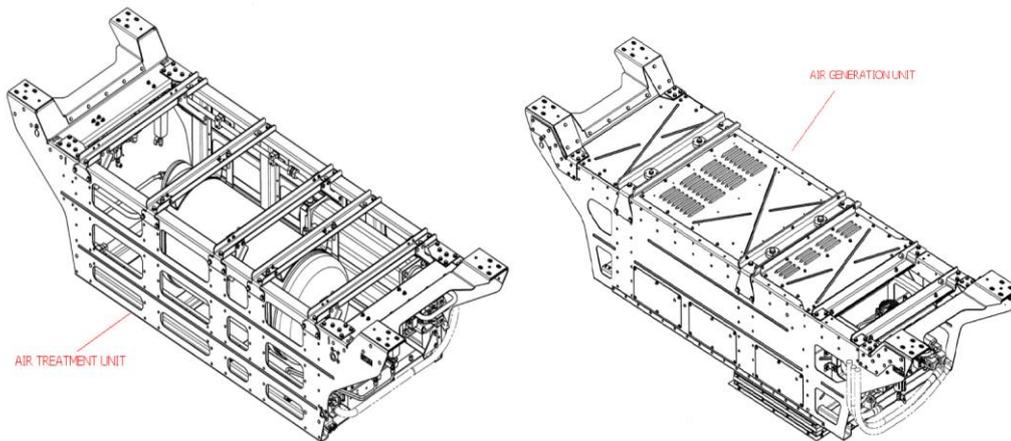


Figure 8: freno a pista magnetica; Fonte: "Wabtec documentation"

2.2.1.3 AGTU (Air Generation and Treatment Unit)



Come mostrato in Figure 9 e Figure 10 il blocco AGTU è composto da:

- un motocompressore (Air Generation Unit – AGU);
- un'unità di trattamento dell'aria (Air Treatment Unit).

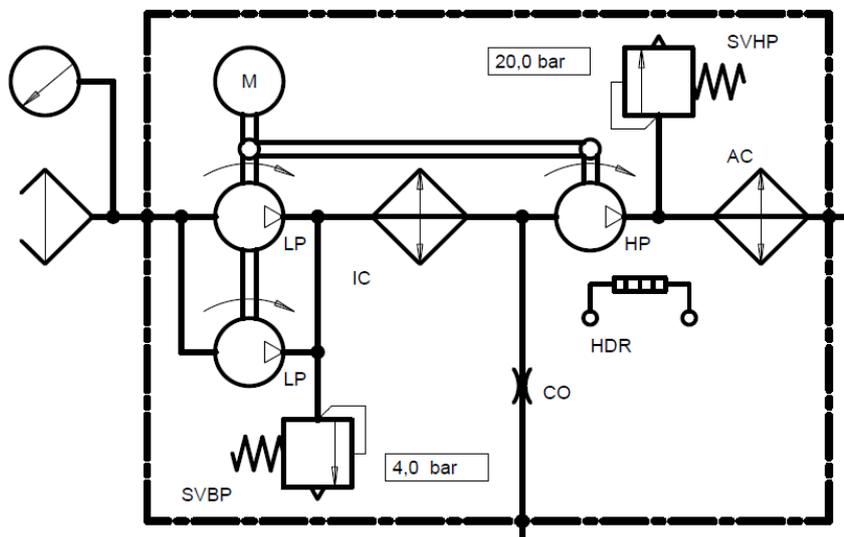


Figure 9: schema pneumatico motocompressore; Fonte: "Wabtec documentation"

La Figure 9 mostra un motore elettrico M come azionamento e un compressore che aspira e comprime l'aria esterna in due stadi, LP

di bassa pressione e HP di alta pressione. Tra uno stadio e l'altro di compressione ci sono IC (Inter Cooler) e AC (After Cooler) risultando in una compressione interrefrigerata.

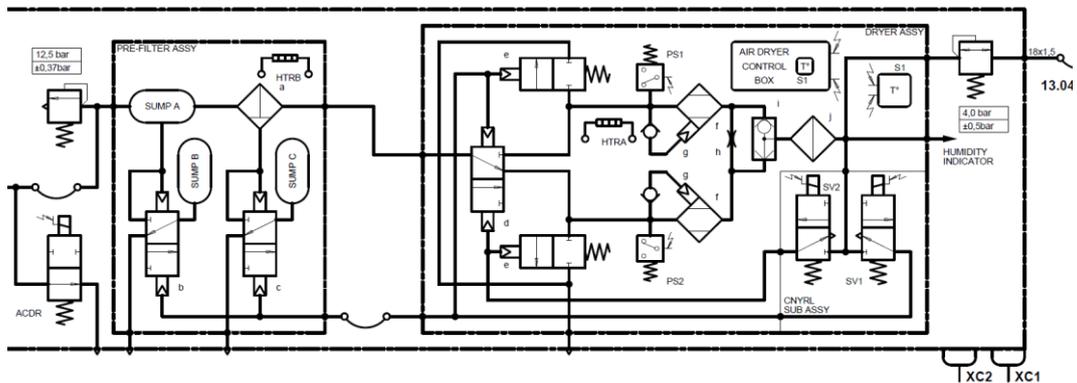


Figure 10: schema pneumatico trattamento dell'aria; Fonte: "Wabtec documentation"

L'unità di trattamento aria invece è composta da un prefiltraggio e da un essiccatore.

Il compito del blocco AGTU è quello di generare aria compressa adatta a tutte le applicazioni a bordo e con caratteristiche predeterminate di pressione dell'aria, portata dell'aria e qualità dell'aria.

Per garantire una certa qualità dell'aria prima e dopo il compressore sono inseriti una serie di filtri ed essiccatori d'aria per evitare danneggiamenti ai componenti elettropneumatici.

A monte del compressore è previsto un filtro di aspirazione dell'aria per evitare il danneggiamento del compressore dovuto all'aspirazione di detriti o particelle dall'ambiente. Dopo l'essiccatore è necessario un altro filtro antipolvere per raccogliere i residui di allumina.

Per diminuire la quantità d'acqua un primo filtro ciclonico divide l'acqua di condensa mentre, a valle, una coppia di torri di allumina (essiccatore) raccolgono l'umidità dell'aria.

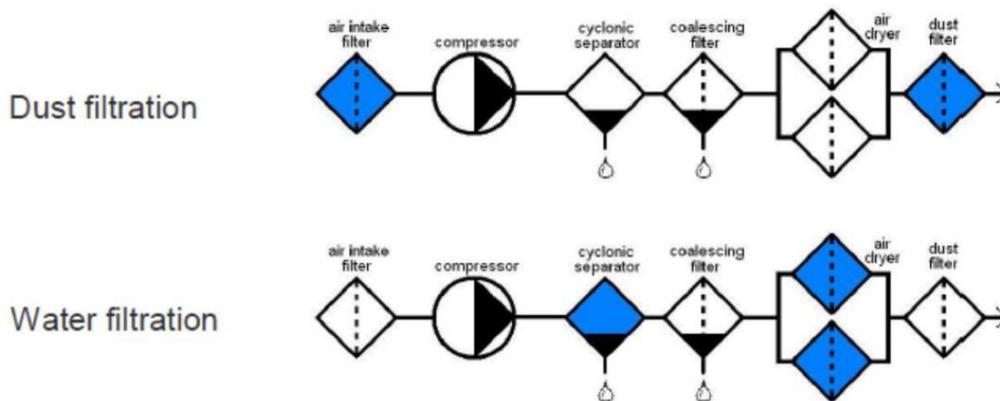


Figure 11: blocco AGTU; Fonte: "Wabtec documentation"

2.2.1.4 Auxiliary functions

Nel blocco "Auxiliary functions" in Figure 4 sono inclusi molti sottosistemi pneumatici che riguardano il controllo del freno:

- dispositivo di antipattinaggio WSP (Wheel Slide Protection);
- dispositivo di controllo delle sabbie;
- controllo sollevamento freno magnetico;
- controllo sollevamento pantografo;
- avvisatori acustici;
- accoppiamenti;
- sospensioni.

Dispositivo di antipattinaggio – Wheel Slide Protection: in condizioni di aderenza precaria uno sforzo frenante particolarmente intenso può portare al bloccaggio delle ruote, con conseguente danneggiamento delle superfici di rotolamento e

(pioggia, neve, ghiaccio, olio, ...) o quando è richiesto uno sforzo di trazione elevato all'avviamento. Dispositivi all'avanguardia permettono di regolare la quantità di sabbia che viene espulsa ad ogni applicazione. Inoltre, sono stati progettati appositi accorgimenti per evitare l'intasamento della sabbia in condizioni ambientali sfavorevoli (umidità e basse temperature).

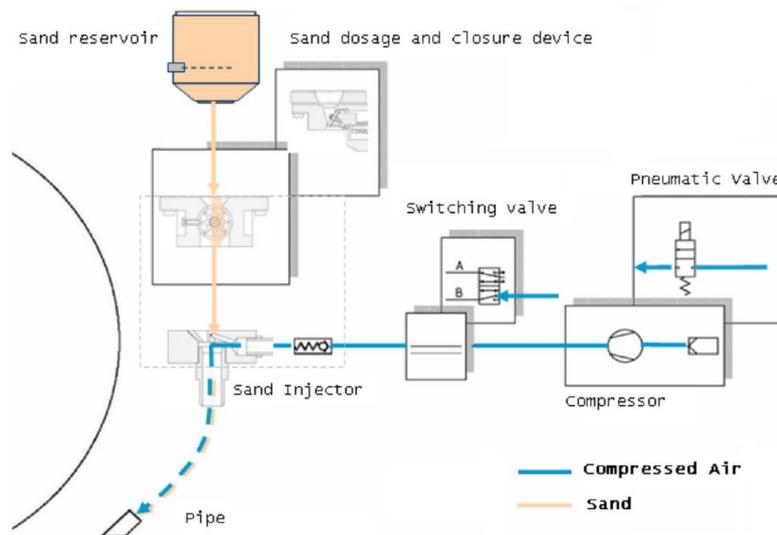


Figure 13: schema di principio delle sabbiere; Fonte: "Wabtec documentation"

Il dosaggio della sabbia può essere effettuato mediante dosaggio ad alveolo o a pistone (Figure 14).

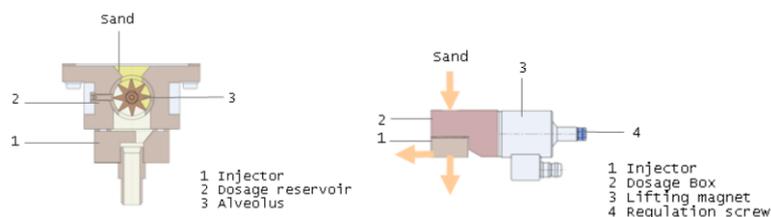
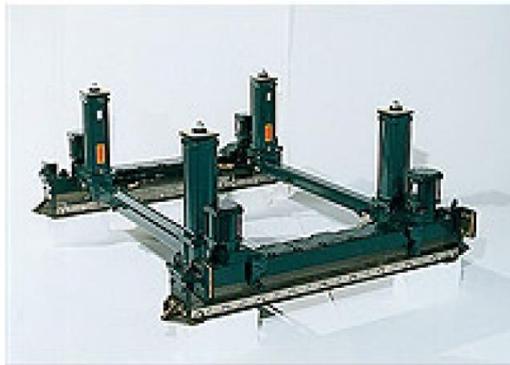


Figure 14: diversi tipi di dosaggio sabbiere; Fonte: "Wabtec documentation"

Controllo sollevamento freno magnetico: il freno magnetico a binario è un freno a frizione per veicoli ferroviari che entra in azione solo in caso di frenata di emergenza. Il freno del binario

funziona in modo aggiuntivo e indipendente dall'attrito tra ruota e rotaia. È installato nel telaio del carrello. La forza frenante è creata dall'attrazione magnetica e dall'attrito tra rotaia e magnete del freno.



Le forze di sviluppo vengono trasmesse al carrello tramite facce guida di reazione. Quando i quattro cilindri di azionamento sono pressurizzati con aria compressa, i pistoni degli attuatori abbasseranno entrambi i magneti articolati uniti da travi di collegamento (tiranti) verso il binario contro la forza delle molle di sollevamento all'interno del cilindro. Contemporaneamente viene inserita la corrente nella bobina. Le sezioni finale e centrale avvitate sulla bobina sotto forma di magneti a ferro di cavallo sono eccitate magneticamente. La parte aperta del magnete a ferro di cavallo viene cortocircuitata dalla rotaia stessa.

Modulo di controllo delle sospensioni pneumatiche: questo modulo di controllo è dedicato ad alimentare le sospensioni pneumatiche di veicoli per metropolitane e veicoli ferroviari destinati al trasporto passeggeri. La pressione alle sospensioni secondarie viene regolata in modo da mantenere l'altezza dei veicoli costante rispetto all'altezza delle piattaforme nelle stazioni indipendentemente dal peso gravante. La pressione di

alimentazione delle sospensioni pneumatiche utilizzata anche dal modulo di controllo del segnale di frenatura (rif. Brake control;) in quanto rappresentativa del peso gravante sul carrello (es. numero di passeggeri).

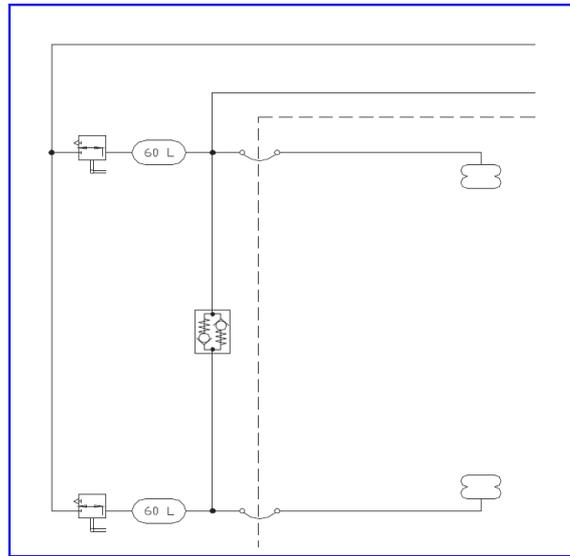


Figure 15: modulo di controllo delle sospensioni; Fonte: "Wabtec documentation"

2.2.2 Tipologie di freno

In generale, un sistema frenante è composto da componenti elettrici e pneumatici accoppiati in modo da ottenere diverse tipologie di freno qui sottoelencate:

- **Freno elettrodinamico (ED):** sistema che ottiene lo sforzo frenante utilizzando i motori di trazione come generatori. La frenatura elettrica deve iniziare dalla velocità massima del treno ed escludersi ad una velocità (la più bassa possibile), al fine di ridurre le usure degli organi meccanici del freno. La limitazione del freno pneumatico in presenza di quello elettrodinamico viene

ottenuta tramite tecniche spiegate più avanti (rif.2.2.2.1);

- **Freno a frizione o meccanico:** lo sforzo frenante è generato da un dispositivo meccanico per dissipare l'energia cinetica di un sistema in movimento trasformandola in attrito dovuto al contatto pastiglie / dischi o ceppi / ruote;
- **Freno pneumatico:** lo sforzo frenante ed il suo controllo sono attuati pneumaticamente;
- **Freno elettropneumatico (EP):** lo sforzo frenante è ottenuto pneumaticamente, ma il controllo del freno è eseguito tramite organi elettropneumatici. La caratteristica principale di questo tipo di frenatura è quello della simultaneità dell'attuazione del comando in tutto il treno, anche se molto lungo. Il freno elettropneumatico EP presenta due sistemi di base:
 - freno diretto (DEP): questo tipo di freno viene generalmente impiegato in applicazioni per unità treno multiple EMU. L'azione del freno viene normalmente protetta con un laccio di sicurezza elettrico detto "safety loop". La richiesta di frenatura proveniente dal manipolatore viene trasmessa elettricamente lungo il treno e viene gestita da centraline di controllo (BCU) presenti in ogni veicolo → comando diretto sulle valvole;
 - freno indiretto (IEP): è un sistema frenante in cui il freno EP influenza la condotta generale (la depressurizza) tramite un gruppo elettro valvolare di frenatura/ sfrenatura presente in ogni veicolo del treno. I segnali vengono generati in locomotiva e sono trasmessi lungo il treno per via filare, essi agiscono sulla condotta generale

parallelamente all'informazione pneumatica del rubinetto di comando;

- **Freno elettroidraulico:** l'applicazione del freno è ottenuta idraulicamente, cioè impiegando olio in pressione. In molti casi questo sforzo è generato da una molla e la sfrenatura è ottenuta idraulicamente. Generalmente il controllo è effettuato elettricamente / elettronicamente. È utilizzato su veicoli tranviari, dove la necessità di costruire veicoli a pianale ribassato comporta una sensibile riduzione degli spazi disponibili per cui questa soluzione viene preferita;
- **Freno elettromagnetico a pattini:** lo sforzo frenante è ottenuto per mezzo dell'azione strisciante tra le espansioni polari del pattino e la rotaia. La forza verticale è dovuta al campo magnetico generato da un flusso di corrente circolante in opportuni avvolgimenti. Il pattino viene abbassato e sollevato tramite appositi attuatori. Lo sforzo frenante ottenuto è indipendente dall'aderenza, quindi questo freno va ad aggiungersi all'azione frenante esercitata dal freno sugli assili.

2.2.2.1 Interazione freno meccanico / elettrodinamico

Al fine di attuare un livello specifico di frenatura il freno meccanico e il freno elettrodinamico possono venir azionati simultaneamente. Per ottimizzare la loro interazione e limitare l'usura degli organi meccanici è possibile ricorrere a tecniche quali:

- **Interlock:** è una regolazione on/off di tipo selettivo del freno meccanico che, quindi, viene attuato completamente in assenza di freno elettrodinamico oppure neutralizzato quando il freno

elettrodinamico è operativo. In genere questo succede al di sopra di una certa velocità (qualche km/h) e fino alla velocità massima (vedi Figure 16). Per ragioni di sicurezza dovrà essere presente un circuito di by-pass delle elettrovalvole di interlock per permettere la frenatura di sicurezza indipendentemente dall'efficienza della frenatura elettrodinamica;

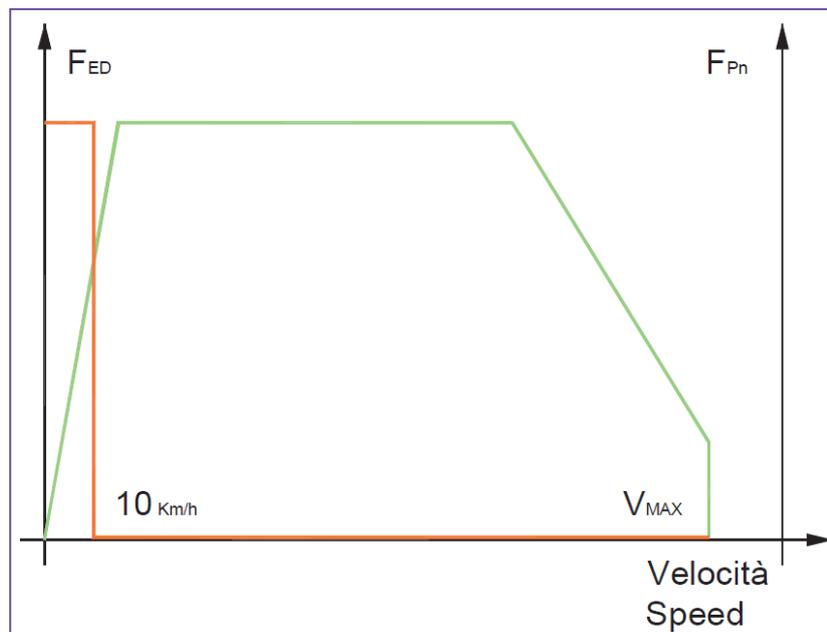


Figure 16: diagramma interlock; Fonte: "Wabtec documentation"

- Blending: è una regolazione continua del freno meccanico fatta in modo da ottenere la decelerazione voluta integrando la frenatura elettrodinamica con una porzione opportuna di frenatura meccanica. Generalmente questa interazione è ottenuta a livello di veicolo, se è effettuata a livello di treno questa funzione è chiamata cross blending.

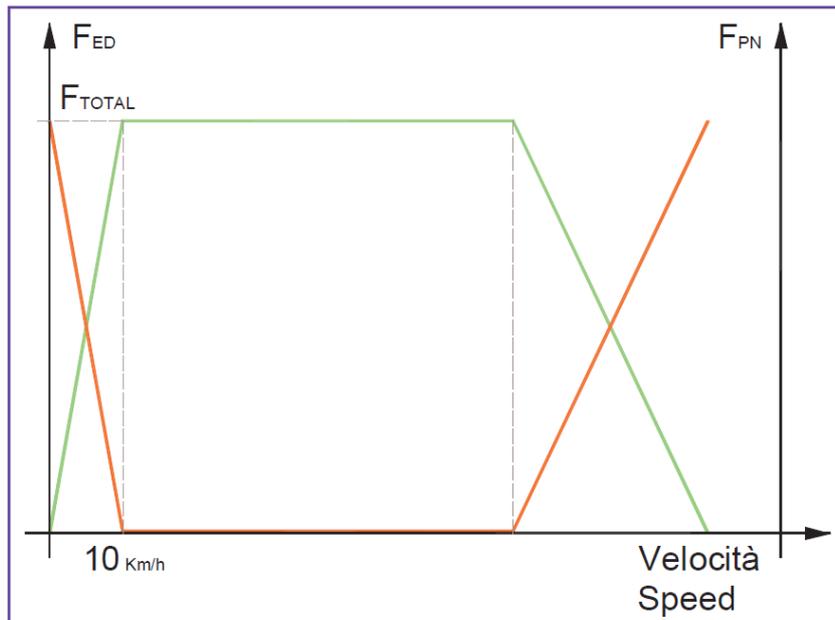


Figure 17: diagramma blending; Fonte: "Wabtec documentation"

2.2.3 Modalità di frenatura

I freni dei veicoli su rotaia hanno le seguenti funzioni:

- trasformare parzialmente o completamente l'energia cinetica di movimento del veicolo in altre forme, in modo di ridurre la velocità e, se necessario, condurlo all'arresto;
- contrastare la forza del peso in pendenza in modo da mantenere costante la velocità;
- garantire lo stazionamento dei veicoli e dei treni in modo che non possano muoversi per effetto della pendenza.

Durante la corsa il pilota può utilizzare l'impianto frenante in diversi modi, a seconda delle esigenze che i diversi casi richiedono. I diversi casi di frenatura vengono determinati in modo uniforme ed univoco e di seguito vengono descritte le principali modalità di frenatura, approfondite poi per il caso studio specifico (rif. 4.1).

Frenatura di servizio

È il freno normalmente utilizzato dal macchinista o dai dispositivi automatici di guida per controllare la velocità di un treno garantendo anche il comfort dei passeggeri.

Il freno di servizio è una modalità di frenata che il conducente utilizza per ridurre la velocità o per fermare il veicolo durante le normali operazioni. Questa modalità di frenata è disponibile quando non sono presenti guasti gravi o difetti nel sistema frenante. Il freno di servizio ha intensità regolabile dal conducente ed è controllato dal sistema frenante software. Questo dà la priorità alla frenatura elettrodinamica (ED) e poi, se non è in grado di applicare lo sforzo richiesto, viene aiutato dal freno a frizione (freno elettropneumatico, EP). La suddivisione tra sforzi elettrodinamici ed elettropneumatici è gestita tramite software. Per ottimizzare la loro interazione si possono adottare le seguenti soluzioni:

- Interblocco: è un controllo ON/OFF del freno elettropneumatico, che viene azionato senza l'intervento del freno elettrodinamico oppure viene neutralizzato quando il freno elettrodinamico è in funzione. Generalmente il freno EP interviene a bassa velocità (circa 10 km/h) e fino all'arresto;
- Blending: è un controllo continuo del freno elettropneumatico. Funziona per ottenere la decelerazione prevista integrando la frenatura elettrodinamica con la frenatura elettropneumatica. Questa interazione viene eseguita a livello del singolo veicolo;

- Cross Blending: è la stessa idea spiegata in blending ma viene eseguita a livello dell'intero convoglio.

Frenatura di emergenza

L'emergenza è una modalità di frenata che arresta il veicolo nel più breve spazio possibile. Non è regolabile e fa funzionare i freni al massimo livello indipendentemente dalla piena efficienza del freno elettropneumatico. L'emergenza può essere applicata dal macchinista con un pulsante di emergenza o da sistemi automatici che regolano e controllano il buon funzionamento del treno sulla linea (velocità oltre i limiti) o da allarme passeggeri. Quest'ultimo può essere rimosso dal conducente se una frenata di emergenza peggiora la situazione (fermata su un ponte o in una galleria). Generalmente questa prestazione richiede l'intervento simultaneo di freni diversi (per esempio, i freni elettromagnetici a pattini). Se la frenata di emergenza viene applicata considerando il peso del treno allora si parla generalmente di frenata di sicurezza.

Holding brake

La modalità di holding brake si riferisce a un sistema che mantiene il treno fermo senza la necessità di utilizzare il freno di servizio o di impegnare il freno di stazionamento. Questa funzione è particolarmente importante nelle stazioni ferroviarie durante l'imbarco e lo scarico dei passeggeri o durante brevi soste intermedie. La holding brake nei treni può essere implementata in diversi modi, a seconda del tipo di veicolo e del sistema di controllo utilizzato. Alcuni treni moderni sono dotati di sistemi automatici di controllo del freno che possono essere programmabili per mantenere il treno fermo in determinate condizioni, per esempio se la velocità del treno è $< 0,2 \text{ m/s}$ o se la lettera del loop delle

porte indica che sono aperte. Quando attiva, la holding brake applica una quantità sufficiente di freno per impedire al treno di muoversi e garantisce che il treno rimanga fermo in posizione anche senza l'intervento costante del conducente o dell'operatore ferroviario.

Parking brake

Il freno di parcheggio è un dispositivo progettato per mantenere il treno fermo quando è parcheggiato o stazionato. Questo tipo di freno è anche noto come "freno di stazionamento" o "freno di sicurezza". La sua funzione principale è evitare che il treno si muova inavvertitamente quando è fermo, garantendo sicurezza durante le operazioni di carico, scarico o sosta prolungata. Il sistema è intrinsecamente sicuro poiché si basa su un principio operativo che richiede l'introduzione di aria nei cilindri a una pressione specifica per disattivare il freno. Questo processo è progettato per superare la forza esercitata da alcuni dispositivi a molla che tendono a avvicinare le guarnizioni al disco freno.

Back-up brake

È un tipo di freno utilizzato dal conducente quando un guasto influisce sulle prestazioni del sistema frenante. Grazie a questo freno la velocità è ridotta, solitamente il servizio viene interrotto e il treno viene portato in deposito per la manutenzione. Il sistema di frenatura è ad intensità regolabile e la maniglia può essere diversa da quella utilizzata per la frenatura di servizio.

Direct brake (solo locomotive)

Il freno pneumatico diretto è così chiamato perché agisce alimentando direttamente i cilindri freno con aria prelevata dal serbatoio freno ausiliario o dalla tubazione principale. Agisce solo sui carrelli della vettura dove è installato questo tipo di frenatura. La ridotta massa frenata con questa tipologia di freno ne limita l'utilizzo alle sole operazioni in prossimità del magazzino o, più in generale, a basse velocità.

3 Metodologia di ricerca

Il cuore della presente tesi è la determinazione del consumo energetico di un compressore ad aria compressa sui treni. Questo capitolo espone la metodologia di ricerca adottata, che è stata sviluppata attraverso una collaborazione con l'azienda ospitante e una famosa azienda costruttrice di treni.

Il punto di partenza critico per la ricerca è stato ottenere dati accurati sulla pressione della condotta principale del sistema di aria compressa sui treni. Questi dati, fondamentali per comprendere il funzionamento del compressore, sono stati raccolti attraverso una campagna di ricerca congiunta con il costruttore di treni. Grazie a questa collaborazione, si sono ottenute informazioni dettagliate sulla pressione della condotta, fornendo una base solida per le successive valutazioni, prima fra tutte il calcolo del consumo energetico del compressore a bordo treno (rif. Paragrafo 4.2).

Una volta acquisiti i dati di pressione e quindi dei consumi energetici associati, l'attenzione si è spostata verso la comprensione degli utilizzatori dell'aria compressa sui treni. Attraverso un'analisi dettagliata dell'architettura del treno (rif. Paragrafo 4.1), sono stati identificati e catalogati gli utilizzatori principali di aria compressa, tra cui i sistemi di frenatura, le sospensioni e altri dispositivi pneumatici a bordo.

Per quantificare il consumo di aria compressa di ciascun utilizzatore, si è fatto affidamento ad un tool fornito dall'azienda ospitante che ha consentito di ottenere dati specifici sulle quantità di aria consumata da ciascun utilizzatore (rif. 5.1). Questa

informazione è stata fondamentale per caratterizzare il comportamento e il fabbisogno della condotta principale in base ai vari scenari che durante il profilo di missione di un treno si possono presentare (rif. 5.2).

L'ottenimento degli output desiderati dal tool di consumo di aria compressa richiedeva una comprensione approfondita dell'architettura del treno oggetto dello studio. Un'analisi dettagliata delle specifiche tecniche e delle caratteristiche operative è stata condotta per garantire che le informazioni inserite nel tool rispecchiassero accuratamente la realtà del sistema pneumatico a bordo del treno.

In conclusione, la metodologia di ricerca adottata per questa tesi ha integrato la collaborazione con il costruttore di treni e l'utilizzo di strumenti specializzati forniti dall'azienda ospitante. Quest'approccio garantisce la precisione e la rilevanza dei dati raccolti, fornendo una base solida per le analisi e le conclusioni presentate nei successivi capitoli.

4 Caso studio: Frecciarossa 1000

Nel contesto di questa tesi, si è iniziato con l'analisi di un caso studio specifico, concentrandosi sui consumi energetici associati alla generazione di aria compressa su un treno ad alta velocità noto commercialmente come Frecciarossa 1000.

Nella fase di progettazione del sistema frenante, la scelta del compressore più idoneo si basa sul calcolo dell'aria, che mira a stimare l'utilizzo di aria compressa da parte delle diverse utenze del treno. Tuttavia, è emerso che tali stime spesso risultavano poco precise. Per migliorare l'accuratezza delle stime, nel 2019 è stata avviata una campagna di monitoraggio dei consumi in collaborazione tra Wabtec Corporation, società fornitrice del sistema frenante, e una delle principali società mondiali specializzate nella costruzione di treni: Alstom Ferroviaria Spa.

In questo elaborato, sono stati impiegati i dati raccolti dal TCMS (Train Control Management System), la logica di gestione del veicolo che registra le informazioni relative alla pressione nella condotta principale del treno, la quale alimenta tutte le utenze pneumatiche dettagliate successivamente. Oltre ai valori di pressione, sono stati estratti ulteriori dati rilevanti per la trattazione, tra cui:

- velocità del treno;
- stato dei compressori a bordo del treno (Acceso/Spento);
- stato della cabina attiva o disattiva per identificare la direzione di marcia.

4.1 Architettura dell'impianto frenante

L'ETR 1000, meglio conosciuto con il nome commerciale Frecciarossa 1000, è un treno ad alta velocità classificato come "ETR 1000 - unità multipla elettrica (EMU, Electrical Multiple Unit)". È stato prodotto dalla società ferroviaria Bombardier Transportation (oggi Alstom) in collaborazione con AnsaldoBreda (oggi Hitachi Rail Italy) a partire dal 2013 ed entrato in servizio per la prima volta il 25 Aprile 2015. È l'elettrotreno più potente mai costruito in Italia e può raggiungere la velocità massima di 400 km/h; sulle linee AV/AC italiane può però circolare a una velocità massima commerciale di 300 km/h in quanto al momento la rete AV nazionale non consente velocità superiori.



Figure 18: Frecciarossa 1000

Il treno è perfettamente simmetrico a composizione bloccata e a trazione distribuita: è composto da 8 carrozze motrici (DM1-M3-M6-DM8) e 4 portanti (TT2-T4-T5-TT7).

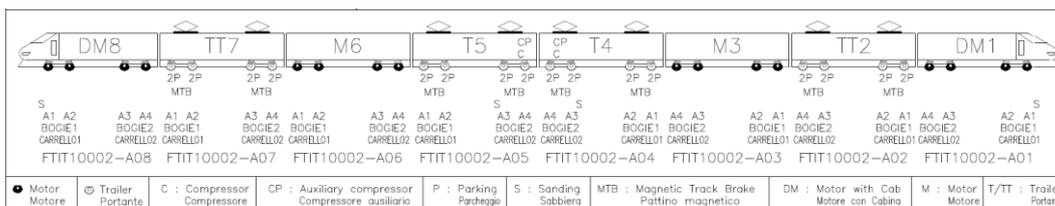


Figure 19: train set Frecciarossa 1000; Fonte: "Wabtec documentation"

Per una maggiore accuratezza del calcolo del consumo dell'aria (capitolo 5.1) è necessario analizzare il funzionamento del freno di emergenza, di servizio, di parcheggio e di holding.

Frenatura di emergenza

In seguito a una frenata d'emergenza, la Condotta Generale del freno è scaricata a 0 bar ed il freno indiretto è azionato in modo sicuro su tutta la lunghezza del treno grazie all'intervento del distributore UIC, uno per veicolo. La pressione d'uscita di ciascun distributore non è compensata in funzione del carico del treno. Inoltre, sono intraprese le seguenti azioni supplementari e ridondanti:

1. apertura del circuito di sicurezza (safety loop), con conseguente diseccitazione delle valvole di applicazione (EVAPP) installate sui veicoli DM1 e DM8; la valvola di applicazione è un dispositivo elettropneumatico composto da un rubinetto di isolamento (RIVAPP), una valvola pneumatica, un pressostato (PAPP) e una valvola elettropneumatica. Secondo lo schema mostrato di seguito, i componenti della valvola di applicazione presentano un collegamento pneumatico diretto alla condotta generale del freno e una connessione elettrica alla logica del treno (EVAPP connessa al circuito di sicurezza- safety loop).

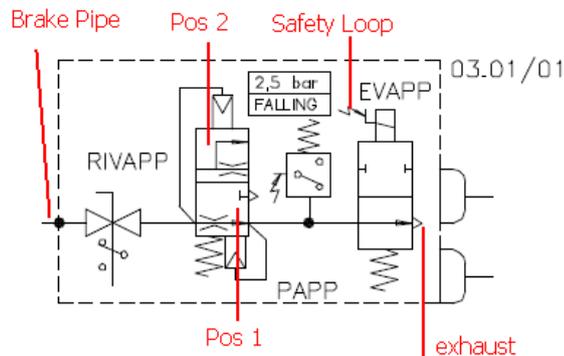


Figure 20: valvola di applicazione; Fonte: "Wabtec documentation"

Se il circuito di sicurezza (safety loop) si trova nello stato logico 1 (frenata d'emergenza non richiesta), l'EVAPP è eccitata e la connessione tra la condotta del freno e lo scarico è interrotta; ciò significa che non è possibile svuotare la condotta del freno. Se il circuito di sicurezza si trova nello stato logico 0 (frenata d'emergenza richiesta), l'EVAPP è diseccitata. In questa condizione, il Δp (condotta generale del freno 5 Bar – scarico 0 bar) sulla valvola pneumatica cambia la posizione della valvola stessa (da 1 a 2), aprendo una connessione diretta tra la condotta del freno e lo scarico; la condotta generale del freno è scaricata. Il pressostato PAPP rileva lo scarico della condotta generale del freno e quindi monitora l'attivazione della valvola pneumatica. In caso di avaria dell'EVAPP o della valvola pneumatica, il rubinetto RIVAPP è utilizzato per isolare la valvola di applicazione dalla condotta del freno per impedire lo scarico inappropriato della condotta del freno.

2. Azionamento del freno elettro-pneumatico diretto (rif. 2.2.2) con livelli di pressione equivalenti ai requisiti di emergenza: sulla valvola relay, le pressioni di pilotaggio DEP e IEP

azionano il comando di emergenza. La logica di comando della frenatura di emergenza è di seguito descritta:

- La frenatura di emergenza è comandata quando il safety loop non è energizzato;
- Lo stato della linea treno del safety loop è replicato su di un bus di comunicazione di tipo MVB;
- Entrambi i segnali sopra citati sono inviati alla BCU (Brake Control Unit);
- Quando viene richiesta una frenatura di emergenza la BCU deve controllare il modulo DEP (valvole EV1 e EV2) in modo da ottenere le pressioni della frenatura di emergenza in funzione della velocità del treno.

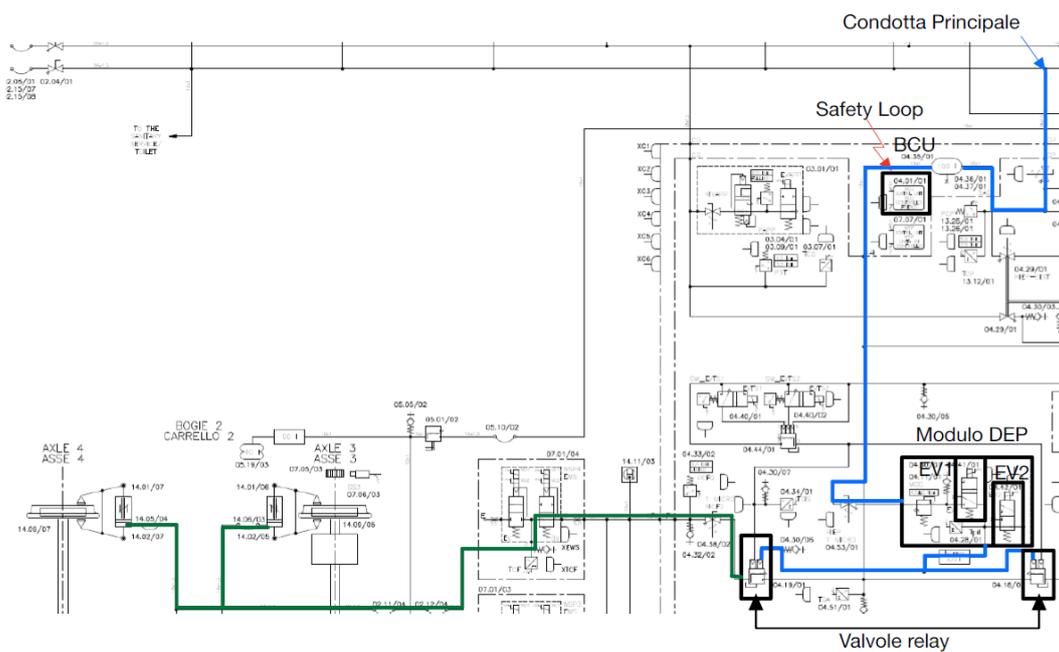


Figure 21: azionamento freno DEP; Fonte: "Wabtec documentation"

Frenatura di servizio

Esistono tre modalità di frenatura di servizio, che dipendono dallo stato del sistema di frenata:

- Freno elettro-pneumatico diretto (DEP);
- Freno elettro-pneumatico indiretto (IEP);
- Freno indiretto di riserva (IP).

Nella modalità di frenatura DEP, la Condotta Generale è mantenuta costantemente a 5 ± 0.1 bar. Quindi, in caso di richiesta di frenatura il distributore resta nello stato di rilascio (nessuna pressione di comando in uscita) a causa della pressione BP a 5 ± 0.1 bar. Questo implica che non c'è consumo di aria da parte della CG. La pressione della CG viene modificata a 0 bar solo se la frenata di emergenza è richiesta.

La catena del comando di frenata DEP funziona secondo le fasi seguenti:

1. Il TBC del treno (Traction Brake Controller) genera la domanda di frenatura al TCMS;
2. Il TCMS trasmette, tramite MVB, la domanda di frenata alla BCU (una per veicolo);
3. La BCU controlla l'azionamento del freno mediante il modulo DEP (uno per veicolo);
4. Il modulo DEP è un modulo elettropneumatico, gestito dalla BCU, che controlla le valvole magnetiche EV1 (per azionare il freno) e EV2 (per sganciare il freno) in un circuito chiuso (Figure 21), che genera la pressione di comando della valvola relè (una per carrello);
5. Valvola relè (una per carrello): valvola relè pilotata dal segnale di pressione del freno DEP esegue l'azionamento della frenata. In caso di frenata di emergenza, il segnale di pressione DEP è ancora attivo parallelamente al segnale del freno indiretto.

In modalità DEP, il freno ED è azionato con priorità per minimizzare lo sforzo del freno ad attrito al fine di ridurre l'inquinamento da polveri e prolungare la vita delle pastiglie e dei dischi. L'interazione tra il freno ED e il freno ad attrito eseguita nell'unità base del treno (ossia cross-blending), è gestita dal TCMS: ulteriori dettagli sulla logica di interazione sono disponibili al par. 2.2.2.1.

La modalità IEP si riferisce al freno elettro-pneumatico indiretto che funziona come sistema di frenatura UIC tradizionale ed è utilizzato come riserva in caso di avaria del freno DEP. Quando la modalità IEP è attiva, la funzione di blending non è disponibile.

La catena del comando di frenata IEP funziona secondo le fasi seguenti:

1. Il manipolatore del freno genera la richiesta di frenatura mediante un segnale PWM che varia in base alla posizione della leva;
2. Il segnale PWM viene tradotto in una determinata depressione in CG dal rubinetto di comando elettronico;
3. Il distributore UIC applica la pressione di frenatura in base alla depressione letta in CG attraverso la valvola relè.

Infine, la modalità IP si riferisce al freno pneumatico indiretto che funziona come sistema di frenatura UIC tradizionale ed è utilizzato in caso di avaria del freno DEP e IEP. L'IP è una semplice modalità del freno pneumatico gestita dalla porzione pneumatica installata all'interno del manipolatore. La modalità IP è attivata manualmente dal macchinista ruotando un rubinetto.

La frenata pneumatica agisce su 80 freni a disco così distribuiti:

- 3 su ciascun asse portante;
- 2 su ciascun asse motore.

Riassumendo e come spiegato nei capitoli precedenti la gestione del freno è caratterizzata da due funzioni principali:

1. Richiesta di frenatura: generazione delle informazioni di input che richiedono l'azionamento del freno che può avvenire manualmente dal macchinista o dai passeggeri oppure in modo automatico dai dispositivi automatici di sicurezza o di comando come l'ERMTS (European Rail Traffic Management System) che è un sistema di gestione, controllo e protezione del traffico ferroviario e relativo segnalamento a bordo, progettato allo scopo di sostituire i molteplici, e tra loro incompatibili, sistemi di circolazione e sicurezza delle varie Ferrovie Europee allo scopo di garantire l'interoperabilità dei treni soprattutto sulle nuove reti ferroviarie ad alta velocità.
2. Azionamento del freno: gestione della richiesta di frenatura da parte delle centraline e conversione in input per l'azionamento della forza frenante. La forza frenante è modulata in base alle diverse condizioni localizzate ai singoli assi o carrelli; infatti, grazie alla lettura del livello di pressione delle sospensioni secondarie le centraline calcolano lo sforzo frenante adattato al singolo asse o carrello in base a che siano più leggeri o più pesanti.

4.2 Consumi energetici per la produzione di aria compressa

La prima fase dello studio si pone come obiettivo di correlare i consumi di aria compressa del treno e quindi la produzione della stessa ai consumi energetici in kWh legati quindi alla potenza assorbita dalla macchina in un certo tempo.

Prima di passare al calcolo dell'energia consumata si reputa necessario descrivere la macchina (motocompressore) attraverso illustrazioni e dati tecnici.

Si tratta di un motocompressore volumetrico e alternativo della famiglia BURAN 20 oil free della Wabtec Corporation. È costituito da:

- un motore a induzione trifase, a corrente alternata, del tipo a gabbia di scoiattolo;
- un gruppo pompante caratterizzato da un compressore volumetrico alternativo a 4 pistoni.

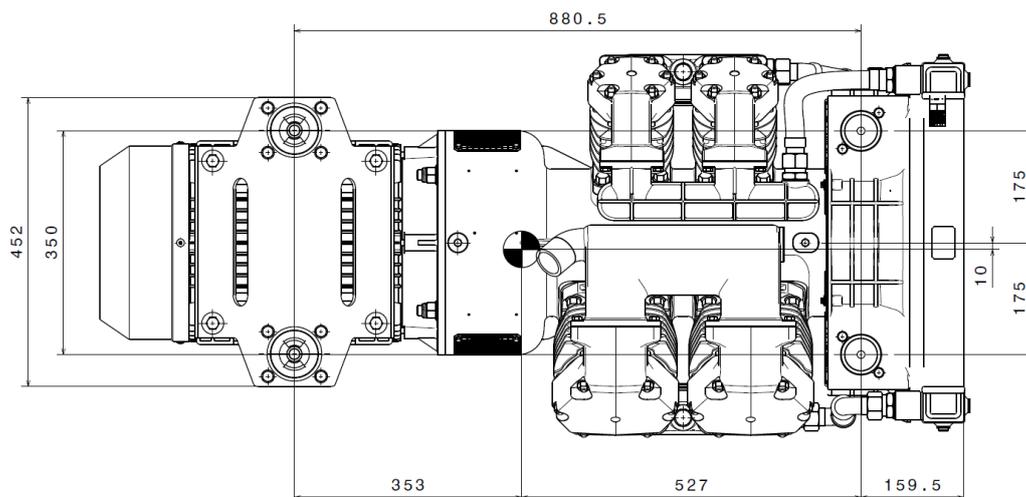


Figure 22: vista dall'alto motocompressore a due stadi e a 4 pistoni; Fonte: "Wabtec documentation"

Di seguito viene mostrato uno schema pneumatico del motocompressore.

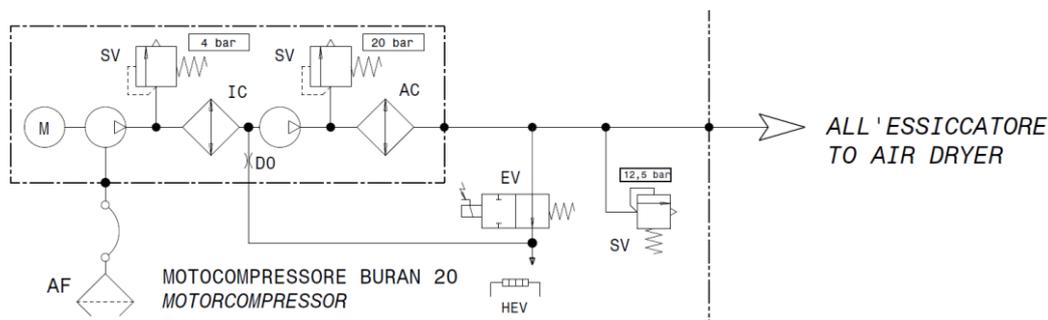


Figure 23: schema pneumatico motocompressore ETR1000; Fonte: "Wabtec documentation"

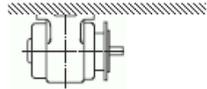
Il sistema mostrato in Figure 23 rappresenta una compressione interrefrigerata a doppio stadio, un primo stadio detto di bassa pressione e un secondo stadio detto di alta pressione. Tra uno stadio e l'altro di compressione avviene uno scambio di calore tramite IC (intercooler) e AC (aftercooler) che permette di raffreddare il flusso d'aria in modo da diminuire il lavoro da imprimere al fluido (rif. formula (3. 1)) risultandone una minore potenza assorbita in rete.

$$(L_i)_{is} = RT_1 \int_1^2 \frac{dp}{p} = RT_1 \ln \beta$$

(3. 1)

Nello schema in Figure 23 si possono notare altri componenti ausiliari tra cui un filtro AF (air filter) all'aspirazione per eliminare le impurità dell'aria prelevata dall'ambiente, due SV (relief valve) dimensionate opportunamente per proteggere il compressore dagli sbalzi di pressione provocati all'accensione dello stesso, una SV (safety valve) da 12,5 bar all'uscita del motocompressore per proteggere tutti i componenti a valle da eventuali sovrappressioni causate da malfunzionamenti del compressore ed infine è rappresentata la modalità con cui si espelle l'umidità dell'aria accumulata a valle dei due cooler. All'uscita dell'intercooler è ricavato un foro tarato (DO) mentre all'uscita dell'aftercooler c'è una elettrovalvola EV che oltre ad evacuare l'umidità dell'aria residua ha il compito di depressurizzare gli stadi di compressione allo spegnimento del compressore in modo da metterlo in sicurezza anche per eventuali operazioni manutentive.

Di seguito sono introdotti i dati tecnici del motocompressore, sottolineando quelli di particolare interesse per questo lavoro di tesi.

1	Code FT		1/328592
2	Project		1/328506
3	Application		Reciprocating Pistons air compressor 4 cylinders for railways use; Construction according to IEC-349
4	Ambient Environment Conditions		-50 ° to +60 °C Starting at -55 °C possible
5	Nominal Shaft Power	[kW]	15 @ 50 Hz
6	Electric Supply		Square Wave
6,1	Supply Voltage	[V]	230/400 +3% / -5%
6,2	Supply Frequency	[Hz]	50 Hz ± 2%
6,3	dV/dt		500 V/μs
6,4	Total harmonic distortion		< 10%
7	Motor Size	IEC 34-7	MEC 160 B8 + B5
8	Materials		
		Front shield	CAST IRON
		Rear shield	CAST IRON
		motor body	ALLUMINIUM
		Motor Fan	ALLUMINIUM
9	Bearings		Greased "for life" sealed type 2RS $L_{10h} \geq 40000$ h
10	Installation Layout		Motor Suspended with horizontal axe 
11	Nominal Speed	[min ⁻¹]	1470 @ 50Hz
12	Poles		4
13	Insulation (Class)		H
14	Service Factor		S1
15	Start per hour		30
16	Duty Cycle		0÷100%
17	Power Factor		> 0.75

18	Average shaft Torque	[Nm]	85
19	Maximum Shaft Torque	[Nm]	140
20	Mass	[kg]	~105
21	Inertia moment	[kg*m ²]	0,38
22	Vibration degree	IEC 34-14	R
23	Shaft End		Length 60 mm
24	Locked bearing shaft side		yes
25	Front Flange size		Standard mec 160
26	Dimension		Maximum motor length <538 mm
27	Painting		Blue - RAL 5002
28	Thermal protection	PTC 150 Trilex configuration	[V _{dc}] 110

Figure 24: dati tecnici motore asincrono a 4 poli; Fonte: "Wabtec documentation"

- Compression Type:	Reciprocationg Pistons Double stage Inter-Refrigerated 4 Cylinders at 120° - (2 LP + 2 HP)
- Cooling Type:	Air Cooled Combined Inter + After Cooler Ventilated by direct driven Axial Fan
- Working Pressure:	Maximum Pressure 11 bar(g)
- Compressed Air Temperature:	Δ5° K above Intake Air Temperature
- Duty Cycle:	0 to 100% (depending on environement temperature)
- Working Temperature:	from -40 °C up to +50 °C (-50°C to +65°C optional)
- Mass:	270 Kg
- Cooling Air Flow:	from 0.6 to 1.25 m ³ /s depending from motor type and supply
- Shaft Speed:	up to 1800 min ⁻¹ max

Figure 25: dati tecnici del gruppo pompante; Fonte: "Wabtec documentation"

Per calcolare una baseline di consumo energetico di un compressore a servizio dell'ETR 1000 si pone come obiettivo di calcolare l'energia elettrica consumata lungo una tratta commerciale.

Per calcolare il consumo di energia elettrica è necessario creare un modello quanto più accurato possibile che legghi la pressione della condotta principale alla potenza assorbita dal compressore.

Partendo quindi da dati di pressione della condotta principale si è cercato di capire come questa fosse correlata alla potenza elettrica assorbita dal motore.

In una logica di regolazione di tipo ON-OFF il compressore oscillerebbe tra due condizioni di lavoro ben precise:

- OFF $\rightarrow P_{ass} = 0 \text{ kW}$
- ON $\rightarrow P_{ass} = P_{nominale} = 15 \text{ kW}$

Sfruttando misurazioni effettuate in laboratorio si è cercato di definire una relazione più precisa in quanto lo sforzo che il compressore deve effettuare cambia leggermente al variare della pressione a valle che deve vincere in condotta.

Per conoscere la relazione che intercorre tra queste due grandezze è stato utilizzato un metodo totalmente empirico e si è ricorso alla documentazione tecnica disponibile da prove effettuate in laboratorio:

- TER (Technical Report): il documento contiene tutti i risultati delle prove effettuate sul compressore alternativo oil free BURAN 20 sia sui prototipi installati sul campo che su quelli utilizzati nel laboratorio Faiveley Transport Italia AGT per la validazione;
- TTR (Type Test Report): questo documento raccoglie tutti i dati relativi ai risultati delle prove di tipo dell'unità di

generazione e trattamento dell'aria (AGTU) installata sul progetto V300 Zefiro ETR 1000 costruito da Bombardier Transport & ANSALDOBREDA, con utente finale TRENITALIA.

Analizzando dapprima i dati del rapporto tecnico generico si è scelto di prendere in considerazione il motocompressore VLD essendo quello che si avvicina di più come caratteristiche tecniche della macchina oggetto dello studio. Infatti, dalla seguente tabella si legge che la fornitura di energia elettrica è caratterizzata da un voltaggio pari a $390 V_{ac}$ e una frequenza di $50 Hz$, il motore è a 4 poli e il numero di giri è circa $1470 rpm$.

UNIT	Conditions			7 bar	8 bar	9 bar	10 bar
	Voltage	Frequency	N° of poles	[rpm]	[rpm]	[rpm]	[rpm]
Z2N	390 Vac	50 Hz	6	-	-	976	-
SNCB	400 Vcc	-	DC motor	-	1077	-	-
VLD	390 Vac	50 Hz	4	1473	1470	1469	1466
TRAXX	480 Vac	60 Hz	4	-	1760	-	-

Figure 26: valori misurati della velocità del motore al variare della fornitura di energia elettrica e la pressione del serbatoio; Fonte Technical Report - Wabtec

Dalla tabella successiva si è ricavata la relazione tra potenza assorbita e pressione in condotta.

UNIT	Conditions			7 bar	8 bar	9 bar	10 bar	Notes
	Voltage	Frequency	N° of poles	P [kW]	P [kW]	P [kW]	P [kW]	
Z2N	390 Vac	50 Hz	6	7.89	8.25	8.58	9.04	
SNCB	400 Vcc	-	DC motor	-	9.53	9.6	-	
VLD	390 Vac	50 Hz	4	13.3	13.9	14.7	15.4	
TRAXX	480 Vac	60 Hz	4	16.3	17	17.7	18.2	
EP20	375 Vac	50 Hz	4	-	14.7	14.4	14.5	T _{amb} = - 50°C

Figure 27: potenza assorbita misurata al variare della pressione nel serbatoio; Fonte Technical Report - Wabtec

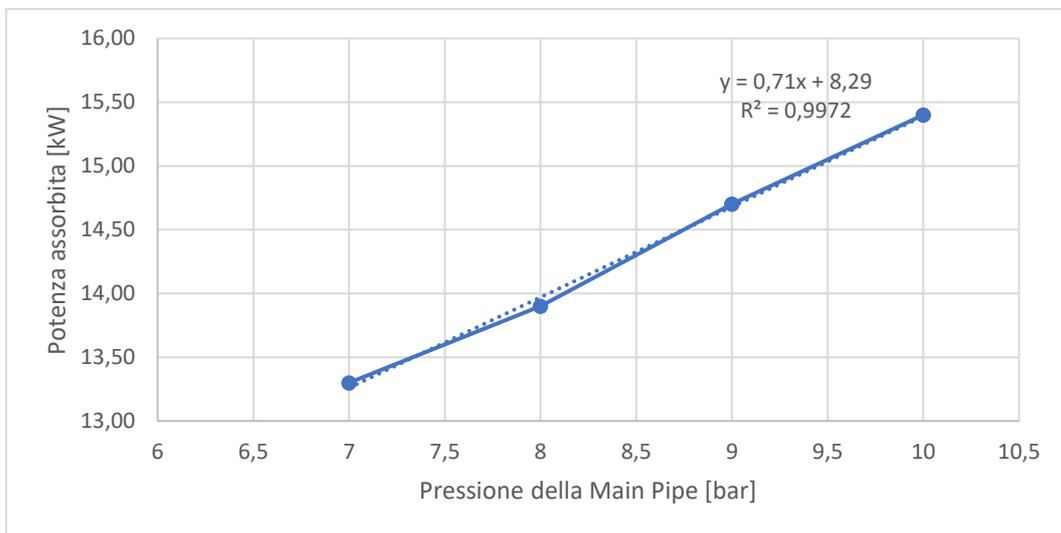


Figure 28: relazione tra pressione in condotta e potenza assorbita - TER

La relazione che intercorre tra la pressione in condotta e la potenza assorbita è lineare e con buona approssimazione è rappresentata dalla seguente equazione:

$$P_{ass} = 0,71p_{CP} + 8,29$$

(3. 2)

Dove,

- P_{ass} è la potenza elettrica assorbita;

- p_{CP} è la pressione della condotta principale.

Si fa riferimento alla seconda documentazione disponibile relativa alla specifica AGTU del caso studio, al fine di ottenere indicazioni più precise riguardo alla correlazione tra la pressione nella condotta e la potenza assorbita, cercando di confermare che tale relazione presenti una dipendenza simile a quanto riscontrato in precedenza.

	TASK	TARGET	RESULT	NOTE
Electrical absorption at 0 bar at 50 Hz	Power consumption [kW]	12 ± 5%	11.89	
	Current ph 1 [A]	23 ± 5%	23.47	
	Current ph 2 [A]	23 ± 5%	23.41	
	Current ph 3 [A]	23 ± 5%	23.26	
	Power factor (cosφ) ph 1	≥ 0,70	0.751	
	Power factor (cosφ) ph 2	≥ 0,70	0.752	
	Power factor (cosφ) ph 3	≥ 0,70	0.737	
	Voltage U ₁₂	400 ± 5%	393	
	Voltage U ₂₃	400 ± 5%	393	
	Voltage U ₃₁	400 ± 5%	392	
Electrical absorption at 8.5 bar at 50 Hz	Power consumption [kW]	16 ± 5%	15.46	
	Current ph 1 [A]	29 ± 5%	28.72	
	Current ph 2 [A]	29 ± 5%	28.75	
	Current ph 3 [A]	29 ± 5%	28.36	
	Power factor (cosφ) ph 1	≥ 0,75	0.816	
	Power factor (cosφ) ph 2	≥ 0,75	0.811	
	Power factor (cosφ) ph 3	≥ 0,75	0.796	
	Voltage U ₁₂	400 ± 5%	388	
	Voltage U ₂₃	400 ± 5%	388	
	Voltage U ₃₁	400 ± 5%	386	
Electrical absorption at 10 bar at 50 Hz	Power consumption [kW]	16 ± 5%	16.23	
	Current ph 1 [A]	29 ± 5%	29.55	
	Current ph 2 [A]	29 ± 5%	29.39	
	Current ph 3 [A]	29 ± 5%	29.34	
	Power factor (cosφ) ph 1	≥ 0,75	0.818	
	Power factor (cosφ) ph 2	≥ 0,75	0.816	
	Power factor (cosφ) ph 3	≥ 0,75	0.801	
	Voltage U ₁₂	400 ± 5%	392	
	Voltage U ₂₃	400 ± 5%	393	
	Voltage U ₃₁	400 ± 5%	391	

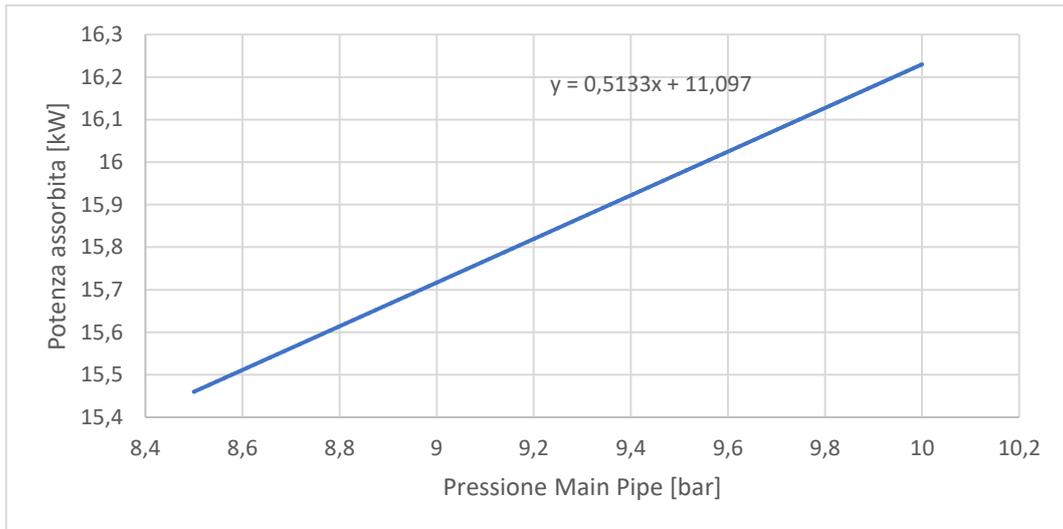


Figure 29: relazione tra pressione in condotta e potenza assorbita - TTR

Questa volta la relazione che si ottiene è la seguente:

$$P_{ass} = 0,51p_{CP} + 11,10$$

(3. 3)

Si può pertanto dedurre che poiché la potenza elettrica assorbita aumenta linearmente in relazione alla pressione nella condotta principale, l'andamento temporale della potenza elettrica assorbita sarà analogo a quello della pressione nella condotta principale.

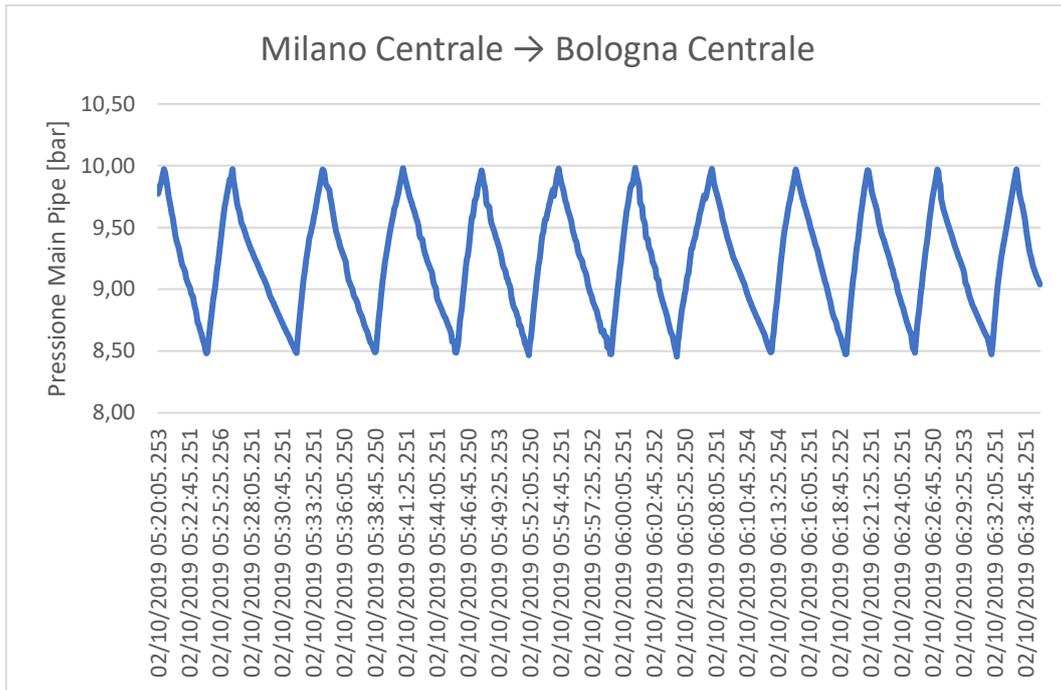


Figure 30: variazione della pressione nella Condotta Principale

Evidenziato in Figure 30, si osserva che la pressione nella condotta oscilla tra 8,5 bar (valore al quale si attiva il compressore) e 10 bar (valore al quale il compressore si spegne).

L'energia è pari all'integrale della potenza assorbita nel tempo.

$$E_{el} = \int_{t_1}^{t_0} P_{ass} dt$$

(3. 4)

Attraverso l'analisi dei dati acquisiti dal Train Control Management System, che include in particolare i valori di pressione della condotta principale e lo stato del compressore registrati ogni 5 secondi, si è calcolato l'energia consumata. Questo calcolo è stato effettuato moltiplicando la potenza assorbita, determinata per ciascun valore di pressione utilizzando la relazione (3. 3), per l'intervallo di tempo tra una registrazione e l'altra.

Table 1: energia elettrica assorbita [kWh]

	Energia [kWh]			TOT
	CMPR1	CMPR2	CMPR1 & CMPR2	
dalle 23:52 del 01/10/2019 alle 23:04 del 02/10/2019	75,1	46,6	1,4	123,1
Pre-servizio commerciale (NOTTE) dalle 23:52 del 01/10/2019 alle 05:20 del 02/10/2019	19,7	0,02	0,70	20,4
Inizio servizio commerciale (Milano - Bologna) dalle 05:20 del 02/10/2019 alle 06:35 del 02/10/2019	7,0	-	-	7,0
5 ore e mezzo di servizio dalle 05:20 del 02/10/2019 alle 10:52 del 02/2019	19,7	12,23	-	32,0

Dalla Table 1 si possono fare le seguenti osservazioni:

- si può notare che durante le ore notturne si registra un consumo energetico rilevante, comparabile a quello riscontrato durante il normale servizio commerciale, considerando un pari numero di ore. Questa somiglianza è evidente nell'andamento della condotta principale, come visibile in Figure 30 e Figure 31.

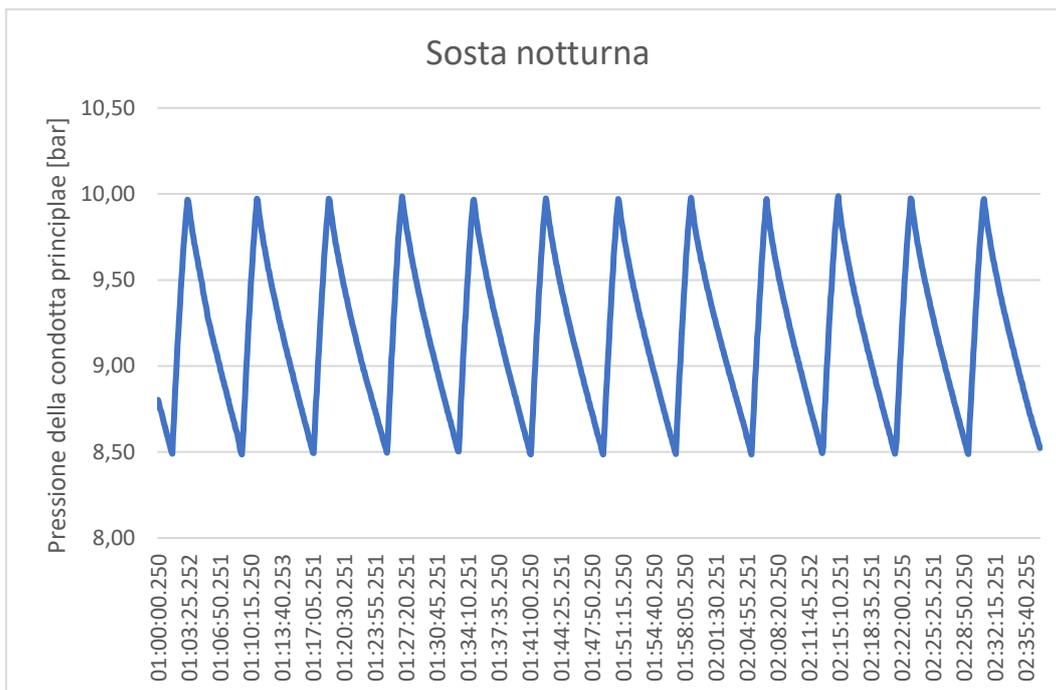


Figure 31: variazione della pressione della condotta principale

Durante le ore notturne, quando il treno è fuori dal servizio commerciale, viene mantenuto in funzione per diversi motivi, tra cui la necessità di evitare la completa depressurizzazione delle condotte, al fine di prevenire l'attivazione degli allarmi di bassa pressione dell'aria. Durante il normale funzionamento, se la pressione scende al di sotto di 6,5 bar, il sistema di controllo del treno attiva automaticamente una frenata di emergenza, poiché la pressione insufficiente nella condotta non permette un proseguimento sicuro del servizio.

4.3 Task manutentivi

Questo paragrafo mira a individuare le possibili problematiche del sistema sotto l'aspetto della manutenzione.

Di seguito si elencano i principali vincoli manutentivi e strutturali che una unità di generazione di aria compressa sui treni deve rispettare:

- Ore totali di funzionamento / numero di ore di pompaggio;
- Ciclo di lavoro (Duty Cycle);
- Numero di avvii all'ora.

Nello specifico per i motocompressori della famiglia BURAN 20:

Task	Luogo	Ore di pompaggio	Numero di anni
Pulizia e ispezione operativa: rimozione di polvere e residui di inquinanti dal compressore, ispezione visiva del compressore per individuare danni, verifica della corretta funzionalità del compressore (pressione in uscita, tempi, ecc.)	sul treno		1
Sostituzione tubi metallici del compressore	in officina	24000	16
Sostituzione valvola di scarico	in officina		8
Sostituzione degli ammortizzatori del compressore durante la revisione del compressore	in officina		8
Revisione motore presso l'officina	in officina	24000	16
Revisione presso l'officina	in officina	12000	8

Oltre alla pulizia e all'ispezione funzionale annuali effettuate direttamente sul convoglio, sono necessarie attività di manutenzione preventiva in officina. In particolare, il compressore, facendo riferimento all'unità pompante, deve essere sottoposto a revisione ogni 12,000 ore di pompaggio o almeno ogni 8 anni, a seconda di quale dei due intervalli si verifichi per

primo. 12,000 ore di operatività del compressore corrisponderebbero a 500 giorni di funzionamento ininterrotto, considerando un ciclo continuo di 24 ore. Dato che nell'AGTU oggetto dello studio sono presenti due compressori (anche per ragioni di sicurezza), il totale risulterebbe in 1,000 giorni, pari a quasi 3 anni.

È evidente che le ore di pompaggio sono direttamente proporzionali al Duty Cycle del compressore; in particolare, le ore di pompaggio aumentano in concomitanza con l'incremento del Duty Cycle. Tale relazione è esplicitata mediante la seguente formula:

$$Pumping\ hours = \left(DC * \frac{h}{anno} * n_{years} \right) / n^{\circ}_{compressori}$$

(3. 5)

Dove,

- $DC [\%] = \frac{t_{ON}}{t_{ON} + t_{OFF}}$
- h , numero di ore di funzionamento del treno all'anno

Un altro vincolo importante legato al ciclo di lavoro (DC) è che deve essere almeno pari al 30% per considerare la temperatura di accensione del compressore ottimale.

La problematica principale legata alla temperatura di accensione riguarda l'usura delle fasce nella camera di compressione dell'unità pompante. Queste fasce si consumano in misura significativamente maggiore se il compressore viene avviato a basse temperature, il che potrebbe comportare una riduzione

notevole dell'efficienza di compressione rispetto al normale processo di invecchiamento della macchina. Questo si traduce in un incremento del consumo energetico.

4.4 Logica di regolazione del compressore: analisi delle criticità

Questo capitolo espone le criticità legate alla tradizionale logica di regolazione ON/OFF del motocompressore alternativo volumetrico a pistoni. Nell'illustrazione della Figure 32, è possibile osservare che il compressore, connesso al motore, si spegne in risposta ad un segnale di feedback, ad esempio proveniente da un trasduttore di pressione del serbatoio P. Nel caso specifico considerato nello studio, quando la pressione raggiunge i 10 bar, l'alimentazione viene interrotta, arrestando il compressore. Al contrario, quando la pressione scende a 8,5 bar, il motore alimenta nuovamente il compressore, avviandolo a regime con un assorbimento di 15 kW e una velocità di circa 1500 rpm, dato che il motore è a 4 poli.

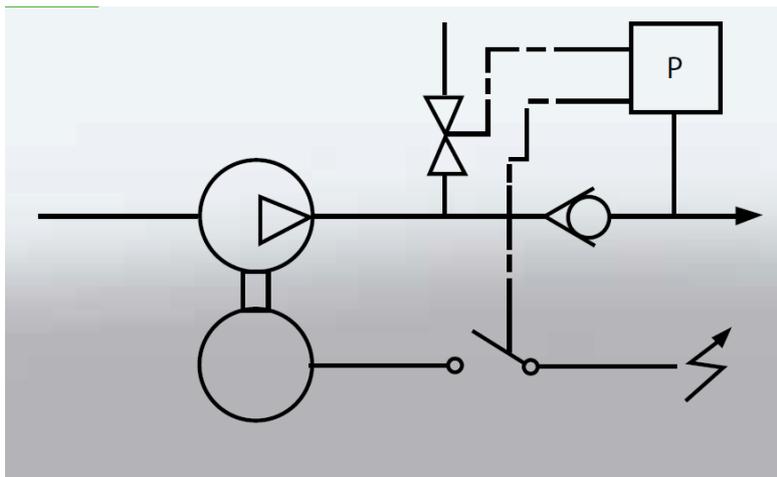


Figure 32: schema logica di regolazione compressore ON-OFF

Sebbene la compressione con regolazione ON/OFF presenti indubbi vantaggi, come la facilità di installazione e costi iniziali più contenuti rispetto ad altre tecnologie, è importante evidenziare anche gli svantaggi emersi da questo studio, di cui di seguito si discute.

- Consumo energetico: gli avviamenti frequenti, caratteristici di questa modalità di regolazione, possono generare un aumento significativo del consumo energetico complessivo del sistema, comportando una minore efficienza operativa. Questo fenomeno è in parte attribuibile alle correnti assorbite dal motore elettrico che deve trasmettere la cosiddetta coppia di spunto;

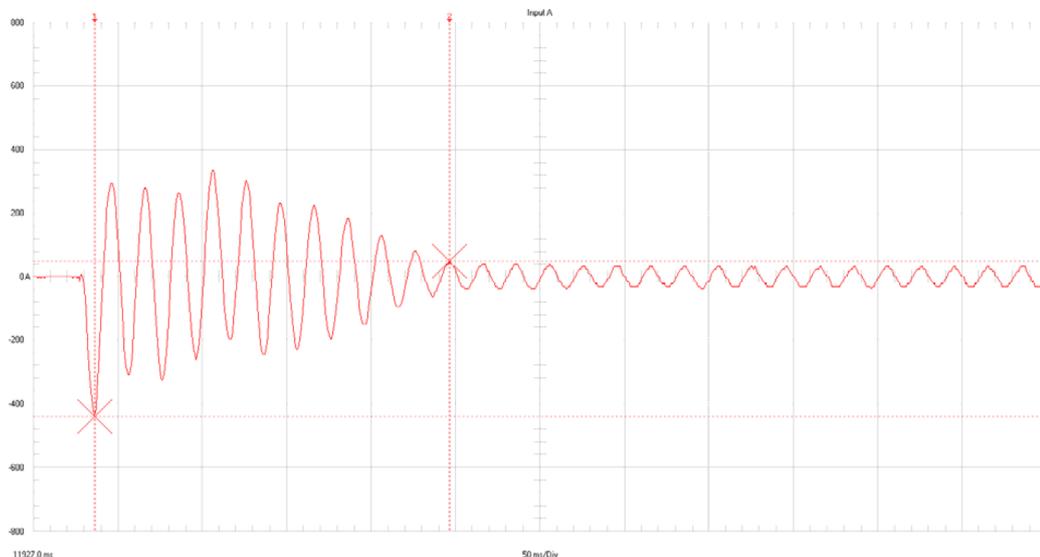


Figure 33: corrente di picco, corrente di start e corrente nominale a 8.5 bar (start del compressore); Fonte: Type Test Report – Wabtec documentation

Dal rapporto della prova di tipo (Type Test Report) dell'AGTU dell'ETR 1000, è stato derivato il grafico mostrato nella Figure 33, dal quale è possibile osservare i seguenti dati:

Table 2: corrente di picco rispetto alla corrente nominale; Fonte: Type Test Report – Wabtec documentation

TASK		TARGET	RESULT
Start up at 8,5 bar	I_{peak} [A]	< 500	440
	T_{peak} [ms]	<15	8
	$I_{star-up}$ [Arms]	<250	172
	$T_{star-up}$ [ms]	<300	210
	I_{nom}	$33 \pm 5\%$	32 [A]

Dalla Table 2 si evince che allo spunto la corrente risulta pari a 440 A rispetto ai 32 A della corrente nominale a regime.

- Usura: la frequenza elevata degli avvii, spesso in condizioni di temperatura non ottimali, contribuisce a un aumento dell'usura sui componenti meccanici del compressore. Questo stress ripetuto può compromettere la durata utile e l'affidabilità del sistema nel tempo.

Inoltre, il compressore della famiglia "BURAN" della Wabtec Corporation è dotato di una tecnologia oil free che riduce complessivamente il costo del ciclo di vita come visibile in Figure 34 oltre che a ridurre il rischio di contaminazione dell'aria compressa da parte dell'olio, provocando un possibile danneggiamento delle utenze in downstream.

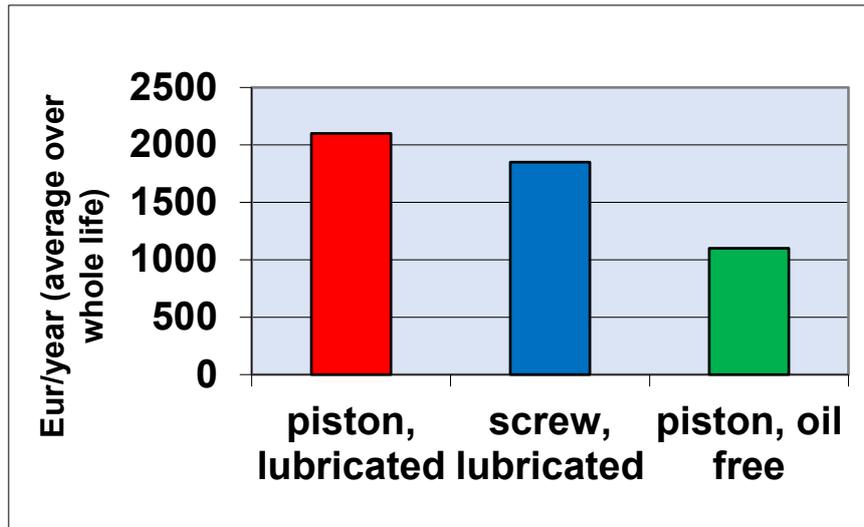


Figure 34: comparazione Life Cycle Cost

Nei compressori oil-free a pistoni, l'usura delle fasce nella camera di compressione è un aspetto di particolare rilevanza, soprattutto considerando la natura specifica di questi dispositivi progettati per operare senza l'uso di olio lubrificante. Poiché l'olio lubrificante non è presente per ridurre l'attrito, i compressori oil-free spesso impiegano materiali speciali e rivestimenti resistenti all'usura per le fasce nella camera di compressione. Questi materiali sono selezionati per garantire una durata utile prolungata e una maggiore resistenza all'usura, anche in condizioni di avviamenti a freddo. Infatti, gli avviamenti a freddo possono rappresentare un periodo critico in termini di usura. Durante queste fasi iniziali, è importante che il compressore raggiunga rapidamente le condizioni operative ottimali per ridurre l'attrito e minimizzare l'usura.

In sintesi, l'usura delle fasce nella camera di compressione è una considerazione importante nei compressori oil-free a pistoni. Le caratteristiche di progettazione specifiche e i materiali adottati mirano a mitigare l'usura, ma la manutenzione preventiva e la

gestione attenta delle condizioni operative sono fondamentali per garantire prestazioni ottimali nel tempo.

4.5 Analisi dei risultati

Guardando ai risultati ottenuti al paragrafo 4.2 si possono mettere alla luce altre criticità come:

- consumo di energia apparentemente ingiustificato durante le ore notturne, di fuori servizio del treno;
- duty cycle non ottimale durante la notte.

Esaminando i dati provenienti dalla campagna di monitoraggio sotto l'aspetto della manutenzione, si è calcolato il Duty Cycle:

dalle 23:52 del 01/10/2019 alle 05:20 del 02/10/2019, durante il fuori servizio, è risultato circa pari a 23%, con circa 9 accensioni l'ora. 23% di DC significa che il compressore resta acceso per poco meno di 2 min e spento per quasi 6 minuti.

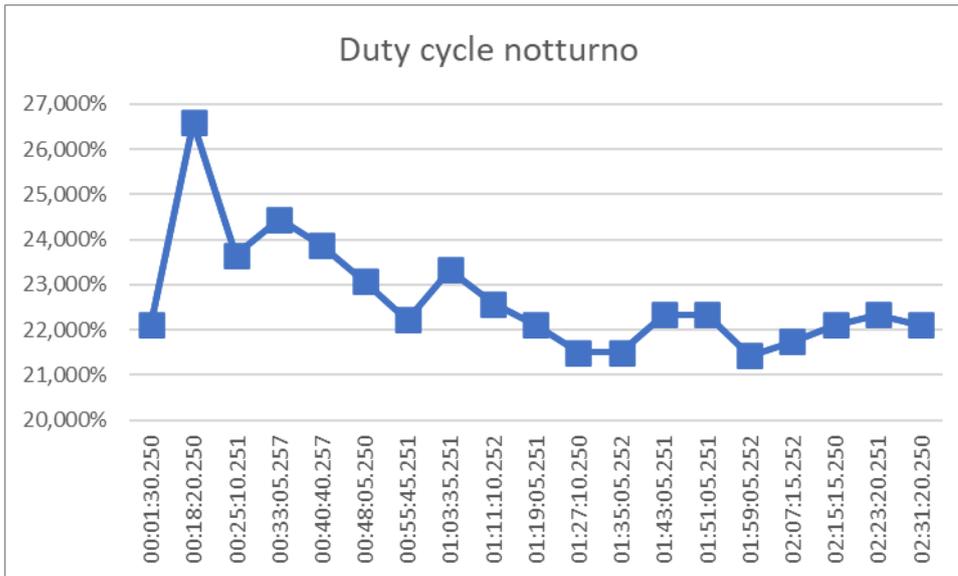


Figure 35: duty cycle notturno

Nel corso del servizio commerciale, come evidenziato nel grafico riportato nella Figure 36, si osserva un incremento del duty cycle medio risultando circa pari al 35%. Questo valore è considerato accettabile, ma non ottimale, se si tiene conto dell'effetto sull'usura delle fasce elastiche e delle frequenti accensioni.

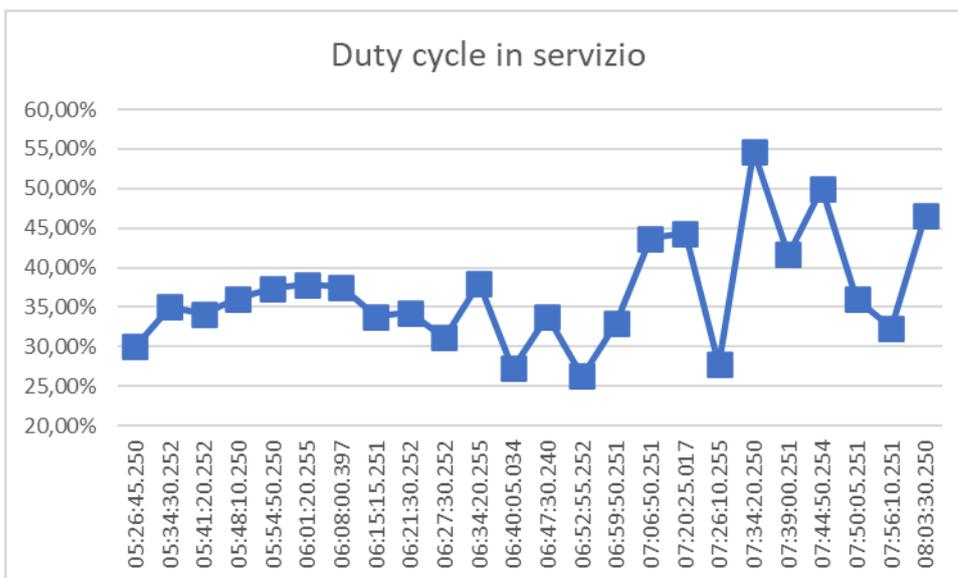


Figure 36: duty cycle in servizio

In sintesi, se da un lato la regolazione ON/OFF offre vantaggi immediati in termini di facilità d'installazione e costi iniziali più bassi, è fondamentale considerare attentamente tali svantaggi, in particolare per applicazioni in cui l'efficienza energetica e la durata del compressore sono cruciali per le prestazioni complessive del sistema.

5 Soluzione alternativa: regolazione a numero di giri variabili

Dopo aver identificato le criticità nel capitolo 4.4, questo capitolo si è focalizzato sullo studio di un approccio finalizzato a ottimizzare la logica di regolazione del compressore. In particolare, l'obiettivo è stato orientato verso la definizione di una logica in grado di soddisfare tutte le necessità con il minor consumo possibile di energia elettrica. Tale ottimizzazione è stata bilanciata con l'importanza attribuita alla sicurezza e all'affidabilità, considerando la natura critica del sistema in questione. Va sottolineato che errori nella progettazione e nella gestione di questo sistema potrebbero comportare conseguenze potenzialmente catastrofiche; pertanto, è stata posta particolare attenzione a garantire una configurazione e una supervisione appropriate.

Per le ragioni precedentemente illustrate, è imperativo progettare il sistema con una precisione estrema, anticipando e simulando tutte le possibili condizioni operative. Fondamentalmente, è essenziale evitare sovradimensionamenti al fine di assicurare un punto di funzionamento ottimale, tuttavia, è altrettanto importante considerare una soglia di sicurezza adeguata. Fin dalle fasi iniziali, è cruciale definire con la massima precisione possibile

parametri quali il volume, la qualità richiesta dell'aria compressa e la pressione di rete necessaria. Per scegliere la giusta pressione di rete necessaria è fondamentale stimare con precisione il fabbisogno di aria compressa e limitarlo al minimo possibile.

Tuttavia, le criticità riscontrate evidenziano l'importanza di rispettare i tempi di revisione, spesso concordati con il cliente durante la fase di definizione delle specifiche tecniche. È fondamentale evitare di ridurre il ciclo di lavoro al di sotto di una determinata soglia, poiché ciò è strettamente correlato alla temperatura operativa del compressore. Come già sottolineato, un compressore che opera a basse temperature tende a degradarsi più rapidamente nel tempo, comportando un aumento dei costi di gestione, una diminuzione complessiva dell'efficienza e un consumo più elevato di energia elettrica.

La soluzione suggerita si basa sull'adozione di un sistema di regolazione continua del compressore, gestito mediante la variazione della frequenza di alimentazione, al fine di consentire un controllo preciso e dinamico del numero di giri. In questo modo il consumo del compressore seguirà gli andamenti dei vari utilizzatori e lavorerà a regime massimo solo nei picchi di consumo (rif. al paragrafo 5.2).

Per valutare un eventuale risparmio energetico si è scelto un livello di pressione minimo tale per cui anche in condizioni di picco di consumo non si incorre in una frenata di emergenza non voluta, a causa del fatto che il treno comanda una frenata di emergenza quando il livello di pressione della condotta principale scende al di sotto di un valore soglia che solitamente è pari a 6,5 bar.

Per determinare il livello di pressione minimo si rende necessario simulare il consumo di aria per diversi scenari in modo da prendere in considerazione la caduta di pressione in condotta più gravosa.

5.1 Simulazione consumo dell'aria

L'obiettivo della simulazione del consumo d'aria sul treno in questione è identificare la massima caduta di pressione concepibile nella condotta, allo scopo di stabilire la pressione minima necessaria affinché la condotta mantenga una capacità sufficiente per consentire al treno di proseguire regolarmente il servizio. Per effettuare questo calcolo, è essenziale simulare il caso più sfavorevole, il che richiede la valutazione del consumo d'aria da parte delle diverse utenze durante l'intera missione.

Inoltre, il calcolo del consumo d'aria è un processo importante durante la progettazione per determinare principalmente:

- il corretto dimensionamento del compressore in termini di tempo di riempimento e ciclo di lavoro (duty cycle);
- il corretto dimensionamento dei serbatoi in termini di capacità di applicazione del freno.

Il tool utilizzato, messo a disposizione dall'azienda Wabtec Corporation, richiede una serie di dati di input. L'aspetto importante è la scelta dei valori corretti, che caratterizzano le diverse condizioni di servizio che influiscono sul consumo d'aria.

5.1.1 Configurazione del treno

La prima fase di inserimento dei dati è necessaria per configurare correttamente il treno che è la base di tutti i calcoli. È importante creare una configurazione del treno il più accurata possibile per poter descrivere il sistema pneumatico come sarà nella realtà.

I dati di input di questa prima sezione sono relativi alle condizioni statiche, si faccia riferimento al train set raffigurato in Allegato 1.

Project Name	ETR1000
Vehicle Type	Train
Train Type	EMU
Train Length	202 m
Brake System	Double Pipe
Number of Cars	8

Bogie Types:

Types	Q.ty	Q.ty of Axles	MTB	Pneumatic Suspensions
Bogie 1	6	2	No	Yes
Bogie 2	2	2	No	Yes
Bogie 3	6	2	Yes	Yes
Bogie 4	2	2	Yes	Yes
Bogie 5				
Bogie 6				

Figure 37: configurazione treno

Sull'ETR 1000 si possono identificare 4 tipologie di carrello:

- n° 6 carrelli della tipologia "Bogie 1 - Motor" caratterizzata da carrelli dotati di forza motrice;
- n° 2 carrelli della tipologia "Bogie 2 - Motor_S" caratterizzata da carrelli dotati di forza motrice e sabbie;

- n° 6 carrelli della tipologia "Bogie 3 – Trailer_2P_MTB" caratterizzata da carrelli trainati con 2 cilindri di parcheggio per asse e un pattino magnetico;
- n° 2 carrelli della tipologia "Bogie 4 – Trailer_2P_MTB_S" caratterizzata da carrelli trainati con due cilindri di parcheggio per asse, un pattino magnetico e sabbiera.

Nel tool ogni tipo di carrello, ogni tipo di asse nel carrello e ogni tipo di cilindro all'interno dell'asse è stato definito separatamente, comprese le tubazioni.

5.1.2 Profilo di missione

Questa parte dei dati di input è legata al comportamento dinamico durante la missione del treno. Consente di introdurre nello strumento di calcolo tutti i dati utilizzati durante il servizio dinamico del treno.

Informazioni richieste:

- condizioni ambientali (altitudine, umidità, temperatura, pressione ambiente);
- missione del treno (lunghezza dei binari, tempo);
- requisiti operativi (stazioni, altre fermate, parcheggio, Magnetic Track Brake, emergenza, WSP);
- requisiti dei dispositivi (sospensioni, sabbiatrici, ecc.).

2.8 Environment Requirements

Above Sea Level	0	m
Ambient Relative Humidity (Average)	50	%
Ambient Temperature (Average)	30	°C
Ambient Pressure	1,01	bar

2.9 Operational Requirements

Track Length	220	km
Journey Duration	75	min
Average Dwell Time (at each Station)	120	s
Average Train Speed	176	km/h
Number of Stations	3	
Number of Other Stops (during Journey)	0	
Number of Parking Brake Release Operations (during Journey)	1	
Number of MTB Applications (during Journey)	0	
Number of Emergency Brakings (during Journey)	0	
WSP Intervention Factor (Emergency Braking)	1	
WSP Intervention Factor (Service Braking)	1	

Il profilo di missione considerato è quello che va da Milano Centrale a Bologna Centrale passando per Milano Rogoredo e Reggio Emilia, per cui sono state considerate tre fermate complessive.

5.1.3 Reservoirs sizing and verification

Una sezione molto importante all'interno del tool è la definizione dei serbatoi che fungono da riserva di aria compressa, consentendo di immagazzinare una quantità di aria compressa pronta per l'uso. Questo è particolarmente utile nei momenti in cui la richiesta di aria supera la capacità immediata del compressore. I serbatoi inoltre aiutano ad attenuare le variazioni di pressione generate dal ciclo di accensione/spegnimento del compressore. Ciò contribuisce a mantenere una fornitura di aria più costante, riducendo l'usura dei componenti del sistema e migliorando l'efficienza complessiva.

Qui i serbatoi sono definiti in base al layout del sistema mostrato in Allegato 2.

Type	Q.ty	Volume (dm3)	Fill Up Pressure (bar)	Q.ty of Bogie Type 1 Fedded	Q.ty of Bogie Type 2 Fedded	Q.ty of Bogie Type 3 Fedded	Q.ty of Bogie Type 4 Fedded
Reservoir 1	3	300	8	1	0	0	0
Reservoir 2	1	100	8	0	1	0	0
Reservoir 3	1	100	8	0	0	0	1
Reservoir 4	3	300	8	0	0	1	0

Si possono definire due tipi di serbatoi:

- Serbatoi ausiliari con capacità totale di 800 dm^3 , quindi considerando 8 il numero di cassa il treno è equipaggiato da 100 dm^3 per ogni cassa. In tabella, per necessità del tool, sono divisi a loro volta in 4 tipi uno per ogni carrello nonostante avessero la stessa capacità in litri;
- Serbatoi della condotta principale, con una capacità totale a livello treno pari a 1000 dm^3 .

5.1.4 Consumo di aria per una frenatura di servizio

In questa fase viene calcolato il consumo di aria per effettuare una frenatura di servizio nei pressi di ogni stazione prima della salita e discesa dei passeggeri.

Un dato di input fondamentale è la pressione di massima frenatura di servizio nei cilindri che risulta essere pari a $P_{MS} = 2,6 \text{ bar}$.

3.1.1 Air Consumption

Air Consumption per Maximum Service Braking:

		Reservoir 1	Reservoir 2	Reservoir 3	Reservoir 4	
Bogie Type 1	Actuators ¹	9,11	0	0	0	Ndm3
	Piping ²	4,72	0	0	0	Ndm3
	Distributor ³	6,43	0	0	0	Ndm3
Bogie Type 2	Actuators ¹	0	9,11	0	0	Ndm3
	Piping ²	0	4,72	0	0	Ndm3
	Distributor ³	0	6,43	0	0	Ndm3
Bogie Type 3	Actuators ¹	0	0	0	13,66	Ndm3
	Piping ²	0	0	0	7,07	Ndm3
	Distributor ³	0	0	0	6,43	Ndm3
Bogie Type 4	Actuators ¹	0	0	13,66	0	Ndm3
	Piping ²	0	0	7,07	0	Ndm3
	Distributor ³	0	0	6,43	0	Ndm3

In tabella per ogni tipologia di carrello appare il consumo di aria in termini di Normal decimetri cubi o Normal litri, cioè una capacità in litri dei serbatoi ad una determinata pressione.

$$AC_{Act_MS} = V_{Act_Work} \cdot (P_{MS} + P_{Amb}) \cdot N_{Act} \quad (1)$$

$$AC_{Pipe_MS} = (V_{Pipe} + V_{Dead}) \cdot P_{MS} \cdot N_{Act} \quad (2)$$

$$AC_{Dis_MS} = V_{Dis \rightarrow Rel} \cdot P_{Dis \rightarrow Rel_MS} + V_{Rel \rightarrow B} \cdot P_{MS} \quad (3)$$

La Formula (1) determina il consumo di aria nei cilindri del freno moltiplicando il volume dei cilindri per la pressione richiesta durante una frenata di servizio.

La Formula (2) determina il consumo di aria delle condotte che comprendono sia il volume morto dell'attuatore che le tubazioni tra il carrello e i cilindri.

La Formula (3) determina il consumo di aria adibito alla porzione che va dal brake control al carrello.

4.1.1 Service Braking

Bogie Type	Air Consumption by Actuators per Max Service Braking ¹ (Ndm ³)	Air Consumption by Pipes and Dead Volume of Actuators per Max Service Braking ² (Ndm ³)
Bogie 1	9,11	11,15
Bogie 2	9,11	11,15
Bogie 3	13,66	13,51
Bogie 4	13,66	13,51
Bogie 5		
Bogie 6		

Number of Max Service Brakings per Journey ³

3

Air Consumption per Train per Journey ⁴

1138,02

Ndm³

Per una frenatura di servizio il consumo di aria a livello treno risulta pari a:

$$AC_{1SB} = \frac{\text{aria consumata per l'intera tratta}}{\text{numero di frenate per l'intera tratta}}$$

$$AC_{1SB} = \frac{1138,02}{3} \text{ Ndm}^3 = 379,34 \text{ Ndm}^3$$

Inoltre, considerando che questo consumo di aria è richiesto con un tempo di circa 3 secondi (affinché si fermi il treno) si può calcolare la portata istantanea in uscita come segue:

$$\dot{Q}_{1SB} = \frac{397,34 \text{ Ndm}^3}{3 \text{ s}} = 7946,8 \frac{\text{Ndm}^3}{\text{min}}$$

5.1.5 Consumo di aria rilascio freno di parcheggio

La tratta presa in considerazione implica il rilascio del freno di parcheggio soltanto a Milano Centrale. Per attuare tale rilascio, è

necessario pressurizzare i cilindri del freno di parcheggio a una pressione di 4,5 bar. Il rilascio avviene con una logica inversa in modo che in mancanza di aria il treno risulta frenato.

4.1.3 Parking Braking

Bogie Type	Air Consumption by Actuators per Release Operation ¹ (Ndm3)	Air Consumption by Pipes and Dead Volume of Actuators per Release Operation ² (Ndm3)
Bogie 1	0	0
Bogie 2	0	0
Bogie 3	15	8,7
Bogie 4	15	8,7
Bogie 5		
Bogie 6		

Air Consumption per Train per Journey ³

278,65

Ndm3

$$AC_{1PB} = \frac{278,65}{1} Ndm^3 = 278,65 Ndm^3$$

5.1.6 Consumo di aria sospensioni

Nella seguente tabella sono riportati i risultati ottenuti per il calcolo del consumo di aria per effetto del carico e scarico dei passeggeri considerando le tre fermate durante la missione (Minimum/Maximum Static Air Consumption due to Load change per Journey).

4.2 Pneumatic Suspension

One levelling valve dynamic consumption	3	Ndm3/min
Minimum Percentage of AW0/AW3 Load Changing at each Station	10	%
Maximum Percentage of AW0/AW3 Load Changing at each Station	20	%

Bogie Type	Minimum Static Air Consumption due to the Load Change per Journey ¹ (Ndm3)	Maximum Static Air Consumption due to the Load Change per Journey ² (Ndm3)	Dynamic Air Consumption per Journey ³ (Ndm3)
Bogie 1	748,8	1497,6	1242
Bogie 2	249,6	499,2	414
Bogie 3	748,8	1497,6	1242
Bogie 4	249,6	499,2	414
Bogie 5			
Bogie 6			

Minimum Air Flow Consumption per Train per Journey ⁴	70,78	Ndm3/min
Maximum Air Flow Consumption per Train per Journey ⁵	97,41	Ndm3/min

Per ottenere il consumo di aria per effetto di un solo carico di passeggeri, per esempio, alla stazione di Milano Centrale si è considerata la formula seguente:

$$AC_{St_{Min}} = (V_B + V_{SR}) \cdot (P_{Crush} + P_{Tare}) \cdot N_{OS} \cdot LC_{Min} \cdot K \quad (1)$$

$$AC_{St_{Max}} = (V_B + V_{SR}) \cdot (P_{Crush} + P_{Tare}) \cdot N_{OS} \cdot LC_{Max} \cdot K \quad (2)$$

Considerando il massimo consumo statico:

$$AC_{1sosp} = \frac{\text{consumo di aria statico intero viaggio}}{\text{Numero di stazioni}} = \frac{1497,6 + 499,2 + 1497,2 + 499,2}{3} = 1331,1 \text{ Ndm}^3$$

5.1.7 AGTU configuration

In questa sezione si è definito la configurazione del sistema di compressione.

5.1 Compressor Unit Data

Compressors Data:

Free Air Delivered by Single Compressor (Before Air Dryer)	1560	dm ³ /min
Tolerance on Compressor output	5	%
Air Dryer Consumption for Regeneration	20	%

La portata all'uscita del singolo compressore risulta pari a $1560 \frac{dm^3}{min}$; considerando un minimo di tolleranza e il consumo di aria dovuto alla rigenerazione dell'essiccatore si ottiene:

$$Q_{Compr} = FAD \cdot Tol_{Compr} \cdot \varphi_{AD-Reg} \quad (1)$$

Corrected free air delivered by single compressor (after air dryer) ¹	1185,6	Ndm ³ /min
---	--------	-----------------------

La portata utile e immediata all'uscita del compressore risulta essere $1185,6 \frac{Ndm^3}{min}$.

5.2 Definizione pressione di regime della condotta

L'obiettivo di questo capitolo è calcolare la caduta di pressione massima che si può avere in condotta. Lungo una tratta commerciale si possono identificare tre scenari distinti:

1. Scenario 1: il treno è fermo nella stazione di partenza (Milano Centrale) con il freno di parcheggio asserito e si predispone per la salita dei passeggeri; i consumi di aria risultanti in questo scenario sono il rilascio del freno di parcheggio, per cui bisogna fornire pressione ai cilindri a 4,5 bar e la predisposizione delle sospensioni tale per cui la distanza in altezza tra il veicolo e i binari risulti uguale all'altezza della piattaforma per la salita dei passeggeri;
2. Scenario 2: il treno parte e percorre la tratta fino alla prossima stazione; in questo scenario il consumo di aria è prevalentemente dovuto alle sospensioni dinamiche lungo la tratta tra una stazione e l'altra per assicurare il massimo comfort dei passeggeri; la frenatura pneumatica non incide a meno di emergenza poiché la tratta è ben gestita e monitorata, il treno rallenta in modalità elettrodinamica;
3. Scenario 3: il treno nei pressi della sosta alla prossima stazione effettua una frenatura di servizio, si ferma in piattaforma e predispone le sospensioni per la salita dei passeggeri; per cui il consumo di aria compressa in questo scenario è adibito alla frenatura pneumatica e alle sospensioni.

Tra gli scenari appena descritti e dovendo scegliere lo scenario più gravoso in termini di portata d'aria compressa e quindi di caduta di pressione in condotta, si è scelto di escludere lo scenario 1 in quanto è una situazione che può essere gestita quasi senza limiti di tempo o comunque tempi che possono essere discussi con l'operatore.

Per quanto riguarda lo scenario 2, considerando i dati nella tabella del paragrafo 5.1.6 si ottiene che il consumo dinamico delle

sospensioni lunga la tratta Milano Centrale – Bologna Centrale risulta pari a:

$$AC_{dynamic} = 3312 \text{ Ndm}^3$$

Considerando che l'intera tratta è lunga 220 km e che la velocità media del treno è pari a 175 km/h si ottiene che il treno percorre 1 km in 0,3429 min. La portata media:

$$\dot{Q}_{media} = 15,05 \frac{\text{Ndm}^3}{\text{km}} * \frac{1 \text{ km}}{0,3429 \text{ min}} = 43,89 \frac{\text{Ndm}^3}{\text{min}}$$

In ultimo lo scenario 3 richiede il consumo in termini di portata per una frenatura di servizio pari a $7946,8 \frac{\text{Ndm}^3}{\text{min}}$ (rif. 5.1.4) con la successiva richiesta da parte delle sospensioni ma in modalità statica.

Il consumo in termini di portata per le sospensioni relativo a tre soste in stazione a livello treno risulta pari a:

$$AC_{static} = 3993,6 \text{ Ndm}^3$$

Suddiviso per le 3 fermate si ottiene $AC_{static} = 1331,2 \text{ Ndm}^3$, considerando che questo consumo è richiesto nel peggiore delle ipotesi nel giro di 2 minuti si ottiene:

$$\dot{Q}_{media} = 665,6 \frac{\text{Ndm}^3}{\text{min}}$$

Lo scenario peggiore è decisamente lo scenario 3 in cui il treno deve fermarsi in stazione e deve far salire i passeggeri.

In questo scenario la caduta di pressione in condotta è calcolata con la seguente formula:

$$\Delta p = \frac{AC_{scenario3} [Ndm^3]}{capacità\ del\ treno [dm^3]}$$

Dove,

$$AC_{scenario3} [Ndm^3] = AC_{1SB} + AC_{static} = 397,34 + 1331,2 = 1728,54 Ndm^3$$

Riguardo alla capacità del treno, è necessario valutare la situazione nel suo contesto più critico, ovvero quando si dispone solamente delle riserve ausiliarie, le quali sono protette da una valvola di ritegno dalla condotta principale direttamente connessa al compressore.

$$\Delta p = \frac{AC_{scenario3} [Ndm^3]}{capacità\ del\ treno [dm^3]} = \frac{1728,54 Ndm^3}{800 dm^3} = 2,16 bar$$

Questa è una stima molto conservativa poiché le riserve totali del treno includerebbero anche quelle della condotta principale ($1000 dm^3$), ma non sono state prese in considerazione a causa dell'ipotesi di un possibile guasto del compressore o della rottura della condotta.

Pertanto, considerando che:

- la pressione in condotta deve essere settata almeno ad un valore superiore alla massima di lavoro tra tutti gli utilizzatori (6 bar);
- la pressione in condotta non può scendere sotto i 6,5 bar a causa della diagnostica di mancanza di aria;

- la caduta di pressione nello scenario peggiore risulta essere 2,16 bar;

la pressione di regime della nuova logica di regolazione si aggira attorno ai 8,5 bar.

La logica di regolazione in questione implica un controllo continuo del motocompressore come illustrato in Figure 38 mantenendo la pressione nella condotta sostanzialmente costante, oscillando intorno ai 8,5 bar con lievi variazioni dell'ordine dei millibar.

La filosofia di base consiste nel regolare il numero di giri del compressore in base alla deviazione dalla pressione di regime. Quando c'è una maggiore richiesta di aria compressa, si verifica una più significativa caduta di pressione, causando un maggior scostamento dalla pressione desiderata. In tale scenario, il compressore funzionerà a un numero di giri più elevato. Man mano che la pressione nella condotta si avvicina alla soglia target, il compressore si adatterà riducendo i giri e operando a carichi parziali.

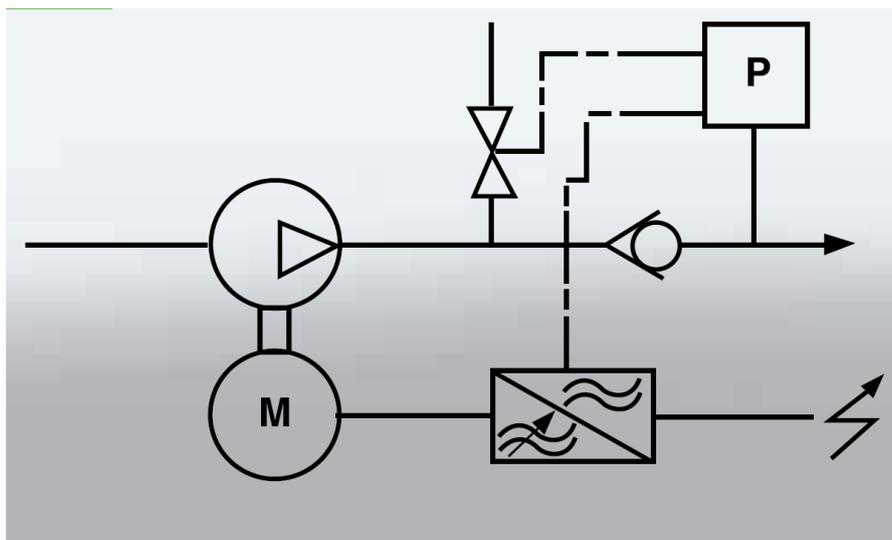


Figure 38: logica di regolazione a variazione della frequenza di rete

Riguardo al consumo energetico e alle attività di manutenzione discusse nei capitoli precedenti, è possibile trarre le seguenti osservazioni in relazione alla nuova logica di regolazione:

- il lavoro di compressione è direttamente proporzionale al rapporto di compressione. Poiché questo rapporto è inferiore rispetto alla logica tradizionale, lo sforzo di compressione e, di conseguenza, l'energia elettrica assorbita risultano minori;
- per quanto concerne le attività di manutenzione, è possibile dedurre che il compressore, regolato secondo questa logica, avrà un ciclo di lavoro che si avvicina al 100%. Facendo riferimento alla formula (3.5) e considerando un periodo di operatività di 12,000 ore per ciascun compressore, si deduce che l'AGTU deve essere sottoposta a revisione dopo 1000 giorni, equivalente a quasi 3 anni con un ciclo di lavoro di 24H/24H. Tuttavia, le 12,000 ore rappresentano un vincolo basato sull'esperienza accumulata nel corso degli anni dal team

AGTU di Wabtec Corporation, tenendo conto della regolazione ON/OFF e dell'usura delle fasce elastiche. In questa nuova soluzione, il compressore opererà costantemente in condizioni ottimali, il che può avere un impatto sicuramente positivo e potrebbe aprire nuove prospettive in futuro riguardo alle ore di pompaggio che il compressore può effettuare prima di essere sottoposto a revisione.

5.3 Gestione delle ore notturne

Dal capitolo 4.4 emerge che la gestione dell'unità di compressione durante la notte non è ottimale, con un Duty Cycle medio molto basso, pari al 23%, non essendoci consumi.

Dal punto di vista energetico la soluzione migliore sarebbe spegnere il compressore e preparare il treno in tempo per il nuovo servizio commerciale, ma è buona pratica non depressurizzare del tutto il convoglio per evitare di far scattare diagnostiche automatiche e di difficile gestione.

Si propone in prima battuta di espandere l'intervallo di pressione di accensione e spegnimento del compressore durante le ore notturne, poiché, pensando alla logica tradizionale, si mantiene il compressore acceso per un periodo più lungo, ma al contempo si lascia spento per un periodo più prolungato. Questa gestione comporterebbe un minor numero di accensioni. Facendo una valutazione di massima se il range passa da 8,5 - 10 a 6,5 - 10 allora il compressore sarà acceso per 4 min e spento per 16 ottenendo un vantaggio solo sul numero di accensioni poiché il DC non cambia molto, anzi si abbassa al 20% circa. La proposta per

la gestione notturna, basata sulla logica di regolazione suggerita, consiste nell'operare il compressore a un numero di giri minimo al fine di evitare frequenti avviamenti e, contemporaneamente, di non depressurizzare la condotta. Infine, si propone eventualmente di implementare una modalità operativa notturna in modalità standby, sovrascrivendo le diagnostiche esistenti sul software della logica di treno.

5.4 Risultati raggiunti

Di seguito si presentano alcune considerazioni qualitative e rappresentazioni sintetiche dei risultati emersi dalle analisi condotte nel capitolo 5.

Analisi energetica

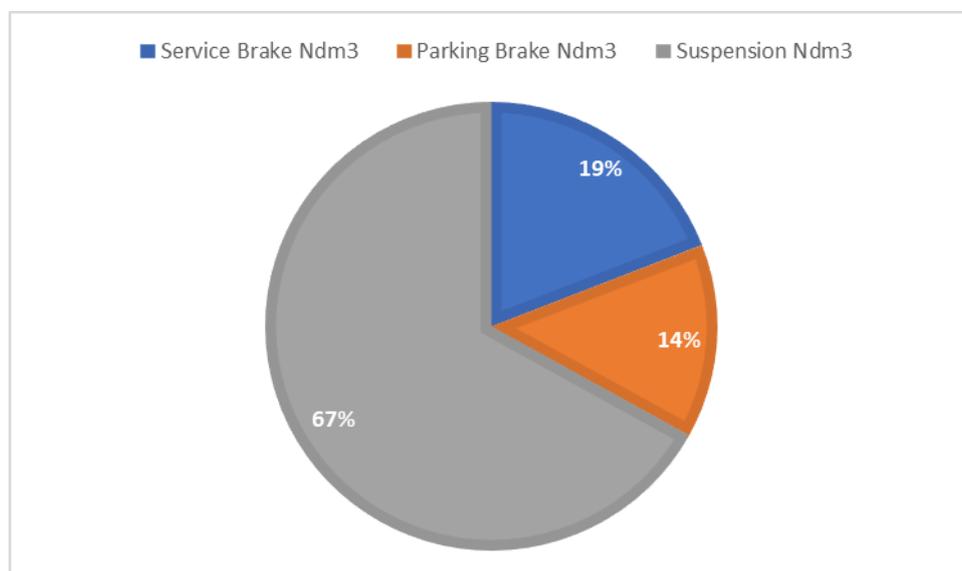


Figure 39: consumi di aria [Ndm³] a confronto

Dalla Figure 39 emerge in modo evidente che il consumo di aria dovuto alle sospensioni prevale sia sul consumo destinato al rilascio del freno di parcheggio che su quello associato alla

frenatura di servizio. Pertanto, si può concludere che il consumo energetico calcolato al Paragrafo 4.2 è principalmente attribuibile alle sospensioni pneumatiche.

Di seguito si sintetizza attraverso una tabella un confronto tra le due tecnologie.

CRITERI	LOGICA TRADIZIONALE ON/OFF	REGOLAZIONE A NUMERO DI GIRI VARIABILI
VANTAGGI	<p>Facilità di installazione</p> <p>Costo di investimento iniziale ridotto</p>	<p>Adattamento dinamico alla domanda di aria compressa</p> <p>Durata della vita utile dei componenti critici maggiorata</p> <p>Rapporto di compressione minore, con conseguente diminuzione del lavoro di compressione e risparmio energetico</p>
SVANTAGGI	<p>Usura maggiorata dei componenti critici a causa dei frequenti avviamenti a basse temperature del compressore</p> <p>Picchi di consumo energetico a causa degli avviamenti frequenti</p>	<p>Revisioni più frequenti con conseguente aumento del costo del ciclo di vita dei componenti a carico del cliente finale</p> <p>Costo di investimelo iniziale più elevato</p>

Uno dei vantaggi principale che risalta è che la durata della vita utile di componenti critici, come le fasce elastiche, può essere prolungata poiché potendo lavorare ai carichi parziali subiscono meno stress.

Dal punto di vista energetico, una regolazione di questo tipo evita i picchi energetici associati agli avviamenti frequenti dei compressori ON/OFF, con la possibilità di effettuare delle accensioni dette "soft start" e di ridurre notevolmente il numero di accensioni, inoltre è possibile ridimensionare i dispositivi di protezione salvavita. Per contro, dovendo seguire le variazioni di consumo, i compressori con inverter lavorano sempre e degradano prima e questo comporta un aumento dei costi di gestione del sistema.

I compressori operano in modo continuo ma garantiscono un livello di efficienza superiore. In aggiunta, attraverso il calcolo eseguito nel paragrafo 5.2 e considerando la logica di regolazione, è stato possibile ridurre il livello massimo di pressione nella condotta da 10 a 8,5 bar, con un abbassamento di 1,5 bar.

Questo calcolo è stato basato sulla condizione operativa più critica in termini di consumo pneumatico. Tale condizione si è riscontrata quando il convoglio si avvicina alla stazione a bassa velocità e, impossibilitato a sfruttare la frenata elettrodinamica, deve applicare la frenata pneumatica riempiendo tutti i cilindri a 2,6 bar per fermare il treno e permettere l'accesso ai passeggeri. Oltre al consumo associato alla frenata pneumatica, si registra un maggiore consumo durante le operazioni di salita e discesa dei passeggeri. Questo perché le sospensioni pneumatiche devono

adattarsi al nuovo carico, mantenendo costante l'altezza tra la carrozza e i binari.

La configurazione della condotta con questi livelli di pressione assicura la massima disponibilità per le operazioni che richiedono l'utilizzo di aria compressa, salvo malfunzionamenti nel sistema progettato. La riduzione complessiva del rapporto di compressione si traduce in un risparmio globale in termini di lavoro di compressione, potenza ed energia elettrica assorbita dalla rete.

6 Conclusioni

In conclusione a questo lavoro di tesi si può affermare che l'adozione di una tecnologia alternativa che consiste in una regolazione continua del sistema di generazione di aria compressa, si configura come una delle risposte plausibili per mitigare i costi energetici associati all'utilizzo dell'aria compressa sui treni per vari motivi.

La regolazione continua della velocità di rotazione consente di adattare la produzione di aria compressa alla domanda in modo più preciso, riducendo il consumo energetico complessivo. Ciò consente di adeguarsi con precisione alle fluttuazioni del carico sul compressore, riducendo o eliminando i periodi di inattività tipici dei compressori a portata costante. Le qualità di versatilità e flessibilità operativa risultano aspetti particolarmente vantaggiosi.

Descritto in questo modo, il compressore volumetrico con inverter a variazione di frequenza di alimentazione emerge come la scelta ottimale per massimizzare l'efficienza; sebbene siano evidenti diversi vantaggi, è tuttavia necessario sottolineare alcuni limiti emersi: la maggiore complessità del sistema comporta costi di manutenzione più elevati e richiede una gestione più attenta.

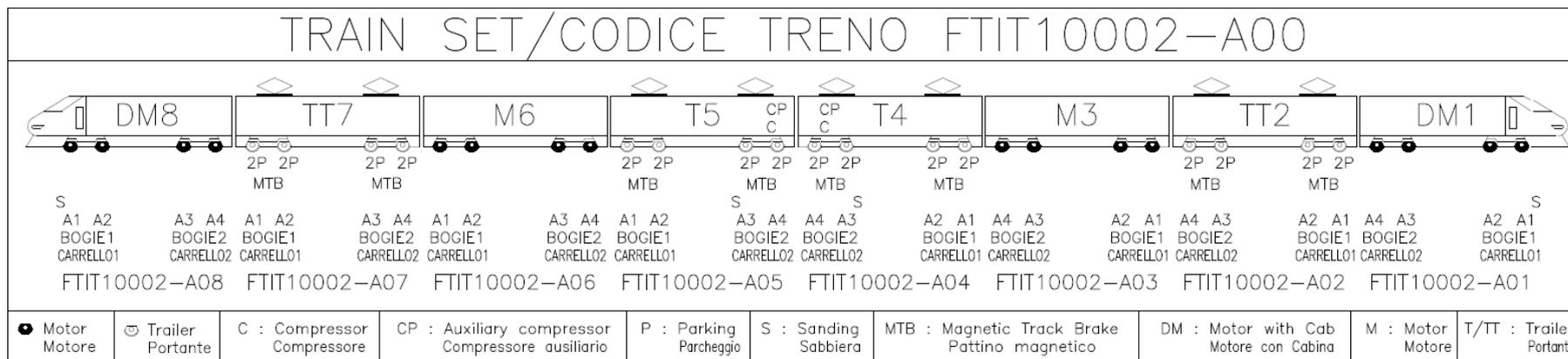
In seguito a questo cambio di paradigma si delineano opportunità per approfondimenti ulteriori: considerando che la pressione nella condotta principale, attraverso una regolazione continua, rimane relativamente costante, essa diventa una riserva più sicura e affidabile. Di conseguenza, è possibile valutare la riduzione del volume dei serbatoi, evitando sovradimensionamenti. Questo comporterebbe una diminuzione del quantitativo di aria da

immagazzinare e dei relativi risparmi energetici. In secondo luogo, si alleggerisce anche il carico non gravante, liberando spazio. È importante sottolineare che, con una particolare attenzione alla sicurezza, è essenziale dimensionare i serbatoi ausiliari in modo tale da consentire almeno una frenata di emergenza in assenza delle riserve della condotta principale e del compressore.

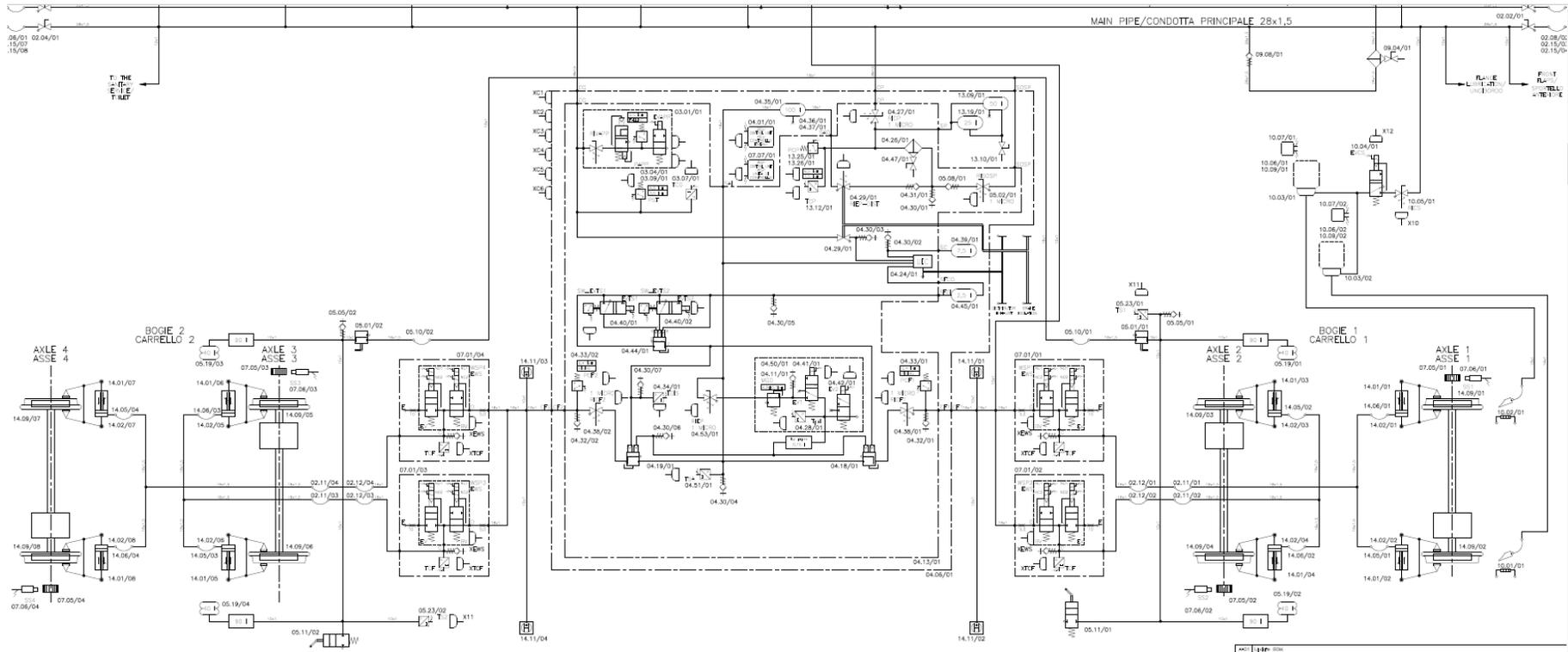
7 Bibliografia

- [1] DALLA CHIARA B., RICAGNO R., SANTARELLI M.,
"Sostenibilità energetica dei trasporti: analisi dei consumi e
della soluzione ferroviaria", Ingegneria Ferroviaria, vol.
LXIII, ISSN: 0020-0956, n. 6, pp. 531-543, giugno 2008.
- [2] Industria online, portale tecnico per ingegneri:
[https://www.industria-online.com/news/1108-sostituzione-
dei-gruppi-di-produzione-di-aria-dei-tgv-pse](https://www.industria-online.com/news/1108-sostituzione-dei-gruppi-di-produzione-di-aria-dei-tgv-pse)
- [3] Handbook Railway Brake Control Systems
- [4] Documentazione tecnica fornita da Wabtec
Corporation
- [5] Interviste ingegnere sistemista Wabtec
- [6] Interviste team AGTU Wabtec
- [7] Wabtec documentation: Type Test Report
- [8] Wabtec documentation: Technical Report

ALLEGATO 1- TRAIN SET ETR 1000



ALLEGATO 2 – SCHEMA PNEUMATICO ETR 1000



b