

Sviluppo di un modello predittivo per la vita di un serbatoio: il caso Ariston

Thermo Group

Development of a predictive model for a tank durability:

Ariston Thermo Group case study



Autore: Roberto Baglioni

Relatore: Prof. Ing. Michele Germani

Correlatore: Dott. Ing. Michele Badaloni

Università Politecnica delle Marche

Dipartimento di Ingegneria Industriale e Scienze Matematiche

Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica

Anno Accademico 2018-2019

Introduzione

Nell'ambito di un progetto sviluppato all'interno di Ariston Thermo Group, il seguente lavoro di tesi mira allo studio della durabilità di un serbatoio di uno scaldabagno. Lo sviluppo di un nuovo prodotto, così come il miglioramento delle tecnologie attuali, spesso non si basa su uno studio oggettivo e completo delle problematiche caratteristiche affrontate in fase di progettazione. Piuttosto si preferisce un approccio basato sull'esperienza, empirico e iterativo. O per mancanza di risorse aziendali o semplicemente a causa di una metodologia consolidata dal lavoro passato, si preferisce procedere senza uno studio preliminare mirato alla comprensione delle cause radici del problema affrontato. Nel seguente lavoro di tesi si è posto l'accento sulla necessità di uno studio metodico e dettagliato di tutte le possibili problematiche che possono limitare la vita del serbatoio di uno scaldabagno. Nei capitoli introduttivi è presentata l'azienda, gli obiettivi dello studio e a una descrizione del prodotto su cui ci si è focalizzati. Nei capitoli successivi sono esposte le principali teorie a cui si è fatto riferimento, presentando di volta in volta le ipotesi alla base della loro validità e l'accuratezza dei risultati. È riportata anche una breve analisi della normativa vigente utile per comprendere meglio lo stato dell'arte e il motivo dell'approccio teorico scelto. Un ulteriore elemento da sottolineare è lo *screening* fatto sulle principali criticità evidenziate. Questo capitolo è alla base dello studio presentato successivamente, il quale non vuole andare nel dettaglio di ogni singola problematica evidenziata ma solo di quelle principali, che costituiscono il vero fattore limitante per la longevità del prodotto. Dopo aver descritto nel dettaglio tutto lo studio teorico eseguito sul prodotto, è presentato il lavoro sperimentale a suo sostegno. Quest'ultimo è stato pensato non solo come supporto alle conclusioni puramente teoriche ma anche come strumento per tarare il modello di calcolo sviluppato, ed affinarlo sulla base delle evidenze sperimentali. Solamente dopo aver elencato i risultati confutati o confermati dagli esperimenti, sulla base delle problematiche sperimentali riscontrate, sono state analizzate alcune possibilità di proseguimento della ricerca,

nell'ottica di migliorare le stime sulla vita del prodotto.

Indice

1	Introduzione	1
1.1	Ariston Thermo Group	1
1.2	Scopo dello studio	2
1.3	Obiettivi: modello per la determinazione della vita del prodotto	4
1.4	Prodotto considerato: gamma medi, produzione Genga	5
2	Basi teoriche	10
2.1	Calcolo dello stato tensionale	10
2.2	Teorie di fatica	13
2.3	Accumulo del danno ed equivalenze	23
2.4	Corrosione e aggressività delle acque	25
3	Ariston e prove sperimentali	30
3.1	Capitolato Ariston	30
3.1.1	Fatigue Test	30
3.1.2	Coatings fatigue test	32
3.2	Accelerated life test (ALT test)	32
3.2.1	ErP efficiency	34
3.2.2	Cathodic protection verification	35
3.3	Norme e standard	37
3.4	Dati storici	38
4	Modello parametrico	47
4.1	Condizioni al contorno	47
4.2	Stato tensionale e curve di fatica	52
4.3	Resistenza test di fatica	59
4.4	Resistenza ALT test	63
4.5	Resistenza ERP	65
4.6	Resistenza Field test	68

4.7	Sensitivity sul materiale	71
4.8	Corrosione	71
5	Verifiche sperimentali	75
5.1	Verifica del salto smalto	75
5.2	Prove di fatica	78
5.3	Misure di corrente galvanica sul prodotto finito	80
5.4	Misure di corrente galvanica su campioni	89
6	Cocclusioni	102
6.1	Modello per la verifica della durabilità del serbatoio	104
7	Sviluppi futuri	107
	Bibliografia	109

Elenco delle figure

1	Rientri di mercato	3
2	Lydos Plus	6
3	Sezione scaldabagno	6
4	Componenti del serbatoio	7
5	Sezione saldatura circonferenziale	8
6	Curva del Wohler qualitativa	14
7	Parametri curva di fatica secondo norma	19
8	Interpolazioni tensioni	20
9	Dettaglio saldatura circonferenziale modello virtuale	20
10	Influenza della tensione media	21
11	Storia di carico reale	22
12	Schema protezione catodica	27
13	Anodi magnesio	28
14	Sala prove di fatica	31
15	Impianto prova a vita accelerata	34
16	Tapping ERP	36
17	Salto smalto saldatura circonferenziale	40
18	Salto smalto controflangia	41
19	Rottura saldatura longitudinale	41
20	Rottura controflangia	42
21	Punti di rinforzo controflangia	42
22	Salto smalto accentuato controflangia	43
23	Salto smalto virola	44
24	Salto smalto virola lontano da saldatura longitudinale	44
25	Salto smalto calotta superiore	45
26	Sezione calotta	48
27	Snervamento DD12	49
28	Curva di trazione provini vergini	50

29	Curva di trazione provini vergini vs smaltati	50
30	Stato tensionale a 9 bar	53
31	Stato tensionale a 12 bar	53
32	Verifica FEM dello stato tensionale	55
33	Modello a 4 corpi	56
34	Confronto modello a 2 vs 4 corpi	56
35	Curve del Wohler	58
36	Curva di fatica saldatura	59
37	Schema resistenza a fatica serbatoio	61
38	Correlazione pressione-prelievo Tapping M	65
39	Anodo di magnesio consumato	72
40	Prova di trazione statica provino smaltato	76
41	Curva di trazione parziale ottenuta a bassa velocità	77
42	Setup esperimento	81
43	Dettaglio inserti isolanti	82
44	Timer	83
45	Resistenze elettriche 1200W e 3000W	84
46	Corrente galvanica sul prodotto finito vs temperatura	85
47	Corrente galvanica vs temperatura in un ciclo di funzionamento	87
48	Correnti galvaniche totali e parziali	88
49	Influenza del piccolo prelievo	89
50	Campioni di misura	90
51	Setup prova sperimentale	91
52	Circuito del sistema da misurare	93
53	Circuito sistema misurato	94
54	Circuito di misura con voltaggio	95
55	Corrente galvanica parametrizzata per grandezza di difetto	97
56	Rapporti di corrente a temperatura ambiente	98
57	Rapporti di corrente ad alta temperatura	99

58	Correzioni rapporti di corrente galvanica ad alta temperatura . . .	100
59	Input	105
60	Output	106

Elenco delle tabelle

1	Tipologie di acque	29
2	Cicli di fatica storia di carico	67
3	Accensioni giornaliere Field test	70
4	Correlazione salto smalto - deformazione	77
5	Stima perdita peso anodo in ALT test	108

1 Introduzione

1.1 Ariston Thermo Group

Ariston Thermo Group è presente da decenni nel settore del comfort termico, affermandosi come leader di mercato. Soprattutto attraverso le numerose acquisizioni, tramite le quali ha ampliato la sua presenza su scala mondiale, il gruppo ha guadagnato numerose quote di mercato in molti Paesi esteri. Per riassumere l'operato in alcune cifre, oggi Ariston Thermo Group è presente in oltre 36 Paesi con 14 stabilimenti produttivi e molti altri centri di presenza commerciale diretta. L'azienda conta 6800 dipendenti e la vendita di prodotti in oltre 150 Paesi. Le origini risalgono al 1930: Aristide Merloni fonda le industrie Merloni avviando la produzione di bilance. Già negli anni '60 conta diverse centinaia di dipendenti ed inizia a produrre scaldacqua elettrici. È durante questi anni che comincia una fase di intensa crescita, nasce il marchio Ariston e inizia una lunga serie di acquisizioni che consolidano la sua presenza in Italia e non solo. Nel frattempo la produzione si allarga anche al mercato delle caldaie, climatizzatori, pompe di calore, bruciatori e solare termico. Non è secondaria la produzione di componentistica e i servizi concessi con i prodotti di ultima generazione. Oggi Ariston Thermo Group è una solida realtà con la sede principale localizzata nella città del suo fondatore, Fabriano. La consapevolezza di essere leader di mercato e la responsabilità sociale dell'azienda hanno portato quest'ultima a rivolgere sempre più l'attenzione al risparmio energetico. Sono importanti in tal senso i prodotti *smart* di ultima generazione che coniugano un'ottimale esperienza di utilizzo con qualità dei prodotti per raggiungere il massimo dell'efficienza. Vanno anche in questa direzione i servizi offerti e la sempre maggiore connettività, logica imprescindibile dei progetti in chiave Industry 4.0.

1.2 Scopo dello studio

Lo scopo dello studio è duplice: da un lato si vuol determinare con maggiore consapevolezza la durabilità del serbatoio di uno scaldabagno, dall'altro studiare la possibilità di semplificazione delle prove di laboratorio. Nel primo caso occorre tenere in considerazione molti aspetti diversi e concomitanti. Quelli d'interesse per questo studio sono raggruppabili in due macro aree per lo più: prestazioni meccaniche e resistenza alla corrosione. Il principale carico meccanico è di pressione; esso è limitato superiormente da una valvola di sicurezza ma non rimane costante durante il normale funzionamento. Ciò comporta che il serbatoio non solo deve garantire sufficiente resistenza per impedire il collasso plastico, ma, essendo soggetto ad uno stress variabile nel tempo, deve anche possedere una sufficiente resistenza a fatica meccanica. In primis, è una questione di sicurezza; la valvola che sfoga l'acqua quando essa raggiunge una eccessiva pressione riesce a impedire una tensione troppo elevata e previene il collasso plastico, tuttavia, a causa della fatica, il serbatoio potrebbe arrivare alla rottura meccanica anche a pressioni minori della massima consentita per legge. In questa eventualità, la rottura deve essere evitata, non solo in relazione al malfunzionamento del prodotto, ma soprattutto ai danni che può provocare a persone e oggetti. Nell'interesse specifico di questo studio, le prestazioni meccaniche del serbatoio sono state studiate in relazione alla durabilità dello smalto interno. Infatti, la rottura meccanica non è un problema riscontrato dai rientri di mercato dei prodotti di Ariston Thermo Group, né dai test di laboratorio eseguiti internamente. La resistenza alla corrosione invece risulta essere più critica, non solo come problematica indipendente dalle altre, ma anche in relazione alla fatica meccanica. Per effetto di un carico eccessivo, potrebbe verificarsi un salto smalto (distacco dello smalto dalla superficie interna del serbatoio). Ciò determina un incremento della superficie totale non protetta dallo strato protettivo interno e perciò soggetta a corrosione.

In fig. 1 è mostrata un'analisi dei rientri relativa al mercato Italia. Circa il 29% di essi è dovuto a delle perdite in varie zone del serbatoio causate dalla corrosione.

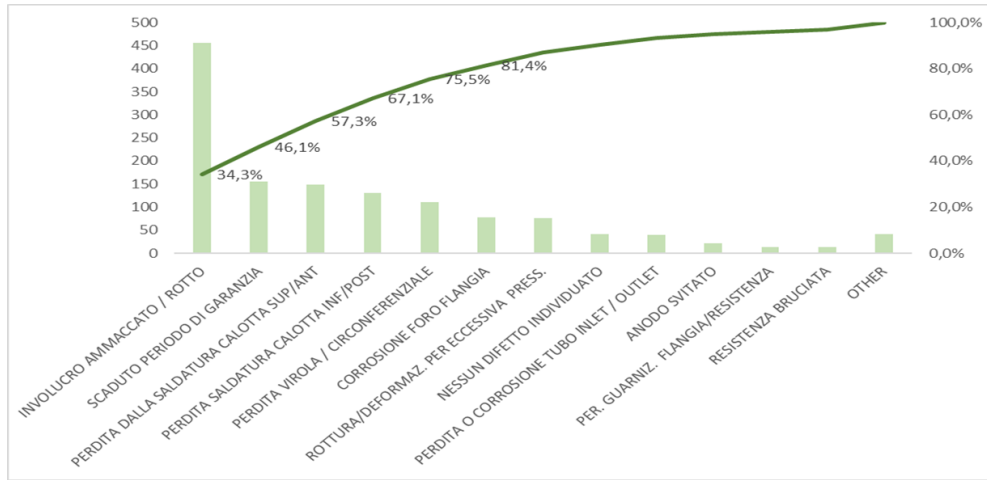


Figura 1: Rientri di mercato

Tuttavia, la causa da cui si è sviluppata un'eccessiva corrosione può essere meccanica. Da qui si evince dunque che i due fenomeni non sono indipendenti, ma va tenuto conto anche della reciproca influenza. Da tale indagine è possibile stimare la vita del serbatoio di uno scaldabagno, o verificare che essa non sia inferiore alla durata minima garantita, pari a 5 anni in questo ma che varia a seconda del modello. Volendo invece rivolgere l'attenzione alle possibilità di ottimizzazione del prodotto e dei processi ad esso correlati, ci si è soffermati sullo studio dei test di laboratorio. Lo scaldabagno come prodotto completo è abbastanza semplice sia per numerosità che tipologia di componenti, almeno da un punto di vista meccanico. Negli anni ha subito numerose ottimizzazioni e non sarebbe facile individuare ulteriori migliorie, in particolare per il serbatoio, oggetto di tale studio. Dal punto di vista produttivo risulterebbe complicato invece introdurre delle modifiche in uno stabilimento altamente automatizzato come quello di Genga. Questo, con circa 1300000 pezzi prodotti all'anno, è lo stabilimento più produttivo del gruppo, e presenta un numero ridotto di operatori rispetto ai pezzi realizzati. L'elevato grado di automazione raggiunto rende il processo produttivo rigido, perciò ogni minima modifica necessita l'intero stravolgimento di esso. La modifica non interesserebbe solo le operazioni che dovrebbero essere trasformate, ma anche quelle a valle e a monte che si devono adattare alle modifiche proposte. In questo contesto potrebbero risultare necessari ingenti investimen-

ti per l'acquisto di nuovi macchinari o modifiche di layout, anche maggiori dei benefici portati dalla variazione proposta. Risultano invece molto più facili e a breve termine tutte le modifiche inerenti ai test di laboratorio. In questo caso la presenza dell'operatore è molto più importante e permette maggiore flessibilità nella variazione delle procedure di test. I benefici di eventuali migliorie in tale direzione sono principalmente: la riduzione del tempo impiegato dall'operatore nell'esecuzione dei test e il risparmio di prodotti finiti o incompleti da testare e scartati dopo ogni loro impiego. Nell'ambito di questo studio, è stata studiata la possibilità di unire in un unico test le prove di fatica eseguendole ad un unico livello di pressione. Inoltre, focalizzandoci sull'ALT test (cap. 3.1.3), è noto che esso presenta un ben determinato rapporto di accelerazione della vita dello scaldabagno, tuttavia non è supportato da alcuna teoria, quindi si vuole provare la correttezza di questo dato cogliendo l'occasione per studiare alcune possibilità di miglioramento della prova.

1.3 Obiettivi: modello per la determinazione della vita del prodotto

Nell'ambito degli scaldabagni prodotti da Ariston Thermo Group, sono molti i modelli realizzati. Ma se si fa riferimento al componente serbatoio la variabilità diminuisce. Nello stabilimento di Genga sono prodotti serbatoi di diversa capacità (50, 80 e 100 litri). Prendendo in considerazione anche altri stabilimenti la variabilità aumenta: il serbatoio più piccolo è di 6 litri mentre il più grande di 5000 litri. Ciò mette in evidenza l'importanza di un risultato che sia il più generalizzabile possibile, estendendone la validità ad un qualsiasi serbatoio. Tuttavia, nell'interesse dello sviluppo di tale modello, ci si è concentrati su un solo prodotto: ciò ha permesso un focus maggiore sulle problematiche di dettaglio da analizzare, senza considerare la variabilità. La finalità è quella di realizzare un foglio di calcolo *Excel* che a partire da vari input parametrizzati restituisca come output una stima della vita del serbatoio, e, allo stesso momento, tenga conto

di tutte le criticità già introdotte e descritte nel dettaglio successivamente. Per input s'intendono parametri geometrici e caratteristiche del materiale. Alcuni dati sono noti, altri no. In quest'ultimo caso devono essere determinati tramite l'ausilio di opportuni test. L'impostazione parametrica data al foglio di calcolo risponde alla necessità di sviluppare uno strumento versatile, in grado di poter essere riapplicato a un serbatoio diverso. Le utilità sono molteplici. Ai fini descritti si aggiungono diversi vantaggi pratici. Lo strumento di calcolo può essere utilizzato senza l'impiego di software specifici; esso è stato sviluppato attraverso un software familiare ai progettisti. La facilità di utilizzo risiede anche nel fatto che l'utente finale può solamente far riferimento alle schede di input e output, disinteressandosi delle schede di calcolo specifiche, senza entrare nei tecnicismi delle problematiche affrontate. Ciò permette di poter utilizzare il foglio di calcolo anche senza una conoscenza approfondita del prodotto e del problema, ma semplicemente seguendo la procedura guidata attraverso gli step necessari. Un ulteriore vantaggio consiste nella velocità di utilizzo ed elaborazione. La fase di *pre-processing* necessaria per impostare il foglio di calcolo non è dispendiosa in termini di tempo e, poiché il modello si basa su calcoli analitici e non iterativi come quelli di un comune software FEM, il risultato viene restituito istantaneamente senza l'ausilio di ingenti risorse di computazione. Tutti questi aspetti dimostrano la validità di utilizzo del foglio di calcolo (cap. 6.1), soprattutto nella fase iniziale di progettazione del serbatoio, permettendo di avere una rapida e facile stima della vita di esso e come varia in funzione dei parametri di input. Quindi lo strumento risulta utile non solo nella eventualità in cui l'obiettivo è capire meglio la durabilità del prodotto, ma anche comprendere l'influenza dei vari parametri in gioco sulla longevità del serbatoio dello scaldabagno.

1.4 Prodotto considerato: gamma medi, produzione Genga

Ai fini dello studio delle prestazioni meccaniche è stato considerato il serbatoio da 80 litri (*high runner* della produzione dello stabilimento di Genga - *Med*

Platform). Questo componente è impiegato nella produzione di diversi modelli: tra di essi vi è il Lydos per esempio, che a sua volta si differenzia in ulteriori modelli. Il suo studio dunque è di utilità per diverse tipologie di scaldabagno. La fig. 2 mostra un esempio di prodotto finito. In particolare si fa riferimento al *Lydos Plus*. Quello visibile è solamente l'involucro: al di sotto vi è uno strato di poliuretano per contenere le dispersioni termiche, ed il cuore del prodotto è costituito dal serbatoio oggetto di tale studio.



Figura 2: Lydos Plus

In figura 3 si può osservare la sezione di un modello CAD di prodotto finito che mette in evidenza i componenti principali.

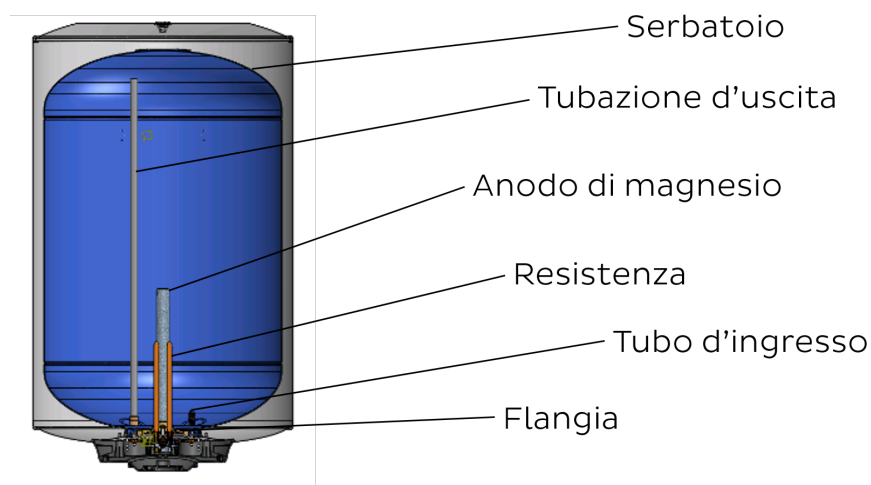


Figura 3: Sezione scaldabagno

Il serbatoio (componente blu in foto) è chiuso all'estremità inferiore da una flangia sulla quale sono installati l'anodo di magnesio e la resistenza elettrica. Quest'ultima si interfaccia con l'elettronica (ove presente) che controlla il funzionamento dello scaldabagno ed è posizionata nella parte sottostante. La tubazione d'uscita e quella d'ingresso (più corta della prima e poco visibile in figura) sono installate direttamente sul serbatoio tramite opportune saldature. La figura 4 mostra in dettaglio i componenti che compongono il serbatoio.

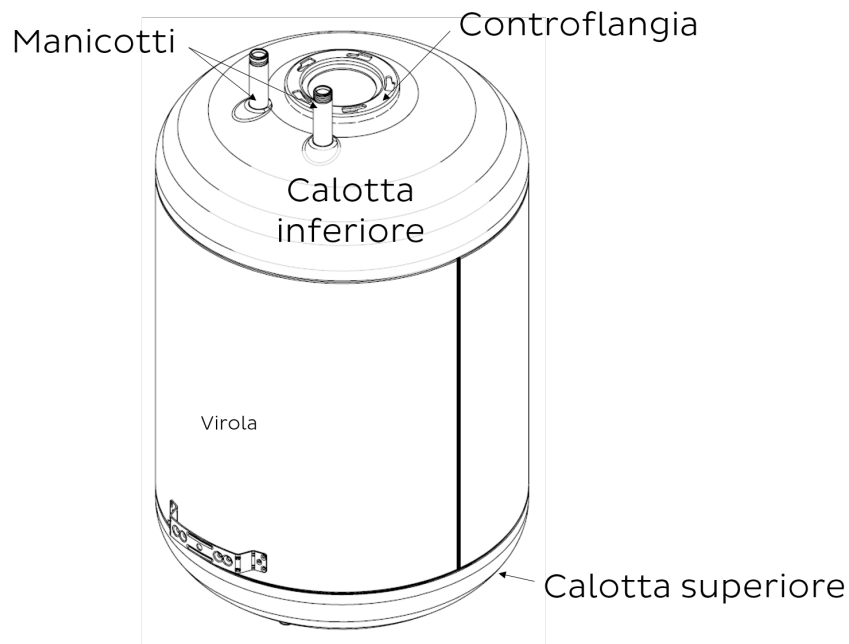


Figura 4: Componenti del serbatoio

I manicotti permettono il collegamento delle tubazioni tramite cui viene immessa e prelevata acqua; la controflangia permette l'installazione della flangia. I componenti principali sono tre: la calotta inferiore, quella superiore e la virola. Le denominazioni delle due calotte che chiudono le estremità del serbatoio, superiore e inferiore, fanno riferimento alla normale posizione di installazione, invertita rispetto a quella in figura. I collegamenti sono realizzati attraverso due saldature circolari che chiudono le due calotte sulla virola, ed una longitudinale che chiude i lembi adiacenti della virola (linee più spesse in figura 4). Le saldature circolari sono uguali in tutti i modelli. Il diametro della virola viene ridotto localmente per mezzo di una piegatrice. Quindi, la calotta viene inserita sulla

virola e la saldatura viene effettuata per mezzo di un arco elettrico (MIG).

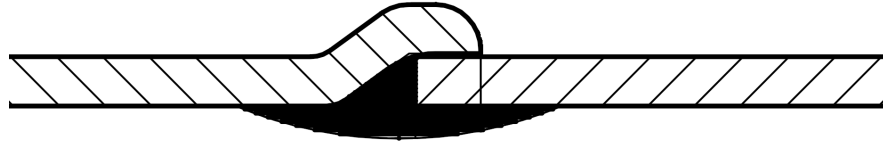


Figura 5: Sezione saldatura circonferenziale

In figura 5 ne è mostrato un esempio. La saldatura è localizzata sulla superficie esterna del serbatoio, e internamente viene a crearsi una discontinuità geometrica. Le saldature longitudinali sono realizzate in diversi modi. La produzione principale è fatta sulla calandra (modalità 1). La macchina svolge direttamente il *coil* d'acciaio, lo piega dando la forma circolare alla virola, chiude i lembi opposti in direzione longitudinale sovrapponendoli leggermente, ed opera la saldatura per mezzo di opportuni elettrodi rotanti. Quest'ultimi sono in contatto con la zona esterna ed interna della virola e hanno lo scopo di determinare un passaggio di corrente che permette di realizzare il giunto (saldatura a resistenza elettrica). Nonostante la calandra sia una macchina con elevata produttività non è sufficiente per soddisfare le esigenze di produzione. Per tale motivo le virole sono realizzate anche attraverso un'altra macchina che viene caricata direttamente con i fogli di lamiera tagliati dal *coil*. La macchina non opera un processo in continuo come nel caso precedente, ma piega circolarmente ogni foglio tagliato portando i lembi opposti da saldare in battuta di testa uno con l'altro senza sovrapporli (modalità 2). Quindi il giunto saldato è realizzato attraverso un elettrodo di tungsteno (TIG). Nel primo caso abbiamo una produttività maggiore, ma la sovrapposizione della lamiera introduce una discontinuità geometrica sulla superficie interna del serbatoio. Nel secondo caso abbiamo una produttività minore ma una maggiore qualità, vista l'uniformità della superficie interna. Per la produzione nello stabilimento di Genga il componente che varia la propria dimensione per realizzare capacità diverse del serbatoio è la sola virola. Essa viene realizzata in lunghezze diverse mentre le calotte rimangono sempre le stesse. Per lo studio degli aspetti relativi alla corrosione è stato considerato uno scaldabagno PRO1 ECO con

serbatoio da 50 litri. La produzione è localizzata sempre nello stabilimento di Genga e, al di là della diversa capacità rispetto al serbatoio considerato per lo studio degli aspetti meccanici, presenta molte affinità con esso. Come detto, la principale variazione nel serbatoio consiste nella lunghezza della virola. Il gruppo flangia (inclusa la resistenza elettrica e l'anodo di magnesio) può essere diverso a seconda del modello specifico di scaldabagno. In particolare, l'anodo di magnesio rimane sempre lo stesso per i serbatoi di capacità 50, 80, 100 litri, mentre la resistenza elettrica installata va da una potenza minima di 1200W ad una di 3000W. Nel seguente caso di studio la configurazione dello scaldabagno è stata variata per studiare i casi estremi rispetto alle possibili resistenze installabili per potenza.

2 Basi teoriche

In questo capitolo sono esposti i principali approcci teorici utilizzati nel corso dello studio. Essi consistono negli strumenti di cui ci si è avvalsi per la realizzazione del foglio di calcolo. Di volta in volta si è fatto riferimento non solo a considerazioni puramente teoriche, ma anche dettate dall'esperienza e conoscenza del prodotto da parte dell'azienda. Laddove questa non siano sufficienti, si è pianificata un'opportuna attività sperimentale finalizzata alla raccolta di maggiori dati relativi al caso di studio. Inizialmente ci si è focalizzati sugli aspetti meccanici: a tal proposito sono state prese in considerazione le teorie di calcolo dello stato tensionale e di resistenza a fatica. Poi, proseguendo con l'analisi della resistenza alla corrosione, sono stati studiati più nel dettaglio i meccanismi che concorrono alla corrosione galvanica.

2.1 Calcolo dello stato tensionale

Il calcolo dello stato tensionale è alla base dello studio delle prestazioni meccaniche del serbatoio. Generalmente viene approcciato per mezzo di analisi FEA, la quale non ha come soluzione lo stato tensionale esatto in un componente stressato meccanicamente ma una sua stima. La soluzione è più o meno approssimata a seconda delle condizioni al contorno utilizzate, e della tecnica di simulazione. Questa modalità di studio risulta interessante per componenti meccanici particolarmente complessi dei quali non si conosce la soluzione analitica esatta del problema, e sarebbe questa troppo complessa da analizzare. Viceversa, le esigenze e l'oggetto del seguente lavoro di tesi giustificano maggiormente un approccio analitico. Infatti, il prodotto non presenta particolari problematiche circa la determinazione dello stato tensionale nei componenti, trascurando i cordoni di saldatura e i pin della controflangia. Rifacendosi alla descrizione del prodotto presentata nel capitolo 1.4, si vuole determinare lo stress nel serbatoio. È di fondamentale per capire la ragione delle problematiche riscontrate in laboratorio e nell'ottica di future stime sulla resistenza a fatica. Varie teorie sono state consi-

derate per valutare effetti diversi sullo stress totale da parte dei carichi e vincoli applicati. Il sistema di riferimento utilizzato, vista la geometria del serbatoio, utilizza coordinate cilindriche che permettono di semplificare la trattazione analitica. Ai fini della determinazione dello stress nella virola è sufficiente la teoria di *Mariotte* [1]. Come verrà descritto più approfonditamente nel capitolo 4.1, poiché lo spessore è inferiore al diametro di due ordini di grandezza, l'ipotesi di pareti sottili alla base di questa teoria è verificata. Ciò permette di calcolare dei valori di tensione assiale e circonferenziale costanti su tutta la lunghezza della virola e dovuti al carico di pressione interna. L'ipotesi di spessore sottile permette di trascurare la tensione radiale in quanto minore rispetto alle altre di almeno un ordine di grandezza. Per quanto riguarda le calotte è stata applicata la *teoria dei Gusci* [1]. Ciascuna di esse è una membrana curva (superficie media non piana) con simmetria assiale. Nel caso specifico di questo studio si fa riferimento ad una calotta ellittica (la cui sezione in proiezione corrisponde con la geometria di un'ellisse). La teoria si applica in condizioni di totale simmetria assiale, non solo per quanto riguarda la geometria, ma anche la distribuzione dei carichi: nello specifico la membrana è soggetta a una pressione interna, che chiaramente rispetta la condizione di simmetria assiale. L'applicazione di entrambe le teorie non è sufficiente per la determinazione dello stato tensionale totale. Infatti, la trattazione secondo *Mariotte* permette di determinare lo stato tensionale di un'ipotetica virola priva delle calotte; viceversa, la *teoria dei Gusci* risulta utile per la determinazione dello stato tensionale di un'ipotetica calotta non collegata alla virola. L'approccio è soddisfacente nel momento in cui le zone d'interesse di cui si vuole studiare lo stato tensionale non sono nell'intorno del giunto saldato circonferenziale. Infatti, queste teorie non permettono di valutare la mutua azione che virola e singola calotta si scambiano. Il suo contributo è determinante in tale zona, e diminuisce in entrambi i componenti se si guarda a posizioni su di essi che siano sempre più lontane dalla saldatura circonferenziale. Quindi ad una distanza sufficientemente lontana dalla saldatura, lo stato tensionale può essere calcolato con

buona approssimazione per mezzo delle teorie citate; in prossimità di essa risulta necessario tener conto dell'effetto descritto. Perciò si fa riferimento alla *teoria dei tubi* [1] che permette di valutare le discontinuità di tensioni introdotte dai vincoli sugli spostamenti e deformazioni dei corpi, che a loro volta dipendono dai giunti. In questo caso la saldatura circonferenziale permette il movimento assoluto della parete del serbatoio: lo stesso, per effetto della pressione interna, vuole espandersi e aumenta di conseguenza il proprio diametro. Tuttavia, virola e calotte hanno una rigidità diversa, quindi, anche se sollecitati dallo stesso carico (pressione interna) si deformano diversamente. Questo comporta uno spostamento relativo tra le pareti della calotta e della virola diverso da zero. Ciò è impedito dalla saldatura circonferenziale che obbliga i due corpi a deformarsi della stessa quantità, quindi, per effetto di tale vincolo, nascono delle sollecitazioni addizionali a quelle descritte in precedenza e dovute solamente alla pressione interna del serbatoio. È come se il naturale movimento dei componenti in questione fosse impedito. È importante sottolineare che, nell'ambito del calcolo tensionale introdotto fino ad ora, ci si riferisce sempre alle tensioni che caratterizzano le pareti del serbatoio. Esula da questa trattazione il calcolo tensionale dettagliato degli sforzi sul cordone di saldatura, sia circonferenziale che longitudinale. Non solo la complessità del giunto fa sì che la trattazione analitica sia estremamente complessa se non impossibile, ma, come spiegato successivamente, il suo studio è di minore importanza. Tuttavia, nell'ottica di una trattazione completa, alcune considerazioni relative alla resistenza a fatica della saldatura circonferenziale sono state effettuate. Dopo aver individuato le principali cause di stress del serbatoio, si può procedere alla loro composizione. Banalmente, poiché ogni carico è applicato in campo elastico, si fa riferimento al principio di sovrapposizione degli effetti per calcolare la tensione totale a partire dalle sue componenti. Successivamente, con l'intenzione di giungere a un solo valore di sollecitazione che descriva lo stato tensionale totale, è stato applicato il criterio di *Von Mises*: ciò permette di individuare un valore di tensione equivalente, in termini di pericolosità rispetto alla rottura dell'acciaio,

che sia direttamente confrontabile con la resistenza del materiale, sia statica che a fatica. È stato scelto il criterio di *Von Mises* piuttosto che quello di *Tresca* poiché, anche se quest'ultimo risulta più conservativo, il primo dà risultati più simili ai reali come si evidenzia sperimentalmente.

2.2 Teorie di fatica

Lo studio delle prestazioni meccaniche si è concentrato principalmente sulla determinazione della resistenza a fatica del materiale. Infatti, a causa della pressione variabile, il serbatoio è soggetto ad un carico di fatica. In esso la pressione aumenta quando la resistenza elettrica è accesa e la valvola d'uscita chiusa. Ciò dipende dall'aumento di temperatura, il cui limite massimo dipende dal termostato. Nelle condizioni descritte, la massa d'acqua all'interno del serbatoio impedisce l'espansione del cuscinetto d'aria che si trova nella parte superiore. Tuttavia, per ragioni di sicurezza, la presenza di un'opportuna valvola limita l'innalzamento incontrollato della pressione oltre il valore nominale di 8 bar. La massima pressione consentita dalla valvola di sicurezza equivale a 8,5 bar, con una tolleranza di $\pm 0,7$ bar. Ciò significa che nel normale impiego non può essere superato il valore di circa 9,2 bar nella peggiore delle ipotesi. Al contrario, quando si effettua un prelievo, la pressione all'interno del serbatoio diminuisce istantaneamente raggiungendo valori inferiori alla pressione di mandata. Lo strozzamento dovuto al manicotto della tubazione di uscita non permette il deflusso dell'acqua con una portata paragonabile alla massa della stessa contenuta all'interno del serbatoio. Quindi, la pressione minima è uguale a quella di mandata decurtata delle perdite di carico. Essa non è sempre uguale, anzi, dipende dalla pressione di rete dell'impianto in cui lo scaldabagno è installato, ma è comunque maggiore della pressione atmosferica, poiché l'acqua altrimenti non riuscirebbe a raggiungere il rubinetto dal quale viene prelevata che si trova a valle dell'impianto. Per studiare il comportamento a fatica del serbatoio sono necessari diversi strumenti teorici. Da un lato è necessaria la conoscenza della curva del Wohler, dall'altro saper

modellare una storia di carico reale affinché la si possa trattare analiticamente.

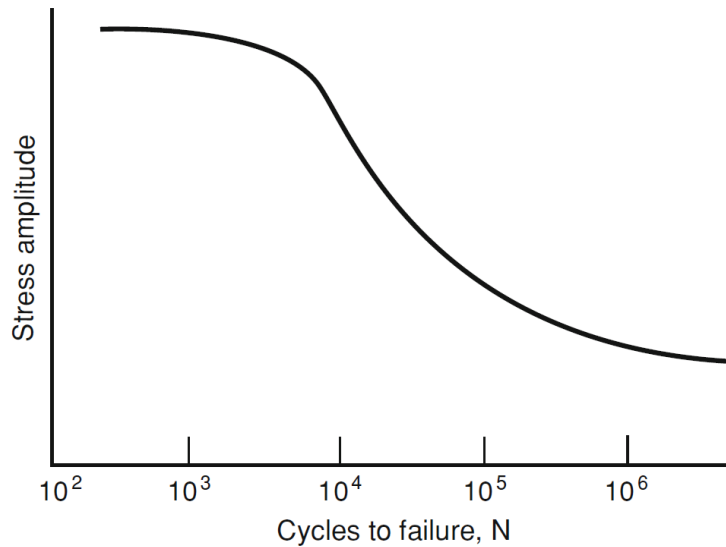


Figura 6: Curva del Wohler qualitativa

La figura 6 mostra un esempio generico di curva del Wohler. Sull'asse delle ordinate è presente il valore di tensione corrispondente alla gravità dello stato tensionale testato. Sull'asse delle ascisse è presente il numero di cicli che l'acciaio è in grado di resistere ad un certo livello di carico. Tale curva descrive il comportamento a fatica del materiale, permettendo di conoscere la durata di un componente che è sollecitato a tensioni inferiori al limite di snervamento ma comunque superiori ad una certa soglia detta limite di fatica. Quest'ultimo corrisponde a quel valore di tensione al di sotto del quale l'acciaio resiste a vita infinita, cioè il danneggiamento determinato da un certo numero di cicli di fatica è nullo. Determinare tale curva implica un'attività sperimentale molto lunga. Il fenomeno di fatica è molto aleatorio. Nella realtà, ogni componente meccanico non è mai identico all'altro. Eventuale presenza di cricche, geometrie non perfettamente identiche o anche solo finiture superficiali poco diverse, concorrono nel determinare delle minime differenze nei campioni testati. Tutto ciò implica che, a parità di provino e livello di carico, si ottiene una diversa resistenza in termini di numero di cicli. Per questa ragione in genere le curve del Wohler sono associate ad una certa affidabilità di rottura. E poiché questo aspetto della fatica non può essere studiato se non andando a considerare la meccanica della frattura di una cricca,

oltre alla sua nucleazione, per ottenere una buona stima della resistenza a fatica occorre ripetere più volte i test. Oltretutto, essi vanno pianificati per diversi stati tensionali, quindi, si intuisce come, per la completa caratterizzazione a fatica di un acciaio siano necessari diverse decine di campioni da testare. Le prove effettuate nella regione della fatica oligociclica non sono molto lunghe poiché i provini sono stressati con dei carichi particolarmente intensi, vicini allo snervamento. Al contrario, nella regione della fatica ad alto numero di cicli ed in particolar modo vicino al limite di fatica, le prove sono durevoli (il provino può resistere milioni di cicli). La determinazione di una curva di fatica può essere un'attività lunga anche diversi mesi e di conseguenza economicamente molto gravosa per l'azienda. Anche il reperimento di tale curva in letteratura può essere difficoltoso o impossibile. Per quanto detto, non sono molti gli acciai per i quali è stata effettuata una caratterizzazione in tal senso; è molto più probabile che sia stata fatta per acciai altoresistenziali o per applicazioni particolari, in cui sono richieste ben determinate caratteristiche meccaniche. Per la realizzazione del serbatoio è impiegato un acciaio duttile basso legato (cap. 4.1). Dalla mancanza di dati nasce la necessità di dover stimare in qualche modo le proprietà a fatica; lo scopo è quello di partire da considerazioni più approssimate e, in base ai risultati ottenuti, decidere con maggior consapevolezza se procedere con la caratterizzazione a fatica completa del materiale, piuttosto che andare a testare solamente alcuni livelli di carico. Ogni approssimazione fatta va poi confermata. Il manuale [2] mostra come stimare la curva del Wohler a partire dalle proprietà statiche del materiale. In particolare, il limite di vita infinita a fatica è definito come la metà della resistenza a rottura. Nella realtà poi, intervengono molti fattori nell'abbassamento del limite di fatica rispetto a quello teorico. L'equazione 1 esprime tale concetto:

$$\sigma_{LF} = K_a K_b K_c K_d K_e K_f \sigma'_{LF} \quad (1)$$

σ'_{LF} è il limite teorico di resistenza a fatica dell'acciaio; tutti gli altri coefficienti corrispondono ai fattori che intervengono nella realtà a diminuirne il suo valore,

perciò sono compresi tra 0 e 1. K_a tiene in considerazione la finitura superficiale. L'acciaio impiegato presenta le tipiche finiture di bassa qualità dei laminati a caldo. K_b considera l'effetto delle dimensioni, ma dipende anche dal tipo di carico applicato. In genere i componenti più grandi presentano comportamenti a fatica meno prestanti, ma, poiché il carico è di pressione e questo somiglia maggiormente ad uno assiale piuttosto che di taglio o torsionale, il parametro in questione è stato considerato pari a 1. K_c dipende dal tipo di carico applicato. Per le stesse considerazioni fatte riguardo K_c , esso è stato posto uguale al valore corrispondente ai carichi assiali. K_d considera l'effetto della temperatura. Nell'ipotesi di considerare una temperatura compresa tra i 40° e gli 80°C, il seguente parametro non ha molta influenza. K_e si riferisce all'affidabilità della curva. Per questo parametro si è scelto un valore di 0,897, corrispondente ad un'affidabilità del 90%; in genere le curve che possono essere reperite in letteratura si riferiscono al 50% perché mediano i risultati sperimentali. Nell'ottica di sviluppare un foglio di calcolo da affinare successivamente sulla base dei risultati sperimentali, esso può essere variato. Infine K_f è un fattore miscelaneo che ingloba al suo interno diversi effetti quali la corrosione per esempio. A causa delle difficoltà nel determinarlo, e per le medesime considerazioni fatte per il parametro K_e , esso è stato posto pari a 1. Per quanto detto, i parametri che influiscono maggiormente all'abbassamento del limite di fatica teorico sono: la finitura superficiale e la tipologia di carico applicato. Nell'ottica di affinare l'accuratezza del foglio di calcolo, i parametri posti pari a 1 possono essere considerati come strumento di taratura del modello, determinando il loro valore sulla base della caratterizzazione sperimentale dell'acciaio. Dunque, applicando tutti i fattori correttivi, si giunge alla determinazione del limite di fatica reale σ_{LF} . La curva di fatica è stimata attraverso due punti. Il primo corrisponde al livello di carico pari al 90% del limite di rottura e una resistenza di 1000 cicli. È questo il punto che separa la zona della fatica oligociclica da quella ad alto numero di cicli. Il secondo punto corrisponde ad un livello di tensione pari al limite di fatica appena calcolato e

un numero di 10^6 cicli. Esso separa la zona ad alto numero di cicli da quella a vita infinita. Congiungendo i due punti in un piano bilogarithmico con una retta, si ottiene il tratto di curva del Wohler nella zona ad alto numero di cicli, ovvero quella di maggior interesse per questo caso di applicazione.

$$\sigma = aN^b \quad (2)$$

L'eq. 2 descrive analiticamente la curva nel tratto considerato; i parametri a e b possono essere esplicitati anche in funzione del limite di rottura e del limite di fatica individuato precedentemente. A destra del limite di fatica la curva è orizzontale, cioè ogni livello di tensione inferiore non è in grado di danneggiare il materiale a fatica. Attraverso questa trattazione analitica si è in grado di stimare la curva del Wohler a partire solamente dal carico di rottura. La *failure* meccanicamente di maggiore interesse è il salto smalto (rivestimento protettivo interno del serbatoio). In particolare, prima di arrivare ad un vero e proprio salto, avviene una così detta *filatura*: lo smalto inizialmente non salta, piuttosto si crea una cricca che scopre una zona molto localizzata, permettendo all'acciaio di venire direttamente in contatto con l'acqua. Questo evento è stato legato allo snervamento dell'acciaio. Essendo lo smalto un materiale vetroso, in questo caso aderente ad un acciaio particolarmente duttile, esso non riesce a seguire un'eventuale eccessiva deformazione delle pareti del serbatoio e di conseguenza inizia a filare per poi saltare. Intendendo lo snervamento come il punto di separazione tra i piccoli e i grandi spostamenti, si è ipotizzato che lo smalto saltasse in corrispondenza di esso. Perciò, il salto smalto è un evento che accade ben prima della rottura dell'acciaio ed occorre determinare una curva di fatica ad hoc. In riferimento alla trattazione analitica precedente, si può stimare la vita a fatica del salto smalto in funzione del limite di snervamento piuttosto che di rottura. Il seguente approccio è stato già utilizzato in passato per lo studio di alcuni prodotti del mercato sud-africano con ottimi risultati. Ovviamente le curve di fatica determinate in tal modo sono solamente delle stime. Si rimanda la loro verifica sperimentale a dopo l'analisi

dei risultati in termini di durabilità dello smalto e dell'acciaio. È da sottolineare anche che la natura approssimativa dell'intera trattazione è dovuta al fatto che quest'ultima è stata sviluppata per quella tipologia di acciai con cui normalmente vengono realizzati gli alberi meccanici, molto diversi dal materiale considerato in questo studio. Le curve di fatica descritte si riferiscono all'acciaio vergine ed allo smaltato, che rispetto al precedente ha subito un trattamento termico a causa proprio della smaltatura. Per le saldature il discorso è diverso e più complicato. Ai fini della determinazione delle proprie caratteristiche a fatica è necessario determinare lo stato tensionale esatto nel cordone di saldatura o sviluppare delle curve di fatica ad hoc in grado di descrivere il comportamento a fatica sulla base delle tensioni nominali. Il primo caso è impossibile da effettuare analiticamente e molto complesso da realizzare tramite simulazione FEA. Infatti il cordone di saldatura non presenta uniformità di geometria, le sue caratteristiche meccaniche sono alterate e quindi diverse da quelle del materiale vergine. Ciò rappresenta una doppia difficoltà: la prima è nel replicare la stessa disuniformità della geometria in un qualsiasi CAD, la seconda è la non disponibilità delle prestazioni meccaniche da inserire in un simulatore FEM. Sviluppare una curva di fatica per il caso in esame porterebbe con sé le stesse problematiche descritte precedentemente, oltre alla maggiore aleatorietà dei test con un conseguente numero maggiore di provini da testare. Non è da meno l'ulteriore complicazione dovuta al fatto che i provini devono essere realizzati e sollecitati nella stessa modalità in cui il prodotto lo è in una comune applicazione. In aggiunta, da quanto analizzato successivamente la rottura meccanica delle saldature non rappresenta una criticità priorità, quindi per il suo studio è stata presa in considerazione la norma UNI EN 13445-3 [3].

In figura 7 è mostrato un estratto della norma. La tipologia di saldatura raffigurata, *Joggle Joint*, è uguale alla saldatura circonferenziale tra calotta e virola. I parametri sulla destra sono necessari per determinare della curva di fatica caratteristica di tale giunto. Nell'ipotesi che la saldatura non sia ispezionata con particolari tecniche non distruttive, se non mettendo in pressione il serbatoio


Detail No.	Joint type	Sketch of detail	Comments	Class	
				Testing group 1 or 2	Testing group 3
1.7	Joggle joint		Circumferential seams only (see 5.7) Minimum throat = shell thickness. Weld root pass inspected to ensure full fusion to backing. Single pass weld.	56 40	40 40

Figura 7: Parametri curva di fatica secondo norma

completamente sommerso in acqua, è stato scelto il parametro 40. La procedura di determinazione è specificata all'interno della norma, la quale parametrizza le curve di fatica per molte altre tipologie di saldature. Ciascuna di essa si riferisce ad un'affidabilità maggiore al 99%. La stessa norma indica come determinare le tensioni.

$$\Delta\sigma_{eq} = \max(|S_{12\max} - S_{12\min}|; |S_{23\max} - S_{23\min}|; |S_{31\max} - S_{31\min}|) \quad (3)$$

L'eq. 3 permette il calcolo dell'ampiezza di variabilità della tensione con cui procedere all'individuazione del numero di cicli dalla curva di fatica. Le S sono le tensioni principali, in questo caso coincidenti con la circonferenziale, assiale e radiale. Le tensioni citate non sono né le reali né le nominali; la norma indica di utilizzare le tensioni strutturali (*hot spot stresses*) come specificato nel manuale [4]. Tali tensioni sono maggiorate rispetto alle nominali perché tengono in considerazione delle discontinuità geometriche che causano una concentrazione degli sforzi, ma non sono le tensioni realmente agenti nel componente perché non tengono conto della componente non lineare di concentrazione delle stesse.

Il calcolo di questo sforzo si basa su un processo d'interpolazione a partire dalle tensioni nelle rispettive posizioni mostrate in figura 8, dipendenti a loro volta dallo spessore della lamiera di acciaio. Come specificato dalla norma [3], le tensioni nelle posizioni indicate possono essere individuate tramite l'utilizzo di estensimetri o analisi FEA. In questo caso di applicazione, a causa del ridotto spessore

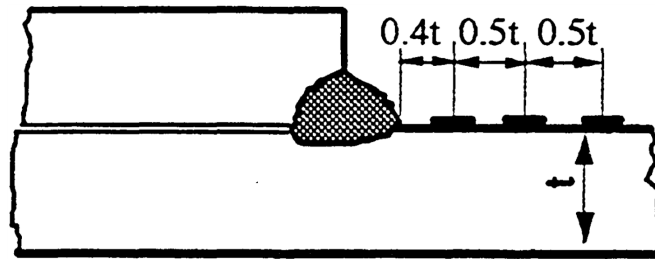


Figura 8: Interpolazioni tensioni

di virola e calotta, la componente radiale può essere trascurata mentre le altre due devono essere determinate come specificato. Si è scelto di procedere tramite applicazione FEA, modificando il modello virtuale già realizzato in passato (fig. 9). Le prime simulazioni FEA sono state effettuate senza modellare il cordone di saldatura. Esse hanno evidenziato uno stato tensionale profondamente diverso da quello reale. Quindi, per ottenere dei risultati più realistici, piuttosto che simulare un modello in cui calotta e virola sono vincolati direttamente uno all'altro, è stato modellato il cordone di saldatura con le reali dimensioni, vincolando i componenti come nella realtà.

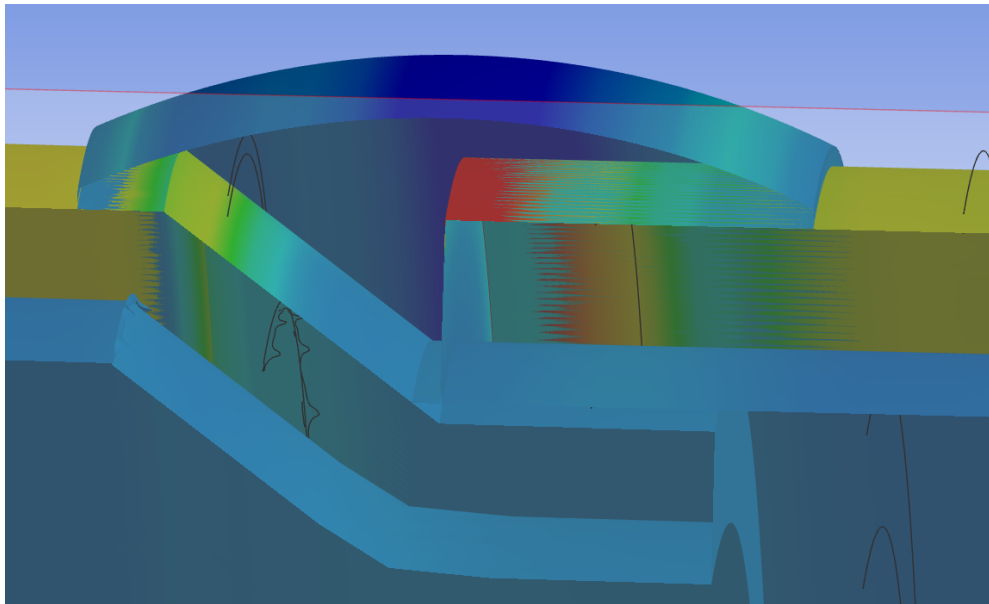


Figura 9: Dettaglio saldatura circonferenziale modello virtuale

Lo scopo non è quello di determinare lo stato tensionale nel cordone ma piuttosto quello nelle pareti del serbatoio. Individuando le tensioni nelle posizioni specificate in figura 8, ed estrapolando il valore di tensione strutturale come specifica il

manuale [4], si possono ricavare i livelli di tensione circonferenziale e assiale che stressano a fatica il serbatoio in prossimità della saldatura circonferenziale. In tutti i casi descritti, le curve di fatica si riferiscono ad un tipo di carico alterno simmetrico. La pressione massima e minima, così come le tensioni, sono uguali in modulo ed opposti in segno, e quindi il carico medio e la tensione media sono nulli. Si dimostra che una tensione media non nulla di compressione ha un effetto a volte benefico per la resistenza a fatica dell'acciaio, viceversa una tensione media di trazione. Come già accennato, il serbatoio è soggetto a cicli di fatica tra due livelli di pressione positivi, quindi è soggetto ad una tensione media non nulla di trazione (positiva). Riguardo alle curve di fatica a rottura e snervamento è necessario correggere le tensioni alterne sulla base di quelle medie. Tale operazione è possibile attraverso la *teoria di Soderberg* piuttosto che quella di *Goodman*.

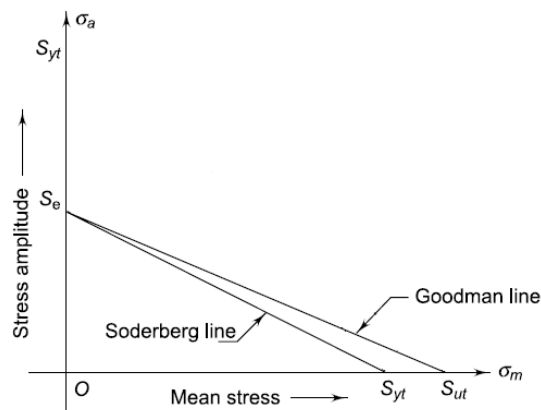


Figura 10: Influenza della tensione media

In figura 10 è possibile notare una visualizzazione grafica dei due criteri. Il primo è più conservativo, il secondo interpola meglio i dati sperimentali generalmente, quindi è più realistico. In questa trattazione sono presi entrambi in considerazione con l'obiettivo di determinare piuttosto che un numero esatto come limite di vita a fatica, una finestra di valori compresi tra due estremi. Tutte le teorie descritte sono utili per la determinazione della resistenza a fatica: esse sono alla base della determinazione approssimata della resistenza a fatica dell'acciaio e della tensione equivalente da utilizzare insieme alla curva del Wohler. Quest'ultimo aspetto in particolare è ricavato a partire dalla storia di carico a cui è soggetto

il componente. Tuttavia, se essa è formata da cicli di ampiezza e valor medio costante non ha bisogno di essere rielaborata. Al contrario, se la storia di carico presenta una certa variabilità, come spesso accade nella realtà, questa dev'essere rielaborata affinché ne sia determinata una equivalente dal punto di vista del danno da fatica ma al tempo stesso possa essere studiata analiticamente per la determinazione della tensione equivalente. In letteratura si trovano diverse tecniche con questa finalità ma la più utilizzata è quella del *Rainflow*. Nel comune utilizzo, anche se i livelli minimi e massimi di pressione in assoluto consentiti sono costanti, a causa dell'utilizzo che l'utente fa dello scaldabagno, la pressione massima raggiunta varia di volta in volta. Come si nota in figura 11, non è possibile determinare una serie ben determinata di cicli alterno simmetrici. La storia di carico è caratterizzata da un certo grado di casualità e ciò complica il suo studio.

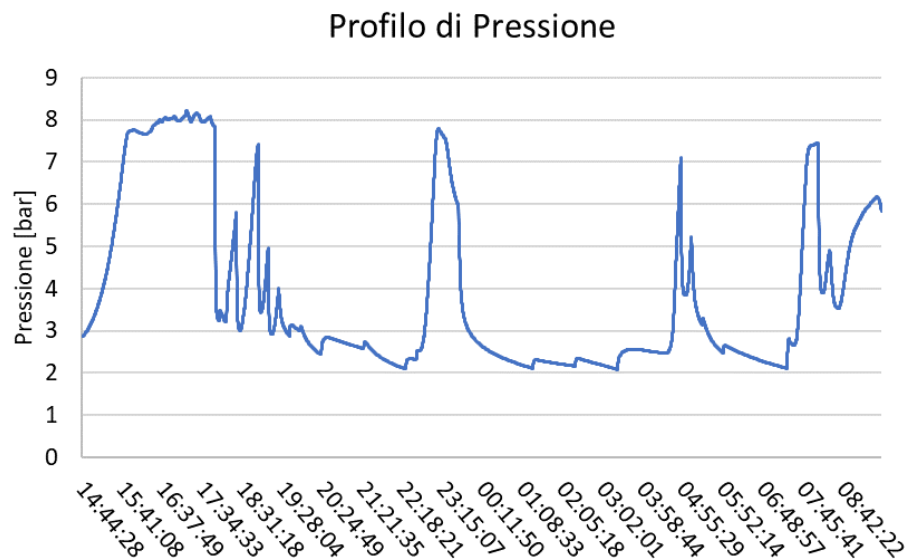


Figura 11: Storia di carico reale

Attraverso la tecnica del *Rainflow* è possibile determinare una serie di cicli alterno simmetrici la cui applicazione comporta lo stesso danneggiamento da fatica meccanica della storia di carico reale, e quindi può essere utilizzata per studiare la vita del serbatoio.

2.3 Accumulo del danno ed equivalenze

Una possibile ottimizzazione dei test di laboratorio descritti nei capitoli 3.1.1 e 3.1.2 può essere l'unione dei test di fatica in un unico. Essi sono eseguiti a diversi carichi di pressione e per diversi scopi. Unire i test significa essere in grado di estrapolare da un'unica prova di laboratorio le stesse informazioni che prima erano studiate con due diverse prove. Nello specifico dei test a fatica, significa cercare qualche tipo di correlazione in termini di numero di cicli che l'acciaio è in grado di resistere a diversi carichi. Per tale scopo è utile il concetto di danno da fatica.

$$D = \frac{n}{N} \quad (4)$$

L'eq. 4 definisce il danno da fatica D come il rapporto tra il numero di cicli ai quali il materiale è stato soggetto n , e il numero di cicli che è in grado di resistere N a quello stesso livello di carico. L'accumulo del danno di fatica secondo la Teoria di *Miner* [5] è espresso sempre secondo l'eq. 4. Il danno è una grandezza compresa tra 0 e 1. Il primo estremo si riferisce al materiale vergine che non ha subito alcuna sollecitazione, nel secondo caso il carico ha ciclato per un numero pari a quello che il componente è in grado di resistere al massimo, quindi rappresenta il suo fine vita. Un componente danneggiato parzialmente, presenta un danno compreso tra 0 e 1, ed è possibile stimare il numero di cicli rimanenti per la rottura come quello che è in grado di portare il danneggiamento del materiale ad 1, accumulandosi al danneggiamento precedente. La teoria descritta, e usata in questa trattazione, è anche la più diffusa in virtù della sua linearità, e quindi semplicità di applicazione. In letteratura si possono trovare anche molte altre teorie nate per colmare le lacune di quella di *Miner*. Un esempio sono quelle che considerano la rottura non imponendo la condizione $D=1$. È stato determinato sperimentalmente che essa può verificarsi anche per valori che vanno da 0,3 a 1,6. Il primo caso è caratteristico delle storie di carico che partono da valori elevati e proseguono nel tempo diminuendo in intensità, viceversa nel secondo

caso. Le storie di carico dei test a fatica di laboratorio sono costanti mentre nella realtà sono casuali quindi non vi è l'esigenza di prendere in considerazione tali aspetti. Altre teorie sono molto più specifiche per la tipologia di acciaio considerato. Per esempio, non considerando un accumulo lineare del danno, l'eq. 4 si modifica attraverso un esponente al quale tutta la frazione è elevata. Il parametro in questione dipende sia dal materiale che dall'intensità del carico applicato. Sebbene una teoria del genere sia molto più accurata, essa presuppone la conoscenza di questi parametri di difficile determinazione sperimentale. È quasi impossibile trovarne in letteratura, specialmente per l'acciaio analizzato d'interesse per questa trattazione. Altre teorie considerano l'abbassamento del limite di fatica. Per cui quando il carico applicato varia, esso determina un danno non al materiale vergine, ma ad un componente che ha il limite di fatica inferiore per via del danneggiamento precedente. Tuttavia, non solo nelle prove di fatica il livello di carico massimo e minimo non varia, ma non è provata neanche la maggiore affidabilità di una teoria del genere rispetto a quella di *Miner*. Il concetto di equivalenza si basa proprio su quello di accumulo del danno. Un numero di cicli in corrispondenza di un opportuno livello di carico è equivalente ad un numero di cicli in corrispondenza di un altro carico se entrambi determinano lo stesso danneggiamento dell'acciaio.

$$\frac{n_9}{n_{12}} = \frac{N_9}{N_{12}} \quad (5)$$

L'eq. 5 mostra l'equivalenza di cui si è discusso: conoscendo il numero di cicli al quale l'acciaio resiste a due livelli di carico, è possibile determinare il numero di cicli equivalenti in termini di danneggiamento da fatica corrispondente ad uno specifico numero di cicli eseguiti con un certo carico. Nello specifico, l'eq. 5 si riferisce alle prove di fatica eseguite in laboratorio ai livelli di pressione 9 e 12 bar (cap. 3.1.1 e 3.1.2).

2.4 Corrosione e aggressività delle acque

La corrosione all'interno del serbatoio rappresenta un'altra importante problematica all'interno del serbatoio. In questo caso di studio si fa sempre riferimento alla corrosione elettrochimica; a causa del diverso potenziale di riduzione di due metalli e dell'acqua, nascono delle correnti che portano all'ossidazione dell'anodo in quanto realizzato con un metallo meno nobile. Tuttavia, nonostante il principio alla base della corrosione elettrochimica sia sempre lo stesso, sono diversi i meccanismi con cui agisce e che concorrono al deterioramento della resistenza elettrica e del serbatoio. Lo scaldabagno oggetto del seguente studio presenta una resistenza di rame, immersa e non smaltata. Questo significa che non può essere rimossa senza il disaccoppiamento della flangia dal serbatoio, e oltretutto il rame della resistenza è direttamente a contatto con l'acqua all'interno. Il serbatoio invece è smaltato in tutti i casi; questo rivestimento è la prima modalità di prevenzione contro la corrosione. Un serbatoio perfettamente smaltato non presenterebbe alcuna criticità da questo punto di vista; tuttavia, a causa di un processo produttivo non perfetto, in alcuni punti lo smalto non aderisce o non lo fa in modo ottimale. Spesso si creano zone localizzate e numerose, caratterizzate da assenza di smalto sulle calotte. Un'altra zona critica è in prossimità delle saldature. La sovrapposizione dei lembi da saldare, sia nella zona del giunto longitudinale che in quella dei giunti circolari, determina un'irregolarità geometrica sulla superficie interna da smaltare. Questa non risulta perfettamente liscia con conseguenti difficoltà nel processo di smaltatura. La polvere soffiata all'interno del serbatoio non riesce a depositarsi in modo corretto sul lembo sovrapposto, in particolare nella zona di testa. Il poco smalto che si deposita viene cotto durante la successiva fase di permanenza in forno ($T_{max} = 800 \text{ }^\circ\text{C}$) e risulta nero piuttosto che possedere la tipica colorazione blu dello smalto. Di conseguenza, la protezione dalla corrosione non è garantita in questa zona e l'acqua potrebbe anche infiltrarsi tra i lembi sovrapposti delle lamiere piegate. La mancanza di un film protettivo in una zona localizzata porta al cosiddetto *Pitting*. Questa forma

di corrosione può essere molto insidiosa perché le correnti galvaniche, anche se di modesta intensità, possono raggiungere densità molto elevate se si concentrano in una zona ridotta. Tutto ciò può portare ad un elevato tasso di corrosione e la foratura del serbatoio in poco tempo. Un altro meccanismo molto insidioso è il *Crevice*. Esso consiste in una forma di corrosione localizzata come il *Pitting* ed è simile a quest'ultima anche nel modo di propagare. Tuttavia le regioni e le modalità con cui si sviluppa sono diverse. Il *Crevice* è tipico delle regioni in prossimità di un giunto in cui l'acqua riesce ad infiltrarsi in una zona molto localizzata tra i due componenti. Nel prodotto considerato questa condizione può manifestarsi vicino alla zona della calotta inferiore, in prossimità della flangia per effetto di una guarnizione che non ha aderito perfettamente. In questa regione si crea un ambiente povero di ossigeno, con un PH molto basso e una concentrazione elevata rispetto al resto dell'acqua che si trova nel serbatoio che fa da catodo. Queste condizioni favoriscono lo sviluppo di un meccanismo di corrosione particolarmente intenso che agisce sull'acciaio del serbatoio. Inoltre, sempre nella zona che si sta studiando, spesso il processo di smaltatura è incapace di ricoprire completamente i bordi della lamiera. Ciò peggiora enormemente lo stato di protezione; l'acciaio non protetto in modo corretto ed un processo di corrosione particolarmente aggressivo possono portare alla foratura del serbatoio in poco tempo. Dalle considerazioni fatte si evince che il processo di smaltatura da solo non basta per prevenire la corrosione e offrire una completa protezione, anzi, poiché i processi descritti sono tutti dei fenomeni localizzati, essi possono essere anche molto più aggressivi della corrosione generalizzata che si avrebbe senza un rivestimento protettivo all'interno del serbatoio. Perciò si ricorre alla protezione catodica [6]. Questo meccanismo viene realizzato tramite l'inserimento di un anodo di magnesio (metallo meno nobile di acciaio e rame) che agisce da elemento sacrificale al posto dell'acciaio del serbatoio o del rame della resistenza.

In figura 12 è rappresentato lo schema di funzionamento del meccanismo di protezione. Il processo di corrosione elettrochimico è associato ad una reazione di

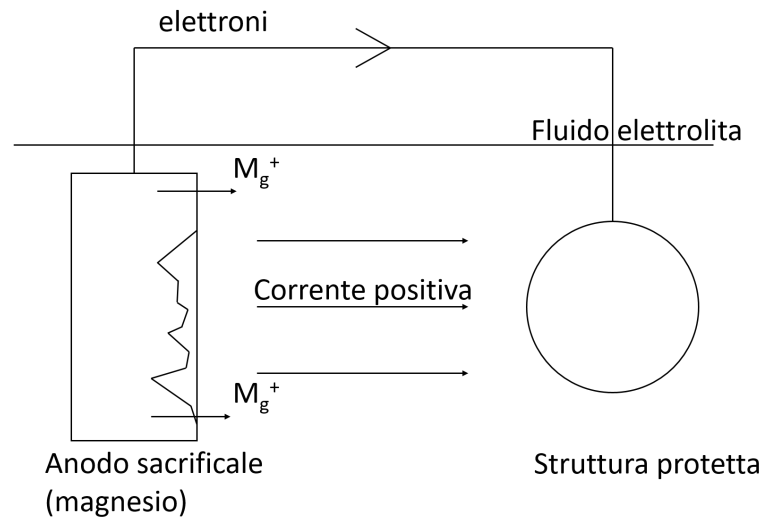
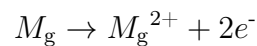
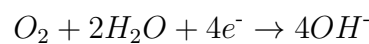


Figura 12: Schema protezione catodica

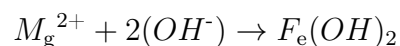
elettrolisi. Quindi vi è un anodo sede della semi-reazione di ossidazione:



Il magnesio rilascia ioni positivi nell'acqua (polo positivo) e perde elettroni che fluiscono verso il catodo, sede della semi-reazione di riduzione:



La riduzione dell'ossigeno porta alla formazione di ioni ossidrili che reagiscono a loro volta con gli ioni positivi di magnesio. Ciò può essere descritto dalla reazione totale:



Il composto che in definitiva si forma è ossido di magnesio che assume una tipica colorazione biancastra e si deposita sulla superficie dello anodo (Fig. 13).

La figura mostra due anodi nuovi e utilizzati da poco; a destra si nota una colorazione biancastra più accentuata per via dell'ossido formatosi. Il trasferimento di elettroni dall'anodo al catodo può avvenire perché i due elettrodi sono cortocircuitati, quindi la reazione elettrolitica è associata ad un passaggio di corrente,



Figura 13: Anodi magnesio

detta galvanica. Proprio tale corrente regola il consumo del materiale che si ossida (in questo caso magnesio) e quindi questo parametro diventa fondamentale per lo studio del tasso di corrosione dell'anodo di magnesio.

$$W = \frac{M}{nF} I_g \quad (6)$$

L'eq. 6, detta *legge di Faraday*, mostra come il peso di materiale che si separa dal componente che si corrode W sia direttamente proporzionale alla corrente galvanica che lo attraversa I_g . M , n , F sono rispettivamente la massa molare, il numero di elettroni coinvolti nella reazione chimica e la costante di Faraday. Un elemento che non è stato approfondito, ma risulta fondamentale ai fini del meccanismo di corrosione, è la conducibilità dell'acqua. Quest'ultima rappresenta l'elemento che chiude il circuito e permette la protezione galvanica; in sua assenza tutto quello che è stato descritto risulterebbe impossibile poiché la corrente che fluisce in un circuito aperto è nulla. Nella realtà, a seconda del mercato in cui il prodotto è commercializzato, lo scaldabagno può lavorare in diverse condizioni di conducibilità dell'acqua. Per esempio, l'acqua della Scozia è molto povera di cloruri e quindi molto più simile all'acqua distillata di quanto non lo sia quella

che è possibile trovare in India. Nel primo caso quindi l'acqua è meno aggressiva e determina una minor corrosione, viceversa nel secondo caso. Tuttavia questo fenomeno, a differenza di quanto si possa credere inizialmente non è del tutto positivo. Infatti un'acqua meno conduttiva può determinare l'assenza di protezione catodica poiché non permette ad una corrente galvanica sufficientemente intensa di scorrere. In questi casi è vero che il meccanismo di corrosione non è particolarmente intenso ma la protezione catodica viene meno. Al contrario, con un'acqua molto conduttiva, sebbene essa sia molto aggressiva e possa determinare un tasso di corrosione elevato, è più probabile che la corrente galvanica del meccanismo di protezione sia sufficientemente elevata da proteggere tutto il serbatoio. Nel primo caso l'anodo non si consuma ma un lento processo di corrosione contribuisce al deterioramento del serbatoio, nel secondo l'anodo si consuma velocemente ma la protezione è totale. È chiaro che la condizione di ottimo è data da un compromesso tra i due estremi. La corrente galvanica deve essere sufficientemente intensa da poter permettere il corretto funzionamento della protezione catodica ma al tempo stesso non troppo elevata da determinare un eccessivo consumo dell'anodo. Per studiare questo effetto, in laboratorio sono ricreate varie tipologie di acque.

Tabella 1: Tipologie di acque

Acqua	Conducibilità[μS]	Cloruri [PPM]
Pozzo	670	19
Cagliari	1100	120
Calcutta	3200	1000
3% NaCl	-	18000

L'acqua di pozzo è la normale acqua di rete del comune di Fabriano caratterizzata da una conducibilità e presenza di cloruri non particolarmente elevati. Aggiungendo sale è possibile ricreare l'acqua di Cagliari, Calcutta e al 3% NaCl in modo tale da comportare le concentrazioni di cloruri corrispondenti a quelle di tabella.

3 Ariston e prove sperimentali

In questo capitolo sono descritte in dettaglio le prove di laboratorio eseguite internamente da Ariston Thermo Group e d'interesse per questo studio. Sono riportate anche le normative di riferimento e un'analisi più dettagliata dei rientri dal mercato Italia, oltre che delle problematiche riscontrate dai test di laboratorio.

3.1 Capitolato Ariston

Tra le prove d'interesse per questo studio presenti nel capitolato dell'azienda vi sono:

- *Fatigue test;*
- *Coatings fatigue test;*
- *Accelerated life test;*
- *ErP efficiency;*
- *Cathodic protection verification;*

Alcune di queste prove sono d'interesse in quanto oggetto del miglioramento delle modalità con cui sono svolte, altre sono utili solamente ai fini dello studio delle problematiche affrontate.

3.1.1 Fatigue Test

Il test fa riferimento alla norma UNI EN 12897 [7] che si riferisce alle modalità con cui uno scaldacqua ad accumulo in pressione, di capacità fino a 2000 litri, idoneo ad essere collegato ad un'adduzione di acqua avente pressione tra 0,05 MPa e 1 MPa (0,5 e 10 bar), e dotato di controllo progettato per prevenire temperature di funzionamento maggiori di 95°C dell'acqua potabile stoccata deve essere testato per certificare che sia a norma secondo la normativa vigente. Lo scopo è quello di stressare meccanicamente il prodotto attraverso dei cicli di pressione compresi

tra quella atmosferica e 1,5 volte la pressione nominale. Quest'ultima è pari a 8 bar per il prodotto analizzato, quindi la massima pressione è 12 bar; 0-12 bar sono i cicli che sollecitano il serbatoio a fatica. Lo stesso non deve rompere, con conseguenti forature e fuoriuscita di acqua, prima di 20000 cicli.



Figura 14: Sala prove di fatica

In figura 14 è mostrato l'impianto per eseguire il test descritto. L'operatore, dopo aver appeso il prodotto nella propria posizione, collega le tubazioni d'ingresso alle linee dell'impianto poste in basso in modo che l'acqua possa essere fatta defluire all'interno alla pressione di 12 bar. La tubazione d'uscita non è collegata ma semplicemente chiusa poiché l'acqua viene fatta uscire sempre dalla tubazione d'ingresso. Quindi, per mezzo di una pompa, viene mandata acqua a pressione elevata che poi è fatta defluire nel verso opposto per ritornare a pressione ambiente. Le modalità con cui vengono eseguiti i cicli di fatica sono sempre descritte dalla norma [7]. Ogni ciclo di variazione della pressione è costituito da un tratto in cui essa aumenta, uno in cui diminuisce, e quello intermedio in cui rimane costante. Per ciascuno di essi la norma indica l'intervallo temporale entro il quale dev'essere contenuta la rispettiva durata. Nella realtà operativa, la specifica velocità con cui vengono realizzati i cicli di fatica dipende dalla capacità dei prodotti che si sta testando oltre che dalla loro numerosità. Mediamente i 20000 cicli sono eseguiti in una settimana. Alla fine del test viene controllata l'integrità meccanica delle pareti del serbatoio oltre che delle saldature. Se dopo 20000 cicli

non si riscontrano rotture il test è superato.

3.1.2 Coatings fatigue test

Il test presenta molte somiglianze con quello precedente, infatti è eseguito tramite lo stesso impianto e la procedura da parte dell'operatore è sostanzialmente analoga. La pressione minima è quella atmosferica mentre la massima corrisponde alla pressione nominale maggiorata di 1 bar. Come per il test precedente la pressione nominale è pari a 8 bar, quindi la massima pressione ora è di 9 bar. Esso viene eseguito stressando a fatica il serbatoio con dei cicli 0-9 bar, al fine di verificare la resistenza a fatica del rivestimento protettivo presente sulla superficie interna dello stesso. Se lo smalto salta prima 20000 cicli, o comunque inizia a filare e mostra delle cricche indici del fatto che la sua integrità viene a mancare, il test non è superato, viceversa il comportamento del serbatoio è a norma. Per quanto riguarda le modalità con cui vengono effettuati i cicli di fatica, in particolare per la velocità delle rampe e dei tratti a pressione costante, valgono le medesime considerazioni fatte per il test precedente.

3.2 Accelerated life test (ALT test)

A differenza dei test precedenti, la prova a vita accelerata è eseguita sul prodotto finito andando a verificare al contempo la resistenza meccanica e a corrosione del prodotto (in particolar modo quest'ultima). Il prodotto finito viene fatto lavorare nelle seguenti condizioni:

- temperatura del termostato impostata al massimo;
- quando il termostato spegne la resistenza, perché è raggiunta la temperatura massima, viene prelevata una portata di 2-4 l/min finché, abbassando la temperatura, la resistenza si accende su comando del termostato che ne sente la diminuzione sotto una certa soglia;

- all'accensione della resistenza la valvola d'uscita si chiude impedendo l'introduzione di ulteriore acqua;
- l'acqua inizia a riscaldarsi e le operazioni descritte sono ripetute identicamente nel tempo.

Questo test può essere eseguito con acqua di pozzo, Cagliari e Calcutta. Considerando solamente il numero di accensioni e spegnimenti della resistenza, maggiore rispetto alla realtà, si capisce che il test ha lo scopo di accelerare la vita del prodotto per poi valutare come le sue caratteristiche degradino nel tempo. L'accelerazione della vita del prodotto non è dovuta solamente alla resistenza che lavora molto più intensamente del normale ma anche alla continua introduzione di acqua ossigenata che stimola il processo di corrosione. Il numero di cicli di accensione eseguiti dalla resistenza è mediamente 50. Inoltre, un ulteriore aggravio per la vita dello scaldabagno è dato dall'utilizzo di acqua di Cagliari o Calcutta piuttosto che di pozzo. Come si evince dalla tabella 1, la loro maggiore conducibilità comporta anche una maggiore aggressività, aggravando i meccanismi di corrosione all'interno del serbatoio. Sulla base dell'esperienza è stato dato per assodato che il rapporto di accelerazione della vita utilizzando acqua di Calcutta è pari a 5, tuttavia non c'è un supporto teorico. La prova può durare anche diversi mesi, fino a sei, e non si devono riscontrare danni al serbatoio o alla resistenza elettrica. Durante il test sono misurati il numero di cicli e la temperatura in corrispondenza della calotta; se necessario possono essere misurati anche la corrente galvanica e il potenziale tra un elettrodo di riferimento e il serbatoio.

A monte del circuito grazie al quale viene introdotta acqua negli scaldabagni vi è un grosso serbatoio (fig. 15) in cui viene realizzata la salamoia. Aggiungendo sale nelle opportune quantità si può ricreare l'acqua di Cagliari piuttosto che quella di Calcutta.



Figura 15: Impianto prova a vita accelerata

3.2.1 ErP efficiency

Le direttive *Energy related Product (ErP)* sono state introdotte dall'unione europea con l'obiettivo di fare efficienza energetica. Tra di esse vi è la norma EN 50440 [8] che tratta dell'efficienza degli scaldabagni e le metodologie a riguardo. Il focus della norma esula chiaramente dagli scopi di questo studio; si fa riferimento ad essa per determinare sperimentalmente l'efficienza dello scaldabagno. Più interessante è invece la modalità con cui il prodotto viene testato. La norma indica le modalità di funzionamento specificando quali e quanti prelievi fare nell'arco delle 24 ore. Il principio alla base del test è replicare l'utilizzo tipico del prodotto. Quindi, uno scaldabagno di una certa capacità, destinato ad un certo tipo d'impiego (per esempio familiare) lavora mediamente sempre allo stesso modo ogni giorno a seconda delle abitudini dei componenti del nucleo familiare. La norma [8] specifica, a seconda della capacità del serbatoio, i prelievi da effettuare nell'arco di una giornata. Ai fini di questo studio non è interessante come effettuare il calcolo dell'efficienza energetica ma piuttosto i prelievi imposti. Essi, anche se non corrispondenti ai prelievi reali, possono essere presi in considerazione quando lo studio della vita del prodotto si basa sull'utilizzo che l'utente finale ne fa. In figura 16 è riportato il cosiddetto *Tapping M*: la sequenza dei prelievi

da effettuare su un prodotto di media taglia, come quello oggetto del seguente studio. Per ogni prelievo è specificata la portata da prelevare e la temperatura alla quale prelevarla. A questa sequenza di prelievo è associato un profilo di carico, cioè della pressione interna che agisce sul serbatoio. Questo parametro è misurabile dall'interno della camera climatica in cui il prodotto viene testato e permette di studiare quale sia il carico che agisce sul serbatoio secondo norma. Il principio alla base dei prelievi imposti dalla norma è replicare l'utilizzo reale del componente. Per tale motivo, ad ogni ora in cui viene fatto un prelievo è preso in considerazione l'utilizzo che viene fatto dallo scaldabagno: dal semplice lavarsi le mani, all'acqua utilizzata per una doccia.

3.2.2 Cathodic protection verification

Il test di protezione catodica nasce con lo scopo di verificare che vi sia effettivamente la protezione in tutto il serbatoio. La corrente galvanica, in grado di prevenire la corrosione con il meccanismo descritto, è una grandezza da studiare localmente. In funzione dei materiali e di come sono disposti i componenti ed altri fattori le correnti galvaniche possono distribuirsi in vari modi nel serbatoio. Per cui, anche se vi è protezione catodica nei punti più vicini all'anodo, questa potrebbe essere assente nei punti più lontani in cui la corrente galvanica fa maggiore fatica ad arrivare. Se così fosse, tutti i ragionamenti fatti sulla vita dell'anodo sarebbero inficiati dal fatto che una parte del serbatoio sarebbe non protetta e potrebbe corrodersi completamente anche prima del consumo totale dell'anodo. La corrente galvanica è data dal potenziale rispetto ad un anodo di riferimento, anch'esso da considerare un parametro da studiare localmente. È dato per assunto che il potenziale necessario per verificare che vi sia effettivamente protezione catodica sia inferiore a 0,85 V. Esso viene misurato in riferimento ad un elettrodo al calomelano posto nella posizione più lontana dall'anodo di magnesio. Se questa condizione è rispettata nel punto in cui la protezione catodica è più difficile allora anche il resto del serbatoio è protetto catodicamente. In questo caso di studio il

h	M			
	Qtap	f	Tm	Tp
	kWh	l/min	°C	°C
07.00	0,105	3	25	
07.05	1,400	6	40	
07.15				
07.26				
07.30	0,105	3	25	
07.45				
08.01	0,105	3	25	
08.05				
08.15	0,105	3	25	
08.25				
08.30	0,105	3	25	
08.45	0,105	3	25	
09.00	0,105	3	25	
09.30	0,105	3	25	
10.00				
10.30	0,105	3	10	40
11.00				
11.30	0,105	3	25	
11.45	0,105	3	25	
12.00				
12.30				
12.45	0,315	4	10	55
14.30	0,105	3	25	
15.00				
15.30	0,105	3	25	
16.00				
16.30	0,105	3	25	
17.00				
18.00	0,105	3	25	
18.15	0,105	3	40	
18.30	0,105	3	40	
19.00	0,105	3	25	
19.30				
20.00				
20.30	0,735	4	10	55
20.45				
20.46				
21.00				
21.15	0,105	3	25	
21.30	1,400	6	40	
21.35				
21.45				
Qref	5,845			

Figura 16: Tapping ERP

prodotto ha superato questo test, quindi la protezione catodica deve considerarsi totale a meno delle zone coperte dal calcare o dalla guarnizione in cui, per effetto di un elemento di interruzione del circuito di fig. 12, la protezione catodica viene meno.

3.3 Norme e standard

Le normative di riferimento prese in considerazione in questo studio sono:

- UNI EN 13445 – 3;
- UNI EN 50440: 2015;
- UNI EN 10111: 2008.

La norma 13445 – 3 tratta della progettazione dei recipienti a pressione non esposti a fiamma. In essa sono trattati nel dettaglio sia gli aspetti statici che a fatica. Poiché dal punto di vista statico non è stata riscontrata alcuna criticità, né dai test di laboratorio né dai rientri dal mercato, non è necessario prendere in considerazione tali aspetti. Dal punto di vista dell'analisi a fatica invece la norma è stata considerata come alternativa alla mancanza di dati circa la resistenza a fatica del materiale. Come già accennato, non sono reperibili dalla letteratura né dal fornitore i dati riguardanti la resistenza a fatica dell'acciaio impiegato. La norma mette a disposizione delle curve di fatica per la progettazione che si riferiscono sia alle saldature che al materiale vergine. Sono state utilizzate le curve inerenti alle saldature, accettando il grado di approssimazione introdotto da esse. Non si è scelto invece di usare quelle inerenti al materiale vergine per diversi motivi. Tali curve si riferiscono ad acciai inox ferritici ed austenitici molto diversi da quello impiegato. Inoltre, rispetto alle curve medie ottenute mediando i dati sperimentali, esse introducono un coefficiente di sicurezza molto elevato e pari a 10 sul numero di cicli. Ciò sarebbe positivo per il progettista che vuol calcolare con sicurezza le dimensioni delle pareti del serbatoio, ma non lo è per il focus di questo studio che consiste in una verifica del prodotto quanto meno

approssimativa possibile. È per tali motivi che si è preferito utilizzare l'approccio descritto nel cap. 2.2, cercando di stimare le proprietà a fatica da quelle statiche. Le considerazioni relative alla UNI EN 50440: 2015 sono state già esposte nel cap. 3.1.4. Per quanto riguarda la UNI EN 10111: 2008, vi si fa riferimento per le specifiche dell'acciaio e si rimanda al cap. 4.1 per ogni maggiore approfondimento in merito ad esso. Va detto anche che per cercare di colmare la mancanza di dati relativi alla resistenza a fatica del materiale sono state consultate anche le normative americane. In particolare la norma ASME [9] tratta lo stesso tema della norma [3]. In essa si possono trovare molti aspetti simili se non identici alla normativa europea, ed è anche presente una sezione per la determinazione delle curve di fatica. Quest'ultima si rifà alla norma ASME [10] in cui sono raccolte le proprietà degli acciai impiegati nell'industria americana. Tuttavia, non solo come nel caso della normativa europea la determinazione delle curve di fatica non si riferisce all'acciaio impiegato, ma è impossibile trovare una perfetta corrispondenza tra quest'ultimo e un analogo americano. Per tale motivo, analogamente alla norma [3], si è scelto anche in questo caso l'approccio descritto nel cap. 2.2.

3.4 Dati storici

Se si vuol determinare la vita del serbatoio con un approccio totale bisognerebbe studiare molti punti critici nel serbatoio in cui le tensioni s'intensificano o l'acciaio presenta caratteristiche meccaniche minori rispetto al materiale vergine. Tra di essi vi sono:

- Saldature circonferenziali;
- Saldatura longitudinale;
- Saldature tra calotta inferiore e manicotti di ingresso/uscita;
- Zone meccanicamente sottoposte agli sforzi maggiori in prossimità di discontinuità geometriche come possono essere zone a ridotto raggio di curvatura o saldature.

Tutte le criticità elencate possono essere probabili punti di rottura meccanica dal punto di vista teorico principalmente per due ragioni: o il materiale ha subito un indebolimento poiché è termicamente alterato in prossimità della saldatura, o a causa di particolari discontinuità geometriche lo stato tensionale subisce un aggravio tale da essere eccessivo anche per il materiale vergine. Inoltre, per le saldature il problema è duplice poiché, oltre alla criticità evidenziata, in genere sono anche sede d'intensificazione delle tensioni. Tutti gli aspetti presi in considerazione fino ad ora rappresentano delle criticità da un punto di vista meccanico. Se consideriamo anche gli aspetti corrosivi il problema si complica. Quando sforzi meccanici e corrosione sono presenti simultaneamente si parla di *tensocorrosione*: il processo di corrosione normale è aggravato dallo stato tensionale indotto nel componente, comportando una diminuzione ulteriore della vita dello stesso. È necessaria quindi una prima fase di *screening* al fine di individuare quali tra i casi precedenti sono più critici. In altre parole occorre evidenziare quale sia il collo di bottiglia che limita la vita del serbatoio. Per questo proposito possono essere considerati sia i dati dei test di laboratorio che quelli provenienti dai rientri del mercato. Per quanto riguarda le prove di laboratorio sono stati considerati i dati storici provenienti dal Fatigue test e dal Coatings fatigue test. Poiché queste sono le prove di laboratorio che stressano maggiormente il serbatoio da un punto di vista meccanico, i relativi report sono stati studiati con un focus maggiore. Sono stati considerati sei report che si riferiscono agli anni 2014, 2015, 2016 e 2018. Alcuni di essi fanno riferimento non solo a serbatoi di capacità pari a 80 litri ma anche a 50 e 100 litri. Tutti si riferiscono alla produzione dello stabilimento di Genga nelle condizioni di spessore delle lamiere di calotte e virola uguale ai prodotti attuali. In totale i report si riferiscono a centootto serbatoi. La prova Coatings fatigue test condotta tra 0 e 9 bar non ha evidenziato particolari criticità se non qualche raro salto smalto.

Fig. 17 mostra un caso molto sporadico in cui il rivestimento è saltato nella zona della saldatura circonferenziale inferiore prima di 20000 cicli. Questa problemati-



Figura 17: Salto smalto saldatura circonferenziale

ca è stata riscontrata in un solo serbatoio. Probabilmente, per cause contingenti, una saldatura non ottimale ha determinato il distacco dello smalto. In alcuni casi i test sono stati condotti anche molto oltre i 20000 cicli, raggiungendo qualche volta i 100000 cicli. Il motivo di test così lunghi risiede nell'esigenza di individuare le criticità più evidenti che si manifestano in questo test, nella maggior parte dei casi molto oltre i 20000. Frequentemente è stato riscontrato o un salto smalto in prossimità della zona di saldatura della controflangia o addirittura una rottura della stessa.

La fig. 18 mostra molteplici zone di salto smalto localizzate e distribuite uniformemente intorno al foro in cui viene inserita la flangia. Ad un'analisi più dettagliata, si può notare che le zone in cui lo smalto è saltato corrispondono ai punti di saldatura della controflangia ben visibili dall'esterno. Infatti, poiché questa criticità è nota da tempo, per evitare la sua rottura si è fatto ricorso a ulteriori punti di saldatura che rinforzassero il collegamento della controflangia al serbatoio. Tuttavia questi, molto più grandi dei normali pin di saldatura previsti da progetto, introducono una zona di rinforzo molto rigida. Poiché nelle regioni circostanti il materiale vorrebbe deformarsi diversamente a causa della minor rigidità, la differenza di comportamento fa sì che lo smalto salti in prossimità

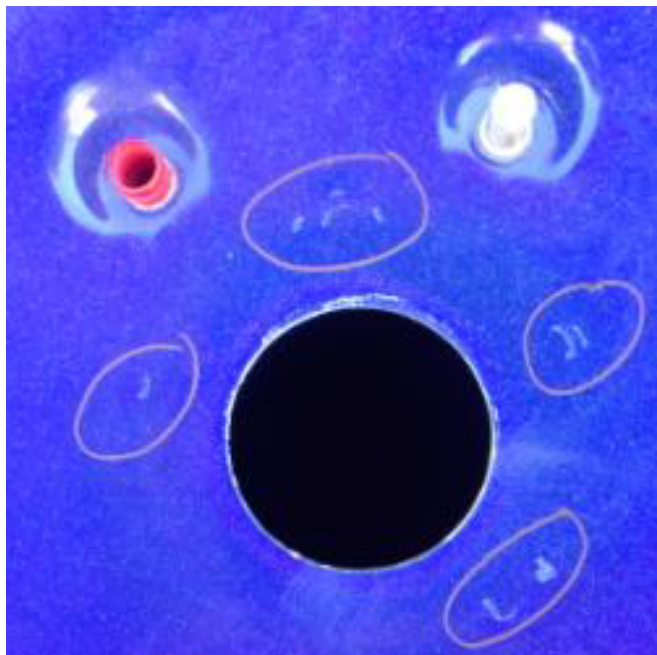


Figura 18: Salto smalto controflangia

di tali rinforzi. Quindi, la problematica evidenziata non è particolarmente preoccupante in quanto è data da una modifica dei serbatoi testati, non presente invece sui prodotti commercializzati. Ulteriori criticità evidenziate dopo i 20000 cicli sono delle rotture meccaniche in prossimità della saldatura longitudinale e il distacco della controflangia.

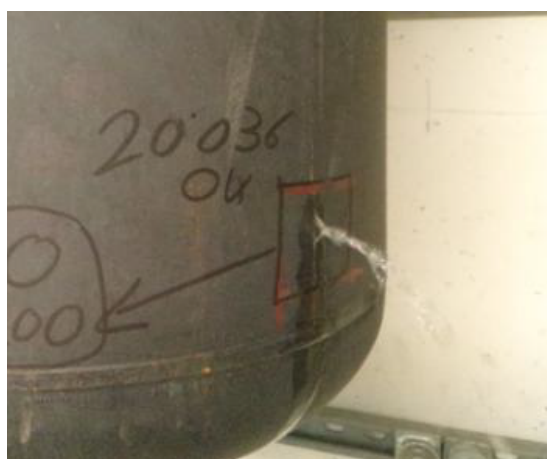


Figura 19: Rottura saldatura longitudinale

In fig. 19 è mostrato un caso in cui la saldatura longitudinale si è rotta determinando la fuoriuscita di acqua. Tuttavia, tale situazione si è verificata solamente in tre casi, per cui non rappresenta una criticità molto preoccupante e probabil-

mente è dovuta maggiormente a eventi legati al processo di produzione più che a problemi di progettazione. Un'altra casistica riscontrata in rarissimi casi è la rottura della controflangia. Dopo il salto del pin la guarnizione non riesce più a garantire la giusta tenuta e determina la fuoriuscita di acqua. La prova di laboratorio *Fatigue test*, poiché stressa i componenti a pressione maggiore determina rotture meccaniche a un numero di cicli inferiore. Nella quasi totalità dei test la problematica principale riscontrata è la rottura della controflangia, motivo per cui, come è stato già accennato, in qualche circostanza, è stata rinforzata con dei punti di saldatura apportati successivamente solo per i propositi del test di laboratorio.



Figura 20: Rottura controflangia

La fig. 20 mostra un chiaro esempio di un caso in cui la flangia si è distaccata dalla calotta inferiore a causa della rottura dei pin. In questa circostanza particolare, non è stato apportato nessun punto di saldatura come rinforzo del giunto. In quasi tutti i casi il problema si manifesta ad un numero di cicli inferiore ai 20000 ma comunque superiore ai 10000.



Figura 21: Punti di rinforzo controflangia

In figura 21 è mostrato un esempio di punto di saldatura di rinforzo della saldatura. A 12 bar il salto smalto in prossimità della controflangia è molto più accentuata di quella mostrata in fig. 18

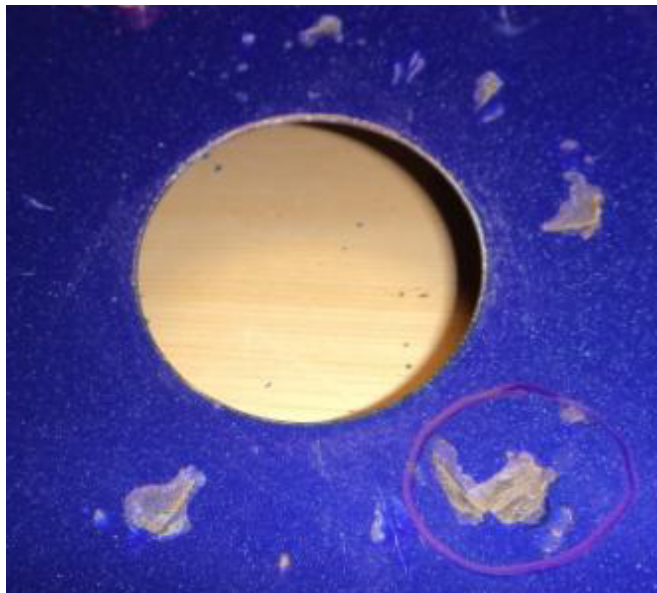


Figura 22: Salto smalto accentuato controflangia

Come è visibile in fig. 22, nella zona in prossimità del foro della flangia vi sono punti di salto smalto più estesi e altri meno. I primi si verificano in prossimità dei punti di saldatura di rinforzo mentre i secondi in prossimità dei pin di saldatura previsti da progetto. Anche nel test a 12 bar è stata evidenziata la rottura della saldatura longitudinale e anche in questo caso la bassa frequenza con cui si è manifestata fa pensare più a un problema di produzione temporaneo piuttosto che ad uno di progettazione. È da sottolineare che tale rottura è stata riscontrata, nella quasi totalità, sui prodotti realizzati con la calandra *OME*. Rispetto alla saldatura a *TIG* che avvicina di testa i due lembi della virola da saldare, la calandra li sovrappone prima e salda in continuo successivamente. Probabilmente questo tipo di saldatura, che viene realizzato con l'apporto del cordone solamente sul lato esterno, realizza un giunto un po' più debole o meno ripetibile, poiché una rottura del genere si manifesta molto raramente.

La fig. 23 mostra invece un salto smalto molto evidente sulla virola in prossimità della saldatura longitudinale. Ad un'analisi più attenta, si può notare che la zona



Figura 23: Salto smalto virola

in cui lo smalto è assente non è solo in corrispondenza della saldatura ma anche leggermente a lato. Nel primo caso il problema è dovuto probabilmente ad una saldatura non ottimale, nel secondo è più complesso. Infatti si sono registrati altri sporadici casi in cui sulla virola si sono verificati dei salti smalti distribuiti in direzione assiale.



Figura 24: Salto smalto virola lontano da saldatura longitudinale

La fig. 24 ne mostra chiaramente un esempio. È da notare che rispetto alla circostanza precedente la zona del salto smalto non è localizzata in prossimità della saldatura longitudinale, quindi la causa di questo difetto è da ricercare altrove. I prodotti in cui si riscontra questa difettosità sono realizzati sulla *OME* e talvolta si verifica che la lamiera della virola non viene piegata in modo perfettamente cilindrico. A volte le virole prodotte dalla calandra presentano delle zone in cui la piega non è stata realizzata uniformemente ma possiede un raggio di curvatura inferiore rispetto a quello imposto mediamente dalla macchina. Questo difetto geometrico risulta difficilmente visibile a occhio nudo ma è facile da percepire al tatto, poiché è come se sulla superficie esterna ci fosse una zona in rilievo della

lamiera. Quest'ultima, per ragioni di produzione del *coil*, non presenta mai le stesse identiche proprietà meccaniche da lotto a lotto e inoltre possono variare anche all'interno dello stesso *coil*. Una zona della lamiera d'acciaio leggermente più dolce delle altre, sotto l'azione della calandra, si deforma localmente in modo diverso, determinando la difettosità riscontrata. È stato notato che i salti smalto in questione avvengono proprio in prossimità di queste regioni che non sono mai poste nella stessa posizione. L'ubicazione del difetto dipende dalle proprietà del *coil* e quindi non può essere determinata a priori. Un'ulteriore problematica è il salto smalto o filatura sulla calotta superiore.

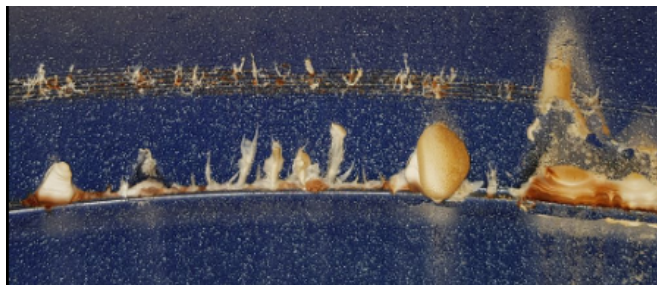


Figura 25: Salto smalto calotta superiore

In fig. 25 è evidenziato un esempio di filatura dello smalto sulla calotta superiore, in corrispondenza della zona con il minor raggio di curvatura. La filatura è un principio di salto smalto che si manifesta attraverso delle cricche. In fig. 25 si nota che in corrispondenza di queste cricche è partito anche un meccanismo di corrosione evidenziato dalla colorazione rossastra. Tale difettosità sembra essere meno problematica dei salti smalto più evidenti mostrati nei casi precedenti. Tuttavia, da quanto è visibile nella figura, anche solo una piccola cricca è sufficiente per sviluppare il fenomeno della corrosione, quindi il seguente difetto è critico almeno tanto quanto i precedenti. Anzi, la corrosione galvanica è tanto più intensa quanto più la densità di corrente galvanica è elevata. Poiché in presenza di tali difetti la superficie scoperta è davvero minima, la densità di corrente galvanica potrebbe essere così elevata da comportare un tasso di corrosione potenzialmente maggiore rispetto ai difetti. I test di laboratorio hanno evidenziato tutti delle problematiche di tipo meccanico: sia che si parli di rottura delle saldature o

dello smalto, ogni difettosità descritta è dovuta solamente alla fatica meccanica. Dall'altro lato invece, i rientri dal mercato Italia hanno evidenziato maggiori criticità dal punto di vista corrosione. Il normale utilizzo a casa del consumatore sollecita meccanicamente molto meno il serbatoio. Non solo la pressione massima raggiunta è minore rispetto a quella delle prove di fatica, ma anche la frequenza dei carichi è molto minore. Inoltre il periodo prolungato di utilizzo concede tutto il tempo necessario affinché i fenomeni corrosivi possano svilupparsi. In fig. 1 è stata riassunta un'analisi dei rientri dal mercato Italia, correlando la tipologia di difetto alla frequenza con cui si è manifestato. Le prime cause sono dovute ad un involucro rotto o ammaccato o al periodo di garanzia scaduto: nel primo caso il problema non è né di produzione né di progettazione ma piuttosto di trasporto. In molti altri si evidenziano delle forature in parti diverse del prodotto, che sono le stesse in cui sono state evidenziate rotture meccaniche o salti smalto nelle prove di fatica. È difficile risalire alle cause originarie di queste rotture poiché i prodotti non sono stati monitorati durante l'utilizzo che ne fa il consumatore. Certamente, per quanto evidenziato, la responsabilità della corrosione è maggiore rispetto a quella della fatica meccanica. È vero anche che le due cause non possono essere separate completamente. Un eventuale salto smalto, o semplice filatura, potrebbe aver portato una certa superficie di acciaio in contatto con l'acqua, determinando l'inizio di un processo di corrosione con conseguente foratura della lamiera. Molti dei difetti studiati sono dovuti a problematiche di processo piuttosto che di progetto quindi, per distinguere le une dalle altre, si rimanda al calcolo dello stato tensionale nel serbatoio (cap. 4.2) per comprendere meglio le criticità evidenziate e focalizzando lo studio su un aspetto piuttosto che un altro.

4 Modello parametrico

In questo capitolo è descritto tutto lo sviluppo teorico della base del quale è stato redatto il foglio di calcolo per la stima di durabilità del componente. I vari passaggi sono presentati nello stesso ordine in cui sono stati implementati: ciò permette una migliore comprensione del filo logico che collega ogni step di calcolo. All'inizio sono trattati gli aspetti meccanici. L'obiettivo è quello di stimare la durabilità teorica nelle prove di fatica introducendo poi ulteriori dati che permettano di studiare la vita del serbatoio sul campo. Nella seconda sezione sono presentati gli aspetti relativi alla corrosione. Nel foglio di calcolo le due macro aree d'interesse (meccanica e corrosione) sono state analizzate separatamente per semplicità. Occorre però sottolineare, come è stato già accennato, che nella realtà non lo sono.

4.1 Condizioni al contorno

Fino a ora il serbatoio è stato presentato solamente da un punto di vista qualitativo. Si ricorda che il modello oggetto di questo studio per l'analisi degli aspetti meccanici è quello di capacità 80 litri prodotto nello stabilimento di Genga. I parametri di maggiore interesse necessari per lo sviluppo teorico sono:

- diametro esterno;
- spessore;
- dimensioni delle calotte.

Il diametro esterno è pari a 206 mm sia per la virola che per la calotta mentre lo spessore varia. Esso è il risultato di una serie di ottimizzazioni avvenute negli anni e l'attuale produzione impiega fogli di lamiera spessi 1,5 mm per la virola e la calotta superiore mentre 1,6 mm per la calotta inferiore. Il motivo di questa differenza risiede nella maggiore complicazione geometrica di quest'ultimo componente: a esso sono collegati i manicotti di entrata e uscita dell'acqua, vi è saldata

la controflangia e presenta un foro al centro per l'installazione della flangia. Tutti questi elementi di discontinuità geometrica aggravano lo stato tensionale della lamiera, per cui è necessario uno spessore maggiore. Per dimensioni della calotta ellittica s'intendono i semi-assi, maggiore e minore, che caratterizzano la proiezione di essa su un qualsiasi piano che contiene l'asse del serbatoio.

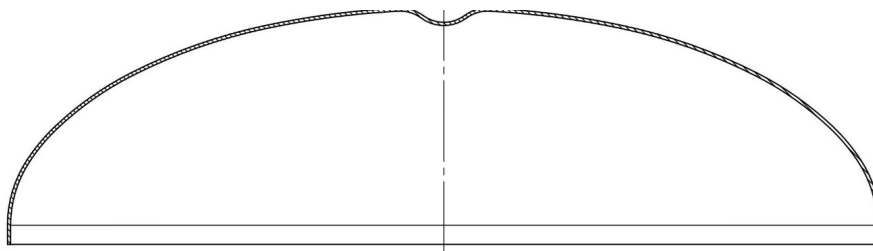


Figura 26: Sezione calotta

in fig. 26 è mostrata la sezione della calotta superiore. Questa possiede la forma geometrica di un'ellisse di semi-assi pari a 206 e 103,5 mm. Il materiale considerato è il DD12 che fa riferimento alla norma UNI EN 10111 [11]. L'acciaio in questione è a basso tenore di carbonio e molto duttile, quindi adatto al processo produttivo. Non si può far riferimento ad essa per la determinazione delle sue proprietà meccaniche. Non indica infatti dei valori esatti per il limite di snervamento o rottura ma piuttosto degli intervalli o indicazioni generali. Secondo norma, il limite di snervamento dev'essere compreso tra 170 e 340 MPa, quello di rottura può valere al massimo 420 MPa. Ai fini della realizzazione del foglio di calcolo è necessario individuare un valore esatto per entrambi i parametri, più in generale sarebbe utile evidenziare quale sia la reale variabilità delle proprietà meccaniche dei *coil* provenienti dai vari fornitori. A tale scopo sono state studiate le proprietà meccaniche di vari acciai forniti allo stabilimento di Genga. In fig. 27 è riassunto lo studio descritto. L'istogramma mette in evidenza la frequenza con cui si verificano i limiti di snervamento misurati per ogni campione. Quasi la completa totalità di essi è compresa tra le due linee verticali blu che descrivono l'intervallo di proprietà ammissibili secondo norma. Solamente un campione ricade al di fuori di questo intervallo e comunque dalla parte dell'estremo superiore:

anche se esso non è compreso nei limiti indicati dalla norma sicuramente non è un aspetto negativo per la durabilità del serbatoio in quanto il materiale in tal caso è più resistente. Per quanto riguarda la variabilità si può notare che essa è ridotta rispetto a quella concessa dalla norma. Eccetto il provino di cui si è discusso tutti gli altri sono compresi in un intervallo che va da 220 a 300 MPa. L'intervallo effettivo di variabilità risulta più che dimezzato.

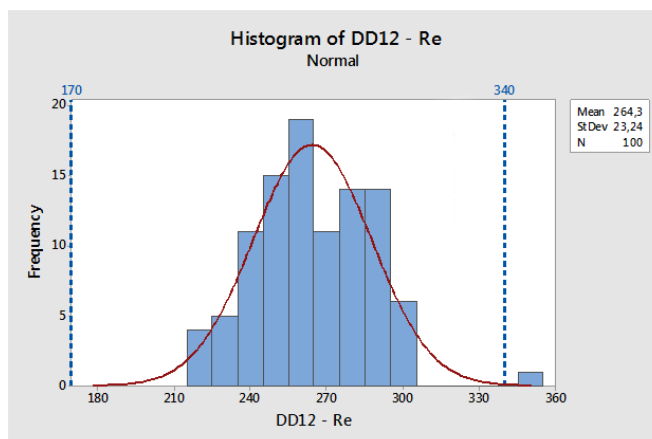


Figura 27: Snervamento DD12

La media del limite di snervamento si aggira intorno ai 264 MPa, mentre 260 MPa rappresenta lo snervamento che si verifica con la maggiore probabilità. Dai certificati del fornitore, relativi agli acciai dell'attuale produzione impiegati per la virola e le due calotte, si nota ancora che la media del limite di snervamento si aggira intorno ai 260 MPa, quindi è in accordo con lo studio fatto. Il limite di rottura invece è circa 100 MPa superiore a quello di snervamento. Per tutte le valutazioni fatte è stato considerato un acciaio a cui corrispondono 260 MPa di snervamento e 360 MPa di rottura. A ulteriore conferma dei certificati del fornitore e sostegno dello studio passato presentato sono stati eseguiti dei test di trazione su un coil dell'attuale produzione (fig. 28). Anche in questo caso è stato riscontrato uno snervamento leggermente superiore a 260 MPa e un limite di rottura intorno ai 360 MPa.

Fin qui si è parlato sempre di materiale vergine, tuttavia, quello con cui viene prodotto il serbatoio subisce un processo di ricottura in forno in cui la temperatura supera 800 °C. È importante tenere in considerazione tale aspetto poiché la

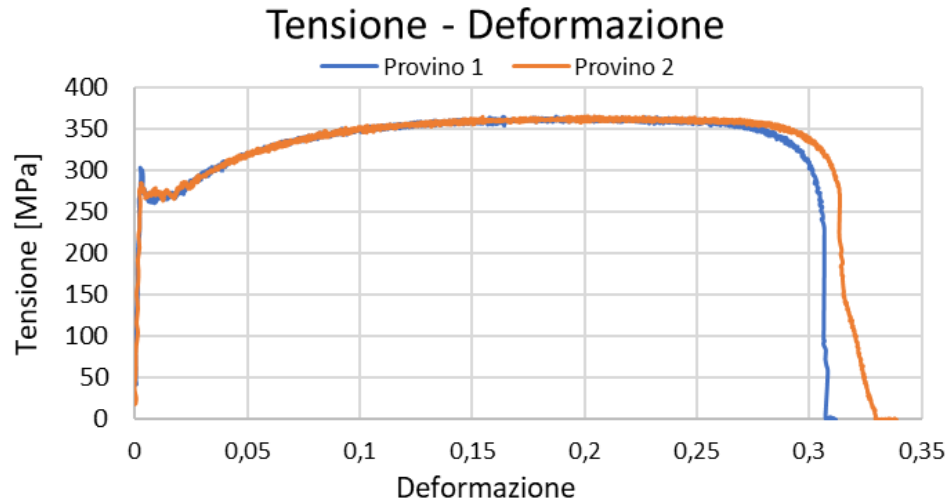


Figura 28: Curva di trazione provini vergini

ricottura potrebbe determinare un sostanziale cambiamento delle proprietà meccaniche, potenzialmente riducendole. Un altro elemento che potrebbe portare modifiche in tale senso è l'adesione dello smalto all'acciaio anche se qualitativamente ci si aspetta che ciò non dia un contributo significativo come la ricottura. Sono state eseguite delle prove di trazione sui provini smaltati (fig. 29).

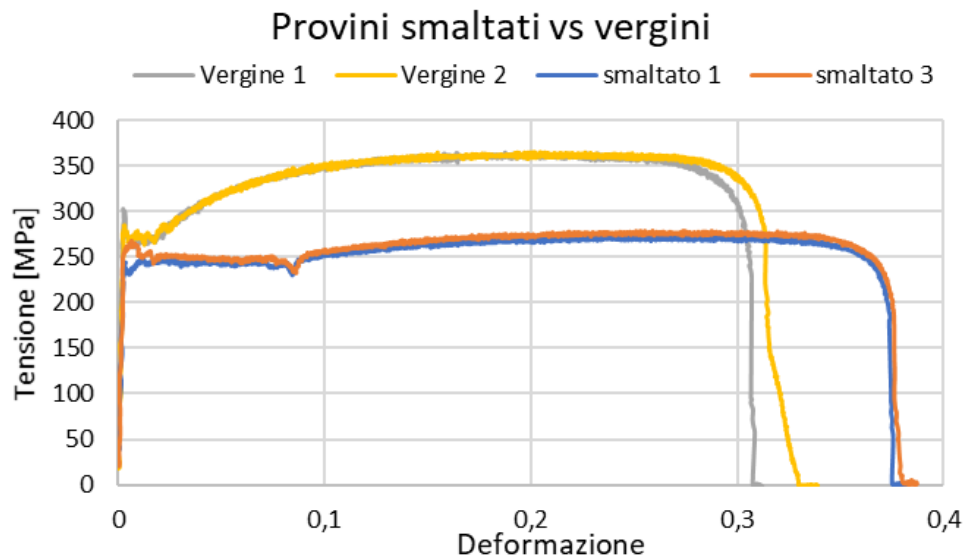


Figura 29: Curva di trazione provini vergini vs smaltati

Il confronto è fatto su 4 provini ricavati dallo stesso *coil*, 2 sono stati testati da vergini (ossia senza ricottura e senza smaltatura), gli altri 2 si riferiscono al materiale smaltato e quindi nelle condizioni in cui esso va in esercizio a casa del

consumatore. Sia nel caso dello snervamento che del limite di rottura osserviamo una diminuzione della resistenza. Tuttavia i due comportamenti sono quantitativamente molto diversi. Per quanto riguarda lo snervamento si osserva una diminuzione lieve di circa $10\div 20$ MPa. Per effetto di questa diminuzione il materiale smaltato possiede uno snervamento compreso tra i 245 e i 265 MPa. Da questo punto di vista non ci sono sostanziali differenze rispetto a quanto detto precedentemente. Per il limite a rottura invece che si manifesta la principale diminuzione in termini di prestazioni. Esso è soggetto ad una diminuzione di circa 100 MPa diventando confrontabile con lo snervamento, tant'è che il comportamento del materiale può essere ben approssimabile ad un modello elasto-plastico perfetto. Infatti, dalle curve dei provini smaltati salta subito all'occhio che esse sono molto piatte nella zona caratterizzata da deformazioni plastiche e, dopo una lieve diminuzione della tensione in corrispondenza dello snervamento, essa ritorna ad aumentare di poco raggiungendo dei valori massimi confrontabili al precedente picco. Questo aspetto diminuisce di molto la resistenza a rottura del serbatoio ma, poiché la condizione del salto smalto è più critica in quanto avviene in corrispondenza di uno stato tensionale meno gravoso, ai fini dello studio della durabilità del serbatoio non è l'aspetto più critico da considerare. Inoltre, da quanto detto nel cap. 3, non sono state riscontrate rotture meccaniche delle pareti del serbatoio statiche o a fatica. Un'ultima differenza che si mette in evidenza è il massimo allungamento maggiore nei provini ricotti, indice di un incremento della duttilità dell'acciaio. Va anche sottolineato che in tutti i casi i campioni studiati sono stati ricavati con l'asse in direzione di laminazione, per cui sicuramente essi possiedono le migliori proprietà meccaniche dei *coil* considerati. Da un test eseguito da provini ricavati in direzione opposta si è visto che l'anisotropia di tale acciaio laminato a caldo non è poi così evidente e si ottengono dei valori simili ai precedenti. Per quanto detto, il valore di 260 MPa è stato utilizzato nello studio della resistenza meccanica del serbatoio. Tuttavia tenendo conto della variabilità descritta sono stati considerati degli snervamenti di 240 e 280 MPa al fine di

studiare quale sia l'influenza delle proprietà meccaniche dell'acciaio sulla durabilità del prodotto. Ciò è stato semplice da effettuare, data la natura parametrica del foglio di calcolo da sviluppare. Tutti i parametri descritti in questo capitolo sono d'input e modificabili al fine di effettuare delle *sensitivity* come quella appena descritta, o semplicemente riutilizzare il modello per lo studio di un altro prodotto.

4.2 Stato tensionale e curve di fatica

Il calcolo dello stato tensionale è una condizione necessaria per lo studio della resistenza a fatica. È fondamentale capire come e quanto i carichi applicati sollecitano il serbatoio e studiare le correlazioni con le *failure* analizzate nel cap. 3. L'unico carico agente è la pressione interna. Il prodotto finito viene installato tramite una staffa presente sul retro grazie alla quale è possibile appenderlo a muro. Per semplicità di trattazione questo aspetto è stato trascurato, anche sulla base del fatto che non è stata riscontrata nessuna problematica sperimentale in sua prossimità. La zona sulla quale ci si è soffermati maggiormente nello studio è quella della calotta superiore e della virola, poiché queste parti possiedono uno spessore della lamiera minore rispetto alla calotta inferiore. Gli stati tensionali studiati inizialmente si riferiscono a pressioni di 9 e 12 bar in riferimento alle prove di fatica descritte. Nelle fig. 30 e 31, è mostrato lo stato tensionale totale (tensione equivalente di *Von Mises*) e le componenti principali di cui esso è composto, ovvero quella assiale e circonferenziale. È da sottolineare anche che a questo livello di approfondimento le tensioni sono state ricavate attraverso la teoria dei tubi a 2 corpi, cioè considerando l'estremità della calotta ellittica come se fosse direttamente saldata di testa sulla virola senza nessun tipo di sovrapposizione tra le due. I grafici delle figure mostrano le tensioni in funzione della posizione sul serbatoio della porzione di materiale interessata dalla rispettiva tensione. È stato assunto come 0 il collegamento tra calotta e virola citato poc'anzi. Procedendo verso destra lo stato tensionale si riferisce alla virola ed è stato rappresentato in

funzione della coordinata assiale del serbatoio. Procedendo verso sinistra lo stato tensionale si riferisce a quello della calotta ed è rappresentato in funzione non della coordinata assiale ma piuttosto della lunghezza del perimetro. Si ha quindi che il valore minimo sulle ascisse, a meno del suo segno, è pari ad un quarto del perimetro di un'ellisse di semi-assi pari a quelli considerati.

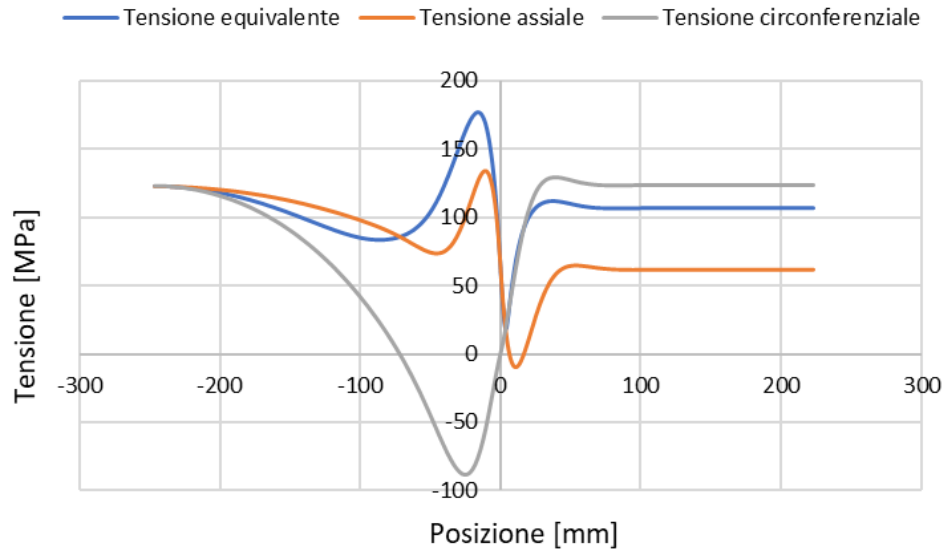


Figura 30: Stato tensionale a 9 bar

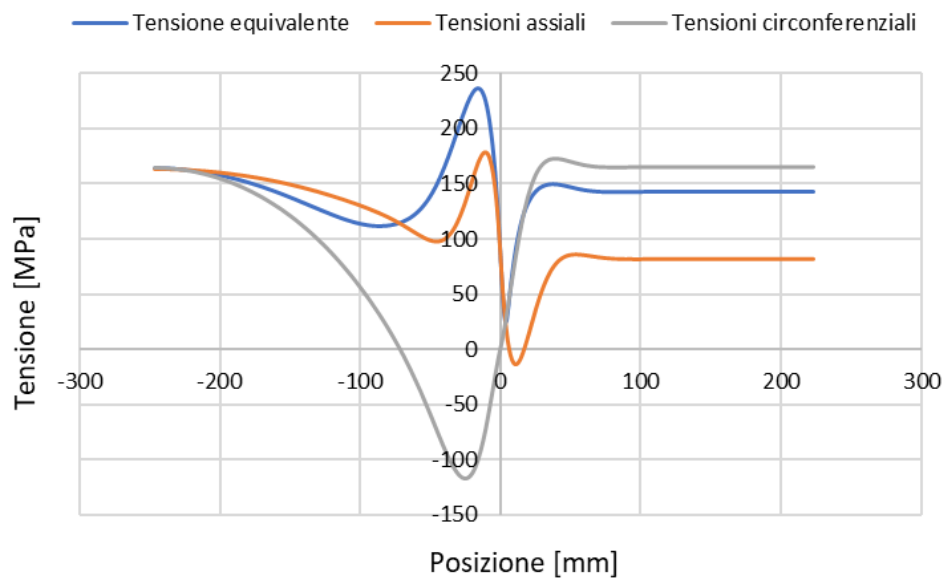


Figura 31: Stato tensionale a 12 bar

Per quanto detto, lo stato tensionale rappresentato esula dal descrivere gli sforzi

nella porzione di materiale a cavallo della saldatura circonferenziale: può essere considerato rappresentativo di ciò che avviene non molto lontano da essa, ma comunque ad una certa distanza. Va detto anche che tutte le tensioni si riferiscono alla superficie interna, in qualità di superficie smaltata. Al di là delle tensioni assiali e circonferenziali, utili per comprendere la totalità degli sforzi che agiscono sul serbatoio ma non rappresentativi dello stato tensionale totale, è la tensione di *Von Mises*, composizione delle prime due, a essere indice della gravità di quest'ultimo. Come si può osservare in entrambi i casi, le tensioni maggiori si hanno sulla calotta superiore in prossimità della saldatura circonferenziale. Questa è la regione a minor raggio di curvatura della superficie media del componente e ciò determina una concentrazione delle tensioni tale da essere maggiori del resto del serbatoio. Altre zone in cui si hanno picchi di tensione sono la sommità della calotta (estremo sinistro del grafico) e la regione di virola che approssimativamente si trova a circa 20 mm dalla zona della saldatura, tuttavia in questi casi non sono in corrispondenza di zone geometriche critiche, e quindi lo stato tensionale meno pericoloso non desta particolari preoccupazioni. Per tali considerazioni, è di facile comprensione la ragione del salto smalto sulla calotta superiore visibile in fig. 25 ed evidenziato in qualche test condotto in laboratorio. Infatti, sia nel primo che nel secondo caso la zona d'interesse è la stessa. Essa è caratterizzata da una tensione di circa 177 MPa a 9 bar e 236 MPa a 12 bar. Il reale ciclo di fatica varia tra questi valori massimi e un minimo pari a 0 (condizione di serbatoio completamente scarico), quindi sia il valore di tensione media che alterna da usare con la curva del Wohler si dimezzano. Come ulteriore conferma della veridicità dello stato tensionale è stata anche condotta una simulazione FEM, realizzata da un'unità dedicata ed interna ad Ariston Thermo Group. A tale scopo si è modellata la saldatura circonferenziale come un terzo corpo vincolato alla calotta e alla virola in modo da ottenere dei risultati che siano i più realistici possibile: ciò è stato necessario dalla evidenza delle prime discrepanze dei risultati dell'analisi FEM.

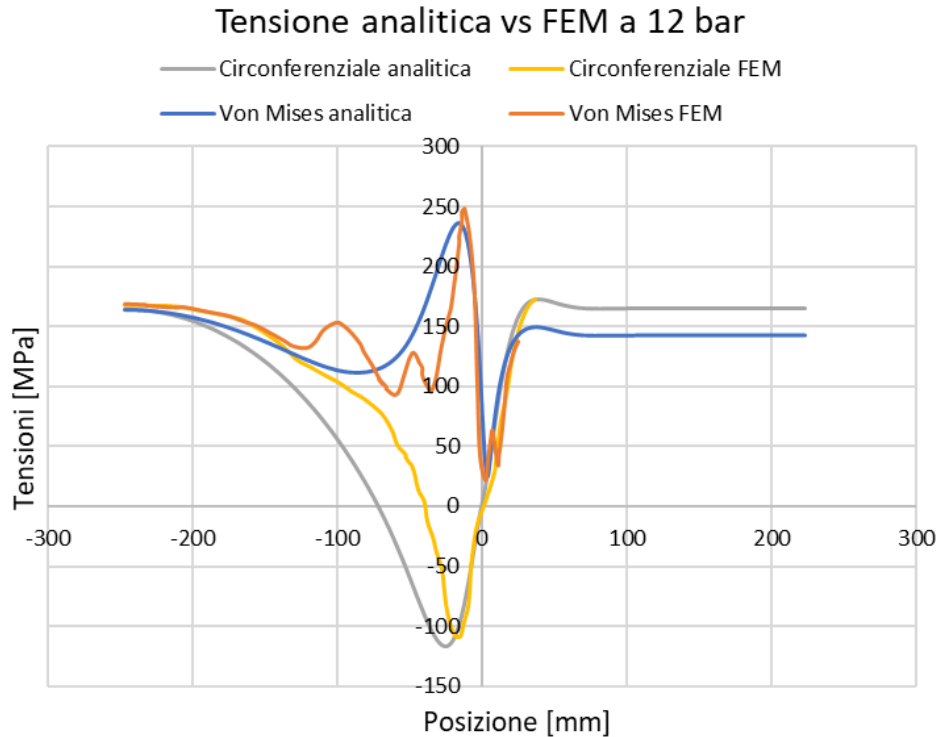


Figura 32: Verifica FEM dello stato tensionale

In fig. 32 è rappresentato il confronto tra le tensioni analitiche calcolate e quelle derivanti dalla simulazione FEM a 12 bar. Ciò è stato possibile dopo un lavoro di post-processing dei risultati della simulazione in modo tale da poter leggere lo stato tensionale analogamente alla modalità con cui è stato rappresentato per i risultati analitici. Per quanto riguarda le tensioni circonferenziali c'è perfetta corrispondenza dalla parte della virola mentre si discostano di più sulla calotta. Tuttavia l'andamento qualitativo è lo stesso e nella zona del picco di tensione descritta precedentemente, così come sulla sommità della calotta, differiscono di pochi MPa. Anche per le tensioni di *Von Mises* si può dire lo stesso. L'andamento di quelle derivate dal FEM presenta un comportamento più irregolare rispetto ai risultati analitici ma qualitativamente uguali. Anche i picchi di tensione, fondamentali per capire la regione del serbatoio maggiormente sollecitata, sono uguali. Il confronto tra il calcolo analitico e la simulazione FEM risulta soddisfacente, quindi il modello sviluppato risulta essere sufficientemente accurato per i fini di questo studio. Nell'ottica di affinare il calcolo analitico, la *teoria dei tubi* è stata sviluppata considerando ben tre zone di discontinuità e quindi

quattro corpi collegati fra di essi. Infatti se si osserva meglio la zona in prossimità della saldatura circonferenziale si può notare che l'estremità della calotta ellittica possiede una forma perfettamente cilindrica (come fosse un anello), e la zona di sovrapposizione di virola e calotta ha uno spessore maggiore rispetto al resto del serbatoio.

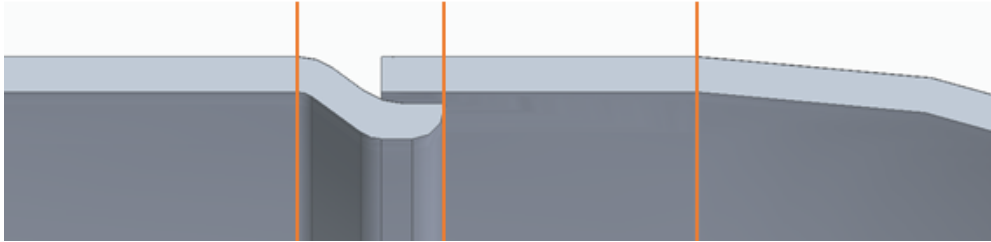


Figura 33: Modello a 4 corpi

In fig. 33 si possono notare tali particolarità geometriche, e intendendo le stesse come dei corpi di rigidità diversa rispetto a virola e calotta, quindi tali da deformarsi diversamente se sottoposti allo stesso carico di pressione interna, si capisce come l'intero sistema sia modellabile come quattro corpi vincolati tra di essi.

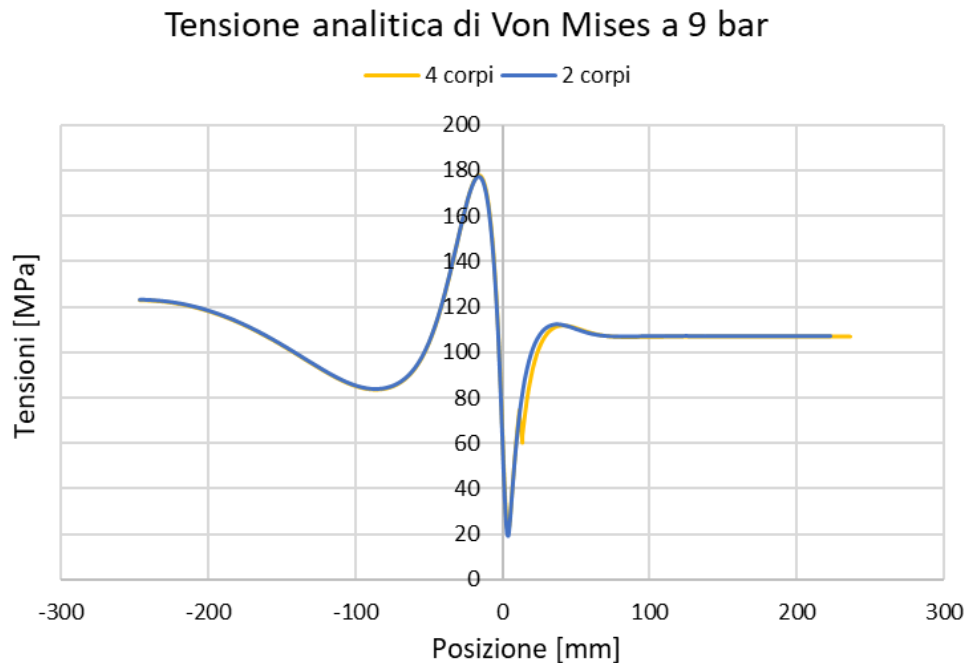


Figura 34: Confronto modello a 2 vs 4 corpi

In fig. 34 si può notare il confronto delle tensioni di *Von Mises* ottenute dal modello a due corpi piuttosto che quattro. Le due curve si sovrappongono con differenze minime. Ciò evidenzia che il precedente modello a due corpi è sufficientemente accurato e affidabile per lo studio presentato. Per quanto riguarda invece la determinazione delle curve di fatica approssimate, in riferimento allo studio sul materiale di cap. 4.1, per la curva a rottura si è utilizzato il limite del materiale vergine (360 MPa) mentre per quella a snervamento, che si riferisce al salto smalto, considerare il materiale vergine o quello ricotto e smaltato non comporta una sostanziale differenza poiché in entrambi i casi ci si aggira intorno ai 260 MPa. La scelta di utilizzare come limite di rottura quello del materiale vergine, e non del materiale ricotto, va nell'ottica di determinare un intervallo di valori all'interno del quale è probabile che avvenga la *failure*. Infatti, il limite a rottura del materiale ricotto è quasi identico allo snervamento quindi considerare il valore di 260 MPa permette di studiare il limite inferiore di tale intervallo. Per quanto riguarda la saldatura circonferenziale, sulla base dell'approccio descritto nel cap. 2.2, si è fatto affidamento solamente sui risultati della simulazione FEM poiché risulta impossibile calcolare le tensioni analiticamente in una zona in cui avviene un'intensificazione delle stesse a causa della geometria. In particolare, secondo l'approccio descritto dal manuale [4, p. 64], sono state valutate le tensioni sia assiali che circonferenziali ad una distanza dal cordone di saldatura di 0,6, 1,35 e 2,1 mm rispettivamente corrispondenti a 0,4, 0,9 e 1,4 volte lo spessore di 1,5 mm della virola (in prossimità della sua superficie esterna sono state riscontrate le tensioni più elevate vicino alla saldatura circonferenziale).

$$\sigma_{hs} = 2,52\sigma_{0,4t} - 2,24\sigma_{0,9t} + 0,72\sigma_{1,4t} \quad (7)$$

L'eq. 7 mostra come ottenere la tensione strutturale assiale e circonferenziale da utilizzare nell'eq. 3 al fine di ricavare quella equivalente per la determinazione della vita a fatica attraverso la curva del Wohler. Alla pressione di 9 bar si hanno 140 e 105 MPa rispettivamente per la tensione assiale e circonferenziale,

mentre a 12 bar si hanno 185 e 126 MPa. Dal punto di vista delle prestazioni del materiale invece, in figura 35 è possibile osservare le stime delle curve del Wohler. Ovviamente la curva che si riferisce al salto smalto e ricavata sulla base dello snervamento è inferiore a quella di rottura. Per la prima il limite di fatica è pari a circa 85 MPa mentre per la seconda 116 MPa. Esse sono frutto di una stima conservativa secondo quanto descritto nel capitolo 2.2, tuttavia non essendo questo studio volto alla progettazione ma piuttosto alla verifica, l'essere cautelativi non è il focus principale. Per tale motivo, vista la natura parametrica delle curve, si sfrutteranno i coefficienti utilizzati per la loro determinazione al fine di tarare correttamente il modello sul materiale utilizzato. L'obiettivo è ottenere una descrizione che sia la più realistica possibile di ciò che avviene realmente in modo da cogliere le reali prestazioni dell'acciaio impiegato nella produzione.

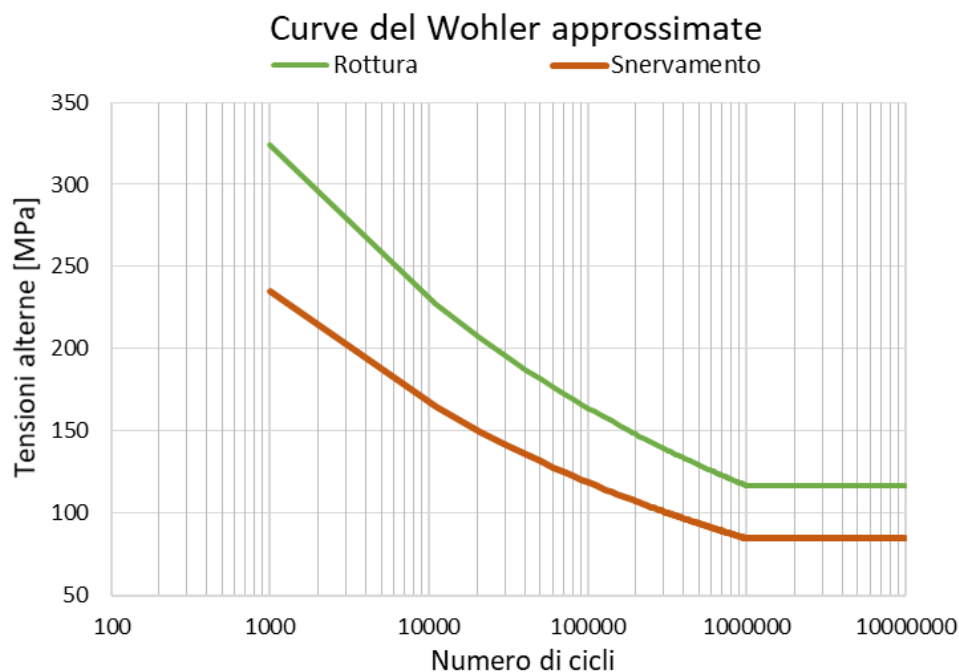


Figura 35: Curve del Wohler

Per la determinazione della resistenza secondo norma [3], in base a quanto mostrato dalla fig. 7, si è proceduto alla scelta della saldatura denominata *Joggle Joint*, in quanto è la più simile alla saldatura reale tra quelle contemplate. Occorre poi conoscere il *testing group* ossia il livello di ispezione fatto della saldatura. Nel processo produttivo essa viene condotta mettendo in pressione il serbatoio

in una vasca piena d'acqua ed osservando se vi è qualche perdita semplicemente dalle bolle che si generano. Un'ispezione così fatta è sufficiente per controllare la bontà del giunto realizzato ma non consiste in un'ispezione completa del cordone di saldatura che mira ad individuare eventuali cricche attraverso tecniche non distruttive quali raggi-x o fluidi colorati ad hoc. Per tali motivi, essendo il metodo d'ispezione utilizzato uno dei più elementari, che non esclude difetti nel materiale, si è scelto di utilizzare il parametro 40 di fig. 7 che individua la curva di fatica nelle condizioni peggiori possibili. Sulle ordinate vi è una variazione di tensione tra due livelli (uno massimo e l'altro minimo) senza tener conto della correzione dovuta alla tensione media. Anche in questo caso la curva presenta un limite di fatica ma molto più basso dei precedenti e pari a 29 MPa (fig. 36).

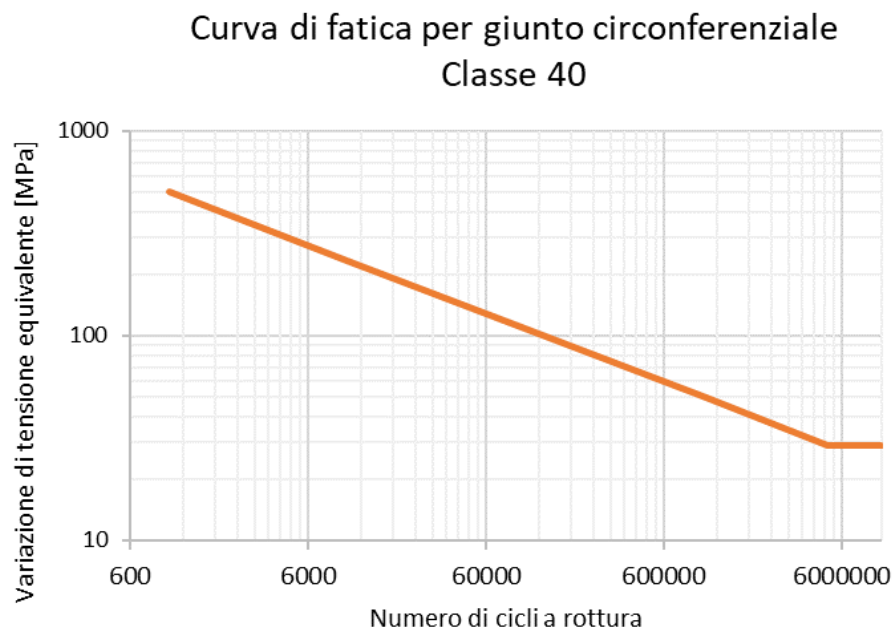


Figura 36: Curva di fatica saldatura

4.3 Resistenza test di fatica

Dopo aver calcolato lo stato tensionale nel serbatoio e aver stimato la resistenza a fatica dell'acciaio si possono applicare le *teorie di Goodman* e *Soderberg* al fine di verificare il numero di cicli che l'acciaio è in grado di resistere. Per quanto

riguarda il *Coatings fatigue test* eseguito a 9 bar la resistenza stimata al salto smalto è compresa tra 44000 e 108000 cicli mentre la rottura tra 390000 e 950000 cicli. Per quanto riguarda invece il *Fatigue test* eseguito a 12 bar la resistenza stimata al salto smalto è compresa tra 1700 e 7000 cicli mentre la rottura tra 15000 e 63000 cicli. In entrambi i casi ci si riferisce al materiale non saldato che è maggiormente stressato in corrispondenza della zona a minor raggio di curvatura della calotta superiore. Da questi dati è impossibile dare una stima della vita del serbatoio sul campo, in quanto il carico applicato durante i test non è superiore a quello reale solo per intensità ma anche e soprattutto per frequenza. Nei capitoli successivi è analizzato più nel dettaglio il carico reale ed è dimostrata la veridicità di tale affermazione. La stima della durabilità del prodotto nei test citati non è interessante dunque per capire le sue prestazioni sul campo ma può essere sfruttata per condurre un test in grado di dare supporto scientifico a tutta la trattazione teorica e comprendere meglio le reali possibilità di miglioramento nell'esecuzione di tali prove. È chiaro che, se si disponesse di uno strumento in grado di controllare eventuali *failure*, come il salto smalto ad esempio, direttamente dall'interno del serbatoio senza dover ogni volta interrompere la prova ad un certo numero di cicli per controllare il suo stato, la prova a 12 bar risulterebbe più breve di quella a 9 bar in quanto la *failure* accadrebbe prima. Per quantificare di quanto, le stime effettuate sono utili. Inoltre, se in qualche modo si riuscisse a unificare le due prove in un unico test, sarebbe possibile snellire il lavoro dell'operatore, diminuire il numero di serbatoi destinati ai test e ridurre il tempo totale di prova permettendo di trarre dei risultati in modo più rapido. Per una migliore comprensione dei dati stimati e un loro confronto con i 20000 cicli in qualità di target imposto dagli attuali test, oltre che le modalità di unione dei test in un'unica prova di laboratorio, si può far riferimento alla fig. 37.

Essa riassume qualitativamente molti dei concetti descritti fino a ora. Le linee orizzontali continue si riferiscono agli stati tensionali caratteristici del test a 9 e 12 bar rispettivamente mentre quelle tratteggiate si riferiscono ai limiti di fatica

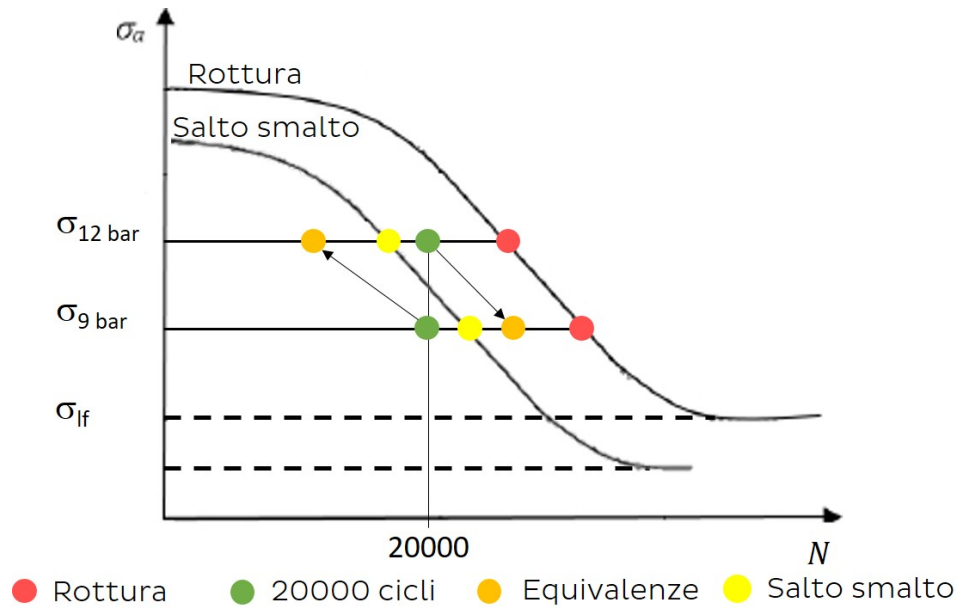


Figura 37: Schema resistenza a fatica serbatoio

delle rispettive curve. La linea verticale mette in evidenza i 20000 cicli rispetto ai quali fare riferimento per tutti gli eventuali confronti in termini temporali. Da tale rappresentazione balza più all'occhio che il salto smalto a 12 bar accade prima dei 20000 cicli, al contrario, la rottura a 12 bar e tutte le *failure* a 9 bar avvengono oltre tale limite. Ciò è confermato anche dai dati storici in quanto laddove si sia riscontrato il salto smalto a 12 bar questo è effettivamente avvenuto prima dei 20000 cicli, mentre per la prova a 9 bar non sono da sottolineare particolari criticità entro lo stesso limite. Per studiare invece la possibilità di unificare i due test si può fare riferimento ai punti arancioni della fig. 37. Infatti, dalla conoscenza della resistenza fatica del materiale in corrispondenza di due diversi carichi, e dalla applicazione della *teoria di Miner* [5], è possibile ricavare quale sia il numero di cicli da effettuare ad un altro livello di carico e che sia indice dello stesso danno da fatica provocato dal carico originale. Da questo punto di vista si sono indagate due possibilità:

- la determinazione del numero di cicli equivalenti da effettuare a 9 bar corrispondenti al danno provocato da 20000 cicli a 12 bar;
- la determinazione del numero di cicli equivalenti da effettuare a 12 bar

corrispondenti al danno provocato da 20000 cicli a 9 bar.

In entrambi i casi si fa riferimento a 20000 cicli, poiché questa è la soglia utilizzata dall'azienda per validare i propri prodotti. Passando da un livello di carico superiore ad uno inferiore, come nel primo caso, ci si aspetta un aumento del numero di cicli e viceversa: l'obiettivo è stimare di quanto. A 9 bar occorrono tra i 300000 e 500000 cicli per avere lo stesso danno di 20000 cicli a 12 bar. Dunque, un'unica prova a 9 bar durerebbe diverse centinaia di migliaia di cicli con un controllo intermedio a 20000 cicli per verificare che non sia avvenuto il salto smalto. Viceversa, a 12 bar occorrono tra gli 800 e i 1300 cicli per indurre lo stesso danno di 20000 cicli a 9 bar. In questo caso la prova durerebbe al massimo 20000 cicli e implicherebbe un controllo intermedio dopo circa un migliaio di cicli per controllare che non vi sia stato nessun salto smalto. Analizzando le due possibilità e sapendo che 20000 cicli possono essere effettuati con una settimana di lavoro, nel primo caso il test si prolungherebbe di diverse settimane, al contrario nel secondo non verrebbe alterata la durata complessiva ma s'introdurrebbe un controllo intermedio che prima non era previsto. È evidente che nella prima eventualità non vi è alcun beneficio poiché l'allungamento della prova è di gran lunga superiore al tempo totale necessario per condurre il classico test a 12 bar. Il secondo caso invece è vantaggioso perché la durata complessiva del test derivante dall'unione delle due si prolungherebbe di qualche ora, ovvero del tempo necessario all'operatore per eseguire l'ispezione intermedia, e si risparmierebbe circa una settimana di test necessaria per raggiungere 20000 cicli a 9 bar. Questi concetti sono espressi dalle frecce di fig. 37 che mettono in evidenza l'equivalenza tra i punti verdi e quelli arancioni. Si potrebbe indagare anche la possibilità di trasportare queste correlazioni in termini di numero di cicli su altri livelli di carico superiori a 9 bar e diversi da 12 bar. Tuttavia, ogni equivalenza porta con sé un certo grado di approssimazione e inoltre implicherebbe definire una nuova modalità di test ad una pressione mai utilizzata in passato. La più grande problematica relativa a questa eventualità è legata alla totale mancanza

di dati nelle nuove condizioni stabilite. Dall'altro lato, eseguire un'unica prova a 12 bar significa non modificare il *Fatigue test* evitando l'introduzione di qualsiasi incertezza dovuta all'equivalenza del numero di cicli oltre a continuare l'attività sperimentale su un livello di carico per il quale l'azienda possiede molti report storici. Passando invece alle stime sulla resistenza della saldatura circonferenziale si ottiene il valore di 64000 e 112000 cicli rispettivamente per i test a 9 e 12 bar. Verosimilmente dunque la rottura è molto più facile in corrispondenza di tale giunto che nel materiale non saldato ma accade comunque dopo il salto smalto. Inoltre il dato stimato, al di là dell'incertezza sul materiale a cui si riferisce la curva, è caratterizzato da una certa conservatività poiché quest'ultima si riferisce a una affidabilità superiore al 90%. Si nota tuttavia che la resistenza stimata non è enormemente superiore a quella del salto smalto, quindi ci si aspetta che una saldatura mal fatta a causa di un processo produttivo in deriva potrebbe facilmente comportare una resistenza inferiore a quella dello smalto. Seguendo l'approccio della norma [3], non è possibile definire un intervallo di valori entro cui è compresa la *failure* poiché non si tiene conto del valor medio di tensione come nei casi precedenti. È evidente quindi che la criticità del salto smalto rappresenta la problematica maggiore tra gli elementi studiati e quindi si terrà conto di essa a qui in poi. Un'ulteriore considerazione riguardante le stime date è che più esse sono maggiori in termine assoluto del numero di cicli e più l'intervallo tra il valore minimo e quello massimo è ampio e viceversa. Per tale motivo la stima ad un numero di cicli inferiori risulta più accurata; ciò è positivo al fine di trarre le prime considerazioni poiché permette di ragionare su dei numeri dello stesso ordine di grandezza per ogni livello di carico.

4.4 Resistenza ALT test

La prova a vita accelerata simula meglio il reale utilizzo dello scaldabagno perché il test non riguarda il solo serbatoio ma il prodotto finito che viene fatto lavorare in condizioni molto stressanti. Esso quindi permette di valutare con maggiore

attendibilità cosa avviene nella realtà, anche se per come è stato concepito è ancora abbastanza lontano da essa. Ricordando il suo svolgimento si può risalire a quale sia il carico di fatica che stressa il serbatoio. Dopo il primo riscaldamento, quando la prova è a regime di funzionamento, l'acqua viene prelevata ogni volta che la resistenza si spegne e viceversa quando essa si accende. In tal modo s'inducono dei cicli di pressione tra il valore minimo di 0 bar (pressione ambiente) e quello massimo di 8 bar (pressione nominale di progetto). Dopo aver effettuato un prelievo, il successivo avviene quando la sonda di temperatura termostata, per tale motivo la pressione nel serbatoio ha tutto il tempo di salire al suo valor massimo. I cicli sono costanti poiché i prelievi sono effettuati sempre allo stesso modo e distanziati dello stesso intervallo temporale, che non varia se il modello di prodotto da testare è lo stesso. Le considerazioni fatte sulla pressione massima raggiunta si basano sui calcoli di progetto ma non sono state effettuate direttamente delle misurazioni di pressione. Occorre anche dire che la massima pressione raggiungibile è maggiore agli 8 bar nominali. Infatti, per effetto di un eccessivo riscaldamento la pressione potrebbe salire ma, per effetto della valvola di sicurezza tarata a 8,5 bar con una tolleranza di $\pm 0,7$ bar, essa non può andare molto oltre i 9 bar nella peggiore delle ipotesi. Di conseguenza lo stato tensionale indotto è identico a quello studiato per il *Coatings fatigue test*. Tenendo in considerazione anche il tasso giornaliero di cicli effettuati si può stimare la longevità meccanica del serbatoio secondo la modalità di rottura del salto smalto superiore ai 2 anni ma comunque inferiore ai 6 anni. Questo dato sembrerebbe non confermare la garanzia con la quale gli scaldabagni vengono attualmente commercializzati. In realtà vi sono due gradi di conservatività in esso. Nel primo caso, non avendo misurato sperimentalmente le pressioni effettive in gioco è probabile che il carico di fatica sia inferiore a quello stimato; non è detto infatti che la pressione massima sia di 9 bar e a ogni ciclo si attivi la valvola di sicurezza, è più verosimile che sia pari a 8 bar cioè la pressione nominale di progetto. Nel secondo caso il carico applicato possiede una frequenza maggiore della realtà quindi, anche se

fossero confermate le stime conservative fatte su di esso, non sarebbe comunque rappresentativo dell'utilizzo quotidiano. Si evince che il test a vita accelerata non è indicativo da un punto di vista meccanico della vita del prodotto sul campo, qualora non si conosca il rapporto di accelerazione indotto. È stato già accennato che esso in effetti si considera noto ma, la complessità dei fenomeni in gioco in questa prova di laboratorio richiede un maggiore approfondimento volto alla valutazione di tutte le dinamiche che intervengono, oltre che dei carichi realmente agenti nella realtà.

4.5 Resistenza ERP

Per approfondire l'ultimo aspetto del capitolo precedente è stato preso in considerazione il test *ErP efficiency*. Tuttavia a differenza dell'*Accelerated life test*, è stato misurato come varia la pressione in relazione ai prelievi di portata e ai cicli di accensione e spegnimento della resistenza per una migliore comprensione delle dinamiche che intervengono nella variazione di pressione interna del serbatoio.

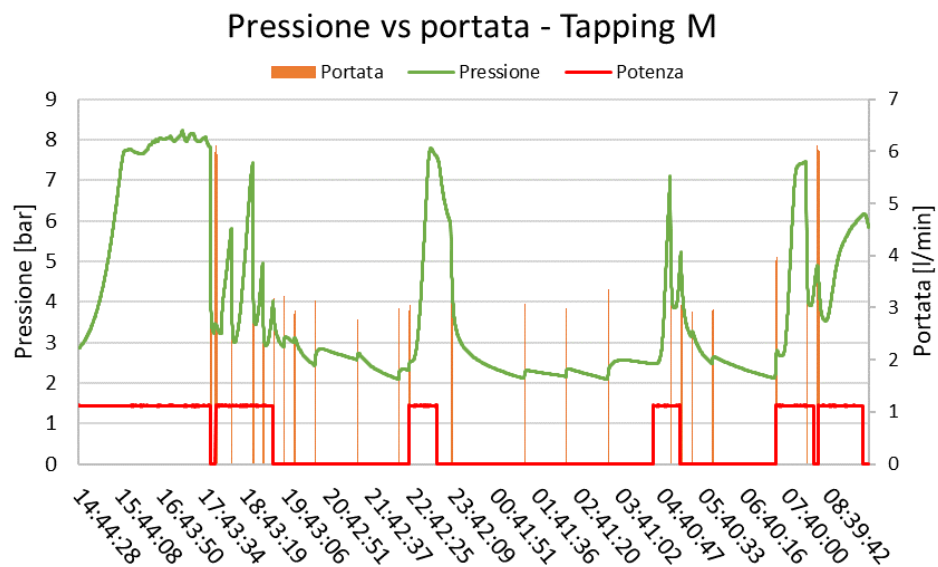


Figura 38: Correlazione pressione-prelievo Tapping M

In fig. 38 sono riassunte le tre grandezze accennate, in particolare la potenza che varia solamente tra un valore alto ed uno basso è indice delle accensioni e degli spegnimenti della resistenza. Lo scopo è quello di studiare meglio quale sia il

reale carico a cui un serbatoio è soggetto, poiché dalla sua accuratezza dipende l'affidabilità del dato circa la longevità dello scaldabagno. Com'era prevedibile, a ogni prelievo la pressione cala istantaneamente poiché è permesso all'acqua di defluire verso l'esterno. Tuttavia il valor minimo di pressione a ogni prelievo non è la pressione ambiente (0 bar) ma è compreso tra 2 e 3 bar a seconda dei casi. Ciò dipende dall'impianto al quale è collegato lo scaldabagno. Questa tipologia di prova di laboratorio è realizzata in camera climatica, la quale fa uso di un impianto idraulico indipendente dal resto del laboratorio. La pressione di rete è circa 3 bar ma, a seconda dei prodotti collegati e della loro modalità di funzionamento può variare. In particolare, se più prodotti lavorano contemporaneamente e prelevano acqua sempre nello stesso momento, la pressione di rete si abbassa. Questo è ben visibile dal comportamento della curva verde. Durante i primi prelievi a ogni apertura della valvola la pressione cala sempre fino a valori minimi di 3 bar. Successivamente la pressione minima diminuisce ad ogni prelievo ma mai andando sotto i 2 bar. È anche ben visibile come in corrispondenza del prelievo 11 e 16 la pressione aumenti nonostante la resistenza sia spenta e la valvola d'uscita aperta. D'accordo con il comportamento descritto, in questi casi si è verificata la circostanza opposta e quindi, a causa della variazione della pressione di rete, la pressione è aumentata piuttosto che calata nonostante sia stata prelevata acqua dallo scaldabagno. Si può affermare quindi che, all'apertura della valvola d'uscita, la pressione all'interno del serbatoio è pari a quella di rete a meno delle perdite di carico dovute al flusso d'acqua che fuoriesce. Infatti, nonostante l'apertura della valvola d'uscita dia sfogo all'acqua contenuta al suo interno, la sezione della tubazione nella quale viene convogliata è così piccola rispetto alla massa contenuta nello scaldabagno da strozzare la sua fuoriuscita e impedire l'abbassamento della pressione fino ai valori atmosferici. Questo comportamento è analogo a quanto avviene a casa del consumatore, poiché la pressione di rete di un comune impianto domestico è di circa 3 bar. Sempre da fig. 38 è possibile notare che la pressione aumenta in modo significativo solo quando la resistenza è

accesa, tuttavia, la pressione massima raggiunta dipende anche da quando è fatto il prelievo. Se la resistenza sta scaldando e contemporaneamente è effettuato un prelievo, la pressione diminuisce in ogni caso. Essa aumenta solamente mentre l'acqua si sta riscaldando e non è estratta nessuna portata. Questo comportamento è benefico per la resistenza meccanica poiché limita il numero massimo di volte che viene raggiunta la pressione massima pari a 8 bar. Quest'ultima è ben visibile nelle ore iniziali del test quando a seguito dell'accensione del prodotto la pressione non aumenta oltre il limite individuato. Nel corso del test la si raggiunge solamente un'altra volta, circa a metà giornata, e in tutti gli altri casi in cui la pressione presenta un picco, comunque inferiore a 8 bar, il minimo corrispondente è superiore ai 3 bar poiché o il prelievo è stato piccolissimo o mentre si stava prelevando la resistenza era accesa. Ciò fa sì che siano presenti anche dei cicli di fatica caratterizzati da un valore massimo e minimo di pressione rispettivamente inferiore e superiore ai valori del ciclo di fatica più gravoso dal punto di vista del danno meccanico. Com'è stato già accennato, non può essere utilizzata la storia di carico reale per il calcolo della vita del serbatoio in quanto non presenta dei cicli di pressione che si alternano sempre e costantemente tra gli stessi valori minimi e massimi. Allo scopo di rendere fruibile la storia di carico per la stima della vita meccanica dello scaldabagno è stata applicata la tecnica del *Rainflow*.

Tabella 2: Cicli di fatica storia di carico

Cicli [bar]	Numerosità
2 - 8	2
2 - 7	1
3 - 7,5	2
3,5 - 6,1	1
3 - 5,8	1
3,5 - 5	1
4 - 5	2
3 - 4	1

2,5 - 3	1
---------	---

La tabella 2 riassume la totalità dei cicli di pressione applicati in un giorno ed equivalenti dal punto di vista del danno rispetto alla storia di carico reale. Per ogni livello di pressione è stato studiato il massimo sforzo indotto nel serbatoio. Quindi, per ogni ciclo di fatica è possibile calcolare la tensione media e alterna e ancora una volta determinare il numero di cicli che l'acciaio è in grado di resistere. Il solo ciclo ad arrecare un danno da fatica è quello che comporta una variazione di pressione tra 2 e 8 bar. Tutti gli altri determinano una tensione al di sotto del limite di fatica e quindi incapaci di danneggiare il materiale. Dalla fig. 38 si evince anche quali sono i prelievi responsabili di tali cicli di pressione: il primo è il prelievo delle 7:00, anche se non eccessivo in quanto a portata, esso contribuisce a determinare la prima sostanziale caduta di pressione, il secondo è indicato alle 12:45 ed è il tredicesimo prelievo della giornata. Sulla base di queste informazioni, sia secondo la *teoria di Goodman* che *Soderberg*, si può stimare che il serbatoio resisterebbe molto più a lungo del periodo di garanzia. Tale limite è molto al di sopra di quello garantito ma occorre tenere in considerazione due aspetti: innanzitutto esso è frutto solamente di considerazioni meccaniche, e in secondo luogo è stato stimato attraverso un carico considerato rappresentativo dell'uso quotidiano, ma nella realtà non si conosce quanto sia in grado di descrivere in maniera affidabile l'utilizzo reale.

4.6 Resistenza Field test

Le considerazioni relative al test ERP permettono di effettuare una stima migliore della longevità meccanica del prodotto. Tuttavia, al fine di migliorare ulteriormente le previsioni, l'ideale sarebbe uno studio sul campo (*Field test*), misurando la pressione in un prodotto che è in uso a casa del cliente, ma in un periodo più lungo. Non solo si avrebbe un dato molto più affidabile del reale utilizzo dello scaldabagno, ma sarebbe possibile anche studiare la longevità dello stesso

in funzione delle abitudini dei consumatori. Considerando che quello secondo norma sia l'utilizzo medio, è utile capire anche quale sia la variabilità di questo. In particolare, verificare che anche nel caso di utilizzo più intenso, e quindi stressante per il prodotto, la vita di quest'ultimo sia più estesa della garanzia fornita. Inoltre, lo scaldabagno non è destinato solamente a uso familiare ma è acquistato anche da molte attività, e anche nel primo caso la composizione del nucleo familiare è molto influente sul tipo di utilizzo che ne viene fatto. Tuttavia, un simile studio impiegherebbe molto tempo e risorse: è necessario infatti un lavoro di strumentazione dei prodotti finiti non solo con tutta la sensoristica necessaria alla rilevazione dei parametri d'interesse per il seguente studio, ma anche del modulo di comunicazione che permette il monitoraggio degli stessi. Per tali motivi si è fatto riferimento a eventuali dati storici di cui l'azienda era già in possesso. A tal proposito si è fatto uso dei dati di un vecchio *Field test* il cui focus era quello di studiare l'efficienza energetica di una gamma di prodotti. I principali parametri studiati erano la temperatura, il numero giornaliero di accensioni e spegnimenti della resistenza e la potenza consumata dal prodotto. Fra di essi non vi è il dato sulla pressione quindi non è possibile utilizzare direttamente le informazioni per studiare la durabilità meccanica del prodotto. Teoricamente la pressione e la temperatura sono legate fra di loro ma la diversa modalità con cui vengono fatti i prelievi introduce un'ulteriore complicazione nella determinazione di questa relazione. Infatti, non è detto che ad una temperatura elevata corrisponda anche una pressione anch'essa elevata poiché, se la valvola d'uscita fosse aperta, la pressione diminuirebbe. Rinunciando alla possibilità di conoscere l'esatto profilo di pressione, ma volendo comunque sfruttare i dati già posseduti e fruibili fin da subito, è possibile correlare il numero massimo di accensioni e spegnimenti con il numero massimo di cicli di pressione più ampi possibile, e quindi danneggianti da un punto di vista della fatica meccanica. La tabella 3 riassume il numero giornaliero di accensioni/spegnimenti dei prodotti testati correlandoli alla numerosità del nucleo familiare e alla provincia in cui sono stati installati.

Tabella 3: Accensioni giornaliere Field test

Provincia	Nucleo familiare	Cicli giornalieri ON/OFF HE
ROMA	3	5,1
ROMA	5	7,8
BARI	5	5,7
BARI	2	3,4
UDINE	2	3,4
TARANTO	3	6,3
TARANTO	3	3,7
COMO	5	9,5
MILANO	4	2,6
NAPOLI	4	5,3
SASSARI	4	3,0
CATANZARO	4	7,9
UDINE	7	4,1
CATANIA	5	3,7
PADOVA	2	3,8
PADOVA	3	5,5
VALOR MEDIO	-	5,0
VALORE MAX	-	9,5
VALORE MIN	-	2,6

È importante sottolineare che questi dati corrispondono solamente ad una parte della totalità dei prodotti testati, cioè quelli i cui dati si riferiscono ad una media annuale. Ciò fa sì che essi siano esenti dalla stagionalità che invece potrebbe inficiare l'attendibilità dei dati in tutti gli altri casi. Mediamente il numero di on/off della resistenza è 5, ma nel peggiore dei casi è stato registrato un valore di 9,5, indice di un utilizzo ben più gravoso del precedente. I cicli di pressione considerati sono tra 1 e 9 bar. Il valor minimo deriva dalle considerazioni fatte

sulla pressione di rete, la pressione massima da quelle sulla valvola di sicurezza. È stato ipotizzato tale ciclo di pressione introducendo un certo grado di conservatività poiché non si dispongono di misure dirette di pressione sul campo. Sulla base di tutte queste considerazioni, procedendo con lo stesso approccio descritto, e dalla frequenza giornaliera di utilizzo specificata, si può stimare che per un utilizzo medio la resistenza al salto smalto (frutto di considerazioni solo meccaniche) è superiore ai 30 anni. Nel caso peggiore possibile la durata è superiore ai 15 anni di vita. Le rispettive durate in termini di rottura meccanica sono ben maggiori e quindi non stati riportati i risultati in quanto meno significativi dei precedenti.

4.7 Sensitivity sul materiale

Per le considerazioni fatte nel cap. 4.1, è chiaro che non tutti i *coil* possiedono pari proprietà meccaniche, ma anche nei casi più sfavorevoli la garanzia data deve essere adeguata e non sovrastimata. A tal proposito è stata studiata la variazione della stima di longevità meccanica del prodotto in riferimento all'utilizzo intenso descritto nel capitolo precedente, e facendo le stesse considerazioni per quanto riguarda il carico considerato. Tutti i dati precedentemente descritti fanno riferimento ad uno snervamento dell'acciaio di 260 MPa. Invece, considerando uno snervamento di 240 MPa la durabilità del serbatoio diminuisce ma rimane comunque superiore ai 5 anni e ad uno snervamento di 280 MPa corrisponde una longevità minima di 25 anni. È da sottolineare che anche in questa circostanza, per le stesse considerazioni fatte nel capitolo precedente, è sottointeso un certo grado di conservatività per cui in ogni caso ci si aspetta una longevità superiore sul campo, escludendo qualsiasi influenza della corrosione.

4.8 Corrosione

Lo studio della corrosione risulta molto più complesso per molteplici aspetti. In primo luogo questo fenomeno è molto meno governabile in virtù della sua variabilità rispetto alle condizioni al contorno, e poi anche perché possiede molte

modalità in cui si manifesta e agisce. È dunque fondamentale fare le opportune ipotesi volte a focalizzare l'analisi sugli aspetti preponderanti e comprendere se questi sono sufficienti per uno studio esaustivo. Ai fini di una stima della longevità del prodotto, l'obiettivo è quello di individuare un tasso di corrosione dopo averne individuato il meccanismo. Esula da questa trattazione la determinazione del tasso di corrosione dovuto al fenomeno del *Crevice*. Altrettanto complicata è la determinazione del tasso di corrosione sulle pareti del serbatoio. Ciò non dipende tanto dall'approccio teorico basato sull'utilizzo della equazione 6, ipotizzando che il meccanismo di corrosione sia galvanico, piuttosto dalla determinazione delle condizioni al contorno. Le zone scoperte a causa di un processo di smaltatura non perfettamente eseguito non sono tutte della stessa dimensione, così come le correnti galvaniche responsabili del processo elettrolitico. Conoscere questi due dati è necessario al fine di individuare il tasso di corrosione attraverso la *legge di Faraday*, quindi si evidenzia la necessità di uno studio puntuale della corrente in gioco attraverso delle apposite sonde. Un esempio è mostrato nell'articolo [12] in cui però lo studio, eseguito su un boiler di Ariston Thermo Group, non tiene conto della pressione, e la numerosità delle sonde non è sufficiente a realizzare una mappa che descriva il comportamento delle correnti. Il focus dello studio è stato principalmente l'anodo di magnesio. L'assunzione di base è che se quest'ultimo non si esaurisce, la protezione catodica è attiva e le superfici interne non smaltate sono protette dalla corrosione fino al totale consumo dell'anodo.

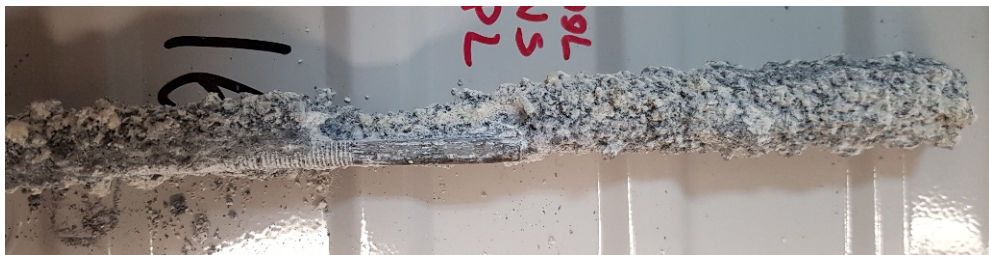


Figura 39: Anodo di magnesio consumato

La fig. 39 mostra un anodo molto consumato ma non esaurito e quindi ancora in grado di proteggere l'acciaio del serbatoio. Nella parte sinistra è anche possibile osservare l'anima di metallo che in origine era totalmente immersa nel magnesio e

ha la funzione di collegamento con la flangia. A supporto di quest'ipotesi vi è anche il *Cathodic protection verification test*: dalle prove di laboratorio si evince che tutto il serbatoio è protetto catodicamente, non solo le zone più vicine all'anodo ma anche quelle più lontane. Il meccanismo di corrosione che agisce su di esso è generalizzato poiché tutta la superficie dell'anodo è interessata dalla reazione di ossidazione. Con l'avanzare della corrosione si forma un'incrostazione bianca (ossido di magnesio) ben visibile in figura 39 e si staccano piccole parti di anodo che non essendo più in contatto con il corpo principale non si corrodono per proteggere l'acciaio. Quest'ultimo fenomeno di corrosione intergranulare diminuisce l'efficienza dell'anodo. La *legge di Faraday* fornisce una descrizione teorica del comportamento del magnesio quindi, per tener conto del reale comportamento, si è fatto riferimento al manuale [6]. In esso è possibile trovare tutti i riferimenti sulla base dei quali stimare la vita dell'anodo tenendo in considerazione le varie cause di inefficienza. In particolare tutto l'approccio si basa sulla determinazione del parametro fondamentale detto *Anodic current capacity*, cioè la corrente che può attraversare l'anodo per unità di massa e per unità di tempo. Chiaramente maggiore è tale dato e maggiore sarà la vita dell'anodo, poiché esso può sopportare un maggiore flusso di corrente prima di consumarsi totalmente. Bisogna considerare però che ogni tipo di materiale ha una propria efficienza: per il magnesio essa è tra il 50% e il 60% e dipende dalla densità di corrente galvanica. Nel caso particolare di questa tipologia d'anodo l'efficienza diminuisce all'aumentare della densità di corrente. Considerando quindi un'efficienza del 50% si stima, attraverso la *legge di Faraday* che l'anodo possiede un *Anodic current capacity* pari a 1100 Ah/kg che in altri termini corrisponde a 7,94 grammi persi in un anno se una corrente pari a 1 mA scorre costantemente nell'anodo per tutto l'anno. Occorre tener conto però di un'altra causa di inefficienza che dipende dalla forma dell'anodo. Per forme cilindriche l'ulteriore rendimento da considerare è di 0,85 che va ad aumentare la massa persa dall'anodo a parità di corrente che lo attraversa e finestra temporale considerata. È necessario conoscere anche la

massa dell'anodo. A tal proposito dalla misurazione della massa di dodici diversi anodi si è assunto come valor medio quello di 153 grammi che è stato decurtato della massa dell'anima in acciaio di cui si conoscono le dimensioni e la densità. È da sottolineare anche che i prodotti vengono commercializzati specificando che gli anodi di magnesio devono essere sostituiti ogni due anni. Tenendo conto della massa utile dell'anodo, del periodo per il quale dev'essere garantito e delle sue prestazioni, si può stimare che la massima corrente da cui esso deve essere attraversato affinché la sua durata sia almeno di due anni è pari a 7,4 mA. Se la corrente che interessa l'anodo è maggiore la sua durata è inferiore ai due anni e viceversa. Dunque la verifica della durabilità dell'anodo di magnesio si riduce a una verifica sperimentale della corrente galvanica e un confronto di essa con il limite calcolato. Un approccio simile è stato utilizzato in passato in una collaborazione tra Ariston Thermo Group e l'Università Politecnica delle Marche al fine di sviluppare un modello utile per il dimensionamento degli anodi di magnesio. Il modello prende in considerazione un meccanismo di corrosione generalizzata attivo sull'anodo, e trascura tutti i fenomeni localizzati presenti invece sulle pareti del serbatoio.

5 Verifiche sperimentali

Nel corso di tutta la trattazione precedente sono state di volta in volta spiegate le approssimazioni fatte e il motivo per cui sono state adottate. In questo capitolo è discussa l'attività sperimentale eseguita nella seconda parte del progetto, con l'obiettivo di trovare le opportune evidenze sperimentali a sostegno della trattazione teorica.

5.1 Verifica del salto smalto

La prima ipotesi introdotta in ambito meccanico riguarda la modalità e la causa del salto smalto. Esso è stato correlato allo snervamento del materiale poiché quando l'acciaio si deforma eccessivamente, lo smalto, che è un materiale vetroso e quindi rigido per natura, non riuscendo a deformarsi allo stesso modo inizialmente si cricca e poi si distacca completamente dall'acciaio. Si è ipotizzato che la soglia di deformazione tale da comportare il salto smalto sia quella corrispondente allo snervamento. Per confermare tale comportamento sono state realizzate delle prove di trazione a bassa velocità, con lo scopo di individuare il livello di tensione e deformazione al quale lo smalto inizia a criccarsi. Quindi i provini in questione non sono stati trazionati fino a rottura, ma poco oltre la comparsa del difetto.

In fig. 40 è visibile un provino di trazione smaltato da un lato e posizionato tra gli afferraggi della macchina di trazione MTS 810. Quest'ultima, attraverso delle pinze che afferrano il provino nella zona di larghezza maggiore, mette in trazione i provini attraverso un meccanismo di idraulico. In totale sono stati testati sei campioni ai fini della determinazione del salto smalto. Prima di ogni test sono stati misurati con un calibro i parametri geometrici di larghezza, spessore e lunghezza. I primi quattro provini, tagliati con l'asse in direzione di laminazione, sono stati allungati alla velocità di 0,01 mm/s, gli ultimi due, ricavati con l'asse perpendicolare alla direzione di laminazione, alla velocità di 0,005 mm/s. Ispezionando visivamente il campione durante la prova è stato colto il valore di spostamento imposto dalla macchina al quale lo smalto ha iniziato a criccarsi. In



Figura 40: Prova di trazione statica provino smaltato

tal modo, al termine di ogni prova, è stato individuato il punto esatto in cui si è verificato tale evento sulla curva di trazione.

La fig. 41 mostra a titolo di esempio la parte iniziale della curva di trazione di uno dei campioni. La retta nera indica l'istante in cui è comparsa la prima cricca sul provino. È evidente che la *failure* si manifesta in prossimità dello snervamento, cioè in prossimità della fine del tratto elastico lineare, là dove inizia quello plastico, in questo particolare caso perfettamente orizzontale, cioè senza incremento di tensione. Qualitativamente tutti gli altri campioni presentano lo stesso comportamento fatta eccezione per uno che manifesta la comparsa del difetto prima dello snervamento. Ad ogni modo, per tutti gli altri il comportamento è identico a quello in fig. 41. Volendo descrivere il salto smalto in termini di deformazione si può individuare un intervallo di valori in cui sono contenuti tutti i dati sperimentali. La variabilità non è dovuta solamente alla non perfetta ripetibilità della curva di trazione, ma anche ad un processo di smaltatura che non ha prodotto sempre lo stesso spessore di rivestimento protettivo. Quindi, per provini di spessore diverso, la relativa deformazione a parità di carico e di tutti gli altri parametri è leggermente diversa. Mediamente il salto smalto inizia alla

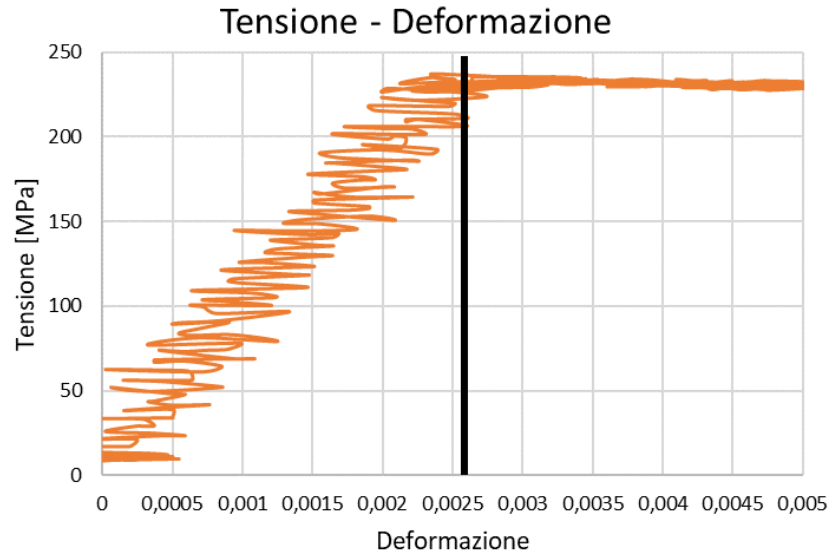


Figura 41: Curva di trazione parziale ottenuta a bassa velocità

deformazione di 0,00265; il massimo corrisponde a 0,0033 ed il minimo a 0,00225 (tabella 4).

Tabella 4: Correlazione salto smalto - deformazione

0°	Spostamento al salto smalto	Deformazione al salto smalto
Provino 2	0,18	0,002602
Provino 4	0,16	0,002252
Provino 5	0,21	0,002821
Provino 6	0,23	0,0033

Per gli stessi motivi, tale variabilità si ripercuote poi anche sulla tensione. Il salto smalto è compreso tra i 220 MPa e i 240 MPa. Mediamente i valori sono inferiori a quelli del materiale preso in considerazione nei capitoli precedenti non solo perché esso è più debole per natura, ma soprattutto perché le tensioni sono state calcolate con uno spessore maggiorato rispetto a quello del materiale vergine per via dello smalto. Nonostante la variabilità dei risultati quantitativi, dovuta alla modalità con cui sono state eseguite le prove di trazione, la correlazione tra il salto smalto e lo snervamento è stata dimostrata, quindi si può considerare accettabile l'ipotesi fatta inizialmente e alla base di tutte le stime meccaniche.

5.2 Prove di fatica

Il *Fatigue test* e il *Coatings fatigue test* possono fungere da prove sperimentali per la verifica del modello sviluppato per la stima del salto smalto. Al momento della scrittura della tesi sono in corso entrambi i test. Lo scopo è quello di individuare il numero di cicli al quale si verifica il salto smalto e la rottura, andando oltre la consueta verifica dei 20000 cicli. Per far ciò sono stati impiegati sette serbatoi da 80 litri, tre da testare a 9 bar, quattro da testare a 12 bar. Sei sono stati rinforzati in prossimità della controflangia con dei punti di saldatura addizionali, l'ultimo con un cordone continuo. Nei primi si vuole individuare il difetto dello smalto prima della rottura meccanica, nell'ultimo si è interessati solo alla rottura meccanica. L'esecuzione dei test è identica a quanto descritto nei capitoli 3.1.1 e 3.1.2, l'unica differenza è nella durata di essi. Piuttosto che riferirsi a 20000 cicli, sono stati previsti dei controlli da effettuare ad un'opportuna durata della prova sulla base delle stime. Per il test a 9 bar i controlli pianificati sono a:

- 20000 cicli;
- 30000 cicli;
- 40000 cicli;
- 50000 cicli;
- 65000 cicli;
- 100000 cicli.

Al momento della scrittura della tesi è stato effettuato il controllo a 65000 cicli. Già a 20000 sono stati riscontrati i salti smalto in prossimità delle controflangia di tutti e tre i serbatoi. Per quanto detto nel cap. 3.3, ciò non rappresenta una criticità e quindi la prova è continuata. Le successive ispezioni non hanno evidenziato la comparsa di nessun nuovo difetto fino ai 40000 cicli. È in corrispondenza dei 50000 cicli che in tutti e tre i serbatoi si sono verificati dei salti

smalto in prossimità della zona a maggior curvatura della calotta. In tutti i casi è comparso il difetto sulla calotta inferiore, in uno anche sulla superiore. Questo risultato conferma solo in parte le stime del modello. Infatti, la zona in cui avviene il salto smalto è quella in cui si verifica la massima tensione di *Von Mises* calcolata analiticamente, e anche il numero di cicli ricade all'interno dell'intervallo stimato (cap. 5.2). Tuttavia, in due casi su tre, la *failure* si è verificata sulla calotta inferiore più spessa di 0,1 mm della calotta inferiore, e quindi teoricamente più resistente. Ciò si potrebbe spiegare considerando la minima differenza negli spessori, le tolleranze in gioco, oltre che un processo di piegatura che assottiglia la lamiera laddove viene deformata. Questi fattori possono determinare un effettivo spessore maggiore nella calotta superiore, che quindi è più resistente della inferiore. Un ulteriore fattore, fondamentale per la casualità di questo fenomeno, è la presenza di grinze nella zona di massima piegatura. Dipendentemente dalla formabilità delle lamiere utilizzate per la produzione delle calotte, lo stampo che realizza la piegatura può indurre delle pieghe indesiderate. Ciò rappresenta un'irregolarità geometrica capace di determinare un'intensificazione delle tensioni in una zona molto localizzata. Nel caso specifico dei serbatoi testati, le calotte inferiori presentano tutte questa imperfezione, migliori sono le superiori. Per questo motivo si ritiene che la difettosità in questione sia la causa della concentrazione di tensione che porta ai salti smalto visibili, ed infatti nella zona esterna della calotta, in prossimità del salto interno, è stata riscontrata. Il controllo a 65000 è coerente con questa teoria. Nessuna ulteriore difettosità rispetto al controllo precedente è stata verificata. Dunque, ciò conferma che i salti notati precedentemente siano dovuti a cause contingenti di produzione e non di progettazione. Per quanto riguarda il test a 12 bar invece sono stati pianificati i seguenti controlli:

- 500 cicli;
- 1000 cicli;
- 2000 cicli;

- 5000 cicli;
- 10000 cicli;

Alla scrittura della tesi sono stati eseguiti i controlli fino a 2000 cicli. Come nel caso precedente, fin dal primo controllo sono stati rilevati salti smalto in prossimità della controflangia ma solamente su due dei tre serbatoi. L'ultimo mostra segni di filatura dello smalto che ne evidenziano un principio di salto. Fino al controllo dei 2000 cicli la situazione è sostanzialmente invariata. Sempre in prossimità della controflangia l'estensione dell'acciaio scoperto è gradualmente aumentata, ma nel resto non sono stati riscontrati difetti. Ci si aspetta di notare un salto smalto analogo alla prova precedente, o al controllo dei 5000 cicli o a quello di 10000.

5.3 Misure di corrente galvanica sul prodotto finito

Le misure di corrente galvanica sul prodotto finito sono state realizzate con l'ausilio dell'impianto destinato all'*Accelerated life test*. La fig. 42 mostra il setup dell'esperimento. In primo piano è visibile il registratore *MV200 MobileCorder* attraverso il quale è possibile acquisire la corrente galvanica con la frequenza desiderata. Lo scopo è misurarla nella totalità e nelle quote parti dovute a resistenza e serbatoio. I cavi elettrici collegati sul retro dello strumento sono stati installati in parallelo con una resistenza da 1 Ohm in modo da convertire la misura di voltaggio (grandezza misurata direttamente dallo strumento) in misura di corrente, senza la necessità di ulteriori conversioni. La frequenza di campionamento è stata impostata in modo da acquisire il valore istantaneo di corrente ogni 10 secondi. Sullo sfondo della medesima figura è visibile lo scaldabagno utilizzato per il test. Esso è stato opportunamente modificato in modo da poter effettuare le misurazioni. In primo luogo il termostato è stato sostituito inserendo un modello elettronico, più rapido e preciso di quello meccanico presente originariamente, in modo che sia possibile il collegamento con il registratore: ciò permette

di misurare la temperatura. In un secondo momento è stata cambiata anche la configurazione di montaggio.



Figura 42: Setup esperimento

La corrente galvanica scorre dall'anodo di magnesio verso la resistenza elettrica e il serbatoio, componenti cortocircuitati tra di loro. Per effettuare la misurazione di corrente occorre isolare elettricamente tali parti e cortocircuitarle di nuovo mediante il collegamento dei cavi elettrici, appositamente uniti ai tre componenti, al registratore. Quindi, viene ripristinato il collegamento elettrico tramite l'inserimento dello strumento di misura nel circuito. È da sottolineare che ai fini della misurazione della corrente galvanica totale l'unico elemento da isolare elettricamente è l'anodo di magnesio, tuttavia, per la misurazione della quota parte di corrente che si ripartisce tra la resistenza ed il serbatoio, è necessario isolare anche la resistenza elettrica e la flangia dal serbatoio. Solamente in questo modo è possibile garantire che non vi sia continuità elettrica tra componenti.



Figura 43: Dettaglio inserti isolanti

In fig. 43 è possibile notare che l'inserto di materiale plastico avvitato tra la base dell'anodo e la flangia permette di isolare elettricamente le due parti e l'anodo dal resto dello scaldabagno. Nella parte inferiore si nota la guarnizione di colore nero. Essa è stata sostituita con un modello dielettrico cosicché l'isolamento della flangia dal serbatoio sia garantito anche quando la guarnizione va in pressione per effetto del serraggio dei bulloni della flangia. Sempre in fig. 43 è mostrata la rondella di materiale plastico che s'interpone tra la flangia e il bullone di collegamento della resistenza elettrica in rame. In foto è anche visibile il cavo collegato alla resistenza, mentre quello dell'anodo è fatto uscire dall'interno del serbatoio dal manicotto d'ingresso dell'acqua. La corrente galvanica è stata misurata replicando il più possibile il funzionamento reale dello scaldabagno. A tale scopo è stata introdotta acqua di pozzo, e non di Calcutta come prevede l'*Accelerated life test*, ed è stato imposto un regime di funzionamento che determini mediamente cinque cicli di accensione/spengimento giornalieri in base ai dati relativi al *Field test* (cap. 4.6). In fig. 44 è possibile osservare il timer utilizzato per impostare dei prelievi ogni quattro ore, prelevando la portata di 5 l/min circa (valvola di uscita aperta solo per metà) per 10 minuti in modo da raffreddare completamente l'acqua all'interno.

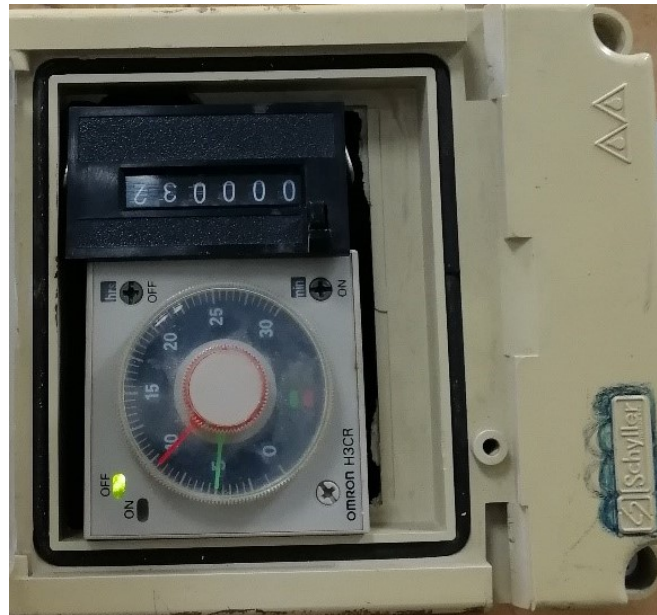


Figura 44: Timer

Lo scopo è determinare un ciclo di funzionamento che si ripeta nel tempo sempre uguale e studiare se la corrente galvanica cambia solamente in un ciclo al variare del regime di funzionamento o anche da ciclo a ciclo. L'inizio di ognuno di essi corrisponde al prodotto completamente freddo e con la valvola di prelievo chiusa. Accendendo la resistenza elettrica l'acqua viene portata alla temperatura massima in un tempo inferiore all'intervallo compreso tra i prelievi. Quindi la resistenza si spegne quando il sensore termostata e l'acqua rimane ad alta temperatura fino al momento del successivo prelievo. L'acqua viene prelevata raffreddando completamente il prodotto e comportando la riaccensione della resistenza elettrica. Tra il momento in cui essa è arrivata a $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ e quello in cui viene fatto il prelievo la resistenza non si accende perché la dispersione di calore è così lenta che la temperatura si abbassa minimamente, tanto che può essere considerata costante e non va mai sotto la soglia dei $75\text{ }^{\circ}\text{C}$, temperatura alla quale il termostato impone l'accensione della resistenza. Inoltre, considerando che lo stesso serbatoio può essere equipaggiato con resistenze di diversa potenza a seconda del particolare modello di prodotto finito, è stata anche valutata l'influenza che diverse resistenze hanno sul consumo dell'anodo. Per questo si è scelta una resistenza da 1200 W e un'altra da 3000 W , corrispondenti alla minima ed alla massima potenza per il modello

di scaldabagno *PRO1 ECO*. In fig. 45 è possibile osservare le resistenze alla fine del test e ricoperte parzialmente dal calcare depositato ad alta temperatura.



Figura 45: Resistenze elettriche 1200W e 3000W

A sinistra è visibile la resistenza da 1200 W, a destra quella da 3000 W. In quest'ultima non ci si aspetta un incremento di corrente galvanica dovuto solamente alla maggior potenza, ma anche a causa della maggiore superficie. È ben visibile che, a parità d'ingombro totale, la resistenza da 3000 W possiede uno sviluppo maggiore in lunghezza, e quindi di conseguenza è maggiore anche la superficie totale da proteggere dalla corrosione. In totale il test è durato sei giorni e in ognuno di essi sono stati variati i collegamenti con il registratore in modo da misurare la corrente galvanica in configurazioni diverse. Nei primi tre giorni, utilizzando la resistenza da 1200 W è stata misurata la corrente galvanica totale e la sua quota parte dovuta al serbatoio e all'elemento riscaldante, impiegando un giorno di misura circa per ognuno di essi. Nei restanti è stata ripetuta la stessa procedura sostituendo la resistenza da 1200 W con quella da 3000 W. È impor-

tante sottolineare che non è stato cambiato il serbatoio poiché lo scopo è quello di studiare le differenze dovute solamente a diverse resistenze. Inoltre, è stato anche studiato l'effetto di una variazione di pressione sulla corrente galvanica. Sul finire di ogni giorno di test è stato fatto un piccolo prelievo manuale che provocasse una fuoriuscita trascurabile di acqua, tale da non modificare eccessivamente la temperatura ma di abbassare la pressione dalla massima (circa 8 bar per analogia con il test *ErP efficiency*) a quella di rete, intorno ai 3 bar.

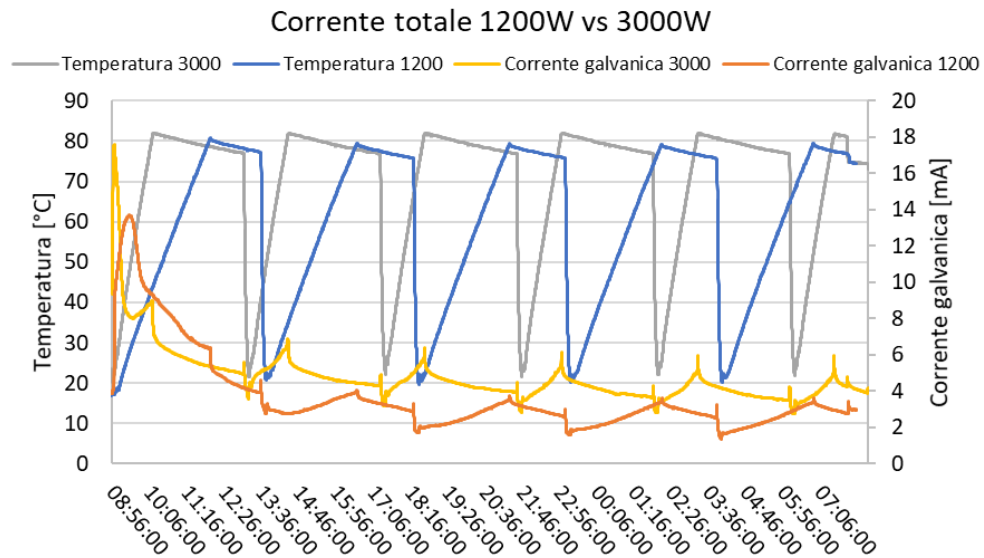


Figura 46: Corrente galvanica sul prodotto finito vs temperatura

La fig. 46 mostra il confronto di corrente galvanica totale nelle due diverse configurazioni di resistenza. Dai profili di temperatura si nota il comportamento precedentemente descritto nelle varie fasi di ogni ciclo e che esso si ripete sempre allo stesso modo. Le diverse pendenze delle curve di temperatura in cui l'acqua si sta riscaldando sono dovute alla diversa potenza delle resistenze. Quella da 3000 W impiega un tempo minore per arrivare a 80 °C. Passando alle curve di corrente galvanica si nota il comportamento qualitativo per il quale nei primi minuti essa aumenta vertiginosamente a causa dell'accensione della resistenza, e poi diminuisce ad ogni ciclo evidenziando un comportamento asintotico al termine della giornata di sperimentazione. Negli ultimi cicli la corrente è abbastanza stabile e in ognuno di essi varia più o meno allo stesso modo, mostrando sempre

un comportamento medio decrescente molto meno accentuato rispetto all'inizio della prova. Il motivo di ciò risiede nella formazione del calcare. La fig. 46 mostra come, una sola giornata di funzionamento, sia sufficiente per formare una patina di calcare che ricopra la maggior parte della resistenza e si opponga al fluire della corrente galvanica. Quest'ultima è mediamente superiore nel prodotto in cui è installata la resistenza da 3000 W come ci si aspettava fin dall'inizio. Per poter eseguire un confronto quantitativo delle due situazioni ed estrarre anche un dato che sia confrontabile con il limite di corrente individuato dal precedente sviluppo teorico, è stato considerato il valor medio nel tempo. Tuttavia, considerando che la corrente non aumenti mai mediamente, ma piuttosto diminuisca nel tempo, si può estrapolare quale sia il suo comportamento qualitativo se si ipotizza di continuare il test per mesi interi. Risulta evidente come il valor medio di corrente nella parte terminale della giornata sia più rappresentativo del valor medio totale del funzionamento reale. Perciò è stato calcolato il valor medio di corrente facendo riferimento agli ultimi due cicli, dopo che la corrente si è sufficientemente stabilizzata. Con la resistenza da 3000 W si ha un valor medio di 4 mA mentre con quella da 1200 W è 2,7 mA. Considerando dunque che il valore reale di corrente mediato in un tempo maggiore non possa essere superiore a tali valori, s'intuisce che questi rappresentano delle stime in eccesso di corrente galvanica mediata in due anni di vita dello scaldabagno. Il primo risultato da evidenziare è che entrambi sono inferiori al limite di 7,4 mA, dunque l'anodo dura più di due anni. Inoltre, una potenza doppia della resistenza non determina un raddoppiamento della corrente galvanica, che tuttavia subisce, con la resistenza da 3000 W, un considerevole aumento del 52%. Ciò significa che la vita dell'anodo si riduce di circa 1,5 volte con la resistenza di potenza massima piuttosto che di potenza minima. Studiando più nel dettaglio il singolo ciclo di funzionamento compreso tra due prelievi consecutivi è possibile comprendere altri effetti interessanti. In fig. 47 è riportato un ciclo di corrente galvanica totale a regime nel caso di resistenza da 1200 W. La corrente galvanica inizialmente sale con un comportamento

abbastanza lineare. Durante questo intervallo di tempo la resistenza è accesa e l'acqua sta aumentando la propria temperatura. Quando il termostato spegne la resistenza, dopo un piccolo picco di corrente, essa inizia a diminuire più di quanto faccia la temperatura per effetto delle dispersioni termiche. A fronte di una diminuzione del 5% della temperatura, la corrente diminuisce del 25%.

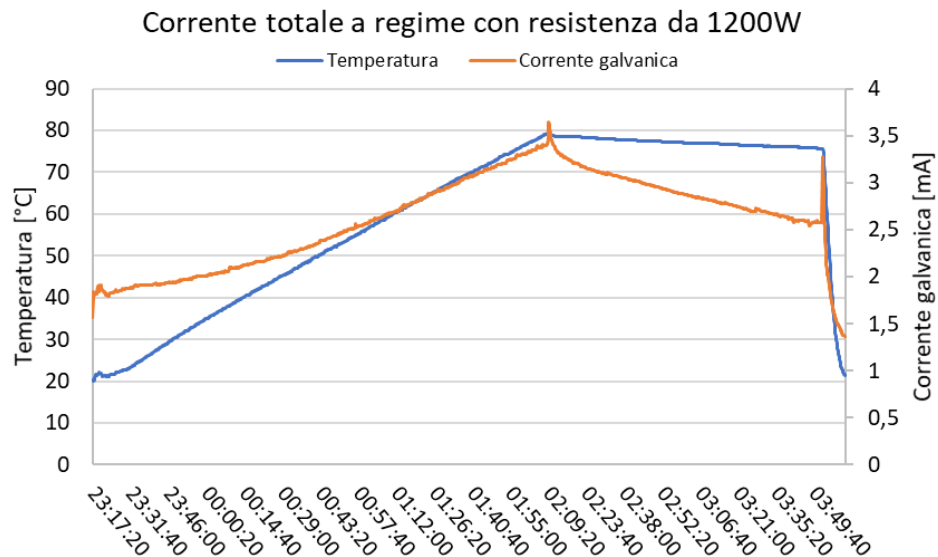


Figura 47: Corrente galvanica vs temperatura in un ciclo di funzionamento

Quando viene eseguito il prelievo, la temperatura subisce un crollo di ben 60 °C. inizialmente la corrente presenta un picco di molto più evidente del precedente dovuto all'accensione della resistenza. Subito dopo diminuisce anch'essa molto bruscamente, fino ai valori di inizio ciclo a causa dell'abbassamento di temperatura. Ciò dimostra che vi è una qualche correlazione tra corrente e temperatura. All'aumentare della prima, aumenta anche la seconda, accorciando di conseguenza la vita dell'anodo. Il comportamento qualitativo di tutte le correnti misurate è sempre lo stesso, quantitativamente ci sono delle differenze dovute alla misura di una diversa configurazione. Un'ulteriore considerazione nasce dal confronto tra le correnti parziali misurate e quelle totali. Nella configurazione che prevede la resistenza da 1200 W la somma delle correnti parziali medie equivale a 4,7 mA a fronte di una corrente totale misurata di 2,7 mA. Nella seconda configurazione la somma delle correnti galvaniche medie è pari a circa 5 mA invece di una corren-

te totale misurata di 4 mA. A differenza di quanto ci si aspettava inizialmente, la somma delle correnti parziali è diversa dalla corrente totale, nello specifico è superiore. L'origine si riconduce ai potenziali di riduzione. Quando due metalli (con potenziale di riduzione diverso) vengono a contatto, fra di essi fluisce una corrente galvanica nelle opportune condizioni che dipende dalla differenza di potenziale. Cortocircuitando l'anodo con la resistenza o con il serbatoio, piuttosto che con entrambi contemporaneamente come si verifica nella realtà, si ottengono differenze di potenziale diverse e quindi correnti galvaniche diverse. Perciò, misurare una configurazione in cui uno dei tre componenti è isolato non vuol dire misurare una quota parte del sistema totale poiché il suo funzionamento è diverso per via dei potenziali di riduzione.

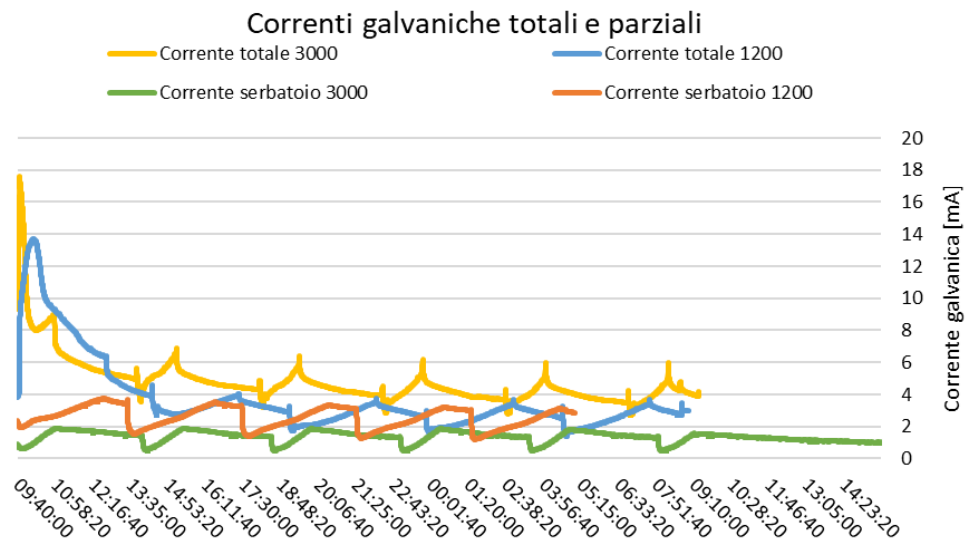


Figura 48: Correnti galvaniche totali e parziali

La conclusione che se ne può trarre è che la quota parte reale di corrente galvanica, dovuta ai singoli contributi di resistenza e serbatoio, è inferiore alla corrente che inducono nell'anodo nella situazione in cui essi sono protetti singolarmente. Ciò è positivo per il consumo dell'anodo poiché la corrente totale misurata non è eccessiva, ma comunque sufficiente a proteggere sia la resistenza che il serbatoio dalla corrosione. L'ultimo aspetto messo in evidenza dall'esperimento è l'influenza della pressione sulla corrente galvanica.

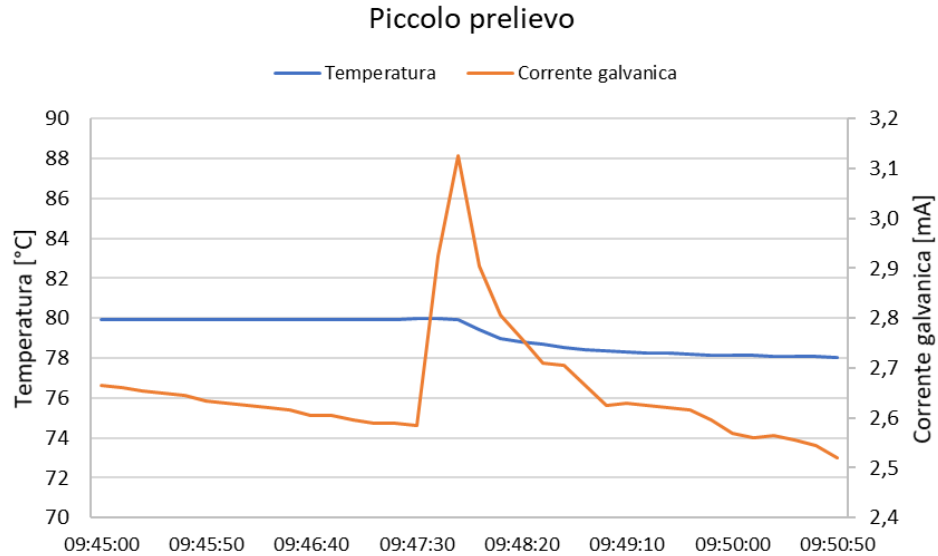


Figura 49: Influenza del piccolo prelievo

In fig. 49 è mostrato a titolo di esempio il comportamento della corrente totale misurata con resistenza da 1200 W e della temperatura dopo aver fatto un prelievo d'acqua manuale di una piccola portata, trascurabile rispetto alla capacità del serbatoio. La temperatura diminuisce solamente di 2 °C; essa continua a essere abbastanza elevata da non comportare l'accensione della resistenza elettrica. Per effetto dell'improvvisa diminuzione di pressione la corrente galvanica aumenta: Il picco massimo è il 20% superiore, ma l'effetto si esaurisce molto velocemente. Dopo circa 3 minuti la corrente ritorna ai valori precedenti all'evento. Qualitativamente il comportamento è identico in tutti gli altri casi, al massimo l'effetto persiste per 10 minuti. Per questo motivo l'influenza della variazione di pressione sulla corrente può essere trascurata in quanto nel tempo l'effetto persiste per una durata molto breve, sebbene in termini assoluti non sia trascurabile.

5.4 Misure di corrente galvanica su campioni

La prova sperimentale precedente, sebbene consenta di misurare la corrente galvanica in un prodotto finito, non permette di quantificare anche l'influenza di parametri quali l'estensione della superficie da proteggere dalla corrosione, la temperatura o la conducibilità dell'acqua sulla corrente galvanica. Da questo punto

di vista, la prova permette di eseguire solamente delle considerazioni qualitative. Risulta però importante quantificare tali variazioni per verificare l'effettivo rapporto di accelerazione della vita dello scaldabagno nell'*Accelerated life test*. È per tale motivo che sono state realizzate delle misure di corrente galvanica su opportuni provini. È stata allestita una prova sperimentale che ha permesso di variare in modo controllato i parametri precedenti.

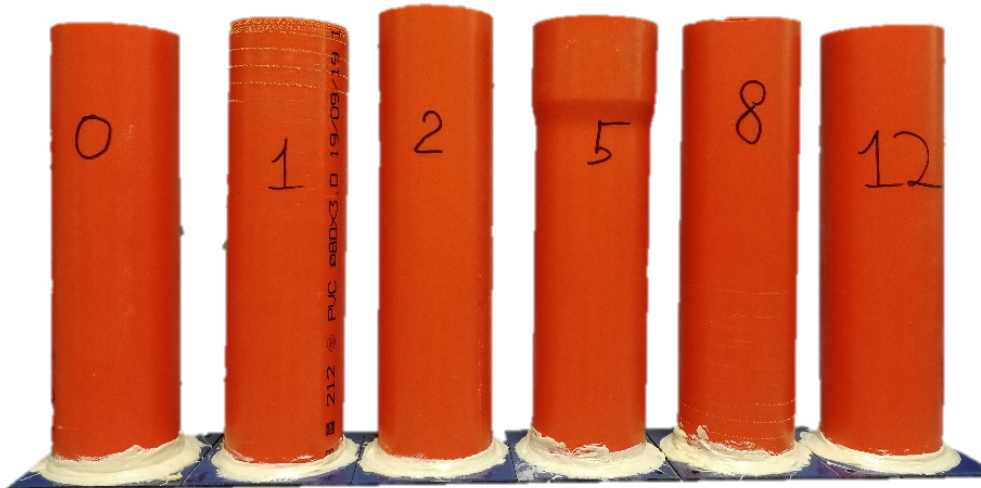


Figura 50: Campioni di misura

In fig. 50 sono visibili i provini di misura composti da due parti: i piastri smaltati nella parte inferiore e i tubi in PVC posizionati superiormente. I piastri quadrati sono stati ricavati dai *coil* impiegati per la produzione dei serbatoi e smaltati successivamente su una delle due superfici. Quindi, in ognuno di essi è stato realizzato un difetto (acciaio non coperto dallo smalto) per mezzo di una fresa di misura diversa per ogni campione. Lo scopo è stato quello di ricavare, nella zona centrale del provino, una regione in cui l'acciaio sia scoperto rimuovendo lo strato di smalto superiore. Il primo provino (0 in fig. 50) corrisponde ad una smaltatura perfetta: non è stato ricavato nessun difetto sul provino. In tutti gli altri è stata rimossa una regione circolare di smalto del diametro pari a

1, 2, 5, 8 e 12 mm, che corrispondono ai nomi dei provini. Lo scopo è quello di replicare un eventuale difetto di smaltatura presente sulla superficie interna del serbatoio e di grandezza variabile. Ci si aspetta infatti che all'aumentare della superficie da proteggere aumenti anche la corrente galvanica. Sopra a ciascun provino è stato poi incollato un tubo di PVC per mezzo di un silicone in grado di resistere alle alte temperature. Per effettuare la misura infatti è necessario ricreare le condizioni interne al serbatoio e per tale motivo occorre versare acqua nel tubo e inserire un anodo di magnesio. Si è utilizzato di volta in volta 1 litro d'acqua di pozzo, Cagliari, Calcutta piuttosto che al 3% di NaCl. Quindi è stato possibile valutare anche l'influenza della conducibilità sulla corrente galvanica, aspettandosi che all'aumento di una lo faccia anche l'altra.

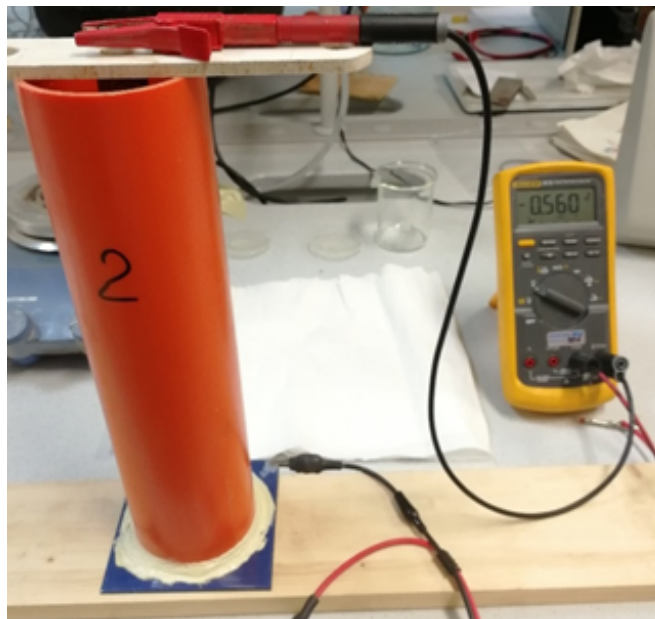


Figura 51: Setup prova sperimentale

Per maggior chiarezza, in fig. 51 viene mostrato il setup utilizzato durante le prove. All'inizio di ogni giornata di misura è stato attivato l'anodo immergendolo per circa un minuto in acido acetico diluito al 10%: ciò permette di stimolarlo e ricreare le condizioni iniziali di misura ad ogni giorno. Dopo aver inserito l'acqua nel tubo viene immerso l'anodo di magnesio (visibile in fig. 13) all'interno, in modo tale che quasi la totalità della sua superficie sia immersa. Quindi le misurazioni di corrente galvanica sono state realizzate per mezzo di un multimetro *Fluke*

87. Inoltre, su ogni piastrino è stata rimossa una piccola superficie di smalto in prossimità di uno dei suoi angoli al fine di poter collegare uno dei morsetti dello strumento di misura. Il secondo morsetto è invece connesso in prossimità del dado con il quale l'anodo è avvitato sulla piastra di legno che gli permette di sorreggersi nella parte alta del tubo. Pertanto vengono effettuate le misure di corrente che scorre dall'anodo verso il provino di metallo. Le prime misure sono state effettuate a temperatura ambiente, successivamente con acqua a 80 °C. Dopo aver riscaldato l'acqua ad una temperatura superiore, essa è stata versata aspettando che si fosse raffreddata fino alla temperatura specificata per effettuare la misurazione. Quindi, ad ogni misurazione è stata misurata anche la temperatura finale con l'ausilio di un termometro *Fluke 54 II b*, per avere la certezza che le condizioni iniziali e finali fossero state sempre uguali e nella consapevolezza che non fosse possibile mantenere costante nel tempo un'elevata temperatura. Per effettuare queste misure è stato utilizzato un anodo, per quelle a temperatura ambiente un altro. Fissato il campione (ovvero per una specifica superficie di difetto di smaltatura) e la temperatura del test ogni misurazione di corrente è stata effettuata dopo 8 minuti dall'immersione dell'anodo. Dalle prime misure infatti è stato notato che la corrente galvanica non è stabile ma generalmente tende a diminuire con una velocità maggiore durante i primi minuti. In pochi casi è stato riscontrato il comportamento opposto, ovvero la corrente è aumentata nel tempo. Tuttavia si può affermare che dopo 8 minuti la corrente galvanica si stabilizza a sufficienza per poter effettuare una misurazione sufficientemente accurata. L'importanza di effettuare la misurazione sempre dopo lo stesso intervallo temporale risiede nella coerenza dei dati: letture fatte dopo intervalli temporali diversi non sono tra loro confrontabili. Inoltre è stata prestata un'attenzione particolare nell'utilizzo dell'anodo. Si è visto che subito dopo la sua attivazione la corrente galvanica aumentava sensibilmente. Per tale motivo è stato necessario ripetere le prime misurazioni di ogni giornata e verificare la ripetibilità delle misurazioni. In genere la terza misurazione è stata sempre identica alla seconda e quindi ha

permesso di essere certi che l'attivazione dell'anodo non abbia compromesso le misurazioni. Con le prime si è verificata anche l'intrusività del multimetro. Esso permette la misurazione di corrente con diverse scale, in particolare si sono utilizzate quella dei μA e dei mA . Ci si aspetta che, a meno del fondo scala, la lettura con entrambe le scale sia coerente, tuttavia, in molti casi, il multimetro ha restituito dei valori sensibilmente diversi. Nel peggiore dei casi la lettura di corrente è variata anche di un ordine di grandezza. Studiando meglio le specifiche dello strumento di misura si può verificare che la lettura effettuata con la scala dei μA è eseguita con un circuito che corrisponde ad una resistenza interna dello strumento di misura di $100\ \Omega$, mentre con la scala dei mA la resistenza interna corrisponde a $2\ \Omega$. È noto che per effettuare una buona misura di corrente occorre introdurre una resistenza nel circuito che sia la più piccola possibile, almeno di un ordine di grandezza inferiore. In caso contrario l'intrusività dello strumento è talmente elevata da variare considerevolmente la corrente che scorre. In questo caso la lettura dello è compromessa. Per verificare quindi l'intrusività dello strumento è stata misurata la resistenza del circuito da misurare, con la consapevolezza di non conoscere quanto lo strumento di misura alterasse il funzionamento del sistema da studiare.

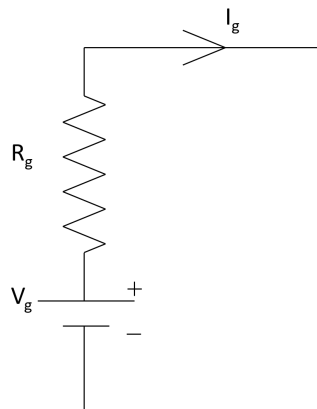


Figura 52: Circuito del sistema da misurare

La fig. 52 mostra il circuito elettrico che schematizza il sistema da misurare. Ogni campione può essere rappresentato come un generatore di corrente continua V_g . L'acqua che chiude il circuito è chiaramente il mezzo che influenza maggiormente

la resistenza del sistema R_g . In un tale circuito l'obiettivo è la misurazione della corrente galvanica I_g . Senza l'introduzione di uno strumento di misura in questo circuito tutte e tre le grandezze elettriche rimangono ignote. In questo caso l'equazione del sistema è:

$$V_g = R_g I_g \quad (8)$$

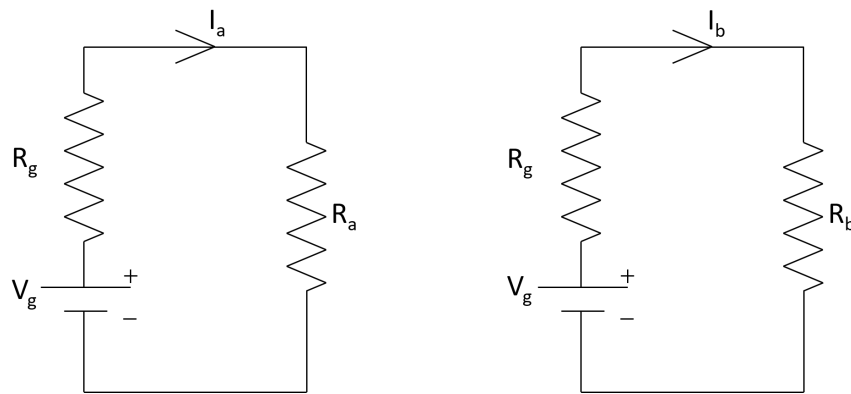


Figura 53: Circuito sistema misurato

Fig. 53 mostra due possibili circuiti elettrici che derivano dall'introduzione di un multimetro nel circuito di fig. 52. Nel primo caso il multimetro è di resistenza R_a e la corrente che scorre nel circuito è pari a I_a . Nel secondo la resistenza è R_b e la corrente è I_b . In entrambi i casi le correnti sono diverse a I_g poiché l'introduzione di una resistenza elettrica nel circuito misurato altera la corrente galvanica. Tanto maggiore è la resistenza, tanto più la corrente è diversa e lo strumento intrusivo. I circuiti di fig. 53 rappresentano gli schemi elettrici di misura realizzati con il multimetro variando il fondo scala da μA a mA. In un caso R_a è pari a 100Ω , nell'altro R_b è pari a 2Ω . Anche I_a e I_b sono noti perché misurati attraverso il multimetro di resistenza R_a e R_b rispettivamente. Le uniche incognite sono I_g e V_g , che sono uguali nei due circuiti e invariati rispetto a quello di fig. 52. Scrivendo le equazioni di maglia per entrambi i circuiti di misura è possibile ricavare un sistema algebrico di due equazioni in due incognite dal quale ricavare V_g e R_g .

$$R_g = \frac{R_b I_b - R_a I_a}{I_a - I_b} \quad (9)$$

$$V_g = (R_g + R_a) I_a \quad (10)$$

Dopo aver valutato la resistenza interna ed il voltaggio caratteristici di ogni campione di misura, è possibile calcolare anche I_g dalla eq. 10. Dunque, attraverso due acquisizioni di corrente è possibile calcolare la corrente galvanica reale che scorre nel campione. È stato riscontrato che in tutti i campioni caratterizzati da una resistenza interna maggiore, cioè quelli con acqua meno conduttiva, con minore superficie del difetto ed a temperatura ambiente, le misure di corrente effettuate con le due diverse scale del multimetro risultano coerenti. In tutti questi casi è inutile quindi effettuare la doppia misurazione di corrente. Anzi, se l'accuratezza dello strumento di misura non è sufficiente per coglierne la differenza, il sistema di equazioni non è applicabile. Se le due letture di corrente sono sufficientemente diverse, indice di una prova intrusiva e quindi non corretta, il sistema di equazioni permette di correggere il valore di corrente effettuando una doppia misurazione. Ciò si verifica in particolare nei provini con superficie del difetto maggiore e soprattutto in presenza di acqua con conducibilità più alta, in cui R_g calcolato è dell'ordine delle centinaia di Ohm se non anche decine.

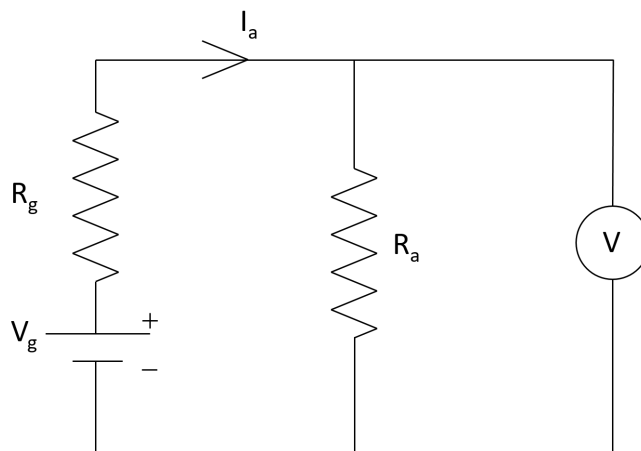


Figura 54: Circuito di misura con voltaggio

In fig. 54 è mostrato un altro circuito di misura. Per verificare il valore di resistenza interna del campione valutato anche in quei casi in cui non è possibile applicare il metodo precedente è stata effettuata una doppia misura di corrente e voltaggio. La corrente viene misurata nella stessa configurazione. Poi, con un secondo multimetro si esegue la lettura di voltaggio V . Noti I_a , R_a e V è possibile ricavare un altro sistema algebrico di due equazioni in due incognite dal quale si ottengono V_g e R_g ovviando al problema della doppia misurazione di corrente. A ogni prova quindi, dopo aver verificato l'intrusività dello strumento di misura, è stata effettuata la doppia lettura di corrente, ove necessario, per correggere il valore di corrente registrato. Tra una misurazione e l'altra in diverse condizioni di conducibilità dell'acqua è stata aggiunta la quantità di sale necessaria per ricreare le condizioni dell'acqua di Cagliari, Calcutta e 3% di NaCl a partire da quella di pozzo. Esse sono rispettivamente 0,167, 1,451 e 28,352 grammi, calcolate sulla base delle aggiunte precedenti e rispettando le concentrazioni di cloruri più che sali introdotti. Il provino 0 è stato realizzato come verifica della perfetta smaltatura e come riferimento rispetto al quale sono state effettuate tutte le altre misurazioni; in esso non è stato rimosso lo smalto. In ogni caso di temperatura e acqua ha restituito un valore nullo di corrente come ipotizzato. Lo strato protettivo di smalto non conduttivo impedisce il passaggio di corrente. Questa situazione rappresenta il riferimento ideale in cui non occorre la protezione galvanica in quanto la protezione dalla corrosione è perfetta. In un prodotto completo tuttavia l'anodo continua a funzionare per proteggere la resistenza ove essa non fosse smaltata. Fissando la temperatura e la tipologia di acqua è stato verificato che la corrente galvanica aumenta con una maggiore superficie del difetto non smaltato sia ad alta che a bassa temperatura.

La fig. 55 dimostra questo comportamento. È rappresentata la corrente galvanica in funzione della conducibilità per ogni grandezza di difetto. I valori sono scalati rispetto alla corrente minima e conducibilità minima. Inoltre, come da aspettative è stato verificato che ad alta temperatura la corrente è maggiore ri-

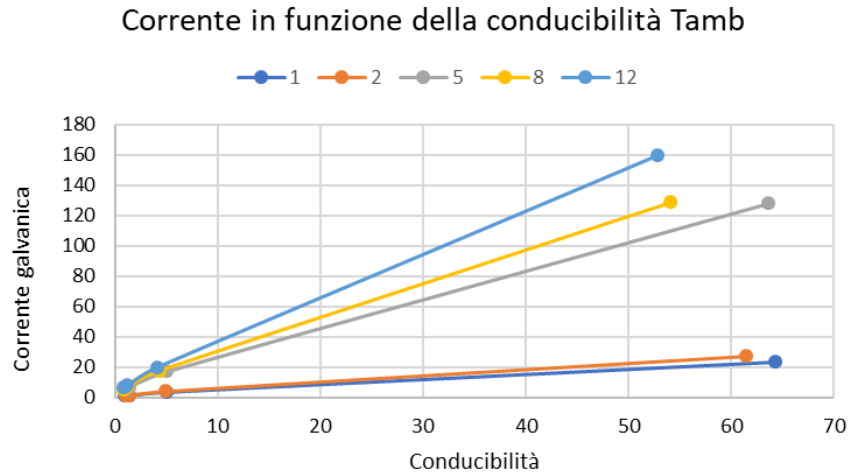


Figura 55: Corrente galvanica parametrizzata per grandezza di difetto

petto a quella ambiente ma, al contrario di quanto ipotizzato precedentemente, le conducibilità delle acque sono sostanzialmente invariate. In tutti questi casi, al di là della conferma qualitativa del comportamento della corrente galvanica, quantitativamente non vi è nessuna correlazione importante. Piuttosto il dato che si è rivelato essere più interessante è l'incremento di corrente galvanica per ogni difetto studiato al variare della conducibilità dell'acqua e non in termini assoluti, ma in rapporto all'acqua di pozzo. In fig. 56 è mostrato questo risultato. Sulle ascisse vi è l'estensione del difetto, sulle ordinate il rapporto di corrente galvanica misurata nell'acqua di Cagliari, Calcutta o 3% di NaCl rispetto a quello misurato nell'acqua di pozzo. Per ogni curva è stata fissata la tipologia di acqua, ovvero la conducibilità alla quale si riferisce la misura. È interessante notare che a temperatura ambiente il rapporto di corrente si mantiene abbastanza costante al variare della grandezza del difetto. Ciò significa che l'incremento di corrente rispetto alla situazione di riferimento, l'acqua di pozzo, è indipendente dall'estensione del difetto.

Il seguente risultato è di grande interesse perché permette di affermare che in un prodotto finito, di cui non è nota né l'estensione della superficie del serbatoio da proteggere poiché varia in funzione del processo di smaltatura, né quella della resistenza che non è stata misurata accuratamente, la corrente galvanica con una

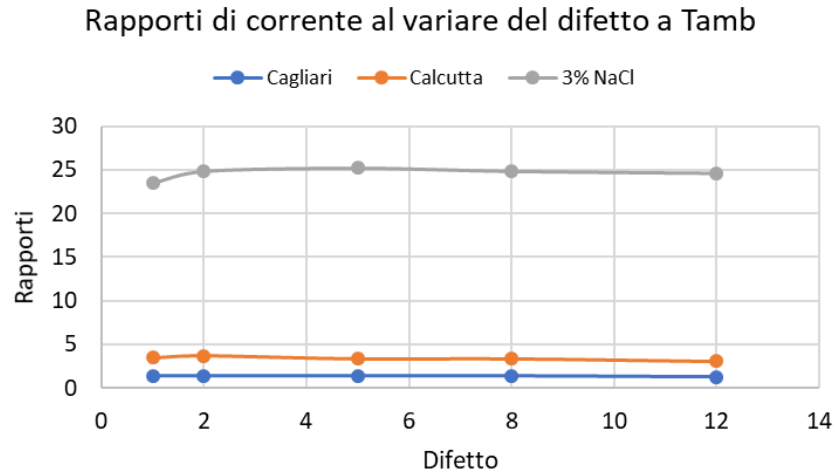


Figura 56: Rapporti di corrente a temperatura ambiente

specifica acqua aumenta rispetto a quella misurata in condizioni standard (acqua di pozzo) dello stesso rapporto misurato sperimentalmente. Ciò si riflette direttamente sul consumo dell'anodo di magnesio che aumenta dello stesso rapporto, in base a quanto stimato dalla *legge di Faraday*. Tuttavia nello scaldabagno la temperatura dell'acqua è impostata dall'utente sopra quella ambiente quindi occorre verificare che i rapporti di corrente siano invariati ad elevata temperatura, o in caso contrario che il comportamento qualitativo sia lo stesso e quindi sia possibile individuare una relazione quantitativa dello stesso tipo. Per questo motivo, i test a temperatura ambiente sono stati ripetuti ad 80 °C, in qualità di temperatura massima raggiungibile nello scaldabagno. In fig. 57 sono riportati i risultati analogamente a quanto fatto precedentemente. È evidente che non è stata verificata la stessa costanza evidenziata dalle misurazioni a temperatura ambiente. Nonostante ciò si nota una certa coerenza dei risultati per l'acqua di Cagliari e Calcutta. In entrambi i casi è stato rilevato un comportamento decrescente. I test sono stati effettuati partendo dal campione 1 procedendo poi in ordine crescente fino al difetto 12. Quantitativamente sono stati registrati dei rapporti di corrente maggiori rispetto ai corrispondenti a temperatura ambiente ma più simili a quest'ultimi per i campioni di grandezza maggiore eseguiti per ultimi in ordine temporale.

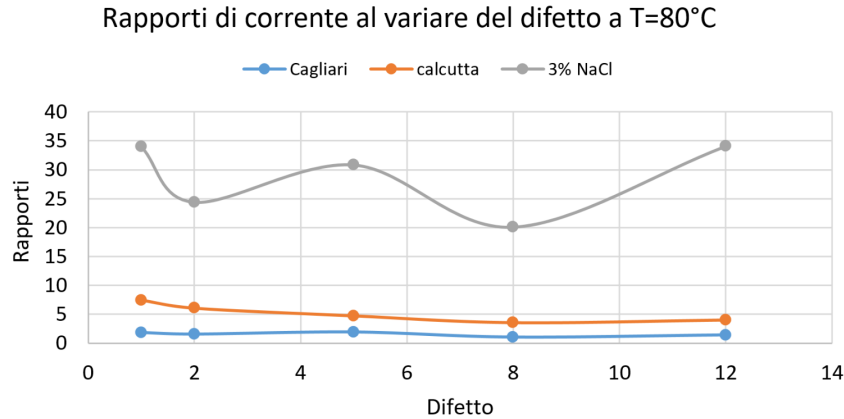


Figura 57: Rapporti di corrente ad alta temperatura

Essendo le correnti galvaniche misurate più alte, il consumo dell'anodo è anch'esso maggiore a causa di una corrosione più aggressiva. Inoltre a 80 °C avviene anche il deposito di calcare, che invece non si manifesta a temperatura ambiente. Per tali motivi viene a crearsi una patina bianca sulla superficie dell'anodo che è visibile in fig. 13. A destra c'è l'anodo di magnesio utilizzato ad alta temperatura e caratterizzato da una colorazione bianca più accentuata rispetto a quello di sinistra, che invece è stato utilizzato per le misurazioni a temperatura ambiente. Lo strato di ossido e calcare che si forma sulla superficie dell'anodo diminuisce le correnti galvaniche in termini assoluti ed anche in rapporto tra di esse a parità di estensione del difetto. L'anodo, durante la sua vita, modifica il suo comportamento trovando una certa stabilità dopo il funzionamento iniziale. Per quanto riguarda invece l'acqua al 3% di NaCl non si è riscontrato lo stesso comportamento. I rapporti di corrente in questo caso variano senza un'apparente correlazione. È anche da sottolineare che alle conducibilità maggiori la corrente galvanica è caratterizzata da un'instabilità maggiore nel tempo rendendo più difficile la misura. Per confermare l'ipotesi fatta sul comportamento dell'anodo è stata ripetuta la misurazione sul campione 8 con l'anodo utilizzato nelle misure a temperatura ambiente, e quindi meno usurato e non caratterizzato dalla patina bianca descritta.

Dalla fig. 58 è chiaramente visibile che i rapporti di corrente sono ben maggiori

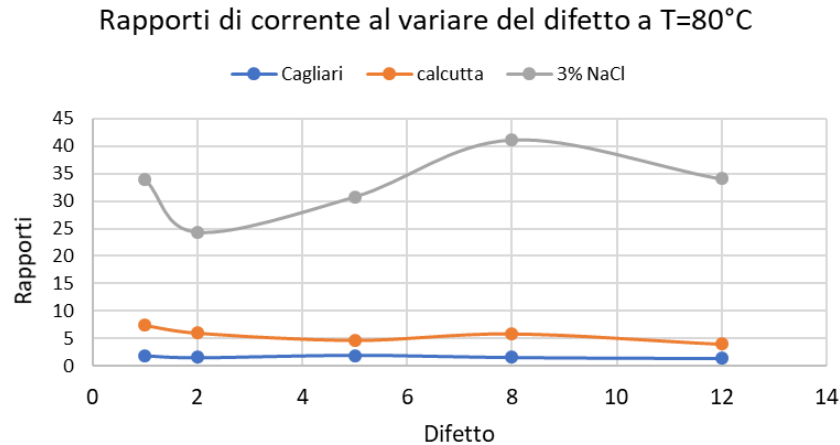


Figura 58: Correzioni rapporti di corrente galvanica ad alta temperatura

in assenza di questa patina e con l'anodo meno utilizzato. Quindi essi, indici del fattore di accelerazione del consumo dell'anodo rispetto alla condizione standard, sono maggiori ad alta temperatura. Mediamente con l'acqua di Calcutta aumenta di 5,2 volte mentre nel caso di acqua di Cagliari 1,5 volte. La durata dell'anodo di magnesio si accorcia delle rispettive quantità. Se invece si prendono in considerazione solamente gli ultimi valori dei rapporti corrispondenti ai campioni 8 e 12, considerando che in questi casi il funzionamento dell'anodo sia andato a regime, i rispettivi valori sono minori. Per l'acqua di Calcutta si verifica un rapporto di 4 mentre per l'acqua di Cagliari 1,4. I rispettivi valori a temperatura ambiente equivalgono a 3,4 e 1,3; a conducibilità maggiore la differenza dei valori di rapporto di corrente è maggiore. Da tale prova si può concludere quindi che sicuramente ad elevata temperatura, come si verifica in uno scaldabagno in normale funzionamento, il rapporto di corrente galvanica è maggiore. Per tale motivo il rapporto di accelerazione della vita del prodotto è sicuramente maggiore a 3,4, tuttavia, per essere certi del valore reale occorrono ulteriori prove per capire se esso sia più vicino al valore di 4 o 5,2. A tal proposito è necessario uno strumento di misura opportuno in grado di ridurre l'intrusività a valori accettabili. Dopo aver evidenziato l'incapacità di misura da parte del multimetro in alcuni casi, è preferibile procedere in un'eventuale nuova campagna di misura con uno strumento opportuno, e non correggendo il valore attraverso estrapolazioni matematiche. Solo

così si è sicuri dell'attendibilità della misura. È da sottolineare anche che tutte le considerazioni fatte si possono ritenere valide con certezza solo per l'acciaio. L'esperimento non ha la pretesa di descrivere l'influenza sulla corrente galvanica dei parametri studiati nel caso in cui il metallo da proteggere sia rame. Anche per tale motivo è necessaria una nuova campagna di misura al fine di verificare l'effettivo rapporto di accelerazione della vita dell'anodo, andando a effettuare le misurazioni direttamente sul prodotto finito ed essendo in grado di poter variare allo stesso modo i parametri di cui è stata studiata l'influenza con l'ausilio di questo test.

6 Coclusioni

Per riassumere gli obiettivi presentati, con questo lavoro di tesi è stato realizzato un modello predittivo in grado di stimare la vita del serbatoio di uno scaldabagno, considerando sia le criticità meccaniche che di corrosione. Non meno importante è il tema relativo all'equivalenza dei cicli di fatica tra la prova eseguita a 9 e 12 bar. Grazie ad esso si è indagata la possibilità di eseguire le prove descritte nei capitoli 3.1.1 e 3.1.2 alternativamente, abbreviando il tempo totale di test. Dal punto di vista meccanico non sono state riscontrate particolari criticità. Nonostante la natura conservativa delle stime a causa della mancanza di alcuni dati, e non solamente con lo spirito cautelativo del progettista, la resistenza stimata è superiore alla garanzia del prodotto anche nel caso di acciaio con limite di snervamento minore. Tuttavia non è possibile dare una stima precisa di essa a causa di due aspetti principalmente:

- l'esatto utilizzo del serbatoio non è un dato noto al pari delle prestazioni di fatica;
- saldature;
- variabilità dovuta al processo produttivo;

La criticità preponderante è il salto smalto in quanto precedente alla rottura e, nel caso di acciaio con uno snervamento di 280 Mpa, la durata stimata è circa il triplo dell'acciaio da 240 MPa. Ciò rende chiaro che la variabilità introdotta dal fornitore gioca un ruolo fondamentale sulla reale vita del prodotto. Occorre considerare anche che la *failure* considerata non implica un immediato fine vita del prodotto. Piuttosto è indice del fatto che il danno da fatica meccanica è ingente ma non ancora tale da determinare la rottura delle pareti del serbatoio o della saldatura. Quindi essa coincide con un aggravio dello stato di corrosione in quanto potrebbe aumentare la superficie di acciaio da proteggere, con conseguente accorciamento della vita dell'anodo a causa dell'incremento di corrente

galvanica. Per tali motivi, alle stime effettuate si deve aggiungere un ulteriore lasso di tempo prima di arrivare alla rottura meccanica. Se l'utilizzo è abbastanza frequente da determinare numerosi cicli di pressione questa può verificarsi anche meccanicamente. Se l'utilizzo non è abbastanza frequente la corrosione diventa preponderante e causa, in minor tempo, la perforazione del serbatoio nelle zone scoperte dallo smalto. In ogni caso al fine di affinare le stime sono necessari ulteriori test volti alla determinazione di tutti i dati mancanti. Per quanto riguarda le prove a fatica, non vi è convenienza ad unire i due test in un unico test a 9 bar. Viceversa, sarebbe conveniente farlo a 12 bar, con un risparmio pari quasi alla metà del tempo impiegato attualmente oltre che dei prodotti in prova. Dall'altro lato il tema della corrosione sembra essere più critico rispetto a quello della meccanica. L'acqua ad alta temperatura in contatto con il metallo del serbatoio e della resistenza stimola continuamente la corrosione. L'anodo dunque lavora ininterrottamente per impedire che avvenga. Nonostante ciò le misurazioni di corrente galvanica nel prodotto finito mostrano che la sua durata è ben maggiore ai due anni. Nel caso di resistenza da 3000 W l'anodo ha una durata stimata di circa 3,7 anni mentre lo stesso modello di scaldabagno equipaggiato con resistenza da 1200 W durerebbe 5,5 anni. Le seguenti stime risultano conservative poiché la corrente ha un comportamento decrescente. Le misure si riferiscono ad una giornata di test, piuttosto che ad una durata di diversi mesi che avrebbe permesso di quantificare tale dato in modo più affidabile. La limitazione principale di tutta la trattazione per lo studio della corrosione è l'ipotesi che l'anodo di magnesio sia in grado di prevenire il problema in tutte le fasi di vita del prodotto. Infatti, anche solo escludendo il fenomeno del *Crevice*, nell'*Accelerated life test* è stato riscontrato che il calcare tende a depositarsi nelle zone non smaltate. Le incrostazioni interrompono o limitano la continuità elettrica tra l'anodo e la zona da proteggere perché è impedito il passaggio di corrente attraverso l'acqua in prossimità di queste zone. Le conseguenze sono positive per l'anodo e negative per il serbatoio. Infatti, la diminuzione di corrente galvanica implica una vita maggiore

per l'anodo ma d'altra parte è indice di una minor protezione. In alcuni punti, per effetto di un eccessivo accumulo di calcare, la protezione potrebbe arrestarsi, a scapito dell'acciaio che inizia a corrodarsi. Per quantificare l'aggressività della corrosione in loro corrispondenza è necessaria una campagna sperimentale ad hoc, volta alla comprensione di questo specifico meccanismo. Per quanto riguarda la verifica del rapporto di accelerazione della vita i risultati sono ottimi. A fronte del rapporto pari a 5 utilizzato attualmente nelle prove sperimentali, e ritenuto valido da molti anni, è stato verificato che presumibilmente il reale rapporto è compreso tra 5,2 e 4. Nonostante dalle considerazioni fatte nel cap. 5.4 si evince che esso dovrebbe essere più vicino al valore 4, l'inadeguatezza della strumentazione di misura e le modalità con cui sono state eseguite le prove impediscono di trarre delle conclusioni più certe. Per migliorare l'attendibilità del dato, l'ottimale sarebbe effettuare le prove direttamente sul prodotto finito ed estrapolare i valori medi nel tempo in condizione di funzionamento a regime.

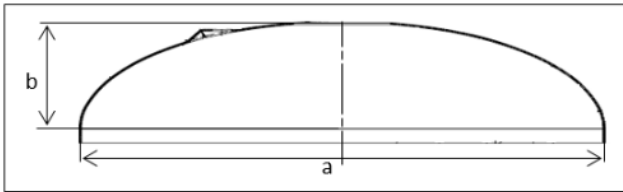
6.1 Modello per la verifica della durabilità del serbatoio

Tutti i risultati ottenuti sono stati opportunamente implementati in un foglio di calcolo al fine di realizzare un modello predittivo per la vita del prodotto. L'impostazione parametrica permette di estendere facilmente lo studio agli altri prodotti di Ariston Thermo Group. In fig. 59 viene mostrata il layout del foglio di calcolo in cui sono da inserire i dati d'input del modello. I parametri sono divisi in quattro macro-aree. Tra quelli geometrici sono necessari il diametro del serbatoio e lo spessore delle lamiere di calotta e virola che possono variare. Essendo il modello di calcolo riferito a calotte ellittiche sono necessari anche i semi-assi della sua proiezione: per maggior chiarezza è presente una figura che illustra quest'ultime grandezze. Le proprietà meccaniche necessarie sono rottura e snervamento da quale si sono stimate quelle a fatica. Il carico invece si riferisce a quale condizione di pressione interna si desidera verificare il serbatoio. Sono presenti inoltre altri due parametri fondamentali per la stima della vita dell'anodo

di magnesio. Il primo è il peso iniziale dell'anodo (al netto dell'anima di metallo) che può essere facilmente pesato, il secondo la corrente galvanica da misurare sperimentalmente nell'*Accelerated life test*.

Input

Parametri geometrici globali			
Diametro esterno	(D)	412	mm
Spessore lamiera calotta inferiore	(s1)	1,5	mm
Spessore lamiera virola	(s2)	1,5	mm
Semi-asse maggiore calotta ellittica	(a)	206	mm
Semi-asse minore calotta ellittica	(b)	103,5	mm



Il diagramma mostra una calotta ellittica in sezione. La lunghezza totale della calotta è indicata da 'a', che rappresenta il semi-asse maggiore. La larghezza massima della calotta è indicata da 'b', che rappresenta il semi-asse minore. La calotta è simmetrica rispetto a un'asse verticale centrale.

Proprietà meccaniche			
Snervamento	(R _e)	360	MPa
Rottura	(R _s)	260	MPa

Carico meccanico			
Pressione interna	(P)	12	bar

Anodo di magnesio			
Massa iniziale	(M)	360	g
Corrente galvanica media	(I _g)	260	mA

Figura 59: Input

Il modello è in grado di elaborare tutte le informazioni di cui si è discusso attraverso numerosi fogli di calcolo. Per semplicità e praticità d'utilizzo, esse sono riassunte tutte nel foglio dell'output rappresentato in figura 60.

In figura 60 sono consultabili tutti i risultati elaborati sulla base di considerazioni meccaniche. Per ogni test viene stimata la durata del serbatoio sia a rottura che a salto smalto (snervamento) riportando, piuttosto che un dato assoluto, un intervallo in cui la reale vita è compresa. L'ultimo dato della tabella è il più rappresentativo della resistenza meccanica reale del prodotto in quanto fa affidamento sui dati del *Field test*. In questo caso, come per quelle riferite al *Tapping M*, le stime sono riportate in anni poiché si conosce la frequenza con

Output

	Rottura		Snervamento		
	Goodman	Soderberg	Goodman	Soderberg	
Test 9 bar					
Test 12 bar					
Test 10 bar					
equivalenza 12-->9 D=20000 12 bar			-	-	
equivalenza 9-->12 D=20000 9 bar			-	-	
equivalenza 12-->10 D=20000 12 bar			-	-	
equivalenza 9-->10 D=20000 9 bar			-	-	Vita espressa in cicli
ALT test					
Tapping (ERP)					
Field Test					Vita espressa in anni

Durata anodo		anni
--------------	--	------

Figura 60: Output

cui il carico applicato varia. Negli altri casi, la durabilità stimata è espressa in numero di cicli. È anche presente una sezione dedicata all'equivalenza dei cicli di fatica tra la prova a 9 e 12 bar. Per completezza, la stessa equivalenza è stata studiata con un livello di carico intermedio, in questo caso 10 bar, che però è rapidamente modificabile a seconda delle esigenze. Nella seconda tabella è invece consultabile la durata dell'anodo di magnesio stimata sulla base del tasso di consumo calcolato. Non sono stati riportati tutti i fogli di calcolo intermedi. Da essi possono essere ricavati molti altri dati più dettagliati relativi al calcolo dello stato tensionale piuttosto che alle curve di fatica realizzate. Normalmente non è necessaria la loro consultazione, tuttavia, qualora si voglia tarare il modello sulla base dei risultati sperimentali descritti nel capitolo 7 o anche solo conoscere più approfonditamente le logiche che intervengono nel danno da fatica piuttosto che corrosione, esso è stato opportunamente strutturato in schede e sotto-capitoli che ne semplificano l'utilizzo.

7 Sviluppi futuri

Al fine di affinare il foglio di calcolo realizzato e dare maggiori basi sperimentali alle supposizioni fatte sono state ideate ulteriori prove sperimentali. Dal lato meccanico la principale criticità è rappresentata dalla conoscenza della curva di fatica. È stato già sottolineato che la sua determinazione comporta un'ingente campagna sperimentale, ma è vero allo stesso tempo che i livelli di carico interessanti per una verifica più precisa della resistenza dimostrata nelle prove di fatica sono 9 e 12 bar. Quindi, sulla base della resistenza statica dei provini smaltati, è possibile determinare la deformazione da imporre affinché in essi siano indotte le tensioni caratteristiche delle pressioni indicate nel punto più sollecitato. L'idea è quella di realizzare delle prove di fatica mirate al test del materiale in corrispondenza dei soli stati tensionali d'interesse per le prove sperimentali realizzate in laboratorio, piuttosto che la determinazione di tutta la curva di fatica. Per indurre 177 MPa (pressione pari a 9 bar) occorre imporre un allungamento di 0,124 mm; per imporre 245 MPa (pressione pari a 12 bar) occorre imporre un allungamento di 0,165 mm. Eseguendo delle prove di fatica in modo da allungare i provini delle lunghezze specificate, e rilasciandoli poi senza comprimerli, è possibile ricavare dei dati sperimentali più affidabili delle stime fatte, tali da non necessitare delle correzioni secondo la *teoria di Goodman* piuttosto che *Soderberg* poiché il ciclo di fatica imposto durante la prova sperimentale tiene già in considerazione la tensione media non nulla. Per quanto riguarda il tema della corrosione, non è stata verificata l'accuratezza della stima realizzata attraverso la *legge di Faraday*. A tal scopo e con l'ottica di determinare in modo più accurato il fattore di accelerazione della vita dello scaldabagno nell'*Accelerated life test*, è stata definita una prova che prevede la misurazione della corrente galvanica nello stesso prodotto utilizzato nel test descritto nel capitolo 5.3 ma con acqua di Calcutta. Da essa si vuole poi confrontare la corrente con quella misurata in presenza di acqua di pozzo. Inoltre prevedendo una durata del test di 6 mesi (come da prassi per l'*Accelerated life test*) e ispezionando il prodotto ad ogni mese un

ulteriore parametro da misurare è il peso dell'anodo di magnesio. Considerando un fattore di accelerazione pari a 5, il quale è stato dimostrato essere non molto diverso da quello reale, e dalle misure di corrente galvanica fatte sul prodotto finito che ha lavorato con acqua di pozzo, si può prevedere una perdita in massa dell'anodo pari a 10,5 grammi al mese con la resistenza da 1200 W e 15,6 grammi al mese con quella da 3000 W. Da questo dato quindi, conoscendo il peso iniziale dell'anodo, ci si aspetta una certa perdita di massa dell'anodo di mese in mese (tabella 5).

Tabella 5: Stima perdita peso anodo in ALT test

	1200 W	3000W
MESE 1	143,2 grammi	138,1 grammi
MESE 2	132,7 grammi	122,5 grammi
MESE 3	122,2 grammi	106,9 grammi
MESE 4	111,7 grammi	91,3 grammi
MESE 5	101,2 grammi	75,7 grammi
MESE 6	90,2 grammi	60,1 grammi

Proseguendo durante il test, dal confronto di ogni misurazione effettuata con le previsioni riportate in tabella 5, si vuole correggere le stime fatte sulla base del reale andamento della prova con l'obiettivo di verificare l'esattezza della *legge di Faraday* applicata ai prodotti di Ariston Themo Group, e individuare con maggiore accuratezza il rapporto di accelerazione della vita del prodotto.

Bibliografia

- [1] P. Andreini, MANUALE dell'INGEGNERE MECCANICO, Milano: Hoepli, 2005.
- [2] R. Budynas e K. Nisbett, Shigley's Mechanical Engineering Design, McGraw-Hill Education, 2014.
- [3] UNI EN 13445-3: 2009.
- [4] N. Erkki, Stress Determination for Fatigue Analysis of Welded Components, Cambridge: Abington Publishing, 1995.
- [5] F. Ali e Y. Linsheng, «Cumulative fatigue damage and life prediction theories: a survey of the state of the art for homogeneous materials,» International Journal of Fatigue, vol. 20, n. 1, pp. 9-34, 1998.
- [6] V. Cicek, Corrosion Engineering and Cathodic Protection, John Wiley & Sons, 2017.
- [7] UNI EN 12897:2016.
- [8] EN 50440:2015.
- [9] ASME BPVC 2010, Section VIII, Division 1, Rules for Construction of Pressure Vessels.
- [10] ASME BPVC 2010 BPVC, Section II, Part D, Materials.
- [11] UNI EN 10111: 2008 .
- [12] T. Bellezze e R. Fratesi, «Assessing the efficiency of galvanic cathodic protection inside domestic,» Corrosion Science, 2010.
- [13] T. Gurney, Cumulative damage of welded joints, Cambridge England, 2006.
- [14] Z. Hashin e A. Rotem, «A Cumulative Damage Theory of Fatigue Failure,» Materials Science and Engineering.
- [15] K. Reynold, P. Watkins, J. Robert e N. Williams, «An Investigation into the History and Use of Welded Lap Joints for Steel Water Pipe».
- [16] O. Comond, D. Perreux, F. Thiébaud, P. Delobelle, D. Chapelle, P. Robinet,

- M. Weber e H. Barthelemy, «ANALYSIS OF THE FATIGUE LIFE OF HYDROGEN HIGH PRESSURE TANKS».
- [17] ASME BPVC 2010 - Section VIII, Division 2, Alternative Rules.
- [18] C. Lalanne, Mechanical Vibration and Shock Analysis - volume 4, John Wiley & Sons, Inc, 2009.
- [19] W. WU, H. Liou e H. Tse, Estimation of fatigue damage and fatigue life of components under random loading, Elsevier Science Limited, 1997.
- [20] J. Wægter, Stress range histories and Rain Flow counting, 2009.
- [21] A. R. Deshmukh, G. Venkatachalam e M. Saraf, «Fatigue life prediction of joggle weld joint using virtual strain gauge and its validation through experiments,» *Mechanics & Industry*, 2018.
- [22] K. Yamauchi e S. Asakura, «Galvanic Dissolution Behavior of Magnesium–1 mass% manganese–0.5 mass% calcium Alloy Anode for Cathodic Protection in Fresh Water,» *Materials Transactions*, 2003.
- [23] S. Sadafale, S. Potadar, K. Shemboligar, P. Sirsat, A. Chalvade e B. Patil, «Life Estimation of Pressure Vessel as per ASME Section VIII Div 2,» *International Journal of Trend in Research and Development*.
- [24] A. McEvily, Atlas of Stress-Corrosion and Corrosion Fatigue Curves, ASM INTERNATIONAL.
- [25] K. Magnucki, W. Szyca e J. Lewin'ski, «Minimization of stress concentration factor in cylindrical pressure vessels with ellipsoidal heads,» *Internal journal of Pressure Vessels and Piping*.
- [26] M. Krzysztof e L. Jerzy, «Optimal design of an ellipsoidal head of a pressure cylindrical vessel,» in *Proceedings in Applied Mathematics and Mechanics*.
- [27] P. P. Milella, *Fatigue and Corrosion in Metals*, Springer, 2013.
- [28] «<https://www.nobel.srl/documentazione-tecnica/addolcimento-dell-acqua/>,» [Online].
- [29] P. Baličević, D. Kozak e T. Mrčela, «Strength of Pressure Vessels with Ellipsoidal Heads,» *Journal of mechanical engineering*, 2008.

- [30] A. Ibrahim, Y. Ryu e M. Saidpour, «Stress Analysis of Thin-Walled Pressure Vessels,» Modern Mechanical Engineering, 2015.
- [31] S. Jesus, A. Ribeiro e A. Fenandes, «Validation of procedures for fatigue life assessment of a steel pressure vessel,» Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures.